

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK KATLI BİNALARDA DEĞİŞKEN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİLİ KLİMA
SİSTEMLERİ İLE FAN-COIL SİSTEMLERİNİN EKONOMİK YÖNDEN
KARŞILAŞTIRILMASI**

MUSTAFA ALPER ÜSTÜNER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI-PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ZEYNEP DÜRRİYE BİLGE**

İSTANBUL, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK KATLI BİNALARDA DEĞİŞKEN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİLİ KLİMA
SİSTEMLERİ İLE FAN-COIL SİSTEMLERİNİN EKONOMİK YÖNDEN
KARŞILAŞTIRILMASI**

Mustafa Alper ÜSTÜNER tarafından hazırlanan tez çalışması 16.07.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Zeynep Dürriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Zeynep Dürriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hasan HEPERKAN
İstanbul Aydın Üniversitesi

ÖNSÖZ

Dünyamızın başlıca gereksinimlerinden biri de enerjidir. Günümüzde enerji çoğunlukla değerli kaynakların kullanılması ile elde edilmektedir. Doğal olarak bu durum da enerjinin verimli kullanılmasının önemini kat ve kat arttırmaktadır.

Günümüzde yatırımcılar kuracakları sistemlerde öncelikle maliyet hesabı yapmaktalar ve seçecekleri sistemi bu hesaba göre belirlemektedirler. Ancak bu seçimleri yaparken üzerinde durulması gereken diğer bir önemli husus da seçecekleri sistemin verimli çalışarak operasyon maliyetlerini minimum ölçüde tutabilen sistemler olmasıdır.

Enerjinin verimli olarak termodinamik sistemlerin dizaynında kullanılan araçlardan biri de ekserji analizi diğer bir deyişle kullanılabilir enerji analizi metodudur. Bu çalışmada değişken soğutucu akışkan debili sistemler ile sulu ısıtma sistemlerinin yatırım maliyetlerinin karşılaştırılması ile ekserji analizinin nasıl uygulanabileceğinin açıklanması amaçlanmıştır.

Bu çalışmam sırasında kıymetli desteklerini, yönlendirmelerini ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocalarım Prof. Dr. Dürriye BİLGE, Prof. Dr. Galip TEMİR, Prof. Dr. Hasan HEPERKAN, Dr. Mustafa BİLGE ve benden desteklerini esirgemeyen sevgili eşim Habibe ÜSTÜNER'e, şirket yöneticilerim Sn. İsmet MURA ve Sn. Tunç KARAKAYA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz, 2019

Mustafa Alper ÜSTÜNER

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	2
1.3 Hipotez	2
BÖLÜM 2	
2.1 VRV Sistemleri.....	4
2.2 VRV (Değişken Soğutucu Debili Klima Sistemleri) Tarihçesi	5
2.3 VRV (Değişken Soğutucu Debili Klima Sistemleri) Nedir?	5
2.4 VRV Klima Sisteminin Geliştirilmesi ve Kullanılmasındaki Sebepler	6
2.5 VRV Klima Sistemi Çeşitleri	8
2.6 VRV Klima Sistemlerinin Kullanım Alanları	10
2.7 VRV Klima Sistemlerinin Avantajları	11
2.8 VRV Sistemi Bileşenleri	11
2.8.1 Dış Ünite	11
2.8.1.1 Dış Ünite Eşanjörü	11
2.8.1.2 Kompresör	12
2.8.2 İç Ünite.....	13
2.8.3 Genleşme Valfi.....	14
2.8.4 Bakır Borular	15

2.9	Fan-coil Sistemleri.....	17
2.9.1	Fan-coil Sisteminin Özellikleri.....	18
2.9.2	İki Borulu Fan-coil Sistemleri	22
2.9.3	Dört Borulu Fan-coil Sistemi.....	22

BÖLÜM 3

SİSTEMLERE MALİYET ANALİZİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI	24
3.1 Termodinamiğin Birinci Kanunu	24
3.1.1 Kapalı Sistemlerde Birinci Kanun Analizi	25
3.1.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi	25
3.1.2.1 Kütlenin Korunumu	25
3.1.2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanunun Genel İfadesi.....	26
3.2 Termodinamiğin İkinci Kanunu	26
3.2.1 Termodinamiğin İkinci Yasası İfadeleri	27
3.3 Entropi İfadesi.....	28
3.3.1 Tersinir ve Tersinmez Süreçler	28
3.3.2 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji	29
3.4 Ekserji İfadesi	30
3.4.1 Akışlı Sistemler.....	31
3.4.2 Nemli Hava ve Suyun Toplam Akış Ekserjisi	32
3.5 Soğutma Sistemlerinde Ekserji Analizi	33
3.5.1 Fan-coil sistemi Ekserji Analizi	33
3.5.1.1 Fan-coil Girişi Ekserji Değeri.....	33
3.5.1.2 Fan-coil Çıkışı Ekserji Değeri.....	34
3.5.1.3 Fan-coil İçin Toplam Ekserji Kaybı	34
3.5.1.4 Chiller Girişi İçin Ekserji Değeri	34
3.5.1.5 Chiller Çıkışı Ekserji Değeri	34
3.5.1.6 VRV İç Ünitesi Girişi Ekserji Değeri.....	35
3.5.1.7 VRV İç Ünitesi Çıkışı Ekserji Değeri.....	35
3.5.1.8 VRV İç Ünitesi Toplam Ekserji Değeri.....	36

BÖLÜM 4

ÖRNEK PROJEYE İLİŞKİN HESAPLAMALAR.....	37
4.1 VRV İç Ünitelerinin Seçimi	37
4.1.1 5,6 kW'lık İç Ünite Özellikleri.....	37
4.1.2 4,5 kW'lık İç Ünite Özellikleri.....	38
4.1.3 3,6 kW'lık İç Ünite Özellikleri.....	38
4.1.4 2,8 kW'lık İç Ünite Özellikleri.....	38
4.1.5 2,2 kW'lık İç Ünite Özellikleri.....	38
4.1.6 Dış Ünitenin Seçimi.....	38
4.1.7 VRV Sistemi Maliyet Hesabı.....	40
4.2 Fan-coil Sistemi Maliyet Hesabı	41
4.2.1 Chiller Ünitesinin Seçimi	43
4.2.2 Sistem Pompa Seçimi.....	43
4.3 Sistemlerin Ekonomik Yönden Karşılaştırılması	44

4.3.1	VRV Sistemi Kurulum ve Elektrik Tüketimi	44
4.3.2	Fan-coil Sistemi Kurulum ve Elektrik Tüketimi	44
4.4	Sistemlerin İkinci Kanun Analizleri	45
4.4.1	Fan-coil Sistemi İkinci Kanun Analizi	46
4.4.1.1	1 Numaralı İç Ünite Ekserji Analizi	46
4.4.1.2	Chiller Ünitesi Ekserji Analizi	48
4.4.2	VRV Sistemi Ekserji Analizi	53
4.4.2.1	1 Numaralı İç Ünite Ekserji Analizi	54
4.4.2.2	VRV Dış Ünite Ekserji Analizi	56
 BÖLÜM 5		
SONUÇ VE ÖNERİLER		59
KAYNAKLAR		60
ÖZGEÇMİŞ		62

SİMGE LİSTESİ

a	Hava
C_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
C_v	Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kgK)
e	Özgül ekserji (kJ/kg)
E	Enerji (kJ)
E	Ekserji debisi (kW)
E_D	Tahrip olan ekserji (kW)
E_L	Kayıp ekserji (kW)
E_K	Yok edilen ekserji (kW)
F	Gölgeleme faktörü
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
L	Yapı elemanı kalınlığı (m)
m	Kütleli debi (kg/s)
P	Basınç (kPa)
Q	Isı (kJ)
R	Gaz sabiti (kJ/kgK)
s	Özgül entropi (kJ/kgK)
S	Entropi (kJ/K)
U	Isı geçiş katsayısı (W/m ² /K)
v	Özgül hacim (m ³ /kg)
V	Hacim (m ³)
V	Debi (m ³ /s)
w	Özgül nem (gr/kg)
λ_h	Isı iletim katsayısı (W/mK)
ϕ	Bağıl nem
%	Yüzde
~	Yaklaşık
°	Derece

KISALTMA LİSTESİ

A	Açık
BF	By-pass Faktörü
BMS	Building Management System
Btu	British Thermal Unit
BYS	Bina Yönetim Sistemi
cm	Santimetre
ÇN	Çiğ Nokta
dB	Desibel
Dİ	Duyulur Isı
EODİ	Efektif Oda Duyulur Isısı
EOĞİ	Efektif Oda Gizli Isısı
EOTİ	Efektif Oda Toplam Isısı
Gİ	Gizli Isı
HP	Horsepower
I	Amper
K	Koyu
Kcal	Kilokalori
kW	Kilowatt
KT	Kuru Termometre
Lt	Litre
m	Metre
mm	Milimetre
MMO	Makine Mühendisleri Odası
ODİ	Oda Duyulur Isısı
OGİ	Oda Gizli Isısı
PID	(Proportional Integral Derivative)
Sn	Saniye
TSY	Toplam Soğutma Yüğü
VRF	Variable Refrigerant Flow – Değişken Akışkan Debili
VRV	Variable Refrigerant Volume – Değişken Gaz Debili
YT	Yaş Termometre
W	Watt

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	VRV hava soğutmalı sistem çalışma prensip şemaları 9
Şekil 2. 2	VRV su soğutmalı sistem çalışma prensip şemaları 10
Şekil 2. 3	VRV dış ünite elemanları görünümü 13
Şekil 2. 4	Elektronik genişleme valfi 14
Şekil 2. 5	Elektronik genişleme valfi için pid kontrolü 15
Şekil 2. 6	İzole edilmiş bakır boru grubu ve elektrik-haberleşme hattı..... 15
Şekil 2. 7	REFNET joint..... 16
Şekil 2. 8	REFNET header 17
Şekil 2. 9	İki borulu fan-coil sistemi sistem şeması 22
Şekil 2. 10	Dört borulu fan-coil sistemi sistem şeması..... 23
Şekil 3. 1	Kelvin-Planck ifadesine göre santral çevrimi 27
Şekil 3. 2	Termodinamiğin 2. yasasına göre soğutma çevrimi 28
Şekil 3. 3	Fan-coil cihaz giriş-çıkış parametreleri..... 34
Şekil 3. 4	Chiller cihazı soğutucu akışkan çevrimi..... 35
Şekil 4. 1	Fan-coil sistemi pompa seçim eğrisi 43
Şekil 4. 2	Fan-coil sistemi analiz noktaları 46
Şekil 4. 3	VRV sistemi analiz noktaları 53

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1	VRF sisteminde kullanılan bakır boru ve izolasyon kalınlıkları 16
Çizelge 4. 1	Hesaplanan yükler ve cihaz seçimleri 39
Çizelge 4. 2	VRV sistemi maliyet tablosu 40
Çizelge 4. 3	Fan-coil cihazları hesaplanan yükler ve cihaz seçimleri..... 41
Çizelge 4. 4	Fan-coil sistemi maliyet tablosu..... 42
Çizelge 4. 5	VRV sistemi iç ünite güç girişleri 44
Çizelge 4. 6	Fan-coil sistemi ekserji değerleri 53
Çizelge 4. 7	VRV sistemi ekserji değerleri 58

YÜKSEK KATLI BİNALARDA DEĞİŞKEN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİLİ KLİMA SİSTEMLERİ İLE FAN-COIL SİSTEMLERİNİN EKONOMİK YÖNDEN KARŞILAŞTIRILMASI

Mustafa Alper ÜSTÜNER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Dürriye BİLGE

Son yıllarda ülkemizde kullanımı yaygınlaşan yeni teknolojik gelişmeler ile sürekli kendini yenileyen VRV sistemleri geleneksel sistemlere nazaran kurulum maliyetlerinin yüksek olması gibi bir dezavantaja sahip olsa da işletme maliyetleri açısından önemli bir avantaja sahiptir. Özellikle yatırım maliyetlerinin artmış olduğu günümüzde sistemlerin yatırım aşamasında mukayese edilmesi kaçınılmaz bir süreç haline gelmiştir.

Bu çalışmada VRF sistemleri ile fan-coil sistemlerinin kurulum ve işletme maliyetleri açısından mukayese çalışması ve termodinamiğin II. Yasası uygulanarak ekserji analizi çalışması yapılmıştır. Sistemlerin uygulanması esnasında dikkat edilmesi gereken noktalar üzerinde durulmuş ve ekserji analizleri ile karşılaştırma yapılmıştır.

Çalışmadaki amaç iki farklı sistemin uygulanmasına karar verilmesi noktasında yatırım maliyetlerinin nasıl yapılacağı ve termodinamiğin II. yasasının sistemlere nasıl uygulanacağını öğretmesidir.

Anahtar Kelimeler: İkinci kanun analizi, maliyet analizi, VRV, fan-coil, ekserji

ABSTRACT

COMPARISON OF VARIABLE REFRIGERATION SYSTEM and FAN-COIL SYSTEMS THROUGH TO ECONOMIC SIDE AT HIGHRISES

Mustafa Alper ÜSTÜNER

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Dürriye BİLGE

In recent years, with the use of new technological developments in our country, the VRV systems which have been renewing themselves continuously have significant advantage in terms of operating costs even though they have disadvantage of high installation costs compared to traditional systems. In today's world, where investment costs have increased, the comparison of systems at the investment stage has become an inevitable process.

In this study, the comparison of VRV systems and fan-coil systems in terms of installation and operation costs and thermodynamics II. Exergy analysis was conducted by applying the law. During the implementation of the systems, the points to be considered are emphasized and compared with the exergy analysis.

The aim of the study is to determine the cost of investment in two different systems and to teach how to apply the second law of thermodynamic to the systems.

Keywords: Second law analysis, cost analysis, VRV, fan-coil, exergy

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Enerji bir cisim ya da herhangi bir sistemin iş yapabilme yeteneği manasına gelmektedir ve maddeler mevcut fiziksel durumlarını enerji kullanarak değiştirebilirler. Termodinamiğin birinci kaununa göre enerji yoktan var edilemez vardan da yok edilemez. Enerji ancak ve ancak başka formlara dönüştürülebilir. Bu dönüşümler sırasında belirli kayıplar ve tersinmezlikler meydana gelir. O halde çevresiyle etkileşim içinde bulunan herhangi bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş ekserji olarak tanımlanabilir. Ekserji diğer bir ifade ile kullanılabilirlik manasına da gelmektedir ve enerji kalitesinin bir ölçüsüdür.

Yapılarda ısıtma soğutma sistemlerinin enerji analiziyle beraber ekserji analizinin de kullanılması konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Schmidt hazırlamış olduğu makalesinde birden çok ailenin yaşadığı binada bina kabuğunun iyileştirilmesi konusunda ısı kayıplarını elde etmek için enerji ve ekserji analizlerine dayalı çalışmalar yapmıştır. Duvar ve pencerelerin ısı geçirgenlik katsayılarını değiştirmek suretiyle odanın ekserji yükünü daha uygun bir hale getirmiştir [1].

Balta ve arkadaşları bir binayı dört farklı ısıtma uygulaması kullanarak incelemişlerdir. Kullandıkları ısıtma sistemlerinde sırasıyla yoğuşmalı kazan, kazan, güneş kolektörü, ve ısı pompası kullanmışlardır. Bu sistemlere enerji ve ekserji analizleri uygulayarak ekserji verimlerini bulmuşlardır [2].

Shukuya binaların daha iyi şekilde değerlendirilebilmesi için ekserji yaklaşımının nasıl olacağını anlatmıştır ve gelecek dönemlerin binalarında ısıtma ve soğutma sistemleri için daha düşük ekserjili sistemlerin uygun olacağını ifade etmiştir [3].

Yıldız ve Güngör, yakıt olarak doğalgaz kullanan bir kazan ya da hava kaynaklı ısı pompası ile bir büronun ısıtması üzerinde çalışmışlardır. Tüm sistemlerin enerji ve ekserji kayıpları dikkate alınarak iki farklı ısıtma sistemi karşılaştırılmıştır [4].

Yücer hazırlamış olduğu makalesinde düşük ekserjili sistemler hakkında bilgiler vermiştir. Ekserji analizi yöntemi ile sistemde yer alan verimli ve verimsiz kısımları tespit etmek amacıyla çalışmalar yapmıştır. Sistemdeki en büyük ekserji kaybının üretim basamağında yer aldığını ortaya koymuş ve bunun 65,23 kW olduğunu hesaplamıştır. Bunun sonucunda ekipmanın daha verimli bir ekipman ile değiştirilmesi gerektiğine kanaat getirmiştir [5].

1.2 Tezin Amacı

Günümüz modern yapılarında yapılar projelendirme aşamasında iken yatırımcının aklında sürekli hangi sistemi kullanacağı konusunda birtakım sorular vardır. Bu soruların cevabını bulabilmesi, yatırımcının en uygun maliyetli sistemi seçmesi ve bu sistemi seçerken de yapacağı yatırım maliyetini minimum ölçüde geri döndürebilmesi çok büyük önem taşımaktadır.

İklimlendirmesi yapılacak lokasyonda binanın en ekonomik ve en yüksek performansta çalışabilecek mekanik tesisatının gerekli maliyet analizlerinin yapılması ve bu analizlerin yanında ekserji analizinin de yapılması büyük önem arz etmektedir.

Yapmış olduğum bu çalışmada iki farklı sistemin aynı lokasyona uygulanması amacıyla proje yatırım aşamasında iken seçilecek olan sistemlerin birbirine göre hem yatırım-işletme maliyeti hem de ekserji analizi yapılarak sistemler arasındaki avantajlar ve dezavantajlar ortaya konmuştur.

1.3 Hipotez

Bina mekanik tesisatlarında kullanılan iklimlendirme sistemleri birbirine alternatif olabilecek karmaşık sistemlerdir. Sistemler birbiri arasında mukayese edilirken

sistemlerin birbirlerine eşit ısıtma soğutma kapasitelerine cevap verebilecek şekilde aynı kapasitede olmasına dikkat edilmelidir. Belirli ortam şartlarında sistemleri karşılaştırmak doğru ve net bir sonuca ulaşılması açısından oldukça önemlidir. Bir sistem diğer bir sistem ile karşılaştırıldığında mutlaka sistemin çalışma koşulları ve bu çalışma koşulları içerisinde çıkaracakları performans odaklı problemler de göz önüne alınmalıdır.

2.1 VRV Sistemleri

VRV, değişken soğutucu akışkan debisi demektir. Bu klima sistemi ile bir dış ünite ile birden fazla iç ünite kontrol edilebilir. Bu klima sistemi, binanın değişken yük ihtiyaçlarına bağlı olarak soğutucu akışkanın akışını kontrol eder. VRV klima sistemi bina dışında bulunan dış ünite ve bina içindeki zonları soğutmak ve/veya ısıtmak amacı ile kullanılan bağımsız iç ünitelerden meydana gelir. Son yıllarda özellikle enerji tasarrufunun ön plana çıkması ve sistem veriminin artırılması göz önünde bulundurularak, klima sistemlerindeki fonksiyonel gelişmelere olan talep gün geçtikçe değişmektedir. Binaların klima sistemlerine sahip olmalarının ötesinde genel eğilim, merkezi klima sistemlerindeki genel kontrolden, bireysel kontrol olanakları sağlayan klima sistemlerine doğru gelişmektedir. Gelişen teknoloji aynı bina içerisindeki değişik mahallerde, bağımsız bireysel kontrol olanağının sağlandığı sistemlerin çok katlı binalarda kullanılan çoklu sistemlerde de kullanılabilmesini sağlamıştır. Gelişen teknolojinin ürünü olan yeni klima sistemleri genelde kullanılan merkezi klima sistemlerinin ötesinde bireysel kontrole ve enerji tasarrufuna önem veren klima sistemleri olacaktır.

VRV (Variable Refrigerant Volume- Değişken Gaz Debili) ve ya VRF (Variable Refrigerant Flow-Değişken Akışkan Debili) sistem klima cihazları işte bu amaçla; gelişmiş, akıllı binaların klima ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla geliştirilmiş, yüksek kaliteli, bağımsız ve esnek bir klima sistemidir. VRF sistemin ana özelliği tek tek kontrole imkan tanınmasıdır. Yalnızca klima ihtiyacı olan mahallerin çalıştırılması ve dış ünitelerin yalnızca kullanılan

enerji tüketecek inverter kontrol yapısına sahip olması VRV sisteminin en büyük avantajlarından birisidir. VRV sistem gelişkin mikroişlemci kumanda sistemleri sayesinde 24 saat boyunca binadaki çeşitli mekanlarda değişen ihtiyaçlara göre etkin ve zamanında kontrolü sağlar.

2.2 VRV (Değişken Soğutucu Debili Klima Sistemleri) Tarihçesi

Değişken soğutucu akışkan debi (VRV) sistemleri, 1980'lerin başında Japonya'da icat edilmiş ve Asya, Avrupa ve Avustralya'da yaygınlaşmıştır. Bu teknoloji, geleneksel HVAC sistemlerine göre oldukça iyi bir alternatif sunmaktadır. VRV sistemleri, mevcut koşulların bu teknolojiyi daha yapıcı hale getirdiği sınıf ve ofis binalarındaki mevcut bina yenileme işlemlerinde yaygındır. Bununla birlikte, bu teknoloji yeni inşaat projelerinde de kullanılmaktadır ve dikkate alınmalıdır. İlk ısı geri kazanımlı VRV sistemler üç borulu olarak tasarlanmıştır, ancak gelişen teknoloji ile birlikte şuan da iki borulu ısı geri kazanımlı sistemler bulunmaktadır. 1995 yılında ilk defa bir VRV dış ünitesine 16 adet iç ünite bağlanabilmiştir. İlk VRV sistemleri R22 soğutucu akışkanı ile çalışmasına karşılık, gelişen teknoloji ve çevre bilincinin artması ile birlikte ilerleyen yıllarda ilk R410C soğutucu akışkanlı VRV sistemleri kullanılmaya başlandı, 2003 yılında şimdi ki VRV sistemlerin de kullandığı R410 A soğutucu akışkanlı VRV sistemleri geliştirilmiştir. 2002 inverter kompresörlü VRV sistem Japonya'da geliştirilmiştir.

2.3 VRV (Değişken Soğutucu Debili Klima Sistemleri) Nedir?

VRV Klima Sistemi; bir dış ünite ile, gaz akış dağıtıcıları yardımıyla birden çok iç ünitenin birbirinden bağımsız olarak kontrol edilebildiği direkt genleşmeli klima sistemleridir [6].

İki adet ısı değiştirici (kondenser ve evaporatör) bulunmaktadır ve bunların biri şartlandırılacak mahalde diğeri ise hava soğutmalı dış ünitelerde atmosfere açık bir mekanda, su soğutmalı dış ünitelerde ise kapalı su çevrimine dahil edilebilecek şekilde tesisat dairesinde bulunmalıdır. VRV sistemlerde genleşme valfi split klimanın aksine iç ünitenin içerisinde bulunur. Genleşme vanasının iç ünite de olmasının çeşitli avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır.

Bir VRV klima sisteminde bulunan iç ünite tipleri birbirinden ayrı tip olabilmektedir. İç üniteler 4 yöne-2 yöne -tek yöne üflemleri kaset tipli, gizli tavan tipli, duvar tipli, kasetli-kasetsiz döşeme (yer) tipi ya da tavan tipi olabilir. Kullanıcı kendi zevkine ve mahalin mimarisine uygun iç ünitelerden istediği tip VRV iç üniteyi kullanabilir. VRV iç ünitelerinin içinde split klimalardan farklı olarak expansion valf bulundurmaktadır. Dış ünite kompresöründen çıkan soğutucu akışkanın basınç değeri iç ünitenin genişleme valfine varıncaya kadar yüksek basınçlıdır. Bu sayede split klima sistemlerinde maksimum 30-40 metre bakır borulama yapılabilirken, VRV klima sistemlerinde 1000 metreye kadar bakır borulama yapabilme imkanı vardır.

VRV klima sistemlerinde tek bir bakır boru ana hattı mevcuttur. Joint diye adlandırılan bransmanlar ile iç ünite veya iç ünite gruplarına dallanarak dağılım sağlanmaktadır. Bu sayede diğer merkezi klima sistemleri için birden fazla şaft ve mekanik alan gerekirken; VRV klima sistemlerinde bir şaft ayrılması yeterli olmaktadır.

VRV klima sistemleri; gelişmiş kontrol ve akış denetim üniteleri ile donatılmıştır. Gerektiği kadar soğutucu akışkan doğru faz ve doğru zamanda ihtiyaç duyulan yere sevk edilerek ısıtma ve soğutmada kullanılması sağlanır [7].

Örneğin, bilgisayar ve benzeri ekipmanların çok sıklıkla kullanıldığı ofislerin mutlaka bir server odaları olması gerekmekte ve bu server odaları tüm yıl boyunca soğutulmaya ihtiyaç duymaktadır. Bu gibi soğutma ve ısıtma proseslerinin birlikte ihtiyaç duydukları yerlerde ısı geri kazanım yapmak, işletme verimi olarak düşünüldüğünde çok avantajlı olmaktadır. Isı geri kazanımlı VRV sistemleri ile tek bir dış ünite kullanarak mahalleri ayrı ayrı şartlandırabilir ve aynı zamanda nominal COP değerinin bina karakteristiğine göre yaklaşık %20 - %50 üzerine çıkacak verimli bir işletme sağlayabiliriz.

2.4 VRV Klima Sisteminin Geliştirilmesi ve Kullanılmasındaki Sebepler

VRV klima sistemleri, daha fazla konforu inverter teknolojisi ve değişken soğutucu gaz debisi sayesinde enerji tasarrufunu birlikte sunar. Çevreye saygı gösteren, enerji tasarrufunu amaç edinmiş, gelişmiş uygulama kabiliyeti ve esneklikten gelen serbestlikle ve modüler yapısıyla çok katlı bir binadan, bir tek villaya kadar yeni yapılan veya mevcut her türlü yapıda tam bağımsız kontrol imkanı vermektedir. Günümüzde bilindik ısıtma

ve klima sistemlerinin yerini hızla almaya başlayan VRV klima sistemi hak ettiği yere Türkiye'de de gelmektedir.

Klimalarda yer sorunu yüksek katlı binalarda kat bazında uygulama yapılmak suretiyle sağlanmakta ve katlarda dış üniteler için dış hava ile irtibatlı mahaller ayrılarak yer problemi çözülmektedir. Böylece yatırımın inşaa maliyetinde, yapım süresinde, tesisatın uygulama maliyetlerinde büyük oranda tasarruf edilebilmektedir. Ayrıca dikeyde 50 m.'ye kadar bakır borulama özelliği bulunduğu için orta yüksekliğe sahip binalarda ara tesisat katlarına ihtiyaç duyulmadan, dış ünitelerin çatıda veya zeminde yerleştirilmesini mümkün kılmaktadır.

VRV sistem, modüler bir yapıya sahip olduğu için montaj esnasında zaman ve yer tasarrufu sağlamaktadır. İç ünitelerin ve boru bağlantılarının yapılabilmesi için kaba olarak inşaatın bitmiş olması yeterlidir. Bu binadan bağımsız şekilde, eğer binanın kısım kısım kullanıma açılabilceği durumlarda, iklimlendirme sisteminin VRV ile çözülmesi, açılacak bölümlerin şartlandırılmış biçimde kullanılmasına imkan ve olanak sağlamış olur [8].

Sadece soğutma, heat-pump ve heat-recovery olmak üzere 3 seri VRV Sistemi bulunmaktadır. Heat-pump VRV sisteminde ısıtma-soğutma işlemleri aynı anda ayrı ayrı gerçekleştirilebilir. Günümüzdeki binalarda bina kullanım amaçlarının ve bina yapılarından dolayı kullanım anı içerisinde farklı ısı yükler oluşabilir. Aynı bina içerisinde bir kısım soğutma isterken diğer kısım ısıtma ihtiyacı duyabilir. İşte bu tür ihtiyaçlar için, aynı anda farklı zonlarda hem ısıtma, hem soğutma yapabilme kabiliyetine sahip heat-recovery serisi VRV sistemi kullanılabilir [9].

VRV kullanımı yeni yapılan binaların yanı sıra revizyon yapılan veya ilave bir iklimlendirme yapılan binalarda da büyük kolaylık sağlamaktadır. Sistem yerleşik düzen içerisinde değişiklik yapılabilmesine ve montaj yapılabilmesine modüler olması ile imkan vermektedir. Ayrıca kapasite müsaade ettiği sürece kurulu VRV sisteminde bile bina içerisinde yapılan revizyonlardan dolayı iç ünite eklenmesi istenirse ve bunu yapmak gerekirse, esneklik içerisinde yapılabilir. Revize edilen eski binalarda karşılaşılan dar shaft problemleri, VRV sisteminin küçük çaplı ve esnek bakır borular ile yapılan tesisatı sayesinde kolayca bertaraf edilebilmektedir [8].

Konvansiyonel sistemler yapıda tasarım ve uygulama sırasında mimari veya mekanik değişiklikler talep edebilir. Sistemlerin yerleri ile ilgili revizyonların yanı sıra, dayanım ve titreşim ile ilgili olarak değişiklikler veya tasarımlara ihtiyaç duyulabilmektedir. VRV sisteminde dış üniteler hafif ve titreşimsiz olmalarından dolayı zemine ilave bazı güçlendirmelerin yapılmasına ihtiyaç duyulmamaktadır.

Günümüz yapılarında kullanılan split klimalar sayesinde özellikle ofis tarzı binalarda, oldukça hoş olmayan görüntüler oluşabilmektedir. Dış ünitelerin bina cephelerine konulması, görüntü kirliliğine yol açmaktadır. Diğer bir taraftan kullanılan VRV sistemi ile yüksek katlı binalarda da dış üniteler ile görüntü kirliliğine yol açmadan çözüm üretilebilir.

İç ortam hava kalitesi kavramı günümüz koşullarında gün geçtikçe daha da önemli hale gelmiştir. İklimlendirme kavramı sadece ısıtma ve soğutmadan ibaret değildir, aynı zamanda havalandırma prosesini de içermesi elzemdir. VRV sistem ile tam uyumlu ve havalandırmaya yönelik HRV (Heat Reclaim Ventilation) sistemi ile ortamların iklimlendirmesi tam olarak çözülebilmektedir. HRV sistemi ısı geri kazanımı anlamına gelmektedir ve bu sistem ile atmosferden alınan hava, iç ortamdan çekilen hava ile ısı transferi gerçekleştirilerek, iç ortama belli bir seviyeye kadar ısıtılmış veya soğutulmuş olarak verilir. Bu sayede hem enerji tasarrufu sağlanmış olur hem de istenen tam konforlu ve sağlıklı iç ortamları elde etmek mümkün olmaktadır.

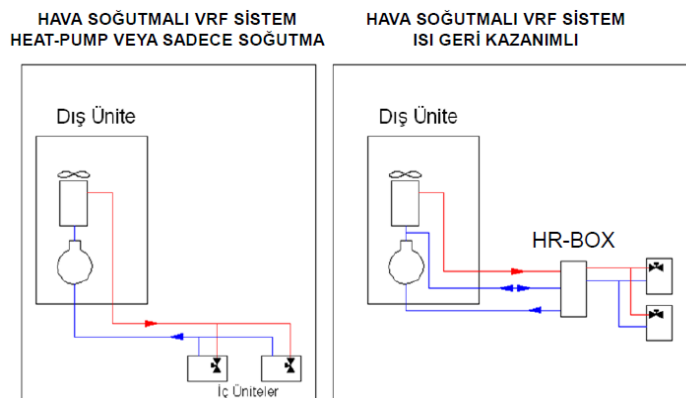
VRV sistem, tüm bu özelliklerin yanı sıra, geniş çalışma dış sıcaklık aralığı, düşük işletim giderleri, sessizliği, işletim kolaylığı, oda sıcaklığının 0.5 °C lik bir hassasiyetle korunması ile yüksek konfor, çok fonksiyonlu kumandalar ve işletimi kolaylaştıracak merkezi kumandalar ile projeci, montajcı, işletmeci ve bina sahibi gibi sistemle ilgili herkesi memnun edecek özelliklere sahiptir. Bugün Türkiye'de 1000'den fazla dış ünite uygulaması yapılmıştır. Türkiye'de çeşitli iklim koşullarında güvenle çalışmaktadır [8].

2.5 VRV Klima Sistemi Çeşitleri

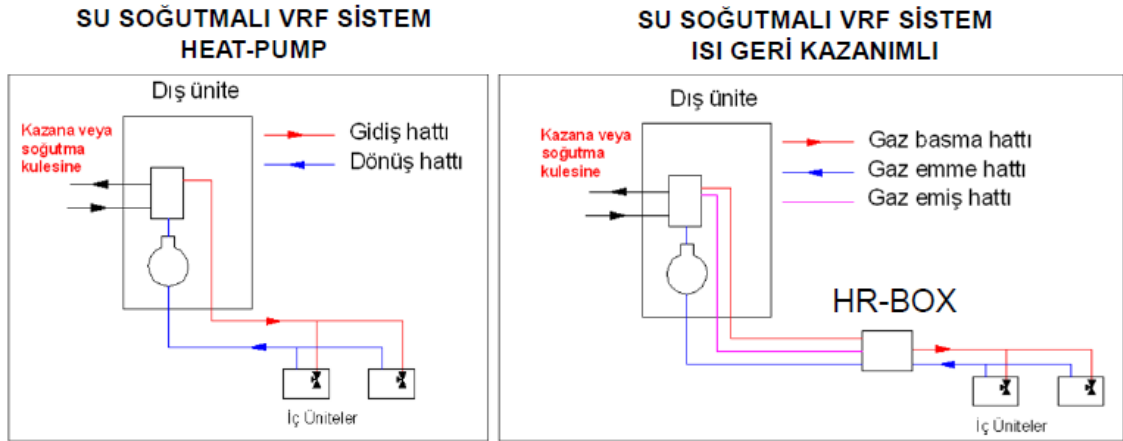
VRV klima sistemleri dış ünite kondenserinin soğutulma şekline göre hava soğutmalı ve su soğutmalı olmak üzere iki gruba ayrılırlar. Hava soğutmalı VRV sistemlerinde dış ünite kondenserindeki ısı transferi fanlar yardımı ile havaya yapılmaktadır. Daha yaygın

kullanılan sistemler hava soğutmalı sistemlerdir. Genel itibari ile verimlilik değerleri bu sisteme göre ifade edilmektedir. Su soğutmalı VRV sistemlerinde ise dış ünite kondenserindeki ısı herhangi bir kaynaktan sağlanan suya aktarılmaktadır. Dış ünite boyutları oldukça küçüktür. Bu ısı transferi için fana ihtiyaç duyulmamaktadır ve dış ünitelerin atmosfere temas etme zorunluluğu yoktur. Bu sebeple de şaftlara ya da makine dairelerine yerleştirilmeleri mümkündür. Verimlilik değerleri oldukça yüksek ve 5 üzeri değerlerdedir. Kondenser yüzeylerinden hep aynı sıcaklıkta su geçirildiğinden dış ortamdan kaynaklı kapasite kaybı yaşanmamaktadır. Ancak sistemde, dış ünitelere getirilecek su için ikinci bir çevrim ihtiyacı bu sistemin tercih edilme oranını azaltmaktadır.

VRV sistemlerine işletme özelliklerine göre bakıldığında iki gruba ayırmak ayrıca mümkündür. Bunlar heat pump vrv sistemleri ve heat recovery vrv sistemleridir. Heat pump vrv sistemlerinde sistemdeki bütün iç üniteler aynı modda çalışmak durumundadır. Farklı sıcaklık değerlerine set edilebilen iç üniteler, aynı anda ısıtma ya da aynı anda soğutma yapabilmektedir. Ağırlıklı olarak tercih edilen sistemler bu tip sistemlerdir. Heat recovery sistemlerde ise istenen mahal ısıtma, istenen mahal soğutma modunda çalışmaktadır. Sistemdeki temel farklılık, dış ünite ve tesisat detaylarında karşımıza çıkmaktadır. Bu sistemde, temel amaç konforun ötesinde ısı geri kazanım elde etmektir. Soğutma yapılan mahalden atılmak istenen ısı ısıtılmak istenen mahalde kullanılarak enerji sarfiyatı minimize edilebilmektedir [10].



Şekil 2.1 VRV hava soğutmalı sistem çalışma prensip şemaları [11]



Şekil 2.2 VRV su soğutmalı sistem çalışma prensip şemaları [11]

2.6 VRV Klima Sistemlerinin Kullanım Alanları

VRV klima kullanım alanı; ihtiyaçlara göre belirlenirken küçük mekanlarda da montaj kolaylığı sağlaması açısından bölümlere ayrılmış iş yerleri için de ideal seçenek olmaktadır. VRV klima sistemleri kullanım alanı her geçen gün genişlediği için sadece büyük yapı ve katlı binalar için VRV klima kullanımını sınırlamak doğru değildir. VRV klima modelleri her mekana uyumlulukları sayesinde rahatlıkla kullanılmaktadır. Kullanım alanlarını şu şekilde sıralamak mümkündür:

- Oteller
- Hastaneler
- Ofis ve işyerleri
- Alışveriş merkezleri
- Restoranlar
- Mağazalar
- Sinema saloları
- Tiyatrolar
- Stadyumlar
- Fabrikalar ve üretim merkezleri

2.7 VRV Klima Sistemlerinin Avantajları

VRV klima sistemleri gerek kurulum açısından gerek ise işletme açısından kullanıcılara önemli derecede avantajlar sağlamaktadır. Sistemin avantajlarını şu şekilde sıralamak mümkündür:

- Sistem oldukça uzun ömürlü fiziksel parçalara sahiptir.
- Sistem inverter teknolojisi sayesinde son derece tasarrufludur.
- Aynı adette bulunan bireysel klimalardan daha tasarrufludur.
- Nakliye edilmesi ve montajı oldukça kolaydır.
- Ses seviyesi oldukça düşüktür.
- İstenilen sıcaklık rejimine hızlı bir şekilde ulaşır.
- Kullanım ve kontrolü basittir.
- Estetiki açıdan herhangi bir sorun yaratmaz.
- Performansı yüksektir.
- Kendi kendini arıza durumuna göre denetleyebilmektedir.
- Herhangi bir ünitenin arızası veya bakımı diğerlerini etkilemez.
- Enerji tüketimi minimum seviyededir.

2.8 VRV Sistemi Bileşenleri

VRV sistemi dış ünitesi başlıca dış ünite eşanjörü, kompresör, dış ünite devre elektronik kartı gibi ana elemanlardan oluşmaktadır.

2.8.1 Dış Ünite

2.8.1.1 Dış Ünite Eşanjörü

Soğutma modunda çalışırken iç ortamdan soğutucu akışkan tarafından alınan ısıнын dışarı atılmasını sağlayan bir ısı değıştiricidir. Isı değıştiriciler yalnız soğutma yapan tiplerde kondenser görevi görürler, heat recovery (ısı geri kazanımlı) sistemlerde ise, bu

dış üniteye bağlı iç ünitelerin hangi modda (ısıtma/soğutma) çalıştırıldığına bağlıdır. Isı değiştiriciler; ısıtma modunda çalıştırılıyorsa evaporatör gibi çalışarak atmosferden ısı çeker, iç ünitelerden bir kısmı soğutma, geri kalanlar ise ısıtma modunda çalışıyorsa, bu durumda kontrol sistemi uygun olan en iyi kombinasyonu seçerek ısı değiştiricilerinin ne işlem yapacağını tespit eder. Dış ünite ısı değiştirici dış ünitenin 3 tarafını saracak şekilde U tipi bir serpantindir. Isı değiştirici serpantininde özellikle şehirlerde ki trafik kaynaklı gazların korozyona neden olması sebebiyle, korozyona dayanıklı mavi serpantinler (blue-fin) kullanılmaktadır.

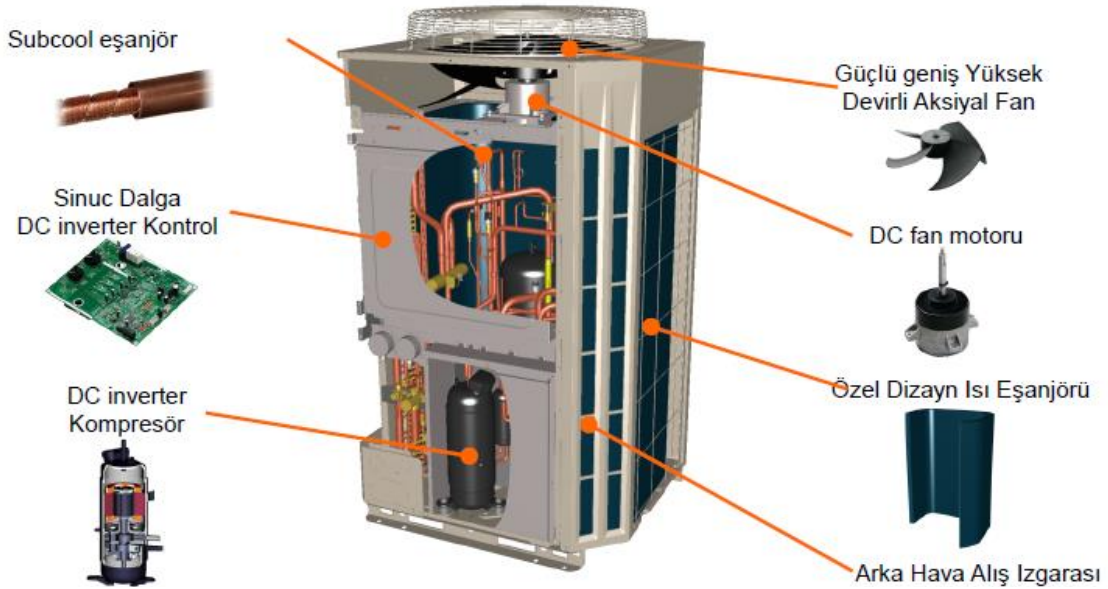
2.8.1.2 Kompresör

VRV sistemlerinde dış ünite içerisinde her bir modülde bir adet kompresör bulunmaktadır. Bazı markalarda bir dış ünite grubunda bir adet inverter kompresör kullanılmakta, diğer kompresörler sabit devirli olmaktadır. Sistemin yüküne göre önce inverter kompresör devreye girmekte, tek inverter kompresör sistemin yükünü karşılayamaz ise sırasıyla sabit hızlı kompresörleri devreye sokmakta ihtiyacın geri kalan kısmını inverter kompresör karşılamaktadır. Bazı markalarda ise tüm modüllerde inverter kompresör kullanılmakta ve kapasitenin tümü bu inverter kompresörlerle karşılanmaktadır. Bu iki sisteme bakıldığında tamamı inverter olan sistemlerin kompresör anma güçleri toplamı, sabit devirli ve inverter kompresörlü kombinasyonlu sistemlere kıyasla biraz daha küçük olmaktadır. Ancak standart kompresöre sahip dış üniteler inverter kompresörden standart kompresöre yükün geçmesi sırasında demeraj akım (yüksek başlangıç akımı) çekmektedir.

VRV sisteminde kullanılan inverter kompresörler iç ortamın soğutma veya ısıtma yükünü karşılayacak şekilde hızını gelişmiş otomasyon sistemleri ile kombine bir biçimde ayarlar. Bu sayede sadece mahallerin gerçek ihtiyacına uygun olan gücü tüketir. Inverter tahrikli bir sistem kısmi yüklerde çalışırken, sistemin fark edilir şekilde standart sabit hızlı inverter olmayan bir sistemden daha yüksektir.

Sabit hızlı bir sistem %100 kapasite ile çalışabilir, bununla beraber kısmi çalışma tüm zamanlarının yaklaşık %90'nını oluşturur. Bu nedenle sabit hızlı kompresörlü sistemler ile inverter kompresörlü sistemlerin yıllık toplam verimliliği arasında büyük farklar oluşmaktadır. Ayrıca inverter tahrikli kompresör teknolojisini kullanan sistemler

kompresör frekansları arasındaki yumuşak geçiş nedeniyle endüstride sıklıkla tercih edilmektedir. Yüksek verimli R410A soğutucu akışkanla çalışan kompresörler motorda daha az sürtünme kaybına yol açar.



Şekil 2.3 VRV dış ünite elemanları görünümü [11]

2.8.2 İç Ünite

İç ünite soğutma modunda evaporatör gibi çalışırken serpantininin üzerinden fanı sayesinde geçirdiği havanın ısını soğutucu akışkana aktarır, ortamı soğutur. Isıtma modunda iken ise kondenser gibi çalışarak serpantini içinde yoğuşan soğutucu akışkanın ısını yine üzerinden geçen havayı aktarır ve mahali ısıtır.

İç ünitenin diğer bir görevi de üzerinden geçirdiği havayı filtre etmesidir. Günümüzde artık klima sistemlerinden sadece iklimlendirme değil, ortamın havasını her türlü şartlandırması istenmektedir. Bu sebeple VRF sistem iç ünitelerinin gelişmiş filtreleme özelliği sayesinde ortam havası tozdan, çeşitli alerjilerden, bakterilerden arındırılmaktadır. İç üniteler, klima sistemlerinin göz önünde bulunan kısmı olduğu için VRF sistemlerde geniş bir iç ünite ürün çeşidi bulunmaktadır. Genel olarak iç ünite çeşitleri şöyledir;

- Dört yöne üflemleri kaset tipi
- Kompakt kaset tipi

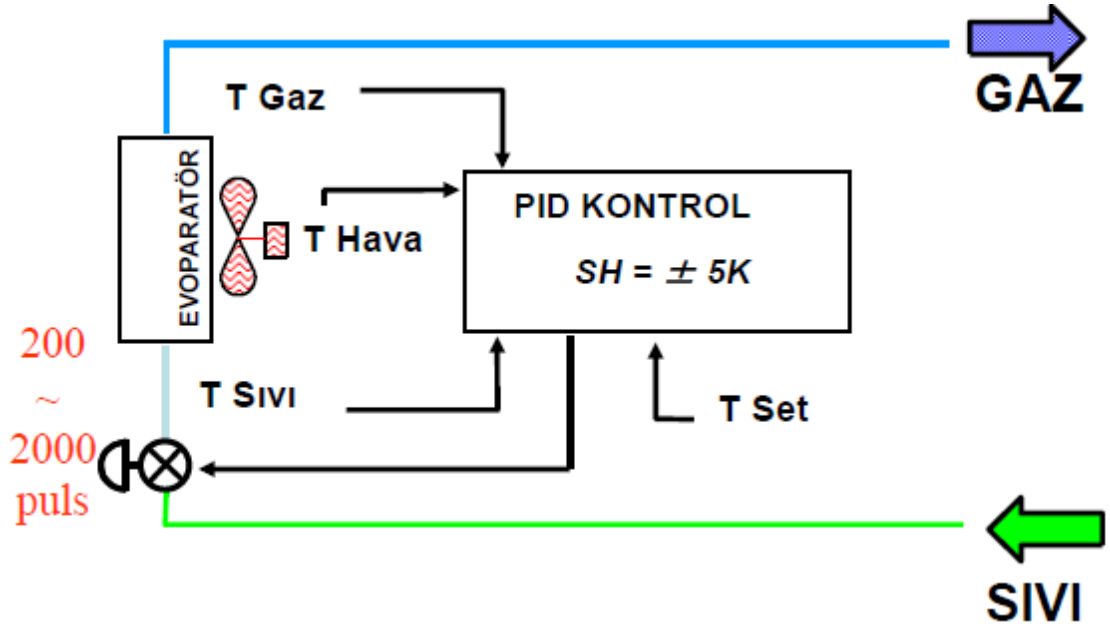
- Çift yöne üflemeli kaset tipi
- Tek yöne üflemeli kaset tipi
- Standart kanallı tip
- İnce kanallı tip
- Yüksek statik basınçlı kanallı tip
- Tavan tipi
- Duvar tipi
- Döşeme tipi
- Salon tipi

2.8.3 Genleşme Valfi

İç ünitenin içerisinde soğutucu akışkanın hassas akış basıncını ve debisini ayarlar. PID [(Proportional-Integral-Derivative) (oransal-integral-türevsel)] denetleyici PID kontrol döngüsü yöntemi, bir geri bildirim mekanizması olup endüstriyel kontrol sistemlerinde kullanılır. Bir PID denetleyici ölçülü bir süreç içinde değişen ve istenilen ayar noktası ile arasındaki farkı olarak bir "hata" değerini hesaplar. Kontrolör proses kontrol girişini ayarlayarak hatayı minimize ederek istenilen ayar değerine ulaşmak için çalışır. PID kontrolü ile elektronik kart üzerinden ortam yüküne göre 0~2000 sinyal arasında bir açıklık ile soğutucu akışkan geçişini sağlayarak ortamın $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ hassasiyetle sıcaklığının ayarlanmasında büyük etkisi vardır [12].



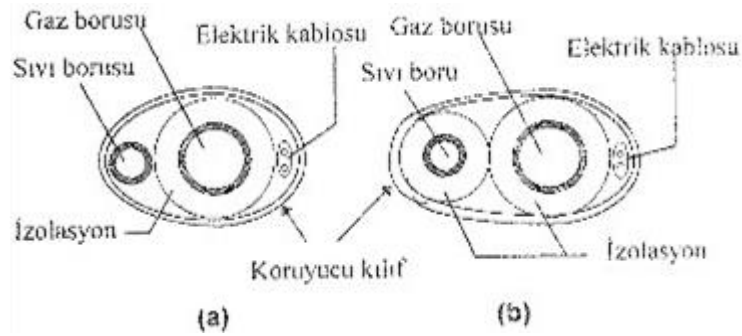
Şekil 2.4 Elektronik genleşme valfi [13]



Şekil 2.5 Elektronik genleşme valfi için pid kontrolü [11]

2.8.4 Bakır Borular

Dış ünite ile iç üniteler arasında soğutucu akışkan taşır. Isı pompası dış ünitelerde sıvı ve gaz hattı olarak iki adet bakır boru mevcuttur. Isı geri kazanımlı dış ünitelerde ısı üç borulu veya dağıtıcı kutu kullanılarak iki borulu hatlar kullanılabilir. Gaz boruları ısı kaybına karşı izole edilmelidir. Eğer hava şartlandırıcısının, 0° ile 10° arasında soğutma modunda çalıştırılacağı öngörülürse bu durumda sıvı hattının da izole edilmesi gerekmektedir. Bakır boru grubu ve elektrik hattı aşağıda gösterilmiştir (Şekil 1.6).

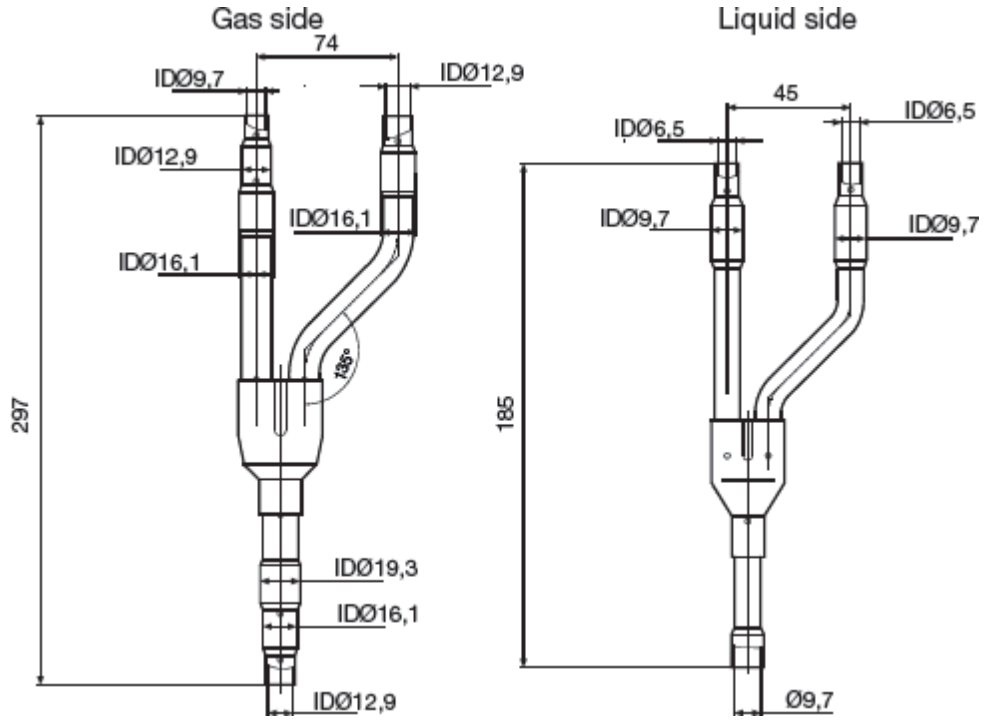


Şekil 2.6 İzole edilmiş bakır boru grubu ve elektrik-haberleşme hattı [14]

Çizelge 2.1 VRF Sisteminde Kullanılan Bakır Boru ve İzolasyon Kalınlıkları

BAKIR BORULAR (VRF SİSTEM)
1/4" - 0,8 mm+13 mm İzoleli
3/8" - 0,8 mm+13 mm İzoleli
1/2" - 0,9 mm+13 mm İzoleli
5/8" - 1,0 mm+13 mm İzoleli
3/4" - 1,0 mm+13 mm İzoleli
7/8" - 1,0 mm+13 mm İzoleli
1 1/8" - 1,2 mm+19 mm İzoleli
1 3/8" - 1,2 mm+19 mm İzoleli
1 5/8" - 1,4 mm+19 mm İzoleli

VRF sisteminde kullanılan bakır borular iyi bir şekilde izole edilmiş olmalıdır. Ayrıca bakır boruları birleştirmek amacıyla dirsekler, REFNET (soğutucu akışkan çatalı) ve REFNET header (soğutucu akışkan başlığı) kullanılmaktadır. REFNET elemanlar VRF klima sistemi boru bağlantıları için kapasite hesabı yapılarak uygun çaplarda kullanılmaktadır. Bu elemanlar 4,6 ve 8 çıkışlı olarak imal edilebilirler.



Şekil 2.7 REFNET joint [15]



Şekil 2.8 REFNET header [16]

2.9 Fan-coil Sistemleri

Fan-coil sistemi temelde tamamen sulu bir sistem olup bir ısıtma veya soğutma merkezinde hazırlanan sıcak su veya soğutulmuş su, bina içine dağıtılmış olan fan coil cihazlarına pompalar vasıtasıyla dağıtılır. Sıcak su kazanda, soğuk su ise su soğutma grubunda üretilmektedir. Fan-coil cihazları bir fan, kontrol vanası ve ısı geçiş yüzeyi olarak serpantin içeren ısı transferi yapan cihazlardır. Fan yardımı ile odadan alınan hava serpantinler üzerinden geçirilerek tekrar odaya üflenir. Serpantin içinden soğuk su geçtiğinde soğutma, sıcak su geçtiğinde de ısıtma yapılmaktadır. Dönüş borularıyla merkeze giden su burada tekrar ısıtılıp/soğutularak sirkülasyon pompaları vasıtasıyla sistemde dolaştırılır. Bilhassa çok odalı binalarda ve mimari olarak kanal geçirmenin çok zor olduğu uygulamalarda tercih edilmektedir. Özellikle yüksek katlı binalar ile hastane, otel ve iş merkezlerinde kullanılmaktadır. Fan-coil üniteleri cam önlerine, asma tavan içlerine ya da tavan altına ve döşeme içlerine konulabilir. Bu amaçla kullanım yerlerine uygun olacak şekilde farklı fan coil tipleri geliştirilmiştir [17].

Fan-coil içinde tek bir serpantin bulunduğunda, kurulan sistemin adı iki borulu fancoil sistemi olmaktadır. Sistemde toplama ve dağıtım amacı ile iki boru dolaşmaktadır. Her fancoil cihazı için bir dağıtım borusu ve bir toplama borusu bağlanmaktadır. Böylece tüm sistemde soğuk ya da sıcak su dolaştırılabilir. Bu sayede tüm sistemde aynı anda ya soğutma ya da ısıtma yapılabilir. Sistemin soğutma ve ısıtma modlarına dönmesi için özel bir işlem gerekmektedir. Bu yüzden iki borulu fan coil sistemleri ara mevsimlerde konforu sağlamakta yetersiz kalmaktadırlar. Diğer bir taraftan özellikle ara

mevsimlerde, binadaki bazı hacimler soğutma ihtiyacı duyarken, bazı hacimler ısıtma ihtiyacı duyabilir. Bu durumda iki borulu sistem bunu da karşılayamaz [18].

Fan coil cihazı içinde ısıtma ve soğutma olarak iki ayrı serpantin bulunuyorsa, kurulan sistemin adı dört borulu fan coil sistemidir. Sistemde iki dağıtım borusu ve iki de toplama yapan toplamda dört adet boru dolaşmaktadır. Her bir fan coil cihazına iki adet dağıtım, iki adet de toplama borusu bağlanmaktadır. Bu boruların birinde soğuk su, diğerinde de sıcak su bağımsız bir şekilde dolaşır. Bu sayede her fan coil cihazı birbirinden bağımsız şekilde aynı anda ısıtma ve soğutma yapabilme kabiliyetine kavuşmuş olur. Böylece tüm sistemde aynı anda hem soğuk hem de sıcak su dolaştırılır. Böylece tüm sistemde aynı anda hem ısıtma, hem de soğutma yapılabilir. Bu sistemde mevsim geçişlerinde ya da herhangi bir zamanda soğutmadan ısıtmaya geçilmesi gibi bir işleme gerek duyulmaz. Bu açıdan dört borulu fan coil sistemleri çok zonlu sistemler için tercih edilirler bu sayede ara mevsimlerde çok iyi derecede ısı konfor sağlarlar [18].

Klasik fan coil sistemleri sadece ısıtma ve soğutma yapabilirler havalandırma prosesi yoktur. Eğer havalandırma ihtiyacı duyuluyor ise fan coil sistemlerinde iki uygulama geçerlidir:

- Taze hava, yapı dış duvarına konulan karışımli fan coil cihazları ile doğrudan her iç ünite tarafından atmosferden alınır.
- Sisteme ayrıca taze hava beslemesi yapabilen merkezi kanallı bir havalandırma sistemi ilave edilir.

Bu sisteme taze havalı fan coil sistemi denilmektedir. Taze havalı fan coil sistemleri hem havalı hem de sulu sistemlerdir. Bu sistemlerde klima santralinde şartlandırılan taze hava istenildiği zaman belirli mertebede nemlendirme de yapabilmektedir. Fakat fan-coil sistemlerinde nem kontrolü performans olarak oldukça düşük seviyelerdedir [18].

Her iki sistemde de hava sirkülasyonu cihazın bulunduğu iç ortamda gerçekleşmektedir. Bu nedenle odalar arasında hava geçişi, koku, duman vs. geçişi pratik olarak yoktur.

2.9.1 Fan-coil Sisteminin Özellikleri

Fan-coil sisteminin başlıca özelliklerini aşağıdaki gibi sıralayabiliriz [19]:

- Fan coil sistemi ile her zon bağımsız olarak kontrol edilebilmektedir. Fan-coil sistemi ile zonlama yapmak oldukça kolaydır.
- Cihaz kontrolleri genellikle oda termostatları ile yapılır. Bu sayede her zonda, gün boyunca değişken olan yükler karşılanabilir ve farklı oda ayar sıcaklığı seçme özgürlüğü de bulunmaktadır.
- Fan coil kontrol sistemleri; fan kontrolü ve ayrıca buna ek olarak oransal vana kontrolü ile sağlanabilir. Bu durum oda termostatlarında da mevcuttur. Temel olarak, üzerinde gece/gündüz ayarı olan, üniteye arızalarını gösteren, gerektiği zaman bina otomasyon sistemiyle ilişkilendirilebilen ve birbirleri ile haberleşebilen çeşitli varyasyonları bulunmaktadır.
- Fan motorlarında alçak-orta-yüksek devir ayarı yapma imkanı ile kapasite kontrolü rahat bir şekilde yapılabilir.
- Sistemde iki yollu kontrol vanaları kullanıldığı zaman, frekans kontrollü sirkülasyon pompalarının sisteme ilave edilmesi enerji tasarrufu açısından oldukça uygundur.
- Boru montajı genellikle kanal montajından daha kolaydır. Bunun yanı sıra kanal montajında, montaj ve kanal imalat işçiliği kalitesi çok değişken olmaktadır. Boru sisteminde ise montaj sonrası yıkama işlemi yapılmalı, sistem kimyasal işleme tabii tutulmalıdır.
- Boru izolasyonu genelde kanal izolasyonuna göre daha basittir. Fakat fan coil sisteminde bilhassa asma tavan içinde yer alan soğutma ve drenaj borularının izolasyonuna çok dikkat edilmelidir.
- Havalandırma sisteminde oluşan büyük oranda ve önüne geçilmesi zor olan kaçakların yaratacağı büyük işletme giderleri, fan coil sisteminde yer almaz. Ayrıca kanalların yüzey alanlarının büyük olması sebebiyle borulara oranla ısı kayıpları daha fazladır.
- Boru sisteminde sistem çalışma ayarı yapmak kanal sistemine göre daha pratik bir işlemdir. Mümkün olduğunca ters dönüşlü boru sistemi kullanılmalıdır. Bu sayede sistemde eşit dirençler meydana gelir ve sistem çalışması daha optimum bir noktada olur.

- Havalandırma sisteminde kanallar bina içinde çok büyük alan işgal ederler. Fakat fan-coil sistemlerinde bu durum söz konusu olmadığından dolayı günümüzdeki birim alan maliyetleri çok yüksek olan ofis tarzı binalarda kullanılabilir alanı artırıcı bir faktör olarak karşımıza çıkar.
- Döşeme tipi fan-coil cihazları kullanıldığında yapılarda asma tavan gibi bölgelerde işgal problemi ortadan kaldırılmaktadır.
- Fan-coil cihazları sistem verimliliği ve çalışma performansı açısından iyi bir bakıma ihtiyaç duyarlar.
- Fan-coil seçimi yapılırken cihaz filtrelerinin yerlerinden kolayca bir biçimde sökülebilmesi özelliği mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır.
- Fan-coil drenaj tavaları belirli aralıklarda tıkanmaması için kontrol edilmelidir. Serpantin, drenaj tavaasının ve boruları belli aralıklarda yıkanması, bakteri üremesinin önüne geçilmesi bakımından oldukça önemlidir.
- Fan coil sistemlerinde cihazlar genellikle kullanım mahallerinde olduğundan bakım yapılması açısından dezavantajlı sistemlerdir. Bu nedenle bakımlar mesai saati dışında olacak şekilde programlanmalıdır. Özellikle tavan tipi fan coil cihazlarında filtre değiştirilmesi esnasında tavanın kirletilmemesine özen gösterilmelidir.
- Büyük zonlarda homojen dağılımı sağlamak için tavan tipi fan coiller tercih edilebilir. Bu fancoil cihazları sadece soğutma yapmak üzere tasarlanabilir. Bu sayede bina çevresi boyunca fan-coil cihazları hem ısıtma hem soğutma yaptığı anda, aynı zamanda iç tarafta kalan iç üniteler de sadece soğutma yapmış olurlar. Bu sayede hem konforlu hem de ekonomik bir sistem çalışması sağlanmış olur.
- Cam önlerine konulan fan-coil cihazlarının özellikle soğutma sırasında çevredeki kişileri rahatsız etmemesi gerekir bu nedenle hava üfleme yönü bu amaca göre tasarlanmalıdır. Gizli döşeme tipi fan-coil cihazlarında genellikle havayı yönlendirmek için açılı kanatlı lineer menfezler kullanılır. Bu tip menfezlerin hava üfleme açılarına dikkat edilmelidir. Yalnızca havanın cama doğru üflenmesi yeterli değildir. Çoğu durumda camdan yansıyan hava da rahatsızlık verebilmektedir.

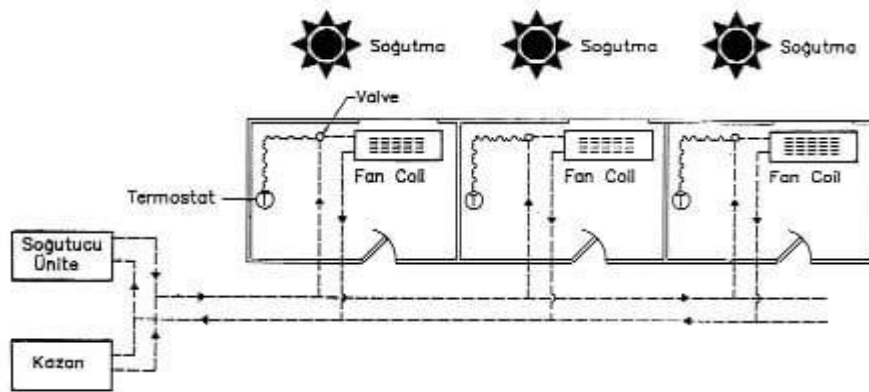
Kasetli fan-coil kullanımında ise sabit üfleme menfezi yerine üfleme yönü değiştirilebilen ayarlı tip menfezlere sahip fan-coil cihazları tercih edilmelidir.

- Fan-coil cihazlarında çalışma performansının yanında çalışma ses seviyesine de dikkat edilmesi gerekmektedir zaman içerisinde bu ses değerlerinin değişmemesi gerektiği unutulmamalıdır. Cihazlardan yayılan sesin zaman içinde problem olmaması için kullanım süresi zarfında monte edildiği zamanki kalitesini ve performans değerlerini koruyabilen cihazlar seçilmelidir.
- Karışım tip fan-coil cihazlarında dış hava ile ortamdan dönen hava belli oranlarda karıştırılır ve bu karışım havası ısıtılıp soğutularak ortama verilir. Soğuk iklimli yerlerde domayı önlemek amacıyla karışım kutusuna motorlu damper takılmalı ve bunun bir donma termostatu ile haberleşmesi gerekir.
- Karışım ünitelerde, nemli bölgelerde kullanıldığında mutlak suretle drenaj sistemi boruları tasarlanmalıdır.
- Karışım tip cihazlarda cihaz filtreleri daha sık temizlenmelidir.
- Karışım cihazlarda hava emiş ağızları rüzgar, yükseklik gibi faktörlerden etkilenebilmektedir. Bu nedenle hava kaçağı miktarı fazladır. Sistemde hava kaçağı yükü de dikkate alınmalıdır.
- Karışım cihazlarda dışarıdan ses girişi problemi yaşanmaktadır. Bu durumlar için özel karışım kutusu, susturucu gibi aksesuarları içeren iç üniteler kullanılmalıdır ve bu cihazlar tercih edilmelidir.
- Eğer sistemde karışım fan coil cihazları kullanılırsa taze hava kanalları için bir şafta ihtiyaç duyulmaz.
- Primer havalı sistemde kanallar için şaft ve asma tavan boşluğuna ihtiyaç vardır. Ancak kanallar havalı sistemle karşılaştırıldığında oldukça küçük kesitli olmaktadır. Bu bakımdan yer kaybı tam havalı sistemlerden çok daha azdır.

2.9.2 İki Borulu Fan-coil Sistemleri

İki borulu sistemlerde borularda ya sıcak ya da soğuk su bulunduğu için sistem ya ısıtma ya da soğutma yapmaktadır. Fan-coil cihazı tek serpantinlidir. Sistemin kullanım ve işletme açısından şu şekilde irdelenebiliriz [19]:

- İki borulu fan-coil sistemi en ucuz ilk yatırım maliyetli sistemdir.
- İki borulu sistem borulama ve izolasyon açısından daha az maliyetlidir.
- Borulama daha kolay gerçekleştirilir.
- Geçiş dönemlerinde istenen konforun sağlanması kolay değildir.
- Yaz işletmesinde su sıcaklığı 7/12 °C olarak seçilmektedir. Kış işletmesi şartlarında ise su sıcaklıkları ya düşük seçilmelidir ya da oransal vana kullanılmalıdır. Oransal vana kullanıldığında yazın nem kontrolü zorlaşmaktadır.
- Fan-coilde mevsim geçişlerini sağlamak için yaz-kış konumu bulunduran anahtarlı termostatlar kullanılmalı ya da boru termostadı sistemde mevcut olmalıdır.

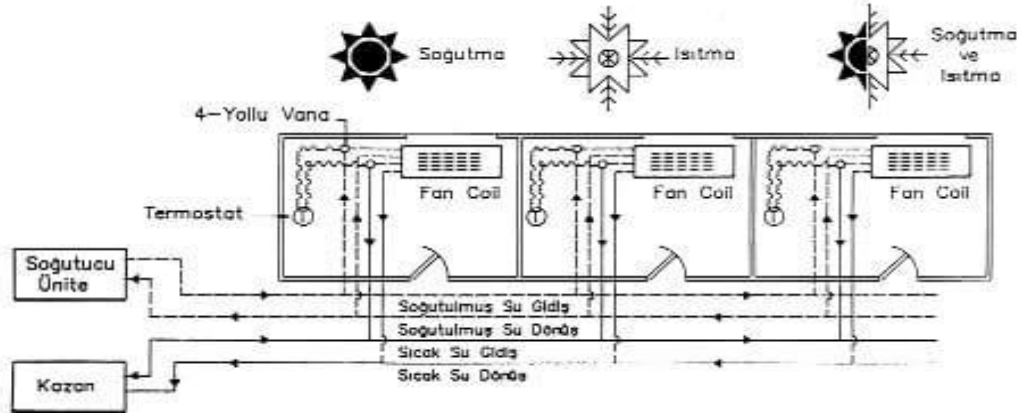


Şekil 2.9 İki borulu fan-coil sistemi sistem şeması [18]

2.9.3 Dört Borulu Fan-coil Sistemi

Dört borulu cihazlarda sıcak ve soğuk su farklı borularda dolaşır. Cihazda iki ayrı serpantin bulunmaktadır. Vanalar vasıtasıyla fan-coilde ya soğuk ya da sıcak suyun dolaşmasına izin verilerek ısıtma ve soğutma yapılır. Bu sayede sistemde farklı odalarda aynı anda hem ısıtma hem de soğutma yapabilmeyi mümkün kılar. Dört borulu fan-coil sistemini kullanım ve işletme açısından şu şekilde inceleyebiliriz [18]:

- Mevsim geçişlerinde oldukça iyi bir konfor sağlanır. Mevsim geçişlerinin oldukça kolay olmasının yanısıra değişikliklere de oldukça hızlı cevap verir.
- Kontrol maliyeti kontrol vanası kullanıldığı için daha maliyetlidir.
- İlk yatırım maliyetinin yüksektir fakat işletme verimliliği yüksektir ve işletme giderleri de düşüktür.



Şekil 2.10 Dört borulu fan-coil sistemi sistem şeması [18]

SİSTEMLERE MALİYET ANALİZİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN UYGULANMASI

Bu tez çalışmasında İstanbul’da bulunan bir rezidans binasının 3. katında bulunan dairelere iki farklı sistem uygulanmış sistemler mali açıdan ve ekserji analizi açısından karşılaştırılmıştır.

Her iki sistem için bulunan iç üniteler ve dış üniteler için soğutma yükü hesabı yapılarak kapasiteleri tayin edilmiştir. İlgili çizelgeler ile bu seçimler belirtilmiştir. (Çizelge 3.1)

3.1 Termodinamiğin Birinci Kanunu

Enerji vardan yok veya yoktan var edilemez. Bu ilke enerjinin korunumu veya termodinamiğin birinci kanunu olarak bilinir. Diğer bir türlü ifadesi ise şöyledir: Sistem ile çevresinin etkileşimi esnasında, sistem tarafından kazanılmış olan enerji, çevresi tarafından kaybedilmiş olan enerjiye eşittir. Enerji bir şekilden diğerine dönüşebilir. Termodinamiğin birinci kanununun ifadesi şu şekildedir:

$$\Delta Q - \Delta W = \Delta E \quad (3.1)$$

Termodinamik sistem analizinde sistem belirlenen sınırlara göre açık sistem ya da kapalı sistem olarak incelenebilir. Bu hesaplamaları oldukça kolaylaştırır. Sistem sınırları içinden sistem dışına veya içine kütle giriş çıkışı oluyorsa açık sistem, kütle giriş çıkışı olmuyorsa kapalı sistem olarak adlandırılır.

3.1.1 Kapalı Sistemlerde Birinci Kanun Analizi

Analiz edilecek olan kapalı sistem içindeki Δm kütle elemanının birim kütlesindeki toplam enerjisi;

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.2)$$

eşitliği ile verilebilir. Hal değişiminin başında ve sonunda sistem dengede olduğu için sistemin tamamına ait toplam enerji ifadesi;

$$E = U + \frac{mV^2}{2} + mgz \quad (3.3)$$

ifadesini alır.

Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesinden yola çıkılırsa 1 denge halinden 2 denge haline geçen herhangi bir kapalı sistem için bu ifade aşağıdaki şekli alır;

$$\int_1^2 \delta Q - \int_1^2 \delta W = E_1 - E_2 \quad (3.4)$$

$$Q_{1,2} - W_{1,2} = (U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) \quad (3.5)$$

$$Q_{1,2} - W_{1,2} = (U_2 - U_1) + m(V_2^2 - V_1^2)/2 + mg(z_2 - z_1) \quad (3.6)$$

3.1.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi

3.1.2.1 Kütlenin Korunumu

Kütlenin korunumu açık sistemlerde aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [20]:

$$\sum \dot{m}_c - \sum \dot{m}_g = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (3.7)$$

Sürekli akışlı sabit sistemlerde kontrol hacmi içerisindeki toplam kütle zamana bağlı olarak değişmez. Böylece kütlenin korunumu prensibi dolayısıyla kontrol hacmine giren toplam kütlenin kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekmektedir. Bunu ifade etmek için aşağıdaki eşitliği kullanabiliriz [20]:

$$\sum \dot{m}_c = \sum \dot{m}_g \quad (3.8)$$

3.1.2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanunun Genel İfadesi

$$\sum_{giren} m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] - \sum_{çıkan} m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] + Q - W = 0 \quad (3.9)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminin toplam enerjisi sabittir. Bu kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmadığı manasına gelir. Bu sayede sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması gereklidir. Buna göre termodinamiğin birinci yasası sürekli akışlı açık sistemler için şu şekilde ifade edilebilir [20]:

$$\sum m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] - \sum m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] + Q - W = 0 \quad (3.10)$$

3.2 Termodinamiğin İkinci Kanunu

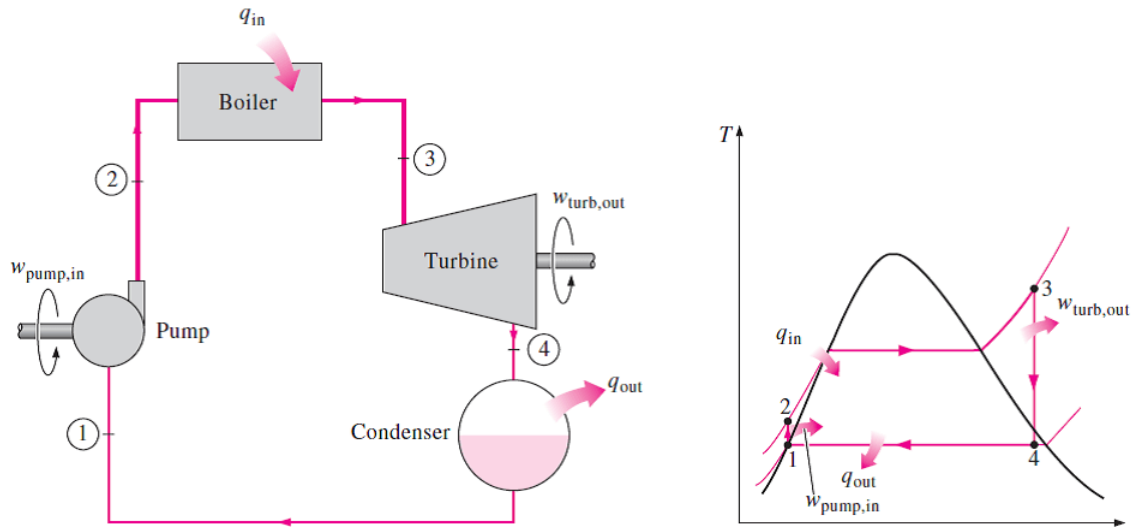
Termodinamiğin ikinci yasası değişik biçimlerde ifade edilebilir. Termodinamiğin ikinci yasasının kullanımı sadece hal değişimlerinin yönünü belirlemekle sınırlı değildir, ikinci yasa enerjinin niceliği yanında niteliğini de ön plana çıkarır. Birinci yasa enerjinin niceliği üzerinde durur ve enerjinin bir biçimden diğerine dönüşümü sırasındaki değişimleri sayısal değerlerle ifade eder. Sayısal değer olarak eşit, fakat biçim ve kaynak bakımından farklı enerji arasında ayırım gözetmez. İkinci yasa enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını saptamak için somut yöntemler ortaya koyar. İkinci kanuna göre herhangi bir güç makinasının verimi hiçbir zaman %100 olamaz [21].

Termodinamiğin ikinci yasasını açıklarken, ısı enerji deposu adını vereceğimiz, yüksek ısı enerji sığasına sahip, başka bir deyişle kütlesiyle özgül ısının çarpımı çok yüksek olan cisimleri, sadece düşünce boyutunda da olsa tanımlamakta yarar vardır. Isıl enerji depolarından veya depolarına, depo sıcaklığı değişmeden sonsuz miktarda ısı enerji geçişi olanaklıdır. Doğada da ısı enerji deposu kavramını andıran örnekler vardır. Denizler, göller, akarsular ve çevremizdeki hava, çok büyük olan kütleleri nedeniyle birer ısı enerji deposu olarak algılanabilir. Örneğin, kışın büyük bir kentin konutlarından olan ısı geçişi çevre havanın veya atmosferin sıcaklığını değiştirmez. Benzer biçimde, güç santrallerinde denizlere veya göllere verilen megajoule mertebelerindeki atık ısı, bu cisimlerin sıcaklıklarında bir değişikliğe yol açmaz [21].

Bir cismin ısı enerji deposu kabul edilebilmesi için kütlesinin çok büyük olması gerekmez. Aldığı veya verdiği ısı enerjiye oranla, ısı enerji sığası büyük olan herhangi bir cisim ısı enerji deposu olarak düşünülebilir. Örneğin, televizyondan çevreye olan ısı geçişini incelerken odadaki hava bir ısı enerji deposu gibi ele alınabilir, çünkü televizyondan odaya geçen ısı, oda sıcaklığını duyulur ölçüde etkileyecek büyüklükte değildir [21].

3.2.1 Termodinamiğin İkinci Yasası İfadeleri

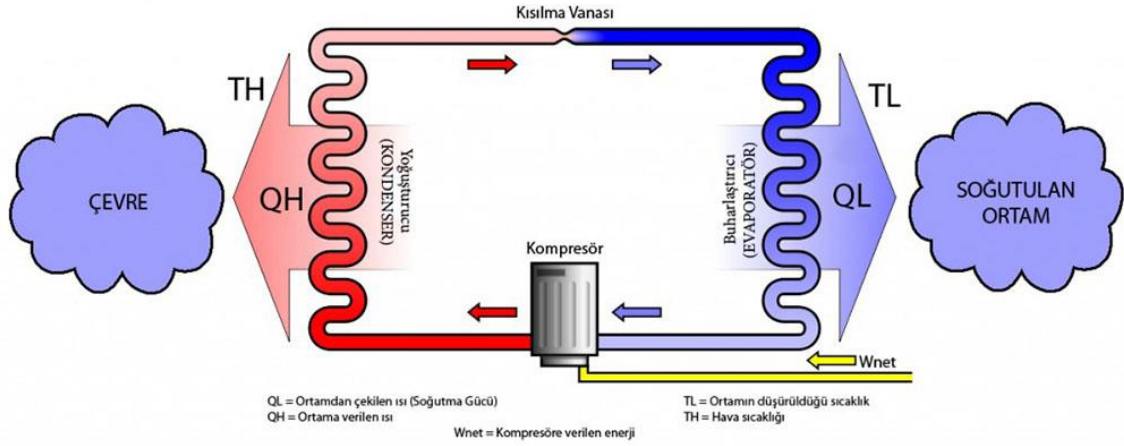
Kelvin-Planck İfadesi: Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir sistemin, tek bir kaynaktan ısı alıp net iş üretmesi olanaksızdır.



Şekil 3.1 Kelvin-Planck ifadesine göre santral çevrimi [22]

Clasius İfadesi: Termodinamik bir çevrim ile çalışan düşük sıcaklıktan alınan ısıyı yüksek sıcaklıktaki bir ortama hiçbir enerji aktarmadan aktaran bir makine tasarlamak imkansızdır.

Kelvin İfadesi: Operasyon içindeki cisimlerde başka bir değişiklik olmaksızın tek bir ısı kaynağından ısı çekerek bunu tamamen işe dönüştüren bir makine yapma olanağı sıfırdır.



Şekil 3.2 Termodinamiğin 2. Yasasına göre soğutma çevrimi [22]

3.3 Entropi İfadesi

Entropi enerjinin kullanılabilirliği ve kalite derecesini belirleyen bir ifadedir. Entropi düzensizlik anlamına gelir. Evrenin genişlemesi, canlıların doğup büyüüp ölmesi, zamanda geriye gidilememesi entropinin sonucu olarak karşımıza çıkar. Sistemlerde entropi değişiminin bilinmesi son derece önemlidir. Tüm tersinir hal değişimleri için entropinin genel ifadesi şu şekildedir [20]:

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (3.11)$$

Sistem tersinir hal değişimi ile 1 halinden 2 haline gelirse ifade şu şekli alır:

$$S_2 - S_1 = \left(\int_1^2 \frac{dQ}{T} \right)_{\text{tersinir}} \quad (3.12)$$

dQ: elemental ısı geçişi

T: sistemin mutlak sıcaklığı

$S_2 - S_1$: sistemin 1 ve 2 halleri arası entropi değişimi

3.3.1 Tersinir ve Tersinmez Süreçler

Termal Denge: Bir gazın halini belirleyen en temel iki kategorisi basınç ve hacimdir. Bu iki kategoriden biri veya ikisi tayin edilemeyen bir gaz belirsiz haldedir. Termal denge ise bu belirlenebilirliğin kavramsal bir ifadesi olup belirli bir miktar gazın belirli bir basınca ve belirli bir hacme sahip olduğu hali anlatır. Diğer bir deyişle termal dengeye kararlı hal de diyebiliriz [23].

Tersinir Süreç: Gerçek bir termal işlemde bir tersinir süreç ard arda gelen çok sayıda geçici denge durumlarından oluşmakta olduğundan bir yarı kararlı süreçtir. Böyle bir sürecin bir başlangıcında ve bir de bitiminde olmak üzere iki denge durumu kabul edilir ki buna göre tersinir süreç ilk denge ve son denge durumları arasındaki sürecin, birbirini takip eden denge durumlarından oluşması halidir [23].

Tersinmez Süreç: Sadece ilk ve son denge durumları için basınç ve hacim değeri belirlenebildiği dengesiz hallerin ardışık olarak birbirini takip ettiği süreçtir. Bu haller için basınç ve hacim değerlerinin her ikisini birden tam olarak belirlemek imkansızdır. Ancak genel olarak hacmin tam belirlenebilmesi daha mümkündür; bu durumda basıncın belirsizliği artar [23].

3.3.2 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji

Sadece çevresi ile ısı alışverişi olan akış olmayan kapalı bir sistemde termodinamiğin birinci kanunu:

$$\partial Q - \partial W = dE \quad (3.13)$$

tersinir hallerde

$$\partial Q = T \cdot ds \quad (3.14)$$

Buradan aşağıdaki bağıntıya geçilirse;

$$T \cdot ds - \partial W = dE \quad (3.15)$$

Sistem sadece çevresi ile ısı alışverişinde bulunduğu için;

$$\partial W = T_0 dS - dE \quad (3.16)$$

Bu ifadede verilen halden ölü hale geçişte sağlanacak maksimum tersinir işi bulmak için integral alınırsa maksimum tersinir iş şu ifade ile bulunur;

$$W_{tr,max} = (E - E_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.17)$$

Sistemin çevreye karşı yaptığı iş;

$$W_{\text{çev}} = \int p dV = p_0 \int_V^{V_0} dV = p_0 (V_0 - V) \quad (3.18)$$

Çevreye karşı yapılan iş maksimum tersinir işten çıkartılırsa akışsız kapalı sistemlerde kullanılabilirlik;

$$K = (E - E_0) - T_0(S - S_0) - p_0 (V_0 - V) \quad (3.19)$$

Özgül kütle için kullanılabilirlik:

$$k = (e - e_0) - T_0 (s - s_0) - p_0 (v_0 - v) \quad (3.20)$$

şeklinde olur. Burada $e = u + V^2/2 + gz$ 'dir. Böylece (3.20) denklemi şu şekli alır:

$$k = (u - u_0) - T_0 (s - s_0) - p_0 (v_0 - v) + V^2/2 + gz \quad (3.21)$$

Sadece çevre ile ısı alışverişinde bulunan kapalı bir sistemde bulunan iki hal arasındaki kullanılabilir enerji değişimi ise şu ifade ile bulunabilir:

$$K_2 - K_1 = (E_2 - E_1) - T_0 (S_2 - S_1) - p_0 (V_1 - V_2) \quad (3.22)$$

3.4 Ekserji İfadesi

Ekserji veya kullanılabilir enerji, bir sistemin çevre haline gelirken yapabileceği en fazla yararlı işi belirtir. Bu bağlamda ekserji ifadesi belirli bir çevre hali için sistemin iş yapabilme potansiyelinin bir ölçüsüdür. Kapalı ya da açık sistemlerde amaç yok olan ekserji miktarını en aza indirmektedir. Ekserji çözümlemesi ısı sistemlerinin tasarımında ve değerlendirilmesinde aynı zamanda iyileştirilmesinde çok önemli rol oynar.

Ekserji termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanır fakat enerji gibi bir biçimden diğerine dönüşmez. Ekserji iş yapan bir sistemin kullanılabilir enerji miktarını modeller iklimlendirme yapılacak tesislerde ısıtma ve soğutma işleminin gerçekleşmesinde enerji taşıyıcı akışkan olarak havanın kullanılması ve iç ortamın ihtiyacı kadar taze havanın, iç ortama sürekli ilave edilmesinden dolayı, ortamdaki konfor şartlarındaki bir miktar havayla birlikte dış ortama sürekli enerji atılmaktadır. Bu atılan enerjiden dolayı, klasik ısıtma ve soğutma sistemlerine göre klima sistemlerinde daha fazla işletme ve yatırım maliyetleri ile karşılaşmaktadır [24].

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan otomatik kontrol teknikleri sayesinde; konfor için yapılan sistemlerde, daha rahat ve sağlıklı bir ortam elde edilmektedir. Endüstriyel sistemlerde, üretilen ürünün kalitesi artırılmakta ve kullanım maliyeti açısından da

işgücü ve enerjiden tasarruf sağlanmaktadır. İnsanların iklimlendirme sistemlerinden talepleri arttığı için kontrol sistemleri de karmaşık bir hal almıştır [24].

HVAC işlemleri çevre sıcaklıklarına yakın sıcaklıklarda gerçekleştiği için bu işlemler düşük kaliteli enerji kaynaklarına ihtiyaç duyarlar. Ancak bu düşük kaliteli enerji ihtiyaçları elektrik enerjisi gibi yüksek kaliteli (yüksek ekserjili) kaynaklar ile karşılanır. Bu nedenle düşük kaliteli ekserji talebini bulmak büyük önem taşır [24].

3.4.1 Akışlı Sistemler

Belirli bir kontrol hacminde düzgün bir akışın termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre formüle edilmesi aşağıdaki gibidir;

$$E_w = Q_0 + \sum_{i=1}^n (h_i N_i)_{\text{giriş}} - \sum_{i=1}^n (h_i N_i)_{\text{çıkış}} + \sum_{i=1}^n h_{0,i} (N_{i,\text{çıkış}} - N_{i,\text{giriş}}) \quad (3.23)$$

$$E_w = -\frac{Q_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n (s_i N_i)_{\text{giriş}} - \sum_{i=1}^n (s_i N_i)_{\text{çıkış}} + \sum_{i=1}^n s_{0,i} (N_{i,\text{çıkış}} - N_{i,\text{giriş}}) \quad (3.24)$$

Burada E_w ekserji dağıtım oranı veya kontrol hacmi tarafından açık sistem olarak kabul edilerek dışarı atılan mekanik güçtür. Denklem (3.23) ve (3.24)'ten Q_0 elenir ve $(h_{0,i} - T_0 s_{0,i})$ yerine $\mu_{0,i}$ yazılırsa denklem aşağıdaki hali alır:

$$E_w = \sum_{i=1}^n [(h_i - T_0 s_i)_{\text{giriş}} - \mu_{0,i}] N_{i,\text{giriş}} - \sum_{i=1}^n [(h_i - T_0 s_i)_{\text{çıkış}} - \mu_{0,i}] N_{i,\text{çıkış}} - T_0 S_{\text{gen}} \quad (3.25)$$

Çevre ile termal, mekanik ve kimyasal dengede olan dış akış karışımı;

$$(h_i - T_0 s_i)_{\text{çıkış}} = g_{0,i} = \mu_{0,i} \quad (3.26)$$

Bu ifadeden de anlaşılacağı üzere (3.25) denkleminde bulunan ikinci eşitlikteki tüm terimler yok olur.

$$(E_w)_{\text{rev}} = hN - T_0 sN - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_{i,\text{giriş}} \quad (3.27)$$

Burada N girişteki ölçülen toplam akış oranıdır.

$$N = \sum_{i=1}^n N_{i,\text{giriş}} \quad (3.28)$$

Ayrıca h ve s içerideki karışım için toplam molar entalpi ve entropidir.

$$h = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n h_{i,giriş} N_{i,giriş} \quad s = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n s_{i,giriş} N_{i,giriş} \quad (3.29)$$

Maksimum ekserji dağıtım oranı (3.27) her ünitenin esas toplam akış oranı için aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\frac{(E_{rev})}{N} = \sum_{i=1}^n (h_{i,giriş} - T_0 s_{i,giriş} - \mu_{0,i}) x_i = h - T_0 s - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} x_i \quad (3.30)$$

Burada x_i içerideki karışımdaki i 'inci bileşenin mol kesridir $N_{i,giriş}/N$ ile ifade edilir. Denklem (3.30)'un sağ tarafı, karışım akışının N 'sinin toplam molar akış enerjisi e_t ;

$$e_t = h - T_0 s - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} x_i \quad (3.31)$$

Buradan; her ünitenin esas toplam akış oranı için sınırlandırılmış ölü bölgeden aşağıdaki sonuç çıkar;

$$e_x = h - h^* - T_0 (s - s^*) \quad (3.32)$$

Burada h^* ve s^* sırasıyla ölü bölgedeki toplam molar entalpi ve entropiyi ifade eder ve aşağıdaki gibi gösterilir;

$$h^* = \sum_{i=1}^n h_i^* x_i \quad s^* = \sum_{i=1}^n s_i^* x_i \quad (3.33)$$

Denklemler (3.30) ve (3.31)'den toplam ya da termoekonomik ve kimyasal akış enerjisinin toplamını bulabiliriz.

$$e_t = e_x + e_{ch} \quad (3.34)$$

Burada e_{ch} sınırlandırılmış ölü bölgeden ölü bölgeye kadar olan akış değişiminin molar akış ekserjisidir ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$e_{ch} = \sum_{i=1}^n (\mu_i^* - \mu_{0,i}) x_i \quad (3.35)$$

Sınırlandırılmış ölü hal için Euler denklemi;

$$u^* = T_0 s^* - P_0 v^* + \sum_{i=1}^n \mu_i^* x_i \quad (3.36)$$

3.4.2 Nemli Hava ve Suyun Toplam Akış Ekserjisi

Günümüzde iklimlendirme işlemlerinde hal değişimlerine uğrayan akışkan genel olarak hava-su buharı karışımı ve sudur. İçerisinde su buharı içeren hava hal değişimine uğrarken içerisinde bulunan su buharı miktarı değişkenlik göstereceğinden nemli hava ekserjileri hesaplanırken fiziksel ve kimyasal ekserjiler göz önüne alınmalıdır. Karışımı

oluşturan karışanlar miktarları değişmeden çevre haline gelebiliyorsa bu durumda yapabileceği en fazla yararlı iş ya da ekserjiye fiziksel ekserji adı verilir. Eğer karışanların mol oranlarının çevre karışımlarda bulunan mol oranlarına eşitlenmesi esnasında yapılabilen en fazla yararlı iş ya da ekserjiye kimyasal ekserji adı verilir.

Nemli havanın ekserjisi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir [25]:

$$e_t = (c_{p,a} + wc_{p,v})T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + RT_0 \left[(1+w) \ln \frac{1+w_0}{1+w} + w \ln \frac{w}{w_0} \right] + \left[(1+w)RT_0 \ln \frac{P}{P_0} \right] \quad (3.37)$$

Saf maddenin fiziksel ekserjisi ise genel itibariyle;

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.38)$$

olarak ifade edilebilir. Bu ifadede h_0 ve s_0 bir madde akımının ısı kaynağı olarak kabul edilen T_0 sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerleridir. Toplam ekserji akısı;

$$E = m \times e \quad (3.39)$$

3.5 Soğutma Sistemlerinde Ekserji Analizi

Ekserji analizi yapılan binamızda vrv sistemi ile hava soğutmalı chiller ile birlikte çalışan fan-coil sistemi aynı mahallere uygulanarak sistemler karşılaştırılmıştır.

3.5.1 Fan-coil sistemi Ekserji Analizi

Sistemimizde değişik kapasite ve ebatlarda toplam 47 adet fan-coil cihazı bulunmaktadır. Fan-coil ekserji hesabı yapılırken hava ve su tarafı olmak üzere sistem dikkate alınacaktır. Hava tarafı hesaplamalarında nemli havanın ekserjisi (3.37) formülü kullanılacaktır.

3.5.1.1 Fan-coil Girişi Ekserji Değeri

Fan-coil cihazlarının girişindeki su sıcaklığı 7 °C olup ekserji değeri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır [26]:

$$Ex_{FCG} = m_{FC} [(h_{FCG} - h_0) - T_0(s_{FCG} - s_0)] \quad (3.40)$$

3.5.1.2 Fan-coil Çıkışı Ekserji Değeri

Fan-coil cihazlarının çıkışındaki su sıcaklığı 12 °C olup ekserji değeri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır [26]:

$$Ex_{FC\checkmark} = m_{FC}[(h_{FC\checkmark} - h_0) - T_0(s_{FC\checkmark} - s_0)] \quad (3.41)$$

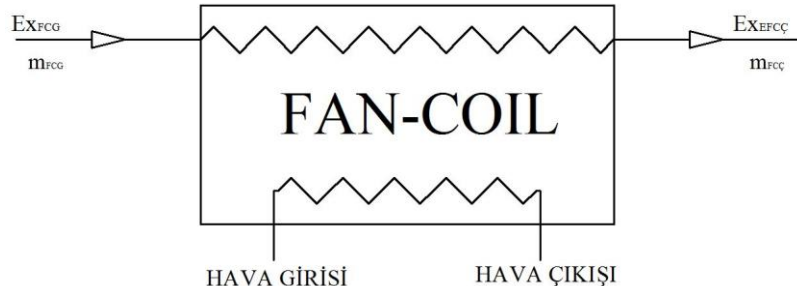
3.5.1.3 Fan-coil İçin Toplam Ekserji Kaybı

Fan-coil cihazlarına su soğuk olarak girmekte ve serpantinden geçerek havaya ısı transferi gerçekleştirmektedir. Ortamda ısınan hava da aynı şekilde serpantin üzerinden geçerek ısınıp aktarmaktadır. Sonuç olarak aşağıdaki bağlantılar ile ekserji kayıpları hesaplanabilmektedir [26].

$$\sum Ex_{giren} = \sum Ex_{çıkan} + \sum Ex_{kayıp} \quad (3.42)$$

$$[Ex_{FCG}]_{hava} + [Ex_{FCG}]_{su} = [Ex_{FC\checkmark}]_{hava} + [Ex_{FC\checkmark}]_{su} + Ex_{kayıp} \quad (3.43)$$

$$Ex_{kayıp} = [Ex_{FCG}]_{hava} + [Ex_{FCG}]_{su} - [Ex_{FC\checkmark}]_{hava} - [Ex_{FC\checkmark}]_{su} \quad (3.44)$$



Şekil 3.3 Fan-coil cihaz giriş-çıkış parametreleri [26]

3.5.1.4 Chiller Girişi İçin Ekserji Değeri

Chiller cihazının girişindeki su sıcaklığı 12 °C olup ekserji değeri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır [26]:

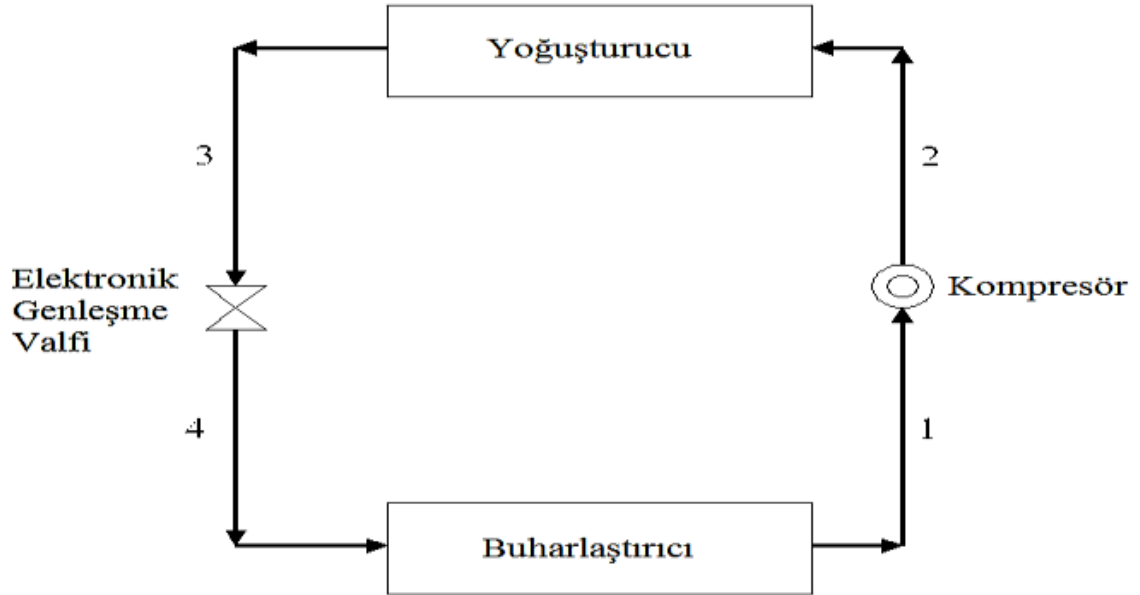
$$Ex_{CHG} = m_{CH}[(h_{CHG} - h_0) - T_0(s_{CHG} - s_0)] \quad (3.45)$$

3.5.1.5 Chiller Çıkışı Ekserji Değeri

Chiller cihazının çıkışındaki su sıcaklığı 7 °C olup ekserji değeri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır [26]:

$$Ex_{CHG} = m_{CH}[(h_{CH\dot{C}} - h_0) - T_0(s_{CH\dot{C}} - s_0)] \quad (3.46)$$

Chiller cihazında soğutma çevrimini de hesaba katmamız gerekir. Bunun için (Şekil 3.4)'te yer alan soğutma çevrimi diyagramında görüleceği üzere ilgili noktalarda R134-a soğutucu akışkanı için hesaplamalar (3.38) denkleminde faydalanılacaktır.



Şekil 3.4 Chiller cihazı soğutucu akışkan çevrimi [27]

3.5.1.6 VRV İç Ünitesi Giriş Ekserji Değeri

VRV iç üniteleri içerisinde soğutucu akışkan olarak R134-a dolaşmaktadır. İlerleyen tablolarda ilgili akışkana ait değerlere değinilecektir. Formül olarak (3.38) denkleminde türetilmiş olan eşitlik kullanılacaktır.

$$Ex_{VCG} = m_{FC}[(h_{VCG} - h_0) - T_0(s_{VCG} - s_0)] \quad (3.47)$$

3.5.1.7 VRV İç Ünitesi Çıkış Ekserji Değeri

Girişte hesaplanmış olan R134-a gazı için sıcaklık değişimi dikkate alınarak aşağıdaki formül kullanılacaktır:

$$Ex_{VCC} = m_{FC}[(h_{VCC} - h_0) - T_0(s_{VCC} - s_0)] \quad (3.48)$$

3.5.1.8 VRV İç Ünitesi Toplam Ekserji Değeri

VRV iç ünitesine giren soğutucu akışkan buharlaşarak serpantinden çıkmakta ve serpantin üzerinden geçen hava ile ısı alışverişi yapmaktadır. Denklem (3.42), (3.43) ve (3.44) eşitliklerini bu aşamada da soğutucu gaz için kullanabiliriz.

$$[Ex_{VCG}]_{hava} + [Ex_{VCG}]_{su} = [Ex_{VCÇ}]_{hava} + [Ex_{VCÇ}]_{su} + Ex_{kayıp} \quad (3.49)$$

$$Ex_{kayıp} = [Ex_{VCG}]_{hava} + [Ex_{VCG}]_{su} - [Ex_{VCÇ}]_{hava} - [Ex_{VCÇ}]_{su} \quad (3.50)$$

Vrv dış ünitesi de hesaplamalarda dikkate alınmış ve chiller soğutma çevriminde kullanılan eşitlikler yardımıyla hesaplamalar yapılacaktır.

ÖRNEK PROJEYE İLİŞKİN HESAPLAMALAR

Bu tez çalışmasında ele alınan rezidans binasında 3. katta yer alan daireler için soğutma yükü hesapları yapılmıştır. Soğutma yükü hesaplamalarında SSETLOAD programı kullanılmış ve ilgili soğutma yükleri belirlenmiştir (Çizelge 3.1).

Her iki sistem için gerekli cihaz seçimleri yapılmış ve mali değerleri ile birlikte uygulama giderleri hesaba katılarak karşılaştırılmış ardından her iki sisteme ikinci kanun analizi uygulanmıştır.

Hesaplanmış olan soğutma yüklerine göre piyasada bulunan ilgili firmalardan fiyat araştırması yapılmış ve sistem bileşenleri komple anahtar teslim çalışacak şekilde düzenlenmiştir. Sistemler kendi içlerinde haberleşme ve bina bilgi yönetim sistemine entegre olacak şekilde çalışacaklardır.

4.1 VRV İç Ünitelerinin Seçimi

Daha önce de belirtildiği gibi iç ünite seçimleri piyasada bulunan firmaların kataloglarından seçilmiş olup uygulama ve anahtar teslim çalıştırma yönü ile fiyatlar alınmıştır.

4.1.1 5,6 kW'lık İç Ünite Özellikleri

Nominal soğutma kapasitesi 5,6 W (19100 Btu/h) ve nominal ısıtma kapasitesi 6,3 kW (21500 Btu/h) dir. Akım girişi her iki çalışma modunda da 0,6 amperdir.

4.1.2 4,5 kW'lık İç Ünite Özellikleri

Nominal soğutma kapasitesi 4,5 kW (15400 Btu/h) ve nominal ısıtma kapasitesi 5,0 kW (17100 Btu/h) dır. Akım girişi her iki çalışma modunda da 0,6 amperdir.

4.1.3 3,6 kW'lık İç Ünite Özellikleri

Nominal soğutma kapasitesi 3,6 kW (12300 Btu/h) ve nominal ısıtma kapasitesi 4,0 kW (13600 Btu/h) dır. Akım girişi her iki çalışma modunda da 0,4 amperdir.

4.1.4 2,8 kW'lık İç Ünite Özellikleri

Nominal soğutma kapasitesi 2,8 kW (9600 Btu/h) ve nominal ısıtma kapasitesi 3,2 kW (10900 Btu/h) dır. Akım girişi her iki çalışma modunda da 0,4 amperdir.

4.1.5 2,2 kW'lık İç Ünite Özellikleri

Nominal soğutma kapasitesi 2,2 kW (7500 Btu/h) ve nominal ısıtma kapasitesi 2,5 kW (8500 Btu/h) dır. Akım girişi her iki çalışma modunda da 0,4 amperdir.

4.1.6 Dış Ünitenin Seçimi

Hesaplamalara göre tüm mahallerin iç üniteleri toplamı 155500 watt değerindedir. Ancak bu kapasite tek bir dış ünite ile sağlanamayacağından ötürü sistem 4 eşit kısma bölünerek iç üniteler beslenecektir. Bunun için üreticiden gerekli seçimler yaptırılmış olup sistemin çalışması sağlanmıştır. Bunun sonucunda 33,6 kw kapasitesinde 4 adet dış ünite seçilmiştir.

Çizelge 4.1 Hesaplanan yükler ve cihaz seçimleri

KAT	MAHAL	MAHAL ALANI (m2)	MAHAL YÜKÜ (W)	İÇ ÜNİTE YÜKÜ
3.	49-02	12,35	2582	2800
3.	49-03	33,7	4406	4500
3.	49-04	25,2	3226	3600
3.	49-07	10,35	2154	2200
3.	49-08	10	2012	2200
3.	50-01	28,7	5407	5600
3.	50-02	11,25	2165	2200
3.	51-02	29,25	5582	5600
3.	51-03	15,5	2152	2200
3.	51-04	7,65	641	2200
3.	52-01	28,7	5450	5600
3.	52-02	11,25	2165	2200
3.	53-03	18,5	2250	2200
3.	53-04	11,1	1447	2200
3.	53-05	26,4	4402	4500
3.	53-06	10,5	2517	2800
3.	54-01	27,55	4400	4500
3.	54-02	15,8	2393	2200
3.	55-01	23,4	4195	4500
3.	55-02	10,3	2099	2200
3.	56-01	29,5	4491	4500
3.	56-02	13,4	2178	2200
3.	57-01	20,05	3911	4500
3.	57-02	12,35	2141	2200
3.	58-01	20,02	4019	4500
3.	58-02	13,4	2120	2200
3.	59-01	26	4318	4500
3.	59-02	12,35	1998	2200
3.	60-01	26	4318	4500
3.	60-02	12,35	1998	2200
3.	61-01	26	4318	4500
3.	61-02	12,35	1998	2200
3.	62-01	26	4318	4500
3.	62-02	12,35	1998	2200
3.	63-01	26	4318	4500
3.	63-02	12,35	1998	2200
3.	64-01	26	4318	4500
3.	64-02	12,35	1998	2200
3.	65-01	26	4318	4500
3.	65-02	12,35	1998	2200
3.	66-01	26	4318	4500
3.	66-02	12,35	1998	2200
3.	67-03	22,35	2453	2200
3.	67-05	12	1717	2200
3.	67-06	11,85	1551	2200
3.	67-07	13,5	3260	3600
3.	67-08	36,5	5715	5600
TOPLAM		879,17	145729	155500

4.1.7 VRV Sistemi Maliyet Hesabı

Üreticiden seçilen tüm cihazlara ait fiyatlar alınmış ve aşağıdaki çizelgeye işlenmiştir.

Çizelge 4.2 VRV sistemi maliyet tablosu

VRV SİSTEM KEŞİF ÖZETİ							
NO	İŞİN CİNSİ	MİKTAR	BİRİM	BİRİM FİYAT (\$)	TOPLAM BİRİM FİYAT(\$)	MONTAJ BİRİM FİYAT(\$)	TOPLAM MONTAJ FİYAT(\$)
	İÇ ÜNİTELER						
1	1 nolu iç ünite (2,2 KW)	24	adet	1070	25680	70	1680
	2 nolu iç ünite (2,8 KW)	2	adet	1118	2236	70	140
	3 nolu iç ünite (3,6 KW)	2	adet	1170	2340	70	140
	4 nolu iç ünite (4,5 KW)	15	adet	1254	18810	70	1050
	5 nolu iç ünite (5,6 KW)	4	adet	1282	5128	70	280
	DIŞ ÜNİTE						
2	(33,60 KW)	4	adet	14660	58640	190	760
	JOİNTLER						
3	MXJ-YA1509K (1 NOLU)	29	adet	50	1450	5	145
	MXJ-YA2512L (2 NOLU)	14	adet	77	1078	8	112
	DRENAJ HATTI						
5	DN20	214	metre			12	2568
	DN25	148	metre			15	2220
	DN32	9	metre			20	180
	DN40	5	metre			24	120
	BAKIR BORULAR						
	SIVI- GAZ HAT						
6	A(Ø6,3)	25,01	kg			10,6	265,106
	B(Ø9,5)	31,248	kg			10,6	331,2288
	C(Ø12,7)	70,37	kg			10,6	745,922
	D(Ø15,9)	54,648	kg			10,6	579,2688
	E(Ø19,05)	15,906	kg			10,6	168,6036
	F(Ø22,2)	0,9	metre			5,75	5,175
	G(Ø25,4)	22	metre			7	154
7	SİNYALİZASYON KABLOSU	480	metre	1,2	576		
8	KABLOLU KUMANDA	47	adet	85	3995	10	470
9	KUMANDA KABLOSU	235	metre	2	470		
10	MERKEZİ KUMANDA	4	adet	180	720	20	80
11	ARAYÜZ MODÜLÜ	4	adet	235	940	5	20
12	GAZ ŞARJI	25	kg	38	950		
13							
14	TOPLAM				123013		12214,304
15	İSKONTO				0,5		
16					61506,5		12214,304
17	NET TOPLAM FİYAT				73720,804(\$)		

4.2 Fan-coil Sistemi Maliyet Hesabı

VRV sistemi seçilirken belirlenmiş olan kriterlere göre mahallerde kullanılacak olan fan-coil iç üniteleri seçilmiştir (Çizelge 4.3).

Çizelge 4.3 Fan-coil cihazları hesaplanan yükler ve cihaz seçimleri

KAT	MAHAL	MAHAL ALANI	MAHAL YÜKÜ	FAN-COİL YÜKÜ
3.	49-02	12.3	258	327
3.	49-03	33.	440	527
3.	49-04	25.	322	327
3.	49-07	10.3	215	238
3.	49-08	1	201	238
3.	50-01	28.	540	527
3.	50-02	11.2	216	238
3.	51-02	29.2	558	624
3.	51-03	15.	215	238
3.	51-04	7.6	641	124
3.	52-01	28.	545	624
3.	52-02	11.2	216	238
3.	53-03	18.	225	238
3.	53-04	11.	144	181
3.	53-05	26.	440	527
3.	53-06	10.	251	327
3.	54-01	27.5	440	527
3.	54-02	15.	239	238
3.	55-01	23.	419	527
3.	55-02	10.	209	238
3.	56-01	29.	449	527
3.	56-02	13.	217	238
3.	57-01	20.0	391	527
3.	57-02	12.3	214	238
3.	58-01	20.0	401	527
3.	58-02	13.	212	238
3.	59-01	2	431	527
3.	59-02	12.3	199	238
3.	60-01	2	431	527
3.	60-02	12.3	199	238
3.	61-01	2	431	527
3.	61-02	12.3	199	238
3.	62-01	2	431	527
3.	62-02	12.3	199	238
3.	63-01	2	431	527
3.	63-02	12.3	199	238
3.	64-01	2	431	527
3.	64-02	12.3	199	238
3.	65-01	2	431	527
3.	65-02	12.3	199	238
3.	66-01	2	431	527
3.	66-02	12.3	199	238
3.	67-03	22.3	245	238
3.	67-05	1	171	238
3.	67-06	11.8	155	181
3.	67-07	13.	326	327
3.	67-08	36.	571	624
TOPLAM		879.17	145729	170960

Çizelge 4.4 Fan-coil sistemi maliyet tablosu

FAN-COIL SİSTEMİ KEŞİF ÖZETİ							
NO	İŞİN CİNSİ	MİKTAR	BİRİM	NET BİRİM FİYAT(€)	TOPLAM BİRİM FİYAT(€)	MONTAJ BİRİM FİYAT(€)	TOPLAM MONTAJ FİYAT(€)
1	FAN-COİL CİHAZLARI						
	1 nolu iç ünite (1240W)	1	adet	203	203	70	70
	2 nolu iç ünite (1810W)	2	adet	231	462	70	140
	3 nolu iç ünite (2380W)	21	adet	270	5670	70	1470
	4 nolu iç ünite (3270W)	4	adet	300	1200	70	280
	5 nolu iç ünite (5270W)	16	adet	445	7120	70	1120
	6 nolu iç ünite (6240W)	3	adet	500	1500	70	210
2	CHİLLER GRUBU						
	Chiller ünitesi (131 kW)	1	adet	33560	33560	190	190
3	DRENAJ HATTI						
	DN20	214	metre			12	2568
	DN25	148	metre			15	2220
	DN32	9	metre			20	180
	DN40	5	metre			24	120
4	BORULAR						
	1	114	metre			5	570
	1	124	metre			6	744
	1	30	metre			7	210
	2	22	metre			10	220
	2	67	metre			12	804
	3	23	metre			16	368
	5	20	metre			33	660
5	SİRKÜLASYON POMPASI	2	adet	1100	2200		
6	KABLOLU KUMANDA	47	adet	100	4700	10	470
7	KUMANDA KABLOSU	235	metre	2	470		
8	MERKEZİ KUMANDA	1	adet	250	250	20	20
9	ARAYÜZ MODÜLÜ	1	adet	300	300	5	5
10	KİMYASAL DOJAZLAMA				3000		
11	BORU İZOLASYONU (Ø50)	62	alan			25	1550
12	TOPLAM				60635		14189
13	İSKONTO				0,5		
14					30317,5		14189
15	NET TOPLAM FİYAT	44506,5 (€)					

4.2.1 Chiller Ünitesinin Seçimi

Tüm mahallerden elde edilmiş olan soğutma yükü toplamı 145,7 kw olup aşağıdaki bağıntıya göre chiller ünitesinin seçimi yapılmıştır. Sisteme emniyetli bölgede kalmak üzere % 5 oranında emniyet katsayısı uygulanmıştır.

$$Q_{chiller} = Q_{fcu} \times f \times 1,05 \quad (4.1)$$

f: Eş kullanım faktörü (0,75~0,85)

$$Q_{chiller} = 145,7 \times 0,80 \times 1,05$$

$$Q_{chiller} = 122,4 \text{ [kW]}$$

Bu değerden yola çıkılarak üreticilerden en yakın kapasite değerini veren 131 kW kapasitesindeki chiller ünitesi seçilmiştir.

4.2.2 Sistem Pompa Seçimi

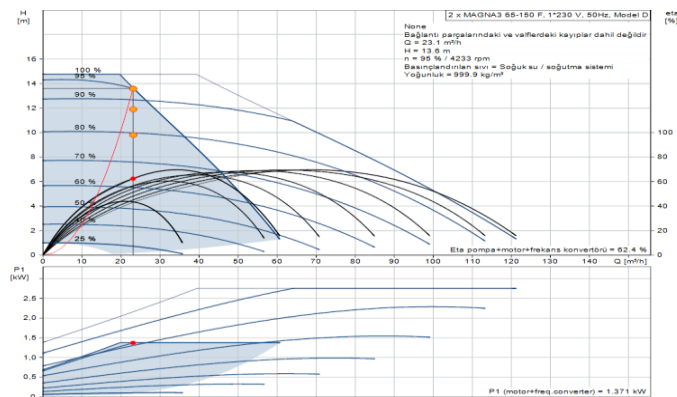
Fan-coil sisteminde su dolaşımını sağlamak üzere sirkülasyon pompaları seçilmiştir. Sistemde belirlenen kayıplara istinaden seçimler yapılmıştır. Sistem çalışma sıcaklık aralığı 7 °C soğuk su gidiş 12 °C sıcak su dönüştür.

$$V_p = [Q_{chiller} / (1,16 \times \Delta T \times 1000)] \times 1,1 \quad (4.2)$$

$$V_p = [131000 / (1,16 \times 7 \times 1000)] \times 1,1$$

$$V_p = 24,85 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

olarak hesaplanmıştır ve 2 adet 1,5 kW gücünde pompa seçilmiştir.



Şekil 4.1 Fan-coil sistemi pompa seçim eğrisi

4.3 Sistemlerin Ekonomik Yönden Karşılaştırılması

Her iki sistemi de ekonomik olarak karşılaştırmak maksadıyla VRV sisteminde tüm iç ünite ve dış ünitelerin güç girişleri ile fan-coil sisteminde bulunan ekipmanların güç girişleri tablo halie getirilmiştir (Çizelge 4.5).

Hesaplanan bu güç girişleri elektrik birim fiyatı baz alınarak aradaki elektrik tüketim maliyetleri de hesaba katılmış ve sistemlerin yaklaşık olarak kurulum maliyetlerine göre ne kadar sürede yatırım maliyetlerini geri döndüreceği bulunmuştur.

4.3.1 VRV Sistemi Kurulum ve Elektrik Tüketimi

Çizelge 4.5 VRV Sistemi iç ünite güç girişleri

İÇ ÜNİTELER VE DIŞ ÜNİTELER	MİKTAR	GÜÇ GİRİŞİ (W)	TOPLAM GÜÇ GİRİŞİ (W)
2,2 KW	24	80	1920
2,8 KW	2	80	160
3,6 KW	2	80	160
4,5 KW	15	90	1350
5,6 KW	4	100	400
33,6 kW	4	9200	36800
TOPLAM GÜÇ GİRİŞİ			40790

Vrv sistemi toplam kurulum maliyeti 73720,8 \$'dır (Çizelge 4.2).

4.3.2 Fan-coil Sistemi Kurulum ve Elektrik Tüketimi

Sistemde bulunan her bir fan-coil iç ünitesinin güç girişi 0,11 kW, chiller ünitesi güç girişi ise 46 kW'tır. Sistemde 47 adet fan-coil bulunmaktadır.

Fan-coil toplam güç girişi = $47 \times 110 = 5170$ W değerindedir.

Chiller ünitesi güç girişi = 46000 W değerindedir.

Fan-coil sistemi toplam güç girişi: $5,17+46 +1,5= 52,67$ kW değerindedir.

Merkez Bankası efektif dolar satış kuru 5,62 TL 'dir. O halde;

$VRV_{\text{toplam kurulum maliyeti}} = 73720,8 \times 5,62 = 414310,9$ TL olarak hesaplanmıştır.

Merkez Bankası efektif euro satış kuru 6,35 TL 'dir. O halde;

Fan-coil_{toplam kurulum maliyeti} = 44506,5 x 6,35 = 282616,3 TL olarak hesaplanmıştır.

Her iki sistem arasındaki maliyet farkını aldığımızda;

$$VRV_{\text{toplam kurulum maliyeti}} - \text{Fan-coil}_{\text{toplam kurulum maliyeti}} = 414310,9 - 282616,3 = 131694,6 \text{ TL}$$

Her iki sistem arasında elektrik sarfiyatına bakacak olursak;

$$Q_{\text{chiller}} - Q_{\text{vrv}} = 52,67 - 40,79 = 11,88 \text{ kW değerindedir.}$$

Günümüzde elektrik birim fiyatı 0,2309 tl/kWh' tir. O halde sistemlerin tüketim farklarını elektrik birim fiyatı ile çarptığımızda sistemler arası saatte ki kazancı bulacağız;

$$11,88 \text{ kW} \times 0,2309 \text{ tl/kWh} = 2,743 \text{ tl/h}$$

Birim saat başına balına bulduğumuz bu değerden yola çıkarak sistemler arası kurulum maliyetine oranladığımızda VRV sisteminin fan-coil sistemine göre ne kadar süre sonunda kendini amorti edebileceğini bulabiliriz. Bunun için;

$$VRV_{\text{amorti süresi}} = \frac{VRV_{\text{toplam kurulum maliyeti}} - \text{Fan-coil}_{\text{toplam kurulum maliyeti}}}{(2,743 \text{ tl/h})} \quad (4.3)$$

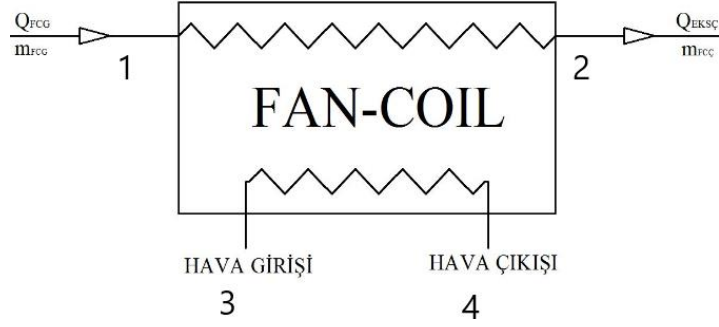
$$VRV_{\text{amorti süresi}} = 131694,6 / 2,743 = 48011,2 \text{ h}$$

Fan-coil sistemi VRV sistemine göre ilk kurulum maliyetleri açısından üstün olsa da VRV sistemi yıllar içerisinde elektrik tasarrufu sebebi ve bakım maliyetlerinin oldukça düşük olması sebebiyle soğutma yapılması kabul edilerek yılda 180 gün çalışarak yaklaşık 11 yıl 1 ay sonra kendini amorti edebilecektir.

4.4 Sistemlerin İkinci Kanun Analizleri

Örnek aldığımız binamızda yer alan sistemlerimizin içeriklerini ve kapasitelerini yatırım maliyetlerini açıklarken vermiştik (Çizelge 4.4, Çizelge 4.2). Sistemlerimize ilişkin ekserji hesapları ile ilgili (3.37) ile (3.38) eşitlikleri kullanılarak her bir üniteye ikinci kanun analizi uygulanacaktır. Tüm sistem elemanlarında yaşanan ekserjik değerler tablo halinde verilecektir (Çizelge 4.6, Çizelge 4.7).

4.4.1 Fan-coil Sistemi İkinci Kanun Analizi



Şekil 4.2 Fan-coil sistemi analiz noktaları

4.4.1.1 1 Numaralı İç Ünite Ekserji Analizi

1 numaralı iç ünite 1240 watt gücünde olup sırasıyla hava ve su tarafı giriş ve çıkış değerleri için hesaplamalar yapılacaktır. Denklemler (3.37), (3.38), (3.39), (3.40), (3.41) ve (3.44) kullanılacaktır.

1 numaralı nokta soğutma suyunun fan-coil ünitesine girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_1 = 280 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{fc} = 0,073056 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{fcg} = 29,42 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{fcg} = 0,106 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.40) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} Ex_{FCG} &= m_{FC} [(h_{FCG} - h_0) - T_0 (s_{FCG} - s_0)] \\ &= 0,073056 [(29,42 - 76,5) - 305 (0,106 - 0,2887)] \end{aligned}$$

$$Ex_{fcg1} = 0,631456 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

2 numaralı nokta soğutma suyunun fan-coil ünitesinden çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_1 = 285 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{fc} = 0,073056 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{fc\zeta} = 50,406 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{fc\zeta} = 0,18046 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.41) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} Ex_{FC\zeta} &= m_{FC} [(h_{FC\zeta} - h_0) - T_0 (s_{FC\zeta} - s_0)] \\ &= 0,073056 [(50,406 - 76,5) - 305 (0,18046 - 0,2887)] \end{aligned}$$

$$Ex_{fc\zeta 2} = 0,505486 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

3 numaralı nokta mahal havasının fan-coil ünitesine girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_3 = 298 \text{ °K}$$

$$P_3 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$w_3 = 0,020173$$

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^3 = w_3 / 0,622 = 0,032432 \text{ [25]} \quad c_{pv3} = 1,9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^0 = 0,030797$$

$$c_{pa3} = 1,00492 \text{ kJ/kgK}$$

$$m = \rho \times v = 1/0,87(\text{kg/m}^3) \times 233 (\text{m}^3 / \text{h})$$

$$m = 267,81 \text{ kg/h} = 0,074393 \text{ kg/s}$$

Buradan yola çıkarak (3.37) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} E_{fcg3,hava} &= 0,074393 \times [(1,00492 + 0,020173 \times 1,9228) 305 \left(\frac{298}{305} - 1 - \ln \frac{298}{305} \right) \\ &\quad + 0,287 \times 305 \left[(1 + 0,032432) \ln \frac{1 + 0,030797}{1 + 0,032432} \right. \\ &\quad \left. + 0,032432 \ln \frac{0,032432}{0,030797} \right] \\ &\quad + \left[(1 + 0,032432) \times 0,287 \times 305 \times \ln \frac{101,325}{101,325} \right] \end{aligned}$$

$$E_{fcg3,hava} = 0,006604 \text{ kJ/s}$$

4 numaralı nokta mahal havasının fan-coil ünitesinden çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_4 = 287,1 \text{ °K}$$

$$P_4 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$W_4 = 0,010013$$

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^4 = w_4 / 0,622 = 0,016098 \text{ [25]} \quad c_{pv4} = 1,9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^0 = 0,030797$$

$$c_{pa4} = 1,004484 \text{ kJ/kgK}$$

$$m = \rho \times v = 1/0,87(\text{kg/m}^3) \times 233 (\text{m}^3 / \text{h})$$

$$m = 267,81 \text{ kg/h} = 0,074393 \text{ kg/s}$$

Buradan yola çıkarak (3.37) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} E_{fc4,hava} = 0,074393 \times [& (1,004484 + 0,010013 \times 1,9228) 305 \left(\frac{287,1}{305} - 1 \right. \\ & \left. - \ln \frac{287,1}{305} \right) \\ & + 0,287 \times 305 \left[(1 + 0,016098) \ln \frac{1 + 0,030797}{1 + 0,016098} \right. \\ & \left. + 0,016098 \ln \frac{0,016098}{0,030797} \right] \\ & \left. + \left[(1 + 0,016098) \times 0,287 \times 305 \times \ln \frac{101,325}{101,325} \right] \right] \end{aligned}$$

$$E_{fc4,hava} = 0,068669 \text{ kJ/s}$$

4.4.1.2 Chiller Ünitesi Ekserji Analizi

Fan-coil sistemi soğutma devresine hitap eden 131000 watt kapasitesinde chiller ünitesi vardır. Chiller ünitesi hava soğutmalı olduğundan dolayı kondenser tarafında su ile hava arası ekserji değerleri hesaplanacaktır.

Chiller ünitesinde hava ile soğutma yapıldığından kondenser ünitesi dış orta şartlarında ısısını atmosfere atmaktadır. O halde sistemi bir bütün olarak ele alarak hava ve su giriş çıkış ekserji değerlerini hesaplayacak ve ardından da soğutma çevrimi için ekserji hesabını yapacağız.

Hava ve su giriş çıkışı ekserji değerleri fan-coil ünitelerine benzer şekilde hesaplanacaktır.

Chiller girişi ekserji değeri (hava tarafı);

$$T_0 = 305 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_{cghava} = 305 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_4 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$w_c = 0,030797$$

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^c = w_c / 0,622 = 0,049513 \text{ [25]} \quad c_{pv4} = 1,9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^0 = 0,030797$$

$$c_{pa4} = 1,0053 \text{ kJ/kgK}$$

$$m = \rho \times v = 1/0,87(\text{kg/m}^3) \times 54165,6 (\text{m}^3 / \text{h})$$

$$m = 62259,13 \text{ kg/h} = 17,29425 \text{ kg/s}$$

Buradan yola çıkarak (3.37) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} E_{chill \text{ giriş,hava}} &= 17,2945 \times [(1,0053 + 0,030797 \times 1,9228) 305 \left(\frac{305}{305} - 1 \right. \\ &\quad \left. - \ln \frac{305}{305} \right) \\ &\quad + 0,287 \times 305 \left[(1 + 0,049513) \ln \frac{1 + 0,030797}{1 + 0,049513} \right. \\ &\quad \left. + 0,049513 \ln \frac{0,049513}{0,030797} \right] \\ &\quad \left. + \left[(1 + 0,049513) \times 0,287 \times 305 \times \ln \frac{101,325}{101,325} \right] \right] \end{aligned}$$

$$E_{chill \text{ giriş,hava}} = 7,001124 \text{ kJ/s}$$

olarak hesaplayabiliriz.

Chiller çıkışı ekserji değeri (hava tarafı);

$$T_0 = 305 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_{cçhava} = 310 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_4 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$w_c = 0,041313$$

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^c = w_c / 0,622 = 0,06642 \text{ [25]} \quad c_{pv4} = 1,9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^0 = 0,030797$$

$$c_{pa4} = 1,0056 \text{ kJ/kgK}$$

$$m = \rho \times v = 1/0,87(\text{kg/m}^3) \times 54165,6 (\text{m}^3 / \text{h})$$

$$m = 62259,13 \text{ kg/h} = 17,29425 \text{ kg/s}$$

Buradan yola çıkarak (3.37) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned}
 E_{chill \text{ çıkış,hava}} &= 17,2945 \times [(1,0056 + 0,041313 \times 1,9228) 305 \left(\frac{310}{305} - 1 - \ln \frac{310}{305} \right) \\
 &\quad + 0,287 \times 305 \left[(1 + 0,06642) \ln \frac{1 + 0,030797}{1 + 0,06642} \right. \\
 &\quad \left. + 0,06642 \ln \frac{0,06642}{0,030797} \right] \\
 &\quad + \left[(1 + 0,06642) \times 0,287 \times 305 \times \ln \frac{101,325}{101,325} \right]
 \end{aligned}$$

$$E_{chill \text{ çıkış,hava}} = 23,19194 \text{ kJ/s}$$

Chiller çıkışı ekserji değeri (su tarafı);

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_1 = 280 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{fc} = 6,958 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{fcç} = 29,42 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{fcç} = 0,106 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.41) denkleminde yerine koyarsak;

$$E_{chill \text{ çıkış su}} = 6,958 [(29,42 - 76,5) - 305 (0,106 - 0,2887)]$$

$$Ex_{chill \text{ çıkış su}} = 60,14147 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

Chiller girişi ekserji değeri (su tarafı);

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_1 = 285 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{fc} = 6,958 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{fcç} = 50,406 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{fcç} = 0,18046 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.41) denkleminde yerine koyarsak;

$$E_{chill \text{ giriş su}} = 6,958 [(50,406 - 76,5) - 305 (0,18046 - 0,2887)]$$

$$Ex_{fcç1} = 48,1438 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

Chiller ünitesinde daha önce de belirtildiği üzere R134a soğutucu gazı ile çalışan bir soğutma çevrimi de mevcuttur. Sistem 1,2,3 ve 4 olmak üzere (Şekil 3.4)'te görüleceği üzere bölümlendirilmiştir.

1 numaralı nokta için:

Bu nokta R134a soğutucu akışkanının kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri:

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_1 = 260 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{R134a} = 1,129 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_1 = 390,8 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 1,736 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.41) denkleminde yerine koyarsak;

$$E_1 = 1,129 [(390,8 - 76,5) - 305 (1,736 - 0,2887)]$$

$$Ex_{fçç1} = - 143,526 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

2 numaralı nokta için:

Bu nokta R134a soğutucu akışkanının yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri:

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_2 = 384,4 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{R134a} = 1,129 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_2 = 448,1 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = 1,77 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.41) denkleminde yerine koyarsak;

$$E_1 = 1,129 [(448,1 - 76,5) - 305 (1,77 - 0,2887)]$$

$$Ex_{fçç1} = - 90,5418 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

3 numaralı nokta için:

Bu nokta R134a soğutucu akışkanının genişleme valfine giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri:

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_3 = 330 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{R134a} = 1,129 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_3 = 282,2 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 1,263 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.41) denkleminde yerine koyarsak;

$$E_1 = 1,129 [(282,2 - 76,5) - 305 (1,269 - 0,2887)]$$

$$Ex_{fcç1} = 105,3261 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

4 numaralı nokta için:

Bu nokta R134a soğutucu akışkanının buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri:

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_4 = 261,4 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{R134a} = 1,129 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_4 = 282,2 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4 = 1,316 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.41) denkleminde yerine koyarsak;

$$E_1 = 1,129 [(282,2 - 76,5) - 305 (1,316 - 0,2887)]$$

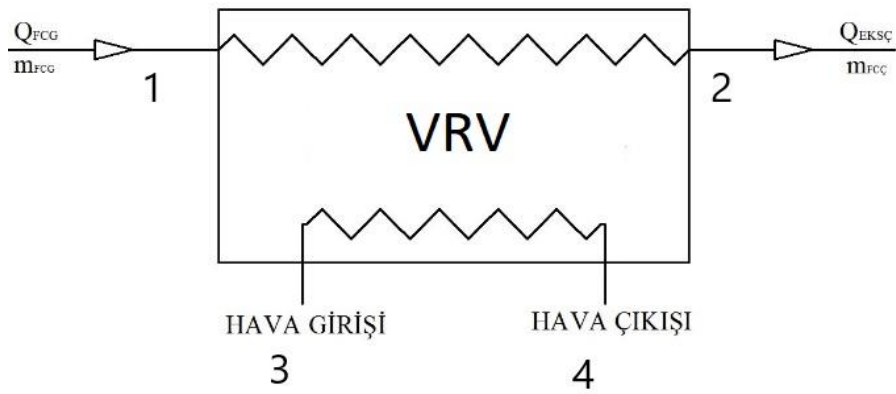
$$Ex_{fcç1} = 121,5103 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

Fan-coil sisteminde hesaplanmış olan ekserji değerleri birim ünite başına hesaplanmış olup 1 numaralı dış ünite için yapılan hesaplama yöntemi diğer 2,3,4,5 ve 6 numaralı iç üniteler için de uygulanmış ve iç ünite miktarları ile çarpılarak (Çizelge 4.6)'da verilmiştir.

Çizelge 4.6 Fan-coil sistemi ekserji değerleri

FCU SİSTEMİ EKSERJİ HESAPLAMALARI									
		İÇ ÜNİTE BAŞINA GİRİŞ EKSERJİ DEĞERİ (kJ/s)		İÇ ÜNİTE BAŞINA ÇIKIŞ EKSERJİ DEĞERİ (kJ/s)		İÇ ÜNİTE TOPLAM GİRİŞ EKSERJİ DEĞERİ (kJ/s)		İÇ ÜNİTE TOPLAM ÇIKIŞ EKSERJİ DEĞERİ (kJ/s)	
	ADET	HAVA	SU	HAVA	SU	HAVA	SU	HAVA	SU
1 NOLU İÇ ÜNİTE	1	0,006604	0,6314557	0,068669	0,505486	0,00660363	0,6314557	0,068669	0,505486
2 NOLU İÇ ÜNİTE	2	0,007681	0,7731131	0,091866	0,618884	0,015361234	1,5462261	0,183732	1,237768
3 NOLU İÇ ÜNİTE	21	0,009665	1,0996453	0,129142	0,880276	0,202955345	23,092551	2,711981	18,485796
4 NOLU İÇ ÜNİTE	4	0,014086	1,38296	0,183952	1,107072	0,056343419	5,53184	0,735809	4,428288
5 NOLU İÇ ÜNİTE	16	0,021851	2,2040925	0,288656	1,764396	0,349623954	35,26548	4,618499	28,230336
6 NOLU İÇ ÜNİTE	3	0,028965	2,7803258	0,339992	2,225676	0,086895837	8,3409775	1,019975	6,677028
CHILLER	1	7,001124	48,143794	23,19194	60,14147	7,001123867	48,143794	23,19194	60,141473
						1 NOKTASI	2 NOKTASI	3 NOKTASI	4 NOKTASI
CHILLER SOĞUTMA ÇEVİRİMİ NOKTALARI	1					-143,525819	-90,54185	105,3261	121,51032

4.4.2 VRV Sistemi Ekserji Analizi



Şekil 4.3 VRV sistemi analiz noktaları

4.4.2.1 1 Numaralı İç Ünite Ekserji Analizi

1 numaralı iç ünite 2200 watt gücünde olup sırasıyla hava ve su tarafı giriş ve çıkış değerleri için hesaplamalar yapılacaktır. Denklemler (3.37), (3.38), (3.39), (3.40), (3.41) ve (3.44) kullanılacaktır.

1 numaralı nokta soğutucu akışkanın VRV ünitesine girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_1 = 280 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{fc} = 0,01116 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{fcg} = 61,33 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{fcg} = 0,238395 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.40) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} Ex_{FCG} &= m_{FC} [(h_{FCG} - h_0) - T_0 (s_{FCG} - s_0)] \\ &= 0,01116 [(61,33 - 76,5) - 305 (0,238395 - 0,2887)] \end{aligned}$$

$$Ex_{fcg1} = 0,001931 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

2 numaralı nokta soğutucu akışkanın VRV ünitesinden çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$T_2 = 287 \text{ °K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{fc} = 0,01116 \text{ kg/s}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_{fcg} = 258,37 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{fcg} = 0,9247 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan yola çıkarak (3.40) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} Ex_{FCG} &= m_{FC} [(h_{FCG} - h_0) - T_0 (s_{FCG} - s_0)] \\ &= 0,01116 [(258,37 - 76,5) - 305 (0,9247 - 0,2887)] \end{aligned}$$

$$Ex_{fcg2} = - 0,13515 \text{ kJ/s olarak bulunur.}$$

3 numaralı nokta mahal havasının VRV ünitesine girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 305 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_3 = 298 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_3 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$w_3 = 0,020173$$

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^3 = w_3 / 0,622 = 0,032432 \text{ [25]} \quad c_{pv3} = 1,9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^0 = 0,030797$$

$$c_{pa3} = 1,00492 \text{ kJ/kgK}$$

$$m = \rho \times v = 1/0,87(\text{kg/m}^3) \times 540 (\text{m}^3 / \text{h})$$

$$m = 620,69 \text{ kg/h} = 0,172414 \text{ kg/s}$$

Buradan yola çıkarak (3.37) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} E_{vrv3,hava} = & 0,172414 \times [(1,00492 + 0,020173 \times 1,9228) 305 \left(\frac{298}{305} - 1 - \ln \frac{298}{305} \right) \\ & + 0,287 \times 305 \left[(1 + 0,032432) \ln \frac{1 + 0,030797}{1 + 0,032432} \right. \\ & \left. + 0,032432 \ln \frac{0,032432}{0,030797} \right] \\ & + \left[(1 + 0,032432) \times 0,287 \times 305 \times \ln \frac{101,325}{101,325} \right]] \end{aligned}$$

$$E_{vrv3,hava} = 0,015305 \text{ kJ/s}$$

4 numaralı nokta mahal havasının VRV ünitesinden çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 305 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_4 = 283 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_4 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$w_4 = 0,007663$$

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^4 = w_4 / 0,622 = 0,01232 \text{ [25]} \quad c_{pv4} = 1,9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^0 = 0,030797$$

$$c_{pa4} = 1,00432 \text{ kJ/kgK}$$

$$m = \rho \times v = 1/0,87(\text{kg/m}^3) \times 540 (\text{m}^3 / \text{h})$$

$$m = 620,69 \text{ kg/h} = 0,172414 \text{ kg/s}$$

Buradan yola çıkarak (3.37) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned}
E_{vrv4,hava} = & 0,172414 \times [(1,00432 + 0,007663 \times 1,9228) 305 \left(\frac{283}{305} - 1 - \ln \frac{283}{305} \right) \\
& + 0,287 \times 305 \left[(1 + 0,01232) \ln \frac{1 + 0,030797}{1 + 0,01232} \right. \\
& \left. + 0,01232 \ln \frac{0,01232}{0,030797} \right] \\
& + \left[(1 + 0,01232) \times 0,287 \times 305 \times \ln \frac{101,325}{101,325} \right]
\end{aligned}$$

$$E_{vrv4,hava} = 0,252488 \text{ kJ/s}$$

4.4.2.2 VRV Dış Ünite Ekserji Analizi

VRV sistemine hitap eden adet 33600 watt gücünde dış ünite bulunmaktadır. Dış ünite ekserji analizinde kondenser üzerinden geçen hava için ekseerji analizi yapılacaktır. Hesaplamalarda iç ünite hava tarafı hesaplamalarındaki formül kullanılacaktır.

VRV dış ünite girişi ekserji değeri (hava tarafı);

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_{cghava} = 305 \text{ °K}$$

$$P_4 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$w_c = 0,030797$$

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^c = w_c / 0,622 = 0,049513 \text{ [25]} \quad c_{pv4} = 1,9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^0 = 0,030797$$

$$c_{pa4} = 1,0053 \text{ kJ/kgK}$$

$$m = \rho \times v = 1/0,87(\text{kg/m}^3) \times 11100 (\text{m}^3 / \text{h})$$

$$m = 12758,62 \text{ kg/h} = 3,544061 \text{ kg/s}$$

Buradan yola çıkarak (3.37) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned}
E_{giriş,hava} = & 3,544061 \times [(1,0053 + 0,030797 \times 1,9228) 305 \left(\frac{305}{305} - 1 - \ln \frac{305}{305} \right) \\
& + 0,287 \times 305 \left[(1 + 0,049513) \ln \frac{1 + 0,030797}{1 + 0,049513} \right. \\
& \left. + 0,049513 \ln \frac{0,049513}{0,030797} \right] \\
& + \left[(1 + 0,049513) \times 0,287 \times 305 \times \ln \frac{101,325}{101,325} \right]
\end{aligned}$$

$$E_{giriş,hava} = 1,43472 \text{ kJ/s}$$

VRV dış ünite çıkışı ekserji değeri (hava tarafı);

$$T_0 = 305 \text{ °K}$$

$$P_0 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_{cçhava} = 310 \text{ °K}$$

$$P_4 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$w_c = 0,041313$$

$$R_a = 0,287 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^c = w_c / 0,622 = 0,06642 \text{ [25]}$$

$$c_{pv4} = 1,9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$w^0 = 0,030797$$

$$c_{pa4} = 1,0056 \text{ kJ/kgK}$$

$$m = \rho \times v = 1/0,87(\text{kg/m}^3) \times 11100 (\text{m}^3 / \text{h})$$

$$m = 12758,62 \text{ kg/h} = 3,544061 \text{ kg/s}$$

Buradan yola çıkarak (3.37) denkleminde yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} E_{çıkış,hava} = & 3,544061 \times [(1,0056 + 0,041313 \times 1,9228) 305 \left(\frac{310}{305} - 1 - \ln \frac{310}{305} \right) \\ & + 0,287 \times 305 \left[(1 + 0,06642) \ln \frac{1 + 0,030797}{1 + 0,06642} \right. \\ & \left. + 0,06642 \ln \frac{0,06642}{0,030797} \right] \\ & + \left[(1 + 0,06642) \times 0,287 \times 305 \times \ln \frac{101,325}{101,325} \right]] \end{aligned}$$

$$E_{çıkış,hava} = 4,752658 \text{ kJ/s}$$

Çizelge 4.7 VRV sistemi ekserji değerleri

VRV SİSTEMİ EKSERJİ HESAPLAMALARI									
		İÇ ÜNİTE BAŞINA GİRİŞ EKSERJİ DEĞERİ (kJ/s)		İÇ ÜNİTE BAŞINA ÇIKIŞ EKSERJİ DEĞERİ (kJ/s)		İÇ ÜNİTE TOPLAM GİRİŞ EKSERJİ DEĞERİ (kJ/s)		İÇ ÜNİTE TOPLAM ÇIKIŞ EKSERJİ DEĞERİ (kJ/s)	
	ADET	HAVA	R134A	HAVA	R134A	HAVA	R134A	HAVA	R134A
2,2 KW	24	0,015305	0,001930959	0,252488	-0,135148	0,367309212	0,046343	6,059711	-3,2435424
2,8 KW	2	0,015305	0,002458685	0,183054	-0,172083	0,030609101	0,004917	0,366109	-0,3441662
3,6 KW	2	0,016155	0,003149055	0,215868	-0,220402	0,032309607	0,006298	0,431736	-0,440804
4,5 KW	15	0,025508	0,00394497	0,333113	-0,276108	0,382613762	0,059175	4,99669	-4,14162
5,6 KW	4	0,025508	0,00491391	0,336953	-0,343924	0,102030337	0,019656	1,347811	-1,375696
DIŞ ÜNİTE	4	1,43472	0	4,752658	0	5,738880391	0	19,01063	0

SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada VRV ve fan-coil sistemleri hem yatırım maliyetleri hem de termodinamiğin II. kanununa göre kıyaslanmış ve sonuçlar bulunmuştur. Bir yatırımcı yapacağı yapının fiziksel özelliklerine ve kullanım amacına uygun sistemi proje aşamasında belirlemeli ve yapmış olduğu seçime göre mekanik tesisat projesini şekillendirmelidir. Ancak bu aşamada seçeceği sistemin kurulacak olan yapı ile uyumunu göz ardı etmemelidir.

VRV sistemi fan-coil sistemine nazaran daha maliyetli bir sistem olarak hesaplanmıştır. Fakat fan-coil sistemi ile kıyaslandığında yaz çalışma koşullarında 11 yıl gibi bir sürede kendini amorti etmektedir. Her iki sistem de rezidans amaçlı kullanılacak bir bina için düşünüldüğünden yapının kullanım ömrü dikkate alındığında süre çok da uzun bir süre değildir. Fan-coil sistemi VRV sistemine göre bakım ve işletme maliyetleri açısından oldukça maliyetlidir. Ayrıca kapalı çevrim su sistemi olmasından ötürü bina shaftlarında gürültü, su sızıntısı, boru deformasyonu, ilave kontrol vanaları ve koruyucu kimyasal maliyetleri gibi maliyetler de dezavantaj doğurmaktadır.

Bu sebeplerden ötürü bina proje aşamasında iken alınan kararlar doğrultusunda VRV sistemi kullanımına karar verilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Schmidt, D., (2004). "Design of Low Energy Buildings- Method and a Predesign Tool", International Journal of Low Exergy and Sustainable Buildings, 3: 1-47.
- [2] Balta, M. T., Kalıncı, Y., Hepbaşı, A., (2008). "Evaluating a Low Exergy Heating System From the Power Plant Through the Heat Pump to the Building Envelope", Energy and Buildings, 40: 1799-1804.
- [3] Shukuya, M., (2009). "Exergy Concept and Its Application to the Building Environment", Buildin and Environment, 44: 1545-1550
- [4] Yıldız, A., Güngör, A., (2009). "Energy and Exergy Analyses of Space Heating in Buildings", Applied Energy, 86: 1939-1948
- [5] Yücer, C.T., (2016). "Ekserji Analii Yöntemi Kullanılarak Bina Isıtma Sistemlerinin İncelenmesi", Mühendis ve Makina, 57 (681): 59-64
- [6] VRF Klima Sistemleri, VRF Klima Sistemlerinin Avantajları, www.vrfsistemleri.com.tr/vrf-klima-avantajlari.asp, 10.03.2019
- [7] VRF Klima Sistemleri, VRF Nedir?, www.vrfsistemleri.com/vrf-nedir.asp, 10.03.2019
- [8] Demirel, Ö., (1999). "Doğrudan Genleşmeli sistemlerin Klima sistemlerinde Uygulamaları", İklimlendirme Sistemlerinin Tanıtımı ve Teknolojik Gelişmeler Konferansı, 5-6 Hairan 1999, İstanbul.
- [9] Özşah Klima, Daikin VRV Sistemleri (Merkezi Klima Sistemi), www.ozsahklima.com/hakkimizda_teknolojimiz.html, 12.03.2019
- [10] Tesisat Dergisi, VRF Nedir?, www.tesisat.com.tr/yayin/202/vrf-nedir5488.html, 12.03.2019
- [11] Karakaya, T., (2016). "VRF Klima Sistemlerinin Çalışma Prensipleri ve Tasarım Esasları", VRF Sistemler Çalışma Sistemi Çalışma ve Uygulama Esasları, MMO Ankara Şubesi Seminer Notları
- [12] Alagöz, B. B., Ateş, A. Ve Yeroğlu, C., (2013). " PID Kontrol", Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 26-28 Eylül 2013, Malatya

- [13] İmas İklimlendirme, Elektronik Genleşme Valfi, www.endustriyelklima.com, 22.03.2019
- [14] Aktüccar, T., (1997). "VRV (Variable Refrigerant Volume) Değişken Gaz Debili Klima Sistemi", III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 20-23 Kasım 1997, İzmir
- [15] Sig Air Handling, Joint Refnet, www.sigairhandling.hu/EN/documentation/J02.352.1B-FQ01B-A-joint-refnet/?cf, 25.03.2019
- [16] Fujitsu General, Optional Parts, www.fujitsu-general.com/global/products/vrf/optionalparts/index.html, 25.03.2019
- [17] Arpar Mühendislik, Klima Santralleri, www.arparmuhendislik.com.tr/klima-santrali/, 26.03.2019
- [18] Isısan, (2001)., Klima Tesisatı, 1, Yayın No:305, İstanbul
- [19] İzmir Mühendislik, Yeni Nesil Inverter Fan-Coil Sistemleri, www.isiuretim.com/?pnum=61&pt=Fan+Coil+Sistemleri, 27.03.2019
- [20] Çil, K., (2004). Klima Sistemlerinde İkinci Kanun Analizi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [21] Yıldız, E., (2018), Termodinamiğin 2. Yasası, <https://www.muhendisbeyinler.net/termodinamigin-2-yasasi>, 30.03.2019
- [22] Leblebicioğlu, E., (2018), Termodinamiğin İkinci Yasası ve Entropi, <https://muhendistan.com/termodinamigin-2-yasasi-ve-entropi/>, 30.03.2019
- [23] Hocaoglu, D., (2008), Termodinamik'in İkinci Kanunu ve Entropi, <https://www.durmushocaoglu.com/dh/yazi.asp?yid=5432952>, 30.03.2019
- [24] Karaçaylı, İ., Güngör, A. ve Canlı, Y., (2016). "Exergy Analysis and a Simple Application in HVAC Systems", 1st International Mediterranean Science and Engineering Congress, 26-28 Ekim 2016, Ankara.
- [25] Derbentli, T., (2000). "İklimlendirme sistemlerinde Ekserji Çözümlemesi", IV. Uluslararası Yapıda Tesisat Bilim ve Teknoloji Sempozyumu, 17-19 Nisan 2000, İstanbul.
- [26] Ergün, A., (2010). 80000 m²'lik Isıtma Soğutma İhtiyacı Olan Bir Alışveriş Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [27] Atılğan, İ.A. ve Türkmen U., (2017). "Farklı Akışkanlarda değişken Soğutucu Akışkan Debili Sistemin (VRF) Enerji ve Ekserji Analizlerinin Karşılaştırılması", Politeknik Dergisi, 20 (1): 211-222

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mustafa Alper ÜSTÜNER
Doğum Tarihi ve Yeri : İstanbul / 1988
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : mustafaalperustuner@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010
Lise	Sayısal	Beşiktaş Atatürk Anadolu Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2016-	Aktes Mühendislik Taah. Ve Tic. A.Ş.	Kalite ve TAB Mühendisi
2011-2015	Mecon Yapı End. Tesisler Tic. Ltd. Şti.	Şantiye Şefi
2010-2011	Meytek Endüstriyel Tesisler Ltd. Şti.	Satış Mühendisi