



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HASTANELERDE KULLANILAN KLİMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ

Hande TÜFEKÇİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2009



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HASTANELERDE KULLANILAN KLİMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ

Hande TÜFEKÇİ

Prof.Dr. Recep YAMANKARADENİZ

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2009

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HASTANELERDE KULLANILAN KLİMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ

Hande TÜFEKÇİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 29/04/2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çeklüğü ile kabul edilmiştir.



Prof.Dr. Recep YAMANKARADENİZ (Danışman)

Prof.Dr. Recep EREN



Doç.Dr. Ömer KAYNAKLI



ÖZET

Bu çalışmada, DIN 1946/4 (1999) standardına göre tasarlanmış Bursa Uludağ Üniversitesi Tıp Fakültesi Hastanesi klima ve havalandırma projesinin ameliyathane ve yoğun bakım odaları, VDI 2167 standardında verilen standartlara göre yapılsaydı sistemin enerji harcamalarının ne derece değişeceği incelenmiştir. Proje üzerindeki değerlerle, VDI 2167 standardında istenenlere göre yapılan hesaplamalar sonucu bulunan değerler kıyaslanmıştır. Ayrıca tek bir ameliyat odası için ekserji analizi yapılmış ve ortamdaki ekserji kayıpları incelenmiştir. Sistem soğutma durumunda çalışırken en yüksek ekserji kaybı aydınlatma görülürken, ısıtma durumunda çalışırken ise en yüksek ekserji kaybı nemli havada görülmektedir.

Yapılan karşılaştırma sonucu VDI 2167 standardına göre tasarlanmış klima ve havalandırma sisteminin maliyeti DIN1946/4 (1999) standardına göre tasarlanmış sistemin maliyetinden daha yüksek olduğu görülmüştür. Ancak elektrik maliyetlerinin VDI 2167 standardına göre tasarlanan sistemde çok daha düşük olduğu görülmüştür. En önemlisi de VDI 2167 standardına göre tasarlanan sistemle çok daha hijyenik bir ortam elde edilmektedir. İnsan sağlığı ve hayatının önemli olduğu hastane ortamlarında hijyenik ortam oluşturmak çok önemli olduğundan bu en önemli avantajıdır.

ANAHTAR KELİMELER: Ekserji, Enerji, Hastane klimaları, Hijyenik klimalar.

ABSTRACT

Air conditioning and ventilation system of Uludag University Medical Faculty Hospital was designed according to DIN 1946/4 (1999). In this study, if air conditioning and ventilation system of surgical operating and intensive care units of University Hospital was designed according to VDI 2167, instead of DIN 1946/4 (1999), the order of variation in energy expenditure has been studied. Available design values have been compared with new design values obtained from VDI 2167. In addition, exergy analysis has been performed for a surgical operation room and exergy losses have been investigated. As a result the exergy destruction in lighting is the highest parameter when the system is operating in cooling position and the exergy destruction in air is the highest when the system is operating in heating position.

As a result of comparison, initial cost of air conditioning and ventilation system that was designed according to VDI 2167 is higher than the system that was designed according to DIN 1946/4 (1999). But electrical energy costs of the system that was designed according to VDI 2167 is much lower than current system. Most importantly hygienic condition was significantly improved with new design and this is an important advantage of VDI 2167 since hygienic and healthy medium is an important parameter in hospital air conditioning and ventilation systems.

KEYWORDS: Exergy, Energy, Hospital ventilation and air conditioning systems, Hygienic ventilation and air conditioning systems.

İçindekiler

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
Çizelgeler Dizini	vi
Şekiller Dizini	vii
Simgeler Dizini	viii
1-GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ	2
3. MATERYAL VE YÖNTEM	5
3.1 HİJYENİK KLİMA SİSTEMLERİ	5
3.1.1. Hastalıklardan Korunma ve Tedavide İklimlendirme.....	5
3.1.2. Hastane Kliması ve Konfor Kliması Arasındaki Farklar	5
3.1.3. Hastane İklimlendirme Sistemlerinde Tasarım Parametreleri	6
3.1.3.1. Sıcaklık.....	6
3.1.3.2. Bağlı Nem Oranı	6
3.1.3.3. Parçacık ve Mikroorganizma Sayısı	7
3.1.3.4. Hava Hızı ve Hava Dağılımı	7
3.1.3.5. Basınçlandırma.....	9
3.1.3.6. Taze Hava ve Toplam Hava Değişim Sayıları	10
3.1.3.7. Havanın Toplanış Şekli	10
3.1.4. Hastanelerde Ameliyathane İklimlendirmesi	11
3.1.5. Ameliyathane Klima Santrallerinin Özellikleri	12
3.1.6 Hastane İklimlendirme Sisteminde Bulunan Elemanlar	15

3.1.6.1. Hava Kanalları	15
3.1.6.2. Sızdırmaz Damperler	15
3.1.6.3. Hava Akış Kontrol Elemanları.....	16
3.1.7. Hastane İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Tasarrufu.....	27
3.1.7.1. Projelendirme Aşamasında Göz Önünde Bulundurulması Gerekli Hususlar	27
3.1.8. Dünyada ve Ülkemizde Kullanılan Standartlar, Yeni Yaklaşımlar ve Standart Taslakları.....	29
3.2. EKSERJİ ANALİZİ	31
3.2.1. Bir Akışkan Akımının Ekserjisi	32
3.2.2. Isı, İş ve Kütle ile Ekserji Geçişi.....	34
3.2.2.1. Isı Geçişi (Q) ile Ekserji Geçişi	34
3.2.2.2 İş (W) ile Ekserji Geçişi	35
3.2.2.3 Kütle (m) ile Ekserji Geçişi	35
3.3. Kontrol Hacimleri İçin Ekserji Dengesi.....	36
3.4. Sürekli Akışlı Sistemler İçin Ekserji Dengesi.....	37
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	38
4.1. Enerji Maliyeti Hesabı	38
4.2. İklimlendirme Sistemleri İçin Ekserji Analizi	48
4.2.1. Isı Transferinin Ekserjisi	48
4.2.2. Sistemde Yapılan İş Nedeniyle Meydana Gelen Ekserji	49
4.2.3. Nemli Havanın Ekserjisi	49
4.2.4. Toplam Ekserji Miktarı	50
4.3. 1 Numaralı Ameliyathane İçin Ekserji Kaybı Hesabı.....	51
4.3.1. Soğutma Durumunda Ekserji Kaybı Hesabı	51
4.3.2. Isıtma Durumunda Ekserji Kaybı Hesabı	54

5. SONUÇ	57
KAYNAKLAR	58
EKLER.....	61
E1 - Fan seçim diyagramı 1	61
E2 – Fan seçim diyagramı 2.....	62
E3 - Fan seçim diyagramı 3	63
E4 – Fan seçim diyagramı 4.....	64
E5 – Fan seçim diyagramı 5.....	65
ÖZGEÇMİŞ	66
TEŞEKKÜR.....	67

Çizelgeler Dizini

Tablo 3.1. Standart ve kılavuzlarda verilen tasarım değerlerinin karşılaştırma tablosu .	31
Tablo 4.1. VDI 2167 standardında istenilenlere göre yapılan hesaplamalarla mevcut proje üzerinde belirlenmiş olan değerlerinin karşılaştırılması	39
Tablo 4.2. VDI 2167 standardında istenilenlere göre yapılan hesaplamalarda bulunan aspiratörlere ait debi ve basınç kaybı değerleri ile mevcut proje değerleri.....	40
Tablo 4.3a. Projenin VDI 2167 standartlarında istenilen şartlara göre tasarlanmış olması durumunda hesaplanan yıllık enerji maliyeti	43
Tablo 4.3b. Dış mahalle direkt bağlantılı aspiratörlerin güçleri	43
Tablo 4.4. Mevcut proje üzerindeki değerlere göre hesaplanan yıllık enerji maliyeti....	45
Tablo 4.5a. Projenin VDI 2167 standartlarına göre tasarlanmış olması durumunda hesaplanan yıllık enerji maliyeti	46
Tablo 4.5b. Dış mahalle direkt bağlantılı aspiratörlerin gücü.....	46
Tablo 4.6. Mevcut proje üzerindeki değerlere göre hesaplanan yıllık elektrik maliyeti.	47
Tablo 4.7. 1 Nolu Ameliyathane İçin Isı Kazancı Değerleri.....	51
Tablo 4.8. 1 Nolu Ameliyathane İçin Ekserji Kaybı Değerleri.....	53
Tablo 4.9. 1 Nolu Ameliyathaneye ait Ekserji Kayıplarının Oransal Olarak Dağılımı ..	53
Tablo 4.10. 1 Nolu Ameliyathane İçin Isı Kaybı Değerleri.....	54
Tablo 4.11. 1 Nolu Ameliyathane İçin Ekserji Kaybı Değerleri.....	55
Tablo 4.12. 1 Nolu Ameliyathaneye ait Ekserji Kayıplarının Oransal Olarak Dağılımı	55

Şekiller Dizini

Şekil 3.1 a ve b-Türbülanslı Temiz Odalarda Hava Dağılımı.....	8
Şekil-3.2 Laminer Akış	9
Şekil 3.3 – Ameliyathane İklimlendirmesi	11
Şekil 3.4 – Hijyenik Klima Santrali	13
Şekil-3.5.a Hijyenik Klima Santral Hücresi.....	14
Şekil-3.5.b Sıvı conta uygulaması.....	14
Şekil 3.6 – Motorlu Damper	15
Şekil 3.7 - VAV kutu elemanları.....	17
Şekil 3.8 - VAV Kutusu	17
Şekil 3.9 CAV Kutusu	18
Şekil 3.10 - CAV Kutusu	18
Şekil 3.11 – Kanal Tipi Elektrikli Isıtıcı	19
Şekil 3.12 – Isı geri kazanımlı santral örneği.....	20
Şekil 3.13 – Isı geri kazanım cihazı	21
Şekil 3.14 – Susturucu	21
Şekil 3.15 – HEPA Filtre	22
Şekil 3.17 Laminizatör	24
Şekil 3.18 Laminer Akış	25
Şekil 3.19 – Laminer akış ünitesi.....	26
Şekil 3.20 – Laminer akış üniteli iklimlendirme sistemi	26

Simgeler Dizini

v : Özgül hacim, m^3/kg

\emptyset : Özgül kapalı sistem enerjisi, kJ/kg

Ψ : Akış ekserjisi, kJ/kg

dE_{cv}/dt : Sabit kontrol hacminde zamana göre ekserji değişimi

e : elektriğin birim fiyatı, kr/kW

e : Özgül toplam enerji, kJ/kg

e_c : Kontrol hacminden çıkan birim kütlenin ekserji değeri (kJ/kg)

e_g : Kontrol hacmine giren birim kütlenin ekserji değeri (kJ/kg)

E_A : Aydınlatma ısı transferi nedeniyle oluşan ekserji (W)

E_d : Ekserji kaybı (W)

E_e : Sızıntıyla meydana gelen ısı kaybı ekserjisi, W

E_l : İletimle ısı transferi nedeniyle oluşan ekserji (W)

$E_{K.S.}$: Klima santralının tükettiği günlük enerji maliyeti, TL

E_s : Radyasyon transferin nedeniyle oluşan ekserji (W)

E_V : İnsanlardan gelen ısı transferiyle oluşan ekserji, W

F : Santralin tükettiği güç, kW

g : Yerçekimi ivmesi, m^2/s

h : Ögül entalpi, kJ/kg

ITK: Isıtma tesir katsayısı

m_g : Kontrol hacmine birim zamanda giren kütle miktarı (kg/s)

m_c : Kontrol hacminden birim zamanda çıkan kütle miktarı (kg/s)

P: Basınç, kPa

P_0 : Çevre basıncı, kPa

Q: Toplam ısı geçişi, kJ

Q_A : Odada bulunan aydınlatma ekipmanlarından gelen enerji transferi (W)

Q_i : T_i sıcaklığındaki yüzeylerden (cam, duvar) iletimle olan ısı transfer enerjisi (W)

Q_e : Sızıntı sonucu meydana gelen ısı kaybı, W

$Q_{I,CAM}$: Camdan mahale iletimle geçen ısı enerjisi (W)

$Q_{I,DUVAR}$: Duvardan mahale iletimle geçen ısı enerjisi (W)

Q_K : T_K anlık sıcaklığında sistemin sınır bölgede gerçekleşen ısı transferi (W)

Q_s : T_s sıcaklığındaki kaynaktan transfer olan radyasyon enerjisi (W)

$Q_{soğ.}$: Klima santralinin soğutma kapasitesi, kW

$Q_{sic.}$: Klima santralinin ısıtma kapasitesi, kW

Q_V : Odada bulunan insanlardan gelen duyulur ve gizli ısı enerjisi toplamı (W)

s: Özgül entropi, kJ/kg.K

STK: Soğutma tesir katsayısı

t: Santralin günlük çalışma saati, h/gün

T: Sıcaklık, °C veya K

T_A : Aydınlatma cihazı yüzey sıcaklığı (K)

T_i : İletimle ısı transfer edilen yüzey sıcaklığı (K)

T_K : Her bir enerji kaynağı için anlık sıcaklık (K)

T_{KT} : Çevrenin kuru termometre sıcaklığı (K)

T_s : Radyasyon kaynağı sıcaklığı (K)

T_V : İnsan vücut sıcaklığı K

T_0 : Çevre sıcaklığı, °C veya K

u : Özgül iç enerji, kJ/kg

V : Hız (m/s)

W : Kontrol hacmi dahilinde yapılan iş (W)

W_{komp} : Santraldeki kompresörün harcadığı güç, kW

W_{fan} : Santral fanının harcadığı güç, kW

W_{asp} : Santral aspiratörünün harcadığı güç, kW

$X_{akış}$: Akış ekserjisi, kW

z : Yükseklik, m

1-GİRİŞ

Hastaneler özel ortamlar olup, hastanede bulunan ortamların havasındaki kirleticiler dış ortama nazaran daha az olmalıdır. Başka bir değişle hastanelerde bulunan tüm ortamların havasının hijyenik ve temiz olması gerekmektedir. Doğru bir iklimlendirme işleminin hastalıklardan korunma ve tedavide yardımcı bir etken olduğu tıbben kanıtlanmıştır.

Kimi ortamlarda havadaki kirleticilerin normalin altında tutulması yeterli sayılırken, kimi ortamlarda ise yüksek hijyen derecelerinin sağlanması gerekmektedir.

Hastanelerde bulunan ortamlar sağlanması gereken hijyen seviyesine göre iki başlık altında toplanabilir:

- 1- Yüksek ve çok yüksek hijyen gereksinimi olan ortamlar (sınıf 1)
- 2- Birinci sınıf ortamlara nazaran daha az seviyede hijyen gereksinimi olan ortamlar (sınıf 2).

Hastane ortamlarında özellikle de ameliyat odalarında hijyenik hava kullanılmasının temel nedeni mikroorganizmalardan arındırılmış bir ortam yaratıp, yaratılmış bu hijyenik ortamı korumaktır. Yaratılan bu ortam hastadan hastaya, hastadan personele ve personelden hastaya patojen geçiş riskini azalttığı gibi, herhangi bir ameliyat geçiren hastalarda ameliyat sonrası gözükten enfeksiyon riskini de azaltmaktadır. Bu nedenle hastane hijyenik ortamlarına hizmet veren klima ve havalandırma sistemleri büyük önem arz etmektedir.

Hastane hijyenik ortamlarına hizmet eden klima ve havalandırma sistemlerinin bu mahallere özgü belirli tasarım şartlarını sağlayabilmesi gerekmektedir. Bu tip mahallere hizmet veren sistemler mahallerin büyük çeşitlilik gösteren sıcaklık ve nem ihtiyaçlarını karşılayabilmesinin yanı sıra mahallere sağlanan havanın temizliği, miktarı ve mahallerin basınçlandırılması gibi şartları sağlayabilmelidir (Anıl ve ark. 2008).

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Hijyenik klima sistemleri birçok yönden incelenebilecek önemli bir konudur ve bu konuyla ilgili yayınlanmış birçok yayın bulunmaktadır. Konunun insan sağlığı ile doğrudan ilgili olması sonucu oldukça fazla ilgilenilen bir konudur. Bu tip sistemlerin enerji maliyetleri de yüksek olduğundan sistemlerin enerji maliyeti üzerinde de çeşitli incelemeler yapılmıştır.

Mobedi 2003 Ameliyathane Klima ve Havalandırma Sistemleri adlı makalesinde, genel olarak ameliyathane iklimlendirmesi üzerinde durulmuş ve ameliyathanelerde hava akış kontrol cihazları hakkında genel bilgi verilmiştir. Ameliyathane klima ve havalandırma sistemlerinin, DIN 1946/4 standardında ameliyathane şartlarını sağlaması gerektiğinden, ortam sıcaklığının ve taze hava oranlarının bu standarda göre olması gereken değerlerinden bahsedilmiştir. Ameliyathane klima santrallerinin özelliklerinden bahsedilmiş ve ameliyathane havalandırma sistemindeki elemanlardan söz edilmiştir. VAV kutusundan, laminer akış ünitesinden ve HEPA filtreden genel olarak bahsedilmiştir.

Güven 2003 Ameliyathanelerde Hijyenik Klima adlı makalesinde, DIN 1946/4'e göre hijyenik klima tesisatının tasarım kriterlerinden ve sistemde bulunan ekipmanlardan ve bunların sahip olması gereken özelliklerinden bahsedilmiştir. Odalar arasındaki hava akışının hangi yönlerden olması gerektiği ve ortam şartları tablolar halinde verilmiştir.

Kıncay ve ark 2004 İstanbul'da Bulunan Bir İş Merkezindeki Örnek Bir Katın Soğutma Sezonunda Ekserji Analizi adlı makalesinde kısaca ekserji analizinden söz edilmiş ve soğutma durumunda çalışan bir iklimlendirme sisteminin ekserji analizi yapılırken kullanılan bağıntılar verilmiştir. Bir iş merkezinde bulunan bir katın da ekserji analizi sonucu bulunan sonuçlar verilmiştir.

Anonim 2003 HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics adlı ASHRAE yayınları kitabında, hastane klima ve havalandırma sistemi tasarımında gerekli bilgiler ve uyulması gereken standartlar detaylı olarak verilmiştir.

Brunner 2005 New Guidelines for Hospitals in Switzerland and Germany adlı makalede VDI 2167 standardının genel özelliklerinden ve standardın getirdiği yeniliklerden bahsedilmiştir. Özellikle ameliyat odalarında değişen yenilikler üzerinde durulmuştur.

Anıl ve ark 2007 Hastane Hijyenik Ortamları Klima ve Havalandırma Sistemleri adlı makalede Klima santrallerinden, klima santrallerinde bulunan elemanlardan ve klima sisteminde bulunan elemanlardan söz edilmiştir. Klima santrali üzerinde bulunan elemanlar olan filtreler, serpantinler, nemlendirici, fan ve motor, susturucu ve kasetten kısaca bahsedilmiştir. Kanal sistemi, VAV kutusu, CAV kutusu, kanal tip elektrikli ısıtıcılar, HEPA filtre ve kutusu ve laminer akış üniteleri hakkında bilgi verilmiş ve bunları olması gereken özellikleri verilmiştir.

Anıl ve ark. 2007 Hastane Hijyenik Ortamları İçin Klima ve Havalandırma Sistemleri Tasarım Parametreleri adlı makalede hastane içerisindeki hijyenik ortamlardan ve bu ortamların klima sistemlerini dikkat edilmesi gereken hususlardan kısaca söz edilmiş ameliyathane tasarım kriterleri üzerinden bir miktar daha detaylı bahsedilmiştir. Ayrıca hastane ortamlarında kirliliğe neden olan kaynaklardan ve bu kirliliği azaltmak için neler yapılabileceği de anlatılmıştır.

Anıl ve ark. 2008 Hastanelerin Hijyenik Sınıf 1 Ortamlarında Kullanılan Klima ve Havalandırma Sistemleri İçin Tasarım Parametreleri adlı makalede hastane içindeki mahallerde sıcaklık, nem, parçacık ve mikroorganizma sayısı, hava hızı ve hava dağılımı, basınçlandırma ve taze hava ve toplam hava değişim sayılarının nasıl olması gerektiğinden ve bunların öneminden bahsedilmiştir. Ayrıca ameliyathane, doğumhane, yoğun bakım odaları v.b. gibi hastane içindeki bazı mahallerin ortam şartlarının nasıl olması gerektiğinden söz edilmiştir.

Anonim 2008 İSKİD'in yayınladığı Hastanelerde Hijyen ve Klima Tesisatı adlı yayında hijyen ve insan sağlığının öneminden bahsedilmiş, hastanelerde hijyen kontrolünden ve hastanelerdeki steril alanların klima sistemlerinin tasarımından söz edilmiştir.

Çimen 2005 Klima Santrallerinde Enerji Tasarrufu adlı makalede klima santrallerinde enerji kaybına sebebiyet veren hususlardan söz edilmiştir. Sistem izolasyonunun, ekipman seçimi ve projelendirilmesinin ve sistem işletiminin klima sistemlerinin enerji maliyetleri üzerinde büyük etkisi olduğundan bahsedilmiş ve bu hususların enerji tasarrufu yapmak için ne şekilde planlanması gerektiğinden bahsedilmiştir. Ayrıca yapılabilecek bazı teknolojik ilavelerle enerji tasarrufu yapılabileceği anlatılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 HIJYENİK KLİMA SİSTEMLERİ

3.1.1. Hastalıklardan Korunma ve Tedavide İklimlendirme

Hastane iklimlendirmesi sadece konforu iyileştirmekten daha önemli bir rol oynar. Birçok durumda hastanın terapisinde iklimlendirme bir faktör olurken bazı durumlarda temel tedavi elemanıdır.

Araştırmalar kontrol edilen bir çevredeki hastaların, genellikle kontrolsüz çevredeki hastalara oranla çok daha hızlı bir şekilde iyileşme gösterdikleri kanıtlanmıştır.

Örneğin yüksek tiroid hastaları sıcak ve nemli ortamlara karşı çok fazla toleranslı değildirler. Soğuk ve kuru hava deriden radyasyon ve buharlaşma yoluyla ısı kaybı sağladığından hasta için iyi bir çevre oluşturur.

Kalp hastaları, normal ısı kaybını sağlayacak bir dolaşıma sahip olmayabilirler. Kalp hastalıkları bölümüne veya özellikle dolaşım güçlüğü çeken kalp hastası odalarına iklimlendirme uygulamak tedavinin bir gereğidir.

Sıcak ve kuru bir çevre de eklem romatizması hastalıklarında oldukça başarılı olmuştur (32 °C ve %35 Bağıl nem).

Yanık hastaları sıcak ve nispeten nemli havaya gerek duyar. Bir yanık tedavi bölümünde sıcaklığın 32°C ve bağıl nemin %95'ler düzeyinde tutulduğu sıcaklık kontrollerine gerek duyulur (Anonim 2005).

3.1.2. Hastane Kliması ve Konfor Kliması Arasındaki Farklar

Konfor klimalarında, kontrol edilmesi istenen parametrelerden sıcaklık, nem ve taze hava yeterli olurken hastane klimalarında ise sıcaklık, nem, taze hava, partikül ve mikroorganizma sayısı, hava hızı ve hava dağılımı ve basınçlandırmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu şartların tümünü birden sağlamak oldukça zordur.

Dışarıdan alınan ve ortama verilen havanın filtrelenmiş ve mümkün olduğu kadar canlı ve cansız partiküllerden arındırılmış olması gerekmektedir.

Hastanenin ısıtılması, soğutulması, nem oranının ayarlanmasına ek olarak kesinlikle hastanenin bütün ortamlarına taze hava verilmelidir.

Hava akışına dikkat edilmelidir. Genelde hava akışı hijyen derecesi yüksek ortamdaki hijyen derecesi düşük ortama doğru olmalıdır.

Hastane klima ve havalandırma sistemleri direk insan sağlığı ile ilgili olduğundan hava şartları daha hassas ve daha güvenilir şekilde tasarlanıp kontrol altında tutulmalıdır.

Her ortam değişik sıcaklık, nem, taze hava oranı, partikül ve mikroorganizma sayısı gerektirdiğinden, hastanelerde zon sayısının artırılmasını gerektirir ve bu da tasarım ve kontrol zorluğuna neden olmaktadır (Mobedi 2003).

3.1.3. Hastane İklimlendirme Sistemlerinde Tasarım Parametreleri

3.1.3.1. Sıcaklık

Ortam sıcaklığının en büyük etkisi hastaların ve personelin konfor hissi üzerinde olmaktadır. Özellikle hijyenik ortamlarda koruyucu kıyafet giymiş ve belirli bir fiziksel faaliyet içerisinde bulunan hastane personelinin konsantrasyonu ve bunun sonucunda yapılmakta olan faaliyetin başarısı personelin konforuna ve dolayısıyla ortam sıcaklığına bağlıdır.

Ortam sıcaklığının belirlenmesinde konfor şartlarından daha büyük öneme sahip diğer bir unsur ise ortamda yapılmakta olan faaliyettir. Özellikle ameliyat odalarının sıcaklıklarını belirlerken personelin konforundan ziyade yapılan ameliyatın türü rol oynamaktadır. Ortam sıcaklığı belirlenirken mikroorganizmaların üremesini olumsuz etkileyecek ve hastanın bağışıklık sistemine olumsuz bir etkisi olmayacak şartların yaratılması göz önünde bulundurulmalıdır (Anıl ve ark. 2008).

3.1.3.2. Bağlı Nem Oranı

Ortamın bağlı nem oranı da konfor hissini büyük ölçüde etkilemektedir. Özellikle ortam sıcaklığının düşük ve bağlı nemin yüksek olduğu durumlarda konfor hissi oldukça azalmaktadır. Bunun sebebi de personelin nemden kaynaklanan yüksek sıcaklık hissini, ortam sıcaklığı yüksekliğiyle karıştırmasıdır. Bu durumda ortam sıcaklığı

düşürülmekte ve oda içinde düşük sıcaklıklı ve yüksek nem oranı olan bir ortam meydana gelmektedir.

Bağıl nem oranının belirlenmesi de yine sıcaklığın belirlenmesinde olduğu gibi hastanın bağışlık sistemine olumsuz bir etkide bulunmayacak fakat mikroorganizma gelişimini de arttırmayacak şekilde olmalıdır (Anıl ve ark. 2008).

3.1.3.3. Parçacık ve Mikroorganizma Sayısı

Hastane hijyenik ortamları kapalı mahaller oldukları için havanın parçacıklarından arındırılmadan ortama verilmesi durumunda, ortamda parçacık sayısı sürekli artma eğiliminde olacaktır. Buna bağlı olarak mikroorganizma miktarında da bir artış meydana gelecektir.

Filtreleme ile parçacık ve mikroorganizma sayısını kontrol altında tutmayı zorunlu hale getiren, gerek içeride olan gerekse taze hava ile ortama giren mikroorganizma taşıyan parçacıkların ortamdaki miktarlarının azaltılması gerekliliğidir. Bu sayede solunum yolları veya ameliyat bölgelerinden vücuda giren yaşayabilir mikroorganizma birikimini en aza indirmek amaçlanmaktadır (Anıl ve ark. 2008).

3.1.3.4. Hava Hızı ve Hava Dağılımı

Üfleme havası hızı konfora etki etmesinin yanında, özellikle ameliyat bölgesi üzerinde kurumaya sebep verdiği için önemlidir. Ayrıca hava hızı türbülansa sebebiyet vermeyecek, dolayısıyla havanın karışmamasını ve daha önce çökelmiş parçacık ve mikroorganizmaların yeniden yükselmemesini sağlayacak düzeyde seçilmelidir (Anıl ve ark. 2008).

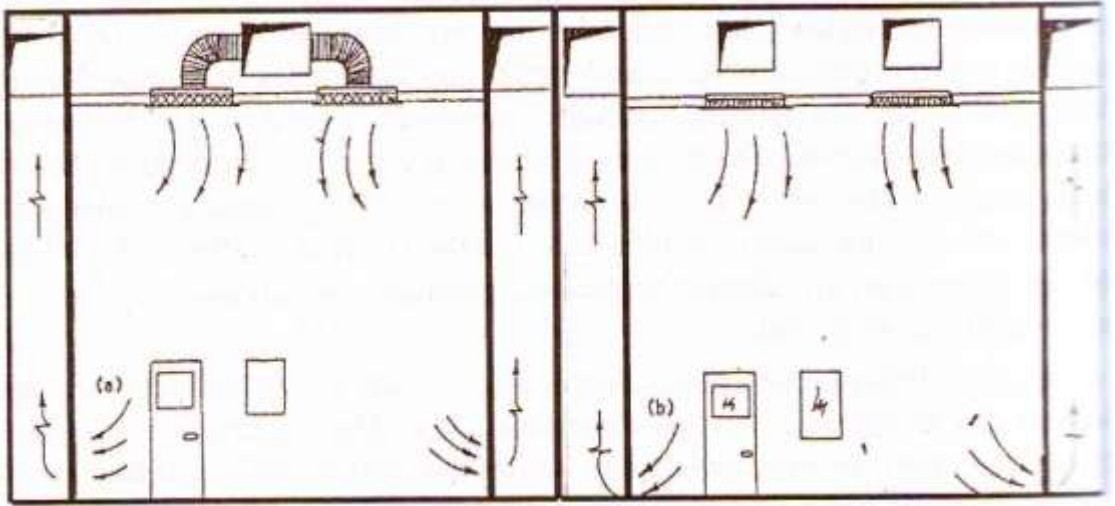
Hava dağılımı da hastane içerisinde hijyenik bir ortam oluşturması açısından önemlidir. Hava dağılımını etkileyen en önemli faktör hava üfleme ve emiş menfezlerinin yerleri ve bunların cinsleridir. İstenilen temizlik sınıfı, içerideki cihazların yerleşim durumu, binanın inşai durumu ile bunu klima santrallerinin yerleşimine ve en önemlisi bu işe ayrılacak kaynak miktarı, hava dağılım sistemi seçimini etkiler.

Genel olarak hava dağılımı laminer ve türbülanslı olmak üzere ikiye ayrılır. Laminer akışta hız çizgileri birbirine paralel ve hız yaklaşık olarak her yerde aynıdır. Türbülanslı

akışa göre çok daha uygun bir yöntemdir. Türbülanslı akışta havadaki tanecikler yüzeylere çok fazla çarpmakta ve buralarda birikmektedir. Bu yüzden türbülanslı akış olan ortamlarda çok daha fazla mikroorganizma birikir. Bu sebeple özellikle ameliyathane masaları üzerinde laminer akış sağlanmalıdır (Yamankaradeniz ve ark. 2008).

3.1.3.4.1. Türbülanslı Odalarda Hava Dağılımı

Genel olarak türbülanslı temiz odalarda, temiz hava tavandaki bir menfez yardımı sisteminden odaya girerek döşemeye yakın duvar üzerindeki dönüş menfezlerinden odayı terk eder. Türbülanslı akışta, havadaki tanecikler etrafa yayılır ve bu durum hijyen açısından sakıncalıdır. Ayrıca düşük hızlarda taneciklerin çökerek oda içinde birikmesi söz konusu olacağı gibi yüksek hızlarda da birbirlerine çarparak büyümeleri söz konusudur. Şekil-1'de türbülanslı hava dağılımını sağlayan iki örnek gösterilmiştir. Şekil-1.a'da hava kanallarla getirilerek müstakil hepa filtre kabinlerine bağlanmakta, Şekil-1.b'de ise kanal yerine asma tavan arası, plenum gibi kullanılarak hava dağıtılmaktadır. Her iki odada da hava döşemeye yakın yerleştirilen menfezlerden dışarı atılmaktadır (Yamankaradeniz ve ark. 2008).



Şekil 3.1 a ve b-Türbülanslı Temiz Odalarda Hava Dağılımı

(Yamankaradeniz ve ark. 2008)

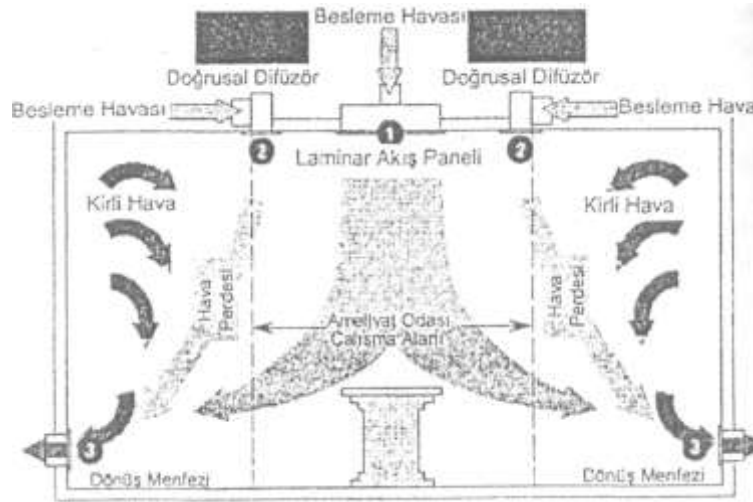
3.1.3.4.2. Laminer Hava Akışlı Temiz Odalar

Düsey akışlı laminer sistemlerde, aşağı doğru olan akış hasta ile ameliyat ekibi arasında bir perde oluşturur. Böylece ameliyat odasının diğer bölgelerinden ameliyat

ekibinin olduğu bölgeye doğru olan veya ameliyat ekibi ile hasta arasındaki kütle transferi engellenmektedir.

Laminer akış ünitesi; bağlantı kanalı, HEPA filtre ve yuvası, plenum kutusu ve laminizatörden oluşmaktadır. Kanaldan gelen HEPA filtreden geçer daha sonra düzgün bir akış sağlanarak ortama verilir. Laminer akış ünitesi havanın son çıkış olduğundan hijyenik yapı ve malzemede olmalıdır.

ASHRAE standartlarında laminer akışlı sistemlerde hava hızı 0,25-0,45 m/s arasında olması önerilir. Ancak yapılan çalışmalar sonucunda uzun süren ameliyatlarda ameliyat ekibinin rahatsız olmaması ve hava kalitesi açısından bu hızın 0,2-0,24 m/s civarlarında olması uygun görülmüştür (Yamankaradeniz ve ark. 2008).



Şekil-3.2 Laminer Akış (Yamankaradeniz ve ark. 2008)

3.1.3.5. Basınçlandırma

Hijyenik ortamların temiz kalabilmesi için çevresindeki daha az hijyenik olan ya da hijyenik olmayan mahallerden kirleticilerin hava yoluyla taşınmaması gerekmektedir. Pratikte uygulanan, ortamlar arası hava akışının en temiz mahalden en kirliye doğru yapılması şeklindedir. Buna pozitif basınç denilmekte ve ortamdan çekilen havanın ortama üflenen havadan daha az tutulmasıyla sağlanır. Genelde ameliyathane ve yoğun

bakım gibi 1.sınıf ortamlara pozitif basınç uygulanırken, bulaşıcı hastalıkların kontrol altında tutulduğu ve havanın dışarı yayılması istenmeyen bölümlere ise bunun tam tersi yani negatif basınç uygulanır.

3.1.3.6. Taze Hava ve Toplam Hava Değişim Sayıları

Ortamlarda iç hava kalitesinin korunabilmesi için hava değişim sayıları önem arz etmektedir. Ortama verilen taze hava ile ortamdaki iç hava kalitesinin oksijen yönünden korunmasının yanı sıra, kimyasal gaz konsantrasyonu ve/veya parçacık miktarı azaltılmaktadır. Ortamda yapılmakta olan aktivitelerin gerekliliğine ve ortamdaki kirleticilere bağlı olarak ortama sağlanan hava %100 taze veya uygun şekilde filtrelenen sirkülasyon havası ile karıştırılmış taze hava olabilir (Anıl ve ark 2008).

3.1.3.7. Havanın Toplanış Şekli

Ameliyat odaların havanın toplanışı iki şekilde yapılır:

- 1- Karşılık iki duvardan tabana yakın bir yerden
- 2- Karşılıklı duvardan 2/3'ü tabana yakın yerden, 1/3'ü tavana yakın yerden toplanır. Mümkünse karşılıklı duvardan dört noktadan 2/3'ü tabana yakın yerden, dört noktan 1/3'ü tavana yakın yerden toplanması, ameliyat odasında optimum bir laminar akış oluşmasını sağlar (Yamankaradeniz ve ark. 2008).



Şekil 3.3 – Ameliyathane İklimlendirmesi (www.alperen.com.tr)

3.1.4. Hastanelerde Ameliyathane İklimlendirmesi

Yapılan çalışmalar, ameliyat sonrası hastaların enfeksiyona yakalanma riskinin ameliyathane hava kalitesi ile ilişkili olduğunu göstermiştir. Ameliyathanelerde partikül ve mikroorganizma sayısı arttıkça, ameliyat sonrası enfeksiyona yakalanma riski de artmaktadır. Prensip olarak ameliyathanelerde partikül ve mikroorganizma üretimini veya transferini engellemek mümkün değildir. Ameliyat ekibinin her hareketi ile binlerce partikül ve mikroorganizma ortama yayılmakta veya ameliyathane odasına giren her kişi, cihaz ve alet ile partiküller ortamın içine transfer edilmektedir.

Bu nedenle ameliyathanelerde partikül ve mikroorganizma sayısının sınırlandırılması veya istenilen seviyelerde tutulması ancak ortama sürekli temiz havanın verilmesi ve ortamdan partikül konsantrasyonu yüksek olan havanın alınması ile mümkün olmaktadır. Ameliyathanelerde klima ve havalandırma sistemlerinin amacı yalnızca ortam konforunu sağlamak değil ortamdaki partikül ve mikroorganizma sayısını da istenilen seviyelerde tutmaktır.

Ameliyathane klima havalandırma sisteminin amaçlarını özetlersek;

- Ameliyathane ısı yüklerinin yenilmesi ve ortamın istenilen sıcaklıkta tutulması
- Ameliyathane istenilen nem oranının sağlanması
- Ameliyathanede bulunan narkoz ve istenmeyen gazların konsantrasyonunun mümkün olduğunca düşürülebilmesi
- Partikül ve mikroorganizma sayılarının mümkün olduğu kadar azaltılması olarak söyleyebiliriz.

3.1.5. Ameliyathane Klima Santrallerinin Özellikleri

Ameliyathane klima ve havalandırma sistemlerinin amacı yalnızca ortam konforunu sağlamak değil, ortamdaki partikül ve mikroorganizma sayısını da istenilen seviyelerde tutmaktır.

Hijyenik klima santrallerinin en önemli özelliği temizlenebilir olmasıdır. Bu nedenle klima santrallerinin bütün elemanlarının teknik servis ekibince ulaşılabilir olması gerekmektedir. Özellikle serpantinler, filtreler ve vantilatörler kızıllı olup, dışarı çıkarılabilmelidir.

Serpantinler üzerinde hava hızı mümkünse 2,5m/s'yi geçmemelidir. Bu hem serpantinlerin mümkün olduğu kadar ince tutulup kolay temizlenebilmesini hem de vantilatörün az elektrik harcayıp işletme masraflarının düşük olmasını sağlar. Bunu yanında serpantin yüzeyindeki hızın düşük olması, mikroorganizmaların en fazla ürediği ortam olan damla tutucunun konulmasına gerek bırakmaz. Serpantin üzerinde mikrop tutmayan bir kaplamanın olması, özellikle soğutucu serpantin üzerinde mikroorganizmaların oluşmasını en az seviyeye indirir.

Hijyenik klima elemanlarının korozyona dayanıklı olması gerekir. Pratikte, galvaniz saclar korozyona çok fazla dayanıklı olmadıklarından paslanmaz saclar kullanılmaktadır.

Hijyenik klima santrallerinde kesinlikle iki kademe filtre olmalıdır.

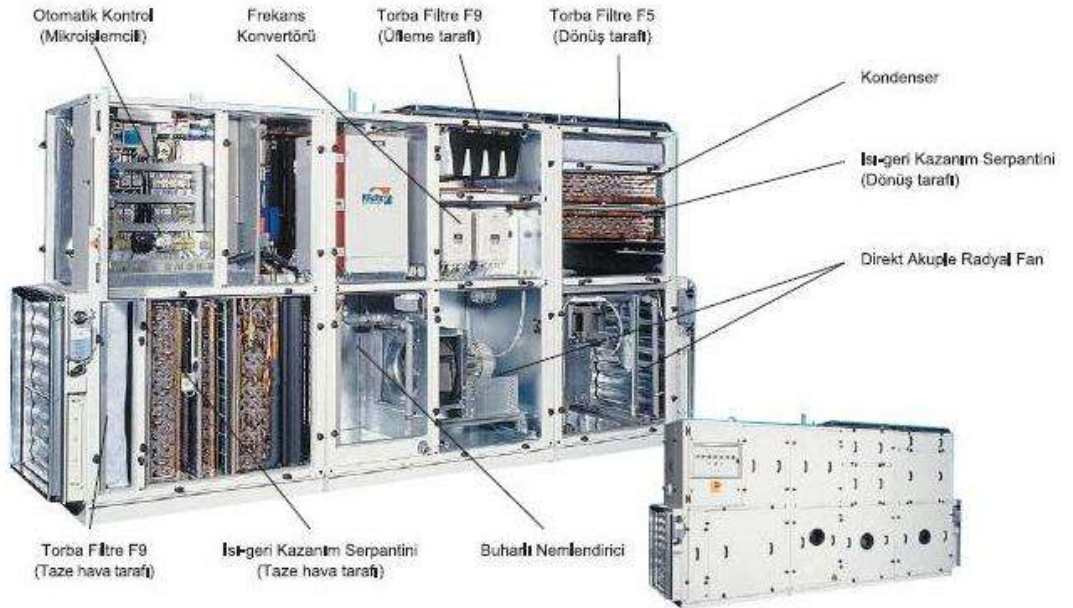
Hava kaçak oranı mümkün olduğunca az olmalıdır. Sistemin durması durumunda, partiküllerin santral içine girmesini engellemek için santral girişlerine motorlu damper konulmalıdır. Santral sifonlarından santral içerisine hava girmesi de önlenmelidir.

Santralin iç yüzeyleri düz olmalı, herhangi bir girinti ya da çıkıntı olmamalıdır. Girinti ve çıkıntılar partikül birikimine neden olmaktadır. Panel birleşmelerinde toz ve kir birikmemesi için hijyenik conta kullanılmalıdır.

Her ne kadar sulu nemlendiricilerin kullanılmasını şartlı olarak izin veriliyor olsa da, klima santral içinde mikrobiyolojik oluşumlara neden yol açmamak için sulu nemlendiriciler yerine buharlı nemlendiriciler tercih edilmelidir.

Fan, soğutma serpantini, filtre ve nemlendirici hücreleri aydınlatma ve gözetleme camlı olmalıdır. Ancak bütün hücrelerin aydınlatma ve gözetleme camlı olmasında fayda vardır. Santral açılmadan santral iç elemanlarının kontrol edilmesini sağlamaktadır.

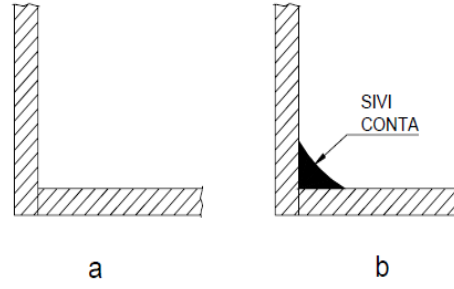
Santral çıkışında ses seviyesini düşürmek amacıyla susturucu konulması tavsiye edilmektedir. Şüphesiz ikinci kademe filtrenin susturucudan sonra santral çıkışında olması gerekmektedir (Mobedi 2003).



Şekil 3.4 – Hijyenik Klima Santrali (www.rox-online.de)



Şekil-3.5.a Hijyenik Klima Santral Hücresi (www.mmoistanbul.org/yayın/tesisat/93/2/)



Şekil-3.5.b Sıvı conta uygulaması (www.mmoistanbul.org/yayın/tesisat/93/2/)

3.1.6 Hastane İklimlendirme Sisteminde Bulunan Elemanlar

3.1.6.1. Hava Kanalları

Hava kanalları mümkün olduğunca kısa olmalı ve galvaniz sac veya buna benzer bir malzemeden imal edilmelidir. Fleksibül kanallar sadece cihaz bağlantı ağzlarında tercih edilmeli ve 2 metreden fazla olmamalıdır.

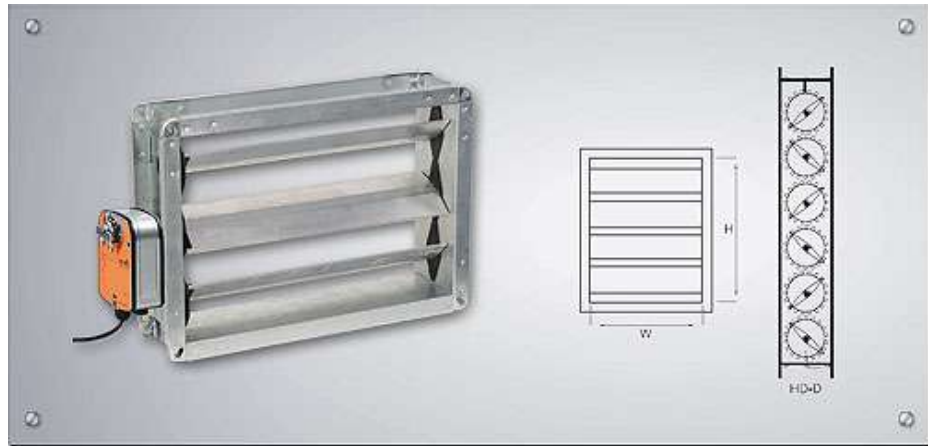
Birbirleri arasında hava akışı olması istenmeyen mahallerden geçen kanallarda hava sızdırmaz özellikte damperler kullanılmalıdır.

Kanal hatları üzerinde temizlik ve dezenfeksiyon için yeterince müdahale kapağı olmalıdır.

Class 1 özelliğine sahip odalara hizmet veren kanalların mümkün olduğunca kısa yapılmasına dikkat edilmelidir. Bunu temin etmek için havalandırma santrallerinin mümkün olduğunca oda veya oda gruplarına yakın bir noktaya konulmalıdır (Mobedi 2003, Güven 2003).

3.1.6.2. Sızdırmaz Damperler

Klima santrali çalışmadığı zamanlarda mahal içerisinde yaratılan hijyenik ortamı bozmamak için motorlu sızdırmaz damperler kullanılmalıdır. Bu damperler enerji kesilmesi durumlarında ve klima santralleri çalışmadığı zamanlarda kendi kendine kapanabilmeli ve tam sızdırmaz özellikte olmalıdır.



Şekil 3.6 – Motorlu Damper (www.elektroteknik.com.tr)

Motorlu sızdırmaz damperler :

- Farklı oda sınıflarını besleyen klima santralinin bu odaları besleyen kanalların ayırım yerlerine
- Birden fazla katı besleyen klima santralinin kat branşmanları arasında
- Kullanıcılar tarafından istenmesi durumunda aynı sınıf özelliğine sahip odaların kanal ayırım yerlerinde
- Son kademe filtrelerin klima santrali çalışırken değiştirile bilmesi için filtreden hemen önceki bir konumda

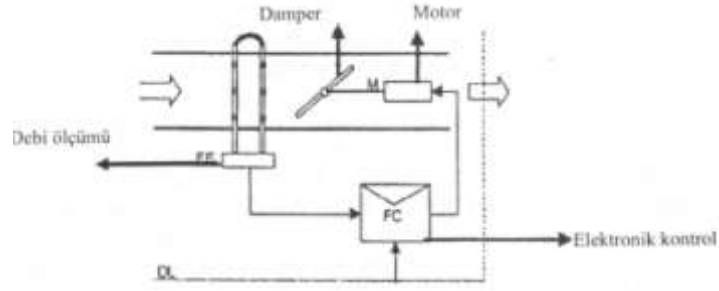
şeklinde belirtilen durumlarda kullanılmalıdır (Güven 2003).

3.1.6.3. Hava Akış Kontrol Elemanları

Ameliyathanelerde ve yoğun bakımlarda partikül ve mikroorganizma akışının engellenmesi gerektiğinden ve bunun için mahalın pozitif basınç altında tutulması gerektiğinden bahsetmiştik. Yan hacimlerden gelen hava akışı engellenmeli ve bu pozitif basınç sürekli olarak korunmalıdır. Basıncı korumak içinse VAV ve CAV kutusu dediğimiz elemanlar kullanılır (Mobedi 2003).

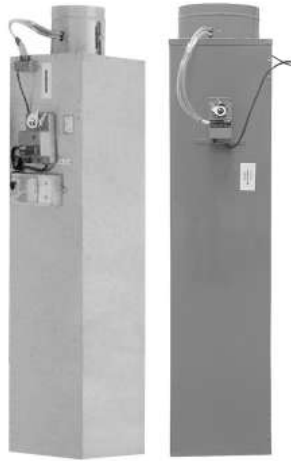
3.1.6.3.1. VAV Kutusu

VAV adı İngilizce 'de "Değişken Hava Debisi" anlamına gelen "Variable Air Volume" kelimelerinin baş harflerinden gelmektedir ve bu kutular istenilen hava debisinin sağlanması için kullanılmaktadır. Pratikte VAV kutuları gövde, debi ölçüm istasyonu, ayar damperi, damper motoru ve elektronik karttan oluşur. Şekil 7'de VAV kutu elemanları gözükmektedir.



Şekil 3.7 - VAV kutu elemanları (Yamankaradeniz ve ark. 2008)

Elektronik kart ile, set değerini debi ölçüm istasyonundan gelen sinyalle mukayese ederek havanın artırılması yada azaltılması için damper motoruna sinyal gönderir. Sistem kurulduktan sonra ameliyathane emiş kanalına konulan VAV kutu ile emiş hava debisini ayarlayarak, gerekli ameliyathane hava basıncı sağlanabilir. Ancak sistemdeki filtrelerin zamanla kirlenmesi sonucu ortama sağlanan hava debisi azalmaktadır. Bu gibi durumlarda da ortama verilen hava debisini sabit tutmak için basma kanalına da VAV kutusu koymak gereklidir. Ayrıca VAV kutularının kullanılmasıyla, kullanılmayan ameliyat odalarının basıncını koruyarak düşük debide çalıştırmak mümkün olmakta ve yüksek miktarda enerji tasarrufu sağlanabilmektedir.



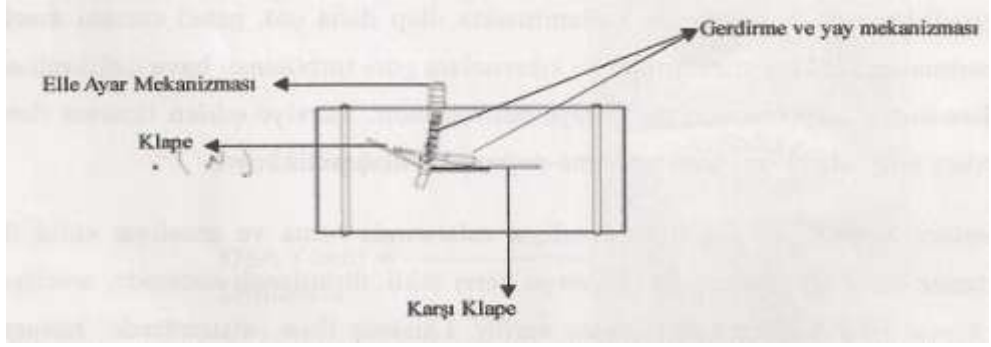
Şekil 3.8 - VAV Kutusu (www.havak.com/urunbir_iki.html)

3.1.6.3.2. CAV Kutusu

CAV adı yine İngilizce’de “Sabit Hava Debisi” anlamına gelen “Constant Air Volume” kelimelerinin baş harflerinden oluşmaktadır.

Görev olarak VAV kutusuyla aynı amaçla kullanılır. Ancak daha ucuz ve basit bir yapıya sahiptir. Genelde motorsuz olarak üretilirler. Klapeler, gerdirme mekanizması ve ayar mekanizmasından oluşmaktadır.

CAV kutuları arkasındaki basınç değişiminden etkilenmeyerek ortama sabit hava debisi sağlarlar. Ameliyat odalarının kullanılmadığı durumlarda basıncı sabit tutarak yarım debiyle çalışma sağlaması için motorlu tip CAV kutuları tercih edilmelidir.



Şekil 3.9 CAV Kutusu (Yamankaradeniz ve ark. 2008)



Şekil 3.10 - CAV Kutusu (www.elektroteknik.com.tr)

3.1.6.3.3. Kanal Tipi Elektrikli Isıtıcılar

Ameliyat sırasında, gerek ameliyatın bir gereği olarak gerekse doktorların tercihi olarak ortam sıcaklığının hızlı bir şekilde değişmesi istenebilmektedir. Bu durumlarda ameliyat odasına düşük sıcaklıkta hava beslenmekte, üfleme havası sıcaklığının hızlı bir şekilde değişmesi elektrik ısıtıcı sayesinde yapılmaktadır. Elektrikli ısıtıcı genellikle oransal veya çok kademeli olarak çalışmalı ve doktorun istediği sıcaklığı sağlamalıdır. Aynı klima santraline bağlı birden fazla mahalde ortam sıcaklıklarının birbirinden çok farklı olduğu durumlarda ise sıcaklığın ayarlanması için kanal tipi elektrikli ısıtıcı kullanılabilir. Bu sayede tek bir klima santraline bağlı birden çok mahalde farklı sıcaklıklar elde etmek mümkün olmaktadır (Anıl ve ark. 2007b).



Şekil 3.11 – Kanal Tipi Elektrikli Isıtıcı (www.elektroteknik.com.tr)

3.1.6.3.4. Nemlendirici

Nemlendiriciler 2. Kademe filtreden önce bir noktaya yerleştirilmelidir. Nemlendiricinin kullanılacağı bölümde nemlenme mesafesi kadar bir yerin bulunmasına dikkat edilmelidir. Ayrıca son filtreden önce, mahal girişine de konularak mahal içinde istenilen nem oranları sağlanabilir.

Sulu ortamlar mikroorganizmaların üremesine daha müsait olduğundan, buharlı nemlendiriciler tercih edilmelidir (Güven 2003).

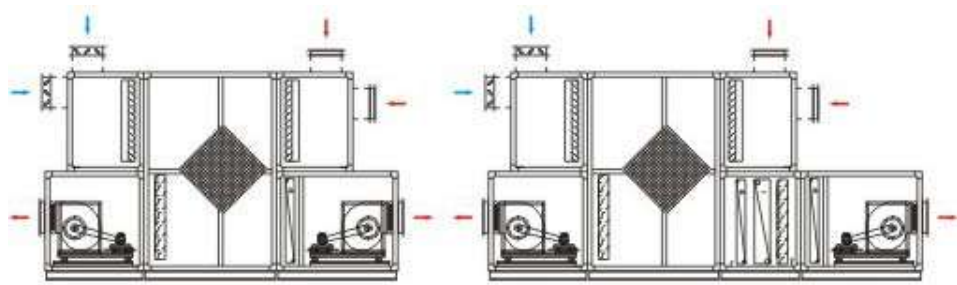
3.1.6.3.5. Isı Geri Kazanım Cihazları

Kullanılan taze havanın mahale verilmeden önce mahal sıcaklığına kadar (veya istenilen bir sıcaklığa kadar) ısıtılması veya soğutulması gerekmektedir. Bu amaç santral ısıtıcı veya soğutucu bataryaları, mahal yüklerinin yanı sıra taze hava yüklerini

de karşılar. Ve özellikle %100 taze havalı klima santrallerinde toplam enerji harcamaları inanılmaz boyutlara ulaşabilir. Isı geri kazanım üniteleri bu aşamada devreye girmektedir.

Isı geri kazanımında mantık, mahalden egzost edilen havanın kullanımı yolu ile kış şartlarında taze havanın ısıtıcı bataryaya ulaşmadan önce bir miktar ısıtılması veya yaz şartlarında taze havanın soğutucu bataryaya ulaşmadan önce bir miktar soğutulması şeklindedir. Isı geri kazanımı sistemlerinde iç hava ve dış hava şartları arasındaki farkların daha büyük olduğu bölgelerde ve zamanlarda kazanç daha büyük olmaktadır. Taze hava yüklerinde, anlık kazançlar %75'lere, sezonluk kazançlar ise %50-60'lara ulaşabilir. Hatta yeni bazı uygulamalarda daha yüksek kazançlar da konuşulmaktadır. Not olarak da eklemek gerekirse bahsedilen rakamlar özellikle ısıtma için geçerlidir. Yaz şartlarında, soğutma durumunda bu değerler bir miktar küçüktür. Anlatılanlara bakılarak ısı geri kazanım cihazlarının sadece %100 taze havalı sistemlere uygun olduğu düşünülmemelidir. Aynı kazanç miktarları karışım havalı sistemler için de geçerlidir.

Bu kazançlara ek olarak, ısı merkezlerinin ve soğutma gruplarının aynı oranda küçük olarak kurulabilmesi ve yatırım maliyetlerinde olan kazanlardan da bahsetmek gerekir. Daha küçük kazan/soğutma grubu, daha küçük pompalar ve daha küçük dağıtım sistemleri v.b. anlamına gelir (Çimen 2009).



Şekil 3.12 – Isı geri kazanımlı santral örneği
(www.acsklima.com.isi_geri_kazanım_unitesi.asp)

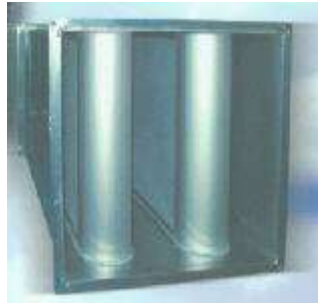


Şekil 3.13 – Isı geri kazanım cihazı (www.turann.com.tr/isi_geri_kazanma_cihazı.asp)

3.1.6.3.6. Susturucular

Susturucular, iklimlendirme sistemlerindeki sesi yutmak amacıyla kullanılırlar. Hava ile temasta olan yüzeyleri aşınmaya ve çürümeye karşı dayanıklı olmalıdır.

Dış hava susturucuları 1. Filtre kademesinden sonra ve vantilatörden önce konulmalıdır. Üfleme hattındaki susturucular santraldeki son filtreden ve gerekirse mahaldeki son filtreden önce konulmalıdır.



Şekil 3.14 – Susturucu (www.tetisan.com.tr/tr/icerik.ASP?ID=276&M1=271&M2=276)

3.1.6.3.7. Menfezler

Menfezler temizlik ve dezenfeksiyon için kolay ulaşılabilir ve sökülebilir olmalıdır. Debi ayarı kolaylıkla değiştirilebilir yapıda olmalıdır.

Ameliyathaneler gibi lif oluşumu fazla olan odalarda emiş menfezlerine aletsiz kolayca çıkarılabilen lif tutucular takılmalıdır.

3.1.6.3.8. HEPA Filtre ve Kutusu

Temiz ve steril alanlar için kurulan iklimlendirme sistemlerinde filtreler sistemin en önemli ekipmanlarını oluşturmaktadır ve normal havalandırma sistemlerinde kullanılan filtrelerden çok daha kaliteli filtreler seçilmesi gerekmektedir (Anonim 2008). Bu yüzden yüksek hijyen gereken yerlerde mahale hava üflenen yerlere HEPA filtre konulması gerekmektedir.

HEPA filtre, “High Efficiency Particulate Air Filter” in (Yüksek Verimli Partikül Hava Filtresi) kısaltılmışıdır. HEPA filtreler genelde sistemin son filtreleme işini yapmakta ve mahalde bulunması gerekmektedir. Hava ortama verilmeden önce HEPA filtreden geçmektedir. Verimleri %99,97 ye kadar çıkabilmektedir.



Şekil 3.15 – HEPA Filtre (www.aafintl.com/Products/HEPA%20Filtration.aspx)

HEPA filtreler çok hassas bir yapıya sahip olduklarından montaj sırasında zarar görmemeleri için dikkat edilmelidir. HEPA kutusunda bulunan filtre yuvasına iyice oturtulmalı ve kaçakların oluşmasına izin verilmemelidir (Güven 2003, Anıl ve ark. 2007b). HEPA filtrelerin doğru tasarlanmış bir sistemde 3-5 senede bir değiştirildiği göz önüne alınırsa, bu süre içerisinde özellikle çerçevelerin, üzerinde mikroorganizma küf ve mantar üremesine olanak vermeyecek malzemelerden seçilmesi gereklidir (Anonim 2008).

HEPA filtrenin çalışabilmesi için HEPA filtre kutusuna gerek vardır. HEPA filtre kutusu kanal bağlantısı, plenum, sızdırmaz contalar ve sıkıştırma mekanizması ile difüzörden oluşmaktadır. HEPA filtre mahaldeki son eleman olduğundan, kutusunun da hijyenik bir yapıya sahip olması gerekir. Difüzör, dört yönlü veya swirl olabilir. Dört yönlü difüzörler havayı yan taraflara doğru üflerken, swirl difüzör havayı döndürerek aşağı doğru iter. HEPA filtre kutusunun kullanıldığı yerlerde akış türbülanslıdır. Bu nedenler ortamlarda parçacık ve mikroorganizmaların homojen bir biçimde dağıldığı düşünülmektedir (Güven 2003, Anıl ve ark. 2007b).



Şekil 3.16 – Dört yönlü ve Swirl difüzörlü HEPA kutuları

(www.ventsan.com/ventsab_brosur.pdf)

3.1.6.3.9. Laminer Akış Üniteleri

Ameliyat odası içindeki parçacık ve mikroorganizmalar kütle geçişi prensibi ile bir yerden başka bir yere geçmektedir. Parçacık ve mikroorganizmalar konsantrasyonu yüksek olan bölgeden düşük olan bölgeye doğru geçiş yapmaktadırlar. Prensip olarak hastanın bulunduğu ve ameliyatının yapıldığı bölgenin parçacık ve mikroorganizmalardan arındırılmış olması istenmektedir.

Parçacıkların laminer akışlarda bir noktadan başka bir noktaya geçişi, türbülanslı akışa nazaran daha azdır. Özellikle laminer akışa dik yönde kütle geçişi ihmal edilebilir. Laminer akışın bu özelliği kullanılarak ameliyat odalarında hastanın bulunduğu bölge üzerinde parçacık ve mikroorganizmadan arındırılmış laminer akış verilmektedir. Laminer akış aşağıya doğru olup hasta ve ameliyat ekibi arasında hava perdesi oluşturur. Böylece ameliyat odasının diğer bölgelerinden ameliyat odasının bulunduğu bölgeye doğru olan veya ameliyat ekibi ile hasta arasındaki kütle transferi engellenmektedir. Yeni standartlarda ise ameliyat sırasında kullanılan aletlerin etrafında bile temiz havanın olması istenmektedir.



Şekil 3.17 Laminizatör

(www.tetisan.com.tr/tr/icerik.ASP?ID=276&M1=271&M2=276)



Şekil 3.18 Laminer Akış

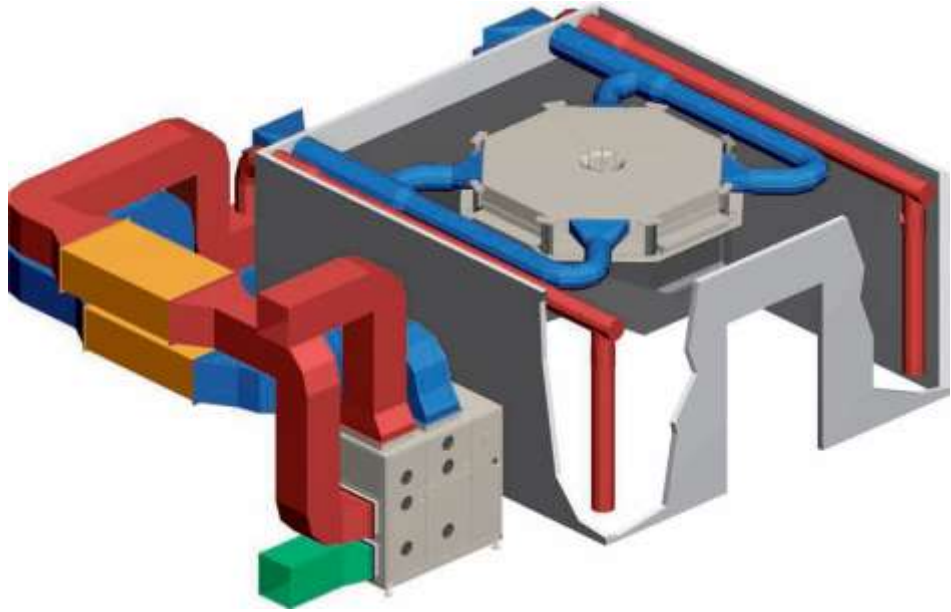
(www.tetisan.com.tr/tr/icerik.ASP?ID=276&M1=271&M2=276)

Laminer akış ünitesi; bağlantı kanalı, HEPA filtre ve yuvası, plenum kutusu ve laminizatörden oluşmaktadır. Kanaldan gelen hava HEPA filtrelerden geçirilmekte, daha sonra düzgün akış sağlanarak ortama verilmektedir. Laminer akış ünitesi havanın son çıkış noktası olduğundan hijyenik yapı ve malzemeye sahip olmalıdır. Laminer çıkış ünitesinden çıkan hava aşağıya doğru, hasta, ameliyat ekibi ve aletlerin bulunduğu bölgeye doğru akmalı, yere kadar inmeli ve yer seviyesinde bulunan lif tutular vasıtasıyla tahliye edilmelidir (Anıl ve ark. 2007b).



Şekil 3.19 – Laminer akış ünitesi

(www.tecnairlv.it/cms/view/prodotti/lifeline/air_ceiling/air_ceiling/s185/c756)



Şekil 3.20 – Laminer akış üniteli iklimlendirme sistemi

(www.tecnairlv.it/cms/view/prodotti/lifeline/air_ceiling/air_ceiling/s185/c756)

3.1.7. Hastane İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Tasarrufu

Sağlık bakım tesisleri, yoğun enerji bağımlı yatırımlardır. Günümüzde yaşam kurtarmak yada yüksek kalitede medikal hizmet vermek iyi bir hastane için yeterli değildir. Enerjinin etki bir biçimde kullanılması iyi bir hastane için önemli bir gerekliliktir.

Hastane tesislerin diğer yapılardan ayrıldığı noktalar, yıl boyunca 24 saat çalışmaları, enerji kesintilerine karşı ileri yedek sistemlere gereksinim duymaları, kokuların giderilmesi ve mikroorganizmaların havadaki miktarının seyreltilmesi için büyük miktarlarda taze hava kullanmaları, enfeksiyon ve katı atık sorunlarıyla yüzyüze olmalarıdır (Anonim 2003).

Yapılan araştırmalarda, HVAC sistemler hastanelerin enerji maliyetinin neredeyse %50'sini oluşturmaktadır (Sze ve ark.). Enerji tasarrufu değişik şekillerde sağlanabilir. Büyük ısı depolama tankları, egzoz havasında atılan ısının geri kazanım yoluyla ısıtma ve soğutmada kullanılan besleme havasına geri verilmesi sağlanabilir.

Ayrıca fanların, enerji tasarrufu yönünden oldukça yakından değerlendirilmesi gerekir. Statik basınçlar ve toplam hava gerekleri, işletme maliyetini düşürecek şekilde tasarlanmalıdır. Temiz hava miktarında azaltma yapılamıyorsa statik basınçtaki indirimler büyük tasarruf sağlar. Küçük basınç düşümlü HEPA filtreler, kanallı filtreler yerine plenumlar, doğru fan giriş çıkışları statik basıncı azaltabilir. Çift hızlı fanlar veya istendiğinde bir bölümü çalışan çok fanlı sistemler tercih edilerek çalışma yapılmayan belli saatlerde belli yerlerde hava miktarı düşürülebilir (Anonim 2003).

3.1.7.1. Projelendirme Aşamasında Göz Önünde Bulundurulması Gerekli Hususlar

Projelendirme aşamasında iklimlendirme tesislerinde gerçek iklim verileri kullanılmalıdır. Isı kazancı ve kaybı yükleri doğru hesap edilmeli, bu kazançların soğutma ve ısıtma dönüşümleri doğru tespit edilmeli ve gereksiz yere büyük cihaz kapasiteli cihaz seçimi önlenmelidir. Kanal tasarımında optimum kanal tasarım yöntemleri ve hesapları kullanılarak hem işletme hem de yatırım maliyetleri uygun seviyelerde olan kanal sistemleri elde edilebilir.

Egzost havası ile çalışan ön ısıtma ve ön soğutma yapabilen ısı geri kazanım cihazlarının kullanımı çok yüksek miktarda enerji tasarrufu sağlayabilmektedir. Ayrıca tesisin işletilmesinde değişik yükler için sistemi ayarlayacak, maksimum kapasitede çalışmasını önleyecek otomatik kontrol sistemleriyle donatılması sonucu da önemli miktarda enerji tasarrufu sağlanabilmektedir (Cerit ve Doğrul 2005).

3.1.7.2. Klima Santralleri Yapısal Özelliklerinde ve Kullanımında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar

3.1.7.2.1. Gövde ve Hava Kaçakları

Klima santrallerinde enerji kayıplarının en büyük nedenlerinden birisi hava kaçaklarıdır. Gövde yapısında müsaade edilebilir seviyelerin üstünde olması durumunda, ısıtılması, soğutulması, nemlendirilmesi, nem alınması veya taşınması için harcanan havanın, daha mahallere ulaşmadan kaybı söz konusu olur. Dolayısı ile bu enerji boşa harcanan enerji olarak ortaya çıkar. Hava kaçakları sadece klima santrallerinde değil, sistemin diğer unsuru olan hava kanalları ve ekipmanlarında da dikkat edilmesi gereken bir husustur. Ancak, sistem basıncının en yüksek olduğu klima santrallerinde, hava kaçakları daha önemlidir.

3.1.7.2.2. İzolasyon

Enerji tasarrufunda dikkat edilecek izolasyonlardan biri de gövde izolasyonudur. Isıtılan veya soğutulan havanın gövde üzerinden klima santralinin bulunduğu mahalle ısı alışverişinin engellenmesi gerekmektedir. Bu tarz enerji kayıpları, santral toplam yüzeyinin büyük olmaması nedeni ile yüksek değildir ancak izolasyonun olmaması halinde kayda değer miktarlar oluşabilir. İzolasyon kalınlıkları özellikle soğutma yapılırken oluşabilecek cihaz üzeri yoğuşmanın oluşmasını engellemelidir.

3.1.7.2.3. Ekipman Seçimi ve Projelendirilmesi

Klima santralleri ekipman (ısıtıcı ve soğutucu bataryalar, nemlendirme üniteleri, fanlar, motorlar v.b.) proje şartlarının belirlenmesi ve seçimlerinin yapılması esnasında, gereksiz emniyet katsayılarının kullanılması veya yüksek tutulması nedeni ile bir enerji kaybı söz konusu olabilir.

Özellikle fanların, enerji tasarrufu yönünden oldukça yakından değerlendirilmesi gerekir. Statik basınçlar ve toplam hava gerekleri, işletme maliyetini düşürecek şekilde tasarlanmalıdır. Temiz hava miktarında azaltma yapılamıyorsa statik basınçtaki indirimler büyük tasarruf sağlar. Küçük basınç düşümlü HEPA filtreler, kanallı filtreler yerine plenumlar, doğru fan giriş çıkışları statik basıncı azaltabilir. Çift hızlı fanlar veya istendiğinde bir bölümü çalışan çok fanlı sistemler tercih edilerek çalışma yapılmayan belli saatlerde belli yerlerde hava miktarı düşürülebilir.

3.1.7.2.4. İşletme

Sistem devreye alındıktan sonra filtre bakımlarının atlanması, fan motorları akım değerlerinin sürekli takip edilmemesi, muhtemel batarya kirlenmelerinin takip edilmemesi ve batarya temizliklerinin yapılmaması, otomatik kontrol sisteminin çalışmasının kontrol edilmemesi ve bakımlarının işinin ehli kişilerce yapılmaması gibi hususlar iyi kurulmuş bir klima sisteminin bile çok yüksek oranlarda enerji tüketmesine neden olur. Özellikle sistem kullanıma girdikten sonra yıpranmaya başlayan ekipmanların bakım ve değişimlerinin düzgün takibi yapılmaz ise sistem başlangıçta harcadığı enerji miktarlarının çok üstüne çıkabilir. Dolayısı ile bir klima sistemi tamamlandıktan sonra ve işletmeye alındıktan sonra, bu sistemin işletilmesi için işinin ehli kişilerden oluşan bir ekibin, klima sistemini sürekli takip etmesi gerekmektedir (Çimen 2009).

3.1.8. Dünyada ve Ülkemizde Kullanılan Standartlar, Yeni Yaklaşımlar ve Standart Taslakları

Dünyada hastane hijyenik alan havalandırma tekniğini düzenleyen başlıca standartlar;

- DIN 1946-4 (Alman Standardı) 1999
- DIN 1946-4 (Alman Standardı) Nisan 2005 (Taslak)
- BS 5295 (İngiliz Standardı)
- VDI 2167 (2007)
- VDI 2083

- SWKI-Guideline 99-3
- ASHRAE 2003 Handbook HVAC Applications Operating Room Yönergeleri,

ve tamamlayıcı olarak;

- DIN EN 1886
- American SMACNA

doğrudan ameliyathaneleri esas almasa da temizlik sınıflarının belirlenmesinde ve sağlanmasında yardımcı olan;

- ISO 14644-1,2,3...7 (Avrupa Birliği Standardı)
- Federal Standart 209 D ve E (Amerikan standardı)
- Avrupa Birliği EUROVENT standartları ile GMP (iyi üretim uygulamaları p prosedürü), SOP (standart operasyon prosedürleri) vb.dir.

Ülkemizde ameliyathane hijyenik havalandırma sistemlerinde uygulanmak üzere TSE tarafından DIN 1946-4 Alman standardının 1989 yılı versiyonu Türkçe'ye çevrilerek yayınlanmıştır. Ancak Almanya'da 1999 yılında DIN1946-4 standardının daha yeni versiyonu yayınlanmış olup, son olarak da DIN 1946-4 Nisan 2005 taslağı görüş bildirimine sunulmuştur.

Ülkemizde bu standartların iyi algılanmamasından dolayı uygulamada yetersizlikler ve tutarsızlıklar sergilenmektedir. Bunların yanında tasarım ve kurulum aşamasından itibaren standartlarla en küçük bir ilişkisi bulunmayan havalandırma sistemlerine sahip pek çok ameliyathane ve yoğun bakım ünitesi, gözle denetim ve kontrolden geçerek Sağlık Bakanlığımızdan ruhsat almakta ve işletilmektedir. Çoğu denetimde havalandırmanın "Hepa Filtreli" olması onay için aranılan yegane ve yeterli kriter olarak görülmektedir (Boylu 2009).

Tablo 3.1. Standart ve kılavuzlarda verilen tasarım değerlerinin karşılaştırma tablosu
(Sze ve ark. 2002)

Standart	Ameliyat yada ameliyat odası tipi	Sıcaklık	Nem	Filtreleme	Hava Hızı	Hava Dağılımı	Basınç	Basınç Farkı	Dış hava değişim sayısı	Toplam Hava değişim sayısı
ASHRAE	A Sınıfı	18-26°C	30-60%	-	0,25-0,45 m/s	Düzgün/Dikey	P	2,5-7,5 Pa 35-47 L/s	5*/15** / 15(L/s)/ insan	25*/15**
	B Sınıfı			-						
	C Sınıfı			-						
AIA	A Sınıfı	20-23°C	30-60%	-	-	Düzgün/Dikey	P	2,5 Pa	3	15
	B Sınıfı			-						
	C Sınıfı			-						
DIN	Sınıf 1	19-26°C	30-60%	G4-F7-H13	-	Düzgün/Dikey karışık havalı	P	20m ³ /m	800-1200 m ³ /h	-
	Sınıf 2			G4-F7-H14						
CBZ	-	18-24°C	-	F5-F7-F9-H13	-	-	P	-	-	-
VDI	-	18-24°C	30-50%	F7-F9-H10/ H11-H13	0,20 m/s	-	P	-	-	-

3.2. EKSERJİ ANALİZİ

Dünyadaki enerji kaynaklarının sınırlı olduğunun giderek daha çok farkına varılması, bazı hükümetlerin enerji projelerini yeniden gözden geçirmelerine ve atıkların yok edilmesinde daha zorlayıcı önlemler alınmasına neden olmuştur. Enerji dönüşüm düzenekleriyle daha yakından ilgilenilmesi ve mevcut durumdaki sınırlı kaynakların daha iyi kullanılması için yeni teknolojiler geliştirilmesi, bilimsel çevrelere olan ilgiyi harekete geçirmiştir. Termodinamiğin 1. yasası, enerjinin niceliği ile ilgilidir ve enerjinin yaratılmayacağını veya yok edilemeyeceğini öne sürmektedir. Bu yasa, hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için gerekli bir araç görevi görmektedir ve uygulamada mühendis için zorluk yaratmamaktadır. İkinci yasa, enerjinin niteliği ile ilgilidir. Yani, bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi ve iş yapma yeteneğinin değerlendirilememesi ile ilgilidir ve sistemleri geliştirmek için çeşitli fırsatlar sunar.

Örneğin jeotermal bir kuyu gibi yeni bir enerji kaynağı bulunduğu zaman ilk yapılan işlemlerden biri, kaynakta bulunan enerjinin miktarını yaklaşık olarak belirlemektir. Fakat sadece bu bilgiye sahip olmak, burada bir güç santrali yapmaya

karar vermek için yetersizdir. Asıl bilinmesi gereken, kaynağın iş potansiyelidir yani, enerjinin miktarının ne kadarının yararlı işe dönüştürülebileceğinin bilinmesidir. Enerjinin dönüştürülemeyen bölümü atık ısı olarak çevreye verileceğinden dolayı önem taşımaktadır. Bu bakımdan belirli bir halde ve miktardaki enerjinin yararlı iş potansiyeli bir özeliğin tanımlanması çok yararlı olacaktır. Bu özellik, *kullanılabilirlik* yada *kullanılabilir enerji* olarak bilinen ekserjidir.

Belirli bir haldeki sistemde varolan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iştir. Bilindiği gibi bir hal değişimi sırasında yapılan iş, ilk hale, son hale ve hal değişimi yoluna bağlıdır.

Ekserji analizinde ilk hal belirlidir ve bu nedenle değişken değildir. Belirli iki hal arasında gerçekleşen hal değişimindeki en fazla iş eldesi, tersinir halde gerçekleşir. Bu nedenle iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. Son olarak en çok işi elde edebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir.

Bir sistemin ölü halde olması, çevresi ile termodinamik dengede olması anlamına gelir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin sıcaklığı ve basıncındadır, çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir ve çevresi ile tepkimeye girmez.

Böylece bir sistem, belirli bir başlangıç halinden, çevresinin haline, yani ölü hale geçtiği bir tersinir hal değişimi geçirdiğinde, o sistemden en fazla iş elde edileceği sonucuna varılır. Bu, belirli bir haldeki sistemin yararlı iş potansiyelini temsil etmektedir ve ekserji olarak adlandırılır. Ekserjinin, bir iş üreten düzeneğin, gerçekte tesise verdiği iş miktarı değildir. Herhangi bir termodinamik yasasına karşı gelmeden, bir düzeneğin verebileceği işin miktarındaki üst sınırı temsil eder.

Belirli bir haldeki sistemin ekserjisinin, sistemin özellikleri kadar çevrenin (ölü hal) koşullarına da bağlı olduğuna dikkat edilmelidir. Bu yüzden, ekserji sadece sistemin değil sistem-çevre birleşiminin bir özeliğidir. Çevreyi değiştirmek ekserjiyi arttırmanın bir diğer yoludur ama kesinlikle kolay bir yol değildir.

3.2.1. Bir Akışkan Akımının Ekserjisi

Akış işi temel olarak akış yönünde bir sıvı tarafından yapılan sınır işidir ve böylece akış işinin ekserjisi sınır işinin ekserjisine eşdeğerdir. Bu da P_0 atmosfer basıncındaki

havaya karşı yapılan fazladan işin bir v hacminin yerini dolduran sınır işidir. Akış işinin Pv olduğu ve atmosfere karşı yapılan işin P_0v olduğu dikkate alınır, akış enerjisinin ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$x_{akış} = Pv - P_0v = (P - P_0)v \quad (3.1)$$

Bu nedenle akış enerjisi ile ilgili olan ekserji, akış işi bağıntısındaki P basınının $P-P_0$ ile yer değiştirmesi ile elde edilir. Öyle ise bir akışkan akımının ekserjisi, basitçe yukarıdaki 3.1 numaralı akış ekserjisi ilişkisini, kütle akışı olmayan akışkan için yazılan aşağıdaki 3.2 denkleminde yerine koyarsak:

$$\begin{aligned} \emptyset &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$x_{akan akışkan} = x_{akmayan akışkan} + x_{akış} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} &= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &+ P_0(v - v_0) \\ &= (u + Pv) - (u_0 + P_0v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \\ &= (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \end{aligned}$$

Son ifade akış veya akım ekserjisi olarak adlandırılır ve ψ ile gösterilir.

$$\text{Akış ekserjisi: } \psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.4)$$

Öyle ise, 1 halinden 2 haline hal değişimi geçiren bir akışkan akımının ekserji değişimi aşağıda verildiği gibi yazılabilir:

$$\Delta\psi = \psi_1 - \psi_2 = (h_2 - h_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (3.5)$$

Gözardı edilebilir kinetik ve potansiyel enerjiye sahip sıvı akışları için, kinetik ve potansiyel enerji tanımları eşitlikten çıkarılır.

Kapalı bir sistemin veya akışkan akışının ekserji değişimi, sistemin belirli bir çevrede 1 halinden 2 haline geçerken yapılabilecek yararlı işin en fazla miktarını (veya negatif ise sağlanması gereken yararlı işin en az miktarını) ve aynı zamanda tersinir işi W_{tr} temsil eder. Ekserji değişimi uygulanan hal değişiminden kullanılan sistemin türünden ve çevrenin enerji etkileşimlerinin doğasından bağımsızdır. Aynı zamanda kapalı bir sistemin ekserjisinin negatif olamayacağını, ama akmakta olan bir akışkanın ekserjisinin çevre basıncı P_0 altındaki basınçlarda negatif olabileceği bilinmelidir.

3.2.2. Isı, İş ve Kütle ile Ekserji Geçişi

Enerji gibi ekserji de bir sisteme veya bir sistemden iç şekilde geçirilebilir: *ısı, iş ve kütle akışı*. Sistemin sınırında, ekserji sınırı geçerken, ekserji geçişi olduğu kabul edilir ve bir hal değişimi sırasında, sisten sırasında kazanılan veya kaybedilen ekserjiyi temsil eder. Sabit bir kütle veya kapalı sistem ile ilişkili olarak, yalnızca iki ekserji etkileşim biçimi söz konusudur: *ısı geçişi ve iş*.

3.2.2.1. Isı Geçişi (Q) ile Ekserji Geçişi

T_0 sıcaklığındaki bir çevre göz önüne alındığında, T sıcaklığındaki bir ısı enerji kaynağından elde edilebilecek en fazla iş Carnot makinesinden elde edilebilecek iştir. Carnot makinesinin ısı verimi ise $\eta=1-(T_0-T)$ şeklinde ifade edilir. Yani T sıcaklığındaki bir ısı kaynağının enerjisinin işe dönüştürülen kısmını göstermektedir.

Isı, enerjinin düzenli olmayan bir şeklidir ve bu yüzden ısının yalnızca bir kısmı işe dönüştürülebilir ve dönüştürülen bu kısım atık enerjinin düzenli bir şeklidir (ikinci yasa). Isıdan, çevre sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklıkta, kullanılmış ıslıyı çevreye yayan bir ısı makinesine ısı geçirerek daima iş üretilebilir. Bu nedenle ısı geçişini daima bir ekserji geçişi eşlik eder. Mutlak sıcaklık T değerinde, belirli bir yerdeki Q ısı geçişine, daima aşağıda verilen eşitlikte belirtilen miktarda bir ekserji geçişi (X_{isl}) eşlik eder:

$$X_{isl} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q \quad (3.6)$$

Bu ilişki ister T sıcaklığı, T_0 sıcaklığından ister büyük ister küçük olsun, Q ısı geçişine eşlik eden bir ekserji geçişini verir. $T > T_0$ olduğunda, bir sisteme olan ısı

geçışı o sistemin ekserjisini arttırır, sistemden dışarıya doğru olan ısı geçışı ise ekserjiyi azaltır. $T < T_0$ olduğunda ise, bunun tersi bir durum geçerlidir. Bu durumda ısı geçışı Q , soğuk ortama yayılan ısıdır (kullanılmış ısı) ve T_0 çevre sıcaklığındaki çevre tarafından sağlanan ısı işle karıştırılmamalıdır. Geçiş noktasında $T=T_0$ olduğunda, ısı yoluyla ekserji geçışı de sıfır olur.

3.2.2.2 İş (W) ile Ekserji Geçışı

Ekserji, yararlı iş potansiyelidir ve iş ile gerçekleşen ekserji geçışı aşağıda verildiği gibi tanımlanabilir:

$$X_{i\dot{s}} = \begin{cases} W - W_{\text{çevre}} & (\text{sınır işi için}) \\ W & (\text{işin diğer şekilleri için}) \end{cases} \quad (3.7)$$

Burada $W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1)$, P_0 , atmosfer basıncı ve V_1 ve V_2 ise sistemin ilk ve son hacimleridir. Böylece mil işi ve elektrik işi gibi, iş ile gerçekleşen ekserji geçışı, işin kendisine eşittir. Piston-silindir düzeneğinde olduğu gibi sınır işi içeren sistemlerde, genişleme sırasında pistonun izlediği yol üzerinde bulunan atmosfer koşullarındaki havanın itilmesi ile yapılan iş, başka bir sisteme aktarılmaz. Bu yüzden çevre işinin çıkarılması gerekmektedir. Benzer biçimde, sıkıştırma işi sırasında, işin bir bölümü atmosfer koşullarındaki hava tarafından yapılır, böylece sisteme sıkıştırma sırasında dış kaynaktan sağlanması gereken faydalı iş daha az olur.

3.2.2.3 Kütle (m) ile Ekserji Geçışı

Kütle, enerji ve entropi yanında ekserji de içerir ve bir sistemin ekserji ve entropi içeriği kütle ile orantılıdır. Kütle akışı, sistemin içine veya dışına olan ekserji, entropi ve enerji taşınımının bir mekanizmasıdır. m miktarındaki bir kütle sisteme girdiğinde veya sistemden ayrıldığında, $\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz$ için $m\psi$ miktarındaki ekserji ona eşlik edecektir. Kütlenin ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$X_{\text{kütle}} = m\psi \quad (3.8)$$

Bundan dolayı, sisteme m miktarındaki kütle girdiği zaman sistemin ekserjisi $m\psi$ artar ve sistemden aynı miktardaki kütle benzer durumda ayrılırsa, aynı miktarda azalır.

Kütle yoluyla ekserji geçişi $X_{k\ddot{u}tle}$, sınırları kütle akışı içermeyen (kapalı sistemler) için sıfırdır. Ayrık sistemler için toplam ekserji geçişi sıfırdır çünkü bu sistemler ısı, iş ve kütle geçişi içermez.

3.3. Kontrol Hacimleri İçin Ekserji Dengesi

Ekserjinin ısı, iş ve kütle geçişi ile bir sisteme veya bir sistemden geçebileceğini daha önce belirtmiştik. Öyle ise, herhangi bir hal değişimine uğrayan bir sistemin ekserji dengesi aşağıdaki biçimde ifade edilebilir:

$$X_{giren} - X_{çıkan} - X_{yok olan} = \Delta X_{sistem} \quad (kJ) \quad (3.9)$$

$X_{giren} - X_{çıkan}$: Isı, iş ve kütle ile net ekserji geçişi

$X_{yok olan}$: Ekserji yok oluşu

ΔX_{sistem} : Ekserjideki değişim

11.9 nolu denklem birim zaman için aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan} - \dot{X}_{yok olan} = dX_{sistem} / dt \quad (kW) \quad (3.10)$$

$\dot{X}_{giren} - \dot{X}_{çıkan}$: Isı, iş ve kütle ile net ekserji geçişi akımı

$\dot{X}_{yok olan}$: Ekserji yok oluşu akımı

dX_{sistem} / dt : Ekserjideki değişim değeri

Isı geçişinin pozitif yönünü sisteme doğru ve iş geçişinin pozitif yönünü sistemden dışarı alarak, bir kontrol hacmi için genel ekserji dengesi bağıntıları olan 11.9 ve 11.10 numaralı denklemler aşağıdaki gibi de açıklanabilir:

$$X_{ısı} - X_{iş} + X_{k\ddot{u}tle,giren} - X_{k\ddot{u}tle,çıkan} - X_{yok olan} = (X_2 - X_1)_{KH} \quad (3.11)$$

veya

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_g m\psi - \sum_\zeta m\psi - X_{yok olan} = (X_2 - X_1)_{KH} \quad (3.12)$$

Yukarıda verilen alt indisler, g=giriş, ç=çıkış, kontrol hacmi halleri ise 1=ilk hal ve 2=son haldir. Aynı şekilde birim zaman için aşağıda verilen eşitlik yazılabilir:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left[\dot{W} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt} \right] + \sum_g \dot{m}\psi - \sum_\zeta \dot{m}\psi - X_{yok\ olan} = \frac{dX_{KH}}{dt} \quad (3.13)$$

Yukarıda verilen ekserji dengesi bağıntısı, *bir hal değişimi sırasında kontrol hacmi içerisindeki ekserji değişim akımı, kontrol hacmi boyunca ısı, iş ve kütle akışı yoluyla oluşan net ekserji değişim akımından, kontrol hacmi sınırları içerisinde ekserji yok oluş akımının çıkarılmasına eşittir* şeklinde ifade edilebilir.

Kontrol hacminin ilk ve son halleri belirli bir duruma getirildiğinde, kontrol hacminin ekserji değişimi $X_2 - X_1 = m_2 \theta_2 - m_1 \theta_1$ olur.

3.4. Sürekli Akışlı Sistemler İçin Ekserji Dengesi

Kontrol hacimlerinde akış sürekli olduğundan, hacimlerinde olduğu gibi kütlelerinde, enerjilerinde, entropilerinde ve ekserji içeriklerinde bir değişiklik olmaz. Bu nedenle bu tür sistemler için $\frac{dV_{KH}}{dt} = 0$ ve $\frac{dX_{KH}}{dt} = 0$ yazılabilir ve bir sürekli akışlı sistemin tüm biçimlerinde (ısı, iş ve kütle geçişi) giren ekserji akımı, sistemi terk eden ekserji akımı ve yok olan ekserji miktarlarının toplamına eşit olmalıdır. Öyle ise birim zaman için ekserji dengesi (Eşitlik 11.13) sürekli akış işleminde aşağıda verilen eşitliğe indirgenir:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_g \dot{m}\psi - \sum_\zeta \dot{m}\psi - \dot{X}_{yok\ olan} = 0 \quad (3.14)$$

Tek akımlı (bir giriş, bir çıkış) sürekli akış düzeneği için, yukarıda verilen bağıntı aşağıda verilen biçime indirgenebilir (Çengel ve Boles 2008):

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + m(\psi_1 - \psi_2) - \dot{X}_{yok\ olan} = 0 \quad (3.15)$$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Enerji Maliyeti Hesabı

Ülkemizde yapılan hijyenik havalandırma sistemleri projelerinin büyük kısmı DIN 1946-4 (1999) standardına göre uygulanmaktadır. Gelişen teknoloji ve yöntemlere göre bu standartlar da yenilenmektedir. 2007 yılında çıkmış olan VDI 2167 standardıyla DIN 1946-4 nolu standardın temel farklılıklarını incelersek;

- Ameliyathane tasarım sıcaklığı DIN 1946-4’de 19-26°C arasında istenirken VDI 2167’de 18-24°C arasında istenmektedir.
- Ameliyathane nem oranı ise DIN 1946-4’de %30-60 arasında istenirken VDI 2167’de %30-50 arasında olması istenmektedir.
- Filtreleme DIN 1946-4’de F5-F7-H13 şeklinde üç kademeli iken, VDI2167’de filtre verimlilikleriyle beraber kademesi de arttırılarak F7-F9-H10/H11-H13/H14 şeklinde 4 kademeli olarak istenmektedir.
- DIN 1946-4’de hava dağılımı laminer veya karışım havalı yapılabilmekte iken VDI 2167 ameliyathanelerde sadece laminer akış uygulaması istemektedir.
- DIN1946-4’de ameliyathaneler için toplam hava değişimi 2400m³/h ve gereken yerlerde biraz daha fazla önerirken, VDI 2167’de 9m² ‘lik üfleme alanı olan laminer akış üniteleri istenmektedir. Bu da 0,2m/s’lik bir üfleme hızında 6480 m³/h’lik hava değişimi anlamına gelmektedir (Anıl ve ark. 2007).

Yapılan çalışmada, ekte verilen DIN 1946-4 (1999) standartlarına göre yapılan Uludağ Üniversitesi Tıp Fakültesi Hastanesi Projesinin (ekli dosya), VDI 2167 standartlarında yukarıda belirtilen farklılıklara göre tasarlanması durumunda enerji maliyetlerinin nasıl değişeceği incelenmiştir.

Öncelikle ameliyathane ve yoğun bakım mahallerinin soğutma yükü hesapları “İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları [18]” adlı kaynaktaki verilere göre, ısı kaybı hesabı ise TMMOB Makine Mühendisleri Odası “Kalorifer Projesi Hazırlama Teknik Esasları [4]” kaynağındaki verilere göre yapılarak, ameliyathane ve yoğun bakım odalarını besleyen santraller için ısı kayıpları ve soğutma yükleri belirlenmiştir.

Bütün ameliyathaneler için VDI 2167 standardının gerektirdiği gibi 9m^2 üfleme yüzeyine ve $0,20\text{m/s}$ üfleme hızına sahip laminer akış ünitesi düşünülmüş ve buna göre ortamın ihtiyacı olan üfleme hava debisi hesaplanmıştır.

Pozitif basınç oluşturmak için ise üfleme havasından %15 daha az hava emişi yapılarak (Anonim 2005) dönüş havası miktarı belirlenmiştir.

Üfleme ve emiş hatları için VDI 2167’de belirtilen standartlara göre filtreleme düşünülmüş ve buna göre gerekli kataloglardan filtre seçilerek basınç kaybı hesabı yapılmış, vantilatör ve aspiratör güçleri belirlenmiştir. Tablo2 ‘de bu hesaplanan ısıtma ve soğutma kapasiteleri, debi miktarları ve fanlar için basınç kaybı değerleri verilmiştir.

Tablo 4.1. VDI 2167 standardında istenilenlere göre yapılan hesaplamalarla mevcut proje üzerinde belirlenmiş olan değerlerinin karşılaştırılması

Santral No	VDI2167 standardına göre hesaplanan değerler				DIN1946/4 (1999) Standardına göre mevcut proje değerleri			
	Isıtma Kapasitesi Qısı.	Soğutma Kapasitesi Qsoğ.	Debi V	Basınç kaybı Hm	Isıtma Kapasitesi Qısı.	Soğutma Kapasitesi Qsoğ.	Debi V	Basınç kaybı Hm
	W	W	m ³ /h	mmSS	W	W	m ³ /h	mmSS
1	53.750,0	77.250,0	25.920,0	265,0	166.000,0	168.023,3	12.300,0	192,0
2	23.840,9	37.844,2	12.960,0	265,0	75.000,0	74.000,0	5.400,0	167,0
3	22.757,1	40.968,6	12.960,00	266,0	97.407,0	95.000,0	6.900,0	192,0
4	35.761,2	56.767,4	19.440,0	265,0	111.127,9	110.000,0	8.100,0	182,0
5	35.761,2	55.181,5	19.440,0	265,0	129.069,8	125.000,0	9.600,0	188,0
6	34.244,0	56.744,2	19.440,0	266,0	168.023,3	156.000,0	12.600,0	183,0
7	29.259,1	39.208,1	12.960,0	265,0	139.000,0	130.000,0	9.600,0	169,0
8	53.750,1	75.688,5	25.920,0	265,0	147.000,0	140.000,0	10.800,0	173,0
19	60.340,0	57.146,5	17.615,0	173,0	164.250,0	123.930,2	12.150,0	154,0
20	32.224,5	39.624,4	11.203,0	173,0	190.825,6	145.709,3	11.203,0	169,0
21	16.940,5	16.890,7	2.000,0	173,0	33.910,5	20.279,1	2.000,0	121,0
22	63.683,2	64.007,0	21.312,0	171,0	265.310,5	247.030,2	20.000,0	171,0
23	31.835,9	38.745,3	12.992,0	171,0	179.069,8	168.023,3	13.000,0	159,0

Tablo 4.1’de görüldüğü üzere, bütün ameliyathanelere laminer akış ünitesi düşünülmesi ve VDI 2167 ye göre istenilen 9m^2 üfleme yüzeyi alanına sahip laminer

akış ünitesi seçilmesi üfleme havası debisini oldukça arttırmıştır. Ayrıca filtre sınıflarının ve kademesinin artması basınç kayıplarını ve buna bağlı olarak fan kapasitesini arttırmıştır. Ancak karışım havası kullanıldığı için ısıtma ve soğutma kapasitelerinde önemli miktarda düşüş görülmektedir. Bu enerji sarfiyatında önemli miktarlarda tasarruf sağlayacaktır. Sadece 21 numaralı santral bulaşıcı hastalık bölümünü bulunduğu yoğun bakım odaları bulunduğundan bu bölüm %100 taze havalı düşünülmüş ve debi miktarında bir değişiklik olmamıştır. Hesap farklılıklarından dolayı ısıtma ve soğutma kapasiteleri farklı bulunmuştur.

Tablo 4.2. VDI 2167 standardında istenilenlere göre yapılan hesaplamalarda bulunan aspiratörlere ait debi ve basınç kaybı değerleri ile mevcut proje değerleri

Aspiratör No	VDI2167 standardına göre hesaplanan değerler		DIN1946/4 (1999) Standardına göre mevcut proje değerleri	
	Debi (V)	Basınç Kaybı (Hm)	Debi (V)	Basınç Kaybı (Hm)
	(m ³ /h)	(mmSS)	m ³ /h	mmSS
1	23.328,0	112,0	11.070,0	68,0
2	11.164,0	111,0	4.860,0	54,0
3	11.664,0	111,0	6.240,0	56,0
4	17.496,0	111,0	7.290,0	68,0
5	17.496,0	111,0	8.640,0	66,0
6	17.496,0	111,0	11.340,0	70,0
7	11.664,0	110,0	8.640,0	76,0
8	23.328,0	112,0	9.720,0	65,0
19A	13.402,0	113,0	10.935,0	70,0
19B	4.580,0	66,0		
20A	9.944,0	113,0	13.000,0	68,0
20B	3.022,0	62,0		
21	2.400,0	114,0	2.400,0	64,0
22A	12.889,0	115,0	18.900,0	76,0
22B	12.608,0	82,0		
23A	13.160,0	112,0	11.500,0	70,0
23B	4.544,0	62,0		

Tablo 4.2 'de VDI 2167'de verilen, dönüş havası için kullanılması gereken filtreleme şartlarına göre yapılan hesaplar sonucu bulunan aspiratör kapasiteleri gösterilmiştir. 19, 20, 22 ve 23 numaralı aspiratörler uygun filtreleme ile üfleme havasına karıştırılmaktadır. 19B, 20B, 22B ve 23B numaralı aspiratörler ise lavabo, duş, mutfak v.b. ortamların havalarını üfleme havasına karıştırmamak için direk dışarı atışlı aspiratörler olarak düşünülmüştür. Bu tabloda da görüldüğü gibi dönüş havasını üfleme havasına karıştırmak için yapılması gereken filtrelemeye bağlı olarak aspiratörlerin basınç kayıpları artmıştır. Ayrıca ameliyathanelerdeki üfleme havası miktarının artışına bağlı olarak, dönüş havası miktarı da artmıştır. 21 numaralı aspiratör, belirtildiği gibi bulaşıcı hastalık bölümüne ait olduğundan bu bölümün debisinde bir değişiklik olmamış ancak filtreleme VDI2167'ye göre yapıldığından basınç kaybı artmıştır.

Filtreleme yapılırken, 1. kademe santral girişinde, 2. kademe santral içerisinde, 3. kademe santral çıkışında, 4. kademe ise mahale üfleme noktasında düşünülmüştür. (Korkmaz 2007 ve http://www.tecnairlv.it/cms/view/prodotti/lifeline/air_ceiling/s185). 3. Kademe filtre de HEPA filtre istenmekte ve HEPA filtre üzerinden geçen hava hızının 2,5 m/s'yi geçmemesi gerekmektedir (Anonim 2003). Bu hız düşümü nedeniyle kanal boyutlarında artış olmuş ve toplam kanal metrekaresini oldukça arttırmıştır. Ancak hızın düşük olması fan kapasitesinin yüksek hava hızı olan bir sisteme göre daha düşük değerlerde çıkmasını sağlamıştır.

Bulunan bu değerlere göre, ameliyathane ve yoğun bakımları besleyen klima santrallerinin tükettiği enerjiyi yaz ve kış şartları için şu şekilde bulabiliriz:

$$E_{K.S.} = F * t * e \quad (4.1)$$

$$F = W_{komp} + W_{fan} + W_{asp} \quad (4.2)$$

Kompresör gücünün pratik olarak tespiti için:

Yaz çalışma şartlarında STK=2,5 kabulüyle

$$W_k = Q_{soğ} * STK \quad (4.2a)$$

Kış çalışma şartlarında ITK=3,5 kabulüyle

$$Wk = Q_{s1c} * ITK \quad (4.2b)$$

Aspiratör ve fanın harcadığı güçler de basınç kaybı ve debiye göre, gerekli kataloglardan seçilmiştir.

Ameliyathanelerin günlük çalışma saati, standartlarda 8-12 saat arası verilmektedir. Bu çalışmada çalışma saati 12 saat kabul edilmiş, ameliyathaneleri besleyen santraller günde 12 saat tam debiyle, kalan 12 saat boyunca da enerji tasarrufu amacıyla yarım debiyle çalıştığı düşünülmüştür.. Yoğun bakımları besleyen santraller ise günün 24 saati tam kapasite çalışmaktadır (Anonim 2005).

Tedaş'ın belirlediği fiyatlara göre elektriğin birim fiyatı ise $e=19,5$ kr alınarak hesaplamalar yapılmıştır (<http://www.porttakal.com/haber-yeni-elektrik-birim-fiyatlari-belli-oldu-127662.html>).

Tablo 4.3a. Projenin VDI 2167 standartlarında istenilen şartlara göre tasarlanmış olması durumunda hesaplanan yıllık enerji maliyeti

YAZ ÇALIŞMA ŞARTLARI												
Santral No	Soğutma Gücü(W)	Soğutma Gücü (yarım debi) (W)	Kompresör Gücü (kW)	Kompresör Gücü (yarım debi) (kW)	Fan Gücü (tam debi) (kW)	Fan Gücü (yarım debi) (kW)	Aspiratör Gücü (tam debi) (kW)	Aspiratör Gücü (yarım debi) (kW)	Toplam Güç (tam debi) (kW)	Toplam Güç (Yarım debi) (kW)	Tüketilen enerji (tam debi) (TL)	Tüketilen enerji (yarım debi) (TL)
1	77.250,00	42.628,70	193,1	106,6	25	17	10	4,5	228,1	128,1	19.484,20	10.938,60
2	37.844,20	20.578,50	94,6	51,4	13	9,5	4,5	2,6	112,1	63,5	9.575,40	5.427,50
3	40.968,60	23.521,80	102,4	58,8	13	0,5	4,5	2,7	119,9	62	10.242,50	5.295,80
4	56.767,40	30.867,80	141,9	77,2	18	11	7	3,7	166,9	91,9	14.256,50	7.846,60
5	55.181,60	32.339,40	138	80,8	18	11	7	3,7	163	95,5	13.917,90	8.160,80
6	56.744,20	33.811,00	141,9	84,5	18	11	7	3,7	166,9	99,2	14.251,60	8.475,00
7	39.208,10	24.343,30	98	60,9	13	9,5	4,5	2,6	115,5	73	9.866,60	6.231,40
8	75.688,50	37.762,90	189,2	94,4	25	17	10	4,5	224,2	115,9	19.150,70	9.899,60
9	57.146,50		142,9		11		6,5		160,4		27.393,80	0
10	39.624,40		99,1		7		5		111,1		18.971,40	0
11	16.890,70		42,2		2,5		1,4		46,1		7.879,40	0
12	64.007,00		160		13		6		179		30.579,80	0
13	38.745,30		96,9		8,5		6		111,4		19.023,10	0
TOPLAM (TL)											214.592,70	62.275,30

Tablo 4.3b. Dış mahalle direkt bağlantılı aspiratörlerin güçleri

Aspiratör no	Aspiratör Gücü(KW) (tam debi)	Toplam Güç (tam debi) (kW)	Tüketilen enerji (tam debi) (kW)	Tüketilen enerji (yarım debi)
9B	1,0	1,0	170,8	0,0
10B	0,7	0,7	119,6	0,0
12B	4,5	4,5	768,7	0,0
13B	1,0	1,0	170,8	0,0
TOPLAM (TL)			1.229,9	
GENEL TOPLAM (TL)			278.098,0	

Tablo 4.3a ve b 'de santral numaralarına göre sistemin tam debi ve yarım debi halinde çalışması durumunda soğutma, aspiratör, fan ve kompresör güçleri bulunarak

gösterilmiştir. 1,2...,8 numaralı santraller ameliyathaneleri beslediğinden 12 saat tam kapasite, 12 saat ise yarım kapasite çalışmakta, diğer santraller ise yoğun bakım ünitelerini beslediğinden 24 saat tam kapasite çalışmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi 19B, 20B, 22B ve 23B numaralı aspiratörler, mutfak, duş, wc v.b. mahallerin havasının dönüş havasına karışması istenmediğinden ilave olarak düşünülmüş, sadece havayı dış mahale atan aspiratörlerdir. 21 numaralı santral ise bulaşıcı hastalık bölümünün olduğu yoğun bakımı beslediğinden %100 taze havalıdır ve ekstra bir aspiratöre gerek yoktur. Görüldüğü gibi ameliyathanelerin çalışmadığı durumlarda sistem yarım kapasite çalıştırılarak oldukça yüksek miktarda enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Aynı enerji maliyeti hesapları hesaplar proje üzerindeki soğutma, fan ve aspiratör güçleri değerlere göre yapılmış ve buna göre bulunmuş sonuçlar Tablo-5'te verilmiştir.

Tablo 4.4. Mevcut proje üzerindeki değerlere göre hesaplanan yıllık enerji maliyeti

YAZ ÇALIŞMA ŞARTLARI												
Santral No	Soğutma Gücü(W)	Soğutma Gücü (yarım debi) (W)	Kompresör Gücü (kW)	Kompresör Gücü (yarım debi) (kW)	Fan Gücü (tam debi) (KW)	Fan Gücü (yarım debi) (KW)	Aspiratör Gücü (tam debi) (KW)	Aspiratör Gücü (yarım debi) (KW)	Toplam Güç (tam debi) (kW)	Toplam Güç (Yarım debi) (kW)	Tüketilen enerji (tam debi) (TL)	Tüketilen enerji (yarım debi) (TL)
1	168.218,9	94.202,6	420,5	235,5	11,20	6,72	4,10	2,17	435,8	244,4	37.225,7	20.874,2
2	74.086,1	41.488,2	185,2	103,7	4,10	2,46	1,49	0,79	190,8	107,0	16.296,7	9.136,3
3	95.110,6	53.261,9	237,8	133,2	7,46	4,48	2,24	1,19	247,5	138,8	21.137,0	11.856,4
4	110.128,1	61.671,7	275,3	154,2	7,46	4,48	2,98	1,58	285,8	160,2	24.406,8	13.685,6
5	125.145,5	70.081,5	312,9	175,2	11,19	6,71	2,98	1,58	327,0	183,5	27.932,0	15.672,5
6	168.218,9	94.202,6	420,5	235,5	11,19	6,71	4,10	2,17	435,8	244,4	37.224,9	20.873,6
7	130.151,3	72.884,7	325,4	182,2	11,19	6,71	4,10	2,17	340,7	191,1	29.096,5	16.321,8
8	135.280,9	75.757,3	338,2	189,4	11,20	6,72	4,10	2,17	353,5	198,3	30.192,6	16.935,6
9	124.074,5		310,2	0,0	11,19		5,59		327,0		55.852,4	0,0
10	107.641,3		269,1	0,0	11,19		5,59		285,9		48.834,6	0,0
11	14.981,0		37,5	0,0	1,49		0,75		39,7		6.780,3	0,0
12	247.317,8		618,3	0,0	14,91		7,46		640,7		109.438,3	0,0
13	168.218,9		420,5	0,0	11,19		4,10		435,8		74.449,7	0,0
TOPLAM (TL)											518.867,3	125.356,1
GENEL TOPLAM (TL)											644.223,4	

Tablo 4.4' te bulunan değerlerle Tablo-4.3'teki değerleri kıyasladığımızda, fan ve aspiratör kapasitelerinin oldukça arttığı görülmektedir. Ancak karışım havası kullanarak sistemin soğutma kapasitesi oldukça düşürülmüştür. Buna bağlı olarak kompresör kapasitesi düşmüş ve oldukça yüksek miktarda enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Aynı hesaplamalar, santralin kış şartlarında çalışma durumu için de yapılmıştır. Tablo 4.5.a ve 4.5.b'de projenin VDI 2167 standartlarına göre tasarlanmış olması durumunda yapılmış hesaplamalar, Tablo-4.6'da ise mevcut proje üzerindeki değerlere göre yapılmış hesaplamalar verilmiştir.

Tablo 4.5a. Projenin VDI 2167 standartlarına göre tasarlanmış olması durumunda hesaplanan yıllık enerji maliyeti

KIŞ ÇALIŞMA ŞARTLARI												
Santral No	Isıtma Gücü (tam debi) (W)	Isıtma Gücü (yarım debi) (W)	Kompresör Gücü (tam debi) (kW)	Kompresör Gücü (yarım debi) (kW)	Fan Gücü (kW) (tam debi)	Fan Gücü (yarım debi) (kW)	Aspiratör Gücü (kW) (tam debi)	Aspiratör Gücü (kW) (yarım debi)	Toplam Güç (tam debi) (kW)	Toplam Güç (yarım debi) (kW)	Tüketilen enerji (tam debi)	Tüketilen enerji (yarım debi)
1	53.750,00	32.618,50	188,1	114,2	25	17	10	4,5	223,1	135,7	19.057,10	11.587,10
2	23.840,90	17.013,70	83,4	59,5	13	9,5	4,5	2,6	100,9	71,6	8.621,60	6.119,50
3	22.757,10	17.555,50	79,6	61,4	13	0,5	4,5	2,7	97,1	64,6	8.297,60	5.521,30
4	35.761,20	23.407,30	125,2	81,9	18	11	7	3,7	150,2	96,6	12.825,50	8.252,80
5	35.761,20	23.407,30	125,2	81,9	18	11	7	3,7	150,2	96,6	12.825,50	8.252,80
6	34.244,00	23.407,30	119,9	81,9	18	11	7	3,7	144,9	96,6	12.372,00	8.252,80
7	29.259,10	22.757,10	102,4	79,6	13	9,5	4,5	2,6	119,9	91,7	10.241,30	7.836,40
8	53.750,10	32,6	188,1	0,1	25	17	10	4,5	223,1	21,6	19.057,10	1.846,10
9	60.340,00		211,2		11		6,5		228,7		39.064,80	
10	32.224,50		112,8		7		5		124,8		21.315,90	
11	16.940,50		59,3		2,5		1,4		63,2		10.794,40	
12	62.683,20		219,4		13		6		238,4		40.722,00	
13	37.835,90		132,4		8,5		6		146,9		25.097,90	
TOPLAM (TL)											240.292,60	57.668,60

Tablo 4.5b. Dış mahalle direkt bağlantılı aspiratörlerin gücü

Aspiratör no	Aspiratör Gücü (tam debi) (KW)	Toplam Güç (tam debi) (kW)	Tüketilen enerji (tam debi)	Tüketilen enerji (yarım debi)
9B	1,0	1,0	170,8	0,0
10B	0,7	0,7	119,6	0,0
12B	4,5	4,5	768,7	0,0
13B	1,0	1,0	170,8	0,0
TOPLAM (TL)			1.229,9	
GENEL TOPLAM (TL)			299.191,2	

Tablo 4.6. Mevcut proje üzerindeki değerlere göre hesaplanan yıllık elektrik maliyeti

KİŞİ ÇALIŞMA ŞARTLARI												
Santral No	Istima Gücü (tam debi) (W)	Istima Gücü (yarım debi) (W)	Kompresör Gücü (tam debi) (kW)	Kompresör Gücü yarım debi(kW)	Fan Gücü(KW) (tam debi)	Fan Gücü (yarım debi) (KW)	Aspiratör Gücü(KW) (tam debi)	Aspiratör Gücü (KW) (yarım debi)	Toplam Güç (tam debi)(kW)	Toplam Güç (Yarım debi)(kW)	Tüketilen enerji (tam debi)	Tüketilen enerji (yarım debi)
1	166.193,2	99.715,9	581,7	349,0	11,20	6,72	4,10	2,17	597,0	357,9	50.987,8	30.568,1
2	76.251,5	45.750,9	266,9	160,1	4,10	2,46	1,49	0,79	272,5	163,4	23.271,7	13.954,1
3	97.520,4	58.512,2	341,3	204,8	7,46	4,48	2,24	1,19	351,0	210,5	29.980,7	17.975,0
4	111.257,3	66.754,4	389,4	233,6	7,46	4,48	2,98	1,58	399,8	239,7	34.150,4	20.472,4
5	129.220,0	77.532,0	452,3	271,4	11,19	6,71	2,98	1,58	466,4	279,7	39.838,6	23.885,4
6	168.218,9	100.931,3	588,8	353,3	11,19	6,71	4,10	2,17	604,1	362,1	51.592,4	30.930,9
7	139.161,8	83.497,1	487,1	292,2	11,19	6,71	4,10	2,17	502,4	301,1	42.906,3	25.719,2
8	147.171,1	88.302,7	515,1	309,1	11,20	6,72	4,10	2,17	530,4	318,0	45.301,4	27.156,3
9	164.441,2		575,5		11,2		5,59		592,3		101.180,8	0,0
10	191.047,7		668,7		11,2		5,59		685,4		117.088,1	0,0
11	33.949,9		118,8		1,5		0,75		121,1		20.680,3	0,0
12	265.619,3		929,7		14,9		7,46		952,0		162.627,1	0,0
13	179.278,2		627,5		11,9		4,10		643,5		109.918,2	0,0
TOPLAM											829.523,7	190.661,6
GENEL TOPLAM (TL)											1.020.185,2	

Yapılan hesaplamalar sonucu görüldüğü gibi, kış ve yaz çalışma şartlarında mevcut proje ile bu projenin VDI 2167 standartlarına göre yapılan hesaplamalar sonucu çok yüksek oranda elektrik enerjisi maliyeti farkı vardır.

Yapılan hesaplamalarda görüldüğü üzere DIN1946/4'e göre tasarlanmış olan sistemin elektrik maliyetleri oldukça yüksektir. VDI2167'ye göre tasarlanmış olsaydı elektrik maliyetleri oldukça büyük miktarda düşmüş olacaktı.

Yatırım maliyeti açısından bakarsak DIN1946/4 standardına göre tasarlanmış sistemin maliyeti daha düşük olacaktır. VDI2167'ye göre bir sistem tasarımı yapılırsa bütün ameliyathanelere 9 m² üfleme alanına sahip laminer akış ünitesi konulması gerekecektir. Eski sisteme bakılırsa bazı ameliyathanelerde laminer akış ünitesi varken

bazılarında laminer akış ünitesi bulunmamaktadır. Laminer akış ünitesi olmayan ameliyathanelerde türbülanslı akış tercih edilmiştir. Mevcut laminer akış ünitelerinin hepsinin boyutu 9 m² den daha azdır. Bu da ek bir maliyet demektir.

Filtre kademesi ve filtre sınıfları VDI 2167 standardında istendiği şekilde yükseltildiğinden filtre maliyetleri de artmaktadır. Filtre kademelerinin verimliliklerin artmasına bağlı olarak sistemdeki basınç kaybını arttırmış ve buna bağlı olarak fan ve aspiratör güçleri artmıştır. Yani aspiratör ve fan maliyetleri de yükselmektedir. Ayrıca tuvalet, banyo, mutfak v.b mahallerin egzost havasının, mahale üflenen hava ile karışmaması için ilave aspiratörler konulmuştur.

Santral çıkışına HEPA filtre konulmuş ve HEPA filtredeki hava hızının 2,5 m/s' yi geçmesi istenmediğinden dolayı sistemdeki hız, mevcut projedeki hıza göre oldukça düşmüştür. Hızın düşmesine bağlı olarak kanal boyutları artmıştır. Hem kanal boyutlarının artması hem de ilave edilen aspiratörlere de kanal sistemi düşünüldüğü için kanal metrekaresi önemli miktarda artmıştır.

Ancak yıllık enerji maliyetindeki yüksek miktardaki düşüşün yukarıda belirtilen yatırım maliyetlerini kısa sürede tolare edeceği açıktır. Ayrıca bütün bunların üstünde, sistem VDI2167'ye göre tasarlanırsa DIN1946/4 (1999)'a göre tasarlanmış sistemden çok da hijyenik ortam elde edilecektir. İnsan hayatı ve sağlığının çok önemli olduğu hastanelerde bu tip yatırımlardan kaçılmaması gerekmektedir. Üstelik enerji maliyetlerinin azalması, fazladan meydana gelecek yatırım maliyetini tolare etmesi oldukça büyük avantajdır.

4.2. İklimlendirme Sistemleri İçin Ekserji Analizi

4.2.1. Isı Transferinin Ekserjisi

Klimatize edilen bir mahalde ısı transferi; radyasyonla, iletimle ve insanlardan gelen ısı transferi şeklinde incelenmiştir.

4.2.1.1. Radyasyonla Isı Transferinin Ekserji Hesabı

Cam ve diğer yüzeylerden gelen radyasyon enerjisi ile meydana gelen ekserji:

$$E_s = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) Q_s \quad (4.3)$$

4.2.1.2. İletimle Isı Transferi Ekserjisi Hesabı

Cam, duvar ve kapılardan gelen iletim enerji transferi ile meydana gelen ekserji:

$$E_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i \quad (4.4)$$

4.2.1.3. İnsanlardan Gelen Duyulur ve Gizli Isı Transferi Ekserjisi Hesabı

İnsanların vücutlarından mahale olan ısı transferinin ekserjisi:

$$E_v = \left(1 - \frac{T_0}{T_v}\right) Q_v \quad (4.5)$$

4.2.2. Sistemde Yapılan İş Nedeniyle Meydana Gelen Ekserji

4.2.2.1. Kontrol Hacmi İçerisinde Bulunan Tüm Cihazlar, Elektrik İle Beslenen Tüm Aydınlatma Ekipmanları İçin Ekserji Hesabı

$$E_{i\dot{s}} = W = 0 \quad (\text{Sistemde Hareketli Sınır İş Yoktur})$$

4.2.2.2. Aydınlatmadan Kaynaklanan Isı Transferi Nedeniyle Oluşan Ekserji Hesabı

$$E_A = \left(1 - \frac{T_0}{T_A}\right) Q_A \quad (4.6)$$

4.2.3. Nemli Havanın Ekserjisi

Nemli havanın bir karışım olması ve hal değişimi sırasında karışım içindeki su ve kuru hava miktarlarının değişebilmesi, nemli havanın ekserjisini hesaplarken fiziksel ve kimyasal ekserjilerin göz önüne alınmasını gerektirir. Fiziksel ekserji, bulunulan halin çevre halinden fiziksel olarak farklı olmasından kaynaklanır. Sistemin, karışımı oluşturan karışanların miktarları değişmeden çevrenin fiziksel haliyle dengeye gelmesi durumunda yapabileceği en fazla yararlı iştir. Kimyasal ekserji ise karışanların mol

oranlarının çevre olarak kabul edilen karışımdaki mol oranlarına eşitlenmesi sürecinde sistem tarafından yapılabilecek en fazla iştir.

Nemli havanın ekserjisi aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir:

$$e_f = T_0 \left\{ (c_{pa} + wc_{pv}) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right] \right\} + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{\omega}) \ln \left[\frac{1 + \tilde{\omega}_0}{1 + \tilde{\omega}} \right] + \tilde{\omega} \ln \frac{\tilde{\omega}}{\tilde{\omega}_0} \right\} + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{\omega}) \ln \frac{P}{P_0} \right\} \quad (4.7)$$

Bu bağıntıda,

$$\tilde{\omega} = \frac{\omega}{0,622} \quad (4.8)$$

olarak tanımlanmıştır.

4.2.4. Toplam Ekserji Miktarı

Isı transferi, iş ve kütle transferleri nedeniyle oluşan ekserji değerleri toplanarak ekserji dengesi:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \dot{Q}_K - \dot{W} + \sum \dot{m}_g e_g - \sum \dot{m}_\zeta e_\zeta - \dot{E}_d = \frac{dE_{cv}}{dt} \quad (4.9)$$

olarak yazılabilir.

Sürekli rejimde birim zamanda kontrol hacmi içerisinde ekserji değişimi sabit olacaktır. Dolayısıyla sürekli rejimde ekserji kaybı değeri:

$$\dot{E}_d = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \dot{Q}_K - \dot{W} + \sum \dot{m}_g e_g - \sum \dot{m}_\zeta e_\zeta \quad (4.10)$$

şeklinde genel olarak ifade edilebilir. Bu ifade klimatize edilecek bir mahal için:

$$\begin{aligned} \dot{E}_d = & \left(1 - \frac{T_0}{T_{KT}}\right) Q_{I,DUVAR} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{KT}}\right) Q_{I,CAM} + \left(1 - \frac{T_0}{T_S}\right) Q_S + \left(1 - \frac{T_0}{T_A}\right) Q_A + \left(1 - \frac{T_0}{T_V}\right) Q_V \\ & + \sum m_g e_g - \sum m_\varphi e_\varphi \end{aligned} \quad (4.11)$$

olarak yazılabilir (Kıncay ve ark. 2004).

4.3. 1 Numaralı Ameliyathane İçin Ekserji Kaybı Hesabı

4.3.1. Soğutma Durumunda Ekserji Kaybı Hesabı

1 numaralı ameliyathane için ısı kazancı değerleri aşağıda verilmiştir.

Tablo 4.7. 1 Nolu Ameliyathane İçin Isı Kazancı Değerleri

Ameliyathane No	$Q_{i(duv)}(W)$	$Q_{i(cam)}(W)$	$Q_{i(\çati)}(W)$	$Q_S(W)$	$Q_A(W)$	$Q_V(W)$
1	0	0	1908,8	0	1400	786

- Radyasyonla ısı transferi ekserjisi

$E_s=0$ W dır. Bunun sebebi ameliyathanenin dış mahale açık pencerelerinin olmamasıdır.

- İletimle ısı transferi ekserjisi

İletimle ısı transferinin ekserjisinin bulunması için gerekli sistem verileri:

$$T_0=24^\circ\text{C} = 24+273,15 = 297,15 \text{ K}$$

$$T_i \text{ (Bursa için kuru termometre sıcaklığı)} = 37^\circ\text{C} = 37+273,15 = 310,15 \text{ K}$$

$$Q_{i(\çati)}=1908,8 \text{ W}$$

$$E_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i = 80 \text{ W}$$

- İnsanlardan gelen duyulur ve gizli ısı kazancının ekserjisi

$$T_v (\text{İnsan vücut sıcaklığı}) = 36,5^\circ\text{C} = 36.5+273,15 = 309,65 \text{ K}$$

$$Q_v = 786 \text{ W}$$

$$E_v = \left(1 - \frac{T_0}{T_v}\right) Q_v = 31,73 \text{ W}$$

- Aydınlatmadan olan ısı kazancının ekserjisi

$$T_A (\text{Aydınlatma kaynağı sıcaklığı}) = 4000 \text{ K}$$

$$Q_A = 1400 \text{ W}$$

$$E_A = \left(1 - \frac{T_0}{T_A}\right) Q_A = 1296 \text{ W}$$

- Nemli havanın ekserjisi

Nemli havanın özellikleri, soğutma yükü hesabı yapılırken tespit edilmektedir.

$$T_0 = 24 \text{ }^\circ\text{C} = 297,15 \text{ K}$$

$$T = 21,2 \text{ }^\circ\text{C} = 294,35$$

$$\omega_0 = 0,0095 \text{ kg/kg}$$

$$\omega = 0,0093 \text{ kg/kg}$$

$$\tilde{\omega}_0 = 0,01527 \text{ kg/kg}$$

$$\tilde{\omega} = 0,01495 \text{ kg/kg}$$

$$m_{\text{hava}} = 6480 \text{ kg/h} = 1,8 \text{ kg/s}$$

$$P = P_0 = \text{sabit}$$

$$e_f = T_0 \left\{ \left(c_{pa} + w c_{pv} \right) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right] \right\} + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) \ln \left[\frac{1 + \tilde{w}_0}{1 + \tilde{w}} \right] + \tilde{w} \ln \frac{\tilde{w}}{\tilde{w}_0} \right\} \\ + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{w}) \ln \frac{P}{P_0} \right\} = 0,01327 \text{ kJ/kg}$$

$$E_f = m_{\text{hava}} \cdot e_f = 0,024 \text{ kW} = 24 \text{ W}$$

Bulunan ekserji kaybı değerleri Tablo-8'de verilmiştir. Tablo-9'da ise ekserji kayıplarının oransal dağılımı verilmiştir.

Tablo 4.8. 1 Nolu Ameliyathane İçin Ekserji Kaybı Değerleri

Ameliyathane No	$E_{i(\text{çatı})}(\text{W})$	$E_A(\text{W})$	$E_v(\text{W})$	$E_f(\text{W})$	$E_d(\text{W})$
1	80	1296	31,73	24	1431,73

Tablo 4.9. 1 Nolu Ameliyathaneye ait Ekserji Kayıplarının Oransal Olarak Dağılımı

Ameliyathane No	Çatıdan iletim	Aydınlatma ile	İnsanlardan	Klima Havaından
1	0,0558	0,905	0,022	0,0167

Sistem soğutma durumunda çalışırken aydınlatmadan kaynaklı ekserji kaybının diğer kayıplara nazaran oldukça yüksek olduğunu görülüyor. Mahalin tavanı dışında dış mekanla bağlantısı olmaması ve bitişik diğer mahallerden de ısı kazancı olmamasından dolayı aydınlatmadan olan ısı kazancı diğer ısı kazançlarına göre oldukça yüksektir. Buna bağlı ekserji kaybını azaltmak için çevreye düşük ısı veren aydınlatma sistemleri tercih edilmelidir.

4.3.2. Isıtma Durumunda Ekserji Kaybı Hesabı

1 numaralı ameliyathane için ısı kaybı değerleri aşağıda verilmiştir. Isı kazancından kaynaklanan ekserji hesabında ısı kazancı pozitif (+) işaretli kullanılmıştır. Isı kaybının ekserjisi hesabında ısı kaybı değerleri negatif (-) işaretli kullanılmıştır.

Tablo 4.10. 1 Nolu Ameliyathane İçin Isı Kaybı Değerleri

Ameliyathane No	$Q_{i(\text{iç duv})}$ (W)	$Q_{i(\text{cam})}$ (W)	$Q_{i(\text{çatı})}$ (W)	$Q_e(\text{sızıntı})$ (W)
1	946,8	0	666	4233,6

- İletimle ısı kaybı hesabı
 - Çatıdan iletimle ısı kaybı hesabı ekserjisi

$$T_i = -1^\circ\text{C} = 272,15 \text{ K}$$

$$E_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) (-Q_{i(\text{çatı})}) = 61,2 \text{ W}$$

- İç duvarlar ve iç kapılardan iletimle ısı kaybının ekserjisi

$$T_i = 18^\circ\text{C} = 291,15 \text{ K}$$

$$E_i = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) (-Q_{i(\text{kapı})}) = 19,52 \text{ W}$$

- Sızıntıyla olan ısı kaybı ekserjisi

$$T_i = 18^\circ\text{C} = 291,15 \text{ K}$$

$$E_e = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) (-Q_e) = 87,3 \text{ W}$$

- Nemli havanın ekserjisi

$$T_0 = 24^\circ\text{C} = 297,15 \text{ K}$$

$$T = 28 \text{ }^\circ\text{C} = 301,15 \text{ K}$$

$$\omega_0 = 0,0095 \text{ kg/kg}$$

$$\omega = 0,0079 \text{ kg/kg}$$

$$\tilde{\omega}_0 = 0,01527 \text{ kg/kg}$$

$$\tilde{\omega} = 0,0127 \text{ kg/kg}$$

$$m_{\text{hava}} = 6480 \text{ kg/h} = 1,8 \text{ kg/s}$$

$$P = P_0 = \text{sabit}$$

$$e_f = T_0 \left\{ (c_{pa} + \omega c_{pv}) \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right] \right\} + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{\omega}) \ln \left[\frac{1 + \tilde{\omega}_0}{1 + \tilde{\omega}} \right] + \tilde{\omega} \ln \frac{\tilde{\omega}}{\tilde{\omega}_0} \right\} + R_a T_0 \left\{ (1 + \tilde{\omega}) \ln \frac{P}{P_0} \right\} = 0,0422 \text{ kJ/kg}$$

$$E_f = m_{\text{hava}} \cdot e_f = 0,0756 \text{ kW} = 75,6 \text{ W}$$

Tablo-12'de ısıtma durumunda meydana gelen ekserji kaybı değerleri verilmiştir.

Tablo-13'de ise ekserji kayıplarının oransal dağılımı gösterilmiştir.

Tablo 4.11. 1 Nolu Ameliyathane İçin Ekserji Kaybı Değerleri

Ameliyathane No	$E_{i(\text{çatı})}$ (W)	$E_{i(\text{iç duvar})}$ (W)	E_e (W)	E_f (W)	E_d (W)
1	61,2	19,5	87,3	75,6	243,6

Tablo 4.12. 1 Nolu Ameliyathaneye ait Ekserji Kayıplarının Oransal Olarak Dağılımı

Ameliyathane No	Çatıdan iletim	Duvarдан iletim	Sızıntıdan	Klima Havasından
1	0,25	0,08	0,36	0,31

Sistem ısıtma durumunda çalışırken meydana gelen ekserji kayıplarının en yüksek miktarda olanı nemli havanın ekserji, ikinci sırada yine yüksek bir miktar olarak görülen çatıdan olan ısı kaybından dolayı meydana gelen ekserji kaybıdır. Ortama üflenen havayla ortam sıcaklığı arasındaki fark soğutma durumuna göre daha fazla olduğundan ısıtma durumunda nemli havanın ekserjisi daha yüksek olmaktadır. Ayrıca mahalde, çatıdan olan ısı kaybı, iç duvar ve kapılardan olan ısı kaybına göre çok daha yüksek olduğundan, çatıdan olan ısı transferinden kaynaklı olan ekserji kaybı da mahaldeki diğer ekserji kayıplarına göre oldukça yüksek çıkmıştır. Çatıdan olan ekserji kaybını bir miktar azaltmak için ise çatıya daha fazla izolasyon yapılabilir.

5. SONUÇ

Yapılan bu çalışmada, DIN1946/4 (1999) standardına göre tasarlanmış Uludağ Üniversitesi Tıp Fakültesi Hastanesi klima ve havalandırma projesinin, VDI2167 standardına göre düşünülmesi durumunda ortaya çıkan farklılıklar incelenmiştir.

Yapılan hesaplamalar sonucu VDI2167'ye göre düşünülen sistemin enerji maliyetleri, DIN1946/4 (1999) standardına göre tasarlanmış sistemden çok daha düşüktür. Laminer akış üniteleri, filtreler, aspiratör ve fanların gücünün artmasından dolayı fazladan yatırım maliyeti olmaktadır. Ancak elektrik maliyetlerindeki düşüş bu fazladan olan yatırım maliyetini tolare edeceği düşünülmektedir. Ayrıca VDI2167 standardına göre yapılan sistemin, hastane ortamında çok daha hijyenik koşullar sağlaması bu standardın en büyük avantajıdır.

VDI2167 standardında bulunan sonuçlara göre tek bir ameliyathane için ekserji kayıpları hesaplanmıştır. DIN1946/4 (1999) standardına göre tasarlanan sistem için gerekli verilere ulaşılamadığından, bu standarda göre ekserji analizi yapılamamış ve sonuçları kıyaslama imkanı olmamıştır.

KAYNAKLAR

- ANIL, O. B., M. MOBEDİ, B. ÖZERDEM. 2008. Hastanelerin Hijyenik Sınıf 1 Ortamlarında Kullanılan Klima ve Havalandırma Sistemleri İçin Tasarım Parametreleri. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, Sayı 58, Ankara, Türkiye. s:23-30.
- ANIL, O. B., M. MOBEDİ, B. ÖZERDEM. 2007. Hastane Hijyenik Ortamları İçin Klima ve Havalandırma Sistemleri Tasarım Parametreleri. 8. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 25-28 Ekim 2008. s. 497-509.
- ANIL, O. B., M. MOBEDİ, B. ÖZERDEM. 2007. Hastane Hijyenik Ortamları Klima ve Havalandırma Sistemleri. 8.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi. s.514-525.
- ANONİM, 2002. TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Kalorifer Tesisatı Projesi Hazırlama Teknik Esasları. Ankara. 95 s.
- ANONİM, 2005. 2003 ASHRAE Uygulamaları El Kitabı. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Ankara. 850 s.
- ANONİM, 2003. HVAC Design Manual for Hospital and Clinics. ASHRAE, Atlanta, p.138
- ANONİM, 2008. Hastanelerde Hijyen ve Klima Tesisatı. M. BİLGE (Editör). İSKİD, İstanbul. 81 s.
- BOYLU, A., 2009. Ülkemizde Hastane Hijyenik Alan Klima ve Havalandırma Tekniğinin Durumu. RVC-İST Magazin Dergisi, Sayı 8, İstanbul, s.54-63.
- CERİT, B., N. DOĞRUL, 2005. İklimlendirme Yapılacak Tesislerde Enerji Tasarrufu Tedbirleri. Tesisat Mühendisliği Dergisi, sayı 89. s.71-77.
- ÇENGEL, Y., M.A. BOLES. 2008. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Çağlayan Ofset Matbaacılık, İzmir. s.423-470.
- ÇİMEN, F., 2009. Klima Santrallerinde Enerji Tasarrufu. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, Sayı Mayıs-Haziran 2009. s.35-39.
- MEMARZADEH, F., A.P. MANNİNG, 2003. Comparison of Operating Room Ventilation Systems in the Protection of the Surgical Site. Anonim, HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics, ASHRAE, Atlanta, 283 p.
- GÜVEN, K. O., 2003. Ameliyathanelerde Hijyenik Klima Tesisatı. 6.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 8-11 Ekim 2003. s.183-198.
- KINCAY, O., U.AKBULUT, G. TEMİR, 2004. İstanbul'da Bulunan Bir İş Merkezindeki Örnek Bir Katın Soğutma Sezonunda Ekserji Analizi. Tesisat Dergisi, Sayı 108. s.68-73.

KORKMAZ, A., 2007. Hastane İklimlendirme Sistemlerinde Filtre Seçimi ve Filtrenin Önemi. Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı 98. s.27-30.

MOBEDİ, M., 2003. Ameliyathane Klima ve Havalandırma Sistemleri. Tesisat Dergisi, Sayı 85. s.66-70.

SZE, G., L.S. HWA, A. MATHUR, 2002. Hospital HVAC Design: A Challenge for IAQ, Energy Recovery and System Reliability. The Magazine of Indian Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Sayı July-September 2002.

YAMANKARADENİZ, R., İ. HORUZ, S. COŞKUN, Ö. KAYNAKLI, N. YAMANKARADENİZ. 2008. İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları. Dora Yayın Dağıtım LTD. ŞTİ., Bursa. s.450-487.

http://www.tecnairlv.it/cms/view/prodotti/lifeline/serie_h/serie_h/s184/c72, Erişim Tarihi: 03.09.2009. Konu: Hijyenik klima santralleri.

http://www.tecnairlv.it/cms/view/prodotti/lifeline/air_ceiling/air_ceiling/s185/c756 Erişim Tarihi: 03.09.2009. Konu: Laminer akış ünitesi.

<http://www.tetisan.com.tr/tr/Icerik.ASP?ID=276&M1=271&M2=276>, Erişim Tarihi: 18.06.2009. Konu: Temiz oda ekipmanları.

<http://www.aafintl.com/Products/HEPA%20Filtration.aspx>, Erişim Tarihi: 12.05.2009. Konu: Hepa Filtre.

http://www.turann.com.tr/isi_geri_kazanma_cihaz.asp, Erişim Tarihi: 18.06.2009. Konu: Isı geri kazanım cihazı.

www.ventsan.com/ventsan_brosur.pdf, Erişim Tarihi: 18.05.2009. Konu: Menfezler.

http://www.havak.com/urunbir_iki.html, Erişim Tarihi: 07.09.2009. Konu: Havalandırma ekipmanları.

www.venco.com.tr, Erişim Tarihi: 18.05.2009. Konu: Klima sistemi ekipmanları.

www.elektroteknik.com.tr, Erişim Tarihi: 18.05.2009. Konu: Klima sistemi ekipmanları.

www.kartalmenfez.com, Erişim Tarihi: 20.05.2009. Konu: Menfezler.

www.rox-online.de, Erişim Tarihi: 20.05.2009. Konu: Hijyenik klima santralleri.

www.doguiklimlendirme.com, Erişim Tarihi: 21.05.2009. Konu: Klima sistemi ekipmanları.

www.alperen.com.tr, Erişim Tarihi: 21.05.2009. Konu: Klima sistemi ekipmanları.

www.mmoistanbul.org/yayin/tesisat/93/2/, Erişim Tarihi: 25.05.2009. Konu: Isı geri kazanım cihazları.

http://www.krugerfan.com/brochure/Centrifugal/BDB_Series.pdf, Erişim Tarihi: 06.06.2009. Konu: Santrifüj fanlar.

www.klsmartin.com/fileadmin/download/Prospektbestellung_PDF/OP_Leuchten/90-781-02-05_04_09_marLED.pdf, Erişim Tarihi: 02.09.2009. Konu: Aydınlatma kaynağı teknik özellikleri.

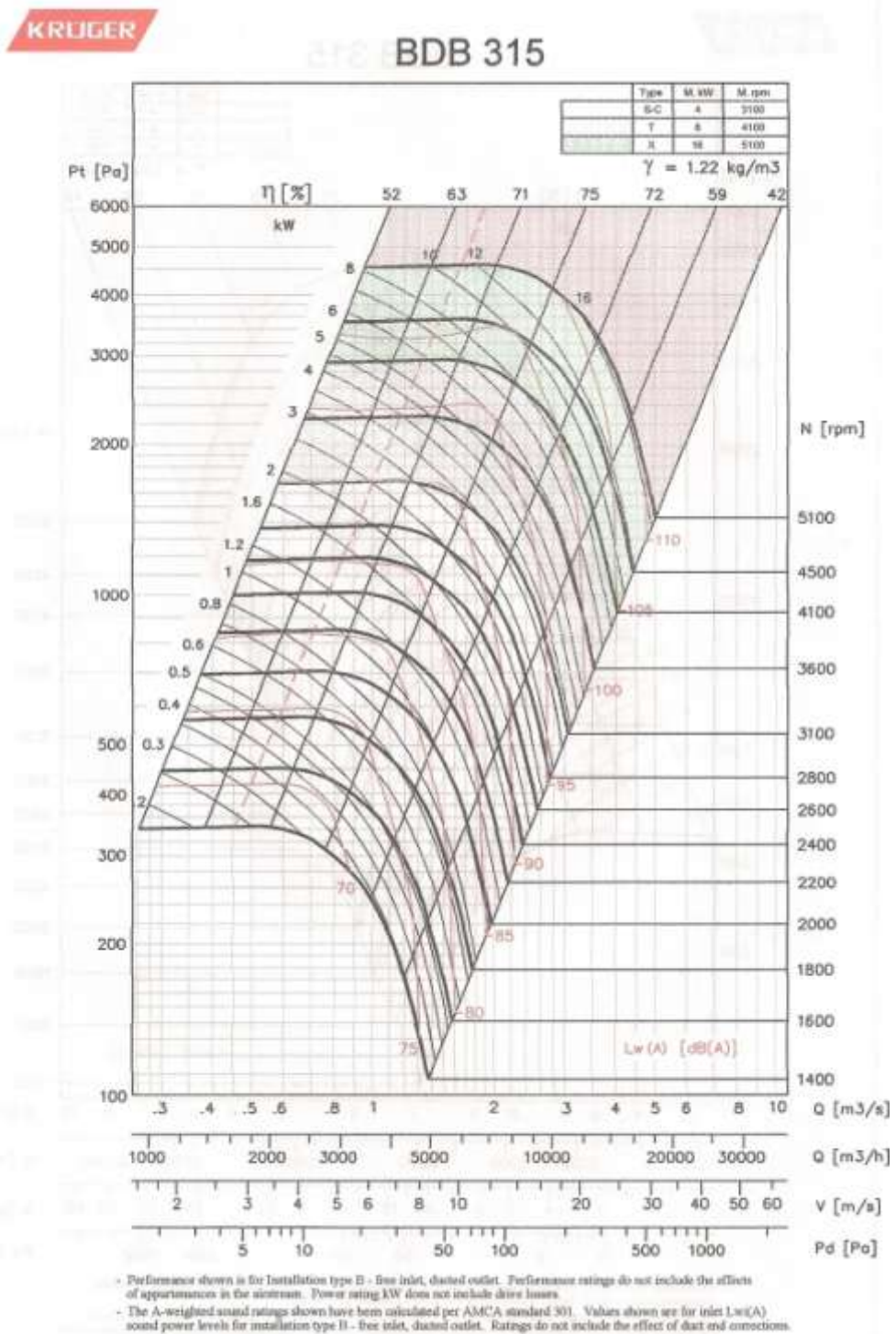
<http://www.mmoistanbul.org/yayin/Scripts/prodView.asp?idproduct=369>, Erişim Tarihi: 04.09.2009. Konu: M. MOBEDİ'nin makalesi.

http://www.bht.ch/de/pdf/publikationen/050331-Brunner_Spital_English.pdf, Erişim Tarihi: 08.09.2009. Konu: A.BRUNNER'in makalesi.

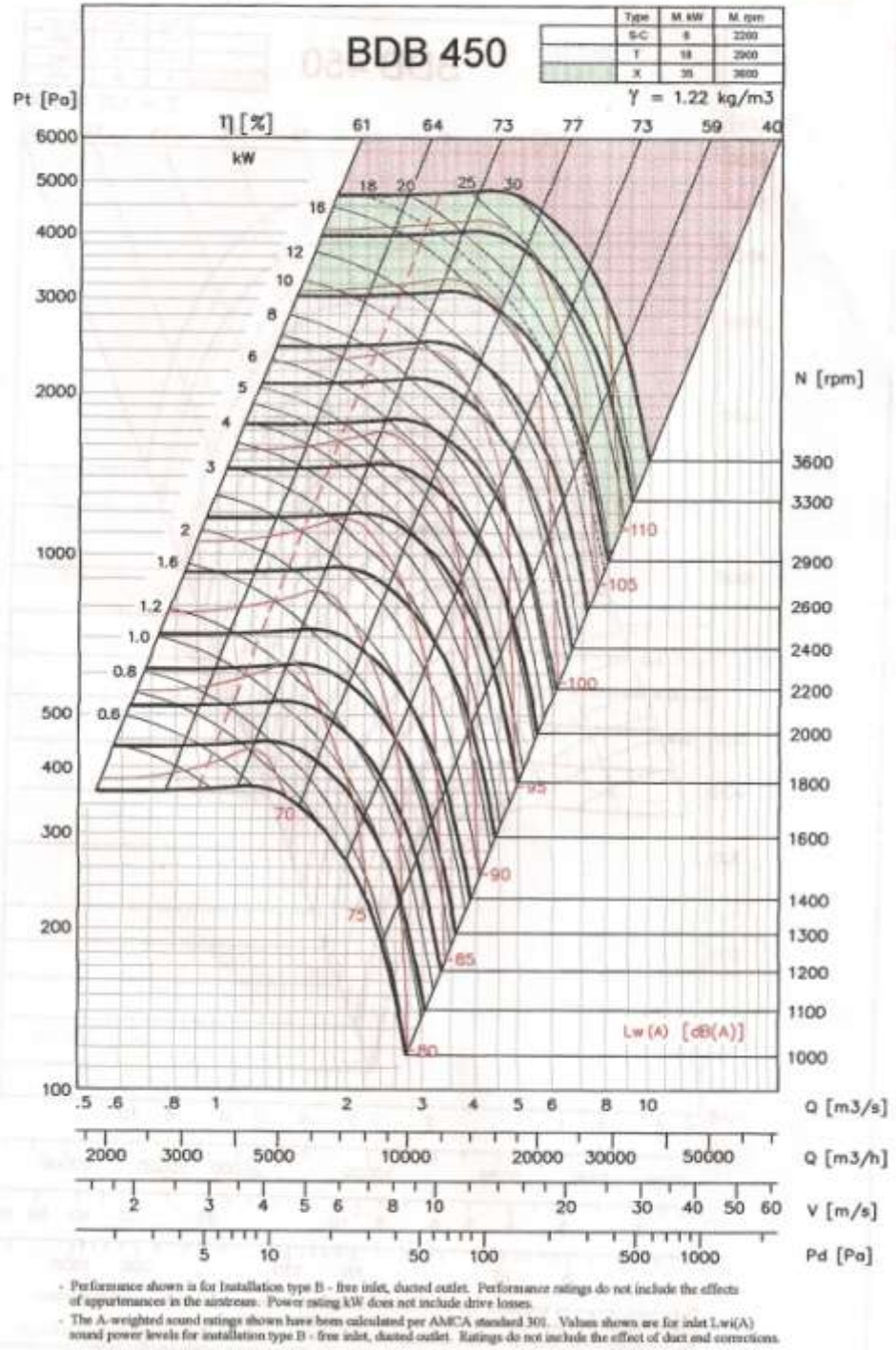
http://www.acsklima.com/isi_geri_kazanim_unitesi.asp, Erişim Tarihi: 08.06.2009.
Konu: Isı Geri Kazanım Ünitesi.

http://www.tedas.gov.tr/tarifeler_xls/2009_trf/tarife_01_04_2009.xls Erişim Tarihi: 26.08.2009. Konu: Elektrik birim fiyatları.

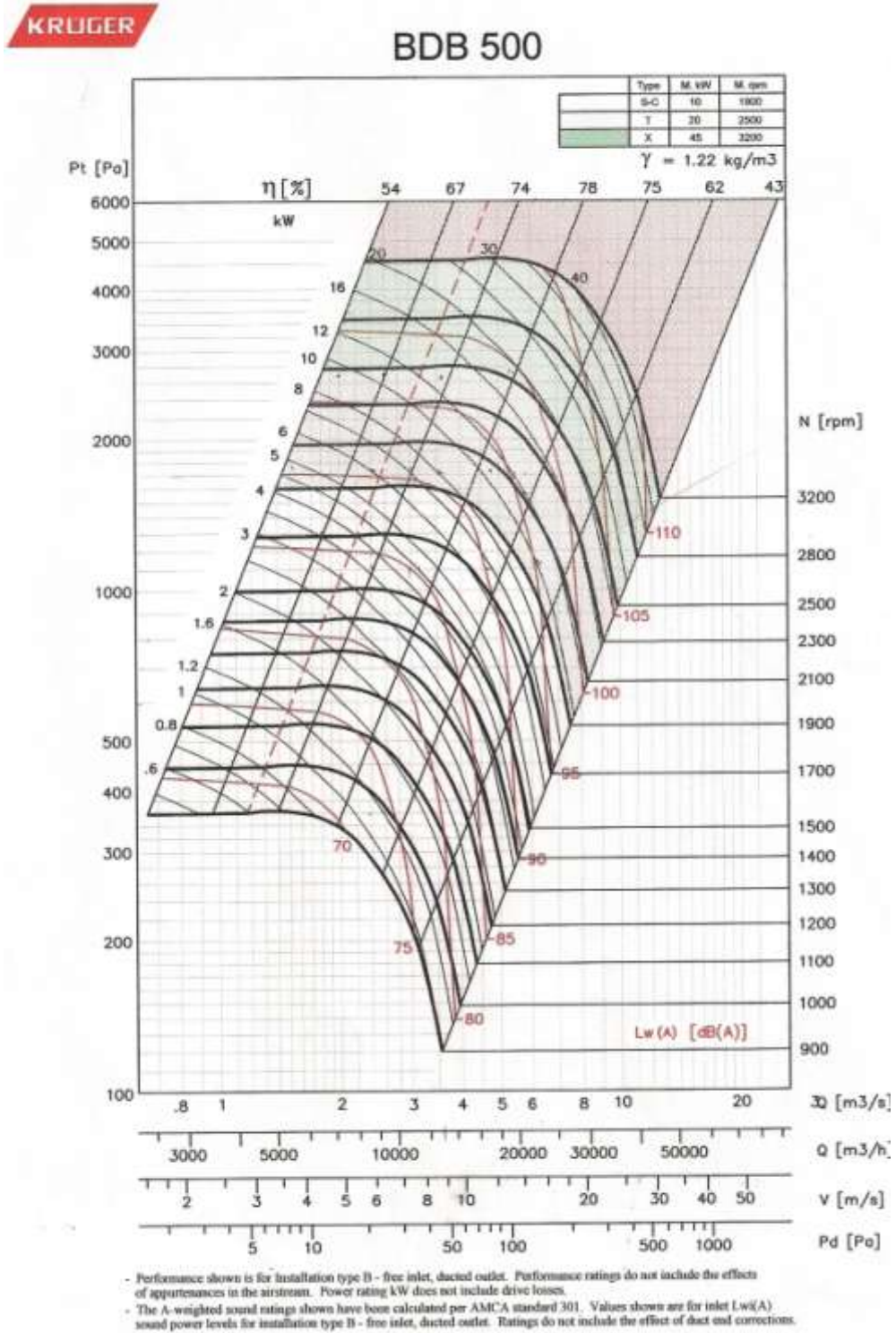
EKLER



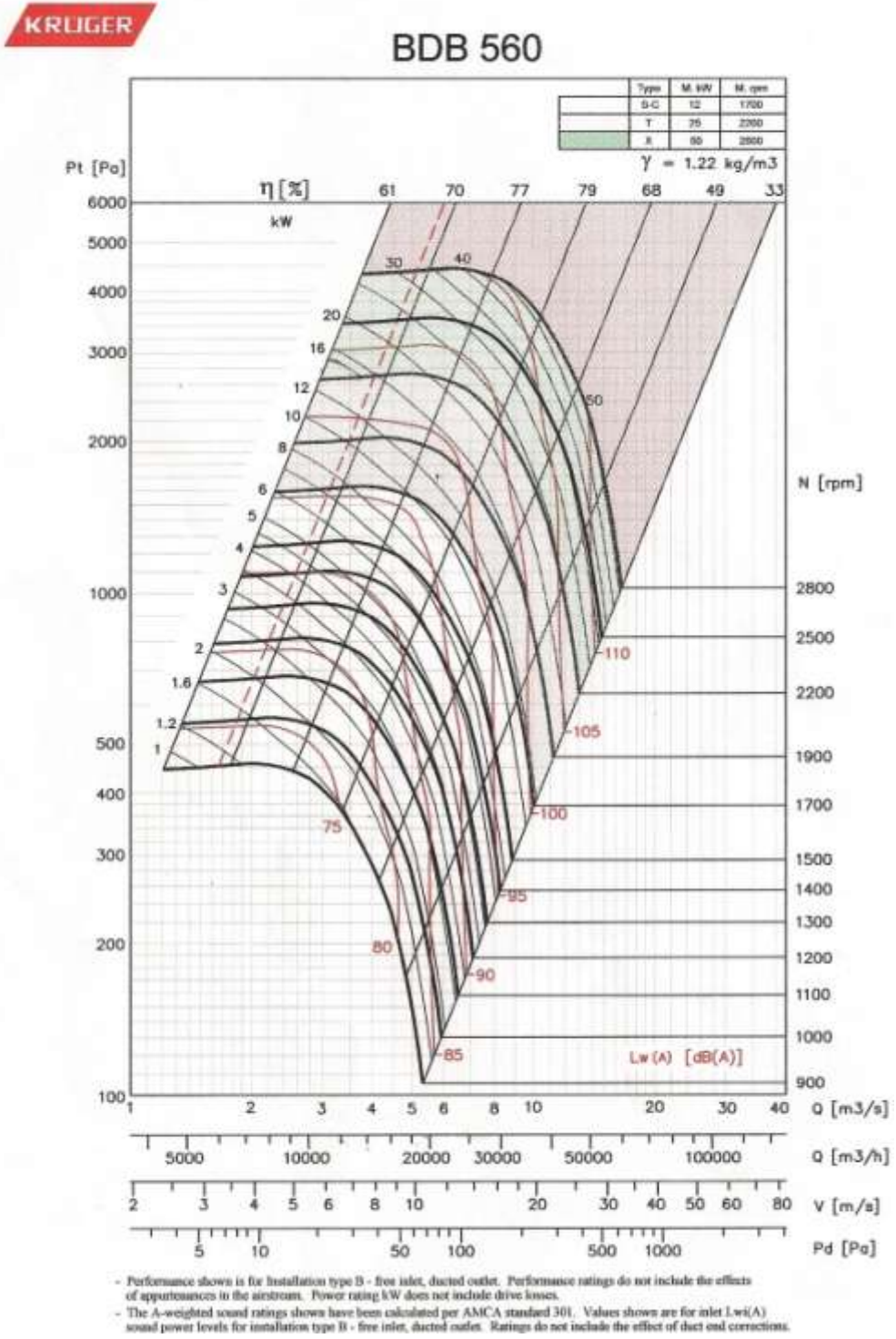
E1 - Fan seçim diyagramı 1



E2 – Fan seçim diyagramı 2



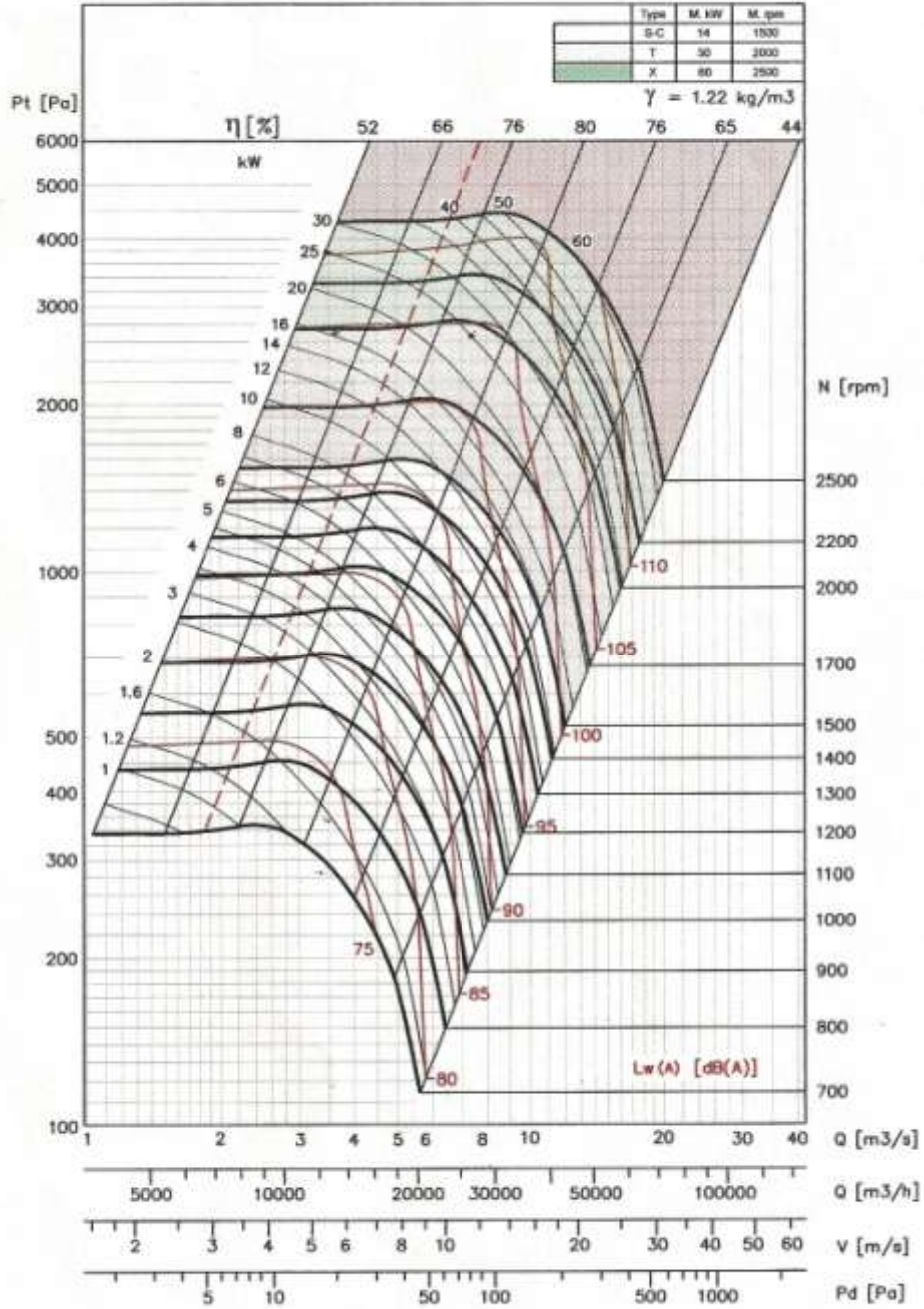
E3 - Fan seçim diyagramı 3



E4 – Fan seçim diyagramı 4



BDB 630



- Performance shown is for installation type B - free inlet, ducted outlet. Performance ratings do not include the effects of apperturancs in the airstream. Power rating kW does not include drive losses.
 - The A-weighted sound ratings shown have been calculated per AMCA standard 301. Values shown are for inlet Lw(A) sound power levels for installation type B - free inlet, ducted outlet. Ratings do not include the effect of duct end corrections.

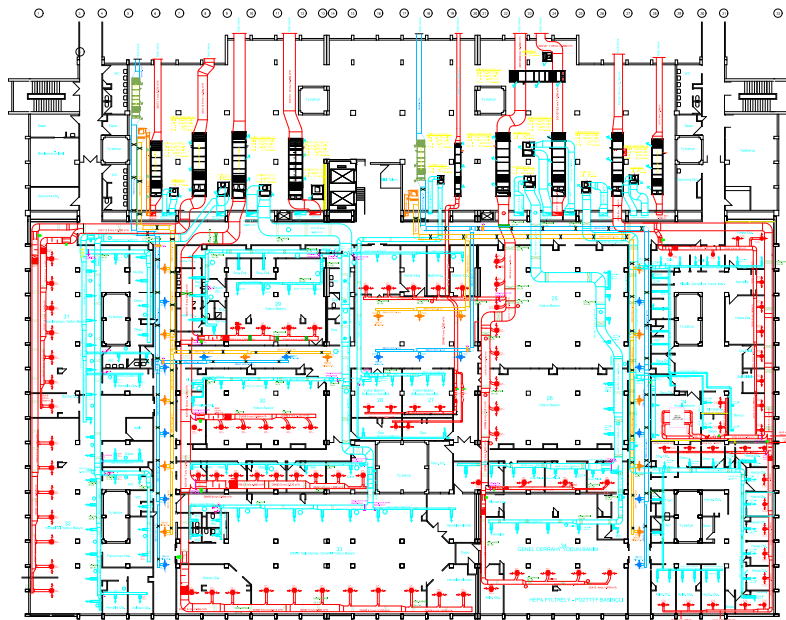
E5 – Fan seçim diyagramı 5

ÖZGEÇMİŞ

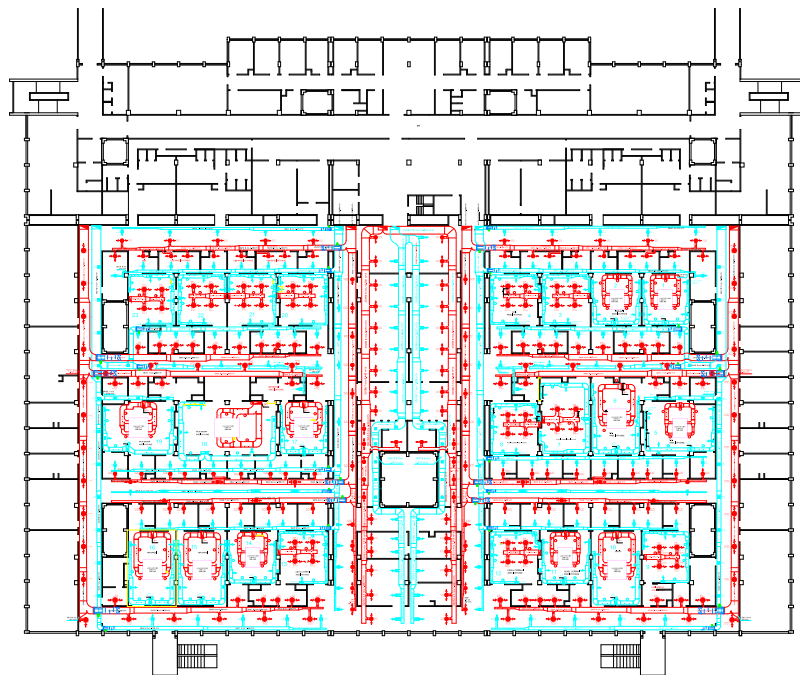
1983 yılında Bursa'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Bursa'da tamamladı. 2000 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde lisans eğitimine başladı. 2004 yılında ise lisans eğitimini tamamladı. 2005 yılında Etkin Mühendislik'te, 2006 yılında EVO Mühendislikte, 2007 yılında Biytaş A.Ş.'de proje mühendisi olarak çalıştı. 2007 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliğinde Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2008'de Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamıştır. Halen Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde görevine devam etmektedir.

TEŞEKKÜR

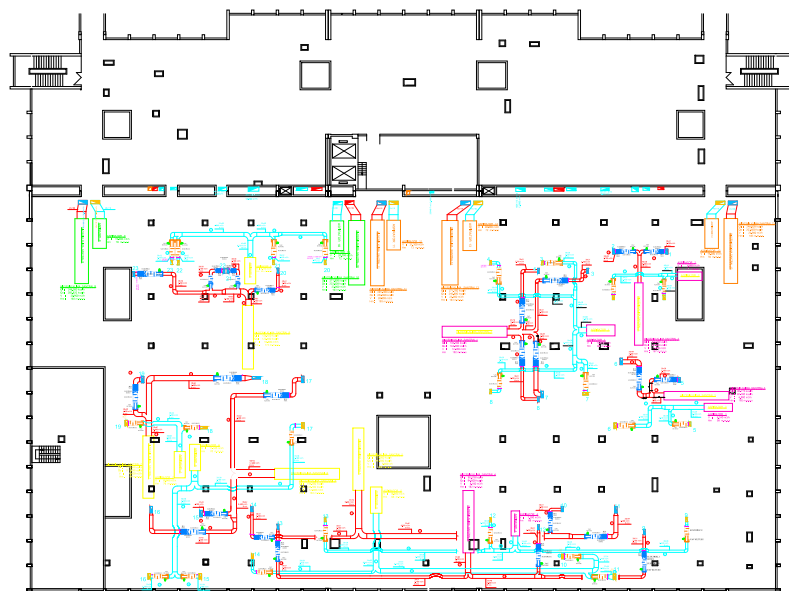
Bu çalıŐmayı yÖneterek yardımlarını esirgemeyen çok değerli hocam ve danıŐmanım Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ'e, çalıŐmamla ilgili her konuda destek olan Öđretim üyeleri Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT ve Doç. Dr. Ömer KAYNAKLI'ya, ayrıca tüm eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme en içten dileklerle teşekkür ederim.



C.BLOK 2. KAT PLANI



C.BLOK 3. KAT PLANI



C.BLOK TERAS KAT PLANI