

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ISI KAYNAĞI OLARAK ÇEVRE HAVASI, MOTOR SOĞUTMA
SUYU VE EGZOZ GAZI KULLANABİLEN R134A SOĞUTUCU
AKIŞKANLI OTOMOBİL ISI POMPASININ
PERFORMANSININ DENEYSEL ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mehmet DİREK

Anabilim Dalı: Makine Eğitimi

Danışman: Doç. Dr. Murat HOŞÖZ

KOCAELİ, 2011

**ISI KAYNAĞI OLARAK ÇEVRE HAVASI, MOTOR SOĞUTMA
SUYU VE EGZOZ GAZI KULLANABİLEN R134A SOĞUTUCU
AKIŞKANLI OTOMOBİL ISI POMPASININ
PERFORMANSININ DENEYSEL ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

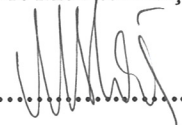
Mehmet DİREK

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 03 Kasım 2010

Tezin Savunulduğu Tarih: 07 Ocak 2011

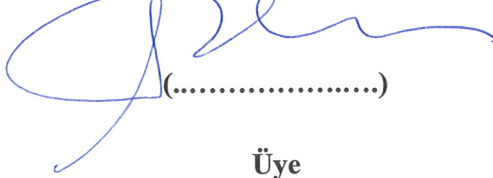
Tez Danışmanı

Doç. Dr. Murat HOŞÖZ


(.....)

Üye

Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN


(.....)

Üye

Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI


(.....)

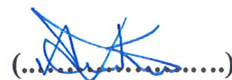
Üye

Doç. Dr. Kadri Süleyman YİĞİT


(.....)

Üye

Doç. Dr. Ali KILIÇARSLAN


(.....)

KOCAELİ, 2011

ÖNSÖZ

Su soğutmalı motor kullanılan araçlarda; soğuk hava koşullarında yolcu kabininin konfor ısıtması amacıyla genellikle motor soğutma suyu atık ısısından faydalanılmaktadır. Ancak, motor verimlerinin artması nedeniyle taşıtlarda konfor ısıtması için kullanılan atık ısı miktarı giderek azalmakta ve yolcu kabini ısı ihtiyacının motor soğutma suyundan alınan atık ısı ile karşılanamayacağı tahmin edilmektedir. Bu problem ile özellikle yeni nesil dizel motor kullanan araçlarda karşılaşılmaktadır. Ayrıca taşıt çalışmaya başladıktan sonra motor soğutma suyu belirli bir sıcaklığa ulaşana kadar yeterli kapasitede ısıtma yapılamadığından, araç içinde yeterli ısı konfor sağlanamamaktadır. Yolcu kabinini tek başına ısıtmak yada mevcut ısıtma sistemini takviye etmek amacıyla, taşıtta mevcut olan klimaya maliyeti düşük bazı bileşenler eklenerek klimadan ısı pompası olarak yararlanılabilir. Isı pompası, atık ısının olmadığı elektrikli araçlarda ve yakıt hücresi ile tahrik edilen araçlarda da kullanılabilir. Bu şekilde elde edilen bir ısı pompasında ısı kaynağı olarak çevre havasının yanında motor soğutma suyu veya egzoz gazları kullanılabilir. Böylece, motorun ilk çalıştırılmasından itibaren otomobil ısı pompası sistemi yüksek bir ısıtma kapasitesine sahip olmakta ve motor soğutma suyu yada egzoz gazlarının ısısı gibi atık ısı kaynaklarının yeniden kullanılabilmesi sağlanabilmektedir.

Bu tez çalışmasında ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı kullanabilen R134a soğutucu akışkanlı otomobil ısı pompasının performansının deneysel analizi yapılmıştır. Tez çalışmalarım esnasında fikir ve görüşleri ile beni yönlendiren, destek ve yardımlarının hiç esirgemeyen değerli hocam Doç. Dr. Murat HOŞÖZ'e, Bölüm Başkanımız Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN'a, sayın hocalarım Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI ve Doç. Dr. Kadri S. YİĞİT'e, çalışmalarına katkılarından dolayı Arş. Gör. Ali TÜRKCAN'a, Arş. Gör. Ertan ALPTEKİN, Öğr. Gör. İsmail SARI'ya, Arş. Gör. Ali ŞANLI'ya, ve Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü personeline çok teşekkür ederim. Ayrıca, tüm hayatım boyunca beni destekleyen, bugünlere getiren sevgili babam Cemil DİREK, annem Nurten DİREK'e, sabrından ve desteğinden dolayı sevgili eşim İNCİ DİREK ve oğluma, son olarak desteklerinden dolayı kardeşlerim Canan DİREK ve Samet DİREK'e teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK)'na, 108M132 Nolu Proje aracılığıyla bu çalışmaya verdiği destekten dolayı sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
TABLolar DİZİNİ	xii
SİMGELER.....	xiii
ÖZET	xv
İNGİLİZCE ÖZET.....	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Tez Konusu ile İlgili Literatür Araştırması.....	5
1.1.1. Taşıt klima sistemleri ile ilgili yapılmış çalışmalar	5
1.1.2. Taşıt ısı pompası sistemleri ile ilgili yapılmış çalışmalar	11
1.2. Literatür Araştırması Sonuçları	15
2. OTOMOBİL YOLCU KABİNİN ISITILMASI, HAVALANDIRILMASI VE SOĞUTULMASI.....	17
2.1. Otomobil Yolcu Kabininin Isıtma ve Havalandırması.....	17
2.1.1. Otomobil yolcu kabini ısıtma sistemleri	17
2.1.2. Su soğutmalı motorlu taşıtlarda yolcu kabininin ısıtılması.....	18
2.1.2.2. Kalorifer peteği sıcaklık kontrolü	21
2.2. Otomobil Yolcu Kabininin Soğutulması.....	21
2.2.1. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı ideal ve gerçek soğutma çevrimleri	22
2.2.2. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi	23
2.2.3. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı gerçek soğutma çevrimleri	25
2.3. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimine Sahip Otomobil Klima Sistemleri.....	26
2.3.1. Orifis tüplü otomobil klima sistemleri	27
2.3.1.1. Orifis tüpün çalışma prensibi	27
2.3.2. Termostatik genleşme valfi (TXV) kullanılan otomobil klima sistemleri.....	28
2.3.2.1. Genleşme valfleri	29
2.3.2.1.1. Termostatik genleşme valfi (TXV)	29
2.3.2.2. Sıvı kurutucu	30
2.3.2.3. Kompresör.....	31
2.3.2.4. Yoğuşturucu (kondenser)	32
2.3.2.5. Buharlaştırıcı (evaporatör)	33
2.3.2.6. Manyetik kavrama.....	33
2.4. Otomobil Isı Pompası Sistemleri	34
2.4.1. Otomobil ısı pompası sisteminin soğutma ve ısıtma durumlarındaki çalışma prensibi	35

2.4.2. Dört yollu valfin soğutma ve ısıtma durumlarındaki çalışma prensibi	36
3. DENEYSEL SİSTEMİN TANITILMASI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	38
3.1. Deneysel Sistemin Tanıtılması.....	38
3.1.1. Deneysel sistemin çeşitli ısı pompası modlarında ve soğutma modunda çalışması amacıyla deney düzeyinin hazırlanması.....	43
3.1.1.1. Deneysel sistemin çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalıştırılması ve termodinamik analizi	43
3.1.1.1.1. Sistemin enerji analizi	45
3.1.1.1.2. Sistemin ekserji analizi	48
3.1.1.1.2.1. Sürekli akışlı açık sistemlerin ikinci yasa çözümlemesi	49
3.1.1.2. Deneysel sistemin motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası modunda çalıştırılması ve termodinamik analizi	53
3.1.1.3. Deneysel sistemin motor soğutma suyu ve çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumu	57
3.1.1.4. Deneysel sistemin egzoz gazı kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumu	59
3.1.1.5. Deneysel sistemin soğutma modunda çalıştırılması ve termodinamik analizi....	63
3.1.1.6. Deneysel sistemde motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi ile ısıtma yapılması durumu.....	67
3.2. Deney Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları ve Ölçme Tekniği	70
3.2.1. Sıcaklık ölçümü.....	71
3.2.2. Basınç ölçümü.....	73
3.2.2.1. Basınç transmitterleri ile basınç ölçümü	74
3.2.3. Debi ölçümü	75
3.2.3.1. Elektromanyetik debimetreler ile motor soğutma suyu debisinin ölçümü	75
3.2.3.1.1. Elektromanyetik debimetrenin çalışma prensibi.....	76
3.2.3.1.2. Elektromanyetik debimetrenin kalibrasyonu	77
3.2.3.2. Coriolis tipi debimetre ile soğutucu akışkan debisinin ölçümü	77
3.2.3.2.1. Coriolis debimetrenin çalışma prensibi.....	78
3.2.3.2.2. Coriolis debimetrenin kalibrasyonu	79
3.2.4. Data toplama sistemi	81
3.2.4.1. Sinyal dönüştürücü modüller (DBK Kartları)	82
3.2.4.2. Daqview bilgisayar yazılım programı.....	83
3.2.5. Dizel motora ait performans değerlerinin ölçülmesi.....	84
3.2.5.1. Motora giren hava debisinin ölçülmesi	86
3.2.5.2. Yakıt tüketimi ölçümü.....	86
3.2.5.3. Egzoz emisyon verilerinin analizi.....	87
3.3. Deney Verileri ile Hesaplanan Dizel Motora Ait Performans Değerleri	88
3.3.1. Motora giren hava debisinin hesaplanması	89
3.3.2. Efektif gücün hesaplanması	90

3.3.3. Özgül yakıt tüketiminin hesaplanması	90
3.3.4. Termik verimin hesaplanması	90
4. DENEYSEL İŞLEMLER	92
4.1. Isıtma Deneyleri	92
4.1.1. Araçsız ısıtma deneyleri	92
4.1.2. Araçlı ısıtma deneyleri	93
4.2. Soğutma Deneyleri	94
4.2.1 Araçsız soğutma deneyleri	94
4.2.2. Araçlı soğutma deneyleri	95
4.3. Motor Soğutma Suyu Kullanan Kalorifer Sistemi ile Yapılan Isıtma Deneyleri.....	96
5. SİSTEMİN ISITMA DURUMUNDAKİ PERFORMANSI	97
5.1. Araçsız Laboratuvar Ortamında Yapılan Isıtma Deney Sonuçları	97
5.1.1. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 0°C olması durumunda araçsız deney sonuçları	98
5.1.2. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 0°C olması durumunda sürekli rejimde araçsız deney sonuçları	101
5.1.3. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 5°C olması durumunda araçsız deney sonuçları	108
5.1.4. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 5°C olması durumunda sürekli rejimde araçsız deney sonuçları	111
5.1.5. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 5°C olması durumunda araçsız testlerin özgül yakıt tüketimine ve termik verime etkisi	118
5.1.6. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 5°C olması durumunda araçsız testlerin egzoz emisyonlarına etkisi	120
5.1.7. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 10°C olması durumunda araçsız deney sonuçları	123
5.1.8. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 10°C olması durumunda sürekli rejim araçsız deney sonuçları	125
5.2. İç ve Dış Üniteye Gönderilen Farklı Hava Akımı Sıcaklıklarına Göre Sistem Performans Parametrelerinin Zamana Bağlı Olarak Geçici ve Sürekli Rejimde Araçlı Olarak Karşılaştırması	129
5.2.1. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığının 0 °C olması durumunda geçici ve sürekli rejimde araçlı deney sonuçları	130
5.2.2. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığının 5 °C olması durumunda geçici ve sürekli rejimde araçlı deney sonuçları	137
5.2.3. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığının 10 °C olması durumunda geçici ve sürekli rejimde araçlı deney sonuçları	143
6. SİSTEMİN SOĞUTMA DURUMUNDAKİ PERFORMANSI	149
6.1. Isı Pompası Sisteminin Soğutma Durumundaki Sürekli Rejim Araçsız Deney Sonuçları	149
6.1.1. Isı pompasına dönüştürülmüş klima sistemi ile iç ünite girişindeki hava akımı	

sıcaklığın 30°C olması durumunda araçsız deney sonuçları	149
6.1.2. İç ve dış üniteye gönderilen farklı hava akımı sıcaklıklarına göre geçici ve sürekli rejimde araçsız deney sonuçları	154
6.2. İç ve dış üniteye gönderilen farklı hava akımı sıcaklıklarına göre sistem performans parametrelerinin araçlı olarak geçici ve sürekli rejimde karşılaştırılması .	159
6.2.1. İç ve dış üniteye gönderilen farklı hava akımı sıcaklıklarına göre geçici rejim araçlı deney sonuçları	160
6.2.2. İç ve dış üniteye gönderilen farklı hava akımı sıcaklıklarına göre sürekli rejim araçlı deney sonuçları	162
7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER	166
7.1. Farklı Isı Kaynakları Kullanabilen Isı Pompası Sisteminin Performansının Birbirleriyle ve Motor Soğutma Suyu Kullanan Kalorifer Sisteminin Performansı ile Karşılaştırılması	166
7.2. Soğutma Durumundaki Sonuçlar	170
7.3.Öneriler	172
KAYNAKLAR	173
TEZDEN ÇIKAN YAYINLAR.....	178
ÖZGEÇMİŞ	179

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1: Su soğutmalı motor sistemi.....	18
Şekil 2.2: Motor soğutma ve kalorifer sistemi	19
Şekil 2.3: Kalorifer peteği	19
Şekil 2.4: Motor soğutma ve kalorifer sistemi bileşenleri	20
Şekil 2.5: a- Kalorifer peteği debi kontrollü, b-Selonid kontrolü su kontrol valfi.....	21
Şekil 2.6: Tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimin şematik görünümü.....	23
Şekil 2.7: Tek kademeli buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevrimi için P-h ve T-s diyagramları	23
Şekil 2.8: Gerçek buhar sıkıştırmalı çevrimin düzeni ve T-s diyagramı.....	26
Şekil 2.9: Orifis tüp kullanılan soğutma devresi prensip şeması	27
Şekil 2.10: Orifis tüp	27
Şekil 2.11: Termostatik genişleme valfli sistem	28
Şekil 2.12: Dıştan dengelemeli termostatik genişleme valfi	30
Şekil 2.13: Sıvı kurutucu bileşenleri	31
Şekil 2.14: Eğik plakalı kompresör	32
Şekil 2.15: Paralel akımlı yoğuşturucu	33
Şekil 2.16: Manyetik kavrama	34
Şekil 2.17: Isı pompası soğutma ve ısıtma durumları için şematik diyagramı	35
Şekil 2.18: Dört yollu valf soğutma durumu (a) ve ısıtma durumu (b) prensip şeması...36	
Şekil 3.1: Deney düzeneği genel görünümü	38
Şekil 3.2: Farklı ısı kaynakları kullanabilen otomobil ısı pompası deneysel sisteminin motor, dinamometre, hava, yakıt, egzoz, su ve soğutucu akışkan ölçüm ve kontrol sistemleri solidworks tasarım resmi	39
Şekil 3.3: Elektrikli cihazların kontrol panosu ve soğutucu akışkan basıncı ölçüm cihazları	41
Şekil 3.4: Deneysel sistemin çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri	44
Şekil 3.5: Deneysel sistemin motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri.....	54
Şekil 3.6: Motor soğutma suyu sistemi ve soğutucu akışkan arasındaki ısı değiştiricisinin şematik gösterimi	55
Şekil 3.7: Motor soğutma suyu sistemi ve soğutucu akışkan arasındaki ısı değiştiricisinin fotoğrafı	56
Şekil 3.8: Deneysel sistemin motor soğutma suyu ve çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri	58

Şekil 3.9: Egzoz gazı – hava ısı değiştiricisinden egzoz gazının geçirilmesi solidworks tasarım resmi.....	60
Şekil 3.10: Egzoz gazı ile hava akımı arasındaki ısı değiştiricisinin dış ünite hava kanalı içerisindeki fotoğrafı	61
Şekil 3.11: Deneysel sistemin egzoz gazı kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri	62
Şekil 3.12: Deneysel sistemin soğutma modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri	64
Şekil 3.13: Motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi ile yapılan ısıtmanın devre şeması	68
Şekil 3.14: Kalorifer peteğinin iç ünite kanalındaki yeri	69
Şekil 3.15: Motor soğutma suyu kalorifer peteği hortum su taşıma bağlantıları.....	69
Şekil 3.16: Sıcaklık ölçüm noktaları	72
Şekil 3.17: Hava kanalları içerisinde sıcaklık ölçüm noktaları.....	72
Şekil 3.18: Basınç ve sıcaklık kontrol panosu	74
Şekil 3.19: Elektromanyetik debimetre.....	76
Şekil 3.20: Elektromanyetik debimetrenin çalışma prensibini anlatan şematik görünümü	76
Şekil 3.21: Coriolis tipi kütleli debi ölçer	78
Şekil 3.22: Data toplama sistemi ve bileşenleri	81
Şekil 3.23:Daqview programı bilgisayar ekranı görünümü	83
Şekil 3.24:Deneylerde kullanılan dizel motoru ve hidrolik dinamometrenin genel görünümü	84
Şekil 3.25: Hidrolik dinamometre kontrol paneli	85
Şekil 3.26: Deneylerde yolcu kabini kullanılan Renault Safrane RT 2.0 VI marka araç	85
Şekil 3.27: Hava ölçüm sistemi şematik resmi	86
Şekil 3.28: Yakıt tüketimi ölçüm donanımı	87
Şekil 3.29: Egzoz emisyon ölçüm cihazı	88
Şekil 3.30: Orifis plakanın ölçüm hattındaki konumu	89
Şekil 4.1: 0 °C sıcaklıkta laboratuvar ortamında yapılan araçsız ısıtma deneylerinden örnek fotoğraf.....	93
Şekil 4.2: Araçlı soğutma deneylerinden örnek fotoğraf	96
Şekil 5.1: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi ($T_{ihg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 850 d/d, 5 Nm)	98
Şekil 5.2: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{ihg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 1550 d/d, 60 Nm).....	99
Şekil 5.3: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	100
Şekil 5.4: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	101

Şekil 5.5: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	103
Şekil 5.6: Sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	104
Şekil 5.7: Sürekli rejim durumunda iç ünite hava çıkış sıcaklığının devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	105
Şekil 5.8: Sürekli rejim durumunda yok edilen ekserjinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	106
Şekil 5.9: Sürekli rejim durumunda ısı pompası sisteminden kaynaklanan özgül yakıt tüketimi artışının devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney) ..	107
Şekil 5.10: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, 850 d/d, 5 Nm)	108
Şekil 5.11: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, 1550 d/d, 60 Nm)	109
Şekil 5.12: Beşinci dakika sonunda iç üniteden çıkan hava sıcaklığının devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	110
Şekil 5.13: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	112
Şekil 5.14: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	113
Şekil 5.15: Sürekli rejim durumunda ITK'nın devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	114
Şekil 5.16: Sürekli rejim durumunda iç üniteden çıkan hava sıcaklığının devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	114
Şekil 5.17 Sürekli rejim durumunda sürekli rejim sonu iç ünite çıkış sıcaklığı devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	115
Şekil 5.18: Sürekli rejim durumunda ısı pompası sisteminde yok edilen toplam ekserji miktarının devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney) .	116
Şekil 5.19: Sürekli rejim durumunda ısı pompası sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, 850 d/d ve 5 Nm, araçsız deney)	117
Şekil 5.20: Sürekli rejim durumunda ısı pompası sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, 1550 d/d ve 60 Nm, araçsız deney)	117
Şekil 5.21: Sürekli rejim durumunda özgül yakıt tüketimindeki artışın devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	118
Şekil 5.22: Sürekli rejim durumunda termik verimdeki azalmanın devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	119
Şekil 5.23: Sürekli rejim durumunda CO_2 emisyonunun devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	120
Şekil 5.24: Sürekli rejim durumunda O_2 emisyonunun devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)	122

Şekil 5.25: Sürekli rejim durumunda NO _x emisyonunun devir ile değişimi (T _{ihg} =5°C ve T _{dhg} =5°C, araçsız deney)	122
Şekil 5.26: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =10 °C ve T _{dhg} =10 °C, 850 d/d, 5 Nm)	123
Şekil 5.27: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =10 °C ve T _{dhg} =10 °C, 1550 d/d, 60 Nm)	124
Şekil 5.28: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi (T _{ihg} =10°C ve T _{dhg} =10°C, araçsız deney)	125
Şekil 5.29: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi (T _{ihg} =10°C ve T _{dhg} =10°C, araçsız deney)	126
Şekil 5.30: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi (T _{ihg} =10°C ve T _{dhg} =10°C, araçsız deney)	126
Şekil 5.31: Sürekli rejim durumunda ITK'nın devir ile değişimi (T _{ihg} =10°C ve T _{dhg} =10°C, araçsız deney)	127
Şekil 5.32: Sürekli rejim durumunda iç üniteden çıkan havanın sıcaklığının devir ile değişimi (T _{ihg} =10°C ve T _{dhg} =10°C, araçsız deney)	128
Şekil 5.33: Sürekli rejim durumunda yok edilen ekserjinin devir ile değişimi (T _{ihg} =10°C ve T _{dhg} =10°C, araçsız deney)	129
Şekil 5.34: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =0 °C ve T _{dhg} =0 °C, 850 d/d, 5 Nm, araçlı deney)	130
Şekil 5.35: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =0 °C ve T _{dhg} =0 °C, 1550 d/d, 60 Nm, araçlı deney)	132
Şekil 5.36: Araç içi ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =0 °C ve T _{dhg} =0 °C, 850 d/d, 5 Nm, araçlı deney)	133
Şekil 5.37: Araç içi ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =0 °C ve T _{dhg} =0 °C, 1550 d/d, 60 Nm, araçlı deney)	133
Şekil 5.38: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi (T _{ihg} =0°C ve T _{dhg} =0°C, araçlı deney)	134
Şekil 5.39: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi (T _{ihg} =0 °C ve T _{dhg} =0 °C, araçlı deney)	135
Şekil 5.40: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör devri ile değişimi (T _{ihg} =0 °C ve T _{dhg} =0 °C, araçlı deney)	136
Şekil 5.41: Sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi (T _{ihg} =0 °C ve T _{dhg} =0 °C, araçlı deney)	137
Şekil 5.42: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =5°C ve T _{dhg} =5°C, 850 d/d, 5 Nm, araçlı deney)	138
Şekil 5.43: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =5°C ve T _{dhg} =5°C, 1550 d/d, 60 Nm, araçlı deney)	138
Şekil 5.44: Araç içi ortalama sıcaklığının zamanla değişimi (T _{ihg} =5°C ve T _{dhg} =5°C, 850 d/d, 5 Nm, araçlı deney)	139
Şekil 5.45: Araç içi ortalama sıcaklığının zamana göre değişimi (T _{ihg} =5°C ve T _{dhg} =5°C, 1550 d/d, 60 Nm, araçlı deney)	140
Şekil 5.46: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi	

($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)	141
Şekil 5.47: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)	142
Şekil 5.48: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)	142
Şekil 5.49: Sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)	143
Şekil 5.50: Araç menfez çıkış sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{ihg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=10^{\circ}\text{C}$, 850 d/d, 5 Nm, araçlı deney)	144
Şekil 5.51: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{ihg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=10^{\circ}\text{C}$, 1550 d/d, 60 Nm, araçlı deney)	145
Şekil 5.52: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=10^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)	145
Şekil 5.53: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=10^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)	146
Şekil 5.54: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=10^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)	147
Şekil 5.55: Sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=10^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)	147
Şekil 6.1: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30^{\circ}\text{C}$)	150
Şekil 6.2: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30^{\circ}\text{C}$)	150
Şekil 6.3: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak STK'nın kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30^{\circ}\text{C}$)	151
Şekil 6.4: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30^{\circ}\text{C}$)	152
Şekil 6.5: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak klima sisteminde yok edilen toplam ekserjinin kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30^{\circ}\text{C}$)	153
Şekil 6.6: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresörün devri ile değişimi	154
Şekil 6.7: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresörün devri ile değişimi	155
Şekil 6.8: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresörün devri ile değişimi	155
Şekil 6.9: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı	

olarak iç üniteden çıkan havanın sıcaklığının kompresörün devri ile değişimi	156
Şekil 6.10: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak yok edilen ekserjinin kompresörün devri ile değişimi	157
Şekil 6.11: Menfezden çıkan havanın sıcaklığının zamana göre değişimi (n= 850 d/d)	160
Şekil 6.12: Menfezden çıkan havanın sıcaklığının zamana göre değişimi (n= 1550 d/d)	160
Şekil 6.13: Menfezden çıkan havanın sıcaklığının zamana göre değişimi (n= 850 d/d)	161
Şekil 6.14: Menfezden çıkan havanın sıcaklığının zamana göre değişimi (n= 1550 d/d)	162
Şekil 6.15: Kompresör devrine bağlı olarak yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=25\text{ °C}$ and $T_{dhg}=25\text{ °C}$)	164
Şekil 6.16: Kompresör devrine bağlı olarak yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=30\text{ °C}$ and $T_{dhg}=30\text{ °C}$)	164
Şekil 6.17: Kompresör devrine bağlı olarak yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=35\text{ °C}$ and $T_{dhg}=35\text{ °C}$)	165
Şekil 6.18: Kompresör devrine bağlı olarak yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=40\text{ °C}$ and $T_{dhg}=40\text{ °C}$)	165

TABLolar DİZİNİ

Tablo 3.1: Otomobil kliması bileşenleri	42
Tablo 3.2: Kullanılan kompresörün özellikleri	42
Tablo 3.3: Kullanılan egzoz gazı hava akımı arası plakalı ısı değiştiricinin özellikleri ..	42
Tablo 3.4: Kullanılan motor soğutma suyu soğutucu akışkan arası ısı değiştiricisinin özellikleri.....	43
Tablo 3.5: Kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri	71
Tablo 3.6: Thermokuplların özellikleri	72
Tablo 3.7: Data toplama sisteminden okunan sıcaklıklar	73
Tablo 3.8: Basınç transmitterleri teknik özellikleri.....	74
Tablo 3.9: Krohne marka elektromanyetik debimetrenin teknik özellikleri.....	76
Tablo 3.10: Coriolis tipi kütleli debi ölçerin teknik özellikleri	78
Tablo 3.11: Daqlab 2001 data toplama sisteminin teknik özellikleri (Daqlab2001 sistem kataloğu, 2001)	82
Tablo 3.12: DBK 65 modülünün teknik özellikleri	82
Tablo 3.13: DBK90 data toplama sisteminin teknik özellikleri.....	83
Tablo 3.14: Test motorunun teknik özellikler (Fiat Doblo kataloğu, 2005)	84
Tablo 3.15: Hidrolik dinamometrenin teknik özellikleri (Baturalp-Taylan katalog)	84
Tablo 3.16: Dijital manometrenin teknik özellikleri.....	86
Tablo 3.17: Capelec Cap 3200 marka gaz analizörünün teknik özellikleri	88
Tablo 3.18: Data toplama sistemi kullanılmadan yapılan ölçümler	91
Tablo 6.1: Kompresör devrine bağlı olarak bileşenlerde yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$)	158
Tablo 6.2: Kompresör devrine bağlı olarak bileşenlerde yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$)	158
Tablo 6.3: Kompresör devrine bağlı olarak bileşenlerde yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$)	159
Tablo 6.4: Kompresör devrine bağlı olarak bileşenlerde yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)	159
Tablo 6.5: Sistem performans parametrelerinin sürekli rejimdeki değerleri	162

SEMBOLLER

b_e	: Özgül yakıt tüketimi (g / kWh)
C_E	: Genleşme katsayısı
C_d	: Orifis (deşarj) katsayısı
$C_{p,a}$: Sabit basınçta havanın özgül ısısı ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
$C_{p,v}$: Sabit basınçta su buharının özgül ısısı ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
D_1	: Orifis dış çapı (m)
D_2	: Orifis iç çapı (m)
$\dot{E}x_d$: Kontrol hacminde yok edilen ekserji (W)
g	: Yer çekimi ivmesi ($m\ s^{-1}$)
h	: Entalpi ($kJ\ kg^{-1}$)
H_u	: Yakıtın alt ısıl değeri (kJ/kg)
M	: Tork (Nm)
\dot{m}	: Kütleli debi ($g\ s^{-1}$)
\dot{m}_h	: hava akımının kütleli debisi ($g\ s^{-1}$)
\dot{m}_y	: Yakıt tüketimi ($g\ s^{-1}$)
n	: Dönüş hızı (d/d)
p	: Basınç (Pa)
P_e	: Motor efektif gücü (W)
\dot{Q}	: Isıtma kapasitesi (W)
\dot{Q}_j	: T_j sıcaklığındaki sistem sınırından birim zamanda olan ısı geçişi (W)
Q	: Toplam ısı geçişi (W)
R	: İdeal gaz sabiti ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
s	: Özgül entropi ($kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
T_0	: Çevre sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_j	: Anlık sıcaklık (K)
V	: Hız (m/s)
\dot{V}	: Hacimsel debi ($m^3\ s^{-1}$)
\dot{W}	: Güç (W)
W_{ϕ}	: Çıkan veya sistem tarafından yapılan iş (kJ)
W_g	: Giren veya sistem üzerinde yapılan iş (kJ)
W_{tr}	: Tersinir iş (kJ)
z	: Yükseklik (m)
β	: Orifis plakası için çap oranı
ω	: Özgül nem ($kg\ sb / kg\ kh$)
ΔP	: İki nokta arasındaki basınç farkı (kPa)
ρ	: Yoğunluk (kgm^{-3})

η_t : Termik verim
 ψ : Özgül akış ekserjisi (J kg⁻¹)

Alt indisler

0 : Referans (ölü) hal
b : Buhar
ç : Çıkış
d : Yok edilen
dış : Dış ünite
dhg : Dış ünite hava giriş
e : Efektif
evap : Evaporator
g : Giriş
h : Hava
hç : Hava çıkış
hg : Hava giriş
iç : İç ünite
ihg : İç ünite hava giriş
ıpvalf : Isı pompası valfi
ısıdeğ : Isı değiştirici
komp : Kompresör
kond : Kondenser
kh : Kontrol hacmi
kal.pet : Kalorifer peteği
m : Mekanik
r : Soğutucu akışkan
rad : Radyatör
soğ : Soğutucu akışkan
t : Teorik
tr : Tersinir
üni : Ünite
valf : Termostatik genişleme valfi
v : Su buharı
w : Su yada yağ termometre sıcaklığı (°C)

Kısaltmalar

IP : Isı pompası
ITK : Isıtma tesir katsayısı
PTC : Pozitif sıcaklık katsayılı
STK : Soğutma tesir katsayısı
TXV : Termostatik genişleme valfi

ISI KAYNAĞI OLARAK ÇEVRE HAVASI, MOTOR SOĞUTMA SUYU VE EGZOZ GAZI KULLANABİLEN R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLI OTOMOBİL ISI POMPASININ PERFORMANSININ DENEYSSEL ANALİZİ

Mehmet DİREK

Anahtar Kelimeler: Otomobil ısı pompası, R134a, soğutma, iklimlendirme, otomotiv, enerji ve ekserji

Özet: Bu çalışmada ısı kaynağı olarak evre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazları kullanılabilen R134a soğutucu akışkanlı ve dizel motor tahrikli deneysel otomobil ısı pompası sisteminin performans analizi gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ısı pompası sisteminin performansı, motor soğutma suyu ısısını kullanan kalorifer sisteminin performansı ile karőtılaőtırılmıőt, sistemin soğutma durumundaki performansı da verilmiştir. Deney sonuçlarına göre sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, her ısı kaynağı durumu için ısı pompası sistemiyle kaloriferli sistemin ve onu çalıştıran dizel motorun performans parametreleri ve bazı deneylerde egzoz emisyon değerleri belirlenmiőt ve birbirleri ile karőtılaőtırılmıőtir. Deneysel veriler kullanılarak ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen g, ısıtma tesir katsayısı ve yok edilen ekserjiler, ayrıca ısı pompası kullanımının özgül yakıt tknetimi etkisi, motor devri ile i ve dıőt ünite giriőtindeki hava akımı sıcaklıklarının fonksiyonu olarak belirlenmiőt ve grafikler halinde sunulmuştur. Testlerden bazılarında i ünite ıkıőtından elde edilen hava akımı yolcu kabinine gönderilerek, hem kabin içindeki değerik noktalarda hava sıcaklığının zaman içindeki değerimi ölçümler yapılarak belirlenmiőt hem de ısı pompası ve dizel motoru performans parametreleri hava akımının araç içine gönderilmesi durumu için bulunmuştur. Elde edilen sonuçlara göre tüm devir ve yüklerde 5 dakikalık alıőtma sonunda en yüksek i ünite hava ıkıőt sıcaklıklarını sulu IP istemi sađlamıőtir. Değerlen yk Şartlarına göre IP kullanımının özgül yakıt tknetimini % 5 - 54 arasında arttırdığı grlmőtir. Isı pompası sisteminden, motor soğutma suyu gerekli sıcaklığa yükselip kalorifer sistemi tek baőtına yeterli olduğu ana kadar faydalanılarak, kabin içinde ısıl konfor sağlanana kadar geen süreyi kısaltmanın mümkün olabileceği grlmőtir.

EXPERIMENTAL PERFORMANCE ANALYSIS OF AN R134a AUTOMOBILE HEAT PUMP DRIVEN BY DIESEL ENGINE AND USING AMBIENT AIR, ENGINE COOLANT AND EXHAUST GAS AS HEAT SOURCES

Mehmet DİREK

Key words: Automobile heat pump, R134a, refrigeration, air conditioning, automotive, energy and exergy

Abstract: This study presents the performance analysis of an experimental R134a automotive heat pump (AHP) system driven by a diesel engine and utilizing the heat absorbed from the ambient air, engine coolant or exhaust gas. Besides that, the performance of the AHP system was compared with that of the baseline heating system, and the performance of system in the cooling mode was also presented. The performance of the AHP system for each heat source were evaluated by applying energy and exergy analyses to the system based on experimental data, and then compared with the performance of the system using other heat sources and with the performance of the baseline heating system. The performance parameters such as air temperature at the indoor coil outlet, heating capacity, coefficient of performance, increase in brake specific fuel consumption as function of the compressor speed, engine load and air temperatures at the inlets of the indoor and outdoor coils were presented graphically. In some tests, the supply air leaving the indoor coil was sent to the passenger compartment through a flexible air duct. Then, the compartment temperatures at different locations were measured and the performance parameters of the AHP system and the diesel engine were obtained for this case. The results show that the AHP system using engine coolant provided highest air temperatures at the outlet of the indoor coil in the first five minutes of the tests, which were performed at various speeds and engine loads. The AHP system causes an increase in brake specific fuel consumption (BSFC) within the range of 4-54% at various engine loads. It was determined that the AHP system can be utilized to heat the passenger compartment until the coolant temperature rises to sufficiently high values, thus shortening the time interval in which the thermal comfort is obtained.

1. GİRİŞ

Otomobil klima sistemi, ferah bir ortam havası oluşturmak için aracın içine alınan taze dış havayı veya aracın içindeki havayı soğutan ve nemini alan bir ünedir. Otomobil klima sistemleri, yolcular için rahat bir ısıl ortam sağlaması, havanın fazla neminin alınması ve filtre edilmesinin yanı sıra, otomobil ön ve yan camlarında görüş netliği sağlanması gibi sürüş güvenliği ve konforu açısından da son derece önemlidir (Bosch, 2000).

Otomobil teknolojilerindeki yeniliklere paralel olarak otomobil iklimlendirme sistemleri de sürekli olarak gelişmektedir. Otomobillerin icat edildiği ilk yıllarda otomobiller üstü açık olarak imal edilir ve yolcuları dış hava koşullarına göre giyinirdi. Daha sonraki yıllarda üstü kapalı araçların üretilmesiyle, kabin içinin ısıtılmasının, soğutulmasının ve havalandırılmasının gerekliliği hissedildi. Kabin içinin havalandırması için camlar açılır, hava dolaşımını iyileştirmek için ise kapılara ve ön panele menfezler yapılırdı. Ancak, aracın hızına bağlı olarak, kirli, nemli veya tozlu havanın araç içerisine girmesine engel olunamıyordu. Nihayet, tasarım problemleri aşıldı, bir elektrik motoru ve fan yardımıyla havalandırma yapılması sağlandı ve düşük araç hızlarında hava akımı hızı arttırıldı. Otomobil kabininin ısıtılması amacıyla ise ilk olarak kil tuğlaları kabin içine dizilir veya yakıt ile çalışan basit ısıtıcılar kullanılırdı. Sonraki yıllarda egzoz gazı ve motor soğutma suyu ısı kaynaklarını kullanan ısı değiştirgeçleri eklenerek kabin içine gönderilen hava akımının ısıtılması sağlandı. Soğutmanın ise ilk olarak araç içerisine konulan bir kalıp buzun eritilmesiyle yapılabileceği düşünülürdü, ancak bu yöntem başarılı olmadı. Daha sonraki yıllarda, otomobil kabininin soğutulması amacıyla, evaporatif soğutma sistemleri kullanıldı. Evaporatif soğutmanın ise ancak çok düşük nem oranına sahip ülkelerde kullanılabileceği görüldü. Mekanik sıkıştırımalı, kapalı döngü çalışan otomobil klima sistemleri ise ilk defa 1939 yılında seri olarak üretilmeye başlandı. Sistem; kompresör, yoğuşturucu, nem tutucu ve buharlaştırıcıdan oluşturuldu. Bu yeni sistemin kavramasının olmaması nedeniyle sistem sürekli çalışmakta ve kışın kompresörün sökülmesi gerekmekteydi. Bu problemler daha sonraki yıllarda aşılarak

1954 – 1955 yıllarında, Nash-Kelvinator firması tarafından, kompakt, kontrol edilebilen, elektrikli kavrama sistemine sahip otomobil kliması üretildi ve marketlerdeki yerini aldı (Daly, 2006).

Otomobillerde bir ihtiyaç haline gelen klima, aktif güvenlik faktörlerine dahil olmaktadır. On yıl önce otomobillerin sadece %10'unda klima varken, günümüzde standart donanım halini almıştır (Kocatürk ve Salman, 2006). Günümüzde otomobillerde yaz iklimlendirmesi amacıyla iki farklı sistem mevcuttur. Bu amaçla, yolcu kabini içine gönderilen havanın şartlandırılmasında (soğutulması ve neminin alınması), buhar sıkıştırımlı soğutma prensibi şekline göre çalışan termostatik genişleme valfli ya da orifis tüplü soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Bu çevrimlerde, soğutucu akışkan hareketini motordan alan kompresör tarafından yoğunlaştırıcıya gönderilir. Yoğunlaştırıcıda sabit basınçta yoğunlaşırken bir fan vasıtasıyla ısısını dış ortama atar. Daha sonra sıvı haldeki soğutucu akışkan, genişleme valfinden geçirilerek basıncı ve sıcaklığı düşürülür ve buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda sabit basınçta buharlaşan soğutucu akışkan kabine gönderilen hava akımının ısısını absorbe ederek soğumasını sağlar.

Otomobillerde kış mevsiminde ise ısıtma amacıyla genellikle motor soğutma suyundan çekilen ısıdan faydalanılmaktadır. Ancak motor teknolojisindeki gelişmelerin sonucu olarak motor verimlerinin artması nedeniyle taşıtlarda konfor ısıtması için kullanılan atık ısı miktarı giderek azalmakta ve özellikle yeni nesil dizel motor kullanan araçlarda yolcu kabini ısı ihtiyacının motor soğutma suyundan alınan atık ısı ile karşılanamayacağı tahmin edilmektedir (Wienbolt ve Augenstein, 2003) ve (Hammer ve Wertenbach, 2000). Motordaki verim artışı, yakıtın sahip olduğu enerjinin giderek daha az bir kısmının atık ısıya dönüşmesine neden olmaktadır. Bunun sonucu olarak, motor atık ısısını kullanan kalorifer sistemi ile taşıt yolcu kabininin motor çalıştırdıktan kısa bir süre içinde ve yeterli düzeyde ısıtılması giderek zorlaşmaktadır. Araç içerisinde ısı konforun sağlanması için gerekli süre aracın ve motorun büyüklüğüne göre – 10°C çevre havası sıcaklığı koşulunda 3 ile 10 dakika arasında değişmektedir (Jokar, 2004).

Bununla birlikte, otomobil ısıtma ve soğutmasında iki ayrı ısı değiştiricisi (buharlaştırıcı ve kalorifer peteği) kullanıldığında, bu durum taşıtın ağrlığını arttırdığı gibi başka amaçlar için kullanılabilir faydalı hacmi de azaltmaktadır. Bunun yanında özellikle soğuk havalarda taşıtın yüksek hızlarda seyir halinde olduğu durumlarda motor soğutma suyu sıcaklığı düştüğü için, yine taşıt içinde ısıl konforun gerektirdiği sıcaklıklara çıkılamamaktadır. Bu problemlere çözüm olarak, araştırmacılar otomobillerde ilk çalışma sonrası ısıl konforu ekonomik maliyetlerle ve hızlı sağlayabilmek için pozitif sıcaklık katsayılı (PTC) elektrikli ısıtıcılar, viskoz ısıtıcılar, ek yakıt ile çalışan ısıtıcılar (webosta) ve diğer elektrikli ısıtma sistemlerini geliştirmişlerdir. Ancak bu sistemlerin çoğu yüksek ilk yatırım ve işletme masrafları, düşük verim, hava kirliliği ve küresel ısınmaya katkı sağlama gibi çeşitli dezavantajlara sahiptir (Meyer ve diğ. 2004).

Otomobillerde kışın ısıtma amacıyla, klima sistemine birkaç farklı bileşen eklenerek klima sisteminin ters yönde çalıştırılması ile elde edilen otomobil ısı pompası sistemlerinden de faydalanabilir (Direk, 2004). Bu amaçla otomobil klimasında bulunan soğutma çevriminin kış şartlarında ters yönde çalıştırılarak ısı pompası görevi yapması ve aracın içine gönderilen havanın, yaz klimasında buharlaştırıcı görevi gören ancak kışın ters çalışma nedeniyle yoğuşturucu haline gelmiş ısı değiştiriciden geçerken ısınması sağlanarak, kabin içi ısınma süresi kısaltılabilir. Bu şekilde oluşturulan otomobil ısı pompası sistemi kompresör, dış ünite, iç ünite, genleşme valfi ve dört yollu valf gibi beş ana bileşenden oluşmaktadır. Dört yollu valf tersine çalıştırılarak sistem kış çalışma şartlarına uygun hale getirilir. Bu aşamada, kompresörden çıkan soğutucu akışkan dört yollu valften ters yönde geçirilerek kış çalışma durumunda yoğuşturucu haline getirilen iç üniteye gönderilir. Böylece yoğuşmakta olan soğutucu akışkandan atılan ısı ile iç üniteden geçen ve normalde şartlandırılan ortama gönderilecek hava akımının ısıtılması sağlanır. Isı pompası özelliğine sahip araçlarda ısıtıcı peteğin bulunması durumunda motor soğutma suyu sıcaklığını sezen bir termostat, su sıcaklığının düşük olduğu aracın ilk hareket anında ve düşük sıcaklık-yüksek seyir hızı durumlarında ısı pompasının çalışmasını sağlarken, su sıcaklığının yeterince yüksek olduğu durumlarda ısı pompası sistemini devre dışı bırakarak sadece kalorifer peteğini devrede tutabilir.

Isı pompası, atık ısının olmadığı elektrikli araçlarda ve yakıt hücresi ile tahrik edilen araçlarda da kullanılabilir (Bhatti, 1999). Bu şekilde elde edilen bir ısı pompasında ısı kaynağı olarak çevre havası kullanılması durumunda, özellikle düşük çevre sıcaklıklarında kabin ısı ihtiyacının tam olarak karşılanamadığı görülmüştür (Hosoz ve Direk, 2006). Bunun nedeni, düşük çevre havası sıcaklıklarında buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığının çok düşmesi sonucu havadan alınan ısının azalması ve havadan yoğuşan nemin buharlaştırıcı yüzeylerinde donarak hava akımının kesilmesine yol açmasıdır. Bu problemlerin çözümü için, ısı kaynağı olarak motor soğutma suyu veya egzoz gazları kullanılabilir. Böylece, motorun ilk çalıştırılmasından itibaren otomobil ısı pompası sistemi yüksek bir ısıtma kapasitesine sahip olmakta ve motor soğutma suyu yada egzoz gazlarının ısısı gibi atık ısı kaynaklarının yeniden kullanılabilmesi sağlanmaktadır.

Bu çalışmada, bir araçta mevcut olan klimadaki soğutma çevrimi ters yönde çalıştırılarak ısı pompası sistemi elde edilmiş ve sistem, ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazlarından çıkan atık ısıları kullanabilecek şekilde düzenlenerek her ısı kaynağı için test edilmiştir. Deney sonuçlarına göre sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, her ısı kaynağı durumu için ısı pompası sisteminin ve onu çalıştıran dizel motorun performans parametreleri ile egzoz emisyon değerleri belirlenmiş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca ısı pompası sisteminin performansı, motor soğutma suyu ısısını kullanan kalorifer sisteminin performansı ve soğutma modunda çalışan klima sisteminin performansı ile karşılaştırılmıştır.

Kurulan sistem, 1.9 litre silindir hacminde bir dizel motoru ile bağlantılı hale getirilerek, çeşitli noktalardaki hava, soğutucu akışkan ve su sıcaklıkları ile bunların debileri, soğutucu akışkan basıncı, devir, motor torku ve egzoz emisyonlarını ölçebilecek cihazlarla donatılmıştır. Isı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı ısılarını kullanabilen otomobil ısı pompası sistemi ile bağlı bulunduğu motorun her ısı kaynağı durumu için testleri yapılmıştır. Testlerde motor devri (dolayısı ile kompresör devri), motor torku ve hava akımının iç ile dış ünitelere giriş sıcaklıkları değiştirilmiştir. Ayrıca, araçta mevcut olan ve ısı kaynağı olarak

motor soğutma suyunu kullanan kalorifer sisteminin performansı ve klima sisteminin soğutma modundaki performansı da test edilmiştir.

Isı kaynaklarının, motor devri ile torkunun ve iç ile dış ünite girişindeki hava sıcaklıklarının, ısı pompası ve motor performansı ile egzoz emisyonlarına olan etkisi belirlenmiş, kaynak tipine göre ısı pompası sistemlerinin performanslarının birbirleri ile ve araçta mevcut olan kalorifer sistemi ile karşılaştırması yapılmıştır. Isı pompası sisteminin kararlı hal performansı, ölçülen parametreler kullanılarak sisteme uygulanan enerji ve ekserji analizi sonuçlarına göre belirlenmiştir. Performans parametreleri özet olarak ısıtma kapasitesi, ısıtma tesir katsayısı (ITK), kompresör gücü, hava akımının iç ünite çıkış sıcaklığı, araç menfezinden çıkan havanın sıcaklığı ve yolcu kabini içindeki ortalama hava sıcaklığının değişimi, soğutma çevrimi bileşenlerinde yok edilen ekserjiler, ısı pompası kullanımının motor özgül yakıt tüketimine ve motor termik verimi etkisi ile egzoz emisyonlarından oluşmaktadır. Son olarak ısı pompası sistemleri ve mevcut kaloriferli ısıtma sisteminin araç çalıştırıldıktan itibaren belirli bir zaman içindeki performansları belirlenmiş ve birbirleri ile kıyaslanarak sistemlerin geçici rejim davranışları elde edilmiştir.

1.1. Tez Konusu ile İlgili Literatür Araştırması

1.1.1. Taşıt klima sistemleri ile ilgili yapılmış çalışmalar

Otomobillerde yolcu kabini içine gönderilen havanın şartlandırılması (soğutulması ve neminin alınması), buhar sıkıştırımlı soğutma prensibi şekline göre çalışan otomobil kliması ile yapılmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma prensibine göre çalışan R12 soğutucu akışkanlı otomobil kliması, ilk olarak 1930'lu yıllarda tasarlanarak kullanılmaya başlanmıştır (Bhatti, 1999a). Otomobil klimalarının kullanımı özellikle Amerika'da 1960 yıllarından sonra artmış, 1990'lı yıllara gelindiğinde ise ozon tabakasına verdiği zarardan dolayı R12'li otomobil klimalarının yerini R134a soğutucu akışkanlı otomobil klimaları almaya başlamıştır. Taşıtlarda klima kullanımı 1990'lı yıllardan itibaren çok hızlı bir şekilde artış göstermiştir. Isı pompasına dönüştürülmüş otomobil klimalarının kullanılması ise

elektrikli otomobillerin kullanılmaya başladığı 1990'lı yıllara kadar çok fazla gündeme gelmemiştir. (Bhatti, 1999b).

Otomobil klima sistemleri, otomobillerde kullanılan yardımcı sistemler içerisinde motor gücünü, egzoz emisyonlarını yakıt sarfiyatını etkileyen en önemli sistemdir. Buna rağmen, otomobil iklimlendirmesi ve bunun bir alt kolu olan otomobil ısı pompası sistemlerinin performansı üzerine yapılan araştırma sonuçlarına, bu alanın rekabete ve teknolojiye dayalı bir endüstri olması nedeniyle literatürde nadir olarak rastlanmaktadır. Literatürde otomobil kliması ve ısı pompası sistemleri üzerine yapılan çalışmalardan bazıları aşağıda sunulmaktadır.

Kiatsiriroat ve Euakit (1997), bir otomobil yaz klima sistemi için R22/R124/R152a soğutucu akışkanlarından oluşan bir karışımın performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Her bir bileşen için matematiksel bir metot geliştirerek farklı çalışma koşulları için sistem performansını belirleyen bir simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri simülasyon sayesinde, karışımdaki R22 soğutucu akışkanının kütle miktarının artmasıyla sistemin Soğutma Tesir Katsayısının (STK) düştüğünü belirlemişlerdir. Ayrıca, R22 soğutucu akışkanının kütle miktarının % 20 ile % 30 arasında olması durumunda en iyi performansı verdiğini tespit etmişlerdir.

Ratts ve Brown (2000), bir araç üzerinde otomobil kliması sisteminin deneysel performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Kompresör ve araç hızının STK'ya etkisini araştırmışlardır. Orifis tüplü buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanılan bir otomobili, soğutucu akışkan sıcaklık ve basınçlarını, hava sıcaklık ve nemlerini ölçmek amacıyla çeşitli ölçüm cihazları ile donatmışlardır. Klima sistemine termodinamiğin ikinci kanunu uygulamak için, aracı rölantide 48.3 km/h ve 96.6 km/h hızlarında çalıştırarak test etmişlerdir. Taşıt hızının artması ile STK'nın azaldığını, taşıtın rölantiden 48.3 d/d hızına getirilmesi ile termodinamik kayıplarının % 18 oranında yükseldiğini, taşıt hızının 96.6 d/d getirilmesi ile termodinamik kayıplarda rölanti devrine göre % 23'lük bir artış meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Sonuç olarak taşıt hızının artmasına paralel olarak kompresör hızının da artması nedeniyle termodinamik kayıpların yükseldiğini belirlemişlerdir.

Farrington ve Rugh (2000), otomobil klimasının yakıt tüketimine etkisini araştırmışlardır. Otomobil kliması kullanımının yakıt tüketimini, yüksek yakıt ekonomili araçlarda %50, orta büyüklükte araçlarda ise %20 oranında arttırdığını, NO_x emisyonunu %80'e kadar, CO emisyonunu ise %70'e kadar oranlarda arttırdığını tespit etmişlerdir.

Brown ve diğ. (2002), otomobil klima sistemleri için R134a soğutucu akışkanının ve R134a için alternatif olabilecek CO₂ gazının kullanıldığı çevrim modelleri üzerinde karşılaştırmalar yapmışlardır. Kompresör, yoğuşturucu, genleşme vanası ve buharlaştırıcıdan oluşan R134a soğutucu akışkanlı soğutma çevriminden farklı olarak, ikinci bir sistemde sıvı/emme hattına yerleştirdikleri bir ısı değiştiricisi ile sistemi soğutucu akışkan olarak CO₂ gazını kullanabilir hale getirmişlerdir. Bu iki sistem üzerinde yaptıkları karşılaştırmalar sonucunda, CO₂ kullanılan sistemin R134a'lı sisteme göre daha düşük STK'ya sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca sistemleri üretilen entropi miktarına göre karşılaştırdıklarında; R134a kullanılan sistemin buharlaştırıcısında üretilen entropinin CO₂ kullanılan sisteme göre daha yüksek olduğunu, ancak CO₂'li sistemde kullanılan gaz soğutucuda üretilen entropi miktarının R134a'lı sistemin yoğuşturucusunda üretilen entropiden daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Kaynaklı ve Horuz (2003), bir otomobil kliması sisteminin detaylı deneysel analizini gerçekleştirmişlerdir. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve çevre sıcaklıkları ile kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, soğutucu akışkan debisi ve sistem soğutma tesir katsayısının minimum ve maksimum sistem basıncındaki değişimlerini belirlemişlerdir. Yoğuşturucu sıcaklığının ve kompresör devrinin artmasıyla sistem soğutma kapasitesinin de arttığını, ancak sistem STK'sının düştüğünü belirlemişlerdir. Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığının artmasıyla, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı ve hava sıcaklığı arasındaki farkın yükselmesinden dolayı sistemden elde edilen STK'nın yükseldiğini bulmuşlardır.

Jabardo ve diğ. (2003), değişken debili kompresör kullanılan ve sürekli rejimde çalışan bir otomobil klima sistemini modellemişlerdir. Yazarlar geliştirdikleri model

üzerinde kompresör hızı, evaporatöre dönüş havası sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklıkları gibi performans parametrelerinin sistem performansı üzerine etkisini belirleyerek deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Soğutma kapasitesi, soğutucu akışkanın kütleli debisi ve STK'nın yoğuşma, dönüş havası sıcaklığı ve kompresör devri ile değiştiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca yoğuşma sıcaklığı ve kompresör devrinin kapasite kontrollü kompresör kullanılması durumunda soğutma kapasitesine çok fazla etkisinin olmadığını belirlemişlerdir. Soğutma kapasitesinin buharlaştırıcıya dönüş havası sıcaklığından önemli derecede etkilendiğini, ancak yoğuşturucuya giren hava sıcaklığının soğutucu akışkan kütleli debisine, soğutma kapasitesine ve STK üzerine çok fazla etkisi olmadığını göstermişlerdir.

Joudi ve diğ. (2003), bir otomobil klimasının alternatif soğutucu akışkanlar kullanarak deneysel analizini ve matematiksel modelini yapmışlardır. Çalışmalarında beş farklı soğutucu akışkanı (R12, R134a, R290, R600a ve R290/R600a) kullanarak, dış ünite hava çıkış sıcaklığı, soğutma yükü, kompresör devri gibi parametrelerinin sistem performansı üzerine etkisini incelemişlerdir. R12'ye alternatif olarak R-290/R600a'nın kullanımını test ederek karşılaştırmışlardır. Bu iki soğutucu akışkandan elde edilen kompresörde soğutucu akışkana verilen güç ve STK değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmüştür.

Kaynaklı ve diğ. (2005), çalışmalarında insan vücudu ile otomobil iç ortamının ısı etkileşimini modellemişlerdir. Simülasyonu, geçici rejim koşullarına göre gerçekleştirmişlerdir. Hem ısıtma ve hem de soğutmanın ısı konfora olan etkisini araştırmışlardır. Deneylerden elde edilen sonuçlarla matematiksel modelden buldukları sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür.

Wongwises ve diğ. (2006), dizel motor tahrikli soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan deneysel bir otomobil klimasını, alternatif soğutucu akışkan olarak çeşitli oranlarda farklı hidrokarbonlardan oluşan bir karışım kullanılması durumu için deneysel olarak test etmişlerdir. Deneysel çalışmalarında propan (R290), bütan (R600) ve isobütan (R600a) gazlarını soğutucu akışkan olarak test edilmiştir. Soğutma kapasitesi, kompresöre birim zamanda verilen enerji ve soğutma tesir katsayısının sistem performansı üzerine etkisini incelemişlerdir

Propan/bütan/isobütan karışımının %50%40%10 olarak karıştırılması durumunda soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması durumuna göre en iyi performansı elde etmişlerdir.

Hoşöz ve Ertunç (2006), soğutucu akışkan olarak R134a kullanan bir otomobil klima sistemini çeşitli çalışma koşulları altındaki performansını tahmin etmek amacıyla yapay sinir ağları kullanarak modellemiş ve geliştirdikleri modelin çeşitli performans parametreleri için başarılı sonuçlar verdiğini belirlemişlerdir.

Esen ve Hoşöz (2006), bir otomobil klima sisteminde R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanılması durumunda sistemi çeşitli kompresör devirlerinde ve ısı yüklerinde çalıştırarak performansını deneysel olarak belirlemişlerdir. Sabit bir kompresör devri için artan soğutma yüküne bağlı olarak STK'nın da arttığını, kompresör devri ve yoğuşma sıcaklığı ile birlikte ise düştüğü belirlenmiştir. Aynı soğutma kapasitesi için R134a'nın, %6–7 daha düşük soğutma tesir katsayısı değerleri verdiğini, buna rağmen R134a'nın, %20 – 21 daha az soğutucu akışkan kütleli debisi ile çalıştığını belirlemişlerdir.

Esen ve Hoşöz (2007), soğutucu akışkan olarak R134a'nın kullanıldığı bir otomobil klima sistemini değişken devirli bir elektrik motoru ile değişik devirlerde çalıştırmış elde edilen deneysel sonuçlara göre sisteme enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Yoğuşma basıncının artmasıyla STK'nın azaldığını, artan kompresör devriyle bileşenlerde yok edilen ekserjilerin arttığını tespit etmişlerdir.

Özgür (2008), soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanılan bir otomobil kliması sisteminin soğutma tesir katsayısı ve sistem kompresörü için gerekli enerji gereksinimi değerlerinin belirlenmesi amacıyla, sistemin bir matematiksel modelini geliştirmişlerdir. Sistemden elde edilen soğutma tesir katsayısının, gaz soğutucu basıncı ve soğutucu akışkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına göre maksimum değerine ulaştığını belirlemiştir. Gaz soğutucu basıncının yükselmesiyle, STK'nın soğutucu akışkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile daha az değişim gösterdiğini görmüşlerdir.

Özgören ve diğ. (2009), çalışmalarında bir otomobilin dinamik ısı kazancı ve soğutma yükünü, Konya ili meteorolojik verilerini kullanarak saatlik olarak belirlemişlerdir. Hesaplanan soğutma yükünü karşılamak için soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan bir otomobil klimasının kompresörünün ihtiyacı olan elektrik enerjisinin kısmen veya tamamen otomobil üzerine yerleştirilmiş fotovoltaik güneş panellerinden üretildiği durumlar için teorik olarak araştırmışlardır. Araç üzerine yerleştirilecek güneş panellerinden 06:00 – 18:00 saatleri arasında üretilen elektrik enerjisinin, klimanın soğutma yükünü panellerin minimum verimde çalışması durumunda 12 saate kadar sağlayabildiğini tespit etmişlerdir.

Kılıç ve Akyol (2009), çalışmalarında bir otomobil yolcu kabini içinde farklı hava yönlendiricilerinin açık tutulması durumlarında, ısıtma sürecinde sürekli değişen ve düzensiz bir dağılım gösteren kabin içi ısıl konfor parametrelerini deneysel olarak test etmişlerdir. Vücudun menfez çıkış havası ile doğrudan temas eden bölmeleri üzerinde yüksek hava hareketleri oluştuğunu tespit etmişlerdir. Deneysel çalışmada düşük ortam sıcaklıklarında yüksek hava hızlarının sürücü üzerinde etkili olması ile özellikle konsol menfez seçiminde sol elden ve sağ koldan taşınım ile ısı kayıplarının arttığını ve bu vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıklarının önemli oranda düştüğünü belirlemişlerdir.

Alkan ve Hoşöz (2010a) çalışmalarında değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil klima sisteminin genişleme elemanı olarak orifis tüp ve termostatik genişleme valfi kullanılması durumlarındaki deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak belirlemişlerdir. Alkan ve Hoşöz (2010b) bir otomobil klima sisteminde genişleme elemanı olarak termostatik genişleme elemanı ile sabit ve değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumundaki deneysel performansını karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır. Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda, değişken kapasiteli kompresöre göre %5–10 arasında daha yüksek soğutma kapasiteleri ve düşük devirlerde daha yüksek STK değerleri elde etmişlerdir.

1.1.2. Taşıt ısı pompası sistemleri ile ilgili yapılmış çalışmalar

Domitrovic ve diğ. (1993), bir otomobil ısı pompası / klimasının simülasyonu ve matematiksel modelini gerçekleştirmişlerdir. Bu model üzerinde R12 ve R134a soğutucu akışkanlarını kullanarak soğutma ve ısıtma halleri için soğutma ve ısıtma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, STK ve ITK parametrelerinin kompresör devrine göre değişimini belirlemişlerdir. Elde ettikleri deney sonuçlarını, geliştirdikleri bir simülasyon modelinden buldukları verilerle karşılaştırmışlardır. Soğutma durumunda artan çevre sıcaklığı ile sistem STK değerinin azaldığını, ısıtma durumunda ise ITK değerinin arttığını tespit etmişlerdir. Isıtma durumunda elde edilen ITK'nın, soğutma durumunda bulunan STK'dan daha yüksek olduğunu görmüşlerdir.

Vargas ve Parise (1995), değişken kapasiteli kompresör kullanılan bir otomobil ısı pompası sisteminin performansını belirleyebilmek için sistemin matematiksel modelini geliştirmişlerdir. Geçici rejimde sistemin her bileşeni için enerji analizi uygulanmış, ortaya çıkan denklemler nümerik analiz ile çözülmüştür.

Rongstam ve Mingrino (2003), ısı kaynağı olarak motor soğutma suyu kullanılan ısı pompası sistemi ile motor soğutma suyunu kullanan kalorifer sistemini -10°C 'lik dış hava sıcaklığı test koşullarında karşılaştırmışlardır. Motorun soğutma suyundan soğutucu akışkana ısı transfer edebilmek amacıyla bir ısı değiştirici monte etmişlerdir. Eklenen ısı değiştiricinin, motor soğutma suyu çevrimine çok küçük bir basınç kaybından başka bir etkisi bulunmadığını görmüşlerdir. Kurdukları sistemin soğutma suyu hattı, kalorifer peteği, yağ soğutucu v.b. bileşenlerinde bir değişiklik yapılmamıştır. Deneyler sonucunda on dakikalık çalışma sonrasında test aracında ısı pompası kullanılması durumunda, kabin içinde ölçülen sıcaklık değerini 8°C daha yüksek bulmuşlardır. Yakıt tüketiminin bir miktar arttığı gözlemlense de, motor soğutma suyu kaynaklı otomobil ısı pompasının araçlarda kabin içinde istenen sıcaklıkları hızla sağlayabileceği için iyi bir çözüm olabileceğini vurgulamışlardır.

Scherer ve diğ. (2003), soğutucu akışkan olarak R152a ve R134a kullanan motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası sistemlerinin performanslarını araştırmışlardır.

Bir kamyon dizel motorunun soğutma suyunun ısını soğutucu akışkana transfer edebilmek amacıyla ısı pompası sistemine ilave bir ısı değiştirici monte etmişlerdir. Araç üzerinde yapılan karşılaştırma amaçlı bu çalışmada, yolcu kabini içindeki birkaç noktada hava sıcaklıklarının zaman ile değişimi incelenmiş ve her iki soğutucu akışkanın yaklaşık olarak aynı hızda ısıtma yapabildiğini belirlemişlerdir. Ancak, R152a soğutucu akışkanının kullanımının, kolay alevlenir olmasından dolayı tehlikeli olup, taşıtlarda kullanımı için ek tedbirlere gerek olduğunu ifade etmişlerdir.

Feng ve diğ. (2003), ısı kaynağı olarak motor soğutma suyu, soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan otomobil ısı pompası ile yapılan çeşitli deneysel çalışmalardan, R134a kullanılan sistemlere alternatif olabilecek performans değerleri elde etmişlerdir. Ancak, 31.1°C kritik sıcaklığa ve 7.38 MPa gibi yüksek bir kritik basınca sahip CO₂'in otomobil klimalarında ve ısı pompalarında etkin olarak kullanılabilmesi için sistem ağırlığının ve boyutlarının küçültülmesi gerektiğini ifade etmişlerdir.

Tamura ve diğerleri (2005), soğutucu akışkan olarak CO₂ gazı kullanılan otomobil ısı pompası sisteminin performanslarını araştırmışlardır. Soğutucu akışkan olarak CO₂ gazı kullanılan sistemin performansının, R134a kullanılan sisteme yakın değerler verdiğini vurgulamışlardır.

Antonijevic ve Heckt (2004), prototip bir R134a otomobil ısı pompası sistemi kurmuşlar ve otomobillerde mevcut ısıtma sistemine takviye amacıyla kullanmak üzere düşük hava sıcaklıklarında test etmişlerdir. Prototip R134a otomobil ısı pompası sistemin performansını, PTC yada motor soğutma suyu kullanılan klasik kalorifer sistemleriyle karşılaştırmışlardır. Sistemin ısıtma kapasitesinin ve yakıt tüketimi oranının diğer sistemlerle karşılaştırıldığı zaman önemli derecede avantajlar sağladığını tespit etmişlerdir.

Direk (2004), bir otomobil klimasını çevre havası kaynaklı ısı pompası haline dönüştürerek, sistemi değişken devirli bir elektrik motoru ile ısıtma ve soğutma modlarında çalıştırmıştır. Klima ve ısı pompası sistemlerinin performanslarını, kompresör devri ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarına ve debilerine bağlı olarak belirlemiştir. Isı pompası sisteminin, çok soğuk olmayan

hava şartları için olumlu sonuçlar verdiğini, ancak düşük çevre havası sıcaklıklarında ısıtma kapasitesinin yetersiz kaldığını gözlemlemişlerdir. Bunun nedeni, düşük çevre havası sıcaklıklarında dış üniteye buharlaşma sıcaklığının çok düşmesi sonucu havadan alınan ısının azalması ve havadan yoğunlaşan nemin buharlaştırıcı yüzeylerinde donarak hava akımının kesilmesine yol açmasıdır. Artan kompresör devri ile birlikte, birim ısıtma kapasitesi başına sistemde yok edilen ekserji miktarının yükseldiğini tespit etmişlerdir. Soğutma durumunda çevre sıcaklığının artmasıyla sistem STK değerinin azaldığı, ısıtma durumunda ise ITK değerlerinin arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, sistemde yok edilen toplam ekserji miktarının sistem ısıtma kapasitesine oranının, iç ünite girişindeki hava akımı sıcaklıklarının yükselmesi ile arttığını belirlemişlerdir.

Meyer ve diğ. (2004), bir otomobil üzerindeki R134a soğutucu akışkanlı taşıt klimasına hava kaynaklı ısı pompası özelliği kazanacak şekilde bileşenler ekleyerek, ısı pompası sistemini, otomobil üzerindeki kalorifer sistemini takviye edecek şekilde çalıştırmışlardır. Daha sonra, yolcu kabini içindeki hava sıcaklığının motorun ilk çalıştığı andan itibaren zaman içindeki değişimini deneysel olarak belirlemişlerdir. Çevre havası kaynaklı ısı pompası ile takviye edilen kalorifer sisteminin, yolcu kabini içinde çok daha kısa sürede yeterli sıcaklık sağladığını gözlemlemişlerdir.

Son yıllarda atmosferde biriken sera gazlarının etkisiyle küresel ısınma gibi çevresel problemlerin artmasıyla birlikte, daha düşük küresel ısınma etkisine sahip CO₂'den soğutucu akışkan olarak faydalanmaya yönelik çalışmaların arttığı görülmektedir. Bullard ve diğ. (2000), soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan bir otomobil kliması ve ısı pompası sisteminin deneysel performansını araştırmışlardır. Sistemin ısıtma kapasitesinin ve ısıtma tesir katsayısının, çevre havası sıcaklığı ve iç ünite giriş sıcaklıklarıyla değişimlerini elde etmişlerdir. Kritik ötesi (transkritik) soğutma çevrimi kullanan CO₂'li sistemden elde edilen ısıtma kapasitesinin ve ısıtma tesir katsayısının, çevre havası sıcaklığı ve iç ünite giriş sıcaklığının yükselmesi ile yükseldiğini tespit etmişlerdir.

Hoşöz ve Direk (2006), Soğutucu akışkan olarak R134a kullanan çevre havası kaynaklı otomobil ısı pompası / kliması sisteminin performansını araştırmışlardır. Isı

pompası ve kliması sistemlerinin performanslarını, kompresör devri ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarına ve debilerine bağlı olarak belirlemişlerdir. Artan kompresör devriyle birlikte ısıtma kapasitesinin de arttığı, ancak ısıtma tesir katsayısının düştüğünü belirlemişlerdir. Isı pompası sistemlerinin performansını belirlemede kullanılan STK ve ITK parametreleri birbiriyle karşılaştırıldığında soğutma durumunda artan çevre sıcaklığı ile sistem STK değerinin azaldığı, ısıtma durumunda ise ITK değerlerinin arttığı tespit edilmiştir. Isıtma durumunda kompresörde eklenen ilave ısıdan dolayı, ısıtma durumunda elde edilen sistem ITK değerinin, soğutma durumu için bulunan STK değerinden daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Otomobil ısı pompası sistemlerinin ısıtma performansının, ısı kaynağı olarak çevre havası ile birlikte ya da tek başına motor soğutma suyu veya egzoz gazı kullanılması ile daha da yükseltilebileceği sonucuna varmışlardır.

Kim ve diğ. (2007), soğutucu akışkan olarak CO₂ gazı kullanılan otomobil ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesi performansını, araçlarda kullanılan motor soğutma suyu kalorifer sistemiyle geçici ve sürekli rejimde grafikler yardımıyla karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır. CO₂ soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin kullanılması ile motor soğutma suyu kullanılan sisteme göre elde edilen ısıtma kapasitesi değerlerinin yükseldiği görülmüştür.

Direk ve Hoşöz (2008), ısı kaynağı olarak çevre havası kullanılan bir otomobil ısı pompasını değişken devirli bir elektrik motoru ile ısıtma ve soğutma modlarında çalıştırmışlar, elde edilen deneysel sonuçlara göre sisteme enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemde en yüksek ekserjinin iç ve dış ünite ısı değiştiricilerinde yok edildiğini tespit etmişlerdir. Bundan dolayı iç ünite ısı değiştiricisinin ısı transferi alanının büyütülmesini ve hava debisinin artırılması gerektiğini ifade etmişlerdir.

Hoşöz ve diğ. (2009), çalışmalarında soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan deneysel bir otomobil ısı pompası sisteminin ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazlarından çıkan atık ısıları kullanabilecek şekilde çevrim tasarımlarını ve soğutucu akışkanın izlediği yolları şekillerle açıklamalı olarak

anlatmışlardır. Ayrıca, sistem bileşenlerine uygulanacak olan termodinamiğin birinci kanununu ve performans analizini açıklamışlardır. Çevre havası kaynaklı ısı pompası sistemine ait performans parametrelerinin değerlerini vermişlerdir. Çok düşük çevre havası sıcaklıklarında havadan çekilen ısının yetersiz kaldığını tespit etmişlerdir. Bu yüzden ısı kaynağı olarak motor soğutma suyu veya egzoz gazı kullanılması ile sistemden elde edilen ısıtma kapasitesinin yükseltilebileceği sonucuna varmışlardır.

Hoşöz ve diğ. (2010), çalışmalarında dizel motoru tarafından tahrik edilen R134a soğutucu akışkanlı bir otomobil iklimlendirme sisteminin geçici ve sürekli rejimde performans sonuçlarını sunmuşlardır. Bu amaçla deneysel otomobil klima sistemi geliştirmişler ve bu sistemi esnek bir hava kanalı kullanarak araç yolcu kabini ile bağlantılı hale getirmişlerdir. Deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulayarak, sistemin performans parametrelerini geçici ve sürekli rejim durumları için elde etmişlerdir. Aracın menfezinden çıkan hava sıcaklığının ilk 5 dakika içinde hızla azaldığını, artan kompresör devri ile soğutma kapasitesinin arttığı fakat soğutma tesir katsayısının azaldığını belirlemişlerdir. Ayrıca yok edilen ekserjinin hem kompresör devriyle hem de buharlaştırıcı ve yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklıklarıyla arttığını tespit etmişlerdir.

Dizel motora sahip araçlarda ekstra motorin yakan ısıtıcılar (webosta) ve elektrikli ısıtıcılar kullanılmadan, sadece egzoz gazı ısısı ile de kabin ısıtması yapılabilmektedir. Böyle bir sistemin yakıt tasarrufuna olumlu etkisinin yanı sıra, egzoz emisyonu olmadığından dolayı çevre kirliliği ve küresel ısınmaya katkısı da olmayacaktır. Yiğit (2005), hava soğutmalı dizel motora sahip olan ve şehir içi yolcu taşımacılığında kullanılan bir minibüsün yolcu kabinini, ekstra motorin ile çalışan webosta yerine egzoz gazından çekilen ısı ile çalıştırarak, sistemin performansını kış ayları boyunca test etmiştir. Sistemin ısıtma kapasitesinin nispeten düşük olduğunu, ancak webostaya göre önemli ölçüde yakıt ekonomisi sağladığını gözlemlemiştir.

1.2. Literatür Araştırması Sonuçları

Yukarıdaki literatür araştırmasından, ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazlarının ısını kullanabilen içten yanmalı motorla bağlantılı bir

otomobil ısı pompası sisteminin ve onu tahrik eden içten yanmalı motorun performansının henüz karşılaştırmalı olarak belirlenmediği görülmektedir. Bu tez çalışmasında çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı ısılarının R134a soğutucu akışkanlı bir otomobil ısı pompası sistemi aracılığı ile kullanılmasının ısı pompası ve motor performansına etkilerinin deneysel ve karşılaştırmalı olarak belirlenmesi, ilk defa gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ısı pompası sistemlerinin motorun ısınması ve sürekli rejim durumlarındaki performansları, kalorifer sisteminin performansı ile de karşılaştırılarak en iyi ısı pompası sistemi belirlenmiştir. Otomobil ısı pompasında farklı ısı kaynakları kullanılması durumlarının motor performans ve egzoz emisyonlarına etkileri belirlenmiş ve sonuçlar birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Isı pompası sistemi ile araçta mevcut kalorifer sisteminin motor çalıştırdıktan sonra belirli bir zaman dilimi içindeki performansları belirlenmiş, bu sistemlerin geçici rejim davranışları elde edilmiştir. Böylece, farklı ısı kaynakları kullanabilen R134a soğutucu akışkanlı otomobil ısı pompası geliştirilerek, taşıt kış iklimlendirmesi için alternatif bir sistem elde edilmiştir. Bu sistem, gelecek nesil yüksek verimli dizel motorlarında karşılaşılabilecek yetersiz atık ısıdan kaynaklanan yolcu kabini ısıtma problemini çözebileceği gibi, motorun ilk çalışma anından itibaren yolcu kabininin kısa sürede yeterli düzeyde ısıtılmasını da sağlayabilecektir.

2. OTOMOBİL YOLCU KABİNİN ISITILMASI, HAVALANDIRILMASI VE SOĞUTULMASI

2.1. Otomobil Yolcu Kabininin Isıtma ve Havalandırması

Otomobil iklimlendirme sistemlerinin başarılı tasarımı, yolcu güvenliği için sürüş yorgunluğunun azaltılması, iyi bir görüş ve konforun sağlanabilmesinde anahtar rol oynar. Kabin içerisinde sürekli hava sirkülasyonunun sağlanması karbondioksit seviyesini düşürür, buğu ve koku önleyici olarak görev yapar. Yüksek konsantrasyonda karbondioksit sürücünün tehlike anındaki reaksiyonlarını yavaşlatır. İç ortam hacmine göre saatte değişmesi gereken hava miktarı hesaplanarak havalandırma yapılır. Bu hesaba muhtemel yolcu sayısı ve kabinin hacmi de dahil edilir. Bazı ülkelerde ısıtma ve havalandırma sisteminin performansı, mevzuatlara göre düzenlenir. Isıtma ve havalandırma sistemi ile birlikte klima sistemi, araç içerisinde sürücü ve yolcular tarafından istenilen sıcaklıkları sağlar.

2.1.1. Otomobil yolcu kabini ısıtma sistemleri

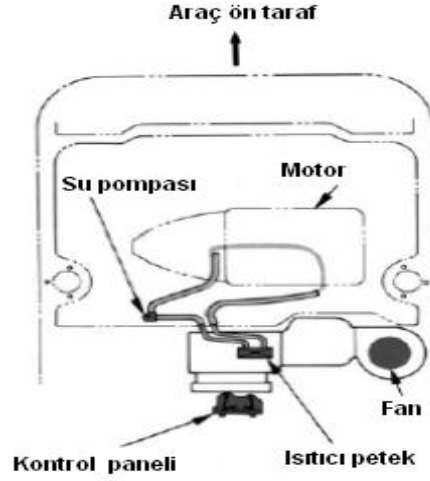
Isıtma ve havalandırma sistemleri, prensip olarak ısının bir ortamdan başka bir ortama transfer edilmesi ile çalışır. Otomobil içerisine giren yada araç içinden çekilen geri dönüşüm havası bir ısıtma sisteminde ısıtılarak hava kanalları vasıtasıyla otomobil içerisinde değişik bölümlere gönderilir. Su soğutmalı motorlu taşıtlarda soğutma suyu araç içindeki kalorifer peteğinden dolaştırılarak araç ısıtılır.

Taşıtlarda egzoz gazı atık ısısı ile çalışan ısıtma sistemleri, motor yanması ile oluşan atık ısıyı suya aktarıp kalorifer sistemine veren ısıtma sistemleri ve elektrikli ısıtıcılar gibi farklı ısıtma sistemlerinden oluşmaktadır. Motorlu taşıtlarda kullanılan ısı, genellikle su soğutmalı yada hava soğutmalı motorlarda yanma sonu oluşan ısının havaya veya suya transferi edilmesi ile elde edilir. Eğer taşıt hava soğutmalı sistem

kullanıyorsa motor yada egzoz dış yüzey ısısı, yada bazı durumlarda yağ soğutma sistemindeki ısı, fan tarafından araç içerisine yönlendirilir.

2.1.2. Su soğutmalı motorlu taşıtlarda yolcu kabinin ısıtılması

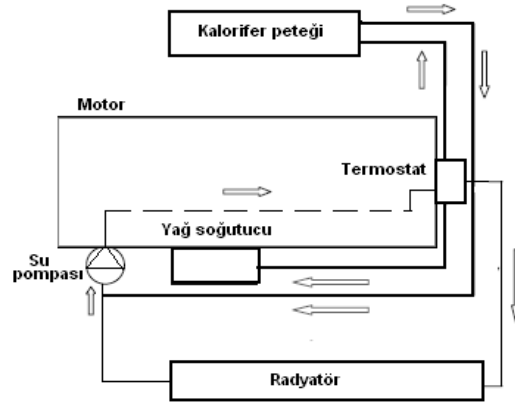
Su soğutmalı motorlarda yanma sonu yanma odasında oluşan ısı, soğutma suyu dolaşımı ile odadan alınır. Yanma odalarından taşınan ısınmış soğutma suyu, hortumlar vasıtasıyla kalorifer peteği içerisinde dolaştırılarak kabin içerisine sıcak hava üflenir (Daly, 2006). Kalorifer peteğinin (ısıtıcı petek), araç kabini içerisindeki konumu Şekil 2.1’de görülmektedir.



Şekil 2.1: Su soğutmalı motor sistemi (Daly, 2006)

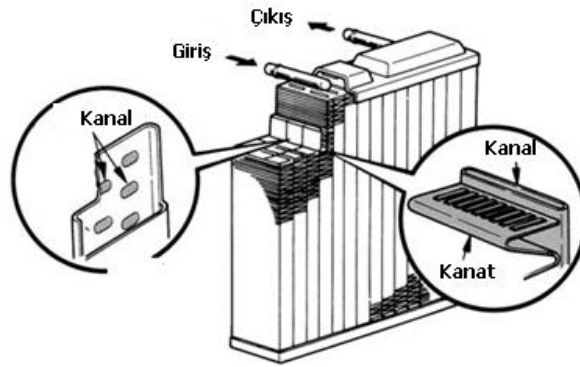
Motoru soğutmak amacıyla su veya nadir hallerde glikol ve benzeri özel kimyasallar kullanılabilir. Soğutma sistemi termostat, su pompası ve radyatör olmak üzere üç ana bileşenden oluşur. Motor soğutma suyu, motor bloğuna sabitlenmiş krank milinden tahrik alan motor pompası tarafından soğutma devresinde dolaştırılır (Bosch, 2000). Motor soğutma suyunun radyatör ve kalorifer peteği içerisinde dolaşımı Şekil 2.2’de görülmektedir.

Motor soğutma suyu kalorifer peteği üzerinden sürekli olarak devir daim yapmaktadır. İstenildiğinde petek üzerindeki fan çalıştırılarak kabin içerisine hava akımı gönderilmektedir. Isıtıcı petekden geçirilen çevre yada dönüş havası ısıtıldıktan sonra hava menfezleriyle yolcu kabini içerisine gönderilir.



Şekil 2.2: Motor soğutma ve kalorifer sistemi (Rongstam ve Mingrino, 2004)

Şekil 2.3’de görülen ısıtıcı petek alüminyum veya bakır malzemeden yapılmış kanatçık ve kanallardan oluşur. Motor soğukken termostat kapalıdır ve soğutma suyu motor içerisinde dolaştırılır. Radyatör su sıcaklığı belirli bir değerin üzerine çıktığında fan devreye girerek, soğutma suyu belirli bir sıcaklığa ulaştığında, termostat açılır ve soğutma suyunu radyatöre gönderir. Radyatör fanı tarafından üflenen hava ile soğutma suyu soğutulur. Soğutma suyu termostatta ayarlanan sıcaklık derecesinin altına düştüğünde soğutma suyunu radyatöre yönlendiren valf kapanır ve soğutma suyu tekrar by-pass edilir.

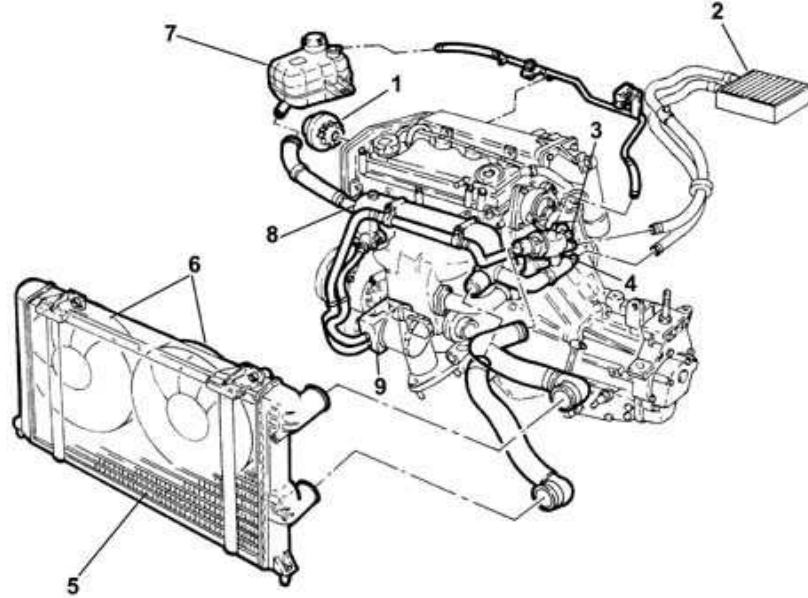


Şekil 2.3: Kalorifer peteği (Daly, 2006)

Termostatın çalışması, bünyesindeki bakır bir haznede bulunan, özel bir formülle hazırlanan balmumu karışımı ile düzenlenir. Balmumu karışımı, motorun çalışması sırasında sıcaklığın artması ile beraber katı halden sıvı hale geçerek genleşmeye başlar. Sıvı haldeki balmumu karışımı genişliyi artırarak hacmi arttıkça üzerindeki pistonu yukarı doğru itmeye ve termostadı istenilen şartlarda açmaya başlar. Böylece radyatöre giden suyun debisi ayarlanarak motorun yavaş ve kontrollü bir şekilde

soğuması sağlanır. Bu kontrollü geçiş motorun istenilen çalışma sıcaklığına ulaşınca kadar devam eder ve daha sonra termostat kontrollü açma kapama hareketleriyle motorun ideal sıcaklık diliminde kalmasını sağlar.

Soğutma suyu çevriminde kullanılan su pompası ve radyatör fanı genellikle motor şaftından alınan mekanik güç ile çalışır. Sistemin ana elamanlarının yanında motorun su kanalları, elektrikli veya kayışlı fan, hortumlar, kalorifer peteği ve genişleme deposu gibi yardımcı elemanlar mevcuttur. Şekil 2.4'de, bu deneysel çalışmada kullanılan Fiat Doblo dizel motora ait motor soğutma ve kalorifer sistemi bileşenleri ve bağlantı şekilleri görülmektedir.



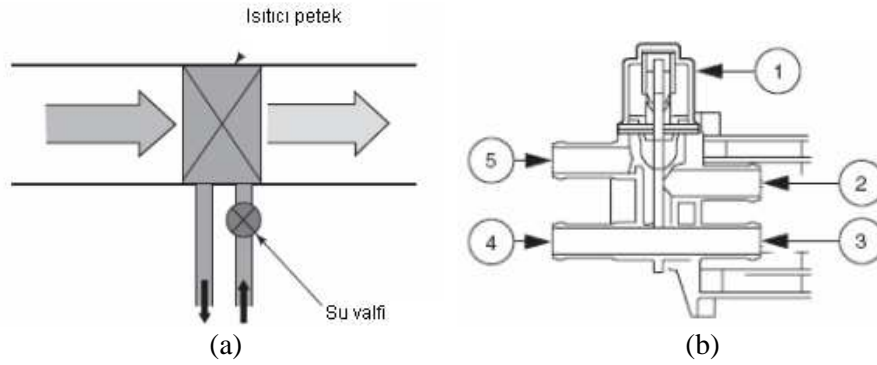
1.Su pompası, 2. Araç içi kalorifer peteği, 3. Motor su sıcaklık sensörü, 4. Termostat, 5. Radyatör, 6. Elektrikli fanlar, 7. Genleşme deposu, 8. Pompaya su taşıyan boru, 9. Su-y yağ ısı değiştirici

Şekil 2.4: Motor soğutma ve kalorifer sistemi bileşenleri (Fiat Doblo katalog, 2005)

Otomobil yolcu kabini içerisi ısıtılmak istendiğinde, çevre yada dönüşüm havası ısıtıcı petek yüzeyinden geçerek araç kabini içine gönderilir. Bir kontrol valfi kullanılarak soğutma suyunun ısıtıcı petek içersinde akış debisi düzenlenir ve kabin içerisinin ısıtılması sağlanır.

2.1.2.2. Kalorifer peteği sıcaklık kontrolü

Şekil 2.5 a'da görülen kalorifer peteği içerisinde geçen motor soğutma suyunun debisi, Şekil 2.5 b'de görülen kontrol valfi kullanılarak düzenlenir. Kontrol valfi ısıtıcı peteğe gelen soğutma suyu miktarına göre açılır yada kapanır. Soğutma suyu akışı ve sıcaklığı motor hızına ve yüküne bağlı olduğu için bu tip sistemleri ayarlamak zordur. Sistem değişikliklere anında cevap veremez. Örneğin, kabinde düşük bir sıcaklık isteniyor ise kontrol valfi ısıtıcı peteğe giden soğutma suyu akışını kısıtlar. Isıtıcı petekteki ısıyı düşürmek için seçilen sıcaklığa kadar ısı atmamak gerekir ve bu da zaman alır.



1.Selonoid kontrol, 2. Motordan gelen, 3. Motora geri giden, 4. Isıtıcı petekten gelen, 5. Isıtıcı peteğe giden

Şekil 2.5: a- Kalorifer peteği debi kontrollü, b-Selonoid kontrollü su kontrol valfi (Daly, 2006)

2.2. Otomobil Yolcu Kabininin Soğutulması

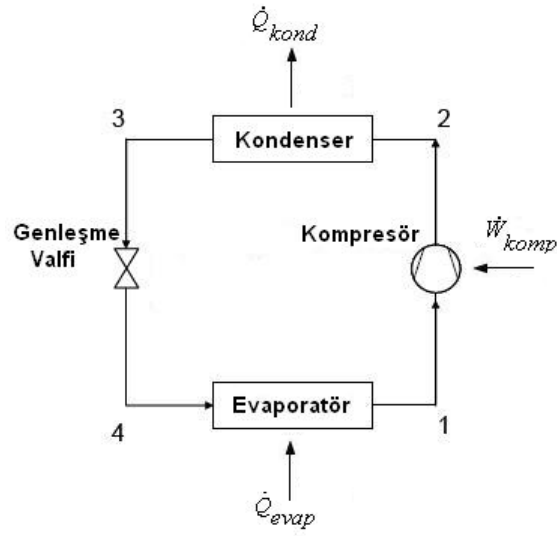
Motor soğutma suyu kaynaklı ısıtma sistemi, her iklim durumunda taşıt içerisinde istenilen konfor şartını sağlayamaz. Sürücünün konforu ve güvenliği açısından taşıt içerisindeki bağıl nem değerinin %30 ile %70 arasında tutulması gereklidir. Ayrıca, dış hava sıcaklığı 20 °C üstüne çıktığında gerekli konfor sıcaklığının sağlanabilmesi için havanın soğutulması gerekir. Bu da günümüzde buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanılan R134a soğutucu akışkanlı klima sistemleri ile yapılmaktadır (Bosch, 2000). Soğutma makineleri ve ısı pompası sistemlerinde günümüzde en yaygın olarak kullanılan sistem, buhar sıkıştırımlı R134a kullanılan soğutma çevrimidir. Çevrim temel olarak kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genleşme valfinden oluşmaktadır. Mekanik soğutma çevrimli sistemlerin anlaşılabilmesi için

tek kademeli buhar sıkıştırırmalı ideal ve gerçek soğutma çevrimlerinin bilinmesi gerekir.

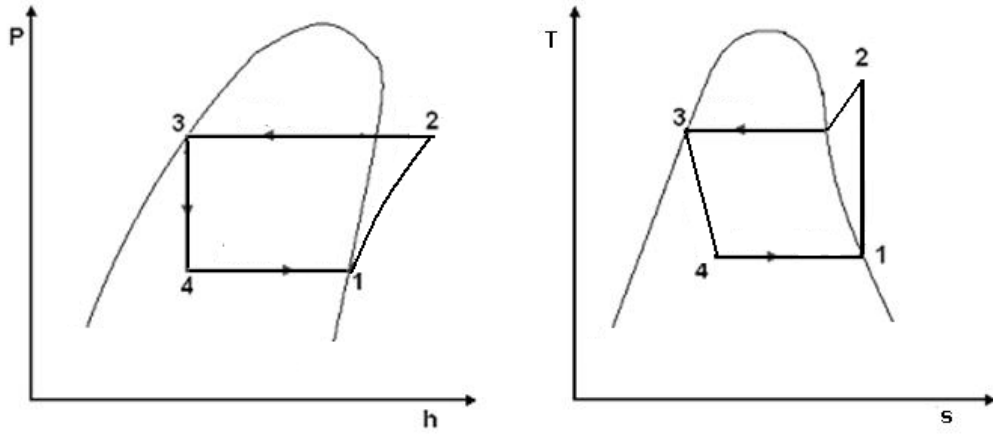
2.2.1. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı ideal ve gerçek soğutma çevrimleri

Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri soğutmadır. Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısının atılmasıdır. Soğutma, soğutma makineleri veya ısı pompaları tarafından gerçekleştirilir. Bu makinelerin dayandıkları çevrime de soğutma çevrimleri adı verilir. En yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimidir. Bu çevrimde aracı akışkan, dönüşümlü olarak buharlaşır, yoğuşur ve buhar fazındayken sıkıştırılır (Çengel ve Boles, 1996).

Şekil 2.6'da, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi basit şeması görülmektedir. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı ideal bir soğutma çevriminde buharlaştırıcıda ve yoğuşturucudaki ısı geçişlerinde basınç kayıplarının olmadığı, kompresörün tersinir adyabatik (izentropik) olduğu, genleşme valfindeki basınç düşmesi olayının adyabatik olduğu, bu elemanlar arasındaki boru donanımlarında herhangi bir basınç kaybının olmadığı ve boru donanımı ile çevre arasında ısı geçişinin olmadığı kabul edilir. Şekil 2.6'de görüldüğü gibi ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde düşük basınçta düşük sıcaklıkta ve doymuş buhar olarak buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, kompresöre girerek, tersinir ve adyabatik (izentropik) olarak sıkıştırılır. Yüksek sıcaklıkta ve kızgın buhar halinde kompresörden çıkan soğutucu akışkan, yoğuşturucuya girerek önce sabit basınçta kızgınlığını atar, sonrada yoğuşur. Yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı olarak yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, adyabatik genişleme işleminin olduğu genleşme valfine girer. Düşük sıcaklıkta, düşük basınçta ve küçük bir kuruluk derecesinde genleşme valfinden çıkan soğutucu akışkan, sabit basınçta buharlaşma işleminin olduğu buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdaki işlem, soğutucu akışkanın kızgın buhar elde edilmesine kadar devam eder. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı ideal ve gerçek soğutma çevrimlerine ait P-h ve T-s diyagramları Şekil 2.7'de görülmektedir.



Şekil 2.6: Tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimin şematik görünümü



Şekil 2.7: Tek kademeli buhar sıkıştırımlı ideal soğutma çevrimi için P-h ve T-s diyagramları

2.2.2. Tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi

Termodinamiğin birinci kanunu yardımı ile, bir sisteme ait enerjinin korunumu yazılabilir ve bu sisteme ait bazı performans parametreleri elde edilebilir. Buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin her bir elemanına, sürekli rejim halinde termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında, denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir.

Kompresörün adyabatik olduğu kabulüyle, kompresörde yapılan iş

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Yoğuşturucuda atılan ısı

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

Genleşme valfindeki entalpiler

$$h_3 = h_4 \quad (2.3)$$

Buharlaştırıcıda çekilen ısı

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (2.4)$$

Akışkan hızlarının ve soğutucu elemanlar arasındaki yükseklik farkının küçük olması nedeniyle, sürekli rejim halinde yazılan bu denklemlerde kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilmiştir. Sistem bir çevrim boyunca çalıştığından, yoğuşturucuda atılan ısı miktarı, buharlaştırıcıda çekilen ısı ile kompresörde verilen iş miktarına eşit olmalıdır. Bu durum, aşağıdaki denklemden bulunur.

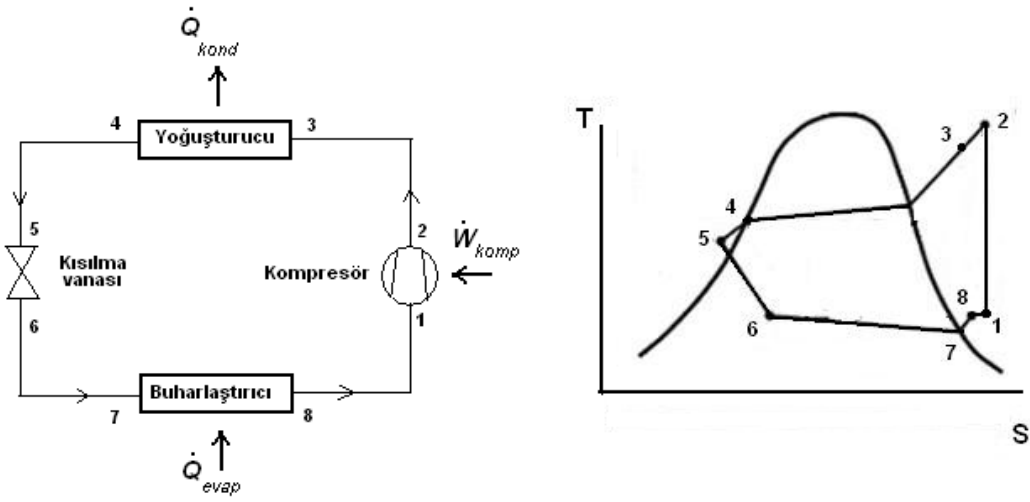
$$\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{komp} = \dot{Q}_{kond} \quad (2.5)$$

Termodinamiğin birinci kanunu (Enerjinin Korunumu Prensibi), sistemi oluşturan elemanların analizlerinin ve tasarımlarının yapılabilmesine imkan sağlar. Soğutma sistemlerinde birinci kanunun etkinlik parametresi, soğutma tesir katsayısıdır. Soğutma sistemlerinde etkinlik parametresi soğutma etkisinin net iş girişine oranı şeklinde tanımlanır. Bu durumda tek kademeli kompresörlü ideal bir soğutma çevrimi için soğutma tesir katsayısı, Denklem (2.1) ve (2.4) yardımı ile aşağıdaki denklemden elde edilir (Ashrae, 1996).

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.6)$$

2.2.3. Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı gerçek soğutma çevrimleri

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T–S diyagramı, Şekil 2.8’de görülmektedir.



Şekil 2.8: Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin düzeni ve T–s diyagramı

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Gerçek çevrim, akışkanın kompresör girişinde tümüyle buhar olmasını sağlamak amacıyla, soğutucu akışkan kompresör girişinde biraz kızgın buhar olacak şekilde tasarlanır. Bundan dolayı soğutucu akışkanın özgül hacmi ve buna bağlı olarak kompresör işi artar, çünkü sürekli akış işi özgül hacimle doğru orantılıdır. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, başka bir deyişle izentropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır.

Ayrıca ideal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkan kısılma vanasına girmeden tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassaslıkla gerçekleştirmek zor olduğundan, yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Bu nedenle soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir

sıcaklığa soğutulur, başka bir deyişle aşırı soğutulur. Böylelikle soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdan daha çok ısı çekebilir.

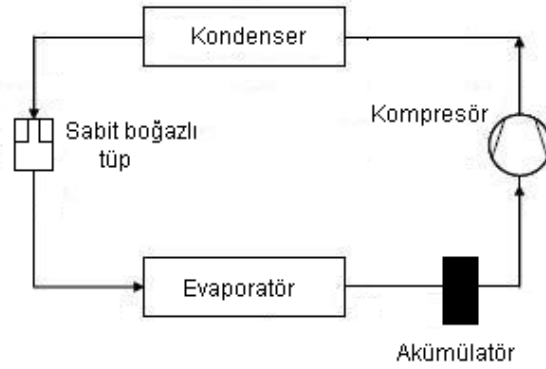
2.3. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimine Sahip Otomobil Klima Sistemleri

Otomobillerde yolcu kabini içine gönderilen havanın şartlandırılması (soğutulması ve neminin alınması), buhar sıkıştırılmalı soğutma prensibi şekline göre çalışan otomobil kliması ile yapılmaktadır. Otomobil klima sistemlerinde kompresör aracın motoru üzerine monte edilir ve kayış-kasnak mekanizması yardımıyla krank milinden hareket alır. Yoğuşturucu ise aracın motor radyatörünün önüne veya yanına, üzerine doğrudan çevre havası gelecek şekilde monte edilir. Motor çalışır durumda iken kompresör manyetik kavramasına akım gönderildiğinde kompresör çalışmaya başlayarak sistemde bulunan gazı sıkıştırır. Sıkıştırılarak basıncı yükseltelen gaz ısınır, ısınan gaz soğuması ve yoğuşması için yoğuşturucuya gönderilir. Soğutucu fanlar ve araç hızından kaynaklanan hava akışı ile soğuyan akışkan, yoğuşturucu çıkışında sıvı hale gelir. Sıvı kurutucu filtreden geçerek içersindeki nemi alınan soğutucu akışkan, genleşme valfi sayesinde ölçülü olarak buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcı içersinde soğutucu akışkan buharlaşır ve buharlaşma esnasında çevresinden ısı çeker. Buharlaştırıcı petekleri üzerine fanlar aracılığıyla hava üflenerek, havanın buharlaştırıcı peteklerine ve dolayısıyla soğutucu akışkana ısınımasını aktarması sağlanır. Bu soğutulmuş hava araç içersine yönlendirilerek soğutma sağlanır. Buharlaşmış ve tümüyle gaz haline gelmiş soğutucu akışkan, kompresör tarafından emilerek çevrim tamamlanır. Bu işlemler klima çalıştığı sürece tekrarlanır. Buharlaştırıcı, kabin içine yakın bir konumda genellikle kokpit altında bulunur.

Otomobil klima sistemleri, basınç düşürücü olarak genleşme valfi kullanan soğutma devresi yada orifis tüp kullanılan soğutma devresi kullanılabilir. Kullanılan buharlaştırıcıdaki basınç farkı hangi basınç düşürücünün daha uygun olduğunu belirler. Yeni sistemlerde klimanın aktive edilmesi Elektronik Kontrol Bölümü (ECU) tarafından yapılmaktadır (Daly, 2006).

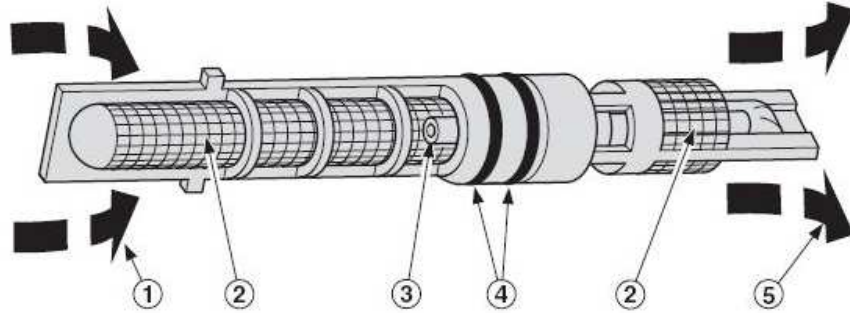
2.3.1. Orifis tüplü otomobil klima sistemleri

Orifis tüp, sabit kesitli bir basınç düşürücü olup, soğutucu akışkanı buharlaştırıcıya enjekte eder. Orifis tüp, yüksek basınç tarafı ile alçak basınç tarafını birbirinden ayıran bir köprü görevi görür. Soğutucu akışkanın buharlaşması alçak basınç tarafında, yoğuşması ise yüksek basınç tarafında kontrol edilir. Şekil 2.9’da orifis tüp kullanılan bir soğutma devresinin prensip şeması görülmektedir.



Şekil 2.9: Orifis tüp kullanılan soğutma devresi prensip şeması

2.3.1.1. Orifis tüpün çalışma prensibi



1- Yüksek basınç tarafı girişi, 2-Filtre elemanı, 3-Orifis tüp iç çapı, 4-Lastik halka, 5-Düşük basınç tarafı çıkışı

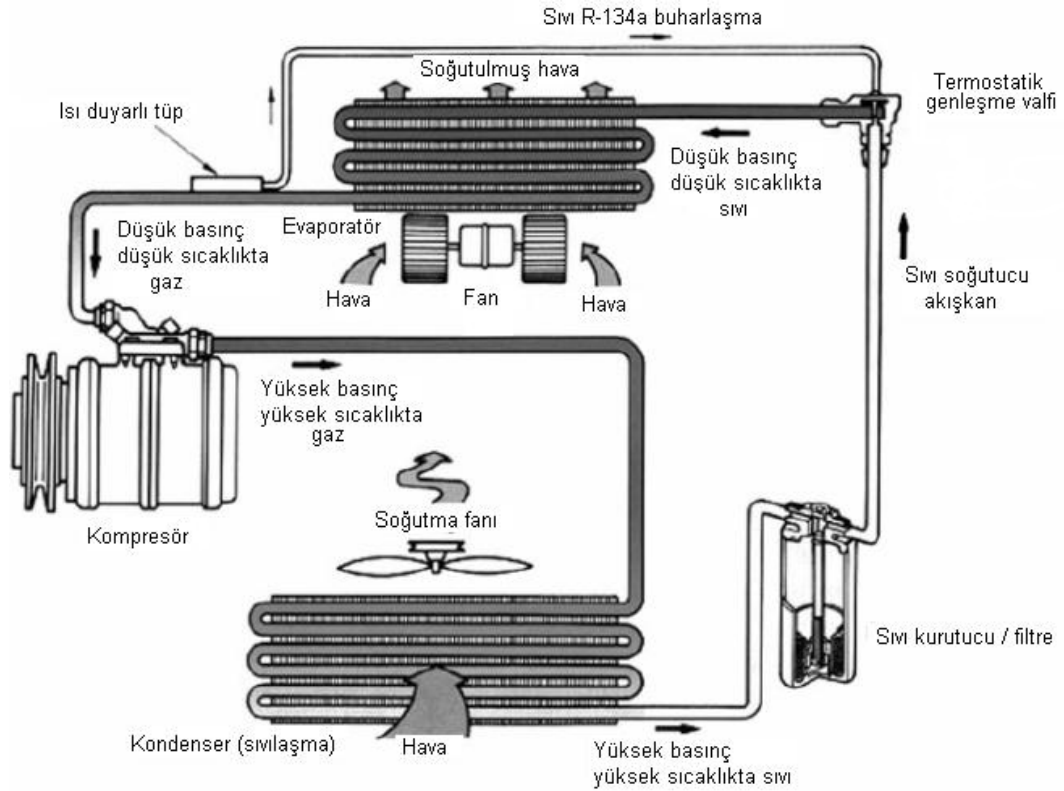
Şekil 2.10: Orifis tüp (Daly, 2006).

Şekil 2.10’da görülen orifis tüp, soğutma devresinde yoğuşturucu (kondenser) ile buharlaştırıcı (evaporatör) arasındaki hat üzerine konulur. Yüksek basınçta sıvı halde yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan sabit boğazlı tüpün girişine doğru akar. İki adet lastik halka, soğutucu akışkanın sabit boğazlı tüpün etrafından geçişini engeller. Sabit boğazlı tüpün giriş ve çıkışındaki iki adet filtre elemanı, soğutucu akışkan

içindeki yabancı maddeleri temizler. Sabit boğazlı tüpün iç çapından akacak soğutucu akışkan miktarı, basınç ile tespit edilir. Bu çap akacak soğutucu akışkan miktarını sınırlar.

2.3.2. Termostatik genişleme valfi (TXV) kullanılan otomobil klima sistemleri

Günümüzde otomobil klima sistemlerinde en çok kullanılan soğutma çevrimi, termostatik genişleme valfi kullanılan soğutma çevrimidir. Şekil 2.11’de, termostatik genişleme valfi kullanılan bir otomobil klima sisteminin basit şeması görülmektedir.



Şekil 2.11: Termostatik genişleme valfli sistem (Daly, 2006)

Çevrimindeki kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınçta kızgın buhar halinde yoğuşturucuya gelen soğutucu akışkan, önce kızgın buhardan doymuş buhara dönüşür, daha sonra sabit sıcaklıkta yoğuşarak doymuş sıvıya dönüşür, son olarak hava akımına biraz daha ısı atarak yüksek basınçta aşırı soğutulmuş sıvı fazında iç üniteyi terk eder. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, termostatik genişleme valfinin fazla kısıldığı durumlarda çevrimde kullanılmayan akışkanı tutan, aynı zamanda akışkan içindeki pislikleri filtreleyip nemi tutabilen sıvı

tanki/filtre/kurutucudan geçerek termostatik genişleme valfine gelir. Buharlaştırıcı girişinde bulunan TXV, dış ünite üzerindeki ısı yükü ne olursa olsun ünite çıkışındaki soğutucu akışkanın kızgınlığı (superheat) sabit kalacak şekilde soğutucu akışkan debisini ayarlayabilmekte ve akışkanın basıncını düşürerek iç üniteye düşük kuruluk dereceli doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı şeklinde soğutucu akışkan gitmesini sağlamaktadır. TXV'den geçerken basıncı ile birlikte sıcaklığı da düşen ve büyük kısmı sıvı halinde olan soğutucu akışkan, iç ünite dış yüzeyinden geçmekte olan çevre havasından ısı çekerek önce doymuş buhar haline, daha sonra biraz daha ısı çekerek kızgın buhar haline dönüşmektedir. Buharlaştırıcıdan çıkan düşük basınçta kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan, kompresöre gelir. Kompresörden basıncı ve sıcaklığı artarak çıkan soğutucu akışkan, iç üniteden geçerken aldığı ısıyı ve kompresörden geçerken aldığı enerjiyi ısı olarak şartlandırılacak hava akımına atar. Soğutucu akışkan bu şekilde çevrimini tamamlar.

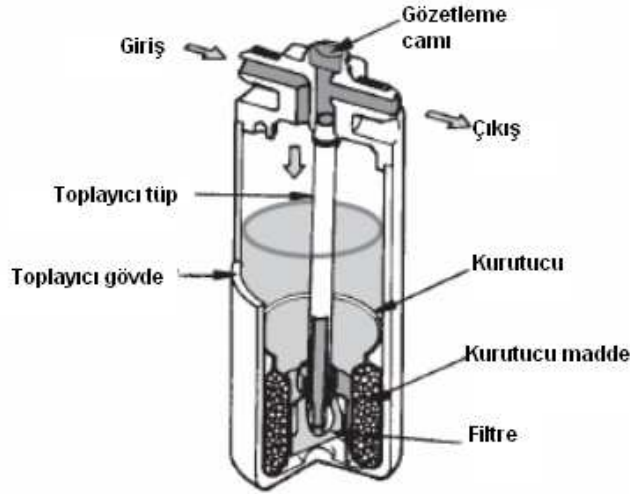
2.3.2.1. Genleşme valfleri

Genleşme valfleri klima, sisteminde basınç düşürücü olarak görev yapar, pratikte otomatik ve termostatik olmak üzere iki tip genişleme valfi kullanılmaktadır (Genceli, 2002).

2.3.2.1.1. Termostatik genişleme valfi (TXV)

Şekil 2.10'da gösterilen sistemde termostatik genişleme valfi (TXV), soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığını ve buharlaştırıcı basıncını sezer. Buharlaştırıcı basıncına karşılık gelen sıcaklığa doyma sıcaklığı adı verilir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığı ile buharlaştırıcıdaki doyma sıcaklığı arasındaki farka ise kızgınlık (superheat) derecesi adı verilir. Termostatik genişleme valfi, buharlaştırıcı üzerindeki ısıl yük ne olursa olsun, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlığı sabit bir değerde kalacak şekilde buharlaştırıcı içine soğutucu akışkan bırakır. Örneğin buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı yükselip bunun sonucunda kızgınlık biraz artarsa, TXV daha fazla açılarak daha büyük debide soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya gitmesine izin verilir. Bunun sonucunda akışkanın buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlığı normal değerlere düşer.

soğutucu akışkan, yoğuşturucudan sıvı kurutucuya geçer. İdeal bir sistemde soğutucu akışkan sıvı kurutucuya sıvı halde girer. Eğer sistem ağır yüklerde çalıştırılıyorsa, yoğuşturucu soğutucu akışkanı tamamen yoğuşturmak için yeterli gelemeyebilir. Sıvı ve buhar karışımından oluşan soğutucu akışkan, sıvı ve buhar olarak ikiye ayrıldığı sıvı kurutucu girişine gelir. Buhar sıvı kurutucunun tepesine doğru yükselirken sıvı kısmı tabana doğru hareket eder. Kurutucu eleman, soğutucu akışkandaki nemi emer ve yabancı maddeleri süzer. Soğutucu akışkan, toplayıcı tüp/yükseltici üzerinden çıkış hattına geçer ve sonra genleşme valfine gider. Basınç düşürücü olarak genleşme valfi kullanan klimalarda kullanılır. Yoğuşturucu çıkışı ile genleşme valfi arasına monte edilir. Yükün az olduğu ve bunun sonucu olarak termostatik genleşme valfinin kısılarak geçen akışkan debisinin azalttığı durumlarda, çevrimde kullanılmayan soğutucu akışkanı depolar. Sıvı haldeki soğutucu akışkan için bir hazne vazifesi görerek, sadece sıvı haldeki soğutucu akışkanın geçmesine izin verir.

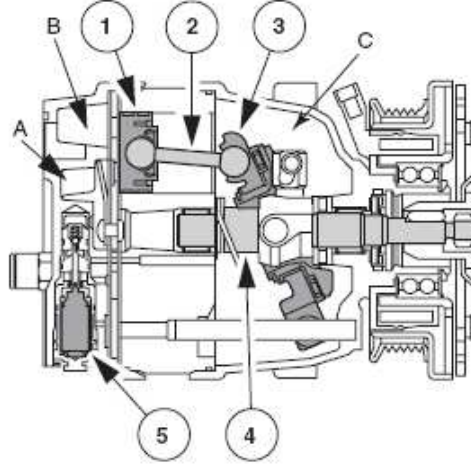


Şekil 2.13: Sıvı kurutucu bileşenleri (Daly, 2006)

2.3.2.3. Kompresör

Kompresörün görevi kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı, yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğuşturucuya göndermektir. Kompresör sadece buhar halinde soğutucu akışkanı sıkıştırabilir. Sıvı haldeki soğutucu akışkan, kompresöre zarar verir. Pistonlu – krank ve eksenel pistonlu (eğik plakalı) kompresörler, döner kanatçıklı (paletli) kompresörler ve spiral kompresörler olmak üzere genel olarak üç tip kompresör vardır. Bu çalışmada, Şekil 2.14’de görülen eğik plakalı tip kompresör

kullanılmıştır. Araç klimalarında en yaygın olarak kullanılan kompresör tipi eğik plakalı kompresördür. Piston sayısı 5 - 6 hatta 10 olabilir. Pistonların hareketi, tahrik miline paralel doğrultudadır. Tahrik mili üzerine belirli bir açıda monte edilmiş olan plaka, krank mili dönerken yalpa yapar. Bu plakanın yalpalı dönüşü, çevresinde bulunan pistonların aksel olarak ileri – geri hareketine neden olur.

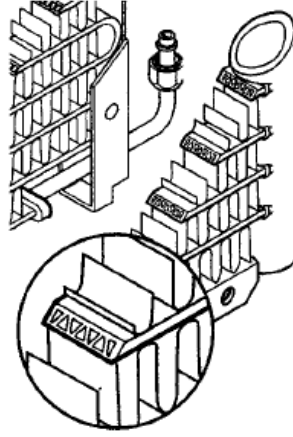


1- Piston, 2- Biyel kolu, 3- Eğik plaka, 4- Tahrik mili, 5- Kontrol valfi,
A- Yüksek basınç odası, B- Düşük basınç odası, C- İç basınç odası

Şekil 2.14: Eğik plakalı kompresör (Daly, 2006)

2.3.2.4. Yoğuşturucu (kondenser)

Yoğuşturucu, kompresörden gelen kızgın soğutucu akışkan buharının soğutulularak yoğuşturulduğu elemandır. Yoğuşturucu içinde, buharın önce kızgınlığı alınır sonra yoğuşturulur ve en sonunda aşırı soğutulabilir. Yoğuşturucu genişleme valfli devrede yüksek basınç tarafında kompresör ile kurutucu / filtre arasındadır. Soğutucu akışkandan çıkan ısı çevreye atılır. Araç rölantide çalışırken veya düşük hızlarda hareket ederken yoğuşturucudan ısının atılması amacıyla tekli ve çiftli fan sistemleri kullanılabilir. Serpantin, tüp, ve plakalı ve paralel akımlı yoğuşturucular olmak üzere üç tip yoğuşturucu mevcuttur. Bu tez çalışmasında, paralel akımlı yoğuşturucu kullanılmıştır. Paralel akımlı yoğuşturucular, akışı çok küçük parçalara ayırarak ısının daha hızlı transfer olmasını sağlayan yüksek verimli yoğuşturuculardır. Şekil 2.15’de, paralel akımlı yoğuşturucu görülmektedir.



Şekil 2.15: Paralel akımlı yoğuşturucu (Daly, 2006)

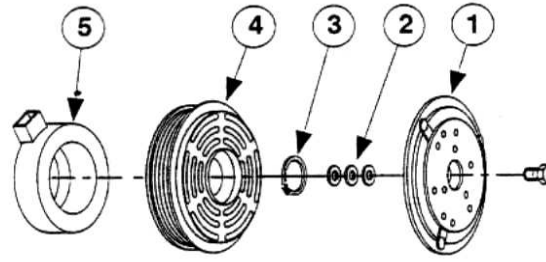
2.3.2.5. Buharlaştırıcı (evaporatör)

Soğutulacak ortamdan yada akışkandan ısı çekilerek soğutmanın gerçekleştiği elemandır. Orifis tüplü soğutma çevriminde düşük basınç tarafında orifis tüp ile sıvı kurutucu / filtre arasında, genişleme valfli çevrimde ise düşük basınç tarafında genişleme valfi ile kompresör arasındadır. Genişleme valfi veya orifis tüp tarafından debisi ayarlanmış soğutucu akışkan, buharlaştırıcıya püskürtülür. Soğutucu akışkan soğutma borularının iç yüzeyine temas ettiğinde, basınçtaki düşme sonucu sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşır. Bu işlem sırasında soğutma borularından ısı emer. Bu esnada boruların dış yüzeyinden geçen hava akımı soğutulur. Soğutucu akışkan, daha sonra kompresör tarafından hızla emilir. Buharlaştırıcıdan geçen hava soğur, kurur ve buharlaştırıcı fanı vasıtasıyla yolcu bölmesine gönderilir. Bu işlemde hava içindeki nem buharlaştırıcı peteklerinde yoğuşur. Yoğuşan nem, boşaltma hattından dışarı atılır. Nemli buharlaştırıcıya yapışan toz veya pisliklerde temizlenmiş olur. Bu işlem havayı temizler ve kurutur.

2.3.2.6. Manyetik kavrama

Manyetik kavrama ve bileşenleri Şekil 2.16'da görülmektedir. Kavrama plakası, kompresör kasnağı ile kompresör milini birbirine bağlamak veya birbirinden ayırmak için kullanılır. Kompresör, manyetik kavrama vasıtası ile krank milinden hareket alır. Motor çalıştırılınca, kompresör hareket mili üzerindeki kayış kasnağı (4) boşa döner. Klima düğmesine basılınca, alan sargısından (5) akım geçer ve manyetik alan oluşur.

Bunun sonucunda kompresör hareket miline sıkıca tutturulmuş hareket plakası (1), kayış kasnağına doğru çekilir. Bu durumda kavrama kapanır ve kompresör motor hızına bağlı olarak hızlanır. Alan sargısından akım geçmediği zaman hareket plakası geri dönüş yayları yardımı ile kayış kasnağından ayrılır. Bobinden akım geçişi kesildiğinde ise, yay yardımı ile kavrama plakası kasnaktan uzaklaşır. Manyetik kavramanın bobini, kullanıcı tarafından otomobil klima sisteminin çalıştırılıp durdurulması ile veya, düşük ve yüksek basınç anahtarının kontrolü ile devreye alınıp devreden çıkarılır. Manyetik kavrama, iki farklı tipte olabilir. Birinci tipte bobin sabit olup kompresör dış gövdesine monte edilir. İkinci tipte ise bobin, kompresör miliyle birlikte döner ve karbon fırçalar yoluyla elektrik devresine bağlanır.



1- Hareket plakası, 2- Kavrama hava boşluğu ayarı için aralık pulları, 3- Segman, 4- Çok yivli kayış kasnağı, 5- Alan sargısı

Şekil 2.16: Manyetik kavrama (Daly, 2006)

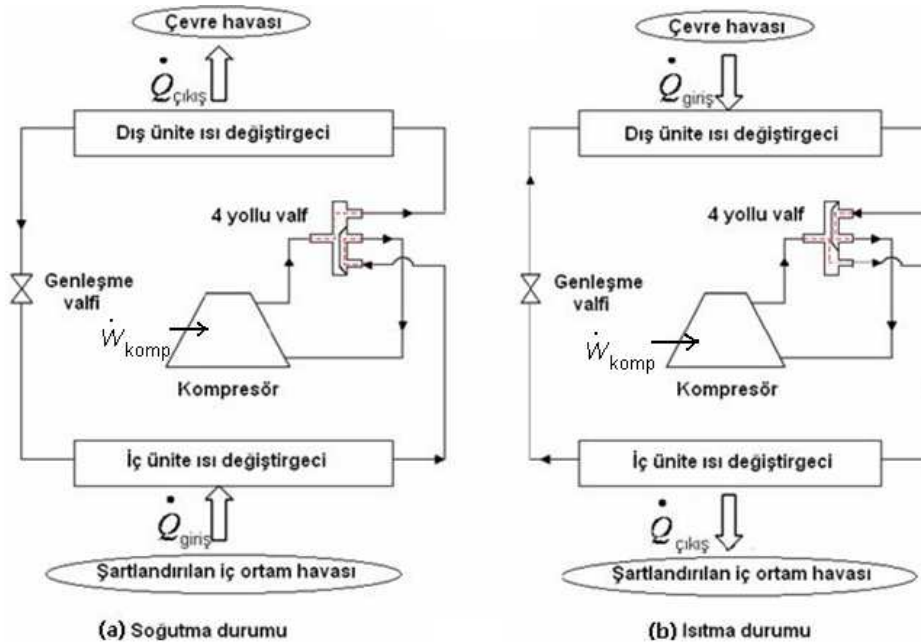
2.4. Otomobil Isı Pompası Sistemleri

Klasik soğutma çevrimlerinde ısı, şartlandırılan ortamdan buharlaştırıcı (iç ünite) tarafından emilip, yoğuşturucu (dış ünite) tarafından çevre havasına verilmektedir. Akış yönü ters çevrildiğinde, buhar halindeki soğutucu akışkan dört yollu valf tarafından yoğuşturucu haline getirilmiş iç ünite serpantinine gönderilmek suretiyle, burada sabit basınç ve sıcaklıkta yoğuşması ve şartlandırılan hava akımına ısıyı bırakması sağlanır. Bu işlem, şartlandırılan ortama ısı temin etmek için geliştirilen alternatif bir ısıtma yöntemidir. Belirtilen işlem, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan ters yönde soğutucu akışkan geçirilmesi dışında, klasik soğutma çevrimi sisteminin yaptığı ile aynıdır. Dört yollu valf ile, sistemde dolaşan soğutucu akışkanın, şartlandırılan ortam ısıtılacak veya soğutulacak şekilde yönlendirilmesi sağlanmaktadır. Soğutucu akışkanın dolaşım yönünü değiştirmek için kompresör ve

iki serpantin arasına dört yönlü valf ile yaz ve kış kullanım durumlarına göre devrede akışkanı yönlendiren çek valfler kullanılır.

2.4.1. Otomobil ısı pompası (IP) sisteminin soğutma ve ısıtma durumlarındaki çalışma prensibi

Otomobil IP sisteminin ısıtma ve soğutma durumu çalışma prensip şeması Şekil 2.17’de, görülmektedir. Soğutma durumunda yüksek basınç ve kızgın buhar halinde kompresörden çıkan soğutucu akışkan, çıkışında yüksek basınçta aşırı soğutulmuş sıvı haline dönüştüğü yoğuşturucuya (dış ünite) yönlendirilir. Bu durum, Şekil 2.17 (a)’da görülmektedir. Soğutucu akışkan, basınç düşürücü cihaza gider ve gerekli basınç düşüşü sağlanarak, buharlaştırıcıda (iç ünite) şartlandırılan hava akımından ısı çeker. Daha sonra dört yönlü valften ve sıvı kurutucudan / geçerek kompresöre gelir ve çevrim tamamlanmış olur.



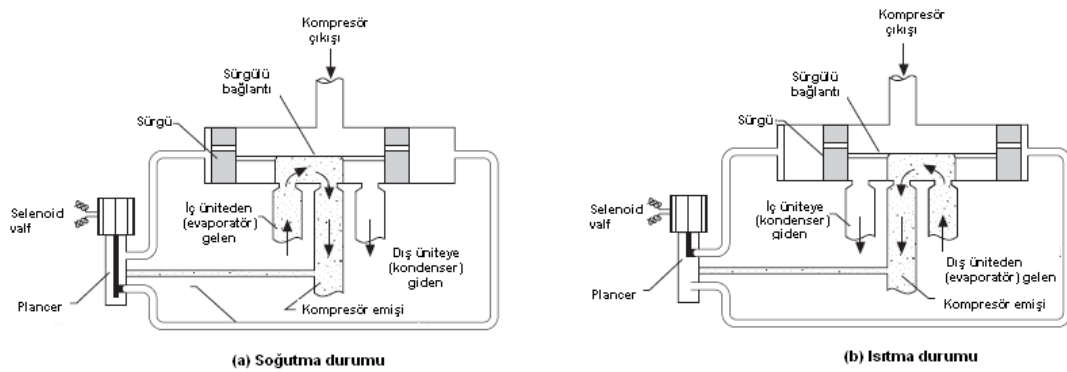
Şekil 2.17: Isı pompası soğutma ve ısıtma durumları için şematik diyagramı (Xudong, 2008)

Isıtma çevriminde (b) dört yönlü valfin konumu, soğutucu akışkanın akışını ters yöne değiştirecek şekilde ayarlanmıştır. Kompresörden gelen yüksek basınç ve yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkan, dört yönlü valften geçerek yoğuşturucu haline dönüştürülmüş iç ünite serpantinine gider. Burada iç ünite, soğutucu akışkanı yoğuşturur. Bu esnada şartlandırılan ortamdan alınan hava akımı ısıtılır. Soğutucu

akışkan, daha sonra yüksek basınçta aşırı soğutulmuş sıvı olarak genleşme valfine gelir. Genleşme valfinde düşük basınç düşük sıcaklıktaki sıvı-buhar karışımına dönüştürülen soğutucu akışkan, daha sonra buharlaştırıcıdan (dış ünite) geçerek dış çevre havasından ısı çeker ve kızgın buhar haline gelir. Soğutucu akışkan, daha sonra dört valften ve sıvı kurutucudan geçerek kompresöre gider. Böylece çevrim tamamlanmış olur.

2.4.2. Dört yollu valfin soğutma ve ısıtma durumlarındaki çalışma prensibi

İç ve dış ünitelerin ısı alma (buharlaştırıcı) veya ısı verme (yoğusturucu) fonksiyonlarından hangisini yerine getireceği, dört yollu valfin hareketi ile belirlenir. Tipik bir dört yollu valf, iki delikli kayan bir kütle veya silindire bağlı iki pistonun oluşmuştur. Şekil 2.18 (a)'da soğutma durumundaki konumu, Şekil 2.18 (b)'de piston tertibatının ısıtma durumundaki konumu gösterilmiştir. Pistonun hareketi, hangi çalışma moduna ihtiyaç duyulduğuna bağlı olarak, pistonu sola veya sağa hareket ettirmek için kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan basıncını kullanan bir solenoid valf tarafından kontrol edilir. Kompresör çıkış basıncı doğrudan piston yuvasının merkezine bağlı olarak, her piston ucunun iç yüzeyine eşit şekilde uygulanmaktadır.



Şekil 2.18: Dört yollu valf soğutma durumu (a) ve ısıtma durumu (b) prensip şeması (Wang, 2008)

Soğutucu akışkanın yönü, Şekil 2.18 (a) ve (b)'de görülen iki-yönlü solenoid valfin hareketi ile kontrol edilir. Şekil 2.18 (a)'da dört yollu valfin soğutma durumundaki çalışması görülmektedir. Solenoid valfin enerjisi kesilmiş olup, bu durumda soğutucu akışkan sol silindir yuvasından geçer. Bu sonucunda kompresörden çıkan soğutucu

akışkan yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan da kompresöre girişine yönlendirilmektedir.

Şekil 2.18 (b)'de, dört yollu valfin ısıtma durumundaki çalışması görülmektedir. Bu durumda solenoid valfin mili yukarı yönde hareket etmektedir. Bu hareket, piston sol ucundan çıkış hattını kapatarak, piston sağ ucundan çıkış hattını açmaktadır. Pistonun sağ ucundaki basınç yeterince düştüğünde, pistonun uçlarındaki basınç farkı pistonu sağa doğru itmektedir. Böylece, kompresörden çıkan soğutucu akışkan yoğuşturucu haline getirilmiş iç üniteye, dış üniteden gelen soğutucu akışkan ise kompresöre gidecek şekilde hareket eder.

3. DENEYSSEL SİSTEMİN TANITILMASI VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

3.1. Deneysel Sistemin Tanıtılması

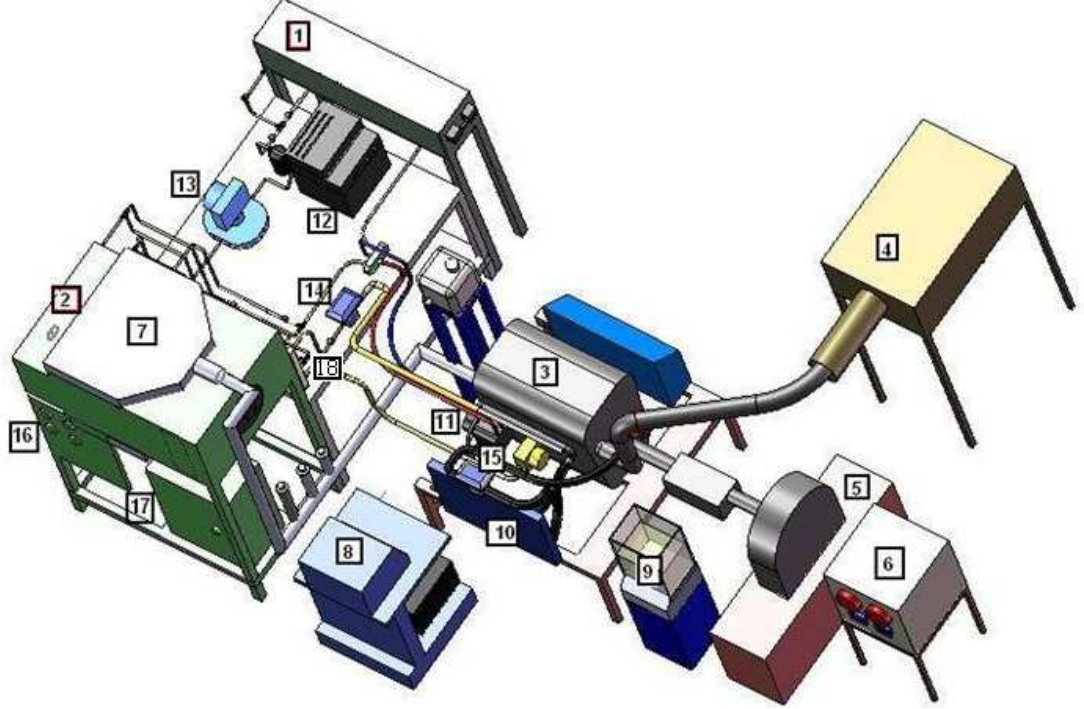
Deneysel sistem, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Motor Test Laboratuvarında 108M132 no'lu "Dizel Motor Tahrikli R134a Soğutucu Akışkanlı Otomobil Isı Pompasının Çeşitli Isı Kaynakları İçin Deneysel Performans Analizi" isimli TÜBİTAK araştırma projesi kapsamında kurulan düzende gerçekleştirilmiştir. Isı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı kullanabilen otomobil ısı pompası sistemi, dizel motoru ve kullanılan ölçüm cihazlarının genel görünüm fotoğrafı ve solidworks tasarım resmi Şekil 3.1 ve 3.2'de görülmektedir.



Şekil 3.1: Deneysel sistemin genel görünümü

Otomobil ısı pompası / klima sistemi ile soğutma ve ısıtma testlerini gerçekleştirebilmek amacıyla deney tesisatı yaz ve kış çevrimleri için hazır hale getirilmiştir. Bu amaçla; dış ünite ve iç ünite kanallarına, sistemin soğutma modunda

çalışması durumunda sırasıyla yoğuşturucu ve buharlaştırıcı görevi yapan elemanlar yerleştirilmiştir.



1-İç ünite kanalı, 2- Dış ünite kanalı, 3- Dizel motoru, 4-Hava debisi ölçüm sistemi, 5-Hidrolik dinamometre, 6-Hidrolik dinamometre kontrol paneli, 7-Egzoz gazı - hava ısı değiştiricisi boruları ve tesisatı, 8-Egzoz emisyonu ölçüm cihazı, 9-Yakıt tankı ve elektronik terazi, 10-Radyatör, 11- Kompresör, 12-Data toplama sistemi, 13-Coriolis debimetre, 14-Elektromanyetik debimetre, 16-Basınç ölçüm ve kontrol panosu, 17-Elektrik kontrol panosu, 18-Su soğutucu akışkan arasındaki ısı değiştiricisi

şekil 3.2: Farklı ısı kaynakları kullanabilen otomobil ısı pompası deneysel sisteminin motor, dinamometre, hava, yakıt, egzoz, su ve soğutucu akışkan ölçüm ve kontrol sistemleri solidworks tasarım resmi

Deney sistemin ısı pompası olarak çalışması durumunda dış ünite (yoğuşturucu) kanalındaki eleman buharlaştırıcı, iç ünite (buharlaştırıcı) kanalındaki eleman ise yoğuşturucu görevi yapmaktadır. Bu kanalların boyları 1'er metre olup, kesitler kullanılan buharlaştırıcı ve yoğuşturucuyu tam olarak kaplayacak uzunluklarda yaptırılmıştır. İç ve dış ünite hava kanalları içine elektrikli ısıtıcılar yerleştirilmiş olup, daha büyük kesitteki dış ünite kanalı içine egzoz gazı kaynaklı ısı pompası çalışmasında egzoz gazı ısını hava akımına aktarabilmek amacıyla 5.5 kW kapasitesi olan alüminyumdan yapılmış egzoz gazı hava akımı arası plakalı ısı değiştirici yerleştirilmiştir.

Kanalların girişlerine iç ve dış ünite fanları, çıkışlarına ise iç ve dış üniteler yerleştirilmiştir. Soğutucu akışkan dolaşımını sağlayan boru hatları, dört yollu valfi, soğutma ve ısı pompası modlarında akışın istenilen yönde ve istenilen elemanlar içinden olmasını sağlayan vanaları, motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası modunda buharlaştırıcı görevi yaparak soğutma suyu–soğutucu akışkan arasında ısı değişimini sağlayan ısı değiştiricisi, soğutucu akışkan kütleli debimetresi, ısı değiştiriciden geçen motor soğutma suyunun debisini ölçen debimetre ve data toplama cihazı iki hava kanalının ortasında bulunan deney masa üzerine yerleştirilmiştir. Üzerine klima kompresörü bağlanan FIAT Doblo JTD dizel motoru ve ona bağlanan hidrolik dinamometre, masanın arkasında yer almaktadır.

Soğutma çevrimi bileşenleri, deney masası ile iç ve dış ünite hava kanalları içine ve üzerine yerleştirilmiş, uygun çaplarda bakır borular ile birleştirilmiştir. Otomobil kliması soğutma devresinin orijinal iç çaplarına uygun olacak şekilde, deneysel sistemin soğutma devresinin emme hattı çapı 5/8", basma hattı çapı 1/2" ve sıvı hattı çapı 3/8" olarak belirlenmiştir. Boru hatları üzerinde, soğutucu akışkan akımını yaz (soğutma) çalışması, hava kaynaklı, egzoz gazı kaynaklı, motor soğutma suyu kaynaklı ve motor soğutma suyu+hava kaynaklı ısı pompası çalışması modlarına göre uygun şekilde yönlendiren vanalar ve soğutucu akışkanın yoğunlaştırıcı çıkışında kütleli debisini ölçen Coriolis tipi debimetre de bulunmaktadır. Soğutucu akışkanın farklı çalışma modları için sistem içinde izlediği yollar, izleyen bölümde açıklanacaktır.

İç ünite kanalına, iç ünite fanının 20 cm önünde, üç fazlı elektrik enerjisi ile çalışan ve 2000 W gücünde olan bir elektrikli ısıtıcı monte edilmiştir. Benzer şekilde, dış ünite fanının 20 cm önünde, üç fazlı elektrik enerjisi ile çalışan ve 5000 W gücünde olan bir elektrikli ısıtıcı monte edilmiştir. Elektrikli ısıtıcılar, fotoğrafı Şekil 3.3'te görülen panonun üzerine monte edilmiştir. Hava akımı sıcaklıklarını çevre sıcaklığı üzerinde istenen bir değere yükseltilebilmek amacıyla, ısıtıcılar triyaklar ile kontrol edilmiştir. Isıtıcı kontrol devreleri fotoğrafın sağ tarafında görülen pano kısmı içinde bulunmakta olup, dış ünite ısıtıcısının üç ayrı kademesinin çektiği akım ve iç ünite ısıtıcısının çektiği akım pano üzerinden gerektiğinde okunabilmektedir.

Kompresör giriş ve çıkışındaki basınçları gösteren Bourdon manometreleri fotoğrafın sol tarafında görülmektedir. Bunlara ilaveten, Coriolis tipi debimetrenin giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan basınçları, iki ayrı manometre ile ölçülmektedir. Ayrıca, panonun sol tarafında altta çıkabilecek bir arıza nedeniyle basma hattı basıncının aşırı yükselmesi yada emme hattı basıncının aşırı düşmesi durumunda kompresör elektromanyetik kavramasının enerjisini keserek sistemin çalışmasını durduran düşük-yüksek basınç anahtarı bulunmaktadır. Fotoğrafın sol tarafında, kompresörün elektromanyetik kavramasını enerjilendirerek ısı pompası/klima sisteminin çalışmasını sağlayan kompresör kavrama anahtarı ve fan anahtarları yer almaktadır. Fan anahtarının altında ise, kompresör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan basınçlarını ölçebilen basınç transmitterleri görülmektedir.



Şekil 3.3: Elektrikli cihazların kontrol panosu ve soğutucu akışkan basıncı ölçüm cihazları

Deneysel ısı pompası tesisatında kullanılan dış ünite, iç ünite, kompresör ve genişleme valfine ait özellikler, özet halinde Tablo 3.3’de verilmektedir. Deneysel otomobil ısı pompası sisteminde dış ünite olarak paralel akışlı iç yüzeyi kanallara ayrılmış, 0.182 m^2 ön yüzey alanına sahip ve aralarında 9.3 mm mesafe bulunan 31 adet kanaldan oluşan bir yoğuşturucu kullanılmıştır. Ayrıca kanalların dış yüzeyinde ısı transferi alanını arttırmak için alüminyum malzemedeki kanatçıklar vardır. Kullanılan dış ünitenin ısı transferi alanı toplamı 0.706 m^2 , kapasitesi ise 6.44 kW ’dır. Sistemde iç ünite olarak plaka kanatçık tipi, plakaları arasında 14 mm aralık bulunan, 17 adet kanaldan oluşmuş ve 0.054 m^2 yüzey alanına sahip olan bir

buharlaştırıcı kullanılmıştır. Ayrıca kullanılan iç ünitenin ısı transferi toplam alanı 0.5 m^2 , kapasitesi 4.39 kW 'dır.

Tablo 3.1: Otomobil kliması bileşenleri

Kompresör	Sanden SD5 H14 138 cc
Dış ünite	Paralel akımlı mikro kanallı, 6.44 kW kapasiteli
İç ünite	Lamine tip 4.39 kW kapasiteli
Genleşme valfi	Kapasitesi 5.2 kW

DeneySEL otomobil ısı pompasında kullanılan Sanden marka kompresöre ait teknik özellikler Tablo 3.2'de verilmektedir.

Tablo 3.2: Kullanılan kompresörün özellikleri

Marka / Model	Sanden Kompresör SD5H14
Silindir çapı (mm)	35
Strok (mm)	28
Silindir hacmi (cc)	138
Maksimum devir (d/d)	5000
Yağ (sp 15*) - (cc)	207
Ağırlık (kg)	5.1

DeneySEL ısı pompası sisteminde ısı kaynağı olarak egzoz gazı kullanılması durumunda kullanılan, dış ünite hava kanalı içerisine yerleştirilen, egzoz gazından hava akımı ısı transferi sağlayan plakalı ısı değiştiricisine ait özellikler Tablo 3.3'de verilmiştir.

Tablo 3.3: Kullanılan egzoz gazı hava akımı arası plakalı ısı değiştiricinin özellikleri

Marka / Model	Dönüşüm İkl. San. Tic. A.Ş.Arç – M 40X60
Plakalar	Alüminyum
Kenarlar	Uç plakası açısı 20 mm tüm profilde 90°
Anma yüzey mesafesi (mm)	6.5
Toplam genişlik (mm)	600
Ağırlık (kg)	12.8

Ayrıca, Tablo 3.4'de motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası modunda kullanılan, deney masası üzerine yerleştirilmiş olan, soğutma suyu soğutucu akışkan ısı değiştiricinin özellikleri belirtilmiştir.

Tablo 3.4: Kullanılan motor soğutma suyu soğutucu akışkan arası ısı değiştiricinin özellikleri

Marka / Model	GEA Ecobraze AB./ M18 – 14 – L1G
Yüksekliği (mm)	282
Eni (mm)	127
Kalınlığı (mm)	37.7
Yüzey alanı (m²)	0.56
Plaka sayısı	14
Malzeme	316 paslanmaz çelik

3.1.1. Deneysel sistemin çeşitli ısı pompası modlarında ve soğutma modunda çalışması amacıyla deney düzeneğinin hazırlanması

Bu bölümde, deneysel sistemin ısı kaynağı olarak çevre havası, egzoz gazı ve motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası olarak kış iklimlendirmesinde (ısıtma modunda) çalışması yaz iklimlendirmesi amacıyla (soğutma modunda) çalışması ve son olarak motor soğutma suyu kaynaklı kalorifer peteğinin çalışması açıklanmaktadır. Farklı çalışma durumları için deneysel sistem üzerindeki vanaların hangi konumda (kapalı veya açık) olacağı ve soğutucu akışkanın izlediği yol, şekiller üzerinde gösterilmektedir.

3.1.1.1. Deneysel sistemin çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalıştırılması ve termodinamik analizi

Şekil 3.4’de, deneysel sistemin çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri gösterilmektedir. Deneysel sisteminin ısı pompası modunda çalışması amacıyla, dört yollu valfin bobini pano üzerindeki anahtar döndürülerek enerjilendirilmektedir. Bu durumda kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından iç üniteye (yoğuşturucuya) gönderilmektedir. İç üniteye giren yüksek basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, fan yardımıyla çekilen hava akımına ısı atarak yoğuşmakta ve yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı fazında iç üniteyi terk etmektedir.

İç ünite kanalına giriş yapan çevre havası, istenmesi durumunda iç ünite hava kanalı içerisinde bulunan 2 kW gücündeki ısıtıcılar ile çevre sıcaklığı üzerinde istenilen bir değere ısıtılabilmekte ve daha sonra iç üniteye gönderilmektedir. Sonuç olarak iç üniteden geçen hava akımı, yoğunlaşmakta olan soğutucu akışkanın attığı ısı ile ısıtılmaktadır. Soğutucu akışkan iç üniteden geçtikten sonra, açık olan V2 vanasından geçerek sıvı tutucu ve filtreye gelmektedir. Deneysel ısı pompasının tüm ısı pompası modlarında, TXV1 isimli genişleme valfi by-pass edilmektedir. Soğutucu akışkan sırasıyla sıvı tutucu ve filtreden geçtikten sonra, Coriolis tipi kütleli debi ölçerden geçmekte ve bu durumda açık olan V3 vanasını kullanarak dış ünite girişindeki TXV2 genişleme valfine gelmektedir. Sıvı haldeki soğutucu akışkan kapalı olan V5 ve V8 vanaları üzerinden geçemediğinden dolayı TXV2 üzerinden geçmektedir. TXV2’de buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık sabit kalacak şekilde basıncı ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan, düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak dış üniteye girmektedir. TXV’den geçerken basıncı ile birlikte sıcaklığı da düşen ve büyük kısmı sıvı halinde olan soğutucu akışkan, iç ünite dış yüzeyinden geçmekte olan çevre havasından ısı çekerek önce doymuş buhar haline, daha sonra biraz daha ısı çekerek kızgın buhar haline dönüşmektedir. Dış ünite kanalı içinde bulunan 5 kW maksimum güçteki ısıtıcıların kullanılması ile hava akımı gerektiği takdirde çevre havası üzerinde herhangi bir sıcaklığı çıkabilmektedir. Dış ünite de çevre havasından ısı çektikten sonra soğutucu akışkan, açık olan V6 vanası üzerinden dört yollu valfe giriş yapmakta ve valf tarafından kompresör emişine yönlendirilmektedir. Kompresörden yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından tekrar iç üniteye yönlendirilmekte ve çevrim yukarıda açıklandığı şekilde devam etmektedir.

3.1.1.1.1. Sistemin enerji analizi

Deneysel sistemin enerji analizinde kullanılmak üzere Şekil 3.4’de hava kanallarının içerisinde harflerle gösterilen noktalardaki havanın özellikleri, çeşitli ölçüm cihazları ve bilgisayar programları kullanılarak bulunmuştur. Çevre havasının A ve D noktasında anemometre ile ölçülen özellikleri birbirine eşit kabul edilmiştir.

Havanın A noktasında okunan sıcaklık ve nem değerine göre ‘Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator’ psikrometrik programından yoğunluğu ve özgül nemi bulunmuştur. Bulunan özgül nem değerlerine ve data toplama cihazından okunan kuru ve yaş termometre sıcaklıklarına göre, havanın buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giriş noktalarındaki entalpi değerleri bulunmuştur. Ayrıca, monometreden ve data toplama sisteminden okunan sıcaklık ve basınç değerlerinin fonksiyonu olarak Coolpack programından soğutucu akışkanın buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kompresöre giriş-çıkış noktalarındaki entalpi ve entropi değerleri bulunmuştur.

Şekil 3.4’de verilen referans noktalarına göre, termodinamiğin birinci kanununun sistem elemanlarına uygulanması anlatılmıştır. Hesaplamalarda aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır. Buna göre,

- Tüm bileşenlerdeki kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edildiği,
- Buharlaştırıcıda ve yoğuşturucudaki ısı geçişlerinde basınç kayıplarının olmadığı,
- Kompresörün adyabatik olduğu,
- Genleşme valfindeki basınç düşmesinin adyabatik olduğu,
- Elemanlar arasındaki boru donanımlarında herhangi bir basınç kaybının olmadığı,
- Boru donanımı ile çevre arasında bir ısı geçişinin olmadığı kabul edilir.

Isı pompası ısıtma kapasitesi:

Isıtma kapasitesi, deney düzeneğinde gösterilen referans noktalarına göre iç üniteye (yoğuşturucu) enerjinin korunumu ilkesinin uygulanması ile, aşağıdaki denklemden bulunur.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (3.1)$$

Burada \dot{m}_r çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisini, h_3 soğutucu akışkanın yoğuşturucu girişindeki entalpisini, h_4 ise çıkışındaki entalpisini göstermektedir.

Kompresörün adyabatik olduğu kabul edilirse, soğutucu akışkana verilen kompresör gücü aşağıdaki denklemden bulunur.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

Soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki entalpisi h_2 , girişindeki entalpisi ise h_1 ile gösterilmektedir.

Isı pompası ısıtma tesir katsayısı:

Isı pompası sistemlerinin performansını belirleyen en önemli parametre ısıtma tesir katsayısıdır. Isıtma tesir katsayısı, ısıtma kapasitesinin kompresör gücüne oranı ile bulunur.

$$ITK = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.3)$$

Kompresörün çektiği mekanik güce göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı (ITK_m):

Kompresöre verilen shaft gücü olarak tanımlanan kompresörün çektiği mekanik güce göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı (ITK_m), sistemin kompresörlü ve kompresörsüz olarak kullandığı yakıt tüketimi miktarları oranlanarak elde edilmiştir. Bu amaçla test motoru öncelikle otomobil ısı pompası sistemi çalıştırılmadan belirlenen motor hızında ve torkunda çalıştırılarak, tüm hız ve tork kombinasyonlarında birim yakıt tüketimine karşılık gelen motor efektif güçleri hesaplanmıştır. Daha sonra test motoru aynı hız ve tork kombinasyonunda otomobil ısı pompası sistemi ile birlikte çalıştırılarak, her kombinasyon için yakıt tüketimi oranı hesaplanmıştır. Son olarak otomobil ısı pompası sistemi devrede iken ve devre dışı iken elde edilen yakıt tüketim oranı ile birim yakıt tüketimi başına düşen motor efektif gücü ile çarpılarak tüm testler için kompresöre verilen mekanik güç elde edilmiştir. Isıtma kapasitesinin kompresöre verilen mekanik güce bölünmesi ile de mekanik ITK_m elde edilmiştir.

$$ITK_m = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp,m}} \quad (3.4)$$

Dış ünite (buharlaştırıcıda) çekilen ısı miktarı:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_7 - h_8) \quad (3.5)$$

Burada, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışındaki entalpisi h_7 , girişindeki entalpisi ise h_8 ile gösterilmektedir.

3.1.1.1.2. Sistemin ekserji analizi

Bir enerji kaynağının iş potansiyeli veya kaynağın iş yapma olanağı başka bir ifade ile, kaynakta var olan enerjinin ne kadarının kullanılabilir işe dönüştürüleceğinin bilinmesi gerekir. Belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek maksimum işe kullanılabilirlik (ekserji) denir (Çengel ve Boles, 1996).

Gerçek iş W ile çevre işi $W_{çevre}$ arasındaki fark yararlı iş diye tanımlanır ve W_y ile gösterilir.

$$W_y = W - W_{çevre} \quad (3.6)$$

Tersinir iş, belirli iki hal değişimi arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş yada çevreyle dengeye gelene kadar bir sistemden alınabilecek maksimum teorik iş diye tanımlanır ve W_{tr} ile gösterilir. Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve E_d ile gösterilen bu fark, aşağıdaki bağlantı ile ifade edilir. (Çengel ve Boles, 1996).

$$I = E_d = W_{tr} - W_y \quad (3.7)$$

Tersinmezlikler, iş yapma olanağında eksilme gibi düşünülebilir. İşe dönüştürülebilecek olan, fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir.

3.1.1.1.2.1. Sürekli akışlı açık sistemlerin ikinci yasa çözümlemesi

Lüle, yayıcı, kompresör ve ısı değiştirici gibi içinde sürekli akışın olduğu sistemler sürekli akışlı açık sistemler olarak kabul edilir. Sisteme birden çok giriş çıkışın olabileceği ve sistemin P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığındaki çevre ortamla ısı alışverişinde bulunabileceği kabul edilsin. Sürekli açık sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\text{Birinci yasa: } \dot{W} - \dot{Q} = \sum \dot{m}_\xi \left(h_\xi + \frac{V_\xi^2}{2} + g z_\xi \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g \right) \quad (3.8)$$

$$\text{İkinci yasa: } \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\xi s_\xi - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (3.9)$$

Bu iki denklemi kullanarak ısı geçişi terimi yok edilirse,

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\xi \left(h_\xi + \frac{V_\xi^2}{2} + g z_\xi - T_0 s_\xi \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.10)$$

Bu denklemde verilen \dot{W} açık sistemde yapılan gerçek iştir. Tersinir iş ise $\dot{S}_{\text{üretim}}$ sıfıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\xi \left(h_\xi + \frac{V_\xi^2}{2} + g z_\xi - T_0 s_\xi \right) \quad (3.11)$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir girişi ve çıkışı varsa yukarıdaki denklem basitleştirilerek birim kütle için Denklem (3.12) elde edilir.

$$\dot{W}_{tr} = (h_g - h_\xi) - T_0 (s_g - s_\xi) + \frac{V_g^2 - V_\xi^2}{2} + g (z_g - z_\xi) \quad (3.12)$$

Bir akışın ekserjisi, akış ekserjisi diye adlandırılır ve ‘ ψ ’ ile gösterilir. Denklem 3.13 giriş hali indissiz olarak, çıkış hali de ölü hal olmak üzere 0 indisi ile gösterilirse,

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.13)$$

Bu bağıntıdan yararlanılarak, tersinir iş,

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\varphi \psi_\varphi \quad (3.14)$$

Bir girişli çıkışlı açık sistem için

$$w_{tr} = \psi_g - \psi_\varphi \quad (3.14a)$$

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\psi_g - \psi_\varphi) \quad (3.14b)$$

Birim zamandaki tersinmezlik yani yok edilen ekserji \dot{E}_d

$$\dot{E}_d = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.15)$$

Sürekli akışlı açık bir sistemde T_j sıcaklığındaki bir ısı enerji deposu arasında Q_j miktarda ısı geçişi oluyorsa birim zamanda yok edilen ekserji, tersinir iş bağlantısı açık sistem için birinci ve ikinci yasa denklemlerini yazıp çevreyle ısı geçişini gösteren terimi yok ederek bulunur (Çengel ve Boles, 1996).

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\varphi \psi_\varphi = \dot{E}_{x_d} \quad (3.16)$$

Sistemdeki kayıpların yerlerini ve şiddetini belirlemek amacıyla sisteme ekserji analizi uygulanır. Yok edilen ekserji hesaplanarak, sistem bileşenlerindeki verim kayıpları elde edilir. Şekil 3.4’de gösterilen bileşenler ve belirtilen

numaralandırmaya göre sistem bileşenlerindeki ekserji kayıpları aşağıdaki denklemlerden hesaplanır. Kompresörün adyabatik olduğu kabul edilirse, gaz sürtünmelerinden, hareket eden parçaların mekanik sürtünmelerinden ve iç ısı transferinden dolayı meydana gelen ekserji kaybı, Denklem (3.16) yardımıyla elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_r (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (3.17)$$

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilerek ve Denklem (3.2) ve (3.13) kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.18)$$

Yoğuşturucudan (iç ünite) geçen hava akımı ve soğutucu akışkan sıcaklıkları arasındaki farkdan dolayı yok edilen ekserji, Denklem (3.16) kullanılarak aşağıdaki gibi kullanılır.

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_r (\psi_3 - \psi_4) + \dot{m}_{h,kond} (\psi_B - \psi_C) \quad (3.19)$$

Burada, ψ_3 , giren akışkanın özgül ekserjisini, ψ_4 , çıkan akışkanın özgül ekserjisini, ψ_B , dış üniteye giren havanın ekserjisini, ψ_C , dış üniteden çıkan havanın ekserjisini, $\dot{m}_{h,kond}$ ise dış üniteden geçen havanın debisini göstermektedir.

Denklem (3.19) ve Denklem (3.13) kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_r \{(h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4)\} + \dot{m}_{h,kond} \{(h_B - h_C) - T_0 (s_B - s_C)\} \quad (3.20)$$

Hava akımının özgül ekserjisi Denklem (3.21) kullanılarak elde edilir (Özgener ve Hepbaşlı).

$$\begin{aligned} \psi_h = & (C_{p,h} + \omega C_{p,b})T_0 \left\{ (T/T_0) - 1 - \ln(T/T_0) \right\} + (1 + 6078\omega)(R_h T_0 \ln(P/P_0)) \\ & + R_h T_0 \left\{ \frac{(1 + 1.6078\omega) \ln((1 + 1.6078\omega_0)/(1 + 1.6078\omega))}{+ 1.6078\omega \ln(\omega/\omega_0)} \right\} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Termostatik genleşme valfinde meydana gelen ısı transferi ihmal edilirse bu elemanda yok edilen ekserji

$$\dot{E}x_{d, valf} = \dot{m}_r (\psi_5 - \psi_6) \quad (3.22)$$

Denklem (3.22) kullanarak ve $h_5 = h_6$ olduğunu göz önüne alarak, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d, valf} = \dot{m}_r \left\{ (h_5 - h_6) - T_0 (s_5 - s_6) \right\} \quad (3.23)$$

Buharlaştırıcıda (dış ünite) ve sıvı hattında yok edilen ekserji yoğunlaştırıcıdan geçen hava akımı ve soğutucu akışkan sıcaklıkları arasındaki farktan dolayı meydana gelir.

Denklem (3.16) kullanılarak, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d, evap} = \dot{m}_r (\psi_7 - \psi_8) + \dot{m}_{h, evap} (\psi_F - \psi_G) \quad (3.24)$$

Denklem (3.13) kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d, evap} = \dot{m}_r \left\{ (h_7 - h_8) - T_0 (s_7 - s_8) \right\} + \dot{m}_{h, evap} \left\{ (h_F - h_G) - T_0 (s_F - s_G) \right\} \quad (3.25)$$

Dört yollu valfde yok edilen ekserji

$$\dot{E}x_{d, ipvalf} = \dot{m}_r \left\{ (\psi_2 - \psi_3) + (\psi_8 - \psi_1) \right\} \quad (3.26)$$

Denklem (3.13) kullanılarak Denklem (3.27) elde edilir.

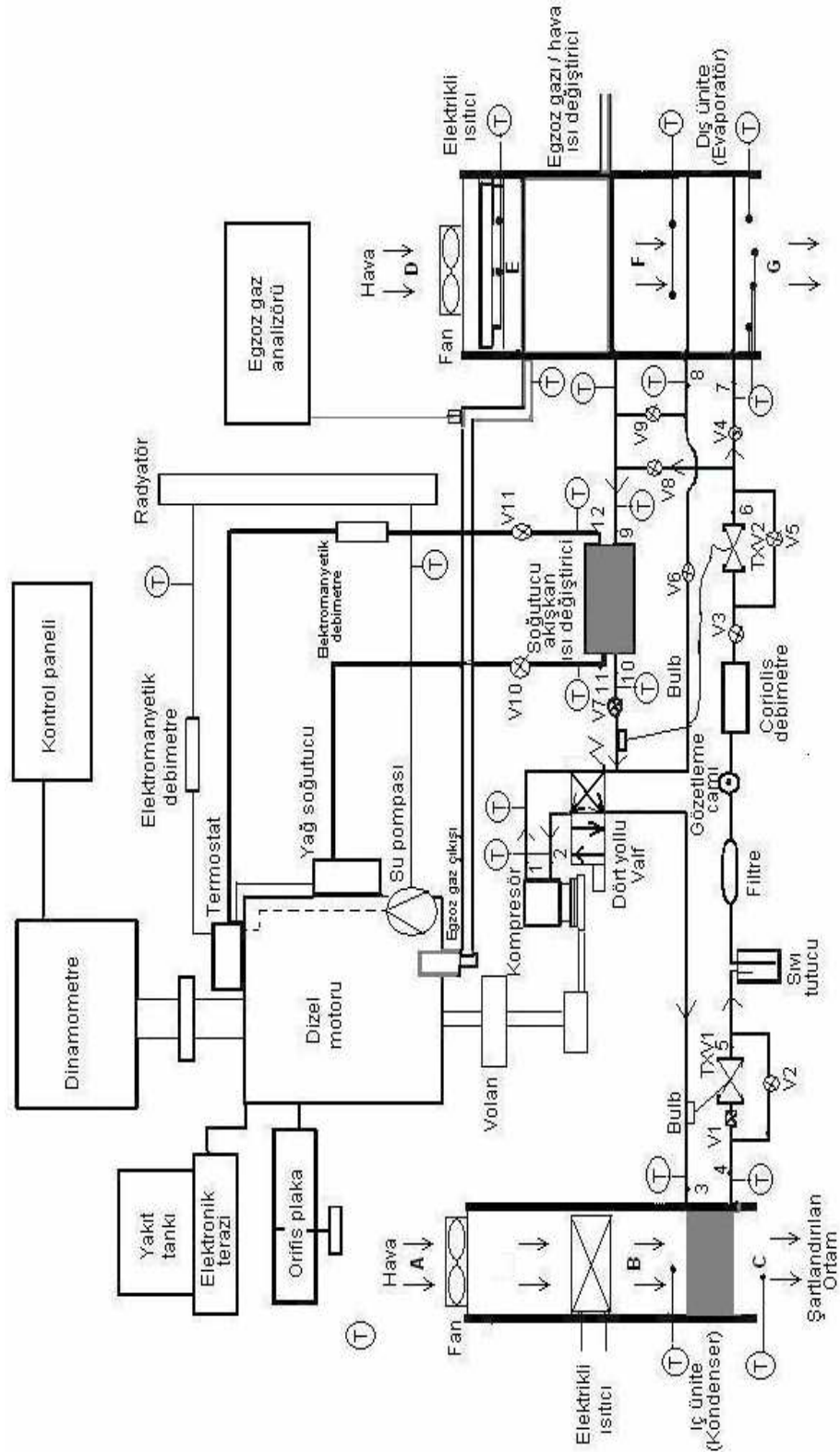
$$\dot{E}x_{d,ipvalf} = \dot{m}_r \{(h_2 - h_3) - (h_1 - h_8)\} - T_0 \{(s_2 - s_3) - T_0 (s_1 - s_8)\} \quad (3.27)$$

Isı pompası sisteminde meydana gelen toplam ekserji kaybı bileşenlerdeki yok edilen ekserjiler toplanarak aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{d,toplam} = \dot{E}x_{d,kond} + \dot{E}x_{d,evap} + \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,valf} + Ex_{d,ipvalf} \quad (3.28)$$

3.1.1.2. Deneysel sistemin motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası modunda çalıştırılması ve termodinamik analizi

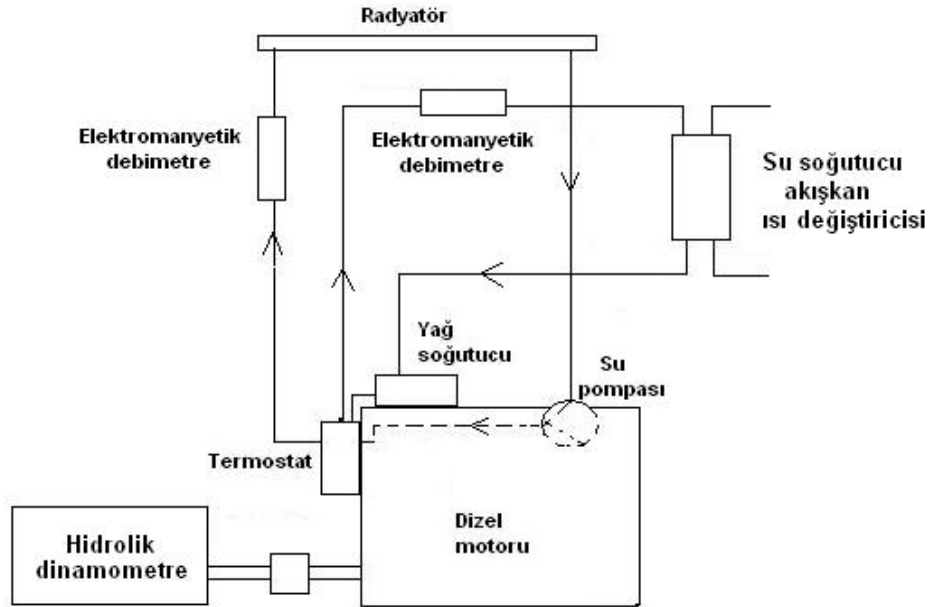
Deneysel sistemin motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri, Şekil 3.5’de gösterilmiştir. Bu durumda iç üniteye (yoğuşturucuya) giren yüksek basınçta kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan, iç ünite hava akımına ısı atarak yoğuşmakta ve yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı halinde iç üniteyi terk etmektedir. İç ünite kanalına giriş yapan çevre havası, gerektiğinde iç ünite hava kanalı içindeki elektrikli ısıtıcılar ile istenilen bir değere ısıtılabilmekte ve daha sonra iç üniteye gönderilmektedir. İç üniteden geçerken yoğuşan soğutucu akışkanın attığı ısı ile buradan geçen hava akımı ısıtılmaktadır. Soğutucu akışkan iç üniteden geçtikten sonra, TXV1 genişleme valfini by-pass ettikten sonra açık olan V2 vanasından geçerek sıvı tutucu ve filtreye gelmektedir. Filtreden geçen soğutucu akışkan Coriolis tipi kütleli debi ölçerden geçtikten sonra V3 vanası üzerinden dış ünite girişindeki TXV2 genişleme valfine gelmektedir. Bu çalışma modunda V5 vanası kapalı konumda olduğundan, soğutucu akışkan TXV2 üzerinden geçmekte, bu esnada buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık sabit kalacak şekilde basıncı ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan, düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak TXV2’den çıkmaktadır. Bu çalışma modunda, ısı kaynağı olarak çevre havası ve egzoz gazı ısılarını kullanan ısı pompası modlarından farklı olacak şekilde TXV2 genişleme valfinin bulbu, dış ünite çıkışından sökülerek motor soğutma suyu-soğutucu akışkan arasında enerji değişimi yapan ısı değiştiricisi çıkışına bağlanmıştır.



Vana pozisyonları: V1 kapalı, V2 açık, V3 açık, V4 kapalı, V5 kapalı, V6 kapalı, V7 açık, V8 açık, V9 kapalı, V10 açık, V11 açık

Şekil 3.5: Deneysel sistemin motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri

Soğutucu akışkan TXV2'den çıktıktan sonra, V4 vanası kapalı olduğundan dış üniteye girememekte, açık olan V8 vanası üzerinden buharlaştırıcı görevi yapan ısı değiştiriciye girmektedir. Isı değiştiricinde motor soğutma suyundan alınan ısı ile soğutucu akışkan buharlaşmakta ve TXV2'nin bulbu buharlaştırıcı çıkışına bağlı olduğundan belirli bir kızgınlık sağlanacak şekilde buharlaştırıcıyı terk etmektedir. Soğutucu akışkan, daha sonra açık olan V7 vanası üzerinden geçerek emme hattında ilerlemekte ve dört yollu valfe girmektedir. Soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından kompresör girişine gönderilmektedir. Kompresörden yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından yeniden iç üniteye yönlendirilmekte ve çevrim benzer olarak devam etmektedir.



Şekil 3.6: Motor soğutma suyu sistemi ve soğutucu akışkan arasındaki ısı değiştiricisinin şematik gösterimi

Şekil 3.6'da kullanılan dizel motora ait soğutma sisteminin bileşenleri ile soğutma suyunun radyatör ve soğutma suyu - ısı değiştirici içindeki dolaşımı gösterilmiştir. Ayrıca kullanılan ısı değiştiricinin deney masası üzerindeki konumunu ve bağlantılarını gösteren fotoğraf Şekil 3.7'de incelenebilir.



Şekil 3.7: Motor soğutma suyu sistemi ve soğutucu akışkan arasındaki ısı değişiricinin fotoğrafı

Isı kaynağı olarak motor soğutma suyu kullanılan otomobil ısı pompası deney sisteminde, hava kaynaklı ısı pompası sisteminden farklı olarak enerji ve ekserji analizinde kullanılacak denklemler aşağıda sıralanmıştır.

Motor soğutma suyu – soğutucu ısı değişiricisinden çekilen ısı miktarı:

$$\dot{Q}_{su-ısideğ} = \dot{m}_r (h_{10} - h_9) \quad (3.29)$$

Motor soğutma suyu – soğutucu akışkan ısı değişiricisinde yok edilen ekserji miktarı:

$$\dot{E}x_{d,su-ısideğ} = \dot{m}_r (\psi_9 - \psi_{10}) + \dot{m}_{su} (\psi_{11} - \psi_{12}) \quad (3.30)$$

Denklem (3.13) kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,su-ısideğ} = \dot{m}_{soğ} \{ (h_9 - h_{10}) - T_0 (s_9 - s_{10}) \} + \dot{m}_{su} \{ (h_{12} - h_{11}) - T_0 (s_{12} - s_{11}) \} \quad (3.31)$$

Dört yollu valfde yok edilen ekserji

$$\dot{E}x_{d,ipvalf} = \dot{m}_r \{(\psi_2 - \psi_3) + (\psi_{10} - \psi_1)\} \quad (3.32)$$

Denklem (3.13) kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,ipvalf} = \dot{m}_r \{(h_2 - h_3) - (h_1 - h_{10})\} - T_0 \{(s_2 - s_3) - T_0(s_1 - s_{10})\} \quad (3.33)$$

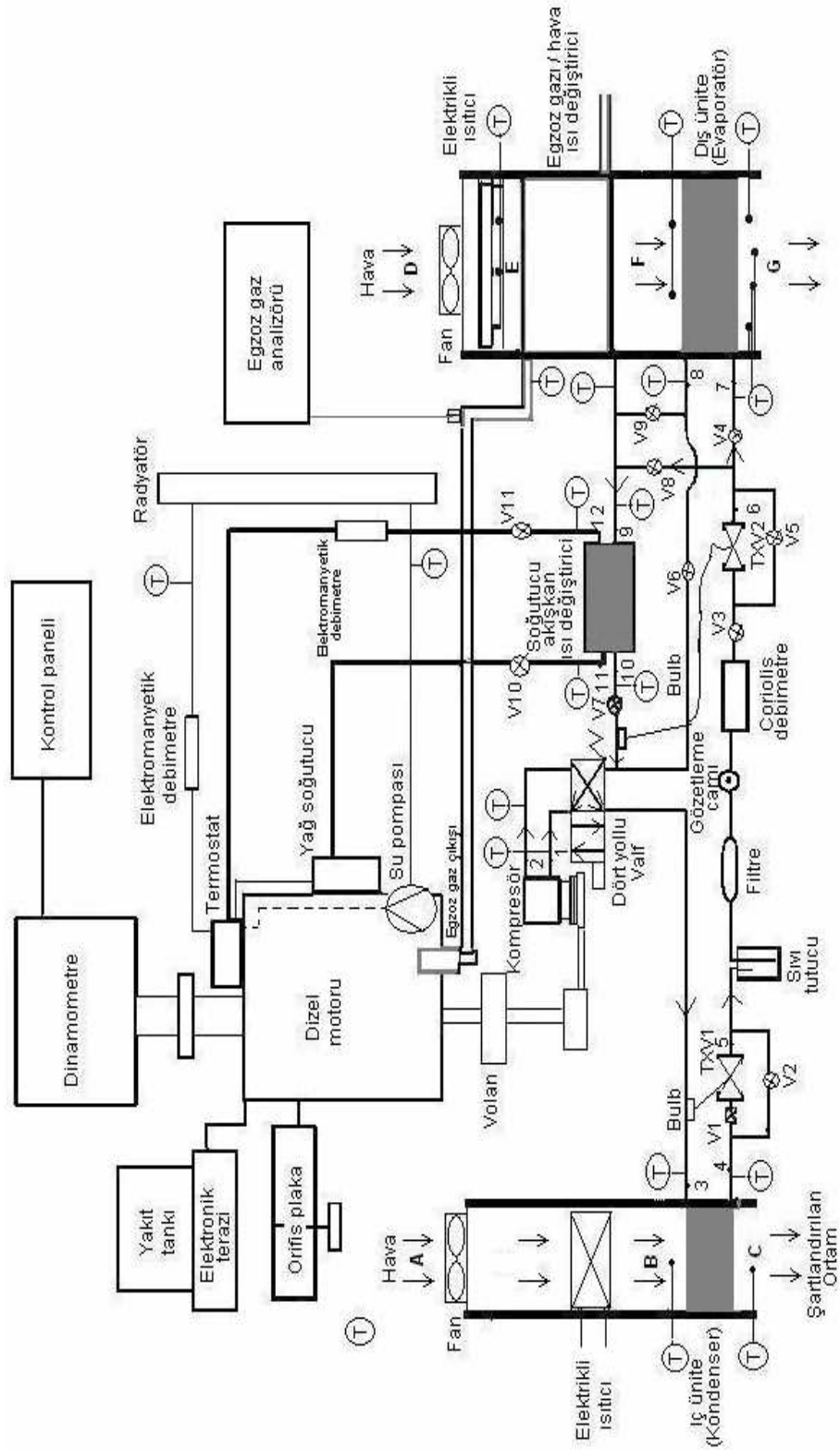
Sulu IP sisteminde yok edilen toplam ekserji ise aşağıdaki denklemden bulunur.

$$\dot{E}x_{d,total} = \dot{E}x_{d,su-ısıdeğ} + \dot{E}x_{d,evap} + \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,valf} + E_{d,ipvalf} \quad (3.34)$$

Diğer bileşenler için, çevre havası kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizinde kullanılan denklemler kullanılmıştır. Buna göre, ısıtma kapasitesi için Denklem (3.1), kompresörde soğutucu akışkana verilen güç için Denklem (3.2), ısıtma tesir katsayısı ve kompresöre verilen mekanik güce bağlı ısıtma tesir katsayısı için sırasıyla, Denklem (3.3) ve (3.4) kullanılmıştır. Ayrıca kompresörde, iç ünite, termostatik genişleme valfinde ve dört yollu valfde yok edilen ekserjiyi bulmak için ve tüm sistemde yok edilen toplam ekserjiyi bulmak için Denklem (3.17) ile (3.28) arasındaki denklemler kullanılmıştır.

3.1.1.3. Deneysel sistemin motor soğutma suyu ve çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumu

Şekil 3.8'de, deneysel sistemin motor soğutma suyu ve çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri gösterilmiştir. Bu çalışma modunda dört yollu valfin enerjilendirilmesi ile kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından iç üniteye yönlendirilmektedir. İç üniteye (yoğuşturucuya) giren soğutucu akışkan, şartlandırılan ortama ısı atarak yoğuşmakta ve yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı halinde iç üniteyi terk etmektedir.



Vana pozisyonları: V1 kapalı, V2 açık, V3 açık, V4 açık, V5 kapalı, V6 kapalı, V7 açık, V8 kapalı, V9 açık, V10 açık, V11 açık

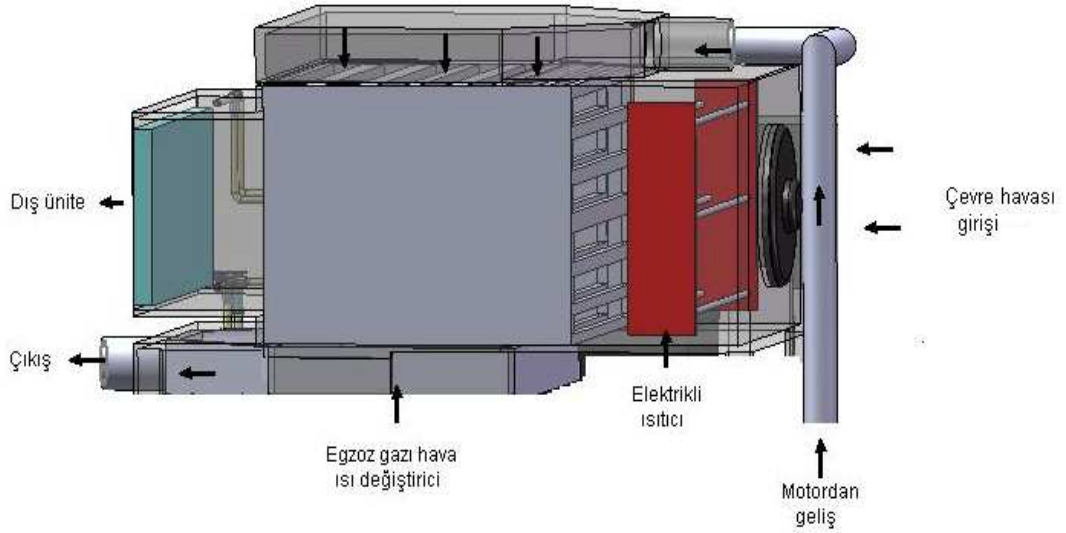
Şekil 3.8: Deneysel sistemin motor soğutma suyu ve çevre havası kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri

İç üniteden çıkan sıvı haldeki soğutucu akışkan, TXV1 genişleme valfini by-pass eden V2 vanasından geçerek sıvı tutucu ve filtreye gelmektedir. Soğutucu akışkan, Coriolis tipi kütleli debi ölçerden geçtikten sonra V3 vanası üzerinden dış ünite girişindeki TXV2 genişleme valfine gelmektedir. Motor soğutma suyu kaynaklı ısı pompası modunda olduğu gibi TXV2 genişleme valfinin bulbu, motor soğutma suyu–soğutucu akışkan arasında buharlaştırıcı olarak çalışan ısı değiştiricinin çıkışına bağlanmıştır. Bu çalışma modunda, V5 vanası kapalı konumda olduğundan, akışkan TXV2 üzerinden geçmekte, bu esnada buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık sabit kalacak şekilde basıncı ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan, düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak TXV2’den çıkmaktadır. Düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak TXV2’den çıkan soğutucu akışkan, V8 vanası kapalı olduğundan doğrudan ısı değiştiricisine gidememektedir. Soğutucu akışkan açık olan V4 vanası üzerinden dış üniteye girmekte ve buradan geçmekte olan dış ünite hava akımından ısı çekerek buharlaşmaya başlamaktadır. TXV2’nin bulbu ısı değiştirici çıkışına bağlı olduğundan, soğutucu akışkan doymuş buhar haline gelmeden dış üniteden çıkmakta ve V9 vanası üzerinden geçerek ısı değiştiriciye girmektedir. Soğutucu akışkan, burada motor soğutma suyundan çektiği ısı ile buharlaşmaya devam etmekte ve belirli bir kızgınlıkta ısı değiştiricisini terk etmektedir. Soğutucu akışkan, daha sonra V7 vanası üzerinden geçerek dört yollu valfe girmektedir. Valf tarafından kompresör emişine yönlendirilmekte olan soğutucu akışkan, kompresörden yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar fazında çıkmaktadır. Soğutucu akışkan kompresörden tekrar dört yollu valf tarafından iç üniteye yönlendirilmekte ve çevrim bu şekilde devam etmektedir.

3.1.1.4. Deneysel sistemin egzoz gazı kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumu

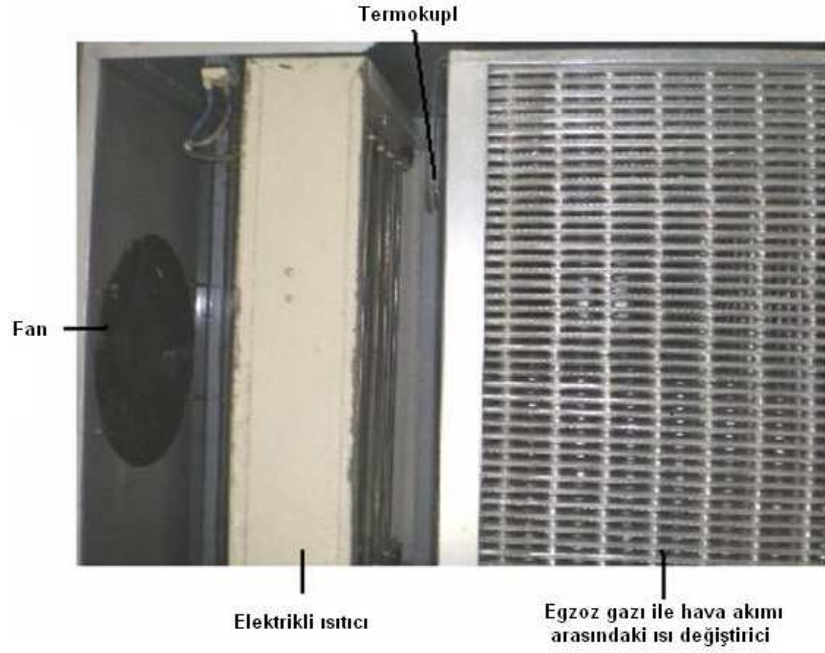
Deneysel ısı pompası sisteminin ısı kaynağı olarak egzoz gazı kullanılarak çalıştırılması deneylerinde, dış ünite hava kanalı ortasına yerleştirilen egzoz gazından hava akımına ısı değiştiricisi aktif hale getirilmiştir. Bu amaçla, öncelikle dış ünite kanalında bulunan ve bu ısı değiştiricinin üst ve alt kesitlerine denk gelecek şekilde imal edilen vidalı kapaklar açılmıştır. Bu kapakların yerine egzoz gazı – hava ısı

değiştiricisinden egzoz gazı geçişini sağlayan bağlantı kapakları monte edilmiştir. Bu bağlantı kapakları yoluyla susturucu çıkışından alınan egzoz gazı 1.5 inç çapındaki alüminyum boru yardımıyla, ısı değiştirici girişine getirilmektedir. Kullanılan alüminyum boru ve bağlantı kapaklarının solidworks tasarım görünümü Şekil 3.9 'da verilmektedir. Bu çalışma modunda çevreden fan yardımıyla çekilen hava akımı, önce egzoz gazı - hava akımı ısı değiştiricisinden geçerek ısınmakta, daha sonra dış üniteye girmektedir. Böylece, dış üniteye buharlaşmakta olan soğutucu akışkan, çevre havası yanında dolaylı olarak egzoz gazından da ısı çekmektedir.



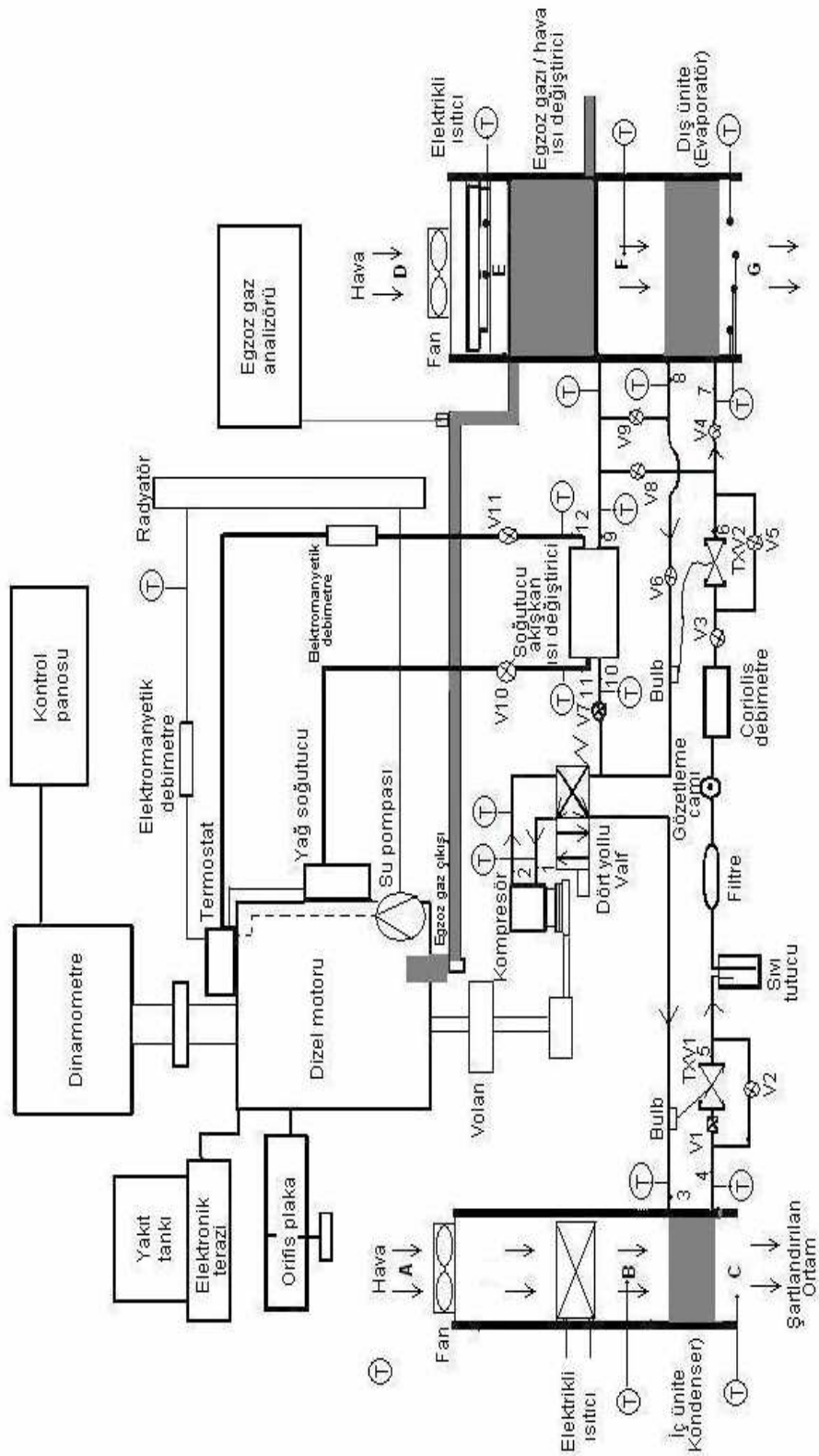
Şekil 3.9: Egzoz gazı – hava ısı değiştiricisinden egzoz gazının geçirilmesi solidworks tasarım resmi

Bu bağlantı kapakları yardımıyla egzoz gazı üst uçtan ısı değiştiricisine girmekte ve ısınıp çevreden çekilen hava akımına attıktan sonra ısı değiştiricinin alt ucundan çıkış yapmaktadır. Egzoz gazı – hava ısı değiştiricisi, dış ünite hava kanalı içerisinde elektrikli ısıtıcı ile dış ünite arasına konulmuş, giriş ve çıkışına termokulplar yerleştirilmiştir. Egzoz gazı hava ısı değiştiricisinin fotoğrafı Şekil 3.10'de incelenebilir. Deneysel çalışmanın üçüncü aşamasını, ısı kaynağı olarak egzoz gazlarını kullanabilen otomobil ısı pompası deney sisteminin testleri oluşturmaktadır. Ayrıca, deneysel sistemin egzoz gazı kaynaklı ısı pompası olarak çalıştırılması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri Şekil 3.11'de gösterilmektedir.



Şekil 3.10: Egzoz gazı ile hava akımı arasındaki ısı değiştiricisinin dış ünite hava kanalı içerisindeki fotoğrafı

Şekil 3.11’de görüldüğü, dış ünite kanalı içerisine yerleştirilen bir ısı değiştiricisinden motor egzoz gazı geçirilerek, kanal içine çekilen çevre havasının dış üniteye (buharlaştırıcı) gelmeden önce egzoz gazından ısı çekerek ısınması sağlanmaktadır. Böylece, dış üniteden geçen soğutucu akışkanın hava akımından çekebileceği ısı miktarı artırılarak sistemin ısıtma kapasitesi iyileştirilmektedir. Sistemin çalışması yukarıda açıklandığı gibi olup, ısı pompasının egzoz gazı kaynaklı çalışabilmesi için soğutucu akışkan ile motor soğutma suyu arasındaki ısı değiştiricisi, ilgili vanalar kapatılarak devre dışı bırakılmaktadır. Deneylerde motor devri (dolayısı ile kompresör devri), motor torku ve hava akımlarının iç ile dış ünitelere giriş sıcaklıkları ile debileri değiştirilmiştir. Diğer bileşenler için çevre havası kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizinde kullanılan denklemler kullanılmıştır. Buna göre, ısıtma kapasitesi için Denklem (3.1), kompresörde soğutucu akışkana verilen güç için Denklem (3.2), ısıtma tesir katsayısı ve kompresöre verilen mekanik güce bağlı ısıtma tesir katsayısı için sırasıyla, Denklem (3.3) ve (3.4)’den, dış üniteye çekilen ısı miktarı ise Denklem (3.5)’den bulunmuştur. Ayrıca kompresörde, iç üniteye, termostatik genişleme valfinde ve dört yollu valfde yok edilen ekserjiyi bulmak için ve tüm sistemde yok edilen toplam ekserjiyi bulmak için Denklem (3.17) ile (3.28) arasındaki denklemler kullanılmıştır.

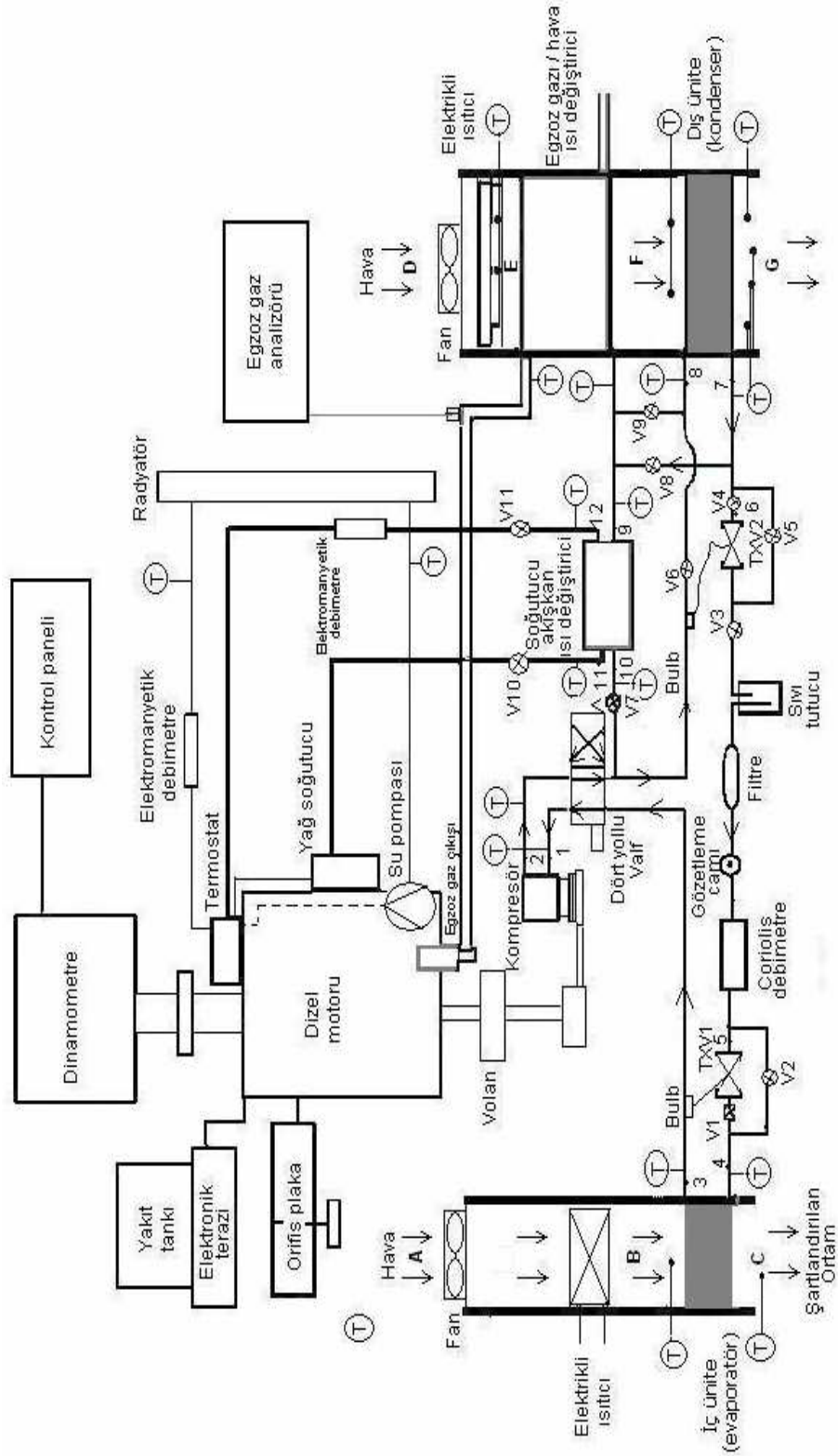


Vana pozisyonları: V1 kapalı, V2 açık, V3 açık, V4 açık, V5 kapalı, V6 kapalı, V7 açık, V8 kapalı, V9 açık, V10 açık, V11 açık

Şekil 3.11: Deneysel sistemin egzoz gazı kaynaklı ısı pompası modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri

3.1.1.5. Deneysel sistemin soğutma modunda çalıştırılması ve termodinamik analizi

Deneysel sisteminin soğutma modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri Şekil 3.12’de görülmektedir. Bu çalışma modunda, dört yollu valfin bobininin enerjisi kesilmiş durumdadır. Bu durumda kompresörden çıkan yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından dış üniteye yönlendirilmektedir. Bu durumda dış ünite, klasik bir otomobil klimasında olduğu gibi yoğuşturucu görevi yapmaktadır. Açık olan V6 vanası üzerinden yüksek basınçta kızgın buhar fazında dış üniteye giren soğutucu akışkan, fan yardımıyla çevreden çekilen hava akımına ısı atarak yoğuşmakta ve yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı fazında dış üniteyi terk etmektedir. Dış ünite kanalına giriş yapan çevre havası, gerekirse dış ünite hava kanalı içine yerleştirilmiş ısıtıcılar ile çevre sıcaklığı üzerinde istenilen bir değere ısıtılabilen ve daha sonra dış üniteye gönderilmektedir. Dış üniteden çıkan sıvı haldeki soğutucu akışkan, açık olan V5 ve V3 vanaları üzerinden Coriolis tipi debi ölçerden geçmekte ve çevrimde dolaşan akışkanın kütesel debisi böylece belirlenebilmektedir. Sıvı haldeki soğutucu akışkan, daha sonra sıvı kurutucu ve filtreden geçmektedir. Bu eleman, termostatik genişleme valfinin (TXV) kısıldığı durumlarda çevrimde ihtiyaç duyulmayan soğutucu akışkanı depolama, soğutucu akışkan içindeki kir ve nemi tutma görevi yapmaktadır. Sıvı kurutucu ve filtreden geçtikten sonra yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı fazındaki soğutucu akışkan, TXV1 isimli termostatik genişleme valfine gelmekte ve bu elemanda buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık (superheat) sabit kalacak şekilde basıncı ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan, düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak iç üniteye girmektedir. Bu çalışma modunda buharlaştırıcı görevi yapan iç üniteden geçen soğutucu akışkan, iç ünite dış yüzeyinden bir fan yardımıyla geçirilen hava akımından ısı çekerek buharlaşmakta ve kızgın buhar fazında iç üniteyi terk etmektedir. Bu esnada, iç ünite dış yüzeyinden geçen hava akımı soğumakta ve nemi azalmaktadır. İç üniteye giriş yapan hava akımı, istenirse iç ünite kanalı içindeki ısıtıcıların enerjilendirilmesi ile çevre havası üzerinde herhangi bir sıcaklığa çıkarılabilmekte, daha sonra iç üniteye gönderilmektedir. İç üniteden ısı ile yüklü olarak çıkan soğutucu akışkan, daha sonra dört yollu valfe giriş yapmakta ve valf tarafından kompresör emişine yönlendirilmektedir.



Vana pozisyonları: V1 açık, V2 açık, V3 açık, V4 açık, V5 kapalı, V6 açık, V7 kapalı, V8 kapalı, V9 kapalı, V10 kapalı

Şekil 3.12: Deneysel sistemin soğutma modunda çalışması durumunda soğutucu akışkanın izlediği akım yönleri

Kompresörden basıncı ve dolayısıyla sıcaklığı artırılmış olarak çıkan yüksek basınçta kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından tekrar dış üniteye yönlendirilmekte ve çevrim yukarıda açıklandığı şekilde devam etmektedir. Deneysel sistemin soğutma modunda çalışması durumu enerji ve ekserji analizinde kullanılacak denklemler aşağıda sıralanmıştır;

Klima soğutma kapasitesi:

Soğutma kapasitesi, iç üniteye (buharlaştırıcı) enerjinin korunumu ilkesinin uygulanması ile, aşağıdaki denklemden bulunur.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_4 - h_3) \quad (3.35)$$

Kompresörde soğutucu akışkana verilen güç:

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.36)$$

Soğutma tesir katsayısı (STK) çevrimin ne kadar verimli çalıştığını gösteren bir sayıdır. STK, soğutma kapasitesinin kompresörde soğutucu akışkana verilen güce oranlanması ile elde edilir:

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.37)$$

Denklem (3.16) kullanılarak kompresördeki yok edilen ekserjiyi bulmak için aşağıdaki denklem kullanılır.

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_r (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (3.38)$$

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilerek ve Denklem (3.13) ve (3.36) kullanılarak Denklem (3.39) elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.39)$$

Buharlaştırıcı (iç ünite) geçen hava akımı ve soğutucu akışkan sıcaklıkları arasındaki farktan dolayı yok edilen ekserji, Denklem (3.16) kullanılarak aşağıdaki gibi kullanılır.

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}_r (\psi_4 - \psi_3) + \dot{m}_{h,evap} (\psi_B - \psi_C) \quad (3.40)$$

Denklem (3.40) ve (3.13) kullanılarak aşağıdaki denkleme dönüştürülür.

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}_r \left\{ (h_4 - h_3) - T_0 (s_4 - s_3) \right\} + \dot{m}_{h,evap} \left\{ (h_B - h_C) - T_0 (s_B - s_C) \right\} \quad (3.41)$$

Termostatik genişleme valfinde meydana gelen ısı transferi ihmal edilirse bu ekipmanda meydana gelen ekserji kaybı

$$\dot{E}x_{d,valf} = \dot{m}_r (\psi_5 - \psi_4) \quad (3.42)$$

Denklem (3.12) kullanarak ve $h_5 = h_4$ olduğunu göz önüne alarak, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,valf} = \dot{m}_r \left\{ (h_5 - h_4) - T_0 (s_5 - s_4) \right\} \quad (3.43)$$

Yoğuşturucuda (dış ünite) ve sıvı hattında yok edilen ekserji yoğuşturucudan geçen hava akımı ve soğutucu akışkan sıcaklıkları arasındaki farktan dolayı meydana gelir. Denklem (3.16) kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_r (\psi_8 - \psi_7) + \dot{m}_{h,kond} (\psi_F - \psi_G) \quad (3.44)$$

Denklem (3.13) kullanılarak denklem (3.45) elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_r \{(h_8 - h_7) - T_0(s_8 - s_7)\} + \dot{m}_{h,kond} \{(h_F - h_G) - T_0(s_F - s_G)\} \quad (3.45)$$

Dört yollu valfde yok edilen ekserji

$$\dot{E}x_{d,ipvalf} = \dot{m}_r \{(\psi_3 + \psi_2) - (\psi_8 + \psi_1)\} \quad (3.46)$$

Denklem 3.13 kullanılarak denklem 3.26 aşağıdaki denkleme dönüştürülür.

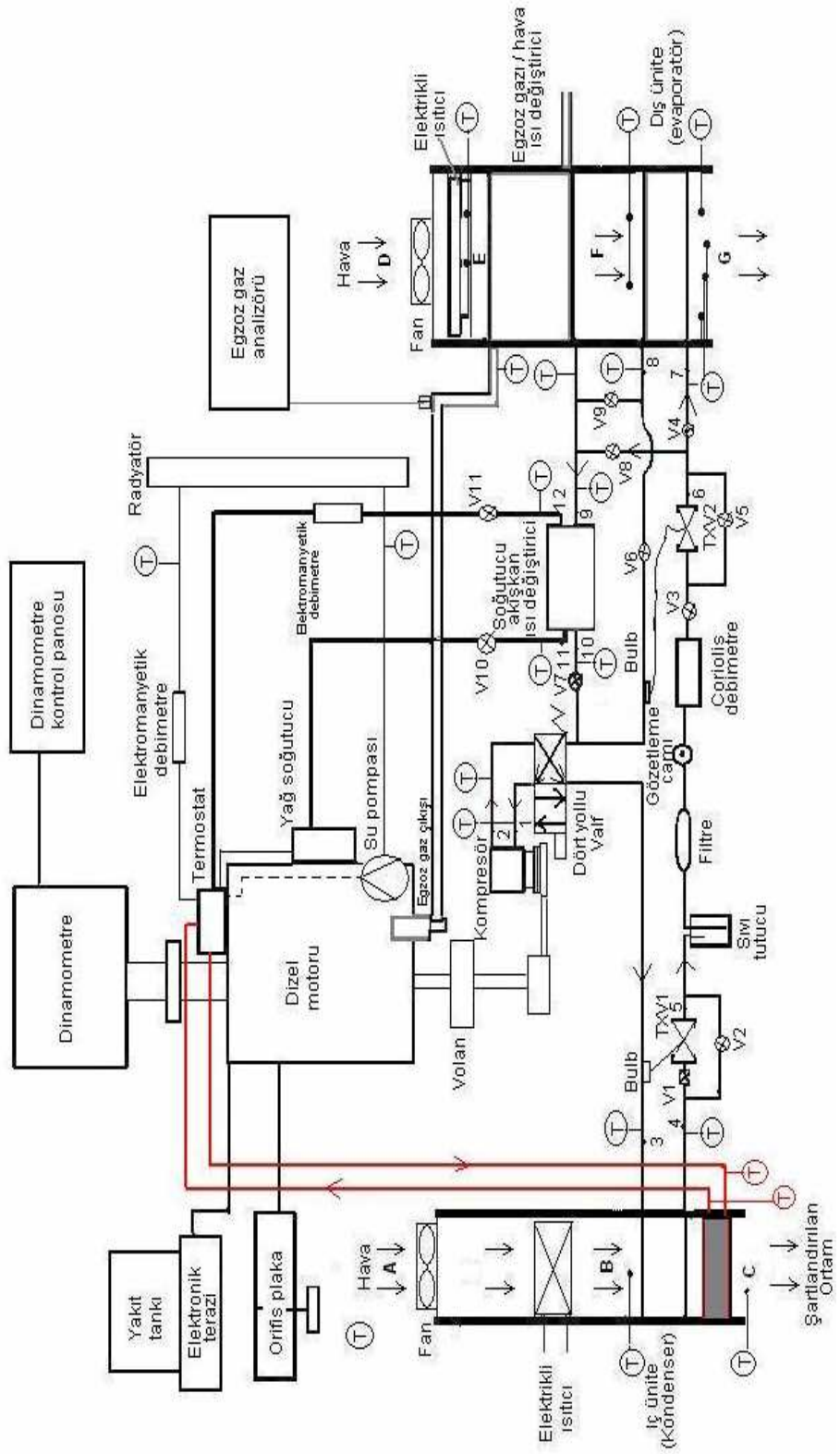
$$\dot{E}x_{d,ipvalf} = \dot{m}_r \{(h_3 - h_1) - (h_8 - h_2)\} - T_0 \{(s_3 - s_1) - (s_8 - s_2)\} \quad (3.47)$$

Isı pompası / kliması sisteminde meydana gelen toplam ekserji kaybı bileşenlerdeki yok edilen ekserjiler toplanarak aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{d,toplam} = \dot{E}x_{d,kond} + \dot{E}x_{d,evap} + \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,valf} + E x_{d,ipvalf} \quad (3.48)$$

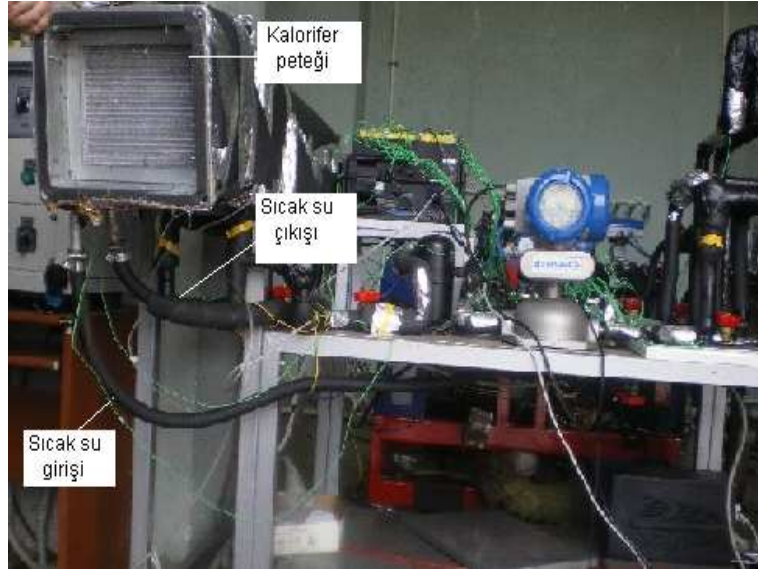
3.1.1.6. Deneysel sistemde motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi ile ısıtma yapılması durumu

Deneysel sistemde ısı pompası ile yapılan ısıtma ve soğutma testleri tamamlandıktan sonra motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sistemi ile yapılan testlere geçilmiştir. Bu aşamada kullanılan deney sisteminin prensip şeması Şekil 3.13’de görülmektedir. Bu sistemde kompresör çalıştırılmamış olup ısı pompası sistemi devre dışı bırakılmıştır. İç ünite hava kanalı içine yerleştirilen kalorifer peteğine motor soğutma suyu gönderilerek petek içinden akmakta olan şartlandırılan hava akımının ısıtılması sağlanmıştır. Kullanılan kalorifer peteği boyutları 195 x 182 mm olup aralarında 0.95 mm bulunan 20 kanaldan oluşmaktadır. Kullanılan kalorifer emme hattı, diğer deneylerde by-pass edilmiş olan termostatı su pompası ile bağlantılı hale getiren T rekoru girişine, basma hattı ise termostatın çıkışına bağlanmış ve bağlantılar yalıtım malzemesiyle yalıtılmıştır.



Şekil 3.13: Motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi ile yapılan ısıtmanın devre şeması

Kullanılan kalorifer peteği ve i unite kanalı üzerindeki bağlantı resmi Şekil 3.14’de görülmektedir. Kalorifer peteğine gelen suyun debisi elektromanyetik debimetreden okunmuştur.



Şekil 3.14: Kalorifer peteğinin i unite kanalındaki yeri

Motor çalıştırıldığı andan itibaren i unite kanalı içerisine yerleştirilen kalorifer peteği içersinden motor soğutma suyunun geçmesi sağlanmıştır. Kalorifer peteğine giden motor soğutma suyu termostat giriş ve çıkış bağlantılarının fotoğrafı Şekil 3.15’de görülmektedir.



Şekil 3.15: Motor soğutma suyu kalorifer peteği hortum su taŐıma bağlantıları

Kullanılan hortumlar ve peteği çevreleyen kanal yalıtılmıştır. Deneyleerde motor devri (dolayısı ile kompresör devri), motor torku ve hava akımının iç üniteye giriş sıcaklığı ile debisi ve kalorifer peteğinden geçirilen soğutma suyu debisi değiştirilmiştir. Deneysel sistemde motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi ile ısıtma yapılması durumunda elde edilen verilerin analiz edilmesi amacıyla kullanılan denklemler aşağıda sıralanmıştır.

Kalorifer ısıtma kapasitesi:

Kalorifer peteğinden elde edilen ısıtma kapasitesi aşağıdaki denklemden elde edilir.

$$\dot{Q}_{kal.pet} = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{kal.pet,g} - T_{kal.pet,\text{ç}}) \quad (3.49)$$

Radyatörden atılan ısı:

Radyatörden atılan ısı radyatörden geçen suyun kütleel debisinin radyatöre giren ve çıkan entalpi farklarının çıkarılmasıyla bulunmaktadır.

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{rad,g} - T_{rad,\text{ç}}) \quad (3.50)$$

3.2. Deneysel Sistemde Kullanılan Ölçüm Cihazları ve Ölçme Tekniği

Klima ve dolayısı ile ısı pompası sisteminin kompresörü, 1.9 litre silindir hacmindeki bir dizel motoru ile çalıştırılmıştır. Motorun ve moment ölçümü amacıyla motora hidrolik dinamometre bağlanmıştır. Ölçülen motor momenti ile motor devri dataları kullanılarak motor gücü ve motor termal verimi belirlenmiştir. Motorun döndürme momentine eşdeğer olan fren momenti ölçülerek motor gücü bulunmuştur. Deneyleerde kullanılacak dizel motoru Fiat Doblo 1.9 JTD model olup, 74 kW (4000 d/d'da) maksimum güce, 250 Nm maksimum torka ve 1.9 litre silindir hacmine sahiptir. Hidrolik dinamometre ise Baturalp-Taylan BT-190 FR model olup 100 kW maksimum frenleme gücüne, 6000 d/d maksimum devire ve 750 Nm maksimum momente sahiptir. Soğutucu akışkan, motor soğutma suyu ve hava akımlarının sıcaklıkları, K tipi termokuplar ile ölçülerek, sıcaklıklar data toplama sistemi aracılığı ile bilgisayara kaydedilmiştir. Soğutucu akışkanın buharlaşma ve yoğuşma basınçları, Bourdon tipi manometreler ve basınç transmitterleri ile ölçülmüştür. Su

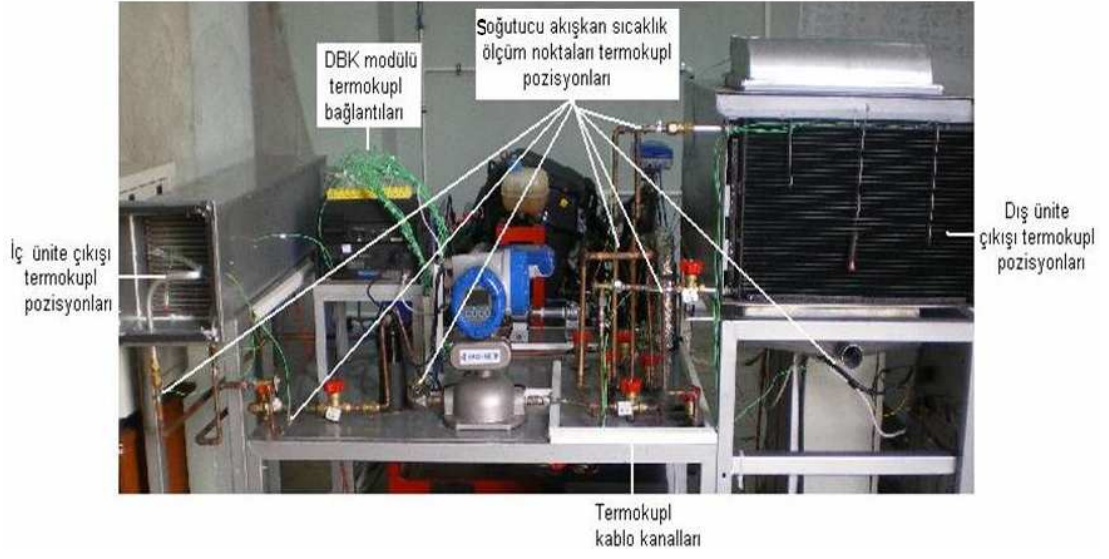
akımlarının kütleli debileri elektromanyetik tip debimetreler ile, soğutucu akışkanın kütleli debisi ise yüksek basınçlara dayanabilen ve doğruluğu yüksek olan Coriolis tipi kütleli debimetre ile ölçülmüştür. Kompresör ve motor devirleri optik takometre ile, motora alınan hava debisi ise eğik manometreye bağlı orifis metreden ölçülmüştür. Sıcaklık, debi ve basınç ölçümleri, data toplama sistemi aracılığıyla belirli aralıklarla yapılarak bilgisayara kaydedilmiştir. Ölçüm cihazlarına ait özellikler özetle Tablo 3.5’de verilmiştir.

Tablo 3.5: Kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri

Ölçülen özellik	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
Sıcaklık	K tipi termokupl	-200 - 1200 ° C	± % 0.3
Basınç	Basınç transmitteri ve bourdon manometre	0-25 bar	± % 0.2
Hava akımı hızı	Anemometre	0.1 – 15 m s ⁻¹	± % 3
Nem	Higrometre	10–100 %	± % 3
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis tipi kütleli debi ölçer	0- 350 kg h ⁻¹	± % 0.1
Motor soğutma suyunun debisi	Elektromanyetik debimetre	0.08 – 3.39 m ³ h ⁻¹	± % 0.3
Motora giren havanın kütleli debisi	Diferansiyel manometre	0 ± 1000 Pa	± % 0.5
Kompresör hızı	Dijital takometre	10–100000 d/d	± % 2
Tork	Hidrolik dinamometre	5–750 Nm	± % 2

3.2.1. Sıcaklık ölçümü

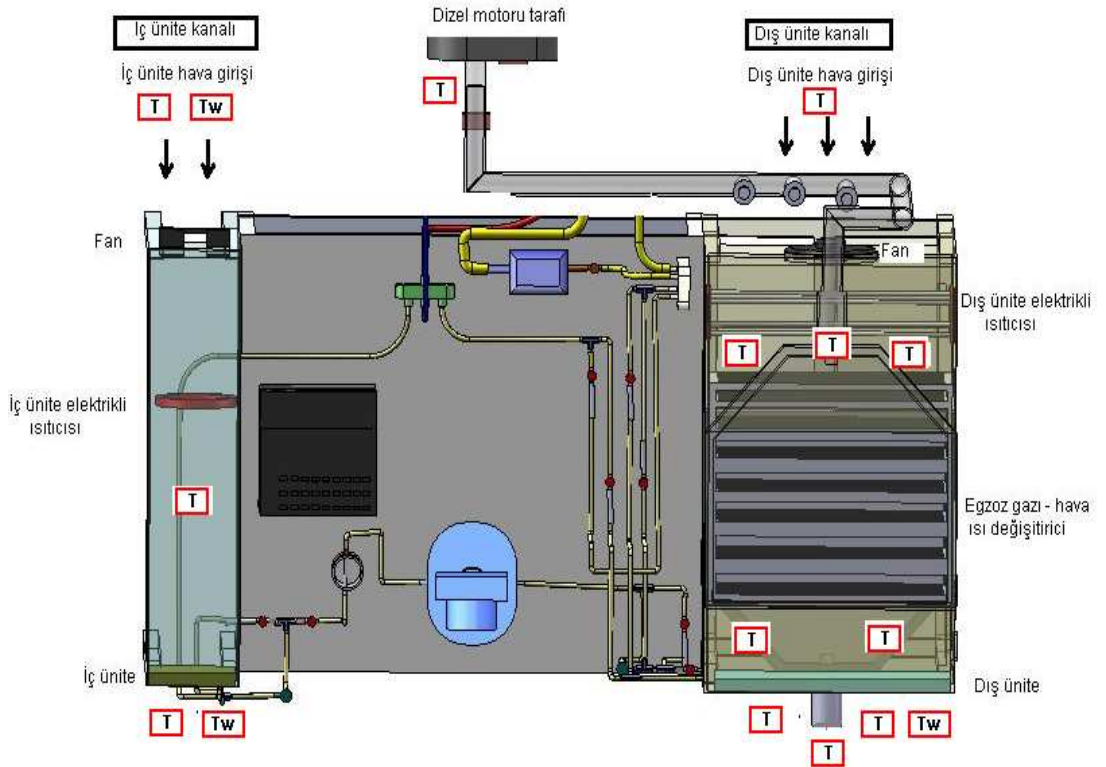
Deney sistemi üzerinde termokuplların bağlantıları Şekil 3.16’da görülmektedir. Isı pompası deneysel sisteminde sıcaklıkları ölçmek amacıyla K tipi termokupllar kullanılmıştır. Deney ısı pompası sisteminde kullanılan ısı kaynağı durumuna göre farklı noktalardan sıcaklıklar ölçülmüştür. Termokuplların tel uçları ark kaynağı yapılarak bu noktalara sabitlenmiştir. Diğer uçlara, data toplama sistemi sıcaklık modülüne uygun soketler takılarak bağlanmıştır. Bağlantısı yapılan tüm termokupl tellerinin ölçüm doğruluğu test edilmiştir. Termokupllara ait özellikler Tablo 3.6’da verilmiştir. Çeşitli ısı kaynakları kullanılan IP deneysel sisteminde belirtilen noktalara göre ölçülen sıcaklıklar Tablo 3.7’de verilmiştir. Ayrıca hava kanalları içerisinde termokuplların bağlantıları gösteren solidworks tasarım resmi Şekil 3.17’de görülmektedir.



Şekil 3.16: Sıcaklık ölçüm noktaları

Tablo 3.6: Termokuplların özellikleri

Ölçüm aralığı (° C)	-200 ile 1200
Malzeme	NiCr - Ni
Kesiti (mm²)	2 x 0.5



Şekil 3.17: Hava kanalları içerisinde sıcaklık ölçüm noktaları

Tablo 3.7: Data toplama sisteminden okunan sıcaklıklar

Termokupl no	Deney sistemi üzerindeki ölçüm noktaları	Ölçülen değer
T1	Kompresör giriş (°C)	SA
T2	Kompresör çıkış (°C)	SA
T3	İç ünite giriş (°C)	SA
T4	İç ünite çıkış (°C)	SA
T5	Debimetre çıkış (°C)	SA
T6	TXV 2 Giriş (°C)	SA
T7	Dış ünite çıkış (°C)	SA
T8	Dış ünite giriş (°C)	SA
TA	İç ünite (buharlaştırıcı) kanalı ısıtıcısı hava giriş (°C)	HKTS
TAw	İç ünite kanalı hava giriş (°C)	HKTS
TB	Buharlaştırıcı giriş (°C)	HKTS
TC	Buharlaştırıcı çıkış (°C)	HKTS
TCw	Buharlaştırıcı çıkış (°C)	HYTS
TD	Dış ünite (yoğuşturucu) ısıtıcı giriş (°C)	HKTS
TE1	Dış ünite kanalı ısıtıcı hava çıkış (°C)	HKTS
TE2	Dış ünite kanalı ısıtıcı hava çıkış (°C)	HKTS
TF1	Dış ünite kanalı hava giriş (°C)	HKTS
TF2	Dış ünite kanalı hava giriş (°C)	HKTS
TG1	Dış ünite kanalı hava çıkış (°C)	HKTS
TG2	Dış ünite kanalı hava çıkış (°C)	HKTS
TGw	Dış ünite kanalı hava çıkış (°C)	HYTS

HKTS = Hava Kuru Termometre Sıcaklığı,

HYTS = Hava Yaş Termometre Sıcaklığı,

SA = Soğutucu Akışkan

3.2.2. Basınç ölçümü

Isı pompası deneysel sisteminde yaz ve kış çalışma durumuna göre evaporatördeki buharlaşma basıncına karşılık gelen buharlaşma sıcaklığı (T_{evap}) ve kondenserdeki yoğuşma basıncına karşılık gelen yoğuşma sıcaklığı (T_{kond}) değerleri, Bourdon tüpü manometreler ile okunmuştur. Sistemde iç ve dış ünite ısı değiştiricilerinin ısı alma veya verme fonksiyonlarından hangisini yerine getireceğini belirleyen 4 yollu valfin açma-kapama anahtarı ile iç ve dış ünite hava akımlarını sağlayan fanların açma kapama anahtarları panoya yerleştirilmiştir. Panonun en alt kısmında ise devre kesici ve ısı pompası ve klima sisteminde soğutucu akışkanın kompresör giriş ve çıkışındaki basınçlarının ölçülmesinde kullanılan iki adet basınç transmitteri görülmektedir. Basınç ve sıcaklık kontrol panosunun elemanları, Şekil 3.18'de incelenebilir.



a-Buharlaştırıcı basıncı, b- Yoğuşturucu basıncı, c- Coriolis debimetre girişi, d- Coriolis debimetre çıkışı, e- Basınç transmitteri, f- Devre kesiciler

Şekil 3.18: Basınç ve sıcaklık kontrol panosu

3.2.2.1. Basınç transmitteri ile basınç ölçümü

Isı pompası sistemi kompresörü giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan basınçlarını ölçmek ve data toplama sistemi aracılığıyla bilgisayara aktarmak için Enlisan, E-trans piezoresistif ölçüm hücresi ve elektronik karttan oluşan basınç transmitteri kullanılmıştır. Basınç transmitterine ait teknik özellikler Tablo 3.8’de verilmiştir. Kullanılan basınç transmitterine ait resim Şekil 3.18’de sağ alt köşede görülmektedir. Basınç transmitterlerinden gelen bilgiler, data toplama sistemi kullanılarak bilgisayara aktarılmıştır.

Tablo 3.8: Basınç transmitteri teknik özellikleri

Marka / Model	Enlisan, E-trans P
Ölçüm aralığı (bar)	0 – 25
Hassasiyet (%)	≤ 0.2
Çıkış (mA)	4 – 20

Kullanılan basınç transmitterlerinin kalibre edilebilmesi için iç üniteden (buharlaştırıcı) geçen soğutucu akışkanın buharlaşma basınçları, kompresörden çıkan akışkanın debisi ve iç ünite kanalından geçen hava akımlarının hacimsel debileri değiştirilerek, Şekil 3.18 b’de gösterilen manometreden 0.2 – 2 bar arasındaki doyma basıncı değerlerine karşılık gelen voltajlar bulunmuştur. Ayrıca dış üniteden (yoğuşturucu) geçen soğutucu akışkan yoğuşma basınçları, kompresörden geçen havanın debisi ve dış ünite kanalından geçen hava akımlarının hacimsel debisi

değiştirilerek, Şekil 3.18 a,c ve d'de gösterilen manometrelerden 8 – 14 bar arasındaki doyma basınçlarına karşılık gelen voltajlar bulunmuştur. Bulunan bu voltaj değerleri Excel programına girilerek Denklem (3.51) ve (3.52)'deki m ve b katsayıları elde edilmiştir. Burada m ve b, değerleri en küçük kareler yöntemine göre bulunacak sabitlerdir. Daha sonra bulunan değerler data toplama cihazı sinyal şartlandırıcısına girilerek basınç transmitteri kalibre edilmiştir.

$$P_1 = mV_1 + b \quad (3.51)$$

$$P_2 = mV_2 + b \quad (3.52)$$

Bu denklemlerdeki katsayılar Daqview yazılımına girilmiş, böylece ilgili yazılım penceresinden voltaj yerine doğrudan buharlaşma ve yoğuşma basınçlarının okunabilmesi ve gerektiğinde kaydedilebilmesi sağlanmıştır.

3.2.3. Debi ölçümü

Su akımlarının kütleli debileri Elektromanyetik debimetreler ile, soğutucu akışkanın kütleli debisi ise yüksek basınçlara dayanabilen ve doğruluğu yüksek olan Coriolis tipi kütleli debimetre ile ölçülmüştür.

3.2.3.1. Elektromanyetik debimetreler ile motor soğutma suyu debisinin ölçümü

Sistemde su akımlarının kütleli debilerini ölçmek için elektromanyetik tip debimetreler kullanılmıştır. Elektromanyetik debimetrelerden birincisi radyatör girişine diğeri ise motor soğutma suyu – soğutucu akışkan ısı değıştiricisi girişine bağlanmıştır. Deneyde kullanılan Krohne marka elektromanyetik debimetreler için teknik özellikler Tablo 3.9'da verilmiştir. Fotoğrafı ise Şekil 3.19'da görülmektedir.



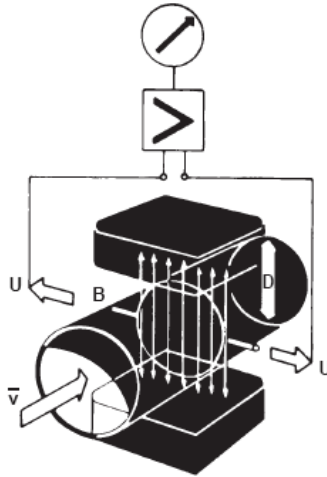
Şekil 3.19: Elektromanyetik debimetre

Tablo 3.9: Krohne marka elektromanyetik debimetrenin teknik özellikleri

Marka / Model	OPTIFLUX 1010 C/D ; OPTIFLUX 1000F Primer gövde ve IFC 010 C/D kompakt tip sinyal dönüştürücü
Ölçüm aralığı (m^3h^{-1})	0.08 – 3.39
Ölçüm hatası (%)	± 0.3
Çıkış (mA)	4-20

3.2.3.1.1. Elektromanyetik debimetrenin çalışma prensibi

Elektromanyetik debimetrenin çalışma prensibini anlatan şema Şekil 3.20’de verilmiştir. Elektromanyetik debimetrenin çalışma prensibi Faraday yasasına dayanmaktadır.



Şekil 3.20: Elektromanyetik debimetrenin çalışma prensibini anlatan şematik görünümü

Faraday'ın Elektromanyetik İndüksiyon Yasasına göre; manyetik alan içerisinde bulunan ve içinden akım geçen iletkenin üzerinde oluşan gerilim, bu iletkenin hızı ile doğru orantılıdır. Manyetik debimetrede, düz bir boru alan bobinleri tarafından

üretilen manyetik alan içerisine konulur. Manyetik alana dik açılarda yerleştirilmiş olan elektrotlar sıvı (iletken) ile temas eder ve hızın direkt ve lineer fonksiyonu olan gerilimi ölçer. Ölçülen gerilim, oluşan debinin bir göstergesidir. Çünkü tüm boru içinde alan sabittir

3.2.3.1.2. Elektromanyetik debimetrenin kalibrasyonu

Elektromanyetik debimetrelerden alınan debi ile orantılı akım çıktısı, debimetrenin bağlı olduğu DBK65 modülü aracılığı ile voltaja dönüştürülmektedir. Elektromanyetik debimetrelerden ölçerek göstergesinde dijital olarak gösterdiği su debisi ile data toplama sisteminden bu debi için alınan voltaj değeri arasındaki bağıntıyı elde etmek amacıyla, dizel motoru, su debisi geniş bir aralıkta değişecek şekilde çeşitli devir ve torklarda çalıştırılmıştır. Bunların sonucu olarak, geniş bir aralıkta değişen su debi değerleri elde edilmiştir. Her çalışma durumu için, debimetreden okunan su debisi ile data toplama sisteminden bu debi için alınan çıkış voltajı not edilmiştir. Data toplama sisteminin kullandığı Daqview isimli yazılım, kütleli debi ile data toplama sisteminden alınan voltaj arasında,

$$\dot{m} = mV + b \quad (3.53)$$

bağıntısının kullanılabilmesini bildirmektedir. Burada m ve b, değerleri en küçük kareler yöntemine göre bulunacak sabitlerdir. Çok sayıda çalışma durumu için not edilen debi ve x biriminden voltaj değerleri kullanılarak, elektromanyetik debimetreden geçen suyun debisi g/s biriminden en yüksek korelasyon ile veren denklemi, bulunmuştur. Bu denklemdeki katsayılar Daqview yazılımına girilmiş, böylece ilgili yazılım penceresinden voltaj yerine doğrudan suyun debisinin okunabilmesi ve gerektiğinde kaydedilebilmesi sağlanmıştır.

3.2.3.2. Coriolis tipi debimetre ile soğutucu akışkan debisinin ölçümü

Isı pompası deneysel sisteminde soğutucu akışkanın kütleli debisi yüksek basınçlara dayanabilen ve doğruluğu yüksek olan Coriolis tipi kütleli debimetre ile ölçülmüştür. Kütleli debimetrenin fotoğrafı Şekil 3.21’de görülmektedir.



Şekil 3.21: Coriolis tipi kütleli debi ölçer (Coriolis katalog, 2008)

Coriolis tipi kütleli debimetre, yoğunlaştırıcı (dış ünite) kanalı çıkışı hattı üzerinde sıvı kurutucu filtrenin önüne monte edilmiş, data toplama cihazı ve güç kaynağı ile kablo bağlantıları yapılmış ve kalibre edilmiştir. Krohne (Optimass) Coriolis tipi kütleli debi ölçer teknik özellikleri Tablo 3.10’da verilmiştir. Coriolis debi ölçerden okunan kütleli debi, yoğunluk ve sıcaklık değerleri MFC300 sinyal dönüştürücü vasıtasıyla bilgisayara aktarılmıştır. Geçen akışkanın kütleli debisi kg/s, g/s; hacimsel debisi m³/h, lt/s birimlerinden, ortalama akışkan hızı ise m/s biriminden ölçülmektedir. IP sistemi ile soğutma ve ısıtma deneyleri yapılmadan önce, Coriolis debimetrenin kalibrasyonu yapılmıştır.

Tablo 3.10: Coriolis tipi kütleli debi ölçerin teknik özellikleri

Marka / Model	KROHNE - MFM 3300 C/D – SO4; MFS 3000
Nominal akış oranı (kg/h)	350
Yoğunluk ölçümü (kg / m³)	500 – 2000 (± % 2)
Hassasiyet (%)	± 0.1 (sıvı için) ± 0.5 (gaz için)

3.2.3.2.1. Coriolis debimetrenin çalışma prensibi

Coriolis debimetre çalışması, hareketli koordinat sistemi ilişkili Coriolis ivmesi prensibine dayanmaktadır. Cihazın çıktısı doğrudan kütleli debi ile orantılıdır. Akış elektromanyetik olarak yüksek frekansta (genlik < 1mm ve frekans >100 Hz) titreştirilen çift döngülü bir çift boru düzenine girer. Aşağı doğru akım dışa doğru

döngü hareketi yaratırken, yukarı akım içe doğru döngü hareketi indükler, her iki hareket Coriolis etkisinden ötürüdür. Her iki uçtaki sensor kütle akışı ile orantılı olan bir farkı kayıt eder.

3.2.3.2.2. Coriolis debimetrenin kalibrasyonu

Debimetrenin R134a için kalibrasyonunun yapılabilmesi için, akış hızının sıfır olmasına ihtiyaç vardır. Ayrıca, akışkan hızının sıfır olması durumunda, debimetre içinde sadece sıvı fazda R134a olması gerekmektedir. Ancak akışkan hızının sıfır olması, kompresörün çalıştırılmadığı durumda mümkün olup, bu durumda debimetre içindeki soğutucu akışkan basıncı düşmekte ve soğutucu akışkan, doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı (ıslak buhar) halinde olmaktadır. Bu nedenle debimetrenin kalibrasyonu, R134a yerine debimetre hafızasında default olarak yüklü olan 1000 kg/m³ yoğunlukta su için yapılmıştır. Bu durumda, soğutucu akışkanın gerçek kütleli debisi ile göstergeden okunan kütleli debi arasında aşağıdaki bağıntı mevcuttur.

$$\dot{m}_{soğ} = \dot{m}_{gösterge} \frac{\rho_{su}}{\rho_{soğ}} \quad (3.54)$$

Burada ρ_{su} , debimetrenin su ile kalibrasyonunda kullanılan suyun yoğunluğu olup 1000 kg/m³ değerine eşittir. Denklemdaki $\rho_{soğ}$ ise debimetrenin göstergesinden okunan debimetreden geçen soğutucu akışkanın yoğunluğudur. Coriolis debimetresinden alınan debi ile orantılı akım çıktısı, debimetrenin bağlı olduğu DBK65 modülü aracılığı ile voltaja dönüştürülmektedir. Coriolis debimetrenin ölçerek göstergesinde dijital olarak gösterdiği soğutucu akışkan debisi ile data toplama sisteminden bu debi için alınan voltaj değeri arasındaki bağıntıyı elde etmek amacıyla, deneysel sistem, soğutucu akışkan debisi geniş bir aralıkta değişecek şekilde soğutma modunda çeşitli şartlar altında çalıştırılmıştır. Bu amaçla, öncelikle motor devri değiştirilerek kompresör devrinin de değişmesi sağlanmıştır. Ayrıca, iç ve dış ünite kanalları içindeki ısıtıcılar değişen güçlerde enerjilendirilerek, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıya giriş yapan hava akımı sıcaklıkları değiştirilmiştir.

Bunların sonucu olarak, geniş bir aralıkta değişen soğutucu akışkan debi değerleri elde edilmiştir. Her çalışma durumu için, debimetreden okunan suya eşdeğer soğutucu akışkan debisi ile data toplama sisteminden bu debi için alınan çıkış voltajı not edilmiştir. Data toplama sisteminin kullandığı Daqview isimli yazılım, kütleli debi ile data toplama sisteminden alınan voltaj arasında,

$$\dot{m}_{gösterge} = aV + b \quad (3.55)$$

bağıntısının kullanılabilceğini bildirmektedir. Burada a ve b , değerleri en küçük kareler yöntemine göre bulunacak sabitlerdir. Çok sayıda çalışma durumu için not edilen debi ve V biriminden voltaj değerleri kullanılarak, Coriolis debimetreden geçen suya eşdeğer soğutucu akışkan debisini g/s biriminden en yüksek korelasyon ile veren denklem, aşağıdaki gibi bulunmuştur.

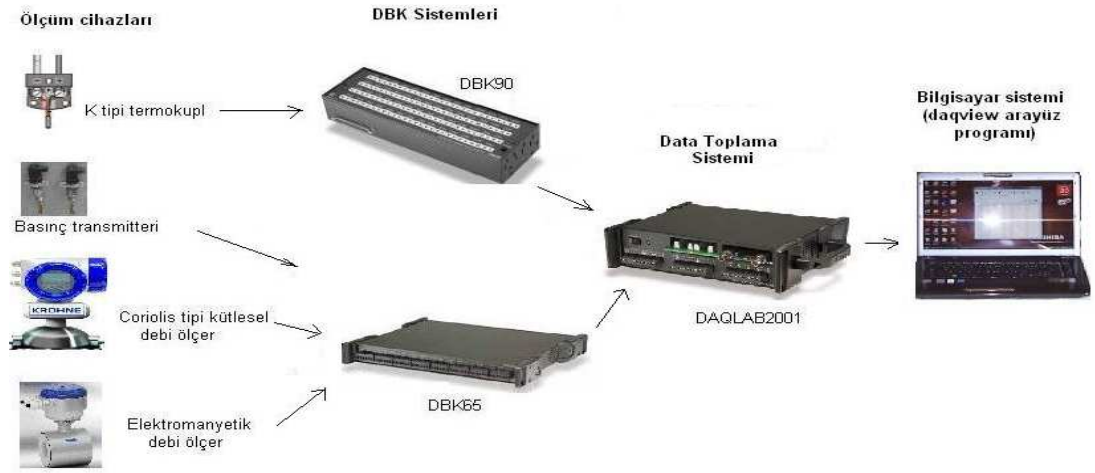
$$\dot{m}_{gösterge} = 49.359 V - 87.387 \quad (3.56)$$

Bu denklemdeki katsayılar Daqview yazılımına girilmiş, böylece ilgili yazılım penceresinden voltaj yerine doğrudan suya eşdeğer soğutucu akışkan debisi olan $\dot{m}_{gösterge}$ debisinin okunabilmesi ve gerektiğinde kaydedilebilmesi sağlanmıştır. Data toplama sisteminden okunan debi yardımıyla soğutucu akışkanın gerçek debisinin bulunabilmesi için, Denklem (3.54)'de belirtildiği gibi okunan değer $\frac{\rho_{su}}{\rho_{soğ}}$

katsayısı ile çarpılmasına gerek vardır. Burada $\rho_{su}=1000 \text{ kg/m}^3$ olup, $\rho_{soğ}$ değeri Coriolis debimetresinin göstergesinden okunmakta veya buradan geçen soğutucu akışkanın sıcaklığına bağlı olarak Coolpack isimli yazılımdan elde edilebilmektedir. Sürekli rejim deneylerinde, $\dot{m}_{gösterge}$ soğutucu akışkan debisinin data toplama sistemi aracılığı ile bilgisayara kaydedilmesinin yanı sıra, sistem dengeye ulaştıktan sonra Coriolis debimetresinden okunan $\dot{m}_{gösterge}$ değerleri de not edilmiştir. Sürekli rejim hesaplamalarında, doğrudan göstergeden okunan debi değerlerinin Denklem 3.54'de değerlendirilmesi ile bulunan soğutucu akışkan debileri kullanılmıştır.

3.2.4. Data toplama sistemi

Deneyleerde ölçüm cihazlarının sensörlerinden gelen sıcaklık, basınç, debi vb değerler; 16 bit, 200 KHz data toplama sistemi ve data kaynağı transdüsörü (DAQ sistem) kullanılarak diz üstü bilgisayara aktarılmıştır. Data toplama sistemi üzerinde mA türünden sensor çıktılarını toplayabilecek sinyal dönüştürücü modüller bulunmaktadır. Toplanan datalar, Daqview arayüz programı kullanılarak diz üstü bilgisayara kaydedilmiştir. Data toplama sistemiyle, ölçüm cihazlarından bilgisayara veri aktarımını gösteren basit şema Şekil 3.22’de verilmiştir.



Şekil 3.22: Data toplama sistemi ve bileşenleri

Data kaynağı transdüsörü, sinyal şartlandırıcısı ve bilgisayar işlemcisiyle dönüştürme ve bağlantılarını sağlar. DAQ sistemde sinyal girişi DBK modülüne, sinyal çıkışı ise bilgisayara bağlanır. Deneyleerde Iotech marka Daqlab2001 data toplama sistemi kullanılmıştır.

Daqlab2001 Ethernet PC’de kullanılan yüksek hızlı ve çok fonksiyonlu data toplama cihazıdır. Tümü 16-bit, 200-kHz A/D dönüştürücü ve dijital kalibrasyonu vardır. Daqlab2001 data toplama cihazı bir Ethernet kablosu ile bilgisayara bağlanmış ve Daqview arayüz programını kullanılarak veriler bilgisayar ortamında kaydedilmiştir. Tablo 3.11’ de ise Daqlab2001’e ait teknik özellikler verilmiştir.

Tablo 3.11: Daqlab 2001 data toplama sisteminin teknik özellikleri (Daqlab2001 sistem kataloğu, 2001)

PC arayüzü	10 / 100 Ethernet bağlantısı
A / D çevirici	16 – bit / 200 KHz çözünürlük
Ön panel kanal sayısı	8
Maksimum kanal kapasitesi	128
Analog çıkış	4 kanal, 16-bit/100 MHz

3.2.4.1. Sinyal dönüştürücü modüller (DBK Kartları)

Deneysel ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan ve motor soğutma suyu debilerini ölçmek için kullanılan Coriolis tipi ve elektromanyetik debi ölçerler ile termokupl tellerinden alınan DCV ve mA türünden sensor çıktılarını toplayabilen sinyal dönüştürücü modüller kullanılmıştır. Ayrıca kullanılan sinyal dönüştürücü modüller topladığı sinyalleri voltaja dönüştürerek Dablaq2001 sistemine aktarmışlardır.

Tablo 3.12: DBK 65 modülünün teknik özellikleri

Marka / Model	Iotech - DBK 65 modülü
Giriş	8 adet diferansiyel voltaj girişi
Çalışma sıcaklığı (°C)	-30 / + 70
Giriş empedansı (M Ohm)	20
Hassasiyet (%)	$\pm [0.025 \% +150 \mu V]$ (typ), $\pm [0.1\% +250 \mu V]$ (max)
Çıkış voltajı (V)	+/- 5 V ile +/- 20 V
Voltaj doğruluğu (%)	± 2
Maksimum voltaj farkı (V)	± 10

Debimetrelerden alınan değerler DBK65 kartına giriş yapılmış, voltaj olarak Daqlab2001 sistemine aktarılmıştır. DBK65 sinyal dönüştürücü modülüne ait teknik özellikler, Tablo 3.12’de verilmiştir.

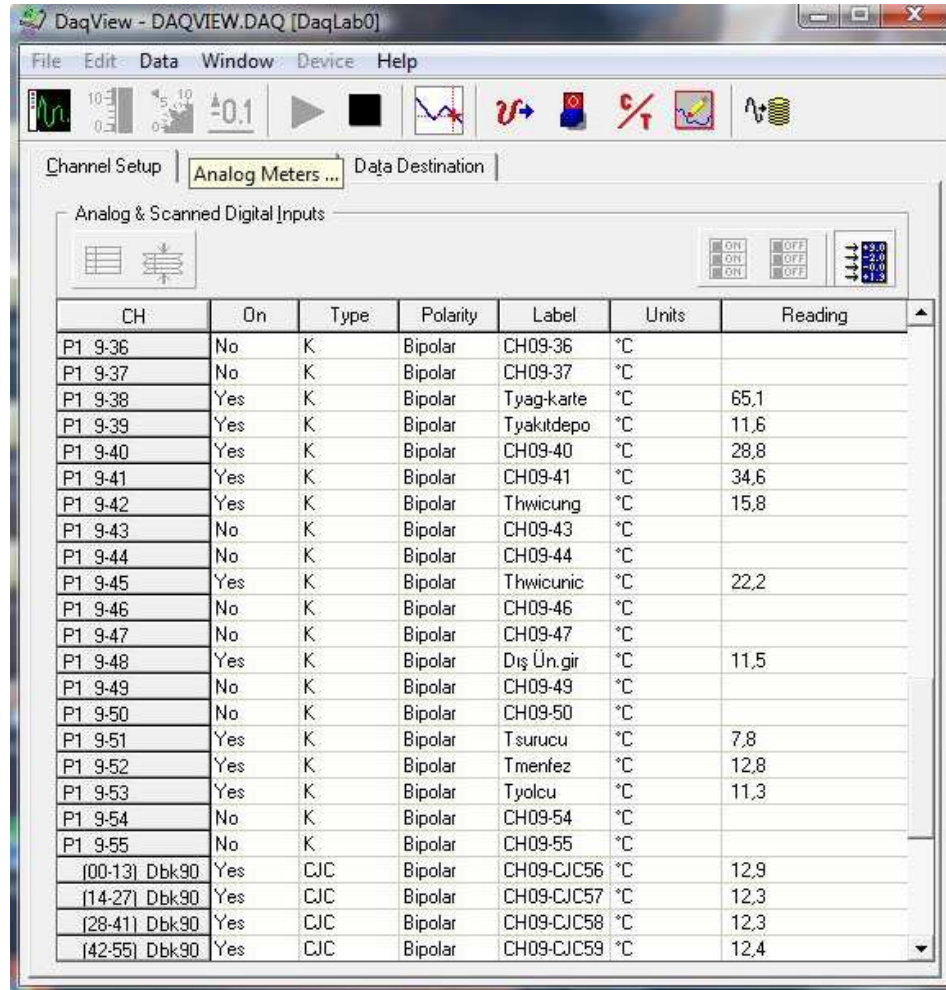
Termokupllardan aldığı milivolt mertebesindeki sinyalleri sıcaklık değerlerine dönüştürerek data toplama sistemine göndermek üzere DBK90 veri toplama kartı kullanılmıştır. DBK90 veri toplama kartının sinyal çıktıları Daqlab2001’e gönderilmiş, Daqlab2001 gerekli analog-dijital dönüşümleri yaparak bağlı olduğu PC’ye aktarmıştır. DBK90 modülüne ait teknik özellikler Tablo 3.13’de verilmiştir.

Tablo 3.13: DBK90 data toplama sisteminin teknik özellikleri

Marka / Model	Iotech - DBK 90 modülü
Kanal sayısı	56
Termokupl tipi	J, K, T, E, S, R, B, N28, N14
Hız (ms/kanal)	1
Minimum çözünürlüğü (°C)	0.1
Hassasiyet (°C)	±0.05

3.2.4.2. Daqview bilgisayar yazılım programı

Data toplama sisteminden elde edilen verilerin bilgisayara aktarılması amacıyla Daqview grafik kullanıcıli analog, dijital yada grafik seçenekli arayüz programı kullanılmıştır. Daqview arayüz programına ait ekran görüntüsü, Şekil 3.23'de verilmiştir.



The screenshot shows the DaqView software interface with a menu bar (File, Edit, Data, Window, Device, Help) and a toolbar. The main window displays a table of channel settings and readings. The table has columns for CH, On, Type, Polarity, Label, Units, and Reading. The data is as follows:

CH	On	Type	Polarity	Label	Units	Reading
P1 9-36	No	K	Bipolar	CH09-36	°C	
P1 9-37	No	K	Bipolar	CH09-37	°C	
P1 9-38	Yes	K	Bipolar	Tyag-karte	°C	65,1
P1 9-39	Yes	K	Bipolar	Tyakitdepo	°C	11,6
P1 9-40	Yes	K	Bipolar	CH09-40	°C	28,8
P1 9-41	Yes	K	Bipolar	CH09-41	°C	34,6
P1 9-42	Yes	K	Bipolar	Thwicung	°C	15,8
P1 9-43	No	K	Bipolar	CH09-43	°C	
P1 9-44	No	K	Bipolar	CH09-44	°C	
P1 9-45	Yes	K	Bipolar	Thwicunic	°C	22,2
P1 9-46	No	K	Bipolar	CH09-46	°C	
P1 9-47	No	K	Bipolar	CH09-47	°C	
P1 9-48	Yes	K	Bipolar	Dış Ün.gir	°C	11,5
P1 9-49	No	K	Bipolar	CH09-49	°C	
P1 9-50	No	K	Bipolar	CH09-50	°C	
P1 9-51	Yes	K	Bipolar	Tsurucu	°C	7,8
P1 9-52	Yes	K	Bipolar	Tmenfez	°C	12,8
P1 9-53	Yes	K	Bipolar	Tyolcu	°C	11,3
P1 9-54	No	K	Bipolar	CH09-54	°C	
P1 9-55	No	K	Bipolar	CH09-55	°C	
[00-13] Dbk90	Yes	CJC	Bipolar	CH09-CJC56	°C	12,9
[14-27] Dbk90	Yes	CJC	Bipolar	CH09-CJC57	°C	12,3
[28-41] Dbk90	Yes	CJC	Bipolar	CH09-CJC58	°C	12,3
[42-55] Dbk90	Yes	CJC	Bipolar	CH09-CJC59	°C	12,4

Şekil 3.23: Daqview programı bilgisayar ekranı görünümü

3.2.5. Dizel motora ait performans değerlerinin ölçülmesi

Isı pompası ve klima sistemi Tablo 3.14’de fabrika tanımlı teknik özellikleri verilen Fiat Doblo 1.9 JTD dizel motoru ile çalıştırılmıştır.

Tablo 3.14: Test motorunun teknik özellikler (Fiat Doblo kataloğu, 2005)

Marka / Model	Fiat Doblo 1.9 JTD
Maksimum güç (kW)	77 (4000 d/d)
Maksimum tork (Nm)	205 (1750 d/d)
Toplam silindir kapasitesi (litre)	1.9

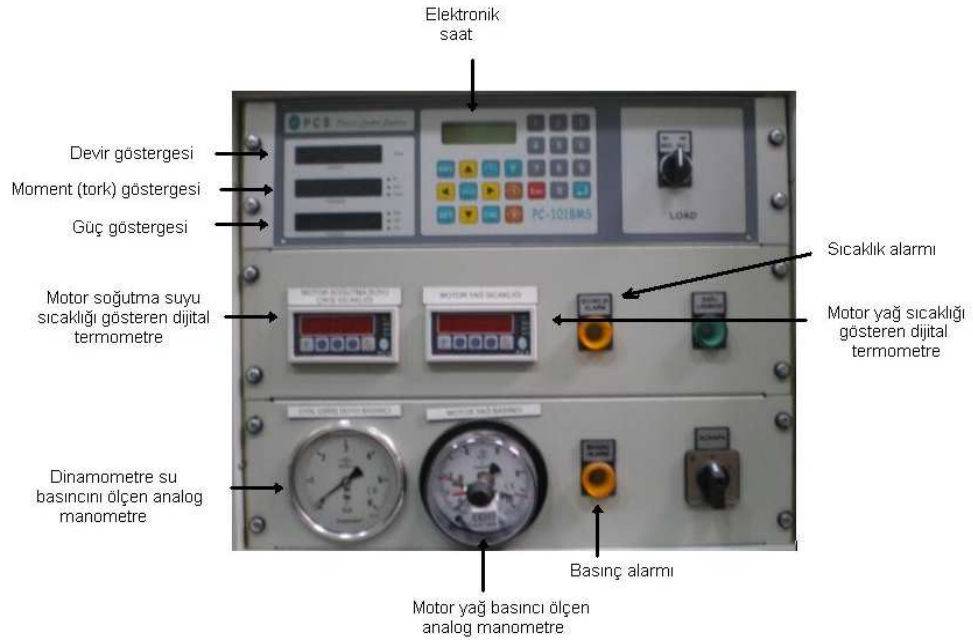
Moment ölçümü amacıyla motora bağlanacak hidrolik dinamometrenin fotoğrafı Şekil 3.24 ’de, teknik özellikleri ise Tablo 3.15’de gösterilmiştir. Hidrolik dinamometre hız ve basınç göstergelerinin olduğu panonun fotoğrafı, Şekil 3.25’de verilmiştir.



Şekil 3.24: Deneylerde kullanılan dizel motoru ve hidrolik dinamometrenin genel görünümü

Tablo 3.15: Hidrolik dinamometrenin teknik özellikleri (Baturalp-Taylan katalog)

Marka / Model	Baturalp-Taylan BT-190 FR
Maksimum frenleme gücü (kW)	100
Maksimum Devri (d/d)	6000
Maksimum. Moment (Nm)	750
Yük hücresi kapasitesi (N)	3000
Maksimum Güç için su ihtiyacı (m ³ /h)	2.2
Maksimum Fren suyu çalışma sıcaklığı (°C)	80



Şekil 3.25: Hidrolik dinamometre kontrol paneli

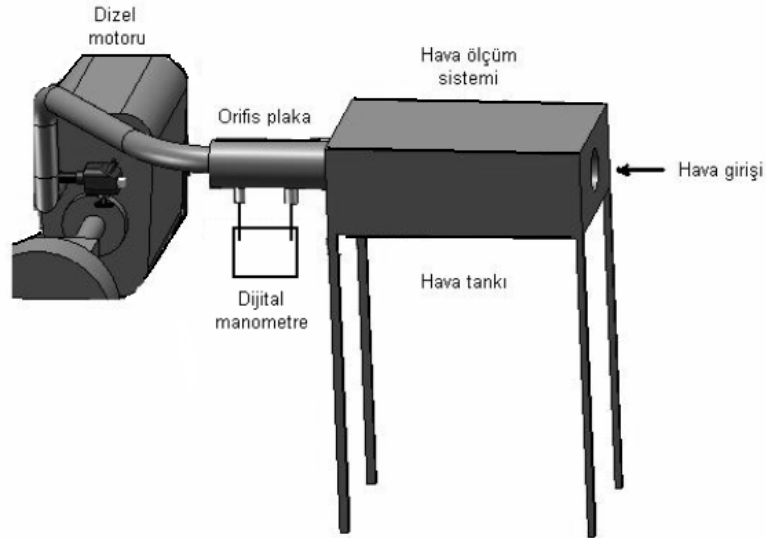
Bazı deneylerde çevreden çekilen hava akımı ısıtıldıktan ya da soğutulduktan sonra araç içine gönderilmiştir. Bu amaçla Şekil 3.26’da gösterilen Renault Safrane RT 2.0 VI marka aracın yolcu kabini kullanılmıştır. Araçlı deneyler yapıldığında yolcu kabini içinde çeşitli noktadaki hava sıcaklığını ölçmek amacıyla, kabin içine ileride belirtilecek noktalara K tipi termokupllar monte edilerek data toplama sistemiyle bağlantılı hale getirilmiştir.



Şekil 3.26: Deneylerde yolcu kabini kullanılan Renault Safrane RT 2.0 VI marka araç

3.2.5.1. Motora giren hava debisinin ölçülmesi

Motora giren hava miktarı, motor performansı ve egzoz emisyonlarını etkileyen önemli parametrelerden biridir. Motor düzeneklerinde emme hava debisi, genellikle emme manifoldu önüne yerleştirilen bir orifis plaka ve orifis plakanın iki ucuna yerleştirilen dijital manometre ile ölçülmektedir. Hava tankının hacmi, tüketilen hava titreşimini sönmölemek için yeterli ölçüde büyük yapılmıştır. Çünkü orifis plaka arasındaki hava akışının, mümkün olduğu kadar sabit tutulması gerekmektedir. Hava debisi ölçümünde kullanılan hava kutusu ve orifis plakasının solidworks tasarım resmi Şekil 3.27’de, Kimo marka MP50 model dijital manometrenin teknik özellikleri ise Tablo 3.16 ‘da verilmiştir.



Şekil 3.27: Hava ölçüm sistemi şematik resmi

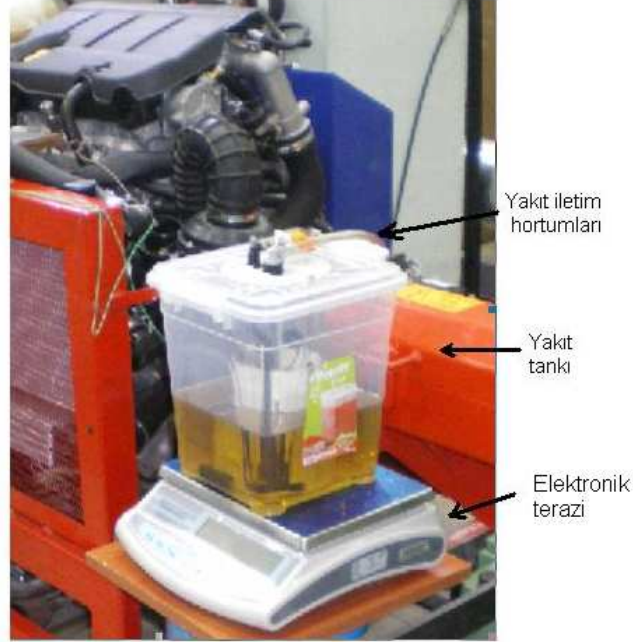
Tablo 3.16: Dijital manometrenin teknik özellikleri

Marka / Model	Kimo marka MP50 model
Ölçüm birimleri	Pa, mmH2O, inWG
Ölçüm aralığı (Pa)	0 ± 1000
Doğruluk (%)	± 0.5
Çözünürlük (Pa)	1

3.2.5.2. Yakıt tüketimi ölçümü

Kütlesel yakıt tüketimini ölçmek için Şekil 3.28’de görülen Cas marka, 1 g hassasiyetli bir elektronik terazi kullanılmıştır. Bu yöntemin amacı; hacimsel olarak yakıt tüketiminden ziyade direkt olarak yakıt kütlesini ölçmektir. Yakıt tüketimi

ölçüm işlemi şu şekilde yapılmıştır: Bir kronometre kullanılarak belirli bir zaman aralığında hassas terazi göstergesinde meydana gelen değer farkı kaydedilmiş ve birim zamanda tüketilen yakıt miktarı hesaplanmıştır.



Şekil 3.28: Yakıt tüketimi ölçüm donanımı

3.2.5.3. Egzoz emisyon verilerinin analizi

Benzinli ve dizel motorlarda kullanılan hidrokarbon kökenli yakıtların, ideal koşullarda hava ile tam yanması sonucu oluşan ürünler arasında karbondioksit, su buharı ve azot bileşikleri bulunmaktadır. Motorlu taşıtlardan kaynaklanan emisyonlardan en önemlileri CO, yanmamış HC, ve NO_x'dir. Bu emisyonların varlığı motor dizaynı ve çalışma şartlarına bağlı olarak değişiklik göstermektedir.

Bu çalışmada, ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı ısılarını kullanabilen otomobil ısı pompası sisteminin egzoz emisyonlarına etkisini incelemek için HC, CO, CO₂ ve NO_x emisyon değerleri ölçülmüştür. Kaynak tipine göre ısı pompası sistemlerine birbiri ile, araçta mevcut olan kalorifer sistemi ile ve soğutma modunda çalışan klima sistemi kullanıldığında açığa çıkan emisyonlarla karşılaştırılması yapılmıştır.

Motor egzoz çıkışındaki HC, O₂, CO, CO₂ ve NO_x emisyonları belirlemek için Capelec Cap 3200 gaz analizörü kullanılmıştır. Testlerde kullanılan gaz analizörünün Fotoğrafı Şekil 3.29'da, teknik özellikleri ise Tablo 3.17'de verilmiştir.



Şekil 3.29: Egzoz emisyon ölçüm cihazı

Tablo 3.17: Capelec Cap 3200 marka gaz analizörünün teknik özellikleri

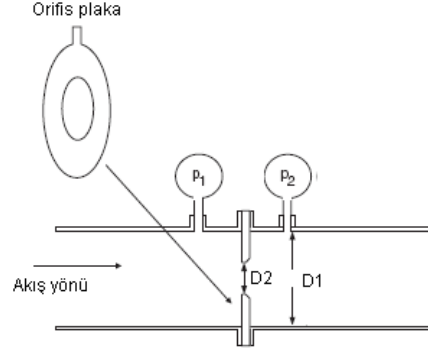
Parametre	Birim	Ölçüm aralığı	Hassasiyet
HC	ppm	0-20000	1
CO	%	0-15	0,01
CO ₂	%	0-20	0,1
O ₂	%	0-21.7	0,01
Lamda	-	0.6-1.2	0,01
NO _x	ppm	0-5000	1

3.3. Deney Verileri ile Hesaplanan Dizel Motora Ait Performans Değerleri

Kullanılan ısı kaynağı çeşidine göre dizel motorunun performansını incelemek için motora giren hava debisi, efektif güç, özgül yakıt sarfiyatı ve termik verim parametreleri aşağıdaki denklemler kullanılarak elde edilmiştir.

3.3.1. Motora giren hava debisinin hesaplanması

Orifis plakasındaki basınç düşümü akış debisinin hesaplanmasında kullanılmaktadır. Orifis plakasının ölçüm hattındaki konumu Şekil 3.30’da görülmektedir.



Şekil 3.30: Orifis plakasının ölçüm hattındaki konumu

Kütleli akış debisi aşağıdaki formül ile bulunmaktadır (Figliola ve Basley, 1991).

$$\dot{m} = \frac{C_E C_d \pi (D_2)^2 / 4}{\sqrt{1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2}} \sqrt{2\rho_{\text{hava}} \Delta P} \quad (3.57)$$

Burada;

C_E : Genleşme katsayısı,

C_d : Orifis (deşarj) katsayısı,

D_1 : Orifis dış çapı (m),

D_2 : Orifis iç çapı (m),

ΔP : Basınç farkı (Pa),

ρ_{hava} : Havanın yoğunluğudur (kg/m^3).

Motor test sisteminde kullanılan orifis için $C_d=0.61$, $D_2 = 45$ mm, $D_1=105$ mm için çap oranı β tanımlanırsa,

$$\beta = \frac{D_2}{D_1} = \frac{45}{105} = 0.423 \quad (3.58)$$

$$\dot{m} = \frac{C_E C_d}{\sqrt{1-\beta^4}} A_2 \sqrt{2\rho_{\text{hava}} \Delta P} \quad (3.59)$$

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1-\beta^4}} = \frac{0.61}{0.984} = 0.62 \quad (3.60)$$

Kullanılan orifisin çap oranına bağlı olarak $k=1.4$ için genişleme katsayısı $C_E=0.83$ olarak alınmıştır [1]. Sonuç olarak kütleli hava debisi

$$\dot{m} = 0.83 \cdot 0.62 \frac{\pi D_2^2}{4} \sqrt{2 \rho_{\text{hava}} \Delta P} \text{ olarak elde edilir.} \quad (3.61)$$

3.3.2. Efektif gücün hesaplanması

Efektif güç, motorun volanından alınan net güçtür. Aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır.

$$P_b = \omega M \quad (3.62)$$

$$P_b = \frac{2\pi n M}{60} \quad (3.63)$$

eşitliği elde edilir.

3.3.3. Özgül yakıt tüketiminin hesaplanması

Özgül yakıt tüketimi kilovat-saat başına gram olarak sarf edilen yakıt miktarını gösterir. “be” Özgül yakıt tüketimi, motor karakteristiğini belirleyen önemli parametrelerden biridir ve aşağıdaki denklemden bulunur.

$$be = \frac{\dot{m}_y 3600}{P_b} \quad (3.64)$$

3.3.4. Termik verimin hesaplanması

Termik verim; yakıtın yanması sonucunda oluşan ısı enerjisine karşılık, motorun bu enerjiyi faydalı işe dönüştürme oranıdır. Yanma sonunda oluşan ısı enerjisinin bir

kısmı soğutma sistemi, yağlama sistemi ve yanmış egzoz gazları ile motordan dışarı atılmaktadır. Dolayısıyla dışarı atılan bu enerji işe dönüştürülememektedir. Buna göre termik verim,

$$\eta_t = \frac{P_b}{\dot{m}_y \dot{H}_u} \quad (3.65)$$

Burada, P_b : Motordan elde edilen efektif güç (kW) için, \dot{m}_y : Yakıtın kütleli debisi (kg/s) için, \dot{H}_u : Yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg) için kullanılmıştır. Bu çalışmada kullanılan Euro 2 dizel yakıtının $H_u = 42930$ kJ/kg olarak alınmıştır (Özsezen, 2008).

Tablo 3.18: Data toplama sistemi kullanılmadan yapılan ölçümler

Ölçülen Parametre	Birimi
Kompresör devri	(d/d)
Motora giren hava basınç farkı	(Pa)
Çevre havası sıcaklığı	(°C)
Dış hava nemi	(%)
Yakıt ölçüm süresi	(s)
Deney başlangıcındaki yakıt miktarı	(g)
Deney bitişindeki yakıt miktarı	(g)
Motor torku	(Nm)
Manometreden okunan yoğuşturucu basıncı	(Bar)
Manometreden okunan yoğuşturucu sıcaklığı	(°C)
Manometreden okunan buharlaştırıcı basıncı	(Bar)
Manometreden okunan buharlaştırıcı sıcaklığı	(°C)
Debimetreden geçen soğutucu akışkanın sıcaklığı	(°C)
Debimetreden geçen soğutucu akışkanının yoğunluğu	(kg/m ³)
Soğutucu akışkan kütleli debisi	(g/s)
Buharlaştırıcı kanalındaki ısıtıcının çektiği akım	(A)
Yoğuşturucu kanalındaki 1. ısıtıcının çektiği akım	(A)
Yoğuşturucu kanalındaki 2. ısıtıcının çektiği akım	(A)
Yoğuşturucu kanalındaki 3. ısıtıcının çektiği akım	(A)
Voltaj	(V)
Buharlaştırıcı çıkışındaki hava hızı	(m/s)
Yoğuşturucu çıkışındaki hava hızı	(m/s)

Tablo 3.18’de, bu bölümde data toplama sistemi kullanılmadan yapılan ölçümlerde ölçülen parametreler ve birimleri gösterilmektedir.

4. DENEYSEL İŞLEMLER

Bu bölümde, ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı ısılarını kullanabilen, otomobil kliması ve ısı pompası sistemi özelliklerine sahip deney sistemi ile yapılan deneyler açıklanmıştır. Yapılan deneyler, soğutma deneyleri ve ısıtma deneyleri olmak üzere iki ana gruba ayrılabilir. Yapılan ısıtma deneyleri ise ısı kaynağı olarak çevre havası kullanılması, motor soğutma suyu kullanılması, egzoz gazı ısı kullanılması ve motor soğutma suyu ile çalışan kalorifer sisteminin kullanılması durumu için 4 alt gruba ayrılmıştır. Ayrıca, tüm deneyler araçlı ve araçsız olmak üzere iki farklı şekilde yapılmıştır.

4.1. Isıtma Deneyleri

Isıtma deneyleri laboratuvar şartlarında çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı atık ısı kullanılarak yapılan araçsız ısıtma deneyleri ve otomobil iç ortamı kullanılan araçlı ısıtma deneyleri olarak ikiye ayrılır. Araçsız ve araçlı ısıtma deneylerinde sisteme, 1650 g R134a soğutucu akışkan yüklenmiştir.

4.1.1. Araçsız ısıtma deneyleri

Araçsız ısıtma deneylerinde ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı ısı kaynaklarını kullanabilen ısı pompası sistemi haline dönüştürülmüş ve bağlı bulunduğu motorun her ısı kaynağı durumu için ısıtma deneyleri yapılmıştır. Isıtma deneylerinin yapılmasına başlamadan önce kullanılacak olan ısı kaynağına göre ısı pompası sistemi hazır hale getirilmiş ve deneysel sistemde data toplama sistemi ve tüm ölçüm cihazları enerjilendirilmiştir. İç ve dış ünite fanları maksimum hızlarında çalıştırılmıştır. Bu durumda, iç ve dış ünite çıkışındaki hava debileri, sırasıyla $\dot{V}_{i\dot{h}\dot{c}} = 0.136 \text{ m}^3/\text{s}$, $\dot{V}_{d\dot{h}\dot{c}} = 0.520 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak hesaplanmıştır. Çevre havası sıcaklık durumuna göre gerekirse elektrikli ısıtıcılarda kullanılarak, iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıkları, 0 °C, 5 °C veya 10 °C olarak istenen değere ayarlanmıştır. Sistemin sürekli rejimdeki davranışını inceleyebilmek için deney

süresi 10 ile 30 dakika arasında tutulmuştur. Testlere 850 d/d motor devri ve 5 Nm motor yükü değerinde başlanmış, ve 60 Nm sabit motor yükünde sırasıyla 850 d/d, 1200 d/d, 1550 d/d, 1900 d/d ve 2250 d/d motor devri testleri gerçekleştirilmiştir. Tüm testlere otomobil ısı pompası sistemi ve dizel motoru ile bileşenleri tam olarak soğutulduktan sonra başlanmıştır. Ayrıca yapılan tüm testler araçsız ve otomobil iç ortamı kullanılarak (araçlı) tekrarlanmıştır. Isıtma deneylerinde çevre havası izafi nemi %50 – %70 aralığında ölçülmüştür. 0 °C’de laboratuvar ortamında yapılan araçsız ısıtma deneylerine örnek bir fotoğraf, Şekil 4.2’de verilmektedir.



Şekil 4.1: 0 °C sıcaklıkta laboratuvar ortamında yapılan araçsız ısıtma deneylerinden örnek bir fotoğraf

4.1.2. Araçlı ısıtma deneyleri

Testlerden bazılarında iç ünite çıkışından elde edilen hava akımı yolcu kabinine gönderilerek, hem kabin içindeki değişik noktalarda hava sıcaklığının zaman içindeki değişimi ölçümler yapılarak belirlenmiş hem de ısı pompası ve dizel motoru performans parametreleri araçlı olarak bulunmuştur. Isı pompası sistemi ile ısıtma deneylerinin araçlı olarak yapılabilmesi amacıyla, deneysel sisteme sırasıyla aşağıdaki prosedür uygulanmıştır. Deney aracının menfez hava çıkışına, ayrıca şoför koltuğu ve şoför çaprazındaki arka yolcu koltuğu baş hizasına gelecek şekilde

termokupllar yerleştirilmiş ve data toplama sistemi ile bağlantılı hale getirilmiştir. Dış ünite çıkışındaki havanın debisi $\dot{V}_{dh\check{c}} = 0.520 \text{ m}^3/\text{s}$ 'ye, test aracı çalıştırılarak aracın menfezinden üflenen havanın debisi maksimum seviye ($0.097 \text{ m}^3/\text{s}$) değerine çıkartılmıştır. evre havası sıcaklık durumuna göre gerekirse elektrikli ısıtıcılarda kullanılarak i ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıkları, $0 \text{ }^\circ\text{C}$, $5 \text{ }^\circ\text{C}$ veya $10 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak istenen değere ayarlanmıştır. İ ve dış üniteye giren hava sıcaklıkları belirlenen değerde dengeye ulaştığında; dizel motoru, kompresör ve data toplama sistemi aynı anda çalıştırılmış, motor yükü hızlıca istenilen yük değerine getirilmiştir. Araçsız testlerde uygulanan motor hız ve yükleri, araçlı testlerde de aynen uygulamıştır. Sistem sürekli rejime ulaşıncaya kadar 10- 30 dakika boyunca üretilen sıcak hava akımı, deney aracı yolcu kabini içerisine gönderilmiştir.

Deneyler tamamlandıktan sonra ölçüm cihazları ve data toplama sisteminden alınan veriler yardımıyla deneysel sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Böylece, farklı ısı kaynakları ile çalışan ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesi, kompresör gücü, soğutma tesir katsayısı, soğutma çevrimi bileşenlerinde yok edilen ekserjiler v.b. performans parametreleri ile, motor özgül yakıt sarfiyatı ve egzoz emisyonları belirlenmiştir. Araçlı deneylerde de iç ünite de maksimum hava debisi kullanılmıştır. Esnek hava kanalı ile havalandırma kutusunun hava akışına gösterdiği dirençten dolayı, araç fanı çalışmasına rağmen araç menfezinden çıkan hava akımı debisi araçsız deneylerden daha düşüktür.

4.2. Soğutma Deneyleri

Soğutma deneyleri laboratuvar şartlarında evre havası kullanılarak yapılan araçsız soğutma deneyleri ve otomobil i ortamı kullanılan araçlı soğutma deneyleri olarak ikiye ayrılır. Araçsız ve araçlı soğutma deneylerinde sisteme, 1300 g R134a soğutucu akışkanı yüklenmiştir.

4.2.1. Araçsız soğutma deneyleri

Isı pompası özelliğine sahip klima sistemi ile soğutma deneylerinin yapılmasına başlanmadan önce, deneysel sistemde data toplama sistemi ve tüm ölçüm cihazları

kalibre edilmiş ve deneylere başlanmıştır. Bu durumda iç ve dış ünite fanları maksimum devirde çalışacak şekilde iç ve dış ünite çıkışındaki hava debileri, sırasıyla $\dot{V}_{i\dot{h}\dot{c}} = 0.136 \text{ m}^3/\text{s}$, $\dot{V}_{d\dot{h}\dot{c}} = 0.520 \text{ m}^3/\text{s}$ ölçülmüştür. Elektrikli ısıtıcılar yardımıyla iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıkları, 25 °C ile 40 °C aralığında 5'er derece aralıklarla istenen değere ayarlanmıştır. Dizel motoru çalıştırılmış, motor dönme sayısı ve yükü ayarlanmıştır. Daha sonra klima kompresörü ve data toplama sistemi çalıştırılarak test başlatılmıştır. Sistemin geçici ve sürekli rejimlerdeki davranışını inceleyebilmek için deney süresi 10 ile 30 dakika arasında tutulmuştur. Deneyler 850, 1200, 1550, 1900 ve 2250 d/d motor devirlerinde ve çeşitli farklı dinamometre yüklerinde yapılmıştır. Soğutma deneylerinde, çevre havası izafi nemi % 50 – 70 aralığında ölçülmüştür.

4.2.2. Araçlı soğutma deneyleri

Araçsız soğutma deneyleri bitirildikten sonra, ısı pompası iç ünite çıkışı esnek bir kanal vasıtasıyla, test aracının kabini ile bağlantılı hale getirilmiş soğutulan hava araç kabini içerisine gönderilmiştir. Yolcu kabini içinde çeşitli noktalardaki hava sıcaklığını ölçmek amacıyla, kabin içine termokupllar monte edilmiş ve data toplama sistemi ile bağlantılı hale getirilmiştir. Deneysel sistemde data toplama sistemi ve tüm ölçüm cihazları enerjilendirilmiştir. Dış ünite çıkışındaki havanın debisi $\dot{V}_{d\dot{h}\dot{c}} = 0.520 \text{ m}^3/\text{s}$, test aracı çalıştırılarak aracın menfezinden üflenen havanın debisi maksimum seviye ($0.097 \text{ m}^3/\text{s}$) değerine çıkartılmıştır. Elektrikli ısıtıcılar yardımıyla iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıkları, 25 °C ile 35 °C aralığında 5'er derece aralıklarla istenen değere ayarlanmıştır. Dizel motoru çalıştırılmış motor devri ve yükü ayarlanmıştır. Test aracının kalorifer sistemi çalıştırılarak araç kabin içi ortalama sıcaklığı 40 °C'ye getirilmiştir. Test aracı kalorifer sistemi kapatılmış ve klima kompresörü, dört yollu valfi ve data toplama sistemi aynı anda çalıştırılarak deney başlatılmıştır. Sistem sürekli rejime ulaşıncaya kadar 10 ile 30 dakika boyunca üretilen soğuk hava akımı deney aracı yolcu kabini içerisine gönderilmiştir. Araçlı soğutma deneylerine ait örnek bir fotoğraf Şekil 4.1'de görülmektedir.



Şekil 4.2: Araçlı soğutma deneylerinden örnek fotoğraf

4.3. Motor Soğutma Suyu Kullanan Kalorifer Sistemi ile Yapılan Isıtma Deneyleri

Deneysel çalışmanın son aşamasını, motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi ile yapılan deneyler oluşturmuştur. Deneylere başlanılmadan, deneysel sistem Bölüm 4’de anlatıldığı şekilde kalorifer sistemi ile ısıtma yapılabilecek şekilde düzenlenmiştir. Bu deneylerde ısı pompası kompresörü çalıştırılmamış, yalnızca klasik kalorifer sistemi çalıştırılmıştır. İç ünite fanı açılarak, hava akımı çıkışı $\dot{V}_{i\dot{h}\dot{c}} = 0.136 \text{ m}^3/\text{s}$ getirilmiştir. Isı pompası ile yapılan deneylere benzer olarak elektrikli ısıtıcılar yardımıyla iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıkları 5 ve 10 °C getirilmiştir. Dizel motoru çalıştırılmış motor devri ve yükü ayarlanmıştır. Dizel motoru ve data toplama sistemi çalıştırılmış, hidrolik dinamometre vasıtasıyla motor torku istenilen değere getirilerek deney başlatılmıştır. İç ünite kanalından geçen hava akımının sıcaklığı sürekli rejim şartlarını sağlayıp sistem dengeye ulaşınca kadar deneyler devam ettirilmiştir. Deneylere 850 d/d motor devri ve 5 Nm motor yükü ile başlanmış ve 60 Nm sabit motor yükünde sırasıyla 850 d/d, 1200 d/d, 1550 d/d, 1900 d/d ve 2250 d/d motor devrinde deneyler yapılmıştır. Deneyler araçlı ve araçsız olarak gerçekleştirilmiştir. Araçlı deneylerde, ısı pompası araçlı deneylerinde uygulanan işlemlerin aynısı uygulanmıştır.

5. SİSTEMİN ISITMA DURUMUNDAKİ PERFORMANSI

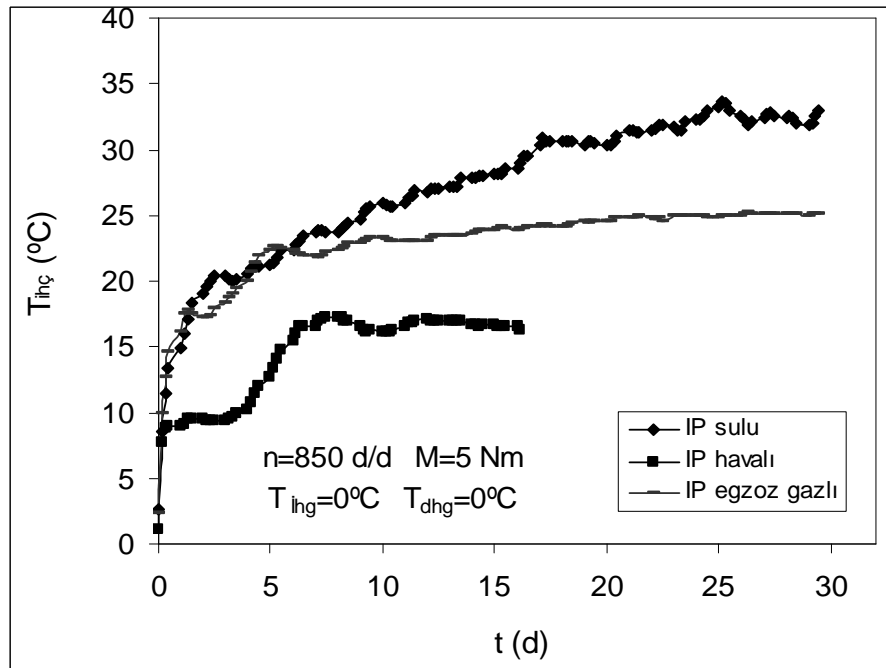
Bu bölümde, çeşitli ısı kaynakları kullanılabilen deneysel ısı pompası (IP) sisteminin ısıtma durumundaki test sonuçları sunulmuştur. Bölüm 3'deki denklemler kullanılarak elde edilen performans parametrelerinin değerleri birbirleriyle ve araçta kullanılan kalorifer sistemiyle grafikler yardımıyla karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Deneysel ısı pompası sistemi ile ısıtma durumunda yapılan testlerde izlenen prosedür Bölüm 4'de anlatılmıştır. Deneysel sistemin performansının belirlenmesi amacıyla motor rölanti devrinden başlayarak çeşitli devirlerde ve çeşitli yükler altında çalıştırılmış, daha sonra iç ünite ve dış üniteye gelen hava akımı sıcaklıkları değiştirilerek deneysel sistem test edilmiştir. Testlerden bazılarında iç ünite çıkışından elde edilen hava akımı yolcu kabinine gönderilerek, kabin içindeki değişik noktalarda hava sıcaklığının zaman içindeki değişimi ölçümler yapılarak belirlenmiştir. Sistem kararlı hale geldikten sonra uygulanan sürekli rejim testlerinde ise, ölçüm cihazları ve data toplama sisteminden alınan veriler yardımıyla deneysel sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Böylece, farklı ısı kaynakları ile çalışan ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesi, kompresör gücü, soğutma tesir katsayısı, iç ünite çıkışındaki hava akımı sıcaklığı, soğutma çevrimi bileşenlerinde yok edilen ekserjiler v.b. performans parametreleri ile, motor özgül yakıt sarfiyatı ve egzoz emisyonları araçlı ve araçsız olarak belirlenmiştir.

5.1. Araçsız Laboratuvar Ortamında Yapılan Isıtma Deney Sonuçları

İç ve dış üniteye gönderilen farklı hava akımı sıcaklıklarına göre sistem performans parametrelerinin kompresör devrine bağlı olarak geçici ve sürekli rejimde araçsız olarak karşılaştırması yapılmıştır. Kompresör devrinin sistem performansı üzerine etkisini araştırmak üzere, motor soğutma suyu, çevre havası ve egzoz gazlarının ısısını kullanabilen otomobil IP deneysel sistemi ile araçsız olarak yapılan deneylerden elde edilen performans parametreleri değerleri kompresör devrine bağlı olarak geçici ve sürekli rejimde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

5.1.1. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığının 0°C olması durumunda araçsız deney sonuçları

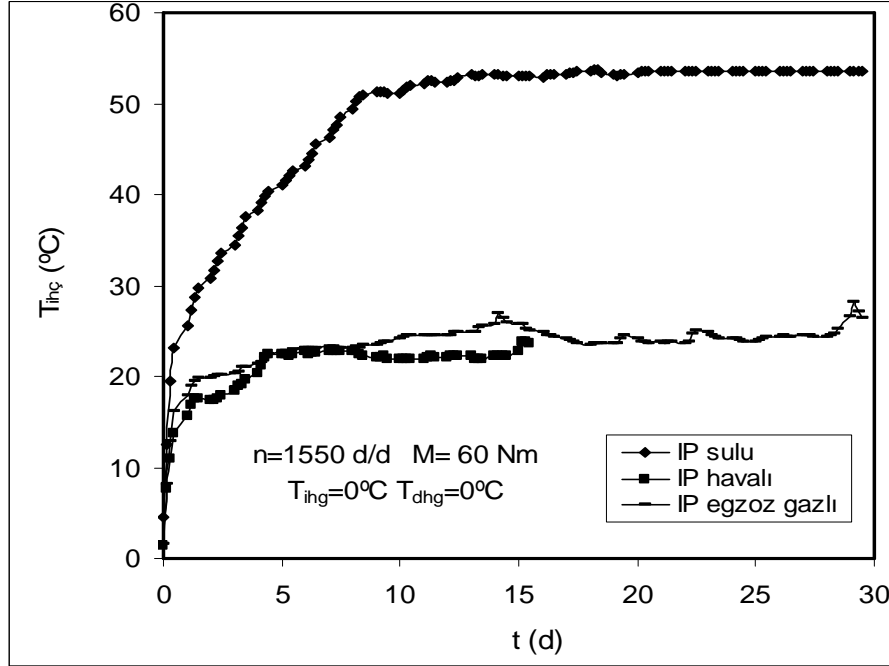
Üç farklı ısı pompası sisteminin ve motor soğutma suyu kullanan klasik kalorifer sistemi olarak çalıştırılan deneysel sisteminin, iç/dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklıklarının 0 °C olması durumundaki çeşitli performans parametrelerinin değişimi, Şekil 5.1 – 5.9 arasında sunulmuştur. Bu sıcaklıkta kalorifer sistemi ile deney yapılmadığından, karşılaştırmalar sadece ısı pompası sistemleri arasında yapılmıştır. İç üniteden çıkan hava sıcaklıklarının 850 d/d devir ile 5 Nm yükte ve 1550 d/d devir ile 60 Nm yükte zamana bağlı olarak değişimleri sırasıyla Şekil 5.1 ve 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.1: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi
($T_{İng}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $n=850\text{ d/d}$, 5 Nm)

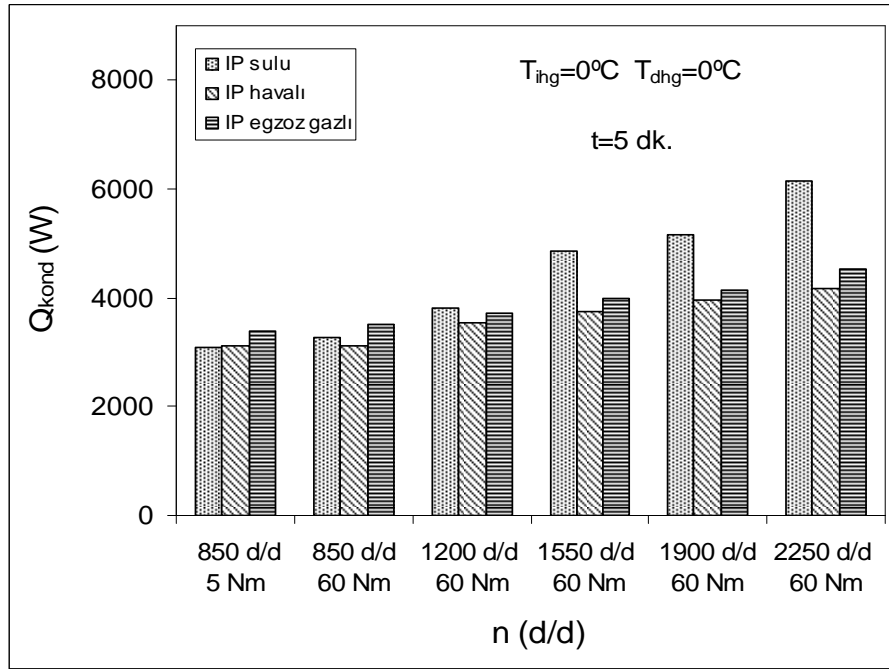
Şekil 5.1’de, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile iç ünite kanalı çıkışındaki hava sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi görülmektedir. İç üniteden çıkan hava sıcaklığının sulu ve egzoz gazlı IP sistemlerinde ilk 5 dakika içerisinde çok hızlı bir şekilde artmasına rağmen havalı IP sisteminden çıkan hava sıcaklığı çok yavaş bir artış göstermiştir. 850 d/d devir 5 Nm yük ile çalışma durumu için beşinci dakika sonunda, iç ünite çıkışından alınan hava sıcaklıkları karşılaştırıldığında; egzoz gazlı

IP sisteminin 22°C, sulu ve havalı IP sistemlerinin ise sırasıyla 21°C ve 13°C'ye ulaşan hava sıcaklıkları sağladığı görülmüştür. Bu durumda ısı kaynağı olarak çevre havası kullanılan IP sisteminin şartlandırılan ortama gönderilen hava akımını yeterli derecede ısıtamadığı anlaşılmaktadır.



Şekil 5.2: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi
($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, $n=1550$ d/d, 60 Nm)

Şekil 5.2'de, motor devri 1550 d/d'ya ve yük 60 Nm'ye getirildiğinde, motor soğutma suyu kullanılan IP sisteminde iç ünitenden çıkan hava sıcaklığının çok hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Motor soğutma suyundan ısı çeken ısı değiştirici diğer ısı değiştiricilerine göre daha çok ısı çekmesinden dolayı sulu IP sistemindeki artış havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerine göre daha fazladır. 1550 d/d'da ve 60 Nm yük ile yapılan testlerde motor devrinin artmasıyla egzoz gazı sıcaklığı yükselmekte, ancak soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı çok fazla düştüğü için dış ünite yüzeylerinde buzlanma meydana gelebilmektedir. Buzlanmadan dolayı hava akımının dış ünitenden geçişi engellendiği için dış ünitenden geçen soğutucu akışkan fazla ısı çekemez ve bu nedenle fazla ısı atamaz. Bundan dolayı egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinde artan devirle birlikte elde edilen hava sıcaklıklarının çok fazla değişmediği görülmektedir.



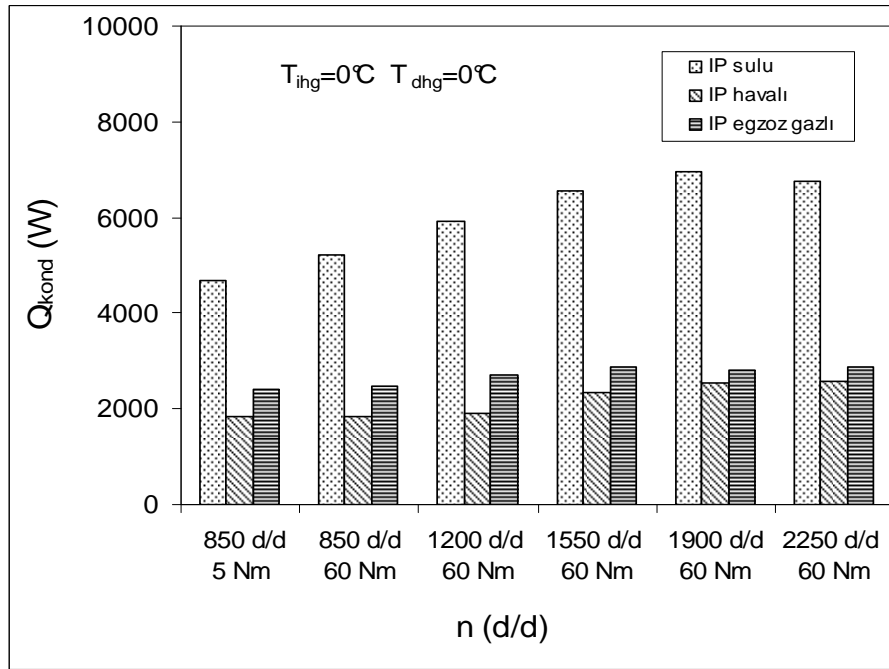
Şekil 5.3: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg} = 0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.3'de testin, beşinci dakikası sonunda ısıtma kapasitesinin motor devri ile değişimi gösterilmektedir. Devrin artmasıyla testin beşinci dakikası sonunda IP sistemlerinin ısıtma kapasitesinin arttığı görülmektedir. Devrin artmasıyla birlikte soğutucu akışkan debisi de artar. Bundan dolayı yoğuşturucu basıncı yükselir ve soğutucu akışkan hava akımına daha fazla ısı verir. 850 d/d devirde 5 Nm yük ile yapılan testlerde, beşinci dakika sonunda en büyük ısıtma kapasitesi egzoz gazlı IP sistemi tarafından sağlanmakta olup, bu sistemi havalı ve sulu IP sistemleri takip etmektedir. 850 d/d devirde 5 Nm yük ile yapılan testlerin 5. dakikası sonunda elde edilen ısıtma kapasitesi değerleri egzoz gazlı IP sisteminde 3588 W, havalı ve sulu IP sistemlerinde sırasıyla 3230 W ve 3097 olmuştur. 60 Nm yük ile 850 d/d ve 1200 d/d yapılan testlerde IP sistemleri birbirine yakın ısıtma kapasitesi değerleri vermektedir. 1500 d/d'dan itibaren sulu IP sisteminden alınan ısıtma kapasitesi, havalı ve egzoz gazlı sistemin sağladığı ısıtma kapasitesinden yüksek olmuştur. 1550 d/d ve 1900 d/d devirlerinde egzoz gazlı IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi değerleri havalı sistemden elde edilen ısıtma kapasitesi değerinden büyüktür. Artan devirle birlikte sulu IP sistemden elde ısıtma kapasitesi değerleriyle egzoz gazlı IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi arasındaki farkın yükseldiği görülmektedir. 2250 d/d devir ile yapılan testlerde ise egzoz gazlı IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi değeri

havalı sisteme göre daha yüksektir. Örnek olarak 2250 d/d'da sulu IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi 6130 W, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinin ise sırasıyla 3740 W ve 4135 W olmuştur. Bu devirde beşinci dakikada sulu IP sisteminin ısıtma kapasitesi havalı IP sistemine kıyasla %64, egzoz gazlı IP sistemine kıyasla %48 daha yüksektir.

5.1.2. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 0°C olması durumunda sürekli rejim araçsız deney sonuçları

Bu bölümde, motor soğutma suyu, çevre havası ve egzoz gazlarının ısınımlarını kullanabilen IP sistemi olarak çalıştırılan deneysel sistemin, iç/dış ünite girişindeki hava akımı sıcaklıklarının 0 °C olması durumunda 850 d/d ile 2250 d/d motor devirleri arasında, çeşitli performans parametrelerinin sürekli rejim durumunda kompresör devrine göre değişimi araştırılmıştır.



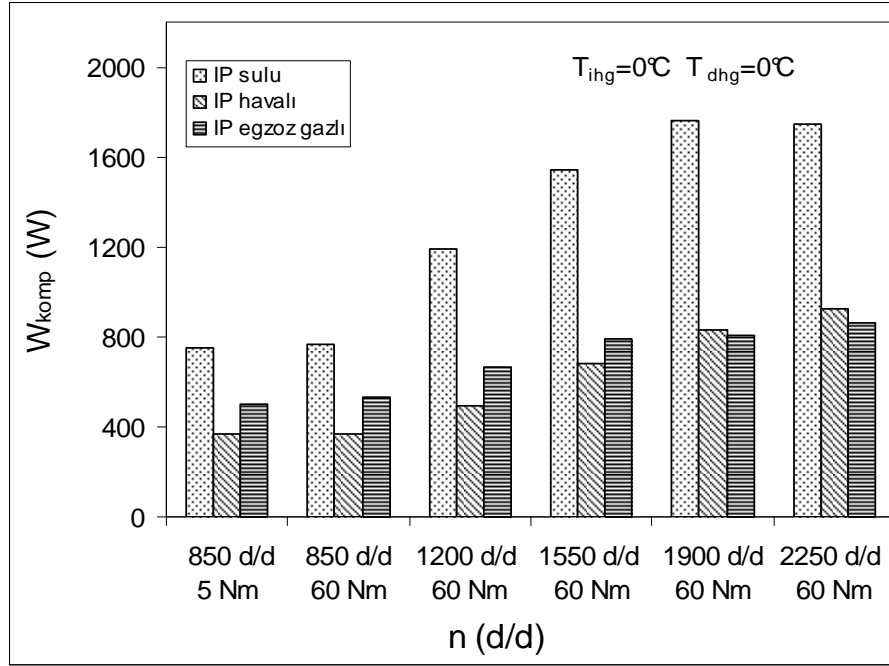
Şekil 5.4: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$ araçsız deney)

Şekil 5.4 'de kompresör devrinin artmasıyla birlikte ısıtma kapasitesinin arttığı görülmektedir. Isıtma kapasitesinin devir ile birlikte artmasının nedeni, soğutucu akışkan debisinin artmasıdır. Motor devrinin artması ile buharlaştırıcı basıncı düşer,

soğutucu akışkanının sıcaklığının da düşmesinden dolayı soğutucu akışkan dış üniteye buharlaşırken daha çok ısı çekebilir. Buna karşılık yoğuşturucu basıncı yükseldiği için iç üniteye yoğuşan soğutucu akışkan daha çok ısı atabilir. Sonuç olarak devir yükseldiği zaman hem buharlaştırıcıdan daha çok ısı çeker hem de yoğuşma sıcaklığı yükseldiği için yoğuşturucudan daha çok ısı atar. Yüksek devirlerde dış üniteye meydana gelen buzlanma hava akımını engellediği için, soğutucu akışkan buharlaştırıcıda fazla ısı çekemez ve bunun sonucunda yoğuşturucuda fazla ısı atamaz. Devir yükseldiğinde egzoz gazı sıcaklığı da yükselir, ancak soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı çok fazla düştüğü için buzlanma meydana gelebilir. Deneyleerde sistemin güvenliği açısından yüksek basınç anahtarı 16.3 bara ayarlanmıştır. Bu basınç, ısıtma deneylelerinde yoğuşturucu görevi gören ancak buharlaştırıcı olarak tasarlanmış iç ünitenin, tarafımızca yapılan dayanıklılık testlerindeki test basıncıdır. Soğutucu akışkan basıncı bu değeri aştığında sürekli rejime daha ulaşmadan yüksek basınç anahtarı tarafından kompresör devre dışı bırakıldığı için sürekli rejim datası alınamamıştır. Sürekli rejimde en büyük ısıtma kapasitesi değeri sulu IP sistemi tarafından sağlanmış, bu sistemi egzoz gazlı ve havalı IP sistemi takip etmiştir. 850 d/d motor devrinde 5 Nm dinamometre yükü ile yapılan testlerde, sürekli rejim sonunda en büyük ısıtma kapasitesini sulu IP sistemi vermektedir. Sulu, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinden alınan ısıtma kapasitesi değeri sırasıyla 4688 W, 1830 W ve 2418 W olmuştur. Bu durumda sulu IP sisteminin ısıtma kapasitesinin havalı IP sistemine kıyasla %96 ve egzoz gazlı IP sistemine kıyasla %68 fazla olduğu tespit edilmiştir.

60 Nm yük ile yapılan testlerde aradaki farkın daha fazla yükseldiği, bunda havalı ve egzoz gazlı IP sisteminin dış ünitesinde düşük buharlaşma sıcaklıklarından kaynaklanan buzlanmadan dolayı meydana geldiği anlaşılmaktadır. Gerek egzoz gazlı IP sistemi gerekse havalı IP sistemi büyük miktarda ısı çekemediği için, hava akımına ısı atamamakta ve elde edilen ısıtma kapasitesi sulu IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesinden daha düşük olmaktadır. Egzoz gazlı IP sisteminde çekilen ısı miktarı havalı IP sistemine kıyasla biraz daha fazladır, çünkü dış hava sıcaklığı egzoz gazıyla ısıtılan hava sıcaklığından daha düşüktür ve egzoz gazından daha çok ısı alınabilmektedir. Ancak 1550 d/d'dan itibaren havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinden elde edilen ısıtma kapasitesi değeri birbiriyle yakın olduğu

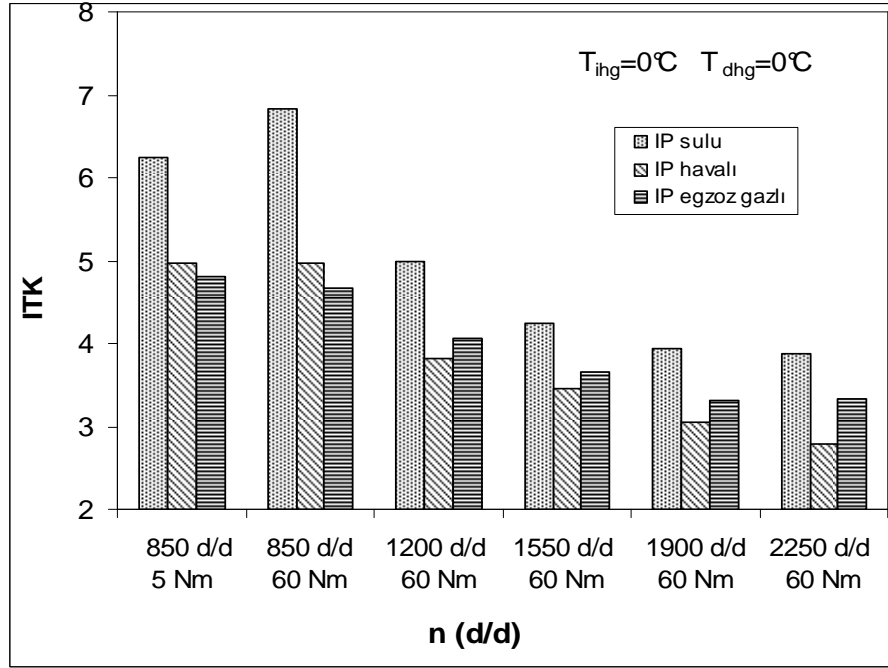
görülmektedir. Egzoz gazlı IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi değerlerinin düşük olmasının nedenlerinden biri de, kullanılan ısı değiştiricisinden dolayı bir miktar egzoz gazının hava akımına karışmış olmasıdır. Bu havanın çığ noktası sıcaklığını yükseltmekte ve dış ünite yüzeylerinde buzlanmayı arttırmaktadır.



Şekil 5.5: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$ araçsız deney)

Şekil 5.5’de, sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi gösterilmektedir. Kompresör gücü soğutucu akışkan debisinin artmasından dolayı devirle birlikte artmakta olup, bütün devirlerde en yüksek kompresör gücünün sulu IP sistemi tarafından çekildiği görülmektedir. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde en yüksek kompresör gücünü sulu IP sistemi, en düşük kompresör gücünü ise havalı IP sistemi vermektedir. Su kaynaklı ısı pompası sisteminde kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün yüksek olmasının birinci nedeni soğutucu akışkanın debisinin yüksek olmasıdır. İkinci sebebi ise ısı alınan kaynağın sıcaklığı da yüksek olduğundan ısının atıldığı sıcaklığın bir başka deyimle iç ünitedeki yoğuşma sıcaklığının yükselmesidir. İç ünite (yoğuşturucuda) yoğuşma sıcaklığının artmasıyla basınç da artarken aynı zamanda kompresörden çıkan soğutucu akışkanın çıkış basıncı çok yükselir. Debinin yüksek olmasının yanında kompresör giriş ve çıkış basınçlarının da yüksek olmasından dolayı

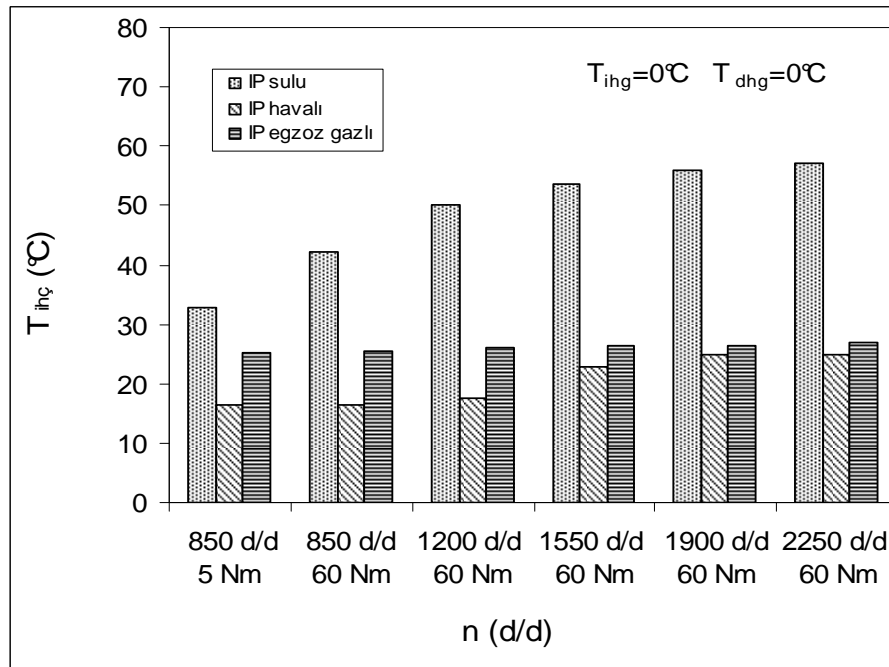
kompresöre verilen güç artar. Yükün 60 Nm'ye arttırılması ile, 1550 d/d'ya kadar egzoz gazlı IP sisteminin havalı IP sisteminden biraz daha büyük kompresör gücü çektiği görülmektedir. Ancak, 1900 d/d'dan itibaren havalı IP sisteminin çektiği kompresör gücü, egzoz gazlı IP sisteminin çektiği kompresör gücü değerlerinden biraz daha büyüktür.



Şekil 5.6: Sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının devir ile değişimi ($T_{ihg} = 0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 0^{\circ}\text{C}$ araçsız deney)

Şekil 5.6'da, sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının devirle birlikte değişimi gösterilmektedir. ITK, ısıtma kapasitesinin kompresörde soğutucu akışkana verilen güce oranıdır. Artan devirle birlikte bütün ısı pompası sistemlerinden elde edilen ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. Artan kompresör devirlerinde soğutucu akışkan debisinin artmasından dolayı kompresörün çektiği güç artar. Kompresörün çektiği güçteki artış oranının ısıtma kapasitesindeki artış oranından daha yüksek olmasından dolayı, ITK düşer. Şekil 5.4 ve 5.6 karşılaştırıldığında, bütün IP sistemleri için yüksek ITK'nın, düşük ısıtma kapasitesi değerlerinde elde edildiği anlaşılmaktadır. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde sulu, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinden elde edilen ITK değerleri sırasıyla 6.2, 4.9 ve 4.8 olmuştur. Bu durumda 850 d/d devirle yapılan testlerde sulu IP sisteminden elde edilen ITK havalı IP sistemine kıyasla % 25, egzoz gazlı IP sistemine kıyasla % 30 yüksek

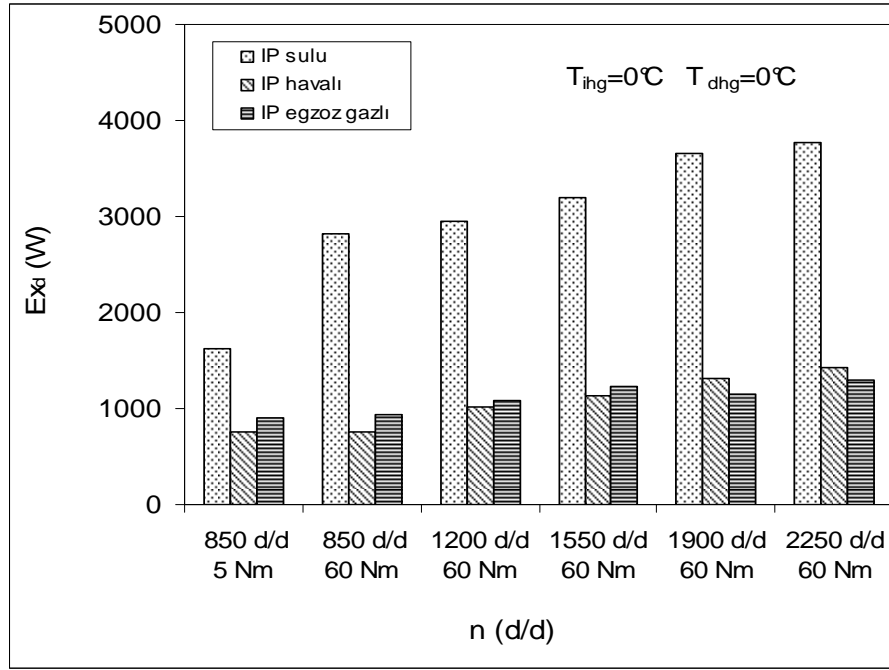
olmaktadır. 60 Nm yük ile yapılan testlerde, 850 d/d devirde havalı IP sisteminden elde edilen ITK değeri egzoz gazlı IP sisteminden elde edilen ITK'dan daha yüksek olmuştur. Ancak 1200 d/d'dan itibaren egzoz gazlı IP sisteminden elde edilen ITK değerleri havalı IP sisteminden elde edilen ITK değerlerden biraz daha büyüktür. Artan devirle birlikte dış ünite meydana gelen buzlanmadan dolayı ITK değerindeki en büyük düşme, havalı IP sisteminde gerçekleşmiştir. Egzoz gazlı IP sisteminde yüksek devirlerde ısı değiştiricide egzoz gazından alınan ısı miktarı yükselir, ancak dış ünite (buharlaştırıcıdaki) buharlaşma sıcaklıklarının çok fazla düşmesinden dolayı buzlanma meydana gelir.



Şekil 5.7: Sürekli rejim durumunda iç ünite hava çıkış sıcaklığının devir ile değişimi ($T_{ıhg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.7'de, geçici rejim sonunda iç ünite kanalı çıkışındaki hava sıcaklığının devir ile değişimi gösterilmektedir. Sulu IP sistemi, denendiği 850 d/d devir ve 5 Nm yük durumunda en yüksek iç ünite çıkış sıcaklığını vermektedir. Rölantide 5 Nm yük ile çalışmada sulu IP sisteminin 32°C 'ye ulaşan iç ünite çıkış sıcaklıkları sağladığı, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinin ise sırasıyla 16°C ve 25°C ulaşan iç ünite çıkış sıcaklıkları sağladığı görülmektedir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde en büyük iç ünite hava çıkış sıcaklıklarını sulu IP sisteminin sağladığı görülmektedir. Ayrıca, egzoz gazlı IP sistemi 850 d/d rölanti devrinde yüksüz ve 60 Nm yüklü durumda,

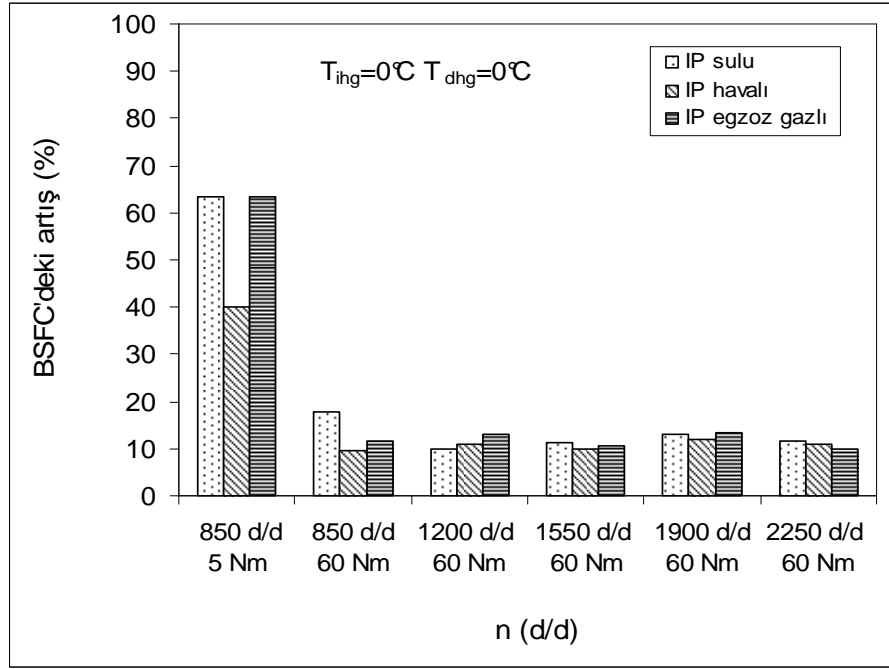
1200 d/d ve 1550 d/d çalışma koşullarında havalı IP sisteminden daha yüksek iç ünite çıkış sıcaklıkları sağlamıştır. Ancak yüksek devirlerde ısı kaynağı olarak egzoz gazı ve hava kullanılan IP sistemlerinin dış ünitesinde (buharlaştırıcıda) meydana gelen buzlanmadan dolayı birbirine yakın değerler verdiği tespit edilmiştir. Dış üniteye meydana gelen buzlanmadan dolayı egzoz gazlı IP sisteminin sürekli rejim sonunda 25 °C'yi geçemediği görülmektedir.



Şekil 5.8: Sürekli rejim durumunda yok edilen ekserjinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.8’de, IP sistemlerinde sürekli rejimde toplam yok edilen ekserjinin devir ile değişimi gösterilmektedir. Devrin artmasıyla yok edilen ekserji miktarının da arttığı görülmektedir. Bunun nedeni, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin ve yoğunlaşma basınçlarının artması sonucu buharlaşma basınçlarının düşmesi, bunun yanında kompresör devrinin artmasıyla yoğunlaştırıcı (dış ünite) ve buharlaştırıcıda (iç ünite) meydana gelen ısı transferinin, soğutucu akışkan ve hava akımları arasındaki sıcaklık farkının yükselmesinden dolayı artmasıdır. Bu ise bileşenlerdeki ekserji kaybının yükselmesine yol açar. 850 d/d devirde ve 5 Nm yük ile çalışma durumu için sulu, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinde gerçekleşen ekserji kaybı 1629 W, 755 W ve 900 W olmuştur. Buna göre, rölantide en yüksek ekserji kaybının su kaynaklı IP sisteminde olduğu görülmektedir. 60 Nm yük ile

yapılan testlerde ise kompresör devrinin artmasıyla yok edilen ekserji miktarının arttığı görülmektedir. Bu deneylerde de su kaynaklı IP sisteminde yok edilen ekserji miktarının, diğer iki sisteme göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Soğutucu akışkan debisi yüksek olduğu için sulu IP sistemde daha fazla ekserji yok edilir. Sulu IP sisteminde, eşanjörde su ve soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı yüksek olduğu için yok edilen ekserjinin büyük bir kısmı ısı değiştiricisinden kaynaklanır. 60 Nm yük ile yapılan testlerde 1550 d/d devrine kadar egzoz gazlı sistemin havalı sisteme göre daha büyük miktarda ekserji yok ettiği, ancak 1900 d/d'dan itibaren havalı IP sisteminde yok edilen ekserjinin egzoz gazlı IP sistemini geçtiği görülmektedir.



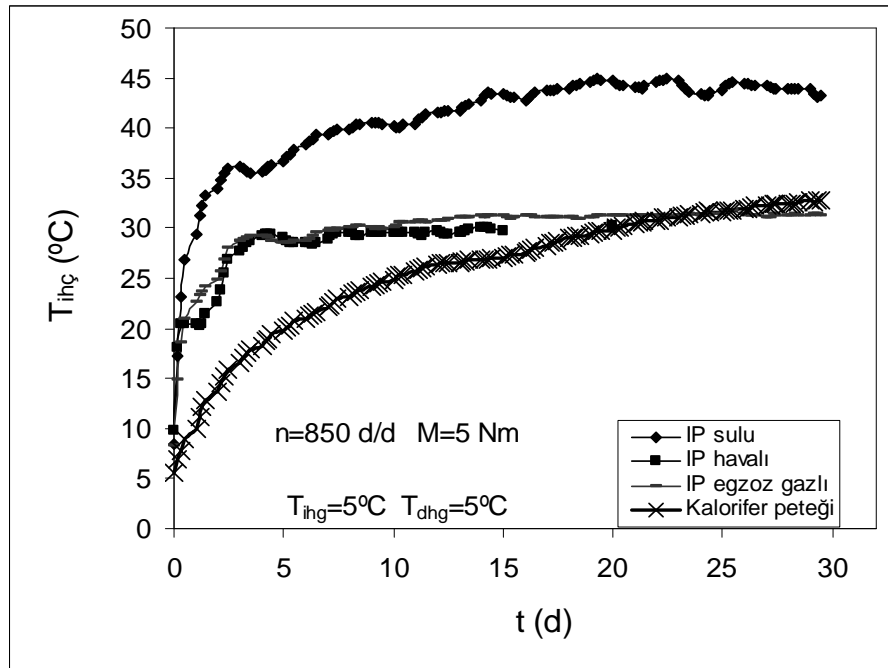
Şekil 5.9: Sürekli rejim durumunda ısı pompası sisteminden kaynaklanan özgül yakıt tüketimi artışının devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.9'da, sürekli rejim sonunda ısı pompası sisteminden kaynaklanan özgül yakıt tüketimi artışının devir ile değişimi gösterilmektedir. Özgül yakıt tüketimindeki artışın yük ve devire göre farklılıklar gösterdiği anlaşılmaktadır. Motor devri ve yükü artırıldığında zaman motora gönderilen yakıtın sağladığı enerjinin büyük bir kısmı motordan mekanik güç almak için kullanılmaktadır. Düşük devir ve motor yüklerinde ise motorun sağladığı mekanik iş büyük oranda IP sistemi tarafından kullanılmaktadır. Bundan dolayı IP kullanımından kaynaklanan yakıt tüketimi artışı

düşük devir ve yüklerde yüksek olurken devir arttıkça azalmaktadır. Özgül yakıt tüketimindeki en büyük artışın 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde olduğu görülmektedir. Artan devre ve yüke göre ısı pompası kullanımının özgül yakıt tüketimine etkisinin % 8 ile 63 arasında değiştiği görülmektedir.

5.1.3. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 5°C olması durumunda araçsız deney sonuçları

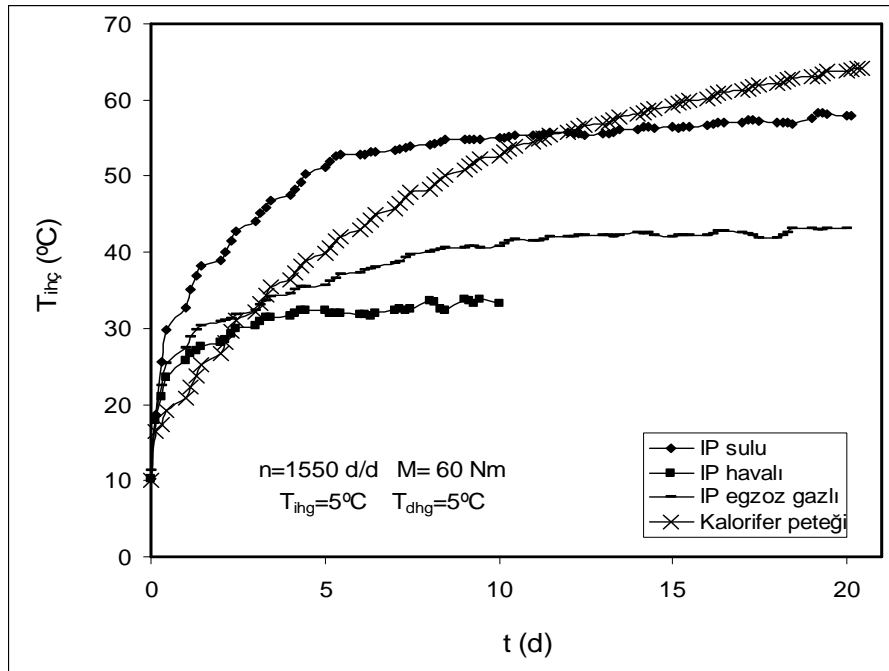
Üç farklı ısı pompası sisteminin ve motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi olarak çalıştırılan deneysel sistemin, iç/dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklıklarının 5 °C olması durumundaki çeşitli performans parametrelerinin değişimi, Şekil 5.10 – 5.20 arasında sunulmuştur.



Şekil 5.10: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, $n=850$ d/d, 5 Nm)

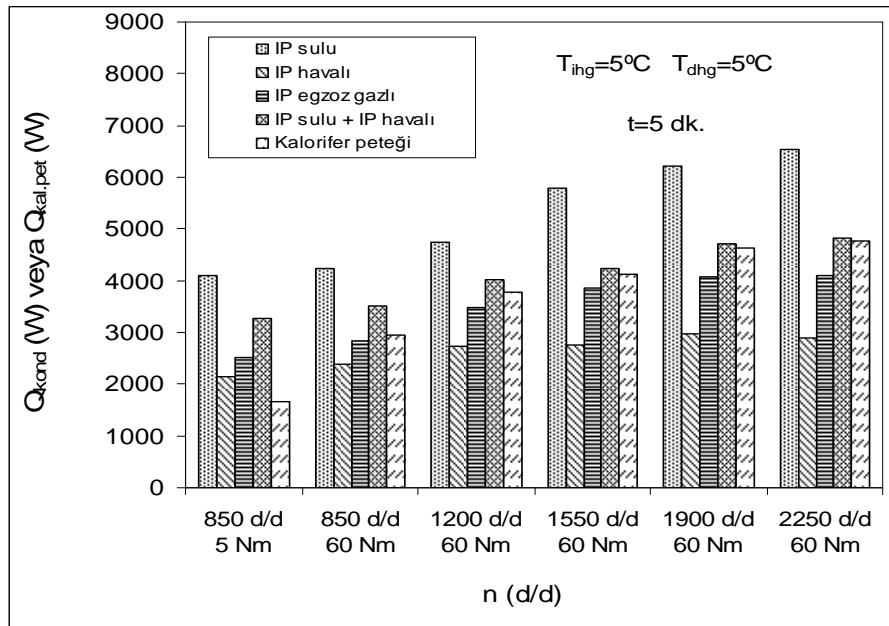
Şekil 5.10'da, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan deneylerde iç ünite kanalı çıkışındaki hava sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi görülmektedir. İç ünitenden çıkan hava sıcaklığı, tüm IP sistemlerinde ilk 2 - 3 dakika içerisinde çok hızlı bir şekilde artmasına rağmen, kaloriferli sistemde böyle hızlı bir artış olmamaktadır. Test boyunca sulu IP sistemi havalı ve egzoz gazlı IP sistemleri ile ve

kalorifer peteği kullanılan sistemle karşılaştırıldığında, iç ünite hava sıcaklığının daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, sulu IP sisteminde buharlaşma sıcaklığı ve buna bağlı yoğuşma sıcaklığının çok yüksek olmasıdır. Bu sebeple, iç üniteden geçen hava akımının sıcaklığı kompresör çalıştırılır çalıştırılmaz çok hızlı bir şekilde yükselir. Farklı ısı kaynakları kullanılan IP sistemlerinin karşılaştırılması için ilk 5 dakikalık zaman dilimi çok önemlidir. Testlerin 5. dakikasında sulu IP sisteminde iç ünite hava çıkış sıcaklığının 36.6°C'ye ulaştığı, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinin ise yaklaşık 29°C'ye ulaştığı görülmektedir. Bunun yanında, 5. dakika sonunda motor soğutma suyu ile çalışan kalorifer peteğinden çıkan hava akımı sıcaklığının 19°C'de kaldığı, bu sıcaklığın ise kabul edilemeyecek düzeyde olduğu anlaşılmaktadır. Bununla birlikte, deneysel IP sisteminin su kaynağı ile çalışması durumunda iç ünitenden çıkan hava akımı sıcaklığı çok kısa bir sürede 28°C'ye ulaşırken, motor soğutma suyu kaynaklı kaloriferli sistemi ile 28°C'ye 22. dakikada ulaşıldığı görülmektedir. Bu da, kaloriferli sistem ile aynı su kaynağını kullanan IP sistemi arasında 20 dakikanın üstünde bir fark olduğunu göstermektedir. Egzoz gazı ve hava kaynaklı IP sistemleri, buharlaştırıcıda sulu IP kadar ısı çekemediğinden dolayı, kalorifer petekli sistem egzoz gazı ve hava kaynaklı IP sistemlerine göre daha baskın çıkmaktadır.



Şekil 5.11: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamana göre değişimi
($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, 1550 d/d, 60 Nm)

1550 d/d devirde ve 60 Nm yük ile yapılan deneylerde iç ünite kanalı çıkışındaki hava sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi Şekil 5.11’de görülmektedir. Artan yük ile birlikte sulu ve egzoz gazı kaynaklı IP sistemlerindeki su ve hava sıcaklığının artmasından dolayı hava akımı sıcaklıklarının arttığı görülebilir. Bununla birlikte motor hızıyla birlikte soğutucu akışkan debisinin de yükselmesinden dolayı yoğunlaştırucudan atılan ısı miktarı artmakta, tüm IP sistemlerinden daha yüksek iç ünite çıkış sıcaklıkları elde edilmektedir. Örneğin; testlerin 5. dakikasında sulu IP sisteminin 51 °C’ye ulaşan iç ünite hava çıkış sıcaklığı sağladığı, IP sisteminin hava ve egzoz gazı kaynaklı çalıştırılması durumunda ise sırasıyla 32°C ve 35°C hava sıcaklıkları sağladığı görülmektedir. Motor yükünün ve hızının artırılmasıyla motor soğutma suyu sıcaklığı yükselmekte ve iç ünite kanalına yerleştirilen kalorifer peteğinden çıkan hava sıcaklığı testin 12. dakikasından itibaren sulu IP sistemine göre daha yüksek hava çıkış sıcaklıkları sağlamaktadır. 60 Nm yük ile yapılan testlerde motor devrinin artmasıyla egzoz gazı sıcaklığı yükselir, ancak soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı çok fazla düştüğü için buzlanma meydana gelebilir. Buzlanmadan dolayı hava akımı engellendiği için soğutucu akışkan fazla ısı çekemez ve bu nedenle fazla ısı atamaz. Bundan dolayı egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinde iç üniteden çıkan hava sıcaklıklarının artan devirle birlikte çok fazla değişmediği görülmektedir.



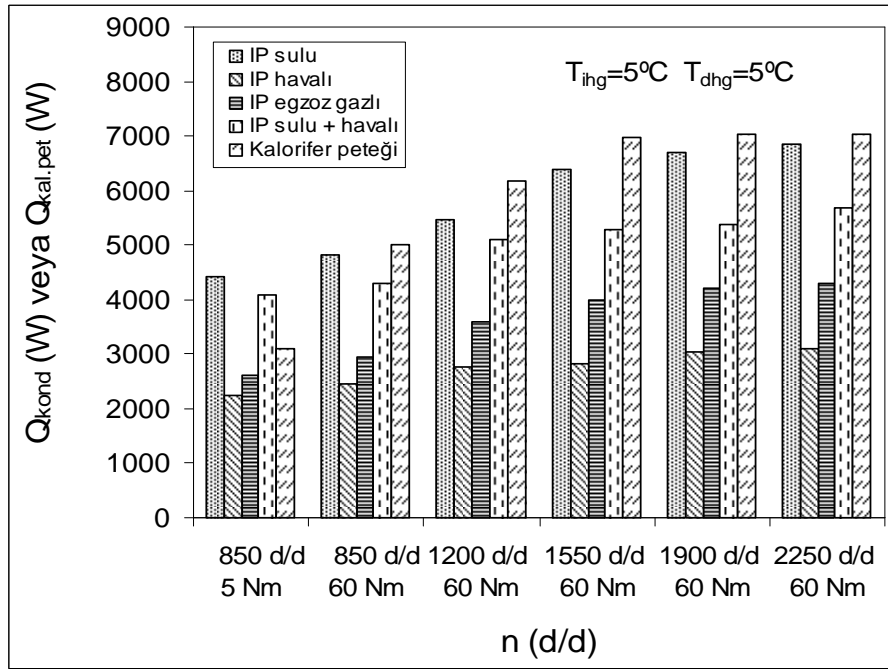
Şekil 5.12: Beşinci dakika sonunda iç üniteden çıkan hava sıcaklığının devir ile değişimi ($T_{ihg} = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.12'de, iç ve dış üniteye giren hava sıcaklığının 5°C olması durumunda 5. dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi gösterilmektedir. Bütün devirler için 5. dakika sonunda en büyük ısıtma kapasitesini sulu IP sistemi sağlamıştır. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan deneylerde, 5. dakika sonunda en büyük ısıtma kapasitesini sulu IP sistemi sağlamıştır. Sistemlerden 5. dakika sonunda elde edilen ısıtma kapasitesi değerleri, sırasıyla sulu IP sisteminden 4092 W, havalı IP sisteminden 2148 W, egzoz gazlı IP sisteminden 2507 W, su ve havalı karma sistemden 3270 W ve kaloriferli sistemden 1650 W olmuştur. Kaloriferli sistemden elde edilen ısıtma kapasitesinin yeterli olmadığı görülmektedir.

60 Nm yük ile yapılan testlerde 5. dakika sonunda deneysel IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitelerinin, artan kompresör devriyle yükseldiği görülmektedir. 60 Nm yük ile yapılan tüm testlerde, 5. dakika sonunda en yüksek ısıtma kapasitesini sulu IP sistemi sağlamıştır. Bunun nedeni soğutucu akışkanın motor soğutma suyundan diğer sistemlere kıyasla daha çok ısı çekebilmesidir. Sulu IP sistemini sırasıyla kalorifer petekli, egzoz gazlı ve havalı IP sistemi takip etmiştir. Su ve hava ısı kaynaklarının birlikte çalıştırıldığı IP sisteminde dış üniteye meydana gelen akışkan toplanmasından dolayı soğutucu akışkan debisi düşer bundan dolayı ısıtma kapasitesi sulu IP sistemine kıyasla daha düşük olmuştur.

5.1.4. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 5°C olması durumunda sürekli rejim araçsız deney sonuçları

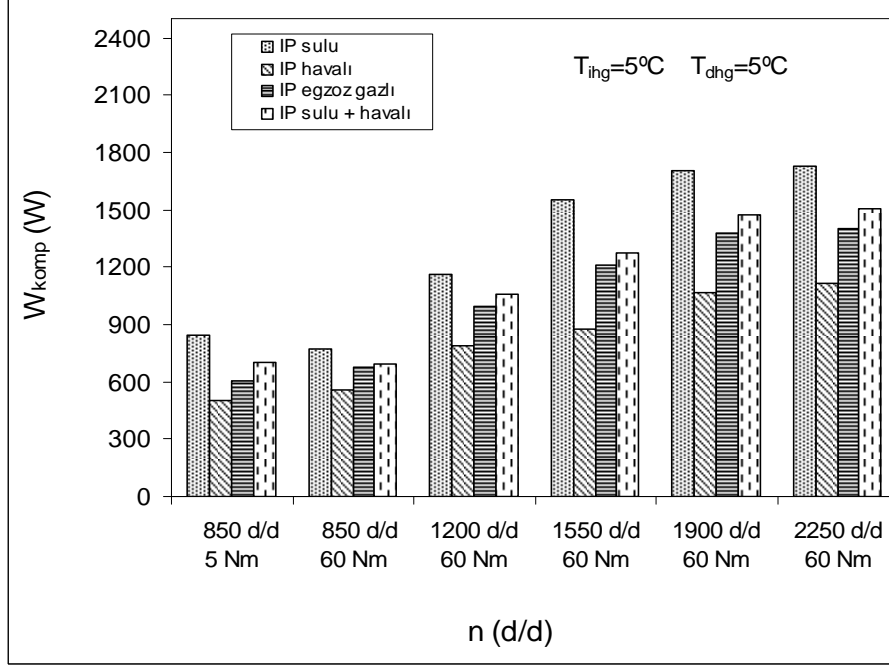
Şekil 5.13 – 5.20 arasındaki grafiklerde, çeşitli ısı kaynakları kullanılan IP sistemlerinin birbirleriyle ve araçta kullanılan kalorifer sisteminin performansı ile karşılaştırılması görülmektedir. Sistemlerin iç/dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklıklarının 5°C olması durumunda deneysel verilerden elde edilen çeşitli performans parametrelerinin değerleri geçici rejim sonunda kompresör devrine göre değişimi sunulmuştur. Şekil 5.13'de, IP sistemlerinin test sonundaki ısıtma kapasitelerinin devir ile değişimi gösterilmiştir. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde, sürekli rejimde en büyük ısıtma kapasitesi sulu IP sisteminden elde edilmektedir.



Şekil 5.13: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg} = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Rölantide su kaynaklı IP sisteminden 4410 W, havalı, egzoz gazlı ve su ile havalı sistemlerin birlikte kullanıldığı IP sistemlerinden ise sırasıyla 2243 W, 2623 W ve 4084 W ısıtma kapasitesi değerleri elde edilmiştir. Eşanjörden geçen soğutma suyu sıcaklığının yükselmesiyle soğutucu akışkanın buharlaşma basıncı yükselir. Buharlaşma basıncının çok yükselmesi ile soğutucu akışkanın bir kısmı buharlaştırıcıya (dış üniteye) geri döner. Bunun nedeni, çevre havası sıcaklığı ile çalışan buharlaştırıcıda (dış ünite) biriken sıvı soğutucu akışkanın arzu edilen buharlaşma basınçlarının altında doymuş sıvı olarak kalmasıdır (Rongstam, 2003). Bundan dolayı su ve hava ısı kaynaklarının birlikte kullanıldığı ısı pompası sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi tek başına sulu sistemden edilen değerden daha düşüktür. Şekil 5.13’de, 60 Nm yük ile yapılan testlerde artan devirle birlikte IP sistemlerinden elde edilen ısıtma kapasitesi değerlerinin de arttığı görülmektedir. En büyük artış sulu IP sisteminde meydana gelmiştir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde, en büyük ısıtma kapasitesi sulu IP sistemi tarafından sağlanmakta olup, bu sistemi su ile havalı, egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmektedir. Havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinden elde edilen ısıtma kapasitesinin düşük olmasının nedeni; düşük çevre havası sıcaklıklarında buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığının çok düşmesiyle

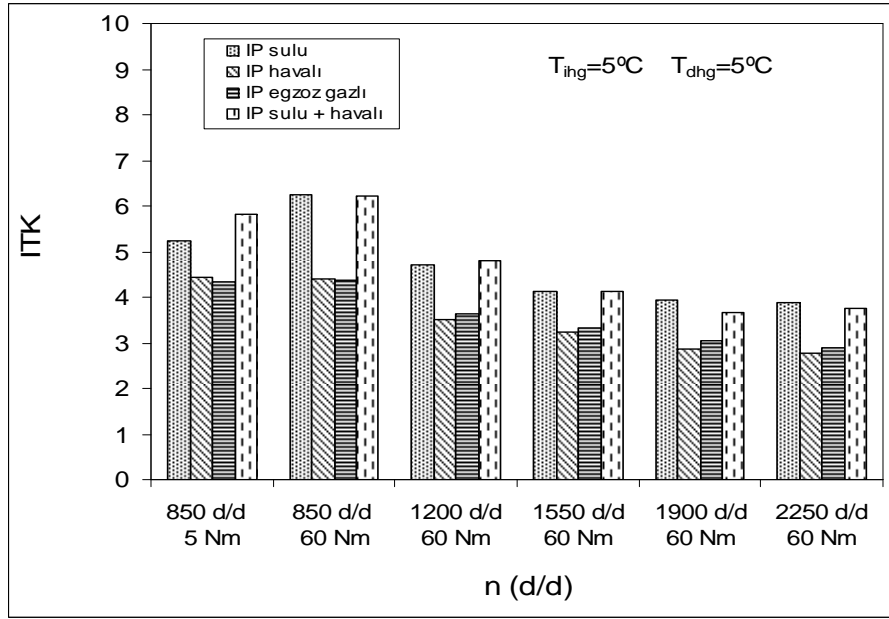
havadan alınan ısının azalması ve havadan yoğuşan nemin buharlaştırıcı yüzeylerinde donarak hava akımının kesilmesine yol açmasıdır.



Şekil 5.14: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

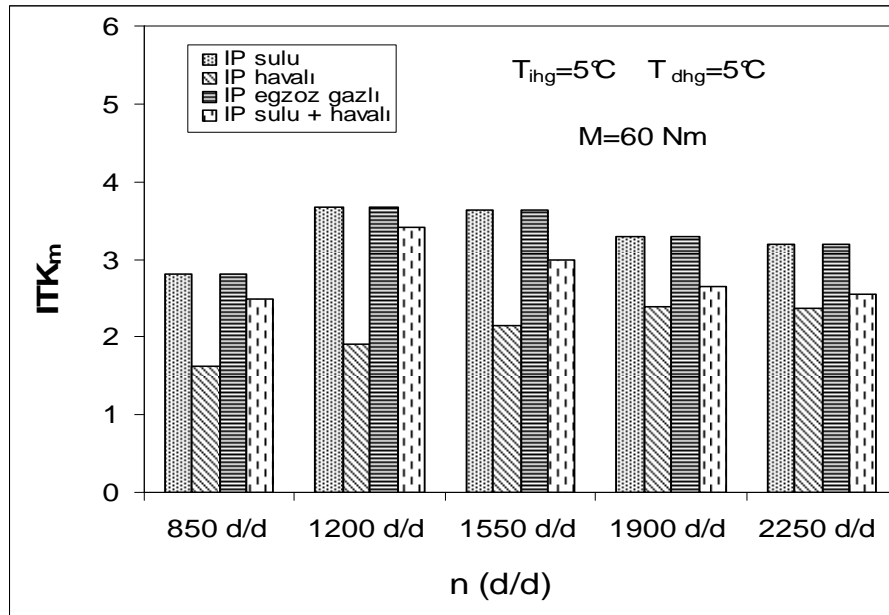
Şekil 5.14’de sürekli rejim durumda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi görülmektedir. Kompresör gücü kompresör devriyle birlikte artmakta olup, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde en düşük kompresör gücünü havalı IP sistemi, en büyük kompresör gücünü ise sulu IP sisteminin harcadığı görülmektedir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde, sulu IP sistemine verilen kompresör gücü diğer sistemlere göre daha yüksektir.

Şekil 5.15’de, sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının devir ile değişimi görülmektedir. Artan devirle birlikte, bütün ısı pompası sistemlerinin ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde sulu IP sisteminin, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerine göre daha yüksek ITK değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Su ve hava kaynağının bir arada kullanıldığı sistemin soğutma kapasitesinin sulu IP sistemine göre düşük olmasına rağmen kompresörde soğutucu akışkana verilen gücünde düşük olmasından dolayı sistemin ITK değerinin sulu IP sistemine göre bir miktar daha yüksek olduğu görülmektedir.



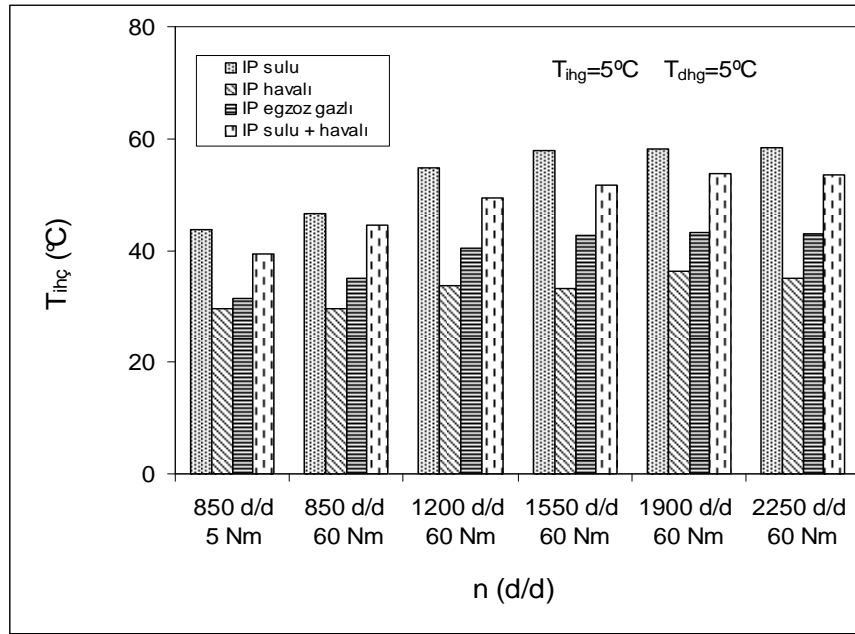
Şekil 5.15: Sürekli rejim durumunda ITK'nın devir ile değişimi ($T_{ihg} = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Ayrıca Şekil 5.15'de, 60 Nm yük ile yapılan testlerde, sulu IP sisteminin havalı ve egzoz gazlı sistemlere göre daha etkin çalıştığı görülmektedir. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 0°C olması durumuna göre sıcaklık arttırıldığında, ITK düşer. Bunun nedeni iç/dış üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla ısıtma kapasitesinin düşmesi ve kompresör gücünün yükselmesidir.



Şekil 5.16: Sürekli rejim durumunda ITK_m 'in devir ile değişimi ($T_{ihg} = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

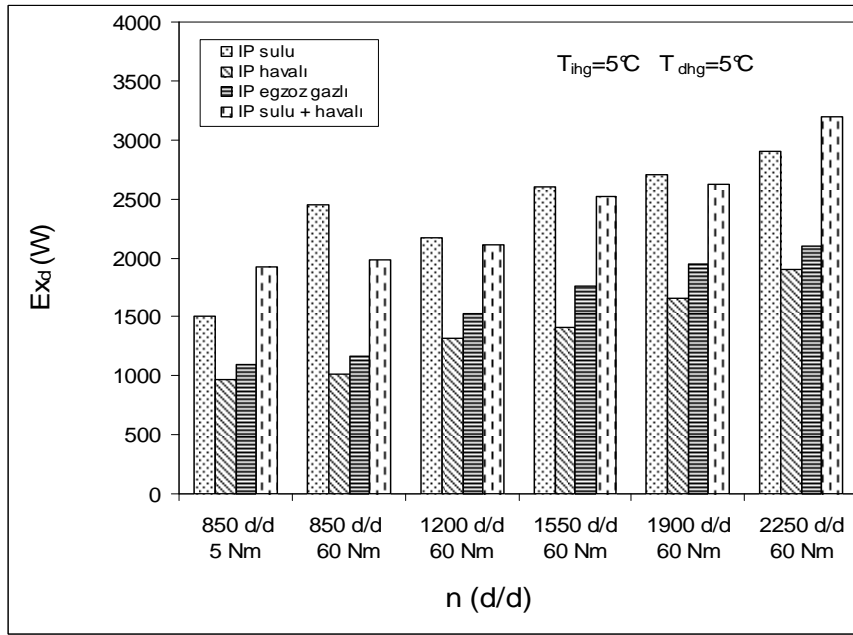
Şekil 5.16’da otomobil IP sisteminde kompresörün çektiği güce göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısının (ITK_m) kompresörün hızıyla değişimi gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, ITK_m ’in artan kompresör devriyle sulu ve egzoz gazlı IP sistemleri için azaldığı, havalı IP sisteminde ise hafifçe yükseldiği görülmektedir. Isı kaynağı olarak çevre havası kullanılan IP sisteminde dış üniteye buharlaşma sıcaklıkları çok fazla düştüğü için dış ünite üzerinde buzlanmalar meydana gelmiştir. Buzlanma nedeniyle dış üniteye geçen hava akımı engellenmiş, bundan dolayı TXV çevrimde dolaşan soğutucu akışkanı azaltmıştır. Sonuç olarak ısı kaynağı olarak çevre havası kullanılan ısı pompası sistemi diğer ısı kaynaklarını kullanan sistemlere göre daha düşük ısıtma kapasitelerine karşılık gelen kompresör gücü ve daha yüksek ITK ’ya sahip olmuştur.



Şekil 5.17: Geçici sürekli rejim iç üniteye çıkan hava sıcaklığının devir ile değişimi ($T_{ihg} = 5^{\circ}C$ ve $T_{dhg} = 5^{\circ}C$, araçsız deney)

Şekil 5.17’de, sürekli rejimde iç üniteye çıkan hava sıcaklığının devir ile değişimi gösterilmektedir. Sulu IP sistemi, denendiği 850 d/d devir ve 5 Nm yük durumunda en yüksek iç ünite çıkış sıcaklığını vermektedir. Rölantide 5 Nm yük ile çalışmada sulu IP sisteminin $43^{\circ}C$ ’ye ulaşan iç ünite çıkış sıcaklıkları sağladığı, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinin ise sırasıyla $29^{\circ}C$ ve $31^{\circ}C$ ulaşan iç ünite çıkış sıcaklıkları sağladığı görülmektedir. Ayrıca, hava ve su ısı kaynaklarının birlikte kullanıldığı IP sisteminden elde edilen iç ünite hava çıkış sıcaklığının $39^{\circ}C$ olduğu görülmektedir.

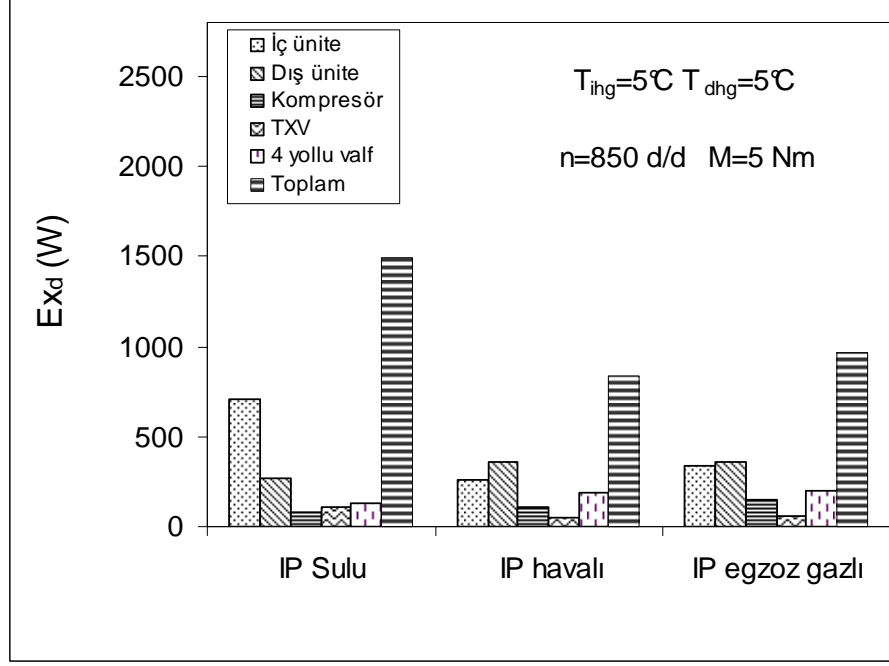
Rölantide sulu ile çalışan IP sisteminden 0 °C'lik çalışma durumuna göre yaklaşık 10°C daha yüksek iç ünite çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. İç ve dış ünite kanallarına giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla iç üniteden çıkan hava sıcaklıklarının yükseldiği görülmektedir. 60 Nm yük ile yapılan tüm testlerde en büyük iç ünite hava çıkış sıcaklıklarını sulu IP sistemi sağlamıştır. Ayrıca kompresör devrinin artmasıyla, sulu IP sistemiyle diğer sistemler arasındaki sıcaklık farkının yükseldiği görülmektedir.



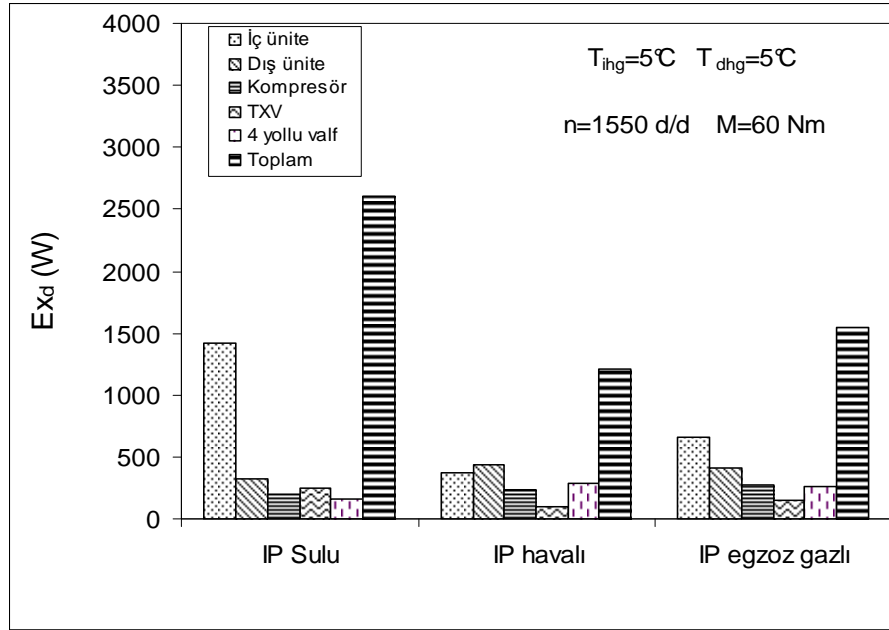
Şekil 5.18: Sürekli rejim durumunda ısı pompası sisteminde yok edilen toplam ekserji miktarının devir ile değişimi ($T_{ig}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.18'de, sürekli rejim sonunda toplam yok edilen ekserjinin devir ile değişimi gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, artan devirle birlikte tüm ısı pompası sistemleri için yok edilen ekserji miktarının arttığı görülmektedir. Artan kompresör devriyle birlikte buharlaştırıcı basıncı azalmakta, soğutucu akışkan debisi ve yoğuşma basıncı artmaktadır. Ayrıca, kompresör devrinin artması ile iç ünite (yoğuşurucu) ve dış ünite (buharlaştırıcı) soğutucu akışkan sıcaklığının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkının büyümesi, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Diğer taraftan, buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığının yükselmesiyle, termostatik genişleme valfi açılır ve soğutucu akışkan debisi yükselir. Bu ise, bileşenlerdeki ekserji kaybını artırır. Bunlara ilaveten, yoğuşurucuya giren hava sıcaklığının artmasıyla, yoğuşurucu basıncı ve sıcaklığı yükselir. Bu da

yoğuşturucuda yok edilen ekserji miktarını artırır. Sulu IP sisteminde, soğutucu akışkan debisinin hava ve egzoz gazlı IP sistemlerine göre daha yüksek olmasından dolayı yok edilen ekserji daha büyüktür.



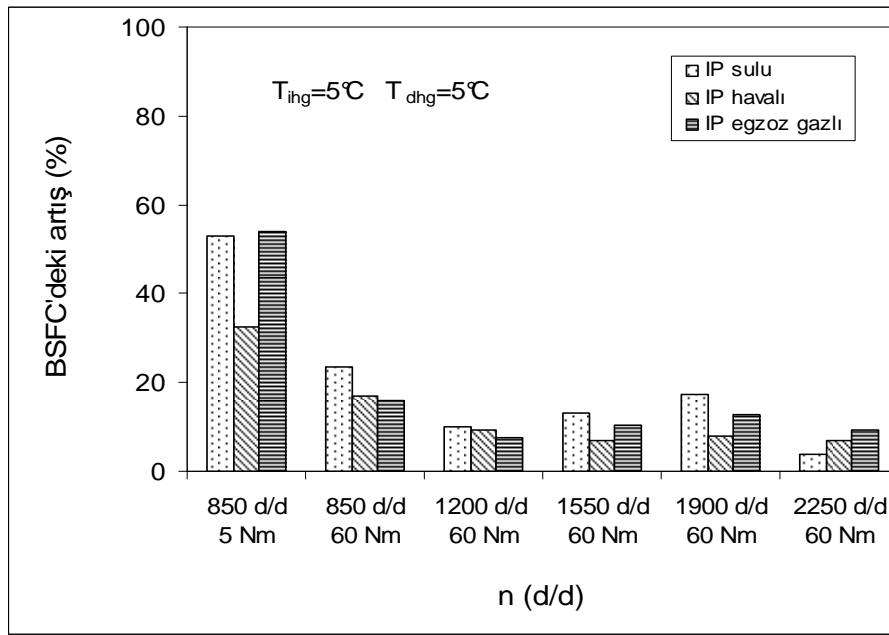
Şekil 5.19: Sürekli rejim durumunda ısı pompası sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, 850 d/d ve 5 Nm, araçsız deney)



Şekil 5.20: Sürekli rejim durumunda ısı pompası sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, 1550 d/d ve 60 Nm, araçsız deney)

Şekil 5.19 ve 5.20’de iki farklı devir ve yük durumunda çeşitli ısı kaynakları kullanılabilen IP sisteminde bileşenlerde yok edilen ekserjilerinin karşılaştırılması görülmektedir. Bütün devirlerde en yüksek ekserji kaybı iç ünite (yoğuşturucuda) meydana gelmektedir. Yoğuşturucuyu sırasıyla dış ünite (buharlaştırıcı), dört yollu valf, TXV ve kompresör takip etmektedir.

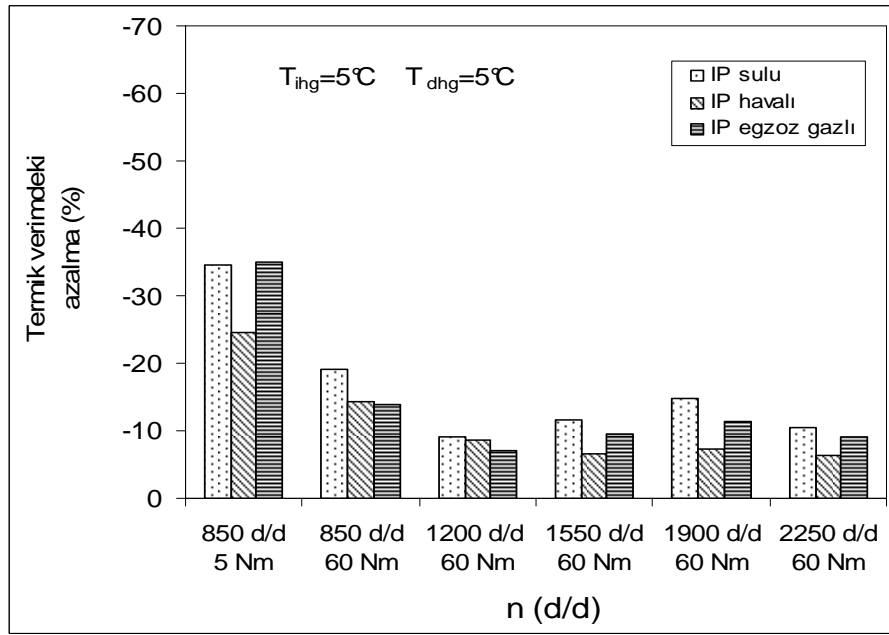
5.1.5. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 5°C olması durumunda araçsız testlerin özgül yakıt tüketimine ve termik verime etkisi



Şekil 5.21: Sürekli rejim durumunda özgül yakıt tüketimindeki artışın devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$ araçsız deney)

Şekil 5.21’de, testin beşinci dakikası sonunda özgül yakıt tüketimindeki artışın motor devri ile değişimi gösterilmektedir. Özgül yakıt tüketimi birim güç başına tüketilen yakıt miktarıdır. Kompresörün devreye girmesiyle motordaki kayıp güç artar. Bu güç artışını karşılamak için kullanılan yakıt miktarı da artış gösterir. Yakıt tüketimindeki bu artış özgül yakıt tüketiminin de artmasına neden olur. Özgül yakıt tüketimindeki en büyük artış 850 d/d devir ve 5 Nm dinamometre yükünde kendini göstermektedir. Devrin artmasıyla IP sistemlerinin özgül yakıt tüketimi artışına etkisinin azaldığı görülmektedir. Özgül yakıt tüketimindeki en büyük artış sulu IP sisteminde gerçekleşmektedir. Yükün 60 Nm’ye getirilmesi ile özgül yakıt tüketimi düşer, volümetrik verim artar ve motordaki yanma verimi yükselir. Yanma veriminin

artmasıyla özgül yakıt tüketimindeki azalma daha fazla kendisini gösterir. Sistemde tüketilen yakıt miktarı çok değişmiyorsa sisteme sürülen yakıt tüketimindeki artış kompresöre bağlanır. Sabit motor yükünde yakıtın etkisi daha az kendini gösterir. Sulu IP sistemi çevre havası ve egzoz gazı kullanılan sistemlerle karşılaştırıldığında en yüksek kompresör gücünü çektiği için özgül yakıt tüketimine en yüksek etkiyi sulu IP sistemi gösterir. Devre ve yükü göre ısı pompası kullanımının özgül yakıt tüketimine etkisinin % 5 ile 54 arasında değiştiği görülmektedir.



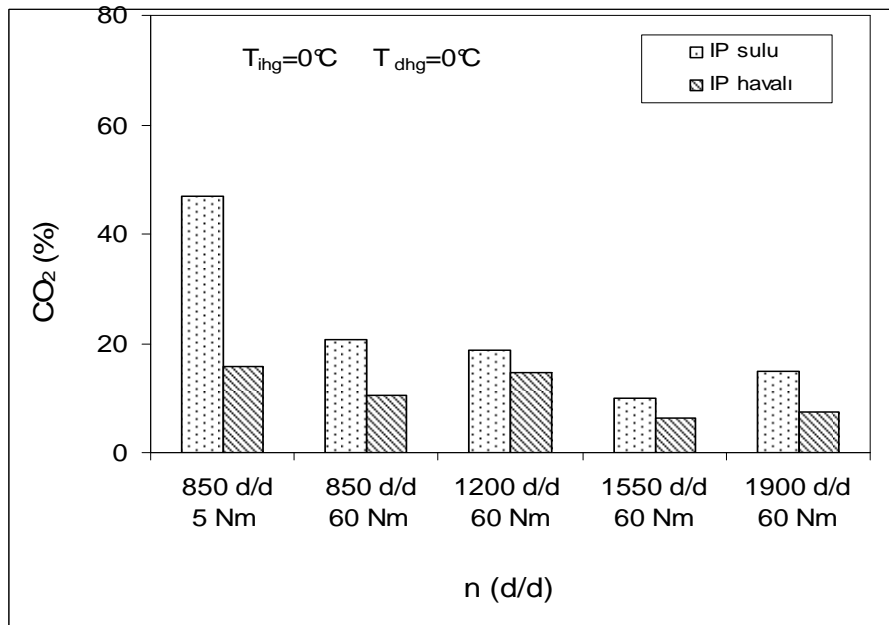
Şekil 5.22: Sürekli rejim durumunda termik verimdeki azalmanın devir ile değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.22’de, ısı kaynağına göre termik verimdeki azalmanın kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Termik verim, ısı kaynağına göre IP performansının motora olan etkisini belirlemek için önemli bir parametredir. Termik verimin hesaplanmasında kullanılan eşitlik, Denklem (3.47)’de verilmiştir. 60 Nm sabit yük şartlarında, IP sistemleri için kompresör devrinin artması ile birlikte termik verimin azaldığı görülmektedir. Termik verimdeki azalmanın nedeni IP sistemi kompresörünün devreye alınmasıyla özgül yakıt tüketiminin artmasıdır. Kompresörün devreye girmesiyle motordaki kayıp güç artar, bu güç artışını karşılamak için yakıt tüketimi dolayısıyla özgül yakıt tüketimi artar. Termik verim özgül yakıt tüketiminin bir fonksiyonu olduğundan, 850 d/d devir ve 5 Nm yük durumunda IP kullanımının özgül yakıt tüketimine etkisi yüksek olduğu için termik

verimdeki azalma da yüksek olmaktadır. 60 Nm yük ile yapılan testlerde termik verimdeki kaybın, artan devir ile birlikte azaldığı görülmektedir. 60 Nm sabit yük şartlarına IP kullanımının termik verimdeki azalmaya etkisi ısı kaynağına göre %8-%35 arasına değiştiği görülmektedir. Termik verimdeki en büyük kayıp, su kaynaklı IP sisteminde meydana gelmektedir. Bunun nedeni, bu sistemde kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün diğer iki sisteme göre yüksek olmasıdır. Aynı zamanda artan kompresör devriyle birlikte ısı kaynağına göre termik verimdeki azalma, farklılıklar göstermektedir. Ancak tüm devirler için en büyük kayıp, su kaynaklı IP sisteminde olmuştur. Sulu IP sistemini sırasıyla egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmektedir. Egzoz gazlı IP sisteminde soğutucu akışkan kütleli debisi havalı IP sistemine oranla biraz daha yüksek olduğu için, kullanılan kompresör gücü yükselir. Bu ise, termik verimdeki kayıp miktarının artmasına neden olur.

5.1.6. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 5°C olması durumunda araçsız testlerin egzoz emisyonlarına etkisi

Şekil 5.23 ile 5.25 arasında IP kullanılmasının egzoz emisyonlarına olan etkisi karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

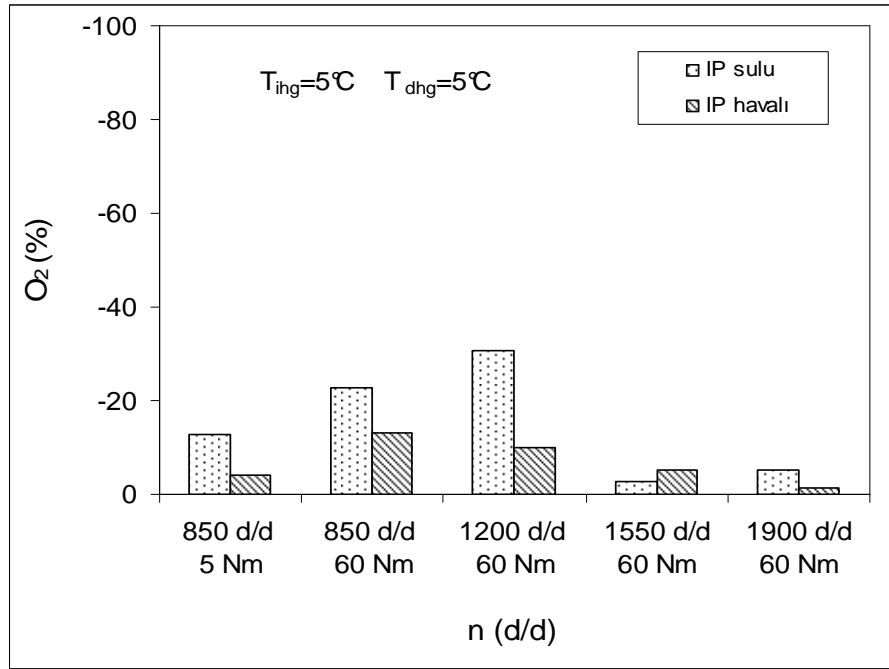


Şekil 5.23: Sürekli rejim durumunda CO₂ emisyonundaki artışın devir ile değişimi (T_{ihg} =5°C ve T_{dhg} =5°C, araçsız deney)

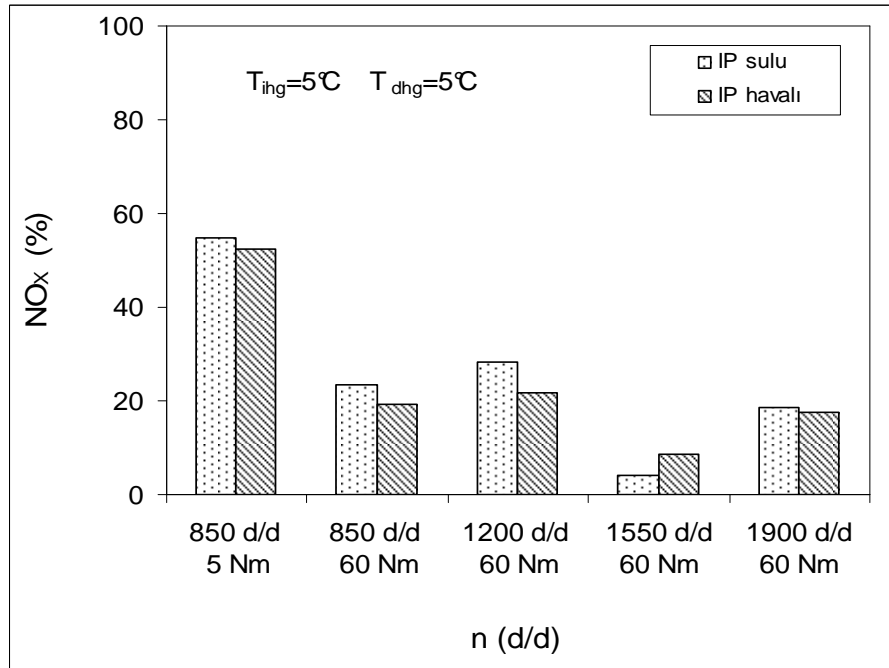
Egzoz gazlı IP sistemi ile yapılan deneylerde, egzoz gazı, ısı değiştiricisinden geçen çok dūřuk sıcaklıktaki evre havası ile ısı transferi sonucu soğuduğundan, emisyon değeri alınamamıştır. Bundan dolayı sadece sulu ve havalı IP sistemleri birbiriyle karşılaştırılmıştır.

şekil 5.23'de, sulu ve havalı IP sisteminde CO₂ emisyonundaki artışın kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. Karbondioksit, içeriğinde karbon bulunduran hidrokarbonların tam yanması sonucu oluşan bir emisyondur. Ayrıca CO₂, küresel ısınmaya neden olan başlıca sera gazlarından biridir (Eğidoğan, 2009). şekil 5.23 incelendiğinde, ısı pompası kullanımından kaynaklanan CO₂ emisyonundaki artışın %5 ile %46 arasında değiştiği görülmektedir. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile çalışma durumunda sulu IP sisteminde kompresörün motordan çektiği güç yüksek olduğu için CO₂ emisyonundaki artış, havalı sisteme göre daha yüksektir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde motordan alınan işe kompresörün çektiği işe de eklendiğinde, motorun ürettiği gücün bir kısmı kompresörde kullanılmış olur. Gücün bir kısmı kompresör tarafından kullandığı için IP sistemi kullanımının emisyonlara doğrudan etkisi belirlenemez. Emisyon lm için kullanılan cihaz çıkan gazın debisinin yerine toplam hacim içindeki CO₂'in partikül miktarını göstermektedir. Emisyon lm sistemi gazın içinden örnek alır ve bu örnek içindeki partikül miktarını okur. Üretilen CO₂ miktarındaki artış miktarını göstermez. Kompresör devreye girdiğinde motordan bir miktar g alır, bundan dolayı yakıt tüketimi artar, yakıt tüketiminin artmasıyla daha çok CO₂ ıkar. 60 Nm sabit yük testlerinde sistemde yakıt tüketimi miktarının çok fazla değişmemesinden dolayı IP pompası kullanımının artan devre bağlı olarak önemli bir farklılık göstermediği görülmektedir.

şekil 5.24 ve 5.25 incelendiğinde, kompresörde kullanılan güce ve yakıt tüketimine bağlı olarak O₂ miktarının azaldığı buna karşı NO_x miktarının ise arttığı görebilir. 60 Nm sabit yük durumunda O₂ emisyonundaki azalma artan devre göre farklılık göstermiştir. Isı pompası kullanımının O₂ emisyonuna en büyük etkisi, yakıt tüketimindeki artışa bağlı olarak en fazla sulu IP sisteminde kendini göstermiştir. Isı kaynağı olarak evre havası kullanılan IP sisteminin ise sulu IP sistemine göre daha düşük etkisi olduğu görülmektedir.



Şekil 5.24: Sürekli rejim durumunda O₂ emisyonundaki azalmanın devir ile değişimi (T_{ihg} =5°C ve T_{dhg} =5°C, araçsız deney)



Şekil 5.25: Sürekli rejim durumunda NO_x emisyonundaki artışın devir ile değişimi (T_{ihg} =5°C ve T_{dhg} =5°C, araçsız deney)

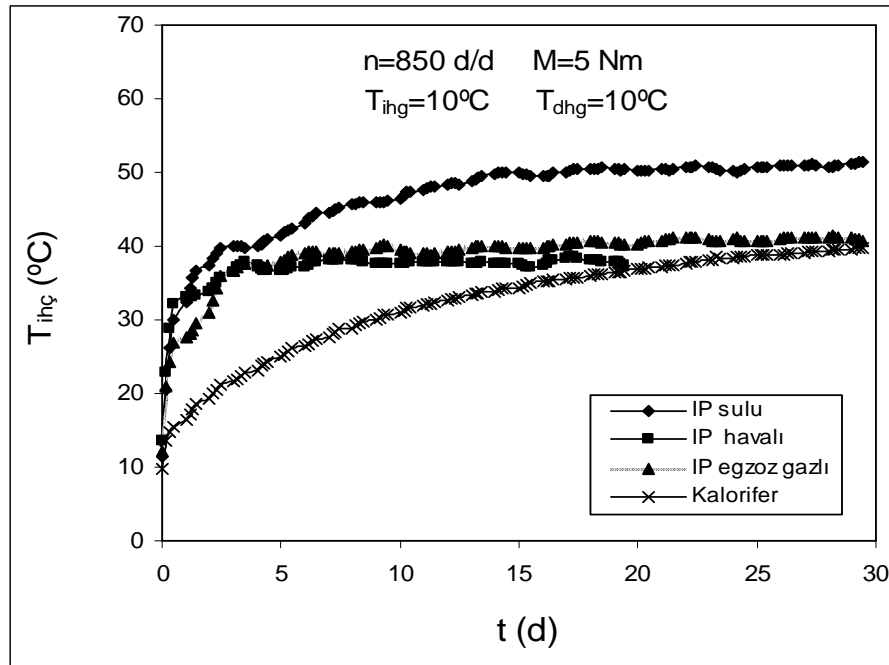
Şekil 5.25’de, çeşitli ısı kaynakları kullanılan IP sisteminin kullanımdan kaynaklanan NO_x emisyonundaki artışın değişimi incelenebilir. Azot oksitler (NO_x), havanın içerisinde bulunan azotun yüksek sıcaklıklarda oksijenle reaksiyona girmesi sonucu meydana gelmektedir (Heywood, 1988). Şekil 5.25 incelendiğinde, artan devre ve

yüke göre NO_x emisyonundaki artış oranının farklılık gösterdiği görülmektedir. Isı pompası kullanımındaki en büyük artış, rölanti çalışma durumunda meydana gelmiştir. 60 Nm sabit motor yükünde NO_x oluşumuna etkisi %5 – %50 arasında değiştiği görülmektedir. Ayrıca tüm devir ve yüklerde sulu IP sistemi, havalı IP sistemine göre daha yüksek NO_x emisyonuna neden olmuştur.

5.1.7. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığının 10°C olması durumunda araçsız deney sonuçları

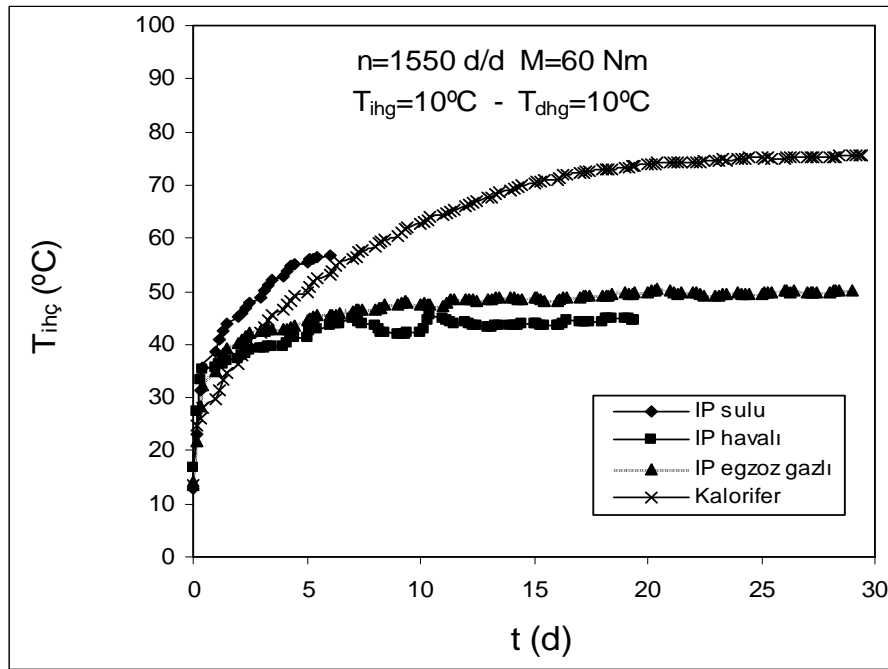
Üç farklı ısı pompası sistemi olarak çalıştırılan deneysel sistemin, iç/dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklıklarının 10°C olması durumundaki çeşitli performans parametrelerinin sürekli rejimde devre göre değişimi, Şekil 5.26 – 5.33 arasında sunulmuştur.

İç üniteden çıkan havanın sıcaklığının 850 d/d motor devrinde 5 Nm yükte ve 1550 d/d motor devrinde ve 60 Nm yükte zamana bağlı olarak değişimleri, sırasıyla Şekil 5.26 ve 5.27’de verilmiştir.



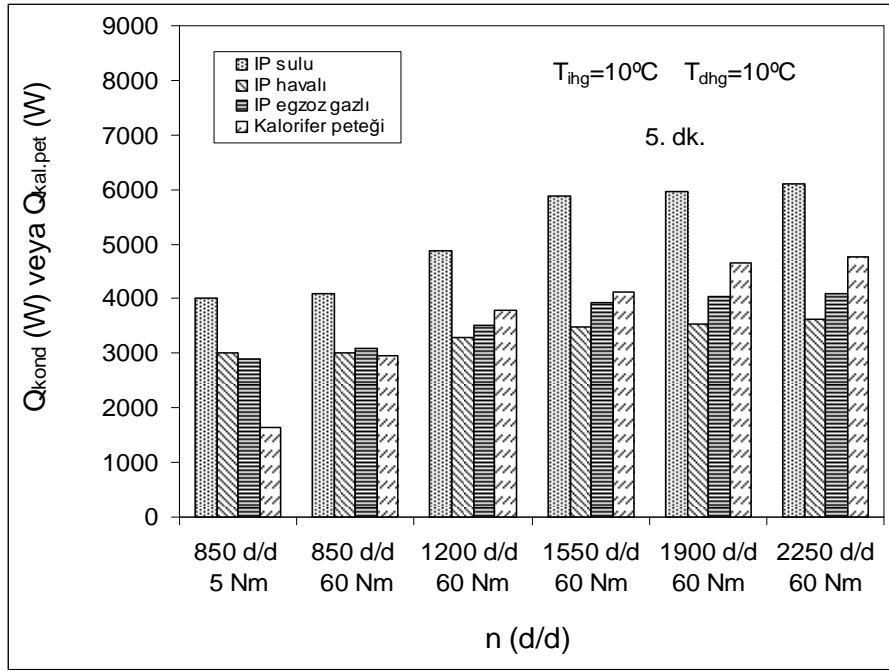
Şekil 5.26: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi (T_{ihg} =10 °C ve T_{dhg} =10 °C, n=850 d/d, 5 Nm)

Şekil 5.26’da, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile çalışma durumu için sulu IP sisteminin 51 °C’ye ulaşan iç ünite hava çıkış sıcaklıkları sağladığı, egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinin ise sırasıyla 40 ve 37 °C ulaşan iç ünite hava çıkış sıcaklıkları sağladığı görülebilir. Kalorifer sisteminin ise sulu ve egzoz gazlı IP sistemlerini geçemediği, ancak testin 20. dakikasından itibaren havalı IP sistemini geçebildiği görülmektedir. Bu deney için, testin 20. dakikasından sonra havalı IP sisteminin dış ünitesinde meydana gelen buzlanmadan dolayı sürekli rejim şartı tam olarak sağlanamadığı için data alınmamıştır.



Şekil 5.27: İç ünite hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi
($T_{ihg}=10\text{ °C}$ ve $T_{dhg}=10\text{ °C}$, 1550 d/d, 60 Nm)

Şekil 5.27’de, motor devri 1550 d/d ve yük 60 Nm getirildiğinde, bütün ısı pompası sistemlerinde iç ünitelerden çıkan hava sıcaklıklarının yükseldiği, ancak artan atık ısıdan dolayı kalorifer sisteminin performansının da iyileştiği anlaşılmaktadır. Bu durumda, kalorifer sisteminin 2. dakikadan itibaren havalı IP sisteminden, 3 dakikadan itibaren egzoz gazlı IP sistemlerinden daha yüksek iç ünite çıkış sıcaklıkları sağladığı görülmektedir. Şekil 5.27’den, 1550 d/d devirde yapılan sulu IP deneylerinde sürekli rejim elde edilmeden testin 5. dakikası içinde deneysel sistemin basınç anahtarı tarafından durdurulduğu anlaşılmaktadır. Ancak, bu süreye kadar sulu IP sisteminin kaloriferli sisteme göre avantaj sağladığı görülmektedir.

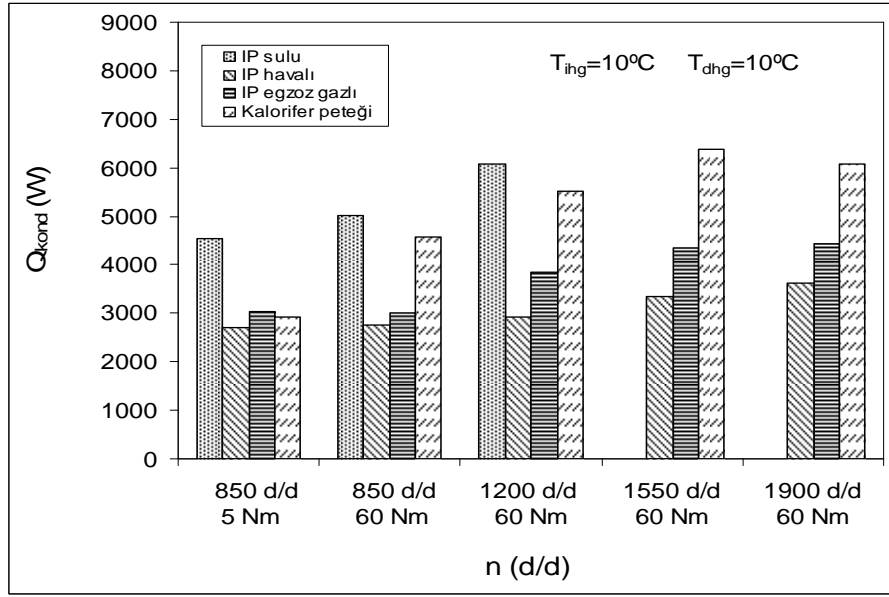


Şekil 5.28: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.28’de, testin 5. dakikası sonunda ısıtma kapasitesinin motor devri ile değişimi görülmektedir. Sulu IP sistemi, 850 d/d devirde 5 Nm ve 60 Nm yük ile yapılan testlerde en yüksek ısıtma kapasitesini sağlamaktadır. Kalorifer sisteminin ise, 1200 d/d’dan itibaren havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinden daha yüksek ısıtma kapasitesi sağladığı görülmektedir. 60 Nm sabit yük ile yapılan testlerde, bütün devirlerde egzoz gazlı IP sisteminin havalı IP sistemine göre daha yüksek ısıtma kapasitesi değerleri sağladığı görülmektedir.

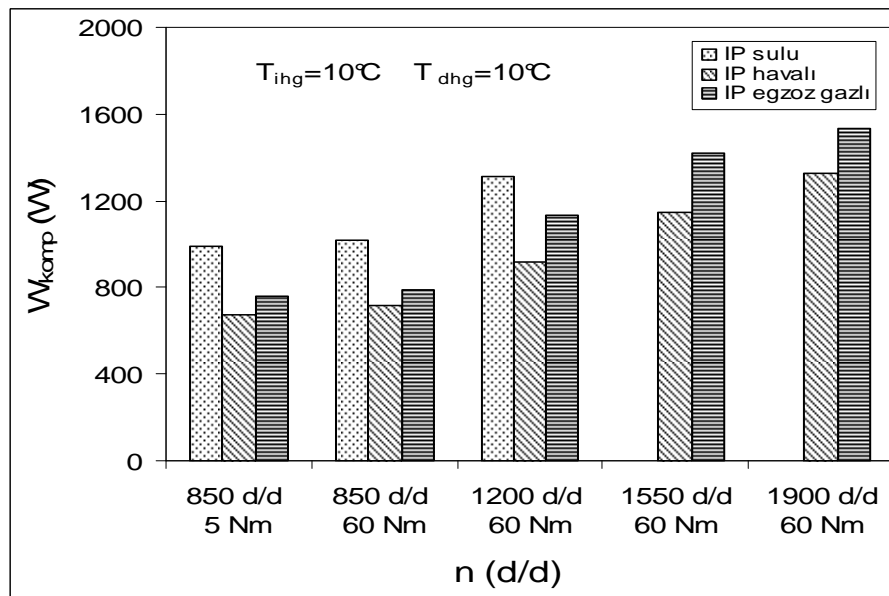
5.1.8. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığın 10°C olması durumunda sürekli rejim araçsız deney sonuçları

Şekil 5.29’da, IP sistemlerinin test sonundaki ısıtma kapasitelerinin devir ile değişimi gösterilmiştir. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde, en büyük ısıtma kapasitesi sulu IP sistemi tarafından sağlanmakta olup bu sistemi egzoz gazlı IP sistemi, kaloriferli sistem ve havalı IP sistemi takip etmektedir. 850 d/d ve 1200 d/d ile 60 Nm yük ile yapılan testler incelendiğinde, yine en büyük ısıtma kapasitesi sulu IP sistemi tarafından sağlanmakta olup, bu sistemi sırasıyla kaloriferli, egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmektedir.



Şekil 5.29: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

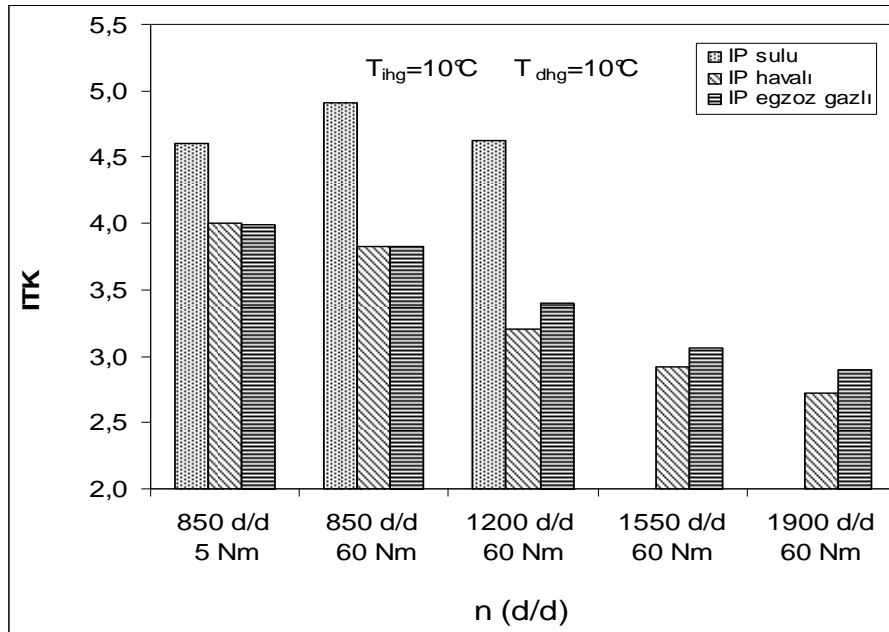
Sulu IP sistemi için 1550 d/d'dan itibaren veri bulunmamakta olup kaloriferli sistemden egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerine göre daha yüksek ısıtma kapasitesi değerleri elde edilmiştir. Ayrıca Şekil 5.29 incelendiğinde, bütün devirlerde egzoz gazlı IP sisteminin havalı IP sisteminden daha yüksek ısıtma kapasiteleri sağladığı görülmektedir. Sulu IP sisteminin 1550 d/d'dan sonra basınç anahtarı tarafından durdurulmasından dolayı, bu devirden sonra değer alınamamıştır.



Şekil 5.30: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi ($T_{ihg} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.30’da, sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi görülmektedir. Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devirle birlikte arttığı görülmektedir. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde en düşük kompresör gücünün havalı IP sistemi, en büyük kompresör gücünü ise sulu IP sistemi tarafından kullanıldığı görülmektedir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde de en yüksek kompresör gücünün sulu IP sistemi tarafından harcandığı görülmektedir. Sulu IP sistemini sırasıyla egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmektedir.

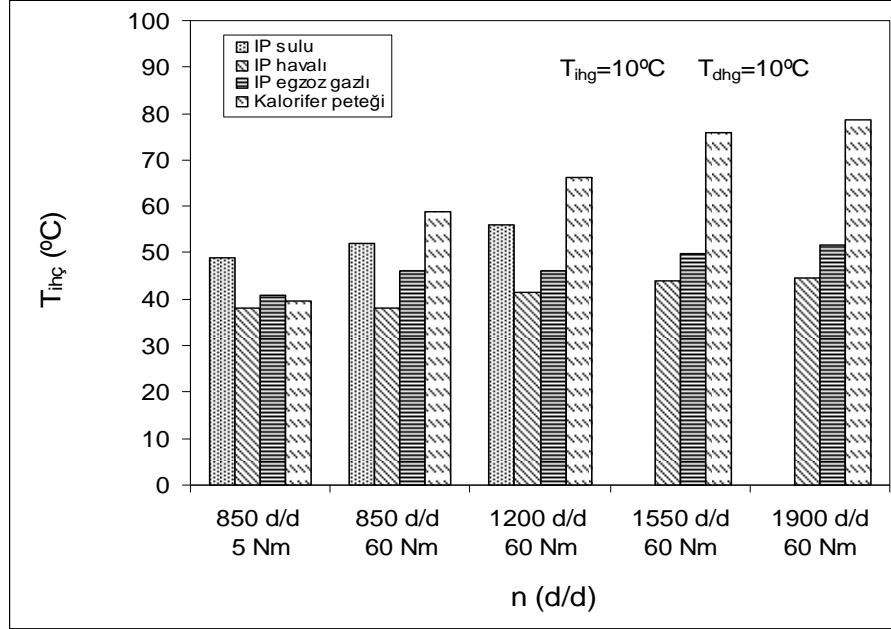
Şekil 5.31’de, sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının devir ile değişimi görülmektedir. Artan devirle birlikte, bütün ısı pompası sistemlerinin ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. Bununla birlikte iç/dış üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla ITK’nın azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni iç/dış üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının ve kompresörün çektiği işin artmasıyla ısıtma kapasitesinin azalması olmuştur. 850 d/d devir 5 Nm yük ile yapılan testlerde en yüksek ITK değerlerini IP sulu sisteminin sağladığı, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinin birbirine çok yakın değerler verdiği görülmektedir.



Şekil 5.31: Sürekli rejim durumunda ITK’nın devir ile değişimi
($T_{ihg} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

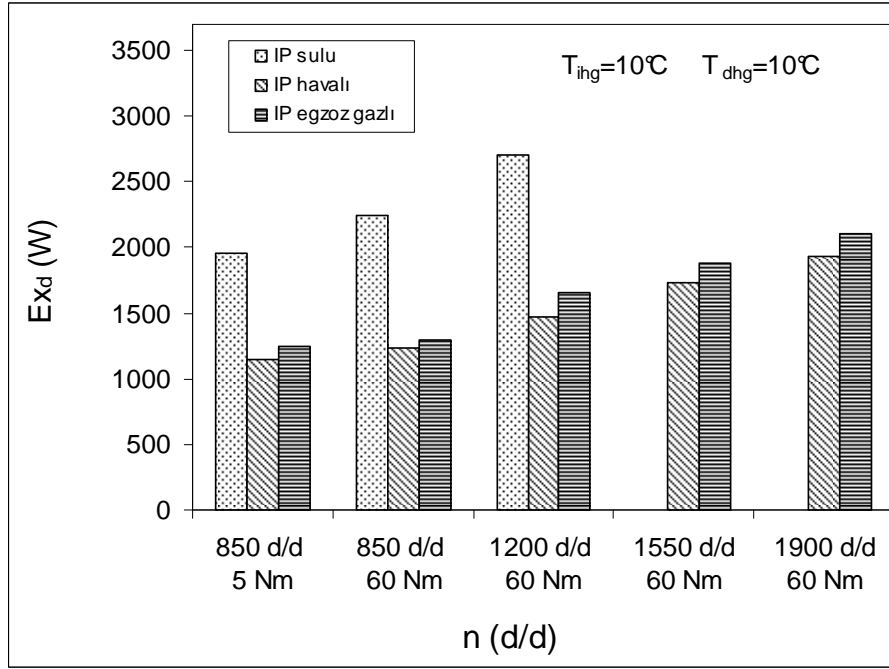
Ayrıca Şekil 5.31’de incelendiğinde, 60 Nm yük ile yapılan testlerde, en yüksek ITK değerlerini sulu IP sisteminin verdiği, 850 d/d ve 60 Nm testlerinde havalı ve egzoz

gazlı sistemlerin birbirine yakın değerler verdiği ancak 1200 d/d'dan itibaren egzoz gazlı sistemin havalı sisteme göre daha iyi ITK değerleri verdiği görülmektedir.



Şekil 5.32: Sürekli rejim durumunda iç üniteden çıkan hava sıcaklığının devir ile değişimi ($T_{ing} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Sürekli rejimde iç üniteden çıkan hava sıcaklığının devir ile değişimi, Şekil 5.32'de görülmektedir. Sulu IP sistemi, denendiği 850 d/d devir ve 5 Nm yük durumunda en yüksek iç ünite çıkış sıcaklığını vermektedir. Rölantide 5 Nm yük ile çalışmada sulu IP sisteminin 49°C 'ye ulaşan iç ünite çıkış sıcaklığı sağladığı, egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinin ise sırasıyla 41°C ve 39°C 'ye ulaşan iç ünite çıkış sıcaklıkları sağladığı görülmektedir. Rölantide kaloriferli sistem ise 40°C iç ünite çıkış sıcaklığı sağlamıştır. İç ve dış ünite kanallarına giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla, tüm IP sistemlerinden elde edilen iç üniteden çıkan hava sıcaklıklarının yükseldiği görülmektedir. 60 Nm yük ile yapılan tüm testlerde en büyük iç ünite hava çıkış sıcaklıklarını kaloriferli sistem sağlamıştır. Ayrıca, kompresör devrinin artmasıyla 850 d/d ve 1200 d/d devir deneylerinde, sulu IP sistemiyle diğer sistemler arasındaki sıcaklık farkının yükseldiği görülmektedir.



Şekil 5.33: Sürekli rejim durumunda yok edilen ekserjinin devir ile değişimi ($T_{ihg} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, araçsız deney)

Şekil 5.33’de, sürekli rejim durumunda ısı pompası sistemlerinde yok edilen ekserjinin devir ile değişimi gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, artan devirle birlikte tüm ısı pompası sistemleri için yok edilen ekserji miktarının arttığı görülmektedir. Bunun yanında, dış üniteye giren hava sıcaklığının yükselmesiyle, dış ünite çıkışındaki soğutucu akışkanın kızgınlığının artmasıyla TXV açılır ve soğutucu akışkan debisi yükselir. Bu ise, bileşenlerdeki ekserji kaybını artırır. Bunlara ilaveten, iç üniteye giren hava sıcaklığının artmasından dolayı, iç ünite basıncı ve sıcaklığı yükselir. Bu da iç üniteye yok edilen ekserji miktarını artırır. Sulu IP sisteminde soğutucu akışkan debisinin hava ve egzoz gazlı IP sistemlerine göre daha yüksek olmasından dolayı yok edilen ekserji daha büyüktür. Sulu IP sistemini sırasıyla egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmektedir.

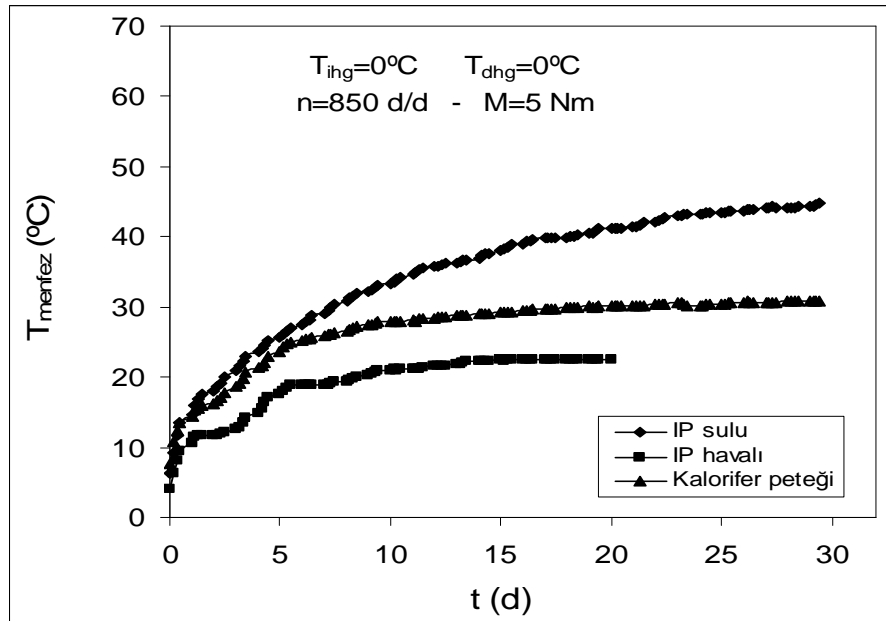
5.2. İç ve Dış Üniteye Gönderilen Farklı Hava Akımı Sıcaklıklarına Göre Sistem Performans Parametrelerinin Zamana Bağlı Olarak Geçici ve Sürekli Rejimde Araçlı Olarak Karşılaştırması

Üç farklı ısı pompası sisteminin ve motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi olarak çalıştırılan deneysel sistem ile ısıtılan hava akımı, genellikle sürekli rejime

ulaşınca kadar esnek hava kanalı vasıtasıyla araç yolcu kabini içerisine gönderilmiştir. Bu amaçla Renault Safrane RT 2.0 VI marka aracın yolcu kabini kullanılmıştır. Araçlı deneylerde izlenen prosedür, Bölüm 4’de ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Deney aracının menfez hava çıkışına, ayrıca şoför koltuğu ve şoför çaprazındaki arka yolcu koltuğu baş hizasına gelecek şekilde termokupllar yerleştirilmiş ve data toplama sistemi ile bağlantılı hale getirilmiştir. Testlerde ısı kaynağı çeşidine göre IP sistemlerinin ilk çalışmasından itibaren sürekli rejim sağlanana kadar araç menfezinden çıkan havanın ve araç içi ortalama sıcaklığının zamanla değişimleri ve sürekli rejimde elde edilen performans parametrelerinin değerleri, grafikler yardımıyla karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

5.2.1. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığının 0 °C olması durumunda geçici ve sürekli rejimde araçlı deney sonuçları

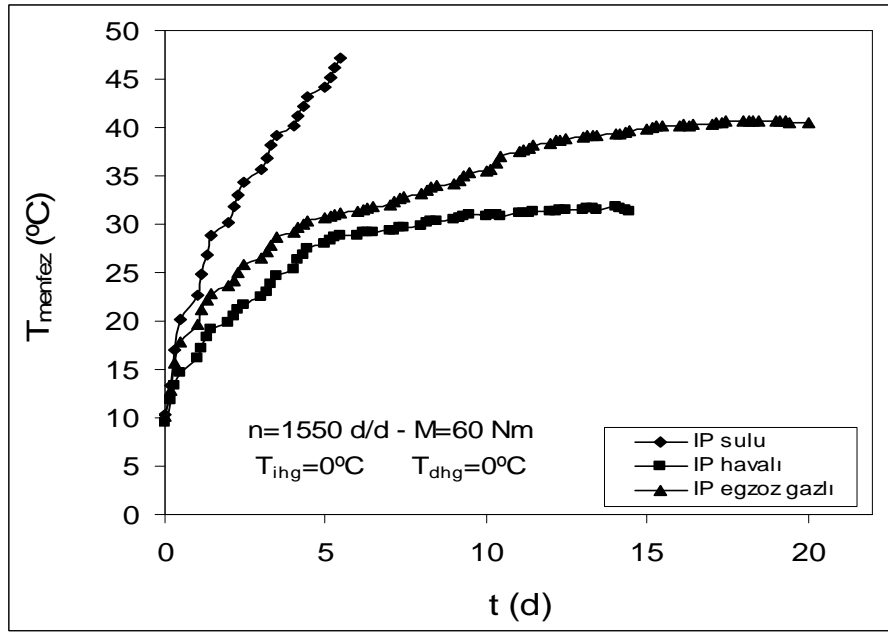
Üç farklı ısı pompası sisteminin ve motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sistemi olarak çalıştırılan deneysel sistemin, iç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklıklarının 0, 5 ve 10 °C olması ve şartlandırılmış hava akımının araç içine gönderilmesi durumundaki çeşitli performans parametrelerinin değişimi Şekil 5.34 – 5.41 arasında gösterilmiştir.



Şekil 5.34: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi
($T_{ihg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $n=850\text{ d/d}$, 5 Nm , araçlı deney)

Araç içine gönderilen hava akımının araç menfez çıkışındaki sıcaklığının test süresi boyunca zamanla değişimi, 850 d/d devirde 5 Nm yük ile ve 1550 d/d devirde 60 Nm yük ile çalışma durumları için Şekil 5.34 ve 5.35’de sunulmuştur. Şekil 5.34’de, rölanti devrinde 5 Nm yük ile çalışma durumu için sulu IP sisteminin 45 °C’ye ulaşan menfez hava çıkış sıcaklıkları sağladığı, egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinin ise sırasıyla 29 °C ve 21 °C’ye ulaşan hava sıcaklıkları sağladığı görülmektedir. Zamanla havalı ve egzoz gazlı IP sisteminde dış ünite yüzeylerinde meydana gelen buzlanmadan dolayı, hava çıkış sıcaklığındaki artış azalmaktadır. Isı kaynağı olarak egzoz gazı kullanılan IP sisteminde hava akımına bir miktar egzoz gazı karışmış, bundan dolayı dış ünite hava akımının çığ noktası sıcaklığı yükselmiş ve daha fazla buzlanma meydana gelmiştir. Yüksek devirlerde dış ünite meydana gelen buzlanma hava akımını engellediği için soğutucu akışkan fazla ısı çekemez ve bunun sonucunda fazla ısı atamaz. Yüksek devirlerde egzoz gazı sıcaklığı da yükselir, ancak soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı çok fazla düştüğü için buzlanma meydana gelebilir. Sulu IP sisteminde soğutucu akışkanın motor soğutma suyundan daha çok ısı çekebilmesinden dolayı, menfez hava çıkış sıcaklığında daha büyük bir artış meydana gelmektedir.

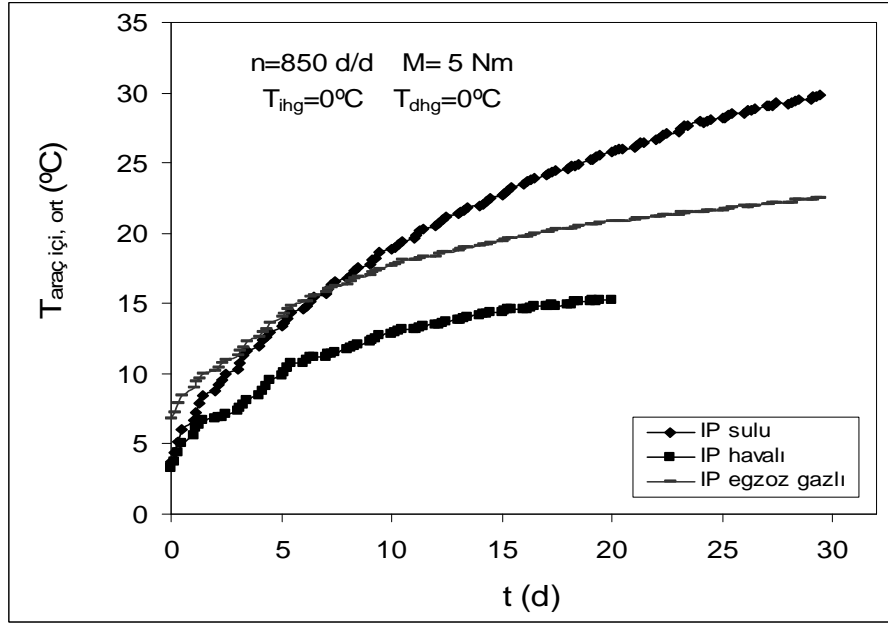
Şekil 5.35’de görüldüğü gibi, motor devri 1550 d/d ve yük 60 Nm olduğunda, bütün ısı pompası sistemlerinde menfez çıkış sıcaklıkları soğutucu akışkan kütleli debisinin artmasından dolayı ilk andan itibaren çok hızlı bir şekilde artar. Bu durumda, sulu IP sistemi 3. dakikadan itibaren 35 °C’ye ulaşan menfez hava çıkış sıcaklıkları sağlamıştır. Isı kaynağı olarak egzoz gazı kullanılan IP sistemi 35 °C menfez hava çıkış sıcaklığını 10. dakikada sağlamakta, hava kaynaklı IP sistemi ise 35 °C’ye dış ünite meydana gelen buzlanmadan dolayı çıkamamaktadır. Şekil 5.35’de, 1550 d/d devirde yapılan sulu IP deneylerinde sürekli rejim elde edilmeden testin 5. dakikası içinde deneysel sistemin basınç anahtarı tarafından durdurulduğu anlaşılmaktadır. Egzoz gazı kaynaklı IP sisteminin 15. dakikadan sonra sürekli rejime ulaştığı, deneyin 20. dakikada sonlandırıldığı görülmektedir.



Şekil 5.35: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{ihg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $n=1550\text{ d/d}$, 60 Nm , araçlı deney)

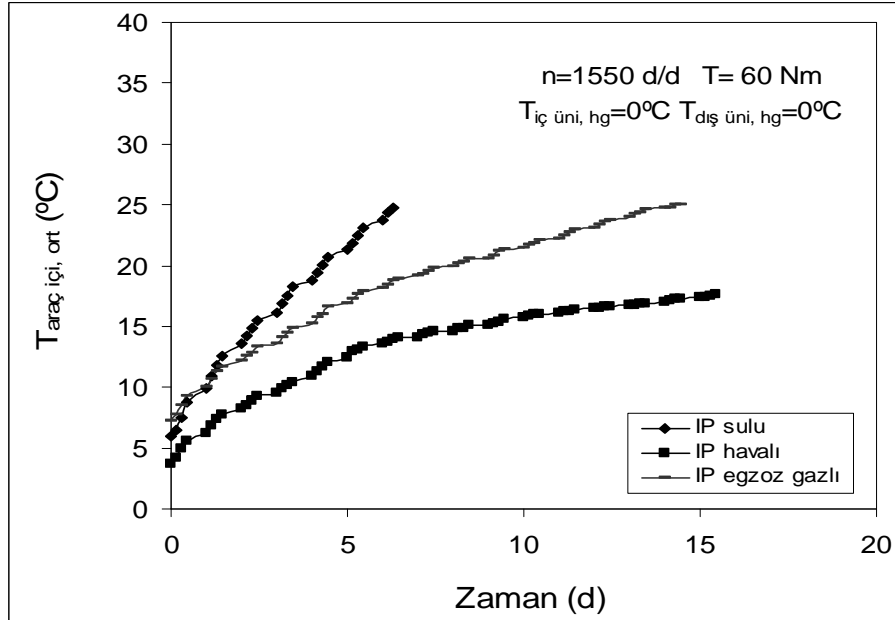
850 d/d devir ile 5 Nm yükte ve 1550 d/d devir ile 60 Nm yükte araç ortalama sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimleri, sırasıyla Şekil 5.36 ve 5.37’de verilmiştir. Şekil 5.36’da, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile araç içi ortalama sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi görülmektedir. Araç içi ortalama sıcaklığının sulu ve egzoz gazlı IP sistemlerinde ilk 5 dakika içerisinde çok hızlı bir şekilde artmasına rağmen, havalı IP sisteminden çıkan hava sıcaklığı çok yavaş bir artış göstermiştir.

Isıl konfor için kabin içinde yeterli sıcaklığın $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında olduğu kabul edilerek (ASHRAE, 1992), ısı pompası sistemlerin $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye ulaşma zamanları karşılaştırılmıştır. Sulu ve egzoz gazı kullanılan IP sistemlerinin, sırasıyla 11. dakikada ve 16. dakikada $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ araç içi ortalama sıcaklıkları sağladığı, havalı sistemin ise deney sonuna kadar bu değeri sağlayamadığı görülmektedir. Bu durumda ısı kaynağı olarak çevre havası kullanılan IP sisteminin şartlandırılan ortama gönderilen hava akımını yeterli derecede ısıtamadığı anlaşılmaktadır.



Şekil 5.36: Araç içi ortalama sıcaklığının zamanla değişimi
($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, $n=850$ d/d, 5 Nm, araçlı deney)

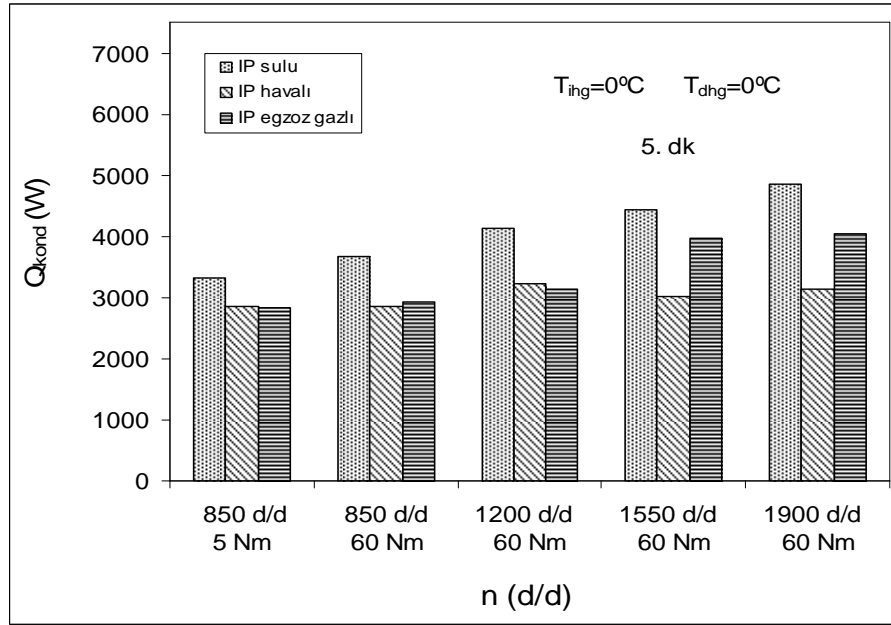
Motor devir 1550 d/d'ya ve yük 60 Nm'ye getirildiğinde, Şekil 5.37'de görüldüğü gibi motor soğutma suyu kullanılan IP sisteminde araç içi ortalama sıcaklığının çok hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir.



Şekil 5.37: Araç içi ortalama sıcaklığının zamanla değişimi
($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, $n=1550$ d/d, 60 Nm, araçlı deney)

Motor soğutma suyundan ısı çeken ısı değiştiricisinin diğer buharlaştırıcıya göre daha çok ısı çekmesinden dolayı, sulu IP sistemindeki artış, havalı ve egzoz gazlı IP

sistemlerine göre daha fazladır. Isı pompası sistemlerin 20 °C'ye ulaşma zamanları karşılaştırılmıştır. Sulu ve egzoz gazı kullanılan IP sistemlerinin sırasıyla 4. dakikada ve 8. dakikada 20 °C araç içi ortalama sıcaklıkları sağladığı havalı sistemin ise deney sonuna kadar bu değeri sağlayamadığı görülmektedir. Bu durum, çok düşük sıcaklıklarda dış ünite yüzeylerinde meydana gelen buzlanmadan kaynaklanmıştır.

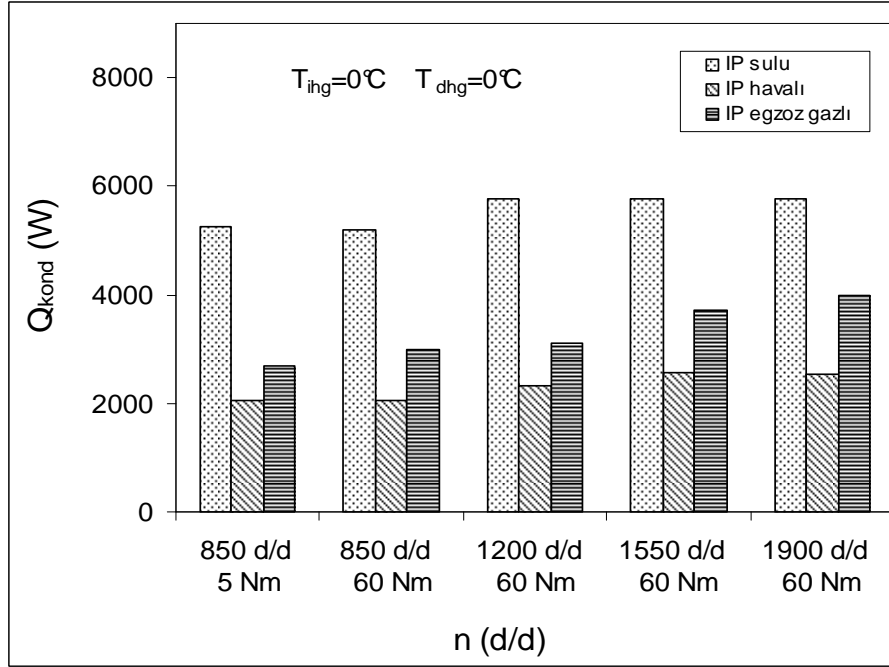


Şekil 5.38: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg}=0^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)

Şekil 5.38'de, testin 5. dakikası sonunda ısıtma kapasitesinin motor devri ile değişimi görülmektedir. Sulu IP sistemi, denendiği 850 d/d testlerinde her iki yük durumu için 5. dakika sonunda en yüksek ısıtma kapasitesi değerini vermektedir. Artan devirle birlikte sulu IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi diğer iki sisteme göre daha fazla olmuştur. Havalı ve egzoz gazlı IP sistemi, yüklü ve yüksüz durumda 1200 d/d'ya kadar yapılan testlerde birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Ancak devrin artmasıyla birlikte 5. dakika sonunda egzoz gazlı sistemden elde edilen ısıtma kapasitesinin, havalı sisteme göre yaklaşık olarak 1000 W yüksek olduğu Şekil 5.38'de görülmektedir.

Şekil 5.39'da, IP sistemlerinin test sonundaki ısıtma kapasitelerinin devir ile değişimi gösterilmiştir. Araçsız testlere benzer olarak 850 d/d devirde 5 Nm ve 60 Nm yük ile yapılan testlerde, motor soğutma suyu ısı değiştiricisinden daha çok ısı

çekebilmesinden dolayı en büyük ısıtma kapasitesi sulu IP sistemi tarafından sağlanmakta olup, bu sistemi egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmektedir.

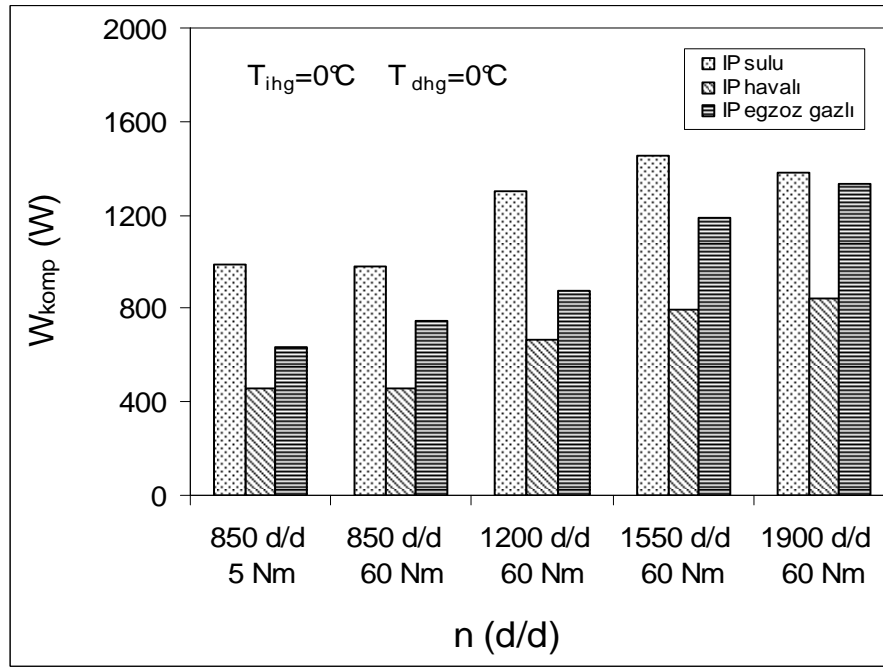


Şekil 5.39: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi ($T_{ing}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)

1200 d/d'den itibaren sulu IP sisteminde sürekli rejime ulaşılmadan önce kompresör çıkışındaki basınç 16.3 bar olan yüksek basınç anahtarı ayar değerine ulaşıldığından, sulu IP sisteminin çalışması basınç anahtarı tarafından durdurulmaktadır. Bu nedenle grafiklerde sulu IP sistemi için verilen değerler, 1200 d/d'dan itibaren sürekli rejim değeri olmayıp basınç anahtarı tarafından sistem durdurulmadan hemen önce elde edilen değerlerdir. Artan devirle birlikte tüm IP sistemlerinden elde edilen ısıtma kapasitesi değerlerinin yükseldiği, ancak sulu IP sisteminin basınç anahtarı tarafından durdurulmasından dolayı 1200 d/d'dan sonra yükselmenin durduğu görülmektedir. Egzoz gazından alınan ısıdan dolayı, egzoz gazlı IP sisteminden havalı IP sistemine göre daha yüksek ısıtma kapasitesi değerleri elde edildiği görülmektedir.

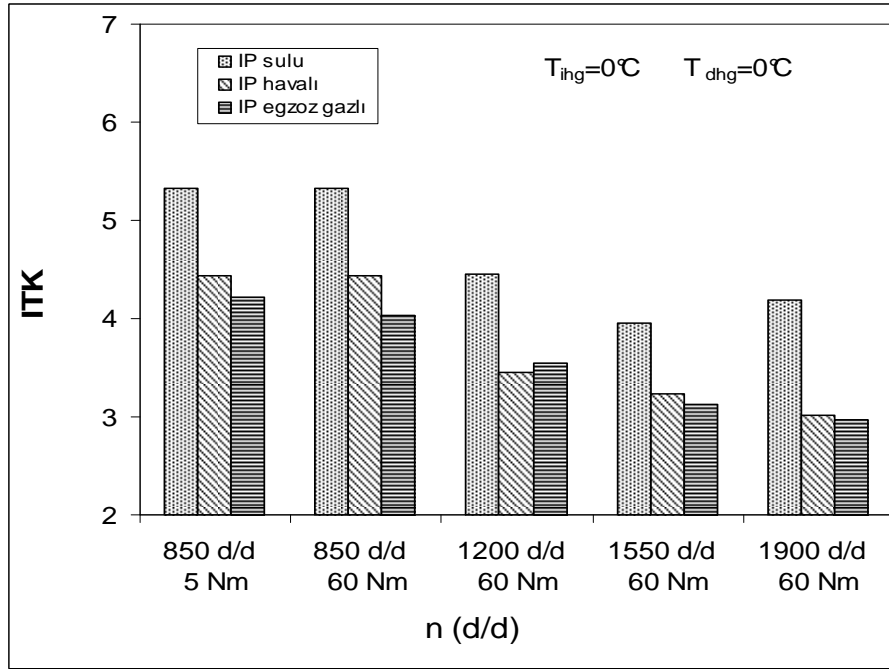
Şekil 5.40'da, sürekli rejim durumda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi görülmektedir. Kompresör gücü devirle birlikte artmakta olup, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde en düşük kompresör gücünü havalı IP

sistemi, en büyük kompresör gücünü ise sulu IP sistemi vermektedir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde, egzoz gazlı IP sisteminin artan devirle birlikte çevre havalı sisteme göre daha yüksek kompresör gücü kullandığı görülmektedir. Sulu IP sisteminde kompresörün basınç anahtarı tarafından durdurulmasından dolayı, 1550 d/d'dan itibaren soğutucu akışkan tarafından kullanılan kompresör gücünün azaldığı görülmektedir.



Şekil 5.40: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)

Şekil 5.41'de, sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Artan devirle birlikte, bütün ısı pompası sistemlerinin ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde en yüksek ITK değerlerini sulu IP sisteminin verdiği, bu sistemi egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinin takip ettiği görülmektedir. Havalı IP sisteminde kullanılan kompresör gücü egzoz gazlı IP sistemine göre daha düşük olduğundan dolayı, bu sistemin daha yüksek ısıtma tesir katsayısı değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Grafiklerde sulu IP sistemi için verilen ısıtma tesir katsayısı değerleri, 1200 d/d'dan itibaren sürekli rejim değeri olmayıp basınç anahtarı tarafından sistem durdurulmadan hemen önce elde edilen değerlerdir.

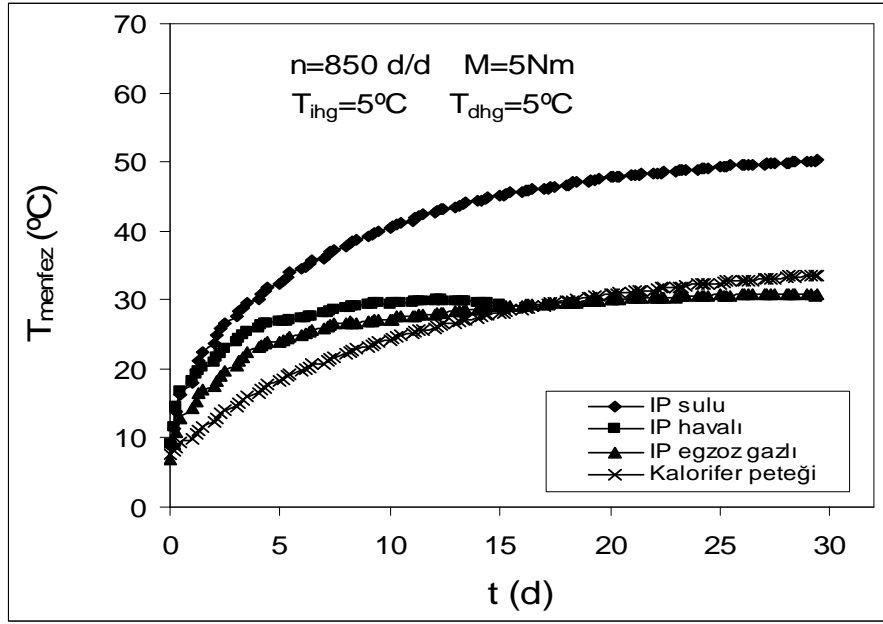


Şekil 5.41: Sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)

5.2.2. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığının $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olması durumunda geçici ve sürekli rejimde araçlı deney sonuçları

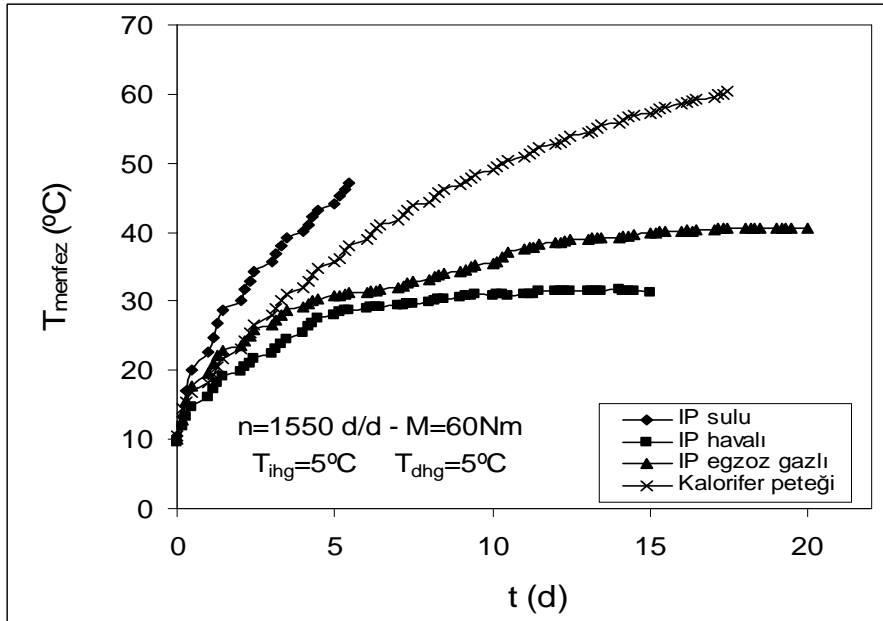
Üç farklı ısı kaynağı ile kullanabilen ısı pompası sisteminin ve motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi olarak çalıştırılan deneysel sistemin, iç/dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklıklarının $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olması ve şartlandırılmış hava akımının araç içine gönderilmesi durumundaki çeşitli performans parametreleri, Şekil 5.42 – 5.49 arasında sunulmuştur. Araç içine gönderilen hava akımının araç menfez çıkışındaki sıcaklığının test süresi boyunca zamanla değişimi, 850 d/d rölanti devrinde 5 Nm yük ile ve 1550 d/d devrinde 60 Nm yük ile çalışma durumları için Şekil 5.42 ve 5.43’de gösterilmiştir.

Şekil 5.42’de, rölanti devrinde 5 Nm yük ile çalışma durumu için sulu IP sisteminin $51\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye ulaşan menfez çıkış sıcaklığı sağladığı, egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinin ise sırasıyla $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ulaşan menfez çıkış sıcaklıkları verdiği görülmektedir. Kalorifer sisteminin ise sulu IP sisteminin sağladığı sıcaklıklardan daha fazla sıcaklıklar sağlayamadığı belirlenmiştir.



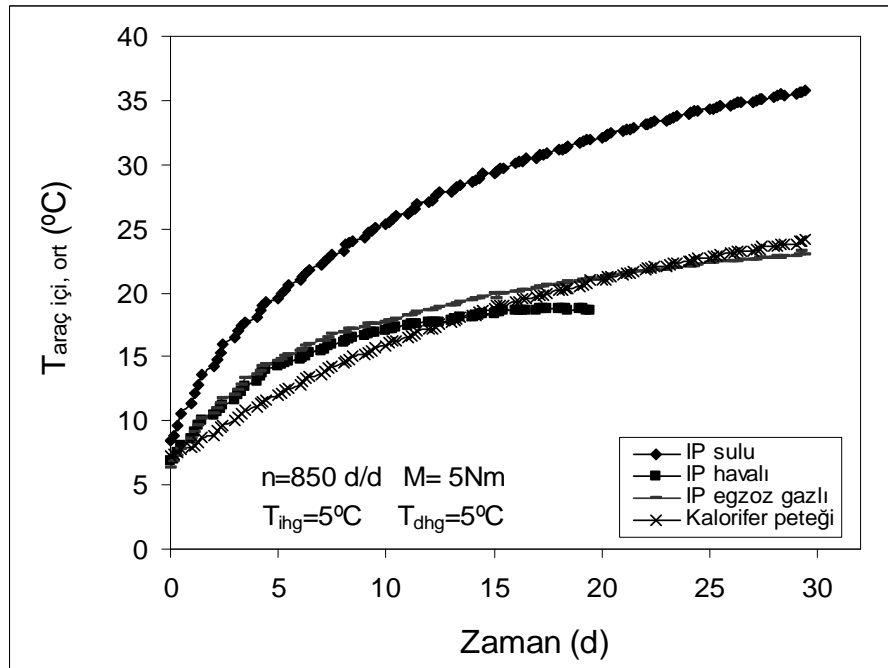
Şekil 5.42: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, $n=850$ d/d, 5 Nm, araçlı deney)

Ayrıca, testin 17. dakikasından itibaren egzoz gazlı IP sisteminin sağladığı sıcaklıklardan daha fazla sıcaklık sağladığı, ancak havalı sistemin dış ünitesinde meydana gelen buzlanmadan dolayı 15. dakikadan sonra kapatılmasıyla bu sistem ile karşılaştırılmadığı görülmektedir. Havalı IP sisteminin, en fazla 31°C ulaşan menfez hava çıkış sıcaklıkları sağladığı anlaşılmaktadır.



Şekil 5.43: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, 1550 d/d, 60 Nm, araçlı deney)

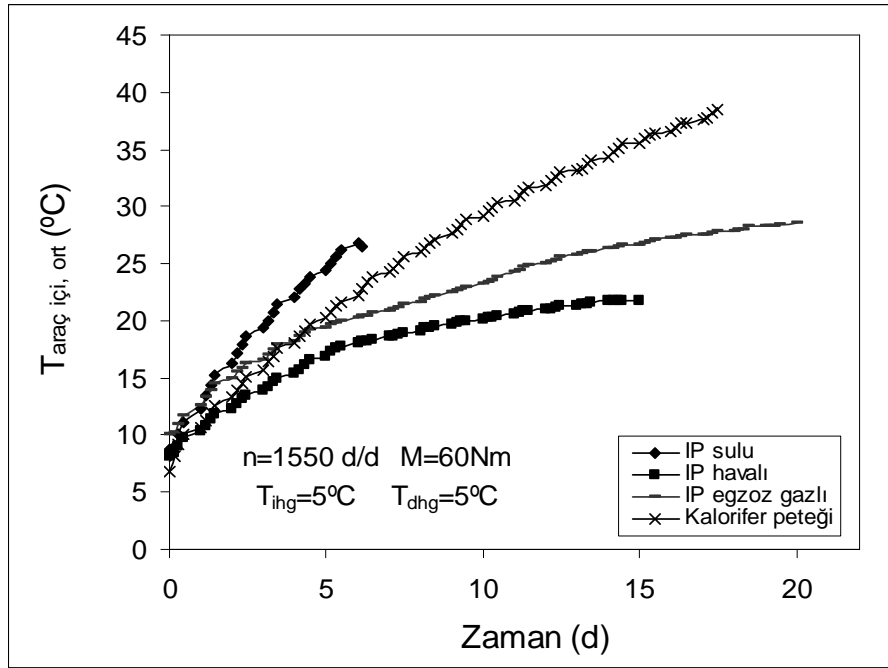
Şekil 5.43’de görüldüğü gibi, motor devri 1550 d/d ve yük 60 Nm olduğunda, bütün ısı pompası sistemlerinde menfez çıkış sıcaklıkları yükselmekte, ancak artan atık ısıdan dolayı kalorifer sisteminin performansı daha fazla iyileşmektedir. IP sistemleri arasında en yüksek performansı sulu IP sisteminin verdiği, bunu egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinin takip ettiği görülmektedir. Bu durumda, kalorifer sisteminin 3. dakikadan itibaren havalı ve egzoz gazlı IP sisteminden, 5 dakikadan itibaren sulu IP sistemlerinden daha yüksek menfez çıkış sıcaklıkları sağladığı görülmektedir. Kalorifer sistemi, ilk 5 dakika içinde sulu IP sisteminden daha fazla sıcaklık sağlamasa da, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinden çok daha yüksek menfez çıkış sıcaklıkları sağlamaktadır. Şekil 43’den, 1550 d/d devirde yapılan sulu IP deneylerinde sürekli rejim elde edilmeden testin 3. dakikası içinde deneysel sistemin basınç anahtarı tarafından durdurulduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.44: Araç içi ortalama sıcaklığının zamanla değişimi
($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, $n=850$ d/d, 5 Nm, araçlı deney)

Şekil 5.44’de, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile araç içi ortalama sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi görülmektedir. Araç içi ortalama sıcaklığının sulu IP sisteminde ilk 5 dakika içerisinde çok hızlı bir şekilde artmasına rağmen havalı ve egzoz gazlı IP sistemleriyle kalorifer petekli sistemden çıkan hava sıcaklıkları çok fazla artış gösterememiştir. Isı kaynağı olarak motor soğutma suyu kullanılan IP

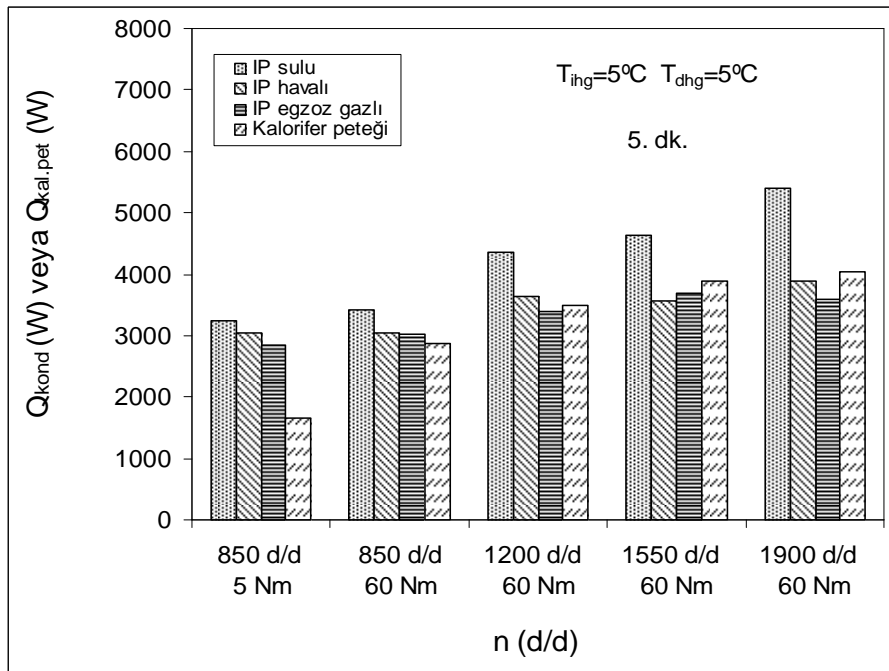
sistemi ısı konfor için en alt değer olan 20 °C araç içi ortalama sıcaklığına 5. dakikada, egzoz gazlı IP sisteminin 15. dakikada ulaştığı, kalorifer petekli sistemin ise bu değere 18. dakikada ulaştığı görülmektedir. Bunun yanında, ısı kaynağı olarak çevre havası kullanılan sistemin 19. dakikada 18 °C'ye ulaştığı, bu dakikadan sonra ise dış ünite meydana gelen buzlanmadan dolayı sistemin basınç anahtarı tarafından durdurulduğu görülmektedir.



Şekil 5.45: Araç içi ortalama sıcaklığının zamana göre değişimi
($T_{ihg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5^{\circ}\text{C}$, $n=1550$ d/d, 60 Nm, araçlı deney)

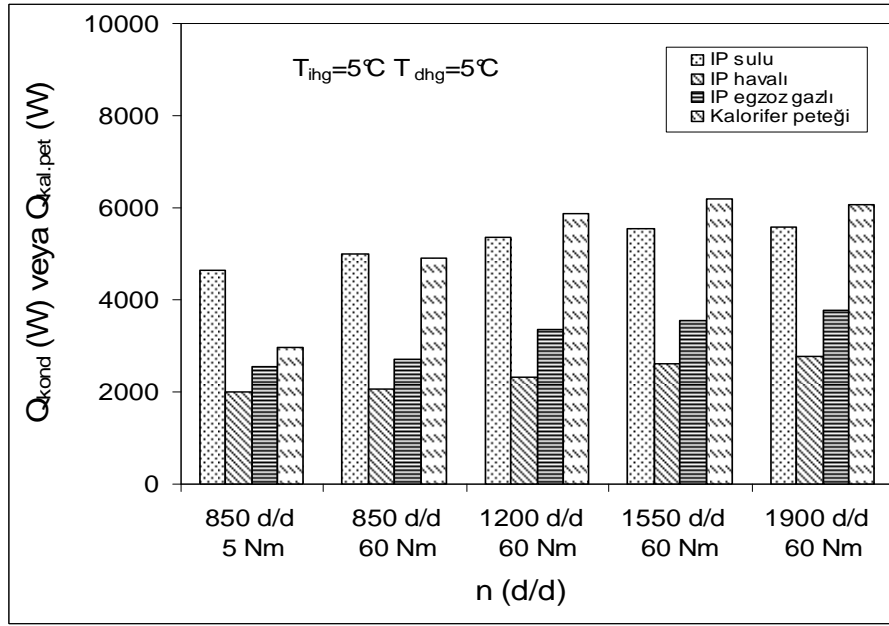
Motor devir 1550 d/d'ya ve yük 60 Nm'ye getirildiğinde, Şekil 5.45'de görüldüğü gibi motor soğutma suyu ve egzoz gazlı kullanılan IP sisteminde araç içi ortalama hava sıcaklığının ilk dakikalarda çok hızlı bir şekilde arttığı, ancak egzoz gazı kullanılan sistemdeki artışın daha sonraki dakikalarda azaldığı görülmektedir. Araç içi ortalama hava sıcaklığının sulu IP sisteminde ilk 5 dakika içerisinde çok hızlı bir şekilde artmasına rağmen havalı ve egzoz gazlı IP sistemleriyle kalorifer petekli sistemden çıkan hava sıcaklıkları çok fazla artış gösterememiştir. Sulu ve egzoz gazı kullanılan IP sistemlerinin sırasıyla 3. ve 5. dakikada ısı konfor için en alt değer olan 20 °C araç içi ortalama sıcaklıkları sağladığı, havalı sistemin bu değere 9. dakikada ulaştığı görülmektedir. Kalorifer petekli sistemin ise 5. dakikada 20 °C araç içi ortalama sıcaklığı sağladığı görülmektedir.

Çeşitli ısı kaynakları ile çalışabilen IP sisteminde araçlı olarak yapılan testlerin 5. dakikası sonunda ısıtma kapasitesinin motor devri ile değişimi, Şekil 5.46'da görülmektedir. Artan devirle birlikte elde edilen ısıtma kapasitesinin de yükseldiği görülmektedir. Sulu IP sistemi, denendiği tüm devirler için 5. dakika sonunda en yüksek ısıtma kapasitesi değerini vermektedir. Devrin yükselmesiyle birlikte, 0 °C durumuna göre ısıtma kapasitesi değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Ayrıca havalı, egzoz gazlı ve kalorifer petekli sistemin birbirine yakın ısıtma kapasitesi değerleri verdiği görülmektedir.



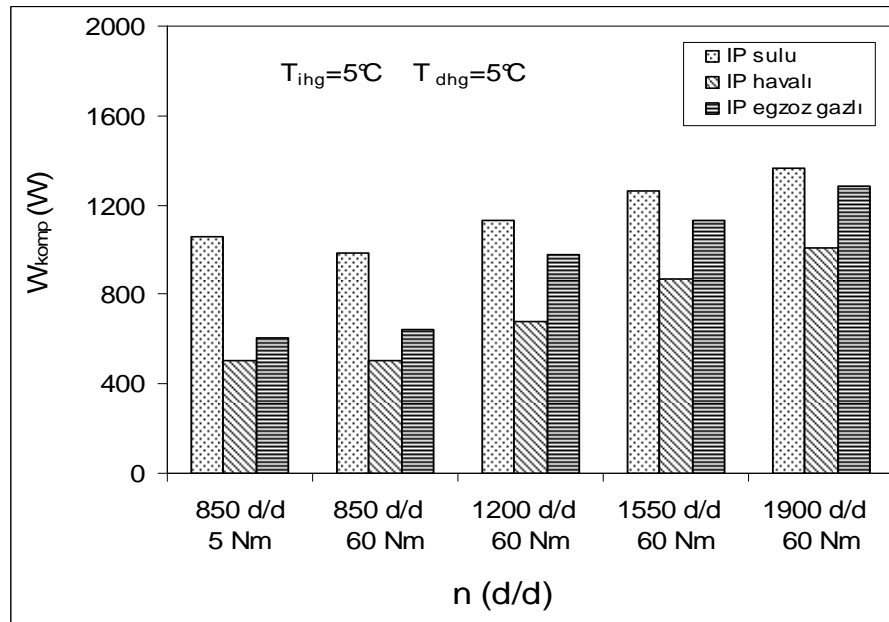
Şekil 5.46: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin devir ile değişimi ($T_{ihg} = 5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 5^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)

Şekil 5.47'de, IP sistemlerinin test sonundaki ısıtma kapasitelerinin kompresör devri ile değişimi gösterilmiştir. 850 d/d devirde 5 Nm ve 60 Nm yük ile yapılan testlerde, en büyük ısıtma kapasitesi sulu IP sistemi tarafından sağlanmakta olup, bu sistemi egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmektedir. Artan devir ve yük ile birlikte sistemlerin sürekli rejime ulaşmasıyla sulu ve egzoz gazlı sistemlerde kullanılan ısı değiştiricilerinden çekilen ısı miktarının artmasından dolayı ısıtma kapasitesinin yükseldiği görülmektedir.



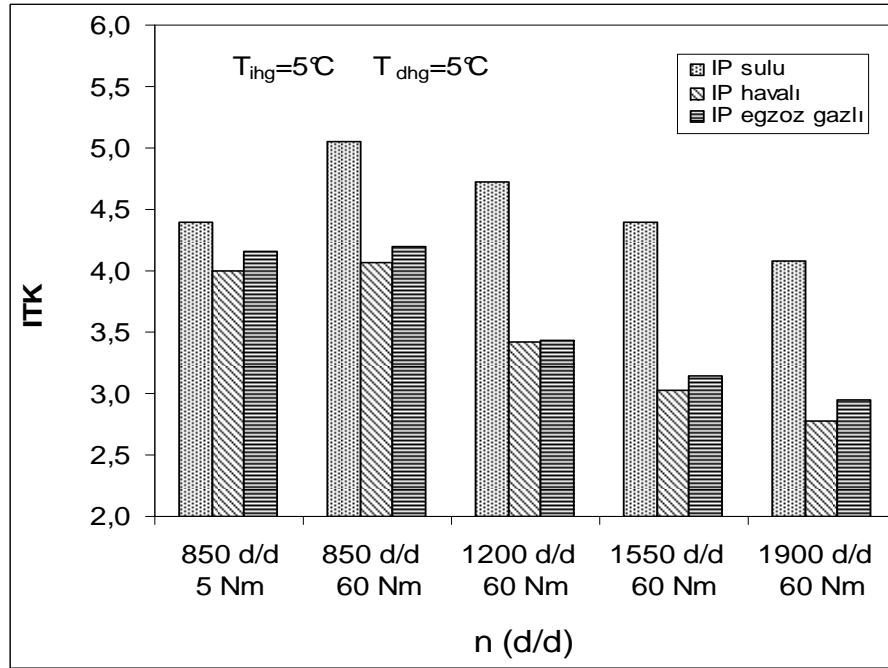
Şekil 5.47: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)

Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi Şekil 5.48’de görülmektedir. Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devirle birlikte arttığı görülmektedir. En düşük kompresör gücünün havalı IP sisteminin kullandığı, havalı sistemi artan sırayla egzoz gazlı ve sulu IP sistemlerinin takip ettiği görülmektedir.



Şekil 5.48: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)

Şekil 5.49’da, sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının devir ile değişimi görülmektedir. Artan devirle birlikte kompresörde çekilen güçteki artışın ısıtma kapasitesindeki artışa göre baskın gelmesinden dolayı ITK’nın azaldığı görülmektedir. Tüm devirler için en iyi ITK’nın, sulu IP sistemi tarafından sağlandığı görülmektedir. ayrıca, egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri birbirine yakın ITK değerleri verdiği belirlenmiştir.



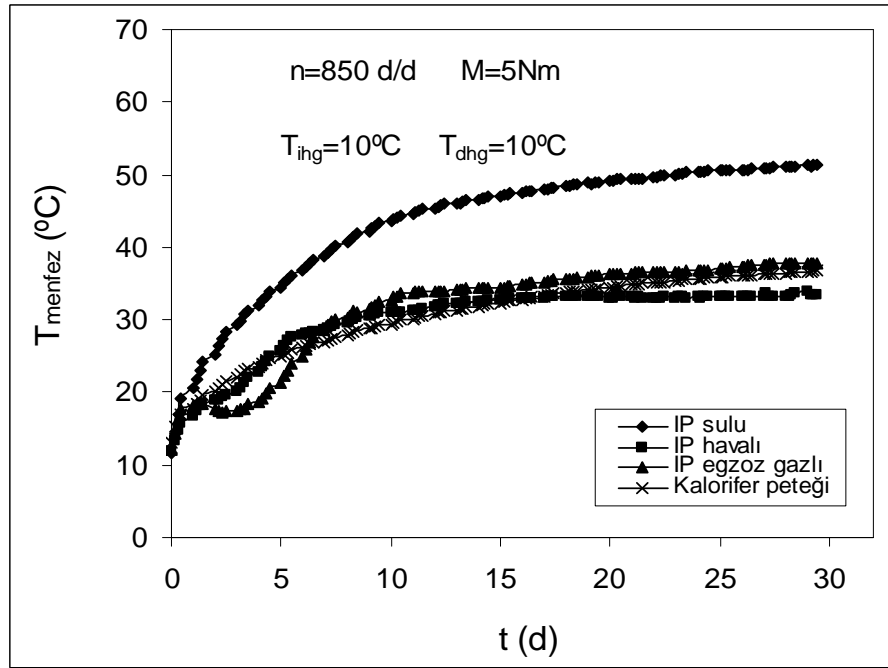
Şekil 5.49: Sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg}=5\text{ °C}$ ve $T_{dhg}=5\text{ °C}$, araçlı deney)

5.2.3. İç ve dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklığının 10 °C olması durumunda geçici ve sürekli rejimde araçlı deney sonuçları

Üç farklı ısı pompası sisteminin ve motor soğutma suyu kullanan kalorifer sistemi olarak çalıştırılan deneysel sistemin, iç/dış ünite kanalları girişindeki hava akımı sıcaklıklarının 10 °C olması ve şartlandırılmış hava akımının araç içine gönderilmesi durumundaki çeşitli performans parametrelerinin değişimi, Şekil 5.50 – 5.55 arasındaki grafiklerde sunulmuştur.

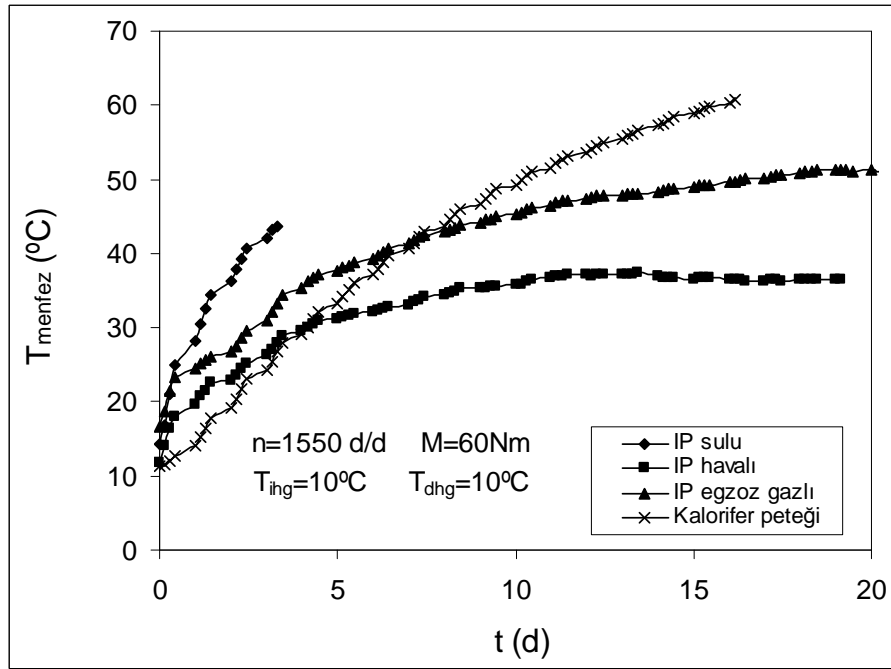
Araç içine gönderilen hava akımının araç menfez çıkışındaki sıcaklığının test süresi boyunca zamanla değişimi, 850 d/d rölanti devrinde 5 Nm yük ile ve 1550 d/d devrinde 60 Nm yük ile çalışma durumları için Şekil 5.50 ve 5.51’de gösterilmiştir.

Şekil 5.50’de, rölanti devrinde 5 Nm yük ile çalışma durumu için sulu IP sisteminin 51 °C ulaşan menfez çıkış sıcaklığı sağladığı, egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinin ise sırasıyla 36 °C ve 32 °C ulaşan menfez çıkış sıcaklıkları verdiği görülmektedir. Kalorifer sisteminin ise testin 17. dakikasından itibaren havalı IP sistemini geçtiği, ancak egzoz gazlı sistemi geçemediği ve en fazla 35 °C ulaşan menfez çıkış sıcaklıkları verdiği görülmektedir.

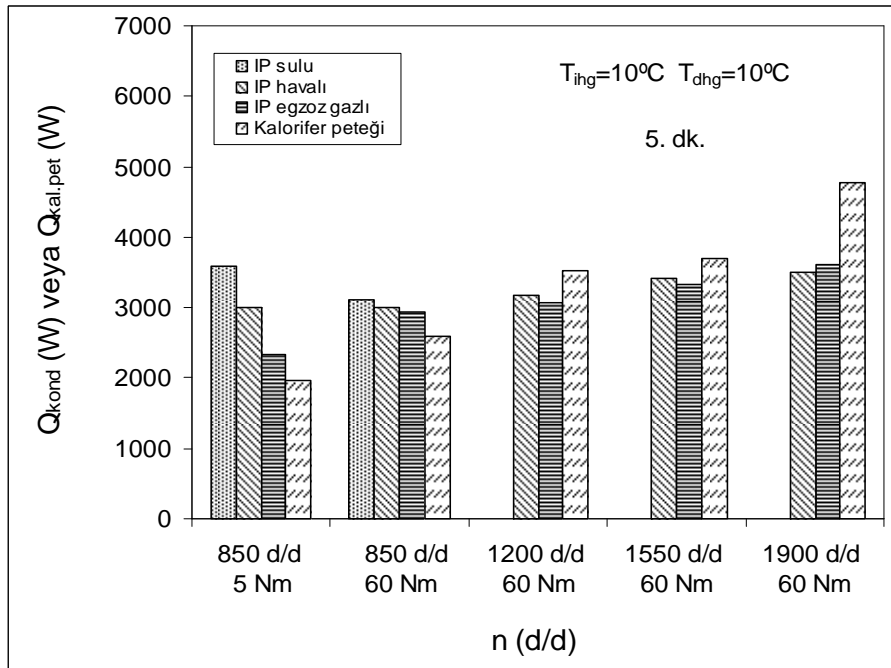


Şekil 5.50: Araç menfez çıkış sıcaklığının zamanla değişimi
($T_{ihg} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, $n=850$ d/d, 5 Nm, araçlı deney)

Şekil 5.51’de görüldüğü gibi, motor devri 1550 d/d ve yük 60 Nm olduğunda, bütün ısı pompası sistemlerinde menfez çıkış sıcaklıkları yükselmekte; ancak artan atık ısıdan dolayı kalorifer sisteminin performansı da iyileşmektedir. Bu durumda, kalorifer sistemi 3. dakikadan itibaren havalı IP sisteminden, 7 dakikadan itibaren kalorifer sistemi sulu IP sistemlerinden daha yüksek menfez çıkış sıcaklıkları vermektedir. İlk 5 dakika içinde sulu IP sistemlerini geçemese de, havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinden çok daha yüksek menfez çıkış sıcaklıkları vermektedir. Şekil 51’den, 1550 d/d devirde yapılan sulu IP deneylerinde sürekli rejim şartları sağlanamadan testin 3. dakikası içinde deneysel sistemin basınç anahtarı tarafından durdurulduğu anlaşılmaktadır.



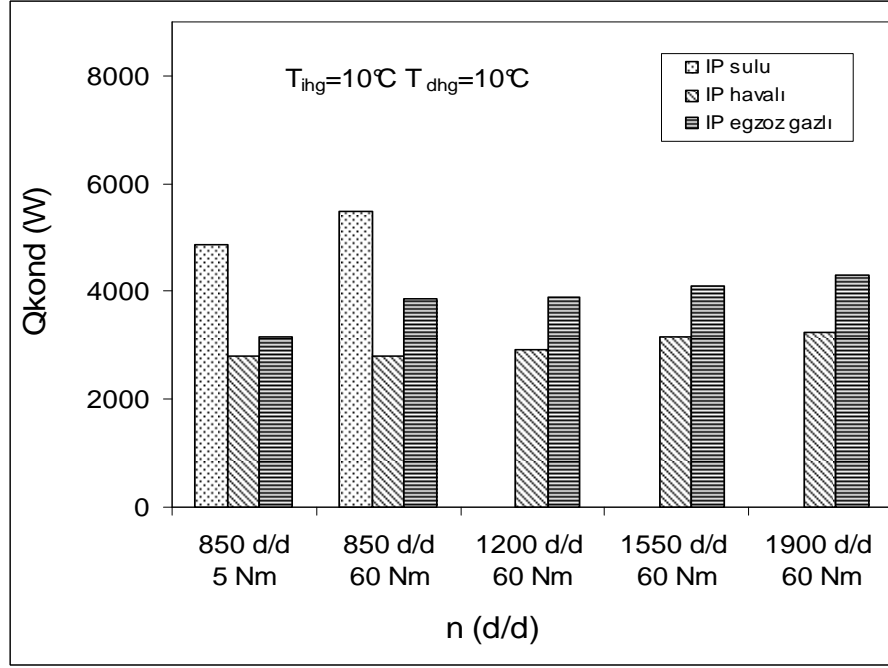
Şekil 5.51: Araç menfez hava çıkış sıcaklığının zamanla değişimi ($T_{ing} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, $n=1550$ d/d, 60 Nm, araçlı deney)



Şekil 5.52: Beşinci dakika sonunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi ($T_{ing} = 10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10^{\circ}\text{C}$, araçlı deney)

Şekil 5.52'de, testin 5. dakikası sonunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Sulu IP sistemi, 850 d/d testlerinde her iki yük durumu için en yüksek ısıtma kapasitesini vermektedir. Kalorifer sisteminin ise, 1900 d/d'dan

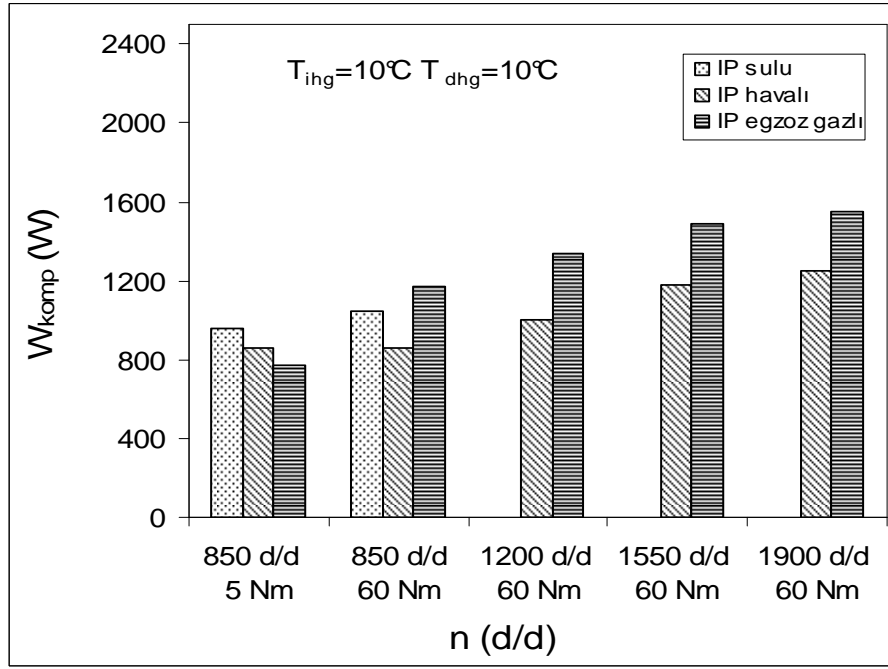
itibaren havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinde daha yüksek ısıtma kapasitesi verdiği görülmektedir.



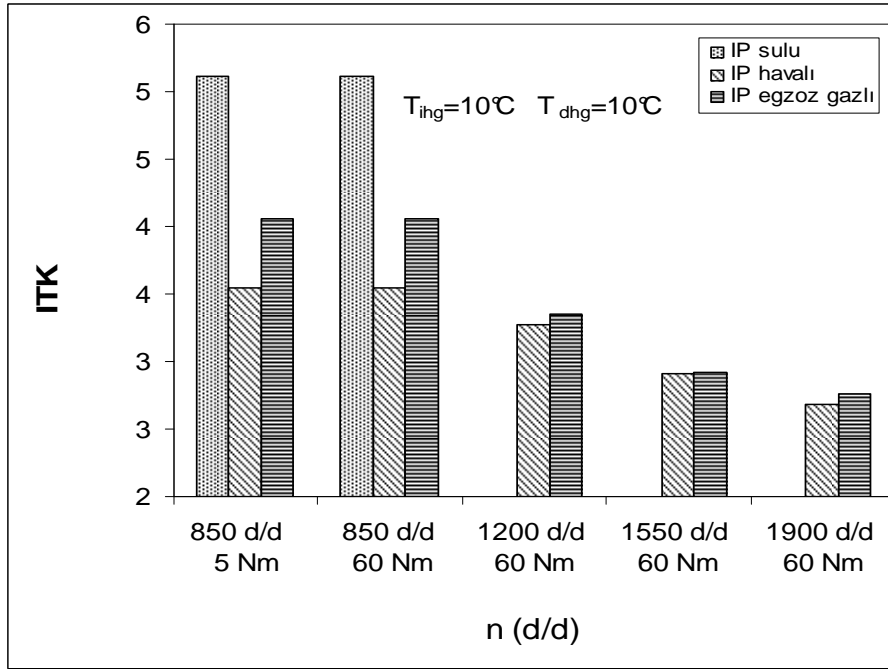
Şekil 5.53: Sürekli rejim durumunda ısıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Şekil 5.53’de, IP sistemlerinin test sonundaki ısıtma kapasitelerinin kompresör devri ile değişimi gösterilmiştir. 850 d/d devirde 5 Nm ve 60 Nm yük ile yapılan testlerde, en büyük ısıtma kapasitesi sulu IP sistemi tarafından sağlanmakta olup, bu sistemi egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmektedir. Sulu IP sistemi için 1200 d/d’den itibaren veri bulunmamakta olup, bütün devirlerde egzoz gazlı IP sisteminin havalı IP sisteminden daha yüksek ısıtma kapasitesi değerleri verdiği görülmektedir.

Şekil 5.54’de sürekli rejim durumda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün devir ile değişimi görülmektedir. Kompresör gücü devirle birlikte artmakta olup, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde en düşük kompresör gücü havalı IP sistemi, en büyük kompresör gücünü ise sulu IP sistemi tarafından kullanılmaktadır. 60 Nm yük ile yapılan testlerde, 1900 d/d’den itibaren havalı IP sisteminin egzoz gazlı IP sistemlerinden biraz daha büyük kompresör güçleri çektiği anlaşılmaktadır.



Şekil 5.54: Sürekli rejim durumunda kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$)



Şekil 5.55: Sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ($T_{ihg} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Şekil 5.55'de, sürekli rejim durumunda ısıtma tesir katsayısının devir ile değişimi görülmektedir. Artan devirle birlikte, bütün ısı pompası sistemlerinin ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde en yüksek ITK değerlerini sulu IP sisteminin sağladığı, bu sistemi havalı ve egzoz gazlı IP

sistemlerinin takip ettiği gör÷lmektedir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde, 1550 d/d devrine kadar havalı IP sisteminin egzoz gazlı IP sisteminden daha büyük ITK değerleri verdiği anlaşılmaktadır. Ancak, 1900 d/d'dan itibaren egzoz gazlı IP sisteminin verdiği ITK değerleri, havalı sistemin üzerinde olmaktadır. İ ünite ve dış ünite giriş sıcaklıkları yükseldikçe ısı kaynağı durumuna göre araç menfez hava çıkış sıcaklığı artmaktadır.

6. SİSTEMİN SOĞUTMA DURUMUNDAKİ PERFORMANSI

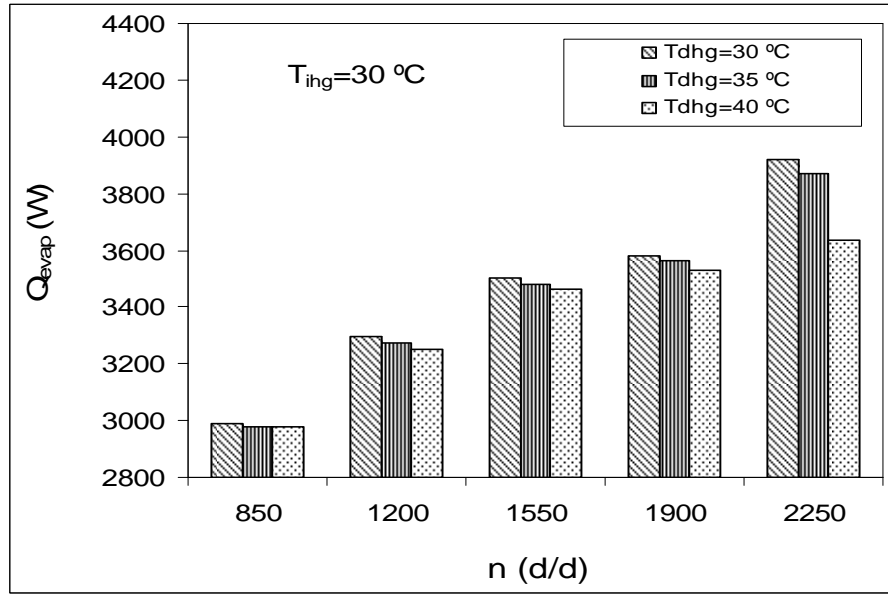
Bu bölümde, deneysel ısı pompası sisteminin soğutma durumundaki test sonuçlarına bölüm 3'deki denklemler uygulanarak elde edilen performans parametrelerinin değerleri grafikler yardımıyla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Performans parametreleri buharlaştırıcı (iç üniteye) ve yoğuşturucuya (dış üniteye) giren hava hızı ve sıcaklıklarına göre, kompresör devri ve zamana bağlı olarak grafiklerle sunulmuştur. Böylece, ısı pompasına dönüştürülmüş klima sisteminin soğutma kapasitesi, kompresör gücü, soğutma tesir katsayısı, iç ünite çıkışındaki hava akımı sıcaklığı, soğutma çevrimi bileşenlerinde yok edilen ekserjiler v.b. performans parametreleri, belirtilen şartlar için karşılaştırılmıştır.

6.1. Isı Pompası Sisteminin Soğutma Durumundaki Sürekli Rejim Araçsız Deney Sonuçları

6.1.1. Isı pompasına dönüştürülmüş klima sistemi ile iç ünite girişindeki hava akımı sıcaklığın 30°C olması durumunda araçsız deney sonuçları

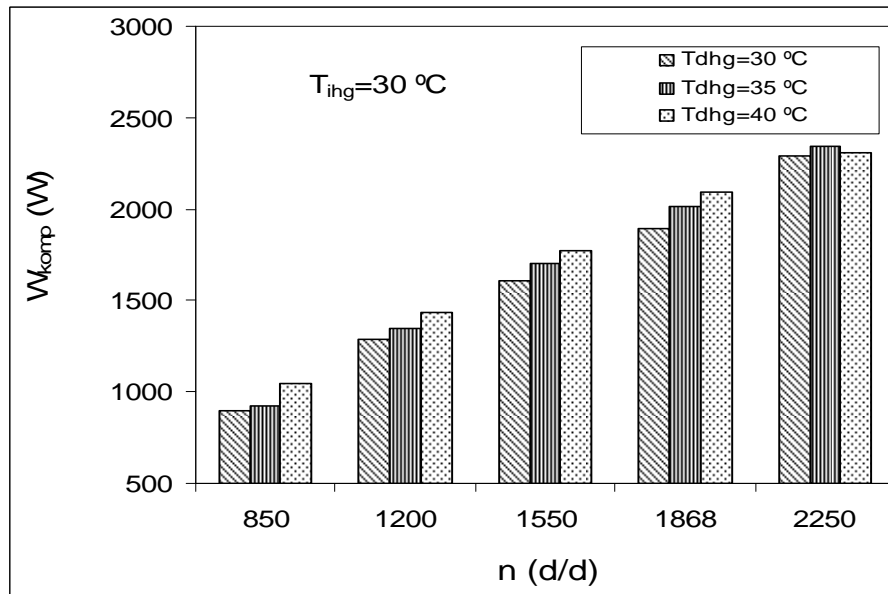
Deneysel ısı pompası sisteminin soğutma durumundaki çeşitli performans parametrelerinin kompresör devrine bağlı olarak geçici ve sürekli rejimdeki değişimi incelenmiştir. Klima sistemlerinin performanslarının belirlenmesinde, çevrim veriminin kompresör hızına bağlı olarak değişimleri önemlidir. Kompresör devrinin artması ile çevrim verimi düşer. İç üniteye giren hava sıcaklığının 30°C olması durumu için kompresör devirleri ve dış ünite girişindeki hava sıcaklıklarının değiştirilmesi ile sistemin performansı incelenmiştir.

Şekil 6.1'de, soğutma kapasitesinin kompresör devrinin artması ile arttığı, yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığının artması ile azaldığı görülmektedir. Kompresör devri arttığında soğutucu akışkan kütleli debisi artmakta, bunun sonucunda soğutma kapasitesi yükselmektedir.



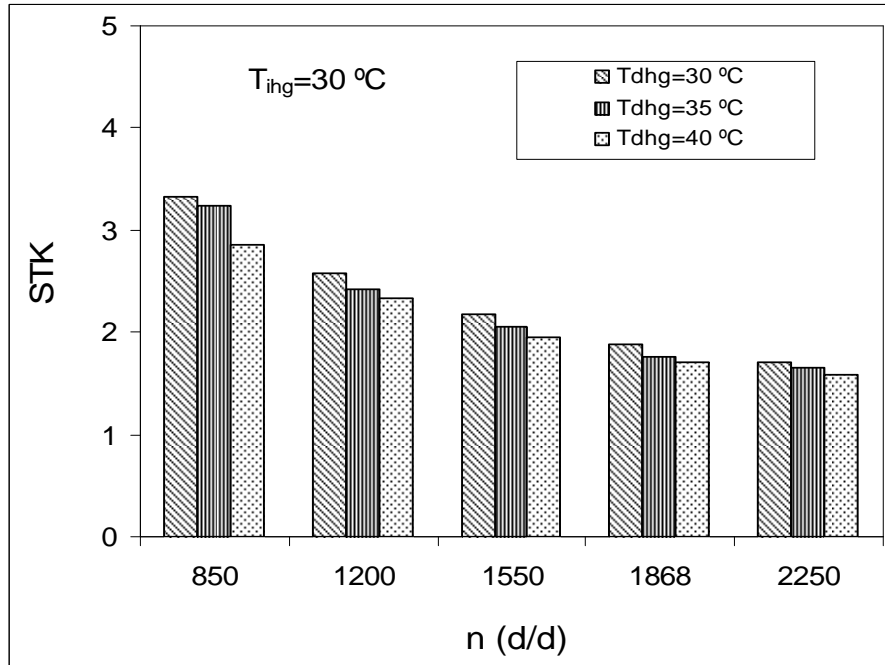
Şekil 6.1: Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30\text{ °C}$)

Ayrıca, yoğuşturucuya giren hava sıcaklığı arttıkça yoğuşma sıcaklığı artmaktadır. Bundan dolayı buharlaşma sıcaklığı da yükselmektedir. Bu durumda, hava akımı ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı azaldığından, soğutma kapasitesi azalmaktadır. Sonuç olarak en düşük soğutma kapasitesi, dış üniteye giren hava giriş sıcaklığının (T_{dhg}) en yüksek değeri olan 40 °C 'de elde edilmektedir.



Şekil 6.2: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30\text{ °C}$)

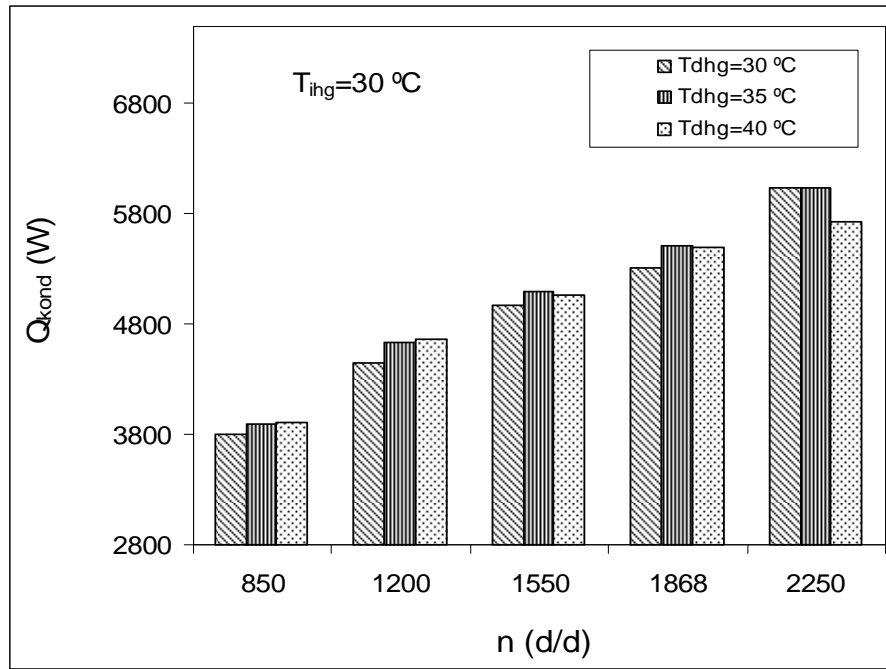
Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör devri ile ve yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklıkları ile değişimi, Şekil 6.2’de verilmektedir. Kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin artmasından dolayı artmaktadır. Ayrıca, yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile kompresörde soğutucu akışkana verilen güç artmaktadır. Bunun nedeni, yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarının artması ile yoğuşma sıcaklığının artması ve bunun sonucunda kompresördeki basınç oranının artmasıdır. Bundan dolayı, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç de artmaktadır.



Şekil 6.3: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak STK’nın kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30\text{ °C}$)

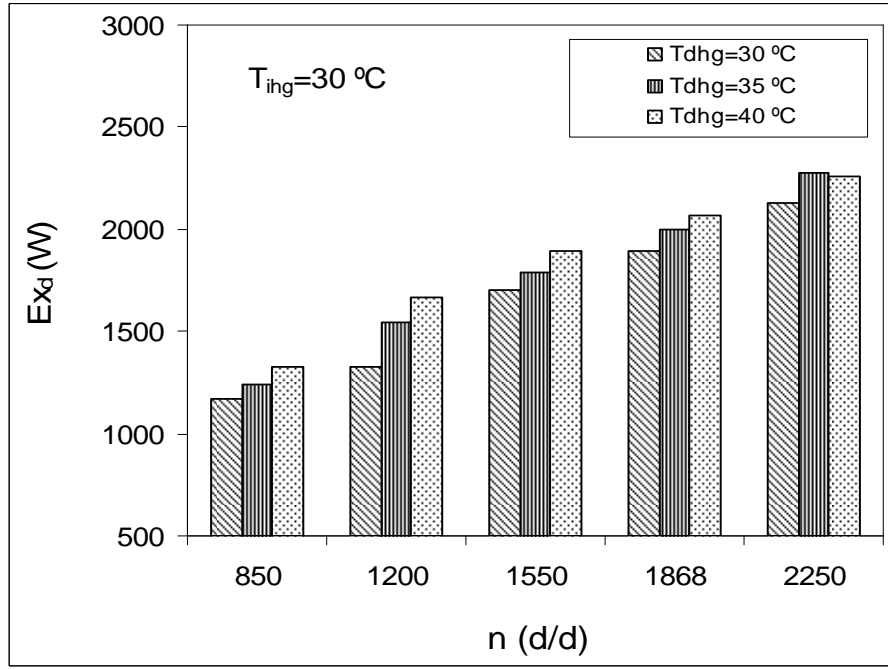
Bölüm 6.3’de belirtildiği gibi bir soğutma çevriminin etkinliği, soğutma tesir katsayısı (STK) ile belirlenir. Deneysel verilerden elde edilen STK’nın kompresör devri ile ve yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklıkları ile değişimi, Şekil 6.3’de verilmektedir. STK soğutma kapasitesinin kompresörde soğutucu akışkana verilen güce oranıdır. Artan kompresör devriyle birlikte STK parametresinin azaldığı görülmektedir. Artan kompresör devriyle kompresörde soğutucu akışkana verilen güçteki artış soğutma kapasitesindeki artıştan daha büyük olduğu için, STK’nın kompresör devrinin artması ile azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, en yüksek

STK değerine yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığının 30°C olduğu durumda ulaşılmaktadır. Ayrıca STK'nın, yoğuşturucu hava giriş sıcaklığının artması ile yoğuşturucudaki sıcaklığın artarak soğutma kapasitesinin azalması ve kompresör gücünün artmasından dolayı azaldığı görülmektedir. Yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla yoğuşma basınçlarının ve soğutucu akışkan debisinin artmasından dolayı kompresöre verilen iş de artar. Bundan dolayı, STK düşer. Sonuç olarak en düşük STK değerinin, yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığının 40 °C olması durumunda elde edildiği belirlenmiştir.



Şekil 6.4: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak yoğuşturucuda atılan ısının kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30\text{ °C}$)

Yoğuşturucuda atılan ısının kompresör devri ile ve yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklıkları ile değişimi, Şekil 6.4'de verilmektedir. Yoğuşturucuda atılan ısı, soğutma kapasitesi ile kompresörde soğutucu akışkana verilen gücünün toplamından oluşmaktadır. Bundan dolayı, yoğuşturucudan atılan ısı miktarı soğutma kapasitesine göre bir miktar daha büyüktür. Kompresör devri ve yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklığının artması sonucu yoğuşturucudan atılan ısının arttığı görülmektedir.



Şekil 6.5: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava sıcaklıklarına bağlı olarak klima sisteminde yok edilen toplam ekserjinin kompresörün devri ile değişimi ($T_{ihg}=30\text{ °C}$)

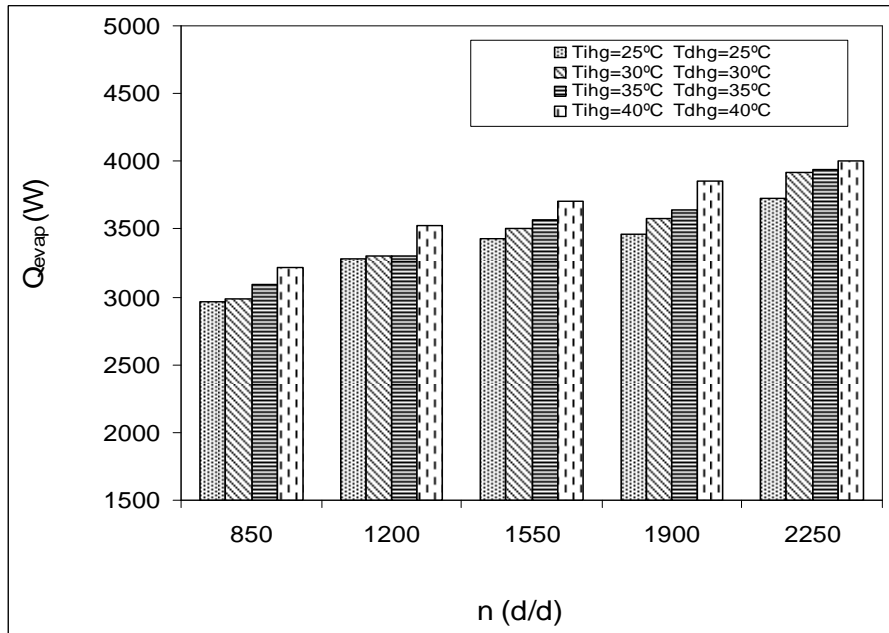
Şekil 6.5’de, sistemde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devrinin artması ile ve yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığının artmasıyla arttığı görülmektedir. Bütün devirlerde en yüksek ekserji kaybı yoğuşturucuda meydana gelmektedir. Yoğuşturucuyu sırasıyla buharlaştırıcı, dört yollu valf, TXV ve kompresör takip etmektedir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan sıcaklığının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkının büyümesi, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Yoğuşturucu girişindeki hava sıcaklığının artması sonucu artan soğutucu akışkan debisinin etkisiyle kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır. Yoğuşturucu girişindeki hava sıcaklığının düşmesi ise yoğuşturucu basıncını düşürmektedir. Yoğuşturucu basıncının düşmesi buharlaştırıcı basıncını da düşürmekte ve bunun sonucu buharlaşma sıcaklığını düşürmektedir. Buharlaşma sıcaklığının düşmesi ile soğutucu akışkan sıcaklığı düşmekte ve hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Bunun sonucu olarak buharlaştırıcıdaki yok edilen ekserji artmaktadır.

Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta, bu ise soğutucu akışkanın genişleme elemanlarının dar kesitlerinden geçerken maruz kaldığı sürtünmeyi arttırmaktadır. Sürtünmenin artması sonucunda, genişleme elemanlarında

yok edilen ekserji artmaktadır. Aynı zamanda kompresör devriyle birlikte genişleme elemanlarının giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artması, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklıkları yükseldikçe genişleme elemanlarında yok edilen ekserji artmaktadır.

6.1.2. İç ve dış üniteye gönderilen farklı hava akımı sıcaklıklarına göre sürekli rejimde araçsız deney sonuçları

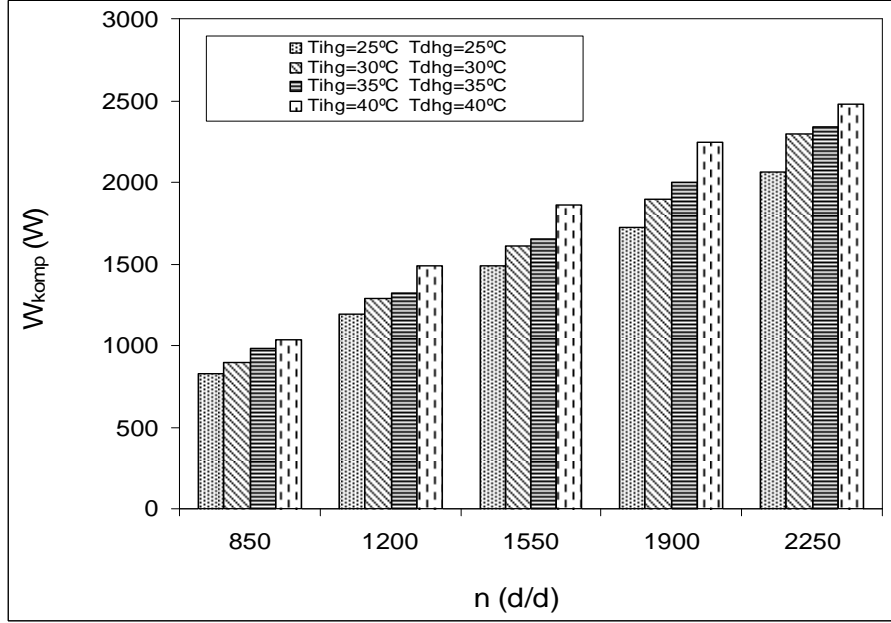
Isı pompası özelliğine sahip klima sisteminin, farklı iç/dış ünite kanalları girişindeki hava sıcaklıklarına göre çeşitli performans parametrelerinin geçici rejim sonunda kompresör devrine göre değişimi, Şekil 6.6 – 6.11 arasında sunulmuştur. Şekil 6.6’da soğutma kapasitesinin kompresör devrinin ve yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığının artması ile arttığı görülmektedir. Kompresör devri arttığında soğutucu akışkan kütleli debisi artmakta, bunun sonucunda soğutma kapasitesi yükselmektedir.



Şekil 6.6: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresörün devri ile değişimi

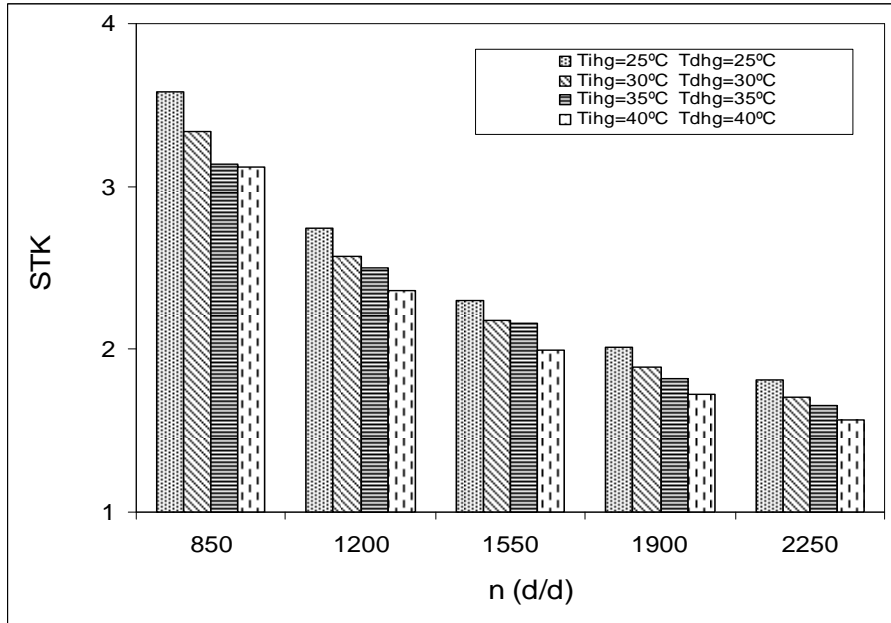
Şekil 6.7’de görüldüğü gibi; buharlaştırıcı ve yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile kompresörde soğutucu akışkana verilen güç artmaktadır. Yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarının artması ile kompresöre giriş ve çıkış

basınçları arasındaki farkın artmasından dolayı yoğuşma sıcaklıkları artar. Bundan dolayı kompresörde soğutucu akışkana verilen güçte artmaktadır.



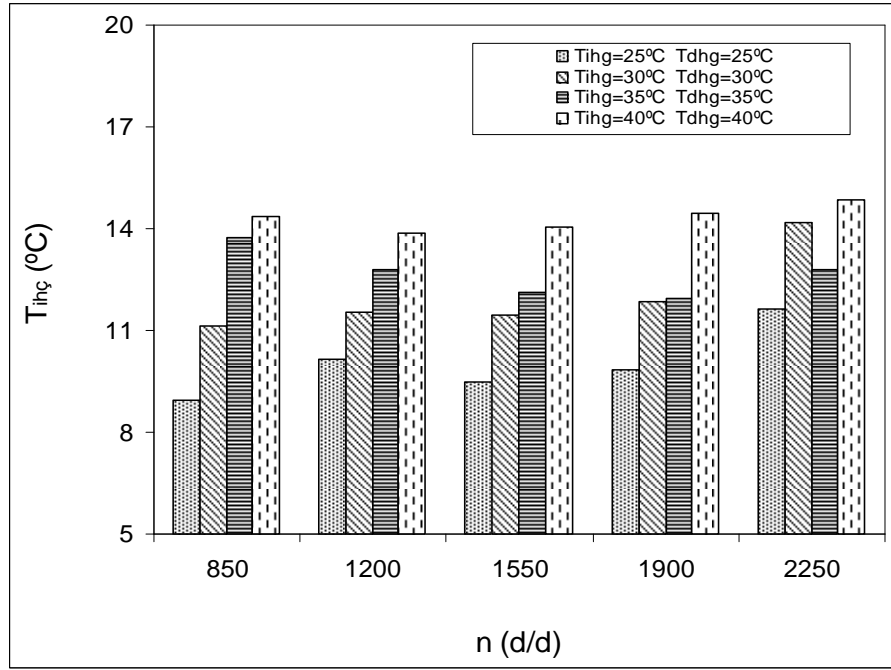
Şekil 6.7: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresörün devri ile değişimi

STK'nın kompresör devri ile ve iç ve dış ünite girişindeki hava akımı sıcaklıkları ile değişimi Şekil 6.8'de gösterilmektedir.



Şekil 6.8: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresörün devri ile değişimi

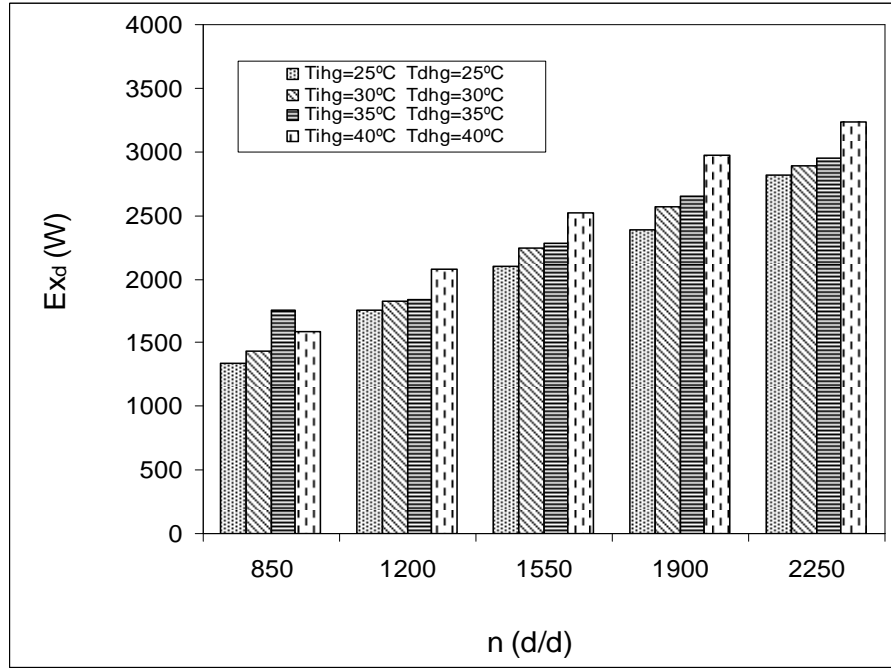
Artan kompresör devriyle birlikte kompresörde soğutucu akışkana verilen güçteki artışın soğutma kapasitesindeki artışa göre baskın gelmesinden dolayı STK değerinin azaldığı görülmektedir. Ayrıca STK'nın, iç ve dış üniteye giren hava sıcaklığının artması ile azaldığı görülmektedir. Bundan dolayı en düşük STK değerinin de, kondensere giren hava akımı sıcaklığının 40 °C olması durumunda elde edildiği görülmektedir.



Şekil 6.9: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak iç ünitenden çıkan havanın sıcaklığının kompresörün devri ile değişimi

Şekil 6.9'da, kompresör devrine bağlı olarak iç ünitenden çıkan hava sıcaklığının değişimi görülmektedir. İç ünitenden çıkan hava sıcaklığını iç ve dış üniteye giren hava sıcaklığının artmasıyla arttığı, iç/dış üniteye giren hava sıcaklığının 25 °C olması durumunda kompresör devrine bağlı olarak yükseldiği, ancak diğer sıcaklıklarda devre bağlı birbirine yakın değerler verdiği görülmektedir. Aynı zamanda iç ünitenden çıkan hava sıcaklığının en düşük değerini (850 d/d'da yaklaşık 9 °C) bu durumda sağlandığı belirlenmiştir. İç ve dış üniteye giren hava sıcaklığının 35 °C olması durumunda artan kompresör devriyle birlikte iç ünitenden çıkan havanın sıcaklığının bir miktar azaldığı, 2250 d/d'ya gelindiğinde ise bir miktar artma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Artan devirle birlikte iç ünitenden çıkan hava sıcaklıklarının çok fazla değişmediği, iç ve dış üniteye giren hava sıcaklıklarının 40 °C olması durumunda iç ünitenden çıkan hava sıcaklıklarının 14 °C olduğu görülmektedir.

Şekil 6.10’da, sistemde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devrinin ve iç/dış üniteye giren hava akımı sıcaklığının artması ile arttığı görülmektedir. Yok edilen ekserji miktarındaki en düşük değerin (1050 W), 850 d/d ve iç/dış üniteye giren hava sıcaklığının 25 °C olması durumunda sağlandığı belirlenmiştir. Bütün devirlerde en yüksek ekserjinin yoğuşturucuda ve kompresörde yok edildiği anlaşılmaktadır.



Şekil 6.10: Yoğuşturucuya ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarına bağlı olarak yok edilen ekserjinin kompresörün devri ile değişimi

Tablo 6.1–6.4 arasında ısı pompası özelliğine sahip klima sisteminin bileşenlerinde yok edilen ekserji değişimi, kompresör devrine bağlı olarak dört farklı iç/dış ünite hava giriş sıcaklığının kombinasyonuna göre sunulmuştur.

Tablolardaki veriler incelendiğinde, en yüksek ekserjinin yoğuşturucuda ve kompresörde yok edildiği görülmektedir. Ayrıca, tüm iç/dış ünite giriş hava sıcaklıklarında klima sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin iç ve dış üniteye giren hava sıcaklıklarının ve kompresör hızının yükselmesiyle, arttığı görülmektedir. Bunun nedeni kompresör hızının yükselmesi ile buharlaştırıcı basıncı düşerken, soğutucu akışkan debisi ve yoğuşturucu basıncının yükselmesidir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan sıcaklığının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkının büyümesi, yok edilen ekserjiyi

arttırmaktadır. Aynı zamanda kompresör devriyle birlikte genişleme elemanlarının giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artması, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Yoğuşturucu girişindeki hava sıcaklıkları yükseldikçe genişleme elemanlarında yok edilen ekserji artmaktadır. Grafikleri incelendiğinde en yüksek yok edilen ekserjinin yoğuşturucuda ve kompresörde meydana geldiği bu iki bileşeni sırasıyla, buharlaştırıcının, dört yollu valf ve genişleme valfinin izlediği görülmektedir.

Bunun yanında, aynı şekillerde iç ve dış üniteye giren hava sıcaklıklarının artmasıyla klima sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin de arttığı görülmektedir. Buharlaştırıcıya giren havanın sıcaklığı arttıkça, TXV daha fazla açılmakta ve daha fazla akışkanın geçişiyle soğutucu akışkan debisini yükselterek klima sistemi bileşenlerindeki ekserji kaybını yükseltmektedir. Yoğuşturucu girişindeki hava sıcaklığının artması sonucu, artan soğutucu akışkan debisinin etkisiyle kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır.

Tablo 6.1: Kompresör devrine bağlı olarak bileşenlerde yok edilen ekserjinin değişimi
($T_{ihg}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$)

n (d/d)	$\dot{E}x_{d,evap}$ (W)	$\dot{E}x_{d,kond}$ (W)	$\dot{E}x_{d,TXV}$ (W)	$\dot{E}x_{d,ipvalf}$ (W)	$\dot{E}x_{d,komp}$ (W)
850	232	450	82	305	274
1200	306	533	126	357	436
1550	372	605	160	386	574
1900	382	631	179	485	708
2250	461	710	219	571	852

Tablo 6.2: Kompresör devrine bağlı olarak bileşenlerde yok edilen ekserjinin değişimi
($T_{ihg}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$)

n (d/d)	$\dot{E}x_{d,evap}$ (W)	$\dot{E}x_{d,kond}$ (W)	$\dot{E}x_{d,TXV}$ (W)	$\dot{E}x_{d,ipvalf}$ (W)	$\dot{E}x_{d,komp}$ (W)
850	263	501	69	317	277
1200	320	561	170	243	532
1550	398	620	193	438	594
1900	442	673	229	482	746
2250	571	704	285	465	860

Tablo 6.3: Kompresör devrine bağlı olarak bileşenlerde yok edilen ekserjinin değişimi
($T_{ihg}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$)

n (d/d)	$\dot{E}x_{d,evap}$ (W)	$\dot{E}x_{d,kond}$ (W)	$\dot{E}x_{d,TXV}$ (W)	$\dot{E}x_{d,ıpvalf}$ (W)	$\dot{E}x_{d,komp}$ (W)
850	265	499	135	221	286
1200	333	583	182	234	506
1550	415	655	232	498	483
1900	450	717	240	489	756
2250	493	768	302	536	855

Tablo 6.4: Kompresör devrine bağlı olarak bileşenlerde yok edilen ekserjinin değişimi
($T_{ihg}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dhg}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

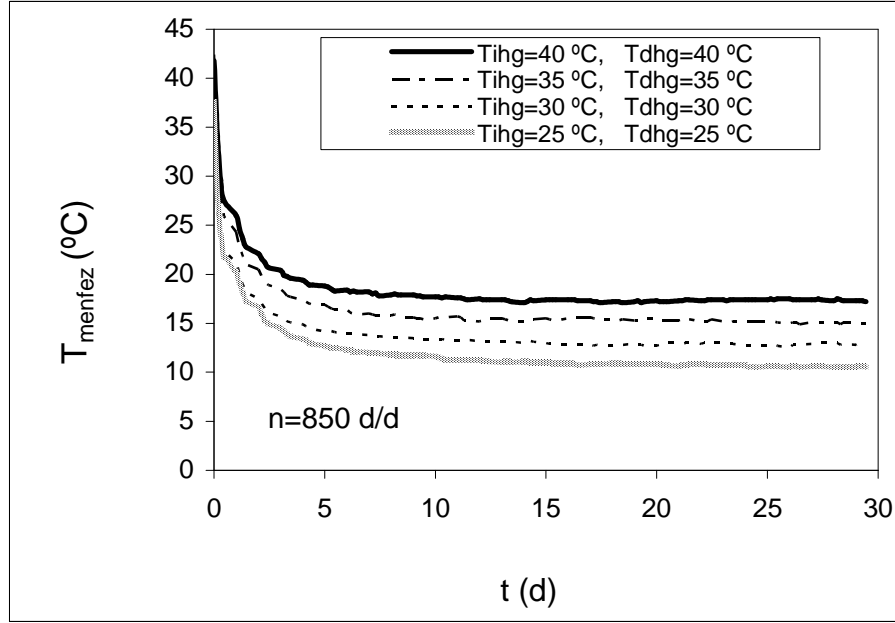
n (d/d)	$\dot{E}x_{d,evap}$ (W)	$\dot{E}x_{d,kond}$ (W)	$\dot{E}x_{d,TXV}$ (W)	$\dot{E}x_{d,ıpvalf}$ (W)	$\dot{E}x_{d,komp}$ (W)
850	314	560	110	347	261
1200	360	671	200	408	444
1550	414	739	288	468	614
1900	480	805	330	550	812
2250	497	865	351	579	942

6.2. İç ve Dış Üniteye Gönderilen Farklı Hava Akımı Sıcaklıklarına Göre Sistem Performans Parametrelerinin Araçlı Olarak Geçici ve Sürekli Rejimde Karşılaştırılması

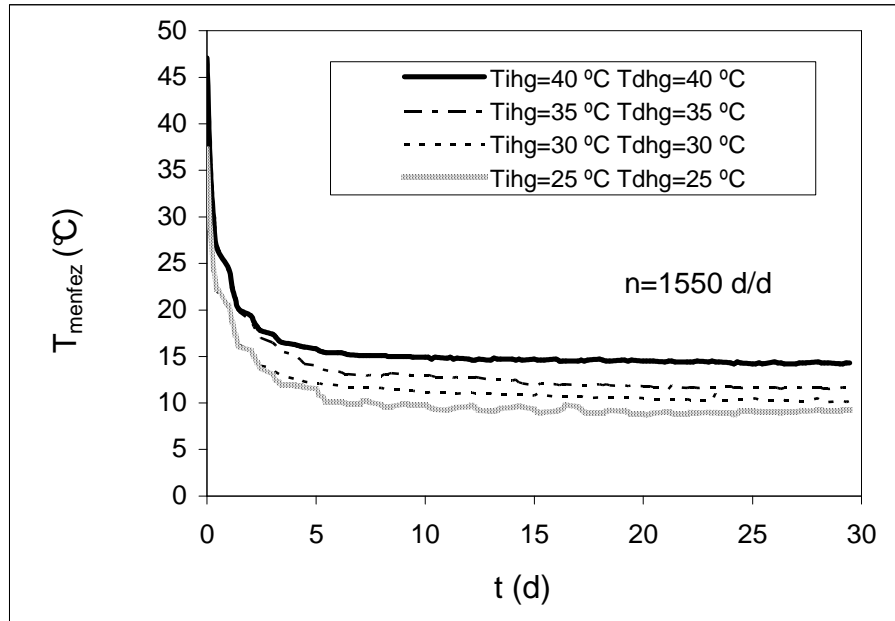
Isı pompasına dönüştürülmüş klima sistemi ile soğutulan hava akımı sürekli rejime gelinceye kadar esnek hava kanalı vasıtasıyla araç yolcu kabini içerisine gönderilmiştir. Bu amaçla Renault Safrane RT 2.0 VI marka aracın yolcu kabini kullanılmıştır. Deney aracının menfez hava çıkışına, ayrıca şoför koltuğu ve şoför çaprazındaki arka yolcu koltuğu baş hizasına gelecek şekilde termokupllar yerleştirilmiş, termokupllardan okunan sıcaklıklar data toplama cihazı vasıtasıyla kaydedilmiştir. Testlerde, ısı pompasına dönüştürülmüş klima sisteminin ilk çalışmasından itibaren sürekli rejim sağlanana kadar araç menfezinden çıkan havanın ve araç içi ortalama hava sıcaklığının zamanla değişimleri ve sürekli rejimde performans parametreleri incelenmiştir. Şekil 6.12'de araçla yapılan soğutma deneylerinden örnek bir fotoğraf gösterilmektedir.

6.2.1. İç ve dış üniteye gönderilen farklı hava akımı sıcaklıklarına göre geçici rejim araçlı deney sonuçları

Şekil 6.11 ve 6.12’de, iç ve dış üniteye gönderilen farklı hava sıcaklıklarına göre araç menfezinden çıkan hava sıcaklığının zamana bağlı olarak değişimi 850 d/d kompresör hızında sunulmaktadır.



Şekil 6.11: Menfezden çıkan havanın sıcaklığının zamana göre değişimi (n= 850 d/d)

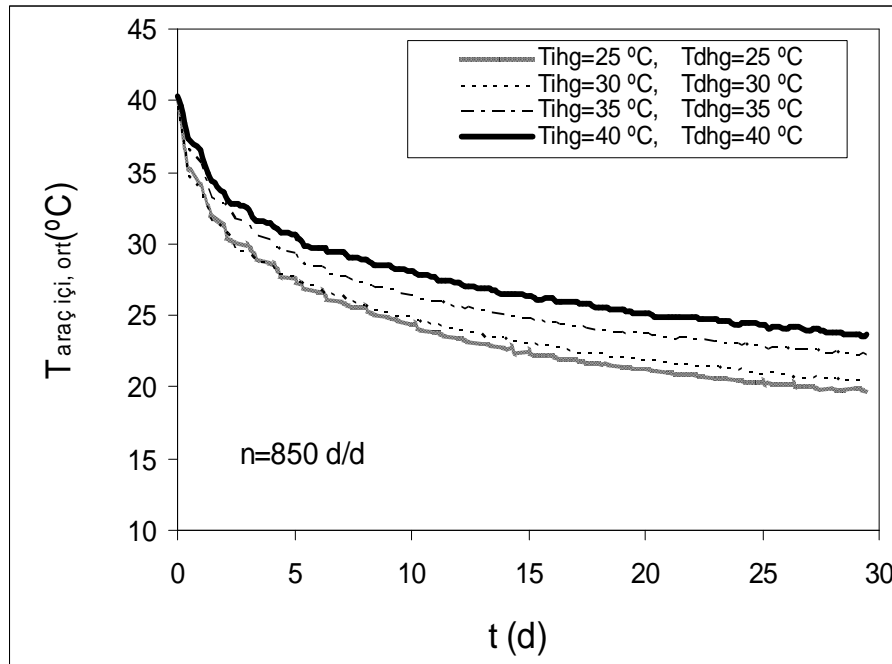


Şekil 6.12: Menfezden çıkan havanın sıcaklığının zamana göre değişimi (n= 1550 d/d)

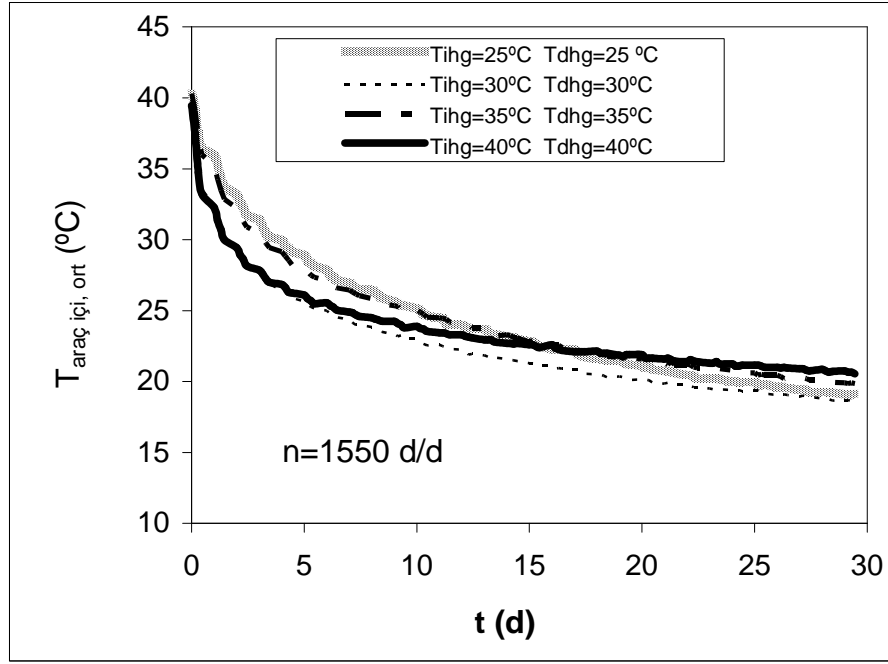
İç ve dış üniteye giren hava sıcaklığı azaldıkça aracın menfezinden çıkan havanın sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni buharlaştırıcıya ve yoğuşturucuya giren hava sıcaklıkları azaldıkça iç üniteye buharlaşma sıcaklığının azalmasıdır. Sonuç olarak buharlaştırıcıdan çıkan ve kabin içerisine giren hava sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığının azalmasıyla düşer.

Şekil 6.11 ve 6.12 karşılaştırıldığında, soğutucu akışkan debisinin düşük olması ve kompresör hızının artması ile buharlaştırıcı basıncının azalmasından dolayı, 1550 d/d devirde kabin içerisine giren hava sıcaklığının, 850 d/d'ya göre 2 °C daha düşük olduğu görülebilir.

Şekil 6.13 ve Şekil 6.14'da sırasıyla 850 d/d ve 1550 d/d devirde kabin içi ortalama hava sıcaklığının zamanla değişimleri görülmektedir. Şekil incelendiğinde, kabin içi ortalama hava sıcaklığının, menfez çıkış sıcaklığından ortalama 5–10 °C daha düşük olduğu görülmektedir. Şekil 6.11 ve 6.12'de menfez hava çıkış sıcaklığının çok keskin bir şekilde azaldığı daha sonra azalmanın çok yavaş devam ettiği görülmektedir. Buna rağmen kabin içi ortalama hava sıcaklığı sürekli ve yavaş bir şekilde azalma eğilimi göstermiştir.



Şekil 6.13: Menfezden çıkan havanın sıcaklığının zamana göre değişimi (n= 850 d/d)



Şekil 6.14: Menfezden çıkan havanın sıcaklığının zamana göre değişimi (n= 1550 d/d)

6.2.2. İç ve dış üniteye gönderilen farklı hava akımı sıcaklıklarına göre sürekli rejim araçlı deney sonuçları

Tablo 6.5’de, kompresör devrine bağlı olarak sürekli rejim durumunda performans parametrelerindeki değişim, iki farklı kompresör devri ve dört farklı hava giriş sıcaklığı kombinasyonu için sunulmuştur.

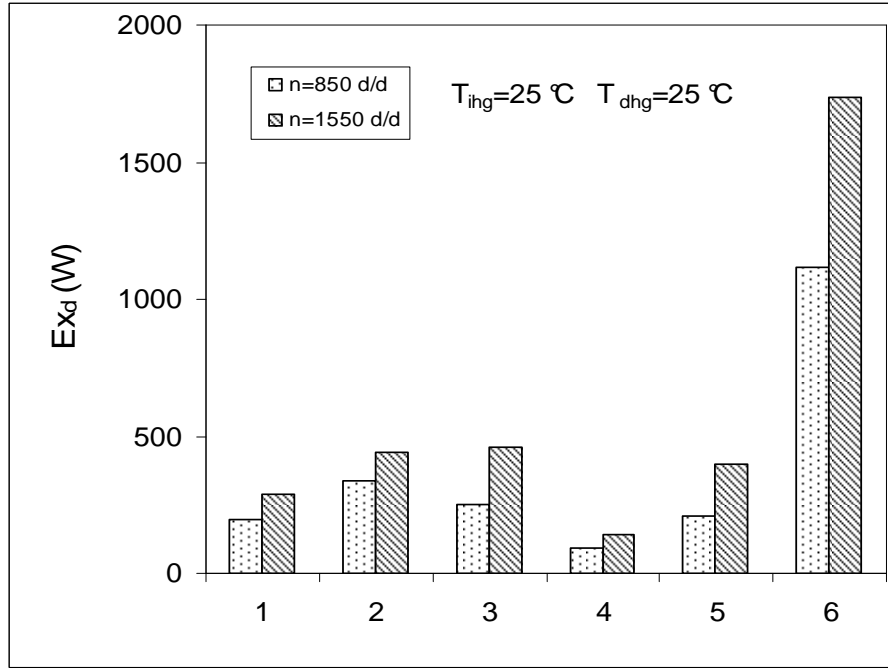
Tablo 6.5: Sistem performans parametrelerinin sürekli rejimdeki değerleri

Test şartları			\dot{Q}_{evap} (W)	\dot{W}_{evap} (W)	STK	\dot{Q}_{kond} (W)
n=850 d/d	$T_{ihg}=25^{\circ}\text{C}$	$T_{dhg}=25^{\circ}\text{C}$	2660	789	3,37	3316
n=850 d/d	$T_{ihg}=30^{\circ}\text{C}$	$T_{dhg}=30^{\circ}\text{C}$	2781	832	3,34	3561
n=850 d/d	$T_{ihg}=35^{\circ}\text{C}$	$T_{dhg}=35^{\circ}\text{C}$	3035	908	3,34	3751
n=850 d/d	$T_{ihg}=40^{\circ}\text{C}$	$T_{dhg}=40^{\circ}\text{C}$	3127	1026	3,05	3972
n=1550 d/d	$T_{ihg}=25^{\circ}\text{C}$	$T_{dhg}=25^{\circ}\text{C}$	2900	1278	2,27	4008
n=1550 d/d	$T_{ihg}=30^{\circ}\text{C}$	$T_{dhg}=30^{\circ}\text{C}$	3145	1404	2,24	4400
n=1550 d/d	$T_{ihg}=35^{\circ}\text{C}$	$T_{dhg}=35^{\circ}\text{C}$	3244	1528	2,12	4605
n=1550 d/d	$T_{ihg}=40^{\circ}\text{C}$	$T_{dhg}=40^{\circ}\text{C}$	3394	1710	1,99	4912

Artan kompresör devri ile birlikte, iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla soğutma kapasitesinin arttığı görülmektedir. Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün de, artan kompresör devriyle birlikte iç ve dış ünite girişindeki hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla yükseldiği görülmektedir. Buna rağmen, artan kompresör devriyle kompresörde soğutucu akışkana verilen güçteki artış soğutma kapasitesindeki artıştan daha büyük olduğu için, STK'nın kompresör devrinin artması ile azaldığı görülmektedir. Yoğuşturucuda atılan ısı, soğutma kapasitesi ile kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün toplamından oluştuğu için, kompresör hızının yükselmesi ile Q_{kond} da yükselmektedir.

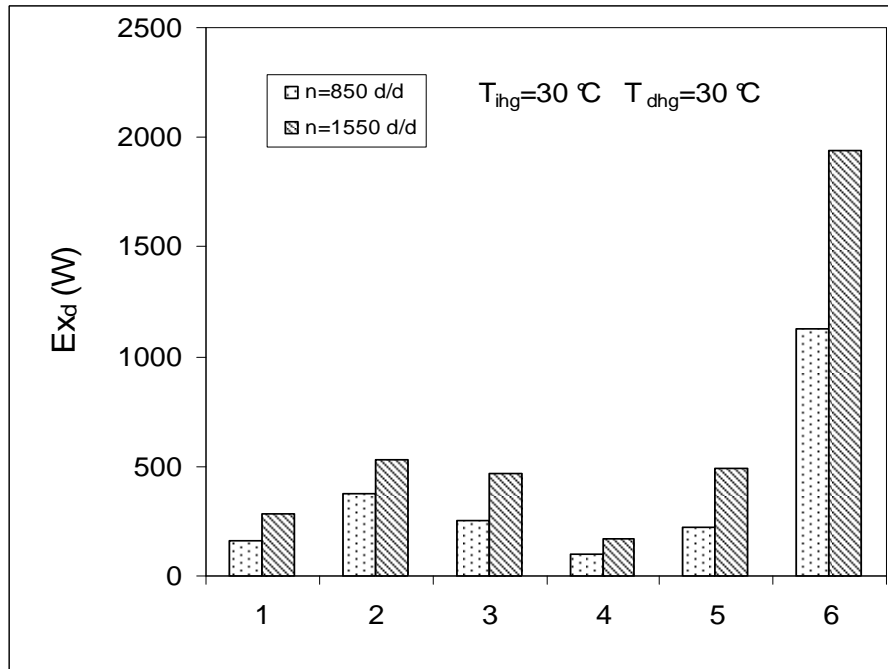
Şekil 6.15 – 6.18 arasındaki grafiklerde kompresör devrine bağlı olarak klima sistemi bileşenlerindeki ve klima sisteminde yok edilen ekserji, iki farklı kompresör devri ve dört farklı hava giriş sıcaklığı kombinasyonu için sunulmuştur. Şekiller incelendiğinde, araçsız deneylere benzer nedenlerden dolayı klima sistemi bileşenlerinde ve toplamda yok edilen ekserjilerin, kompresör devrinin artmasıyla yükseldiği görülmektedir.

Ayrıca, iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla bileşenlerde yok edilen ekserjilerin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni buharlaştırıcıya giren havanın sıcaklığının artması, soğutucu akışkanın kızgınlığının artmasına, ve dolayısıyla TXV'nin kesit alanını arttırarak daha fazla açılması ve daha fazla akışkanın geçişiyle soğutucu akışkanın debisinin yükselerek klima sistemi bileşenlerindeki ekserji kaybını yükseltmesidir. Yoğuşturucuya girişindeki hava sıcaklığının artması sonucu, kompresörden geçen soğutucu akışkan debisinin artmasından dolayı kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır.



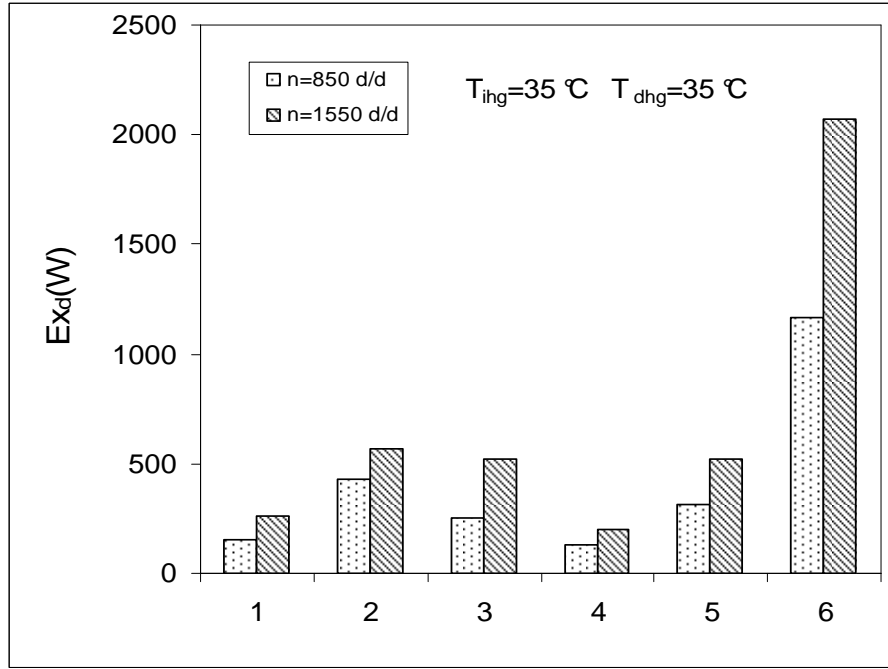
1.Buharlaştırıcı, 2.Yoğuşturucu, 3.Kompresör, 4. TXV, 5. Dört yollu valf, 6.Toplam

Şekil 6.15: Kompresör devrine bağlı olarak ısı pompası özelliğine sahip klima sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=25\text{ °C}$ and $T_{dhg}=25\text{ °C}$)



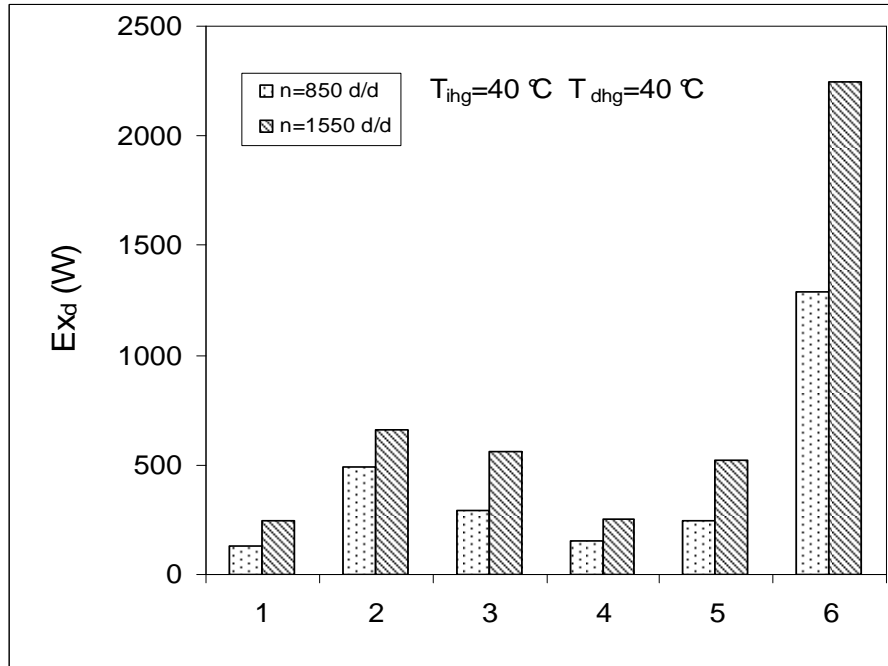
1.Buharlaştırıcı, 2.Yoğuşturucu, 3.Kompresör, 4. TXV, 5. Dört yollu valf, 6.Toplam

Şekil 6.16: Kompresör devrine bağlı olarak ısı pompası özelliğine sahip klima sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=30\text{ °C}$ and $T_{dhg}=30\text{ °C}$)



1.Buharlaştırıcı, 2.Yoğuşturucu, 3.Kompresör, 4. TXV, 5. Dört yollu valf, 6.Toplam

Şekil 6.17: Kompresör devrine bağlı olarak ısı pompası özelliğine sahip klima sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=35\text{ °C}$ and $T_{dhg}=35\text{ °C}$)



1.Buharlaştırıcı, 2.Yoğuşturucu, 3.Kompresör, 4. TXV, 5. Dört yollu valf, 6.Toplam

Şekil 6.18: Kompresör devrine bağlı olarak ısı pompası özelliğine sahip klima sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin değişimi ($T_{ihg}=40\text{ °C}$ and $T_{dhg}=40\text{ °C}$)

7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada, klasik bir otomobil kliması ters yönde çalıştırılarak elde edilen ısı pompası sisteminin performansı, ısı kaynağı olarak çevre havasının kullanılması ile motor soğutma suyu ve egzoz gazlarından çıkan atık ısılarının kullanılması durumları için test edilmiştir. Ayrıca ısı pompası sisteminin performansı, motor soğutma suyu ısını kullanan kalorifer sisteminin performansı ile karşılaştırılmış, sistemin soğutma durumundaki performansı da verilmiştir. Deneysel sonuçlarına göre sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, her ısı kaynağı durumu için ısı pompası sisteminin ve onu çalıştıran dizel motorun performans parametreleri ve egzoz emisyon değerleri belirlenmiş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Deneysel verilerden elde edilen performans parametrelerine dayanarak ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesi, kompresör gücü, soğutma tesir katsayısı ve yok edilen ekserjiler, kompresör hızının ve iç ve dış ünite girişindeki hava sıcaklıklarının fonksiyonu olarak belirlenmiş ve grafikler halinde sunulmuştur. Deneysel sonuçlar özet halinde aşağıda sunulmuştur.

7.1. Farklı Isı Kaynakları Kullanabilen Isı Pompası Sisteminin Performansının Birbirleriyle ve Motor Soğutma Suyu Kullanan Kalorifer Sisteminin Performansı ile Karşılaştırılması

Isı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı ısı kullanılması durumunda deneysel ısı pompası sisteminde, iç ünitelerden çıkan havanın sıcaklıkları çeşitli devir, yük ve hava girişi sıcaklıkları için zamana bağlı olarak birbirleriyle ve motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sistemiyle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar iç / dış ünitelere giren hava sıcaklıklarının 5 ve 10 °C olması durumlarında yapılmıştır. Belirtilen sıcaklıklar için 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde, tüm ısı pompası sistemlerinden 5 dakikalık çalışma sonunda elde edilen hava sıcaklıklarının, motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sistemine göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. 60 Nm sabit motor yükü ile yapılan testlerde, tüm devirlerde sulu IP sisteminden 5. dakika sonunda elde edilen ısıtma kapasitesi

değerlerinin motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi değerlerini geçtiği görülmüştür. Ancak çevre havası ve egzoz gazlı IP sistemlerinden elde edilen ısıtma kapasitesi değerlerinin kalorifer sisteminden elde edilen değerleri geçemediği belirlenmiştir.

İç / dış ünitelere giren hava sıcaklıklarının 5 °C ve 10 °C olması durumlarında, 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde tüm ısı pompası sistemlerinden 5. dakika sonunda elde edilen ısıtma kapasitesi değerleri, motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sistemine göre daha yüksek bulunmuştur.

60 Nm sabit yük ile yapılan testlerde, artan devirle birlikte 5. dakika sonunda motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesinin havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinin ısıtma kapasiteni geçtiği ancak sulu IP sisteminin kapasitesini geçemediği belirlenmiştir. Ayrıca, sulu IP sisteminin tüm devir ve yüklerde kalorifer sistemine göre 5. dakika sonunda daha yüksek ısıtma kapasitesi değerleri sağladığı görülmüştür.

850 d/d devir ve 5 Nm yük için geçici rejim sonunda en yüksek ısıtma kapasitesi ve iç ünitelerden çıkan hava sıcaklıkları, sulu IP sistemi tarafından sağlanmıştır. Sulu IP sisteminden elde edilen hava sıcaklıklarının ve ısıtma kapasitelerinin motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sisteminden elde edilen değerlerden fazla olduğu, ancak havalı ve egzoz gazlı IP sistemlerinin ısıtma kapasitesinin sulu IP sistemini geçemediği belirlenmiştir.

60 Nm sabit motor yükü ile, 850 d/d, 1200 d/d, 1550 d/d, 1900 d/d ve 2250 d/d ile 5 ve 10 °C iç/dış ünite giriş sıcaklıkları için yapılan testlerde, sürekli rejimde, klasik kalorifer sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi ve iç ünite hava çıkış sıcaklıkları, ısı kaynağı olarak motor soğutma suyu, çevre havası ve egzoz gazı kullanılan IP sistemlerine göre yüksek bulunmuştur.

IP sistemi kullanımının devre bağlı olarak motor özgül yakıt tüketimi (%) artışına etkisi 850 d/d devir 5 Nm yük ile 60 Nm sabit yük koşullarında, farklı devirlerde ve iç ünite hava giriş sıcaklıklarında karşılaştırılmıştır. IP sistemi ile iç ve dış üniteye

gönderilen hava akımı sıcaklıklarının 0 °C ve 5 °C olması durumunda yapılan testlerde, motor özgül yakıt tüketiminin devre göre % 5 ile 54 arasında yükseldiği belirlenmiştir. IP sistemlerinin kullanılması ile ilgili özgül yakıt tüketimindeki en büyük artış, motora uygulanan yükün düşük olmasından dolayı 850 d/d ve 5 Nm ile yapılan testlerde gerçekleşmiştir. 60 Nm sabit yük ile yapılan testlerde ise artan devirle birlikte IP sisteminin motor özgül yakıt tüketimine etkisinin azaldığı görülmüştür.

IP sistemi kullanımının motor termik verimine etkisi, 850 d/d devir 5 Nm yük ve 60 Nm sabit yük koşullarında farklı devirlerde iç ünite hava giriş sıcaklıklarında karşılaştırılmıştır. Termik verimdeki en büyük azalmanın, özgül yakıt tüketiminde en yüksek artışın meydana geldiği 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile çalışma durumunda olduğu belirlenmiştir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde termik verimdeki kaybın artan devir ile birlikte azaldığı görülmüştür.

Deneysel ısı pompası sisteminde ısı kaynağı olarak motor soğutma suyu, çevre havası ve egzoz gazı ısılarının kullanılması durumunda, tüm IP sistemlerinin 5. dakika sonunda motor soğutma suyu kullanan kalorifer petekli sisteme göre rölantide yüksüz olarak çalışma durumunda avantaj sağladığı görülmüştür. 60 Nm sabit yükte sulu IP sistemi ile yapılan tüm testlerden elde edilen performans parametreleri değerlerinin, motor soğutma suyu kullanılan kalorifer petekli sisteme göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Bunun da ötesinde, 60 Nm sabit yük ile yapılan testlerde sulu IP sisteminden geçici rejim sağlanana kadar geçen zamanda alınan değerlerin motor soğutma suyu kullanılan kaloriferli sisteme göre avantaj sağladığı diğer iki sistemin ise kaloriferli sisteme göre başarısız bir performans gösterdiği belirlenmiştir.

Rölanti devri çalışma koşullarında (850 d/d motor devri ve 5 Nm dinamometre yükü) test edilen tüm ısı pompası sistemleri, 5 dakikalık çalışmaları sonunda kalorifer petekli sisteme göre daha yüksek hava sıcaklıkları ve ısıtma kapasitesi değerleri sağlamışlardır. Buna rağmen 60 Nm sabit motor yükü ve yüksek kompresör hızı testlerinde sadece sulu IP sisteminin ilk beş dakikalık performansının kalorifer

petekli sisteme göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun yanında, motor yükü 60 Nm çıkartıldığında sürekli rejimde kalorifer sistemi tüm IP sistemlerine göre daha yüksek ısıtma kapasitesi değerleri vermiştir.

Isı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazlarının ısını kullanabilen ısı pompası sisteminden, motor soğutma suyu gerekli sıcaklığa yükselip kalorifer sisteminden tek başına yeterli olduğu ana kadar faydalanılarak, kabin içinde ısı konfor sağlanana kadar geçen süreyi kısaltmanın mümkün olabileceği görülmüştür.

Elde edilen sonuçlara göre, tüm devir ve yüklerde 5 dakikalık çalışma sonunda en yüksek iç ünite hava çıkış sıcaklıklarını sulu IP istemi sağlamıştır. Sulu IP sistemini, sırasıyla egzoz gazlı ve havalı IP sistemleri takip etmiştir. Elde edilen iç ünite hava çıkış sıcaklıklarına paralel olarak test edilen tüm ısı pompası sistemleri 5 dakikalık çalışmaları sonunda en yüksek ısıtma kapasitesini sulu IP istemi sağlamıştır. Geçici rejim sonunda da sulu IP sistemi en yüksek ısıtma kapasitesi değerlerine ulaşmıştır. Artan kompresör devriyle birlikte sulu IP sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesi değerlerinin diğer sistemlere göre avantaj sağladığı görülmektedir.

Tüm ısı pompası sistemlerinde sürekli rejim durumunda en düşük kompresör gücünü havalı IP sistemi, en büyük kompresör gücünü ise sulu IP sisteminin verdiği görülmektedir. 60 Nm yük ile yapılan testlerde, soğutucu akışkan debisinin diğer iki sisteme göre daha yüksek olmasından dolayı, sulu IP sistemine verilen kompresör gücü diğer sistemlere göre daha yüksektir.

Artan kompresör devirlerinde, kompresör gücünün ısıtma kapasitesinden daha az artmasından dolayı, ITK değeri düşmüştür. Bütün IP sistemleri için yüksek ITK, düşük ısıtma kapasitesi değerlerinde elde edilmiştir. Ayrıca yüklü ve yüksüz durum için en yüksek ITK sulu IP sisteminden elde edilmiş, bazı düşük devirler hariç sulu IP sistemini sırasıyla havalı ve egzoz gazlı IP sistemleri takip etmiştir. Özellikle düşük hava sıcaklıklarında yapılan deneylerde, artan devirle birlikte dış ünite meydana gelen buzlanmadan dolayı, ITK değerindeki en büyük düşme havalı IP sisteminde gerçekleşmiştir. Egzoz gazlı IP sisteminde yüksek devirlerde eşanjörde

egzoz gazından alınan ısı miktarı yükselmekte, ancak dış ünitedeki (buharlaştırıcı) buharlaşma sıcaklıklarının çok fazla düşmesinden dolayı buzlanma meydana gelmektedir. Bu yüzden bu iki ısı kaynağı ile çalışan IP sistemlerinden elde edilen ITK değerleri, sulu IP sistemine göre düşüktür.

Tüm testlerde ısı kaynağı olarak egzoz gazı atık ısını kullanan IP sistemi, havalı IP sistemine göre daha yüksek ısıtma kapasitesi değeri vermiştir. Ayrıca, en yüksek *ITK* ve *ITK_m* değerlerini sulu IP sisteminin verdiği, en az ITK değerini ise havalı IP sisteminin verdiği görülmüştür. Elde edilen ITK sonuçlarıyla ilgili olarak en yüksek ekserji kaybının sulu IP sisteminde meydana geldiği, bunu da egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinin izlediği görülmüştür.

Kompresörün devreye alınması ile motordan daha fazla güç alındığı için yakıt tüketimi artmış, yakıt tüketimine bağlı olarak CO₂ emisyonu da yükselmiştir. Isı pompasının devreye alınması ile, CO₂ emisyonunun arttığı görülmüştür. CO₂ emisyonundaki en büyük artış 850 d/d devir ve 5 Nm yük ile yapılan testlerde olmuştur. 60 Nm yük ile yapılan testlerde motordan alınan işe kompresörün çektiği iş de eklendiğinden dolayı motorun ürettiği gücün bir kısmı kompresörde kullanılmıştır. Gücün bir kısmının kompresör tarafından kullanıldığı için, IP sistemi kullanımının emisyonlara doğrudan etkisi belirlenememiştir. Ayrıca, 60 Nm sabit yük testlerinde ısı pompası kullanımının kompresör devrine bağlı olarak önemli bir farklılık göstermediği belirlenmiştir.

Yapılan deneylerde, kompresörde kullanılan güce ve yakıt tüketimine bağlı olarak O₂ miktarının azaldığı buna karşı NO_x miktarının ise arttığı görülebilir. 60 Nm sabit yük durumunda O₂ emisyonundaki artış, devre göre farklılık göstermiştir.

7.2. Soğutma Durumundaki Sonuçlar

Araç ile yapılan soğutma testlerinde menfezden çıkan havanın sıcaklığının ilk 5 dakika içerisinde çok keskin bir şekilde azaldığı, bundan sonra çok hafif bir azalma eğilimi gösterdiği anlaşılmaktadır. Buna rağmen araç kabin içi ortalama sıcaklığının 30 dakika boyunca azalmaya devam ettiği görülmüştür.

Klima sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserji ve toplam yok edilen ekserji artan kompresör devri ile birlikte iç ve dış ünite kanalına giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla birlikte arttığı tespit edilmiştir. Klima sistemi bileşenleri içerisinde en yüksek ekserji yoğunlaştırıcuda yok edilmiş, yoğunlaştırıcıyı sırasıyla kompresör, buharlaştırıcı ve genleşme valfi takip etmiştir. Bu sonuç, yoğunlaştırıcunun daha fazla iyileştirilmesi gerektiğini göstermektedir.

Klima sistemi soğutma kapasitesi, sabit iç ve dış ünite hava giriş sıcaklık kombinasyonlarında, kompresör hızının artması ile birlikte artmaktadır. Soğutma kapasitesi, ayrıca sabit iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklık kombinasyonlarının artırılmasıyla birlikte artmaktadır.

Sistem soğutma tesir katsayısının, artan kompresör devriyle ve iç / dış ünite giriş havası sıcaklıklarının artmasıyla birlikte düştüğü, artan kompresör devirleri ile birlikte, iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla ise arttığı görülmüştür. Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün, artan kompresör devriyle birlikte iç ve dış ünite girişindeki hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla yükseldiği, bunun yanında STK'nın kompresör devrinin artması ile azaldığı belirlenmiştir.

Isıtma durumunda ITK değerlerinin, genellikle soğutma durumundaki STK değerlerinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ısıtma kapasitesinin, soğutma kapasitesi ile kompresör gücünün toplamından oluşmasıdır.

0 °C ile yapılan testlerde egzoz gazlı ve havalı IP sistemlerinde dış üniteye meydana gelen buzlanmadan dolayı, hava çıkış sıcaklığındaki artış azalmaktadır. Isı kaynağı olarak egzoz gazı kullanılan IP sisteminde hava akımına bir miktar egzoz gazı karışmış, bundan dolayı $T_{çığ}$ noktası sıcaklığı yükselmiş ve daha fazla buzlanma meydana gelmiştir. Yüksek devirlerde dış üniteye meydana gelen buzlanma hava akımını engellediği için, soğutucu akışkanın fazla ısı çekemediği ve bunun sonucunda fazla ısı atamadığı anlaşılmıştır. Yüksek devirlerde egzoz gazı sıcaklığı da yükselir. Ancak soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı çok fazla düştüğü için buzlanma meydana geldiği görülmüştür. Sulu IP sisteminde soğutucu akışkanın

motor soğutma suyundan daha çok ısı çekebilmesinden dolayı menfez hava çıkış sıcaklığında daha büyük bir artış meydana gelir.

Bu çalışma ile, farklı ısı kaynakları kullanabilen ısı pompası sisteminin, yüksek verimli motor kullanan araçlarda mevcut ısıtma sistemine destek olabilecek, elektrikli motor ve yakıt hücresi kullanan araçlarda ise gerekli kabin ısıtmasının tamamını yapabileceği belirlenmiştir. Bu sistemin, taşıtta mevcut klima sisteminin parçalarının büyük çoğunluğunu kullanması, mevcut sisteme düşük maliyetli ve az yer kaplayan birkaç parçanın ilavesiyle oluşturulabilmesinin, önemli avantajlar sağladığı görülmüştür. Isı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazlarının ısını kullanabilen bu sistemden, motor soğutma suyu gerekli sıcaklığa yükselip kalorifer sistemi tek başına yeterli olduğu ana kadar faydalanılıp, kabin içinde ısı konfor sağlanana kadar geçen süreyi kısaltmak da mümkün olabilecektir.

7.3. Öneriler

Isı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı ısılarını kullanabilen otomobil ısı pompası sistemi soğutucu akışkan olarak CO₂ gibi farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak, düşük hava sıcaklıklarının elde edilebileceği laboratuvar şartlarında denenebilir.

Özel olarak imal edilen iç ünite (buharlaştırıcı) kullanılarak sistem daha yüksek yoğuşma basınçlarında test edilebilir.

Az yer kaplayan ve iyi sonuçlar veren havalı ve sulu IP sistemleri, araç üzerinde kurularak performansları test edilebilir.

KAYNAKLAR

Alkan, A., Hosoz, M., “Experimental performance of an automobile air conditioning system using a variable capacity compressor for two different types of expansion devices” *Int. J. Vehicle Design*, 52, 160–176, (2010).

Alkan, A., Hosoz, M., “Comparative performance of an automotive air conditioning system using fixed and variable capacity compressors”, *Int. J. Refrigeration*, 33, 487–495, (2010).

Antonijevic D., Heckt R., “Heat pump supplemental heating system for motor vehicles”, *Int. J. Automobile Eng.: Part D*, 218, 1111–1115 (2004).

ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers): Thermal environmental conditions for human occupancy, *ASHRAE standard 55*, (1992).

ASHRAE Temel El Kitabı, Bölüm 1, “Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri”, *TMD Teknik Yayını*, (1996)

Bhatti, M. “Evolution of automotive air conditioning – riding in comfort: Part I”, *ASHRAE Journal*, (1999).

Bhatti, M. “Evolution of automotive air conditioning – riding in comfort: Part II”, *ASHRAE Journal*, (1999).

Bosch Automotive handbook, 5th. Edition, *Robert Bosch GmbH*, (2000).

Brown, J.S., Samuel F., Domanski, P. A., “Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning System with CO₂ and R134a”, *Int. J. of Refrigeration*, 25, 19-32, (2002).

Bullard C.W., Yin J.M., Hrnjak P.S., “Transcritical CO₂ mobile heat pump and A/C system-experimental and model results”, *SAE paper*, Scottsdale, Arizona, USA, (2000).

Choukroun, A., and Chanfreau, M., “Automatic Control of Electric Actuators for an Optimized Engine Cooling Thermal Management,” *Society of Automotive Engineers*, 01-1758, (2001).

Coolpack program, <http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/index.html> (Ziyaret tarihi: 08.09.2009)

Çengel Y., ve Boles M., A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, 2. Basım, *Literatür Yayıncılık*, (1996).

Daly, S., “Automotive air conditioning and climate control system”, First Edition, *Elsevier Linacre House*, U.K. (2006).

Direk, M., “Otomobil Isı Pompasının Deneysel ve Teorik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli, (2004).

Direk M., Hosoz M., Energy and exergy analysis of an automobile heat pump system. *Int. J. Exergy*, 5, 556–566, (2008).

Domitrovic E.R., Mei V.C., Chen F.C., Simulation of an automotive heat pump. *ASHRAE Transactions*, 103, 291–296 (1993).

Esen, D., O., Hosoz, M., “R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin deneysel performans analizi” *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21, 703-709, (2006).

Esen, D., O., Hosoz, M., “ Energy and exergy analysis of an automobile air conditioning system using refrigerant R134a” *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 23, 188-203, (2007).

Eyidoğan, M., “Etanol-Benzin ve Metanol-Benzin Karışımlarının Buji Ateşlemeli Bir Motorun Yanma Karakteristiği ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli, (2009).

Farrington, R., Rugh, J., “Impact of vehicle air-conditioning on fuel economy, tailpipe emission, and electric vehicle range”, *Earth Technologies Forum*, Washington D.C, 31 Ekim, (2000).

Feng Y., Xiugan Y., Guiping L., “Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas”, *Applied Thermal Engineering*, 23, 367–372, (2003).

Fiat Dablo 1.9 JTD yardım CD’si, (2004).

Figliola, R.S., (1991), “Beasley, D.E., “Theory and Design For Mechanical Measurement” *John Wiley & Sons* , Newyork, 160-185, (1991).

Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator programs, <http://www.fridgetec.com> (ziyaret tarihi 23.11.2008)

Genceli O.F. Soğutma Tesisatı, 2. Baskı, *Makine Mühendisleri Odası*, Yayın No: 295-2 (2002).

Hammer H., Wertenbach J., “Carbon dioxide (R744) as supplementary heating device, *SAE Automotive Alternate Refrigerants Symposium*”, Scottsdale, Arizona, USA, 11-13 July, (2000).

Heywood, J.B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, Inc., (1988).

Hosoz M., Direk M., “Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system”, *Energy Conversion and Management.*, 47, 545–559, (2006).

Hosoz, M. ve Ertunc, H.M., Artificial Neural Network Analysis of an Automotive Air Conditioning System, *Energy Conversion and Management*, 46, 1574-1587, (2006).

Hosoz, M., Direk, M., Yigit, K.S., Canakci, M., Alptekin, E., Turkcan, A., 2009, “Design and instrumentation of an automotive heat pump system using ambient air, engine coolant and exhaust gas as a heat source”, *16th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry (THERMO)*, Budapest, Hungary, 01-03, July, (2009).

Hosoz, M., Direk, M., Yigit, K.S., “Canakci, M., Turkcan, A., Alptekin, E., Şanlı, A., Ozguc, A. 2010, “Transient and Steady State Performance Evaluation of an R134 Automotive air conditioning system” *OTEKON*, Bursa, Türkiye, 07-08, Haziran (2010).

Jabardo J.M.S., Mamani WG., Ianella MR., “Modelling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor”, *Int. J. Refrigeration*, 25, 1157- 73, (2003).

Jokar, A., “Experimental evaluation and numerical analysis of dual loop automotive air conditioning system”, PhD thesis, *Department of Mechanical and Nuclear Engineering College of Engineering, Kansas State University*, Manhattan, Kansas, (2004).

Joudi K., A., Mohammed A., S., Aljanabi M., K., “Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants”, *Energy Conversion and Management*, 44, 2959-76, (2003)

Kaynaklı, O. Horuz, I., “An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning system”, *Int. Comm. Heat Mass Transfer.*, 30, 273-284, (2003).

Kaynaklı, O., Pulat, E., Kılıç, M., Thermal Comfort During Heating and Cooling Periods in an Automobile. *Heat and Mass Transfer*, 41: 449-458, 2005.

Kiatsiriroat, T., Euakit, T., “Performance Analyses of an Automobile Air-Conditioning System with R22 / R124 / R152A Refrigerant”, *Applied thermal Engineering*, 17, 1085-1097, (1997).

Kim, S.C., Kim, M.S., Hwang, I.C., Lim, T. W., “Heating performance enhancement CO₂ heat pump system recovering stack exhaust thermal energy in fuel cell vehicles”, *Int. J. Refrigeration*, 30, 1215–1226, (2007)

Kılıç, M., Akyol, Ş. M., “Otomobil Kabinlerinin Isıtılmasında Farklı Hava Yönlendiricileri Kullanımının Isıl Konfora Etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29, 1, 25-36, (2009).

Kocatürk, M. Salman, S. “Otomobil Klima Sisteminde Fan Devri ve Giriş Havası Sıcaklığının Performansa Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi” *Politeknik Dergisi*, 9, 7-12, (2006).

Meyer J., Yang G., Papoulis E., “R134a heat pump for improved passenger comfort”, *SAE Papers*, 2004-01-1379, (2004).

Motorlu taşıt tekniği, Wilfried staudt, 2. Baskı, *Milli Eğitim Basımevi*, İstanbul, (2000).

Özgener, O., Hepbaşı, A., “Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems”, *Energy and Buildings*, 39, 66–75, (2007).

Öz, H.İ, Borat, O., Sürmen, A., “İçten Yanmalı Motorlar”, *Birsen Basın Yayın*, İstanbul (2003).

Özkol, N. Uygulamalı Soğutma Tekniği. (6.Baskı) Ankara: Makine Mühendisleri Odası Yayını (2007).

Özgören, M., Solmaz, Ö., Kahraman, A., “Güneş paneller ile çalışan taşıt klimasının dinamik performansı: Konya örneği”, 5. *Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu* (IATS’09), Karabük, Türkiye, (2009).

Özgür, A. E., “Değişik Gaz Soğutucu Çıkış Sıcaklıkları ve Basınçları İçin Bir CO₂ Soğutkanlı Mobil Klimanın Performansının İncelenmesi”, *J of. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ*, 23, 1, 181-185, (2008).

Özsezen, A., N., Çanakcı, M., “Atık Kızartma Yağından Elde Edilen metil Esterin Ön Yanma Odalı Bir Dizel Motorda kullanımının Performans ve emisyonlara Etkisinin İncelenmesi”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak.*, 23, 2, pp. 395–404 (2008).

Ratts EB., Brown JS., “An experimental analysis of the effect of refrigerant charge level on an automotive refrigeration system”, *Int J Therm Sci*, 39, 592-04, (2000).

Rongstam J., Mingrino F.A., “Coolant - based automotive heat pump system”, *VTMS 6 Conference*, C599/067/2003, (2003).

Scherer, L.P., Ghodbane, M., Baker, J.A., Kadle, P.S., “On - vehicle performance comparison of an R-152a and R-134a heat pump system”, *SAE paper* 01-0733, (2003).

Tamura T., Yakumaru Y., Nishiwaki F., Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO₂ as a refrigerant, *Int. J. Refrigeration*, 28, 1302–1307, (2005).

- Türkcan, A., “Bir Dizel Motorun Performans Parametrelerinin Deneysel Tespiti”, Yüksek Lisans Tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli, (2006).
- Vargas, J.V.C., Parise, J.A.R., “Simulation in Transient Regime of a Heat Pump with Closed-Loop and on-off Control”, *Int. J. Refrigeration*, 18, 235–243, (1995)
- Wienbolt H.W., Augenstein C.D., Visco heater for low consumption vehicles, SAE Word Congress, Detroit, Michigan, USA, paper code 2003-01-0738, (2003).
- Wongwises, S., Kamboon, A., O., Banchob, “Experimental investigation of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in an automotive air conditioning system” *Energy Conversion and Management*, 47, 1644–1659, (2006).
- Xudong W., “Performance Investigation of Two-Stage Heat Pump System with Vapor-Injected Scroll Compressor”, PhD Thesis, *School of the University of Maryland*, College Park (2008)
- Yigit, K.S., Experimental investigation of a comfort heating system for a passenger vehicle with an air-cooled engine, *Applied Thermal Engineering*, 25 (5), 2790–2799, (2005).

TEZDEN ÇIKAN YAYINLAR

Direk, M., Hosoz, M., Yigit, K.S., “Canakci, M., Turkcan, A., Alptekin, E., Şanlı, A., Ozguc, A., “Experimental Performance of an R134a automobile heat pump system coupled to the passenger compartment”, *World Renewable Energy Congress*, Linköping, Sweden, 08-11, May, (2011).(Kabul edildi)

Hoşöz, M., Direk, M., “Isı Kaynağı Olarak Çevre Havası, Motor Soğutma Suyu ve Egzoz Gazı Kullanabilen Otomobil Isı Pompasının Tasarımı”, **4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON'08)**, Bursa , 247-254, 01-04, Haziran, (2008).

Hosoz, M., Direk, M., Yigit, K.S., Canakci, M., Alptekin, E., Turkcan, A., 2009, “Design and instrumentation of an automotive heat pump system using ambient air, engine coolant and exhaust gas as a heat source”, **16th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry (THERMO)**, Budapest, Hungary, 01-03, July, (2009).

Hosoz, M., Direk, M., Yigit, K.S., “Canakci, M., Turkcan, A., Alptekin, E., Şanlı, A., Ozguc, A., “Transient and Steady State Performance Evaluation of an R134 Automotive air conditioning system” **5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON 2010)**, 27-34, Bursa, 7-8 Haziran, (2010).

Hosoz, M., Direk, M., Yigit, K.S., Canakci, M., Turkcan, A., Alptekin, E., Şanlı, A., Ozguc, A.,” Experimental Performance of An Automotive Heat Pump System For Various Heat Sources”, **CONAT International Congress on Automotive and Transport Engineering**, Brasov, Romania, October 27-29, (2010).

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Kocaeli'nde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kocaeli'de tamamladı. 1998 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Otomotiv Öğretmenliği Bölümünden 2002 yılında Teknik Öğretmen olarak mezun oldu. 2004 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans programından mezun olduktan sonra 2005 yılında aynı Anabilim Dalında doktora öğrenimine başladı. Evli ve bir çocuk babasıdır.