

Alper YILDIRIM

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

2014

**T.C.
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DEĞİŞKEN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİLİ KLİMA
SİSTEMLERİNDE EKSERJİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alper YILDIRIM

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**OSMANİYE
EYLÜL-2014**



**T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**DEĞİŞKEN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİLİ KLİMA
SİSTEMLERİNDE EKSERJİ ANALİZİ**

Alper YILDIRIM

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**OSMANIYE
EYLÜL-2014**

Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü “Makine Mühendisliği” Ana Bilim Dalı “12MMB003” no’lu öğrencisi “Alper YILDIRIM” tarafından “Yrd. Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN” danışmanlığında hazırlanan “Değişken Soğutucu Akışkan Debili Klima Sistemlerinde Ekserji Analizi” başlıklı bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

İmza

Yrd. Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN

.....

Yrd. Doç. Dr. Coşkun ÖZALP

.....

Yrd. Doç. Dr. Arif ÖZBEK

.....

Yukarıdaki Jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun/...../..... tarih ve /..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Doç. Dr. Abdullah Ali GÜRTEN

Enstitü Müdürü

Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Alper YILDIRIM

Üniversitesi : **Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi**
Enstitüsü : **Fen Bilimleri Enstitüsü**
Anabilim Dalı : **Makine Mühendisliği**
Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr.Ertaç HÜRDOĞAN**
Tez Türü : **Yüksek Lisans**
Tarihi : **Eylül - 2014**

Alper YILDIRIM

**DEĞİŞKEN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİLİ KLİMA SİSTEMLERİNDE
EKSERJİ ANALİZİ**

ÖZET

Gelişen teknoloji yaşamın her alanında kendisini hissettirdiği gibi iklimlendirme alanında da bilinen klasik anlayışların yerine daha sistematik, daha gelişmiş alternatiflerini, ya da eski sistemlerin yenilenmiş teknolojiye göre yeniden düzenlenmiş biçimlerini yerleştirmektedir. Mevcut merkezi iklimlendirme sistemleri bu gelişime paralel olacak şekilde yeni teknolojilere ve gelişmelere kendini adapte etmektedir. Değişken soğutucu akışkan debili sistemler (VRF veya VRV), merkezi iklimlendirme sistemlerine alternatif olarak geliştirilmiş bir sistemdir. Bu çalışmada, son yıllarda kullanımı yaygınlaşmaya başlayan VRF sistemleri ele alınmış ayrıca tüm sistemin ve sistemde bulunan önemli bileşenlerin performansı ekserji analizi yöntemi kullanılarak değerlendirilmiştir. Performans değerlendirilmesinde, ekserji verimlilikleri, özgül ekserji indeksleri (akımı), ekserjetik iyileştirme potansiyeli gibi bazı termodinamik parametreler kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonunda, ele alınan sistemde en fazla tersinmezliğin ve iyileştirme potansiyeli akımının kondenser olduğu belirlenmiştir. Farklı şartlarda yapılan deneylerde sistemin soğutma performans etkinlik katsayısının 3.3-3.7 arasında, ekserji veriminin ise %82-89 arasında değiştiği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Değişken debi, VRF, Ekserji analizi

University : **Osmaniye Korkut Ata University**
Institute : **Institute of Natural and Applied Sciences**
Science Programme : **Mechanical Engineering**
Supervisor : **Asist. Prof. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN**
Degree Awarded : **M.Sc.**
Date : **September - 2014**

Alper YILDIRIM

EXERGY ANALYSIS OF A VARIABLE REFRIGERANT FLOW SYSTEMS

ABSTRACT

Just as the new technologic developments are taking the place the earlier systems in every aspect of daily life, in air conditioning field also the new systems are replacing the conventional and obsolete ones. Current central air conditioning systems are improving and adapting in a parallel manner towards new developments and technologies. Variable refrigerant flow systems (VRF or VRV) an alternative to the conventional central air conditioning systems. In this study VRF systems and its components has been studied by using exergy analysis method. In performance evaluation, thermodynamic parameters such as exergy efficiency, exergy indexes, exergetic improvement potential have been used. During performance evaluation, thermodynamic parameters such as exergy efficiencies, specific exergy currency indexes, exergetic enhancement potential have been used. At the end of the study, it was established that condenser has most irreversibilities and enhancement potential values. The experiments that have been conducted under different contiditions have resulted with a spectrum of 3,3 and 3,7 of coefficient of performance, and the exergy efficiency rate has been established in between 82-89%.

Key Words: Variable flow, VRF, Exergy Analysis

Çok kıymetli aileme...

TEŞEKKÜR

Daniőmanım Yrd. Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN'a tez boyunca yaptığı katkılardan dolayı teşekkür ederim.

Tez jürimde bulunan Yrd. Doç. Dr. Coşkun ÖZALP ve Yrd. Doç. Dr. Arif ÖZBEK'e teşekkür ederim.

Tezin laboratuvar çalışmaları aşamasında yardımcı olan ve imkan sağlayan GİPA KLİMA'ya ve firma yetkilisi Soner YEŐİLGÖZ'e teşekkür ederim.

Laboratuvar çalıőmalarındaki yardımlarından dolayı GİPA KLİMA çalıőanları Ercan BİRCAN, Adnan KIZIL, Ali ÇELİK'e teşekkür ederim.

Ayrıca tezin çeşitli kısımlarında benden yardımlarını esirgemeyen Arő. Gör. Mehmet Tahir ERDİNÇ, Kamer KARAZİNCİR ve Fatih YİĞİT'e teşekkür ederim.

Son olarak her konuda sabırla yardımcı olan eőim Tuğba YILDIRIM'a ve aileme desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER	v
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xi
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	6
3.1 İklimlendirme	6
3.1.1 İklimlendirme Sistemlerinin Çeşitleri	7
3.1.1.1 Merkezi Sistemler.....	7
3.1.1.1.1 Merkezi Tam Havalı Sistemler	7
3.1.1.1.2 Merkezi Fan-Coil (Tam Sulu) Sistemler	7
3.1.1.1.3 Merkezi Havalı-Sulu Klima Sistemleri	8
3.1.1.2 Bireysel Sistemler.....	8
3.1.1.2.1 Pencere Tipi Paket Klimalar	8
3.1.1.2.2 Oda Tipi Paket Klimalar	9
3.1.1.2.3 Split Tipi Klimalar	9
3.1.1.2.4 Duvar Tipi Split Klimalar	9
3.1.1.2.5 Kanal Tipi Split Klimalar.....	10
3.1.2 İklimlendirme Sistemi Elemanları	10
3.1.3. İklimlendirmenin Uygulama Alanları	12
3.1.3.1 Konfor Amaçlı Uygulamalar	12
3.1.3.2 Hassas Cihazlar ve Makinelerin Bulunduğu Mahaller.....	14
3.1.3.3 Endüstriyel Uygulamalar	14
3.2 Isı Pompaları	15
3.2.1 Isı Pompası Elemanları	18

3.2.1.1	Kompresör	18
3.2.1.1.1	Pistonlu Kompresörler	18
3.2.1.1.2	Rotatif (Dönel) Kompresörler	21
3.2.1.1.3	Turbo (Santrifüj) Kompresörler	21
3.2.1.1.4	Vidalı Kompresörler.....	21
3.2.1.2	Buharlaştırıcı (Evaporatör).....	22
3.2.1.3	Yoğuşturucu (Kondenser)	23
3.2.1.4	Genleşme (Expansion) Valfi	24
3.2.1.4.1	Kılcal borular	24
3.2.1.4.2	Otomatik genleşme valfi	25
3.2.1.4.3	Termostatik genleşme valfi	25
3.2.1.4.4	Elektronik genleşme valfi	26
3.2.2	Isı Pompalarının Sınıflandırılması	27
3.2.2.1	Hava - Su Isı Pompası Sistemleri	27
3.2.2.2	Yeraltı suyu ısı pompası sistemleri.....	28
3.2.2.3	Toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri	28
3.2.2.3.1	Yatay sistem	29
3.2.2.3.2	Dikey sistem.....	30
3.2.3	Soğutucu Akışkanlar	31
3.3	Değişken Debili Soğutucu Akışkanlı (VRF) Sistemler	33
3.3.1	Dış Üniteler	36
3.3.2	İç Üniteler.....	37
3.3.3	Borular.....	38
3.3.4	Otomasyon	38
3.3.5	Emniyet	39
3.3.6	VRF Sisteminin Seçim Kriterleri	39
3.3.6.1	Projeye uygunluk kriterleri.....	40
3.3.6.2	Diğer iklimlendirme sistemleri ile karşılaştırmalı değerlendirme kriterleri	40
3.3.7	VRF Sisteminin Avantaj ve Dezavantajları	42
3.4	HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları .	44

3.4.1	Enerji ve Ekserji.....	45
3.4.2	Ekserji Analizi.....	46
3.4.2.1	Ölü Hal	47
3.4.2.2	Ekserji Bileşenleri	48
3.4.2.2.1	Potansiyel ve Kinetik Ekserji	48
3.4.2.2.2	Fiziksel Ekserji.....	49
3.4.2.2.3	Kimyasal Ekserji	49
3.4.3	Ekserji Kayıpları ve Termodinamik Denklik Bağıntıları.....	50
3.4.4	Deney Düzenegi	51
3.4.5	İklimlendirilen Mahal.....	56
3.4.6	Ölçüm Sistemi ve Ölçümde Kullanılan Cihazlar	56
3.5	Analizler	60
4.	BULGULAR VE TARTIŞMA	68
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	79
6.	KAYNAKLAR	81
7.	ÖZGEÇMİŞ	84

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Su kaynaklı, yer altı su kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompalarının karşılaştırılması	31
Çizelge 3.2. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması	46
Çizelge 3.4. Dış ünite teknik özellikleri	53
Çizelge 3.5. Yer/Tavan tipi iç ünite teknik özellikleri	55
Çizelge 3.6. Kaset tipi iç ünite teknik özellikleri	55
Çizelge 3.7.. Sistem üzerinde farklı noktalarda ölçülen parametreler	57
Çizelge 4.1. 110714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	70
Çizelge 4.2. 110714 kodlu deneyde sistem ve sistem ekipmanlarına ait sonuçlar	71
Çizelge 4.3. 120714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	72
Çizelge 4.4. 120714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	73
Çizelge 4.5. 130714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	74
Çizelge 4.6. 130714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	75
Çizelge 4.7. 140714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	76
Çizelge 4.8. 140714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	77
Çizelge 4.9. 150714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	78
Çizelge 4.10. 150714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler	79

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Tam tekamül bir havalandırma (iklimlendirme) cihazı	7
Şekil 3.2. Bir iklimlendirme sisteminin genel görünüşü.....	11
Şekil 3.3. İklimlendirme işlemleri.....	15
Şekil 3.4. Isı pompası çevrimi ve şeması	16
Şekil 3.5. Örnek ısı pompası elemanları	17
Şekil 3.6. Örnek bir ticari ısı pompası.....	18
Şekil 3.7. Farklı pistonlu kompresör tipleri	19
Şekil 3.8. Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi	20
Şekil 3.9. Gövde borulu buharlaştırıcı	22
Şekil 3.10. Koaksiyel buharlaştırıcı	23
Şekil 3.11. Kanatlı buharlaştırıcı.....	23
Şekil 3.12. Kılcal boru	25
Şekil 3.13. Otomatik genişleme valfi	25
Şekil 3.14. Termostatik genişleme valfi.....	26
Şekil 3.15. Elektronik genişleme valfi	27
Şekil 3.16. Hava - Su ısı pompası sistemi.....	27
Şekil 3.17. Yer altı suyu ısı pompası sistemi	28
Şekil 3.18. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi.....	29
Şekil 3.19. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası.....	29
Şekil 3.20. Dikey toprak kaynaklı ısı pompası	30
Şekil 3.21. VRF sisteminin çalışma şeması	35
Şekil 3.22. Merkezi sistem örneği.....	35
Şekil 3.23. VRF dış ünitesi	36
Şekil 3.24. VRF iç ünitesi	38
Şekil 3.25. Deney düzeneğinin şematik resmi	52
Şekil 3.26. VRF dış ünitesi	53
Şekil 3.27. Yer/Tavan tipi iç ünite	54
Şekil 3.28. Kaset Tipi İç Ünite.....	54
Şekil 3.29. Sistemin ve mahallerin yerleşim planı	56

Şekil 3.30. Hava sıcaklığı ve bağıl nem ölçüm cihazı	58
Şekil 3.31. Basınç ölçümünde kullanılan manometrelerin resmi.....	58
Şekil 3.32. Soğutucu akışkanın ölçümünde kullanılan termometrenin resmi	59
Şekil 3.33. Soğutucu akışkanın ölçümünde kullanılan debi ölçerin resmi	59
Şekil 3.34. Elektrik ölçümünde kullanılan pensampermetrenin resmi	59

SİMGELER VE KISALTMALAR

COP	Performans katsayısı
$c_{p,h}$	Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı (kJ/kgK)
$c_{p,sb}$	Su buharının sabit basınçtaki özgül ısısı (kJ/kgK)
\dot{E}_x	Ekserji akımı (kW)
$\dot{E}_{x_{tahrıp}}$	Ekserji tahribi akımı (kW)
\dot{F}	Ekserjetik yakıt akımı (kW)
h	Entalpi (kJ/kg)
$\dot{I}P$	İyileştirme potansiyeli akımı (kW)
\dot{m}_{hava}	Hava debisi (m ³ /sn)
\dot{m}_{sa}	Soğutucu akışkan debisi (kg/s)
P	Basınç (kPa)
\dot{P}	Ekserjetik ürün akımı (kW)
R_h	Gaz sabiti (kJ/kgK)
RT	Rölatif tersinmezlik (%)
s	Özgül entropi (kJ/kgK)
s_o	Referans entropisi (kJ/kgK)
\dot{Q}	Isı transfer akımı (kW)
T	Sıcaklık (°C)
T_o	Referans sıcaklığı (°C)
w	Mutlak nem (kg _{su} /kg _{hava})
$\dot{W}_{komp.}$	Kompresör gücü (kW)
$\dot{W}_{kond.fan}$	Kompresör gücü (kW)
$\dot{W}_{evap.fan}$	Kompresör gücü (kW)
ω	Özgül nem (kg _{su} /kg _{hava})
ψ	Özgül ekserji (kJ/kg)
ε	Ekserji verimi

1. GİRİŞ

Dünya nüfusunun artması, bilimsel ilerlemeler ve bununla birlikte teknolojinin gelişimi sonucu enerji ihtiyacı büyümektedir. Buna karşılık dünya üzerindeki çeşitli enerji rezervlerinin gün geçtikçe azaldığı bilinmektedir. İklimlendirme sistemleri insanların yaşam standartlarını yükseltmek ve konfor sağlamak için tasarlanır. Özellikle Amerika ve Avrupa ülkelerinde tek bir sistemle ısıtma ve soğutma ve elektrik enerjisi birim fiyatının ucuz olması açısından iklimlendirme sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte artan enerji tüketimi, enerji maliyetleri ve çevre problemlerini de beraberinde getirir. Bu problemlerin azaltılması için iklimlendirme sistemlerinin enerji verimliliği ve tasarrufuna yönelik çalışmalara ağırlık verilmesi gerekmektedir.

Son yıllarda ortamların konfor şartlarının verimli bir şekilde sağlanmasında yaygın olarak kullanılan sistemlerden biri de değişken debili soğutucu akışkanlı (Variable Refrigerant Flow-VRF) klima sistemleridir. Bir VRF klima sistemi temelde dış ortama yerleştirilen bir dış ünite grubu, buna bağlı çok sayıda iç ünite, hassas kontrollü bir otomasyon sistemi, bakır boru hattı ve sistemde dolaşan soğutucu gazdan oluşur.

Gelişmiş kontrol teknolojisi ile birbirinden bağımsız ortamlar ayrı ayrı kontrol edilebilirken sadece ihtiyaç olan alanlar için iklimlendirme yapılır. İhtiyaç olmayan alanlar için ise enerji harcanmaz. Sistemin kalbini, iç ünitelerden gelen kapasite talebine göre toplam kapasiteyi çok hassas olarak ayarlayabilen DC inverter kompresörler ve odanın ihtiyacına göre geçen gaz debisini ayarlayan iç üniteye modülasyonlu elektronik akışkan kontrol valfleri oluşturur. Böylece tüm sistem sadece ihtiyaca cevap verecek kadar çalışır ve minimum seviyede enerji tüketir. Bu sayede bir dış ünite grubuna 64 adete kadar farklı kapasitede ve tipte iç üniteler bağlanabilir ve her bir iç ünite birbirinden bağımsız olarak veya gruplar halinde kontrol edilebilir. İç ünite kapasite toplamı dış ünite kapasitesinin %50'sinden az

ve %130'undan fazla olmadığı sürece değişik kombinasyonda sistemler oluşturulabilir.

VRF Sistem sayesinde özellikle taze hava ve egzoz ihtiyacının bulunduğu geniş ve kalabalık mekanlara sıklıkla uygulanan klima santrallerini beslemek de mümkündür. DX serpantin olarak adlandırılan ve bilindik sulu batarya sisteminden farklı olarak serpantin içerisinde su yerine gaz dolaştırılarak ısıtma ve soğutma yapabilen bu sistem sayesinde, su soğutma grubu ve kazan için ayırmak zorunda olduğumuz geniş alanlardan da tasarruf etmek mümkündür.

Özellikle sinema salonu, hastane ve fuar merkezi, tiyatro salonu, konferans salonu, endüstriyel uygulama sahaları, restaurant gibi alanlarda tercih edilerek taze hava ve egzoz uygulamalarını tek bir sistem ile çözmek mümkün olmaktadır. VRF Sistemleri kısmi yüklerdeki verimliliği sayesinde enerji tasarrufu anlamında da kullanıcıya büyük avantaj sağlamaktadır.

Ekserji analizi, enerji sistemlerinin tasarlanmasında, sistem performansının belirlenmesinde önemli rol oynar. Sistemdeki enerji dönüşümleri sırasında enerjinin bir kısmı tersinmezliklere, yani kullanılmayan enerji olarak harcanmaktadır. İklimlendirme sistemlerinde enerjinin verimli kullanılması için, bu sistemlerin detaylı bir şekilde enerji ve ekserji analizi yapılmalıdır ve sistemdeki ekserji kayıplarının miktarı belirlenmelidir.

Bu çalışmanın amacı, bir VRF sisteminin enerji ve ekserji analizini yaparak, bu analiz sonuçlarına göre sistemin ve sistemi oluşturan ekipmanların tersinmezliklerini, tersinmezliğe bağlı olarak meydana gelen kayıpların büyüklüklerini ve yerini, ayrıca enerji ve ekserji verimlerini belirlemektir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

VRF sistemleri ve ekserji konusu birçok araştırmacının ilgi alanı olmuştur. Özgener ve Hepbaşlı [1] çalışmalarında, öncelikle, ekserji konusu genel hatlarıyla ele almışlardır. Daha sonra, HVAC sistemlerindeki bazı uygulamalarından derlenen ekserji analizleri verilmiştir. Yazarlar enerji, çevre ve sürdürülebilir gelişmenin mükemmel bir karışımı olan ekserjinin, gerek tasarım gerekse de işletme aşamasında ele alınmasının, enerji verimliliği sağlamada ve hatta ülkelerin enerji politikalarının oluşturulmasında anahtar bir rol oynadığı göz ardı edilmemesi gerektiğini ortaya koymuşlardır. Sunulan çalışmanın, HVAC mühendislerine farklı bir bakış açısı kazandıracağı ve ileride "HVAC Ekserji Müşavirliği" hizmetlerinin de Türkiye'de verilmeye başlanacağı umulmaktadır.

Alshatti [2]'de çalışmasında farklı soğutma yükü altında, VRF döngüsü için modelleme yapılarak soğutucu olarak R-134a ve R-22 kullanılarak bir deney gerçekleştirmiştir. Bu deneyler kondenser ve buharlaştırıcı sıcaklık değerleri ve gaz türü değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Yazar çalışmasında dış hava sıcaklığının, oda parametreleri, oda duyulur ve gizli ısı yükleri ekserji verimliliğinde etkili olduğunu ayrıca R-134a soğutucu akışkanının daha iyi bir performans gösterdiğini belirlemiştir.

Wu ve ark. [3] çalışmaları için bir bileşen tabanlı kutu geliştirmişlerdir. Değişken soğutucu akışı (VRF) Klima için model taklit ve tahmin sistemleri uygulandı. Bunun sonucunda soğutma durumunda VRF sisteminin performans ve enerji tüketimi ortaya çıkarılmıştır. Altı iç ünite ile Daikin'in 10 HP VRF sistemi test düzeneği olarak kullanılmıştır. Bu model, bina enerji simülasyonuna entegre edilmiştir. Sonuçlar Daikin'in ürün el kitabında test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu model VRF cihazlarının COP' sini %15 den az hata ile hesaplamışlardır.

Hwang [4] çalışmasında değişken debili sistemlerin Energy Plus yazılımı ile güçlendirilerek soğutma sezonunda laboratuvar ortamında elektrik tüketimlerini test etmiştir. Yapılan testlerde günlük, haftalık ve aylık tüketilen elektrik gücünde nispi hata oranı sırasıyla %7.97, %2.40 ve %2.22 olarak tespit edilmiştir.

Liu ve Hong [5] değişken debili soğutucu akışkan ve toprak kaynaklı ısı pompası (ground source heat pump (GSHP)) sistemlerini bir binada kıyaslamışlardır. Bu kıyaslama yapılırken dış ortam sıcaklığı, akışkanın giriş sıcaklığı, kısmı yükleme oranı ve borunun uzunluğu gibi parametreler kullanmışlardır. Sonuçta yapılan çalışmayla toprak kaynaklı ısı pompasının enerji verimliliğinin VRF sisteminden daha iyi olduğu anlaşılmıştır.

Bilgen ve Takahashi [6] çalışmalarında ısı transferi ve sürtünme nedeniyle tersinmezlikleri tartışmışlardır. Performans katsayısı termodinamiğin birinci kanununa göre çeşitli parametreler baz alınarak temel alındı. Performans katsayısı optimum değerleri, verimlilik ve performans katsayısı ekserji analizine dayalı olarak elde etmişlerdir. Çalışmada ekserji analizine dayanarak, bir simülasyon programı deneysel sistemleri simüle ve değerlendirmek için geliştirilmiştir. COP birinci kanunu esas alındığında 7,40'dan 3,85'e, ekserji verimliliği ise 0,37'den 0,25'e ısıtma soğutma yükünün azalan bir fonksiyonudur. COP sapması optimum dizaynla %20-30 arası geliştirilebilir. Ekserji verimliliği azalan bir fonksiyonun yüküdür ve 0,35'den 0,22'ye farklılık göstermiştir.

Dikici ve ark. [7] çalışmalarında, ekserji analizinin, enerji sistemlerinin tasarlanmasında, sistemlerin performansının belirlenmesinde ve optimizasyonunda önemli rol oynadığını ortaya çıkarmıştır. Bu çalışmada, hava kaynaklı ısı pompası sistemi deney seti kurulmuştur. Deneysel veriler Elazığ ilinde boş bir odanın ısıtılması amacıyla kurulan hava kaynaklı ısı pompası sisteminden elde edilen ölçümlere dayanmıştır. Deneyler, 2002 ve 2003 yılları arasındaki Aralık'tan Şubat ayına kadar olan ısıtma sezonunda yapılmıştır. Sonuç olarak; sistemin performans katsayısı, enerji analizi, ekserji analizi ve ekonomi analizleri yapılmıştır.

Aynur [8] çalışmasında değişken hacimli soğutucu akışkan (VRV) ve değişken hacimli hava akışı (VAV) sistemleri bireysel kontrol ve ana kontrol ile mukayese etmiştir. Soğutma performans faktörü (CPF), VRV ile yapılan bireysel kontrolde %15-20 master kontrole göre daha büyük olarak ortaya çıkmıştır. Aynı durum VAV için de geçerli olmuştur.

Tsinghua Üniversitesi bina bilimi bölümünün [9] bir çalışmasında ise 15797 m²'lik 8 katlı binada her katta 50 insanın yaşadığı ortamda akşam 8'den sabah 6'ya ölçüm yapmıştır. VRF sistemi ve %100 taze havalı 2 sistem kurularak ve bu sistemler soğutma modunda mukayese edilmiştir. Farklı dış ortam sıcaklıklarında, farklı kısmi yüklerde COP ölçülmüştür. En yüksek COP değerleri (%55-%80) yük arasında ortaya çıkmıştır. En yüksek COP %58 yükte 7. Katta oluştu. Kısa borulamanın olduğu üst katlarda ise COP yüksek çıkmıştır. Seçilmiş büyük dış üniteler kısmi yüklerde düşük COP'e yol açmıştır. İyi bir tasarımla VRF sisteminin COP'sinin merkezi sisteme göre daha iyi olduğu yerler olduğu gibi, kötü olduğu yerlerde mevcut olduğu sonucuna varmışlardır.

Hepbaşı ve Ertöz [10] çalışmalarında; yer kaynaklı ısı pompası ile ilgili çalışmalar açıklamışlar, alışılagelmiş ısıtma ve soğutma sistemlerine göre yarar ve sakıncalarını belirtmişlerdir. Bu çalışmada ayrıca yer kaynaklı ısı pompası tasarımıyla ilgili metodoloji ile kısmen ekonomik analiz değerleri verilmiştir.

Ron Domitrovic [11] çalışmasında; VRF sistemi 3 borulu ısı geri dönüşümlü (LG Electronics) ile 2 borulu (Mitsubishi) sistemleri karşılaştırılmıştır. Farklı şartlarda ısıtma ve soğutmada tam yük ve kısmi yüklerdeki durum test edilmiştir.

Padilla [12] çalışmasında tüm VRF sistemini incelediğinde toplam ekserji yıkımının en fazla kondenserde meydana geldiğini bulmuştur. Bu deney sabit hızlı kompresör ile gerçekleştirilmiştir. Bu deneyde aynı zamanda Inverter kompresörün kullanımındaki gelişmelerin elektrik tüketimini azaltıcı yönde etki gösterdiği

bulunmuştur. İç dış ünite arasındaki sürtünme ve basınç düşümünden dolayı ekserji yıkımı oluşmuştur. Tersinmezlik, dış üniteye %50'den daha fazladır. Ekserji transferinin, ısı eşlik oranı kompresörlerde önemsiz değerlerde ortaya çıkmıştır. Bu deneyde ortalama COP 2,78 olarak bulunmuş ve en düşük ekserji yıkımının LEV'lerde gerçekleştiği tesbit edilmiştir.

Toksöz ve ark. [13] çalışmalarında ısı pompasının çalışma prensibi ve toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemine kış durumu için ekserji analizi uygulayarak ekserji kayıplarını belirlemiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 İklimlendirme

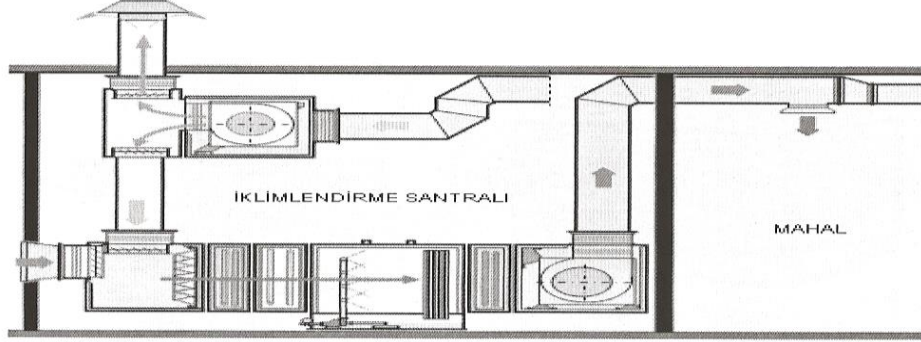
İklimlendirme en genel halde konfor amacı ile insan, hayvan ve bitkilerin veya endüstriyel bir mamulün üretimi sırasında gerekli atmosferik çevrenin (ortam şartlarının) otomatik olarak kontrol altında tutulması işlemi olarak ifade edilebilir.

Teknikte; bir ya da birkaç mahalın havasının dış hava şartlarından bağımsız bir şekilde, sun'i olarak istenilen iklim şartlarına getirilmesine iklimlendirme denir. Bu iklim şartlarını da; havanın tazeliği, temizliği, sıcaklığı, hareketi (hızı), basınç ve nemi oluşturmaktadır.

Dilimize Almancadan geçen "Klima" ile İngilizceden geçen "Air Conditioning = Hava Şartlandırma" kelimeleri iklimlendirme ile eş anlamlıdır

Oda havasını istenilen şartlarda tutabilmek için hava üzerinde bir kısım iklim şartları yerine getiriliyorsa (havanın temizlenmesi, ısıtılması ya da soğutulması gibi) bu

işleme kısmi iklimlendirme denir [14]. Şekil 3.1’ de havalandırma cihazının görünümü verilmiştir.



Şekil 3.1. Tam tekamül bir havalandırma (iklimlendirme) cihazı

3.1.1 İklimlendirme Sistemlerinin Çeşitleri

İklimlendirme sistemleri merkezi sistem ve bireysel sistem olarak ikiye ayrılmaktadır.

3.1.1.1 Merkezi Sistemler

3.1.1.1.1 Merkezi Tam Havalı Sistemler

Isı transferi akışkanı olarak hava kullanılan sistemlerdir. HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) ekipmanı merkezi olarak yerleştirilmiştir. Tam havalı sistemler soğutulmuş ve nemi alınmış havayı şartlandırılmış odaya yollayarak duyulur ve gizli soğutma, ısıtılmış havayı şartlandırılmış odaya yollayarak ısıtma yapar. Tam havalı sistemler havayı filtreleme ve taze hava verme özelliğine sahiptir.

3.1.1.1.2 Merkezi Fan-Coil (Tam Sulu) Sistemler

Bu sistemler tamamen sulu sistemlerdir. Bir merkezde hazırlanan sıcak su ve soğuk su bina içine dağıtılmış fan-coil cihazlarına gönderilir. Sıcak su bir sıcak su

kazanında; soğuk su ise soğutma (çiller) grubunda üretilir. Fan-Coil cihazları bir fan ve serpantin içeren cihazlardır[15].

Fan yardımıyla odadan alınıp serpantinler üzerinden geçirilerek, ısıtılan veya soğutulan hava tekrar odaya verilir. Serpantin içinden soğuk su geçiyorsa soğutma, sıcak su geçiyorsa ısıtma yapılır. Su sirkülasyonu için pompa kullanılır. Bu sistemler genellikle otel, hastane ve ofislerde kullanılır. Fan-Coil üniteleri cam önlerine, asma tavanlara, tavan altına ya da döşeme içine konur.

3.1.1.1.3 Merkezi Havalı-Sulu Klima Sistemleri

Havalı sulu sistemlerde mahallerin iklimlendirilmesi, klima edilmesi buralardaki iç ünitelere hava ve su dağıtımı ile sağlanır. Hava ve su merkezi olarak soğutulur veya ısıtılır. Mahallere gönderilen hava primer hava, su ise sekonder su devresidir. Makine dairesinde merkezi bir klima cihazı, hava kanalı ve su dağıtım sistemleri ile oda terminal üniteleri bulunur. Bu üniteler indüksiyon ve fan-coildir.

3.1.1.2 Bireysel Sistemler

3.1.1.2.1 Pencere Tipi Paket Klimalar

Bu klimalar kompresör, kondenser, valf, evaporatör, borular ve kontrol elemanlarıyla fabrikada bir bütün olarak üretilir. Oda penceresinde oluşturulan özel platforma yerleştirilir.

Cihazın yarısı oda içinde, yarısı oda dışında yer alır. Dışarıda bulunan kondenser kısmı kendi fanıyla aldığı dış havaya yoğuşma ısını atarken oda içinde bulunan evaporatör kısmı üzerinde bir başka fanla geçirilen odadan ısı çekilir. Cihaz böylece soğutma yapar. Isıtma da ise tam ters bir durum söz konusudur.

3.1.1.2.2 Oda Tipi Paket Klimalar

Oda tipi paket klimalar ve pencere tipi klimalarının avantajlarının birleşimidir. Tüm elemanlar bir paket içindedir. Cihaz, oda dış duvarında oluşturulan özel kör kasa içine yerleştirilir. Cihazın yarısı oda içine, yarısı da oda dışına yerleştirilir.

3.1.1.2.3 Split Tipi Klimalar

Pencere ve oda tipi paket klimalar iç ve dış mekanlara konulur. Paket klimalar bireysel klima sistemlerini oluşturur ve fabrikasyon olarak üretilirler. Bu cihazların ana soğutma devresi iki adet ısı değiştirici (kondenser, evaporatör), kompresör, bakır borular, genişleme valfi, kılcal borular, kontrol elemanları ve fanlardan oluşur. Kanallı tip klimalar ise ilaveten difüzör, menfez ve aksesuardan oluşur.

Direkt genişlemede split klimalar iç ve dış ünitelerden oluşur. Bu iki ünite arasında soğutucu akışkanın geçtiği bakır boru bağlantısı ve elektrik bağlantısı bulunur. Split klimalarda soğutma çevrimi esas alınarak iç ısı değiştirici evaporatör, dış ısı değiştirici kondenser olarak adlandırılır. Soğutma çevriminde ısı içerden dışarıya pompalanır. Isıtma çevriminde tam tersi olur. Paket tip cihazlarda klimanın tüm üniteleri aynı paket ünitenin içerisinde bulunmaktadır. Buna en iyi örnek pencere tip paket klimalardır [16].

3.1.1.2.4 Duvar Tipi Split Klimalar

Bu sistemlerde, kompresör ve kondenser üniteleri binaların dış çevrelerine yerleştirilir. Havayı şartlandıran evaporatör ve fan, filtre ve diğer aksesuarlar iç üniteyi oluştururlar. Split tipi klimada sadece soğutma yapıldığı gibi ısıtma ve soğutma yapabilen ısı pompası tipleride yaygın olarak kullanılır.

Duvar tipi split klimaların iç ünitelerinin üzerine entegre edilen kanatlar vasıtasıyla istenilen yöne üfleme yapılır. Ayrıca üfleme fan hızı kademeli olarak değiştirilir.

Genellikle 3 kademe yeterlidir. Cihazda filtre bulunur. Böylece oda havasının filtrelenmesi mümkün olur. Bu cihazlar genellikle uzaktan kumanda ile çalıştırılır.

3.1.1.2.5 Kanal Tipi Split Klimalar

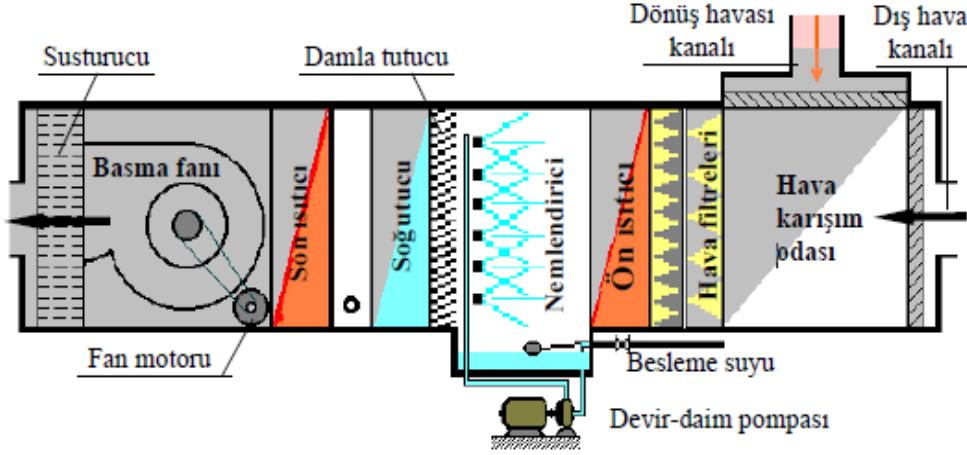
İç ünitelere bağlanan kanal sistemiyle şartlandırılan hava farklı hacimlere taşınabilir ve çok noktada üfleme yapılarak homojen dağılım sağlar. Kanal tipi iç üniteler tavan arası, asma tavan, mutfak veya gar dolap gibi bölmelere yerleştirilerek gizlenir.

Kanal tipi klimaların en önemli avantajları; başta havalandırma yapabilme yeteneği olmak üzere ses, homojen hava dağıtımı, kapasite gibi konularda beklentilere cevap verebilmesidir. Dış ünite serpantin üzerinde hava sirkülasyonu rahat sağlanmalıdır. Dış üniteler yetersiz hava sağladığında kısmen bina içerisine monte edilir. Ünite üzerinde yoğunlaşma olacağı düşünülüp bir gider olmalıdır.

Montaj esnasında dış ünitenin ses etkisi göz önüne alınarak cihazları pencere önlerinde titreşim ve gürültünün kolayca yok edilebileceği bir yerde olmalıdır. Çatı ve teras montajlarında cihaz ağırlığı dengelenmesi ve titreşim iletiminin en az düzeye indirilmesi amacıyla lastik takoz üzerine konmalıdır. Cihazın konulacağı yerde drenaj suyunun bağlanabileceği bir su gideri bulunmalıdır. İç üniteyle dış ünite arasındaki mesafe az olmalıdır [17].

3.1.2. İklimlendirme Sistemi Elemanları

Şekil 3.2' de bir iklimlendirme sisteminin genel görünüşü verilmiştir. Şekilde ayrıca sistemi oluşturan elemanlar da görülmektedir. Sistemi oluşturan elemanlar ve açıklamaları aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.2. Bir iklimlendirme sisteminin genel görünüşü

Karışım odası: Hava karışım odaları değişik amaçlı olarak, değişik fiziki şartlardaki havaları karıştırarak, yeni fiziki özelliklere sahip olan havayı oluşturan odacıklardır.

Toz filtresi : Dış hava ile çevrim havasının temizlenmesi için, karışım odasının arkasına genellikle bir toz filtresi yerleştirilir.

Ön ısıtıcı : Ön ısıtıcı genellikle kışın gereken bir ısıtma ünitesidir. Dışarıdan emilen nemi düşük dış havanın nem alma kapasitesini nemlendirici girişinden önce arttırmak için ön ısıtıcı gereklidir.

Soğutucu : Hava soğutucularının yapım ve kanal içine yerleşimi aynen sıcak sulu ve buharlı hava ısıtıcıları gibidir. Yapı olarak soğutucular, ısıtıcılara benzemektedir. Soğutucu akışkan olarak soğuk su kullanıldığında borulardan akan suyun hızı, ısıtıcıya göre biraz daha yüksek alınmalıdır.

Nemlendirici: Konfor şartlarında mahale verilen havanın bağıl neminin alt sınırının % 35-40 olması istenir. Bu nedenle, mahale verilen sistem havasının neminin bu sınırların altında olması durumunda nemlendirilmesi ve üstünde olması durumunda da neminin alınması gerekmektedir.

Damla tutucu: Nemlendiriciden sonra yerleştirilen damla tutucunun görevi, yıkama ve nemlendirmede kullanılıp havanın bünyesine girmemiş olan su damlacıklarının çıkış havası devresine nüfuzunu engellemektir

Fanlar : Hava ve diğer gazları yüksek basınçlara kadar aktarabilen makinelere “fan” denir. Fanlar genel olarak gövde, kanat çarkı ve tahrik motoru olmak üzere üç ana kısımdan oluşurlar. Piyasada fanlar havayı mahale basıyorsa “vantilatör” ve mahalden hava emip dışarı atıyorsa da “aspiratör” olarak adlandırılmaktadırlar. Hava fanları kullanım amacına göre salyangoz, eksenel ve dik akımlı fanlar olarak üç değişik şekilde üretilirler.

Susturucu: İklimlendirilen mahale ses ve gürültü gitmesini en aza indirmek amacı ile kullanılırlar.

3.1.3. İklimlendirmenin Uygulama Alanları

İklimlendirmenin uygulama alanları genel olarak üç ana grupta toplanabilir. Bunlar konfor amaçlı uygulamalar, hassas cihazlar ile makinelerin bulunduğu mahaller ve endüstriyel uygulamalardır.

3.1.3.1 Konfor Amaçlı Uygulamalar

Konfor iklimlendirmenin esası konut ve iş yerlerindeki insanların kullandıkları mekânların havasının şartlandırılmasıdır. Geleneksel konut havalandırması, kapı ve pencerelerin açılmasıyla veya buralardan sızan havalarla doğal olarak sağlanmaktadır.

Enfiltrasyonla (sızıntı ile) olan hava değişimi normal hallerde 0,3 – 0,7 değişim/saat mertebesinde ve bu yeterli olmaktadır. Ancak çeşitli nedenlerle mekanik havalandırma ve bunun daha ileri bir uygulaması olan konfor iklimlendirme tesisleri, gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır.

Konfor iklimlendirme tesisleri Őu kısımlara ayrılır Yaz iklimlendirme tesisleri, Kış iklimlendirme tesisleri, Yaz-Kış iklimlendirme tesisleri olarak değerlendirilmektedir.

Genellikle son zamanlarda büyük tesislerde yaz-kış iklimlendirme tesisleri yapılmakta ve aynı tesisat ile her iki mevsimde de istenen konfor temin edilmektedir. Yaz-Kış iklimlendirme tesisinden beklenen özellikler Őunlardır :

Filtrasyon : Kışın ve yazın havayı filtre ederek içeri almak, böylece bina içine toz, pislik ve hatta mikropların girmesini engellemelidir.

Taze hava : Bina içindeki sağlık ve konfor Şartlarını engelleyen her türlü koku ve CO₂'i bertaraf edecek miktarda taze hava temin etmelidir.

Sessiz hava nakli : Hava naklinin titreşimsiz ve gürültüsüz yapılmasını, homojen ve rahatsız etmeyen bir emme-üflemenin sağlanmasını temin etmelidir.

Kış hava sıcaklığı: Kışın havanın konfor sağlayan bir sıcaklığa (21±24 °C) kadar ısıtılmasını sağlamalıdır.

Yaz hava sıcaklığı: Yazın havanın dış hava sıcaklığından (6 - 7 °C) daha aŐağı bir sıcaklığa kadar soğutulmasını temin etmelidir.

Kış hava rutubeti: Kışın içeri alınan havanın izafi rutubet (bağıl nem) derecesini en az % 30 olmasını temin edecek Şekilde nemlendirmelidir.

Yaz hava rutubeti: Yazın içeri alınan havanın soğutulduktan sonra izafi rutubet derecesinin % 55'in altında kalmasını temin etmek maksadı ile kurutma yapmalıdır.

3.1.3.2 Hassas Cihazlar ve Makinelerin Bulunduğu Mahaller

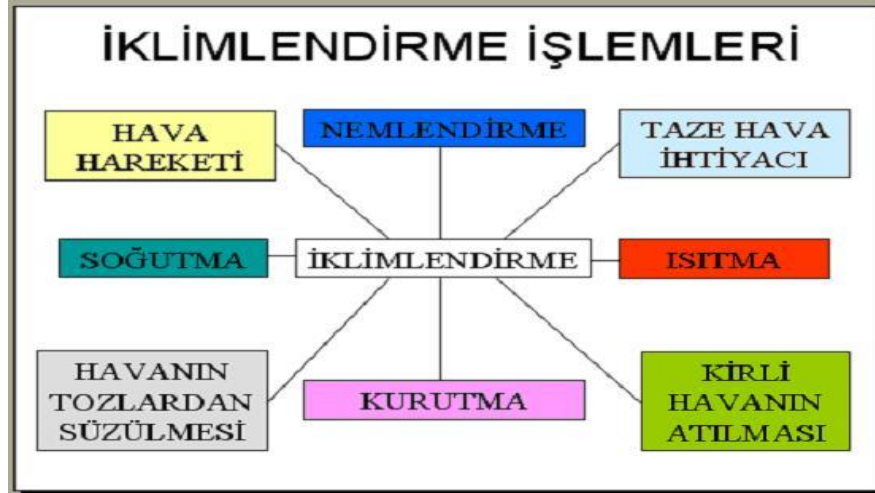
Bazı durumlarda daha hassas bir ısıtma-soğutma yapılması gerekebilir. Bu mahallere örnek olarak laboratuvarlar, makine, cihaz test ve ayar odaları, temiz ortam gerektiren işlem odaları, bilgi işlem merkezleri, hassas alet imalat ve kalibrasyon odaları verilebilir.

3.1.3.3 Endüstriyel Uygulamalar

Sanayi iklimlendirme tesisleri endüstride bazı maddelerin fabrikasyonuna en uygun hava şartlarını temin etmektedir. Tekstil, kimya, şeker, tütün, ilaç, gıda vb. sanayi tesislerinde, hava belirli sıcaklık, nem ve temizlikte tutulduğu takdirde imalat daha verimli ve kaliteli olmaktadır.

Endüstriyel maksatlarla hazırlanan hava iyice süzölür ve temizlenir, böylece imalat havadaki pisliklerden korunmuş olur. Bu maksatla hazırlanan hava konfor bakımından uygun şartlarda olmayabilir.

Yukarıda açıklananların yanı sıra iklimlendirme farklı birçok alanda da aktif olarak kullanılmaktadır. Bunlara örnek olarak; proses imalat için iklimlendirme, endüstriyel binaların iklimlendirilmesi, matbaa ve basım işlemleri, tekstil ve benzeri prosesler, fotoğraf işlemleri ve depolama, ürün muhafazası, zirai ürünlerin kurutma ve depolanması verilebilir. Şekil 3.3' te iklimlendirme işlemlerinin şeması verilmiştir.

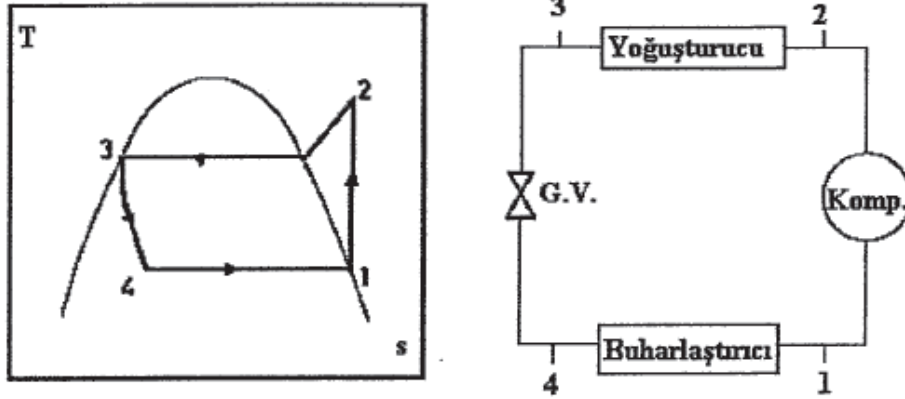


Şekil 3.3. İklimlendirme işlemleri

3.2 Isı Pompaları

Isı pompası; ısıtma, soğutma ve havalandırma gibi teknolojilerde kullanılır. Asıl amacı, ısının bir yerden başka bir yere transferini gerçekleştirmektir. Isı pompası ve soğutma sistemlerinin mekanik olarak elemanları aynıdır. Aralarındaki tek fark kullanım amaçlarından kaynaklanmaktadır. Isı pompasının amacı, ısıtma aylarında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısıyı alarak yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ulaştırmak ve kaynağın ısıtmasını sağlamaktır.

Şekil 3.4' te ısı pompası çevrimi ve şeması verilmiştir. Çevrimin akışkan sıvısı ısı kaynağından düşük basınç ve sıcaklıkta ısı alır kompresör ile basıncı yükselir. Kompresörden yüksek basınç ve sıcaklıkta çıkan akışkan kondensere gelir burada ısıyı verdikten sonra genleşme valfinden tekrar buharlaştırıcıya dönerek burada basınç eşitlenir ve çevrim tamamlanır.

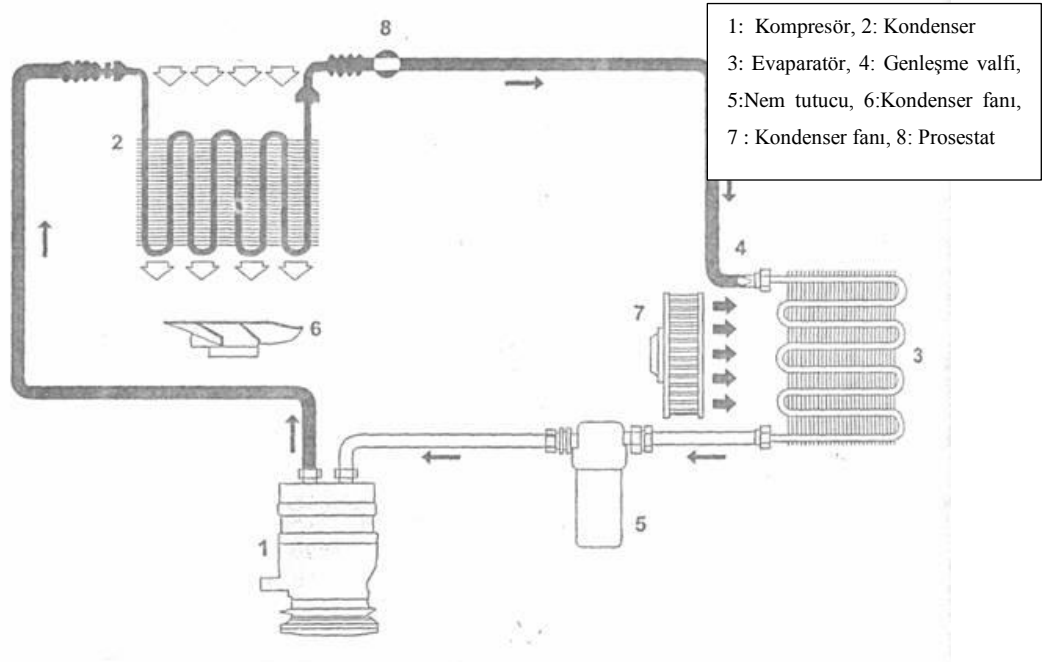


- 1-2: kompresörde, izentropik sıkıştırma
- 2-3: yoğuşturucuda, sabit basınçta dışarıya ısı verilmesi
- 3-4: genleşme valfinda, sabit entalpide genişleme
- 4-1: buharlaştırıcıda, sabit basınçta dışarıdan ısı alınması

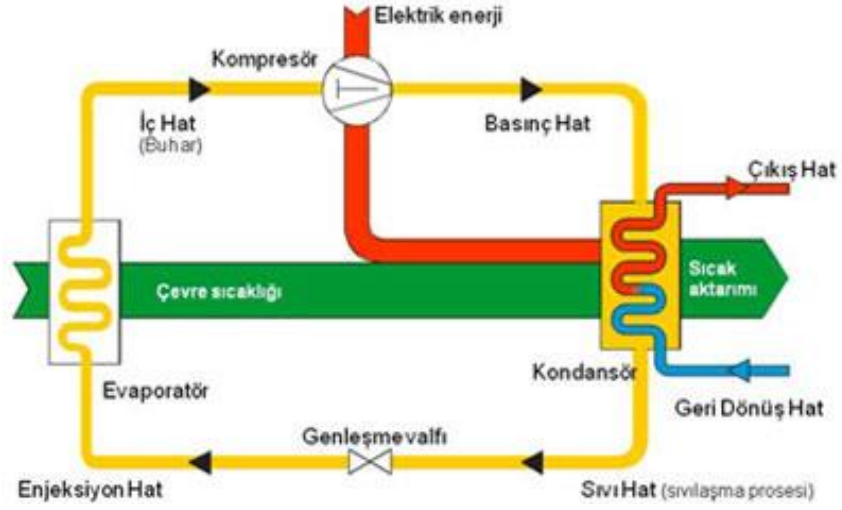
Şekil 3.4. Isı pompası çevrimi ve şeması

Şekil 3.5' te örnek bir ısı pompasının elemanları, Şekil 3.6' da ise ticari amaçlı bir ısı pompası gösterilmiştir [18]. Isı pompaları için en çok kullanılan enerji kaynağı, su ve topraktan da yararlanılmasına rağmen havadan havaya sistemlerde atmosferik havadır. Kaynak olarak havayı kullanan sistemlerde en büyük sorun özellikle nemli yörelerde sıcaklığın 2 ile 5°C'in altına düştüğü zaman ortaya çıkan karlanmadır. Buharlaştırıcı boruları üzerinde karlanma ısı aktarımını önemli ölçüde engellediğinden istenmeyen bir olgudur. Bununla birlikte söz konusu karlanma, ısı pompası çevriminin tersine çevrilmesi yani sistemin soğutma durumunda çalıştırılması ile giderilebilir. Bu durum sistemin etkinliğinin azalmasına neden olur. Suyu ısı kaynağı olarak kullanan sistemler genelde 80 m'ye kadar inen derinliklerdeki, sıcaklığı 5 ile 18°C arasında değişen yeraltı sularını kullanırlar ve karlanma problemleri yoktur. Bu sistemler daha yüksek etkinlik katsayılarına sahip olmakla birlikte daha karmaşıktırlar ve yeraltı suyu gibi büyük miktarlardaki su kütlelerine kolay bir şekilde erişime gereksinim duyarlar. Toprak sıcaklığının sabit kaldığı derinliklerde uzun mesafeli borulamaya ihtiyaç gösterdiklerinden, toprağı ısı kaynağı olarak kullanan sistemlere daha az talepte bulunur. Kullanılan sisteme ve kaynağın sıcaklığına bağlı olarak ısı pompalarının etkinlik katsayıları genellikle 1.5

ile 4 arasında değişirler. Yakın tarihlerde geliştirilen hız kontrollü elektrik motorları kullanan yeni nesil ısı pompaları öncekilere oranla en az iki kat daha enerji verimlidirler. Isı pompasının kapasitesi ve etkinliği düşük kaynak sıcaklıklarında önemli ölçüde azalır. Bundan dolayı havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompalarının çoğunda, elektrikli ısıtıcı, mazotlu ya da doğal gazlı kat kaloriferleri gibi yardımcı ısıtma sistemlerine ihtiyaç duyulur. Su ve toprak sıcaklıkları çok fazla değişmediği için, su veya toprağı ısı kaynağı olarak kullanan sistemlerde ek ısıtmaya ihtiyaç duyulmayabilir. Bununla beraber ısı pompası sisteminin en yüksek ısı yüklerini karşılayabilecek büyüklükte olması gerekir.



Şekil 3.5. Örnek ısı pompası elemanları



Şekil 3.6. Örnek bir ticari ısı pompası

3.2.1 Isı Pompası Elemanları

3.2.1.1 Kompresör

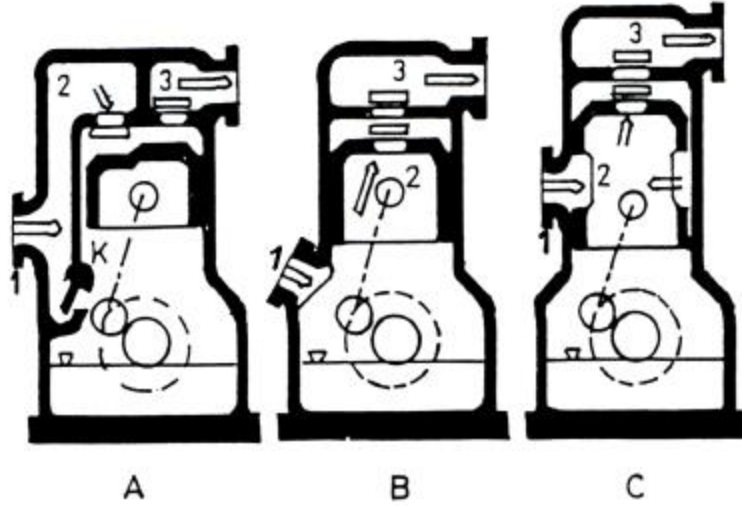
Kompresörler alçak basınçta ve buhar halinde kompresörlerden çıkan havayı yoğunlaşma sıcaklığına daha kolay gelebilmesi için sıkıştıran elemanlardır. Isı pompalarında genelde kullanılan dört tip kompresör vardır. Bunlar, pistonlu kompresörler, rotatif (dönel) kompresörler, turbo (santrifüj) kompresörler, vidalı kompresörlerdir.

3.2.1.1.1 Pistonlu Kompresörler

Pistonlu kompresör sisteminde kompresör içerisinde bulunan piston yardımıyla sıkıştırma işlemi yapılır. Bu işlemi yapabilmesi için kompresör gücünü elektrik motorundan almaktadır. Kompresörler kullanım alanlarına göre çeşitlilik göstermektedir. Bunlardan yatay ve dikey olarak bahsedilebilir. En çok kullanılan kompresör çeşitleri dikey tipli olanlardır. Dikey tipin kullanılmasındaki gerekçe

daha az yer kaplaması, daha ucuza mal olmaları ve devir sayılarının daha fazla olmasıdır. Yatay tipler düşey tiplerin tam tersi özelliklere sahiptir.

Basma ve emme kısımlarındaki basınç oranı 5'in üstünde olduğu zaman kademeli pistonlu kompresörler kullanılmaktadır. Bu kompresörler kademeli pistonlu veya çok silindri olabilirler. Silindirler sıralı olabileceği gibi V veya yıldız şeklinde yerleştirilebilirler ve motorlardakine benzeyen biyel mekanizması kullanılır. Biyeler küçük kompresörlerde dövme çelik, büyük kompresörlerde ise dökme demirden yapılırlar [19]. Şekil 3.7' de farklı pistonlu kompresör tipleri verilmiştir.

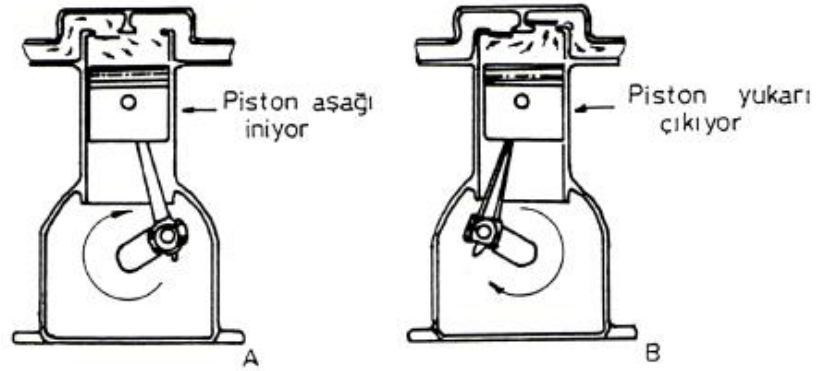


Şekil 3.7. Farklı pistonlu kompresör tipleri

A tipinde emme sübabından emilen buhar halindeki soğutucu akışkan silindir içerisinde bir dönme yapmakta ve tekrar basma sübabından basınçla çıkmaktadır. B ve C tiplerinde ise silindir içinde bir yönde akmaktadır. Bu sebeple pistonlu kompresörleri soğutucu akışkanın hareketine göre doğru akımlı ve dönüşlü akımlı olmak üzere sınıflandırmak mümkündür. Dönüşlü akım olan kompresörlerde, buhar ile silindir yüzeyleri arasındaki ısı geçişi sebebiyle yüzey kayıpları aleyhte bir faktördür. Şekil 3.7' de A tipi dönüşlü, B ve C tipleri ise doğru akımlı kompresörleri göstermektedir.

B tipinde yağ soğutucu akışkan ile birlikte kompresörden çıkar ve yağ ayırıcı iyi değilse bütün devreyi dolaşır. A tipinde her iki sübap da silindirin üst kısmındaki sübap bloğuna konulmuş olup, emiş kısmındaki K borusu yoluyla yağ alt kısma akar. Bu tip genellikle yağ ile çabuk karışarak sürükleyen soğutucu akışkan kullanan tesislerde tercih edilir.

Sübaplar genellikle krom nikelli çelikten ve yuvaları ise normal basınçlar için dökme demir, yüksek basınçlar için su verilmiş çelikten yapılır. Sübaplardaki hızlar soğutucu akışkanın cinsine göre belirli değerlerin üstüne çıkmamalıdır. Şekil 3.8’de pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi görülmektedir.



Şekil 3.8. Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi

Şekil 3.8’de A kısmında görüldüğü gibi piston silindir içinde aşağıya doğru inerken silindirin içerisindeki basıncı emme hattındaki basıncın altına düşürür. Bu basınç farkı emme sübapını açar ve soğutucu akışkan silindire girer. Bu arada basma hattındaki basınç silindir içerisindeki basınçtan büyük olduğu için basma sübapını kapalı tutar [20]. B kısmında görüleceği üzere piston yukarıya doğru çıkarken sıkıştırma işlemini gerçekleştirir. Bu sırada silindir içindeki soğutucu akışkan buharının basıncı büyük ölçüde artar. Silindir içindeki yüksek basınç bu kez emme sübapını kapalı tutar. Silindir içerisindeki basınç basma hattındaki basıncı aştığı zaman basma sübapı açılır ve yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı basma hattına

girer. Basma hattı da soğutucu akışkanı yoğuşturucuya iletir. Böylece kompresör çevrimdeki görevini tamamlamış olur.

3.2.1.1.2 Rotatif (Dönel) Kompresörler

Rotatif kompresörler pistonlu kompresörlerden farklı olarak ileri-geri hareketine karşılık dönel hareket yaparlar. Bu da pistonlu kompresörlere göre daha fazla devirde dönmelerini sağlamaktadır. Daha sessiz ve hafif olmalarına rağmen imal edilmeleri bir o kadar zordur.

3.2.1.1.3 Turbo (Santrifüj) Kompresörler

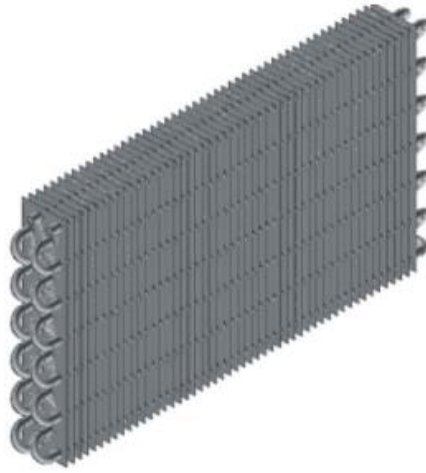
Bu kompresör tipi diğer pistonlu ve dönel kompresörlerin pozitif sıkıştırma hareketleri yerine santrifüjlü sıkıştırma hareketi yapmaktadır. Turbo kompresörlerde emme tarafı ile basma tarafı arasındaki basınç farkını sağlamak için önce emilen soğutucu akışkan buharına bir hız (kinetik enerji) verilir ve sonra bu hız basınca (potansiyel enerji) dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemi sırasında kayıplar olur ve basma tarafı basıncı yükseldikçe bunlar daha da artar. Bu nedenle, turbo kompresörlerde basma basıncının (yoğuşma basıncının) mümkün olduğu kadar emişten az bir farkla oluşması istenir. Bu yüzden yoğuşma basıncı düşük olan soğutucu akışkanlar (F11 ve F113 gibi) turbo kompresörler için uygun olmaktadır. Ayrıca büyük molekül ağırlığı olan F11, F21 ve F114 gibi soğutucu akışkanlar da turbo kompresörler için uygundur [21].

3.2.1.1.4 Vidalı Kompresörler

Dişli kompresörler F-12, F-22, F-502 ve amonyak gibi çok kullanılan yüksek yoğuşma basınçlı soğutucu akışkanlara uygulanabilirler. Düzgün (kesintisiz) soğutucu akışkan gaz akışı sağlamaları, emme ve basma sübaplarının bulunmaması, arıza kaynağının ve basınç kayıplarının ortadan kalkması ve diğer tip



Şekil 3.10. Koaksiyel buharlaştırıcı



Şekil 3.11. Kanatlı buharlaştırıcı

3.2.1.3 Yoğuşturucu (Kondenser)

Yoğuşturucular, kompresörden kızgın halde iken üzerine basınç uygulandıktan sonra çıkan akışkan buharının yoğuşturulduğu yerdir. Soğutma işlemini hava veya su yaptığı için yoğuşturucular hava soğutmalı veya su soğutmalı gruplar olarak ikiye ayrılabilirler.

Hava soğutmalı sistemlerde yoğuşturucu kanatlı boru sistemine göre yapılır. Dışarıda havayla temas eden borular içerisinde soğutucu akışkan bulunmaktadır ve ısı taşınımı bu sistem aracılığı ile yapılır. Hava taşınım katsayısının küçük olmasından bu sistemler genellikle daha küçük alanlarda ve küçük soğutma yüklerinde kullanılır. Aksi takdirde çok büyük alanların kullanılması söz konusudur. Bu sisteme en güzel örnek evlerimizde kullandığımız buz dolapları olabilir. Dolabın arkasında açık halde bulunan borulardan geçen akışkan hava ile temasıyla birlikte ısı transferini gerçekleştirir.

Su soğutmalı sistemler ise kullanılabilir su varsa ve elektrik enerjisinden tasarruf yapmak isteniyorsa kullanışlı hale gelirler. Bütün bu soğutma sistemindeki suyun dışarıya nakil edilmesi büyük masraf ve atık sistem yapılmasında sorunlar çıkarabilir. Bu yüzden su kuleleri kurularak suyun devridaim işlemi yapılarak tekrar kullanılmasına başvurulmuştur.

3.2.1.4 Genleşme (Expansion) Valfi

Yoğuşturucu basıncını buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarar. Soğutucu akışkanı buharlaşma basıncına getirir. Genişleme işlemi yaklaşık olarak sabit entalpide gerçekleşir. Basınç düşümü ile düşük sıcaklıklara ulaşılır. Dört çeşit genleşme valfi vardır. Bunlar; kılcal borular, otomatik genleşme valfi, termostatik genleşme valfi ve elektronik genleşme valfidir.

3.2.1.4.1 Kılcal Borular

Ev tipi soğutucular, dondurucular, pencere tipi klima cihazları, paket tipi ticari soğutucular gibi küçük kapasiteli fabrikasyon imalatı soğutma aparatlarında çok sık kullanılan kılcal borular, ekonomik ve basit şekilde basınç düşürme işlemini yerine getirmek üzere kullanılmaktadır. Şekil 3.12' de kılcal boruya örnek verilmiştir.



Şekil 3.12. Kılcal boru

3.2.1.4.2 Otomatik Genleşme Valfi

Soğutma yükü fazla değişmeyen, stabil bir sistemde kılcal boruya benzer bir basınç düşürme işlemi sağlamaktadır. Maliyetlerinin düşük oluşu, çalışmasının güvenilir olması, kontrol ve tamir takımı ile kolayca değiştirilmesi gibi avantajları sayesinde son yıllarda küçük kapasiteli paket tipi klima cihazları, su ve meşrubat soğutucuları, ev tipi buz dolapları ve ısı pompalarında sıkça kullanılmaktadır. Şekil 3.13’de otomatik genleşme valfine örnek verilmiştir.



Şekil 3.13. Otomatik genleşme valfi

3.2.1.4.3 Termostatik Genleşme Valfi

Uygulamada termostatik genleşme valfleri soğutucu sıvının (akışkanın) evaporatöre alçak basınçta püskürtülmesini ayarlar. Püskürtme ile soğutucu akışkanın kızdırma ısısı kontrol edilir. Termostatik genleşme valfleri, özellikle kuru tip evaporatörlere sıvı soğutucu akışkanın basılması için uygundur. Çünkü evaporatör çıkışındaki

kızgınlık, evaporatör soğutma yükü ile orantısal olarak değişir. Geniş evaporasyon sıcaklık aralığında $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ florlu soğutucuların (R-12, R-22, R-134a, R-502 vb.) kullanıldığı derin dondurucular, soğutma dolapları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri için uygundur. Şekil 3.14’ de termostatik genişleme vanasına örnek verilmiştir.



Şekil 3.14. Termostatik genişleme valfi

3.2.1.4.4 Elektronik Genleşme Valfi

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan elektronik genişleme valfleri kontrol şekline göre üçe ayrılır. Bunlar; step motorlu vanalar, oransal manyetik bobinli vanalar ve açıp kapama sürelerinin kısaltılıp uzatılması sonucu soğutucu akışkan akışının sağlandığı vanalardır. Elektronik genişleme valfinde, kontrol, evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın kızgınlık değerine göre yapılır. Soğutucu akışkan debisinin sürekli değiştiği VRF sistemlerde evaporatörün yeterli miktarda soğutucu akışkan ile beslenebilmesi açısından elektronik genişleme vanası çok önemlidir Şekil 3.15’ te elektronik genişleme valfine örnek verilmiştir.

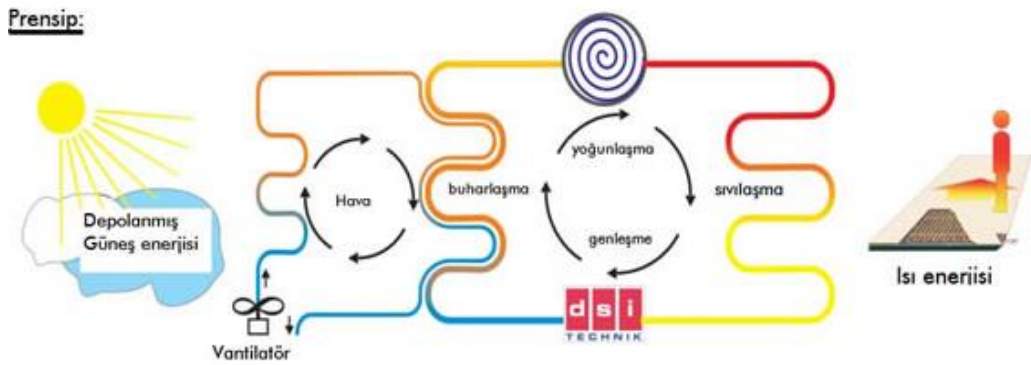


Şekil 3.15. Elektronik genişleme valfi

3.2.2 Isı Pompalarının Sınıflandırılması

3.2.2.1 Hava - Su Isı Pompası Sistemleri

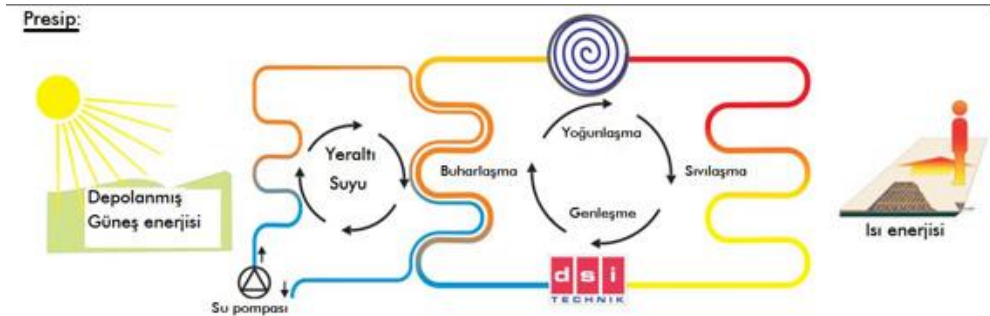
Hava doğada bulunması en kolay ısı kaynağıdır. Ancak hava sıcaklığı yıl boyunca diğer ısı kaynaklarına göre çok büyük değişim gösterir. Isı kaynağı ile ısı taşıyıcı arasındaki sıcaklık farkı ne kadar fazla olursa cihaz verimi o kadar düşük olur. Bu nedenle hava ısı pompalarının verimliliği yıl boyunca değişkenlik gösterir. Şekil 3.16’ da hava / su ısı pompalı sistem gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Hava - Su ısı pompası sistemi

3.2.2.2 Yeraltı Suyu Isı Pompası Sistemleri

Yeraltında bulunan su güneşten gelen enerjinin saklanması için iyi bir sistem görevi görmektedir. Yeraltındaki suyun sıcaklığını kışın +8 ile +12°C değerleri arasında olması performans katsayısı olarak oldukça avantajlıdır. Yeraltı sularının avantajlı olmasının yanında her yerde bulunabilmeleri kullanım alanlarının kısıtlanmasına neden olmaktadır. Bunun için en verimli olma şekli 30m civarı derinlik ve akarsu şeklinde olmasıdır. Böylece kaynaktan daha uzun zaman ve daha verimli bir şekilde yararlanır. Bu yeraltı suyunun yeryüzüne çıkarma işlemini dalgıç pompaları yapmaktadır; derinlik arttıkça da daha güçlü pompalara ihtiyaç duyulur. Şekil 3.17’ de yer altı suyu kaynaklı ısı pompası şekli verilmiştir.

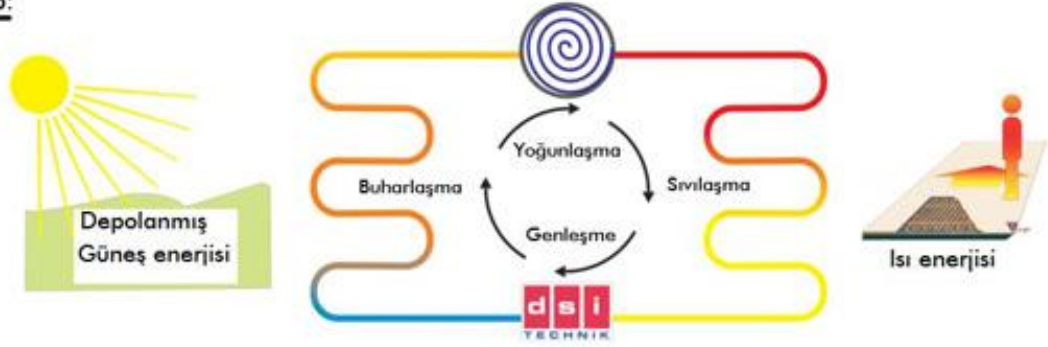


Şekil 3.17. Yer altı suyu ısı pompası sistemi

3.2.2.3 Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri

Güneşten gelen enerjinin en iyi depolanma şekillerinden birisi topraktır. Toprak dış ortam şartlarına göre her zaman daha elverişlidir. Yani kışın dış ortam sıcaklığından daha sıcak, yazın dış ortam sıcaklığından daha soğuktur. Toprak kaynaklı sistem diğer sistemlere göre kullanılabilirliği çok daha fazladır çünkü kolay bulunabilir. Sistem örnek olarak Şekil 3.18’ de verilmiştir.

Presip:

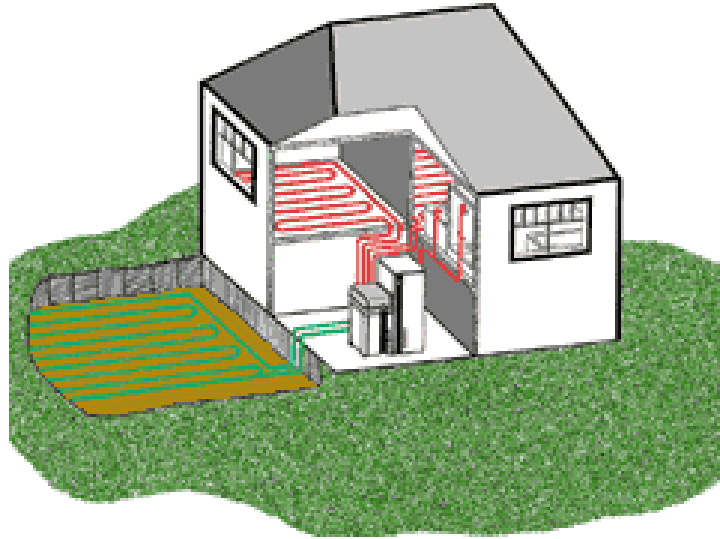


Şekil 3.18. Toprak kaynaklı ısı pompası sistemi

Toprakta bulunan ııyı iki farklı sistem aracılığı ile çekilebilir. Bunlar; yatay sistemler ve dikey sistemlerdir [21].

3.2.2.3.1 Yatay Sistem

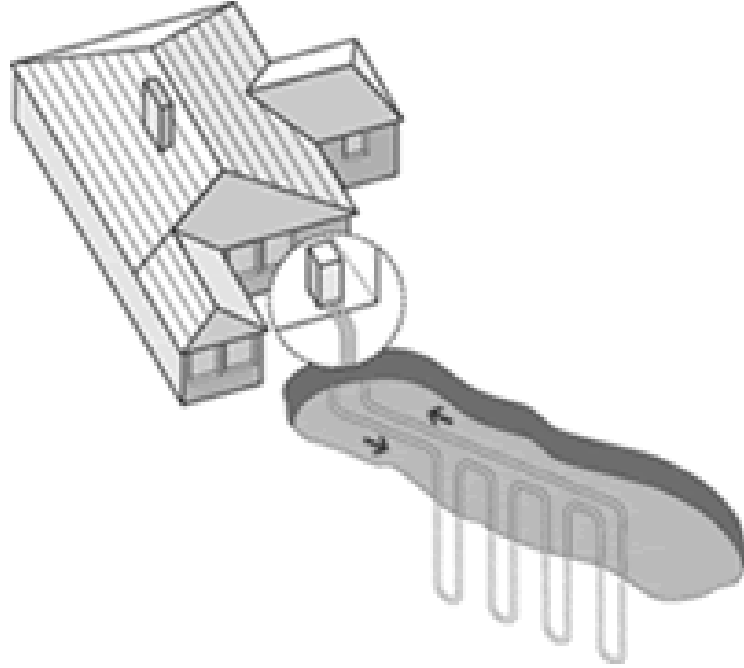
Bu uygulama toprağın 1-1,5 m derinliğinden boruların döşenmesiyle ısının çekilmesidir. Dikkat edilmesi gereken hususlar, arazinin üstüne bitki ekilmemesi, yağmur sularının sızıntısı engellenmesi (toprağın üstüne beton dökmek) olur. Sistemin nasıl bir görüntüye sahip olduğu Şekil 3.19' da gösterilmiştir.



Şekil 3.19. Yatay toprak kaynaklı ısı pompası

3.2.2.3.2 Dikey Sistem

Yeterli toprak alanının sağlanmaması durumunda dikey uygulama sistemine geçilmektedir. Bir sondaj tertibatıyla suyun belirli derinliklerinden yararlanılır. Sistem Şekil 3.20’ de verilmiştir.



Şekil 3.20. Dikey toprak kaynaklı ısı pompası

Çizelge 3.1’ de su kaynaklı, yer altı su kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompalarının karşılaştırılması yapılmaktadır.

Çizelge 3.1. Su kaynaklı, yer altı su kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompalarının karşılaştırılması

Teknoloji Uygulamaları	Referans Standart	Kapasite Grubu	Kapasitelendirme Koşulu (Üniteye giren su sıcaklığı)	Minimum Etkinlik Katsayısı	
				Soğutma	Isıtma
Su kaynaklı ısı pompası	ARI 320-86	<65.000 Btuh (19.045 kW)	Standart 85°F (29,4°C)	9,3 EER	-
			Standart 70°F (21,1°C)	-	3,8 COP
			Düşük Sıc. 75°F (23,8°C)	10,2 EER	-
		>65.000 Btuh (19.045 kW)	Standart 85°F (29,4°C)	10,5 EER	-
<135.000 Btuh (39.555 kW)	Standart 70°F (21,1°C)	-	3,8 COP		
Yer altı suyu kaynaklı ısı pompası	ARI 325-85	<135.000 Btuh (39.555 kW)	Standart 70°F (21,1°C)	11,0 EER	3,4 COP
			Düşük Sıc. 50°F (10°C)	11,5 EER	3,0 COP
Toprak kaynaklı ısı pompası	ARI330-90	Herhangi	Standart 77°F (25°C)	-	-
			Standart 32°F (32°C)	-	-

3.2.3 Soğutucu Akışkanlar

Buhar sıkıştırma çevrimi esasına göre çalışan soğutma sistemlerinde ısının taşınması görevini yapan ara maddelere soğutucu akışkan veya kısaltılmış şekliyle soğutkan adı verilmektedir.

Soğutucu akışkanlar soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin en önemli temel akışkanlarıdır. Genellikle bu akışkanlar buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla bir ortamdan (soğutma yapılan bir odadan) çektikleri ısıyı, diğer bir ortama (dış çevreye) atarlar. Bu faz değişimleri mekanik buhar sıkıştırma ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi bir akışkan kullanan gaz soğutma çevrimlerinde görülmez.

Soğutucu akışkanların yukarıda belirtilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi yani bir soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişebileceği gibi bu özelliklerin hepsini yerine getirmeleri her zaman mümkün olmayabilmektedir [22]. Genel olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özellikler aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Az bir enerji (güç) sarfi ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma (kondanser) basıncı düşük olmalıdır.
- Viskitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Nakli depolanması ve sisteme şarjı kolay gerçekleştirilebilmelidir.
- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet (su) ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçması halinde bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara (ve diğer canlılara) zarar vermemelidir.
- Havaya karıştığında yanıcı veya patlayıcı bir ortam meydana getirmemelidir.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Elektriksel özellikleri (bilhassa hermetik tip kompresörler için) uygun olmalıdır.
- Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır.
- Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısı iletkenliği yüksek, molar ısınma ısısı ise düşük olmalıdır.

Bu özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen universal bir soğutkan madde halen mevcut değildir. Uygulamadaki şartlara göre bunların bir kısmı aranmayabilir.

Birçok soğutma tekniği uygulamasında ısı ikinci bir soğutucu akışkanla taşınabilir. Herhangi bir sıvı olabilen bu ikinci akışkan esas soğutucu akışkan ile soğutulur ve hal değişimi olmadan ısı geçişini gerçekleştirebilir. Bu tip sıvılar ısı transferi akışkanları, salamuralar veya ikincil soğutucu akışkanlar olarak adlandırılırlar

Kimyasal stabilizesine ve içerdiği klorin miktarına bağlı olarak CFC'ler (kloroflorokarbon) çevreye zararlıdır. CFC'ler yasaklı akışkanlar grubuna dâhildirler ve yüksek ozon tüketmektedirler. Bundan dolayı üretimi ve kullanımı yasaktır. Yalnızca eskiyen sistemlerdeki gazların temizlenmesiyle elde edilebilmektedir. Bu grubun kapsadığı akışkanlar R - 11, R - 12, R - 113, R - 114, R - 115, R - 500, R - 1150, R - 13B1' dir [23].

3.3 Değişken Debili Soğutucu Akışkanlı (VRF) Sistemler

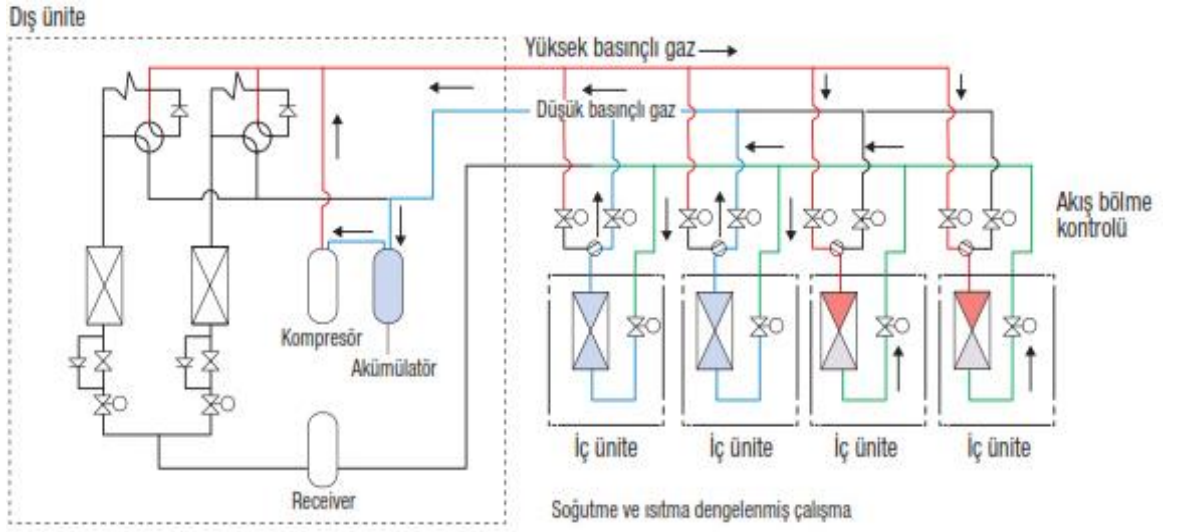
Enerji giderlerinin azaltılması 1970'lerden bu yana son yılların en büyük uğraşı alanlarından biri olmuştur. Yapılarda enerji ekonomisi sağlayabilmek için ilk başta düşünülen çözüm, binaların dışarıdan ısı transferlerini azaltmak üzere bina izolasyonu üzerinde yoğunlaşmışken; kömür, petrol gibi yenilenemeyen enerji kaynaklarının kısıtlılığı ve bunların giderek tükenmekte olması, ayrıca her gün daha fazla kirlenen atmosferi, bina izolasyonuna ilave olarak mekanik tesisat sistemlerini yenilenebilir enerji kaynakları kullanılabilecek yöne doğru geliştirmiştir. Bundan 25-30 yıl öncesine kadar yaygın olarak kullanılan konvansiyonel klima sistemleri yerine son yıllarda büyük çeşitlilik gösteren yeni sistemler böylece ortaya çıkmıştır. 1950'lerde tekli split klima cihazlarının kullanılmaya başlanmasından sonra bugün gelişmiş split sistemler kullanılmaktadır. Bunların içinde VRF iklimlendirme sistemi önemli bir yer tutmaktadır.

Değişken Debili Soğutucu Akışkan anlamında kullanılan VRF burada tanıtılmaya çalışılacak sistemin genel adı olarak kabul edilmektedir. Sistemin elemanlarını üreten çeşitli firmalar "VRF" yerine kendi markalarını çağrıştıran başka kısaltmalar

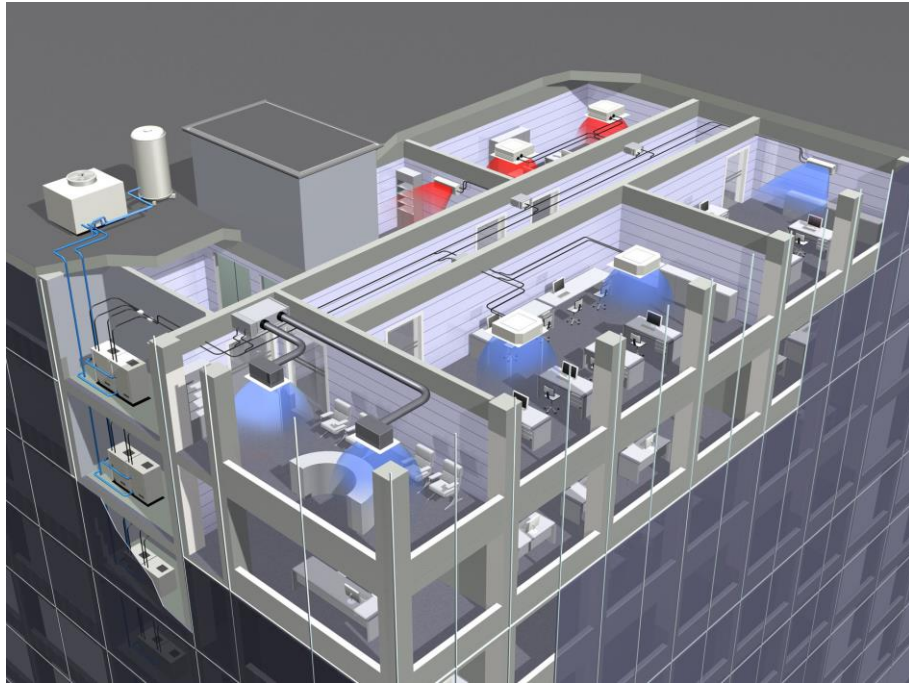
da kullanılmaktadırlar. VRF, bir dış üniteye tek bir boru hattı vasıtasıyla değişik tip ve kapasitelerde çok sayıda (genellikle beşten fazla) iç ünitenin bağlanabildiği, ısıtma-soğutma veya sadece soğutma ve ilave olarak gerekirse havalandırma yapabilen direkt ekspansiyonlu merkezi iklimlendirme sistemidir. Genel olarak bu sistem bina dışına yerleştirilen kondenser ve iç ünitelerden gelen kapasite talebine göre dış ünite kapasitesini ayarlayan kompresörleri içeren bir dış ünite grubu; bina içinde buna bağlı çok sayıda ve çeşitli tiplerde iç üniteler; sıvı veya gaz halindeki soğutucu akışkanın nakli için bakır borular ve bunların bağlantı elemanları; gaz debisini ayarlayan soğutucu akışkan kontrol valfleri ve merkezi otomasyona da bağlanabilen hassas otomatik kontrol sisteminden oluşmaktadır. Oteller, hastaneler, okullar, yatakhaneler, apartman daireleri ve villalar, ofis binaları, sosyal tesisler, çok katlı akıllı binalar ve benzerlerinde kullanılabilen VRF iklimlendirme sisteminde son gelişmelerle birlikte tek dış ünite kapasitesi 200 kW'ın, maksimum iç ünite kapasitesi ise seçilen tipe de bağlı olarak 25 kW'ın üstüne kadar yükseltilebilmiştir.

VRF sistemlerinin hava soğutmalı olanları yaygındır ve bunlar -20°C 'ye kadar düşük dış sıcaklıklarda ısıtma, $+50^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar yüksek dış sıcaklıklarda soğutma yapabilmektedirler. Hava soğutmalıların yanı sıra, yeni geliştirilen toprak kaynaklı da dahil su soğutmalı sistemler kullanılabilir. Hava soğutmalı gruplarda COP/EER değerleri 4.0 civarında iken, son gelişmelerle su soğutmalı sistem verimlerinin 5.0'e yaklaştığı, yine son gelişmeler kapsamında VRF sistemi dahilinde tek devrede kullanabilecek toplam boru uzunluğunun 1000 m'ye ulaştığı, izin verilen iç ünite-dış ünite maksimum kot farkının neredeyse 100 m'ye yaklaştığı sistemin üreticileri tarafından bildirilmektedir.

Şekil 3.21' te VRF sisteminin çalışma şeması Şekil 3.22' te ise merkezi bir VRF sisteminin genel yapısı verilmiştir.



Şekil 3.21. VRF sisteminin çalışma şeması



Şekil 3.22. Merkezi sistem örneği

Sistemin parçaları dış ünite, iç ünite, borular, otomasyon ve emniyetten oluşmaktadır.

3.3.1 Dış Üniteler

Dış üniteler modüler bir yapıda üretilmiş olup tekli veya yan yana çoklu monte edilebilmektedirler. Hava soğutmalı tipleri bina dışına veya uygun havalandırma imkanları sağlanmış iç mekanlara yerleştirilebilirler. Dış ünite kompresör, yoğuşturucu, fan, dört yollu vana, pislik tutucu, genişleme vanası ve yağ ayırıcıdan oluşmaktadır.

Inverter tipi kompresörlerin kullanıldığı VRF sistemleri uzak doğuda geliştirilmiş modellerdir ve bunlar farklı frekanslarda kompresör devirlerinin 60 basamağa kadar değiştirilebilmesi vasıtasıyla oransal kapasite kontrolü yapabilirler. Digital scroll tipi kompresörlerin kullanıldığı VRF sistemleri ise Amerika Birleşik Devletleri'nde geliştirilmiş olup genellikle 0-20 saniye aralığında on-off şeklinde kontrol sağlayabilirler. Inverter tipi kompresörler %8-100 aralığında kapasite kontrolü yapabilmektedir ve bunların en yüksek verimleri %35-65 kısmı yükler altında görülür. Dış ünitelerin ses seviyeleri genellikle 55-65 dB(A) civarındadır. Şekil 3.23' te VRF dış ünitesine bir örnek verilmiştir.



Şekil 3.23. VRF dış ünitesi

3.3.2 İç Üniteler

İç ünitelerin 10'dan fazla tipi bulunmakta olup; bunlar uzaktan kablosuz da kumanda edilebilmektedir. İç üniteler içinde yaygın olarak kullanılanlar çeşitli yönlere üfleme yapabilen kasetli tavan tipleri, tavan yüzeyine monte edilebilen iç üniteler, alçak-orta-yüksek basınçlı hava kanalı bağlanabilen gizli tavan tipleri ile, duvar veya döşeme tipi iç ünitelerdir. Tek dış üniteye bağlanabilen iç ünite sayısı, toplam soğutma-ısıtma kapasitesi de ayrıca kontrol edilmek koşuluyla günümüzde 60'a kadar ulaşabilmektedir ve iç ünitelerin aynı tip seçilmesi zorunlu değildir. İç üniteler kanatlı borulu buharlaştırıcı, fan ve genişleme vanasından oluşur.

Hava kanallı iç ünitelerin taze hava oranları %5-%100 arasında değişebilmektedir; %100 taze havalı iç ünitelerin kullanıldığı devrelerde ise bunların toplam kapasiteye oranlarında bazı kısıtlamalara uymak gerekmektedir. Örneğin %100 taze havalı iç ünitelerin toplam kapasitesinin söz konusu devrenin toplam kapasitesinin %25-30'unun geçmemesi tavsiye edilmektedir. Hava kanallı iç ünitelerde cihaz dışı basınç kayıpları 100-300 Pa arasında olabilmektedir.

Bir devredeki iç ünitelerin toplam kapasitesi klimatize edilen binanın özelliğine de bağımlı olarak dış ünitenin kapasitesinden genellikle %30 kadar daha fazla seçilebilir. Bunun anlamı, tasarımcının hesaplarına göre diversite faktörü uygulaması yapılabildiğidir. Sabit bir oran kullanmak yerine, tasarımcı mühendisin diversite faktörünü pik yükleri oranlayarak hesaplaması beklenmelidir. Özel durumlarda ise, sistemlerin teknik özelliklerine göre iç ünitelerin toplam kapasitesi dış ünite kapasitesinin iki katına kadar çıkarılabilmektedir. İç ünitelerin drenaj pompalı tipleri de mevcuttur ve örneğin asma tavan içine yerleştirilen veya tavana-duvara asılan ünitelerin kondenzasyon suyunu 30 cm kadar yükseltme olanağı kendi içlerinde sağlanabilmektedir. İç ünitelerin ses seviyeleri seçilen tip ve kapasitelere göre 25-45 dB(A) aralığında değişmektedir. Şekil 3.24' te VRF iç ünitesine bir örnek verilmiştir.



Şekil 3.24. VRF iç ünitesi

3.3.3 Borular

VRF sisteminde soğutucu akışkan dikişsiz bakır borularla taşınmakta ve bu borular ısı geçişine karşı izole edilmektedir. Sıvı ve gaz hattı olarak çift boru dağıtımı yapılır ve borular taşıdıkları yüklere göre sıvı ve gaz hattı için ayrı ayrı çaplandırılırlar. Dış üniteye bağlı ana boru çifti joint adı verilen Y tipi bağlantı elemanları vasıtasıyla iç ünitelere bağlanır. İç ünite sayısının az olduğu villa benzeri küçük yapılarda kolektör kullanımı vasıtasıyla ve toplam boru uzunluğu kısıtlaması da dikkate alınarak her iç üniteye kolektörden ayrı boru çifti çekilebilir. Dağıtımda kolektör kullanılacaksa, bunlar VRF sistemi üreticilerinin tavsiyelerine uygun olarak standart tipte bakır kolektörler olarak seçilmelidirler. Soğutucu akışkan borularına ilave olarak iç ünitelerin kondensasyon suyunu atmak için drenaj boruları da sisteme dahil edilmelidir. Soğuk kondensasyon suyu taşıyacak olan söz konusu borular genellikle PVC boru olarak tercih edilmekte ve izole edilmektedirler [24].

3.3.4 Otomasyon

VRF sistemlerinde otomasyon çok gelişmiş ve esnektir. Kontrol sistemi olarak kablolu kumanda veya merkezi kumanda kullanılabilir. Mal sahibinin işletme modeli tercihi uygun olarak VRF tipi iklimlendirme Bina Yönetim Sistemi'ne (BMS) kolaylıkla entegre edilebilir ve örneğin yangın ikazları, aydınlatma sistemi

vb. diğer sistemler iklimlendirme ile birlikte tek merkezden yönetilebilir. Dış ünite en basit uygulamada iç ünitelerden gelen sinyallerle otomatik olarak konumlandırılırken, istenirse 120'yi aşkın aynı veya farklı tiplerdeki iç ünitenin bütün fonksiyonları uzaktan ve tek merkezden kumanda edilebilmektedir.

3.3.5 Emniyet

VRF sistemlerinde emniyet büyük önem arz etmektedir. Toplam soğutucu akışkan hacminin standartlara uygunluğu kontrol edilmeli EN378-1 ve ASHRAE 34-2004 standartlarına göre iklimlendirme tesisatlarında kullanılan soğutucu akışkanlar zehirli olmayan ve yanmayan türden seçilmelidir. Ancak yüksek miktarda (20kg veya daha fazla) soğutucu akışkan içeren sistemlerde, küçük hacimlerin ani ve büyük akışkan kaçaklarına karşı havalandırılabilir özellikte olmasında yarar görölmektedir. VRF sistemlerinde, soğutucu akışkan sızıntı kontrol özelliği bulunması tercih edilen bir seçenektir. Ani gaz kaçaklarında devreyi kesen bir mekanizma sistemde genellikle yoktur ancak uygulama yapılan hacimler çok küçük ve akışkan miktarı 20 kg'dan fazla ise otomatik gaz kesici ve gaz kaçak dedektörünü akışkan hattına monte etmek uygun çözümlerdir. Sistemde kullanılacak cihazların ise AB - RoHS direktifine uygun olarak insanlara ve çevreye zarar veren kurşun, kadmiyum, civa benzeri maddelerden arındırılmış olmaları gerekmektedir.

3.3.6 VRF Sisteminin Seçim Kriterleri

Villalar, apartman daireleri, iş merkezleri, oteller, hastaneler, yatılı okullar, çok katlı akıllı binalar ve benzerleri için kullanılabilir olan VRF sisteminin seçim kriterleri titizlikle incelenmesi gereken birçok konuyu içermektedir. Bunlar öncelikle projeye (yatırıma) uygunluk kriterleri ve daha sonra diğer sistemlerle karşılaştırılması gereken kriterler olarak iki grupta toplanabilir. VRF sisteminin kullanılıp kullanılmayacağına bu değerlendirmeler sonunda karar verilmelidir.

3.3.6.1 Projeye Uygunluk Kriterleri

VRF sistemlerinde olmazsa olmaz koşullar aşağıda sıralanmıştır:

- İklim koşullarına uygunluk
- Kullanıcının ilk yatırım koşulları ve işletme tercihlerine uygunluk (yapının kiraya verilip verilmeyeceği, mahaller için bağımsız kontrol gerekip gerekmediği, finansman modelleri vb.)
- Mimari tasarıma uygunluk (bahçe-terasbalkon, asma tavanlar vb.)
- Havalandırma ihtiyacı yönünden yeterli olma durumu
- Ses seviyelerinin kabul edilebilirliği
- Yapı içinde kullanılacak iç ünitelerin estetik yönden kabul edilebilirliği
- İç ünitelerinin yerleşimi konusunda istenen esneklik.

3.3.6.2 Diğer İklimlendirme Sistemleri İle Karşılaştırmalı Değerlendirme Kriterleri

VRF sistemlerinin değerlendirme kriterleri aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Tesisat şaftlarının gerekli olup olmadığı
- Soğutma ve ısıtma konforu
- Mahallerin bağımsız kontrol ihtiyaçları (işletme saatleri, sıcaklıklar vb. farklılıklar nedeniyle)
- Enerji giderleri paylaşımı olanağı
- Zonlama olanağı
- Pik yüklerde enerji verimliliği değerlendirmesi
- Kısmi yüklerde enerji verimliliği değerlendirmesi
- İlk yatırım giderleri
- İşletme giderleri (enerji maliyeti, bakım onarım-servis, yedek parçalar vb.)
- Finansman maliyeti
- Amorti süresi

- Sistemin ekonomik ömrü
- Yakıt depolama koşulları
- Çevre dostu sistem olup olmadığı
- Mevsim geçiş kolaylığı
- Isı geri kazanım imkanları
- İç hava kalitesi (taze hava imkanı, filtre çeşitliliği vb.)
- Nem alma-nemlendirme olanakları
- Montaj süresi ve kolaylığı
- İşletme kolaylığı
- Kapasite ilavesi olanakları
- Diğer değişiklik olanakları
- Bakım-onarım gereksinmesi
- İşletme için uzman teknik kadroya ihtiyaç olup olmadığı
- Kontrol tipi (on-off, oransal)
- Otomasyon ve merkezi kontrol olanakları
- Isıtma ve soğutmanın aynı anda yapılabilmesi olanağı
- Servis-bakım sıklığı ve maliyetleri
- Arıza yapma olasılıkları
- Su kaçağı riski
- Gaz kaçağı riski
- İşletme güvenilirliği ve arızanın işletmeye etkisi
- Emniyetli işletme durumu (yangın, patlama vb.)
- Yedekleme gereksinimi

Yukarıda verilen kriterler içinde ilk yatırım giderlerinin dikkatli hesaplanması ve VRF tesisatı kurulumunun, örneğin tekli ve çoklu split sistemler, bunlara başka çeşit ısıtma ilavesi (radyatör vb.) gereken karma sistemler, fan-coil sistemleri (iki ve dört borulu), geleneksel kanallı iklimlendirme sistemleri vb. ile karşılaştırılması uygun olur.

İlk yatırım giderleri içinde tesisat için ayrılan alanların inşaat içindeki toplam maliyeti kullanılacak cihazlar, borular ve bağlantı parçaları, drenaj boruları, pompalar, boru kılıfları, kolektörler, nakliye ve montaj, cihaz kaideleri, cihaz üstü gölgelikler, ses duvarları, uzaktan kumanda cihazları, otomasyon unsurları, ilave primer havalandırma tesisatı, hava kanalları, izolasyon, menfez ve anemostatlar, damperler, elektrik kabloları ve elektrik panoları vs. tümüyle göz önüne alınmalıdır.[25]

3.3.7 VRF Sisteminin Avantaj ve Dezavantajları

VRF sisteminin özellikleri aşağıda avantaj ve dezavantaj şeklinde listelenebilir. VRF sisteminin avantajları:

- Bina içinde ayrı bir mekanik odaya ihtiyaç olmaması
- Dış ünite boyutlarının, alternatif sistemlere göre (chiller vb.) daha küçük olması
- Dış ünitelerin, modüllerden oluştuğu için taşınma ve montaj kolaylıkları
- İşletme giderlerinin merkezi sistemlere oranla paylaşım kolaylığı
- Enerji veriminin (COP ve EER değerleri) yüksek, işletme giderlerinin düşük olması
- Otel, hastane gibi gün içinde ısı yüklerinin çok değişken olduğu projelerde %40'a varan enerji tasarrufu sağlanabilmesi
- Yakıt depolanmasına gerek olmaması
- Sistemin ekonomik ömrünün uzun olması
- Arsa ve inşaat maliyetlerinde azalma
- Mahallerin birbirlerinden bağımsız kontrol imkanı
- Sistemde kullanılan iç ünite modellerinin 10'dan fazla model seçeneği olması ve bunların yerlerinin daha sonra sulu sistemlere oranla kolayca değiştirilebilmesi
- Farklı tip iç ünitelerin aynı hatta bağlanabilmesi
- Kapasite artırımının kolaylıkla yapılabilmesi
- İç ünitelerdeki serpantinlerin fan-coil sistemi iç ünitelerine nazaran daha küçük, dolayısıyla fanlarının da daha küçük olması nedeniyle iç ünitelerin daha sessiz çalışabilmeleri

- Zonlama ve ısı geri kazanımı vasıtasıyla aynı zamanda hem ısıtma hem soğutma yapılabilmesi
- Her türlü otomasyona bağlanma kolaylığı (gelişmiş merkezi kumanda seçenekleri)
- Çevre ile ilgili özellikler (CO₂ emisyonu düşük ve Kyoto protokolüne uygundur)
- R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının ısı taşıma kabiliyetinin suya göre daha fazla olması nedeniyle boru kesitlerinin çok daha küçük olması
- Soğutucu akışkan daha hızlı kontrol edilebildiği için mevsim geçişlerinde esneklik ve sürat sağlanması
- İç ünitelerin uzaktan ayarlanabilir menfez kanatları vasıtasıyla ısıtma ve soğutmada daha iyi bir dağılım sağlanabilmesi
- Sabit oda sıcaklığı kontrolünün (± 0.5 C) elektronik genişleme valfleri vasıtasıyla hassas olarak sağlanabilmesi
- İşletme için uzman teknik kadroya gerek olmaması
- Yedekleme gereksinimi olmaması
- Sistemde kullanılan bakır boruların işçilik ve montajının kolay ve süratli olması
- Bakım kolaylığı
- Bina Yönetim Sistemi vasıtasıyla odalardaki sıcaklık kontrolü, yetki alma verme, enerji tasarrufuna yönelik programlama, raporlama, arızanın yerinin ve maliyetinin hesaplanması haftalık işletim programları vs.nin yapılabilir olması
- Kompresörlerin eşit sürede eşit dağılım esası ile sıralı olarak çalıştırılabilmeleri
- Dış ünitelerdeki kompresörlerden birinin arızalanması halinde, sadece arızalanan kompresörün devre dışı bırakılarak sistemin çalışmaya devam edebilmesi
- Aynı şekilde iç ünitelerden birinin arızalanmasının diğerlerini etkilememesi olarak değerlendirilebilir.

VRF sisteminin dezavantajları ise:

- Taze hava imkanlarının sınırlı olması ve ilave sistemler gerekebilmesi
- İlk yatırım bedelinin göreceli olarak fazla olması
- Servis için özel ekip gerekmesi
- Drenaj ihtiyacının (özellikle tavan tiplerinde) sorun olabilmesi

- Soğutucu akışkan maliyetinin yüksekliği
- Bir noktadan sıcak veya soğuk üflemenin mahallerde konforu olumsuz etkileyebileceği
- Nemlendirme gerektiğinde ilave havalandırma sistemleri düşünülmesi ihtiyacı (primer hava)
- Nem almanın kısıtlı oluşu
- İç ünite filtre cinslerinin standart ve sınırlı oluşu
- Seçilen markaya göre iç ünitelerde ses olabilmesi
- İyi tasarım yapılmazsa, çok sıcak veya çok soğuk bölgelerde sorun çıkabilmesi
- Tavan tipi ünitelerde ısıtma modunda sıcak havayı aşağıya indirmek için fan devrinin arttırılmasının gerekebilmesi (ses de artacaktır)
- Boru boylarında kısıtlama olması
- Servis mahal içinde olduğu için zorluklar; özellikle asma tavan içindeki ünitelerin servisinin zahmetli oluşu
- Asma tavan içinde iç ünite olduğu takdirde, yangın algılama-söndürme ihtiyacının ortaya çıkması
- Asma tavan içinde drenaj boruları meyilinin kısıtlı oluşu, drenaj zorlukları
- Yaşanılan hacimlerdeki her iç üniteye drenaj borusu ve elektrik bağlantısı çekilmesi zorunluluğu
- Bazı projelerde, üretim ülkeleri kısıtlılığı nedeniyle kabul edilmesinin zorluğu ve rekabetin engellenmesidir [26].

3.4 HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve Uygulamaları

Günümüzde HVAC (ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme) sistemlerinde tüketilen enerjinin toplam enerji tüketimindeki payı yaklaşık olarak % 20' dir. Bu bağlamda enerjinin ve hatta boşa giden enerjinin etkin ve verimli kullanımı büyük önem taşımaktadır. Genelde mühendisler HVAC sistemlerinin performansının değerlendirilmesinde, termodinamiğin birinci yasasını, başka bir deyişle, enerji denkliliğini (balansını) uygulama alışkanlığı içindedirler. Oysa bu sistemlerin işletilmesini sağlamak için gerek duyulan enerji kullanılabilir enerjidir (Ekserji).

Ekserji, kullanılabilir enerji ve kullanılabilirlik önemli ölçüde benzerdir. Ekserji yok oluşu, ekserji tüketimi, tersinmezlik ve kayıp iş de önemli ölçüde benzerdir. Bu konudaki terminolojinin pek standartlaştırılmadığı görülmektedir.

Enerji, genellikle iş yada iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmaktadır. Oysa, bunun yerine, enerji; hareket yada hareket üretebilme kabiliyeti olarak tanımlanmalıdır. Bunun yanı sıra ekserji; iş ya da iş yapabilme kabiliyeti olmaktadır. Enerji bir proseste daima korunabilirken, ekserji ise daima tersinir proseslerde korunabilmekte, gerçek proseslerde ise tersinmezlikler nedeniyle tüketilmektedir [27].

Ekserji analizi bir sistemin enerji analizinden farklıdır. Ekserji analizinin sonuçları genellikle bir sistemdeki proseslerin daha fazla anlamlı ve duyarlı gösterilmesini sağlamak için göz önüne alınmaktadır.

3.4.1 Enerji ve Ekserji

Termodinamik bakış açısından ekserji; bir referans çevreyle denge haline gelirken, bir sistem ya da madde veya enerji akışıyla üretilebilecek maksimum miktarda iş olarak tanımlanır. Ekserji referans çevreye göre tamamen kararlı dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış ya da sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür. Enerjiden farklı olarak ekserji; korunum yasasına uğramaz (ideal veya tersinir prosesler hariç olmak üzere). Ekserji daha çok gerçek proseslerdeki tersinmezlikler nedeniyle tüketilir yada yok edilir. Bir proses boyunca ekserji tüketimi, prosesle ilişkili tersinmezlikler nedeniyle ortaya çıkan entropiyle orantılıdır. Enerji ve ekserji kavramları Çizelge 3.2' de açık olarak kıyaslanmaktadır.

Çizelge 3.2. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması

Enerji	Ekserji
Sadece madde ya da enerji akış parametrelerine bağlıdır ve çevresel parametrelere bağlı değildir.	Madde veya enerji akışı ve çevresel parametrelerin her ikisine bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır (Einstein'ın bağıntısına göre, mc^2 ye eşittir).	Sıfıra eşittir (Çevreyle dengede olarak ölü durumda)
Tüm prosesler için termodinamiğin 1. yasasıyla gösterilir.	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin birinci yasasıyla gösterilir (Tersinmez proseslerde, kısmen yada tamamen yok olur).
Tüm prosesler için termodinamiğin ikinci yasasıyla sınırlıdır (tersinir olanlar da dahil).	Termodinamiğin ikinci yasası nedeniyle tersinir prosesler için sınırlı değildir.
Hareket yada hareketi üretme kabiliyetidir.	İş yada iş üretme kabiliyetidir.
Bir proseste her zaman korunur; ne vardan yok olur, ne de yoktan var edilir.	Tersinir proseslerde her zaman korunur, ama tersinmez proseslerde her zaman tüketilir.
Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve entropi nedeniyle niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür.

3.4.2 Ekserji Analizi

Enerji kaynaklarının doğru ve verimli kullanımları termodinamiğin 1. ve 2. yasalarıyla belirlenir. Enerji ısı bir sisteme yakıtla girer ve maliyeti ürün içinde hesaplanır. Termodinamiğin 1. yasası gereği enerji yok edilemez. Bu kavram bazen, kullanışlı bir tasarımla ve ısı analizle bozulabilir. Bu fikir enerjide uygulanmasa da ekserji kavramında termodinamiğin 2. yasası kapsamında kullanılır. Soğutma ünitesinden elde edilen 1 kJ enerji ile, 1 kJ elektrik enerjisi veren bir güç tesisinin verdikleri enerjilerin kullanışlılığı, ekonomikliliği ve kalitesi aynı değildir. Ekserji, enerji kaynaklarının daha verimli kullanılmasını sağlar. Aynı zamanda

Termodinamiğin 1. yasasının da anlaşılmasına yardımcı olur. Ekserji analizi yapmanın önemi aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamanın nasıl mümkün olup olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.
- Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir.
- Enerji politikaların oluşturulmasında kullanılabilecek önemli bir araçtır.

3.4.2.1 Ölü Hal

Basınç, sıcaklık, hız, sistemin çevreden olan yüksekliği, iş geliştirmesine olanak verecektir. Sistem değişiklikleri çevreyle dengedeysen bu hale ölü hal (dead state) denir. Ölü halde mekanik, ısı ve kimyasal denge sistem ve çevre arasında vardır. Bu denge hali basınç, sıcaklık, sistemin kimyasal potansiyelinin çevreyle eşit olmasıyla ilgilidir. Buna ilave olarak sistemin hızı sıfır ve çevre koordinatlarından yüksekte değildir. Bu koşullar altında cansızlığın (durgunluğun) sistem içinde yada çevrede değişmesi yada aralarında bir etkileşim olması beklenmez.

Sistem ve çevre arasındaki bir değer denge tipi tanımlanabilir. Bu denge şeklinin sınırlandırılmasıdır. Burada koşullar mekanik ve ısı dengeyle belirlenmek zorundadır [28].

3.4.2.2 Ekserji Bileşenleri

3.4.2.2.1 Potansiyel ve Kinetik Ekserji

Bir sistemde nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilim etkilerinin yokluğunda sistemin ekserjisi dört bölümde incelenebilir. Bunlar: (a) kinetik ekserji E_{KE} , (b) potansiyel ekserji E_{PE} , (c) fiziksel ekserji E_F , ve (d) kimyasal ekserji E_{KM} . Bu durumda sistemin toplam ekserjisi,

$$E_X = E_{KE} + E_{PE} + E_F + E_{KM} \quad (3.1)$$

şeklinde yazılabilir.

Kinetik, potansiyel ve fiziksel ekserji literatürde termomekanik ekserji olarak özetlenir.

Buna göre birim kütle başına ekserji, başka bir deyişle özgül ekserji,

$$e_X = e_{KE} + e_{PE} + e_F + e_{KM} \quad (3.2)$$

olur.

Çevreyle ilişik olarak ekserji değerlendirildiğinde, sistemin kinetik ve potansiyel enerjisinin tamamının işe dönüşebilmesi durumunda,

$$e_{KE} = 0,5V^2 \quad (3.3)$$

$$e_{PE} = gz \quad (3.4)$$

yazılır.

Burada V hız ve z çevreden olan yükseklik farkıdır. Sistemin çevreyle aynı bağlamda olduğu göz önüne alınır; e_{KE} ve e_{PE} 0 olur. Bu durumda fiziksel ekserji en yüksek düzeyde elde edilebilir. Benzer şekilde, T sıcaklığında ve P basıncındaki sistem, T_0 sıcaklığında ve P_0 basıncındaki çevreyle etkileşim neticesinde teorik maksimum kimyasal iş elde edilebilir. Sistem sınırlı denge halinden denge haline geçer.

3.4.2.2 Fiziksel Ekserji

Kapalı sistemlerde fiziksel ekserji aşağıdaki bağıntıyla ifade edilebilir.

$$E_F = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.5)$$

Burada U , V ve S , sırasıyla, iç enerji, hacim ve sistemin entropisidir. U_0 , V_0 ve S_0 değerleri benzer özellikler olup sistemin sınırlı denge hali değerleridir.

3.4.2.3 Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserjiden elde edilebilecek maksimum iş, sistemin yada maddenin sınırlı denge halinden denge haline geçmesiyle mümkündür. Çevre dengesi (T_0 , P_0) iken saf bileşenlerin konsantrasyonlarının kısmi basınçlarından ($P_{00,i}$) gidilerek her bir bileşenin kimyasal ekserjileri aşağıda verilen bağıntıdan hesaplanır.

$$E_{oi} = RT_0 \ln(P_0/P_{00,i}) \quad (3.6)$$

Bunun yanı sıra, gaz karışımları ve ideal sıvıların ekserjileri,

$$e_{KM} = \sum_i x_i [e_{oi} + RT_0 \ln(x_i)] \quad (3.7)$$

bağıntısından bulunur. x_i , maddenin bileşimindeki molar kesri, e_{oi} standart kimyasal ekserjiyi gösterir. Kimyasal ekserjinin gerçek çözümlerinde aşağıdaki bağıntıdan da yararlanılabilir:

$$e_{KM} = \sum_i x_i [e_{oi} + RT_0 \ln(\gamma_i x_i)] \quad (3.8)$$

Burada, γ_i , i bileşeninin aktiflik katsayısıdır [29].

3.4.3 Ekserji Kayıpları ve Termodinamik Denklik Bağıntıları

Gerçek prosesler için giren ekserji (Ex_g), çıkan ekserjiden (Ex_c) daima fazladır. Bu denksizlik ekserji yok oluşu ($Ex_{yok olan}$ veya Ex_{tahrip}) olarak da adlandırılan tersinmezlikler nedeniyledir. Çıkan ekserji, ürünün ($Ex_{\ddot{u}}$) ve atığın (Ex_a) ekserjisi olmak üzere iki kısımdan oluşur. Ekserji kaybının ve atık ekserjinin her ikisi, ekserji kayıplarını gösterir. Ama tanımlama olarak tersinmezliklerin hiçbir ekserjisi yoktur ve bu yüzden de, doğrudan hiçbir çevresel etkisi yoktur. Bununla beraber, büyük miktarda bir ekserji yok oluşu, çevresel zarara yol açabilen giren ekserjinin fazla miktarda kullanımı anlamına gelebilir.

Bir sistemdeki bir miktar için genel denkliği aşağıdaki gibi yazmak daha doğru olacaktır.

$$Ex_g + Ex_{\ddot{u}} - Ex_c - Ex_t = Ex_d \quad (3.9)$$

Burada; giren (Ex_g) ve çıkan (Ex_c) sırasıyla sistem sınırlarına giren ve sınırlarından çıkan miktarları; üretilen ($Ex_{\ddot{u}}$) ve tüketilen (Ex_t) sırasıyla sistem dahilinde üretilen ve tüketilen miktarları ve depolanan ise; sistem dahilindeki miktarın gelişimini (pozitif ya da negatif) göstermektedir. (3.9) bağıntısı, miktarlar olarak, integral şeklinde ve akımsal olarak (birim zamanda) diferansiyel şeklinde ifade edilebilir. Diferansiyel denkliklik, belirli bir zaman aralığında bir sistemde ne

olduğunu açıklar ve integral balans, iki zaman arasında bir sistemde ne olduğunu belirtir. Diferansiyel denklilikler genellikle sürekli proseslere uygulanırken, integral denklilikler yığın (batch) proseslere uygulanır. Sürekli akışlı-sürekli açık sistemler için depolanan akım terimi diferansiyel denklilikte sıfırdır [30].

Daha önce de belirtildiği gibi korunum yasasına (nükleer reaksiyonları ihmal ederek) uğrayan enerji ne üretilebilir ne de tüketilebilir. Ekserji ise, tersinmezlikler nedeniyle bir proses boyunca tüketilir ve bu yüzden korunamayan bir yasayla karşı karşıya kalır. Sonuç olarak genel denklilik bağıntısı (3.10) bu miktarlar için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$E_g - E_\zeta = E_d \quad (3.10)$$

$$Ex_g - Ex_\zeta - Ex_t = Ex_d \quad (3.11)$$

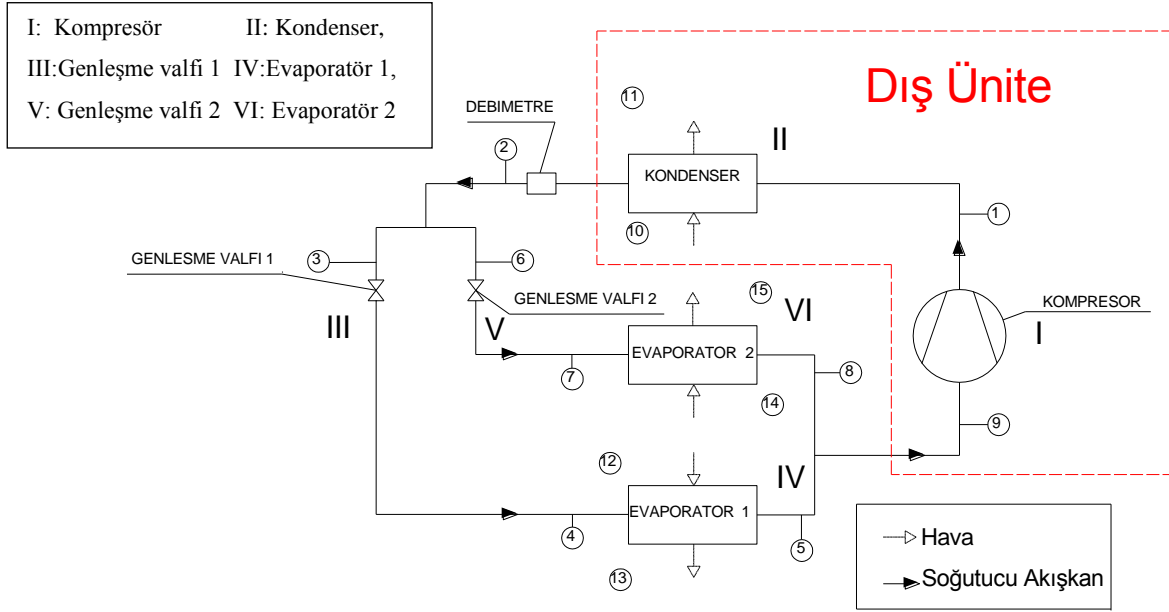
(3.10) ve (3.11) no'lu çıkan bağıntılarında gösterildiği gibi, iki bileşene de ayrılabilir. Yani,

$$E_\zeta = E\ddot{u}_\zeta - Ea_\zeta \quad (3.12)$$

$$Ex_\zeta = Ex\ddot{u}_\zeta - Exa_\zeta \quad (3.13)$$

3.4.4 Deney Düzenegi

Şekil 3.25'de bu çalışma kapsamında ele alınan ve GİPA KLİMA'nın Adana'da bulunan atölyesinde yer alan VRF sisteminin şematik resmi verilmiştir. Şekilde verilen sistemin bileşenleri; (I) Kompresör, (II) Kondenser, (III) Genleşme valfi 1, (IV) Evaporatör 1, (V) Genleşme valfi 2, (VI) Evaporatör 2'dir.



Şekil 3.25. Deney düzeneğinin şematik resmi

Şekil 3.25'te gösterilmiş olan ve sadece soğutma sezonunda testleri yapılan VRF sistemi iki ana bölümden oluşmaktadır. Bunlar; (i) dış ünite, (ii) iç üniteler (1 ve 2)'dir.

(i) Dış ünite: Dış ünite kompresör grubu, ısı değiştiricisi (kondenser), fan, dört yollu vana, pislik tutucu, genleşme valfi (vanası), yağ ayırıcı, bakır boru tesisatı ve ölçüm cihazlarından oluşmaktadır. Dış ünite kompresör grubu 5,1 ve 2,5 kW'lık iki kompresörden oluşmakta ve sistemde R410A akışkanı kullanılmaktadır. Bu kompresörlerden biri invertör diğeri ise on-off sistemi ile çalışmaktadır. Dış ünite kondenseri subcooling özelliğine sahiptir. Resmi Şekil 3.26' da verilmiş olan dış ünitenin teknik özellikleri ise Çizelge 3.4' te belirtilmiştir.



Şekil 3.26. VRF dış ünitesi

Çizelge 3.4. Dış ünite teknik özellikleri

Tip	Dış Ünite		
Güç	Ph-V-Hz	3 Ph-380-415V-50-Hz	
Soğutma	Kapasite	kW	28
	Çekilen Güç	kW	8,4
Isıtma	Kapasite	kW	31,5
	Çekilen Güç	kW	8,4
Elektrik Değerleri			
Maksimum Güç Tüketimi		kW	11,9
Maksimum Güç Tüketimi		A	20
Maksimum Akım		A	64
Performans			
Debi		m ³ /h	1200

(ii) İç üniteler: Bu çalışma kapsamında ele alınan VRF sisteminde, iki farklı mahal iklimlendirildiği için iki iç ünite kullanılmaktadır. Bu mahallerde yer alan iç üniteler (iç ünite 1 ve 2) ısı değiştiricisi (evaporatör 1 ve 2), fan, genleşme valfi (1 ve 2), bakır boru tesisatı ve ölçüm cihazlarından oluşmaktadır. Her biri 14 kW kapasiteye sahip olan iç ünitelerden birinde yer/tavan tipi cihaz kullanılmışken diğer mahal iklimlendirilmesinde kaset tipi cihaz kullanılmıştır. Şekil 3.27 ve 3.28’ de deneyde kullanılan iç ünitelerin resimleri ve Çizelge 3.5 ve 3.6’da ise bu cihazların teknik özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.27. Yer/Tavan tipi iç ünite



Şekil 3.28. Kaset tipi iç ünite

Çizelge 3.5. Yer/Tavan tipi iç ünite teknik özellikleri

Tip	Yer Tavan Tipi/İç Ünite		
Soğutma	Kapasite	kW	14
	Çekilen Güç	W	182
Isıtma	Kapasite	kW	15,5
	Çekilen Güç	W	182
Performans			
Debi(Yüksek/Orta/Düşük)		m ³ /h	1980/1860/1730

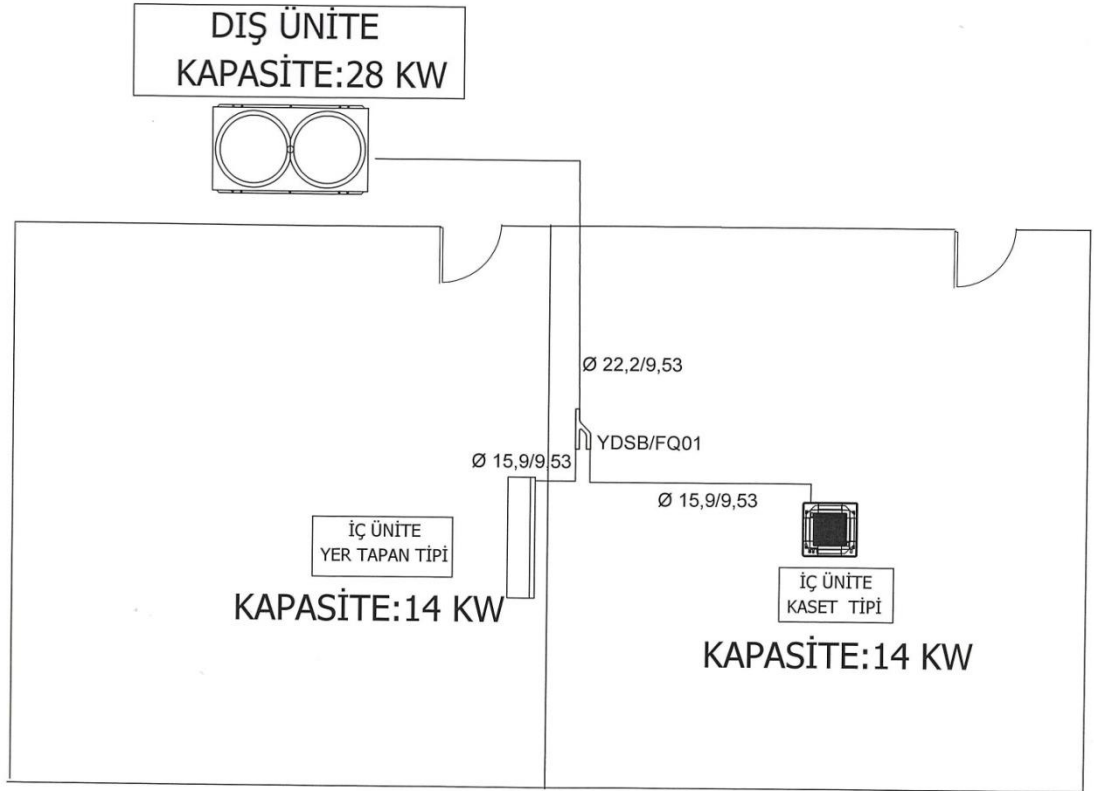
Çizelge 3.6. Kaset tipi iç ünite teknik özellikleri

Tip	Kaset Tipi/İç Ünite		
Soğutma	Kapasite	kW	14
	Çekilen Güç	W	180
Isıtma	Kapasite	kW	15
	Çekilen Güç	W	180
Performans			
Debi(Yüksek/Orta/Düşük)		m ³ /h	1800/1480/1284

Şekil 3.25' te görüldüğü üzere; yüksek sıcaklık ve basınçta kompresörden kızgın buhar halinde çıkan (1 noktası) soğutucu akışkan (R410A) kondensere girmekte ve ısısını dış havaya (10-11 noktası) bırakarak yoğunlaşmaktadır. Kondenseri 2 noktasında terk eden akışkan daha sonra iki farklı mahalın soğutulması amacıyla genişleme valflerine girmekte (3 ve 6 noktası) ve genişleme valfinden geçerek buharlaşma basıncına kadar kısılmaktadır (4 ve 7 noktası). Evaporatörler içerisinde ortam ısısını alarak (12-13 ve 14-15 noktaları) buharlaşan soğutucu akışkan daha sonra kompresöre gönderilerek (9 noktası) çevrimi tamamlamaktadır.

3.4.5 İklimlendirilen Mahal

Ölçümlerde birbirinden duvar ile ayrılmış iki oda kullanılmıştır. 1 numaralı iç ünitenin bulunduğu mahal 3,5m tavan yüksekliğinde ve yaklaşık 40 m² alana sahip iken 2 numaralı ünitenin bulunduğu diğer mahal aynı tavan yüksekliğinde ve yaklaşık 45 m² alana sahiptir. Şekil 3.29' da sistemin ve mahallerin yerleşim planı ayrıca sistem boru çapları, kapasiteler ve kullanılan iç ünitelerin tipleri verilmiştir.



Şekil 3.29. Sistemin ve mahallerin yerleşim planı

3.4.6 Ölçüm Sistemi ve Ölçümde Kullanılan Cihazlar

Ele alınan VRF sisteminin detaylı analizlerini yapabilmek, performansını belirleyebilmek ve sistemde yer alan birçok üniteyi bağımsız olarak irdeleyebilmek amacıyla sistem üzerinde sıcaklık, basınç, nem, debi, elektrik tüketimi gibi çeşitli

parametreler ölçülmektedir. Çizelge 3.6’da sistemin farklı noktalarında (Şekil 3.25) ölçülen parametreler verilmiştir.

Çizelge 3.7. Sistem üzerinde farklı noktalarda ölçülen parametreler

Ölçüm Noktası	Ölçülen Fiziksel Büyüklük			
	Sıcaklık	Basınç	Nem	Debi
1	√	√		
2	√	√		√
3	√	√		
4	√	√		
5	√	√		
6	√	√		
7	√	√		
8	√	√		
9	√	√		
10	√	√	√	√
11	√	√	√	
12	√	√	√	√
13	√	√	√	
14	√	√	√	√
15	√	√	√	

Sistemde 6 farklı noktada hava bağıl nem ve sıcaklıkları Testo 435 marka (Şekil 3.30) cihaz kullanılarak ölçülmüştür. $-50^{\circ}\text{C} - +150^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ölçüm aralığına sahip cihazdaki hassasiyet $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ ’ dir. Sistem üzerinde 9 noktada soğutucu akışkan basıncı Testo 557 dijital manometre (Şekil 3.31a) ve Pakkens (Şekil 3.31b) marka manometre kullanılarak %1 hata ile ölçülmüştür. Aynı noktalardaki soğutucu

akışkanın sıcaklıkları Durucom marka (Şeki 3.32) termometre ile düşük hassasiyetle bakır boru yüzeyinden ölçülmüştür. Sistemdeki soğutucu akışkan debisi Saginomiya marka türbin tipi debi ölçer kullanılarak belirlenmiştir. %1 ölçüm hassasiyetine sahip cihaz 30°C – +160°C çalışma sıcaklığına sahiptir. Şekil 3.33’ de ölçümde kullanılan debi ölçer verilmiştir. İç ünitelere giden soğutucu akışkan debisi, genişleme valflerinin açma-kapama pozisyonuna (pulse oranı) göre belirlenmiştir. Sistemde elektrik tüketimleri is Brymen marka pensampermetre kullanılarak %1,5 hassasiyetle ölçülmüştür (Şekil 3.34).



Şekil 3.30. Hava sıcaklığı ve bağıl nem ölçüm cihazı



Şekil 3.31. Basınç ölçümünde kullanılan manometrelerin resmi



Şekil 3.32. Soğutucu akışkanın ölçümünde kullanılan termometrenin resmi



Şekil 3.33. Soğutucu akışkanın ölçümünde kullanılan debi ölçerin resmi



Şekil 3.34. Elektrik ölçümünde kullanılan pensampermetrenin resmi

3.5 Analizler

İklimlendirme sistemlerinde, ısı girdileri, ekserji tahribi oranı, enerji ve ekserji verimleri; kütle, enerji ve ekserji denge bağıntıları kullanılarak belirlenmektedir. Aşağıda, öncelikle genel bağıntılar, daha sonra sistemin performansının değerlendirilmesine yönelik bağıntılar verilecektir.

Sürekli-akışlı açık sistemler için, kütle, enerji ve ekserji denge bağıntıları aşağıdaki gibi yazılabilir [31]:

Birim zaman bazında kütle (kütlesel debi) dengesi:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (3.14)$$

Birim zamanda enerji dengesi (enerji akımı dengesi):

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta \quad (3.15)$$

Birim zamanda ekserji dengesi (ekserji akımı dengesi):

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_\zeta = \dot{E}x_{\text{tahrib}} \quad (3.16)$$

veya

$$\dot{E}x_{\text{ısı}} - \dot{E}x_{\text{iş}} + \dot{E}x_{\text{kütle,g}} - \dot{E}x_{\text{kütle,\zeta}} = \dot{E}x_{\text{tahrib}} \quad (3.17)$$

veya

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta = \dot{E}x_{\text{tahrib}} \quad (3.18)$$

şeklindedir.

Bu eşitliklerde (Eşit. 3.17-3.18) \dot{m} kütle debisini (kg/s), \dot{E} enerji akımını (kW), \dot{E}_x ekserji akımını (kW), alt indis “g” ve “ç” sırasıyla girişi ve çıkışı, alt indis “o” ise ölü hali ifade etmektedir. Ayrıca Eşitlik 3.18’ de, k yerinde T_k sıcaklığında sistem sınırından olan \dot{Q}_k ısı transfer akımını (kW), \dot{W} gücü (kW) ve ψ fiziksel ekserjiyi (kJ/kg) göstermektedir.

Ekserji akımı (birim zamandaki akış ekserjisi, kW), aşağıdaki bağıntıdan elde edilebilir:

$$\dot{E}_x = \dot{m}\psi \quad (3.19)$$

Fiziksel ekserji (Ψ) su ve soğutucu akışkan için:

$$\Psi_{su, sa} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.20)$$

hava için ise,

$$\begin{aligned} \Psi_h = & (C_{p,h} + \omega C_{p,sh})T_0[(T/T_0) - 1 - \ln(T/T_0)] + (1 + 1.6078\omega)R_h T_0 \ln(P/P_0) \\ & + R_h T_0 \{ (1 + 1.6078\omega) \ln[(1 + 1.6078\omega_0)/(1 + 1.6078\omega)] \\ & + 1.6078\omega \ln(\omega/\omega_0) \} \end{aligned} \quad (3.21)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Fiziksel ekserji için verilen eşitliklerde h entalpiyi (kJ/kg), T sıcaklığı (°C), s entropiyi (kJ/kg K), $C_{p,h}$ ve $C_{p,sh}$ sırasıyla hava ve su buharının sabit basınçtaki özgül ısısını (kJ/kg K), ω ; özgül nem oranını (kg/kg_{hava}), R_h gaz sabitini (kJ/kg K), alt indis “o” ise ölü hali ifade etmektedir. Burada, özgül nem oranı su buharının havanın kütle debisine oranı olarak aşağıdaki şekilde verilebilir.

$$\omega = \dot{m}_{sb}/\dot{m}_h \quad (3.22)$$

Ekserji verimi (ε), istenilen etkinin ekserjisinin kullanılan ekserjiye oranı yada kazancın (ürünün) ekserjisinin ($\dot{E}x_{ür}$), yakıtın ekserjisine ($\dot{E}x_{yak}$) oranı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{ür}}{\dot{E}x_{yak}} \quad (3.23a)$$

veya

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{ç}}{\dot{E}x_g} \quad (3.23b)$$

Isı değiştircileri için ekserji verimi soğuk akışkandaki ekserji artışının ($\dot{E}x_{soğuk,ç} - \dot{E}x_{soğuk,g}$) sıcak akışkandaki ekserji düşüşüne ($\dot{E}x_{sıcak,ç} - \dot{E}x_{sıcak,g}$) oranı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\varepsilon_{ID} = \frac{\dot{E}x_{soğuk,ç} - \dot{E}x_{soğuk,g}}{\dot{E}x_{sıcak,g} - \dot{E}x_{sıcak,ç}} = \frac{\dot{m}_{soğuk}(\psi_{soğuk,ç} - \psi_{soğuk,g})}{\dot{m}_{sıcak}(\psi_{sıcak,g} - \psi_{sıcak,ç})} \quad (3.24)$$

Van Gool's ekserjetik iyileştirme potansiyel akımı ($\dot{I}P$) aşağıdaki şekilde bulunabilir [32]:

$$\dot{I}P = (1 - \varepsilon)(\dot{E}x_g - \dot{E}x_{ç}) \quad (3.25)$$

Rölatif tersinmezlik (RT) ise:

$$RT = \frac{\dot{E}x_{\text{tahrib},i}}{\dot{E}x_{\text{tahrib,toplam}}} \quad (3.26)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Bu eşitlikte “i” i’inci bileşeni ifade etmektedir.

Ele alınan sistemin soğutma performans etkinlik katsayısı ($COP_{\text{soğ.}}$) aşağıdaki eşitlikte tanımlanmıştır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}1} + \dot{Q}_{\text{evap}2}}{\dot{W}_{\text{komp.}} + \dot{W}_{\text{fan}}} \quad (3.27)$$

Burada $\dot{Q}_{\text{evap}1}$ Evaporatör 1’deki soğutma yükü, $\dot{Q}_{\text{evap}2}$ Evaporatör 2’deki soğutma yükü, $\dot{W}_{\text{komp.}}$ kompresörün harcadığı iş, \dot{W}_{fan} kondenser fanının harcadığı iştir.

Analizlerin düzenli bir şekilde yapılabilmesi için sistemdeki her bir ekipmana numara verilmiştir. Kütle, enerji ve ekserji tahribinin belirlendiği ekserji denge denklemleri Şekil 3.24’de görülen sistemin her ekipmanına uygulanmış ve aşağıda verilmiştir. Eşitliklerde alt indis olarak verilen numaralar, Şekil 3.25’deki numaraları ifade etmektedir.

Kompresör(I):

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{\text{sa}} \quad (3.28)$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{W}_{\text{komp.}} = \dot{m}_1 h_1 \quad (3.29)$$

$$\dot{W}_{\text{komp.}} = \dot{m}_{\text{sa}} (h_1 - h_9) \quad (3.30)$$

$$\dot{E}x_{\text{tahrip},1} = \dot{E}x_9 + \dot{W}_{\text{komp.}} - \dot{E}x_1 \quad (3.31)$$

Kondenser (II):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{sa} \quad (3.32)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{hava} \quad (3.33)$$

$$\dot{Q}_{Kond.,sa} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_{sa} (h_1 - h_2) \quad (3.34)$$

$$\dot{Q}_{Kond., hava} = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{hava} (h_{11} - h_{10}) \quad (3.35)$$

$$\dot{E}x_{tahrip,II} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{10} + \dot{W}_{kond.fan} - (\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{11}) \quad (3.36)$$

Genleşme Valfi 1 (III):

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{sa,1} \quad (3.37)$$

$$h_3 = h_4 \quad (3.38)$$

$$\dot{E}x_{tahrip,III} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \quad (3.39)$$

Evaporatör 1 (IV):

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{sa,1} \quad (3.40)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{hava,1} \quad (3.41)$$

$$\dot{Q}_{IV,sa} = \dot{m}_{sa,1} (h_5 - h_4) \quad (3.42)$$

$$\dot{Q}_{IV, hava} = \dot{m}_{hava,1} (h_{12} - h_{13}) \quad (3.43)$$

$$\dot{E}x_{\text{tahrip,IV}} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12} + \dot{W}_{\text{evap.fan}} - (\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{13}) \quad (3.44)$$

Genleşme Valfi 2 (V):

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{\text{sa},2} \quad (3.45)$$

$$h_6 = h_7 \quad (3.46)$$

$$\dot{E}x_{\text{tahrip,IV}} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 \quad (3.47)$$

Evaporatör 2 (VI):

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{\text{sa},2} \quad (3.48)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{\text{hava},2} \quad (3.49)$$

$$\dot{Q}_{\text{VI, sa}} = \dot{m}_{\text{sa},2} (h_8 - h_7) \quad (3.50)$$

$$\dot{Q}_{\text{VI, hava}} = \dot{m}_{\text{hava},2} (h_{14} - h_{15}) \quad (3.51)$$

$$\dot{E}x_{\text{tahrip,VI}} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{14} + \dot{W}_{\text{evap.fan}} - (\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{15}) \quad (3.52)$$

Tüm sistemin ve her bir ekipman için ekserji verimlilikleri ve diğer parametreler ise aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

Kompresör (I):

$$\varepsilon_I = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_9}{\dot{W}_{\text{komp.}}} \quad (3.53)$$

$$\dot{I}P_I = (1 - \varepsilon_I) \dot{E}x_{\text{tahrip,I}} \quad (3.54)$$

$$RT_I = \frac{\dot{E}x_{\text{tahrip,I}}}{\dot{E}x_{\text{tahrip,I-VI}}} \quad (3.55)$$

Kondenser (II):

$$\varepsilon_{II} = \frac{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{\text{kond.fan}}} \quad (3.56)$$

$$\dot{I}P_{II} = (1 - \varepsilon_{II}) \dot{E}x_{\text{tahrip,II}} \quad (3.57)$$

$$RT_{II} = \frac{\dot{E}x_{\text{tahrip,II}}}{\dot{E}x_{\text{tahrip,I-VI}}} \quad (3.58)$$

Genleşme Valfi 1 (III):

$$\varepsilon_{III} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3} \quad (3.59)$$

$$\dot{I}P_{III} = (1 - \varepsilon_{III}) \dot{E}x_{\text{tahrip,III}} \quad (3.60)$$

$$RT_{III} = \frac{\dot{E}x_{\text{tahrip,III}}}{\dot{E}x_{\text{tahrip,I-VI}}} \quad (3.61)$$

Evaporatör 1 (IV):

$$\varepsilon_{IV} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4 + \dot{W}_{\text{evap.fan}}} \quad (3.62)$$

$$\dot{I}P_{IV} = (1 - \varepsilon_{IV}) \dot{E}x_{\text{tahrip, IV}} \quad (3.63)$$

$$RT_{IV} = \frac{\dot{E}x_{\text{tahrip, IV}}}{\dot{E}x_{\text{tahrip, I-VI}}} \quad (3.64)$$

Genleşme Valfi 2 (V):

$$\varepsilon_{IV} = \frac{\dot{E}x_7}{\dot{E}x_6} \quad (3.65)$$

$$\dot{I}P_V = (1 - \varepsilon_V) \dot{E}x_{\text{tahrip, V}} \quad (3.66)$$

$$RT_V = \frac{\dot{E}x_{\text{tahrip, V}}}{\dot{E}x_{\text{tahrip, I-VI}}} \quad (3.67)$$

Evaporatör 2 (VI):

$$\varepsilon_{VI} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}}{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7 + \dot{W}_{\text{evap.fan}}} \quad (3.68)$$

$$\dot{I}P_{VI} = (1 - \varepsilon_{VI}) \dot{E}x_{\text{tahrip, VI}} \quad (3.69)$$

$$RT_{VI} = \frac{\dot{E}x_{\text{tahrip, VI}}}{\dot{E}x_{\text{tahrip, I-VI}}} \quad (3.70)$$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında ele alınan VRF sisteminin performansını belirlemek için sistem üzerinde farklı deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler, özellikle sistemin ekserji analizini yapmaya yönelik olarak gerçekleştirilmiştir. Sistem sadece soğutma sezonu için değerlendirilmiş ve farklı şartlarda gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçların bir kısmı bu tez kapsamında verilmiştir. Deneylere başlamadan önce kararlı hale ulaşması için sistem en az bir saat çalıştırılmıştır. Bölüm 3.5'te ayrıntılı bir şekilde açıklanan analizler Şekil 3.25'deki verilen sisteme uygulanmış ve sonuçlar aşağıda verilmiştir. Ekserji analizlerinden elde edilen sonuçlar sistemdeki tersinmezlikler ve potansiyel iyileştirme olmak üzere iki ana grupta değerlendirilmiştir. Bu çalışmada ölü hal sıcaklığı 25°C, basınç ise 101.325 kPa olarak alınmıştır. Hava için ölü hal mutlak nemi ise deneylerin yapıldığı Adana ili iklim koşulları düşünülerek 0,016 kg/kg olarak alınmıştır. Analizlerdeki hesaplamalar Engineering Equation Solver (EES) [31] programı kullanılarak yapılmıştır.

Dış hava sıcaklığı yaklaşık 30 °C olduğu bir günde gerçekleştirilen deneyde (deney kodu 110714), hava ve soğutucu akışkan için ölçülen ve hesaplanan sıcaklık, mutlak nem, kütle debisi, entalpi, entropi, ekserji akımı, ekserji verimi v.b. değerleri Şekil 3.25'deki numaralara uygun olarak tablolar halinde verilmiştir (Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2). Çizelge 4.2'de verilen sonuçlar kompresörün en fazla iş verilmesi nedeniyle, ekserji akımı diğer sistemi oluşturan elemanlara kıyasla tersinmezlikler sebebi ile daha fazla olduğu yönündedir. Çizelge 4.2'de ise sistem ve sistemdeki tüm ekipmanlar için ekserjetik ürün-yakıt akımları (giren-çıkan ekserji), ekserji tahribi, ekserji verimi, iyileştirme potansiyeli ve rölatif tersinmezlik gibi parametreler verilmiştir. Çizelgeden sistemde en yüksek ekserji tahribinin kondenserde olduğu görülmektedir. Tüm sistemdeki toplam tersinmezlik ise 3.47 kW'tır. Sistemde ekserji verimi en yüksek elemanın genişleme valfi 2, en düşük elemanın ise evaporatör 2 olduğu görülmektedir. İyileştirme potansiyeli akımı en çok olan elemanın 0.57 kW

değeriyle kondenser olduğu yine izelge 4.2'den anlaşılmaktadır. Bu değeri 0.52 kW ile evaparatör 2 takip etmektedir. Ekipmanlar arasında en düşük rölatif tersinmezlik (%1,73) genleşme valf 2'de, en yüksek ise ekserji tahribi en yüksek eleman olan kondenserdedir (%33,74). Alınan ölçümler sonucunda sistem COP değeri 3.47 olarak hesaplanmıştır. Sistemin ekserji veriminin ise % 85.15 olduğu görölmektedir.

Çizelge 4.1. 110714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler

No	Akışkan	Faz	Sıcaklık	Basınç	Mutlak nem	Özgül Entalpi	Özgül Entropi	Kütleli debi	Özgül ekserji	Ekserji akımı
			T (°C)	P (kPa)	W (kg su / kg hava)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	ψ (kJ/kg)	$\dot{E}x$ (kW)
0	Nemli hava	Ölü hal	25,0	101,325	0,016	67,45	5,846	-	-	-
0	R410	Ölü hal	25,0	101,325	-	459,90	2,169	-	-	-
1	R410	Gaz	84,9	2613	-	483,00	1,895	0,15	104,90	15,95
2	R410	Sıvı	34,9	2580	-	256,10	1,187	0,15	88,95	13,52
3	R410	Sıvı	34,5	2482	-	256,00	1,187	0,08	88,85	7,55
4	R410	Sıvı-Gaz	23,3	896	-	256,00	11,202	0,08	84,49	7,18
5	R410	Gaz	23,3	890	-	443,60	1,878	0,08	70,58	6,06
6	R410	Sıvı	34,0	2350	-	255,10	1,185	0,06	88,8	5,86
7	R410	Sıvı-Gaz	26,9	1657	-	255,10	1,188	0,06	87,81	5,79
8	R410	Gaz	11,9	758	-	435,10	1,865	0,06	65,02	4,35
9	R410	Gaz	14,2	675	-	439,40	1,89	0,15	64,11	9,74
10	Nemli hava	Gaz	29,5	101,325	0,015	70,18	5,85	-	0,03	0,14
11	Nemli hava	Gaz	39,0	101,325	0,015	78,91	5,88	-	0,35	1,40
12	Nemli hava	Gaz	20,0	101,325	0,009	45,30	5,77	-	0,14	0,26
13	Nemli hava	Gaz	7,6	101,325	0,005	21,63	5,688	-	1,22	0,80
14	Nemli hava	Gaz	21,0	101,325	0,008	43,96	5,76	-	0,35	0,44
15	Nemli hava	Gaz	8,0	101,325	0,006	23,44	5,69	-	1,12	0,85

Çizelge 4.2. 110714 kodlu deneyde sistem ve sistem ekipmanlarına ait sonuçlar

Cihaz	Ürün (kW)	Yakıt (kW)	Ekserji tahribi akımı (kW)	Verimi (%)	İyileştirme potansiyeli akımı (kW)	Rölatif Tersinmezlik (%)
No	\dot{P}	\dot{F}	$\dot{E}x_{tahrip}$	ε	$\dot{I}P$	RT
I	6,20	6,70	0,53	92,40	0,04	15,27
II	1,25	2,43	1,171	51,70	0,57	33,74
III	7,181	7,553	0,37	95,00	0,02	10,66
IV	0,54	1,12	0,62	48,00	0,32	17,86
V	5,796	5,861	0,06	98,80	0,00	1,73
VI	0,40	1,43	0,72	28,40	0,52	20,74
1-VI	21,37	25,09	3,47	85,15	1,46	100,00
1-VI	COP=3,47					

Dış hava sıcaklığının yaklaşık 33 °C olduğu bir günde gerçekleştirilen bir diğer deneyde (deney kodu 120714), hava ve soğutucu akışkan için ölçülen ve hesaplanan sıcaklık, mutlak nem, kütle debisi, entalpi, entropi, ekserji akımı, ekserji verimi v.b. değerleri Şekil 3.25'deki numaralara uygun olarak tablolar halinde verilmiştir (Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4). Çizelge 4.4'te verilen sonuçlar kompresörün en fazla iş verilmesi nedeniyle ekserji akımı; diğer sistemi oluşturan elemanlara kıyasla tersinmezlik sebebi ile daha fazla olduğu yönündedir. Çizelge 4.4'te ise sistem ve sistemdeki tüm ekipmanlar için, ekserjetik ürün-yakıt akımları (giren-çıkan ekserji), ekserji tahribi, ekserji verimi, iyileştirme potansiyeli ve rölatif tersinmezlik gibi parametreler verilmiştir. Çizelgeden, sistemde en yüksek ekserji tahribinin evaporatör 2' de olduğu görülmektedir. Tüm sistemdeki toplam tersinmezlik ise 2,56 kW'tır. Sistemde ekserji verimi en yüksek elemanın genişleme valfi 2, en düşük elemanın ise evaporatör 2 olduğu görülmektedir. İyileştirme potansiyeli akımı en çok olan elemanın 0,90 kW değeriyle evaporatör 2 olduğu yine Çizelge 4.4' ten anlaşılmaktadır. Bu değeri 0,21 kW ile evaporatör 1 takip etmektedir. Ekipmanlar arasında en düşük rölatif tersinmezlik (%2,35) genişleme valf 2'de, en yüksek ise ekserji tahribi en yüksek eleman olan evaporatör 2' dedir (%47,16). Alınan ölçümler sonucunda sistem COP değeri 3,59 olarak hesaplanmıştır. Sistemin ekserji veriminin ise % 88,34 olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3. 120714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler

No	Akışkan	Faz	Sıcaklık	Basınç	Mutlak nem	Özgül Entalpi	Özgül Entropi	Kütleli debi	Özgül ekserji	Ekserji akımı
			T (°C)	P (kPa)	W (kg su / kg hava)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	ψ (kJ/kg)	\dot{E}_x (kW)
0	Nemli hava	Ölü hal	25,0	101,325	0,016	67,45	5,85	-	-	-
0	R410	Ölü hal	25,0	101,325	-	459,90	2,17	-	-	-
1	R410	Gaz	74,0	2468	-	472,00	1,87	0,16	101,70	15,76
2	R410	Sıvı	38,0	2450	-	262,50	1,21	0,15	89,06	13,80
3	R410	Sıvı	34,0	2340	-	255,20	1,19	0,08	88,69	7,18
4	R410	Sıvı-Gaz	14,2	930	-	255,20	1,20	0,08	84,81	6,87
5	R410	Gaz	12,0	930	-	430,80	1,83	0,08	72,19	5,49
6	R410	Sıvı	34,0	2350	-	255,20	1,19	0,07	88,70	6,60
7	R410	Sıvı-Gaz	26,1	1654	-	255,20	1,19	0,07	87,81	6,53
8	R410	Gaz	12,9	758	-	436,10	1,87	0,07	65,97	4,91
9	R410	Gaz	8,9	600	-	436,00	1,89	0,16	58,91	9,13
10	Nemli hava	Gaz	33,0	101,325	0,017	78,83	5,88	-	0,11	0,48
11	Nemli hava	Gaz	41,4	101,325	0,017	86,97	5,91	-	0,49	1,91
12	Nemli hava	Gaz	20,0	101,325	0,008	41,93	5,75	-	0,11	0,22
13	Nemli hava	Gaz	6,5	101,325	0,005	19,49	5,68	-	1,37	0,86
14	Nemli hava	Gaz	21,5	101,325	0,011	50,28	5,78	-	0,12	0,09
15	Nemli hava	Gaz	11,0	101,325	0,006	27,49	5,70	-	0,90	0,51

Çizelge 4.4. 120714 kodlu deneyde ait ölçümler ve hesaplanan değerler

Cihaz	Ürün (kW)	Yakıt (kW)	Ekserji tahribi akımı (kW)	Verimi (%)	İyileştirme potansiyeli akımı (kW)	Rölatif Tersinmezlik (%)
No	\dot{P}	\dot{F}	$E\dot{x}_{tahrip}$	ε	IP	RT
I	6,69	6,80	0,07	98,38	0,01	2,74
II	1,43	1,96	0,52	73,06	0,14	20,35
III	6,869	7,184	0,31	95,62	0,01	12,13
IV	0,64	1,38	0,39	46,09	0,21	15,26
V	6,533	6,6	0,06	98,98	0,00	2,35
VI	0,41	1,63	1,205	25,23	0,90	47,16
1-VI	22,57	25,55	2,56	88,34	1,28	100,00
1-VI	COP=3,59					

Yapılan ölçümlerde dış hava sıcaklığı yaklaşık 37 °C olduğu bir günde gerçekleştirilen deneyde (deney kodu 130714), hava ve soğutucu akışkan için ölçülen ve hesaplanan sıcaklık, mutlak nem, kütle debisi, entalpi, entropi, ekserji akımı, ekserji verimi v.b. değerleri Şekil 3.25'teki numaralara uygun olarak tablolar halinde verilmiştir (Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6). Çizelge 4.6' da verilen sonuçlar kompresöre en fazla iş verilmesi nedeniyle ekserji akımı; diğer sistemi oluşturan elemanlara kıyasla tersinmezlikler sebebi ile daha fazla olduğu yönündedir. Çizelge 4.6'da ise sistem ve sistemdeki tüm ekipmanlar için ekserjetik ürün-yakıt akımları (giren-çıkan ekserji), ekserji tahribi, ekserji verimi, iyileştirme potansiyeli ve rölatif tersinmezlik gibi parametreler verilmiştir. Çizelgeden sistemde en yüksek ekserji tahribinin kondenser' de olduğu görülmektedir. Tüm sistemdeki toplam tersinmezlik ise 3,16 kW'tır. Sistemde ekserji verimi en yüksek elemanın genişleme valfi 2, en düşük elemanın ise evaporatör 2 olduğu görülmektedir. İyileştirme potansiyeli akımı en çok olan elemanın 0,62 kW değeriyle evaporatör 2 olduğu yine Çizelge 4.6' dan anlaşılmaktadır. Bu değeri 0,43 kW ile evaporatör 1 takip etmektedir. Ekipmanlar arasında en düşük rölatif tersinmezlik (% 1,27) genişleme valf 2'de, en yüksek ise ekserji tahribi en yüksek eleman olan kondenseredir (%29,11). Alınan ölçümler sonucunda sistem COP değeri 3,62 olarak hesaplanmıştır. Bu deneyde sistemin ekserji veriminin ise % 89,40 olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.5. 130714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler

No	Akışkan	Faz	Sıcaklık	Basınç	Mutlak nem	Özgül Entalpi	Özgül Entropi	Kütleli debi	Özgül ekserji	Ekserji akımı
			T (°C)	P (kPa)	W (kg su / kg hava)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	ψ (kJ/kg)	\dot{E}_x (kW)
0	Nemli hava	Ölü hal	25,0	101,325	0,016	67,45	5,85	-	-	-
0	R410	Ölü hal	25,0	101,325	-	459,9	2,17	-	-	-
1	R410	Gaz	82,7	2633	-	480	1,88	0,16	104,60	16,95
2	R410	Sıvı	40,6	2580	-	267,3	1,22	0,16	89,41	14,48
3	R410	Sıvı	34,0	2482	-	255,1	1,18	0,11	88,83	9,33
4	R410	Sıvı-Gaz	15,5	965	-	255,1	1,19	0,11	85,06	8,93
5	R410	Gaz	12,5	896	-	432	1,83	0,11	71,06	7,46
6	R410	Sıvı	34,0	2482	-	255,1	1,19	0,06	88,83	4,97
7	R410	Sıvı-Gaz	17,6	1723	-	255,1	1,19	0,06	87,95	4,93
8	R410	Gaz	19,4	827	-	441	1,88	0,06	68,42	3,83
9	R410	Gaz	11,9	661	-	437,4	1,89	0,16	61,79	10,01
10	Nemli hava	Gaz	37,0	101,325	0,017	83,11	5,90	-	0,27	1,05
11	Nemli hava	Gaz	44,0	101,325	0,018	91,89	5,93	-	0,66	2,59
12	Nemli hava	Gaz	22,4	101,325	0,011	50,52	5,79	-	0,16	0,10
13	Nemli hava	Gaz	7,6	101,325	0,005	21,63	5,69	-	1,23	0,77
14	Nemli hava	Gaz	23,5	101,325	0,011	52,21	5,79	-	0,14	0,08
15	Nemli hava	Gaz	12,5	101,325	0,008	33,98	5,73	-	0,62	0,35

Çizelge 4.6. 130714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler

Cihaz	Ürün (kW)	Yakıt (kW)	Ekserji tahribi akımı (kW)	Verimi (%)	İyileştirme potansiyeli akımı (kW)	Rölatif Tersinmezlik (%)
No	\dot{P}	\dot{F}	$E\dot{x}_{tahrip}$	ε	$I\dot{P}$	RT
I	7,15	6,94	0,20	97,09	0,01	6,33
II	1,54	2,47	0,92	62,40	0,35	29,11
III	8,93	9,33	0,39	95,70	0,02	12,34
IV	0,67	1,47	0,79	45,80	0,43	25,00
V	4,925	4,974	0,04	99,00	0,00	1,27
VI	0,27	1,09	0,82	24,70	0,62	25,95
1-VI	23,49	26,28	3,16	89,40	1,41	100,00
1-VI	COP=3,62					

140714 kodlu deney de yapılan ölçümlerde dış hava sıcaklığı yaklaşık 31.5 °C olduğu, hava ve soğutucu akışkan için ölçülen ve hesaplanan sıcaklık, mutlak nem, kütle debisi, entalpi, entropi, ekserji akımı, ekserji verimi v.b. değerleri, Şekil 3.25'teki numaralara uygun olarak tablolar halinde verilmiştir (Çizelge 4.7 ve Çizelge 4.8). Çizelge 4.8' de verilen sonuçlar, kompresöre en fazla iş verilmesi nedeniyle ekserji akımı; diğer sistemi oluşturan elemanlara kıyasla tersinmezlikler sebebi ile daha fazla olduğu yönündedir. Çizelge 4.8'de ise sistem ve sistemdeki tüm ekipmanlar için, ekserjetik ürün-yakıt akımları (giren-çıkan ekserji), ekserji tahribi, ekserji verimi, iyileştirme potansiyeli ve rölatif tersinmezlik gibi parametreler verilmiştir. Çizelgeden sistemde en yüksek ekserji tahribinin kondenser' de olduğu görülmektedir. Tüm sistemdeki toplam tersinmezlik ise 4,10 kW'tır. Sistemde ekserji verimi en yüksek elemanın genişleme valfi 2, en düşük elemanın ise evaporatör 2 olduğu görülmektedir. İyileştirme potansiyeli akımı en çok olan elemanın 1,20 kW değeriyle kondenser olduğu yine Çizelge 4.8' den anlaşılmaktadır. Bu değeri 0,57 kW ile evaporatör 2 takip etmektedir. Ekipmanlar arasında en düşük rölatif tersinmezlik (% 1,27) genişleme valf 2'de, en yüksek ise ekserji tahribi en yüksek eleman olan kondenseredir (% 40,66). Alınan ölçümler sonucunda sistem COP değeri 3,34 olarak hesaplanmıştır. Bu deneyde sistemin ekserji veriminin ise % 82,25 olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.7. 140714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler

No	Akışkan	Faz	Sıcaklık	Basınç	Mutlak nem	Özgül Entalpi	Özgül Entropi	Kütleli debi	Özgül ekserji	Ekserji akımı
			T (°C)	P (kPa)	W (kg su / kg hava)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	ψ (kJ/kg)	$\dot{E}x$ (kW)
0	Nemli hava	Ölü hal	25,0	101,325	0,016	67,45	5,85	-	-	-
0	R410	Ölü hal	25,0	101,325	-	459,90	2,17	-	-	-
1	R410	Gaz	88,4	2744	-	485,40	1,90	0,14	106,70	14,70
2	R410	Sıvı	43,6	2677	-	273,10	1,21	0,14	89,20	12,38
3	R410	Sıvı	38,0	2482	-	262,40	1,21	0,08	89,09	7,06
4	R410	Sıvı- Gaz	26,0	965	-	262,40	1,22	0,08	84,56	6,70
5	R410	Gaz	19,5	965	-	438,00	1,85	0,08	72,72	5,79
6	R410	Sıvı	38,0	2430	-	262,50	1,21	0,06	89,03	5,22
7	R410	Sıvı- Gaz	28,3	1792	-	262,50	1,21	0,06	88,15	51,65
8	R410	Gaz	17,6	965	-	436,00	1,84	0,06	72,76	4,28
9	R410	Gaz	12,1	696	-	436,80	1,88	0,14	63,23	8,74
10	Nemli hava	Gaz	31,5	101,325	0,017	77,31	5,88	-	0,23	0,33
11	Nemli hava	Gaz	36,3	101,325	0,019	84,65	5,90	-	0,44	0,98
12	Nemli hava	Gaz	24,5	101,325	0,013	53,55	5,80	-	0,05	0,08
13	Nemli hava	Gaz	13,0	101,325	0,009	33,54	5,73	-	0,49	0,42
14	Nemli hava	Gaz	25,7	101,325	0,012	57,50	5,81	-	0,07	0,05
15	Nemli hava	Gaz	16,0	101,325	0,009	41,07	5,76	-	0,38	0,22

Çizelge 4.8. 140714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler

Cihaz	Ürün (kW)	Yakıt (kW)	Ekserji tahribi akımı (kW)	Verimi (%)	İyileştirme potansiyeli akımı (kW)	Rölatif Tersinmezlik (%)
No	\dot{P}	\dot{F}	$\dot{E}x_{tahrip}$	ϵ	$\dot{I}P$	RT
I	5,96	6,70	0,73	89,01	0,08	17,86
II	0,66	2,32	1,67	28,28	1,20	40,66
III	6,70	7,06	0,36	94,93	0,02	8,74
IV	0,34	0,92	0,58	36,61	0,37	14,13
V	5,17	5,22	0,05	99,00	0,00	1,27
VI	0,17	0,88	0,71	19,50	0,57	17,34
1-VI	18,99	23,10	4,10	82,25	2,23	100,00
1-VI	COP=3,34					

150714 kodlu deneyde de yapılan ölçümlerde dış hava sıcaklığı yaklaşık 36,1 °C' dir. Hava ve soğutucu akışkan için ölçülen ve hesaplanan sıcaklık, mutlak nem, kütle debisi, entalpi, entropi, ekserji akımı, ekserji verimi v.b. değerleri, Şekil 3.25'teki numaralara uygun olarak tablolar halinde verilmiştir (Çizelge 4.9 ve Çizelge 4.10). Çizelge 4.10' da verilen sonuçlar kompresöre en fazla iş verilmesi nedeniyle, ekserji akımı diğer sistemi oluşturan elemanlara kıyasla tersinmezlikler sebebi ile daha fazla olduğu yönündedir. Çizelge 4.10'da ise sistem ve sistemdeki tüm ekipmanlar için, ekserjetik ürün-yakıt akımları (giren-çıkan ekserji), ekserji tahribi, ekserji verimi, iyileştirme potansiyeli ve rölatif tersinmezlik gibi parametreler verilmiştir. Çizelgeden sistemde en yüksek ekserji tahribinin kondenser' de olduğu görülmektedir. Tüm sistemdeki toplam tersinmezlik ise 3,29 kW'tır. Sistemde ekserji verimi en yüksek elemanın genişleme valfi 2, en düşük elemanın ise evaporatör 2 olduğu görülmektedir. İyileştirme potansiyeli akımı en çok olan elemanın 1,11 kW değeriyle kondenser olduğu yine Çizelge 4.10' dan anlaşılmaktadır. Bu değeri 0,38 kW ile evaporatör 1 ve evaporatör 2 takip etmektedir. Ekipmanlar arasında en düşük rölatif tersinmezlik (% 2,43) genişleme valf 2'de, en yüksek ise ekserji tahribi en yüksek eleman olan kondenserdedir (% 50,46). Alınan ölçümler sonucunda sistem COP değeri 3,68 olarak hesaplanmıştır. Bu deneyde sistemin ekserji veriminin ise % 86,17 olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.9. 150714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler

No	Akışkan	Faz	Sıcaklık	Basınç	Mutlak nem	Özgül Entalpi	Özgül Entropi	Kütleli debi	Özgül ekserji	Ekserji akımı
			T (°C)	P (kPa)	W (kg su / kg hava)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	ψ (kJ/kg)	$\dot{E}x$ (kW)
0	Nemli hava	Ölü hal	25,0	101,325	0,016	67,45	5,85	-	-	-
0	R410	Ölü hal	25,0	101,325	-	459,90	2,17	-	-	-
1	R410	Gaz	84,7	2840	-	479,60	1,88	0,15	106,60	15,90
2	R410	Sıvı	45,0	2740	-	275,80	1,25	0,15	90,07	13,43
3	R410	Sıvı	38,0	2688	-	262,20	1,21	0,08	89,28	7,47
4	R410	Sıvı-Gaz	26,0	1034	-	262,20	1,22	0,08	85,08	7,12
5	R410	Gaz	17,3	994	-	435,00	1,83	0,08	73,95	6,19
6	R410	Sıvı	39,0	2650	-	264,10	1,21	0,07	89,32	5,84
7	R410	Sıvı-Gaz	29,0	1723	-	264,10	1,21	0,07	88,00	5,76
8	R410	Gaz	19,2	1103	-	434,30	1,82	0,07	76,92	5,03
9	R410	Gaz	12,0	710	-	436,40	1,87	0,15	64,00	9,54
10	Nemli hava	Gaz	36,1	101,325	0,017	81,90	5,92	-	0,22	0,89
11	Nemli hava	Gaz	40,0	101,325	0,019	89,60	5,80	-	0,43	1,71
12	Nemli hava	Gaz	25,0	101,325	0,011	55,47	5,73	-	0,10	0,07
13	Nemli hava	Gaz	13,0	101,325	0,008	34,26	5,73	-	0,60	0,40
14	Nemli hava	Gaz	26,0	101,325	0,126	58,39	5,81	-	0,07	0,04
15	Nemli hava	Gaz	15,8	101,325	0,009	39,39	5,75	-	0,39	0,24

Çizelge 4.10. 150714 kodlu deneye ait ölçümler ve hesaplanan değerler

Cihaz	Ürün (kW)	Yakıt (kW)	Ekserji tahribi akımı (kW)	Verimi (%)	İyileştirme potansiyeli akımı (kW)	Rölatif Tersinmezlik (%)
No	\dot{P}	\dot{F}	$E\dot{x}_{tahrip}$	ε	$I\dot{P}$	RT
I	6,35	6,45	0,09	98,45	0,00	2,74
II	0,82	2,47	1,66	33,28	1,11	50,46
III	7,12	7,47	0,35	95,31	0,02	10,64
IV	0,34	0,93	0,59	35,94	0,38	17,93
V	5,76	5,84	0,08	98,58	0,00	2,43
VI	0,20	0,73	0,52	27,46	0,38	15,81
1-VI	20,58	23,89	3,29	86,17	1,88	100,00
1-VI	COP=3,68					

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, son yıllarda kullanımı yaygınlaşmaya başlayan VRF sistemleri ele alınmış, ayrıca tüm sistemin ve sistemde bulunan önemli bileşenlerin performansı ekserji analizi yöntemi kullanılarak değerlendirilmiştir. Performans değerlendirilmesinde ekserji verimlilikleri, özgül ekserji indeksleri (akımı), ekserjetik iyileştirme potansiyeli gibi bazı termodinamik parametreler kullanılmıştır.

Çalışma kapsamında ele alınan VRF sisteminin performansını belirlemek için sistem üzerinde farklı deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler özellikle sistemin ekserji analizini yapmaya yönelik olarak gerçekleştirilmiştir. Sistem sadece soğutma sezonu için değerlendirilmiş ve farklı şartlarda gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçların bir kısmı bu tez kapsamında verilmiştir.

Yapılan çalışma sonunda ele alınan sistemde en fazla tersinmezliğin ve iyileştirme potansiyeli akımının kondenserde olduğu belirlenmiştir. Kondenser için ekserji tahribi 0,52 kW ile 1,67 kW arasında, rölatif tersinmezlik ise %20,35-50,46 arasında değişmektedir. Farklı şartlarda yapılan deneylerde sistemin soğutma performans etkinlik katsayısının 3,3-3,7 arasında, ekserji veriminin ise %82-89 arasında değiştiği tespit edilmiştir.

Yapılacak çalışmalarda faydalı olabileceği inancıyla aşağıda çeşitli önerilerde bulunulmuştur:

- Çalışmada kullanılmış olan sistemin ve sistemde bulunan elemanların ekserji verimliliğinin artırılmasına yönelik çalışmalar (ısı kayıplarının azaltılması, ısı değiştirici tasarımlarının değiştirilmesi vb.) önerilir.
- Farklı hava sıcaklıkları ve bağıl nem değerleri için (ısıtma sezonu için yıllık) de ekserji analizi yapılabilir.
- Ekserji analizinin yanı sıra eksergoekonomik analiz ve optimizasyon yapılması da önerilir.

6. KAYNAKLAR

- [1] Özgener L. , Hepbaşı A., Hvac Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gerekliği ve Uygulamaları, VI. ulusal tesisat mühendisleri kongresi ve sergisi, İzmir, 2003.
- [2] Alshatti, R. A. , Analyses of Variable Refrigerant Flow and Exergy in Air Conditioning Systems, Yüksek Lisans Tezi, University of South Florida, 2011.
- [3] Wu, W. , Lee T. Ve Chang C. , Modeling And Experiment Analysis Of Variable Refrigerant Flow Air-Conditioning Systems, Department of Energy and Refrigerating Air-Conditioning Engineering, National Taipei University of Technology, Taiwan, 2012.
- [4] Hwang, Y. , Field Performance Measurements of Vrf System with Subcooling Heat Exchanger, Purdue University, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012.
- [5] Liu, X. , Hong, T. , Comparison Of Energy Efficiency Between Variable Refrigerant Flow Systems And Ground Source Heat Pump Systems , Yüksek lisans tezi, 2006.
- [6] Bilgen, E. , Takashi, H., Exergy Analysis And Experimental Study of Heat Pump Systems, Elsevier, 2012.
- [7] Dikici, A., Akbulut, A., Gülçimen, Akbulut A., Hava Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Performans Katsayısı, Enerji ve Ekserji Analizi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 2005.
- [8] Aynur, T., N. , Field Performance Measurements of a VRV AC/ HP System, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2006.
- [9] Tsinghua Üniveritesi
- [10] Hepbaşı, A. ve Ertöz, A. Ö., Geleceğin teknolojisi : yer kaynaklı ısı pompaları, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 2006.
- [11] Domitrovic, R., Controlled Condition Performance Mapping of Advanced Variable Refrigerant Flow Heat Recovery (VRF-HR) Systems, Bonneville Power Administration, 2010.

- [12] Padilla, M. , Exergy Analysis Of The Performance Of A Variable Refrigerant Flow (Vrf) Air Conditioning System, School of Mechanical Engineering, Central University of Venezuela, 2011.
- [13] Toksöz, S., Taymaz, İ., Toprak Kaynaklı Isı Pompasında İkinci Yasa Verimi, MMO Yayını, 2010.
- [14] Havalandırma Ve İklimlendirme Esasları Uygulamalı Havalandırma Ve İklimlendirme Tekniği İklimlendirme Esasları Ve Uygulamaları
- [15] Sezen, C. ve Karagöz, S. 2012 İklimlendirme Sistemleri Sunusu, Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümü, Ankara.
- [16] <http://onurmehdukhaya.blogspot.com/2012/03/iklimlendirme-ve-havalandirma.html>, 04.08.2014.
- [17] <http://tr.wikipedia.org/wiki/%C4%B0klimlendirme>, 04.08.2014.
- [18] Aktüccar, T., 1997, “V.R.V. (Variable Refrigerant Volume) Değişken Gaz Debili Klima Sistemi”, III.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir, Bildiriler Kitabı, MMO Yayın No: 203/1.
- [19] Etem, A., 2002, Klasik (fancoil) ve değişken gaz debili (VRV) ısıtma soğutma sistemlerinin karşılaştırılması ve uygun sistemin belirlenmesi YL Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- [20] Eyriboyun, M., 1997, “Değişken Soğutkan Debili Klima Sistemlerinin (VRV) Projelendirme Esasları ve Örnek Bir Uygulama”, III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir, Bildiriler Kitabı, MMO Yayın No: 203/1.
- [21] Develi, T., 1999, “Kanal Tipi Split Klima Sistemleri ile VRV Sistemlerinin Karşılaştırılması ve Optimum Çalışma Şartlarının Belirlenmesi”, YL Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [22] Siyahhan, Z., 1999, “VRF klima sistemlerinin tanımlanması ve diğer sistemlerle karşılaştırılması”, YL Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [23] “*Air-Conditioning Engineering Course* Notları”, Daikin Industries Ltd., Kanaoka Training Center, 1996 Osaka – Japonya

- [24] Çölaşan, F., Değişken Debili Soğutucu Akışkanlı (VRF) İklimlendirme Sistemleri, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, S:29, Şubat 2013
- [25] Amarnath,A., Variable Refrigerant Flow: An Emerging Air Conditioner and Heat Pump Technology Electric Power Research Institute Morton Blatt, Energy Utilization Consultant, 2008
- [26] Eyriboyun, M., Değişken Soğutkan Debili Klima Sisteminin (Vrf),İki Katlı Bir Bina Üzerinde Uygulanması Ve Split Klima Sistemi İle Karşılaştırılması.
- [27] Rosen, M.A., ‘Exergy and Economics: Is Exergy Profitable’, Exergy-An International Journal, Sayfa: 1-3, 2002.
- [28] Rosen, M.A. ve DINCER, I., ‘Exergy as the Confluence of Energy, Environment, and Sustainable Development’, Exergy- An International Journal, Cilt No: 1(1), Sayfa: 3-13, 2001.
- [29] Dincer, I., ‘The Role of Exergy in Energy Policy Making’, Energy Policy, Cilt No: 30, Sayfa: 137-149, 2002.
- [30] Hepbaşı, A., Ekserji Ders Notları, Ege Üniversitesi, Makina Müh. Bölümü, 2003.
- [31] Engineering Equation Solver Version 2013.

7. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : ALPER YILDIRIM

Doğum Tarihi : 22.04.1978

E-Posta Adresi : alperyidirim@hotmail.com

Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Okul/Üniversite	Bitirme Yılı
Lise	Fen	A. Paksoy Lisesi	1995
Lisans	Makine Mühendisliği	Çukurova Üniversitesi	2001
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Osm. Korkut Ata Üni.	-

İş Tecrübesi:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Makina Bakım Ve Enerji Şefi	Okan Tekstil/ G.Antep	2002-2003
Dokuma İşletme Mühendisi	Bilgin Tekstil/Adana	2004
Mekanik Mühendisi	Gate (Gama-Tekfen)/Kazakistan	2004-2005
Mekanik Mühendisi	Koray Yapı /Ekaterınburg	2005-2006
Mekanik Mühendisi	Enka Moskova / Rusya	2007-2009
Proje Koordinatörü	Em-As Group / Adana	2009-2012
Operasyon Müdürü	Gipa-York/ Adana	2012-