



**GAZ TÜRBİNİ MOTOR PROTOTİPİNDE YER ALAN STATİK
PARÇALARIN DİNAMİK DAVRANIŞININ MODELLENMESİ**

Burcu SARIGÜL GÜLLE

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2023

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Burcu SARIGÜL GÜLLE

13/07/2023

GAZ TÜRBİNİ MOTOR PROTOTİPİNDE YER ALAN STATİK PARÇALARIN DİNAMİK DAVRANIŞININ MODELLENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Burcu SARIGÜL GÜLLE

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2023

ÖZET

Gaz türbinlerinde motor dinamiği çalışmaları titreşimi ortadan kaldırma/azaltma metodolojileri üzerine yoğunlaşmaktadır. Gaz türbinindeki statik parçalar rulmanlarla rotora bağlandığı için statik parçalardaki titreşimler de rotorun titremesine neden olmaktadır. Motordaki titreşimi yönetebilmek için dönen ve sabit parçaların tasarımı, motorun çalışma koşullarındaki titreşim kaynağını önlemek veya azaltmak üzerine yapılmalıdır. Literatür çalışmalarında daha çok motorlardaki dönen parçaların titreşimi üzerine çalışmalar yer alsa da statik parçalar da motorun çalışmasını etkileyen önemli titreşim kaynaklarıdır. Bu çalışmada motordaki sabit parçaların titreşimi üzerinde durulmuştur. İlk olarak gaz türbinini yansıtacak şekilde ölçeği küçültülmüş bir test düzeneği tasarlanmıştır. Test düzeneği için tasarlanan şaftın çalışma şartlarında moda girecek şekilde statik parçalar tasarlanmıştır. Farklı statik parça tasarımından sonra son tasarımda statik parçalardaki doğal frekanslar şaftın ve sistemin çalışmasını etkileyecek şekilde kurgulanmıştır. HyperWorks programında test düzeneğinin modal analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz modelini doğrulamak amacıyla belirlenen revizyon modelindeki statik parçalar üretilerek çekiç testi yapılmış doğal frekanslar modal analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Parça-2 için yapılan değerlendirmede test ve analiz arasındaki doğal frekans farkı %16 olarak tespit edilmiştir. Daha sonra üretilen parçanın tasarımdan farklı olduğu tespit edilmiş ve tasarım güncellenmiştir. Güncellenen tasarımla test sonuçları karşılaştırıldığında doğal frekans farkının %10'dan düşük olduğu gözlemlenmiştir. Diğer üretilen parçaların modal sonuçları ve test sonuçları arasındaki doğal frekans farkı da %10'un altında olduğu tespit edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda analiz modellerinin doğruluğu sağlanmıştır. Bu çalışmada statik parçaların da şaftı ve sistemin çalışmasını etkileyecek şekilde titreşim kaynağı olduğuna dikkat çekilmiştir.

Bilim Kodu : 93004

Anahtar Kelimeler : Gaz türbinleri, statik parça, dinamik analiz, yapısal dinamik, titreşim, deneysel modal analiz

Sayfa Adedi : 59

Danışman : Prof. Dr. Can ÇINAR

MODELING THE DYNAMIC BEHAVIOR OF STATIC PARTS IN A GAS TURBINE ENGINE PROTOTYPE

(M. Sc. Thesis)

Burcu SARIGÜL GÜLLE

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2023

ABSTRACT

Gas turbine engine dynamics studies in gas turbines focus on vibration elimination/reduction methodologies. Since the static parts in the gas turbine are connected to the rotor with bearings, the vibrations in the static parts also cause the rotor to vibrate. In order to manage vibration in the engine, the design of rotating and stationary parts must be done to prevent or reduce the source of vibration in engine operating conditions. Although there are studies on the vibration of rotating parts in engines in literature studies, static parts are also important sources of vibration that affect the operation of the engine. In this study, the vibration of fixed parts in the engine is emphasized. First, a downscaled test rig was designed to reflect the gas turbine. Static parts are designed to enter the mode under the working conditions of the shaft designed for the test rig. After designing different static parts, in the final design, the natural frequencies in the static parts were designed to affect the operation of the shaft and the system. Modal analysis of the test rig was carried out in the HyperWorks program. In order to verify the analysis model, static parts in the determined revision model were produced and the hammer test was performed and the natural frequencies were compared with the modal analysis results. In the evaluation made for part-2, the natural frequency difference between test and analysis was determined as 16%. Later, it was determined that the produced part was different from the design and the design was updated. When the test results were compared with the updated design, it was observed that the natural frequency difference was less than 10%. It has been determined that the natural frequency difference between the modal results of other manufactured parts and the test results is below 10%. As a result of the study, the accuracy of the analysis models was ensured. In this study, attention was drawn to the fact that static parts are also a source of vibration, affecting the shaft and the operation of the system.

Science Code : 93004

Key Words : Gas turbines, static parts, dynamic analysis, structural dynamic, vibration, experimental modal analysis

Page Number : 59

Supervisor : Prof. Dr. Can ÇINAR

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesi sürecinde akademik desteğini esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. Can ÇINAR'a, çalışmama yön veren ve önemli katkılar sunan TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş. Dinamik Analiz Teknik Lideri Sayın Mücahit DİLEKCAN'a ve ekip arkadaşlarıma tüm samimiyetim ile teşekkür etmeyi borç bilirim.

Parçaların üretilmesi ve test edilmesi sürecine katkı sağlayan TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş.'ye destekleri için teşekkür ederim.

Okul hayatım boyunca bana en büyük gücü ve manevi desteği veren, attığım her adımda yanımda olan, hedeflerimi gerçekleştireceğime benden daha çok inanan değerli büyüklerim dedem İhsan SARIGÜL, babaannem Rahmiye SARIGÜL, annem Kudret SARIGÜL, babam Bünyamin SARIGÜL, ablam Esra Ceylan KALAYCI, kardeşim Yavuz Selim SARIGÜL'e sonsuz destekleri ve sevgileri için çok teşekkür ederim.

Yürüdüğüm yolda en ufak bir ümitsizliğe düştüğümde bana aydınlıklarla gelen, beni her zaman destekleyen hayat arkadaşım, motivasyon kaynağım Fatih GÜLLE'ye hayatıma girdiği için teşekkür ederim.

2016'dan beri tüm anlarımda yanımda olan, Anıtkabir'e birlikte gitmeyi en çok sevdiğim canım kardeşim Gizem Nur DEMİREL'e sonsuz teşekkür ederim.

Ve bize bu canım Türkiye'yi emanet eden, bizlere aydınlık yollar bırakan, her zaman izinde yürüyeceğimiz canım ATAM, Mustafa Kemal ATATÜRK'e kazandırdığı her şey için sonsuz minnettarım...

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. GAZ TÜRBİNLERİ	3
2.1. Gaz Türbinlerinin Tarihçesi.....	3
2.2. Gaz Türbinlerinin Çalışma Prensipleri.....	6
2.3. Gaz Türbinlerinin Termodinamik Çevrimi.....	7
2.4. Gaz Türbini Çeşitleri.....	9
2.4.1. Turbojet motorlar	10
2.4.2. Turboprop motorlar.....	10
2.4.3. Turbofan motorlar	11
2.4.4. Turboşaft motorlar	12
2.4.5. Ramjet motorlar	13
2.4.6. Scramjet motorlar	14
2.5. Gaz Türbini Parçaları ve Parçaların İşlevleri	14
2.5.1. Fan.....	15
2.5.2. Kompresör	15

	Sayfa
2.5.3. Yanma odası	15
2.5.4. Türbin	16
2.5.5. Nozul.....	16
3. GAZ TÜRBİNLİ MOTOR VE ROTOR DİNAMİĞİ	17
3.1. Gaz Türbini Titreşim Türleri	17
3.2. Gaz Türbini Titreşim Sınıflandırması.....	18
4. MODAL ANALİZ VE MODAL TEST KARŞILAŞTIRMA YÖNTEMLERİ.....	21
4.1. Modal Analiz Teorisi.....	21
4.2. Modal Test.....	24
4.2.1. Darbeli çekiç testi.....	24
4.2.2. Sarsıcı testi.....	25
4.3. Modal Test ve Analiz Karşılaştırma Yöntemleri.....	25
4.3.1. Mod şeklinin karşılaştırılması	26
4.3.2. Doğal frekansların karşılaştırılması	28
4.3.3. Frekans cevap fonksiyonunun karşılaştırılması	28
5. LİTERATÜR ÖZETLERİ.....	29
6. GAZ TÜRBİNLİ TEST DÜZENEGİ TASARIMI, ANALİZLERİ VE TESTLERİ.....	33
6.1. Gaz Türbini Test Düzeneği Parça Tasarımı ve Üretimi	33
6.2. Revizyon-5 Test Düzeneği Parçaları	35
6.3. Gaz Türbini Test Düzeneği Modal Analizleri	36
6.4. Gaz Türbini Test Düzeneği Modal Testleri	39
6.5. Gaz Türbini Test Düzeneği Test/Analiz Karşılaştırması ve Analiz Modeli Güncelleme	44

	Sayfa
7. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	49
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	53
KAYNAKLAR	55
ÖZGEÇMİŞ	59

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.1. Revizyonlara ait doğal frekans (Hz) sonuçları.....	37
Çizelge 6.2. Test materyallerinin hassasiyetleri.....	40
Çizelge 6.3. Revizyon-5 parçalarına ait modal test (Hz) sonuçları	44
Çizelge 6.4. Parça 2 test/analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması.....	46
Çizelge 6.5. Parça 2 test/revize edilen analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması	48
Çizelge 6.6. Tüm parçaların test/analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması	48
Çizelge 7.1. Revizyonlara ve rotor+stator birleşimine ait doğal frekans (Hz) sonuçları	49
Çizelge 7.2. Parça 2 test/analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması.....	51
Çizelge 7.3. Parça 2 test/revize edilen analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması	52
Çizelge 7.4. Tüm parçaların test/analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması	52

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Lorin tarafından tasarlanan jet motoru	4
Şekil 2.2. Whittle turbo jet motoru	4
Şekil 2.3. Gaz türbini çalışma prensibi	7
Şekil 2.4. Gaz türbini açık çevrimi	8
Şekil 2.5. Gaz türbini kapalı çevrimi	8
Şekil 2.6. Brayton çevriminin P-V ve T-S diyagramları	9
Şekil 2.7. Turbojet motor	10
Şekil 2.8. Turboprop motor.....	11
Şekil 2.9. Turbofan motor	12
Şekil 2.10. Turboşaft motor	13
Şekil 2.11. Ramjet motor	13
Şekil 2.12. Scramjet motor.....	14
Şekil 2.13. Gaz türbinlerinin temel parçaları	14
Şekil 3.1. Titreşim mekanizması ve parametreleri.....	18
Şekil 3.2. Titreşim olayları ve nedenleri.....	19
Şekil 4.1. İki farklı çekiç testi yöntemi	24
Şekil 4.2. Sarsıcı test düzeneği	25
Şekil 4.3. MGK tablosu	27
Şekil 5.1. Basitleştirilmiş modern ‘Tasarımdan Üretime ‘çevrimi	29
Şekil 6.1. Revizyon-0 A ve B parçaları	33
Şekil 6.2. Gaz türbini test düzeneğindeki parçalarda yapılan revizyon çalışmaları	34
Şekil 6.3. Gaz türbini test düzeneği revizyon çalışmaları.....	35

Şekil	Sayfa
Şekil 6.4. Revizyon-5 gaz türbini test düzeneği	35
Şekil 6.5. 1. ve 5. parçalar rotorun bağlı olduğu taşıyıcı parçaları	36
Şekil 6.6. Revizyon-1 modal analiz sonuçları	37
Şekil 6.7. Revizyon-2 modal analiz sonuçları	37
Şekil 6.8. Revizyon-3 modal analiz sonuçları	38
Şekil 6.9. Revizyon-4 modal analiz sonuçları	38
Şekil 6.10. Revizyon-5 modal analiz sonuçları	38
Şekil 6.11. Parçalara ait test sonuçları – FRF grafiği	44
Şekil 6.12. Analiz/Test karşılaştırma süreci	45
Şekil 6.13. Analiz modeli ve test modeli arasındaki farklılıklar.....	46
Şekil 6.14. Parça 2 revize edilmemiş model mod şekilleri	47
Şekil 6.15. Parça 2 revize edilmiş model mod şekilleri.....	47
Şekil 7.1. Revizyonların modlara bağlı doğal frekans grafiği	50
Şekil 7.2. Revizyon-5 ve rotorun birleştirilmiş modelinin mod şekilleri	50
Şekil 7.3. Modlara bağlı frekans farklılığı grafiği	52

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. F110 motoru	6
Resim 6.1. Çekiç testinde kullanılan materyaller.....	39
Resim 6.2. 1. ve 5. parçaların analiz ve test modeli	40
Resim 6.3. 2. ve 4. parçaların analiz ve test modeli	41
Resim 6.4. 3. parça analiz ve test modeli	41
Resim 6.5. 6. parça analiz ve test modeli	42
Resim 6.6. Parça-2 serbest bağlantılı test görseli.....	42
Resim 6.7. Parça 2-4 çekiç vurma yeri ve ivme ölçer bağlama noktaları	43
Resim 6.8. Parça 6 çekiç vurma yeri ve ivme ölçer bağlama noktaları	43

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

$\left\{ \dot{d} \right\}$	Kütle dağılım noktasının hız vektörü
[K]	Katılık matrisi
L	Lagrange fonksiyonu
[M]	Kütle matrisi
[m] ^e	Eleman kütle matrisi
t	Zaman
T	Kinetik enerji
T ^e	Sonlu eleman kinetik enerjisi
V	Hacim
{X}	Titreşimin düğüm genliklerinin vektörü
Π	Potansiyel enerji
λ	Özdeğer
ρ	Yoğunluk
{Ψ _E } _r	Deneyisel özvektör
{Ψ _N } _r	Deneyisel özvektör
ω	Doğal frekans

Kısaltmalar

Açıklamalar

DMA	Deneyisel modal analiz
FRF	Frekans cevap fonksiyonu
Hz	Hertz (frekans birimi)
MGK	Modal güvence kriteri
MÖF	Modal ölçek faktörü
SE	Sonlu elemanlar

1. GİRİŞ

Gaz türbini motorlarının güvenliği her zaman uçak sertifika yetkililerinin ana kaygısı olmuştur. Stratejik malzemelerin azalan mevcudiyeti, motor bileşenlerinin yüksek maliyetinden kaynaklanan ekonomik baskılar ve motor tedarikçilerinin/kullanıcılarının daha uzun ömür ve daha yüksek itme/ağırlık oranı talepleri, motor tasarımcı ve geliştiricileri için teşvik edici bir zorluk oluşturmaya devam etmektedir.

Gelişmiş jet motorlarının daha yüksek itiş gücü ve daha yüksek verimliliği, daha yüksek çalışma hızları, daha esnek rotorlar ve kasa yapıları gerektirmektedir. Gaz türbinlerinin geliştirilmesinde bu ilerlemeler için, rotor titreşimlerine, ilgili yüklere ve sapmalara daha fazla önem verilmektedir. Daha yüksek hızlar ve daha hafif, daha esnek yapılar, maksimum rotor hızlarının altında olan rotor doğal frekanslarıyla sonuçlanmaktadır.

Kararsızlık ve yüksek genlikli titreşim sorunları, makinelerin hatalı tasarımından, sistemin yanlış montajından ve olumsuz koşullarda çalışmasından kaynaklanabilir. Başlıca nedenler şu şekilde ifade edilebilir:

- a. Rotorda büyük kütle dengesizliği
- b. Yüksek rotor amplifikasyon faktörü
- c. Büyük yatak hidrodinamik çapraz bağlantı etkileri
- d. Büyük türbin (pervane) aerodinamik çapraz bağlantı kuvvetleri
- e. Mil termal ve mekanik pruva ve disk eğme etkileri
- f. Mil ve yatak elemanlarının yanlış hizalanması
- g. İç sürtünmenin etkileri
- h. Sistemdeki büyük şaft asimetrisi
- i. Sistemde büyük çıkıntı (jiroskopik etkiler)
- j. Sistemin kritik hızına yakın çalışma
- k. Pervane veya türbin kanadı kaybı
- l. Yatak veya contanın sürtünmesi
- m. Hızlı başlatma veya kapatma
- n. Statik parça tasarımı

Gaz türbinlerinin yüksek devirlerde sorunsuz bir şekilde çalışmasını sağlamak için yukarıda bahsedilen titreşim kaynaklarının iyi bir şekilde yönetilmesi gerekmektedir. Bu titreşim kaynakları gaz türbini motorlarında çeşitli titreşim türlerine sebep olmaktadır. Bunlar, şaftın bükülme modu, şaftın burulma modu, şaftın boyuna titreşimi, dönen yapısal parçaların titreşimi ve motordaki sabit parçaların titreşimidir. Motordaki titreşimi yönetebilmek için dönen ve sabit parçaların tasarımı, motorun çalışma koşullarındaki titreşim kaynağını önlemek veya azaltmak üzerine yapılmalıdır. Gaz türbini tasarım çalışmaları yapıldıktan sonra titreşimi kontrol etmek amacıyla modal analizler yapılmakta ve üretimi yapıldıktan sonra ise modal testler yapılarak titreşimsiz gaz türbinlerinin elde edilmesi amaçlanmaktadır.

Modal analiz, aynı frekans ve titreşim moduna sahip mekanik yapının titreşim özelliklerini belirlemek için kullanılabilir. Bu nedenle yapı tasarımı için modal analiz ayrılmaz bir parçadır. Sonuç sadece yapının mekanik rijitliğini değil, aynı zamanda diğer dinamik analizleri ve titreşim hatası teşhisinin temelini de açıklayabilir.

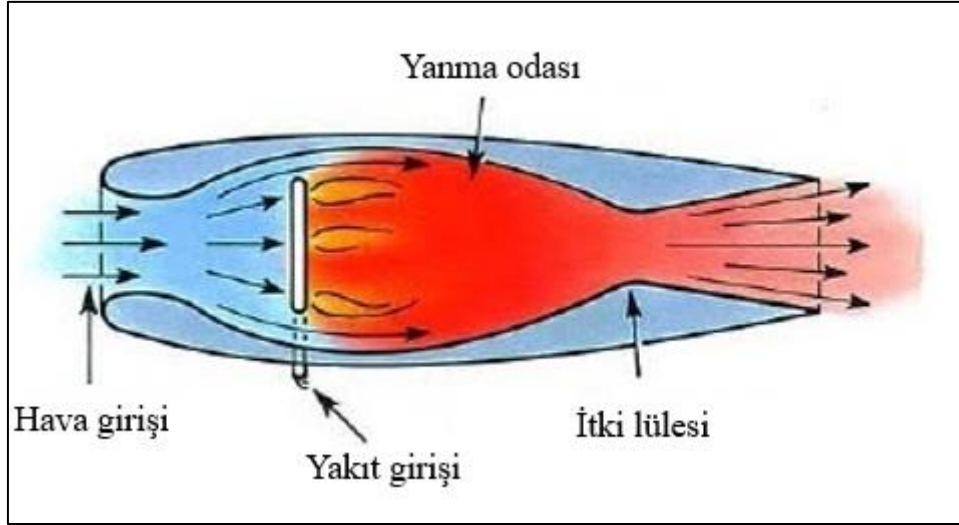
Literatürde gaz türbinli motor parçalarının titreşimi daha çok dönen parçalar üzerinde yoğunlaşmıştır. Fakat gaz türbinlerindeki statik parçalar da önemli titreşim kaynaklarıdır. Bu çalışmada gaz türbini titreşim kaynaklarından biri olan statik parçaların dinamik davranışı incelenmiştir. İlk olarak ölçeği küçültülmüş 5 farklı statik parça tasarımı yapılmıştır. Bütün revizyonların HyperWorks programında modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Tasarımda statik parçaların rotor ile moda girmesi hedeflenmiş ve bu hedef doğrultusunda 5. Revizyonun üretilmesinde karar verilmiştir. Revizyon-5 modelinin her bir parçası ayrı ayrı üretilerek üretilen parçaların modal testleri gerçekleştirilmiştir. Analiz modelinin doğruluğunu tespit etmek amacıyla üretilen parçaların modal testleri ile modal analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Parça-2'nin doğal frekans sonuçları incelendiğinde test-analiz uyumsuzluğu tespit edilmiştir. Test modelinde yapılan kalınlık ölçümleri ve tartım sonuçlarında üretilen parça ve tasarım arasındaki farklılıklar tespit edilerek analiz modeli güncellenmiştir. Yapılan güncelleme sonucunda analiz ve test sonuçları arasındaki fark %10'nun altına düşürülmüştür. Modal analiz-test arasındaki farkın literatürde %10'nun altında olduğu tespit edilmiştir. Üretilen diğer parçaların da test-analiz karşılaştırması yapıldığında arasındaki farkın %10'nun altında olduğu görülmüş ve analiz modelleri doğrulanmıştır. Üretilen Revizyon-5 modeli rotorla moda girecek şekilde tasarlanmış ve statik parçaların da rotoru etkileyen ciddi titreşim kaynağı olduğuna dikkat çekilmiştir.

2. GAZ TÜRİNLERİ

2.1. Gaz Türbinlerinin Tarihçesi

Sir Isaac Newton, 18. yüzyılda geri doğru yönlendirilen bir patlamanın makineyi büyük bir hızla ters yönde ileri itebileceği teorisini ortaya koymuştur. Bu teori Newton'un III. Hareket Yasası olarak adlandırılmaktadır. Bu teoriye göre gaz türbinlerinde sıcak hava nozuldan geriye doğru yönlendirilirken uçak ileri doğru hareket etmektedir [1].

- 19. yüzyılda Henri Giffard, 3 beygir gücünde çok ağır bir buhar motoruyla çalışan bir zeplin inşa etmiştir [1].
- 1874 yılında Felix de Temple, kömürle çalışan bir buhar motoru yardımıyla uçan tek kanatlı bir uçak yapmıştır [1].
- Otto Daimler, 1800'lü yılların sonunda ilk buji ile ateşlemeli motoru icat etmiştir [1].
- 1894'te Amerikalı Hinam Maxim, birkaç saniyeliğine de olsa kömürle çalışan bir buhar motorunu çalıştırmıştır [1].
- Amerikalı Samuel Langley, buhar motorlarıyla çalışan bir model uçak yapmıştır. 1896 yılında Aerodrome olarak adlandırılan ve buharla çalışan bir motorla insansız bir uçağı uçurmayı başarmıştır. Bu uçak buharı bitmeden yaklaşık 1 mil uçmuştur. Daha sonra, gazla çalışan motora sahip Aerodrome A'yı yapmış ancak bu uçak 1903'te havalandıktan hemen sonra düşmüştür [1].
- 1903'te Wright Kardeşler gazla çalışan 12 beygir gücünde bir motorla The Flyer adını verdikleri uçağı uçurmuştur. 1903'ten 1930'ların sonlarına kadar Wright Kardeşlerin gazla çalışan pistonlu içten yanmalı motorları pervaneli uçakları itmek için kullanılan tek güç kaynağı olmuştur [1].
- 1913 yılında Fransız mühendis Rene Lorin Şekil 2.1'de görülen bir ramjet motorun patentini almış ancak o günkü teknolojiyle bu motorun yapılması mümkün olmamıştır [2].



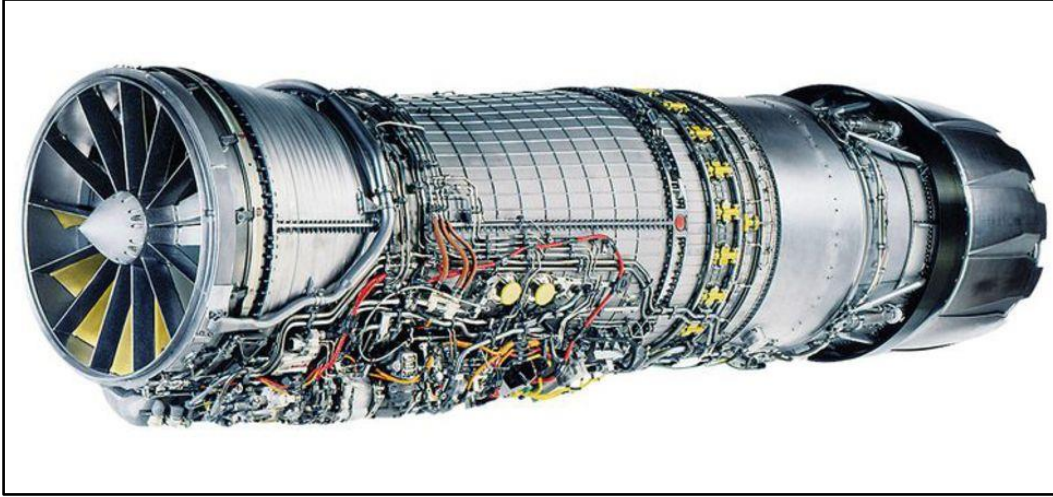
Şekil 2.1. Lorin tarafından tasarlanan jet motoru [2]

- 1928’de Alman Schmidt, ilk Pulsejet motoru tasarlamıştır. Almanlar tarafından bu motorlar 1942’de V-1 bombardıman uçaklarında kullanılmıştır [3].
- İlk turbojet motorun patenti 1930 yılında İngiliz pilot Frank Whittle tarafından alınmıştır. Whittle motoru ilk olarak Mayıs 1941’de başarılı bir şekilde uçmuştur. Şekil 2.2’de görülen bu motorda çok kademeli bir kompresör, bir yanma odası, tek kademeli bir türbin ve nozul bulunmaktadır.



Şekil 2.2. Whittle turbojet motoru [4]

- Whittle'ın İngiltere'de çalıştığı sıralarda Hans ve Ohain de Almanya'da benzer bir tasarım üzerine çalışmışlardır. Alman Heinkel He 178 olarak adlandırılan dünyanın ilk jet uçağında Ağustos 1939'da gaz türbin motoru başarıyla kullanılmıştır [1].
- İlk Amerikan jet motoru, General Electric firması tarafından ABD Hava Kuvvetleri'nde kullanılmak üzere jet uçakları için yapılmıştır. İlk olarak Ekim 1942'de uçan XP-59A deneysel jet uçağı olmuştur [1].
- Rolls-Royce firması tarafından 1943 yılında üretilen Rolls-Royce Welland olarak bilinen W2B/23 İngiltere'nin ilk yerli üretim jet motorudur [1].
- 1944 yılında daha önceki bir turboprop çalışmasının geliştirilmiş hali olan J35, ilk kez çalıştırılmıştır [1].
- Nakajima Kikka ilk kez 7 Ağustos 1945'te Ishikawajima Ne-20 adı verilen ve ilk Japon jet uçağı olan turbojet ile uçmuştur [1].
- 21 Nisan 1949'da dünyanın ilk ramjet motorlu uçağı Leduc 010, Fransa'nın Toulouse kentindeki ilk uçuşunu tamamlamıştır. Uçağın tırmanma hızı, günümüzün en iyi turbojet motorlu avcı uçaklarınınkinden fazladır [1].
- 1950'nin sonlarında Rolls-Royce Conway dünyanın ilk üretim turbofan'ı hizmete girerek yakıt verimliliğini önemli ölçüde artırdı ve daha fazla iyileştirmenin yolunu açmıştır [1].
- 2 Mayıs 1952'de dünyanın üretime giren ilk ticari jet uçağı olan Havilland Comet, BOAC ile hizmete girmiştir [1].
- 30 Haziran 1968'de 43 300 lbf'lik (193 kN) TF39 yüksek baypas turbofan, geniş gövdeli taşıma çağını başlatan C-5 Galaxy taşımacılığında hizmete girmiştir [1].
- 26 Aralık 1975'te ilk süpersonik jet uçağı Tu-144S, Kasım 1977'de başlayan yolcu hizmetlerine hazırlık amacıyla Moskova ile Almatı arasında posta ve nakliye hizmetine girmiştir [1].
- General Elektrik firması 1980 yılında sonradan yanmalı bir turbofan motoru olan ve F-16 savaş uçaklarında kullanılan F110 motorunu üretmiştir (Resim 2.1) [5].



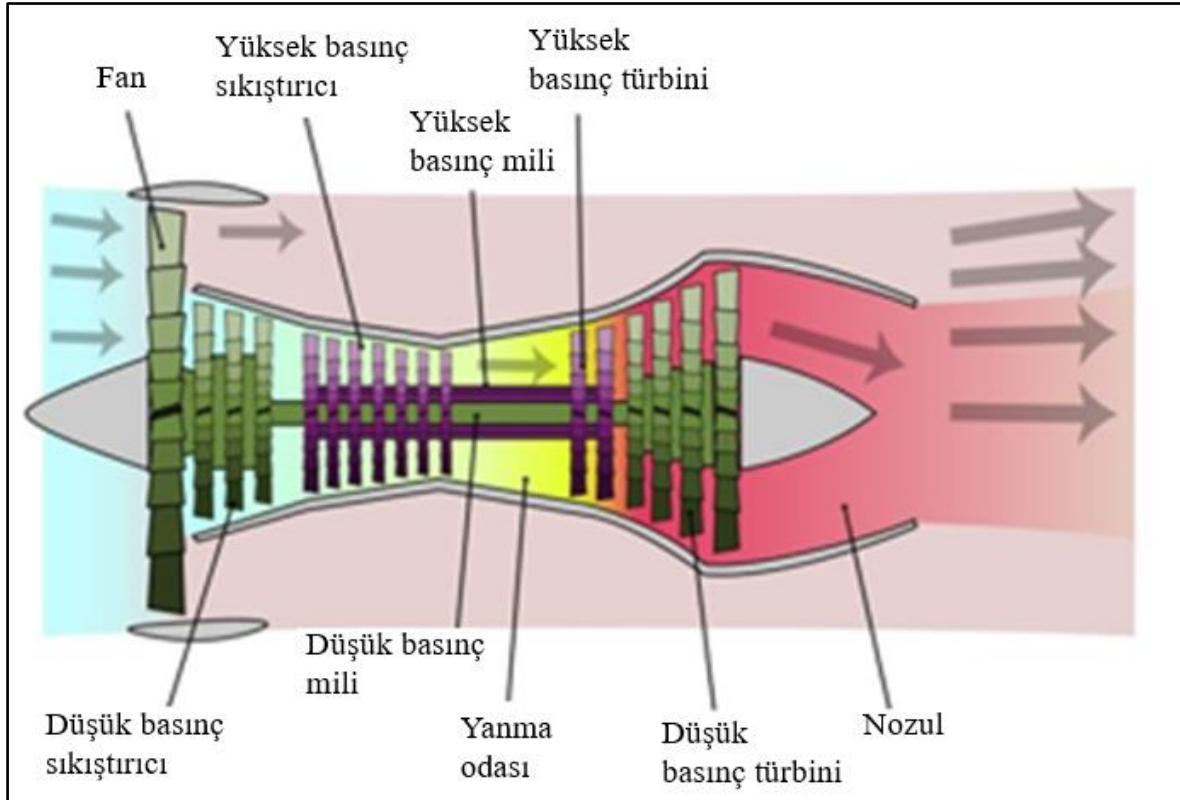
Resim 2.1. F110 motoru [6]

- 31 Ocak 2003'te GE90-115B, FAR 33 sertifikasını aldı; şu anda sırasıyla 127 900 lbf itme ve 128 inçte gaz türbiniyle çalışan bir motor için itme ve motor (fan) boyutu olarak dünya rekorunu elinde tutmaktadır [7].
- 2023 yılında Tusaş Motor Sanayi Türkiye'nin 6000 lbf kuru itki gücüne sahip ilk özgün tasarım TEI-TF6000 Turbopan Motorunu geliştirmiştir [8].

2.2. Gaz Türbinlerinin Çalışma Prensibi

Jet motorları gaz türbinleriyle aynı prensibe göre çalışmaktadır. Şekil 2.3'de görüldüğü gibi öndeki fan tarafından emilen hava kompresöre yönlendirilir. Kompresör bir şaft üzerine yerleştirilmiş birçok kanattan oluşmaktadır. Kompresör kanatları şaftla birlikte yüksek hızda dönmekte ve havayı sıkıştırmaktadır. Sıkıştırılarak basıncı yükseltlen havaya yakıt püskürtülmekte ve hava/yakıt karışımı ateşlenerek tutuşturulmaktadır. Yanan gazlar nozula doğru gönderilirken türbin adı verilen başka bir kanat grubundan geçmektedir. Türbin ve kompresör aynı şafta bağlıdır. Bu sayede türbinin dönmesi kompresöre hareket vermektedir. Yanmış gazlar türbinde genişler ve nozuldan dışarı atılır. Yanmış gazlar motorun gerisine atılırken Newton'un etki-tepki kanununa göre motor ileri doğru itilir. İtme, motoru dolayısıyla uçağı ileri doğru iten bir kuvvettir.

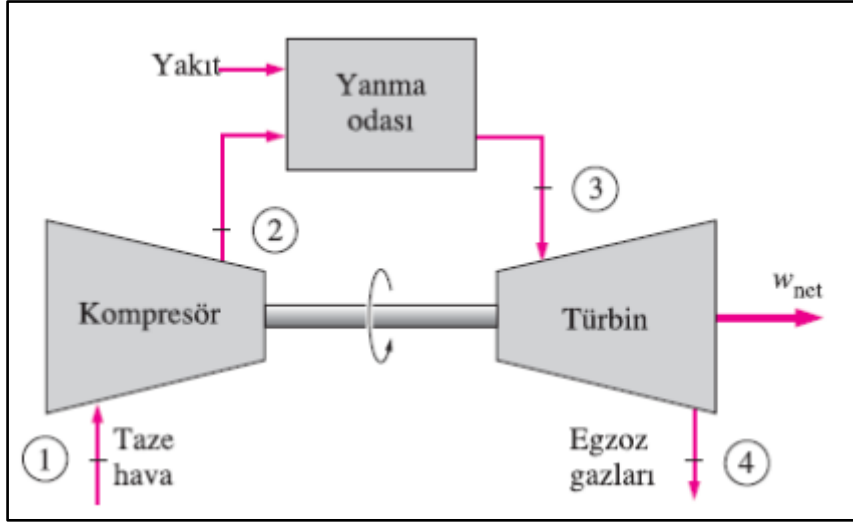
Sir Isaac Newton "her etki için eşit ve zıt bir tepki olduğunu" keşfetmiştir (Newton'un III. Hareket Yasası). Bu prensipten yola çıkılarak etki/tepki yasası gaz türbinli motorların tahrik sistemini şekillendirmektedir [1]



Şekil 2.3. Gaz türbini çalışma prensibi [9]

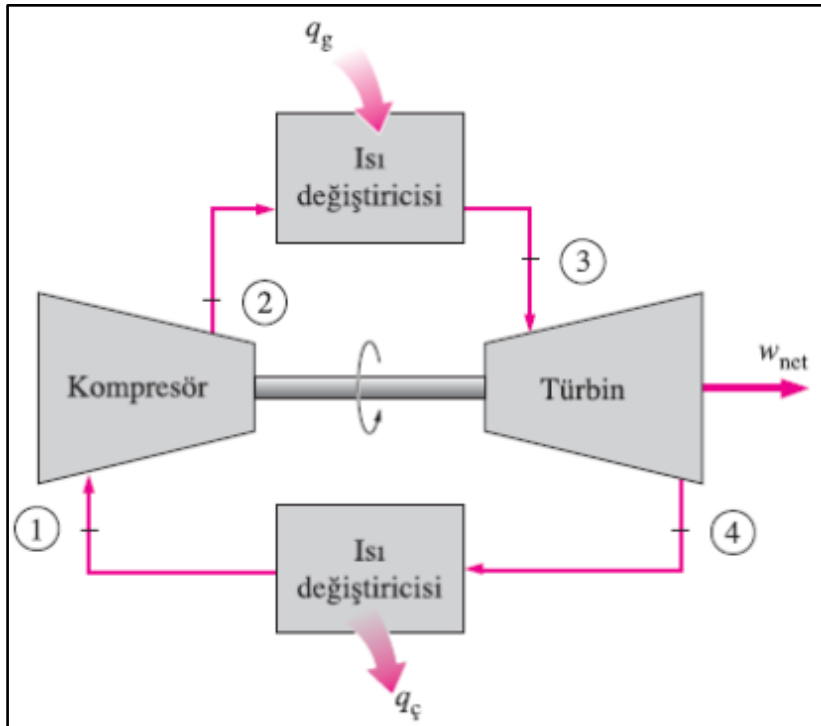
2.3. Gaz Türbinlerinin Termodinamik Çevrimi

Gaz türbinleri Brayton çevrimine göre çalışmaktadır. Brayton çevrimi, Amerikalı makine mühendisi George Brayton tarafından ilk olarak 1872 yılında patenti alınan kerosen yakıtlı iki zamanlı pistonlu motorlar için öne sürülmüştür. Gaz türbinleri genellikle Şekil 2.4’de gösterildiği gibi açık çevrime göre çalışırlar.



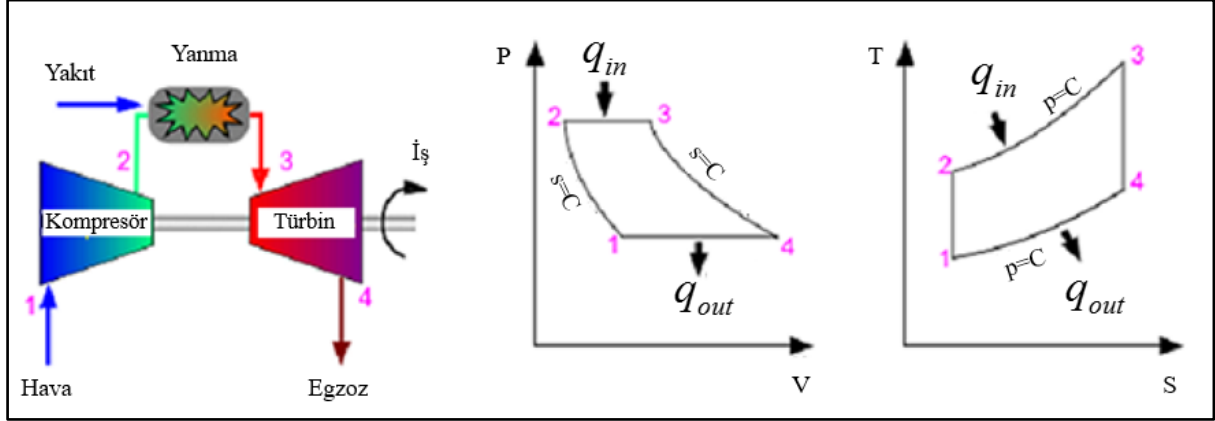
Şekil 2.4. Gaz türbini açık çevrimi [10]

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi kompresör tarafından emilen hava sıkıştırılır. Sonrasında basınç ve sıcaklığı artan hava yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Burada yanan gazların sıcaklığı daha da artar ve türbine geçerek çevre basıncına genişlerken iş yapar. Türbinden çıkan yanmış gazlar egzozla atmosfere atılır ve açık çevrim gerçekleşir. Açık gaz türbini çevrimi hava standardı kabulleriyle Şekil 2.5'teki gibi kapalı bir çevrim olarak da düşünülebilir.



Şekil 2.5. Gaz türbini kapalı çevrimi [10]

Şekil 2.6’da P-V ve T-S diyagramları görülen ve çalışma akışkanının kapalı çevrimde dolaştığı ideal çevrim Brayton çevrimi olarak adlandırılır.



Şekil 2.6. Brayton çevriminin P-V ve T-S diyagramları [10]

Şekil 2.6’da görüldüğü gibi,

- 1-2 arası kompresörde izentropik sıkıştırma,
- 2-3 arası sisteme sabit basınçta ısı girişi,
- 3-4 arası türbinde izentropik genişleme,
- 4-1 arası da çevreye sabit basınçta ısı atılmasıdır.

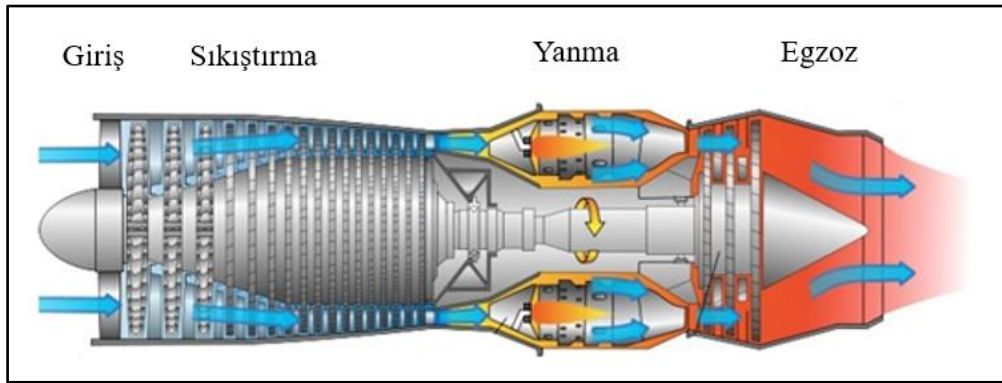
Brayton çevriminin maksimum sıcaklığı (3) türbin kanat malzemesinin dayanabileceği en yüksek sıcaklıkla sınırlıdır. Bu aynı zamanda çevrimin basınç oranını da sınırlamaktadır [10].

2.4. Gaz Türbini Çeşitleri

Gaz türbinlerinin tarihsel gelişimi ramjet motorlarla başlamış, turbojet, turbofan, turboprop, turboşaft ve scramjet motorlarla ilerlemiştir. Alçak irtifa ve düşük devirlerde pervane veriminin daha fazla olması sebebiyle turboprop ve turboşaft motorları, yüksek irtifa ve yüksek devirlerde ise turbojet ve turbofan motorları tercih edilmektedir [3]. Gaz türbinleri yapısına göre 6 sınıfa ayrılmaktadır.

2.4.1. Turbojet motorlar

Şekil 2.7’de görüldüğü gibi turbojet motorlarda kompresör tarafından emilen hava 3-12 katına kadar sıkıştırılır. Yanma odasına gönderilen basıncı yükseltilmiş hava yakıt püskürtülerek yakılır. Yanan gazların sıcaklığı 1100-1300 °C’ye kadar çıkmaktadır. Yanma odasından çıkan gazlar türbine gönderilerek türbin kanatçıklarını döndürmektedir. Türbin tarafından üretilen güç, kompresör ve çeşitli aksesuarlara iletilmektedir. Türbinden çıkan yanmış gazlar nozuldan önce art yakıcıya (after burner) yönlendirilir ve burada gazlar üzerine yakıt püskürtülerek ikincil bir yanma gerçekleştirilir. Bu sayede itki kuvveti daha da artırılmış olur. Art yakıcı sayesinde uçağın kalkışı esnasında itiş gücünde yaklaşık %40’lık bir artış sağlanmaktadır [1].



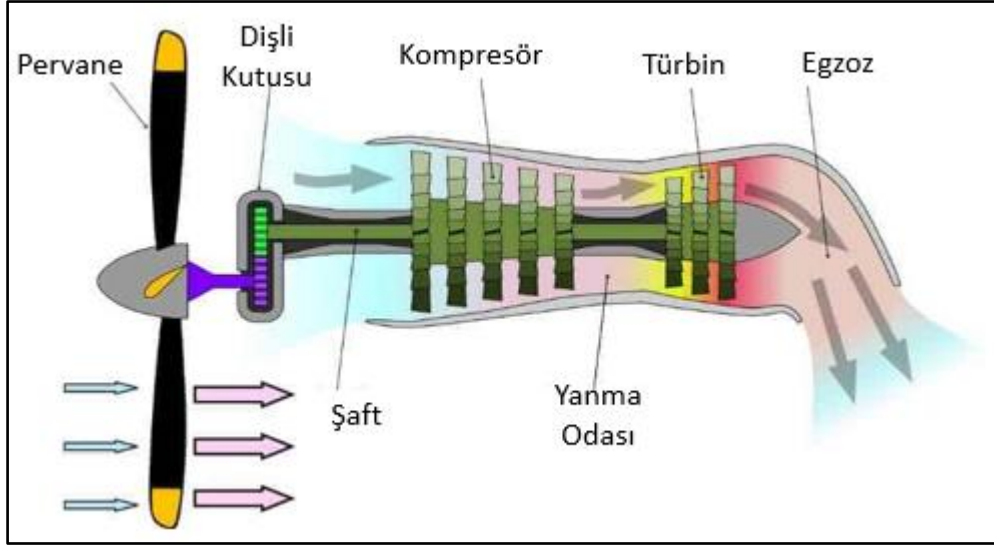
Şekil 2.7. Turbojet motor [11]

Turbojet motorlarının genel özellikleri aşağıdaki gibidir:

- Yüksek hızlara ulaşabilirler.
- Yakıt tüketimi fazladır.
- Kütesel çıkış güçleri (motor ağırlığı/itki) düşüktür [3].

2.4.2. Turboprop motorlar

Jet motorları önüne bir pervane bağlandığında turboprop motor adını almaktadır. Şekil 2.8’de görüldüğü gibi bu motorlarda türbin pervane miline tahriki ileterek pervanelerin hareketini sağlamaktadır. Turbojet motorlar gibi kompresör, yanma odası ve türbinden oluşmaktadır. Turboprop motorlar yaklaşık 500 mil/h’in altındaki uçuş hızlarında daha iyi tahrik verimliliği sağlamaktadır [1].



Şekil 2.8. Turboprop motor [12]

Turboprop motorlarda, motor gücünün %19-20'sini jet tepkisi, %80-90'ını pervane gücü ile sağlamaktadır.

Turboprop motorların genel özellikleri aşağıdaki gibidir:

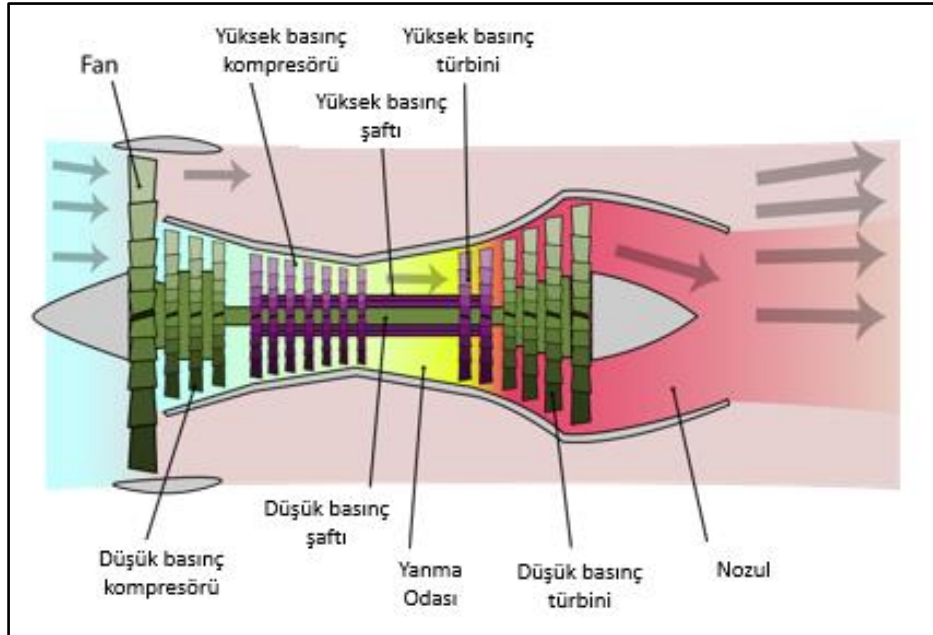
- Turbojet motorlara göre daha ağırdır.
- Özgül yakıt tüketimi en düşüktür.
- Düşük hava hızlarında büyük tepki verimi üretmektedir [3].

2.4.3. Turbofan motorlar

Şekil 2.9'da görüldüğü gibi turbofan motorlarda ön tarafta havayı emen fan grubu bulunmaktadır. Havanın çoğu motorun dışından yönlendirilerek motorun daha sessiz çalışmasını sağlar ve aynı zamanda daha fazla itki meydana getirir. Bu yaklaşımın temel amacı yakıt tüketimini artırmadan itiş artırmasıdır.

Turbofan motorlar temel gaz türbini motorlarının en modern varyasyonlarından biridir. Çekirdek motor önde bir fan ve arkada ek bir türbinle çevrilidir. Fan ve fan türbini, çekirdek kompresör ve çekirdek türbin gibi birçok kanattan oluşur ve ek bir mile bağlanır. Gelen hava fan tarafından emilir. Havanın bir kısmı kompresöre ve ardından yanma odasına geçerek yanar. Sıcak egzoz temel bir turbojetten olduğu gibi çekirdek ve fan türbinlerinden geçer ve ardından nozuldan çıkar. Gelen havanın geri kalanı fandan geçer ve motorun etrafından

dolaşır. Turbofan motorunun itkisinin bir kısmı çekirdekten bir kısmı da fandan karşılanır. Motorun etrafından dolaşan havanın çekirdekten geçen havaya oranına bypass oranı denir. Birçok modern savaş uçağında art yakıcılarla donatılmış düşük bypass oranlı turbofan motorlar kullanılmaktadır [1].



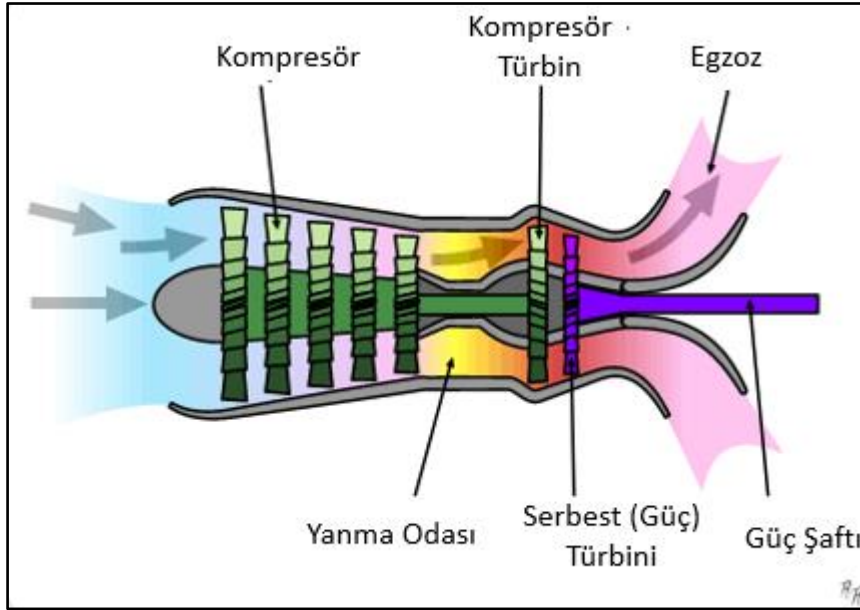
Şekil 2.9. Turbofan motor [13]

Turbofan motorların genel özellikleri aşağıdaki gibidir:

- Yüksek hızlarda oldukça verimlidir.
- Turbojet motorlara göre daha sessizdir [3].

2.4.4. Turboşaft motorlar

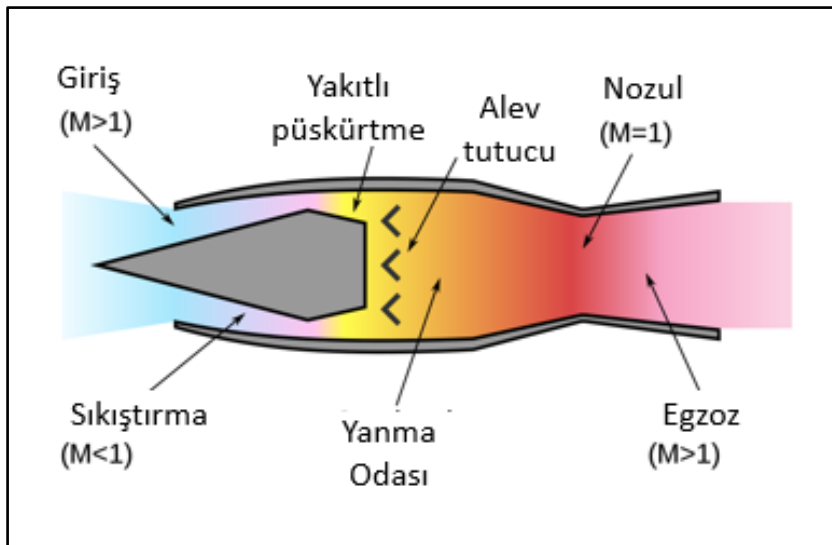
Turboşaft motorlar turboprop motorlar gibi çalışmaktadır. Pervane yerine helikopter rotoru için güç sağlamaktadır (Şekil 2.10). Rotor gücü, serbest dönen güç türbininden sağlanmaktadır. Türbin genel olarak bir dişli kutusu aracılığıyla rotor kanatçıklarına güç iletmek için arkadan ya da önden bağlanır [1].



Şekil 2.10. Turboşaft motor [14]

2.4.5. Ramjet motorlar

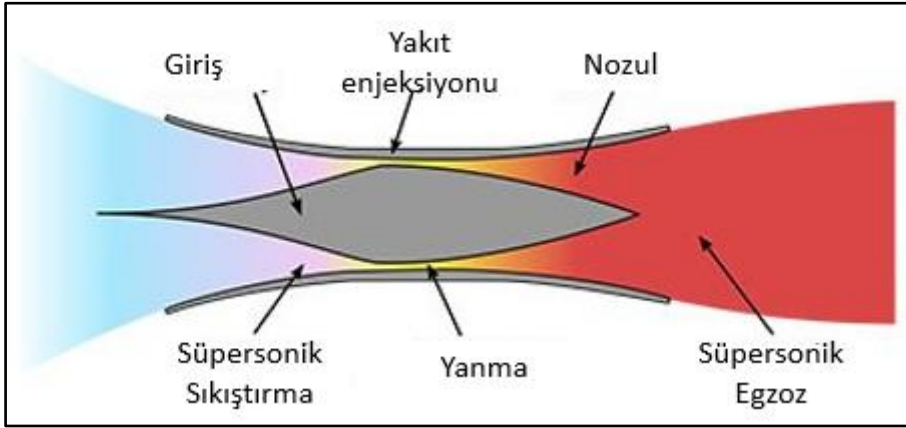
Yapı olarak en basit jet motorudur. Şekil 2.11’de görüldüğü gibi bu motorlarda hava, sıkışmanın olduğu oluğa girer ve sonrasında yakıtla karışarak yanmanın gerçekleştiği yanma bölgesine geçer. Yanmış sıcak gazlar lüleden atılır ve itki elde edilir. Motora giren havayı sıkıştırmak için uçağın ileri hızı kullanılmaktadır. Ramjet motorlar genellikle füze sistemlerinde kullanılmaktadır [1].



Şekil 2.11. Ramjet motor [15]

2.4.6. Scramjet motorlar

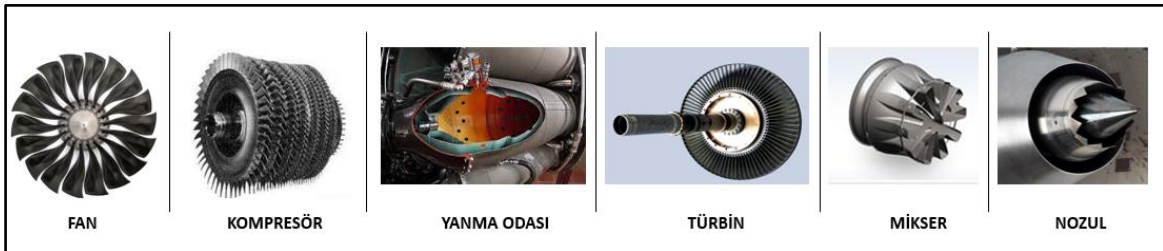
Ramjet motoruyla benzer özelliklerinin yanı sıra süpersonik yanma odasına sahiptir. Scramjette hava sıkıştırılmakta, yanma odasında yakıt yakılmakta ve egzoz çıkışındaki hava nozulden atılmaktadır. Scramjet ticari uçaklarda kullanılan kompresör parçasının aksine havayı sıkıştırmak için uçağın hızını kullanmaktadır. Bu sebeple çok az hareketli parçaya ihtiyaç duymaktadır [16].



Şekil 2.12. Scramjet motor [17]

2.5. Gaz Türbini Parçaları ve Parçaların İşlevleri

Modern yolcu ve askeri uçakların çoğu, jet motorları olarak da adlandırılan gaz türbinleri tarafından desteklenmektedir. Gaz türbinleri yukarıda açıklandığı gibi çeşitli sınıflara ayrılmakla birlikte tüm gaz türbinleri genel olarak fan, kompresör, yanma odası, türbin, mikser ve nozulden oluşmaktadır (Şekil 2.13).



Şekil 2.13. Gaz türbinlerinin temel parçaları

2.5.1. Fan

Turbojet motorlarının önüne fan modülü takıldığında motor turbofan olarak adlandırılmaktadır. Bu sebeple fan, turbofan motorlarının ilk bileşenidir. Fan dönerek büyük bir hava kütleinin içeri emilmesini sağlamaktadır. Havanın motor içerisine girmesini hızlandıran fan, havayı ikiye ayırmaktadır. Havanın bir kısmı motorun çekirdeği olarak adlandırılan ‘core’ kısmı boyunca ilerlerken bir kısmı da çekirdek dışından bypass yapmaktadır. Bypass ile motorun çekirdeğini çevreleyen kanaldan geçen hava motora ek bir itki kuvveti sağlarken aynı zamanda motorun sessiz çalışmasına da yardımcı olmaktadır.

2.5.2. Kompresör

Gaz türbini çekirdeğindeki ilk bileşendir. Bütün gaz türbinlerinde havanın yanma odasına girmeden önce basıncını artırmak için kompresör kullanılmaktadır. Bu sebeple kompresör performansının toplam motor performansı üzerindeki etkisi oldukça fazladır. Eksenel ve santrifüj olmak üzere iki tip kompresör bulunmaktadır. Eksenel kompresörlerde hava dönme eksenine paralel olarak hareket etmektedir. Santrifüj kompresörlerde ise hava dönme eksenine dik olarak hareket etmektedir. Küçük turbojet ve turboşaft motorlarında genel olarak santrifüj kompresör kullanılırken günümüz modern büyük turbojet ve turbofan motorlarında genellikle eksenel kompresör kullanılmaktadır [1].

Kompresör rotor (hareketli) ve stator (sabit) paleleri sayesinde kesintisiz hava sağlamaktadır. Stator paleleri içeri giren hava akışını yönlendirerek havayı yavaşlatmakta ve basıncını artırmaktadır. Rotor paleleri ise dönerek havanın kompresör dışına atılmasını sağlar. Bu sayede havanın akış enerjisi artırılmaktadır. [18].

2.5.3. Yanma Odası

Gaz türbinlerinde kompresör ile türbin arasında bulunmaktadır. Kompresör tarafından beslenen havayı enjektörlerden gelen yakıtla karıştırarak hava/yakıt karışımının yanmasını sağlayan elemandır. Yanma sonucunda havanın sıcaklığında önemli bir artış meydana gelir ve havanın akış enerjisi artırılır. Enerjisi artırılan hava türbin kanatçıklarına gönderilerek türbinin dönmesi sağlanmaktadır. Bu sayede hem türbin miline bağlı kompresöre güç üretilmekte hem de itki ihtiyacı karşılanmaktadır.

Yanma odası birincil ve ikincil alanlardan oluşmaktadır. Birincil oda yanma alanı, ikincil oda ise seyreltme alanı olarak adlandırılmaktadır. Birincil odada enjektörler ve bujiler bulunmaktadır. Yanmanın sürdürülebilir ve istikrarlı olması için birincil bölmede yanma gazları ve sonraki yanmanın sürdürülebilmesi için gerekli olan sıcak gazlı bir çekirdek bulunmaktadır. Yanmanın gerçekleştiği birincil bölgede sıcaklık 2000 °C'ye kadar çıkmaktadır. Bu sıcaklık türbin kanatçıklarının malzemesi için uygun değildir. Bu sebeple yanma odasında bulunan ikincil oda yanan gazların seyreltilerek sıcaklığının düşürülmesini sağlamaktadır [19].

2.5.4. Türbin

Sıcak akıştan enerji çekerek kompresörü döndürmek için kullanılmaktadır. Güç türbininde iş, yanma odasından çıkan sıcak egzoz akışıyla yapılır. Türbinde de kompresördeki gibi rotor ve stator paleleri bulunmaktadır. Yanma odasından türbine gelen gazlar seyreltilse bile yine de çok sıcaktır. Bu sebeple türbin kanatçıkları kompresörden gelen soğutma havasıyla soğutulmaktadır [20].

Radyal ve aksiyal akışlı olmak üzere iki çeşit türbin bulunmaktadır. Modern gaz türbini motorlarında aksiyal akışlı türbin kullanılmaktadır. Türbinin birden fazla kademeli olması kompresör, aksesuarlar ve bypasslı motorlarda fanın hareketine olanak sağlamaktadır. Bunun yanı sıra yüksek hava akışı sağlayarak motorda yüksek itki elde edilmektedir [18].

2.5.5. Nozul

Gaz türbininde egzoz yapılan bölgedir. Uçağın itki gücünü üreten kısım olarak da adlandırılmaktadır. Turbofan motorlarda motor çekirdeğine girmeyen soğuk havaya ek olarak türbinden gelen sıcak hava akışı nozuldaki çıkarken motoru ve dolayısıyla uçağı ileri itmek için bir kuvvet üretir. Bazı motorlarda nozuldaki önce motor çekirdeğinden gelen yüksek sıcaklıktaki havayı ve bypass hattından gelen soğuk havayla birleştiren bir karıştırıcı eleman bulunmaktadır. Karıştırıcı eleman motorun daha sessiz olmasına yardımcı olmaktadır [1].

3. GAZ TÜRBLNİ MOTOR VE ROTOR DİNAMİĞİ

Rotorun sabit parçalarla teması, rulman arızaları, sabit parçalara titreşim kuvveti iletimi, yorulma hatası, artan çevrim stresi rotorun titreşiminden kaynaklanan problemlere örnek gösterilebilir. Motorun titreşimini azaltmak için dönen ve sabit parçaların tasarımı, normal çalışma koşullarında motordaki titreşimi önlemek üzerine yapılmalıdır.

Motor dinamiğinin amacı, titreşimi azaltma/gizleme metodolojilerini geliştirmektir. Bu sayede rotor üzerindeki dış etkiler tarafından tahrik edilen modların doğal frekansları açısından titreşim nedenlerini açıklayarak dönen makinelerin tasarımını, uygun işletimini ve bakım prosedürlerini mümkün kılar.

3.1. Gaz Türbini Titreşim Türleri

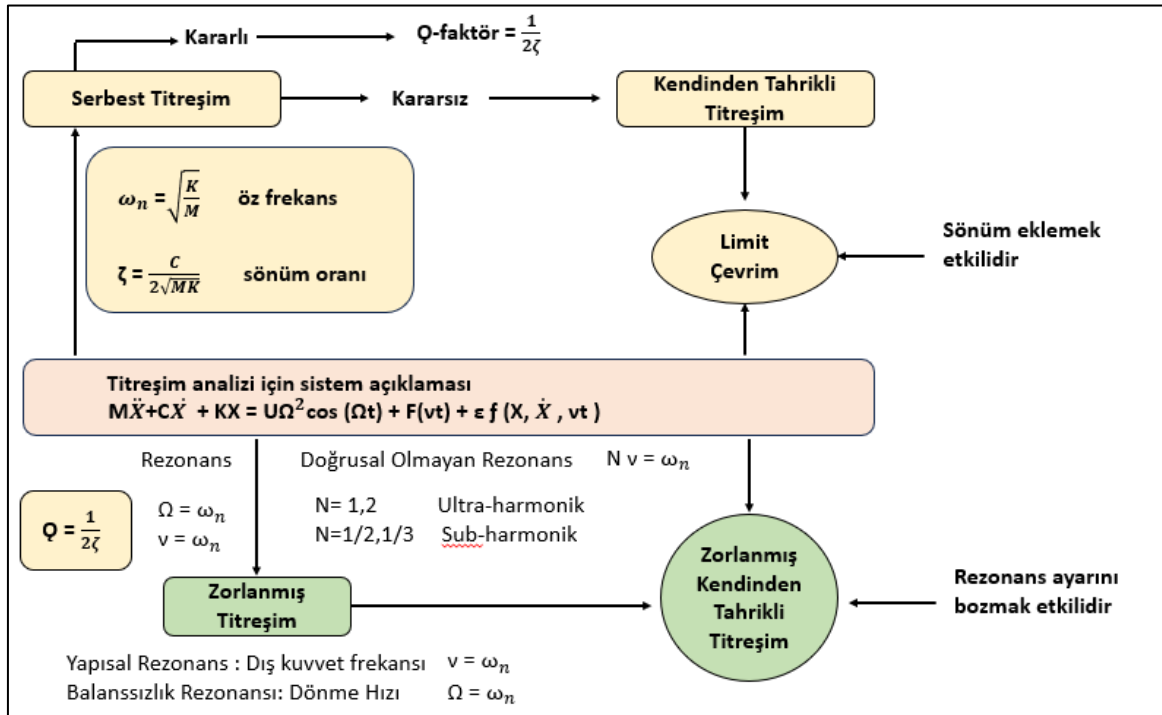
Gaz türbinlerinin titreşim modları aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

- a. Şaftın bükülme modu: Şaft, eksen boyunca değişen sapma modunu korurken, dönüş düzleminde döner (düzlem, dönme eksenine diktir). Dönen şaft modu, rijit mod ve/veya doğası gereği esnek olarak ölçülür. Şaftın çoğu titreşim problemi bu bükme modları ile açıklanabilir.
- b. Şaftın burulma modu: Burulma deformasyonu, milin her bir parçasının titreşimleri dönme eksenini boyunca büküldüğünde ortaya çıkar. Burulma titreşimi probleminin oluşumu, pistonlu ve/veya dişli makineler hariç, dönen makinelerde eğilme titreşimine kıyasla nispeten küçüktür. Motorlardaki elektromanyetik kuvvetlerdeki veya yükün torkundaki titreşimsel değişiklikler de burulma titreşimlerine neden olabilir.
- c. Şaftın boyuna titreşimi: Bu titreşim modu, genellikle şaftın yüksek boyuna sertliği nedeniyle ortaya çıkmaz, ancak yerel rezonans nedeniyle statik bir parça ile çarpışma ve baskı yatağındaki aşırı dinamik yük nedeniyle durumlar oluşur.
- d. Dönen yapısal parçaların titreşimi: Türbin kanatları veya pompa ve kompresör çarkları gibi dönen bir yapının eğilme titreşimi çok önemli bir konudur. Merkezkaç kuvveti altındaki rijitlik artışı hesaba katılır. Dönen yapı genellikle yapının merkezinin sabit olduğu ve şaft hareketinden bağımsız olduğu varsayılarak analiz edilir. Şaft-kanat titreşiminin kuplaj etkisi bazı durumlarda dikkate alınmalıdır.

- e. Motordaki sabit parçaların titreşimi: Rotorun çevresinde dönmeyen sabit parçalar bulunmaktadır. Sabit parçalar, rulman lokasyonlarından rotora bağlıdır ve bu sebeple sabit parçalardaki titreşim rotora etki etmektedir.

3.2. Gaz Türbini Titreşim Sınıflandırılması

Titreşim çeşitli sınıflara ayrılmaktadır. Şekil 3.1’de titreşim türleri ve eşitlikleri verilmiştir.



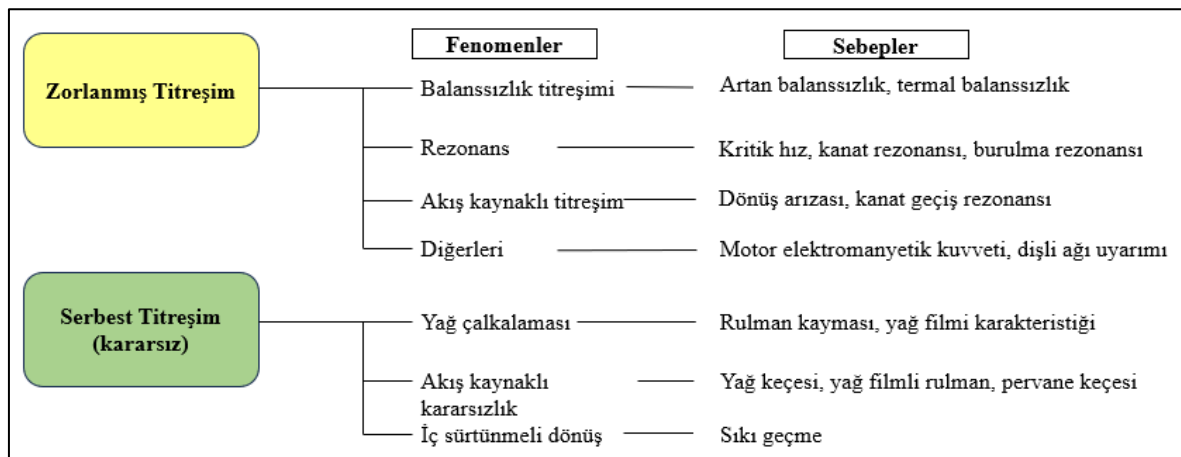
Şekil 3.1. Titreşim mekanizması ve parametreleri [21]

- a. Hareket denklemi, M (kütle), C (sönümlleme katsayısı), ve K (sertlik)’nin doğrusal matrisler olduğu εf ’nin ise doğrusal olmadığı bir motor sistemini tanımlar. Bu terimler serbest titreşimi temsil eden matematiksel ifadelerdir. Zorlanmış titreşim için Ω dönme hızıyla senkron bir frekansta üretilen dengesizlik kuvveti U titreşimidir. Harici harmonik uyarma $F(vt)$ ve uyarma frekansı v de dahil edilebilir.
- b. Zorlanmış titreşim sistemi, balanssızlık kuvveti U veya periyodik dış kuvvet F altında dönen rotor, dış kuvvetle senkronize bir frekansta sabit bir şekilde titreşir. Dış kuvvetin frekansı rotorun doğal frekansıyla çakışırsa rezonans oluşur ve titreşim genliği maksimum olur. Şeklin alt yarısı zorlamalı titreşimin ayrıntılarını gösterir. Dengesizlik titreşiminin dönme hızıyla senkronize rezonansı, potansiyel olarak tehlikeli bir çalışma

noktasını temsil ettiği için rotorun "kritik hızı" olarak adlandırılan $\Omega \approx \omega_n$ dönüş hızında meydana gelir. Harici frekans m ile harmonik uyarım altında rezonans, $v = \omega_n$ 'de meydana gelir.

- c. Serbest titreşim sistemi, şeklin üst yarısında gösterilmektedir. Kararlı bir sistemde titreşim azalırken kararsız bir sistemde kendinden tahrikli bir titreşim ortaya çıkar. Sönüm ilkinde pozitif, ikincisinde negatiftir. Oluşan titreşimin frekansı her iki durumda da motorun doğal frekansıdır. Kendinden uyarılan titreşim bir kez meydana geldiğinde, onu önlemek zordur. Tek temel karşı önlem, sisteme pozitif bir sönümleme faktörü sağlamaktır.
- d. Parametrik olarak uyarılmış salınım, kendinden uyarımlı titreşimdir. Titreşim genliği, belirli koşullar altında, zaman içinde parametrelerdeki küçük değişikliklerle tetiklenerek büyüyebilir. Hareket denklemi, dönen bir sistemdeki zamana bağlı kütle, yay ve sönüm parametrelerini içerir.
- e. Doğrusal olmayan titreşimler, doğrusal olmayan etkileri/öğeleri içeren mekanizmaların neden olduğu titreşimler de (şeklin sağ üst ve sağ alt kısmında gösterilmiştir) önemlidir. Tipik örnekler, bir rotor ve bir stator arasındaki sürtünme titreşimini ve kendinden uyarımlı titreşimin başlangıcından sonra ortaya çıkan yağ kamçısının sınır döngüsünü içerir.

Şekil 3.2’de titreşim olayları ve bu olaylara neden olan durumlar verilmiştir.



Şekil 3.2. Titreşim olayları ve nedenleri [21]

4. MODAL ANALİZ VE MODAL TEST KARŞILAŞTIRMA YÖNTEMLERİ

4.1. Modal Analiz Teorisi

Yapılar üzerinde yapılan analizler, statik ve dinamik analiz olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Statik analizler, yükler zamandan bağımsız olduğunda (veya çok yavaş uygulandığında) geçerlidir. Yüklerin zamana bağlı olması durumunda kütle ve ivme etkileri önem kazanmaktadır [22]. Dinamik analizde kütle ve ivme etkisini hesaba katmak için sonlu elemanların kütle matrislerine ihtiyaç vardır. Bu tez kapsamında ağırlıklı olarak modal analiz ele alınmıştır. Bir sonraki bölümde, sonlu elemanların kütle matrislerinin ve bütün bir yapının kütle matrisinin nasıl elde edileceği açıklanmakta, genel bir sonlu elemanlar (SE) modelinin hareket denklemleri türetilmekte ve genelleştirilmiş özdeğer problemi tanıtılmaktadır.

Hamilton prensibi, mekanik problemlerin formülasyonu için kullanılabilir. Koruyucu sistemlerde, t_1 'den t_2 'ye rastgele bir zaman aralığı için, bir cismin hareket durumunun, (eşitlik 4.1 'de olduğu gibi) t_1 'den t_2 'ye Lagrange fonksiyonunun L zaman integralini aştığını belirtir.

$$I = \int_{t_1}^{t_2} L dt \quad (4.1)$$

Eşitlik (4.1)'de verilen ifadenin varyasyonu da sıfırdır.

$$I = \delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = 0 \quad (4.2)$$

Lagrange şu şekilde tanımlanır:

$$L = T - \Pi \quad (4.3)$$

Burada T kinetik enerji ve Π potansiyel enerjidir. Lagrange'ın genelleştirilmiş değişkenler cinsinden ifade edilebilir, $q_1, q_2, \dots, q_n, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_n$ bir n serbestlik dereceli ayrık sistem için eşitlik (4.4)'de olduğu gibi yazılabilir [22].

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) = 0 \quad i = 1 \dots n \quad (4.4)$$

Burada $\dot{q}_i = \frac{dq}{dt}$, dir. Hacmi V ve yoğunluğu ρ olan katı bir eleman için kinetik enerji şu şekilde yazılabilir:

$$T = \frac{1}{2} \int_V \left\{ \dot{d} \right\}^T \left\{ \dot{d} \right\} \rho dV \quad (4.5)$$

Burada $\left\{ \dot{d} \right\}$, kütle dağılım noktasının hız vektörüdür ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\left\{ \dot{d} \right\} = \left\{ \dot{u} \ \dot{v} \ \dot{w} \right\}^T \quad (4.6)$$

SE yöntemi durumunda, yapı sonlu elemanlara bölünür ve eşitlik (4.6)'daki gibi düğüm yer değiştirmeleri ve şekil fonksiyonları cinsinden her eleman için $\{d\}$ ifade edilir.

$$\{d\} = [N] \{q\} \quad (4.7)$$

Dinamik analizde, q zamana bağlıdır ve eşitlik (4.7)'yi (4.5)'e ekleyerek sonlu bir elemanın kinetik enerjisi şu şekilde yazılabilir:

$$T^e = \frac{1}{2} \left\{ \dot{q} \right\}^T [m]^e \left\{ \dot{q} \right\} \quad (4.8)$$

Burada $[m]^e$, şu şekilde elde edilen eleman kütle matrisidir:

$$[m]^e = \int_{V^e} \rho \{N\}^T \{N\} dV \quad (4.9)$$

Tüm bireysel elemanların kinetik enerjilerinin toplamı, eşitlik (4.10)'daki gibi yapının tüm kinetik enerjisini verir.

$$T = \sum_e T^e = \sum_e \frac{1}{2} \left\{ \dot{q} \right\}^T [m]^e \left\{ \dot{q} \right\} = \frac{1}{2} \left\{ \dot{Q} \right\}^T [M] \left\{ \dot{Q} \right\} \quad (4.10)$$

Kinetik enerji ve potansiyel enerji bulunduğundan sonra Lagrange yazılabilir ve eşitlik (4.4) ifadesi kullanılarak hareket denklemi şu şekilde yazılabilir:

$$[M] \left\{ \ddot{Q} \right\} + [K] \{Q\} = \{F\} \quad (4.11)$$

Serbest titreşim $\{F\} = \{0\}$ durumunda, böylece eşitlik (4.12)'deki ifade elde edilir.

$$[M] \left\{ \ddot{Q} \right\} + [K] \{Q\} = \{0\} \quad (4.12)$$

Chandrupatla'nın kararlı durum koşulu için belirttiği gibi ve denge durumundan başlayarak [22], şu varsayılır:

$$\{Q\} = \{X\} \sin \omega t \quad (4.13)$$

yazılabilir. Burada $\{X\}$, titreşimin düğüm genliklerinin vektörüdür ve ω , doğal frekans olarak bilinen dairesel doğal frekanstır.

$$[K] \{X\} = \omega^2 [M] \{X\} \quad (4.14)$$

Burada $\omega^2 = \lambda$, özdeğerdir. Bu genel özdeğer problem ifadesidir ve özdeğerler λ ve ilgili özdeğerin titreşim moduna karşılık gelen $\{X\}$ vektörü bulunacak şekilde çözülür.

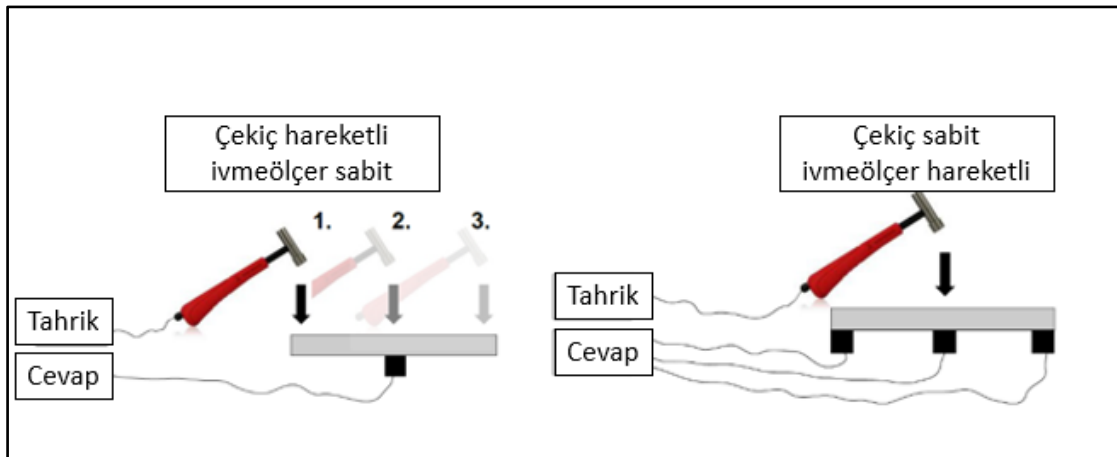
4.2. Modal Test

Modal test, testi yapılacak yapının doğal frekansının, mod şeklinin, modal kütlelerinin ve modal sönümleme oranının belirlendiği titreşim testidir. Yapılan teste aynı zamanda deneysel modal analiz de denmektedir.

Yapının bahsedilen parametrelerini belirlemek için yapıya kuvvet uygulanır ve ivme ölçerler yardımıyla birçok noktadan frekans cevap fonksiyonu toplanır. Modal testler genellikle darbeli çekiç testi ve sarsıcı testi olmak üzere iki şekilde yapılmaktadır.

4.2.1. Darbeli çekiç testi

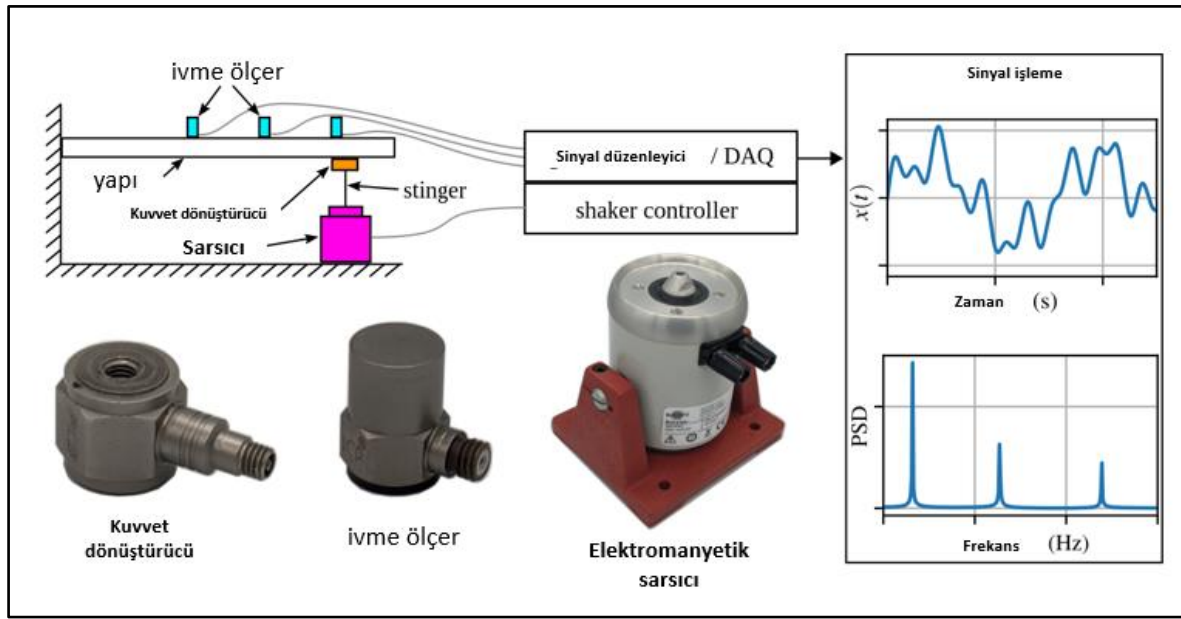
Bu testte, darbe çekici yapıya kısa süreli kuvvet uygulayarak geniş bir frekans uyarımı vermektedir. Uygulanan kuvvete karşılık ivmeölçerlerden cevap fonksiyonları alınmaktadır. Çekiç entegre kuvvet sensörüne ve farklı hassasiyete sahip çekiç ucuna sahiptir. Çekiç yapının türüne bağlı olarak farklı boyutlarda seçilebilmektedir. Çekiç testi IEC 60068-2-75 standardına göre yapılmaktadır [23]. Şekil 4.1’de görüldüğü gibi, çekiç testi yapılırken genellikle iki farklı yöntem izlenmektedir. İlk yöntemde ivmeölçerler sabitken çekiç yapı üzerinde gezdirilmekte, ikinci yöntemde ise çekiç sabit bir noktadan vurulurken ivme ölçerler yapı üzerinde gezdirilmektedir.



Şekil 4.1. İki farklı çekiç testi yöntemi [24]

4.2.2. Sarsıcı testi

Bu testte kullanılan modal sarsıcılar çekiçlere göre daha çok büyük ve karmaşık yapıları tahrik etmek için kullanılmaktadır. Modal sarsıcılar yapıyı daha geniş frekans aralığında ve çeşitli sinyal türleriyle tahrik edebilmektedir. Yapılar sarsıcıya genellikle stinger ile monte edilir. Stinger vasıtasıyla sarsıcıdan yapı üzerine kuvvet aktarılır. Çeşitli sinyallerle yapı tahrik edilerek ivme ölçerler yardımıyla yapı üzerinden data toplanır ve sistem üzerindeki cevaplar elde edilir (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. Sarsıcı test düzeneği [25]

4.3. Modal Test ve Analiz Karşılaştırma Yöntemleri

Dinamik analizler için deneysel veriler, teorik modellerin korelasyonu, doğrulanması ve güncellenmesi dahil olmak üzere birçok amaç için kullanılmaktadır. Teorik bir modeli iyileştirmek veya güncellemek için deneysel ve teorik modellerin korelasyonunda çeşitli karşılaştırma yöntemleri kullanılmaktadır.

Deneysel ve teorik veri setlerinin karşılaştırılması ve korelasyonu için literatürde doğal frekanslar, mod şekilleri ve FRF'lerin karşılaştırılması gibi farklı yaklaşımlar ve yöntemler vardır [26]. Genel olarak mod şekillerinin görsel olarak karşılaştırılması ve iki titreşim modunun tutarlılık derecesi karşılaştırmada yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tür

karşılaştırmalara geçmeden önce deneysel modelin kütle ve ağırlık merkezi ile analiz modelinin kütle ağırlık merkezinin birbiriyle tutarlı olması gerekmektedir.

4.3.1. Mod şeklinin karşılaştırılması

Deneysel ve teorik modellerin karşılaştırılması için bir diğer adım, iki modelin mod şekillerinin karşılaştırılmasına dayanmaktadır. Mod şekilleri, mod şekli animasyonları aracılığıyla ve/veya Modal Ölçek Faktörü (MÖF) ve Modal Güvençe Kriteri (MGK) gibi geliştirilmiş matematiksel araçlar kullanılarak görsel olarak karşılaştırılabilir.

Mod şekillerinin görsel karşılaştırılması

Mod şekillerinin görsel karşılaştırması hızlı ve nispeten kolaydır. Ayrıca, deneysel ve teorik modellerin doğal frekanslarının hızlı bir şekilde karşılaştırılması gerektiğinde, ilgili modları eşleştirmek için mod şekilleri görsel olarak karşılaştırılabilir.

Modal ölçek faktörü (MÖF)

Modal ölçek faktörü (MÖF), karşılaştırılan modların mevcut noktalarından geçen en iyi düz çizginin eğimi olarak tanımlanabilir ve ifadesi şu şekilde verilir:

$$MÖF(E / N) = \frac{\sum_{r=1}^n \{\psi_E\}_r \{\psi_N\}_r^*}{\sum_{r=1}^n \{\psi_N\}_r \{\psi_N\}_r^*} \quad (4.15)$$

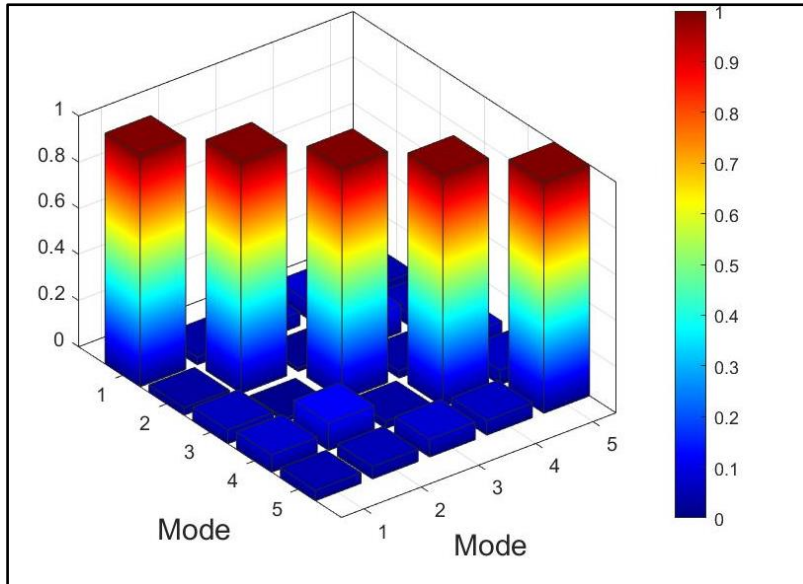
Burada $\{\Psi_E\}_r$ ve $\{\Psi_N\}_r$ sırasıyla n modunun deneysel ve sayısal özvektörleridir ve n DOF sayısıdır [26]. MÖF'ün bir eğim değeri olduğu ve dolayısıyla noktaların doğruya uyma kalitesi hakkında bilgi vermediği unutulmamalıdır. Bu nedenle, bu sorunun üstesinden gelmek için başka bazı korelasyon yöntemlerine ihtiyaç vardır. Modal güvençe kriteri bu yöntemlerden biridir.

Modal güvence kriteri (MGK)

“Mod Şekil Korelasyon Katsayısı” olarak da bilinen Modal Güvence Kriteri (MGK), uzaydaki iki vektörü karşılaştırır ve “iki vektörün tutarlılığı” veya "düz çizgi korelasyonundan noktaların en küçük kareler sapması veya dağılımının bir ölçüsü" aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$MGK(E / N) = \frac{\left[\{\psi_E\}^T \{\psi_N\} \right]^2}{\left(\{\psi_E\}^T \{\psi_E\} \right) \left(\{\psi_N\}^T \{\psi_N\} \right)} \quad (4.16)$$

MGK basitçe bir vektörün başka bir vektör üzerindeki izdüşümünü hesaplar. Bir setteki tüm vektörler (örn. deneysel modlar), diğer setteki tüm vektörlerle (örn. teorik modlar) tek tek karşılaştırılır. Ortaya çıkan matris, iki kümenin vektörlerinin ilişki derecesi hakkında bilgi verir. MGK değeri bir ile sıfır arasında değişir. İlişkili modlar veya vektörler birbirine çok yakınsa MGK değeri 1'e, çok farklıysa değeri sıfıra yakındır (Şekil 4.3). Bazen teorik ve deneysel modlar aynı sırada değildir. Bu gibi durumlarda, MGK hesaplamaları yapılmadan önce vektörlerin sıralanması ve uyumlu hale getirilmesi gerekir.



Şekil 4.3. MGK tablosu [27]

4.3.2. Doğal frekansların karşılaştırılması

Deneysel ve teorik modellerin korelasyonunun temel ve en kolay yöntemi, iki modelin doğal frekanslarının karşılaştırılmasıdır. Çoğu durumda karşılaştırma, deneysel doğal frekansların aynı mod sırasına sahip teorik doğal frekanslara karşı çizilmesiyle yapılır. Eğimi 1 olan düz bir çizgi, deneysel ve teorik doğal frekansların tam korelasyonu durumunda elde edilir. Karşılık gelen iki frekans arasındaki farklar, deneysel ve teorik modellerin eşleşme derecesi hakkında bilgi verir. Bu eğimin birlikten sistematik olarak sapması, genellikle malzeme özelliklerinin, birimlerin vb. yanlış girilmesi gibi yaygın bir hatanın sonucudur. Noktaların rastgele dağılması, iki model arasında zayıf korelasyon anlamına gelir.

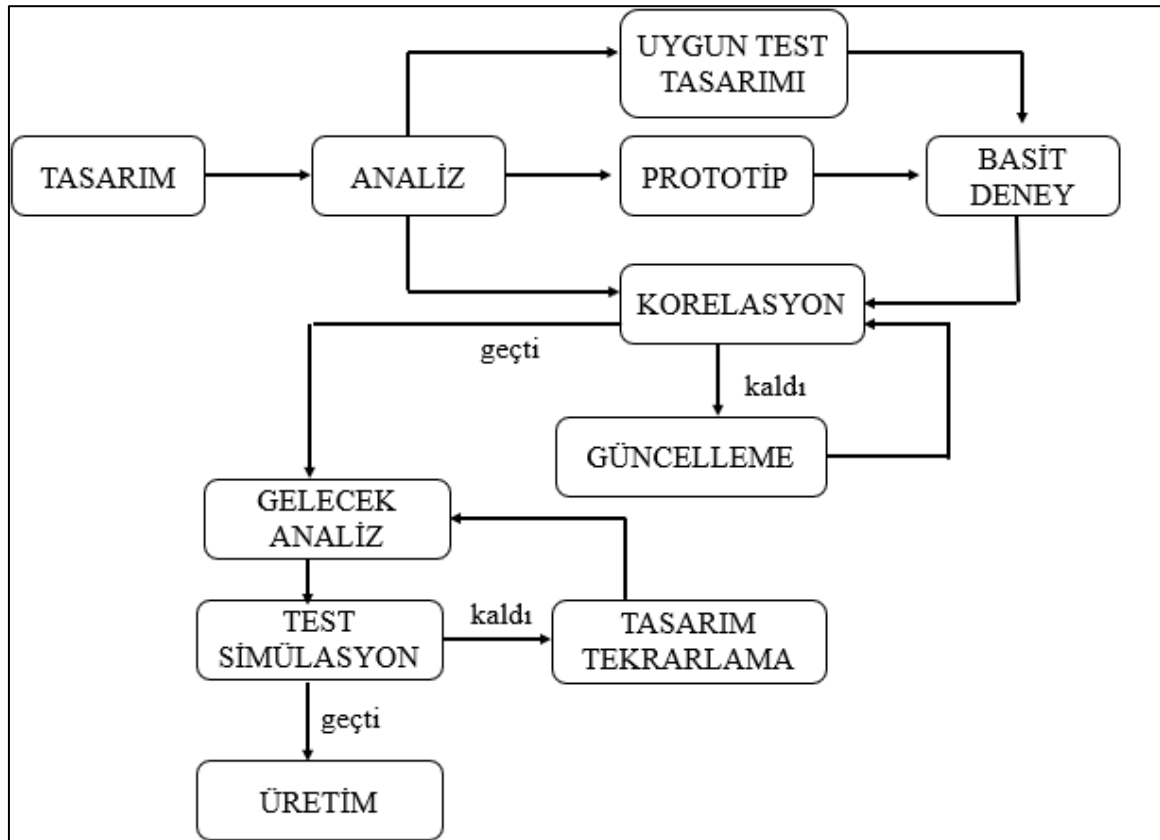
4.3.3 Frekans cevap fonksiyonunun karşılaştırılması

Mod şekillerinin karşılaştırılması ve korelasyonuna benzer şekilde, frekans yanıt fonksiyonları (FRF) da hem görsel olarak hem de bazı matematiksel araçlar kullanılarak karşılaştırılır ve ilişkilendirilir. FRF aynı zamanda doğal frekanslar, genlikler ve sönüm bilgisini de içerdiğinden, bunların karşılaştırılması çok önemlidir. Çoğunlukla, aynı grafik üzerinde tek tek FRF üst üste gelmesiyle basitçe karşılaştırılır.

5. LİTERATÜR ÖZETLERİ

Titreşim testleri ve ölçülen verilerden parametre tahmini hakkında literatürde çeşitli çalışmalar bulunmaktadır.

Imamovic tarafından yapılan doktora tez çalışmasında büyük yapısal modellerin dinamik model doğrulaması hakkında araştırma ve bulgulara dikkat çekilmiştir. Modeli doğrularken veri gereksinimleri, test planlaması, deneysel test, korelasyon, hata konumu ve güncelleme basamaklarını kullanmıştır. Veri gereksiniminde modeli doğrulamak için deneysel veri miktarları belirlenmiştir. Test planlaması teorik modelin tüm test verileriyle hatanın test planlama sonuçlarına etkisini en aza indirecek şekilde tasarlanmıştır. Test-analiz doğrulama çalışmalarında Şekil 5.1'deki basamakları kullanarak ilerlemiştir. Tezin en önemli amacı model doğrulamayı pratikte modellerin doğrulanması için bir araç olarak daha uygulanabilir hale getirmek olarak belirtilmiştir [28].



Şekil 5.1. Basitleştirilmiş modern ‘Tasarımdan Üretime’ çevrimi [28]

Körük tarafından yapılan çalışmada, helikopter yapıları için sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş, yapıların dinamik analizi gerçekleştirilmiş ve sonuçları test verileriyle karşılaştırılmıştır. Körük, oluşturduğu sonlu elemanlar modellerini test sonuçları ile doğrulayarak gerçeğe en uygun modeli elde etmiştir. Modal analiz için oluşturulan helikopter modelindeki parçaların birbiriyle birleşmesi için perçin kontak kullanmıştır. Perçin kontak doğrulamasını basit bir yapı üzerinde deneyerek model için uygunluğunu ortaya koymuştur. Bu çalışma kapsamında daha gerçekçi olan ve yapıyı iyi temsil eden bir SE modeli oluşturmayı amaçlamıştır. Elde edilen bu modelin tasarım optimizasyonu amacına yönelik olarak kullanılabileceği vurgulanmıştır [22].

Ewins tarafından yapılan çalışmada, süspansiyon seçimleriyle ilgili teste dayalı çalışmalara yer verilmiştir. Başarılı bir testin optimum süspansiyon, optimum uyarma ve optimum tepki konumlarının belirlenmesine bağlı olduğunu vurgulamıştır. Genellikle modal test için süspansiyon yapı ile zemin arasında en az müdahale olacak şekilde seçileceğine ve süspansiyon konumları ve yönü hakkında kararın doğru verilmesi gerektiğine dikkat çekmiştir. Ayrıca Ewins yapıların titreşim testlerinin hem teorisini hem de uygulamasına yer vermiştir [26].

Mercer ve arkadaşları, çalışmalarında iki uzay aracının sinüs tarama testi ile FEM modelinin korelasyonunu ele almışlardır. Çalışmada çeşitli modal parametre tahmin yöntemlerini kullanarak FEM modelle karşılaştırmışlardır. Frekans alanı yönetiminin test ve FEM arasında iyi eşleşen ancak biraz farklı frekansta meydana gelen sapmış bir şekli hesaba katmak için FRF tabanlı yöntemlerinin esnek olmamasının da bir dezavantaj olduğunu belirtmişlerdir [29].

Çeşitli sebeplerden dolayı deneysel sonuçlar ve sayısal tahminler genellikle uyumsuzluk içerisindedir. Bu sebeple sayısal modeli iyileştirmek için test sonuçlarının kullanılmasına ortam hazırlanmaktadır. Turbomakine ya da otomobil endüstrisinde sonlu eleman modellerinde yapılarıdaki detayların modellenmemesi, kalınlıklarının hatalı girilmesi gibi sebepler gerçek test sonuçlarından farklı sonuçlara sebep olmaktadır. Modellerin fiziksel olarak iyileştirilerek güncellenmesi test sonucuyla doğrulanmasında etkili olmuştur. Friswell ve Mottershead, yapısal dinamikte sonlu elemanlar modeli güncellemesi adlı kitabında fiziksel titreşim testinden elde edilen verileri kullanarak sayısal bir modeli güncelleme problemini ele almışlardır [30].

Liu ve arkadaşları, makalelerinde balast sensörü üzerinde bir çekiç testi yaparak balastın dikey titreşim verilerini ölçmüşlerdir. Daha sonra yığındaki farklı konumlardaki sensörler sayesinde dikey titreşim karakteristiklerini elde etmişlerdir. Yapılan çekiç testi sonucunda balast parçacıklarının sönüm oranının 0,1'den az olduğunu ve doğal frekansının 1000 Hz'in üzerinde olduğunu saptamışlardır. Balastın sönüm oranı ve doğal frekansının balast şekillerinden büyük ölçüde etkilendiğini ortaya koymuşlardır [31].

Rad tarafından yapılan çalışmada, pervanenin titreşim özellikleri hem deneysel hem de analitik teknikler kullanılarak belirlenmiş ve doğrulanmıştır. Konik kanatlara sahip pervanenin sonlu elemanlar modeli 3D katı eleman olarak oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modelinin yakınsama özelliklerini mesh iyileştirme ve kütle dağıtım yöntemleriyle doğrulamış ve pervane üzerinden çekiç noktaları modal test yapılmadan önce belirlenmiştir. Pervanenin titreşim özelliklerini ölçmek için çekiç uyarma ve lazer doppler titreşimetre (LDV) yanıt ölçüm teknikleri kullanarak darbe testi yapmıştır. Sonlu elemanlar modeli ve çekiç testinden elde edilen sonuçları karşılaştırmış ve uyumunu göstermiştir. Daha sonra disk kalınlığı, kanat kalınlığı, kanat arkası ve ön kenar profilleri üzerinde parametrik çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmalar sonucunda değişen disk kalınlığının pervane alt modları üzerindeki etkisinin önemli olmadığı, yüksek modlar için önemli doğal frekans kaymalarının gözlemlendiği sonucuna varmıştır [32].

Di Lorenzo ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada 14,3 m uzunluğundaki rüzgâr türbini kanatlarının modal testlerinin karşılaştırması yapılmıştır. Rüzgâr türbini kanatları gibi büyük yapıların modal testinin çeşitli zorluklar doğurduğuna dikkat çeken araştırmacılar ilk olarak A kanadını serbest-serbest sınır koşulu sağlayacak şekilde asmış ve ivme ölçerlerle deneysel modal testini gerçekleştirmişlerdir. B kanadını ise bir ucunu sabitleyecek şekilde operasyonel model analiz ve gerinim ölçerlerle test etmişlerdir. Her iki durumda da elde edilen modları ve bu modlara karşılık gelen doğal frekansları, kanatların sayısal modelleri ile karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda iki farklı deney şeklinin de modal analize yakın sonuçlar verdiği tespit edilmiştir [33].

Pala tarafından yapılan yüksek lisans tez çalışmasında yapıların karakteristiklerinin belirlenmesinde etkin yöntemlerden olan dinamik analiz ve testlerde kullanılan sensörlerin konumlarının belirlenmesine yönelik ön test algoritmaları gerçekleştirmiştir. Plaka ve egzoz sistemleri üzerinden test verisi almak için sensör konumlarını belirlemeye yönelik ön test

algoritması yazarak test sensörlerinin konumları ile deneysel modal analiz gerçekleştirmiştir. Sonlu eleman modeli ile test verilerinin doğruluğunu tespit etmek için ise korelasyon algoritması yazmıştır [34].

Combescure ve Lazarus, rafine sonlu elemanlar modelini kullanarak dönen büyük makinelerin dinamik analizini yapmışlardır. İlk olarak rotoru ve kanatları 3 boyutlu modellemişler daha sonra rotorun ve statorların 2 boyutlu Fourier modelini oluşturmuşlardır. Bu yaklaşımla karmaşık gaz türbinli helyum reaktörünün dinamik analizini yapmışlardır [35].

Dilip ve Zameer tarafından yapılan çalışmada, 2 farklı kontak yapılı model kurularak Hypermesh programında doğal frekansları karşılaştırılmıştır. 3'lü kontak modelinin 2'li kontak modeline göre dinamik açıdan daha kararlı olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca rezonanstan kaçınmak için genellikle daha yüksek doğal frekansın istendiğini vurgulamışlardır [36].

Verhees, ABB 13E2 gaz türbininde 2. kademe türbin kanadındaki arızanın türbin kanatlarının ilk doğal frekansından kaynaklandığını tespit etmiş ve bu arızayı ortadan kaldırmanın yolunu ilk doğal frekansın doğru seçilmesine dayandığı belirlemiştir [37].

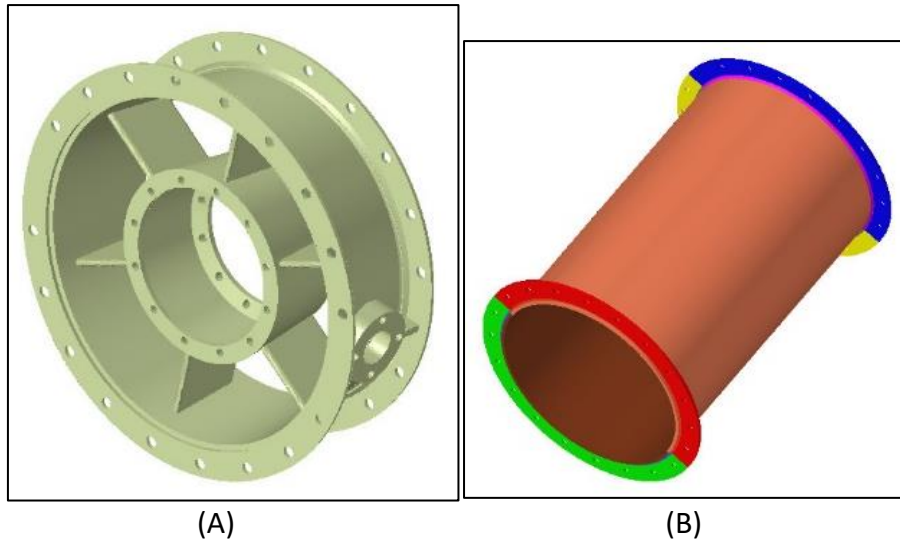
Efe-Ononeme ve arkadaşları, Nijerya'daki enerji santraline uygulanacak türbin kanadı malzemesinin doğal frekansını belirlemek için sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Aynı yük koşulu altında, iki gaz türbini kanadı malzemesi karşılaştırıldığında IN738 malzemesinin doğal frekansını 751 Hz, U500 malzemesinin doğal frekansını 896 Hz olarak belirlemişlerdir. Bu iki doğal frekansın türbin çalışma frekansı olan 85 Hz'den daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. İki malzeme koşulundaki doğal frekanslardan çalışma frekansına en yakın olanın daha çabuk arızalanacağı sonucuna varmışlardır. Bu sebeple U500 gaz türbini malzemesinin, IN738 malzemesine kıyasla arıza öncesi ekstrem çalışma fazında daha uzun servis koşullarına maruz kalabilen daha iyi mekanik özelliklere sahip olduğunu vurgulamışlardır [38].

6. GAZ TÜRBİNİ TEST DÜZENEGİ TASARIMI, ANALİZLERİ VE TESTLERİ

Bu tez çalışmasında beş farklı gaz türbini test düzeneğinin HyperWorks programı kullanılarak modal analizleri yapılmış ve doğal frekansları rotorun çalışma devriyle çakışacak şekilde tasarımına yön verilmiştir. Nihai tasarım üretilerek test düzeneğindeki her bir parçaya çekiç testi yapılmış ve analiz sonuçlarının tutarlılığı kontrol edilmiştir.

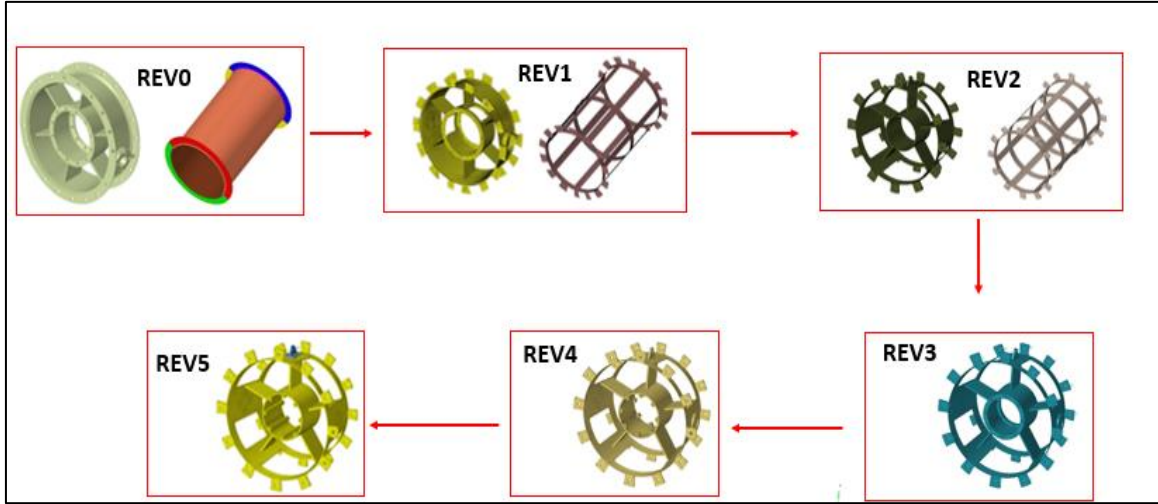
6.1. Gaz Türbini Test Düzeneği Parça Tasarımı ve Üretimi

Gaz türbini statik parçaları rotorun rulmanlarla bağlandığı taşıyıcı parçası ve ara parçalardan oluşmaktadır. Tasarlanan test düzeneği de gerçek gaz türbinini örnek alınarak rotorun bağlandığı 2 taşıyıcı parçası ve ara parçası olacak şekilde tasarlanmıştır. Çalışmada ilk olarak Revizyon-0 parçaları ele alınmış ve düzeneğin sonlu elemanlar modeli kurularak HyperWorks programında doğal frekansları elde edilmiştir. Şekil 6.1’de Revizyon-0 parçaları verilmiştir. Şekilde A parçası rotoru taşıyan taşıyıcı (frame) parçasını, B parçası ise ara parçayı (casing) temsil etmektedir.



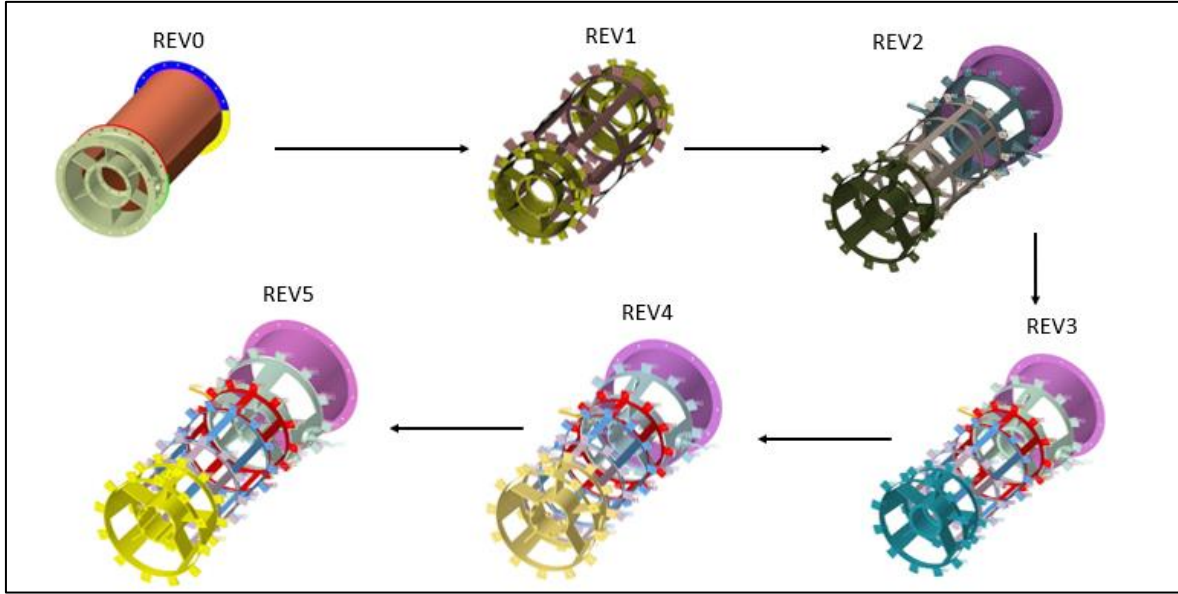
Şekil 6.1. Revizyon-0 A ve B parçaları

Elde edilen sonuçlara göre Revizyon-0 modelinin doğal frekansının rotorun çalışma devrinin üzerinde olduğu tespit edilmiş ve tasarım çalışmalarına başlanmıştır. Şekil 6.2’de mod şekillerini yönetmek için yapılan tasarım çalışmalarının sıralaması verilmiştir.



Şekil 6.2. Gaz türbini test düzeneğindeki parçalarda yapılan revizyon çalışmaları

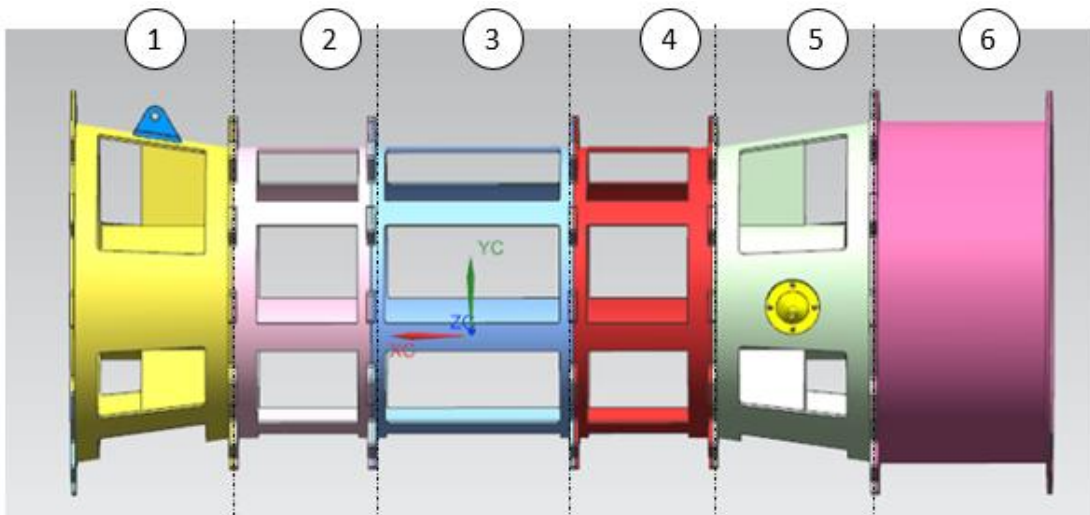
Revizyon-0 düzeneğindeki parçaların doğal frekanslarını düşürmek için çeşitli tasarımsal değişiklikler yapılarak toplam beş farklı düzeneğe tasarlanmıştır. İlk olarak A ve B parçalarının katılığını düşürmek için parçaların flanş bölgelerinde ve iç bölgelerde boşaltmalar yapılmıştır (Revizyon-1). Daha sonra B parçasının orta kısmında iki kemer olacak şekilde tasarım güncellenmiş, parçaların boyları uzatılmış ve A parçasının ise iç yuvarlak çapı küçültülerek motor kulakları eklenmiştir (Revizyon-2). Revizyon-3 modelinde B parçası üç parçaya bölünerek tasarlanmış ve A parçasının rotorla bağlantısının sağlanması için iç yuvarlağa flanş kalınlığı eklenmiştir. Revizyon-4 modelinde A parçasına eklenen flanş kalınlığında boşaltmalar yapılmıştır. Revizyon-5 modelinde ise üretimi kolaylaştırmak için motor kulağı parçaya montajlanacak şekilde ayrı olarak tasarlanmış ve rotorun bağlanacağı iç flanş önde ve arkada birleşecek şekilde oluşturulmuştur. Yapılan parça revizyon çalışmalarının ardından her bir parçanın montajı yapılarak motor bütünü modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan motor bütünü modellerinin revizyon sıralaması Şekil 6.3'te görülmektedir.



Şekil 6.3. Gaz türbini test düzeneği revizyon çalışmaları

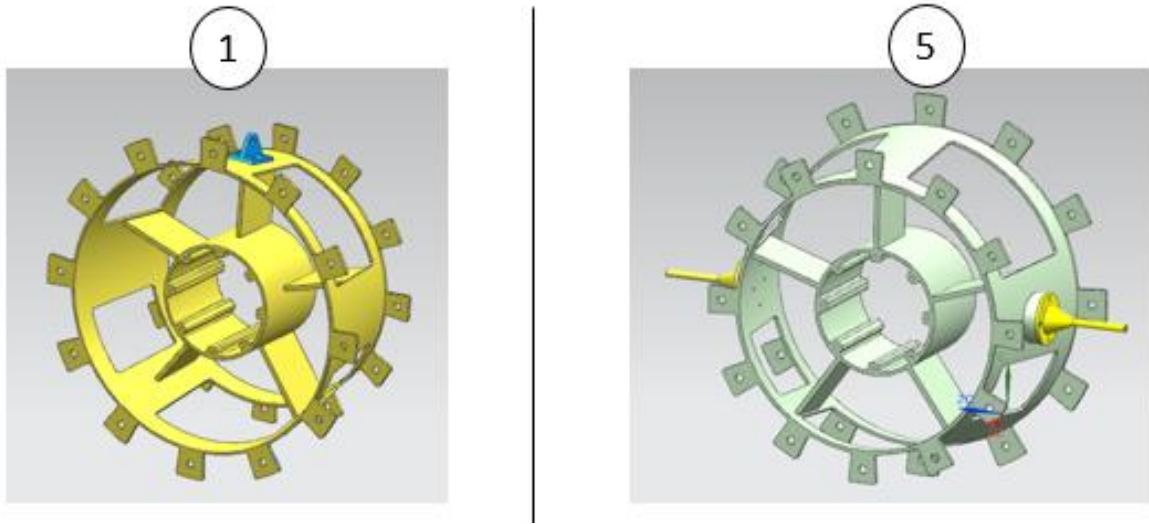
6.2. Revizyon-5 Test Düzeneği Parçaları

Revizyon-5 modeli Şekil 6.4'teki gibi altı parçadan oluşmaktadır. Gaz türbini test düzeneğinde 1. ve 5. parçalarda gerçek gaz türbini motorundaki gibi uçağın motorla bağlantısının olduğu kulaklar bulunmaktadır. Aynı zamanda 1. ve 5. parçalar rotorun rulmanlarla bağlandığı taşıyıcı (frame) parçalarını temsil etmektedir.



Şekil 6.4. Revizyon-5 gaz türbini test düzeneği

Şekil 6.5'te 1. ve 5. parçaların görselleri bulunmaktadır. 2., 3., 4. ve 6. parçalar ara (casing) parçalarıdır. 2.-4. ve 1.-5. parçalar birbirinin aynısı olacak şekilde tasarlanmıştır. Parçalar üretilirken tel erezyon, lazer kesim, tornalama gibi üretim metotları kullanılmıştır. Şekil 6.6, 6.7, 6.8 ve 6.9'da parçaların test ve analiz modelleri verilmiştir.



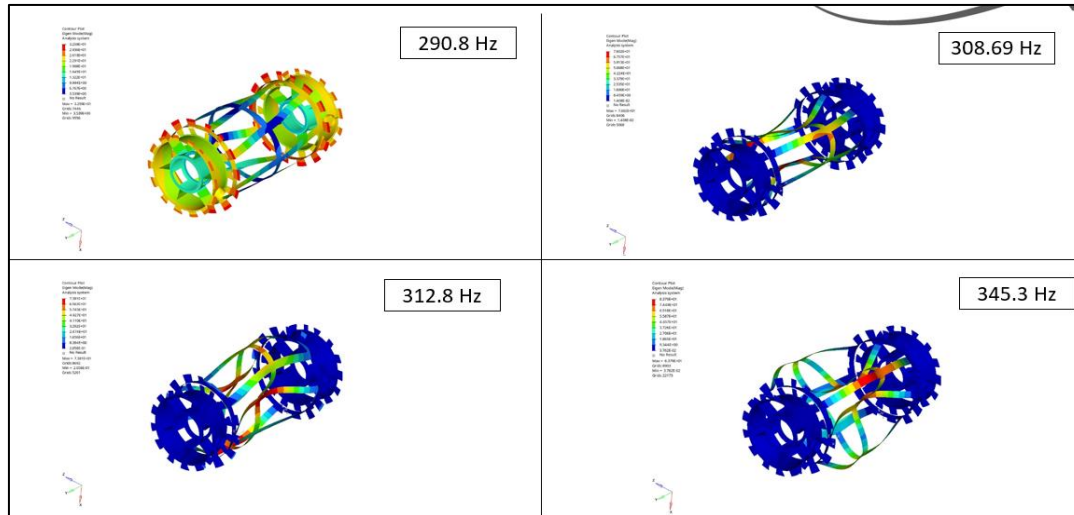
Şekil 6.5. 1. ve 5. parçalar rotorun bağlı olduğu taşıyıcı parçaları

6.3. Gaz Türbini Test Düzeneği Modal Analizleri

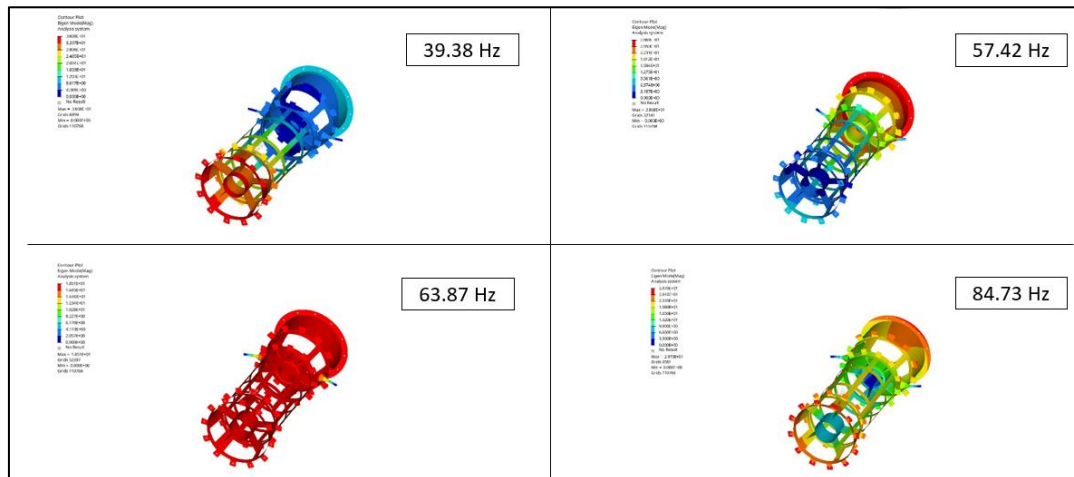
Genel olarak gaz türbinlerinde statik parçaların eğilme modu, rotor ile stator parçalarının birbiri ile girişim yapması ve rulman lokasyonlarındaki eğilme modları statik parçaların rotoru etkilediği modlar olduğundan test düzeneği bu modları içerisinde kapsayacak şekilde yenilenmiştir. Yapılan revizyon çalışmalarının her birinin sonlu elemanlar modeli HyperWorks programında oluşturularak modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Revizyon-5 parçası istenilen frekanslarda istenilen mod şekillerini kapsayacak şekilde oluşturulmuş ve bu model ile rotor modeli birleştirilerek mod şekilleri ve doğal frekansları elde edilmiştir. Çizelge 6.1'de statik parçaların belirtilen revizyonları için rotorsuz ilk dört doğal frekansları verilmiştir (doğal frekanslar Hz cinsinden verilmiştir). Revizyonlara ait doğal frekansların mod şekilleri Şekil 6.6, 6.7, 6.8, 6.9 ve 6.10'da verilmiştir. Modal analiz görsellerinde deplasman ölçeği kırmızıdan maviye doğru gitmektedir. Kırmızı yapının en çok hareket ettiği yeri, mavi ise yapının en az hareket ettiği yeri göstermektedir.

Çizelge 6.1. Revizyonlara ait doğal frekans (Hz) sonuçları

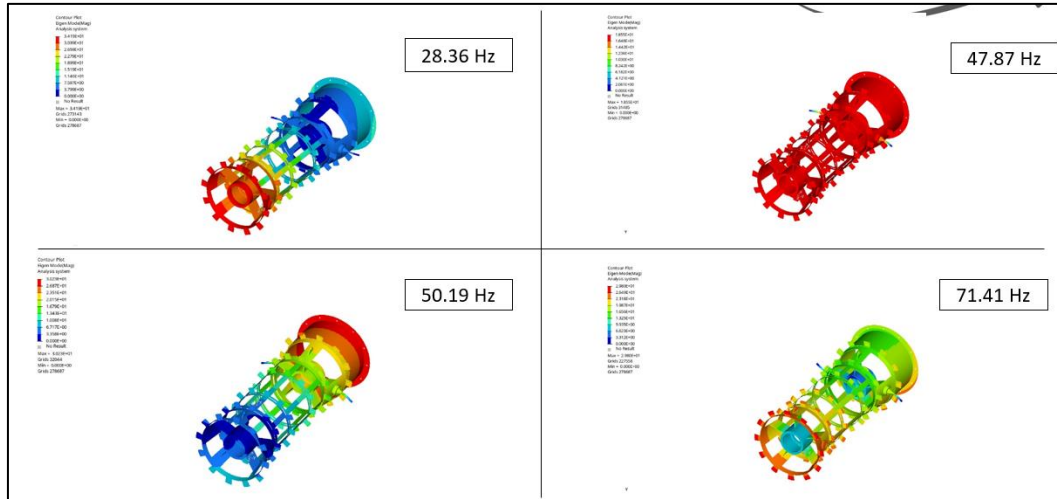
	MOD1	MOD2	MOD3	MOD4
Revizyon-1	290,8	308,69	312,8	345,3
Revizyon-2	39,38	57,42	63,87	84,74
Revizyon-3	28,36	47,87	50,19	71,41
Revizyon-4	29,36	49,03	51,35	71,8
Revizyon-5	28,83	49,3	54,55	76,29



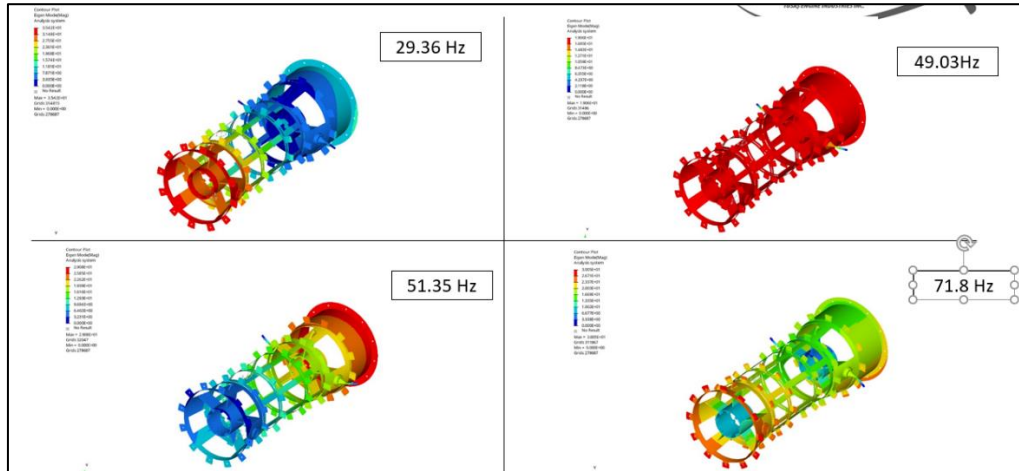
Şekil 6.6. Revizyon-1 modal analiz sonuçları



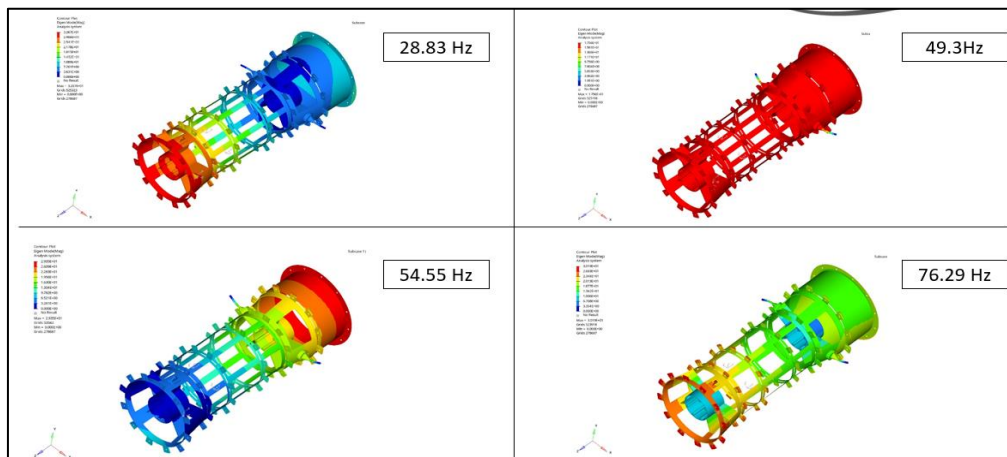
Şekil 6.7. Revizyon-2 modal analiz sonuçları



Şekil 6.8. Revizyon-3 modal analiz sonuçları



Şekil 6.9. Revizyon-4 modal analiz sonuçları



Şekil 6.10. Revizyon-5 modal analiz sonuçları

Revizyon-5 modelinin birinci ve dördüncü modu statik parçaların bükülme modudur. Bu mod şeklinde yapı bükülerek içindeki rotorun da bükülmesine neden olmaktadır. Rotorun bu frekanslarda böyle bir modu olmamasına rağmen statik parçaların modu rotoru etkilemektedir. Mod-2, Revizyon-5 modelindeki kulakların modudur ve bu modda kulaklar moda girerek yapının bir bütün şeklinde hareket etmesine neden olmaktadır.

6.4. Gaz Türbini Test Düzeneği Modal Testleri

Analiz çalışmalarını doğrulamak amacıyla üretilen her bir parçanın serbest-serbest modal testi gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Test düzeneğindeki parçaların modal testleri çekiç testi ile gerçekleştirilmiştir. Çekiç testi IEC 60068-2-75 standardına göre yapılmıştır. Modal çekiç testinde kullanılan materyaller, ivme ölçer (PCB), veri toplama cihazı (Siemens Scadas), orta hassasiyetli çekiç (Dynapulse) ve data işlemede kullanılan bilgisayardan oluşmaktadır. Modal test için kullanılan materyaller Resim 6.1de, çekiç ve ivme ölçerlerin hassasiyetleri de Çizelge 6.2’de verilmiştir.

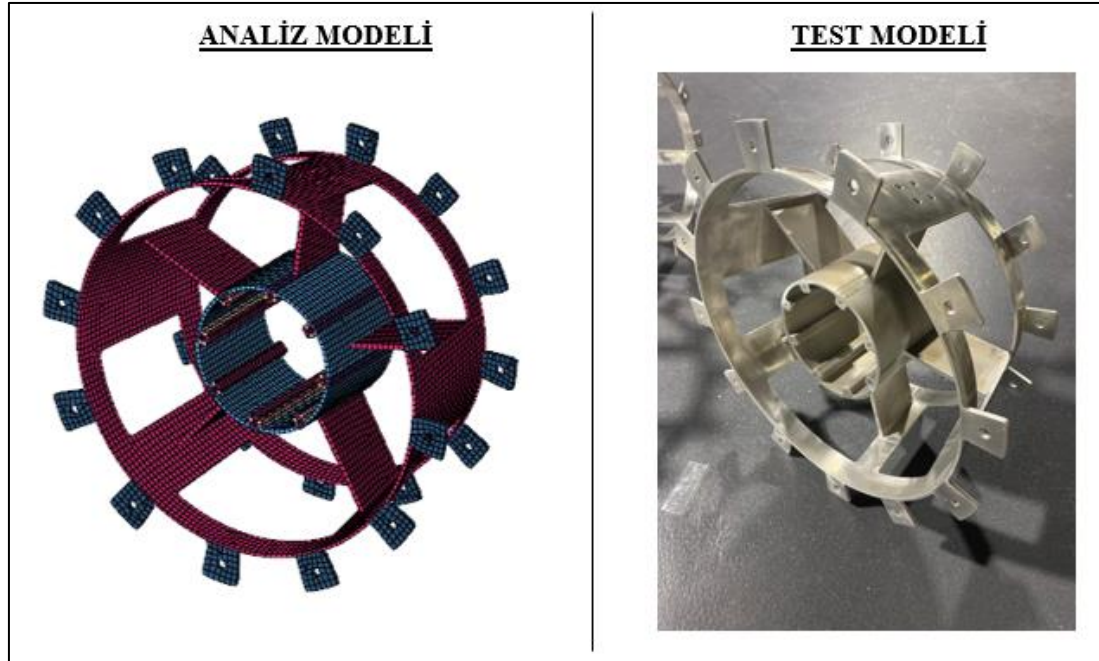


Resim 6.1. Çekiç testinde kullanılan materyaller

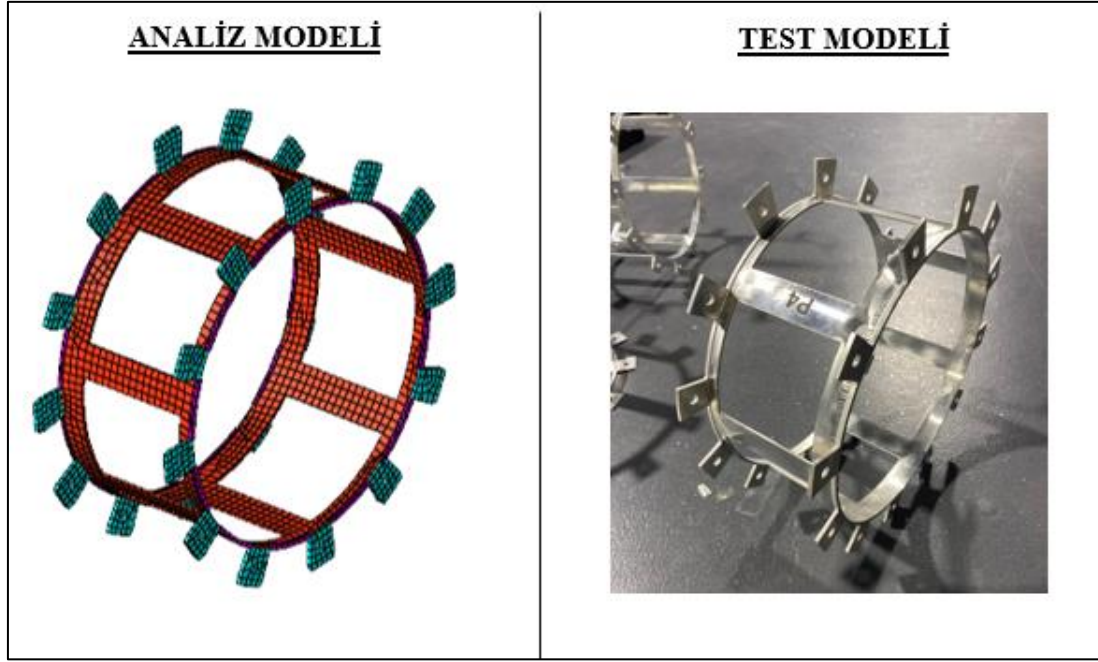
Çizelge 6.2. Test materyallerinin hassasiyetleri

	Hassasiyet
Çekiç	103,2 mV/lbF
İvme Ölçer	102,2 mV/g

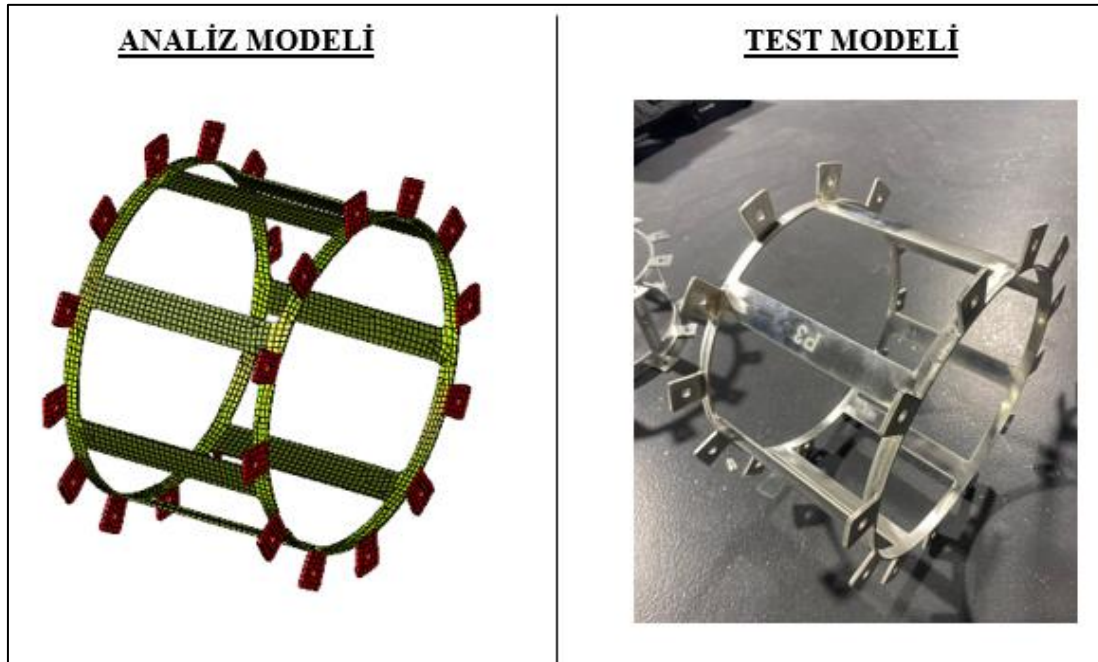
Çalışmada literatürde bahsedilen çekiç testi yöntemlerinden ‘çekiç sabit ivme ölçer hareketli’ olanı kullanılmıştır. Parçanın bir noktası çekiç vurma noktası olarak seçilmiş ve ivme ölçer hareket ettirilerek üç farklı bölgeye yapıştırılmıştır. Resim 6.2, 6.3, 6.4 ve 6.5’te 1,2,3,4,5 ve 6 numaralı parçaların analiz ve test modelleri görülmektedir. Resim 6.6’da da 2 numaralı parçanın serbest bağlantılı test görseli görülmektedir. Resim 6.7 ve 6.8’de ise 2-4 ve 6 numaralı parçaların ivme ölçer bağlantı ve çekiç vurma yerlerinin bulunduğu görsel verilmiştir. Çekiç testi sonucunda elde edilen FRF grafikleri Şekil 6.11’de görülmektedir. Revizyon-5 test düzeneğindeki her bir parçanın yapılan modal test sonuçları aşağıda Çizelge 6.3’te verilmiştir.



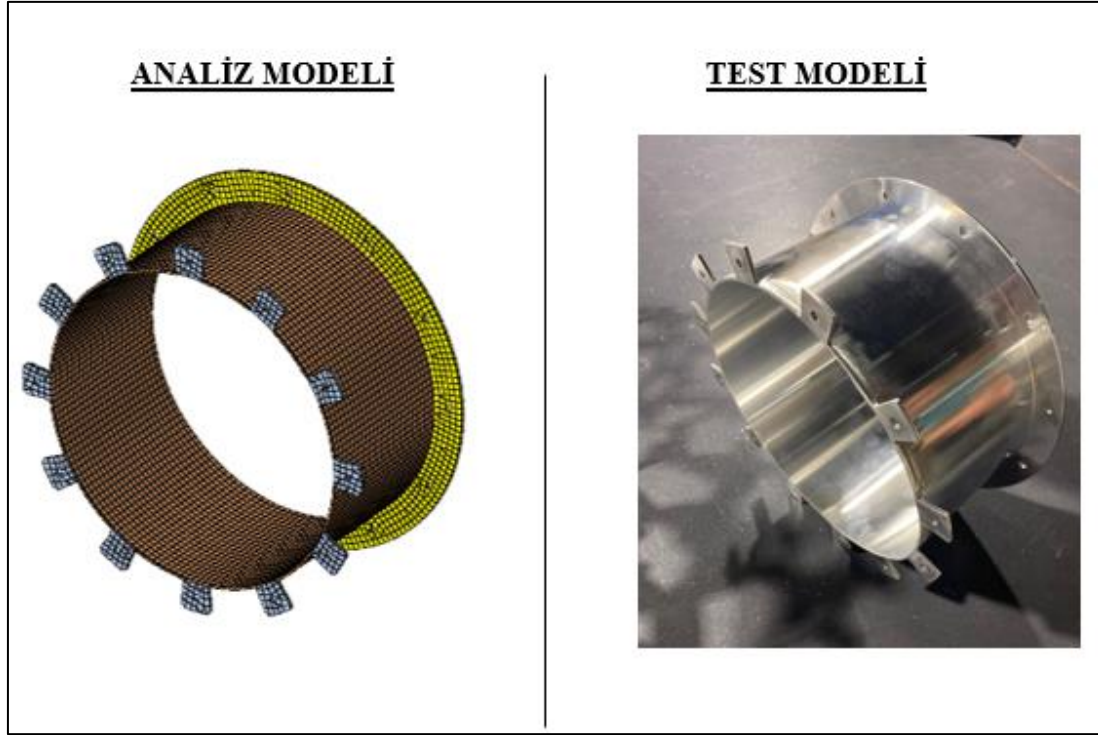
Resim 6.2. 1. ve 5. parçaların analiz ve test modeli



Resim 6.3. 2. ve 4. parçaların analiz ve test modeli



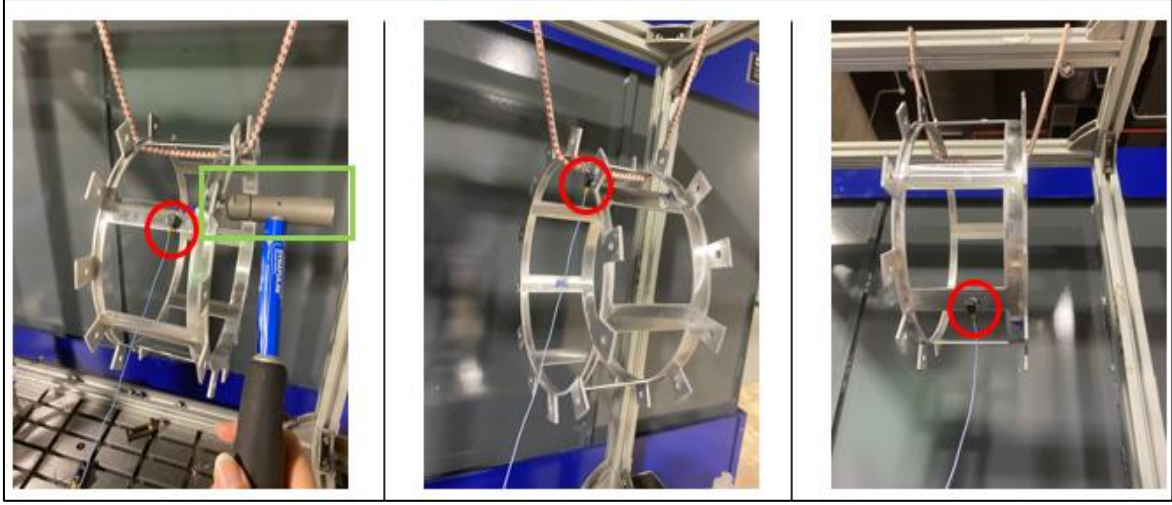
Resim 6.4. 3. parça analiz ve test modeli



Resim 6.5. 6. parça analiz ve test modeli



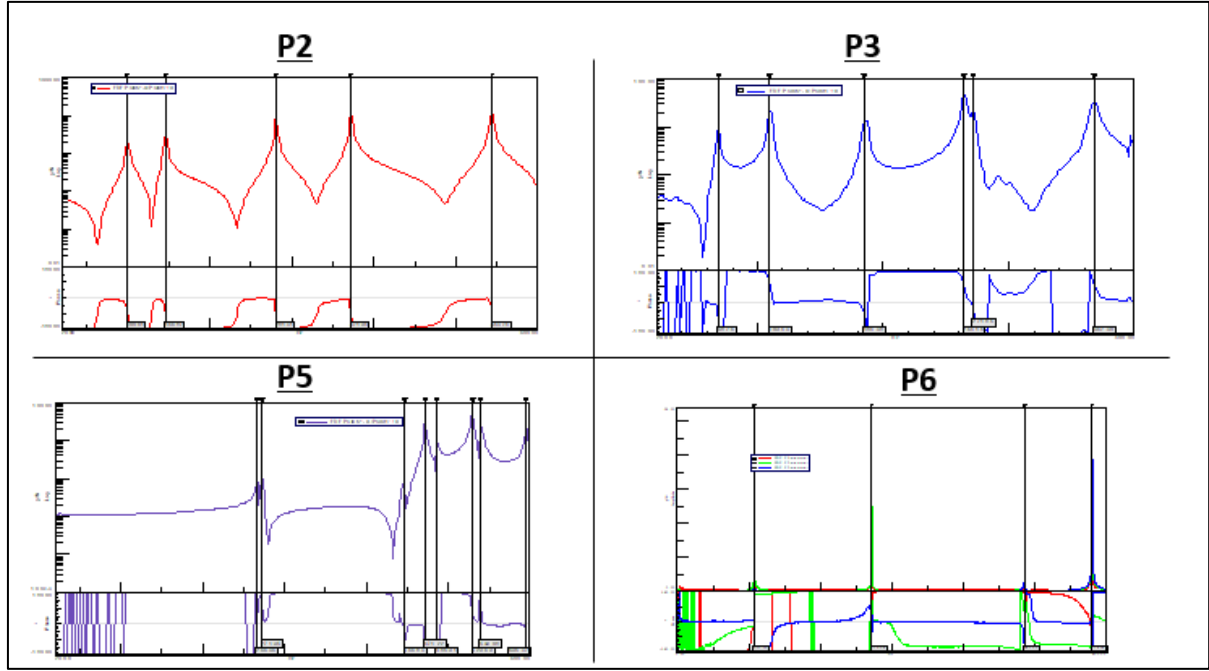
Resim 6.6. Parça-2 serbest bağlantılı test görseli



Resim 6.7. Parça 2-4 çekiç vurma yeri ve ivme ölçer bağlama noktaları



Resim 6.8. Parça 6 çekiç vurma yeri ve ivme ölçer bağlama noktaları



Şekil 6.11. Parçalara ait test sonuçları – FRF grafiği

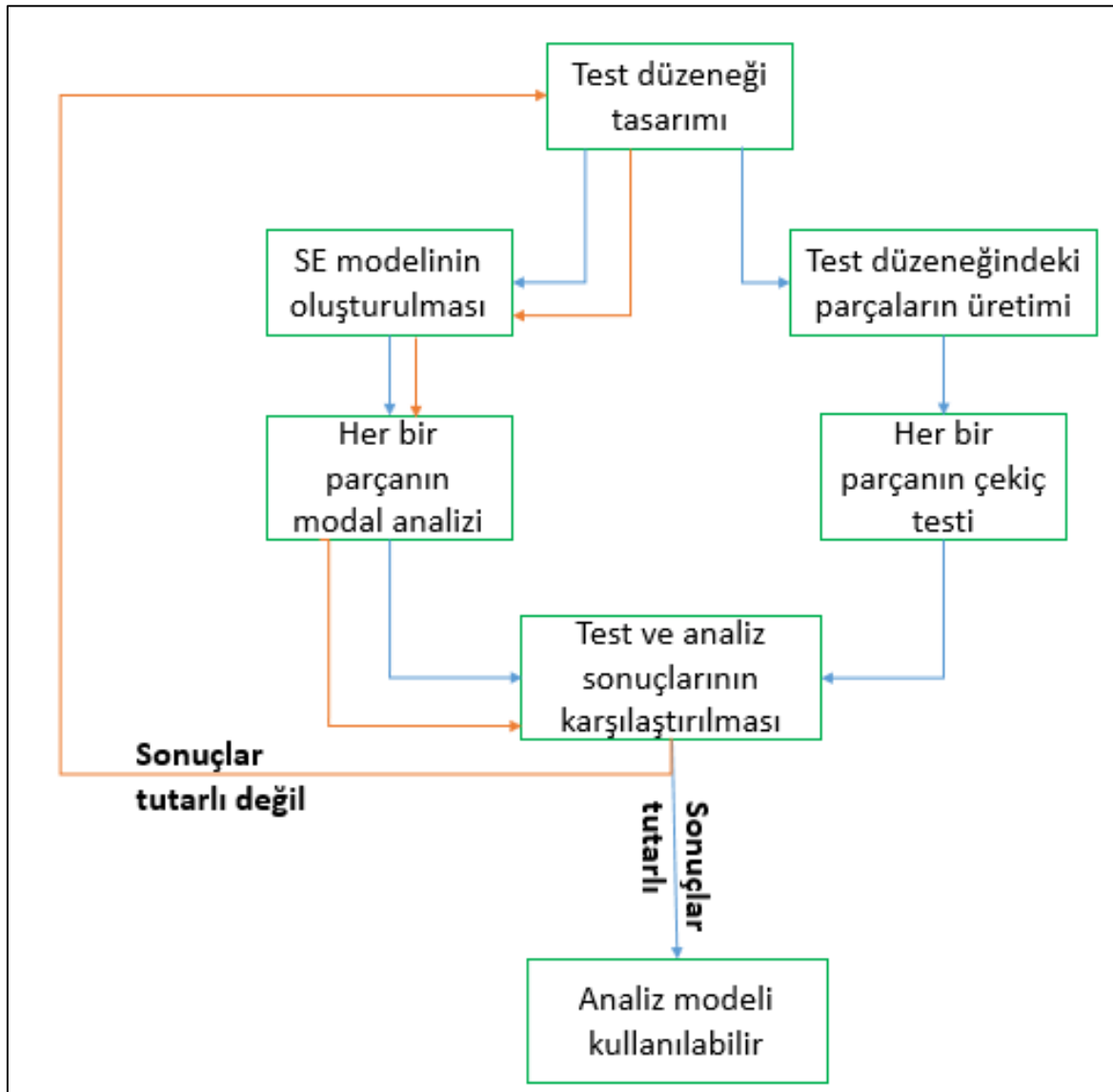
Çizelge 6.3. Revizyon-5 parçalarına ait modal test (Hz) sonuçları

	MOD1	MOD2	MOD3
Parça 1	266,36	446,83	471,22
Parça 2	100,78	146,87	281,25
Parça 3	68,76	109,43	184,38
Parça 4	101,92	148,38	281,26
Parça 5	266,36	446,83	471,22
Parça 6	108,24	271,56	485,13

6.5. Gaz Türbini Test Düzeneği Test/Analiz Karşılaştırması ve Analiz Modeli Güncelleme

Yapılan çalışmada izlenen adımlar sırasıyla şöyledir: İlk olarak test düzeneği tasarımı yapılmış ve Revizyon-5 modelinde karar kılınmıştır. Daha sonra Revizyon-5 modelinin her bir parçası üretilmiştir. Üretilen test düzeneği parçalarına ayrı ayrı çekiç testi gerçekleştirilmiştir. Test düzeneğindeki parçaların modal analiz sonuçları ile çekiç testi sonuçları karşılaştırılmıştır. Literatür çalışmalarında modal analiz - modal test arasındaki

farkın %10'nun altında olduğu tespit edilmiştir. Karşılaştırılan parçalarda analiz ve test sonuçları arasında tutarlılık varsa analiz modeli kullanılmıştır. Doğal frekans karşılaştırmalarında %10'nun üzerinde fark bulunan analiz modelleri üretilen parçalara göre güncellenmiştir. Şekil 6.12'de çalışmada izlenen adımlar özet olarak verilmiştir. Parça 2'nin test-analiz sonuçları arasındaki farkı %10'nun üzerinde olduğu tespit edilmiş ve Çizelge 6.4'te Parça 2'ye ait test-analiz doğal frekans sonuçlarının karşılaştırılması verilmiştir.

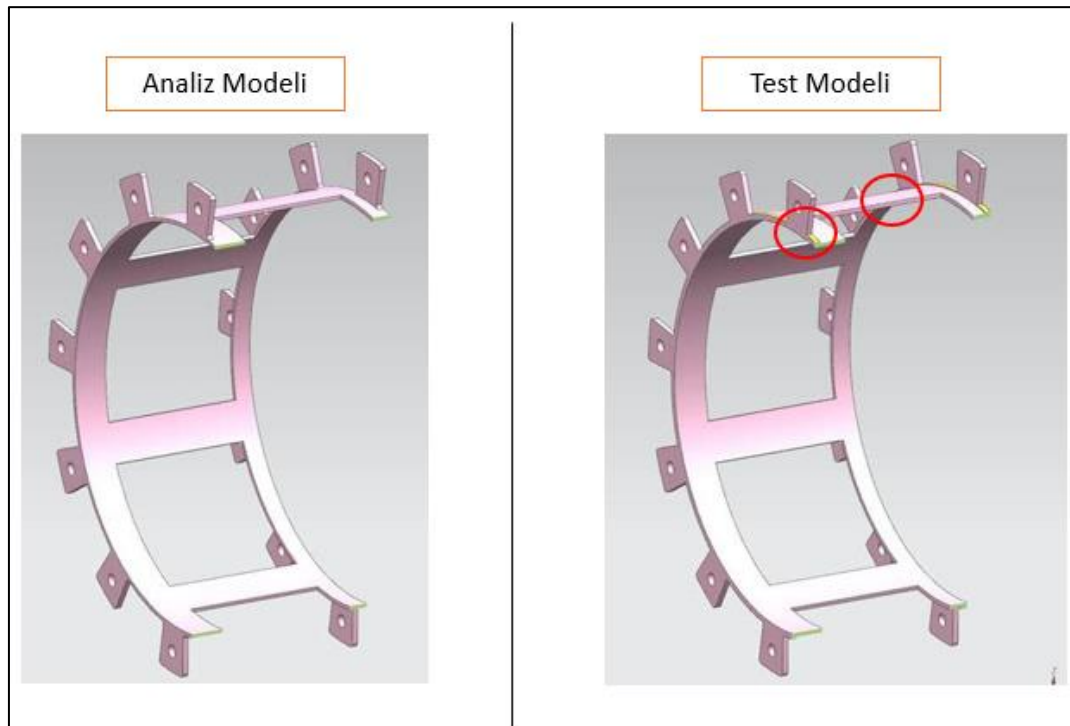


Şekil 6.12. Analiz/Test karşılaştırma süreci

Çizelge 6.4. Parça 2 test/analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması

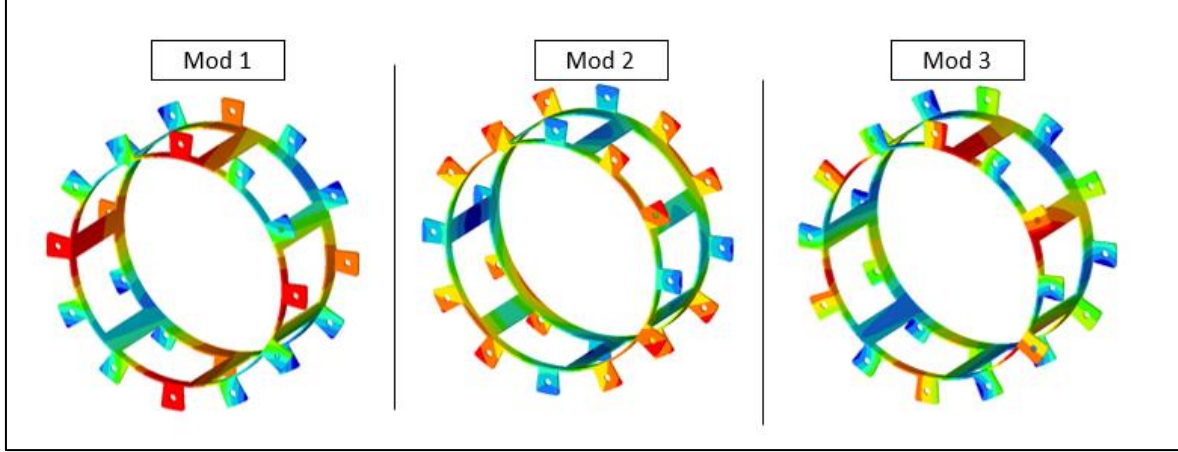
	ANALİZ	TEST	FARK (%)
Mod1	84,8	100,78	15,8
Mod2	137,4	146,78	6,39
Mod3	238,4	281,25	15,2

Parça 2 için yapılan modal analiz sonucu ve test sonuçları karşılaştırıldığında doğal frekanslar arasındaki fark %16'lara kadar çıkmaktadır. Yapılan karşılaştırmalarda analiz modeli ile test modeli arasında %10'nun üzerinde fark olduğu için üretilen parçanın kütle ve kalınlıkları analiz modelinde kullanılan model ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada üretilen modelin kütle ve kalınlıklarının analiz modeliyle farklı olduğu tespit edilmiş ve analiz modeli güncellenmiştir. Şekil 6.13'de analiz modeli ve test modeli arasındaki kalınlık farklılıkları gösterilmiştir.

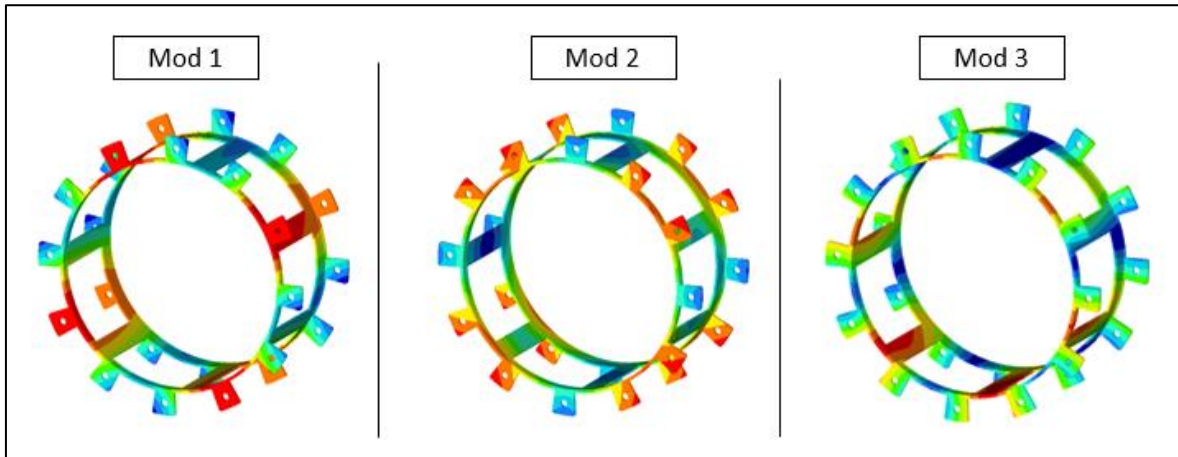


Şekil 6.13. Analiz modeli ve test modeli arasındaki farklılıklar

Yapılan değerlendirmede üretilen test parçasının flanş bölgesinin devamı 2 mm yerine 3 mm, yapının kafes bölgeleri 2 mm yerine 2,2 mm olarak üretilmiştir. Üretim farklılıkları sonucu Parça 2'nin kütlesi 248 g'dan 267 g'a çıkmıştır. Analiz modeli tekrar revize edilmiş ve revizyon öncesi ve sonrası mod şekilleri Şekil 6.14 ve 6.15'te verilmiştir.



Şekil 6.14. Parça 2 revize edilmemiş model mod şekilleri



Şekil 6.15. Parça 2 revize edilmiş model mod şekilleri

Revize edilen modelin doğal frekansı ile test modelinin doğal frekansı karşılaştırıldığında iki model arasındaki fark %7'lere kadar düşmüştür. Çizelge 6.5'te Parça 2'nin revize edilmiş analiz modeli ve test modelinin doğal frekansları karşılaştırılmıştır. Çizelge 6.6'da tüm parçalara ait analiz-test doğal frekans karşılaştırması verilmiştir.

Çizelge 6.5. Parça 2 test/ revize edilen analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması

	ANALİZ	TEST	FARK (%)
Mod1	101,51	100,78	0,72
Mod2	159,11	146,87	7,6
Mod3	284,06	281,25	0,98

Çizelge 6.6. Tüm parçaların test/analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması

	MOD 1			MOD 2			MOD 3		
	Analiz	Test	Fark (%)	Analiz	Test	Fark (%)	Analiz	Test	Fark (%)
Parça 1	263,91	266,36	0,91	427,1	446,83	4,41	466,9	471,22	0,91
Parça 2	101,51	100,78	0,72	159,11	146,87	7,6	284,06	281,25	0,98
Parça 3	69,78	68,76	1,48	115,67	109,43	5,7	191,63	184,38	3,93
Parça 4	101,51	101,92	0,4	159,11	148,38	6,74	284,06	281,26	0,99
Parça 5	268,03	266,36	0,62	428,16	446,83	4,17	469,73	471,22	0,31
Parça 6	114,16	108,24	5,46	428,6	446,83	5,13	469,73	471,22	4,23

7. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

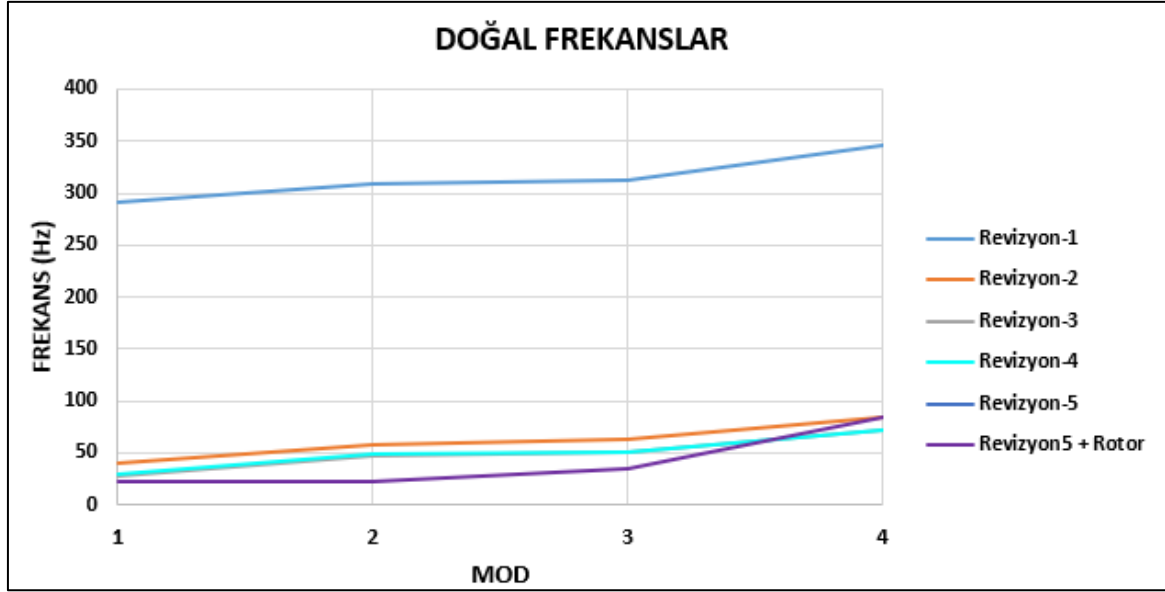
Gaz türbinlerindeki titreşimi azaltmak için dönen ve sabit parçaların tasarımı, normal çalışma koşullarında motordaki titreşimi önlemek üzerine yapılmaktadır. Motor dinamiğinin amacı, titreşimi azaltma metodolojilerini geliştirmektir. Bu sayede rotor üzerindeki dış etkiler tarafından tahrik edilen modların doğal frekansları açısından titreşim nedenlerini açıklayarak dönen makinelerin tasarımını, uygun işletimini ve bakım prosedürlerini mümkün kılar.

Literatürde gaz türbinli motorların titreşimi için yapılan çalışmalarda daha çok rotor üzerine yoğunlaşmıştır. Rotorun çalışmasını etkileyen bir diğer titreşim kaynağı ise rulman bölgelerinden bağlanan statik parçalardır. Statik parçalardaki titreşimler özellikle statik parçaların eğilme modu rotorun titreşmesini doğrudan etkilemektedir. Bu çalışmada literatürden farklı olarak gaz türbinlerindeki statik parçaların dinamik davranışı üzerine yoğunlaşmıştır.

Çalışmada ölçeği küçültülmüş gaz türbinli motorun statik parçalarının beş farklı tasarımı yapılmıştır ve HyperWorks programında modal analizleri gerçekleştirilerek istenilen frekans aralığında olacak şekilde Revizyon-5 modelinde karar kılınmıştır. Çizelge 7.1’de yapılan tasarım değişikliklerinin ve Revizyon-5 modelinin rotor ile birleştirilmiş durumdaki doğal frekans sonuçları verilmiştir. Şekil 7.1’de yapılan revizyon çalışmalarının modlara bağlı doğal frekans grafiği verilmiştir.

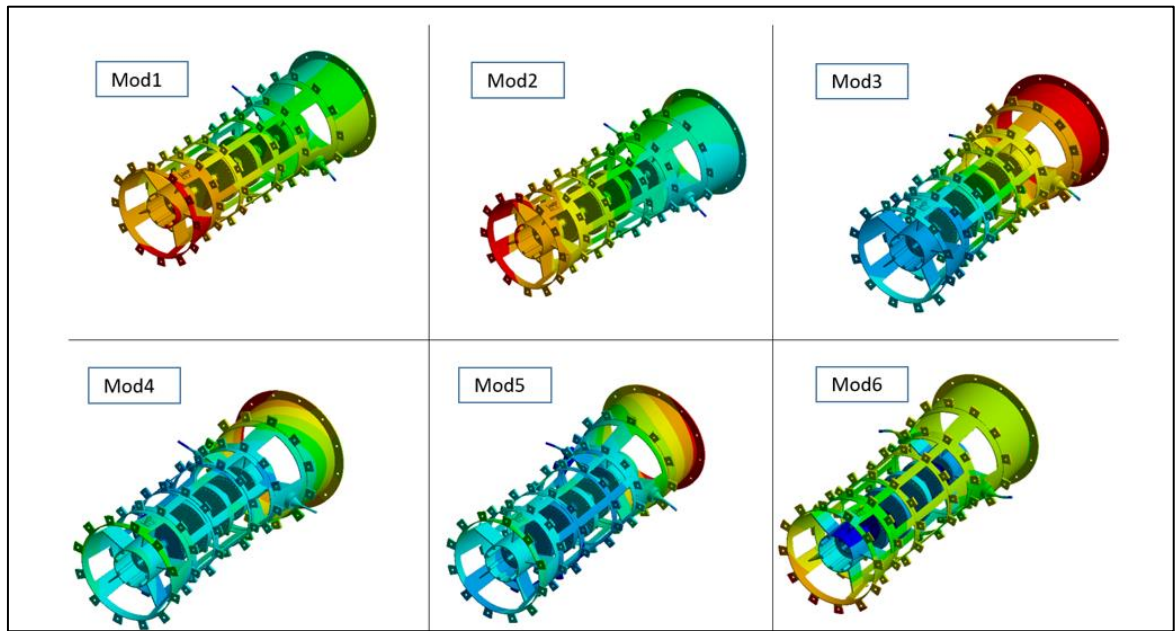
Çizelge 7.1. Revizyonlara ve rotor+stator birleşimine ait doğal frekans (Hz) sonuçları

	MOD 1	MOD 2	MOD 3	MOD 4
Revizyon-1	290,8	308,69	312,8	345,3
Revizyon-2	39,38	57,42	63,87	84,74
Revizyon-3	28,36	47,87	50,19	71,41
Revizyon-4	29,36	49,03	51,35	71,8
Revizyon-5	28,83	49,3	54,55	76,29
Revizyon-5 +Rotor	21,82	22,285	34,405	84,188



Şekil 7.1. Revizyonların modlara bağlı doğal frekans grafiği

Şekil 7.1’den de görüleceği üzere ilk revizyon çalışmasında doğal frekanslar 300-350 Hz seviyesindeyken yapılan revizyonlarla bu frekanslar 0-50 Hz aralığına çekilmiş ve rotorun çalışmasını etkileyecek mod şekillerinin olduğu Revizyon-5 modeli oluşturulmuştur. Şekil 7.2’de Revizyon-5’in rotorla birleştirilmiş haldeki mod şekilleri verilmiştir.



Şekil 7.2. Revizyon-5 ve rotorun birleştirilmiş modelinin mod şekilleri

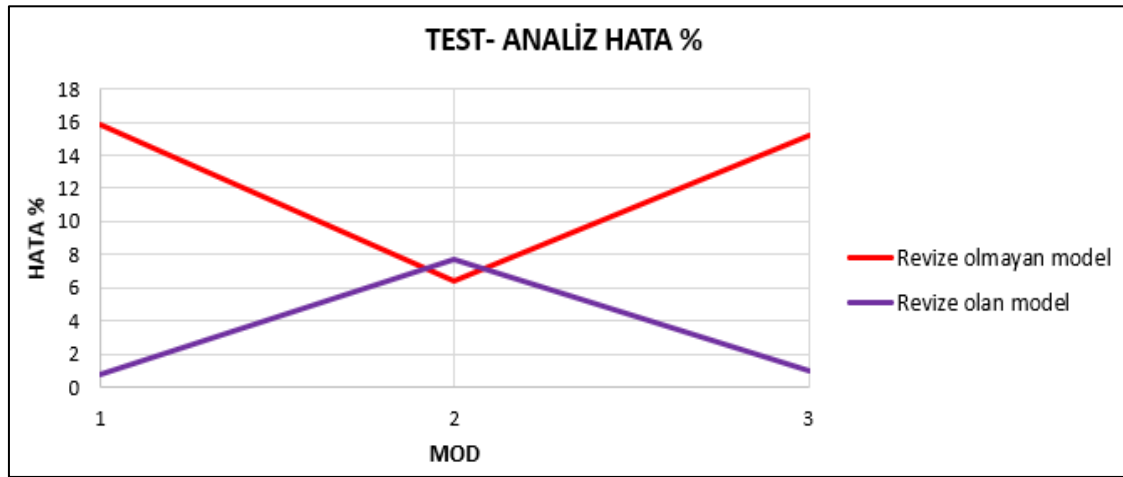
Tasarımında karar kılınan Revizyon-5 modelinin her bir parçası üretilmiş ve doğal frekansları modal test sonuçlarıyla karşılaştırılarak analiz modelinin doğrulama sürecine geçilmiştir. İlk olarak Revizyon-5 modelinin 2. ve 4. parçaları üretilmiştir (iki parçanın tasarımı aynıdır). Üretilen parça serbest-serbest modal testi için elastik bir iple bağlanmıştır. Test düzeneği oluşturulan parçaya çekiç sabit ivme ölçer hareketli durumu için çekiç testi yapılarak modal sonuçları elde edilmiştir. Parça 2 için yapılan değerlendirmede modal test sonuçları ile analiz modeli arasında %16 kadar fark tespit edilmiştir. Test parçasının ağırlığı ve kalınlıkları kontrol edilmiş ve analiz modeliyle farklılıklar ortaya çıkmıştır. Yapılan değerlendirmede analiz modelinde 2 mm olan kalınlıklar 2,2 mm, flanş bölgelerinin altındaki 2 mm olan bölgenin kalınlığı ise 3 mm olacak şekilde güncellenmiştir. Güncelleme sonrası ilk modelde %16'larda olan fark son modelde %7'lere kadar düşürülmüştür. Çizelge 7.2'de Parça 2'nin ilk analiz modelinin ve test modelinin doğal frekans sonuçları verilmiştir. Çizelge 7.3'te ise Parça 2 modelinin üretilen test modeline göre güncellenmiş analiz modelinin ve test modelinin doğal frekans sonuçları verilmiştir. Şekil 7.3'te Parça 2 için modlara bağlı doğal frekans farklılığının grafiği verilmiştir. Grafikte de görüldüğü üzere analiz modeli test modeli referans alınarak güncellendiğinde karşılaştırma sonuçları olumlu bir şekilde kabul edilir seviyenin (%10) altına düşürülmüştür. Diğer üretilen parçaların doğal frekansları modal analiz ve test ile karşılaştırıldığında aralarındaki farkın %10'nun altında olduğu tespit edilmiş ve analiz modelleri doğrulanmıştır. Çizelge 7.4'te Revizyon-5 modelinin tüm parçalarının test-analiz karşılaştırma sonuçları verilmiştir.

Çizelge 7.2. Parça 2 test/analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması

	Analiz	Test	Fark (%)
Mod 1	84,8	100,78	15,8
Mod 2	137,4	146,87	6,39
Mod 3	238,4	281,25	15,2

Çizelge 7.3. Parça 2 test/ revize edilen analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması

	Analiz	Test	Fark (%)
Mod 1	101,51	100,78	0,72
Mod 2	159,11	146,87	7,6
Mod 3	284,06	281,25	0,98



Şekil 7.3. Modlara bağlı frekans farklılığı grafiği

Çizelge 7.4. Tüm parçaların test/analiz doğal frekans (Hz) sonuç karşılaştırması

	MOD 1			MOD 2			MOD 3		
	Analiz	Test	Fark (%)	Analiz	Test	Fark (%)	Analiz	Test	Fark (%)
Parça 1	263,91	266,36	0,91	427,1	446,83	4,41	466,9	471,22	0,91
Parça 2	101,51	100,78	0,72	159,11	146,87	7,6	284,06	281,25	0,98
Parça 3	69,78	68,76	1,48	115,67	109,43	5,7	191,63	184,38	3,93
Parça 4	101,51	101,92	0,4	159,11	148,38	6,74	284,06	281,26	0,99
Parça 5	268,03	266,36	0,62	428,16	446,83	4,17	469,73	471,22	0,31
Parça 6	114,16	108,24	5,46	428,6	446,83	5,13	469,73	471,22	4,23

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada gaz türbini motorlarındaki statik parçaların rotorun titreşimini etkileyen önemli parametrelerden biri olduğuna dikkat çekmek için farklı tasarım çalışmaları yapılmış, karar verilen Revizyon-5 modeliyle rotor rulman bölgelerinden bağlanarak modal analizleri HyperWorks programında simüle edilmiştir. Yapılan simülasyon çalışması sonucunda statik parçalardaki bükülme modlarının ya da yatak bölgelerindeki dönme modlarının rotorun titreşmesine neden olduğu gözlemlenmiştir. Literatürde gaz türbinleri titreşimlerinde daha çok rotor üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır. Yapılan tez çalışmasında statik parçaların da rotorun titreşimini etkileyen önemli parametrelerden biri olduğuna dikkat çekilmiştir. Revizyon-5 analiz modelini doğrulamak için her bir parçanın üretimi gerçekleştirilmiş ve çekiç testi ile modal testleri yapılmıştır. Elde edilen test sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılmış %10'unun üzerinde fark olan analiz modellerinde güncellemeler yapılarak analiz modeli doğrulanmıştır. Revizyon-5 modelindeki Parça 2'de test-analiz karşılaştırılması yapıldığında %16 kadar fark tespit edilmiştir. Üretilen test modelinde inceleme yapılmış ve analiz modeliyle üretimden kaynaklı kalınlık farklılıkları olduğu görülmüştür. Parça 2 analiz modelindeki kalınlıklar test modeli referans alınarak güncellenmiş ve iki model tekrar karşılaştırılmıştır. Son durumda test-analiz arasındaki fark %7'lere kadar düşürülmüştür. Çalışmanın sonuçları görseller ve grafiklerle ilgili bölümlerde verilmiştir. Güncelleme sonucunda Revizyon-5 parçasının bütün parçalarının test-analiz karşılaştırmasının %10'nun altında olduğu tespit edilmiş, analiz modellerinin doğruluğu sağlanmıştır.

Gelecek çalışmalarda test sistemi parçaları birleştirilerek analizde kullanılan birleştirme elemanlarının (civata vs.) test ile doğrulaması yapılabilir. Doğrulama çalışmalarından sonra motor bütünü modelinin test-analiz karşılaştırması gerçekleştirilebilir. Rotoru etkileyen motorun bütün modelindeki modlar test ile doğrulanabilir. Analiz sürelerinde ve modellemedeki zorlukları azaltmak için indirgenmiş modellerle modal analiz çalışmaları yapılarak test karşılaştırması yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: NASA, Engines. Web: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/UEET/StudentSite/engines.html>, Son Erişim Tarihi: 27.04.2023.
2. İnternet: Makine, Gaz Türbinlerinin Gelişimi. Web: <https://erhandilaver.blogspot.com/2014/12/gaz-turbinlerinin-gelisimi.html> Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
3. Özkan, E. (2008). *Modeli Yapılan Bir Gaz Türbinli Motor Yanma Odasında Yanmanın Sayısal İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 84.
4. İnternet: Wikipedia, Whittle W.1X turbojet motoru (A19500082000) ulusal hava ve uzay müzesi koleksiyonu. Web: https://en.wikipedia.org/wiki/Power_Jets_W.1#/media/File:Whittle_W.1X_NASM.jpg, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
5. İnternet: Wikipedia, General Electric F110. Web: https://tr.wikipedia.org/wiki/General_Electric_F110, Son Erişim Tarihi: 15.06.2023.
6. İnternet: DEFENCETURKEY, Milli muharip uçak için ilk parti F110 motorları teslim edildi. Web: [https://www.defenceturkey.com/tr/icerik/mmu-da-kullanilacak-ilk-parti-f110-motorlari-teslim-edildi-5091#:~:text=Milli%20Muharip%20U%C3%A7ak%20\(MMU\)%20Projesi,toplam%2010%20motor%20temin%20edilecek](https://www.defenceturkey.com/tr/icerik/mmu-da-kullanilacak-ilk-parti-f110-motorlari-teslim-edildi-5091#:~:text=Milli%20Muharip%20U%C3%A7ak%20(MMU)%20Projesi,toplam%2010%20motor%20temin%20edilecek), Son Erişim Tarihi: 15.06.2023.
7. İnternet: Wikipedia, Timeline of jet power. Web: https://en.wikipedia.org/wiki/Timeline_of_jet_power, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
8. İnternet: TEI, TEI-TF6000 turbofan motoru. Web: <https://www.tei.com.tr/tr/urunler/tei-tf6000-turbofan-motoru>, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
9. İnternet: Ulumekatronik, Jet motoru çalışma prensibi ve türleri. Web: <https://ulumekatronik.blogspot.com/2016/11/jet-motoru-calsma-prensibi-ve-turleri.html>, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
10. Çengel, Y.A., Boles, M.A. (2008). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. İstanbul: McGraw-Hill Science and Engn. Inc., 950.
11. İnternet: Wikipedia, Turbojet. Web: https://tr.wikipedia.org/wiki/Turbojet#/media/Dosya:Jet_engine_turkish.svg, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
12. İnternet: Wikipedia, Turboprop. Web: https://tr.wikipedia.org/wiki/Turboprop#/media/Dosya:Turboprop_operation-en.svg, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.

13. İnternet: Wikipedia, Turbofan. Web: https://tr.wikipedia.org/wiki/Turbofan#/media/Dosya:Turbofan_operation.svg, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
14. İnternet: Wikipedia, Turboşaft. Web: https://tr.wikipedia.org/wiki/Turbo%C5%9Faft#/media/Dosya:Turboshaft_operation.png, Erişim Tarihi: 04.05.2023.
15. İnternet: Wikipedia, Ramjet. Web: https://tr.wikipedia.org/wiki/Ramjet#/media/Dosya:Ramjet_operation.png, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
16. İnternet: Wikipedia, Scramjet. Web: <https://tr.wikipedia.org/wiki/Scramjet>, Son Erişim Tarihi: 23.07.2023.
17. İnternet: Bulgarianmilitary.com, Scramjet. Web: <https://bulgarianmilitary.com/2022/01/25/china-has-tested-hyper-scramjet-engine-with-two-stage-booster/>, Son Erişim Tarihi: 23.07.2023.
18. Bakır, O. (2010). *Gaz Türbinli Motor Performans Parametrelerinin İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 80.
19. İnternet: PATENT, “Combustion chamber for a gas turbine” Web: <https://patents.google.com/patent/US3287905A/en>, Son Erişim Tarihi: 04.05.2023.
20. Turan, Ö. (2000). *Gaz Türbinli Motorlarda Performans Analiz ve Değerlendirme Programları*. Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 195.
21. Matsushita, O., Tanaka, M., Kanki, H., Kobayashi, M., Keogh, P., (2017). *Vibration of Rotating Machinery*. (Volume 1). Japan: Springer, 9-10. DOI 10.1007/978-4-431-55456-1.
22. Körük, H. (2008). *Measurement, Modelling and Modal Analyses of Helicopter Structures*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 189.
23. İnternet: LISUNGROUP, International standard. Web: <https://www.lisungroup.com/wp-content/uploads/2020/02/IEC60068-2-75-2014-Standard-Free-Download.pdf>, Son Erişim Tarihi: 23.07.2023.
24. İnternet: DYNALABS, Modal test & modal analysis. Web: <https://www.dynalabs.com.tr/modal-test-modal-analysis/>, Son Erişim Tarihi: 06.05.2023.
25. İnternet: Wikipedia, Modal Testing. Web: https://en.wikipedia.org/wiki/Modal_testing#/media/File:Vibration_testing.svg, Son Erişim Tarihi: 06.05.2023.

26. Ewins, D.J. (2000). *Modal Testing: Theory, Practice and Applications*. (2nd edition). ABD: John Wiley & Son Publisher, 592.
27. İnternet: MATHWORKS, MAC. Web: <https://in.mathworks.com/matlabcentral/mlc-downloads/downloads/3d141a23-0383-4280-acab-fed0e52ead51/65ef69c7-b334-4cac-9e88-1b77390a1869/images/1606256304.jpg>, Son Erişim Tarihi: 06.05.2023.
28. Imamovic, N. (1998). *Validation of Large Structural Dynamics Models Using Modal Test Data*. PhD Thesis, Imperial College of Science, Technology & Medicine, London, U.K., 200.
29. Mercer, J.F., Aglietti, G.S., Kiley, A.M. (2015). *Modal and frequency domain based techniques for finite element model correlation*. 5th ECCOMAS Thematic Conference on Computaional Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering, Crete Island, Greece., 18.
30. İnternet: Finite Element Model Updating in Structural Dynamics. Ebook. Web: https://www.academia.edu/19090992/_M_I_Friswell_J_E_Mottershead_auth_Fini_Book_ZZ_org_, Son Erişim Tarihi: 06.05.2023.
31. Liu, G., Cong, J., Wang, P., Du, S., Wang, L., & Chen, R. (2022). Study on vertical vibration and transmission characteristics of railway ballast using impact hammer test. *Journal of Construction and Building Materials*, 1-11. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2021.125898>.
32. Rad, Z. (2005). Finite element, modal testing and modal analysis of a radial flow impeller. *Iranian Journal of Science & Technology, Transaction B, Engineering*, Vol. 29, 157-169.
33. Lorenzo, E., Manzato, S. (2019), *Modal analysis of wind turbine blades with different test setup configurations topics in modal analysis and testing*. Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, İran, 8. https://doi.org/10.1007/978-3-030-12684-1_14.
34. Pala, M. (2020). *Etkin Bir Modal Analiz için Sensör Konumlarının Belirlenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 91.
35. Combescure, D., Lazarus, A., (2008). Refined finite element modelling for the vibration analysis of large rotating machines: Application to the gas turbine modular helium reactor power conversion unit. *Journal of Noise and Vibration*, 318(4,5), 1262-1280.
36. Dilip, A.B., Zameer, S., (2014). Modal analysis of gas turbine rotor component using finite element analysis. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 2278-0181.
37. Verhees, M.L.J., (2004). Experimental modal analysis of a turbine blade. *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej* 293, 371-378.
38. Efe-Ononeme, O.E., Ikpe, A. E., Ariaive, G.O., (2014). Modal analysis of conventional gas turbine blade materials (Udimet 500 and In738) for industrial applications. *Journal of Engineering Technology and Applied Sciences*, 3 (2), 119-133.



Gazili olmak ayrıcalıktır