İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİLERDE ENERJİ ETKİN MAKİNE DAİRESİ HAVALANDIRMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özlem Uslu KARAMAN

Anabilim Dalı : Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

Programı : Gemi İnşaatı Mühendisliği

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Selma ERGİN

HAZİRAN 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİLERDE ENERJİ ETKİN MAKİNE DAİRESİ HAVALANDIRMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özlem Uslu KARAMAN
(508071011)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011
Tezin Savunulduğu Tarih : 08 Haziran 2011

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Selma ERGİN (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT (İTÜ)
Prof. Dr. Demir SİNDEL (İTÜ)

HAZİRAN 2011

Kızım ve eşime…

ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca benden yardımlarını esirgemeyen, bana her konuda yol gösteren, bilgi birikimini ve deneyimini benimle paylaşan Prof. Dr. Selma ERGİN'e şükranlarımı arz ederim.

Ayrıca, her konuda daima yanımda olan eşime, aileme ve varlığıyla bana ilham veren canım kızım Ceren Duru Karaman'a en içten sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2011 Özlem Uslu KARAMAN

(Gemi İnşa Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **ix**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
2. HAVALANDIRMA MEKANİZMALARI VE SİSTEMLERİ **3**
2.1 Havalandırma Mekanizmaları 3
2.1.1 Doğal havalandırma 3
2.1.2 Mekanik havalandırma 5
2.1.3 Karma havalandırma 7
2.2 Havalandırma Sistemleri 7
2.2.1 Besleme sistemleri 7
2.2.2 Eksoz sistemleri 8
2.3 Havalandırma Sistemlerinin Uygulanma Şekilleri 9
2.3.1 Mekanik egzoz doğal besleme sistemi 9
2.3.2 Mekanik besleme doğal egzoz sistemi 10
2.3.3 Doğal besleme ve egzoz sistemi 12
2.3.4 Mekanik besleme-mekanik eksoz sistemi 13
3. GEMİLERDE HAVALANDIRMA **15**
3.1 Kargo Bölgesi Havalandırması 17
3.2 Yaşam Mahalli Havalandırması 18
3.3 Makine Dairesi Havalandırması 21
3.3.1 Makine dairesi havalandırma kriterleri 23
4. MATEMATİK MODEL **25**
4.1 Giriş 25
4.2 Hava Miktarının Hesaplanması 25
4.3 Panjur Alanlarının Hesaplanması 28
4.4 Hava Kanallarında Meydana Gelen Basınç Düşümünün Hesaplanması 29
5. ÖRNEK BİR MAKİNE DAİRESİ HAVALANDIRMA SİSTEMİNİN DİZAYNI **31**
5.1 Giriş 31
5.2 Yaz ve Kış Dizayn Koşulları İçin Gerekli Hava Miktarının ve Fan Büyüklüğünün Hesaplanması 33
5.3 Hava Kanallarında Meydana Gelen Basınç Düşümü Hesabı 42
5.4 Sıcaklık Değişimi ve Fan Kapasitesi Arasındaki İlişki 51
5.5 Enerji Tasarrufu Hesabı 52

5.6 Enerji Etkin Havalandırma 53
6. SONUÇLAR ve GELECEK ÇALIŞMALAR İÇİN ÖNERİLER..... 57
KAYNAKLAR..... 61
EKLER 63
ÖZGEÇMİŞ..... 67

KISALTMALAR

DWT	**:** Dead Weight Tonnage
EEDI	**:** Enerji Verimliliği Dizayn İndeksi
IMO	**:** Uluslararası Denizcilik Örgütü
ISO	**:** Uluslararası Standartlar Teşkilatı
$\mathbf{L_{OA}}$	**:** Tam boy
$\mathbf{L_{BP}}$	**:** Dikeyler arası boy
m	**:** metre
MEPC	**:** Deniz Çevresini Koruma Komitesi
SEEMP	**:** Gemi Enerji Verimliliği İşletim Planı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1: Yakıt tanklarından makine dairesine iletimle geçen ısı 36
Çizelge 5.2: Sıcaklığın hava debisi, fan büyüklüğü ve fan basıncına etkisi.....51

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Doğal havalandırma sistemi 4
Şekil 2.2 : Havalandırma ünitesi 5
Şekil 2.3 : Mekanik havalandırma sistemi 6
Şekil 2.4 : Pompa odası havalandırması 10
Şekil 2.5 : Baş itici odası havalandırması 11
Şekil 2.6 : Boya odası havalandırması 13
Şekil 3.1 : Kargo tankı havalandırması 17
Şekil 3.2 : Gemi mutfağı havalandırması 18
Şekil 3.3 : Tek kanallı sistemler 19
Şekil 3.4 : Tek kanallı havalandırma sistem ünitesi 19
Şekil 3.5 : Çift kanallı sistemler 20
Şekil 3.6 : Çift kanallı havalandırma sistem ünitesi 20
Şekil 3.7 : Makine dairesi konfor ve yanma havası dağılımı 21
Şekil 3.8 : Makine dairesi havalandırması 23
Şekil 5.1 : İnsan kaynaklı sera gazlarının nedenleri 32
Şekil 5.2 : Kimyasal tankerin makine dairesi havalandırması 41
Şekil 5.3 : Havalandırma kanalının boyutları 43
Şekil 5.4 : Makine dairesi hava kanalları şematiği 44
Şekil 5.5 : Eksenel fanlar 54
Şekil 5.6 : Santrifüj tipi fanlar 54
Şekil 5.7 : Pervane tipi fanlar 55
Şekil 5.8 : Konteyner gemilerine ait fan bilgileri 56

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan
c	: Havanın spesifik ısı kapasitesi
K_c	: Isı Transfer Katsayısı
M	: Hava Miktarı
m	: Kütle
m_{ad}	: Yanma İçin Gerek Duyulan Hava Gereksinimi(kg/kWs)
m_{af}	: Yanma İçin Gereken Yakıt Tüketimi(kg hava/kg yakıt)
m_{fs}	: Yakıt Tüketimi
M_F	: Fan Kapasitesi
m_s	: Toplam Buhar Tüketimi
n	: Saatteki Devir Sayısı
P	: Fren Şaft Gücü
Q	: Toplam Isı Miktarı
q	: Yanma Havası
v	: Havanın Hızı
V	: Makine Dairesi Hacmi
Δt	: Sıcaklık Farkı
ρ	: Havanın yoğunluğu

GEMİLERDE ENERJİ ETKİN MAKİNE DAİRESİ HAVALANDIRMASI

ÖZET

Bu çalışmada, kimyasal bir tankere ait makine dairesinin havalandırma sistemi incelenmiştir. Bu kapsamda, toplam gerekli hava debisi, fan kapasitesi, egzoz debisi panjur alanı, ve fan basıncı hesapları yapılmıştır. Ayrıca, dizayn sıcaklığındaki değişimlerin toplam hava gereksinimine ve fan kapasitesine olan etkileri incelenmiş ve sonuçlar değerlendirilerek, enerji etkin havalandırma açısından tartışılmıştır.

Birinci bölümde deniz taşıtlarının küresel ısınma üzerindeki etkileri, enerji verimliliği ve gemilerde enerji etkin havalandırma konularına kısaca değinilmiştir. İkinci bölümde, havalandırma mekanizmaları, havalandırma sistemleri ve havalandırma sistemlerinin uygulanma şekilleri hakkında genel bir bilgi verilmiştir. Üçüncü bölümde, gemilerde havalandırma sistemlerinden bahsedilmiştir. Yaşam mahalli, kargo bölgesi ve son olarak makine dairesi havalandırma sistemleri anlatılmıştır. Dördüncü bölümde, makine dairesi havalandırılması matematiksel olarak modellenmiştir. ISO 8861 standardı esas alınarak toplam hava miktarı, fan kapasitesi, egzoz miktarı ve panjur alanları hesabının nasıl yapılacağı konusuna değinilmiştir. Beşinci bölümde ise, bir kimyasal tankerin makine dairesine ait veriler kullanılarak havalandırma hesapları yapılmıştır. Toplam hava debisi hesaplanmış, uygun fan kapasitesi belirlenmiş ve yeterli hava girişini sağlayacak panjur alanı hesaplanmıştır. Ayrıca egzoz havası miktarı ve egzoz panjurunun alanı da hesaplanmıştır. Değişik dizayn sıcaklıklarının etkisi incelenerek, bulunan sonuçlar sunulup karşılaştırılmıştır. Enerji etkin bir makine dairesi havalandırması tasarlayabilmek için fan seçiminin önemine değinilmiş ve fan seçimi konusunda örnek bir uygulama yapılarak enerji tüketiminde ne kadar tasarruf edildiği hesaplarla gösterilmiştir.

ENERGY EFFICIENT ENGINE ROOM VENTILATION

SUMMARY

In this research, engine room ventilation system of a chemical tanker is examined. The total required air flow rate, fan capacity, exhaust flow rate, vent area and fan pressure calculations are performed. The effects of design temperature variations on the total air requirement and fan capacity are investigated. The results were evaluated and discussed in terms of energy efficient ventilation.

In the first section, effects of marine vessels on the global warming, energy efficiency of ships and energy-efficient ventilation of ships are presented briefly. In the second part, general information on the mechanisms of ventilation, ventilation systems and their applications are presented. In the third part, the ventilation systems of the ships are discussed. Ventilation of the living spaces, cargo areas and finally engine room are explained. In the fourth section, the mathematical model is presented to model the ventilation system of an engine room of a ship. The calculation methods, based on ISO 8861 are presented for the total amount of air, the fan capacity, the amount of exhaust and vent areas. In the fifth part, the calculation results are presented and discussed for the sample engine room of a chemical tanker. Total air flow rate and required vent area for providing sufficient air intake are calculated and suitable fan capacity is defined. The effects of different design temperatures on the results are also studied and presented. The importance of the fan selection on the energy efficient engine room ventilation is presented and discussed. A sample application about the fan selection is given, energy consumption and how much energy saved are calculated.

1. GİRİŞ

Günümüzün en önemli çevresel sorunlarından biri olan küresel ısınma gerçeği ve enerji maliyetlerinin artması nedeniyle enerji verimliliği konusu giderek daha fazla gündeme gelmektedir. Özellikle binalarda, enerji etkinliği konusunda birtakım yeni yasa ve yönetmelikler yürürlüğe girmiş, yeni enerji standartları yayınlanmıştır. Küresel ısınmada diğer sektörlere kıyasla düşük bir paya sahip olan denizcilik sektörü de bu konuya duyarsız kalmamış, enerji etkin gemilerin tasarımı, gemilerde enerjinin en verimli şekilde kullanılması gibi konular giderek önem kazanmaya başlamıştır. Ayrıca 'Yeşil gemi' olarak adlandırılan geleceğin çevre dostu gemilerinin dizaynı ile ilgili çalışmalar başlamıştır.

IMO'nun (Uluslararası Denizcilik Örgütü) da enerji verimliliği konusunda çalışmaları bulunmaktadır. IMO'nun Deniz Çevresini Koruma Komisyonunun (MEPC) Londra'da yapılan 60. toplantısında, deniz ulaştırmasının küresel ısınmaya sebebiyet veren sera gazlarına olan etkisi ve bu etkinin azaltılması için yapılması gerekenler görüşülmüştür. Denizcilikte emisyonların azaltılması için alınması gereken genel önlemler, yeni gemiler için Enerji Verimliliği Dizayn İndeksinin (EEDI), ayrıca tüm gemiler için Gemi Enerji Verimliliği İşletim Planının (SEEMP) zorunlu olarak uygulanması konuları görüşülmüştür [1].

Gemilerde enerjinin etkin bir şekilde kullanılması, yakıt tüketimini azaltarak hem çevre hem de maliyet açısından büyük kazançlar sağlayacaktır. Çünkü 1 ton yakıttan elde edilen enerjiyle birlikte yaklaşık 3.5 ton CO_2 havaya salınmaktadır ve CO_2, sera gazları içinde küresel ısınmaya en fazla etkisi olan gazdır. Dünya ticaretinin nerdeyse %90'ı deniz yoluyla yapıldığı halde dünyadaki CO_2 emisyonlarının sadece %2.7'si deniz taşıtlarından kaynaklanmaktadır. Buna rağmen bu yüzdenin daha da azaltılması için çalışmalar yapılmaktadır [2].

Gemilerde enerji etkin havalandırma yapılması gereksiz enerji kullanımını önemli oranda azaltır çünkü havalandırma sistemleri fanları yüksek düzeyde enerji tüketen makinelerdir. Özellikle makine dairesi havalandırmasında kullanılan fanlar enerji tüketimi açısından ana makineden sonra ikinci sırada gelirler. Kullanılacak fanların etkin ve ihtiyaca uygun kapasitede seçilmesi enerji tüketimini azaltır ve buna bağlı olarak CO_2 emisyonlarında azalma görülür. Böylece hem çevre açısından hem ekonomik açıdan önemli kazançlar sağlanmış olur.

Enerji etkin bir havalandırma sistemi dizayn edebilmek için kullanılacak fan kapasitesinin çok dikkatli belirlenmesi gerekir. Gereğinden büyük seçilen fanlar boş yere fazla enerji tüketimine neden olurken, ihtiyaç duyulandan daha küçük seçilen fanlar ise havalandırmanın yetersiz kalmasına neden olur. Farklı iklim kuşaklarının etkili olduğu sularda seyreden, hatta gün içinde bile değişik sıcaklıklara maruz kalan gemilerde ise uygun fan kapasitesini belirlemek oldukça zordur. Seçilen fanın maksimum ve minimum şartları sağlaması gerekir. Bu çalışmada, kimyasal bir tankere ait makine dairesi havalandırması ele alınmış, ihtiyaç duyulan toplam hava miktarı, fan kapasitesi ve panjur alanı hesabı yapılmıştır. Dizayn sıcaklığındaki değişimlerin fan kapasitesine olan etkileri incelenmiş ve sonuçlar enerji etkin havalandırma açısından tartışılmıştır.

2. HAVALANDIRMA MEKANİZMALARI VE SİSTEMLERİ

Gemilerde havalandırma ve enerji etkin makine dairesi havalandırması konularına girmeden önce havalandırma mekanizmaları ve havalandırma sistemleri hakkında temel bilgiler vermek yerinde olacaktır. Bu bölümde havalandırma mekanizmalarından, havalandırma sistemleri ve uygulanma şekillerinden kısaca bahsedilmiştir.

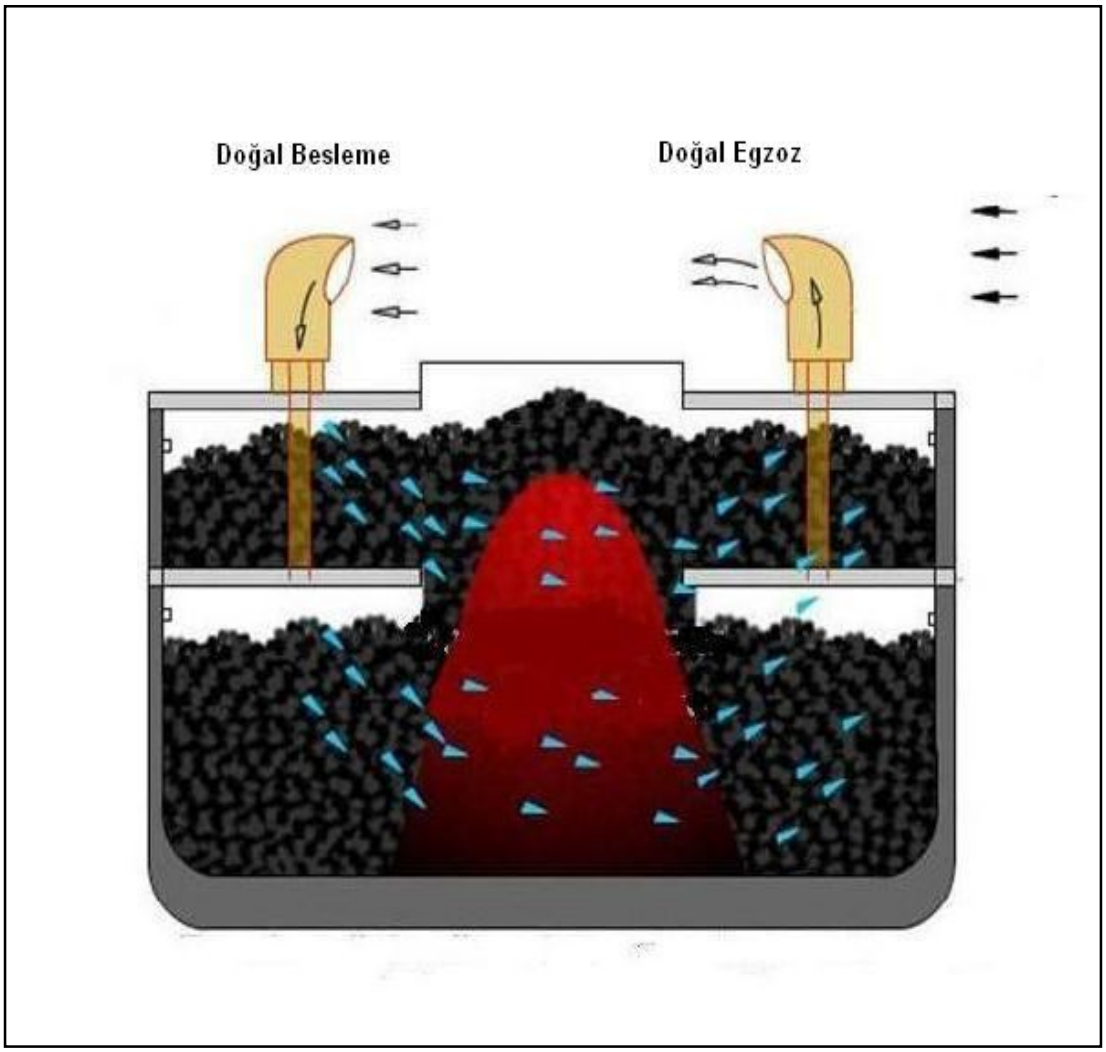
2.1 Havalandırma Mekanizmaları

Doğal havalandırma, mekanik havalandırma ve karma havalandırma olmak üzere üç temel havalandırma mekanizması vardır.

2.1.1 Doğal havalandırma

Herhangi bir hava hareketlendirici (fan) kullanmadan panjur, kazboynu, lumbuz ve diğer açıklıklarla yapılan havalandırmaya doğal havalandırma adı verilir. Tipik bir doğal havalandırma sistemi şekil 2.1'de gösterilmiştir. Havalandırma olayı rüzgar ve sıcaklık farkı gibi doğal kuvvetlerin etkisiyle gerçekleşir. Bunlardan rüzgar etkisiyle gerçekleşen havalandırmaya zorlanmış konveksiyon, sıcaklık farkı nedeniyle gerçekleşen havalandırmaya doğal konveksiyon etkili havalandırma adı verilir [3].

Doğal havalandırılan alanlarda kirli havanın dışarı atılması ve temiz havanın içeri alınmasında rüzgar ve iç ortam ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkı etkilidir. Ayrıca havalandırma başlıklarının rüzgar yönüne göre ayarlanması da hava miktarı üzerinde etkilidir. Rüzgar ve sıcaklık farkından kaynaklanan kuvvetlerin birlikte etkili olduğu doğal havalandırma sistemleri daha iyi performans gösterirler. Hatta hava şartlarının uygun olduğu bölgelerde iyi tasarlanmış bir doğal havalandırma sistemi mekanik havalandırmadan daha etkili olabilir [3].



Şekil 2.1 : Doğal havalandırma sistemi

Doğal havalandırmada prensip sıcak havanın soğuk hava ile yer değiştirmesidir. Isınan hava genleşerek yükselir ve yerini soğuk havaya bırakır. Bu nedenle havalandırılacak olan mahale hava girişi mümkün olan en alt seviyeden yapılmalıdır. Böylece temiz ve soğuk hava aşağıdan girer ısınan kirli hava ise yükselir ve yukarıdaki bir açıklıktan dışarı çıkar. Doğal havalandırmada en önemli prensip budur ve uygulamalar bu prensibe dayanır. Gemilerin havalandırılmasında bu prensip bir avantaj olarak kabul edilir. Güvertede bulunan havalandırma açıklıklarından, panjurlardan, kaz boynu ve lumbuzlardan hava girişi rüzgar yardımıyla kolaylaşır. Sürekli seyir halinde olan gemilerde geminin hızına da bağlı olarak rüzgar artacağından hava girişi daha da kolaylaşır ve bu da bir başka avantaj olarak görülebilir [4].

Hava akışı havanın gireceği açıklıkların boyutuna ve yerine, dış ortam ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkına, rüzgarın hızına ve yönüne bağlıdır. Ayrıca havalandırma açıklıklarının yakınlarındaki engeller de havalandırma oranını etkilemektedir [3].

İlk yatırım giderleri mekanik havalandırmadan daha düşüktür ve hava akımı oluşturmak için herhangi bir mekanik enerjiye gerek duyulmaz. Ayrıca bakım tutum masrafı olmaması da pek çok yerde tercih edilmesine neden olmaktadır. Ancak hava miktarının ve özelliklerinin kontrol edilememesi bir dezavantajdır.

2.1.2 Mekanik (zorlanmış) havalandırma

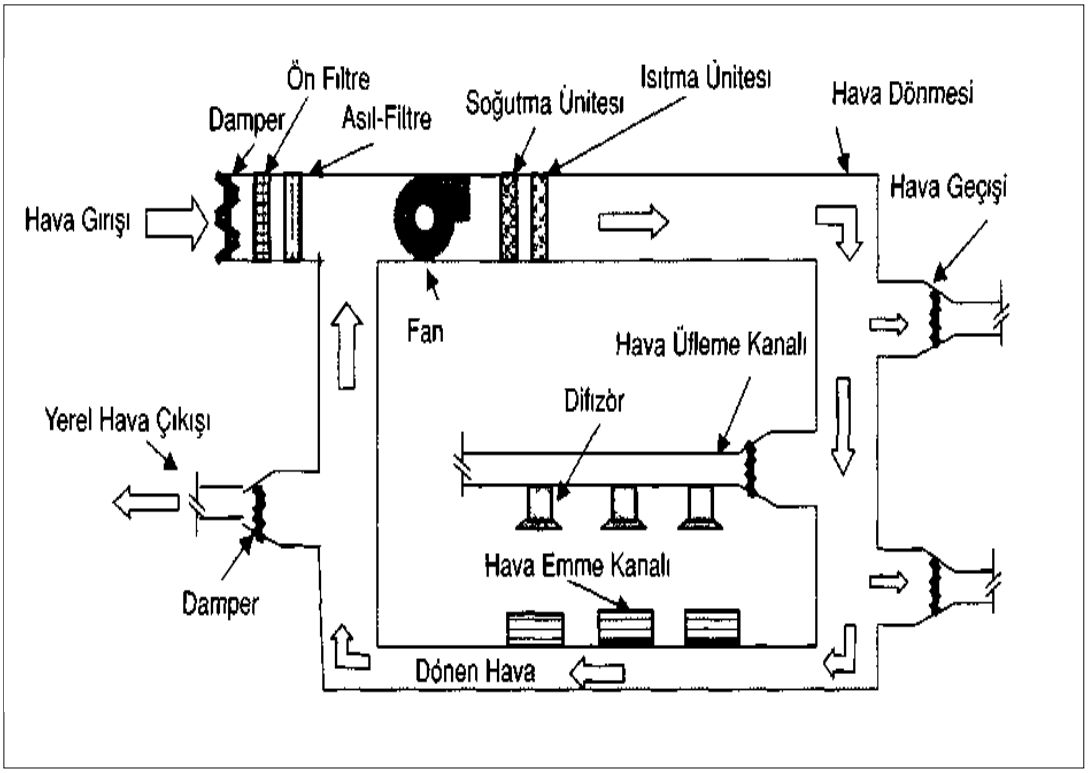
Mekanik havalandırmada; hava hareketi mekanik fanlar aracılığıyla gerçekleştirilir. Havalandırılacak olan bölgeye fanlar ve havalandırma kanalları aracılığıyla belirli bir hızda hava verilir. Şekil 2.2'de mekanik bir havalandırma sistemine ait havalandırma ünitesi görülmektedir.

Şekil 2.2 : Havalandırma ünitesi

Mekanik veya diğer bir deyişle zorlanmış havalandırma, hava miktarının kontrol edilmesi, hava değişiminin istenilen düzeyde olması ve içerideki konforun kontrolü açısından avantaj sağlar. Hava değişim miktarı seçilen fana, havanın dağıtıldığı kanalların dizaynına ve dağıtım esnasında havalandırma kanallarında meydana gelen basınç kayıplarına bağlıdır. Yeterli hava miktarının sağlanabilmesi için bu parametrelere dikkat edilmelidir [5].

Mekanik havalandırmada hava dış ortamdan fanlar aracılığıyla emilerek belirli bir hızda iç ortama verilir. Havaya hız verilmesi bir miktar soğutma etkisi yaratır. Bu nedenle özellikle yolcu ve mürettebatın bulunduğu yerlerde havanın direk insanlara çarpması rahatsızlık verici bir durum oluşturabilir. Bunu engellemek için gerekli tedbirlerin alınması gerekir. Havanın belirli bir hızda ortama verilmesi aynı zamanda ortamdaki hava dağılımını da etkiler. Bu nedenle havanın ortama, doğal havalandırmadakinin aksine en alt seviyeden girmesi gerekmez [4].

Doğal havalandırma ile kıyaslanacak olursa oldukça karmaşık bir sistemdir. Fanlardan, havalandırma kanallarından, filtre, damper gibi elemanlardan oluşur. İlk yatırım maliyeti yüksektir. Ayrıca fanların çalışması için enerji gerektiğinden ötürü işletme maliyeti bulunur. Ancak her türlü hava şartlarında güçlü fanlar yardımıyla yeterli havalandırmayı sağlar, doğal havalandırmanın yapılamadığı ya da yeterli gelmediği durumlarda devreye girer [5]. Gemilerde mürettebatın ve yolcuların hayati ihtiyacını karşılamak ve konforunu sağlamak, sistemlerin çalışmasını aksatmamak ve makine aksamlarının düzgün bir şekilde çalışmasını sağlamak için mekanik havalandırma yoğun olarak kullanılır. Şekil 2.3'te mekanik bir havalandırma sistemi ve elemanları gösterilmektedir.



Şekil 2.3 : Mekanik havalandırma sistemi

2.1.3 Karma havalandırma

Hem mekanik hem doğal havalandırma sistemlerinin bir arada kullanıldığı sistemlere karma sistemler denir. Gemilerde de çoğu mahalde hem doğal hem mekanik havalandırma bir arada kullanılmaktadır. Karma havalandırma sistemlerinde öncelikle doğal havalandırma yöntemi kullanılır. Doğal havalandırmanın yeterli olmadığı durumlarda ise mekanik havalandırma devreye girer.

2.2 Havalandırma Sistemleri

Havalandırma sistemleri havalandırılacak ortama dışarıdan hava temin eden ve ortamdan da kirli havayı tahliye eden sistemlerdir. Havalandırma sistemleri iklimlendirme sistemleri ile birlikte hareket ederek bir gemide mürettebat, yolcular, yükler, makineler ve yardımcı sistemler için uygun iç ortam yaratırlar, iç ortam havasını kaliteli hale getirirler [4].

Havalandırma sistemlerinden hava temin eden sistemler besleme sistemleri, hava tahliyesini gerçekleştiren sistemler ise egzoz sistemleri olarak adlandırılır. Genel olarak havalandırma sistemlerinin görevi ortamdaki ısı kontrolünü sağlamak, havadaki kirletici maddeleri seyrelterek kabul edilir sınırlara getirmek, egzoz gazlarını tahliye edip ortama temiz hava sağlamaktır. Çoğu zaman amaç tam bir konfor sağlamak yerine tolere edilebilir çalışma şartları sağlamaktır. Besleme ve egzoz sistemleri doğal ya da mekanik olabilir [6].

2.2.1 Besleme sistemleri

Havalandırma besleme sistemleri atmosferden veya komşu mahallerden havalandırılacak ortama hava akışını sağlarlar ve iklimleme devridaim sistemlerine ikmal havası sağlarlar. Besleme havası fanlar aracılığıyla mekanik olarak veya basınç farkı oluşturup doğal olarak içeriye alınır [4].

Mekanik besleme sistemleri aracılığıyla içeri alınan havanın, bazen yolcu veya mürettebatın konforunu sağlamak amacıyla iklimlendirilmesi, filtrelenmesi gerekebilir. Eğer besleme sistemi iyi dizayn edilmişse ve gemi sıkı bir dış kaplamaya sahipse içeriye hava girmesiyle birlikte içeride pozitif bir basınç oluşur. Böylece içeriye hava sızması önlenmiş olur ve ortama alınan havanın nerdeyse tamamının filtrelenmiş ve termal açıdan iyileştirilmiş olduğu garantilenir. Termal konforu sağlamak için havanın devridaim etmesi ve dış ortam havası ile karıştırılması gerekir [7].

Doğal havalandırma besleme sistemlerinin dizaynında havalandırılacak mahalin geçirgenliği ve havalandırma açıklıkları hesaba katılacak en önemli faktörlerdir. Havalandırılacak mahalin yapısı gaz sızdırmaz olmalıdır. Böylece ortama hava akışı sadece bilinçli olarak açılan havalandırma açıklıklarından sağlanır. Bu durum çok daha doğru dizayn hesapları yapılmasını sağlar. Bununla birlikte havalandırma açıklıklarının düzenlenmesi nasıl olursa olsun, içeri giren hava oranı rüzgar ve dış ortam ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır [7].

Bir besleme sistemi tipik olarak havalandırma açıklığı, ön ısıtıcı, fan, besleme sistemi kanalları ve besleme terminallerinden oluşur. Bunların dışında ön soğutma kangalları, su geçirmez kapaklar ve ısıtıcılar bir besleme sisteminde kullanılabilecek diğer elemanlardır. Savaş gemilerinde ise besleme sistemleri ayrıca zehirli gaz damperleri, duman damperleri ve patlama kalkanları içerebilir [4].

2.2.2 Egzoz sistemleri

Havalandırma egzoz sistemleri havalandırılan ortamlardan havayı uzaklaştıran tahliye sistemleridir. Ayrıca iklimlendirme devridaim sistemlerinin uygulandığı mahallerden bayat havayı uzaklaştırırlar [4].

Egzoz sistemleri doğal ya da mekanik olabilir. Egzoz sistemleri fan kullanarak, ya da atmosferle veya komşu mekanlarla havalandırılan mekan arasında basınç farkı yaratarak egzoz havasını ortamdan uzaklaştırırlar. Uzaklaştırılan egzoz havasının yerine, özel tasarlanmış havalandırma açıklıklarından içeri aynı ağırlıkta besleme havası akışı olur [7].

Gemi bünyesinde biriken ısı, duman ve zehirli gazların kontrol altına alınmasında egzoz sistemleri önemlidir. Tipik bir egzoz sistemi, egzoz terminali ya da başlığı, egzoz kanalları, fan ve atmosfer açıklığının bir araya gelmesiyle oluşur. Hava tahliye işlemi havalandırılan mahalden direk olarak veya fan odaları, ambar ya da geçitlerin içinden geçirilerek gerçekleştirilir.

Gemilerde egzoz sistemleri yaygın olarak mağazalar, çamaşırhane, mutfak, bulaşıkhane, tuvaletler, makine dairesi ve tutuşabilecek sıvıların depolandığı odalarda kullanılmaktadır. Büyük çamaşırhanelerde mekanik besleme ve mekanik egzoz sistemleri bir arada kullanılırken küçük çamaşırhanelerde sadece mekanik egzoz sistemleri kullanılmaktadır [4].

Eğer fanın oluşturduğu basınç rüzgar ve sıcaklık farkları nedeniyle meydana gelen basınçtan büyükse, fan düzenli bir şekilde hava tahliyesi yapmaya devam eder. En uygun operasyonel verimlilik, mekanik basıncın havadan kaynaklanan basınçtan biraz fazla olduğu zamanlarda gerçekleşir. En iyi egzoz kontrolü ise içerdeki bölmeler hava sızdırmaz olduğunda ve besleme havası özel olarak açılmış havalandırma açıklıklarından içeri alındığında gerçekleşir [7].

2.3 Havalandırma Sistemlerinin Uygulanma Şekilleri

2.3.1 Mekanik egzoz doğal besleme sistemi

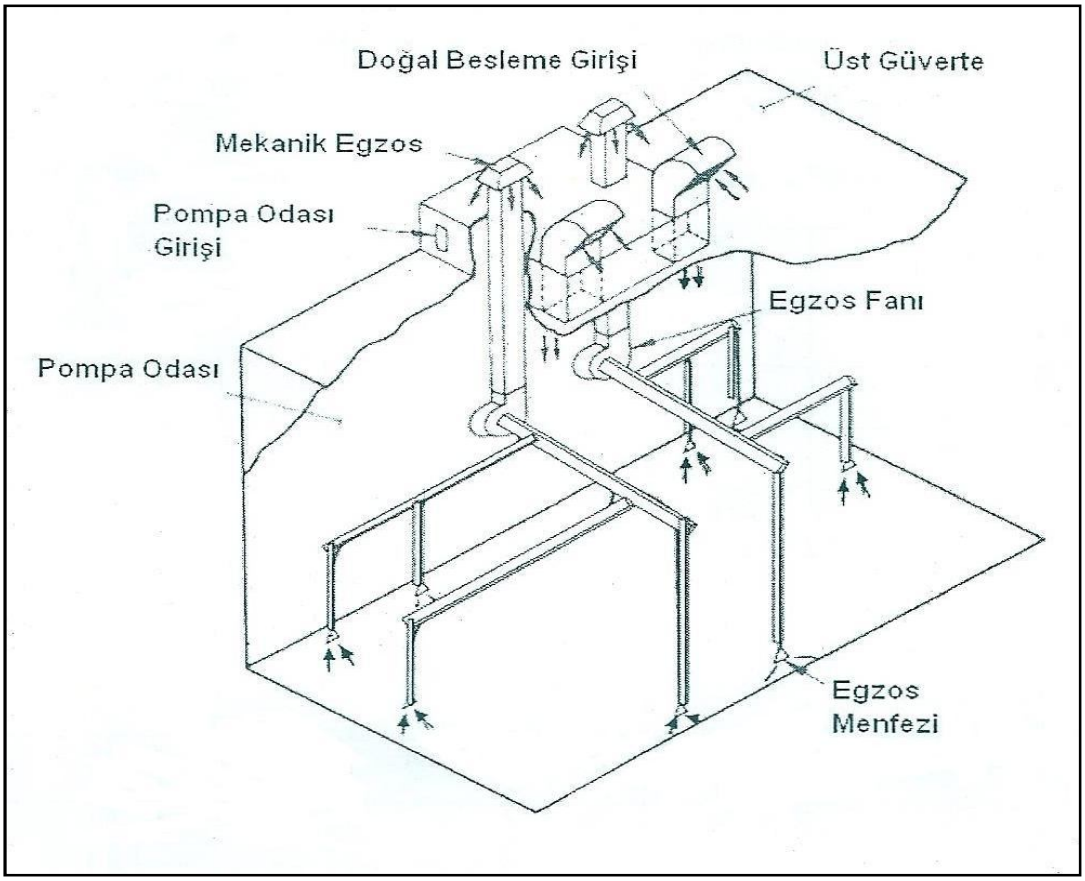
Bu tip sistemlerde besleme havası kendiliğinden, doğal olarak içeri girerken egzoz çıkışı mekanik olarak yapılır. Genel olarak bireysel ya da merkezi olmak üzere 2 tip mekanik egzoz doğal besleme sistemleri bulunur. Bireysel tipteki sistemler kirli havayı ve nemi direk kaynağından uzaklaştırırlar. Düşük kapasiteli fanlar aracılığıyla egzoz direk dışarı atılır. Merkezileşmiş tipteki sistemler ise hava kanallarıyla bağlandıkları tüm mahallerden egzozu toplayıp bacaya yerleştirilmiş egzoz fanları aracılığıyla dışarı atarlar.

Bu sistem en iyi, kompartımanlar ve komşu mekanlar arasındaki hava akımı minimize edildiği zaman çalışır.

Bireysel tipteki egzoz fanları çoğunlukla doğal havalandırmayı desteklemede kullanılır. Operasyon aralıklarla meydana gelecek şekilde planlanır ve otomatik kontrol için zaman düğmesi veya nem sensörü içerebilir.

Egzoz havalandırma sistemlerinin günlük operasyonunu programlamak için zamanlayıcılar kullanılır. Ayrıca egzoz sistemlerini kontrol etmek için nem, karbondioksit ya da diğer kirleticilerin algılayıcıları kullanılabilir [7].

Zorlanmış egzoz içerdiği için bu sistem daha çok zehirli ve yanıcı gazların oluştuğu, kötü kokuların açığa çıktığı bölmelerde uygulanır. Yüksek yanma ve patlama riski taşıyan maddelerin bulunduğu bölmeler, sebze, meyve, tütün depoları, hangarlar, boya depoları bu sistemin kullanıldığı bölmelerdendir. Mekanik egzoz doğal besleme tipi havalandırma sistemleri uygulandıkları ortamda oldukça küçük negatif basınç oluştururlar. Bu nedenle mutfak ve tuvalet gibi çevre mahallere ısı ve koku yayabilecek mekanlarda kullanılırlar [4]. Şekil 2.4'te bir tankerdeki pompa odası için tipik bir mekanik egzoz doğal besleme havalandırma sistemi görülmektedir.



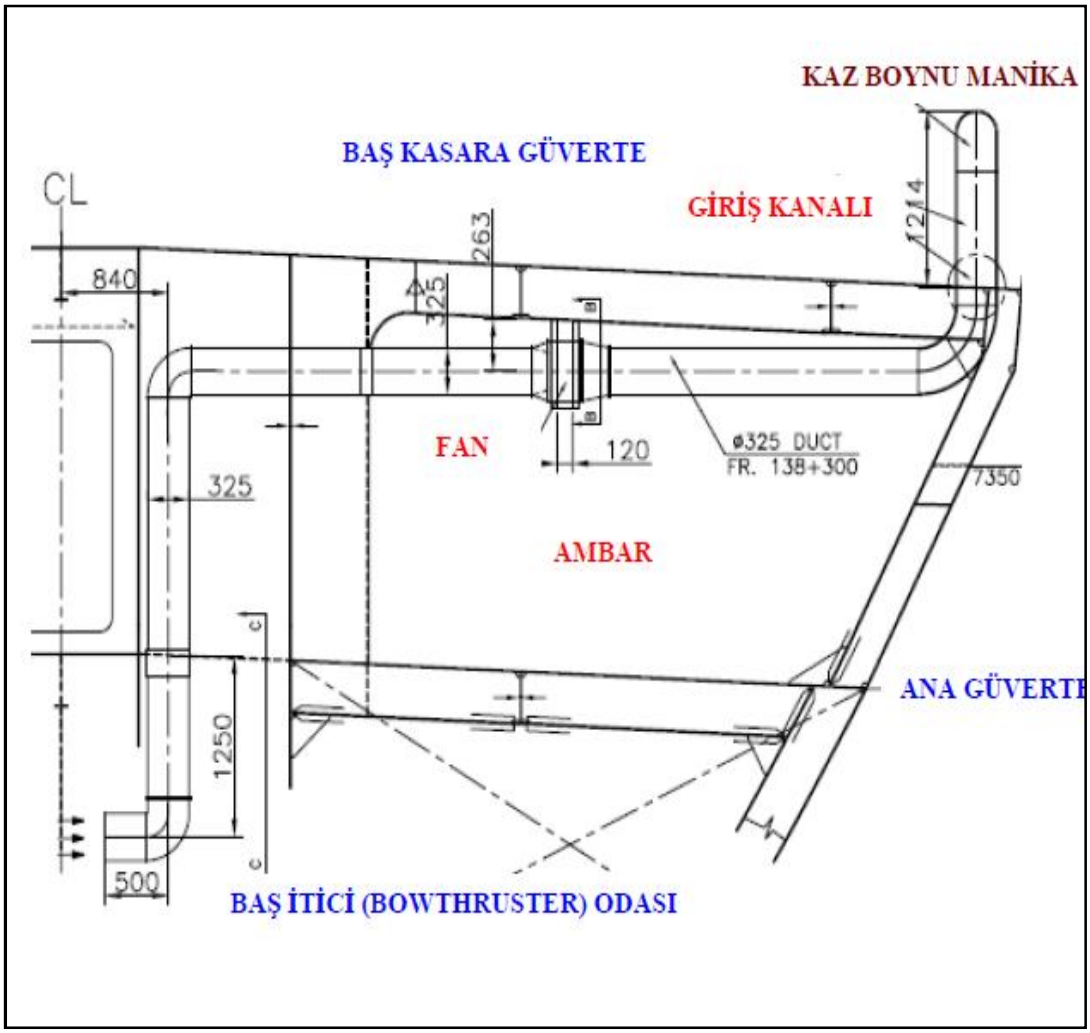
Şekil 2.4 : Pompa odası havalandırması

2.3.2 Mekanik besleme doğal egzoz sistemi

Mekanik besleme doğal egzoz sistemlerinde temiz hava fanlar aracılığıyla dış ortamdan havalandırılacak mekana alınır. Bu işlem içerde pozitif basınca neden olur ve bu pozitif basınç içerinin kirli havasının doğal yolla dışarı atılmasını sağlar [7].

Banyo, mutfak gibi nem üretiminin olduğu bölgelere yakın alanlara egzoz ızgaralarının, fanların ve veya işletilebilir pencerelerin yerleştirildiğinden emin olmak gereklidir. Mekanik besleme sistemleri hava filtresi ve termal iyileştirme aparatı içerebilir.

Mekanik besleme doğal egzoz sistemi konfor açısından iyi olması gereken yaşam mahalli, bürolar, bazı atölyeler ve depolarda kullanılır. Ayrıca kirli gazların bulunduğu ısı üretilen yerlerde kullanılır [4]. Şekil 2.5'te bir geminin baş itici odasının havalandırması görülmektedir.



Şekil 2.5 : Baş itici odası havalandırması

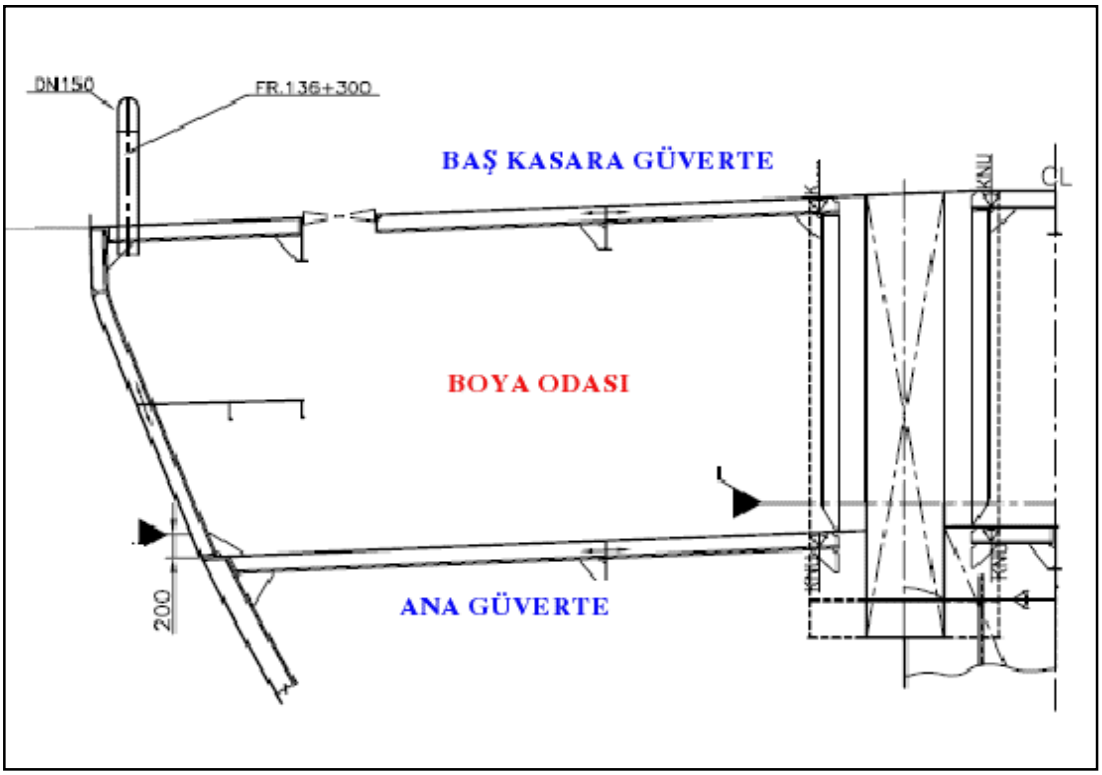
2.3.3 Doğal besleme ve egzoz sistemi

Değişik sıcaklık ve basınç şartlarında, içeri havasının yeterli konfor ve kalitede olmasını sağlayabilmek için doğal havalandırma çözümlerinin yeterince sağlam olması gerekir. İçerdeki havanın kabul edilebilir sınırlarda olması için gerekli minimum havalandırma oranı ve yazın aynı zamanda içeriyi serinletmek için de gerekli olan maksimum havalandırma oranı hesaplanmalıdır. Buna göre havalandırma açıklıklarının alanı belirlenmelidir. Değişen hava ihtiyaçlarına bağlı olarak en ideal çözüm havalandırma açıklıklarının ayarlanabilir olmasıdır [7].

Doğal havalandırma sistemlerinde çeşitli teknikler ve bu tekniklerin kombinasyonları kullanılmaktadır. Çapraz akış ve tek taraflı havalandırma dizaynları en önemli tekniklerdir. Her iki dizaynda da hava giriş çıkışı basınç farkı nedeniyle meydana gelmektedir [8].

Çapraz akış havalandırma dizaynı, gelen ve giden hava akımları arasında hiçbir engele takılmayacak şekilde bir hava akış yolu kurulmasına dayanır. Hava giriş ve çıkışının olduğu açıklıklar karşılıklıdırlar. Tek taraflı doğal havalandırma tekniğinde ise havanın giriş çıkış yaptığı açıklık veya açıklıklar tek bir düzlem üzerinde konumlandırılmıştır.

Tek taraflı havalandırmada avantaj sağlayabilmek için havanın rahatlıkla girip çıkabileceği yeterli büyüklükte bir havalandırma açıklığı veya daha küçük birkaç tane açıklık olmalıdır. Yeterli hava değişiminin sağlanabilmesi için havalandırma açıklıkları arasındaki mesafelerin iyi ayarlanması gerekir [7]. Doğal besleme doğal egzoz sistemine örnek olarak şekil 2.6'da boya odası havalandırması görülmektedir.



Şekil 2.6 : Boya odası havalandırması

2.3.4 Mekanik besleme mekanik egzoz sistemi

Mekanik besleme mekanik egzoz sistemlerinde temiz hava fanlar aracılığıyla havalandırılacak ortama alınırken, kirli hava da aynı şekilde fanlar aracılığıyla dışarı atılır. Hem besleme hem de egzoz fanı bulunduğu için sadece besleme ya da egzozun mekanik olarak yapıldığı sistemlerden çok daha fazla enerjiye gereksinim duyarlar [7].

Genellikle ısı üretiminin fazla olduğu bölümlerde kullanılırlar. Gemilerde makine dairesi, çamaşırhaneler, mutfaklar, atölyeler vs. gibi yerlerde kullanılırlar. Enerji gereksinimi ve bakım tutum masrafları oldukça yüksektir. Isı değiştiriciler kullanılarak enerji tasarrufu sağlanabilir. Isı değiştiriciler sayesinde içeri alınan besleme havasına ön iyileştirme yapılabilir. Egzoz havasından elde edilen sıcaklık ısı değiştiriciler aracılığıyla besleme havasına transfer edilir. Özellikle soğuk iklim şartlarında çalışan gemilerde içeriye verilen besleme havasının ısıtılmış olması hem konfor açısından hem de enerji tasarrufu açısından büyük bir avantaj sağlar [4].

En iyi performansı elde edebilmek için havalandırılacak mekanın yalıtılması gerekir. İyi dizayn edilmiş bir mekanik besleme mekanik egzoz sistemi, içeriye hava sızıntısını azaltır ve içerdeki hava akışını minimum seviyeye indirir. Böylece hem egzoz hem de besleme havası üzerinde kontrol sağlar [7].

3. GEMİLERDE HAVALANDIRMA

Son zamanlarda taşıtlardaki havalandırma sistemleri de binalardaki kadar önem kazanmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda insanların otomobiller, otobüsler, gemiler ve uçaklarda normal çevrelerinde olduğundan çok daha fazla kirletici etkenlere maruz kaldığı ortaya çıkmıştır. Bu nedenle yolculuk esnasında iç ortamdaki hava kalitesini geliştirmek konusunda pek çok çalışma yapılmıştır. Gemilerde yolcuların konforu ve mürettebatın etkili bir şekilde çalışabilmesi açısından iç ortamdaki havanın kalitesi önemlidir [9].

Gemilerde havalandırma, mürettebat ve yolculara konfor havası sağlamak, yaşam mahallerinde gerekli hava değişim oranlarını dizayn şartlarına uygun şekilde gerçekleştirmek, kargo tanklarını zehirli gazlardan arındırmak, ambarlarda taşınan yüklerin bozulmasını engellemek için yeterli hava sirkülasyonunu sağlamak, makine dairesindeki ekipmanlar için gerekli yanma havasını tedarik etmek ve açığa çıkan ısıyı uzaklaştırmak amacıyla gereklidir [4]. Havalandırma sistemleri, gemi içindeki bütün kapalı alanlara temiz hava tedarik ederek ve ortamdaki kirli havayı uzaklaştırarak iç ortam havasının kalitesini kontrol altına alırlar. Personeli ve hassas ekipmanları havada uçuşan zararlı atıklar, yangınlar, patlamalar ve aşırı ısınmalar gibi olası tehlikelere karşı korurlar [10]. Ayrıca, gemi içinde oluşturdukları pozitif yüksek basınç ve kullanılan özel filtreler sayesinde savaş gemilerini kimyasal, biyolojik ve radyolojik silahlardan etkilenen kirli havanın etkilerinden korurlar [4].

Gemilerde havalandırma doğal olarak, mekanik olarak veya her ikisiyle birden yapılabilir. Hangi tip havalandırmanın kullanılacağına, havalandırılacak bölgenin özelliklerine ve hava gereksinimine göre karar verilir.

Gemilerdeki havalandırma sistemleri çalışma prensipleri ve dizayn açısından binalardaki havalandırma sistemleriyle benzerdir. Ancak gemilerde havalandırma sistemlerinin yerleştirilmesi ve dizaynı konusunda çok daha fazla parametre ve kriter bulunmaktadır. Bunlardan bazılarını şu şekilde sıralayabiliriz:

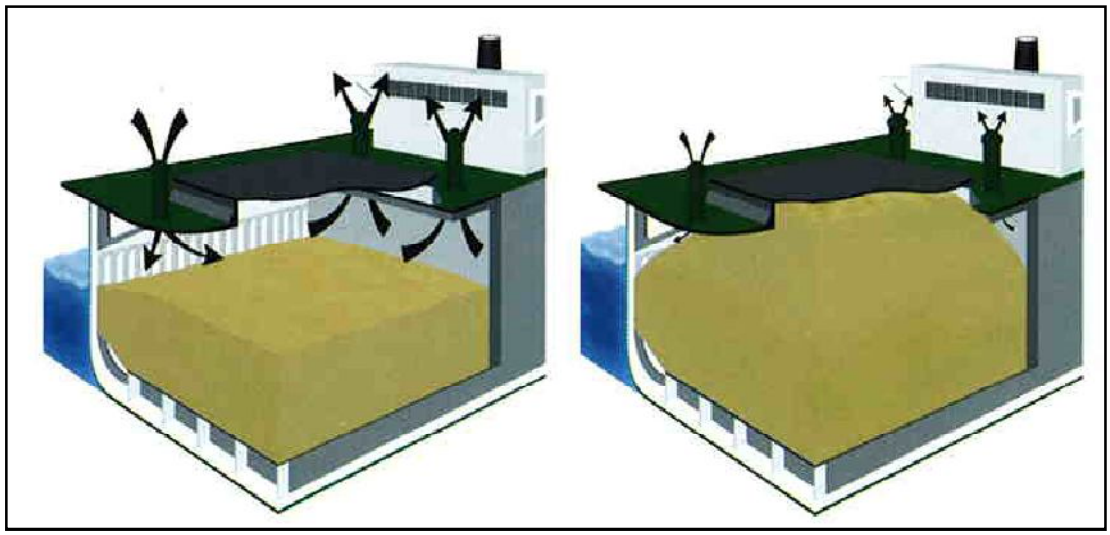
- Gemilerde havalandırma ve iklimlendirme sistemleri için kısıtlı bir alan mevcuttur.
- Havalandırma sisteminin yüksek güvenilirlikle devamlı çalışır durumda olması için gerekli bütün kaynakların, aletlerin gemi üzerinde bulunması gerekir. Çünkü gemi denizde seyrederken bu kaynakları bulma imkanı kısıtlıdır veya yoktur.
- Gemilerde havalandırma sistemlerine ait atmosfer açıklıkları yerleşimi oldukça kritiktir. Açıklıklardan içeri deniz suyu girmesi, egzoz havasının besleme havası girişine veya yolcu ve mürettebatın bulunduğu bölümlere karışması kısıtlı yerleşim alanına rağmen engellenmeye çalışılmalıdır.
- Havalandırma sistemleri çok sert iklim koşullarında gemi içersine su girişini engelleyecek şekilde tasarlanmalıdır.
- İklimlendirme ve havalandırma sistemleri deniz suyunun ve tuzlu havanın korozif etkileriyle başa çıkabilecek dirence sahip olmalıdır.
- Gemilerde havalandırma sistemleri tasarlanırken göz önünde bulundurulması gereken önemli kriterlerden biri de gemilerin seyir esnasında çok değişik hava değişimlerine maruz kalabilecekleridir. Bu nedenle havalandırma hesapları değişik sıcaklık değişimlerini kapsayacak geniş bir yelpazede yapılmalıdır.
- Gemilerin havalandırma sistemleri hem gemi bünyesinden kaynaklanan hem de havalandırma esnasında ortaya çıkan sesleri minimize edecek şekilde dizayn edilmeli ve yerleştirmelidir. Çünkü gemilerdeki kapalı alanlar genellikle karadaki kapalı alanlara kıyasla daha küçüktür ve gemi yapı malzemeleri sesleri sönümlendirme konusunda pek etkili değildir.
- Havalandırma sistemleri, geminin güverte sistemlerinin yangın ve duman kontrolü açısından oldukça önemlidir [4].

Gemilerde havalandırma, kargo bölgesi havalandırması, yaşam mahalli havalandırması ve son olarak makine dairesi havalandırması olmak üzere üç kısımda incelenebilir.

3.1 Kargo Bölgesi Havalandırması

Gemilerde yük ambarlarında taşınan yükün ortam şartlarından dolayı bozulmaya maruz kalmaması için havalandırılması gerekir. Yüklerin tabiatı gereği çıkan gazın dışarı atılması, yükün bozulmaması açısından önemlidir. Ambarların havalandırılmasındaki temel amaç buğu oluşumuna ve terlemeye engel olmaktır. Aksi takdirde terleme sonucu oluşan nem ve rutubet taşınan yüklere zarar verir. Ambarlara hava girişini sağlayan açıklıklar hava kanallarından içeriye su girişini engellemek için üst güverteye yerleştirilir. Ayrıca yabancı maddelerin girişini engellemek amacıyla hava girişinin olduğu açıklıklara tel gerilir. Havalandırma açıklıkları bacadan mümkün olduğu kadar uzağa konulur çünkü bacadan çıkan sıcak gazlar içeri temiz hava girişini engelleyebilir [11].

Gemilerde kargo bölgesinin havalandırılması ise, içerideki zehirli, tutuşabilir gazların uzaklaştırılması açısından oldukça önemlidir. Ayrıca içeriye insanlar girdiğinde yeterli seviyede oksijen bulunması açısından da havalandırmanın önemi büyüktür. Kullanılacak havalandırma yöntemi taşınacak yüklerin cinsine ve seyir esnasında geminin maruz kaldığı iklim şartlarına bağlı olarak değişir. Doğal havalandırma pek çok açıdan avantajlı olduğu için kargo bölgesindeki ambarlar ve kargo tanklarının havalandırılmasında kullanılmaktadır. Doğal havalandırmanın yeterli olmadığı durumlarda mekanik havalandırma yapılmaktadır. Şekil 3.1'de bir kargo tankının dolu ve yarı dolu halde iken havalandırılması görülmektedir [12].



Şekil 3.1 : Kargo tankı havalandırması

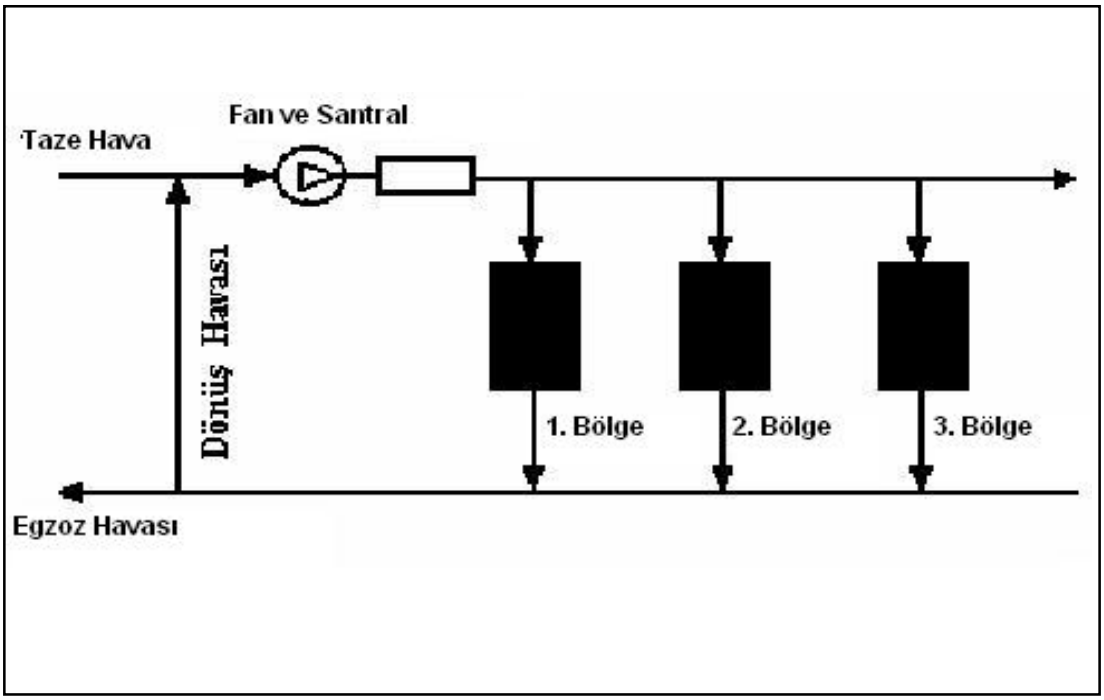
3.2 Yaşam Mahalli Havalandırması

Gemide kamaralar, dinlenme odaları, mutfak, spor salonu, yemek salonu, revir, çamaşırhane gibi mekanlar yaşam mahalli olarak tanımlanır. Yaşam mahallerinde havalandırma merkezidir. Merkezde temizlenmiş ve iyileştirilmiş olan hava, kanallar vasıtasıyla gereken yerlere ulaştırılır. Tek kanallı, çift kanallı ve ön ısıtmalı tek kanallı sistemler kullanılan temel sistemlerdir. Bu sistemler, yaşam mahallerine gereken havanın temizlenmesi, ısıtılması, serinletilmesi, nemlendirilmesi veya nemden arındırılması işlemlerinin yapıldığı merkezî birimlerdir [11].

Gemilerde mutfak gibi yiyecek hazırlanan mahallerin havalandırılmasında ısı, duman ve koku yayılımı önemli bir sorun teşkil eder. Isı yayan fırın, ocak gibi cihazların üzerine yerleştirilen davlumbazlardan havayı tahliye etmek için mekanik egzoz kullanılır. Mekanik besleme havası mekanik egzoz havasının yarısı kadar olmalıdır [10]. Şekil 3.2'de bir geminin mutfağına ait havalandırma sistemi görülmektedir.

Şekil 3.2 : Gemi mutfağı havalandırması

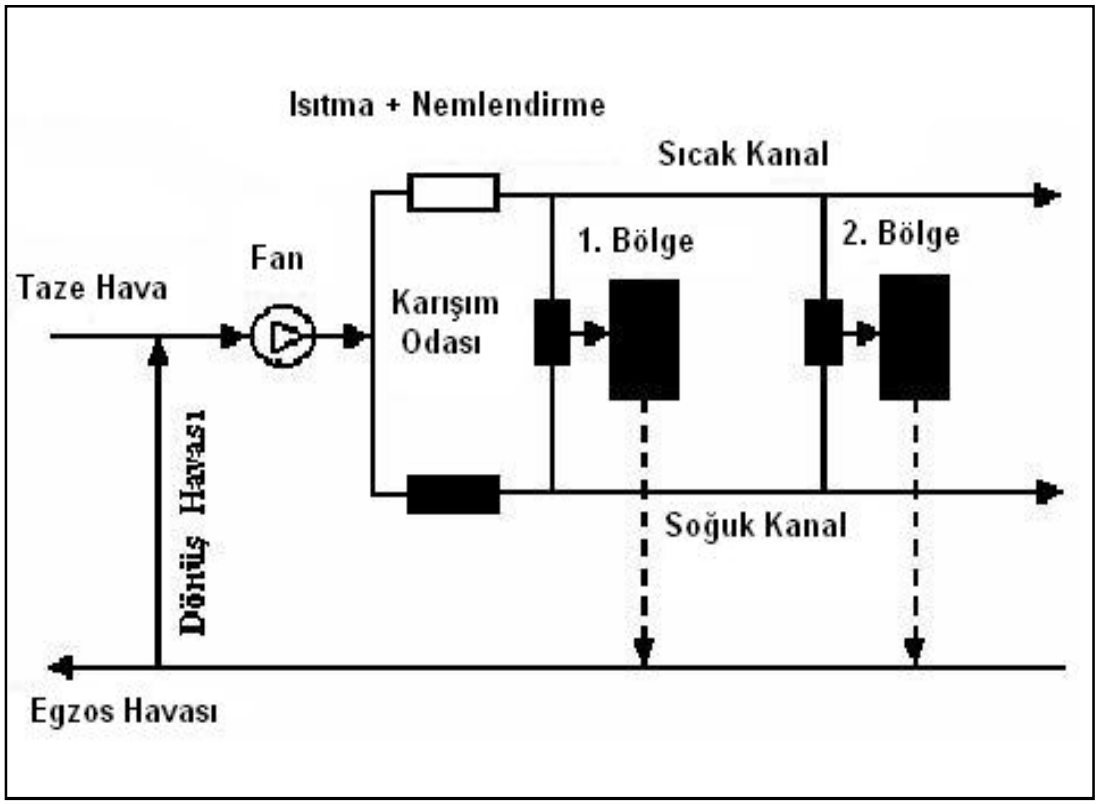
Tek kanallı sistemlerde, dış ortamdan alınmış hava ile bir kısım sistemden geri dönen hava karıştırılır. Daha sonra filtre edilir ve de ısıtılır. İyileştirilmiş hava tek kanal ile çeşitli hacimlere dağıtılır. Gereken yere gereken havanın sağlanması hava giriş kontrol üniteleri tarafından sağlanır [11]. Şekil 3.3'te tek kanallı sistemlere ait bir devre ve şekil 3.4'te tek kanallı bir havalandırma sistem ünitesi görülmektedir.



Şekil 3.3 : Tek kanallı sistemler

Şekil 3.4 : Tek kanallı havalandırma sistem ünitesi

Çift kanallı sistemlerde ise, dış ortamdaki hava ile sistemden geri dönen hava filtre edilerek bir ön ısıtmaya tabi tutulur. Bu havanın bir kısmı kontrol ünitelerine gönderilir, bir kısmı ise soğutularak dağıtılır. İyileştirilmiş olan bu hava gerektiği zaman soğuk, gerektiği zamanda ısıtılarak dağıtılır [11]. Şekil 3.5'te çift kanallı sistemlere ait bir devre ve şekil 3.6'da çift kanallı bir havalandırma sistem ünitesi görülmektedir.

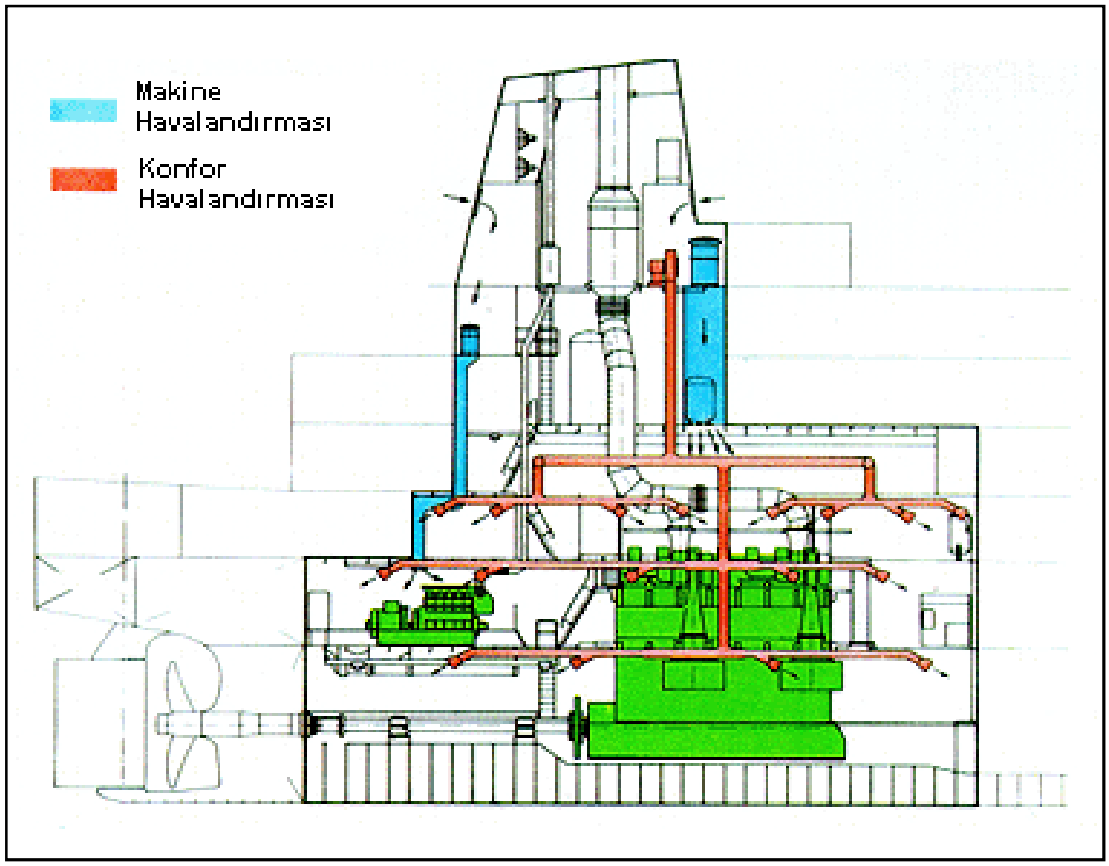


Şekil 3.5 : Çift kanallı sistemler

Şekil 3.6 : Çift kanallı havalandırma sistem ünitesi

3.3 Makine Dairesi Havalandırması

Mürettebatın verimli bir şekilde çalışabilmesi için gerekli konfor havasının sağlanması ve ana makine, dizel jeneratör vs. gibi ekipmanların güvenilir bir şekilde çalışmayı sürdürebilmesi için gerekli havanın sağlanması makine dairesinin havalandırılmasıyla gerçekleşir [13]. Şekil 3.7'de bir makine dairesine ait havalandırma sisteminde insanlar için gereken konfor havasının ve ekipmanlar için gereken yanma havasının dağılımı gösterilmiştir. Mavi ile gösterilen hava dağılımı makinelere ve sistemlere ait olan hava dağılımı, kırmızı ile gösterilen dağılım ise insanlar için gereken konfor havasının dağılımını göstermektedir.



Şekil 3.7 : Makine dairesi konfor ve yanma havası dağılımı

Uygun bir şekilde tasarlanmış makine dairesi havalandırma sisteminin öncelikli görevi havayı soğutmak ve ekipmanlar için yanma havası sağlamaktır. Soğutma havası, ana makine, jeneratör ve çalışan diğer makine dairesi ekipmanlarından yayılan ısıyı uzaklaştıran hava akışı olarak tanımlanır. Tutuşma (yanma) havası ise makine tarafından yakıtı yakmada kullanılan hava olarak tanımlanabilir [14].

Soğutma ve yanma havası makinenin performansını ve servis ömrünü direk olarak etkilemektedir. Makine dairesi havalandırma sistemi tasarlanırken bunlar göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca makinenin bakım ve onarımını yapacak personele rahatlıkla çalışabileceği konforlu bir ortam sağlamak da önemle üzerinde durulması gereken bir konudur.

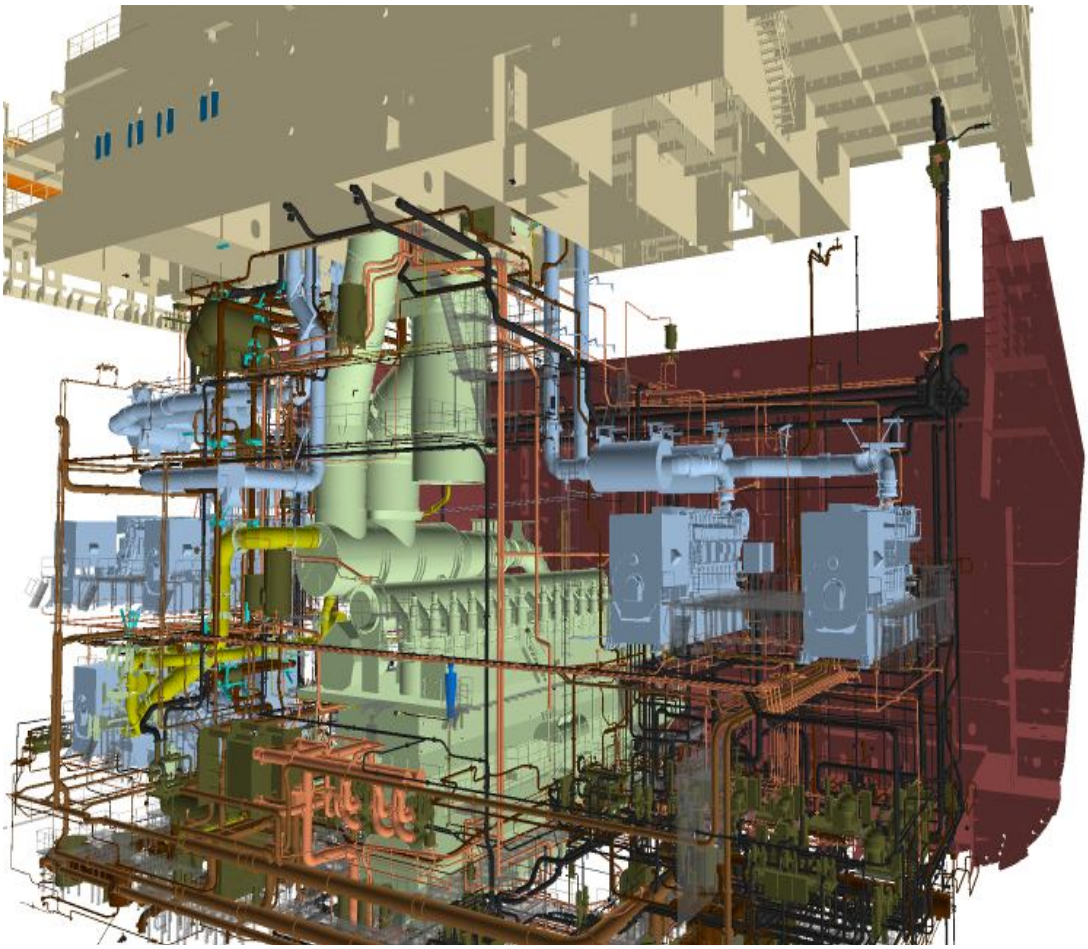
Makine dairesi havalandırma sistemleri tasarlanırken, benzer karakteristik özelliklere ve ekipmanlara sahip makine dairelerinin havalandırılmasındaki başarılı tecrübelerden yararlanmak oldukça etkili bir yöntemdir [15].

Makine dairesi egzoz sistemi doğal, mekanik ya da her ikisinin birden kullanıldığı karma bir şekilde olabilir. Teoride egzoz hacmi besleme hacminin % 110 ila % 120 si kadar olmalıdır. Egzoz hacminin fazla olması; besleme havasının termal genleşmesini dengelemek ve ısının komşu alanlara yayılmasını engellemek gibi iki nedenden ötürü gereklidir [15].

Ana makine tarafından tüketilen yakıtın bir kısmı çevreye ısı olarak yayılır. Ayrıca jeneratörler ve egzoz boruları tarafından da ortama ısı yayılır. Yayılan ısının bir kısmı makine dairesindeki yüzeyler tarafından emilir, bir kısmı ise atmosfere transfer edilir. Geri kalan ısı ise ortam sıcaklığını yükseltir. Makine dairesindeki sıcaklığın artması ekipmanları, personeli, makine ve jeneratörlerin çalışma performanslarını kötü etkiler. Bu nedenle açığa çıkan ısının soğutma havası ile ortamdan uzaklaştırılması gerekir.

Ana makine ve yardımcı makineler tarafından kullanılan yanma havası bazı sistemlerde makine dairesi dışından hava kanalları aracılığıyla temin edilir. Bu tür sistemlerde yanma havası gereksinimlerinin makine dairesi havalandırma dizaynında etkisi çok azdır. Bazı sistemlerde ise yanma havası direk olarak makine dairesi içinden temin edilir. Bu tür sistemlerde yanma havası gereksinimleri makine dairesi havalandırma dizaynında önemli bir parametre haline gelir [14].

Makine dairesi havalandırmasında gerekli hava miktarı hesaplanırken içerinin kaç derece sıcaklıkta olması istendiği önemlidir. Ayrıca soğutma havası ve yanma havası gereksinimleri önemli parametrelerdir. Toplam hava miktarı hesaplanırken makine dairesinde bulunan bütün makine ve ekipmanlar hesaba katılmalıdır. Şekil 3.8'de tipik bir makine dairesi havalandırma sistemi ve ekipmanları üç boyutlu olarak görülmektedir.



Şekil 3.8 : Makine dairesi havalandırması

3.3.1 Makine dairesi havalandırma kriterleri

Makine dairesinde bulunan makinelerin düzgün bir şekilde çalışmasını ve içerdeki hava sıcaklığının istenilen değerlerde olmasını sağlayabilmek için hava dağılımının doğru yapılması çok önemlidir. Etkili bir makine dairesi havalandırma sistemi dizaynı için uyulması gereken kriterler şu şekilde sıralanabilir:

- Temiz hava girişleri ısı kaynaklarından mümkün olduğunca uzak ve aşağı seviyelerde olmalıdır.
- Isınan ve kirlenen hava ise mümkün olan en üst seviyeden, tercihen direk makinenin üzerinden dışarıya atılmalıdır.
- Hava giriş ve çıkışının gerçekleştiği açıklıklar egzoz havasının devridaim olmasını engelleyecek şekilde yerleştirilmelidir. Böylece özellikle jeneratöre hava girişinin olduğu bölgenin yakınlarında devridaim olan veya durağan hava ceplerinin oluşması da engellenmiş olur.

- Eğer mümkünse birincil ısı kaynaklarının her birinin üzerine ayrı ayrı egzoz emiş ağızları koyulmalıdır. Bu durumda açığa çıkan ısı makine dairesi havasına karışmadan uzaklaştırılır ve içerideki ortalama sıcaklık da artmamış olur. Dikkat edilmesi gereken nokta ise besleme havasının da birincil ısı kaynakları çevresinde düzgün bir şekilde dağıtılması gerektiğidir.
- Hava kanallarının sıcak makine aksamları üzerine soğuk hava üflemesi engellenmelidir. Aksi takdirde makine dairesindeki sıcak hava ile gelen soğuk hava birbirine karışarak ortamdaki hava sıcaklığını arttırırlar ve bazı alanlar yeterince havalandırılmadan terk edilmiş olur.
- Havalandırma açıklıklarından içeri deniz suyu girme ihtimaline karşı önlem alınmalıdır. Jeneratör soğutma havası filtre edilerek tuz girişi minimum seviyeye indirilmelidir [4].

4. MATEMATİK MODEL

4.1 Giriş

Bir geminin makine dairesi havalandırma sisteminin kapasitesi mürettebatın rahat çalışma koşullarını sağlayabilecek, dizel makine ve kazanlar için gerekli yanma havasını temin edebilecek ve ısıya duyarlı parçaların aşırı ısınmasını engelleyebilecek yeterlilikte olmalıdır. Bütün bu gereksinimleri yerine getirebilmek için gerekli hava miktarının doğru bir şekilde hesaplanması gerekir. Makine dairesinin etkin bir şekilde havalandırılabilmesi için uygun fan kapasitesinin belirlenmesi çok önemlidir. Makine dairesi havalandırması ile ilgili hesaplar yaparken birtakım standartlara başvurmak gerekir. ISO 8861 esas alınacak standartlardan biridir. ISO 8861, dizel makineli gemilerde makine dairesi havalandırma sistemi dizayn gereklerini ve yapılması gereken temel hesaplamaları belirten uluslar arası bir standarttır [13].

Bu bölümde bir geminin makine dairesi havalandırma sistemi ISO 8861 standardı esas alınarak matematiksel olarak modellenmiştir. Havalandırılacak bölgenin etkin bir şekilde havalandırılabilmesi için gereken toplam hava miktarı, fan kapasitesi, panjur alanı ve egzoz miktarı hesaplarının nasıl yapılacağı anlatılmıştır.

4.2 Hava Miktarının Hesaplanması

Bir gemiye ait makine dairesinde yeterli havalandırmanın sağlanması için gereken toplam hava miktarını hesaplarken kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

Toplam hava miktarı, M_T;

$$M_T = \mathrm{M1} + M2 + M3 + M4 \qquad [\mathrm{m^3/h}] \qquad \textbf{(4.1)}$$

denklemi ile hesaplanır.

Burada;

- $M1$; makine dairesinde bulunan ekipmanlardan yayılan ısının atılması için gereken hava miktarı,
- $M2$ ise yakıt tanklarından makine dairesine iletilen ısının atılması için gereken hava miktarı,
- $M3$; ekipmanlar tarafından tüketilecek toplam hava miktarı,
- $M4$ ise makine dairesi konfor havası miktarıdır.

$M1$ aşağıda verilen denklemlerden hesaplanır. Toplam ısı miktarı, Q;

$$Q = m \times c \times \Delta t \qquad \text{[kW]} \qquad \textbf{(4.2)}$$

denklemi ile hesaplanır. Bu denklemde

$$m = M1 \times \rho \qquad \text{[kg/h]} \qquad \textbf{(4.3)}$$

şeklindedir. Denklem 4.3 denklem 4.2'de yerine konulursa,

$$Q1 = M1 \times \rho \times c \times \Delta t \qquad \text{[kW]} \qquad \textbf{(4.4)}$$

elde edilir. Denklem 4.4'deki $Q1$ seyir sırasında çalışan ekipmanlardan yayılan toplam ısı miktarını, ρ (kg/m^3) 35^{0}C sıcaklıkta havanın yoğunluğunu, c (kj/kg^{0}C) havanın spesifik ısı kapasitesini, Δt (^{0}C) ise makine dairesi ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkını göstermektedir. Makine dairesinde bulunan her bir ekipmandan yayılan ısı miktarı toplanarak $Q1$ değeri elde edilir. Elde edilen $Q1$ değeri denklem 4.4'de yerine konulur ve buradan $M1$ değeri hesaplanır.

$M2$ değeri aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanır. Makine dairesine komşu her bir yakıt tankından makine dairesine iletilen ısı miktarı, Q_{tk};

$$Q_{tk} = A \times K_c \times \Delta t_{tk} \qquad \text{[kW]} \qquad \textbf{(4.5)}$$

denkleminden hesaplanır. Bu denklemde $A\,[m^2]$ yakıt tanklarının makine dairesine komşu olan yüzey alanlarını, $K_c\,[W/m^2K]$ ısı transfer katsayısını, $\Delta t_{\mathrm{tk}}\,[K]$ ise makine dairesi ile yakıt tankı arasındaki sıcaklık farkını göstermektedir. Her bir tank için hesaplanan Q_{tk} değerleri toplanarak, makine dairesine iletilen toplam ısı miktarı $Q2$ elde edilir. $Q2$ denklem 4.2'de yerine konur ve

$$Q2 = M2 \times \rho \times c \times \Delta t \qquad [\text{kW}] \qquad \textbf{(4.6)}$$

denklemi elde edilir. Buradan $M2$ değeri hesaplanır.

Denklem 4.5'de yer alan K_c değeri aşağıdaki denklemden hesaplanır.

$$\frac{1}{K_c} = \left[\frac{0.08m}{K_{st}}\right] + \left[\frac{0.1m}{K_{ins}}\right] \qquad [\frac{m^2K}{W}] \qquad \textbf{(4.7)}$$

Burada $\left[\frac{0.08m}{K_{st}}\right]$ değeri ihmal edilir.

Ekipmanlar tarafından tüketilecek toplam hava miktarı olan $M3$ aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

$$M3 = q_{dp} + q_{dg} + q_b \qquad [m^3/h] \qquad \textbf{(4.8)}$$

Denklem 4.8'deki q_{dp} ana makine yanma havasını, q_{dg} dizel jeneratörlere ait yanma havasını, q_b ise kazan yanma havasını simgelemektedir. q_{dp} aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$q_{dp} = \frac{P_{dp} \times m_{ad}}{\rho} \qquad [m^3/s] \qquad \textbf{(4.9)}$$

P_{dp} (kW) ana makinenin fren şaft gücü, m_{ad} (kg/kWs) ana makinenin yanma için gerek duyduğu hava gereksinimidir. Eğer m_{ad} için özel bir bilgi belirtilmemişse 2 stroklu makineler için 0.0025 kg/(kWs), dört stroklu makineler için ise 0.0020 kg/(kWs) değeri kullanılır.

Dizel jeneratörlere ait yanma havası q_{dg};

$$q_{dg} = \frac{P_{dg} \times m_{ad}}{\rho} \qquad [m^3/s] \qquad \textbf{(4.10)}$$

denkleminden hesaplanır. P_{dg} (kW) dizel jeneratör şaft gücüdür. m_{ad} (kg/kWs) ise burada dizel jeneratörün yanma için gerek duyduğu hava gereksinimidir. Eğer m_{ad} için özel bir bilgi belirtilmemişse 2 stroklu makineler için 0.0025 kg/(kWs), dört stroklu makineler için ise 0.0020 kg/(kWs) değeri kullanılır.

Kazan için gerekli yanma havası q_b;

$$q_b = \frac{m_s \times m_{fs} \times m_{af}}{\rho} \qquad [m^3/s] \qquad \textbf{(4.11)}$$

ile hesaplanır. m_s (kg/s) toplam buhar tüketimini, m_{fs}(kg yakıt/kg buhar) yakıt tüketimini, m_{at} (kg hava/kg yakıt) yanma için gereken hava miktarını ifade eder. Özel olarak belirtilmediyse m_{fs} 0.079 kg/kg, m_{af} ise 16.8 kg/kg olarak alınabilir [16].

Makine dairesi konfor havası miktarı $M4$ aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$M4 = V \times n \qquad [m^3/h] \qquad \textbf{(4.12)}$$

Burada V makine dairesinin hacmini, n içerideki havanın 1 saat içerisinde kaç kere değiştirilmesi gerektiğini gösterir.

4.3 Panjur Alanlarının Hesaplanması

Makine dairesinin etkin bir şekilde havalandırılabilmesi için, gerekli hava miktarını karşılayabilecek uygun fan seçimi çok önemlidir. Seçilecek fanın aynı zamanda havalandırma kanallarındaki basınç düşümünü de karşılayabilmesi gerekir. Bu nedenle uygun fanı seçebilmek için, gerekli hava miktarının belirlenmesinin yanı sıra hava kanallarında meydana gelen basınç düşümü de hesaplanmalıdır. Daha sonra fan eğrilerinden yararlanılarak gerekli hava miktarı ve hesaplanan basınç düşümünü karşılayabilecek uygun fan seçilebilir.

Makine dairesine hava girişini sağlayan panjur alanı aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$M_T = A_b \times v \qquad [m^3/h] \qquad \textbf{(4.13)}$$

Burada M_T makine dairesi havalandırması için gerekli toplam hava debisini, A_b besleme panjurunun alanını, v ise havanın giriş hızını ifade eder. ISO 8861 standardına göre v hızı maksimum 4 m/s olarak alınır [16].

Egzoz çıkışını sağlayan panjur alanı büyüklüğü de benzer şekilde aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$M_E = A_e \times v \qquad [m^3/h] \qquad \textbf{(4.14)}$$

Denklem 4.14'deki M_E makine dairesindeki toplam egzoz miktarını, A_e egzoz panjurunun alanını, v ise havanın çıkış hızını ifade eder. v hızı, ISO 8861 standardına uygun olarak maksimum 4 m/s alınır. Egzoz havası miktarı M_E, toplam hava debisinden yanma havası miktarının çıkarılmasıyla elde edilir [16].

$$M_E = M_T - M3 \qquad [m^3/h] \qquad \textbf{(4.15)}$$

4.4 Hava Kanallarında Meydana Gelen Basınç Düşümünün Hesaplanması

Havalandırma kanallarında meydana gelen sürtünme kayıpları hesaplanırken pek çok yöntem kullanılabilir. Bu hesapları yapabilmek için günümüzde hem teorik hem de pratik pek çok yöntem bulunmaktadır. Bu çalışmada borularda meydana gelen sürtünme kayıpları Darcy-Weisbach metodu yardımıyla hesaplanmıştır. Bu yöntem hem sıvı hem de gaz akışkanlarda kullanılmaktadır.

$$h_f = f\frac{L}{D}\frac{v^2}{2g} \qquad \textbf{(4.16)}$$

Denklemde h_f boru için sürtünme kaybını veya yükünü, f sürtünme katsayısını, L boru boyunu, D boru iç çapını, v borudaki akışkanın hızını, g yerçekimi ivmesini göstermektedir.

f katsayısı Reynolds sayısı ve boru pürüzlülüğüne bağlı olarak Moody diyagramından bulunmaktadır. Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{vD}{\vartheta} = \frac{\rho v D}{\mu} \qquad \textbf{(4.17)}$$

formülüyle hesaplanır. Burada v akışkanın hızını, D borunun çapını, ϑ akışkanın çalışma sıcaklığındaki kinematik viskozitesi, ρ yoğunluğu, μ mutlak viskoziteyi göstermektedir. Kinematik viskozite sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterir ve aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$\vartheta = \frac{\mu_0 (\frac{T}{T_0})^{2/3}}{\rho} \qquad m^2/s \qquad \textbf{(4.18)}$$

μ_0 değeri akışkanın 15 ^{0}C sıcaklıktaki mutlak viskozitedir. Bağıl pürüzlülük ise ε ile gösterilir ve

$\varepsilon = k/D$

formülüyle hesaplanır. Burada k boru iç yüzeyi ortalama pürüz yüksekliği, D ise boru iç çapını göstermektedir. f katsayısı Moody diyagramı yerine Colebrook Eşitliği kullanılarak da bulunabilir.

$$f = \frac{0.25}{[log\,(\frac{k}{3.7xD} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}]^2} \qquad \textbf{(4.19)}$$

Dirsek, valf, fitting vb. elemanlar nedeniyle oluşan kayıplara "küçük kayıplar" veya "yerel kayıplar" adı verilir ve h_m ile gösterilir.

$$h_m = K\frac{V^2}{2g} \qquad \textbf{(4.20)}$$

Burada h_m dirsek, valf, fitting vb. için kayıp miktarı, K sabit katsayı, V akışkan hızı, g ise yerçekimi ivmesidir. K kayıp katsayıları valf veya fitingleri üreten firmalar tarafından yayınlanmaktadır. Yani bu değerler üretici firmaya göre farklılık gösterir.

Sistemde meydana gelen toplam sürtünme kayıpları h_L, boru kayıpları ile küçük kayıpların toplanmasıyla bulunur.

Fanlar için mekanik enerji denklemi genişletilmiş bernoulli denklemi aracılığıyla aşağıdaki terimlerle ifade edilir.

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g z_1 + w_{fan} = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g z_2 + w_{kayıp} \qquad \textbf{(4.21)}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_{fan} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_L \qquad \textbf{(4.22)}$$

Burada h_{fan} fanın basma yüksekliğini temsil etmektedir.

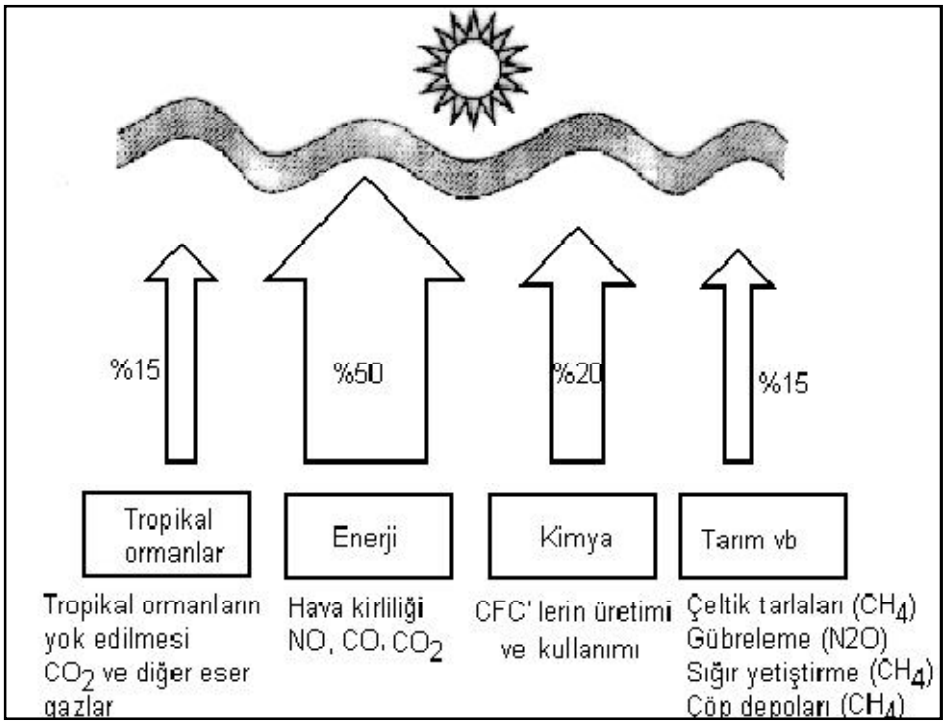
5. KİMYASAL BİR TANKERİN MAKİNE DAİRESİ HAVALANDIRMA SİSTEMİNİN DİZAYNI

5.1 Giriş

Küresel ısınma günümüzün en önemli çevresel sorunlarından biridir ve bu konuda duyarlı olunmazsa yakın bir gelecekte insanlığı tehdit eden problemlerin ortaya çıkması kaçınılmazdır. Denizcilik sektörünün küresel ısınma üzerindeki etkisi diğer sektörlerle kıyaslanacak olursa oldukça azdır. Buna rağmen daha çevreci olmak adına girişimlerde bulunulmaktadır. MEPC'nin Londra'da yapılan 60. toplantısında, deniz ulaştırmasının küresel ısınmaya sebebiyet veren sera gazlarına olan etkisi ve bu etkinin azaltılması için yapılması gerekenler görüşülmüştür. Ayrıca yeni gemiler için 'Enerji Verimliliği Dizayn İndeksinin' ve tüm gemiler için 'Gemi Enerji Verimliliği İşletim Planının' zorunlu olarak uygulanması konuları görüşülmüştür [1].

Günümüzde enerji maliyetlerinin artması ve enerji rezervlerinin tükenme riskiyle karşı karşıya kalması, küresel ısınma gerçeği, yeni enerji ekonomisi yasa ve yönetmeliklerinin yürürlüğe girmesi ve yeni enerji standartlarının yayınlanması gibi nedenlerden ötürü enerji etkin havalandırma sistemleri giderek daha da fazla önem kazanmaya başlamıştır. Özellikle binalarda enerji etkin havalandırma konusunda pek çok çalışma bulunmaktadır. Son zamanlarda gemi inşa sektöründe de 'enerji etkin gemiler', 'gemilerde enerji etkin havalandırma' ve 'çevre dostu yeşil gemilerin dizaynı' ile ilgili çalışmalar yapılmaya başlanmıştır. Bu çalışmaların ne kadar yerinde olduğunu anlamak için şekil 5.1'e göz atabiliriz. Şekil 5.1'de insanlardan kaynaklanan sera gazlarının nedenleri ve küresel ısınmadaki payları yüzdelik rakamlarla gösterilmiştir. Görüldüğü gibi enerji üretimi esnasında açığa çıkan zararlı gazların küresel ısınma üzerindeki etkileri en büyük yüzdeye sahiptir. Enerjinin etkin kullanımı konusuna gereken önemin verilmesi çevre açısından önemli avantajlar sağlayacaktır.

Enerji etkin havalandırma sistemlerinin tasarımında ilk hedef konfora hizmet etmek daha sonra ise en tasarruflu çözümü bulmaktır. Enerji tasarrufu yapmak için havanın gereksiz yere nakledilmesi ve gereksiz yere ısıtılıp soğutulması için harcanacak enerjiden kaçınmak gerekir. Bu nedenle hava akış hacimlerinin ihtiyaca uygun bir şekilde düzenlenmesi ve azaltılması zorunlu bir koşuldur [17].



Şekil 5.1 : İnsan kaynaklı sera gazlarının nedenleri

Gemilerde enerji etkin havalandırma yapabilmek için yeterli fan kapasitesini belirlemek çok önemlidir. Hava akış hacimlerinin ihtiyaca uygun bir şekilde belirlenmesi uygun fan seçimiyle gerçekleşir ve bu durum gereksiz enerji kullanımını engeller. Gemilerde makine dairesi havalandırmasında kullanılan fanlar ana makineden sonra en fazla enerji tüketen makinelerdir. Havalandırma için harcanan toplam enerji maliyetinin neredeyse yüzde ellisi yüksek çalışma performanslarından dolayı makine dairesi fanlarına aittir. Bu nedenle enerji tasarrufu yapmak ve etkili bir havalandırma sağlamak için makine dairesi fanlarının kapasitesi çok dikkatli belirlenmelidir. Aksi takdirde, fanların gereğinden büyük seçilmesi önemli miktarlarda enerji kayıplarına neden olur [18].

5.2 Yaz ve Kış Dizayn Sıcaklıkları İçin Gerekli Hava Miktarının ve Fan Büyüklüğünün Hesaplanması

Bu bölümde, kimyasal bir tankere ait makine dairesinin havalandırması dizayn edilmiştir. Teknik şartnamede belirtilen yaz ve kış dizayn durumu dikkate alınarak yeterli havalandırma yapabilmek için gereken hava miktarı dolayısıyla bu havayı sağlayabilecek fan kapasitesi hesaplanmıştır. Hesaplar ISO 8861 standardı esas alınarak yapılmıştır.

Makine dairesine hava mekanik olarak sağlanmakta, egzoz ise doğal yolla atılmaktadır. Teknik şartnamede kış durumu için sıcaklık farkı 40 ^{0}C yaz durumu için ise 12^{0}C olarak belirtilmiştir. Ele alınan kimyasal tankerin özellikleri aşağıda verilmiştir.

Kimyasal tankerin özellikleri:

L_{OA} = 100 m

L_{BP} = 95.07 m

DWT = 4750 ton

Makine dairesi hacmi = 1854 m^3

Makine dairesi hava devirdaim sayısı (n) = 4

Ana makine = 1 adet MAN 9L28/32A; 2205 kW 775 rpm

Havalandırma hesapları yapılırken birtakım kabuller yapılmıştır. Bu kabuller:

- Makine dairesi sıcaklığı 35 derece kabul edilmiştir. Dış ortam sıcaklığı kaç derece olursa olsun makine dairesi sıcaklığı 35 derecede sabit tutulacaktır.
- Teknik şartnameye uygun olarak sıcaklık farkı; kışın 40 ^{0}C, yazın 12 ^{0}C kabul edilmiştir.
- Havanın yoğunluğu, ρ; 1.13 kg/m^3,
- Havanın özgül ısınma ısısı, c ise 1010 J/kgK alınmıştır.

Makine dairesinin havalandırılması için gerekli olan toplam hava ihtiyacının hesaplanmasında;

- makine dairesinde bulunan ekipmanlardan yayılan ısının atılması için gerekli hava miktarı $M1$,

- yakıt tanklarından makine dairesine iletilen ısının atılması için gerekli hava miktarı $M2$,
- ekipmanlar tarafından tüketilecek toplam hava miktarı $M3$ ve
- makine dairesi konfor havası miktarı $M4$

ayrı ayrı hesaba katılmalıdır.

Gemi seyir halindeyken makine dairesinde çalışan ekipmanlardan;

- Ana makine: 109 kW
- Ekonomizör: 25 kW
- Diğer ekipmanlar (kompresörler, pompalar, seperatörler vs…): 25 kW

ısı yayar. Toplam yayılan ısı, $Q1$;

$$Q1 = 109\text{kW} + 25\text{kW} + 25\text{kW} = 159\text{kW} \quad \textbf{(5.1)}$$

olarak bulunur. Bu ısının atılması için gereken hava miktarı, $M1$; aşağıdaki denklemler ile hesaplanır. Δt değeri kış dizayn sıcaklığı için 40 ^{0}C, yaz dizayn sıcaklığı için 12 ^{0}C olarak alınır. Hesaplar önce Δt 12 ^{0}C için yapılmıştır. Ekipmanların yaydığı toplam ısı, havanın yoğunluğu, havanın özgül ısınma ısısı ve Δt değerleri denklem 4.4'de yerine konur ve

$$159kW = M1(\frac{m^3}{h}) \times 1.13\frac{kg}{m^3} \times 1.01\frac{kJ}{kg°\text{C}} \times 12°\text{C} \times \frac{1}{3600}\frac{kwh}{kj} \quad \textbf{(5.2)}$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikten,

$$M1 = 41794.445\frac{m^3}{h} \quad \textbf{(5.3)}$$

olarak hesaplanır.

Makine dairesine komşu olan yakıt tanklarının her birinden makine dairesine iletilen ısı miktarı denklem 4.5 kullanılarak ayrı ayrı hesaplanır. Elde edilen değerler toplanarak $Q2$ bulunur.

Geminin iskele tarafında bulunan yakıt depo tankının makine dairesine ilettiği ısı denklem 4.5 kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır. Tankın makine dairesine komşu olan yüzeyinin alanı 22.9 m^2'dir. Denklem 4.5'deki ısı transfer katsayısı K_c, denklem 4.7'den

$$\frac{1}{K_c} = \left[\frac{0.1}{0.04}\right] = \frac{1}{0.4}\,\frac{m^2K}{W} \tag{5.4}$$

olarak bulunur. Buradan,

$$K_c = 0.4\frac{W}{m^2K} \tag{5.5}$$

değeri elde edilir. Tankın iç sıcaklığı 50^0C olduğuna göre Δt_{tk},

$$\Delta t_{tk} = 50^0C - 35^0C = 15^0C = 288.15\ K \tag{5.6}$$

olarak hesaplanır. A, K_c ve Δt_{tk} değerleri denklem 4.5'de yerine konur ve

$$Q_{tk} = 22.9m^2 \times 0.4\frac{W}{m^2K} \times 288.15K = 2639.454W \tag{5.7}$$

sonucu elde edilir.

Bu hesaplar makine dairesine komşu bütün yakıt tankları için tekrar edilmiş elde edilen Q değerleri çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Yakıt tanklarından makine dairesine iletimle geçen ısı

Tank adı	Isı transfer alanı A [m^2]	İç sıcaklık T [^{0}C]	İzolasyon kalınlığı t [mm]	İzolasyon ısı iletim katsayısı K_{ins} [W/m K]	Geçen ısı Q_{tk} [W]
Yakıt depo tankı iskele	22.9	50	100	0.04	2639.454
Yakıt depo tankı sancak	11.2	50	100	0.04	1290.912
Yakıt servis tankı sancak	4.25	90	100	0.04	557.855
Yakıt dinlendirme tankı sancak	11.7	70	100	0.04	1442.142
Yakıt (Düşük sülfür) dinlendirme tankı iskele	22.3	70	100	0.04	2748.698
Yakıt (Düşük sülfür) dinlendirme tankı sancak	21.93	70	100	0.04	2703.092

Makine dairesine yakıt tankları tarafından iletilen toplam ısı miktarı, $Q2$;

$$Q2 = 2639.454W + 1290.912W + 557.855W + 1442.142W + 2748.7W + 2703.1W \quad \textbf{(5.8)}$$

$$Q2 = 11382.153\ W$$

'dır. Bulunan $Q2$ değeri denklem 4.6'da yerine konur ve

$$11.382153kW = M2(\frac{m^3}{h}) \times 1.13\frac{kg}{m^3} \times 1.01\frac{kJ}{kg°C} \times 12°C \times \frac{1}{3600}\frac{kwh}{kj} \quad \textbf{(5.9)}$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikten, M2;

$$M2 = 2991.8916\frac{m^3}{h} \quad \textbf{(5.10)}$$

olarak bulunur.

Makine dairesinde bulunan ekipmanlar için gereken yanma havası $M3$ aşağıdaki şekilde hesaplanır. Öncelikle ana makine yanma havası denklem 4.9'dan hesaplanır. Denklemde geçen $(P_{dp} \times m_{ad})$ değeri 17700 kg/h alınmıştır. Bu değer, gemide kullanılan ana makinenin üreticileri tarafından verilmiştir.

$$q_{dp} = \frac{17700[kg/h]}{1.13[kg/m^3]} = 15664m^3/h \quad \textbf{(5.11)}$$

Boyler ve yardımcı jeneratörler için gerekli yanma havası q_{dg} ve q_b hesaba katılmamıştır. Bu durumda $M3$;

$$M3 = 15664\frac{m^3}{h} \quad \textbf{(5.12)}$$

olarak hesaplanmıştır.

Makine dairesi konfor havası miktarı $M4$'de denklem 4.12 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır. Makine dairesi hacmi 1854 m^3 olup 1 saatte 4 kere devridaim yapacaktır.

Gerekli hava miktarı, $M4$;

$$M4 = 1854m^3 \times 4\frac{1}{h} = 7416\frac{m^3}{h} \quad \textbf{(5.13)}$$

olarak hesaplanır. Toplam gerekli hava debisi, M_T;

$$M_T = 41794.5\frac{m^3}{h} + 2991.8916\frac{m^3}{h} + 15664\frac{m^3}{h} + 7416\frac{m^3}{h} \quad \textbf{(5.14)}$$

$$M_T = 67866.3916\frac{m^3}{h}$$

bulunur. Gerekli havayı sağlayabilmek için en az 70000 m^3/h kapasiteye sahip bir fan gereklidir. İskele ve sancağa birer adet yerleştirilmek üzere 35000 m^3/h kapasiteye sahip 2 adet fan havalandırma için yeterli olacaktır.

Yukarıda yapılan hesaplar kış dizayn sıcaklığı için tekrar edilmiştir. Δt 40 ^{0}C için gerekli toplam hava debisi;

$$159kW = M1(\frac{m^3}{h}) \times 1.13\frac{kg}{m^3} \times 1.01\frac{kJ}{kg°C} \times 40°C \times \frac{1}{3600}\frac{kwh}{kj} \quad \textbf{(5.15)}$$

$$M1 = 12538.3335\frac{m^3}{h} \quad \textbf{(5.16)}$$

$$11.382153kW = M2(\frac{m^3}{h}) \times 1.13\frac{kg}{m^3} \times 1.01\frac{kJ}{kg°C} \times 40°C \times \frac{1}{3600}\frac{kwh}{kj} \quad \textbf{(5.17)}$$

$$M2 = 897.5675\frac{m^3}{h} \quad \textbf{(5.18)}$$

$M3$ ve $M4$ değerleri Δt' ye bağlı olmadığı için aynı kalır. Bu durumda toplam gerekli hava debisi;

$$M_T = 12538.3335\frac{m^3}{h} + 897.5675\frac{m^3}{h} + 15664\frac{m^3}{h} + 7416\frac{m^3}{h} \quad \textbf{(5.19)}$$

$$M_T = 36515.9\frac{m^3}{h}$$

Kış dizayn sıcaklığında gerekli havayı sağlayabilmek için en az 37000 m^3/h kapasiteye sahip bir fan gereklidir. Sonuç olarak seçilen fanın kapasitesi, yaz ve kış dizayn sıcaklığında gerekli hava miktarlarından maksimum olanını karşılayabilmelidir. Bu nedenle hem yaz hem de kış durumu için gerekli hava kapasitesini karşılayabilecek fanın kapasitesi en az 70000 m^3/h olmalıdır.

Makine dairesine hava girişini sağlayan panjur alanı aşağıda hesaplanmıştır. Havalandırma için gereken toplam hava miktarı (fan kapasitesi) denklem 4.13'te yerine konur ve

$$70000\frac{m^3}{h} = A_b \times 4\frac{m}{s} \times 3600\frac{s}{h} \quad \textbf{(5.20)}$$

eşitliği elde edilir. Havanın giriş hızı, v; ISO 8861 standardına uyularak maksimum 4 m\s alınmıştır. Bu eşitlikten besleme havası panjur alanı, A_b;

$$A_b = \frac{70000m^3/h}{4m/s \times 3600s/h} = 4.86\ m^2 \quad \textbf{(5.21)}$$

olarak hesaplanmıştır. Makine dairesine, hava girişini sağlamak için iki adet panjur yerleştirilmiştir. Panjurların her biri en az 2.43 m^2 alana sahip olmalıdır.

Egzoz havası miktarı M_E, toplam hava debisinden yanma havası miktarının çıkarılmasıyla elde edilir.

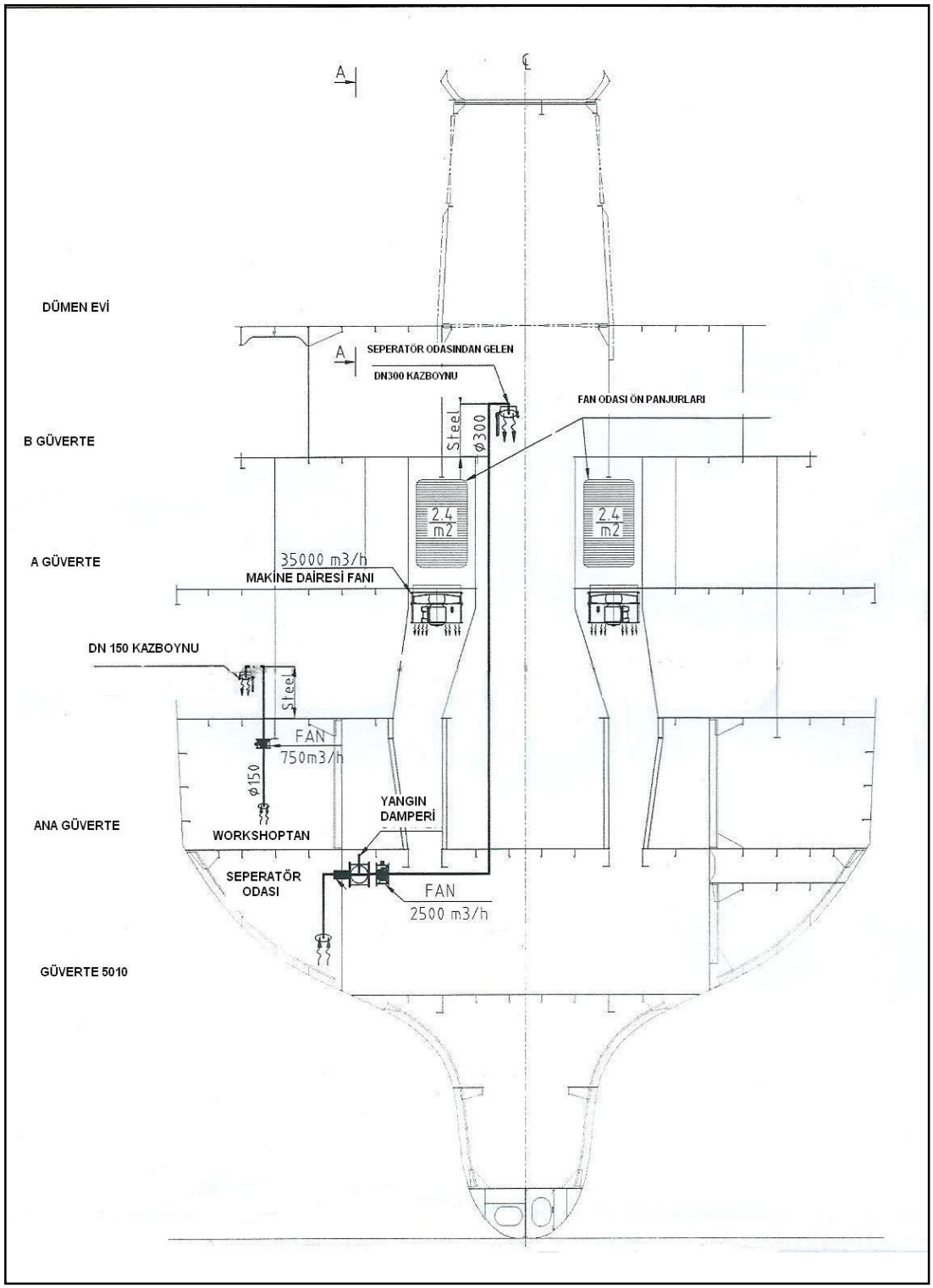
$$M_E = 67866.4m^3/h - 15664m^3/h = 52202.4\ m^3/h \quad \textbf{(5.22)}$$

Egzoz çıkışının gerçekleştiği panjur alanı denklem 4.14 kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$A_e = \frac{52202.4m^3/h}{4m/s \times 3600s/h} = 3.625\ m^2 \qquad \textbf{(5.23)}$$

Egzoz çıkışı için 2 adet panjur bulunmaktadır ve panjurların her biri en az 1.85 m^2 alana sahip olmalıdır.

Şekil 5.2'de yukarıda incelenen kimyasal tankerin makine dairesi havalandırması görülmektedir.



Şekil 5.2 : Kimyasal tankerin makine dairesi havalandırması

5.3 Hava Kanallarında Meydana Gelen Basınç Düşümü Hesabı

Makine dairesinin etkin bir şekilde havalandırılabilmesi için, gerekli hava miktarını karşılayabilecek uygun fan seçimi çok önemlidir. Seçilecek fanın aynı zamanda havalandırma kanallarındaki basınç düşümünü de karşılayabilmesi gerekir. Bu nedenle uygun fanı seçebilmek için, gerekli hava miktarının belirlenmesinin yanı sıra hava kanallarında meydana gelen basınç düşümü de hesaplanmalıdır. Daha sonra fan eğrilerinden yararlanılarak gerekli hava miktarı ve hesaplanan basınç düşümünü karşılayabilecek uygun fan seçilebilir.

Kanallardaki basınç düşümünü hesaplayabilmek için öncelikle kanal çaplarının belirlenmesi gereklidir. Kanal çapları;

$$Q = A\,x\,V \qquad m^3/h \qquad \textbf{(5.24)}$$

formülünden hesaplanır. Ana güverteye kadar olan kısımda havanın hızı 5 m/s alınmıştır. Havalandırma kanalının boyutları aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$35000\,m^3/h = A\,x\,5\ {}^{m}/_{s}\,x3600 \qquad \textbf{(5.25)}$$

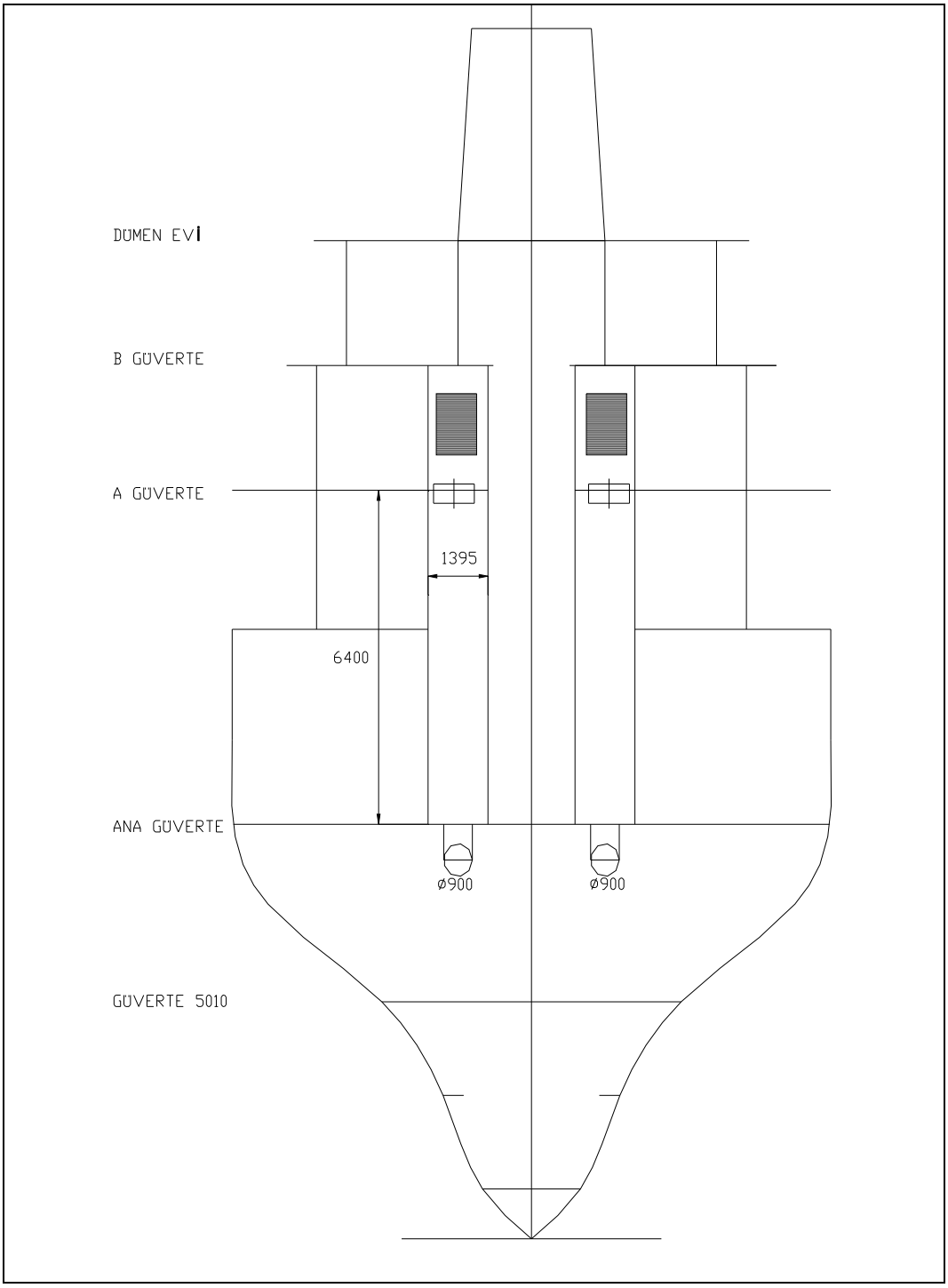
$$A = 1.95 \qquad m^2 \qquad \textbf{(5.26)}$$

Şekil 5.3'de görüldüğü gibi havalandırma kanalının ana güverteye kadar düz olarak indiği kabul edilmiştir. Kanal 1.395m x1.395m boyutlarında kare kesitlidir. Ana güverteden sonraki kısımlarda dairesel kesitli borular kullanılmıştır. Dairesel kesitli kanallarda havanın hızı 15 m/s olarak alınmıştır. Makine dairesine hava taşıyan ana boru hattının çapı;

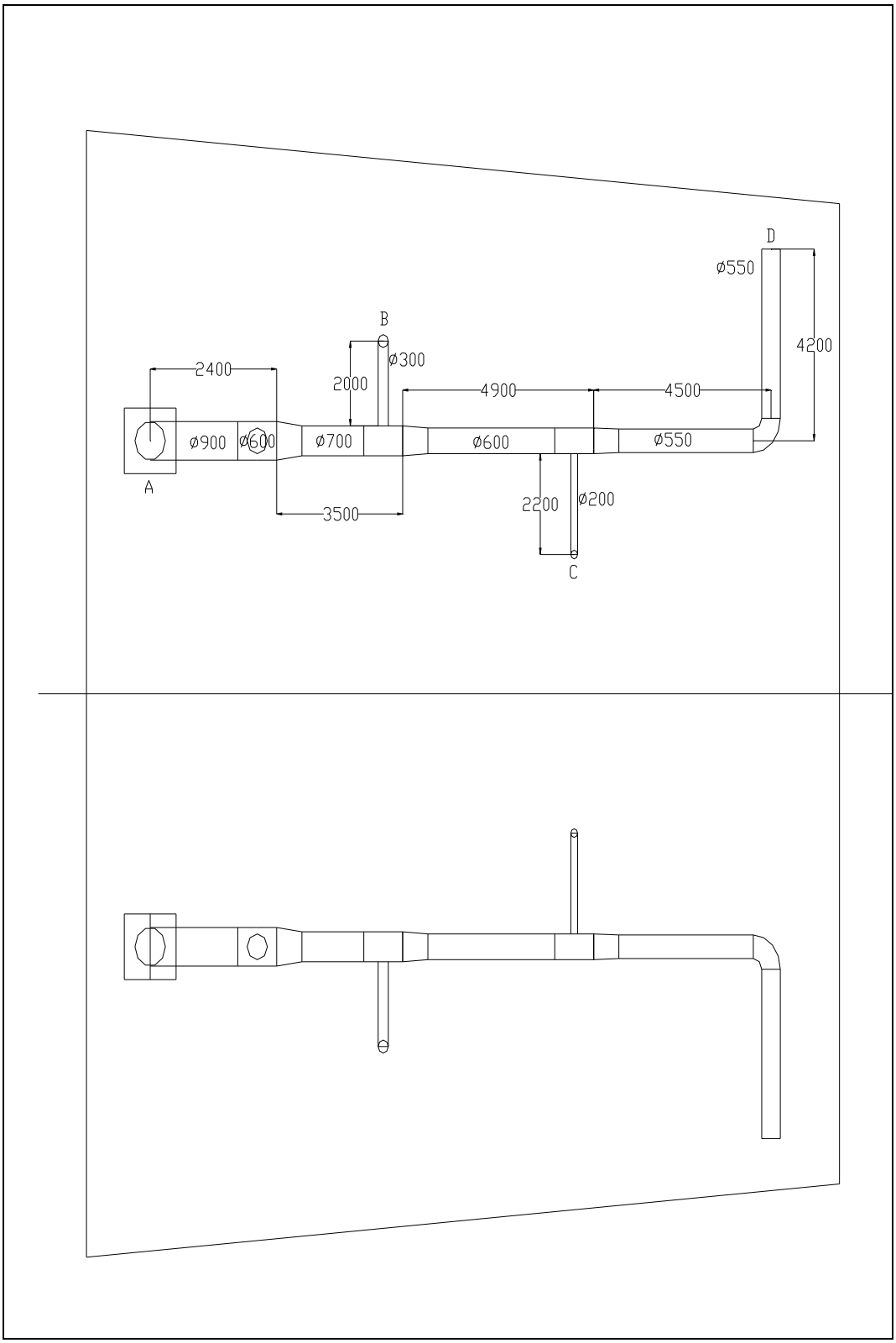
$$35000\frac{m^3}{h} = A\,x\,15\ {}^{m}/_{s}\,x3600 \qquad \textbf{(5.27)}$$

$$A = 0.648\ m^2 \qquad \textbf{(5.28)}$$

formülünden Ø900 mm olarak bulunur. Ana boru hattından ayrılan dalların çapları da aynı şekilde hesaplanır. Makine dairesine ait havalandırma kanalları şematiği şekil 5.4'de görülmektedir.



Şekil 5.3 : Havalandırma kanalının boyutları



Şekil 5.4 : Makine dairesi havalandırma kanalları şematiği

Hava kanallarında meydana gelen sürtünme kayıpları Darcy-weisbach metoduyla aşağıdaki şekilde çözülür. Basınç düşümü hesabı en kritik devreye göre yapılır. Burada şekil 5.4'den de görüldüğü gibi en kritik devre AD bölümüdür.

Havanın kinematik viskozitesi sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterdiği için öncelikle 23 ^{0}C sıcaklıkta havanın kinematik viskozitesini hesaplayalım.

$$\vartheta = \frac{\mu_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{2/3}}{\rho} = \frac{1.78x10^{-5} \left(\frac{320}{288}\right)^{2/3}}{1.226} = 1.47864x10^{-5} \quad m^2/s \qquad \textbf{(5.29)}$$

1395x1395 mm kare kesitli kanala eşdeğer yuvarlak kanalın çapı 1530 mm olarak dönüşüm tablosundan bulunmuştur. Kanal boyunca meydana gelen basınç düşümü;

$$Re = \frac{5x1.53}{1.47864x10^{-5}} = 517367.433 \qquad \textbf{(5.30)}$$

k = 0.05 (dikişsiz çelik borular için) alınır. f katsayısı Colebrook eşitliğinden aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$f = \frac{0.25}{[log\ (\frac{0.05}{3.7x1.53} + \frac{5.74}{517367.433^{0.9}})]^2} = 0.0594 \qquad \textbf{(5.31)}$$

$$h_f = 0.0594x\frac{6.4}{1.53}x\frac{5^2}{2x9.81} = 0.3164896\ m \qquad \textbf{(5.32)}$$

$$h_L = 0.3164896\ m \qquad \textbf{(5.33)}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_L \qquad \textbf{(5.34)}$$

$$h_1 = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_L \qquad \textbf{(5.35)}$$

denkleminde z_1=6.4m, z_2=0, v_1=v_2=5 m/s, P_2=P_1=P_{atm} değerleri yerine konularak hava kanalında meydana gelen basınç düşümü h_1 değeri hesaplanır.

$$h_1 = (0 - 6.4) + 0.31652 = -6.0835\ m \qquad \textbf{(5.36)}$$

AD hattı boyunca meydana gelen basınç düşümü aşağıdaki şekilde hesaplanır. Ø900'lük boru için;

$$Re = \frac{15x0.9}{1.47864x10^{-5}} = 913001.35 \qquad \textbf{(5.37)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\ (\frac{0.05}{3.7x0.9} + \frac{5.74}{913001.35^{0.9}}]^2} = 0.07525 \quad \textbf{(5.38)}$$

$$h_f = 0.075x\frac{2.4}{0.9}x\frac{15^2}{2x9.81} = 2.301095\ m \quad \textbf{(5.39)}$$

$$h_m = Kx\frac{15^2}{2x9.81}\ m \quad \textbf{(5.40)}$$

K katsayıları valf ve fittingleri üreten firmalar tarafından yayınlanmaktadır. Bu nedenle K katsayıları farklı üretici firmalara göre değişiklik göstermektedir. Bu çalışmada LMNO mühendislik tarafından yayınlanan K katsayıları kullanılmıştır. Kanalda meydana gelen ani daralma için K = $0.5x(1-(D_2/D_1)^2) = 0.5x(1-(0.9/1.53)^2)$ = 0.33 olarak bulunur. 1 adet dirsek için K katsayısı 0.25 ve 1 adet T bağlantısı için K katsayısı 0.6'dır.

$$h_m = (0.6 + 0.25 + 0.33)x\frac{15^2}{2x9.81} = 13.53211\ m \quad \textbf{(5.41)}$$

Ø700'lük boru için;

$$Re = \frac{15x0.7}{1.47864x10^{-5}} = 710112.163 \quad \textbf{(5.42)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\ (\frac{0.05}{3.7x0.7} + \frac{5.74}{710112.163^{0.9}}]^2} = 0.0851345 \quad \textbf{(5.43)}$$

$$h_f = 0.0851345x\frac{3.5}{0.7}x\frac{15^2}{2x9.81} = 4.88156\ m \quad \textbf{(5.44)}$$

1 adet T bağlantı için K katsayısı 0.6'dır. 1 adet konik daralma için ise K = $0.5x(1-D_2^2/D_1^2)x\sqrt{\sin\alpha/2}=0.5x(1-700^2/900^2)x\sqrt{\sin 30}=0.14$ olarak hesaplanır.

$$h_m = (0.6 + 0.14)x\frac{15^2}{2x9.81} = 8.4862385\ m \quad \textbf{(5.45)}$$

Ø600'lük boru için;

$$Re = \frac{15x0.6}{1.47864x10^{-5}} = 608667.5683 \quad \textbf{(5.46)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\ (\frac{0.05}{3.7x0.6} + \frac{5.74}{608667.5683^{0.9}}]^2} = 0.0922 \quad \textbf{(5.47)}$$

$$h_f = 0.0922x\frac{4.9}{0.6}x\frac{15^2}{2x9.81} = 8.6346\ m \quad \textbf{(5.48)}$$

1 adet T bağlantı için K katsayısı 0.6, 1 adet konik daralma için ise K=0.5x(1-$600^2/700^2$)x√sin30=0.094 olarak hesaplanır.

$$h_m = (0.6 + 0.094)x\frac{15^2}{2x9.81} = 7.9587156\ m \quad \textbf{(5.49)}$$

Ø550'lik boru için;

$$Re = \frac{15x0.55}{1.47864x10^{-5}} = 557945.27 \quad \textbf{(5.50)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\ (\frac{0.05}{3.7x0.55} + \frac{5.74}{557945.27^{0.9}}]^2} = 0.09658 \quad \textbf{(5.51)}$$

$$h_f = 0.09658x\frac{8.7}{0.55}x\frac{15^2}{2x9.81} = 17.51925\ m \quad \textbf{(5.52)}$$

1 adet dirsek için K katsayısı 0.25 alınır. 1 adet konik daralma için ise K=0.5x(1-$550^2/600^2$)x√sin30=0.056 olarak hesaplanır.

$$h_m = (0.25 + 0.056)x\frac{15^2}{2x9.81} = 3.509174\ m \quad \textbf{(5.53)}$$

$$\begin{aligned} h_L = \sum h_f + \sum h_m \\ &= (2.301095 + 4.88156 + 8.6346 + 17.51925) \\ &+ (13.53211 + 8.4862385 + 7.9587156 \\ &+ 3.509174) = 66.82275\ m \end{aligned} \quad \textbf{(5.54)}$$

$$\frac{P_1}{\rho g}+\frac{v_1^2}{2g}+z_1+h_2=\frac{P_2}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g}+z_2+h_L \quad \textbf{(5.55)}$$

$v_1=v_2=15$ m/s, $z_1=z_2=0$ ve $P_1=P_2=P_{atm}$ değerleri yerine konduğunda

$$h_2 = 66.82275\, m \quad \textbf{(5.56)}$$

$$h_{fan} = h_1 + h_2 = -6.0835 + 66.82275 = 60.739236m \quad \textbf{(5.57)}$$

$$P = \rho x g x h_{fan} = 1.226x9.81x60.7403681 = 730.544352\,\text{Pa} \quad \textbf{(5.58)}$$

Seçilecek fanın kapasitesi iskele ve sancağa birer adet koyulacağı için 35000 m^3/h, basıncı ise 731 Pa olmalıdır. Bu değerlere uygun olarak 35500 m^3/h kapasiteli, basıncı 800 Pa, şaft gücü 9.9 kW ve motor gücü 13.2 kW olan direct drive 60 Hz aksiyal bir fan seçilmiştir.

Kış dizayn sıcaklığında gerekli fan kapasitesi toplam 37000 m^3/h olarak hesaplanmıştı. Fan basıncı ise aşağıdaki şekilde hesaplanır. Kanal çapları ve hava debisi bilindiğine göre öncelikle borulardan geçen havanın hızı belirlenir. Hava kanalındaki havanın hızı;

$$18500\, m^3/h = 1.95\, xVx3600 \quad \textbf{(5.59)}$$

$$V = 2.635\, m/s \quad \textbf{(5.60)}$$

dir. Dairesel kesitli kanallardaki hız ise;

$$18500\, m^3/h = 0.648\, xVx3600 \quad \textbf{(5.61)}$$

$$V = 7.93\, m/s \quad \textbf{(5.62)}$$

'dir. 18500 m^3/h kapasiteli fanın basıncı yukarıdaki denklemler yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\vartheta = \frac{\mu_0\left(\frac{T}{T_0}\right)^{2/3}}{\rho} = \frac{1.78x10^{-5}\left(\frac{268}{288}\right)^{2/3}}{1.226} = 1.38386x10^{-5} \quad m^2/s \quad \textbf{(5.63)}$$

$$Re = \frac{2.635x1.53}{1.384x10^{-5}} = 291327.1637 \quad \textbf{(5.64)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\ (\frac{0.05}{3.7x1.53} + \frac{5.74}{291327.1637^{0.9}})]^2} = 0.05946 \quad \textbf{(5.65)}$$

$$h_f = 0.05946x\frac{6.4}{1.53}x\frac{2.635^2}{2x9.81} = 0.088\ m \quad \textbf{(5.66)}$$

$$h_L = 0.088\ m \quad \textbf{(5.67)}$$

$$h_1 = (0 - 6.4) + 0.088 = -6.311984\ m \quad \textbf{(5.68)}$$

Ø900'lük boru için;

$$Re = \frac{7.93x0.9}{1.384x10^{-5}} = 515732.6506 \quad \textbf{(5.69)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\ (\frac{0.05}{3.7x0.9} + \frac{5.74}{515732.6506^{0.9}}]^2} = 0.075286 \quad \textbf{(5.70)}$$

$$h_f = 0.075286x\frac{2.4}{0.9}x\frac{7.93^2}{2x9.81} = 0.644\ m \quad \textbf{(5.71)}$$

$$h_m = (0.6 + 0.25 + 0.33)x\frac{7.93^2}{2x9.81} = 3.782068\ m \quad \textbf{(5.72)}$$

Ø700'lük boru için;

$$Re = \frac{7.93x0.7}{1.384x10^{-5}} = 401125.3949 \quad \textbf{(5.73)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\ (\frac{0.05}{3.7x0.7} + \frac{5.74}{401125.3949^{0.9}}]^2} = 0.08518 \quad \textbf{(5.74)}$$

$$h_f = 0.08518x\frac{3.5}{0.7}x\frac{7.93^2}{2x9.81} = 1.365088\ m \quad \textbf{(5.75)}$$

$$h_m = (0.6 + 0.14)x\frac{7.93^2}{2x9.81} = 2.371806\ m \quad \textbf{(5.76)}$$

Ø600'lük boru için;

$$Re = \frac{7.93x0.6}{1.384x10^{-5}} = 343821.767 \quad \textbf{(5.77)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\,(\frac{0.05}{3.7x0.6} + \frac{5.74}{343821.767^{0.9}}]^2} = 0.09225 \quad \textbf{(5.78)}$$

$$h_f = 0.09225x\frac{4.9}{0.6}x\frac{7.93^2}{2x9.81} = 2.4146\,m \quad \textbf{(5.79)}$$

$$h_m = (0.6 + 0.094)x\frac{7.93^2}{2x9.81} = 2.224369\,m \quad \textbf{(5.80)}$$

Ø550'lik boru için;

$$Re = \frac{7.93x0.55}{1.384x10^{-5}} = 315169.9532 \quad \textbf{(5.81)}$$

$$f = \frac{0.25}{[log\,(\frac{0.05}{3.7x0.55} + \frac{5.74}{315169.9532^{\,0.9}}]^2} = 0.0966 \quad \textbf{(5.82)}$$

$$h_f = 0.0966x\frac{8.7}{0.55}x\frac{7.93^2}{2x9.81} = 4.899216\,m \quad \textbf{(5.83)}$$

$$h_m = (0.25 + 0.056)x\frac{7.93^2}{2x9.81} = 0.980774\,m \quad \textbf{(5.84)}$$

$$h_L = \sum h_f + \sum h_m = 18.68142\,m \quad \textbf{(5.85)}$$

$$h_2 = 18.68142\,m \quad \textbf{(5.86)}$$

$$h_{fan} = h_1 + h_2 = -6.3119 + 18.68142\,m = 12.36943\,m \quad \textbf{(5.87)}$$

$$P = \rho x g x h_{fan} = 1.226x9.81x12.36943 = 148.76789\,\text{Pa} \quad \textbf{(5.88)}$$

Kış dizayn sıcaklığında seçilecek fanın kapasitesi iskele ve sancağa birer adet koyulacağı için 18500 m^3/h, basıncı ise 149 Pa olmalıdır. Sonuç olarak basıncı 800 Pa olan 35500 m^3/h kapasiteli seçilen fan hem yaz hem de kış durumu için yeterlidir.

5.4 Sıcaklık Değişimi ve Fan Kapasitesi Arasındaki İlişki

Gemilerde havalandırma sistemleri tasarlanırken göz önünde bulundurulması gereken önemli kıstaslardan biri de gemilerin seyir esnasında çok değişik hava değişimlerine maruz kalabilecekleridir. Bir günden daha kısa bir sürede bile değişik sıcaklıktaki sularda seyredebilirler. Bu nedenle havalandırma hesapları, eğer gemi inşa şartnamesinde geminin çalışma koşulları belirtilmemişse, farklı sıcaklık değişimlerini kapsayacak geniş bir yelpazede yapılmalıdır. Böylece geminin maruz kalabileceği bütün hava koşulları göz önünde bulundurulmuş ve bütün bu koşullarda yeterli havayı sağlayabilecek bir fanın kapasitesinin ne olması gerektiği konusu çözümlenmiş olur.

Geminin seyri boyunca maruz kaldığı hava sıcaklıklarının aşağıdaki şekilde değiştiği farz edilerek fan kapasitesi hesapları tekrar edilmiş ve sonuçlar çizelge 5.2'de verilmiştir. Böylece sıcaklık değişimi ile hava debisi ve fan kapasitesi arasında nasıl bir ilişki olduğu incelenmiştir.

Çizelge 5.2 : Sıcaklığın hava debisi, fan büyüklüğü ve fan basıncına etkisi

Δt (^{0}C)	M_T (m^3/h)	M_F (m^3/h)	P (Pa)
12	67866.4	35000 x 2	731
17	54693.8	27500 x 2	422
22	47508.9	24000 x 2	303
40	36515.9	18500 x 2	149

Çizelge 5.2'den de görüldüğü gibi havalandırma için gereken hava miktarı ve fan kapasitesi Δt ile ters orantılıdır. Δt değeri azaldıkça gereken hava miktarı ve dolayısıyla fan kapasitesi artar. Δt, makine dairesi ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkını temsil ettiği için, buradan gemilerin sıcak iklimlerde seyrederken daha büyük kapasiteli fanlara ihtiyaç duyduğu anlaşılmaktadır.

Gemiler sürekli değişik sıcaklıklarda, değişik iklim şartlarında çalıştıkları için sabit bir fan kapasitesi belirlemek oldukça güçtür. Bu nedenle geminin çalışacağı iklim koşulları göz önünde bulundurulmalı ve gereken maksimum fan kapasitesi belirlenmelidir. Böylece geminin çalıştığı her türlü iklim koşulunda yeterli havalandırmayı sağlayacak kapasitede bir fan seçilmiş olur. Ancak fanın sürekli maksimum kapasitede çalışması ciddi derecede enerji kayıplarına neden olur. Bu durumu engellemek için fan kapasitesinin değişen hava ihtiyacına bağlı olarak değişim göstermesi gerekir. Böylece havanın gereksiz yere nakledilmesi engellenmiş ve bunun için harcanacak enerjiden kaçınılmış olur. Öyleyse havalandırma sistemlerinde büyük kapasiteli tek bir fan kullanmak yerine toplamda aynı kapasiteye sahip iki veya daha fazla miktarda küçük fan kullanılması uygun bir çözüm önerisi olabilir. Hava gereksiniminin az olduğu iklim şartlarında fanlardan sadece biri veya gerektiği kadarı çalıştırılabilir ve böylece gereksiz enerji tüketiminin önüne geçilmiş olur. Bir sonraki bölümde makine dairesinin havalandırmasında tek bir fan kullanmak yerine toplamda aynı kapasiteye sahip 2 adet küçük fan kullanılırsa ne kadar enerji tasarrufu yapılabileceği hesaplarla gösterilmektedir.

5.5 Enerji Tasarrufu Hesabı

Geminin yaz ve kış dizayn sıcaklıklarında ne kadar kapasiteli bir fana ihtiyaç duyduğu daha önceki bölümde hesaplanmıştı. Bu bölümde geminin altı ay yaz ve altı ay kış dizayn sıcaklığında çalıştığı kabulü yapılmış, bu durumda makine dairesi havalandırmasında tek bir fan ve iki küçük fan kullanılması arasında ne kadar enerji tasarrufu sağlandığı hesaplanmıştır.

Makine dairesini havalandırırken 35500 m^3/h kapasiteli, 800 Pa basınçlı tek bir fan yerine 1 adet 20000 ve bir adet 16000 m^3/h kapasiteli, 800 Pa basınçlı 2 adet fan yerleştirilebilir. Böylece gerektiğinde fanlardan sadece biri çalıştırılarak gereksiz enerji tüketimi engellenmiş olur. Her iki durumda harcanan toplam enerji miktarı aşağıda hesaplanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Öncelikle 35500 m^3/h kapasiteli, 13.2 kW motor gücüne sahip tek bir fan kullanıldığında yıllık ne kadar enerji tüketildiğini hesaplanmıştır.

Güç (Pw) = 13.2 kW

Süre (t) = 365 gün x 24 saat = 8760 saat

Yıllık tüketilen enerji;

$$E = Pw\ x\ t = 13.2x8760 = 115632\ kWh = 99443520kcal \qquad \textbf{(5.89)}$$

Burada E enerji miktarını, Pw fanın gücünü, t ise zamanı göstermektedir.

20000 m^3/h, 6.6 kW güce sahip ve 16000 m^3/h, 6.6 kW güce sahip 2 fan kullanılırsa ne kadar enerji tüketileceğinin hesabı aşağıdaki gibidir. Geminin yılın 6 ayı yaz, 6 ayı kış durumunda çalıştığı varsayımında bulunulmuştu. Yaz durumunda 35000 m^3/h hava gerekli olduğu için her iki fan birden çalıştırılmalıdır. Kış durumunda ise gerekli hava miktarı 18500 m^3/h olduğu için sadece 20000 m^3/h kapasiteli fanı çalıştırmak yeterli olacaktır. Bu durumda yıllık tüketilen enerji miktarı;

$$E_{kış} = Pxt = 6.6x4380 = 28908\ kWh = 24860880\ kcal \qquad \textbf{(5.90)}$$

$$E_{yaz} = Pxt = (6.6 + 6.6)x4380 = 57816\ kWh = 49721760\ kcal \qquad \textbf{(5.91)}$$

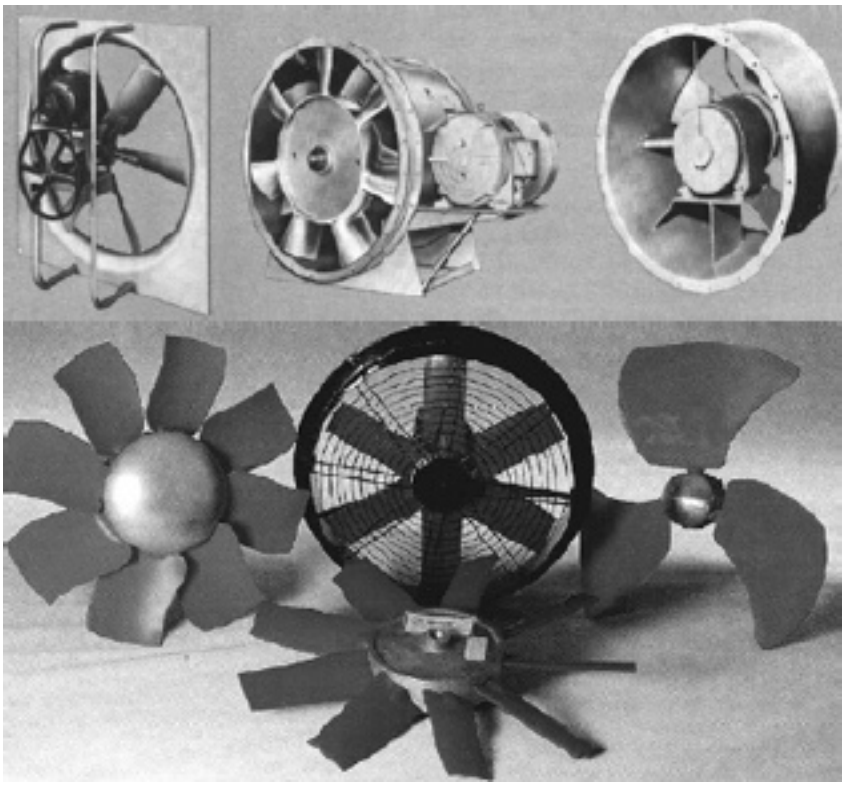
$$E_T = 86724\ kWh = 74582640\ kcal \qquad \textbf{(5.92)}$$

Görüldüğü gibi havalandırma sisteminde tek fan yerine toplamda aynı kapasiteye sahip iki küçük fan kullanarak yılda 24860880 kcal enerji tasarrufu yapılmış olur.

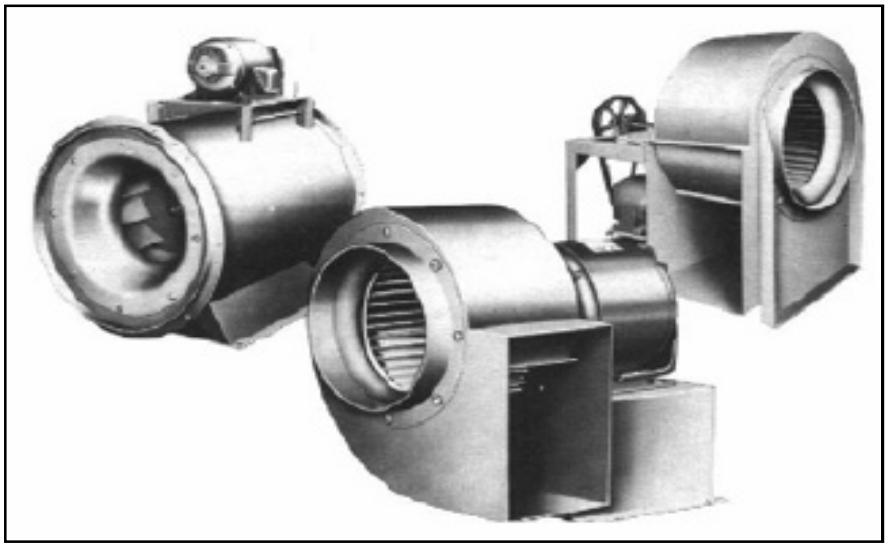
5.6 Enerji Etkin Havalandırma

Makine dairesinin etkin bir şekilde havalandırılmasında gerekli toplam hava miktarını karşılayabilecek uygun tipteki ve kapasitedeki fanı seçmek çok önemlidir. Havalandırma sistemlerinde tipik olarak kullanılan fanlar; santrifüj tipi fanlar, eksenel fanlar ve pervane tipi fanlardır. Kullanılacak fan tipi genellikle havalandırma için gerekli olan hava hacmine, basınç gereksinimlerine ve makine dairesindeki alan kısıtlamalarına göre seçilir [14]. Şekil 5.5'de eksenel fanlar, şekil 5.6'da santrifüj tipi fanlar ve şekil 5.7'de pervane tipi fanlar görülmektedir.

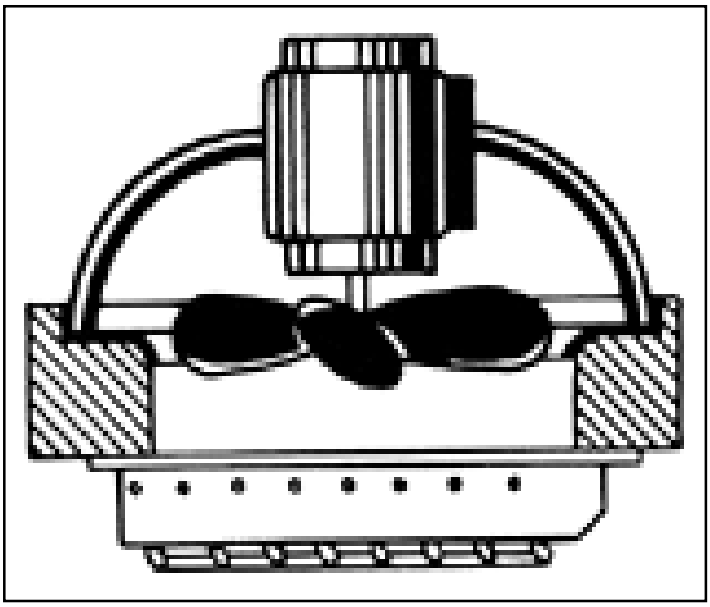
Son zamanlarda, enerji rezervlerinin tükenme tehdidiyle karşı karşıya kalması ve enerji maliyetlerinin artması insanları enerjiyi daha etkin kullanma ve enerji tüketimini mümkün mertebe azaltma yoluna itmiştir. Bu durum denizcilik sektörünü de etkisi altına almış, enerji etkin gemiler, gemilerde enerji etkin havalandırma konuları gündeme gelmiştir.



Şekil 5.5 : Eksenel fanlar

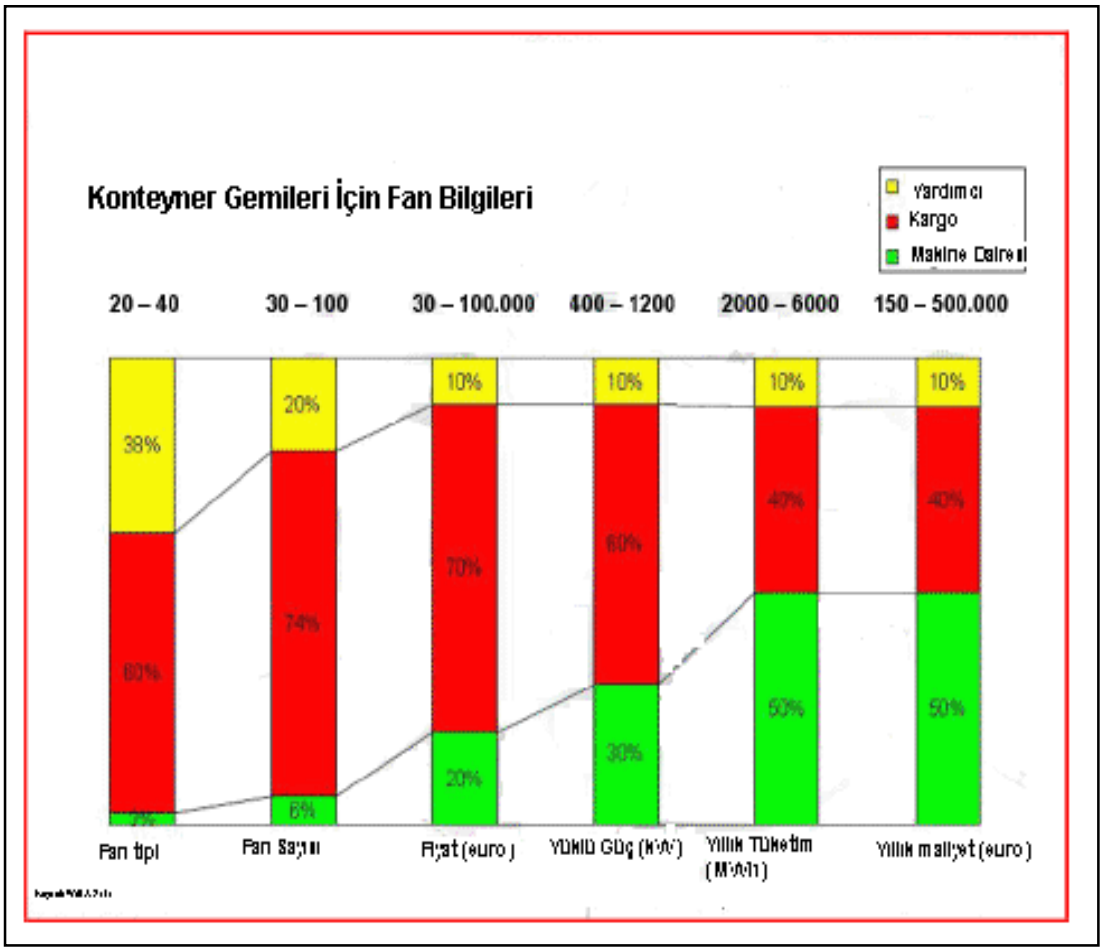


Şekil 5.6 : Santrifüj tipi fanlar



Şekil 5.7 : Pervane tipi fanlar

Gemilerde enerji etkin bir havalandırma enerji etkin bir fan seçimiyle başlar. Çünkü gemilerde kullanılan fanlar özellikle de makine dairesi fanları ciddi derecede enerji tüketen makinelerdir. Şekil 5.8'den de görüldüğü gibi yüksek çalışma performanslarına bağlı olarak makine dairesi fanları gemide havalandırma ve iklimlendirme için harcanan toplam enerji tüketiminin %50' sinden sorumludurlar. Dolayısıyla havalandırma ve iklimlendirme için harcanan toplam maliyetin de %50'si makine dairesi fanlarına aittir. Bu nedenle enerji etkin fan seçimi enerji tüketimini ciddi derecede azaltır. Enerji tüketiminin azalmasına bağlı olarak CO_2 emisyonlarında da ciddi azalmalar meydana gelir. Görüldüğü gibi, makine dairesi havalandırma sistemlerinde enerji etkin fan seçmek hem ekonomik açıdan hem çevre açısından fayda sağlar. Bütün bunlara ek olarak gürültü seviyesi de azaltılmış olur. Çünkü makine dairesi fanlarının gürültüsü mürettebata ve liman yakınlarındayken çevreye rahatsızlık vermektedir.



Şekil 5.8 : Konteyner gemilerine ait fan bilgileri

ISO 5801 standardına göre makine dairesi fanlarının %80'den fazla verimlilikte çalışması gerekmektedir. Fanların çalışması test edilmeli ve klas kuruluşları tarafından sertifikalandırılmalıdır. Makine dairesi fanlarının verimlilik derecesi şartnamesi tersaneler ve yatırımcılar tarafından göz ardı edilmemelidir. Bu konuya gereken önemin verilmesi hem tükenme tehlikesi altındaki enerji rezervlerinin korunması açısından, hem çevre açısından hem de maliyet açısından ciddi kazançlar sağlayacaktır [18].

6. SONUÇLAR VE GELECEK ÇALIŞMALAR İÇİN ÖNERİLER

Enerji maliyetlerinin arttığı, fosil yakıt rezervlerinin tükenmeye yüz tuttuğu, etkisini her geçen gün biraz daha fazla hissettiğimiz çevre kirliliği ve küresel ısınma gerçeğiyle yüz yüze kaldığımız bu günlerde enerjinin etkin kullanımı, enerji tasarrufu, enerji verimliliği terimlerinin gündemde olması kaçınılmazdır. Son zamanlarda, enerji etkin gemiler, çevre dostu yeşil gemi dizaynı gibi konularda çalışmaların yapıldığı denizcilik sektörünün de gündemden uzak kalmadığı görülmektedir. Bu çalışmada ise, gemilerde enerjinin etkin kullanımı konusu havalandırma açısından incelenmiş, enerji etkin makine dairesi havalandırması ele alınmıştır.

Makine dairesi havalandırmasında kullanılan fanlar enerji tüketimi açısından ana makineden sonra ikinci sırada gelmektedir. Bu nedenle gerekli hava debisinin ve buna bağlı olarak seçilen fan büyüklüğünün dikkatli bir şekilde hesaplanması çok önemlidir. Çünkü enerji etkin bir havalandırma yapabilmek için havanın gereksiz yere nakledilmesi ve gereksiz yere ısıtılıp soğutulması için harcanacak enerjiden kaçınmak gerekir.

Sürekli farklı sıcaklıktaki sularda çalışmak durumunda kalan gemilerde, etkin bir havalandırma yapılabilmesi için gereken toplam hava miktarı, çizelge 5.2'den de görüldüğü gibi sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterir. Bu durumda, gerekli hava ihtiyacını karşılayabilecek fanın kapasitesi de değişir.

Makine dairesi havalandırma sistemlerinde, kullanılacak fanın kapasitesi hava ihtiyacının maksimum olduğu duruma göre belirlenmelidir ki sıcaklık değişse bile fan kapasitesi hiçbir koşulda yetersiz kalmasın. Ancak fanın sürekli maksimum kapasitede çalışması, gereğinden fazla enerji tüketimine neden olur ki bu hiç istenmeyen bir durumdur. Bu istenmeyen durumu ortadan kaldırmak için tek bir fan kullanmak yerine iki veya daha fazla sayıda küçük kapasiteli fanlar kullanmak uygun bir çözüm oluşturur. Böylece düşük miktarda hava gereksinimlerinde tek bir fan veya gereken sayıda fan kullanılarak gereksiz enerji tüketiminin önüne geçilmiş olur. Bir önceki bölümde ele alınan makine dairesi havalandırma sisteminde de bu yöntem kullanılmıştır. Tek bir fan kullanmak yerine toplamda tek bir fanla aynı kapasiteye sahip iki küçük fan kullanılmıştır.

Sonuç olarak, makine dairesi havalandırmasında optimum bir enerji etkinliğine ulaşabilmek maliyet, çevre ve de tükenme tehlikesiyle karşı karşıya kalan enerji kaynaklarının korunması açısından çok önemli avantajlar sağlayacağı için bu konuda yapılan çalışmalara daha fazla önem verilmesi gerekmektedir. Yakın bir zamanda gemilerde enerji etkinliğiyle ilgili IMO'nun da yaptığı çalışmalar doğrultusunda çok daha sıkı kurallar konulacağı aşikârdır.

KAYNAKLAR

[1] **Url-1**<*http://www.alphanmanas.com/?p=291*>, alındığı tarih 02.12.2010.

[2] **Url-2**<*http://www.greenship.org*>, alındığı tarih 02.10.2010.

[3] **Gürdil, A. K. G., Selvi, Ç. K., Lüle, F. ve Yeşiloğlu, E.,** 2004. Hayvan barınaklarında doğal havalandırma verdisinin belirlenmesi için bir bilgisayar programı geliştirilmesi, *OMÜ Ziraat Fakültesi Dergisi 2005,* **20 (1)**, 30-36

[4] **Ergin, S.**, 2010. *Ventilation and Air Conditioning Systems for Ships: Ders Notları*, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul.

[5] **Öztürk, H. K., Yılancı, A. ve Atalay, Ö.,** 2005. Konutlarda doğal ve zorlanmış havalandırma sistemleri, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, **89**, 21–26.

[6] **Url-3**<*http://www.scribd.com/doc/36167479/Industrial-Ventilation*>,alındığı tarih 09.10.2010.

[7] **Diamond, R., Feustel, H. and Matson, N.,** 1996. Energy efficient ventilation for apartment buildings, *Rebuild America*, 61–70.

[8] **Visagavel, K. and Srinivasan, PSS.,** 2007. Analysis of cross and single sided naturally ventilated rooms using CFD, *American Journal of Environmental Sciences*, **3 (4)**, 188–192.

[9] **Kim, S. S. and Lee, Y. G.,** 2010. Field measurements of indoor air pollutant concentrations on two new ships, *Building and Environment*, **45**, 2141–2147.

[10] **Url-4**<*http://www.bluewaternavy.org/harbors/Ventilation%20Systems.pdf*>, alındığı tarih 5.12.2010.

[11] **Url-5**<*http://www.cahilim.com/pdf/tekne-yat/havalandirma-manika-on-imalati.pdf*>, alındığı tarih 13.10.2010.

[12] **Anderson, D., and Sheard, D.,** 2006. Cargo Ventilation: A guide to good practice, *North of England P&I Association*, 10–21.

[13] **Url-6**< *http://ri.hive.no/aut46/Pgwv32.pdf*>, alındığı tarih 22.10.2010.

[14] **Caterpillar,** 2008. Engine Room Ventilation, *Application and Installation Guide*, USA.

[15] **Harrington, R. L.,** 1992. *Marine Engineering,* SNAME, The Society of Naval Architects and Marine Engineers

[16] **ISO 8861,** 1988. *Engine room ventilation in diesel-engined ships,* International Organization for Standardization

[17] **Url-7**<*https://www.centraline.com/fileadmin/extern/energy/inc/pdf/tr/centraline energy-en13779-0308-tr.pdf*>, alındığı tarih 26.09.2010.

[18] **Witt, K. C.,** 2009. Energy Efficient Engine Room Ventilation, *Witt&Sohn AG*, Pinneberg/Germany.

EKLER

EK A.1 : Fan seçim tablosu

EK A.1

Çizelge A.1 : Fan seçim tablosu

Axial-Ventilatoren
Typenauswahltabellen

Axial Flow Fans
Fan Selection Tables

Direktantrieb / Direct Drive 60 Hz

Gesamtdruck / Total pressure 800 Pa									
Volumen-strom	Ventilator-größe	Dreh-zahl	Wellen-leistung	Motor-eistung	Schall-druck	Schal-pegel	m'/ent	mMot	Gesamt-masse
Volume flow rate	Fan size	Speed	Shaft power	Motor power	Sound pressure	Sound power	kg	kg	Total mass
m³/h	DN	min⁻¹	kW	kW	dB(A)	dB(A)	KH_16	KH_64	kg
4000	355	3406	1,3	1,8	44-1m	96	12	14	26
4500	355	3410	1,4	1,8	44-1m	96	12	14	26
5000	355	3410	1,6	1,8	45-1m	97	12	14	26
5600	400	3410	1,7	2,6	45-1m	97	15	13	33
6300	450	3436	1,9	2,6	46-1m	98	17	13	35
7100	450	3436	2,1	2,6	46-1m	98	17	13	35
8000	450	3436	2,3	2,6	47-1m	99	20	13	38
9000	500	3445	2,6	3,4	47-1m	99	23	24	47
10000	500	3445	2,9	3,4	48-1m	100	23	24	47
11200	500	3445	3,4	4,8	49-1m	101	23	41	64
12500	560	1726	4,1	4,8	48-1m	98	48	41	89
14000	630	1726	4,5	6,6	48-1m	98	59	53	115
16000	630	1729	4,7	6,6	49-1m	99	53	53	109
18000	710	1729	4,9	6,6	49-1m	99	67	53	123
20000	710	1729	5,7	6,6	50-1m	100	61	53	117
22400	710	1750	6,5	9,0	50-1m	100	61	72	133
25000	800	1750	6,8	9,0	50-1m	101	100	72	172
28000	800	1750	7,7	9,0	50-1m	101	100	72	172
31500	900	1751	8,8	13,2	51-1m	102	124	114	238
35500	900	1751	9,9	13,2	51-1m	102	124	114	238
40000	1000	1751	11,3	13,2	53-1m	104	151	114	265
45000	1000	1757	13,1	18,0	53-1m	104	151	135	286
50000	1120	1168	13,9	18,0	53-1m	102	326	175	501
55000	1120	1166	14,9	18,0	53-1m	102	292	175	467
63000	1250	1172	17,5	22,0	54-1m	103	336	260	596
71000	1250	1172	19,6	22,0	54-1m	103	336	260	596
80000	1400	1172	22,2	26,0	55-1m	104	423	280	703
90000	1400	1175	25,2	36	55-1m	104	442	350	792
100000	1600	884	27,5	35	55-1m	103	618	440	1058

Bezugsdaten: Dichte = 1.2 kg/m^3
Reference: Density = 1.2 kg/m^3

Umrechnungsfaktoren / Conversion Factors:
Druck/Pressure: 1Pa = 0.01mbar = 0.102mm = 1.4504x10^{-4} Psi = 9.869x10^{-3} in WG
Volumenstrom/Volume flow rate: 1 m^3/h = 2.777x10^{-4} m^3/s = 0.588 cfm = 4.4029 gpm
Kraftbedarf/Power: 1 kW = 1.341 HP = 1.360 PS = 1000 Nm/s = 0.24 kcal/s

Bemerkungen:

1. Die hier getroffene Auswahl ist nur ein kleiner Teil der möglichen Ventilatoren. Andere Drehzahlen, niedrigerer Schalldruck oder besserer Wirkungsgrad kann in den meisten Fällen realisiert werden.
2. Gestörte Anströmungs- und Austrittsverhältnisse sind nicht berücksichtigt.
3. Eine endgültige Auswahl sollte mit einem unserer Verkaufsingenieure abgestimmt werden.

Remarks:

1. The shown selection only represents a small part of the possible fans for each working point. Other fan speeds, lower sound pressure or better efficiency can in most cases be selected.
2. Disturbed inlet and outlet conditions have not been considered.
3. A final selection should be discussed with one of our sales engineers.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad:	**Özlem Uslu KARAMAN**
Doğum Yeri ve Tarihi:	**Mersin / 20.07.1981**
Adres:	**4. Levent**
Lisans Üniversite:	**İ.T.Ü**