

Radyal ve Geriye Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerin  
Bilgisayar Destekli Frekans Analizi ile  
Gürültülerinin Karşılaştırılması

Onur ESEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran - 2011

Comparison of Noises of the Radial and Backward Curved  
Centrifugal Fans  
by the Computer Aided Frequency Analyze

Onur Esen

**MASTER OF SCIENCE THESIS**

Department of Mechanical Engineering

June - 2011

Radyal ve Geriye Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerin  
Bilgisayar Destekli Frekans Analizi ile  
Gürültülerinin Karşılaştırılması

Onur Esen

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji ve Termodinamik Bilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. Kemal TANER

Haziran - 2011

**ONAY**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Onur Esen'in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Radyal ve Geriye Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerin Bilgisayar Destekli Frekans Analizi ile Gürültülerinin Karşılaştırılması" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Kemal TANER

**İkinci Danışman** : -

**Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** : Prof. Dr. Kemal TANER

**Üye** : Prof. Dr. Yaşar PANCAR

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. İrfan ÜREYEN

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Mesut TEKKALMAZ

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. H. Sevil ERGÜR

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

## ÖZET

Gürültü istenmeyen ses olarak tanımlanabilir. Gürültünün insan sağlığı üzerinde olumsuz yönde fizyolojik, psikolojik ve performans etkileri mevcuttur. Yakın zamanda yapılan araştırmalar göstermiştir ki; işyeri gürültüsü azaltıldığında işin zorluğu azalmakta, verim yükselmekte ve iş kazaları da azalmaktadır. Gürültü yapan cihazın tasarımının dikkate alınması, daha uygun malzeme seçimleri ve yalıtım gibi esaslarla gürültünün önlenmesi mümkündür.

Bu tez çalışmasında vantilatörlerin tasarımı ve gürültü karakteristikleri incelenmiştir. CAE (Computer Aided Engineering) programlarından biri olan CATIA ile örnek bir çalışmayla tasarlanan radyal ve geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerin frekans analizinden yararlanılarak gürültüleri hesaplanmıştır. Bu bağlamda, bu çalışmanın tasarım aşamasındaki vantilatörün gürültüsü hakkında fikir vermesi açısından faydalı olacağı düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler : Radyal kanatlı santrifüj vantilatör, Geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatör, Frekans , Gürültü

## SUMMARY

Noise can be defined as undesirable sound. It has psychological , physiologic and performance effects on human health negatively. Recent searches indicated that when working place noise decreases, hardness of job decreases, efficiency increases and work accidents decrease too. It is possible to prevent noise by taking into account design of the ventilator, more suitable materials selection and isolation.

In this study, design and noise characteristics of ventilators have been investigated. Radial and backward curved ventilators, which have been designed with one of the CAE (Computer Aided Engineering) program CATIA, noises have been calculated by means of frequency analysis. In this respect, the study is considered to be useful in terms of noise of ventilator in design phase .

**Keywords:** Radial centrifugal ventilator, Backward curved centrifugal ventilator, Frequency, Noise

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmada bana danışmanlık ederek beni yönlendiren Sayın Prof. Dr. Kemal TANER'e, ayrıca yardımlarıyla tezimin tamamlanmasında büyük emeği olan hocam Sayın Prof. Dr. Yaşar PANCAR'a teşekkürü bir borç bilirim. Bugünlere gelmemde hiçbir fedakârlıktan kaçınmayan ve her zaman bana inanan babam Muzaffer ESEN, annem Şefiye ESEN ve ağabeyim Osman ESEN'e teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b><u>ÖZET</u></b> .....	<b>v</b>
<b><u>SUMMARY</u></b> .....	<b>vi</b>
<b><u>TESEKKÜR</u></b> .....	<b>vii</b>
<b><u>SEKİLLER DİZİNİ</u></b> .....	<b>xi</b>
<b><u>ÇİZELGELER DİZİNİ</u></b> .....	<b>xiii</b>
<b><u>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</u></b> .....	<b>xiv</b>

<b>1. VANTİLATÖRLER</b> .....	<b>1</b>
1.1 Giriş.....	1
1.2 Vantilatör Tipleri.....	2
1.2.1 Eksenel Vantilatörler.....	2
1.2.1.1 Pervaneli Eksenel Vantiatörler.....	3
1.2.1.2 Kovanlı Santrifüj Eksenel Vantiatörler.....	4
1.2.1.3 Karışık Akışlı Eksenel Vantiatörler .....	5
1.2.2 Santrifüj (Radyal) Vantilatörler.....	5
1.2.2.1 Santrifüj Vantilatör Tipleri.....	8
1.2.2.1.1 Öne Eğik Kanatlı Vantilatörler.....	9
1.2.2.1.2 Geriye Eğik Kanatlı Vantilatörler.....	10
1.2.2.1.3 Radyal Kanatlı Vantilatörler.....	11
1.2.2.2 Santrifüj Vantilatörlerde Dış Gövdenin Görevi.....	13
1.2.2.3 Santrifüj Vantilatör Seçimi.....	13
1.3 Vantilatörlerde Hız.....	14
1.3.1 Öne Eğik Santrifüj Vantilatörlerde Kanattaki Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri.....	15
1.3.2 Geriye Eğik Santrifüj Vantilatörlerde Kanattaki Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri.....	16
1.3.3 Radyal Santrifüj Vantilatörlerde Kanattaki Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri.....	17
<b>2. SANTRİFÜJ VANTİLATÖRLERDE GÜRÜLTÜ</b> .....	<b>18</b>
2.1 Tanımlar.....	18
2.1.1 Gürültü.....	18
2.1.2 Ses.....	18
2.1.3 Frekans.....	19



2.2 Ses Kriterleri ve Akustik Tasarım.....	21
2.2.1 Gürültü Kriteri (NC) Eğrileri.....	22
2.2.2 A-Ağırlıklı Ses Düzeyi.....	23
2.3 Santrifüj Vantilatörde Gürültü Hesabı.....	24
2.3.1 Vantilatörlerde Ses Güç Düzeyi.....	24
2.3.2. Kanallarda Üretilen Ses.....	25
2.4 Santrifüj Vantilatör Tiplerinde Gürültü Karakteristiği.....	26
2.4.1 Öne Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörde Gürültü Karakteristiği.....	26
2.4.2 Geriye Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerin Gürültü Karakteristiği.....	28
2.4.3 Radyal Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerin Gürültü Karakteristiği.....	30
<b>3 BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZ.....</b>	<b>32</b>
3.1 Radyal Vantilatör Dizaynı.....	32
3.1.1 Basma Yüksekliği.....	32
3.1.2 Özgül Hızın Hesaplanması.....	33
3.1.3 $D_2$ Geçici Çark Çapının Geçici Hesabı.....	35
3.1.4 Vantilatörü Çalıştıran Gücün Hesaplanması.....	36
3.1.5 $D_1$ Giriş Çapının Hesabı.....	36
3.1.6 Kanat Giriş Eninin ( $B_1$ ) Hesaplanması.....	38
3.1.7 Kanat Giriş Açısının ( $\beta_1$ ) Hesaplanması.....	39
3.1.8 Kanat Sayısı ( $Z$ ) Hesabı.....	40
3.1.9 Daralma Faktörü Kontrolü.....	41
3.1.10 $D_2$ Gerçek Mesafesinin Hesaplanması.....	41
3.1.11 Kanat Çıkış Eni Hesabı.....	43
3.1.12 Mil Çapının Hesaplanması.....	43
3.1.13 Çarkın Kanatlarına Uygulanan Momentin Bulunması.....	44
3.2 Bilgisayar Destekli Frekans Analizi Hesabı.....	44
3.2.1 Catia Programı Hakkında Genel Bilgi.....	44
3.2.2 Catia'da Frekans Analizi.....	46
3.2.2.1 Modelin Tasarımı(Radyal Kanatlı).....	46
3.2.2.2 Malzeme Özelliklerini Tanımlama.....	47
3.2.2.3 Sınır Koşullarını ve Yükleri Belirleme.....	48
3.2.2.4 Çözüm Ağını (Mesh) Oluşturma.....	49
3.2.2.5 Sonuçları Görüntüleme ve Animasyon.....	51

3.2.2.6 Sonuçları Değerlendirme.....	52
3.3 Elde Edilen Frekans İle Gürültü Hesabı.....	53
3.4 Geriye Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörün Bilgisayar Destekli Frekans Analizi...53	
3.5 Sonuçları Değerlendirme.....	58
<b>4 SONUÇLAR.....</b>	<b>61</b>
<b>5 EKLER.....</b>	<b>62</b>
<b>6 KAYNAKLAR DİZİNİ.....</b>	<b>63</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Eksenel Vantilatörlerde Hava Akışı Gösterimi.....	3
1.2: Pervaneli eksenel vantilatör (Carrier, 2005).....	4
1.3 : Kovanlı Santrifüj eksenel vantilatör (Carrier, 2005).....	4
1.4: Karışık Akışlı eksenel vantilatör (Carrier, 2005).....	5
1.5: Santrifüj vantilatörlerde hava akışı yörüngesinin gösterimi.....	6
1.6: Santrifüj vantilatörlerde ana elemanlar.....	6
1.7: Santrifüj vantilatör elemanlarının şematik gösterimi (Carrier, 2005).....	7
1.8 : (a) Öne eğik, (b) geriye eğik ve (c) radyal kanatlı vantilatör (Cheremisinoff et al., 1995).....	8
1.9: Öne eğik kanatlı vantilatör (T.M.M.O.B.Y., 2001 a).....	9
1.10 : Öne eğik kanatlı vantilatörlerde karakteristik eğriler (ASHRAE, 1992).....	10
1.11 : Geriye eğik Kanatlı Vantilatör (T.M.M.O.B.Y., 2001 a).....	10
1.12 : Geriye eğik kanatlı vantilatörlerde performans eğrileri(ASHRAE, 1992).....	11
1.13 : Radyal kanatlı vantilatör (T.M.M.O.B.Y., 2001 a).....	12
1.14 : Radyal kanatlı vantilatörlerde performans eğrileri (ASHRAE, 1992).....	12
1.15 : Santrifüj vantilatörde kanattaki giriş ve çıkış hız üçgenleri (Wang, 2000).....	14
1.16 : Öne eğik santrifüj vantilatörlerde kanattaki giriş ve çıkış hız üçgenleri (Goodfellow, et al., 2001).....	15
1.17: Geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerde kanattaki giriş ve çıkış hız üçgenleri (Goodfellow, et al., 2001).....	16
1.18: Radyal kanatlı santrifüj vantilatörlerde kanattaki giriş ve çıkış hız üçgenleri (Goodfellow, et al., 2001).....	17
2.1 : Ses Basınç Düzeyi-Frekans İlişkisi (CEMA, 2007).....	19
2.2: Normal insan kulağının duyabileceği seslere ait ses basınç düzeyi (dB) ve frekans arasındaki ilişki(T.M.M.O.B.Y., 2001 b).....	20
2.3 :Ses Basınç düzeyi- Frekans İlişkisi (ISISAN, 1997).....	22
2.4: NC Eğrileri (ISISAN, 1997).....	23
2.5 : Öne eğik kanatlı vantilatörlere ait tipik performans eğrisi (T.M.M.O.B.Y., 2001 a) .....	27
2.6: Basınç-debi- performans eğrisi (T.M.M.O.B.Y., 2001 a).....	28

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

2.7: Geriye eğik kanatlı vantilatörlere ait tipik performans eğrisi (T.M.M.O.B.Y., 2001 a).....	29
2.8 : Basınç-debi-performans eğrisi (T.M.M.O.B.Y., 2001 a).....	29
2.9 : Geriye eğik kanatlı ve radyal kanatlı santrifüj vantilatörlere ait tipik performans eğrisi(T.M.M.O.B.Y., 2001 a).....	30
3.1: Özgül Çap- Özgül Hız Eğrisi.....	34
3.2: Basınç Sayısı- Özgül Hız Eğrisi.....	34
3.3: İç Verim – Özgül Hız Eğrisi.....	35
3.4: Akış Sayısı - Özgül Hız Eğrisi.....	37
3.5: Radyal Vantilatör Hız Üçgeni.....	39
3.6 : Kanat kalınlığı ve hatvesi.....	41
3.7 : Verilen parametreler altında modelin tasarımı .....	47
3.8 : Verilen parametreler altında kuvvet uygulanması.....	48
3.9 : Verilen parametreler altında sıcaklık değerlerinin girilmesi .....	49
3.10 : Verilen parametreler altında devir sayısının girilmesi.....	49
3.11: Verilen parametreler altında mesh ağının uygulanması (Kanat çizgileri).....	49
3.12: Verilen parametreler altında mesh ağının uygulanması (Hassasiyet değeri).....	50
3.13: Modelin ağ yapısını görünümü.....	50
3.14: Gerilim dağılımının gösterilmesi - Von Mises Stress.....	51
3.15: Yer değiştirilmelerin gösterilmesi – Displacement.....	51
3.16: Geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatör.....	54
3.17: Verilen parametreler altında kuvvet uygulanması.....	54
3.18: Verilen parametreler altında sıcaklık değerlerinin girilmesi.....	55
3.19: Verilen parametreler altında devir sayısının girilmesi.....	55
3.20: Verilen parametreler altında mesh ağının uygulanması (Kanat çizgileri).....	56
3.21: Verilen parametreler altında mesh ağının uygulanması (Hassasiyet değeri).....	56
3.22: Modelin Ağ Yapısını Görünümü.....	57
3.23: Gerilim dağılımının gösterilmesi - Von Mises Stress.....	57
3.24: Yer değiştirmelerin gösterilmesi – Displacement.....	58
4.1 : Santrifüj vantilatör animasyon görüntüsü.....	62

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

<b><u>Çizelge</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
Çizelge 2.1 : Çeşitli hacimlerde tavsiye edilen ses kriteri NC seviyeleri.....	24
Çizelge 2.2 : Farklı vantilatör tipleri için özgül güç seviyesi, K <sub>w</sub> (dB) değerleri (ISISAN, 1997) .....	25
Çizelge 2.3 : K <sub>w</sub> ve L <sub>w</sub> düzeyleri (ISISAN, 1997).....	25
Çizelge 3.1 : Radyal kanatlı vantilatörde frekans değer tablosu.....	53
Çizelge 3.2 : Geriye eğik kanatlı vantilatörde frekans değer tablosu.....	59

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$u$	döner çarktaki çevresel hız (m/sn)
$w$	döner çarktaki bağıl hız (m/sn)
$v$	kanal içerisindeki akışkanın ortalama hızı (m/sn)
$\beta$	çevresel hız le bağıl hızı arasındaki teorik kanat açısı ( $^{\circ}$ )
$\beta_1$	teorik kanat giriş açısı ( $^{\circ}$ )
$\beta_2$	teorik kanat giriş açısı ( $^{\circ}$ )
$v_u$	çevresel hızın teğetsel bileşeni (m/sn)
$v_m$	radyal bileşeni (m/sn)
$v_1$	döner çarka akışkanın giriş hızı (m/sn)
$v_2$	döner çarka akışkanın giriş hızı (m/sn)
$c_{1u}$	kanat girişinde mutlak hızın teğetsel bileşeni (m/sn)
$c_{2u}$	kanat girişinde mutlak hızın teğetsel bileşeni (m/sn)
$c_{1m}$	kanat girişinde mutlak hızın meridyenel bileşeni (m/sn)
$c_{2m}$	kanat girişinde mutlak hızın meridyenel bileşeni (m/sn)
$C_{om}$	ortalama meridyenel hız (m/s)
$L_w$	ses gücü düzeyi (dB)
$L_p$	ses basıncı düzeyi (dBA)
$p_0$	uluslararası referans ses basıncı
$W_o$	uluslararası referans ses gücü
$K_w$	özgül ses güç düzeyi (dB)
$H$	manometrik basma yüksekliği (mmSS)
$H_{th}$	teorik basma yüksekliği (mmSS)
$H_{t\infty}$	sonsuz kanat durumunda basma yüksekliği (mmSS)
$g$	yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )
$\psi$	basınç sayısı
$s$	kanat kalınlığı (mm)
$\gamma$	havanın yoğunluğu ( $kgf/m^3$ )
$n_q$	özgül hız
$\psi$	basınç sayısı

### SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

$\eta_i$	iç verim
$D_1$	çark giriş çapı (m)
$D_2$	çark çıkış çapı (m)
$D_{2 \text{ geçici}}$	geçici çark çapı (m)
$B_1$	kanat giriş eni (m)
$B_2$	kanat çıkış eni (m)
$N_i$	iç güç (kW)
$N_e$	mil gücü (kW)
$Q$	hacimsel debi (m <sup>3</sup> /h)
$n$	devir sayısı (dev/dak)
$n_v$	volümetrik verim
$\varepsilon$	Pfleiderer akış sayısı
$r_d$	çark giriş açındaki eğrilik yarıçapı
$\xi$	daralma faktörü
$Z$	kanat sayısı
$t_1$	girişteki kanat hatvesi (mm)
$t_2$	çıkıştaki kanat hatvesi (mm)
$\sigma$	kanat kalınlığı
$\Delta P$	statik basınç farkı (mmss)
$d_m$	mil çapı (mm)
$M_{giriş}$	giriş momenti (Nm)
$M_{çıkış}$	çıkış momenti (Nm)
$M_{kanat}$	kanatlara aktarılan moment (Nm)

#### **Kısaltmalar**

HVAC	Heating Ventilating and Air Conditioning
T.M.M.O.B	Türkiye Makine Mühendisleri Odası Birliği
AMCA	Air Movement and Control Association
NC	Noise Criteria
SP	Sound Power.

#### **Açıklama**

# 1. VANTİLATÖRLER

## 1.1 Giriş

Vantilatörler çoğunlukla iklimlendirme işlemlerinde değerlendirildiklerinden genel olarak basınçlı hava akımı elde etmekte kullanılırlar. Vantilatörler aldığı hareket ile dönen çarkın (pervane) havayı bir hacimden alıp diğer bir hacme aktaran, havaya yön verme prensibi ile çalışan makinelere denir. Bunlara ayrıca çalışma şekline göre de isimler verilir. Vantilatörler emici veya üfleyici olmak üzere iki şekilde çalışır. Emici vantilatörler alçak basınç yani depresyon; üfleyici vantilatörler ise yüksek basınç yani sıkıştırma yaratarak hava akımı sağlar. Havalandırma tesisleri; emici olarak çalıştırılırsa aspiratör, üfleyici olarak çalıştırılırsa vantilatör diye isimlendirilir. Ulaşılan debi ve basınç değerlerine göre aspiratör, fan, blower ve körük şeklinde adlandırılırlar.

Günümüzde ihtiyaç duyumuna göre vantilatörler endüstriyel uygulamalarda; soğuk hava tesislerinde, malzeme taşıma-ayrıştırma, havalandırmada, havanın karıştırılması gereken yerlerde, katı yakıtlı kazanlarda yakıt üflemede, soğutma sistemlerinde, ısıtma sistemlerinde, elektrik üretim santrallerinde, evlerde; fırın üzeri davlumbazlarda, banyo ve tuvaletlerde, konfor uygulamaları için de toplantı salonları, sinemalar, restoranlar, sigara odaları kullanım alanlarına örnek olarak gösterilebilir ama bunlar dışında da pek çok kullanım alanı vardır.

Vantilatörler elektrik, pnömatik, benzinli ya da dizel motor, rüzgar gücü ya da merkezkaç gücünden faydalanırlar. Yaygın kullanımı çok daha az yer kaplaması, bakım gerektirmemesi, hafif ve daha uzun ömürlü olmasından sebeple elektrik motoruyla olanıdır.

Vantilatörleri sağladıkları debi ve basınç aralıklarına göre de sınıflandırmak mümkündür:



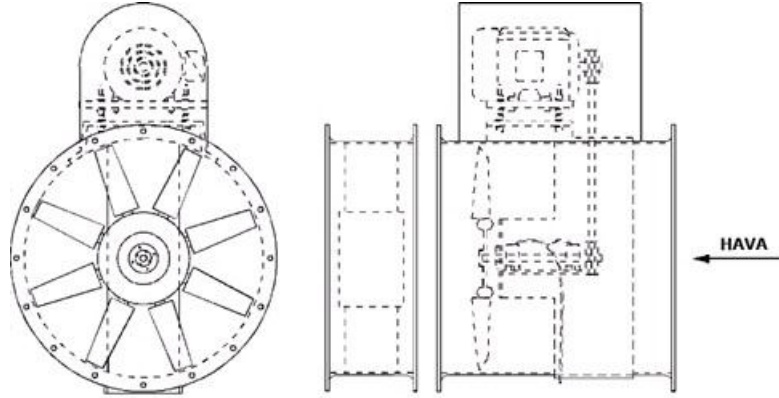
- Blover (4000-1700 000 m<sup>3</sup>/h ve 1300 – 27 000 Pa) : Profil kanatlı, tek veya çift emişli olarak imal edilirler. Çimento fabrikaları, kurutma, çeşitli kimyasal prosesler gibi endüstrilerde, büyük miktarlardaki hava ve gaz akışlarını sağlamada ve pnömatik toz ve malzeme taşımada kullanılırlar.
- Körükler (120 – 4800 m<sup>3</sup>/h ve 1500 – 20 000 Pa) : Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörlerdir. Yakıt yakıcılara birincil (primer) hava göndermek için tasarlanırlar. Yüksek basınçlı hava gerektiren diğer uygulamalarda da kullanılırlar.
- Yüksek Basınçlı Vantilatörler (400 – 80000m<sup>3</sup>/h ve 500 – 10000 Pa) : Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörlerdir. Endüstriyel egzoz ve toz toplama sistemlerinde, pnömatik taşımada, sıcak gaz naklinde ve yakıt yakıcılarda kullanılırlar.
- Orta Basınçlı Vantilatörler (500 – 150 000 m<sup>3</sup>/h ve 400 – 5000 Pa): Bunlar da, geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörlerdir. Endüstriyel uygulamalarda kullanılırlar.
- Alçak Basınçlı Vantilatörler (400 – 250 000 m<sup>3</sup>/h ve 100 – 2400 Pa): İklimlendirme, havalandırma ve gaz nakli işlemlerinde kullanılırlar.

## 1.2 Vantilatör Tipleri

Hava debisi üretmek için kullanılan vantilatörler havanın çark üzerinden akış doğrultusuna bağlı olarak Eksenel ve Radyal olmak üzere ikiye ayrılır.

### 1.2.1 Eksenel Vantilatörler

Vantilatörlerde gaz akışkan vantilatör çarkının eksenini doğrultusunda akıyorsa diğer bir deyişle akışkan yön değiştirmiyorsa bu tip vantilatörlere eksenel vantilatör denir.



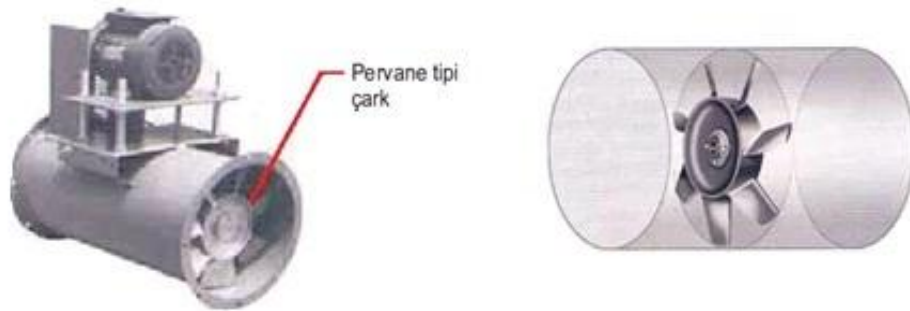
Şekil 1.1 : Eksenel vantilatörlerde hava akışı gösterimi

Eksenel vantilatör çarkının pervane tasarımı, kanatların daha fazla aerodinamik olması dışında uçak pervanesine benzer. Eksenel vantilatörlere genellikle “kanal tipi” ya da “kovanlı” vantilatörlerde denir. Bununla birlikte, tüm kanal tipi ya da kovanlı vantilatörlerde geleneksel eksenel pervaneleri kullanmaz.

Eksenel vantilatörler; pervaneli, kovanlı santrifüj ve karışık akışlı vantilatör olmak üzere üçe ayrılır.

#### 1.2.1.1 Pervaneli Eksenel Vantilatörler

Pervaneli eksenel vantilatörlerin tasarımı borulu eksenel vantilatörlere benzer. Farklı olarak bu vantilatörler, havanın yeniden yönlendirilmesine yardım eden ve verimi artıran çıkışın üzerindeki yönlendirici kanatlara sahiptir. Bazı yönlendirici kanatlı eksenel vantilatörlerin kanatları ayarlanabilir. Kanatların açısı statik basınca ve gerekli hava debisine bağlı olarak değişir. Kanat açısı el ile ya da otomatik olarak değiştirilebilir.

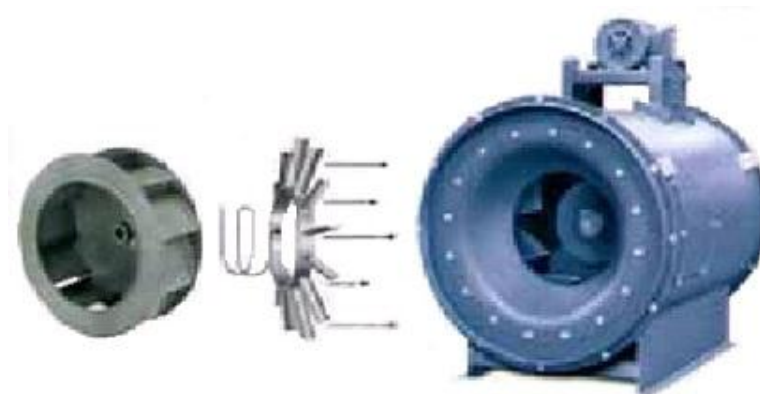


Şekil 1.2 : Pervaneli aksel vantilatör (Carrier, 2005)

#### 1.2.1.2 Kovanlı Santrifüj Aksel Vantilatörler

Hava pervaneden basılır ve kanat boyunca akmadan önce kılıf içerisinde  $90^\circ$  döner. Bu vantilatör, santrifüj çark kullanıyor olmakla birlikte genel kovanlı aksel vantilatör tasarımına benzer.

Santrifüj çarklı kanal tipi vantilatörler muhafaza içine yerleştirilir ve aksel yönlendirici kanatlı vantilatörlerde olduğu gibi hava yönlendirici kanatlar aracılığıyla dışarıya yönlendirilir. Kovanlı santrifüj vantilatörler, santrifüj çarkların verimliliğine sahiptir ve kanal tipi tasarımları nedeniyle yerden de kazandırır.



Şekil 1.3 : Kovanlı santrifüj aksel vantilatör (Carrier, 2005)

### 1.2.1.3 Karışık Akışlı Eksenel Vantilatörler

Karışık akışlı vantilatörler, düşük ses seviyesi ve yüksek verimin önemli olduğu yerlerde kullanılır. Karışık akışlı çark tasarımı, eksenel ve kovanlı santrifüj vantilatörlerin çalışma ilkelerinin birleşiminden oluşur. Karışık akışlı vantilatör havayı içeri çeker ve daha doğrusal biçimde dışarı atar. Bu da sistemin daha verimli çalışmasını sağlar ve motor gücünü düşürür. Karışık akışlı vantilatörler aynı miktardaki hava akısını sağlamak için daha düşük hızda çalışırlar. Düşük çark hızının sonucu olarak ses üretimi önemli ölçüde düşer.

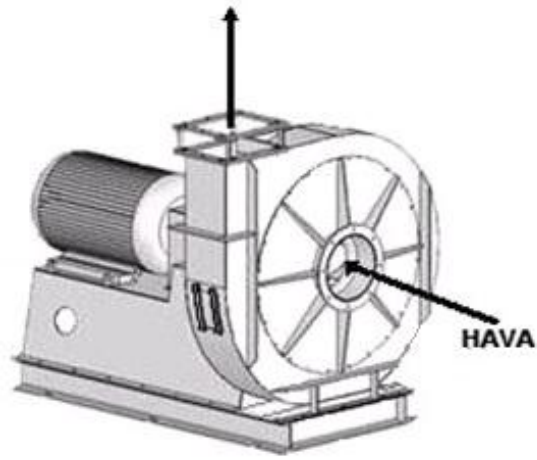


Şekil 1.4 : Karışık akışlı eksenel vantilatör (Carrier, 2005)

Tez çalışmasında santrifüj vantilatör; radyal kanatlı ve geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatör üzerinde frekans analizi yapılmasından dolayı, eksenel vantilatör tiplerine nazaran santrifüj vantilatörler üzerinde durulacaktır.

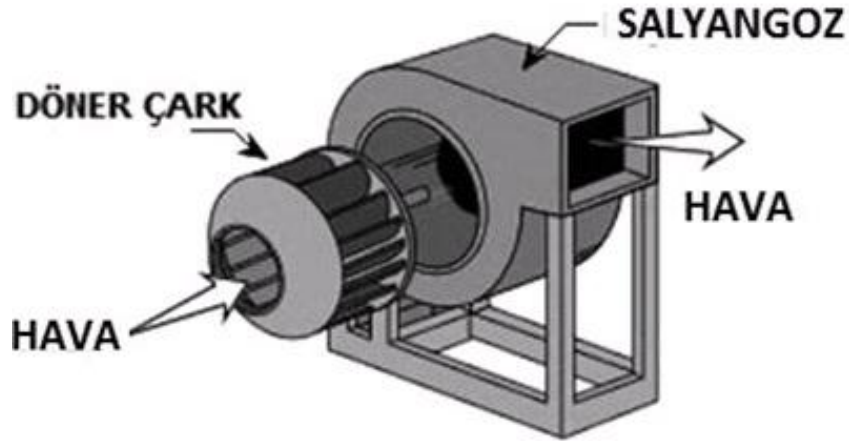
### 1.2.2 Santrifüj Vantilatörler

Gaz akışkan vantilatör çarkının yarıçapı doğrultusunda akıyor yani akışkan radyal olarak yön değiştiriyorsa santrifüj vantilatör denir ve santrifüj vantilatörler esas olarak hava veya başka bir gaz akışkanın pervanesinin içinde eksenel yörüngede girip, dönmenin eksenine dik yönde çıkarken kinetik enerjisinin ve basıncının arttığı vantilatör tipidir.



Şekil 1.5 : Santrifüj vantilatörlerde hava akışı yörüngesinin gösterimi

Santrifüj vantilatörler diğer vantilatör tiplerine benzer olarak yapı bakımından temel olarak dış gövde, motor ve döner çark olmak üzere 3 parçadan oluşurlar.

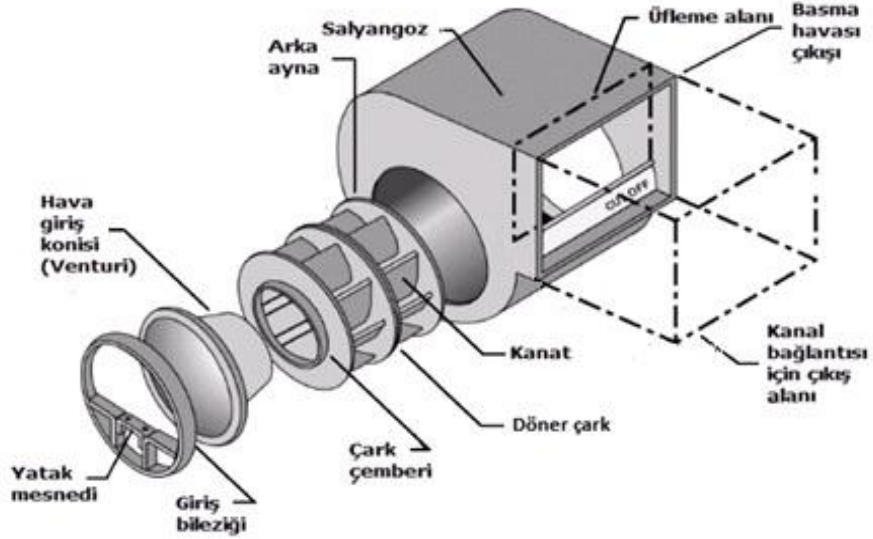


Şekil 1.6 : Santrifüj vantilatörlerde ana elemanlar

Santrifüj vantilatörlerde asıl istenen basınç artışıdır, aksinel vantilatörün aksine akışkanın hızının artırılmasından çok basıncın artırılması istenir.

Kullanım olarak havalandırma, makine imalatı, klima santralleri vb. yerlerde, doğru akım motorlarının soğutulmasında tercih edilir.

Vantilatörlerde havayı nakletme kapasitesi ve verimini çark çapı, kanat sayısı, kanat profili, vantilatörün devir sayısı (dev/dak), motor gücü, vantilatör gövdesinin tasarımı ve diğer konstrüksiyon özellikleri gibi bir çok değişkene bağlıdır. Bu parametreler basacağı akışkan miktarını yani debisini belirler.



Şekil 1.7 : Santrifüj vantilatör elemanlarının şematik gösterimi (Carrier, 2005)

Santrifüj vantilatörlerdeki parçalardan bazılarının görevleri şunlardır:

**Yatak mesnedi:** Vantilatör muhafazasının iki tarafında vantilatör milini ve yatağını taşır.

**Giriş bileziği:** Yatak mesnedini vantilatör muhafazasına bağlar.

**Giriş konisi:** Geriye eğik ve radyal kanatlı vantilatörlerde aerodinamik giriş tasarımı ile vantilatörün giriş kayıplarını azaltır.

**Döner çark:** Vantilatör miline bağlı, birden çok sayıda vantilatör kanadının olduğu, dönerek havayı girişten çıkışa doğru hareket ettiren çarktır.

**Kanatlar:** Döner çarkın göbeğine bağlı kanatlar havayı harekete zorlar. Kanatların tipi vantilatörün kapasitesini ve uygulamalarını belirler.

Çark aynası ve göbeği: Çark kanatlarını tutar ve vantilatör çark sisteminin vantilatör miline bağlanmasını sağlar.

Vantilatör mili: Bir kayış-kasnak sistemi ile motordan alınan dönme hareketini çarka ileterek onun dönmesini sağlar. Hassas işlenir. Vantilatör mili motora doğrudan bağlı da olabilir. Buna 'doğrudan tahrikli' adı verilir.

Vantilatör muhafazası: Vantilatöre giren havayı vantilatör çarkının girişinden çıkışına doğru yönlendirir. Aynı zamanda vantilatör parçalarını taşır.

Kısma plakası: Vantilatörün istenen çıkış karakteristiğini ve performansını sağlamak için basınçlı alanın altında yerleştirilen plakadır.

Basınç alanı: Kısma plakasının üstünde bulunan vantilatör muhafazasından çıkan havanın basınçlandırıldığı alandır.

Vantilatör çıkışı: Vantilatör muhafazası çıkış kanalına bağlar. (Carrier, 2005)

#### 1.2.2.1 Santrifüj Vantilatör Tipleri

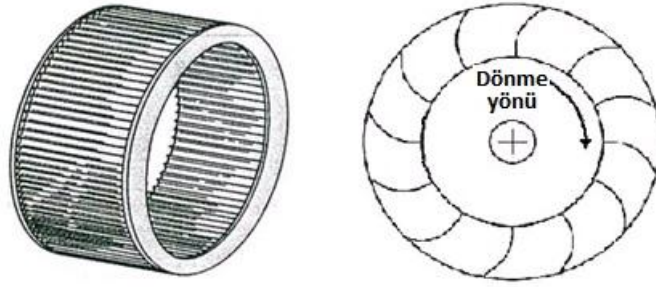
Santrifüj vantilatör konstrüksiyonuna göre vantilatörün tipini vantilatörün döner çarkları belirler. Bu ayırım vantilatör çarklarında bulunan kanat şekillerinden meydana gelmektedir. Bunlar öne eğik kanatlı vantilatörler, geriye eğik kanatlı vantilatörler ve radyal kanatlı vantilatörlerdir.



Şekil 1.8 : (a) Öne eğik kanatlı, (b) geriye eğik kanatlı ve (c) radyal kanatlı vantilatör (Cheremisinoff et al., 1995)

### 1.2.2.1.1 Öne Eğik Kanatlı Vantilatörler

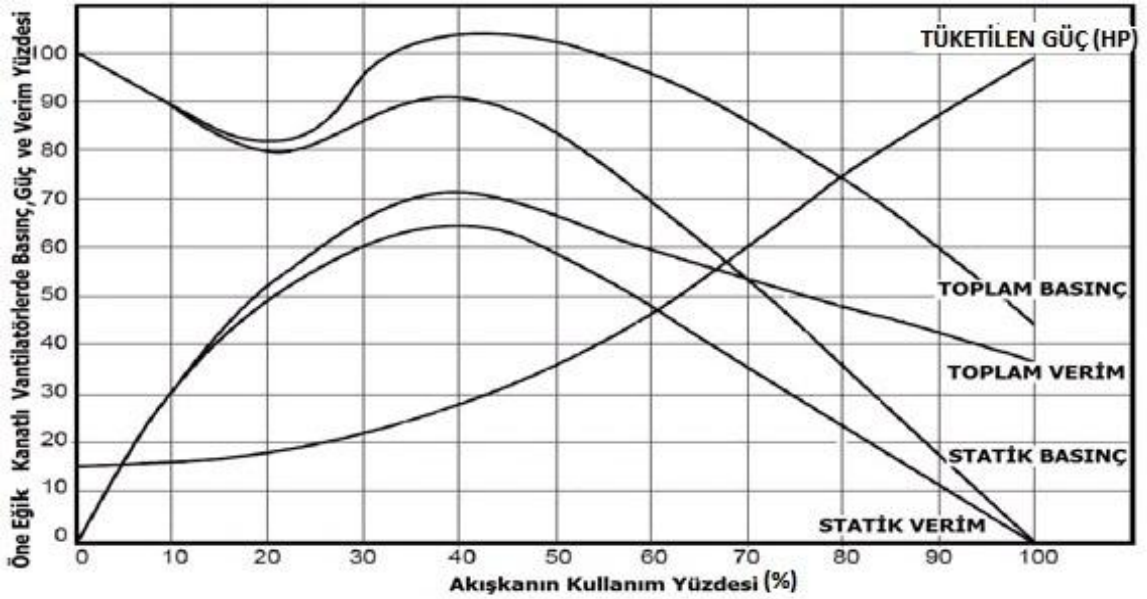
Öne eğik kanatlı vantilatörlerde kanatlar çarkın dönüş yönüne doğru eğilmiştir. Öne eğik kanatlı vantilatörler diğer tiplere nazaran düşük hızda çalışırlar ve genelde düşük statik basınçlarında büyük hava miktarları verirler. Bu çarklar yapıları dolayısıyla hafif konstrüksiyonlu olup yüksek statik basınçlarda çalışmazlar. Öne eğik kanatlı vantilatörlerde maksimum verim % 60 ile % 68 arasındadır. Eşit çalışma şartlarında diğer santrifüj vantilatörlere nazaran hızları daha düşüktür. Geriye eğik kanatlı vantilatörlere göre 2,5 kat daha fazla akışkan taşıyabilirler.



Şekil 1.9: Öne eğik kanatlı vantilatör (T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

Öne eğik kanatlı vantilatörler için düşük ve orta statik basınçlarda herhangi bir akışkan miktarı için ideal olmaları, iyi verim sağlamaları, düşük hızlarından dolayı sessiz çalışmalarını bu tip vantilatörlerin avantajları arasında sayılabilir. Ayrıca çalışma alanı ve ağırlık bakımından geriye eğik kanatlı vantilatörlere benzerdirler. Ancak, geriye eğik kanatlı vantilatörlerden daha düşük verime sahiptirler, aksel vantilatörlere göre çalışma alanının gereksinimi daha fazladır ve geriye eğik kanatlı vantilatörün aksine mil gücü büyük hacimlerde zorlanır.

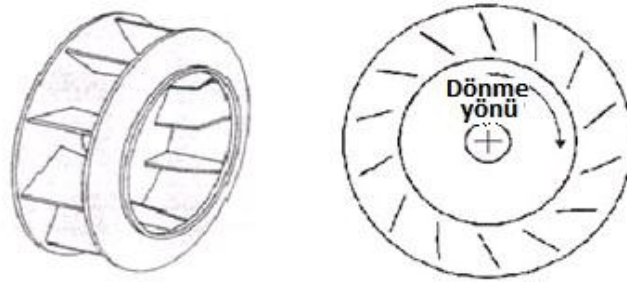




Şekil 1.10 : Öne eğik kanatlı vantilatörlerde karakteristik eğriler (ASHRAE, 1992)

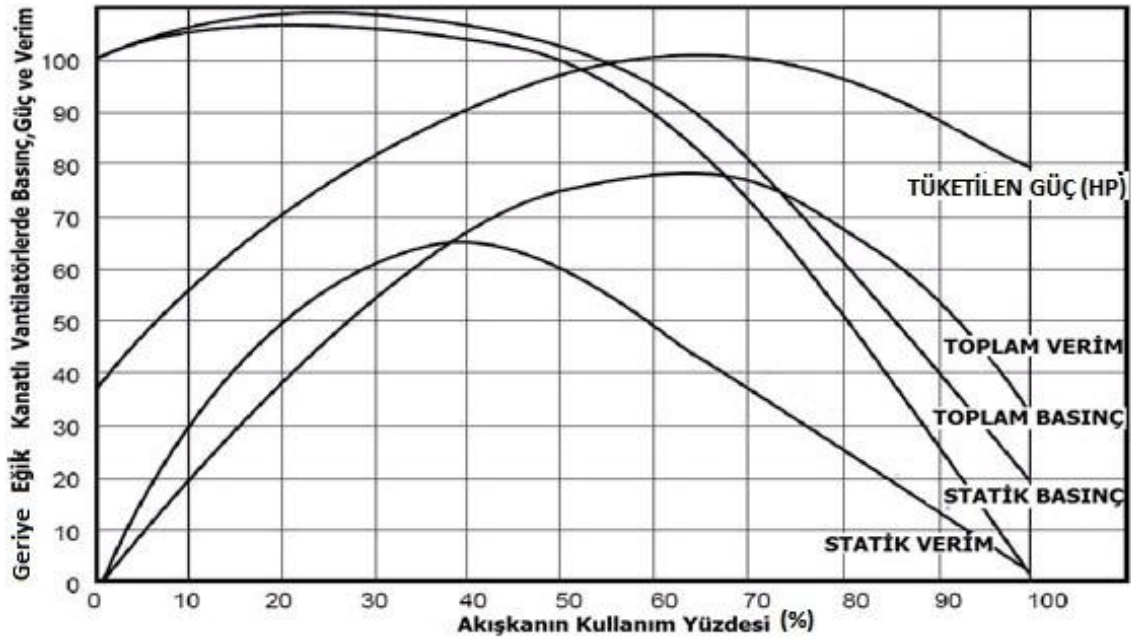
#### 1.2.2.1.2 Geriye Eğik Kanatlı Vantilatörler

Geriye eğik kanatlı vantilatöründe dizayn, kanatların çark dönüş yönüne göre geriye meyilli olarak yatmış olmasıdır. Bu çarkın performansı, yüksek randımanlı, büyük hava debileri ve rijit konstrüksiyonu ile yüksek statik basınçlara müsait ve uygunluğu ile karakterize edilir. Orta basınçlı klima santralinde uygulamaları için idealdirler. Geriye eğik kanatlı vantilatörün maksimum statik basınç verimi % 75 ÷ 80 olup bu rakamlar yaklaşık % 50 debilerde elde edilir.



Şekil 1.11 : Geriye Eğik Kanatlı Vantilatör (T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

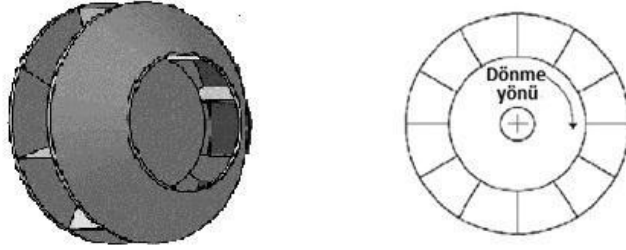
Geriye eğik kanatlı vantilatörler büyük miktarlarda hava akışı kontrol edilebilir ve 7,5 kPa statik basınçta çalışabilir. Yani herhangi bir vantilatör tipinde en yüksek verim ve en az gürültü ile çalışır. Diğer yandan eşit basınç ve hacimde aksenel vantilatörlere göre daha fazla yer kaplar ve diğer tiplere nazaran daha pahalıdır. Büyük hacim yüklemelerinde döner çarkta dengesizlik ve titreşim oluşur. Kanatların temizlenmesi ve bakımı zordur.



Şekil 1.12 : Geriye eğik kanatlı vantilatörlerde performans eğrileri(ASHRAE, 1992)

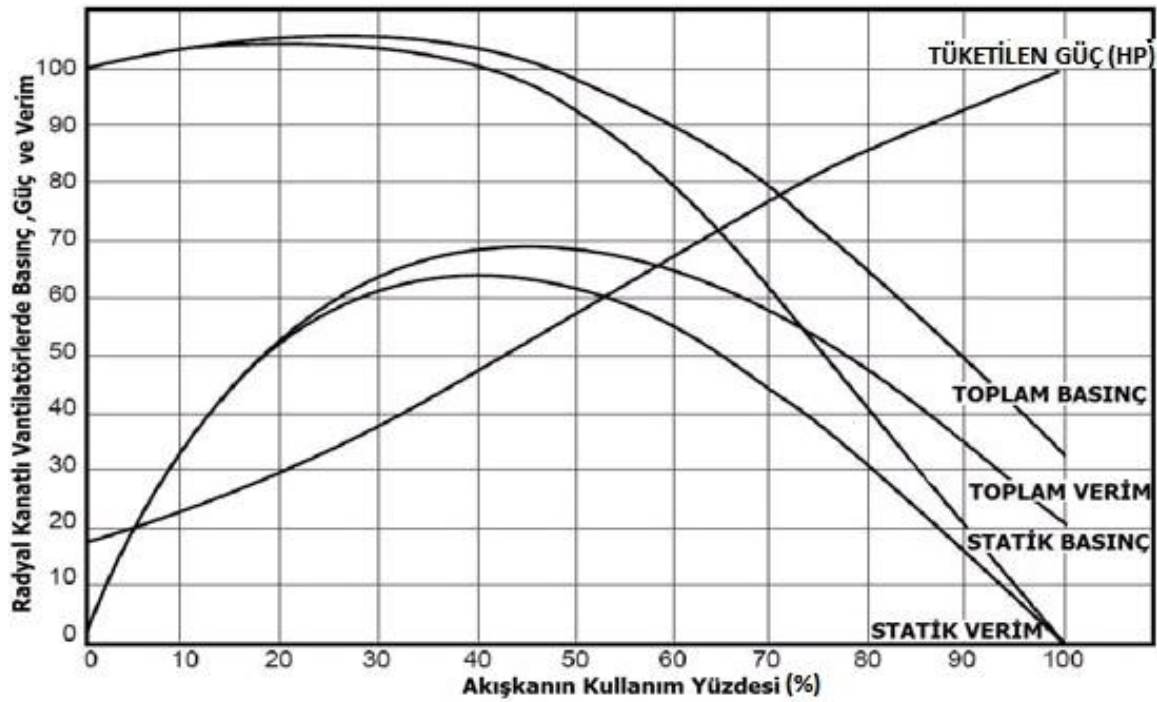
#### 1.2.2.1.3 Radyal Kanatlı Vantilatörler

Radyal kanatlı vantilatörlerin çarkı kanatlarının düz levha olmaktan çıkartılarak daha düzgün radyal bir şekle getirilmektedir. Radyal kanat, kanat yüzeyinde düzgün bir hava akımı meydana getirerek girdap ve anaförleri yok eder ve böylece çark içindeki gürültü ve türbülansları yok eder. Bu şekilde vantilatör statik verimini artırır ve aşırı gürültü seviyesini azaltır. Radyal kanatlı vantilatörlerde statik verim % 85'e kadar yükselebilir. Ahşap işlerinin yapıldığı, toz ve parçacıkların havada hareket ettiği iş yerlerinde kullanımı yaygındır.



Şekil 1.13 : Radyal kanatlı vantilatör (T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

Radyal kanatlı vantilatörlerinde bakım, onarım ve temizleme işlemleri kolaydır. Bu tip vantilatörler pnömatis işlemler için kullanılabilir. Yüksek sıcaklıkta ve tozlu ortamlarda çalışmaya uygundur. Ayrıca optimum dizayn koşullarında aşındırıcı malzeme taşıyabilirler. Ancak santrifüj vantilatörler tipleri içerisinde en düşük verime sahiptir ve en fazla gürültüyle çalışır. Geriye eğik kanatlı vantilatörün aksine mil gücü büyük hacimlerde zorlanır.



Şekil 1.14 : Radyal kanatlı vantilatörlerde performans eğrileri (ASHRAE, 1992)

### 1.2.2.2 Santrifüj Vantilatörlerde Dış Gövdenin Görevi

Santrifüj tipleri için vantilatörün muhafazası öne eğik kanatlı vantilatörlerde salyangoz şeklindeki aerodinamik muhafaza, çarktan gelen hız basıncının kanal sistemi için statik dönüşümünü sağlar. Vantilatör muhafazasının genişliği, vantilatör çarkının ‘tek en tek giriş’ (tek emişli) ya da ‘çift en çift giriş’(çift emiş) olmasına bağlı olarak değişir. Öne eğik kanatlı vantilatörler ile salyangoz tasarımı hız basıncının statik basınca dönüşümü için kritiktir ve giriş tasarımı ikincil öneme sahiptir. Geriye eğik ve radyal kanatlı vantilatör için muhafaza tasarımı, öne eğik kanatlı vantilatörler için tasarlanan muhafazaya benzer. Bununla birlikte yüksek verim sağlamak için çark ile giriş arasındaki açıklığın az olması ve hizalama daha kritiktir.

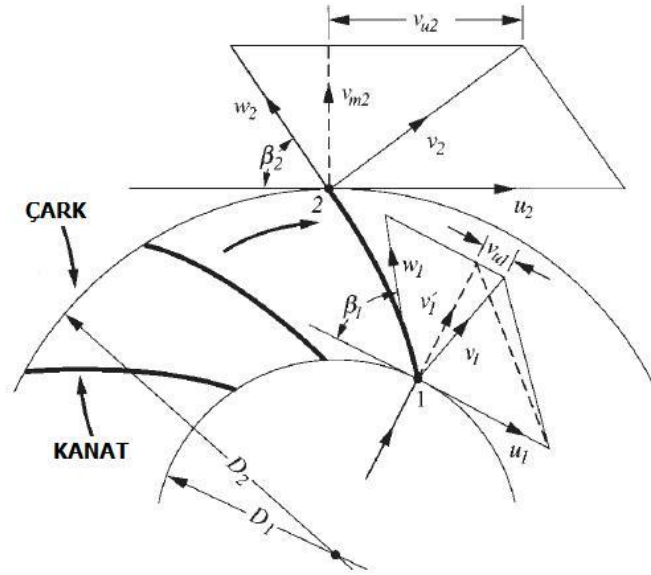
### 1.2.2.3 Santrifüj Vantilatör Seçimi

Santrifüj vantilatörlerin konstrüksiyonuna göre vantilatörün tiplerinin birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları daha önceki bölümlerde anlatılmıştır. Ayrıca Şekil 1.10, 1.12 ve 1.14’de kullanım amacına göre ihtiyaca uygun olan vantilatör tipi daha kolaylıkla seçilebilir.

Belirli bir hava dağıtım sistemi için vantilatör seçilebilmesi, öncelikle sistemin tamamen tasarlanmış, tüm elemanlarının, boyutların, debilerin ve dirençlerin belirlenmiş olması gereklidir. Böylece elde edilmiş olan sistem çalışma noktasını, en iyi çalışma aralığı içerisinde kapsayan bir vantilatör, üretici kataloglarındaki vantilatör eğrilerine veya tablolarına bakarak seçilir. Dolayısıyla yukarıdaki bilgilerin de ışığında santrifüj vantilatör seçiminde kullanım amacına göre tercih yapılmalıdır. Örneğin yüksek debi, basınç ve verim istenildiğinde geriye eğik kanatlı vantilatör, bütün debilerde, düşük ve orta basınçlarda temiz hava için öne eğik kanatlı vantilatör, orta hızda çalışması istenen çabuk tamir gerektiren endüstri uygulamalarında radyal kanatlı vantilatör kullanmak daha mantıklı bir seçim olur.

### 1.3 Vantilatörlerde Hız

Santrifüj vantilatörlerde döner çarkın içerisinde hava akışı olduğunda, toplam basıncın artması, döner çarka giriş ve çıkış yapan çevresel hızın teğetsel bileşenlerinin yanı sıra çevresel hızla da ilişkilidir. Şekilde santrifüj vantilatörün döner çarkının giriş ve çıkıştaki kanatta hız üçgenleri gösterilmiştir.



Şekil 1.15 : Santrifüj vantilatörde kanattaki giriş ve çıkış hız üçgenleri (Wang, 2000)

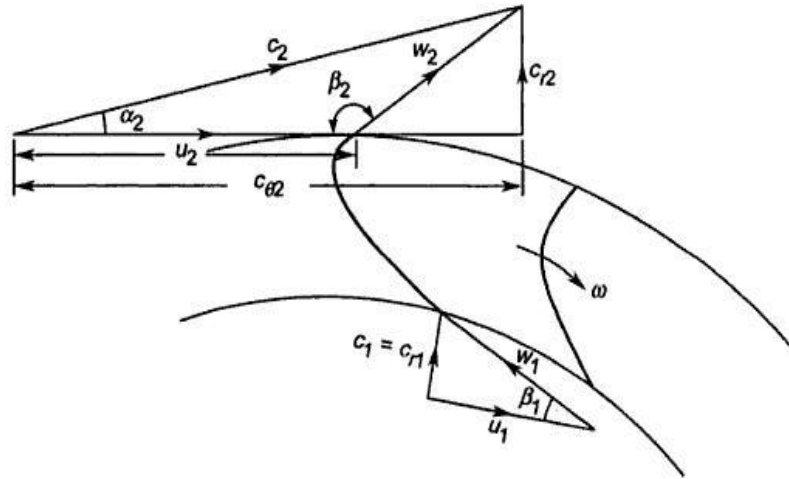
Burada ( $u$ ) döner çarktaki çevresel hızı, ( $w$ ) döner çarktaki bağıl hızı ve ( $v$ ) kanal içerisindeki akışkanın ortalama hızını temsil etmektedir. ( $u$ ) çevresel hızı ile ( $w$ ) bağıl hızı arasındaki teorik kanat açısı ( $\beta$ ) olarak gösterilmiştir. Burada ( $v_u$ ) çevresel hızın teğetsel bileşeni ( $v_m$ ) ise radyal bileşenidir. Alt indis 1 ve 2 sırasıyla kanata giriş ve çıkış yapan hızları belirtir.

Şekilde de görüldüğü üzere akışkan döner çarka ( $v_1$ ) hızıyla giriş yapar. Akışkanın döner çark içerisindeki kanalda hızı artar. Döner çarkın rotasyonundan dolayı kanatlar vasıtasıyla akışkan basınca maruz kalır. Ardından ( $v_2$ ) hızıyla kanattan ayrılır.

Belirli bir devir sayısı ile döndürülen, belirli bir şekle sahip olan çark içinden geçen akışkana aktarılan enerji, çarkın giriş ve çarkın çıkış çapı ile ( $c_u$  mutlak hızın teğetsel bileşeni) hız bileşenine bağlıdır. ( $\beta_1$ ) kanat giriş açıları ve giriş üçgenleri aynı olan fakat ( $\beta_2$ ) kanat çıkış açıları farklı olan kanatlar üzerinde oluşan hız üçgenleri Şekil 1.15’de gösterilmiştir. Şekilde ( $\beta_2$ ) kanat açısı büyüdükçe mutlak hızın ( $c_2$ ) büyüdüğü görülmektedir. (Wang., 2000)

### 1.3.1 Öne Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerde Kanattaki Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri

Kanat giriş ve çıkış açılarının vantilatör performansı üzerindeki etkileri, yapılan bilimsel çalışmalarla da tespit edilmiştir. Öne eğik kanatlı bir çarkın aynı gövde içerisinde farklı kanat açıları kullanılarak yapılan ölçümlerinde öne eğik kanatlı bir çarkta en iyi giriş açılarının  $75^\circ - 90^\circ$ , kanat çıkış açılarınsa  $150^\circ - 160^\circ$  aralığında olduğu tespit edilmiştir. (Adachi, T. et al, 2004)



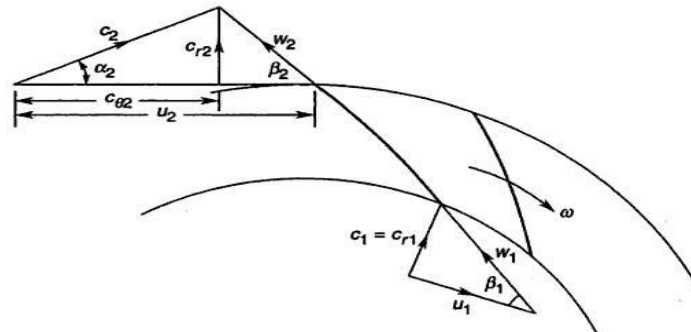
Şekil 1.16 : Öne eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerde kanattaki giriş ve çıkış hız üçgenleri (Goodfellow, et al., 2001)

Burada mutlak hızın büyümesi moment oluşturan  $c_{2u}$  hızının büyümesine sebep olacaktır ve döner çark içerisindeki hava kütesine daha fazla enerji verilmesini

sağlayacaktır. Ancak  $\beta_2 > 90^\circ$  durumunda, çıkış üçgeninden de görülebileceği gibi, daha büyük bir  $c_{2u}$  hızı elde edilebilirse de, öne eğik kanatlı olan bu tipte,  $(c_2)$  mutlak hızı fazlasıyla artacaktır. Mutlak hızın artması  $(c_2)$  hız enerjisinin, diğer bir deyişle kinetik enerjisinin artmasına sebep olacaktır. Yani  $\beta_2$  açısı arttıkça, hava kütesine aktarılan hız enerjisi artacaktır. Ancak hızdaki bu artış beklenenin aksine, kinetik enerji kanatlar arasında tekrar potansiyel enerjiye dönüştürüleceği zaman büyük kayıplar meydana gelmesine sebep olarak, verimi olumsuz yönde etkileyecektir. Bu da verimin azalmasına sebep olacaktır. Sonuç olarak  $\beta_2$  açısının artırılmasıyla geriye eğik kanat tipinden, öne eğik kanat tipine geçerken büyük miktarda enerji kaybı oluşacaktır. (Gökelim, 1983)

### 1.3.2 Geriye Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerde Kanattaki Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri

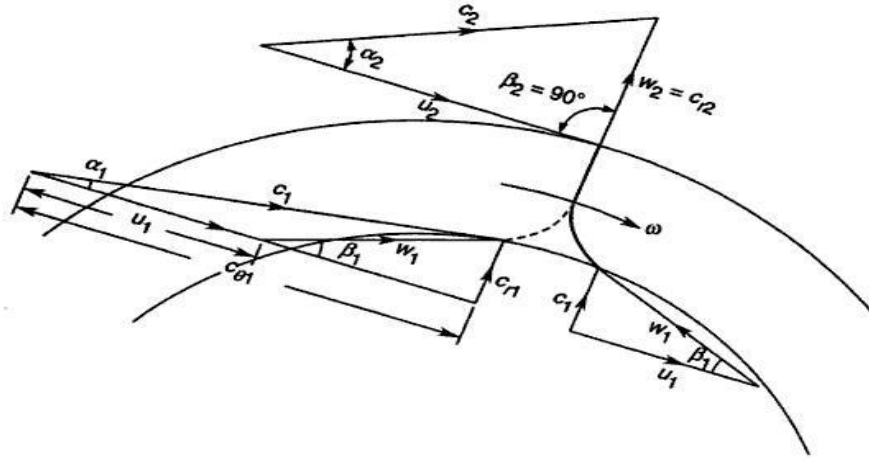
Genellikle ‘geriye eğik kanatlı vantilatör tasarımı daha verimli bir vantilatör tasarımıdır’ denilebilir. Bu nedenle tasarımlarda  $\beta_2 < 90^\circ$  durumu daha sıklıkla kullanılır. Bu sayede havaya aktarılan enerji daha az olacaktır ve buna bağlı olarak da enerjinin dönüşümündeki kayıplar azalacaktır. Yukarıda farklı biçimlerde ifade edildiği gibi eğer vantilatörün işgal edeceği yer, veriminden daha önemliyse  $\beta_2 > 90^\circ$  olan öne eğik kanatlı tasarımlar tercih edilir. Çünkü bu tip vantilatörler daha küçük olarak boyutlandırılırlar ve fazla yer kaplamazlar.



Şekil 1.17: Geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerde kanattaki giriş ve çıkış hız üçgenleri (Goodfellow, et al., 2001)

### 1.3.3 Radyal Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerde Kanattaki Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri

Radyal santrifüj vantilatörlerde kanat şekilde de görüldüğü gibi  $\beta_2 = 90^\circ$ 'dir. Dolayısıyla önceki bölümlerde anlatıldığı gibi radyal vantilatörler, öne eğik vantilatörlerdeki gibi  $\beta_2 > 90^\circ$  olmamasından sebeple akışkana daha az hız enerjisi aktarmakta, geriye eğik kanatlı vantilatörlere nazaran da  $\beta_2 < 90^\circ$  olmamasından dolayı akışkana daha fazla hız enerjisi aktarmaktadır.



Şekil 1.18: Radyal kanatlı santrifüj vantilatörlerde kanattaki giriş ve çıkış hız üçgenleri  
(Goodfellow, et al., 2001)



## 2. SANTRİFÜJ VANTİLATÖRLERDE GÜRÜLTÜ

### 2.1 Tanımlar

#### 2.1.1 Gürültü

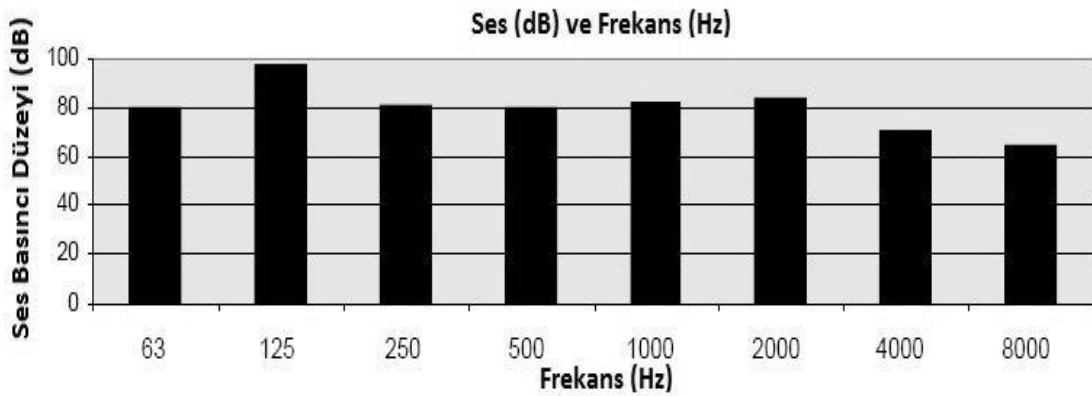
Gürültü istenilmeyen ses olarak tanımlanabilir. Gürültünün insanların üzerinde olumsuz etkileri vardır ve bu da insanların iş hayatında önemli performans düşüşüne neden olur. Gürültünün en aza indirgenmesi için de gürültü kaynaklarının belirlenmesi gerekir. Ancak işyerlerinde gürültünün bir çok kaynağı olabilir. Ayrıca bu gürültü kaynaklarının bir veya birkaçının azaltılması veya tamamen ortadan kaldırılması gürültü şiddetinde kayda değer bir değişme sağlamayabilir. Bu yüzden bütün bir çevre (binanın yapısı ve gürültü kaynakları) ele alınarak bütün bir sistem irdelenmelidir. Sadece bir sistemin ele alınması istenilen sonucu vermeyecektir.

#### 2.1.2 Ses

Moleküllerin titreşimi sonucunda maddesel ortamda ses oluşur. Bu madde ahşap bir yapı, hava veya başka bir materyal olabilir. Ses maddeler vasıtasıyla dalgalar dizisi olarak yayılır. Havanın basıncında küçük değişimlere neden olan bu basınç değişimi de kulak zarımız tarafından algılanır. Buradaki değişim ses basınç seviyesidir. Ses basınç seviyesi işyerlerinde gürültü kontrolünün ölçümünde temel alınır. İnsanlar  $3 \times 10^{-9}$  ile  $3 \times 10^{-2}$  psi arasındaki ses basınç seviyelerini duyabilirler. Daha yüksek seviyeler çok kısa zaman aralıklarında bile çok tehlikeli olabilir. Ses basıncı açığa çıkması için sesin yoğunluğu ve gücü belli bir oranda olmalıdır. Yoğunluk veya güç açısından genliğin 14 sağlıklı duyma aralığı vardır. Bu çok büyük aralığı tanımlayabilmek için logaritmik desibel ölçümü kullanılmaktadır. Her bir genlik 1 Bel veya 10 desibeli temsil eder. Bu yüzden sağlıklı duyma aralığı 0 desibelden başlar ve 140 desibele kadar devam eder.

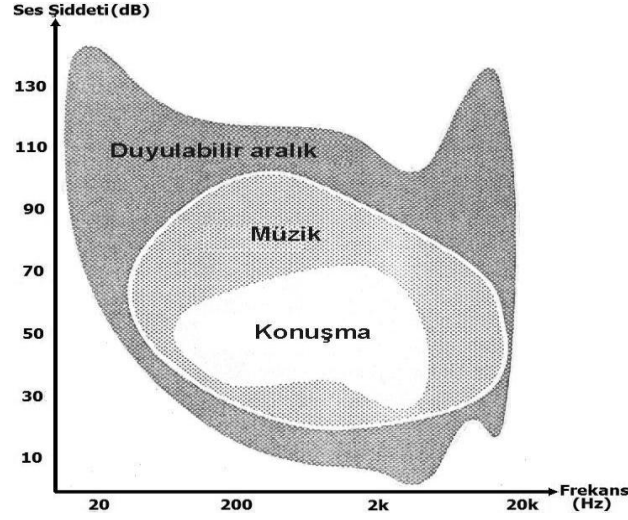
### 2.1.3 Frekans

Frekans titreşimlerin veya dalgalanmaların bir saniyedeki sayısına verilen isimdir. Yani frekans molekülün titreşim oranıyla alakalıdır. Bir gürültü kaynağı farklı bileşenlerinin frekanslarından oluşur. Ses basıncı düzeyi Şekil 2.1’ de gösterildiği gibi farklı frekanslarda değişkenlik gösterebilmektedir.



Şekil 2.1 : Ses Basıncı Düzeyi-Frekans İlişkisi (CEMA, 2007)

İnsan kulağı 30 ile 17000 Hz arasında değişen frekans aralığını algılayabilir. Ses basıncı düzeyi ölçümlerinde, ses basıncı düzeyini frekansın fonksiyonu olarak değil de sayılar ile ifade etmek daha uygundur. Bunun için de gürültü kontrolünde yaygın olarak kullanılan A-ağırlıklı ses düzeyi ( Bakınız 2.2.2 ), ses basıncı düzeyini dB olarak ifade etmeye yarar. (CEMA, 2007)



Şekil 2.2: Normal insan kulağının duyabileceği seslere ait ses basınç düzeyi (dB) ve frekans arasındaki ilişki(T.M.M.O.B.Y., 2001 b)

Desibel, sesi oluşturan basınç değişimlerinin ölçüsü ya da genliğidir. Sağlıklı bir insan kulağının ayırt edebileceği en zayıf ses 20 mPa'dır. Bu değer çok küçüktür. Ancak insan kulağı ses basıncını bir milyon kez daha hassas şekilde ayırt etme yeteneğine sahiptir. Bu nedenle, ses Pa cinsinden ölçülecek olursa, başa çıkılmayacak kadar büyük rakamlar ortaya çıkar. Bunu önlemek için desibel (dB) birimi kullanılır. Desibel, mutlak bir ölçme birimi değil, bir referans değerle, ölçülen büyüklük arasındaki orandır. Dolayısıyla desibel (dB) ile ölçtüğümüz büyüklüklere düzey adı verilir. dB değeri logaritmiktir ve referans düzeyi olarak duyma eşiği olan 20 mPa'ı alır. Buna 0 dB denir.

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü (akustik güç), bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi ( $L_w$ ) adı verilir. Referans gücü olarak uluslararası referans  $W_0=10^{-12}$  W'tır. Bir makinanın ses gücü, bu makinanın toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve genel olarak toplam gücün çok küçük bir kısmıdır. Ses gücü  $W$  olan bir kaynağın ses gücü düzeyi  $L_w$ ,

$$L_w=10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (2.1)$$

Ses, kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok, belli bir noktada yarattığı ses basıncının tayini önem taşır.

Ses basıncı düzeyi  $L_p$ ,

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (2.2)$$

olarak tanımlanır. Burada  $p$  ses basıncının ortalama kare değerinin karekökü (rms değeri),  $p_0$  ise uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mPa dır. (Taşel, 1999)

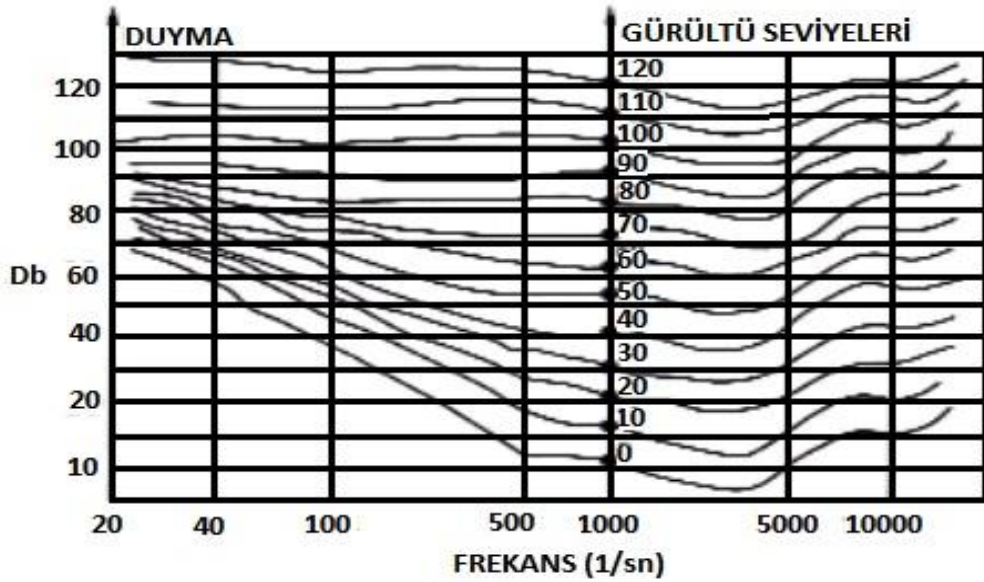
## 2.2 Ses Kriterleri ve Akustik Tasarım

Bir iklimlendirme veya havalandırma sisteminin akustik tasarımında, yaşanan ortamda mekanik tesisat dolayısıyla rahatsız edici bir gürültünün veya sesin olmaması esas alınır. Bu tanım karakter itibarıyla sübjektiftir ve öncelikle bu ortamdaki mekanik tesisat dışı gürültü düzeyine bağlıdır. Mekanik tesisat çalışmazken ortamda mevcut ses basınç düzeyine, geri plan gürültüsü adı verilir. Ortamdaki mekanik tesisat kaynaklı sesin rahatsız edici olması, geri plan gürültüsünün düzeyine, kişilere ve aktivitelerine bağlıdır. Ayrıca sesin rahatsız edici olması sadece ses basınç düzeyine bağlı değildir. Aynı zamanda sesin kalitesi de önemli bir rol oynar. Ses kalitesi sesin frekans spektrumu ile ilgilidir. Bir ortamdaki sesin rahatsız edici olmamasıyla ilgili kalite özellikleri olarak aşağıdaki genel doğrular sıralanabilir:

- Sesin geniş bir frekans aralığında dengelenmiş bir ses enerjisi dağılımı olmalıdır.
- Zırlı, vınlama veya gürültü gibi işitilebilir tonal karakteristik taşımamalıdır.
- Ses basıncında fark edilebilir zamana bağlı düşey değişimleri olmamalıdır. Özellikle ani değişimler (durup, çalışma gibi), vuru ve darbelerden kaçınılmalıdır.

### 2.2.1 Gürültü Kriteri (NC) Eğrileri

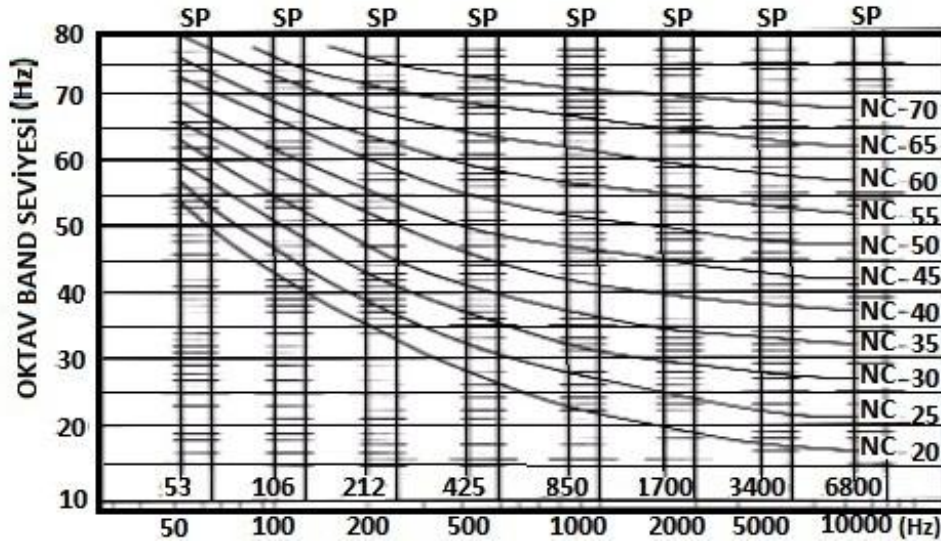
İnsan kulağına aynı etkiyi yapan sesler, frekansa karşılık ses basınç düzeyi eksen takımında işaretlenirse, Şekil 2.3'deki eğriler elde edilir. İnsan kulağı bütün frekanslarda aynı şekilde duyarlı olmadığı için farklı frekanslarda farklı ses basınç düzeyleri aynı etkiyi bırakmaktadır. İnsan kulağı yüksek frekanslara daha duyarlıdır. 20 dB düzeyinde frekansı 1000 (Hz) olan ses ile çok daha şiddetli 50 dB fakat 100 (Hz) frekansındaki ses aynı etkiyi bırakmaktadır. Buna karşılık ses basınç düzeyi arttıkça kulak duyarlılığı frekansa göre değişmektedir. 100 dB düzeyinde artık 100 (Hz) ile 1000 (Hz) frekansta aynı etki algılanmaktadır. Dolayısı ile ses kriterlerini tek bir frekansta vermek doğru değildir. Yani farklı hacimlerde gerçekleşmesi istenen ses düzeyini sadece bir frekanstaki ses düzeyi ile belirlemek uygun değildir. Buna göre kriter frekansa bağlı olarak verilmelidir. Ses basınç düzeylerini sınırlandırmada en çok kullanılan kriter NC eğrileri olarak bilinir.



Şekil 2.3 :Ses Basınç düzeyi- Frekans İlişkisi (ISISAN, 1997)

Bu eğrilerin belirlenmesinde yukarıda belirlenen eşit ses yüksekliği değişimi esas alınmıştır. Şekil 2.4' de NC eğrileri verilmiştir. Buna göre genel bir büro hacminde

NC 40 düzeyi sağlanması yeterlidir denildiğinde, bütün duyulur frekans aralığında ses basınç düzeyinin aşılmaması gereken değerleri oktav bandı esasına göre belirlenmiş olur. Neyin kabul edilebilir ses düzeyi olduğunu bilmeleri halinde, mühendisler cihazların ses gücü seviyeleri değerlerini kullanarak yaşanan hacimdeki ses basıncı seviyelerini istenilen düzeyde tutmayı başarabilirler. Eğer yaşanan hacimdeki istenen ses basıncı düzeyi, hacimle iklimlendirme santrali arasındaki beklenen sonum ve hacmin kendi sönümü biliniyorsa buradan cihazın kabul edilebilecek en büyük ses gücü düzeyi belirlenebilir. Veya cihaz belirli ise arada gerekli ek sönümleyici değerleri belirlenebilir ve susturucu secimi yapılabilir.



Şekil 2.4: NC Eğrileri (ISISAN, 1997)

### 2.2.2 A- Ağırlıklı Ses Düzeyi

Ses kriterinin oktav bandı esasına göre belirlenmesi durumunda hem ölçüm daha zordur, hem de ilgili hesaplar daha uzundur. Bu nedenle ses kriterinin tek rakamla ifadesi için toplam değerler kullanılır. Kullanılan toplama tekniği, ağırlıklı toplam olup, ağırlık faktörlerine göre değişik isimler alır. Havalandırma işlerinde daha çok A- ağırlıklı toplama kullanılır. Bu toplamada düşük frekanstaki sesler daha küçük ağırlık faktörleri ile hesaba katılır. A-ağırlık toplamının biriminin gösterimi dBA şeklindedir. Bu değer basit ses basıncı ölçen aletler tarafından belirlenebilmektedir. Dolayısı ile bir

hacimde ses düzeyi 40 dBA değerini aşmasını demek, bu hacimdeki sesin, frekanslara göre ağırlık toplamının 40 dBA değerini aşmaması anlamına gelir ve basitçe ölçülebilir. Ancak yine de unutmamak gerekir ki dBA cinsinden tanımlanan değer, sesin karakteri hakkında fikir vermez. Sadece aynı karakterde iki ses basınç düzeyini karşılaştırmaya yarar. Tablo 2.1’ de çeşitli hacimler için NC değerleri ve dBA olarak verilen ses basıncı düzeyi limitleri görülmektedir.(ISISAN, 1997)

Mahal Tipine göre İzin Verilen Ses Basınç Seviyeleri		NC	NR	dB(A)
Çok Sessiz Alanlar	Konser ve Opera Salonları, Kayıt Stüdyoları, Tiyatrolar, Sinemalar, vb.	10 - 20	20	25 - 30
	Yatak Odaları, TV ve Radyo Stüdyoları, Konferans Salonları, Derslikler, Camiler, Kütüphaneler, vb.	20 - 25	25	25 - 30
	Salon ve Oturma Odaları, İşletim Ofisleri, Otel Yatak Odaları, Hasta Yatak Odaları	30 - 40	30	30 - 35
Sessiz Alanlar	Lobi, Özel Ofis Alanları, Mahkeme Binaları, Fuayeler, Hastaneler, Müzeler, vb.	30 - 40	35	40 - 45
Orta Sesli Alanlar	Açık Ofisler, Islak Hacimler, Resepsiyon Alanları, Genel Kullanım Alanları, Mağazalar, Alışveriş Merkezleri, Restoranlar, vb.	35 - 45	40	45 - 55
Gürültülü Alanlar	Mutfak Hacimleri, Çamaşırhaneler, Server Odaları, Kafeteryalar, Market Alanları, Fuar Alanları, Eğlence Merkezleri, Okullar, Gece Kulüpleri, vb.	40 - 50	45	50 - 55

Çizelge 2.1:Çeşitli hacimlerde tavsiye edilen ses kriteri NC seviyeleri(MATKAP, 2006)

## 2.3 Santrifüj Vantilatörde Gürültü Hesabı

### 2.3.1 Vantilatörlerde Ses güç Düzeyi

Belirli bir uygulama için seçilmiş vantilatörün çalışması sırasında ürettiği ses gücü, en iyi üretici firmanın onaylanmış gerçek test verileri ile belirlenir. Vantilatör kataloglarında böyle bir bilgi yoksa vantilatör ses güç düzeyi oktav bandına göre aşağıdaki yaklaşık formülle belirlenir:

$$L_w = K_w + 10 \text{ Log } ( Q/Q_1 ) + 20 \text{ Log } ( P/ P_1 ) \quad (2.3)$$

Burada;

$L_w$  = Vantilatörün hesaplanan ses güç düzeyi (dB)

$K_w$  = Özgül ses güç düzeyi (dB)

$Q$  = Vantilatör debisi (L/s)

$Q_1 = 0,472$  L/s

$P$  = Vantilatör basıncı (Pa)

$P_1 = 249$  Pa

Çark Tipi	Çark Çapı (mm)	Oktav Bandı Merkez Frekansları(Hz)						
		63	125	250	500	1 kH	2 kH	4 kH
Radyal Geriye Eğimli	900 mm üzeri	32	32	31	29	28	23	15
	900 mm altı	36	38	36	34	33	28	20
Radyal Öne Eğimli	Hepsi	47	43	39	36	34	32	28
Radyal Düz Kanatlı ve Yüksek Basıncılı	1000 mm üzeri	45	39	42	39	37	32	30
	1000-500 mm	55	48	48	45	45	40	38
	500 mm altı	63	57	58	50	44	39	38
Eksenel Kanatlı	1000 mm üzeri	39	36	38	39	37	34	32
	1000 mm altı	37	39	43	43	43	41	28

Çizelge 2.2: Farklı vantilatör tipleri için özgül güç seviyesi,  $K_w$  (dB) değerleri (ISISAN, 1997)

### 2.3.2. Kanallarda Üretilen Ses

Ana kanallarda 7,5 m/s hız, kollarında ise 4 m/s hızın altında kanal elemanlarında doğan ses önemsizdir. Frekans bandına göre  $K_w$  ve  $L_w$  düzeyleri Tablo 2.3’de verilmiştir.

Frekans Bandı	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K
$K_w$	47	43	39	36	34	32	28
$L_w$	90	86	82	79	77	75	61

Çizelge 2.3:  $K_w$  ve  $L_w$  düzeyleri (ISISAN, 1997)

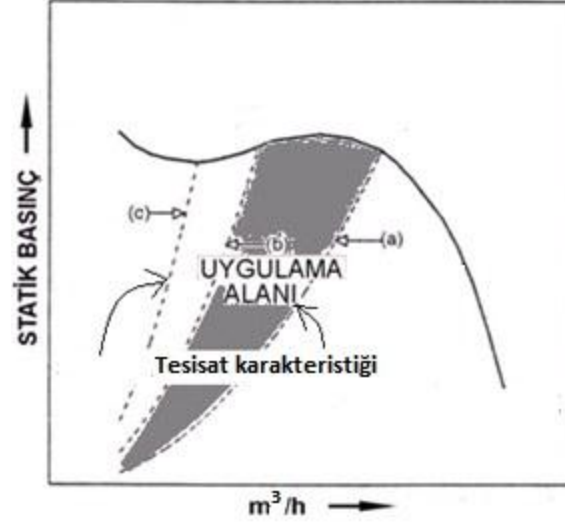


## 2.4 Santrifuj Vantilator Tiplerinde Gurultu Karakteristiği

### 2.4.1 Öne Eğik Kanatlı Santrifuj Vantilatorde Gurultu Karakteristiği

Öne eğik kanatlı vantilatörler, düşük basınçlı HVAC sistemleri (500 Pa' ya kadar) uygulamaları için çok uygundur. Bu sistemler orta basınçlarda (yaklaşık 500 ÷ 1000 Pa) nadiren kullanılır. Vantilator çalışma noktası gürültü seviyesi, sistem mukavemet eğrisinin vantilatör performans eğrisini kestiği noktaya bağlıdır. En sessiz bölge, öne eğik kanatlı vantilatörlerin performansının en yüksek noktasıdır. Şekil 2.5'de görüldüğü üzere, öne eğik kanatlı vantilatörlerin verimli hava üretim alanları maksimum hava miktarının % 35 ile % 80 i arasında geniş bir sahayı kaplar. Dolayısıyla kesişmenin (a) bölgesinde olması gerekir. Tesisat kalitesi eğrisi eğer vantilatör eğrisini (b) bölgesinde kesiyor ise vantilatör çarkı dönme hızını kaybederek dengesizliklere sebep olacaktır. Gittikçe düşük frekans seviyesi önemli miktarda artacak, guruldama sesi ve zırıldama sesi bileşenleri şeklinde gürültü meydana gelecektir. Bu artma dev/dak/50 Hz için 1/2 oranında olacaktır. Tesisat kalitesi eğrisini (c) bölgesinde kesmesi halinde vantilatör performansında akımlar yani dalgalanma ve yükselmeler (dengesizlikler) meydana gelecektir.

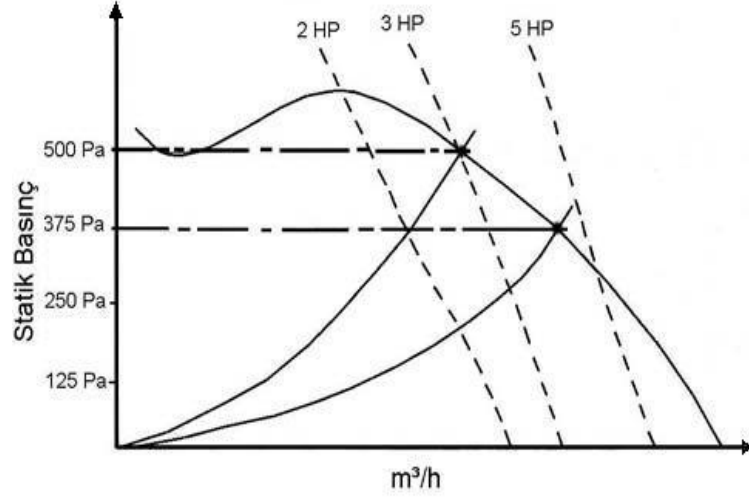
Vantilator eğrisi üzerinde en yüksek verim noktasından da sağa doğru fazlaca gidildiğinde, vantilatör ses seviyesinin yükseldiği görülür. Bilhassa orta ve yüksek frekans aralığında ıslık sesi şeklinde artmalar olduğu ve kanat geçişinde frekansın (vantilatör kanat sayısı x d/d / 50) olduğu görülür.



Şekil 2.5: Öne eğik kanatlı vantilatörlere ait tipik performans eğrisi  
(T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

AMCA (Standart 300-85) 63 Hz. Oktav bandı altında ölçümler yapmaya mecburiyet getirmemektedir. Genellikle, vantilatör imalatçıları 16 Hz. ve 31,5 Hz. oktav bant ölçmelerini vermemekte ve vantilatörlerin düşük frekanstaki durumları bilinmemektedir.(AMCA; Air Movement and Control Association-Hava Hareketi ve Kontrol Birliği vantilatörlerin, damperlerin ve diğer klima santrali donanımlarının performans değerlerinin belirlendiği kamusal nitelikte uluslar arası bir kuruluştur. AMCA vantilatör üreticilerinin sağladığı cihazların verim değerlerini doğrular.AMCA tarafından yürütülen sekiz sertifika programı vardır.Bunlardan biri de ses performans kriteridir.)

Vantilatörün aerodinamik dengesizliğinde, vantilatörün çalışma alanını hızın düştüğü ve dalgalanma bölgelerinde yani (b ve c) bölgelerine kaydırarak düşük frekans gürültüsü, 16 ve 31.5 Hz. oktav bandında çalışmakla, gürültü seviyesi yükselir.

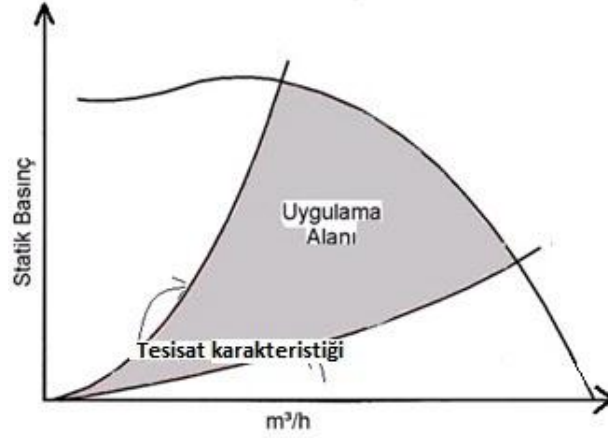


Şekil 2.6: Basınç-debi-performans eğrisi (T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

Şekil 2.6 tipik bir vantilatör eğrisidir. Bu şekilde vantilatörün tahrik gücü eğrilerinin vantilatör performans eğrisini kestiği görülmektedir. Buna göre, eğer sistemin statik mukavemeti, 500 Pa'dan 375 Pa'ya düştüğü takdirde vantilatör tahrik gücü ihtiyacı 3 HP' den 5 HP' nin üzerine yükselecektir. Bu nedenle öne eğik kanatlı vantilatörler fazla yüklenen tip vantilatörler olarak tanımlanır.

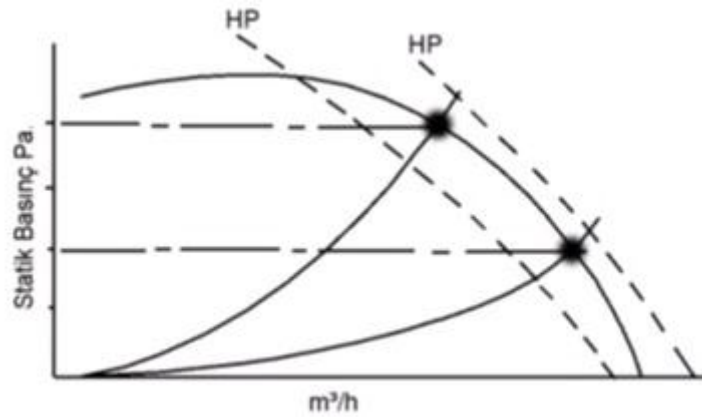
#### 2.4.2 Geriye Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerin Gürültü Karakteristiği

Geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerin performans eğrileri, orta ve yüksek statik basınçlı HVAC sistemlerinde kullanılmaya müsaittir. (Yaklaşık 750 Pa'dan 1500 Pa'ya kadar). Geriye eğik kanatlı vantilatörlerin aerodinamik performans eğrilerinin normal şekli girintisi ve çıkıntısı olmayan pürüzsüz bir eğridir. Öne eğik kanatlı ve aksenal vantilatörlerde olduğu gibi hörgüç çıkıntısı yoktur. Pik çalışma noktasından sola gidildiğinde, dengesizlik problemi yok gibidir. Böylece geriye eğik kanatlı vantilatörlerin belki diğer tiplere nazaran, performans eğrisi üzerinde yapılan hatalarda daha affedici, ses yükseltmeyen ve genişleyen bir bandı vardır.



Şekil 2.7: Geriye eğik kanatlı vantilatörlere ait tipik performans eğrisi (T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

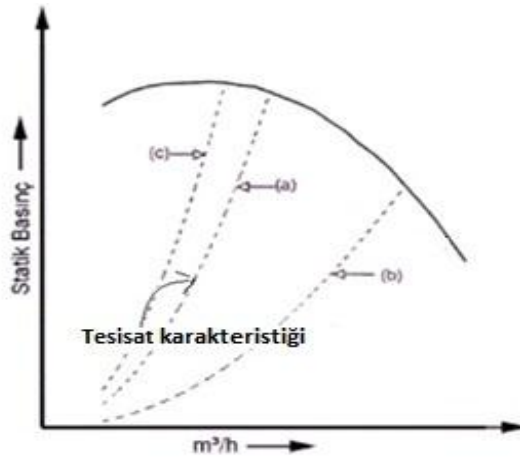
Şekil 2.7’de çalışma noktaları aralığına ait uygulama alanını göstermektedir. Açıklık, bu tip vantilatörlerde maksimum hava debisinin % 40 ÷ 85 mertebesinde olduğunu ifade etmektedir. Daha evvel belirtildiği gibi % 40 altında vantilatör dalgalanmanın olduğu bölgede, % 85’in üstünde ise vantilatör gürültülü ve verimsiz çalışmaktadır. Dalgalanmanın büyüklüğü, basınç ilişkisinin büyüklüğüne bağlı olarak geriye eğiklerde, öne eğik kanatlı vantilatörlerden daha büyüktür. Bu da, yüksek statik basınç uygulamalarında geriye eğik kanatlı vantilatörlerde öncelik verilmesi gerektiği anlamındadır.



Şekil 2.8 : Basınç-debi-performans eğrisi (T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

Şekil 2.8’de, geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerin tahrik güçlerinin öne eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerin gibi olmadığını göstermektedir. Geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerin, tahrik gücü eğrisi, vantilatör performans eğrisine paraleldir. Bu nedenle sistemin statik mukavemeti örneğin 1000 Pa’dan 500 Pa’ya indiği halde, vantilatörün tahrik gücü değişimi pek az miktarda fark etmektedir. Bu sebepten dolayı geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerin aşırı yüklenmeyen vantilatörler olarak tanımlanırlar.

#### 2.4.3 Radyal Kanatlı Santrifüj Vantilatörlerin Gürültü Karakteristiği



Şekil 2.9 : Geriye eğik kanatlı ve radyal kanatlı santrifüj vantilatörlere ait tipik performans eğrisi(T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

Radyal kanatlı santrifüj vantilatörlerin gürültü karakteristiği ortak olduğu için çalışma eğrisi tipi şekil 2.9’da görülmektedir. Vantilatör eğrisi üzerinde en sessiz çalışma bölgesi mukavemet eğrisinin şekilde görülen kesim noktasıdır (a). Verimin noktasının çalışmada sağına gidildikçe ve şekildeki mukavemet (b) eğrisinin kesim noktasında, gürültü seviyesi, yaklaşık 250 Hz.’nin üzerinde ortaya yüksek frekans seviyesine yükselir. Bu nedenle bazı mühendisler, (a)’dan sola gitmeyi engellemek için vantilatör seçiminde bir kademe küçük cihaz seçme yoluna giderler. Verimliliğin çok

uzağındaki, sol tarafta, yani hava performans eğrisinin düz bölümünde sistem mukavemet eğrisinin (c) kesim noktasında dengesiz dalgalanmadan bahsetmek mümkündür. Bu dalgalanma oranı, kısa kanallı dağıtım sistemlerinde, saniyede bir darbe olabilir; geniş bir dağıtımın olduğu sistemlerde periyodik bu darbeler 30 saniyede bir darbeye kadar çıkabilir. Bu modda çalışan vantilatör, bu yüzden titreşim de yapabilir. (T.M.M.O.B.Y., 2001 a)

### 3 BİLGİSAYAR DESTEKLİ ANALİZ

Bilgisayar destekli analiz çalışması, radyal kanatlı santrifüj bir vantilatörün sırasıyla verilen değerler altında parametrelerinin bulunması, katı modellemesinin oluşturulması, uygulamadaki değerlerin kullanılması ve frekans analizinin yapılarak alınan rapor formatının yorumlanması şeklinde oluşturulmuştur. Bunun için de ilk olarak bir örnek üzerinden gidilerek radyal vantilatörün dizaynı yapılmıştır. Geriye eğik ve radyal kanatlı santrifüj vantilatörün frekans ve de dolayısıyla gürültülerinin karşılaştırılması için aynı parametreler altında tasarımı yapılmış ve aynı adımlar tekrar uygulanmıştır.

Vantilatörlerdeki mekanik gürültü kaynaklarından biri döner çarktaki titreşimlerin etkisidir. Vantilatör dönüşü nedeniyle ortaya çıkan gürültü enerjisi vantilatörün çapına ve dönme hızına (dev/dak) bağlı olup, kanat ucundaki doğrusal hız kuvvetiyle doğru orantılıdır. Sonuç olarak santrifüj vantilatörlerin döner çarkları, yüklemelerde titreşim üretirler. CATIA programı kullanılarak örnek çalışma ile oluşturulmuş radyal ve geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörün yüklemeler altında döner çarkının maruz kalacağı titreşimlerdeki frekans ve vantilatörün sahip olduğu bu frekanstaki ses düzeyi hesaplanacak ve incelenecektir.

#### 3.1 Radyal Vantilatör Dizaynı

##### Örnek çalışma

İzmir ilinde 30 °C 'de, 760 mmHg' de, saatte 14400 m<sup>3</sup> hava basan, 1000 devir/dakika ile dönen 135 mmss basınç düşüşüne sahip vantilatörün dizaynı ve frekans bandına göre vantilatörün ses güç düzeyi ;

### 3.1.1 Basma Yüksekliği

Herhangi bir sistemin iki noktası arasındaki basınç farkına karşılık gelen basma yüksekliği,

$$H = \Delta P / \gamma \text{ ve} \quad (3.1)$$

$$\gamma = \frac{\rho_{ort}}{29.3(273+T)} \quad (3.2)$$

$$\gamma = \frac{760}{29.3 \times 303} = 1,16 \text{ kg/m}^3 \text{ iken } H = 135 / 1,16 = 116,38 \text{ m}$$

### 3.1.2 Özgül Hızın Hesaplanması

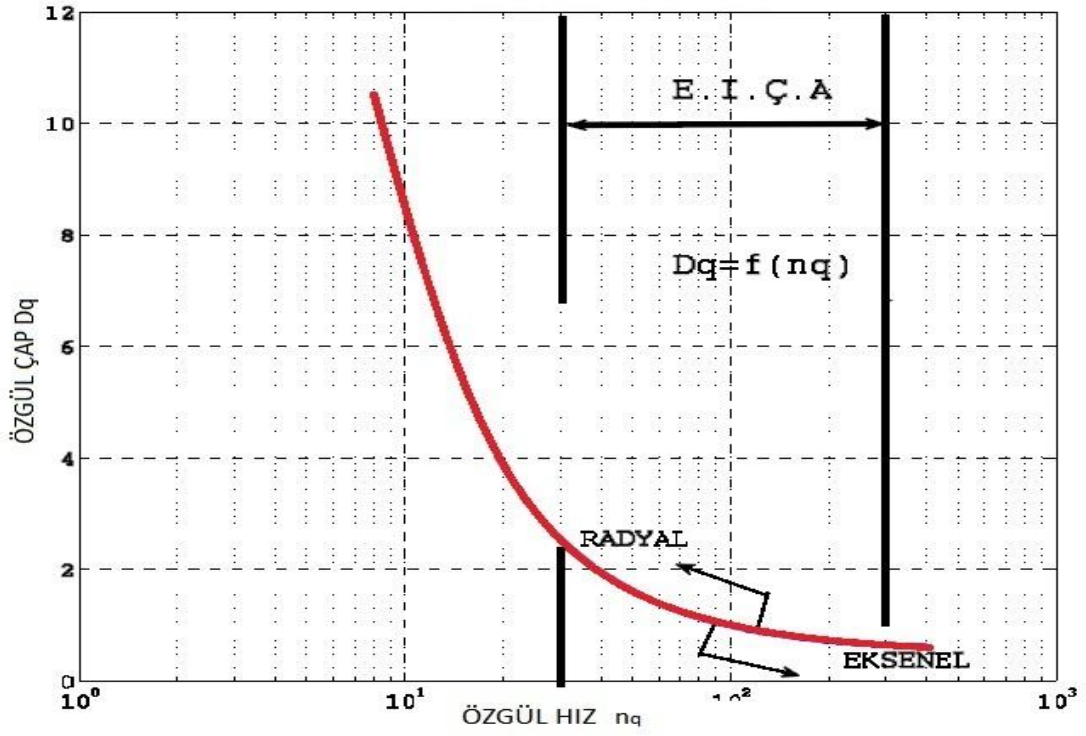
Özgül hız; 1 m<sup>3</sup>/sn debiyi 1 m. yukarı basmak için gereken devir sayısıdır. Özgül hız akım makinalarında biçim tayini için kullanılan önemli bir sayıdır. Biçim sayısı da denilen bu sayı küçüldükçe döner çark çapı büyür. Ayrıca n<sub>q</sub> küçüldükçe döner çark eni o nispette daralmaktadır. D<sub>2</sub> / D<sub>1</sub> oranı ise n<sub>q</sub> azaldıkça küçülür. Özgül hız,

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.3)$$

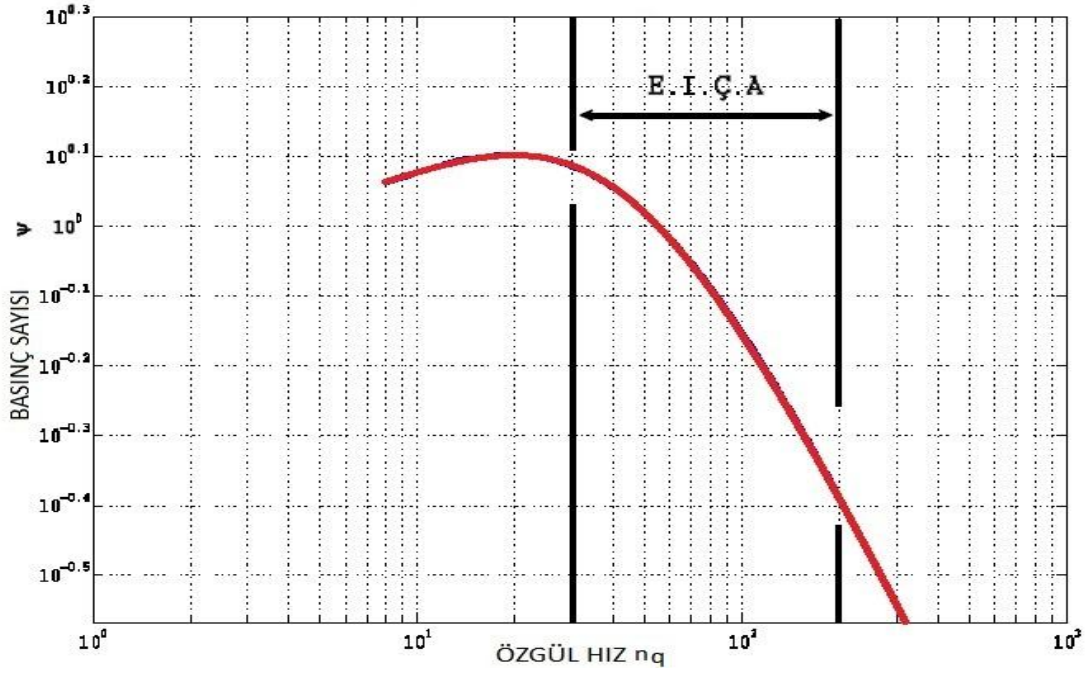
$$n_q = \frac{1000\sqrt{4}}{116,38^{3/4}} = 56,44$$

Özgül hız bulunduktan sonra aşağıdaki grafiklerden faydalanılarak özgül çap, basınç sayısı ve iç verim değerlerine ulaşılabilir.

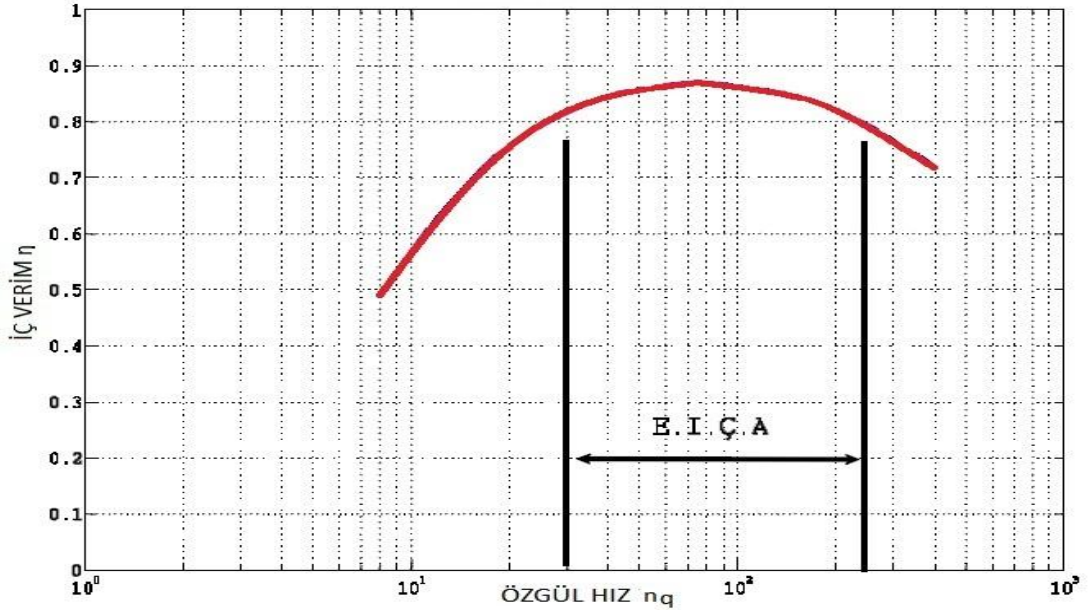




Şekil 3.1: Özgül Çap- Özgül Hız Eğrisi (MATKAP, 2006)



Şekil 3.2: Basınç Sayısı- Özgül Hız Eğrisi (MATKAP, 2006)



Şekil 3.3: İç Verim – Özgül Hız Eğrisi (MATKAP, 2006)

Bu değere karşılık gelen tablo değeri vantilatörün radyal vantilatör olması gerekir ve  $n_q$  değerinden  $\eta_i = 0,88$  ve  $\psi = 0.7$  değerleri okunur. Burada  $\psi$ ; basınç sayısı  $\eta_i$  iç verimdir.  $U_2$  çevre hızı;

$$U_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\psi}} \quad (3.4)$$

$$U_2 = \sqrt{(2 \times 9,81 \times 116,38 / 0,7)} = 68,26 \text{ m/sn}$$

### 3.1.3 $D_2$ Geçici Çark Çapının Hesabı

$D_2$  Geçici çark çapı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$D_{2 \text{ geçici}} = \frac{U_2 \times 60}{\pi \times n} \quad (3.5)$$

$$D_{2 \text{ geçici}} = 68,26 \times 60 / \pi \times 1000 = 1,303 \text{ m}$$

### 3.1.4 Vantilatörü Çalıştıran Gücün Hesaplanması

Özgül hız değerine bağlı olarak Şekil 23’de bulunan grafikten iç verim değeri belirlenir. İç verim belirlendiği için vantilatörü çalıştıran gücü de (iç güç ve mil gücü) hesaplayabiliriz.

$$N_i = \frac{\Delta P \times Q}{\eta_i \times 102} \quad (3.6)$$

$$N_e = \frac{\Delta P \times Q}{\eta_i \times \eta_m \times 102} \quad (3.7)$$

$$N_i = \frac{135 \times 4}{0,88 \times 102} = 6,02 \text{ kW}$$

$$N_e = \frac{135 \times 4}{0,88 \times 0,9 \times 102} = 6,68 \text{ kW}$$

Genellikle  $\eta_m$  değeri 0,80-0,97 arasındadır. Küçük vantilatörlerde düşük, büyük vantilatörlerde büyük verim alınır. Burada  $\eta_m$  0,9 alınmıştır.

### 3.1.5 $D_1$ Giriş Çapının Hesabı

$D_1$  çapından giren havanın  $C_s$  hızına sahip olduğu düşünülecektir. Bu varsayıma göre, buradan geçen debi;

$$Q = \frac{\pi \times D_1^2}{4} C_s \quad (3.8)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \times C_s}} \quad (3.9)$$

$$C_s = \varepsilon \sqrt{2gH} \quad (3.10)$$

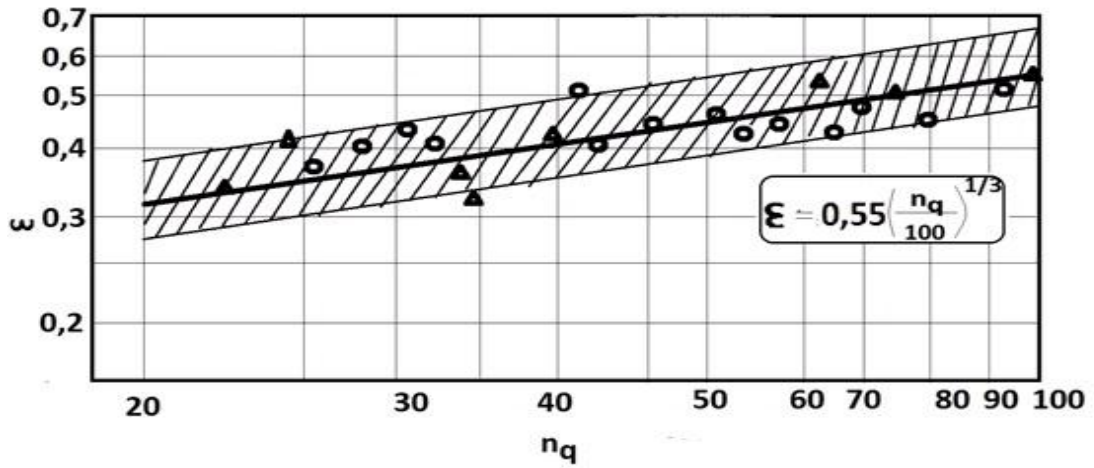
$$Q = \frac{Q}{n_v} \text{ ve} \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = 0,55 \left( \frac{n_q}{100} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.12)$$

( $n_v$ , volümetrik verim; vantilatör debisinin çark içerisinde geçen debiye oranıdır  
Vantilatörlerin volümetrik verimleri  $\cong 0,95$  civarındadır.)

$$(3.11) \text{ numaralı formülden } \varepsilon = 0,55 (56,44/100)^{1/3} = 0,454$$

Burada  $\varepsilon$ , akış sayısıdır.  $\varepsilon$  ile  $n_q$  arasındaki Pfeiderer bağıntısı grafiği Şekil 3.4'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4: Akış Sayısı - Özgül Hız Eğrisi

(3.8),(3.9) ve (3.10) numaralı formüllerden

$$O' = 4/0,95 = 4,21 \text{ ve}$$

$$C_s = 0,454 \sqrt{2 \times 9,81 \times 116,38} = 21,69 \text{ m/sn}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,21}{\pi \times 21,69}} = 0,5 \text{ m}$$

### 3.1.6 Kanat Giriş Eninin ( $B_1$ ) Hesaplanması

Kanat giriş eninin ( $B_1$ ) hesaplanmasında sürekli olarak giren havanın ortalama hızını kanat önünde  $C_{om}$  (ortalama meridyonel hız) olarak tanımlayalım. Çark miline paralel olarak giren hava akımının ( $C_s$ ) giriş hızının, kanat girişinde aynı kalmayacağı açıktır. Böylece toplam debiyi;

$Q' = \pi \cdot D_1 \cdot B_1 \cdot C_{om}$  ve buradan da

$$B_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot C_{om}} \quad (3.13)$$

Ortalama meridyonel hız ile havanın çarka giriş hızı arasında oransal bir bağıntı vardır.

Buna göre;

$$m = \frac{C_{om}}{C_s} \quad (3.14)$$

Yapılan deneyler sonucunda bu oranın aşağıdaki formül ile elde edilebileceği Pfleiderer tarafından belirlenmiştir.

$$m = 0,5 \left( \frac{100}{nq} \right)^{1/6} \quad (3.15)$$

Ancak yapılan tasarımda bu formülün kullanılabilmesi için çark giriş açındaki eğrilik yarıçapının  $r_b = 0,14 \cdot D_1$  olarak seçilmesi gerekmektedir. Dolayısıyla;

$$r_b = 0,14 \cdot D_1 \quad (3.16)$$

$$r_b = 0,14 \cdot 0,25 = 0,035 \text{ m}$$

(3.13), (3.14) ve (3.15) numaralı eşitlikler kullanılarak

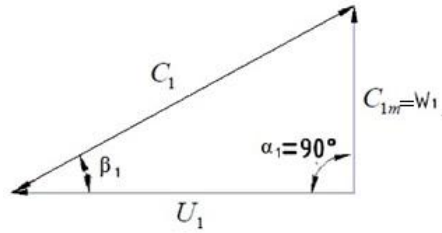
$$m = 0,5 \left( \frac{100}{56,44} \right)^{1/6} = 0,55$$

$$C_{om} = 0,55 \times 21,69 = 11,93 \text{ m/sn}$$

$$B_1 = \frac{4,21}{\pi \cdot 0,5 \cdot 11,93} = 0,225 \text{ m bulunur.}$$

### 3.1.7 Kanat Giriş Açısının ( $\beta_1$ ) Hesaplanması

Radyal vantilatörlerde girişteki  $\alpha_1 = 90^\circ$  olduğundan hız üçgeni şekildeki gibidir.



Şekil 3.5 : Radyal Vantilatör Hız Üçgeni

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} = \frac{C_{0m}}{\xi_1 U_1} = \frac{m \times C_s}{\xi_1 U_1} \quad (3.17)$$

Burada, iki hız arasındaki oranı temsil eden  $\xi$  sayısına daralma faktörü denilmektedir. Daralmadan dolayı akış hızının artması süreklilik gereğidir.  $\xi$  değeri 0,90 ile 0,95 arasında alınır ve kanat kalınlığı bulunduğundan sonra gerekli hesaplar yapılarak kontrol edilir fark az ise devam edilir.  $\xi$  değeri burada 0,92 alınmıştır. (3.16) numaralı eşitlikten ;

$$C_{1m} = \frac{C_{0m}}{\xi_1} \quad (3.18)$$

$$C_{1m} = 11,93 / 0,92 = 12,98$$

$U_1$  çevresel hızı

$$U_1 = \frac{\pi \times n \times D_1}{60} \quad (U = \frac{\pi \times n \times D}{60}) \quad (3.19)$$

$$U_1 = \frac{\pi \times 1000 \times 0,5}{60} = 26,18 \text{ m/sn}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} = \frac{12,98}{26,18} \text{ iken } \beta_1 = 26,37^\circ$$

### 3.1.8 Kanat Sayısı (Z) Hesabı

Genellikle vantilatörlerde kanat kalınlığı ( $s$ )  $3\div 5$  mm aralığındadır. Kanat sayısının optimum değerini elde etmek mümkün değildir. Bazı kabullerle elde edilen ,

$$Z = K \times \frac{D_2 - D_1}{D_2 + D_1} \times \sin\beta_m \quad (3.20)$$

formülü iyi bir netice verir. Ayrıca bu değer çıkış açısının bulunmasından sonra aşağıdaki Eck veya Pfeiderer formülleri ile karşılaştırılarak daha iyi bir netice elde edilir. Vantilatörler için  $\beta_1$  açısının ön kabulü ile  $\beta_2$  açısı da saptanır. Genellikle  $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$  olarak alındığında verim artmaktadır ve yapılan deneyler  $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$  alınması gerektiğini göstermiştir. Dolayısıyla  $\beta_2 = 26,37^\circ + 10^\circ = 36,37^\circ$  alınabilir. Kanat hesaplamasında kullanılan K sabiti Pfeiderer'e göre  $3\div 8$  arası seçilebilir.

Kanat sayısı:  $Z = K \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin\beta_m$  formülündeki  $\sin\beta_m$  için;

$$\sin\beta_m = \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \text{ dir.} \quad (3.21)$$

(3.21) ve (3.22) numaralı eşitliklerden;

$$\sin\beta_m = \sin\left(\frac{26,37 + 36,37}{2}\right) = 0,52$$

$$Z = 7 \times \frac{1,303 + 0,5}{1,303 - 0,5} \times 0,52 = 8,1$$

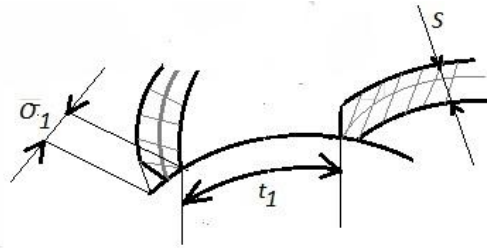
Yapılan tasarımda kanat sayısını 8 ve kanat kalınlığını 4 mm alınmıştır.

Kanat giriş ve çıkış açıları belirlendikten sonra kanatların geometrik yapılarının belirlenmesi gerekecektir. Kanat geometrilerinin belirlenmesi için kullanılabilecek birkaç yöntem mevcuttur ve bu yöntemler hesaplamanın gidişatına göre farklı durumlarda kullanılmaktadırlar. Örneğin kanat giriş açısı  $\beta_1$  ile çıkış açısı  $\beta_2$ ' nin belli olduğu durumlarda kanatlar logaritmik spiral eğrisi olarak çizilir.

### 3.1.9 Daralma Faktörü Kontrolü

Daha önceki hesaplamalarda daraltma faktörü  $\xi$  değeri 0,90 ile 0,95 arasında alınacağı ve kanat kalınlığı bulunduğundan sonra gerekli hesaplar yapılarak kontrol edildikten sonra fark az ise devam edildiği anlatılmıştır. Dolayısıyla  $\xi$  değeri 0,92 kontrolü aşağıdaki gibidir;

$\xi$  değerinin hesaplanması için kanat kalınlığı ve hatvesinin hesaplanması gerekir. Şekil 3.6' daki girişte çevre üzerindeki kanat kalınlığı  $\sigma_1$  ve girişteki kanat hatvesi  $t_1$  ile gösterilmiştir.



Şekil 3.6 : Kanat kalınlığı ve hatvesi

$$t_1 = \frac{\pi \times D_1}{Z} \quad (3.22)$$

$$\sigma = \frac{s}{\sin \beta_1} \quad (3.23)$$

(3.22) ve (3.23) numaralı eşitliklerden

$$t_1 = \frac{\pi \times 500}{8} = 196 \text{ ve } \sigma = \frac{4}{0,704} = 9 \quad (D_1 \text{ mm cinsinden alınmıştır.})$$

$$\xi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} \quad (3.24)$$

$$\xi_1 = \frac{196 - 9}{196} = 0,95$$

$\xi$  değeri burada 0,92 alınmıştı. Kabul edilen değer ile hesaplanan değer arasındaki fark az olduğu için tasarıma devam edilir.

### 3.1.10 $D_2$ Gerçek Mesafesinin Hesaplanması

3.1.3'de  $D_2$ 'nin geçici değeri bulunmuştu. Gerekli parametreler hesaplandıktan sonra  $D_2$ 'nin gerçek değeri hesaplanabilir.



$$U_{2\text{gerçek}} = \frac{c_{2m}}{2\tan\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2\tan\beta_2}\right)^2 + gH_{t\infty}} \quad (3.24)$$

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_h} \quad (3.25)$$

$$H_{th\infty} = (1 + P)H_{th} \quad (3.26)$$

$$P = \frac{2\psi'}{z \times \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right)} \quad (3.27)$$

$$\text{Burada } \psi' \text{ değeri } \psi' = \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) \times 0,75 \text{ 'dir.} \quad (3.28)$$

$$\psi' = \left(1 + \frac{36,37}{60}\right) \times 0,75 \quad \psi' = 1,20$$

Yapılan deneyler sonucunda salyangoz tipindeki bir gövde içerisinde çalışan çarklarda  $\psi'$  katsayısının bulunması için bu formül belirlenmiştir. (3.27) numaralı formülden;

$$P = \frac{2 \times 1,20}{8 \times \left(1 - \left(\frac{0,5}{1,303}\right)^2\right)} = 0,352$$

Burada  $\eta_h$  için deneysel metotlarla elde edilen bazı oranlara dikkat etmek gerekmektedir. Yapılan deneylere göre iç ve hidrolik verimler ile giriş ve çıkıştaki meridyenel hızlar arasında;  $\eta_h = (1,05 \sim 1,1) \cdot \eta_i$  ve  $\frac{c_{2m}}{c_{1m}} = 0,6 \div 0,8$  bağıntısı vardır.

$$\eta_h = (1,07) \cdot 0,88 = 0,95$$

$$c_{2m} = 12,98 \times 0,7 = 9,086$$

(Yapılan deneylere göre, yukarıdaki sayısal sınırlar içerisinde kalınarak yapılan tasarımlarda, akışkanın çark içerisinde uygun akışı sağlanabilecektir ve kanat çıkış eni yeteri kadar geniş tutulmuş olacaktır. Bu sebeple bu sayısal değerler dikkatli seçilmelidirler. Günümüze kadar yapılan uygulamalar sonucunda da  $n_q < 40$  olan tasarımlarda küçük sayısal değerlerin,  $n_q = 80 \div 100$  olan tasarımlardaysa büyük sayısal değerlerin seçiminin sağlıklı sonuçlar vereceği tespit edilmiştir.)

(3.25) numaralı eşitlikten;

$$H_{th} = \frac{113,38}{0,95} = 119,35 \text{ ve}$$

(3.26) numaralı eşitlikten;

$$H_{th\infty} = (1 + 0,352) \times 119,35 = 161,34 \text{ m}$$

(3.24) numaralı eşitlikten;

$$U_{2gerçek} = \frac{9,086}{1,47} + \sqrt{\left(\frac{9,086}{1,47}\right)^2 + 9,81 \times 161,34} = 46,44 \text{ m/sn}$$

(3.19) numaralı eşitlikten;

$$U_{2gerçek} = \frac{\pi \times D_{2gerçek} \times n}{60} \rightarrow D_{2gerçek} = 0,887 \text{ m}$$

### 3.1.11 Kanat Çıkış Eni Hesabı

Tasarımı yapılan radyal kanatlı santrifüj vantilatör için kanat çıkış eni;

$$B_2 = \frac{\sigma}{\pi \times D_{2gerçek} \times C_{om}} = \frac{4,21}{\pi \times 0,887 \times 11,93} = 0,12 \text{ m}$$

### 3.1.12 Mil Çapının Hesaplanması

$$d_m = 14,4 \sqrt[3]{\frac{N_e(BG)}{n(dev/dak)}} \quad (3.29)$$

( $N_e$ ; 6,68 kW = 9,08 BG bulunmuştu. Mil gücü standart elektrikli motor için 10 BG seçilir.)

$$d_m = 14,4 \sqrt[3]{\frac{10}{1000}} = 31,02 \text{ mm (3 cm alınır.)}$$

### 3.1.13 Çarkın Kanatlarına Uygulanan Momentin Bulunması

Vantilatörlerde kontrol hacmine giren hava kütlesi, dönme yönünde kanatların sırt kısmıyla itilir. Vantilatörlerde impuls kuvveti, dönme yönünde veya dönme yönüne ters yönde olabilir. Burada  $M_{c_{1u}}$  impulsu dönme yönündedir.  $M_{c_{2u}}$  çarktaki impuls ise havanın kontrol hacmini terk etmesi sebebiyle dönme yönüne ters yöndedir. Genellikle, kontrol hacmine giren hava kütlesinin impulsu dönme yönünde ve kontrol hacmini terk eden hava kütlesinin impulsu ise dönme yönüne ters yöndedir. Dolayısıyla çarkın kanatlarına aktarılan momenti hesaplayabilmek için giriş ve çıkıştaki momentlerin farkını almak gerekecektir. Buna göre;

$$\text{Giriş Momenti : } M_{giriş} = \rho \times Q \times c_{1u} \times r_1 \quad (3.30)$$

$$\text{Çıkış Momenti: } M_{çıkış} = \rho \times Q \times c_{2u} \times r_2 \quad (3.31)$$

Kanatlara Aktarılan Moment:

$$M_{kanat} = \rho \times Q \times [(c_{2u} \times r_2) - (c_{1u} \times r_1)] \quad (3.32)$$

Bu durumda birim saniyedeki moment;

$$M_{kanat} = 1,16 \times 4 \times [(46,44 \times 0,887) - (26,18 \times 0,25)]$$

$$M_{kanat} = 65,2 \text{ kgm}^2/\text{sn}^2 = 65,2 \text{ Nm}$$

## 3.2 Bilgisayar Destekli Frekans Analizi Hesabı

Frekans analizi hesabı Catia programı kullanılarak yapılmıştır.

### 3.2.1 CATIA Programı Hakkında Genel Bilgi

CATIA'nın teknolojik avantajları ve donanımlardaki fiyat düşüşü hızlı bir gelişime sebep oldu. 1985'de V2 tanıtıldı. 1988'de V3 ile birlikte is istasyonuna dönüşme devresi başladı. Güncel CATIA V4 1993 senesinde pazara sunuldu. CATIA V4 kısa

sürede özellikle ana sanayi ve büyük ölçekli yan sanayi firmalar tarafından benimsendi ve kullanımı giderek daha fazla yaygınlaştı. 2000 yılına yaklaşıldığında, PC'lerin giderek güçlenmesiyle birlikte, Windows işletim sistemi iş istasyonlarında da yaygınlaştı ve CAD/CAM/CAE sistemlerinde kabul görmeye başladı. Bu gelişime paralel olarak 2000 yılında, tamamen Windows işletim sistemi için yeniden yazılmış olan CATIA V5 duyuruldu. CATIA V5 gerek kullanım kolaylığı, gerekse sunduğu esneklik, bilgi birikimini değerlendirebilme gibi avantajlarla pazarda çok çabuk yaygınlaştı. Özellikle endüstride ana sanayi – yan sanayi entegrasyonunun önem kazanmasıyla, orta ve küçük ölçekli yan sanayi firmaları tarafından da benimsendi. CATIA V5, IBM'in dünyada ilk defa ortaya attığı ve bugün hemen hemen tüm büyük ölçekli CAD/CAM/CAE yazılım firmaları tarafından da kullanılan PLM (Product Lifecycle Management- Ürün Yasam çevrimi Yönetimi) kavramının yaygınlaşmasında temel rolü üstlendi.

Bilgisayar teknolojisindeki ve CAD/CAM/CAE sistemlerindeki hızlı ilerlemeler sayesinde karmaşık mühendislik problemleri artık eskisine göre daha kolay modellenebilmektedir. İlk prototipin üretiminden önce birkaç alternatif bilgisayar ortamında test edilebilmektedir. Bu sayılan ilerlemeler sayesinde, temel teorileri, modelleme tekniklerini ve sonlu elemanlar metodunu kullanan bilgisayar programlarını kullanarak problemleri çok daha hızlı çözmek mümkün olabilmektedir. Bu şekilde yapılan bir analizde çok karmaşık ve büyük bir geometrik şekil, sonlu elemanlar olarak adlandırılan çok basit ve ufak elemanlara bölünmektedir. Bu sonlu elemanların malzeme özellikleri ve davranışsal özellikleri tanımlanır ve eleman köselerinde bu özellikler bilinmeyen değerler gibi ifade edilir. Örneğin bir montaj prosesinin analizinde, montaj çok ufak olan sonlu elemanlara bölünür, daha sonra yüklenmeleri ve sınır şartlarını içeren birkaç denklem oluşturulur ve bu denklemlerin çözülmesiyle asıl sistemin yani montaj prosesinin davranış şekli yaklaşık olarak elde edilmiş olur.

Sonlu elemanlar metodu, mühendislik problemlerinin büyük bir bölümünün sayısal olarak çözümlerinin bulunmasında yararlanılan güçlü bir araçtır. Sonlu elemanlar metodundan otomobil, uçak, bina ve köprü tasarımları sırasında deformasyon

ve gerilme hesaplarından, ısı transferi ve akışkan problemleri ile manyetik alan hesabı gibi birçok karmaşık problemlerin çözümüne kadar faydalanılabilir.

Söz konusu analizler için CATIA V5 'in "Generative Structural Analysis" (Yapısal analiz) ve "Frequency Analysis" (Frekans Analizi) adlı arayüzleri kullanılacaktır. Arayüz içerisinde Sonlu Elemanlar Metodu kullanılarak parça bazlı ve montaj bazlı çeşitli analizler yapılabilmektedir. CATIA V5 ortamında yapılabilecek analizler; statik lineer (eğilme, burulma, burkulma vs.) analizler ve titreşim (modal, transient, harmonik) analizleridir.

### 3.2.2 Catia'da Frekans Analiz

Yapılan çalışma şu aşamalardan oluşmaktadır.

- Modelin Tasarımı
- Malzeme Özelliklerini Tanımlama
- Modeli Analize Uygun Hale Getirme
- Çözüm Ağını (Mesh) Oluşturma
- Sınır Koşullarını ve Yükleri Belirleme
- Çözüm
- Sonuçları Görüntüleme ve Animasyon
- Sonuçları Değerlendirme

Analiz çalışmalarında çözüm ağını (Mesh) oluşturma, sınır koşullarını ve yükleri belirleme ve analiz sonuçlarının değerlendirilmesi analizin temel adımlarını oluşturur.

#### 3.2.2.1 Modelin Tasarımı (Radyal Kanatlı)

Tez çalışmasında, 3.1'de yapılan örnek çalışmadaki değerleri kullanarak model oluşturulmuştur. Tasarım Parametreleri;

Statik basınç farkı:  $\Delta P = 1350 Pa$

Debi:  $Q = 14400 m^3 / saat$

Dönüş Hızı:  $n = 1000 dev/dak$

Hesaplanan Geometrik Büyüklükler;

Çark Giriş Çapı:  $D_1=0,25 \text{ m}$

Çark Çıkış Çapı:  $D_2=0,887 \text{ m}$

Kanat Giriş Açısı:  $\beta_1= 26,37^\circ$

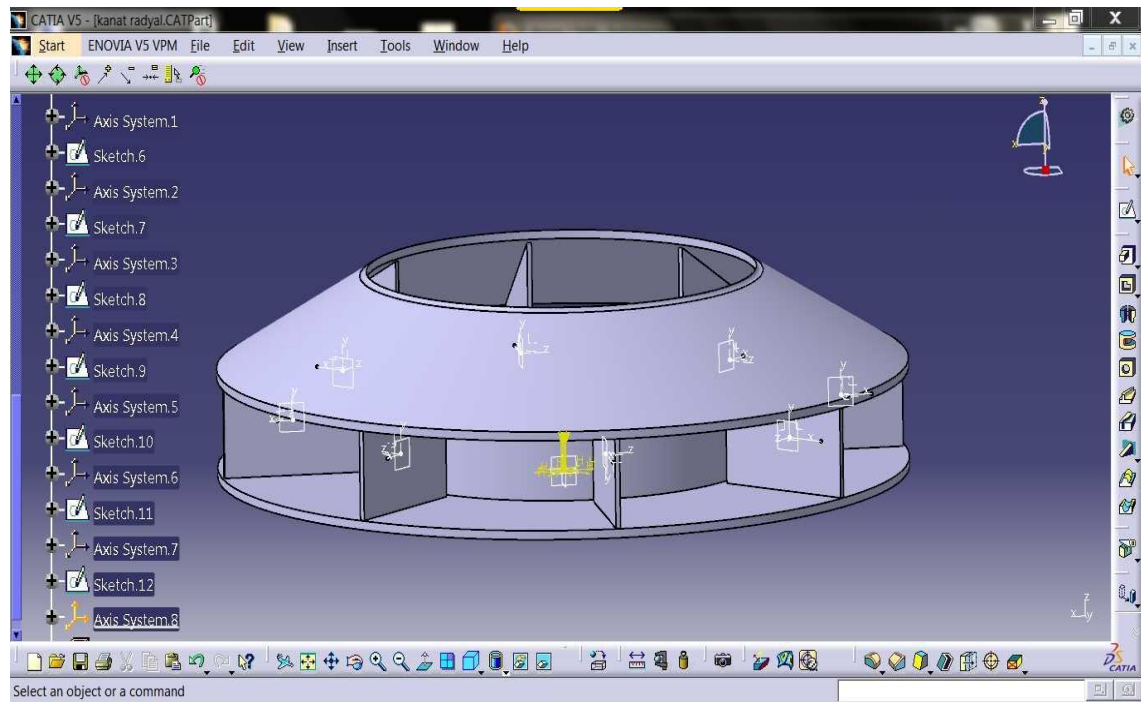
Kanat Çıkış Açısı:  $\beta_2 = 36,37^\circ$

Kanat Giriş Eni:  $B_1= 0,45 \text{ m}$

Kanat Çıkış Eni:  $B_2= 0,127 \text{ m}$

Kanat sayısı:  $Z =8$

Kanat eğrilik yarıçapı:  $r_D=11 \text{ mm}$



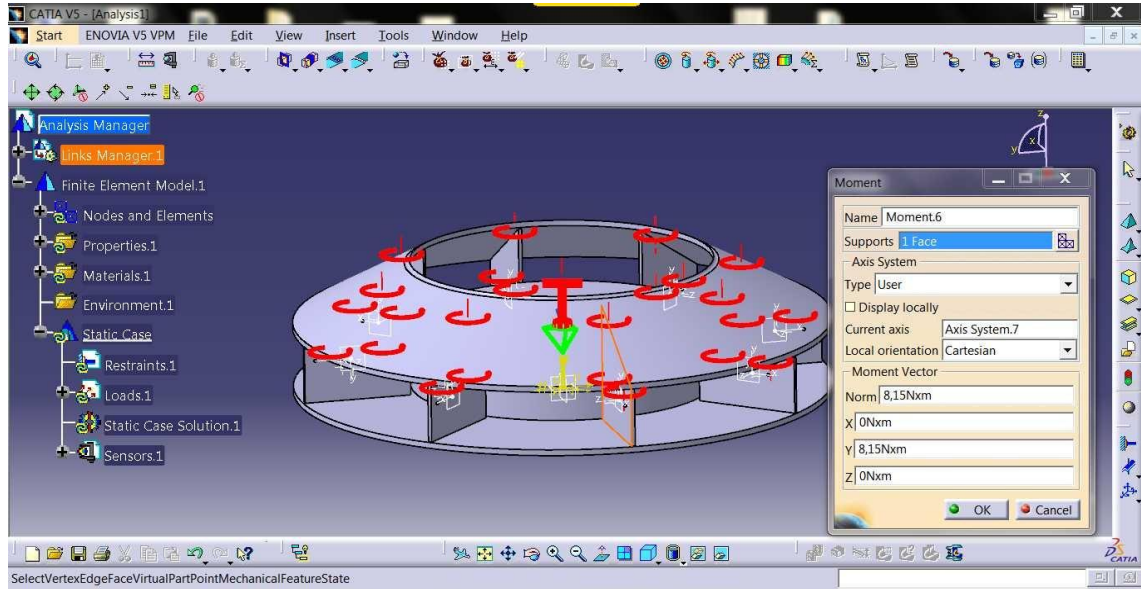
Şekil 3.7 : Verilen parametreler altında modelin tasarımı

### 3.2.2.2 Malzeme Özelliklerini Tanımlama

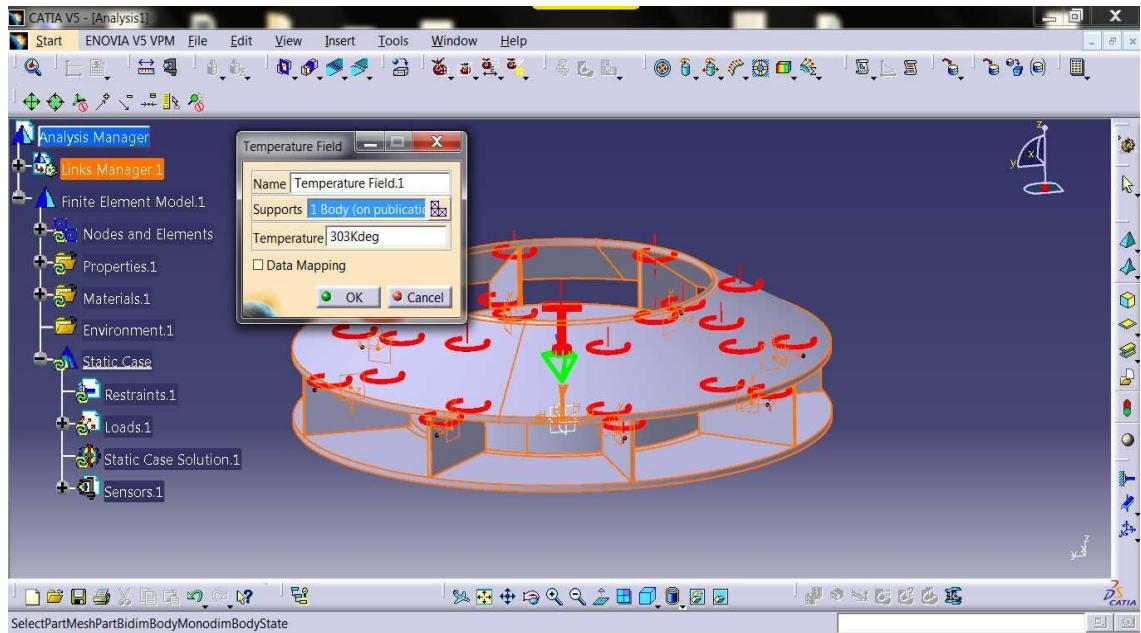
Malzeme ataması için ‘Apply Material/Metal’ kullanılarak radyal kanatlı bir vantilatörün döner çarkında çelik kullanılmıştır. (Elastisite modülü  $E_{\text{çelik}}=2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$  )

### 3.2.2.3 Sınır Koşullarını ve Yükleri Belirleme

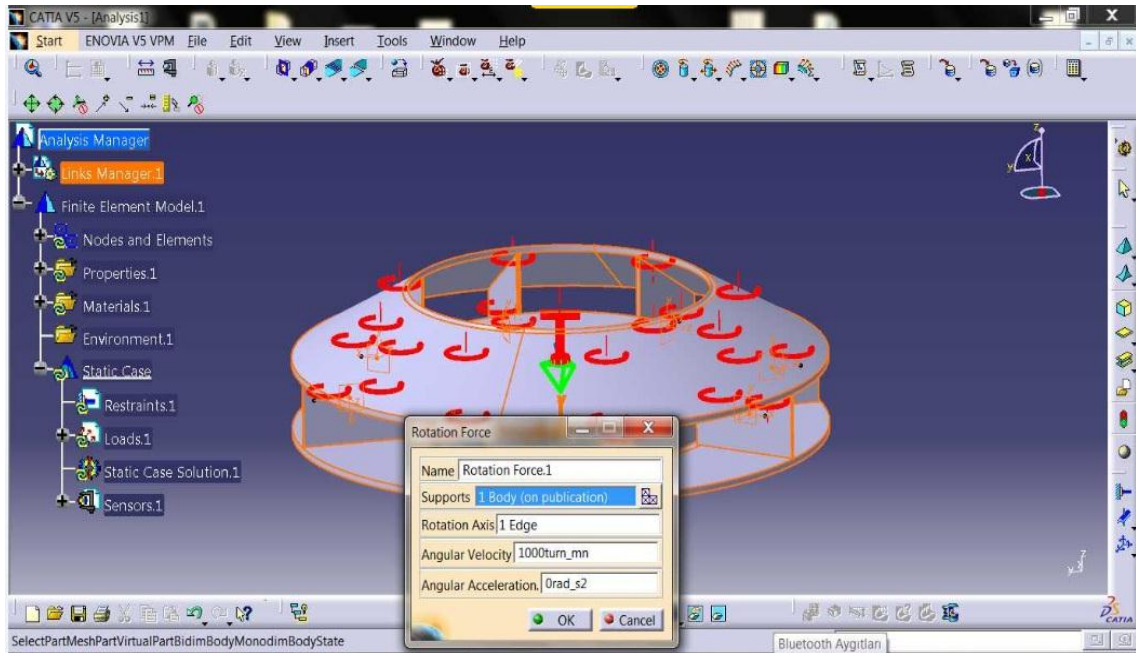
Modeli analize uygun hale getirdikten sonra hesaplanan parametreler altında sınır koşulları ve yükler Catia' da oluşturulmuştur. (Kanatlara uygulanan toplam moment 65,2 Nm/ 8 kanat, 30 C sıcaklık ve 1000 dev/dak)



Şekil 3.8 : Verilen parametreler altında kuvvet uygulanması



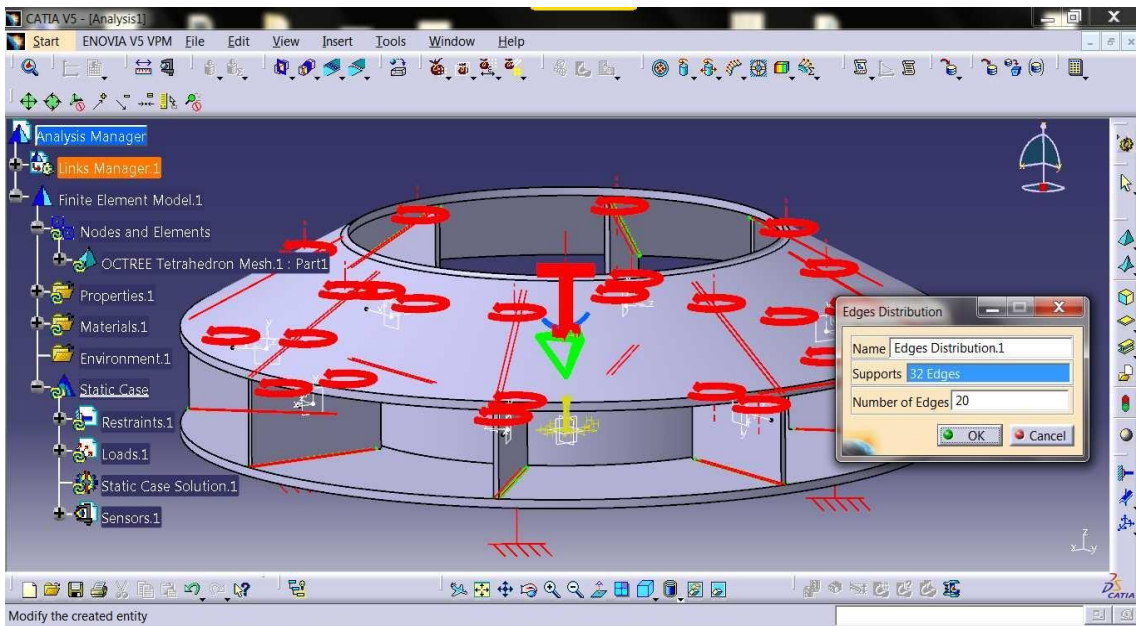
Şekil 3.9 : Verilen parametreler altında sıcaklık değerlerinin girilmesi



Şekil 3.10 : Verilen parametreler altında devir sayısının girilmesi

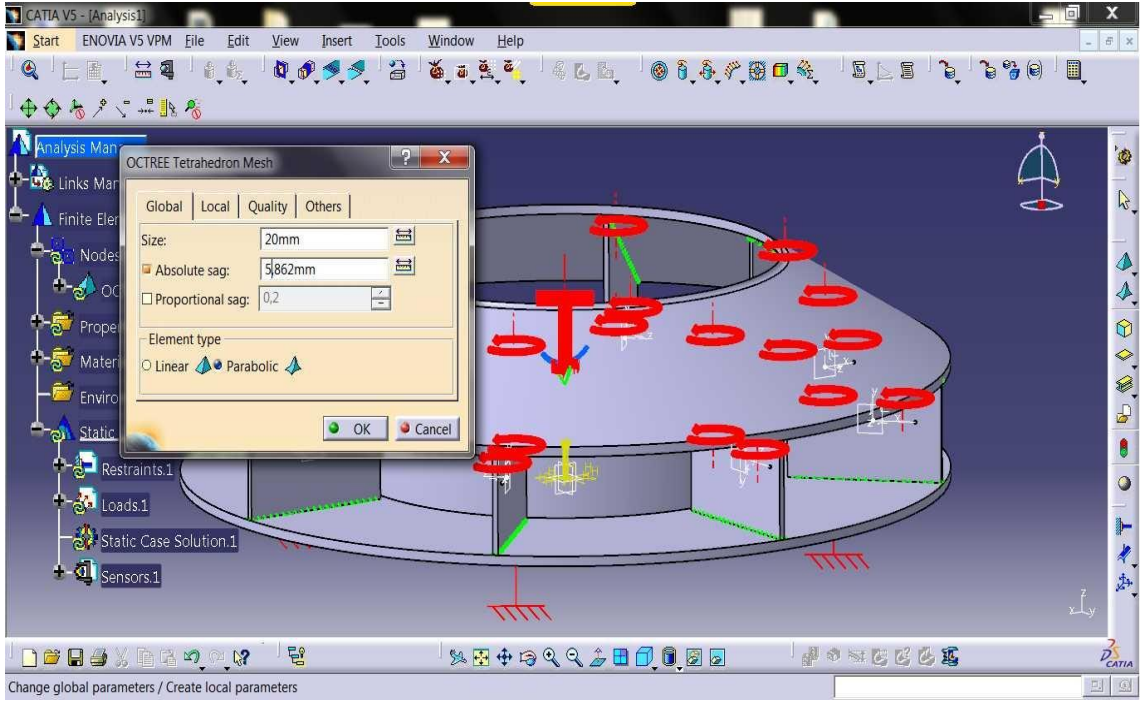
### 3.2.2.4 Çözüm Ağını (Mesh) Oluşturma

3.2.2.3'de sınır koşulları ve yüklerin oluşturulmasının ardından modele mesh ağı uygulanmıştır. Döner çarkın kanatlarına daha iyi bir hesaplama için daha hassas bir mesh ağı atılmıştır.

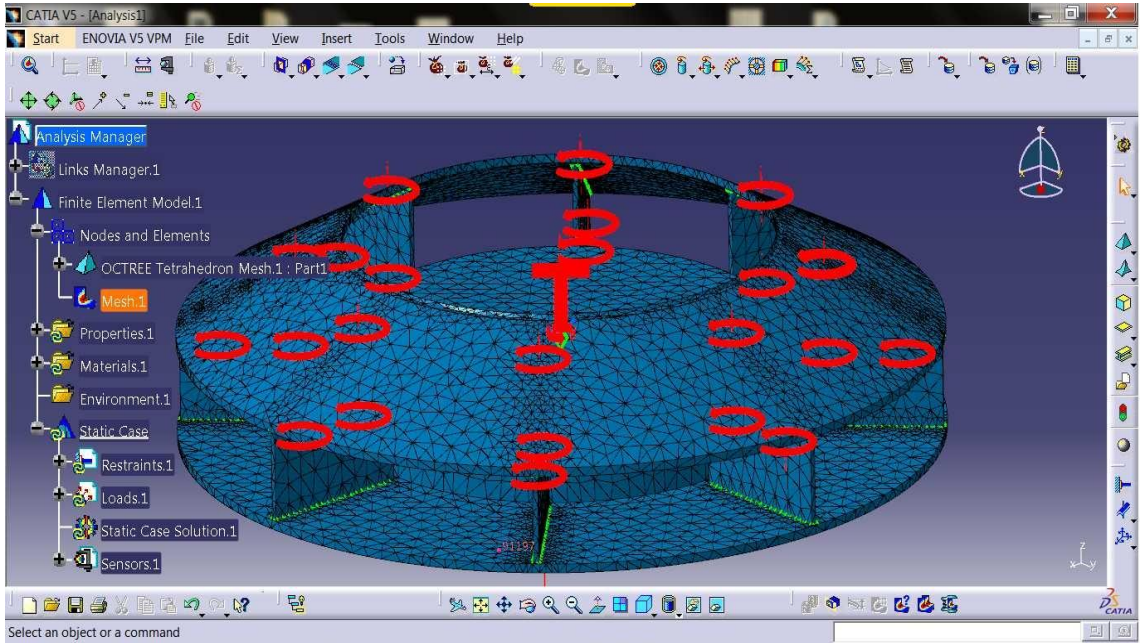


Şekil 3.11: Verilen parametreler altında mesh ağının uygulanması (Kanat çizgileri)



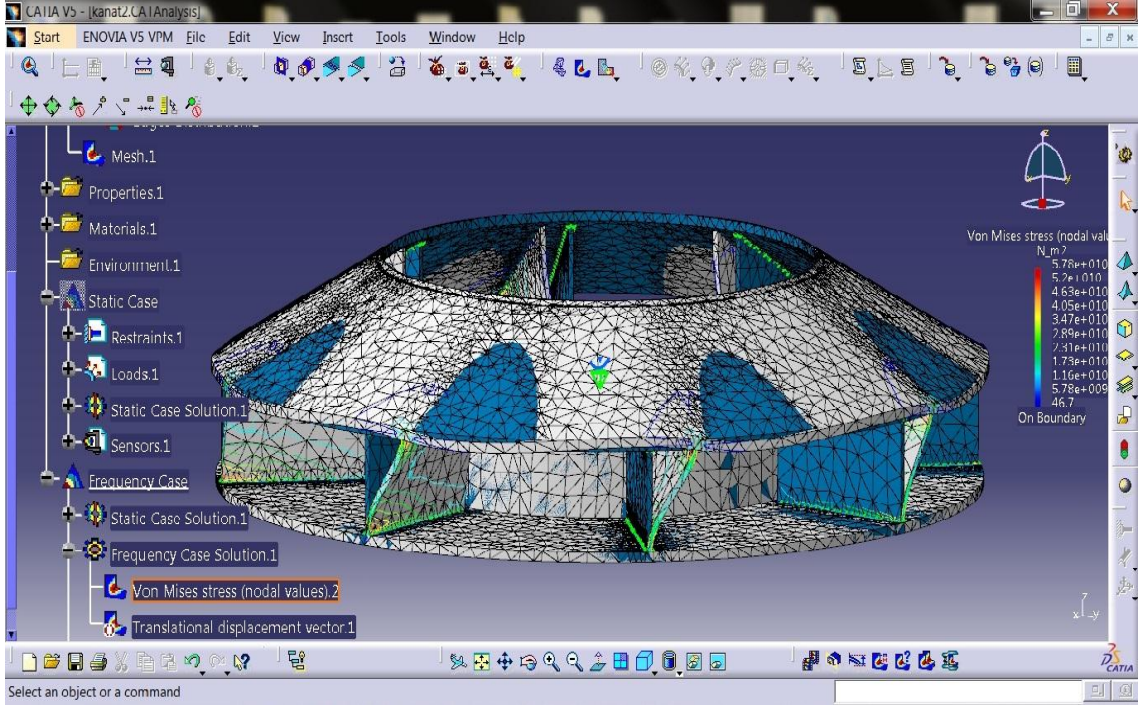


Şekil 3.12: Verilen parametreler altında mesh ağının uygulanması (Hassasiyet değeri)

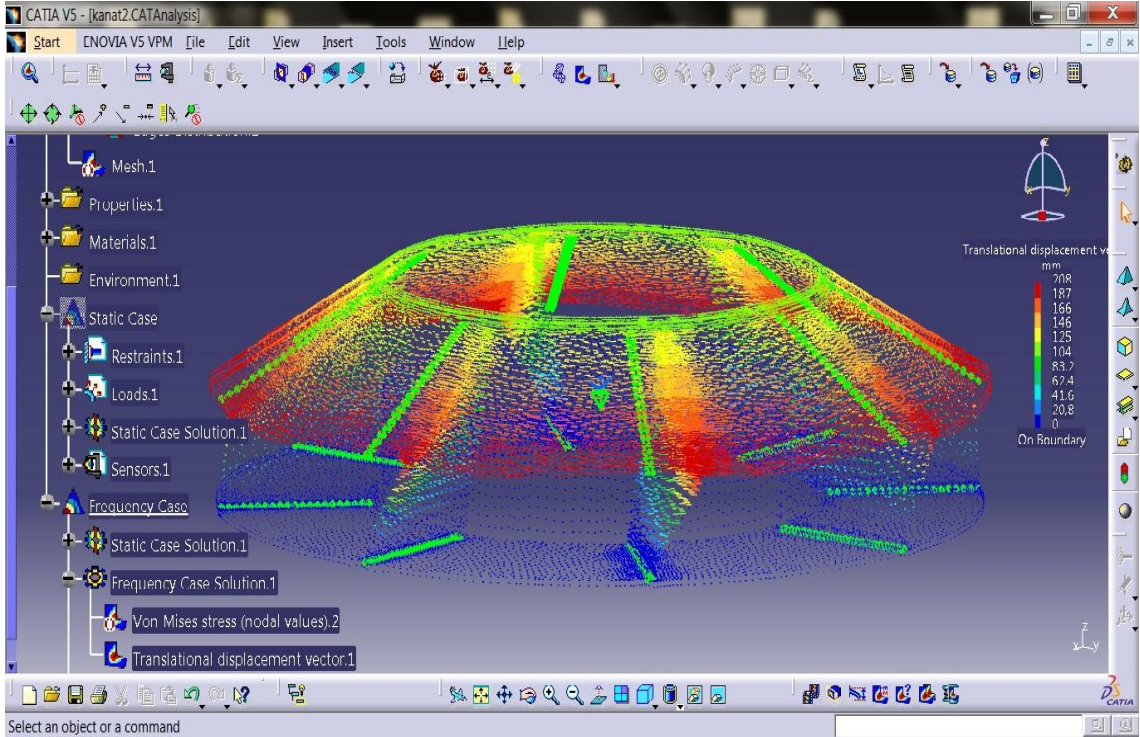


Şekil 3.13: Modelin ağ yapısını görünümü

### 3.2.2.5 Sonuçları Görüntüleme ve Animasyon



Şekil 3.14: Gerilim dağılımının gösterilmesi - Von Mises Stress



Şekil 3.15: Yer değiştirmelerin gösterilmesi - Displacement

### 3.2.2.6 Sonuçları Değerlendirme

Yapılan analiz sonucunda radyal kanatlı santrifüj vantilatör çarkı için CATIA'dan alınan rapor formatı aşağıdaki gibidir.

#### Frequency Case Solution.1

Frequency: FrequencySet.1

Static: StaticSet.1

Structural mass is taken into account

Restraint: RestraintSet.1

Load: LoadSet.1

Total mass : 2.610e+002 kg

Inertia center coordinates

Xg : 2 . 598e-004 mm

Yg : 5 . 573e-005 mm

Zg : 6 . 675e+001 mm

Inertia tensor at inertia center: kgxm2

8.450e+000 8.535e-007 7.561e-006

8.535e-007 8.450e+000 -2.280e-006

7.561e-006 -2.280e-006 1.549e+001

Number of computed modes : 6

Boundary condition for modes computation : clamped

Number of iterations already performed : 0

Total Number of iterations performed : 5

Relative eigenvalues tolerance required : 1 . 000e-003

Relative eigenvalues tolerance obtained : 3 . 891e-004

Mode number	Frequency Hz	Stability
1	1.3711e+002	3.5720e-011
2	2.8782e+002	1.3252e-006
3	3.2008e+002	3.1282e-005
4	3.2012e+002	7.1893e-006
5	4.0155e+002	3.8907e-004
6	4.0197e+002	8.9870e-005

Modal participation :

Mode	Frequency Hz	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	1.3711e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	32.05
2	2.8782e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
3	3.2008e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	3.2012e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5	4.0155e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	4.0197e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	<b>Total</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>32.05</b>

Çizelge 3.1 : Radyal kanatlı vantilatörde frekans değer tablosu

### 3.3 Elde Edilen Frekans İle Gürültü Hesabı

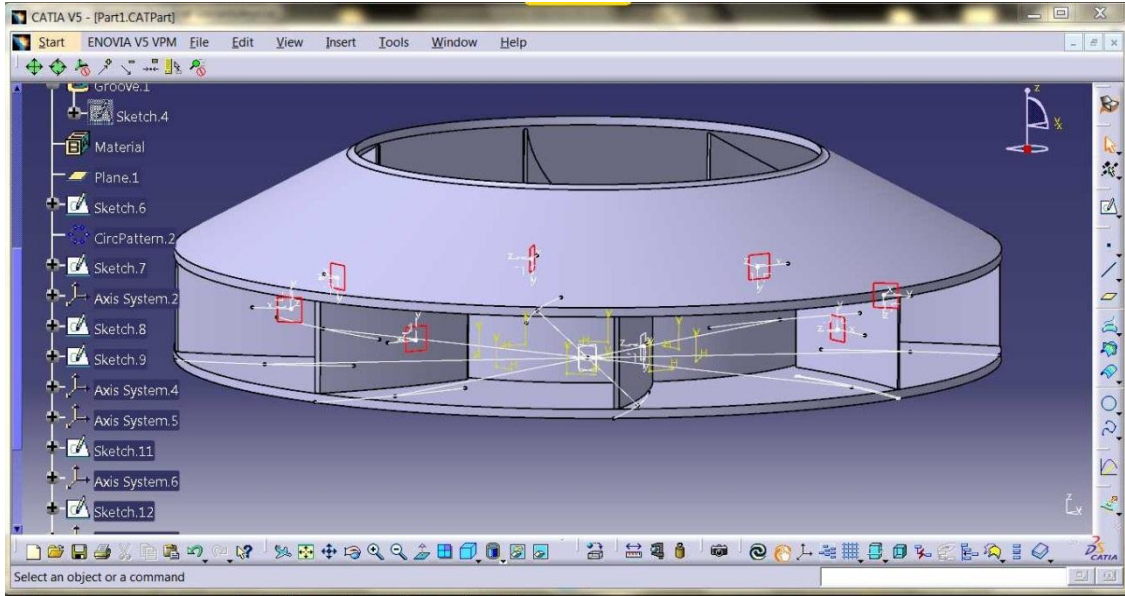
Catia elde edilen en kritik frekans değeri 401,97 Hz bulunmuştur. Dolayısıyla Tablo 2.2'den ve interpolasyon ile Kw değeri, 46,068 dB bulunur.2.3 eşitliğinden;

$$L_w = 46,068 + 10 \text{ Log} ( Q / 0,472 ) + 20 \text{ Log} ( P / 249 )$$

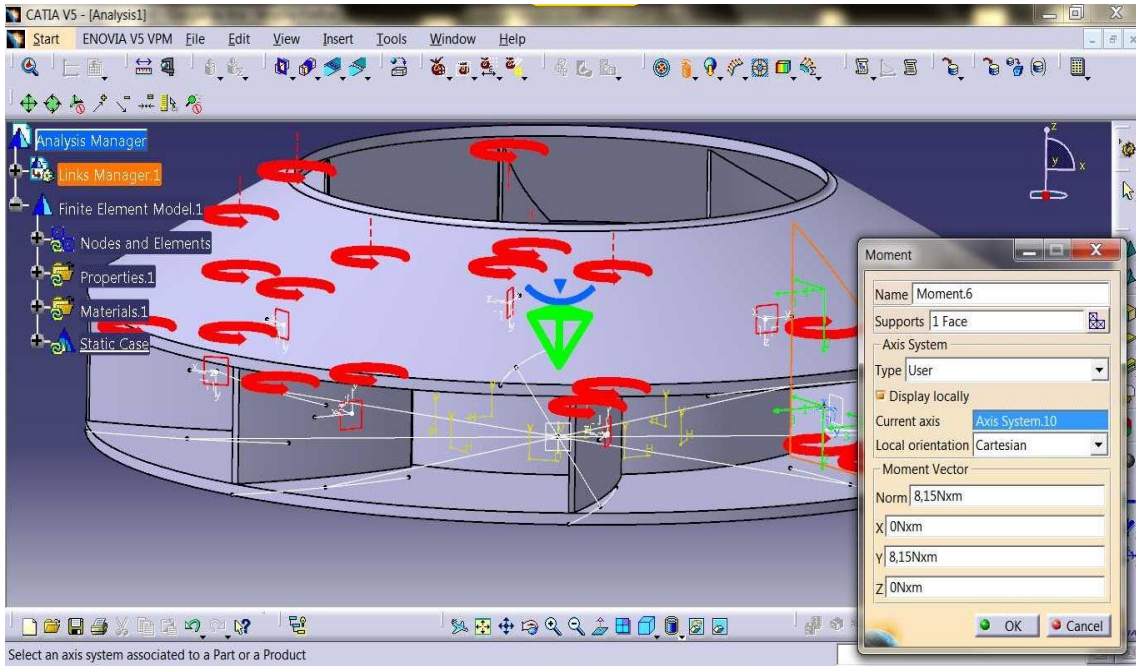
$$L_w = 70,032 \text{ dB}$$

### 3.4 Geriye Eğik Kanatlı Santrifüj Vantilatörün Bilgisayar Destekli Frekans Analizi

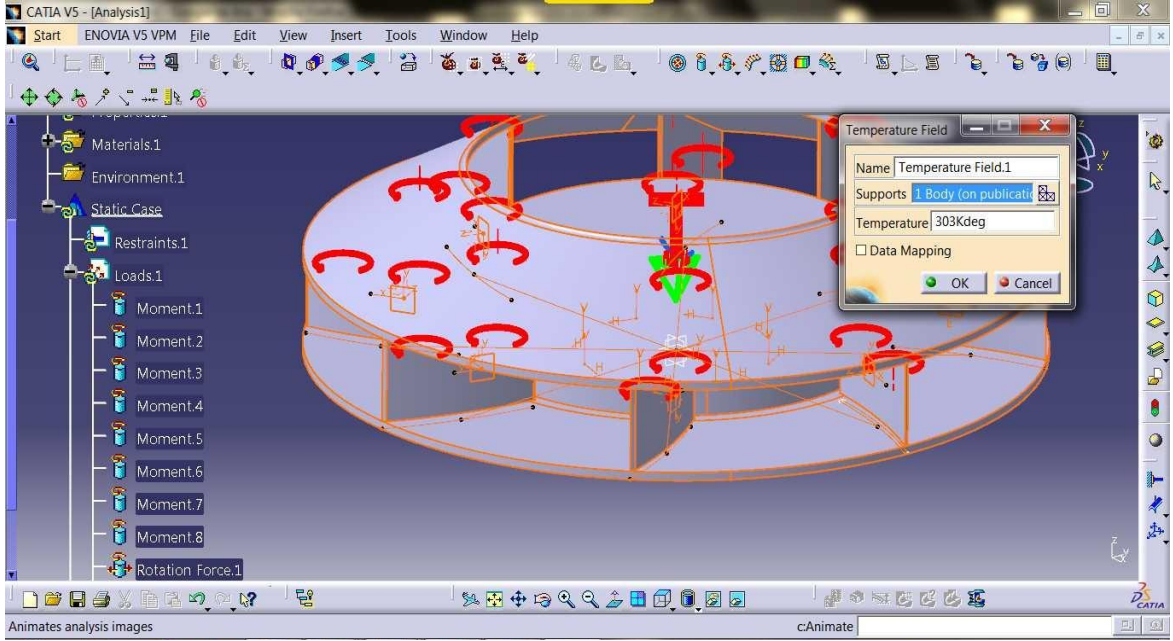
Geriye eğik ve radyal kanatlı santrifüj vantilatörün frekans ve de dolayısıyla gürültülerinin karşılaştırılması için aynı değerler altında parametreleri hesaplanarak tasarımı yapılmış aynı adımlar tekrar uygulanmıştır.



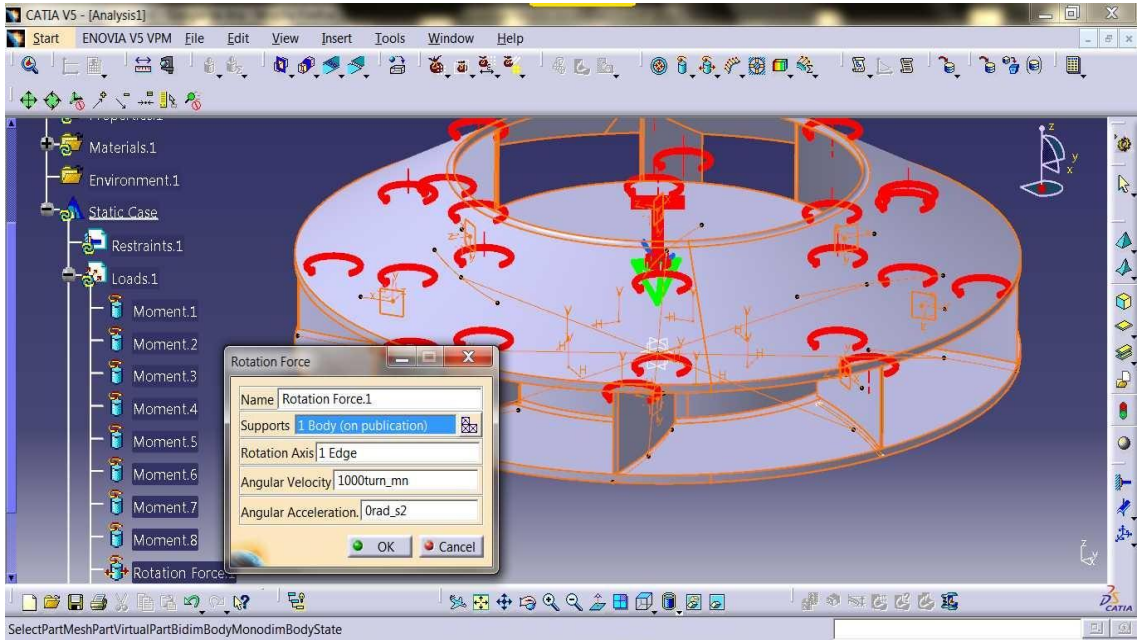
Şekil 3.16: Geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatör



Şekil 3.17: Verilen parametreler altında kuvvet uygulanması

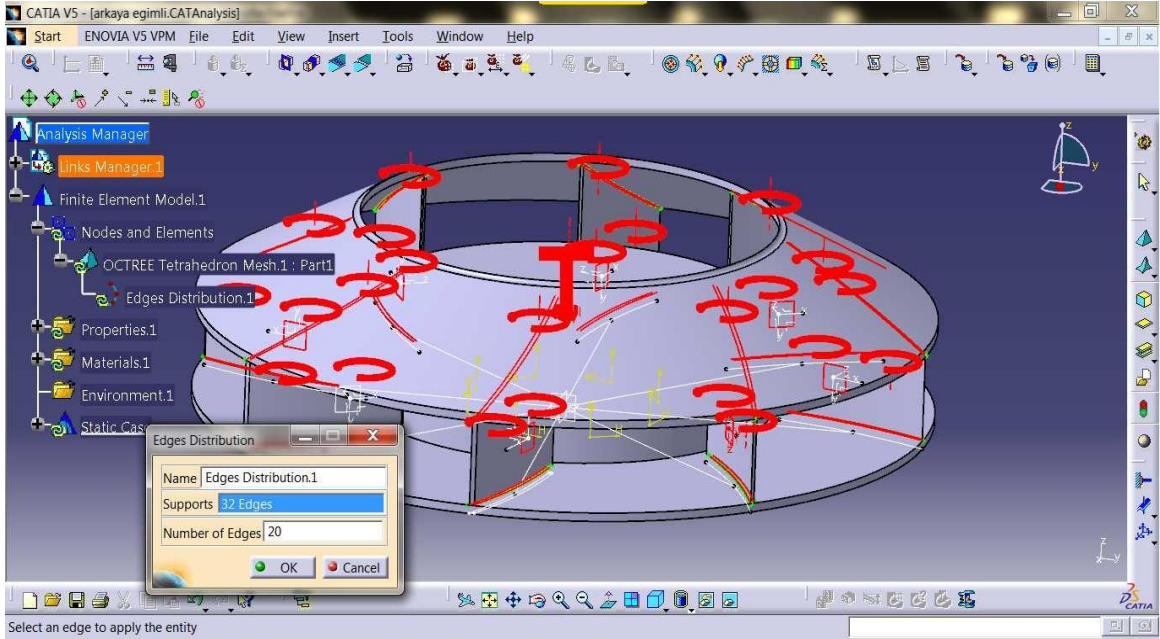


Şekil 3.18: Verilen parametreler altında sıcaklık değerlerinin girilmesi

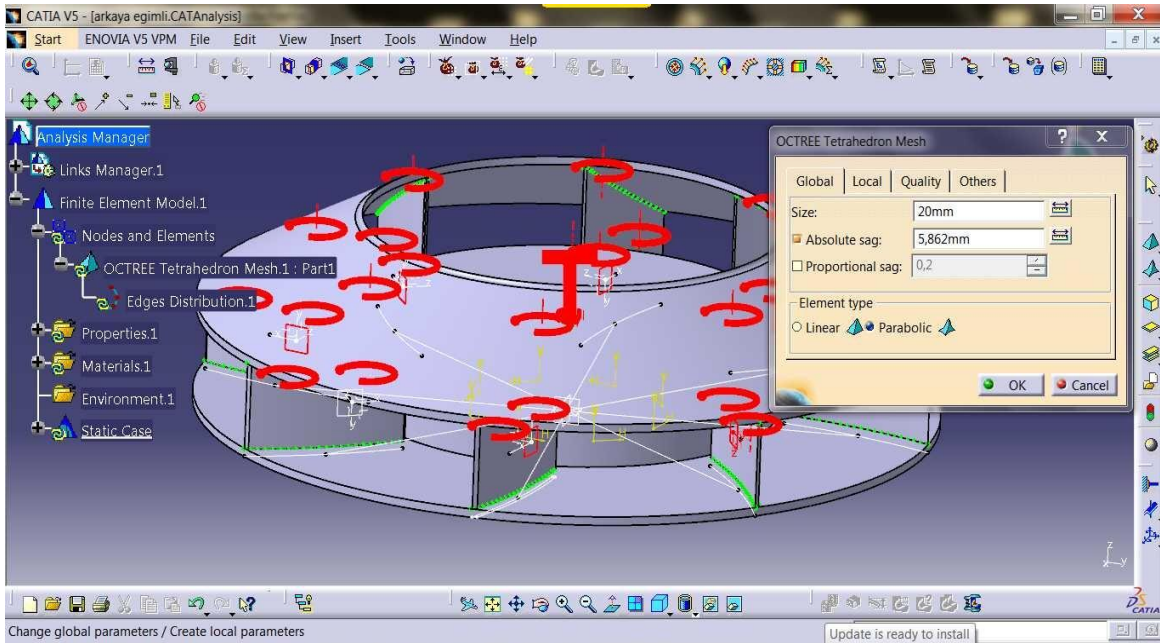


Şekil 3.19: Verilen parametreler altında devir sayısının girilmesi

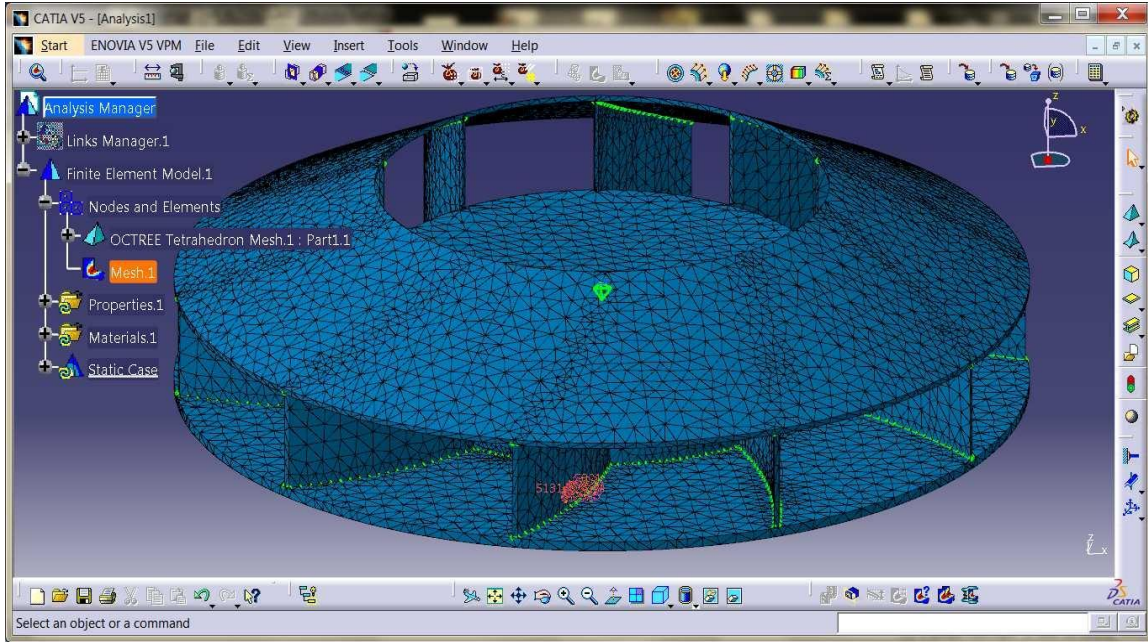
Sınır koşulları ve yüklerin oluşturulmasının ardından modele mesh ağı uygulanmıştır. Döner çarkın kanatlarına daha iyi bir hesaplama için daha hassas bir mesh ağı atılmıştır. Buradaki mesh ağı 3.2.2.4'deki mesh ağının özellikleri ile aynı seçilmiştir. Bunun sebebi karşılaştırmadaki şartları eşit hale getirmedir.



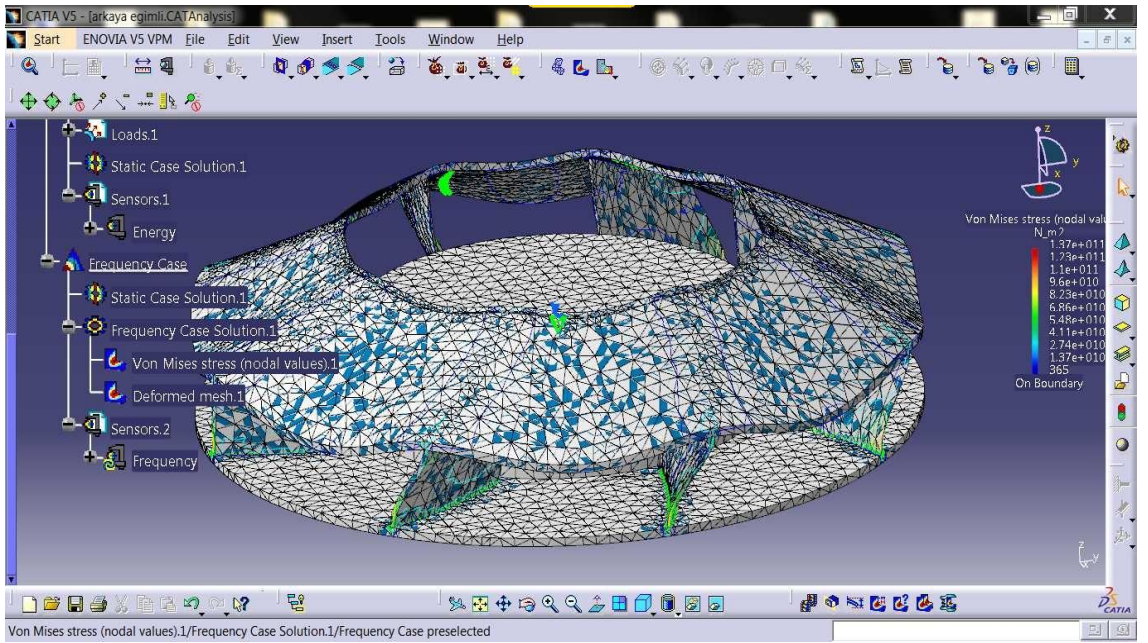
Şekil 3.20: Verilen parametreler altında mesh ağının uygulanması (Kanat çizgileri)



Şekil 3.21: Verilen parametreler altında mesh ağının uygulanması (Hassasiyet değeri)

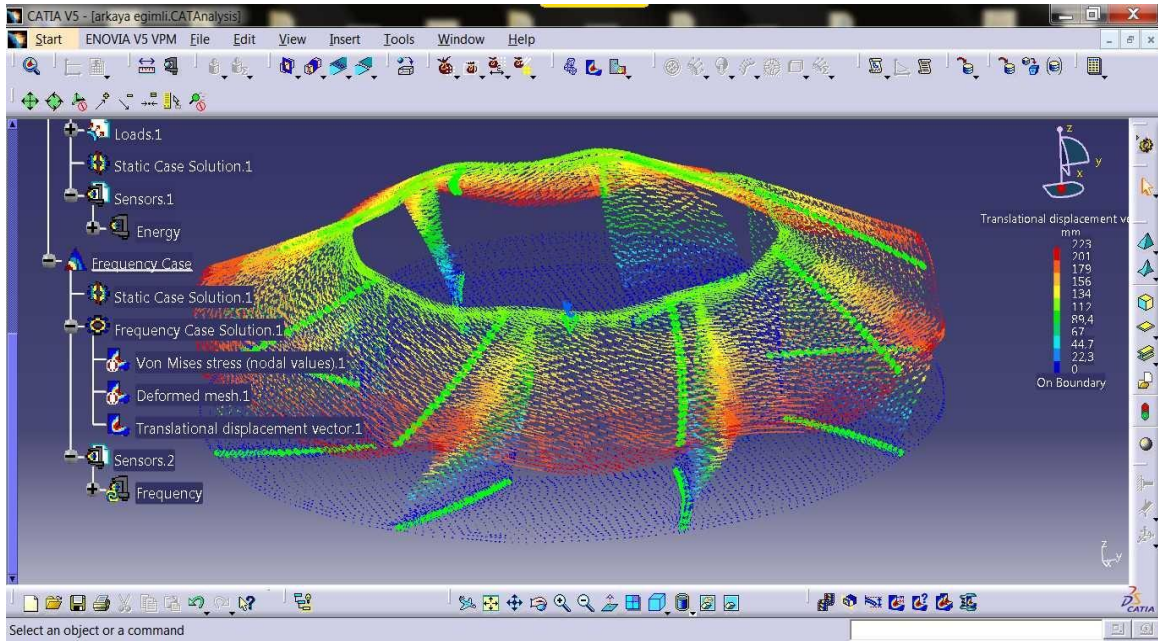


Şekil 3.22: Modelin Ağ Yapısını Görünümü



Şekil 3.23: Gerilim dağılımının gösterilmesi - Von Mises Stress





Şekil 3.24: Yer değiştirmelerin gösterilmesi - Displacement

### 3.5 Sonuçları Değerlendirme

Yapılan analiz sonucunda geriye eğik kanatlı santrifuj vantilatör arkı için Catia'dan alınan rapor formatı aşağıdaki gibidir.

#### Frequency Case Solution.1

Frequency: FrequencySet.1

Static: StaticSet.1

Structural mass is taken into account

Restraint: RestraintSet.1

Load: LoadSet.1

Total mass : 2.597e+002 kg

Inertia center coordinates

Xg : 6 . 891e-004 mm

Yg : 9 . 513e-004 mm

Zg : 6 . 664e+001 mm

Inertia tensor at inertia center: kgxm2

8.373e+000 1.315e-005 -3.211e-005  
 1.315e-005 8.373e+000 -1.243e-005  
 -3.211e-005 -1.243e-005 1.534e+001

Number of computed modes : 6  
 Boundary condition for modes computation : clamped  
 Number of iterations already performed : 0  
 Total Number of iterations performed : 5  
 Relative eigenvalues tolerance required : 1 . 000e-003  
 Relative eigenvalues tolerance obtained : 8 . 726e-005

Mode number	Frequency Hz	Stability
1	3.1721e+002	2.4074e-005
2	3.1941e+002	4.6790e-006
3	3.5187e+002	2.1691e-005
4	3.5192e+002	5.9936e-005
5	4.3511e+002	6.3109e-005
6	4.3541e+002	8.7264e-005

Modal participation :

Mode	Frequency Hz	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	3.1721e+002	0.00	0.00	0.48	0.00	0.00	29.71
2	3.1941e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01
3	3.5187e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	3.5192e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5	4.3511e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	4.3541e+002	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	<b>Total</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>0.48</b>	<b>0.00</b>	<b>0.00</b>	<b>29.73</b>

Çizelge 3.2: Geriye eğik kanatlı vantilatörde frekans değer tablosu

Catia elde edilen en kritik frekans değeri 435,41 Hz bulunmuştur. Dolayısıyla Tablo 2.2'den ve interpolasyon ile Kw değeri, 29,517 dB bulunur.2.3 eşitliğinden;

$$L_w = 29,517 + 10 \text{ Log } ( Q / 0,472 ) + 20 \text{ Log } ( P / 249)$$

$$L_w = 53,480 \text{ dB bulunur.}$$

#### 4. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında vantilatör tipleri ve özellikleri, vantilatör tasarımı uygulaması, vantilatör tiplerinin birbirlerine göre yarar ve mahsurları incelenmiştir. Tasarım aşamasındaki bir vantilatörün CAE (Computer Aided Engineering- Bilgisayar Destekli Mühendislik) programlarından biri olan ve daha çok katı modellemede de kullanılan CATIA programında radyal ve geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörlerin katı modelleri oluşturulmuş, CATIA'nın frekans analizi modülü kullanılarak gürültü hesabı yapılmış, tasarlanan radyal ve geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörler karşılaştırılmıştır. Kanat tiplerinin değişmesiyle, dolayısıyla kanat yüzey alanlarının değişmesi farklı frekans değerlerine sebep olmuştur. Geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörde en kritik frekans değeri 435,41 Hz iken radyal kanatlı santrifüj vantilatörün en kritik frekans değeri 401,97 Hz bulunmuştur. Burada şuna dikkat edilmelidir. Bölüm 2.1.3'de anlatıldığı üzere ses basıncı düzeyi farklı frekanslarda değişkenlik gösterebilmektedir. (Şekil 2.1) Diğerinden daha yüksek frekansa sahip olan herhangi cisim daha az gürültüye sahip olabilir. Yapılan tasarım ve analiz sonuçları doğrultusunda, eşit sınır şartlarında geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörün ses gücü düzeyi 53,480 dB; radyal kanatlı santrifüj vantilatörün 70,032 dB bulunmuştur. Bölüm 1.2.2.1.2' de bahsedildiği üzere geriye eğik kanatlı santrifüj vantilatörün daha az gürültü ile çalıştığı görülmüştür. Öne eğik kanatlı santrifüj vantilatör içinde benzer şekilde hesapları yapılarak teorik gürültü değeri elde edilebilir.

Gürültü kirliliğinin insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkileri düşünüldüğünde tasarım aşamasındaki bir vantilatörün teorik olarak gürültüsünün hesaplanabilmesinin hem imalatçı hem de kullanıcı açısından yararları olacaktır.

## 5.EKLER

3Ds Max programı ile radyal kanatlı bir santrifüj vantilatör animasyonu hazırlanmıştır.



Şekil 4.1 : Santrifüj vantilatör animasyon görüntüsü

## 6. KAYNAKLAR DİZİNİ

ASHRAE, 1992, ASHRAE Handbook: HVAC Systems and Equipment, 1992.

Carrier, 2005, “Commercial HVAC Air-Handling Equipment Fans: Feature and Analysis”, Carrier Technical Development Program, TDP-612, 2005. Fanlar: Özellikleri ve Analiz.

CEMA, 2007, Conveyor Equipment Manufacturers Association Noise Considerations for Conveyor System Design and Application.

Cheremisinoff, et al., 1995, Nicholas P, Paul N. Cheremisinoff Fiberglass reinforced plastics.

ISISAN, 1997, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemlerinde Gürültü Kontrolü .

Goodfellow, et al., 2001 Howard GOODFELLOW and Esko TÄHTİ Industrial Ventilation Design Book, Sayfa 749.

Gökelim, A. T., 1983. Endüstriyel Fan ve Kompresör Tesisleri. Birsen Yayınları.

MATKAP, 2006, Eş Eksenli Kanal Tasarımı Radyal Vantilatör Tasarımı ve Geliştirilmesi

Taşel, 1999 Pompalarda gürültü Reşat Gün TAŞEL.

T.M.M.O.B.Y., 1999, IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Fuat Hakan DOLAY, Cem PARMAKSIZOĞLU.

T.M.M.O.B.Y., 2001 a, V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi HVAC sisteminde kullanılan fanların Gürültü bölgeleri ve fan seçiminde gözönüne alınacak hususlar Kevork ÇİLİNGİROĞLU.

T.M.M.O.B.Y., 2001 b, II. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi Hidrolik gürültü ve azaltma yöntemleri Behiç ERTÜRK

Wang, 2000, ShanWang- Handbook of Air Conditioning and Refrigeration