



**SİLAH SİSTEMLERİNDE KULLANILAN DİŞLİ ÇARKLARDA BOŞLUK  
ALMA SİSTEMİ TASARIMI VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

**Buğra ÖLÇER**

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

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EYLÜL 2019**

Buğra ÖLÇER tarafından hazırlanan “SİLAH SİSTEMLERİNDE KULLANILAN DIŞLI ÇARKLARDA BOŞLUK ALMA SİSTEMİ TASARIMI VE İYİLEŞTİRİLMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY ÇOKLUĞU ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Prof. Dr. Rahmi ÜNAL

.....

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

**Başkan:** Prof. Dr. Sadettin ORHAN

.....

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

**Üye:** Prof. Dr. Abuzer Kadir ÖZSUNAR

.....

Makina Elektronik Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 06/09/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## 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.

Buğra ÖLÇER

06/09/2019

# SİLAH SİSTEMLERİNDE KULLANILAN DIŞLI ÇARKLARDA BOŞLUK ALMA SİSTEMİ TASARIMI VE İYİLEŞTİRİLMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Buğra ÖLÇER

GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2019

## ÖZET

Engebeli arazilerin oluşturduğu titreşim ve hareketleri kontrol ederek silah namlusunun istenen yönde sabit tutulması için yükseliş eksenli dişli çarkının boşluksuz olması önemli bir unsurdur. Sabit eksen mesafesine sahip dişli çiftlerinde imalat toleransları nedeniyle, çalışma esnasında diş boşluğu değeri sürekli olarak değişmektedir. Tahrik eden dişlinin hareket yönünün sıklıkla yön değiştirdiği mühendislik uygulamalarında bu boşluğun en aza indirilmesi, hatta ortadan kaldırılması kontrolcü performansı açısından önem kazanmaktadır. Bu çalışmada, çalışma bölgesine özel diş boşluğu alma mekanizması geliştirilmiş, testleri yapılmış ve kalifiye bir sistem olarak ele alınmıştır. Silah sistemi ve dişli çifti zeminden gelen bozucu etkilerle birlikte modellenmiş, diş boşluğu alma mekanizması bu sisteme entegre edilmiştir. Giriş dişlisi tahrik edilirken verilecek torklar geri besleme kullanılarak hesaplanmış ve silah sisteminin yükseliş ekseninde kullanılan diş boşluğu alma mekanizması dişli çifti modeline entegre edilerek mekanizmanın dinamik performansa etkisi incelenmiş, oluşturulan bu dinamik analiz modeliyle mekanizma iyileştirilmiş ve boşluk alma mekanizmasının en uygun tasarıma ulaşmasının sağlanması hedeflenmiştir. Ayrıca iyileştirilmiş mekanik sistemin, kule atış testleri ile çalışma performansı incelenmiştir. Silah sistemiyle yapılan atış testleri sonuçları boşluksuz olarak çalışan bir dişli çark mekanizmasının atış isabet oranı açısından ne kadar önemli olduğunu göstermiştir. Sonuç olarak yapılan iyileştirmeler neticesinde atış performansı iyileştirilmiştir.

Bilim Kodu : 91432

Anahtar Kelimeler : Dişli Çarklar, Boşluk Alma Mekanizması, Titreşim, Dinamik Analiz

Sayfa Adedi : 67

Danışman : Prof. Dr. Rahmi ÜNAL

DESIGN AND IMPROVEMENT OF NON-GEAR BACKLASH SYSTEM USED IN  
WEAPON SYSTEM

(M. Sc. Thesis)

Buğra ÖLÇER

GAZİ UNIVERSITY  
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

September 2019

ABSTRACT

It is important to keep the gun barrel fixed in the desired direction by controlling the vibrations and movements created by the rough terrain, and the ascent axis of the gear wheel to be free of cavities. Due to manufacturing tolerances in gear pairs with fixed axis distance, the tooth gap value changes continuously during operation. In engineering applications where the direction of movement of the driving gear frequently changes direction, minimizing or even eliminating this gap is important for controller performance. In this study, special non-gear backlash mechanism has been developed, tested and considered as a qualified system. The weapon system and the gear pair are modeled with disturbing effects from the ground and the non-gear backlash mechanism is integrated into this system. Torques to be given while driving the input gear were calculated by using feedback and the tooth gap taking mechanism used in the ascending axis of the gun system was integrated into the gear pair model and the effect of the mechanism on the dynamic performance was investigated, the mechanism was improved with this dynamic analysis model and the aim was to achieve the optimum design of the gap taking mechanism. In addition, the performance of the improved mechanical system was tested by tower firing tests. The results of the firing tests performed by the weapon system have shown how important a gear mechanism works with no gap in terms of accuracy. As a result of the improvements, firing performance has been improved.

Science Code : 91432

Key Words : Gear, Non-Gear Backlash Mechanism, Vibration, Dynamic Analysis

Page Number : 67

Supervisor : Prof. Dr. Rahmi ÜNAL

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmamda çok değerli bilgi birikimi ile beni yönlendiren, güvenini ve desteğini eksik etmeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Rahmi ÜNAL'a ve bu süreçte yanımda olan ve emeği geçen değerli mesai arkadaşlarım ve dostlarıma teşekkürü bir borç bilirim. Tez çalışmamda incelediğim sistemle ilgili üretimleri yapan ve testleri gerçekleştirmemde tüm olanaklarını sunan ve sonuçlarını kullanmama izin veren şirketime ve değerli yöneticilerime teşekkür eder ve saygılarımı sunarım.

Sürekli olarak benden desteğini esirgemeyen ve çalışmam ile ilgili sürekli beni teşvik eden kıymetli eşim Rüya KUMRU ÖLÇER'e ve şüphesiz bu günlere gelmemde büyük emekleri olan aileme şükranlarımı sunar teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

|                                                                             | Sayfa |
|-----------------------------------------------------------------------------|-------|
| ÖZET .....                                                                  | iv    |
| ABSTRACT.....                                                               | v     |
| TEŞEKKÜR.....                                                               | vi    |
| İÇİNDEKİLER .....                                                           | vii   |
| ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....                                                   | ix    |
| ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....                                                     | x     |
| RESİMLERİN LİSTESİ .....                                                    | xii   |
| SİMGELER VE KISALTMALAR.....                                                | xiii  |
| 1. GİRİŞ.....                                                               | 1     |
| 2. DIŞLI ÇARKLARDA BOŞLUK ALMA YÖNTEMLERİ VE<br>LİTERATÜR ARAŞTIRMASI ..... | 3     |
| 2.1. Dişli Çarklarda Boşluk Tipleri .....                                   | 3     |
| 2.2. Boşluk Azaltma Yöntemleri.....                                         | 4     |
| 2.2.1. Hassas dişliler .....                                                | 4     |
| 2.2.2. Modifiye tasarım dişliler.....                                       | 5     |
| 2.2.3. Özel tasarımlar .....                                                | 7     |
| 2.3. Titreşim .....                                                         | 8     |
| 2.4. Rezonans .....                                                         | 16    |
| 2.5. Literatür Araştırması .....                                            | 19    |
| 3. MALZEME VE YÖNTEM .....                                                  | 27    |
| 3.1. Motor-Redüktör.....                                                    | 27    |
| 3.2. Ölçüm Cihazları .....                                                  | 27    |
| 3.2.1. Komparatörler .....                                                  | 28    |
| 3.2.2. Açısal hız sensörleri .....                                          | 30    |



**Sayfa**

|                                                                                                                       |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 3.3. Bilgisayar Programları .....                                                                                     | 31        |
| 3.3.1. Catia .....                                                                                                    | 31        |
| 3.3.2. RecurDyn .....                                                                                                 | 31        |
| 3.4. Yöntem .....                                                                                                     | 31        |
| 3.5. Hareket Denklemlerinin Çözümü.....                                                                               | 32        |
| 3.6. Modal Analiz Denklemleri.....                                                                                    | 34        |
| 3.7. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesinde Kullanılan Varsayım ve Kabuller...                                      | 36        |
| <b>4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE YORUMLAR .....</b>                                                                       | <b>39</b> |
| 4.1. Boşluk Alma Sistemi Tasarımı .....                                                                               | 39        |
| 4.2. Boşluk Alma Sisteminin Performansı .....                                                                         | 41        |
| 4.3. Problemin Kaynağının Tespit Edilmesi .....                                                                       | 42        |
| 4.3.1. Deplasman ölçümleri .....                                                                                      | 43        |
| 4.3.2. Açık Ölçümleri.....                                                                                            | 45        |
| 4.4. Boşluk Alma Mekanizması İyileştirme Adımları .....                                                               | 47        |
| 4.4.1. Boşluk alma mekanizmasında tasarım problemlerinin tayini .....                                                 | 48        |
| 4.4.2. Disk yaylar, gerdirme saptaması, dişli tepki kuvvetinin iyileştirme çalışmalarına etkisi.....                  | 53        |
| 4.4.3. Boyutların küçültülmesi, rulmanların yerine burç bilezik kullanılmasının iyileştirme çalışmalarına etkisi..... | 56        |
| 4.5. Nihai Tasarımın Atış Testleri Performansı .....                                                                  | 59        |
| 4.6. Sonuçların Değerlendirilmesi.....                                                                                | 60        |
| <b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>                                                                                  | <b>63</b> |
| 5.1. Sonuçlar.....                                                                                                    | 63        |
| 5.2. Öneriler.....                                                                                                    | 64        |
| <b>KAYNAKLAR .....</b>                                                                                                | <b>65</b> |
| <b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>                                                                                                 | <b>67</b> |

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

| Çizelge                                                                                | Sayfa |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Çizelge 4.1. Kule sistemi üzerinde yer alan ölçüm ekipmanları ve konumları .....       | 43    |
| Çizelge 4.2. Engebeli parkurdan geçiş esnasında kaydedilen deplasman mertebeleri ...   | 44    |
| Çizelge 4.3. Engebeli parkurdan geçiş esnasında kaydedilen açısal hız değişimleri..... | 45    |
| Çizelge 4.4. Engebeli parkurdan geçiş esnasında kaydedilen açısal hız değişimleri..... | 46    |
| Çizelge 4.5. Silah sistemi boşluk alma mekanizması hesaplamaları .....                 | 49    |

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

| Şekil                                                                                      | Sayfa |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 2.1. Dişli çarklarda boşluk çeşitleri .....                                          | 3     |
| Şekil 2.2. Hassas dişli çark mekanizmalı sistem.....                                       | 4     |
| Şekil 2.3. Modifiye tasarım dişliler.....                                                  | 5     |
| Şekil 2.4. Dişli boşluk alma sistemlerine ait örnekler .....                               | 5     |
| Şekil 2.5. Özel tasarım dişliler .....                                                     | 7     |
| Şekil 2.6. Bir harmonik harekete ait genlik- zaman grafiği .....                           | 9     |
| Şekil 2.7. Titreşimin en basit formu.....                                                  | 10    |
| Şekil 2.8. Titreşimin esasları.....                                                        | 10    |
| Şekil 2.9. m kütlesi.....                                                                  | 11    |
| Şekil 2.10. m kütleleri .....                                                              | 11    |
| Şekil 2.11. k yayı .....                                                                   | 12    |
| Şekil 2.12. c damperi .....                                                                | 12    |
| Şekil 2.13. Tahrik uygulanması .....                                                       | 13    |
| Şekil 2.14. Periyodik titreşim.....                                                        | 14    |
| Şekil 2.15. Harmonik osilatör .....                                                        | 15    |
| Şekil 2.16. RF' in faz ve genliğinin Bode grafiği .....                                    | 18    |
| Şekil 2.17. Boşluklu dişli çarklarda engebeli arazide temas şekilleri.....                 | 19    |
| Şekil 2.18. Açısal pozisyonun zamanla değişimi.....                                        | 20    |
| Şekil 2.19. Açısal pozisyonun zamanla değişimi.....                                        | 20    |
| Şekil 2.20. Boşluk alma mekanizması varken namlunun açısal konumunun zamanla değişimi..... | 21    |
| Şekil 2.21. Kule gövdesine gelen açısal bozucu etkinin zamanla değişimi.....               | 21    |
| Şekil 2.22. Bir sonsuz vida dişlisi ve karşılık dişli mekanizmasının gösterimi .....       | 23    |
| Şekil 2.23. Sonsuz dişli boşluk azaltma.....                                               | 23    |
| Şekil 4.1. Boşluk alma sistemi kompleksi .....                                             | 39    |

| <b>Şekil</b>                                                                                                 | <b>Sayfa</b> |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Şekil 4.2. Boşluk alma sistemi kompleksi .....                                                               | 39           |
| Şekil 4.3. Boşluk alma sistemi kompleksi ürün ağacı .....                                                    | 40           |
| Şekil 4.4. Test esnasında kule sistemi üzerine yerleştirilen komparatörlerin konumu ...                      | 43           |
| Şekil 4.5. Engebeli parkurdan sırasıyla 30 ve 40 kph hızla geçiş esnasında kaydedilen esneme değerleri ..... | 44           |
| Şekil 4.6. Sapma eksenindeki açısal hız değerleri .....                                                      | 45           |
| Şekil 4.7. Yuvarlanma eksenindeki açısal hız değerleri .....                                                 | 46           |
| Şekil 4.8. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım .....                                           | 48           |
| Şekil 4.9. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım .....                                           | 50           |
| Şekil 4.10. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım .....                                          | 50           |
| Şekil 4.11. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım analiz görüntüsü.....                          | 51           |
| Şekil 4.12. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım kuvvetler .....                                | 51           |
| Şekil 4.13. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım frekans grafiği.....                           | 52           |
| Şekil 4.14. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş ikinci tasarım .....                        | 53           |
| Şekil 4.15. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş ikinci tasarım .....                        | 54           |
| Şekil 4.16. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş tasarım yandan görünüm ..                   | 54           |
| Şekil 4.17. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş tasarım frekans grafiği.....                | 55           |
| Şekil 4.18. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş son tasarım yandan görünüm.....             | 56           |
| Şekil 4.19. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş son tasarım.....                            | 57           |
| Şekil 4.20. Silah sistemi boşluk alma mekanizması son tasarım analiz görüntüleri.....                        | 57           |
| Şekil 4.21. Silah sistemi boşluk alma mekanizması son tasarım frekans grafiği .....                          | 58           |
| Şekil 4.22. Silah sistemi boşluk alma mekanizması nihai tasarım kompleksi.....                               | 60           |
| Şekil 4.23. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım kompleksi.....                                 | 61           |
| Şekil 4.24. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş ikinci tasarım kompleksi ....               | 62           |
| Şekil 4.25. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş nihai tasarım kompleksi.....                | 62           |

## RESİMLERİN LİSTESİ

| Resim                                                                                                      | Sayfa |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Resim 2.1. Yana dönüş sistemi boşluk alma mekanizması .....                                                | 22    |
| Resim 2.2. Eksantrik mil ve boşluk alma .....                                                              | 24    |
| Resim 2.3. Tank deneysel operasyonel modal analiz testleri .....                                           | 25    |
| Resim 3.1. Sistemde kullanılan motor .....                                                                 | 27    |
| Resim 3.2. Motor alt bölgesindeki komparatörün konumu .....                                                | 28    |
| Resim 3.3. Braket ve motor gövdesi arasına yerleştirilen komparatörün görünümü.....                        | 28    |
| Resim 3.4. Pinyon dişli bölgesine yerleştirilen komparatörün görünümü.....                                 | 29    |
| Resim 3.5. Dişli eksen çekici yay bölgesine yerleştirilen komparatörün<br>görünümü .....                   | 29    |
| Resim 3.6. Açısal hız ölçüm jiroskopu .....                                                                | 30    |
| Resim 3.7. Tutucu braket, gövde yan duvara bağlayan braket üzerinde yer alan<br>açısal hız sensörleri..... | 30    |
| Resim 4.1. Silah sistemi ilk boşluk alma mekanizması tasarımı ile atış hedef<br>görüntüsü .....            | 41    |
| Resim 4.2. Silah sistemi atış anı titreşim izleme .....                                                    | 42    |
| Resim 4.3. Silah sisteminde yükseliş tahrik sisteminin görünümü.....                                       | 42    |
| Resim 4.4. Motor gövdesi üzerinde üst ve yan yüzeyde yer alan açısal hız<br>sensörleri.....                | 47    |
| Resim 4.5. Silah sistemi boşluk alma mekanizması nihai tasarım ile yapılan atış<br>hedef görüntüsü .....   | 59    |

## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

| Simgeler        | Açıklamalar              |
|-----------------|--------------------------|
| $\omega$        | Frekans                  |
| $w_n$           | Sistemin doğal frekansı  |
| $X_{st}$        | Statik yer değiştirme    |
| $[K]$           | Yay rijitlik matrisi     |
| $[M]$           | Kütle matrisi            |
| $\{\emptyset\}$ | Öz vektör veya mod şekli |
| $\{u\}$         | Yer değiştirme vektörü   |
| $^\circ$        | Derece                   |
| $a$             | İvme                     |
| $A$             | Kare Matris              |
| $c$             | Damper                   |
| $df$            | Diş Dibi Çapı            |
| $F$             | Kuvvet                   |
| $F_n$           | Dişli Normal Kuvveti     |
| $F_t$           | Dişli Teğetsel Kuvveti   |
| $g$             | Ağırlık Merkezi          |
| $Hz$            | Hertz                    |
| $I$             | Birim Matris             |
| $j_n$           | Normal Boşluk            |
| $j_r$           | Radyal Boşluk            |
| $j_t$           | Çevresel Boşluk          |
| $j_x$           | Eksenel Boşluk           |
| $j_\theta$      | Açısal Boşluk            |
| $k$             | Yayın sertliği           |
| $M$             | Moment                   |
| $m$             | Kütle                    |

| <b>Simgeler</b> | <b>Açıklamalar</b>          |
|-----------------|-----------------------------|
| <b>m</b>        | Metre                       |
| <b>m²</b>       | Metrekare                   |
| <b>mm</b>       | Mili Metre                  |
| <b>mn</b>       | Diş Modülü                  |
| <b>MPa</b>      | Mega Paskal                 |
| <b>N</b>        | Newton                      |
| <b>Nm</b>       | Newton Metre                |
| <b>P</b>        | Güç                         |
| <b>R</b>        | Dinamik Büyütme Faktörü     |
| <b>r</b>        | Frekans Oranı               |
| <b>Rad</b>      | Radyan                      |
| <b>rpm</b>      | Bir Dakikadaki Devir Sayısı |
| <b>s</b>        | Saniye                      |
| <b>T</b>        | Periyot                     |
| <b>T</b>        | Tork                        |
| <b>t</b>        | Zaman                       |
| <b>Ta</b>       | İvmelenme Torku             |
| <b>Tf</b>       | Sürtünme Torku              |
| <b>Tth</b>      | Teorik Tahrik Torku         |
| <b>Tub</b>      | Dengelenmemiş Tork          |
| <b>wl</b>       | Maksimum Hız                |
| <b>x</b>        | Öz Vektör                   |
| <b>z</b>        | Diş Sayısı                  |
| <b>αb</b>       | Basınç Açısı                |
| <b>ζ</b>        | Sönüm Oranı                 |
| <b>μm</b>       | Mikrometre                  |
| <b>σ</b>        | Dinamik Temas Gerilmesi     |
| <b>X0</b>       | Genlik                      |
| <b>x</b>        | Anlık yer Değiştirme        |
| <b>ξ</b>        | Sistemin Sönüm Faktörü      |
| <b>λ</b>        | Öz Değer                    |

**Kısaltmalar****Açıklamalar****FRF**

Frekans Cevap Fonksiyonu

**PLM**

Ürün Yaşam Çevrimi



## 1. GİRİŞ

Savaş araçlarında ve tanklarda, silah kulesi sistemlerinde yana dönüş ve yükseliş eksenlerinde çalıştırmak için elektrikli motorlar kullanılır. Bir silah kulesinin iç hacmindeki sınırlı alandaki hareketlilik gereklerine uymak için elektrikli motorlarla beraber dişli çiftlerinin kullanılması gerekmektedir. Silah sisteminin daha iyi isabetli vuruş yüzdesi sağlamak için silah kontrol sistemlerinin yardımıyla sorunsuz bir çalışma platformu sağlaması gerekmektedir. Engeli arazilerin oluşturduğu titreşim ve hareketleri kontrol ederek silah namlusunun istenen yönde sabit tutulması stabilizasyon olarak adlandırılır. Stabilizasyon için yükseliş eksenini dişli çarkının boşluksuz olması önemli bir unsurdur.

Silah sistemlerinde seyir halinde ve her türlü arazi şartlarında, hareketli hedeflere, ilk atımda yüksek vuruş ihtimalinin olması, silah sistemleri kulesi üreten firmaların en önemli hedefleri arasındadır. Hareket halinde olan bir silah sistemi değişik/bozuk yol ve arazi şartlarında sürekli sarsılmakta veya konum değiştirmektedir. Bu durumda silah sistemlerini kullanan nişancıların sıhhatli atışlar yapmaları ve vuruş yüzdelerinin yüksek olması son derece zorlaşmaktadır. Hareket halinde olan bir silah sistemini kullanan nişancının sıhhatli atışlar yapmasını ve vuruş yüzdesinin yüksek olması maksadıyla silahın sürekli hedef bölgesinde ve sabit bir şekilde durması gerekmektedir. Sabit eksen mesafesine sahip dişli çiftlerinde imalat toleransları nedeniyle, çalışma esnasında diş boşluğu değeri sürekli olarak değişmektedir. Tahrik eden dişlinin hareket yönünün sıklıkla yön değiştirdiği mühendislik uygulamalarında bu boşluğun en aza indirilmesi, hatta ortadan kaldırılması kontrolcü performansı açısından önem kazanmaktadır. Diş boşluğunun doğrusal olmayan bir karakteristiğe sahip olması, kontrol sistemi açısından performans düşüklüğüne yol açtığından diş boşluğunu almak için uygulanan doğrusal olmayan kontrol algoritmalarına ek olarak mekanik çözümler de geliştirilmiştir [1-4]. Yükseliş eksenindeki dişli mekanizmanın boşluğundan dolayı, kontrolü yapılan namlu, arazideki engebelerden ve sistemden gelen tahrikler sebebiyle yapısal olarak doğal frekanslarda kontrolsüz salınım hareketi yapmaktadır. Silah sistemlerinde mekanik olarak boşlukların en aza indirilmesi kontrol sisteminin işini kolaylaştırmakta ve hedeften sapmalar en aza inmektedir.

Dişli çarklardaki boşluk alma sistemleri kullanılacak sistemlere göre farklılık göstermektedir. Küçük boyutlu sistemlerde ayrı olarak iki dişli arasına yerleştirilen yay kuvvetinin baskısıyla bu boşluk giderilirken, büyük boyutlu sistemlerde bu boşluğu giderecek yay için daha fazla kuvvete ihtiyaç duyulduğundan ayrı dişli boşluk alma mekanizmaları pek kullanılmaz. Bunun Silah sisteminde ve tüm buna benzer hassasiyet gerektiren sistemlerde boşluk alma mekanizması olmazsa olmaz parçalardan biri olmalıdır. Verimli bir sistem ve sistemin kontrol uygulaması için önemli bir kriterdir.yerine mantık aynı kalacak şekilde yay kuvveti yine kullanılarak özel çözümler geliştirilir. İnişli çıkışlı bir arazide yüksek frekanslı hareketler altında motor pinyonunun ani yön değişimleri göz önüne alındığında, silah sistemlerinde tatminkâr kontrol performansı sağlamak için boşluk alma sistemi hayati öneme sahiptir.

Bu çalışmada, çalışma bölgesine özel diş boşluğu alma mekanizması geliştirilmiş, testleri yapılmış ve kalifiye bir sistem olarak ele alınmıştır. Dişli boşluğu olan silah sistemi yükseliş eksen mekanizmasına boşluk alma sistemi tasarlanarak silah sistemine entegre edilmiştir. kule stabilizasyon sisteminde kullanılan dişli çiftini birbirlerine yay ile bastırmak suretiyle diş boşluğunu almanın sistemin dinamik performansına etkisi Recurdyn programı kullanılarak incelenmiştir. Silah sistemi ve dişli çifti alttan gelen bozucu etkilerle birlikte modellenmiş, diş boşluğu alma mekanizması bu sisteme entegre edilmiştir. İyileştirmeler yapılarak nihai boşluk alma sistemine ulaşılmıştır. Tasarım iyileştirmeleri yapılırken analizlerden faydalanılmış, sistemin modları belirlenerek doğal frekansları belirlenmiş ve bu doğal frekanslarda sistemin nasıl davranacağı dinamik analiz ile tespit edilmiştir. Boşluksuz olarak çalışan bir dişli çark mekanizmasının isabet oranı açısından ne kadar önemli olduğu silah sistemiyle yapılan testlerle ortaya konulmuştur.

## 2. DİŞLİ ÇARKLARDA BOŞLUK ALMA YÖNTEMLERİ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

### 2.1. Dişli Çarklarda Boşluk Tipleri

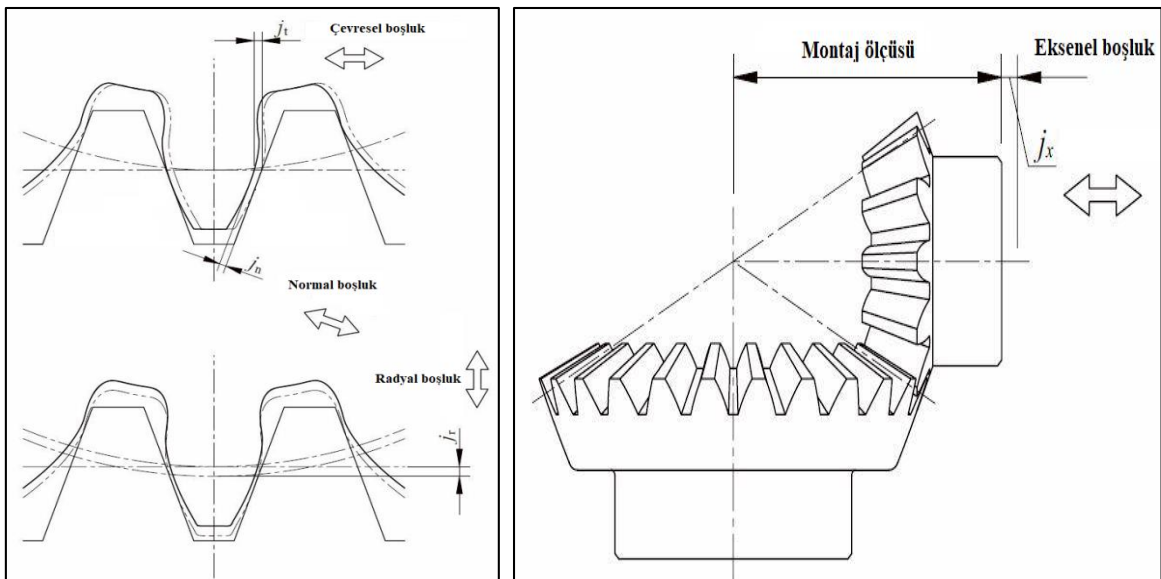
**Çevresel Boşluk:** Çevresel Boşluk ( $j_t$ ), dişli diş kanadının diğer eşleşme dişlisi sabit tutulurken temas edene kadar dişlinin döndürüldüğü mesafedir.

**Normal Boşluk:** Normal Boşluk ( $j_n$ ), diş yüzeylerinin temas edeceği şekilde ayarlandığında, bir dişli çarkındaki her bir dişli diş kenarı arasındaki en küçük mesafe.

**Açısal Boşluk:** Açısal Boşluk ( $j_\theta$ ), diğer birleşme dişlisi sabit tutulduğunda dişlinin hareket etmesine izin veren en yüksek açı kadarki boşluktur.

**Radyal Boşluk:** Radyal Boşluk ( $j_r$ ), radyal yönde dişliler ayarlandığı zaman belirtilen merkez mesafedeki büzülme (yer değiştirme) olup, eşleştirilmiş dişlilerin dişli diş yanları birbirine temas eder.

**Eksenel Boşluk:** Eksenel Boşluk ( $j_x$ ), eksenel yönde dişliler ayarlandığında belirtilen merkez mesafedeki büzülme (yer değiştirme) olup, eşleştirilmiş dişlilerin dişli diş yanları birbirine temas eder.



Şekil 2.1. Dişli çarklarda boşluk çeşitleri

## 2.2. Boşluk Azaltma Yöntemleri

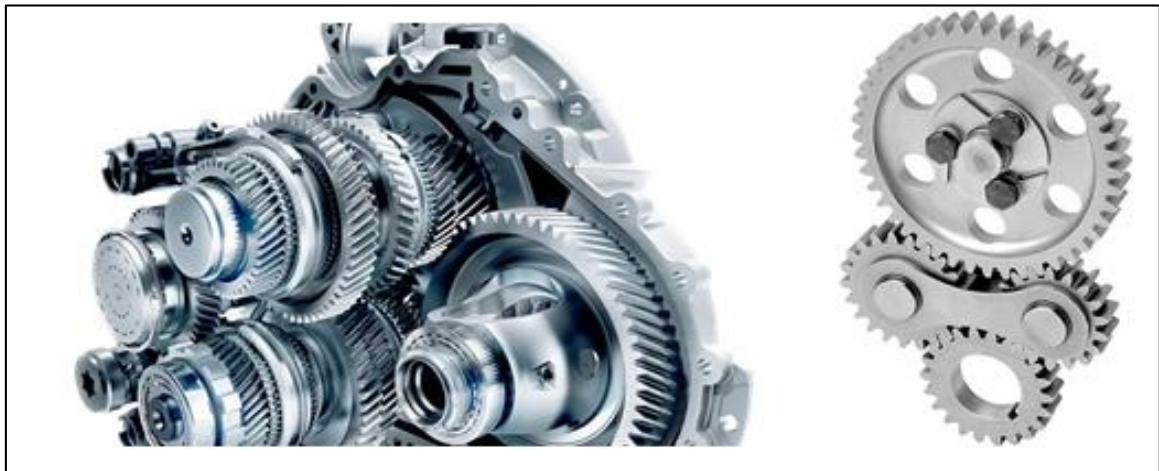
Boşluğu azaltmanın veya ortadan kaldırmanın üç temel yolu vardır: hassas dişliler, modifiye dişliler ve dişliler dışındaki bileşenleri kullanan özel tasarımlar. Aşağıda kısaca bu dişlilerden bahsedilmiştir.

### 2.2.1. Hassas dişliler

Üretim hataları, montaj toleransları ve yatakta gevşeklik gibi değişkenler genellikle bir dişli çark mekanizmasındaki boşluk miktarını artırır. Hassas dişli çark mekanizmalarında, yakın toleranslı parçalar ürettirilerek bu gibi boşluk kusurları en aza indirilir. Tipik olarak sertleştirilmiş hassas dişliler, kaliteli hazır yataklar ve işlenmiş yatak muhafazaları boşluğu en aza indirmek için yakın toleranslarla montajlanırlar.

Dişli imalatçıları hassas dişlileri seri üretim ile yapmazlar, böylece boyutsal değişimleri en aza indirmek için özel işleme tekniklerini veya parça eşleştirmelerini kullanabilirler. Dikkatli taşıma ve paketlenme, boyutları etkileyebilecek küçük kusurları, talaşları, oyukları, kum veya kiri önler.

Robotik sistemler ve takım tezgâhı milleri gibi uygulamalarda sıfıra yakın boşluk elde eden daha yüksek hassasiyetli üniteler kullanılır [5].



Şekil 2.2. Hassas dişli çark mekanizmalı sistem

### 2.2.2. Modifiye tasarım dişliler

Dişli tasarımları boşluğu azaltmak için çeşitli şekillerde değiştirilebilir. İlk montaj sırasında dişliler boşluksuz ayarlanmaya çalışılır. Ancak bu yaklaşımla, boşluk ayarı sonunda, yeniden ayarlama gerektiren aşınma nedeniyle boşluk artar. Diğer bir yöntem, dişli kutuları hizmet ömrü boyunca sabit bir boşluk seviyesinde tutmak için yaylar kullanır. Ancak, genellikle hafif yük uygulamaları ile sınırlıdır. Yaygın tasarım yöntemleri arasında kısa merkez mesafesi, yaylı ayırık 2 dişliden oluşmuş dişli mekanizmaları, plastik dolgular, konik dişliler, ön yüklemeli dişli çarklar ve çift yönlü dişli çarklar bulunur.



Şekil 2.3. Modifiye tasarım dişliler

Boşluğu azaltmak için yayın boşluk yönüne baskı uygulamasıyla dişliler arasındaki boşluk çalışma esnasında en aza indirgenmiş olur. Yay yüklü bir mekanizmada yay, dişlileri sıfır boşluk için bir arada tutmaya yarar.



Şekil 2.4. Dişli boşluk alma sistemlerine ait örnekler

Bir dişli çiftinde boşluğu azaltmanın en basit ve en yaygın yolu, merkezleri arasındaki mesafeyi kısaltmaktır. Bu, dişlilerin dişleri arasında düşük veya hatta sıfır boşluk bırakarak

dişlileri daha sıkı bir ađ içinde hareket ettirir. Diş boyutlarındaki ve yatak eksantrikliklerindeki değişikliklerin etkisini ortadan kaldırır [6].

Sabit montajlar tipik olarak, redüktörlerin dönme yönlerini (iki yönlü) tersine çevirmeleri gereken ağır yük uygulamalarında kullanılır. "Sabit" olsalar bile, diş aşınmasını telafi etmek için montaj sırasında yeniden ayar yapılması gerekebilir. Konik, düz, helisel ve sonsuz dişliler sabit uygulamalarda aşınma meydana getirir. Yaylı montajlar ise sabit bir sıfır geri tepme sağlar ve genellikle düşük torklu uygulamalar için kullanılır.

Bir başka yöntem olan ayırık dişliler, yan yana yerleştirilmiş iki dişli yarısından oluşur. Yaylar ayırık dişilerden birinin dönmesine neden olurken, diğeri bir mile sabitlenmiştir. Bu, etkili diş kalınlığını arttırır, böylece eşleşen dişlinin diş alanını tamamen doldurur, böylece geri tepmeyi önler. Başka bir versiyonda ise montajdan sonra döndürülen yarıya sabit yarı cıvatalar ile sabitlenir. Bölünmüş dişli, genellikle hafif yük, düşük hızlı uygulamalarda kullanılır [6].

Başka bir tasarımda, dişli çarktaki bir dişli, dişlerinin merkezinden geçen bir parça elastik malzemeye sahiptir. Bu plastik dolgu maddesi, plastik kapasitesi dahilindeki yüklerde boşluk azalması için metal dişlerin profilinin bir kısmını doldurur. Bununla birlikte, malzemenin deformasyonu ve yıpranması nedeniyle boşluk artar.

Konik helisel dişliler başka bir yaklaşım sunar. Bu dişlilerin, konik bir diş formu sağlamak için dişleri hafif açılı kesilir. Dişlileri birbirlerine göre eksenel yönde hareket ettirerek diş boşluğunu ayarlar.

Boşluğu kontrol etmenin daha farklı yollarından biri dişli çifti ön yüklemesidir. Bir sistemdeki son tahrik edilen dişli üzerindeki burulma yayı veya ağırlığı, diş boşluğunu ortadan kaldırmak için iç dişlerin bir tarafını yükler. Bununla birlikte, yay veya ağırlık hareketi, son dişlinin dönüş miktarını sınırlar. Sınırsız dönüş için, yardımcı bir motor, bir yay veya ağırlık yerine yükü sağlayabilir. Bu yöntem, özellikle boşluğun birikmiş olduğu birçok kademeli dişli çiftleri için kullanışlıdır. Yaylı versiyonlar düşük torklu, tek yönlü tahriklerde en iyi sonucu verir.

Minyatür düz dişli sistemler için özellikle etkili bir çözüm, aynı dişlilerin paralel olarak monte edildiği çift yöllü dişli raylarından oluşur. Dişli çarklar birbirine geçen dişleri zorlamak için birbirlerine (zıt yönlerde döndürülmüş) sarılır. Daha sonra, dişlerde bir ön yükleme sağlamak için bir pinyon dişliye sahip motor mili takılır. Yay olmamasına rağmen dişliye yay yükü gibi davranır. Bu yöntem, özel olarak tasarlanmış dişliler olmadan sıfır boşluklu çalışma sağlar. Bununla birlikte, bir sistemde ihtiyaç duyulan dişlilerin sayısını iki katına çıkarır ve ek montaj süresi gerektirir.

### 2.2.3. Özel tasarımlar

Özel tasarımlar sıfır veya çok düşük geri tepme gerektiren uygulamalar için, geleneksel dişliler dışındaki bileşenlerle hareket ileten özel redüktör tiplerinde uygulanır. Örnekler arasında harmonik, sikloidal, episiklik ve çekiş tahrikleri bulunur. Bu cihazlar daha fazla maliyetlidir ve performansın maliyet kaygısından ağır olduğu uygulamalara uygundur. Aynı zamanda nutating sistemleri olarak da adlandırılan harmonik sürücüler, hareketi iletme için esnek bir eğrinin elastik sapmasını kullanır. 10 ila 15 ark dakika daha yaygın olmasına rağmen, geri tepmeyi 1 ark dakika veya altına düşürürler.



Şekil 2.5. Özel tasarım dişliler

Harmonik sürücüler sınırlı alan uygulamaları için kullanılabilir. Motorla ve entegre kodlayıcıyla birleştirildiğinde, bu tür sürücüler, temel olarak entegre beygir gücü sürücüler için robotik ve otomasyon uygulamalarında çalışır. Bu avantajlara rağmen, boşluk ile aşınma artar. Konik dişlileri aksenal yönde birlikte hareket ettirmek diş boşluğunu keser. Sikloidal tahrikler ve benzer bilyeli redüktörler veya dönen bilyeli dişliler, dişlere sahip değildir. Bunun yerine, torku önceden yüklenmiş toplardan, silindirlerden veya pimlerden bir hareketli plakadan diğerine iletir. Bu cihazlar sıfır boşluksuzdur ve düşük ses sağlar,

ancak boşluksuz kalmaları için hizmetlerinde yeniden yüklenmiş olmaları gerekir. Sorunsuz çalışırlar, yüksek şok yüklerine ve titreşime dayanırlar ve % 95'e kadar verime sahiptirler. Tipik olarak pnömatik veya elektrikli aktüatörlerle beraber çalışırlar.

Episiklik sürücüler, bir giriş mili üzerinde episiklik hareket üreten ve sabit bir iç dişli içinde planet dişlileri döndüren bir merkez dışı disk içerir. Bazı versiyonlarda diş yoktur. Bu sürücüler yüksek sertlik, düşük atalet ve 0,5 ila 5 ark dak geri tepme sunar.

Çekiş tahrikleri, sıkıştırılmış yüklü giriş ve çıkış silindirlerinden tork iletir. Çoğunlukla asansörler, lokomotifler ve helikopter şanzımanları gibi büyük makinelerde kullanılır.

Çalışmamızda inceleyeceğimiz askeri araçların silah sistemlerinde kullanılan dişli çarklardaki hassasiyet, hedefi vurma kabiliyetinin derecesini belirlemekte etken rol oynamaktadır. Tahrik sistemlerinde kullanılan elektrikli tahrik sistemleri gibi birçok uygulamada dişli kutularındaki diş boşluğu bu sistemlerin yüksek hassasiyet gereksinimlerini karşılamada negatif bir etken teşkil etmektedir. Bu negatif etkenlerin en önemlisi titreşim problemidir. Sağlıklı çalışmayan dişli çark sistemi titreşime, aşınmaya, vb. neden olur. Uygulamada tasarımı yapılan diş boşluğu alma mekanizması var olan dinamik modele entegre edilmiş, araziden gelen bozucu etkiler altında bu diş boşluğu alma mekanizmasının stabilizasyon performansına etkisi incelenmiştir.

Silah sistemlerinde diş boşluğu yükseliş ekseninde atış sırasında çeşitli kontrol ve titreşim sorunlarına neden olmaktadır. Ortaya çıkan bu titreşimler, hareketli parçaların dinamik kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Dişli çarklarda bunlardan bir tanesidir. Farklı parçalar farklı frekanslarda ve genliklerde titreşim hareketi yapmaktadır. Titreşim kaynağının belirlenmesi ve sorunların tasarım aşamasında çözülmesi büyük önem taşımaktadır.

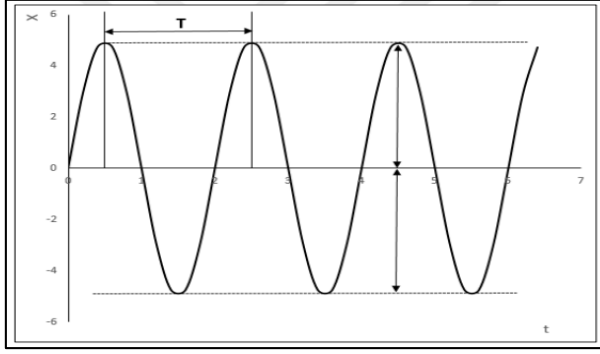
### **2.3. Titreşim**

Titreşim, dinamik sistemlerin salınım hareketi olarak tanımlanabilir. Dinamik bir sistem göreceli olarak hareket eden parçaların oluşturduğu bir yapıdır. Kütle ve elastikliğe sahip olan bütün yapılar titreşim yapma kabiliyetine sahiptir. Titreşim genelde istenmeyen bir durumdur. Çoğu durumda titreşim kontrolü amaçlanmaktadır. Titreşimin kullanıldığı yani



istendiği makine sistemleri de vardır. Titreşimin bir sonucu olarak makine elemanlarının kırılması söz konusu olabilir. Birçok cihazın performansı titreşimin kontrolüne bağılıdır [7].

Titreşim, frekans ve genlik değerleri ile gösterilmektedir. Genlik, titreşen yapının denge konumunda olan maksimum yer değiştirmesidir ve bu yer değiştirmenin meydana geldiği zamana ise periyot denir ve genellikle  $T$  ile gösterilir. Periyodun tersi ( $1/T$ ) ise bize frekansı verir, frekans  $f$  ile simgelenir ve birimi Hertz'dir (Hz). Şekil 2.3' de bir harmonik hareketin grafiği verilmiştir. Titreşim teorisi, cisimlerin ve kuvvetlerin salınımlı hareketleri ile ilgilenmektedir [8].



Şekil 2.6. Bir harmonik harekete ait genlik- zaman grafiği [21]

$$x(t) = X_0 \sin(\omega t) \quad (2.1)$$

Burada :

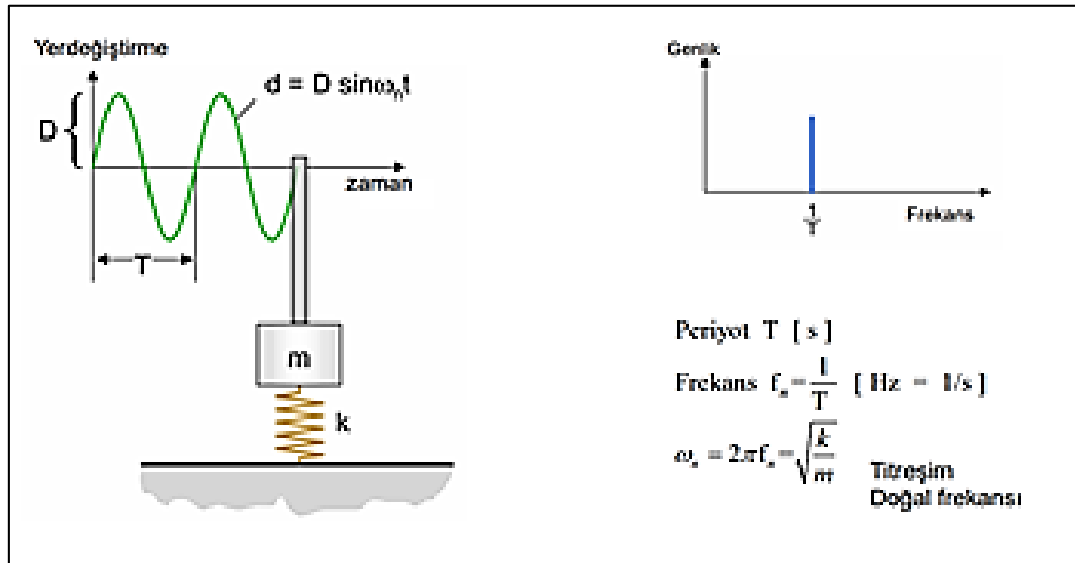
$x$  : Anlık yer değiştirme (mm)

$X_0$  : Genlik (mm)

$\omega$  : Frekans (rad/s)

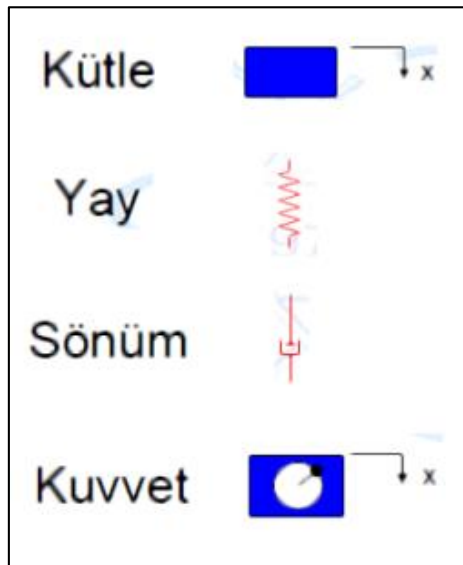
$t$  : Zaman (s)

Burada radyan/s cinsinden verilen frekans değerini Hz cinsine çevirmek için  $1/2\pi$  ile çarpılır.



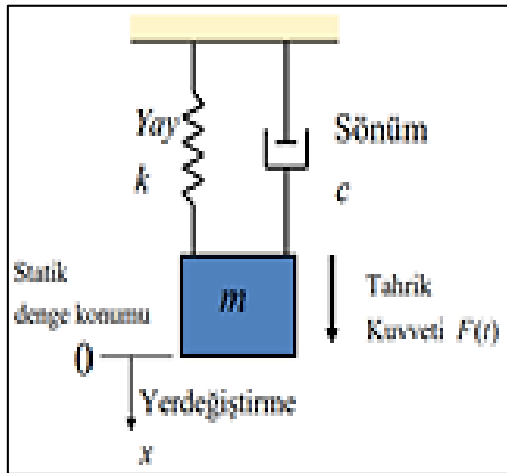
Şekil 2.7. Titreşimin en basit formu [9]

Bir titreşim sisteminin elemanları:



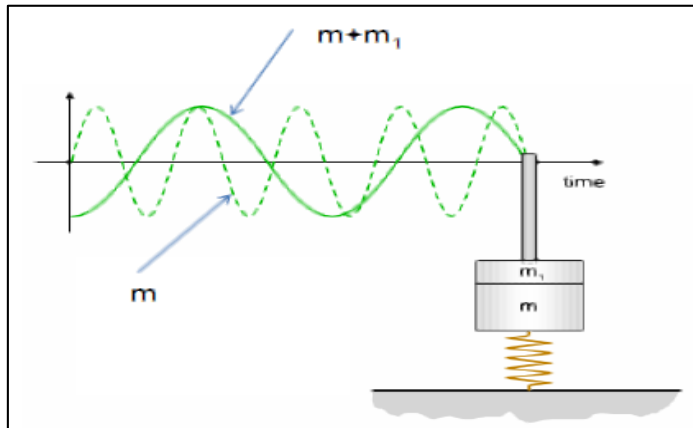
Şekil 2.8. Titreşimin esasları [9]

$m$  kütlesi katı bir cisim olarak düşünülmektedir. Kütle titreşimi yapan elemandır ve esas olarak cismin hızının değişimine bağlı olarak kinetik enerjisi artar veya eksilir.



Şekil 2.9.  $m$  kütlesi [9]

Newton kanununa göre kütlenin ivme ile çarpımı kütleye uygulanan kuvvete eşittir ve ivme kuvvetin etkidiği yöne doğrudur. İş, kuvvet ile yer değiştirmenin çarpımıdır ve iş kuvvetle aynı yöndedir. Titreşim hareketinde iş kütlenin kinetik enerjisine dönüşür. Eğer iş pozitif ise kinetik enerji artar ve iş negatif ise kinetik enerji azalır [9].



Şekil 2.10.  $m$  kütleleri [9]

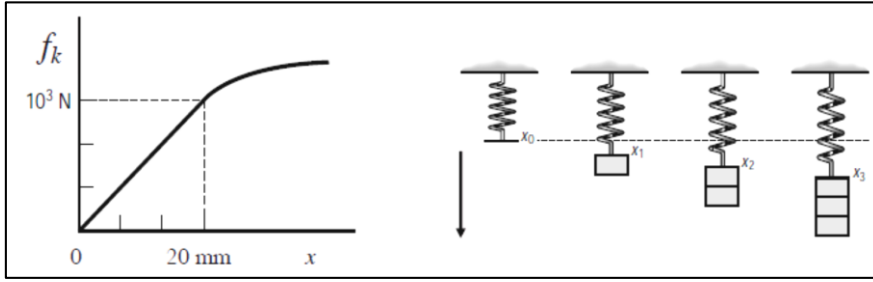
Titreşim doğal frekansı:

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{k}{m+m_1}} \quad (2.2)$$

Kütlenin artması titreşim frekansının azalmasına neden olur (yay sabiti değişmediği durumda).

$k$  yayı elastikliğe sahiptir ve kütlesi ihmal edilmektedir. Yay kuvveti yay açıldığında veya sıkıştırıldığında oluşmaktadır.

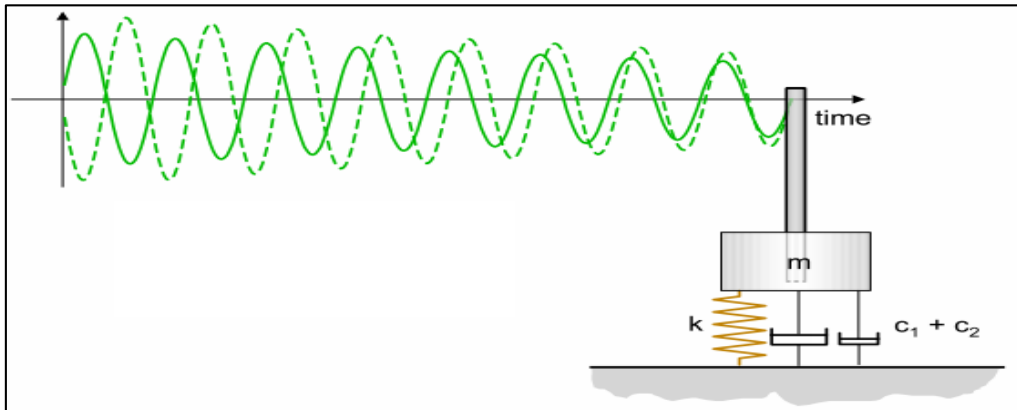
Bu nedenle yay kuvveti yayın iki ucu arasında göreceli yer değiştirme varsa oluşmaktadır. Bir yayı deforme etmekle yapılan iş potansiyel enerjiye dönüşmektedir yani yay içinde enerji depo edilmektedir. Lineer bir yay için Hooke kanunu geçerlidir yani kuvvet yay deformasyonu ile orantılıdır ve  $k$  katılık veya yay sabiti olarak isimlendirilir.



Şekil 2.11.  $k$  yayı [9]

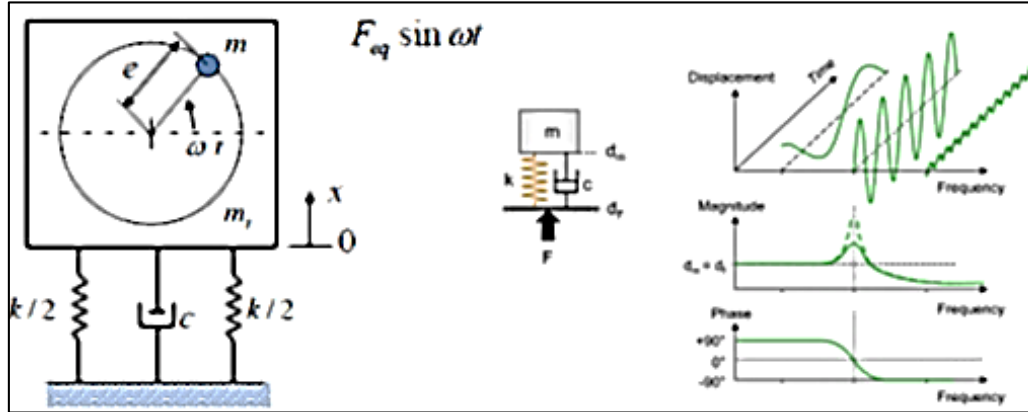
$c$  damperi: kütle veya elastiklik değildir. Bu damper kuvveti, sadece damperin iki ucu arasında göreceli hareket varsa oluşmaktadır. Dampere, iş veya enerji girişi olursa bu ısıya dönüştürülür. Sönüm elemanı korunumlu değildir. Sönüm kuvvetinin hız ile orantılı olduğu durum viskoz sönümdür ve lineer sönüm olarak isimlendirilmektedir.

Mühendislikte genellikle viskoz sönüm düşünülmemektedir. Viskoz sönüm kat sayısı  $c$  birim hız başına kuvvet olarak ölçülmektedir. Sönümün artmasıyla birlikte titreşim genliği azalır [8].



Şekil 2.12.  $c$  damperi [9]

Tahrik: bir sisteme enerji, tahrik uygulanması ile girer. Makinelerde tahrik durumu genellikle dönen elemanların balanssızlıklarından dolayı oluşmaktadır.



Şekil 2.13. Tahrik uygulanması [9]

Eğer sisteme uygulanan dış kuvvet sinüzoidal ise sistem dış kuvvetle aynı frekansta kuvveti takip edecektir. Genlik ve faz farklı olabilir.

Bir sisteme etki eden dış tahrik sistemin doğal frekansını değiştirmez.

Titreşimlerin nedenleri:

- Sistemlerdeki titreşimler, dış kuvvetler ve sistemin bu dış kuvvetlere cevap verme özelliğinden kaynaklanır.

Dış kuvvetler:

- Temelden gelen sistemin bağlı olduğu kuvvet
- Dönen sistemlerdeki dengelenmemiş kütleler,
- Motorlardaki gidip-gelen kütleler,
- Darbe, deprem, vb. nedenlerle oluşan herhangi bir kuvvet olabilir.

Titreşimlerin etkileri:

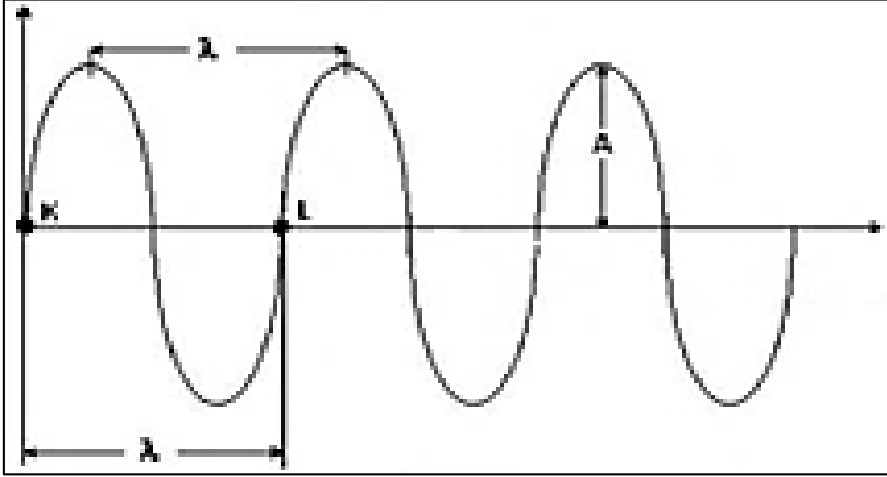
- Gürültü
- Yüksek gerilmeler

- Aşınma
- Malzeme yorulması gibi istenmeyen sonuçlara neden olurlar.

Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Titreşimler: Sistemdeki yay, kütle, sönüm elemanlarının tümü doğrusal(lineer) davranış gösterdiği titreşim durumudur. Elde edilen sistem modeli lineer bir diferansiyel denklemdir. Eğer sistem elemanlarından herhangi biri doğrusal olmayan davranışa sahip ise oluşan titreşimlere lineer olmayan (non-linear) titreşim adı verilmektedir [7].

Elde edilen sistem modeli non-linear bir diferansiyel denklemdir. Birçok titreşim sistemi, büyük titreşim genlikleri için lineer olmayan davranışa sahiptir. Örnek olarak non-linear yay, kuru sürtünme, non-linear damper [10].

Periyodik Titreşim: Makinalarda karşılaşılan titreşimlerde hareket genellikle kendisini belirli bir zaman sonra tekrar eder. Bu tür titreşime periyodik titreşim denmektedir. Periyodik titreşimin bir periyotluk bölümüne salınım, birim periyottaki salınım sayısına da titreşim frekansı ( $\omega$ ) denir [9, 11].



Şekil 2.14. Periyodik titreşim [9]

Harmonik Titreşim: Periyodik titreşim zaman içerisinde kendini bütün özellikleri değişmeden tekrar ediyorsa durağan periyodik titreşim, en basit durağan periyodik titreşime harmonik titreşim denir.

Bu tür titreşimde hareket bir sinüs dalgası şeklinde değişir.

$$x = A \sin 2\pi \frac{t}{T} \quad (2.3)$$

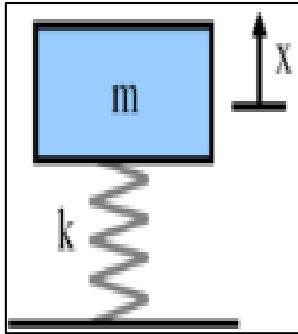
x=Yer değiştirme (m,rad)

A=Genlik (m,rad)

t=Zaman (s)

T=Periyot (s)

Doğal Frekans: Sistemin serbest titreşiminin frekansına denir. Sistemin tabii frekansını tamamen sistemin kendi parametreleri belirler [12].



Şekil 2.15. Harmonik osilatör [9]

Doğal Frekans Denklemi:

$$f = \omega / (2\pi) \quad (2.4)$$

$\omega$ , açısal frekans  $\sqrt{k / m}$  ile verilir.

Burada k, yayın sertliği ile belirlenen yay sabitidir. Daha yüksek yay sabitleri daha sert yaylara karşılık gelir. m, kütledir [12].

Denklemlere baktığımızda şunu görüyoruz:

- Daha hafif bir kütle veya daha sert bir yay, doğal frekansı artırır.
- Daha ağır bir kütle veya daha yumuşak bir yay, doğal frekansı azaltır.

## 2.4. Rezonans

Rezonans, fizikte doğrusal bir sistemin bazı frekanslarda diğerlerine göre büyük genliklerde salınması eğilimidir. Buna o sistemin rezonans frekansı denir. Bu frekansta küçük periyodik kuvvetler bile çok büyük genlikler üretebilmektedir. Rezonansın bir diğer tanımı da tınlşıdır. Periyodik etkinin altında olan sistemlerde salınımlar mevcuttur. Salınımlar sırasında sistemin normal durumuna göre yaptığı yer değıştirme miktarına genlik denmektedir. Sistemde farklı sebeplerden oluşabilecek salınmalar sistemi rezonansa ulaştırabilirse salınım genliği çok artacak ve sistem rezonansa girecektir. Doğrusal sistemlerin rezonansa girebilmesi için, salınım genliğinin, uygulanan kuvvetle doğru orantılı olması gerekir. Eğer uygulanan kuvvetin frekansı sistemin doğal frekansına eşitse rezonans gerçekleşir. Fiziksel olarak ise sistemde büyük hasarlara neden olabilmektedir.

Salıncakta kendi kendine sallanan bir kimsenin tabii bir frekansı vardır. Dışarıdan bir kimse, salıncağa her salınımında eşit ve salınım yönünde itme kuvveti uygularsa, salıncağın genliği artar ve maksimuma ulaşır ve bu salıncağın rezonansına sebep olur [13].

Kütle kinetik enerji, yay ise potansiyel enerji depolamaktadır. Bir kütle ve yay bir kuvvet uygulamak bir çocuğu salıncakta sallamaya benzer, eğer daha yükseğe sallamak istiyorsanız doğru zamanda ittirmek gerekir. Salıncak örneğinde olduğu gibi daha büyük bir hareket elde etmek için uygulanan kuvvetin illa ki çok yüksek olması gerekmemektedir.

Sönümlleme, enerjiyi depolamak yerine enerjiyi harcamaktadır. Sönüm kuvveti, hızla orantılı olduğundan, hareket büyüdükçe enerji daha fazla sönümlenir. Sonuçta sönüm elemanı tarafından sönümlenen enerji ile kuvvet tarafından beslenen enerjinin eşit olduğu bir noktaya ulaşılır. Sistem kendi maksimum genliğine ulaşır ve kuvvet aynı kaldığı sürece bu genlikte titreyeme devam eder. Eğer hiç sönüm yani sürtünme vs. yoksa enerjiyi yok edecek bir şey yoktur ve sonuç olarak hareket teorik olarak sonsuza gider.

Rezonansa girmiş bir sistem aşırı şekilde titretilmektedir. Bu titreşim frekansında cisim üzerine etki eden atalet kuvvetiyle cismin esnekliğinden kaynaklanan yay kuvveti birbirine eşit; fakat ters işaretli olduğundan birbirini götürür. Geriye ise sadece sönümlleme kuvveti kalmaktadır. Bu kuvvet de sönümlleme katsayısına bağlı olarak cismin hangi genlikle titreşeceğine karar verir [14].



$$M \frac{d^2}{dt^2} X + C \frac{d}{dt} X + KX = F \sin(\omega t + \varphi) \quad (2.5)$$

Buradaki formülde ilk terim atalet kuvvetini, ikinci terim sönümleme kuvvetini ve üçüncü terim ise yay kuvvetini göstermektedir. Formülde anlatıldığı şekilde M kütlesi, F genliği ile etki eden sinüzoidal bir kuvvet etkisiyle, K yay katsayısına ve C sönümleme katsayısına sahip bir yayın ucunda asılı şekilde X genliği ile titreşiyorsa, bu F kuvveti ortadan kaldırıldığında titreşmeye devam ediyorsa  $\omega$ , doğal frekanstır. Buradaki X değeri  $X = x \cdot \sin(\omega t - \varphi)$  şeklinde bir sinüzoidaldir ve ivme ile deplasman birbirlerine  $180^\circ$  açıyla etki eder. Bu sebeple iki kuvvet birbirini götürebilir. Birinci ve üçüncü terim rezonans anında ters işaretli olduğundan birbirini götürdüğünde yay-kütle sistemine etki eden sadece sönümleme kuvveti kalır. Rezonans meydana geldiğinde titreşim genliğine yalnızca sönümleme katsayısına bağlıdır. Sönümleme artarsa, titreşim genliğini azaltabiliriz. Bu bilgi konstrüksiyonlarda kullanılarak rezonans durumuna karşı bir miktar önlem alınabilir [15].

Frekans Cevabı Modeli: Doğrusal sistemlerde frekans cevabı, sistemin harmonik girdi uygulandığı durumdaki düzenli rejim cevabı olarak tanımlanmaktadır. Frekans cevabı yöntemleri ile kapalı sistemin kararlılığı açık sistem tarafından belirlenirken, aynı zamanda mutlak ve göreceli kararlılık da belirlenir. Titreşim probleminin çözümünü girdi/çıkı olarak gösterirsek, burada kuvvet girdi, titreşim ise çıktıdır. Eğer kuvveti ve titreşimi frekans tabanında gösterirsek (genlik ve faz) Eş. 2.12 ilişkisini yazabiliriz:

$$X(\omega) = H(\omega) * F(\omega) \text{ veya } H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.6)$$

$H(\omega)$  frekans cevabı fonksiyonu olarak adlandırılır ve hem genlik hem de faz bileşenlerini içerir. Frekans cevabı fonksiyonunun (FRF-Frequency Response Function) genliği daha önce kütle-yay-sönüm modeli için gösterilmişti.

$$H(\omega) = \left| \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \right| = \frac{1}{k \sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}, r = \frac{f}{f_n} = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.7)$$

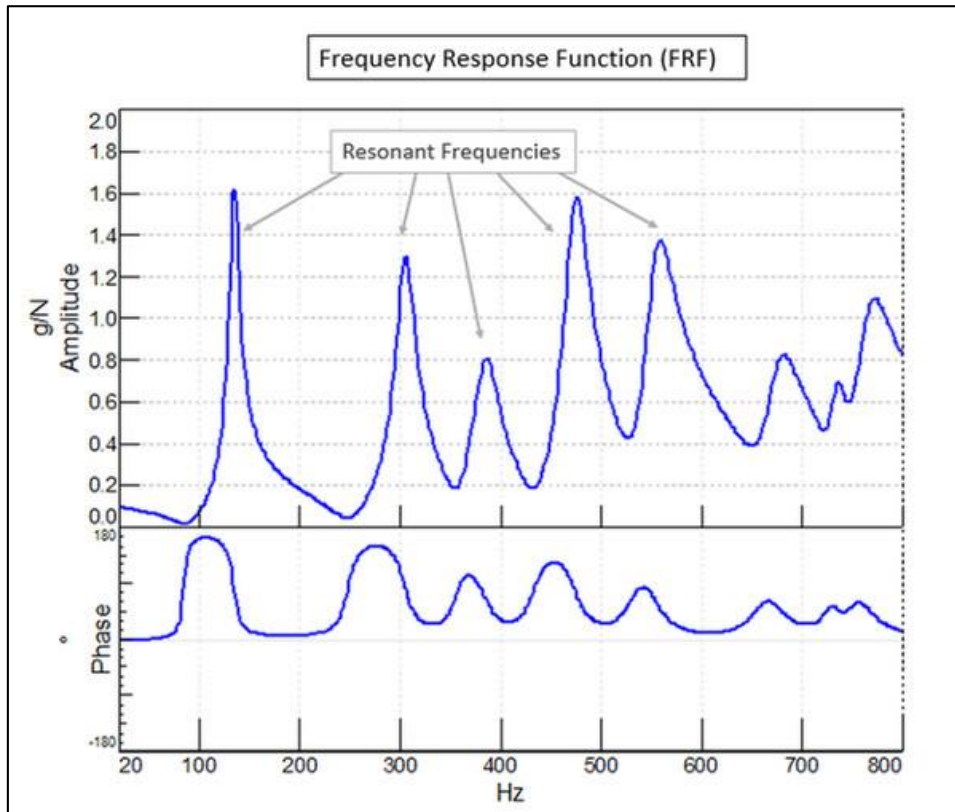
Frekans cevabı fonksiyonunun(FRF) faz farkı  $\phi$  ise Eş. 2.14 gibidir:

$$\phi = \arctan \frac{2\zeta r}{(1-r^2)} \quad (2.8)$$

Frekans cevabı fonksiyonunun (FRF) deneysel olarak da ölçülebilir. Örnek olarak eğer bilinen bir kuvvet uygularsak, frekansı tararsak ve ardından çıkış fonksiyonunu belirlersek, frekans cevap fonksiyonunu hesaplayabiliriz. Böylece sistemi karakterize etmiş oluruz. Bu bir sistemin titreşim karakteristiklerini belirlemek için deneysel modal analiz alanında kullanılır.

Deneysel modal analiz sisteminde Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF);

- Frekans tabanlı bir ölçüm fonksiyonudur.
- Fiziksel bir yapının rezonans frekansını, sönümünü ve mod şeklini tanımlamak için kullanılır.
- Giriş ve çıkış arasındaki transfer fonksiyonu olarak da tanımlanır.
- Lineer zamanda değişmeyen sistemin giriş ve çıkış arasındaki ilişkiyi frekans alanına dönüştürür [16].



Şekil 2.16. RF' in faz ve genliğinin Bode grafiği [16]

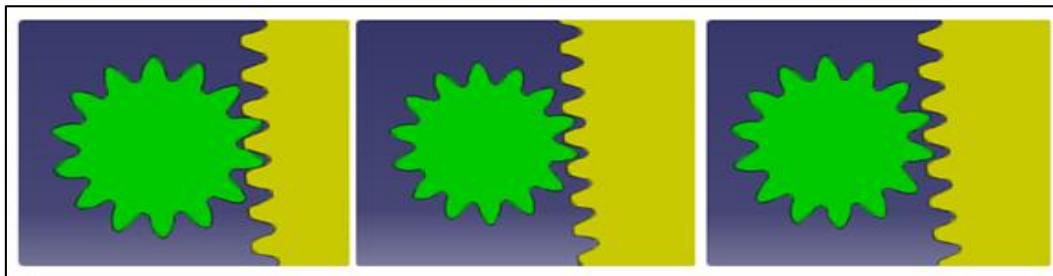
Genliğin sahip olduğu pikler test yapılan parçanın doğal/rezonans frekanslarına karşılık gelir. Rezonans frekansında faz değişimi olur.

Frekans cevap fonksiyonunda aşağıdaki durumlar incelenip yorumlanabilir:

- Rezonanslar- Pikler, test yapılan sistemin doğal frekanslarının varlığını tanımlar.
- Sönüm, piklerin genişliği ile orantılıdır. Rezonans frekansında daha geniş pike sahip olan, daha ağır sönümlüdür.
- Mod şekli system üzerinden genel bir referansla elde edilen birden çok FRF'nin genliği ve fazı mod şeklini belirlemek için kullanılır [16].

## 2.5. Literatür Araştırması

Çiloğlu, Eren ve Arıkan (2014) çalışmalarında diş boşluğu olduğu zaman kuleye gelen açısal bozucu etkinin yön değiştirdiği anlarda namlunun açısal pozisyon hatasının büyüdüğünü belirtmişlerdir. Açısal pozisyon hatası büyüdüğü için kontrol sistemi yüksek genlikli tork uygulamakta, sistemde istenmeyen osilasyonlara sebep olmaktadır. Diş boşluğu alma mekanizması olduğu zaman ise hareketin yön değiştirdiği yerlerde açısal konumda bir sapma olmamaktadır ancak sürtünme kuvvetlerinin iki dişlinin birbirlerine bastırılmadığı duruma göre arttığı gözlemlenmiştir [17].

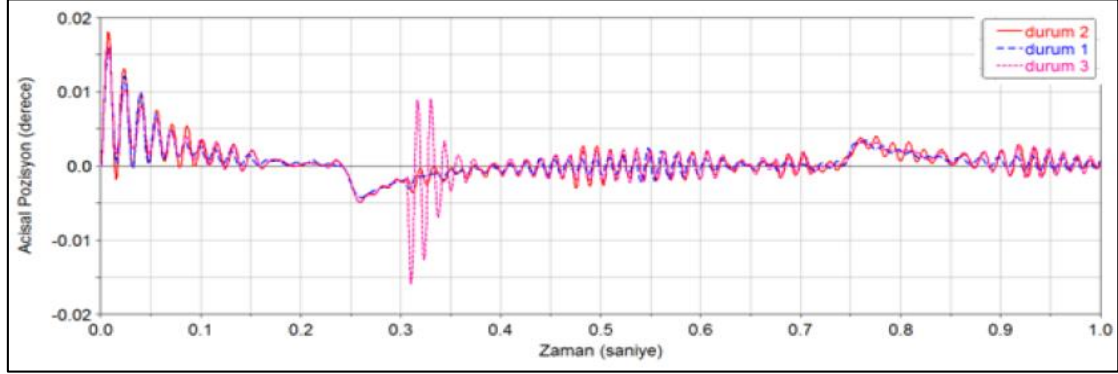


Şekil 2.17. Boşluklu dişli çarklarda engebeli arazide temas şekilleri [17]

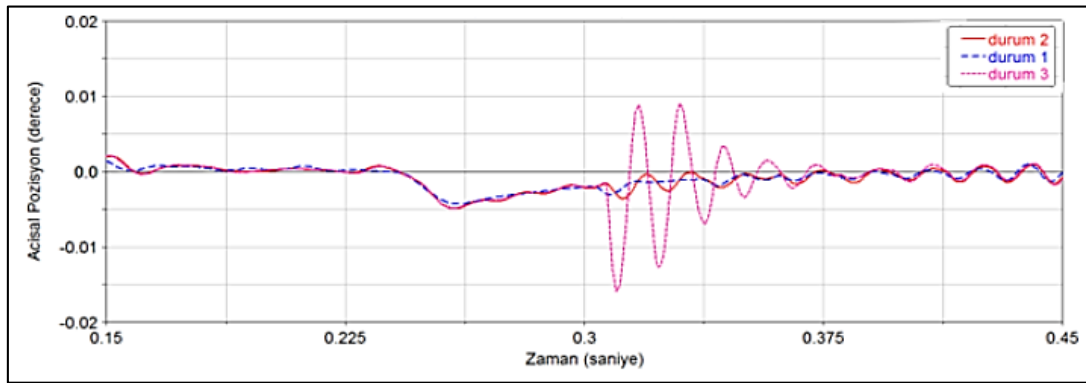
Bu salınım hareketleri yukarıdaki resimde gözüktüğü gibi dişli çarklar arasındaki eksenler arası mesafeyi değiştirerek atış anında başarısızlığa sebep olmaktadır.

Çiloğlu ve diğerleri (2014) çalışmalarında diş boşluğu alma mekanizması yokken ve kule gövdesine  $\theta(t) = \sin(2\pi t)$   $\pi$  18 şeklinde bir açısal bozucu etki geldiğinde stabilizasyon

sisteminin farklı diş boşluklarındaki tepkisi incelemişlerdir ve değişik diş boşlukları için namlunun açısai pozisyonunun zamana göre değişimi aşağıdaki gibi belirtmişlerdir [17].

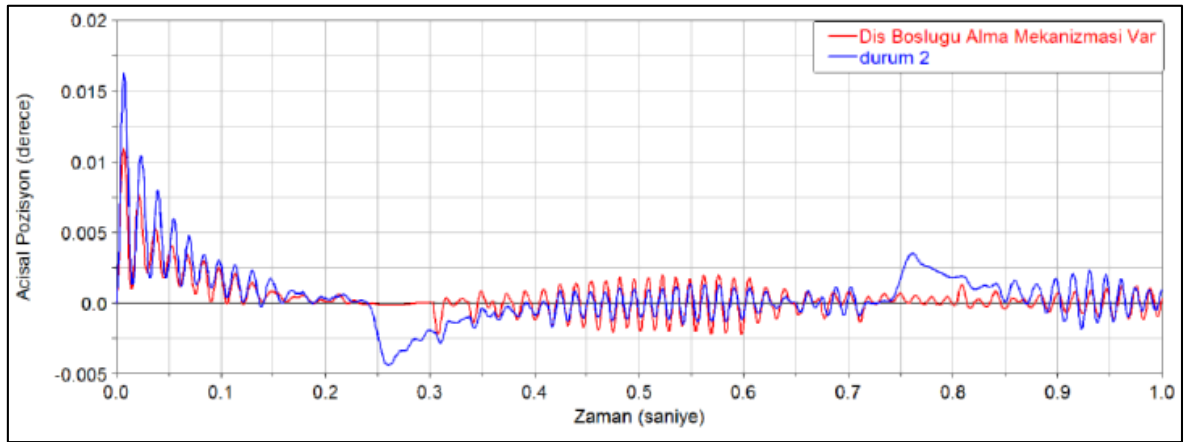


Şekil 2.18. Açısai pozisyonun zamanla değişimi [17]

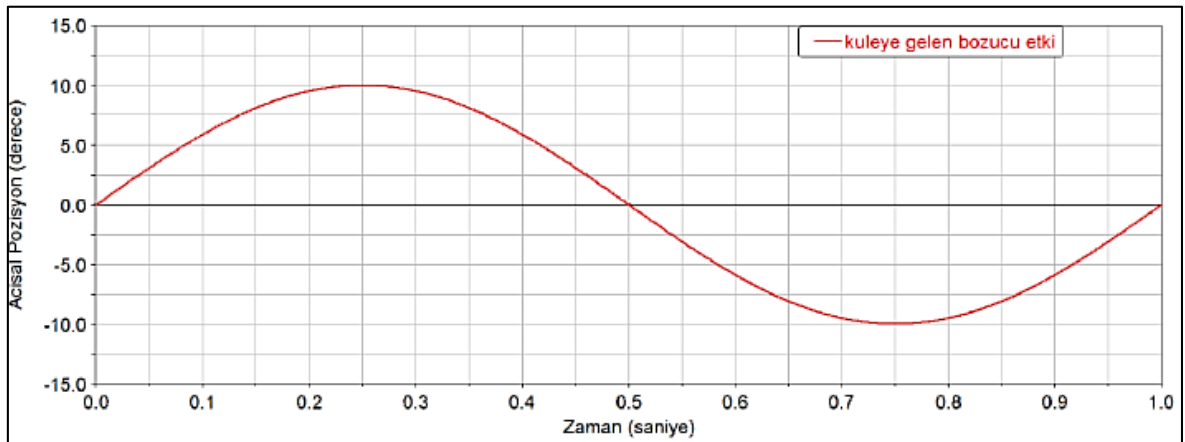


Şekil 2.19. Açısai pozisyonun zamanla değişimi (yakınlaştırma) [17]

Çiloğlu ve diğerleri (2014) alışmalarında kule gövdesine  $\theta(t)=\sin(2\pi t)\pi 18$  şeklinde bir açısai bozucu etki gelirken stabilizasyon sisteminin diş boşluğu alma mekanizması varken ve yokken açısai bozucu etkiyi sıfırlama performansı karşılaştırmışlardır. Aynı zamanda kule gövdesine gelen açısai bozucu etki de çizdirilerek hareketin yön değiştirdiği yerlerde namlunun davranma şekli incelemişlerdir. Diş boşluğu alma mekanizmasının kullanıldığı durum için namlu açısai pozisyonunun zamana göre değişimi aşağıdaki ilk şekilde, kule gövdesine gelen açısai bozucu etkinin zamana göre değişimi ise aşağıdaki ikinci şekilde göstermişlerdir [17].

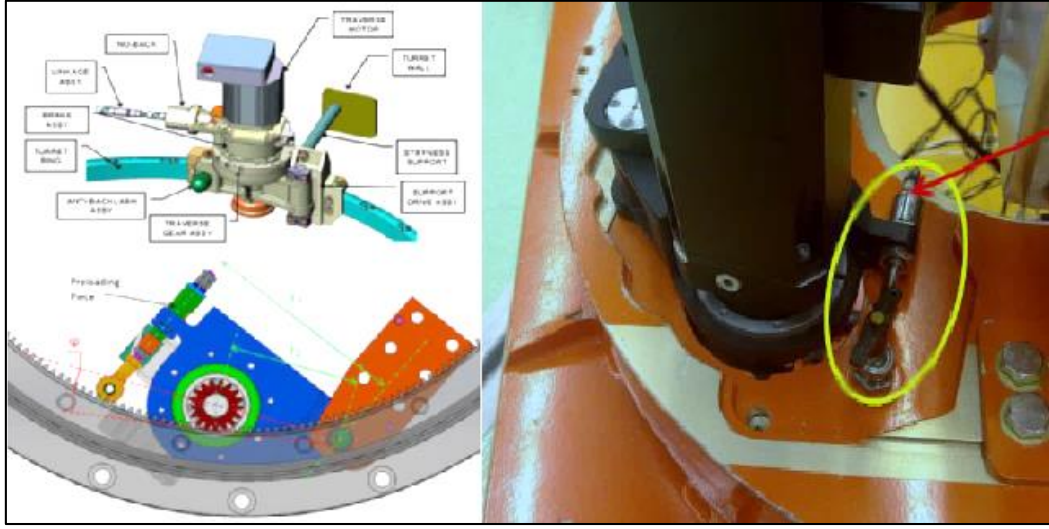


Şekil 2.20. Boşluk alma mekanizması varken namlunun açisal konumunun zamanla değişimi [17]



Şekil 2.21. Kule gövdesine gelen açisal bozucu etkinin zamanla değişimi [17]

Yumrukçal (2013), yaptığı tez çalışmasında aşağıdaki şekillerde görüldüğü üzere, silah sistemi kulesinin yana dönüş ekseninde harekete geçiren motor sürücü CAD model görüntüleri ve gerçek fiziksel sistem (Şekil 1-13) gösterilmektedir. Ön yükleme elemanı, pinyonu halka dişlisine doğru iten bir tork uygular. Çalışma prensipleri açısından yükseliş ve yana dönüş eksenleri benzerdir. Burada yapılan çalışmada gözle ve çeşitli yöntemlerle boşluk sistemi kontrol edilmiş ve dinamik model bilgisayar ortamında test edilmiştir [14].



Resim 2.1. Yana dönüş sistemi boşluk alma mekanizması [14]

Lin (1988,1989), dinamik yükleme ile ve iletim hatalarını en aza indirmek için profil değişikliklerini simule etmiştir [18,19].

Dalpia ve diğerleri (1988), zaman, frekans ve periyodiklik analizine dayalı yeni yaklaşımların sonuçları ile kepsrum analizi, genlik ve harmoniklerin faz modülasyonu vasıtasıyla elde edilen verilerini karşılaştırmışlardır. Deneysel olarak dişli çatlağının iki farklı derinliğini alarak hata şiddetinin hassasiyetini değerlendirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre güç kepsrum grafiği çatlak gelişimi tespiti için etkin bir yöntem olmadığını, bunun tersine spektral korelasyon yoğunluk fonksiyonu ile hata gelişimini izlemenin mümkün olduğunu ve bu yöntemin dönüştürücü pozisyonu değişiminden etkilenmediğini gözlemlemişlerdir [20].

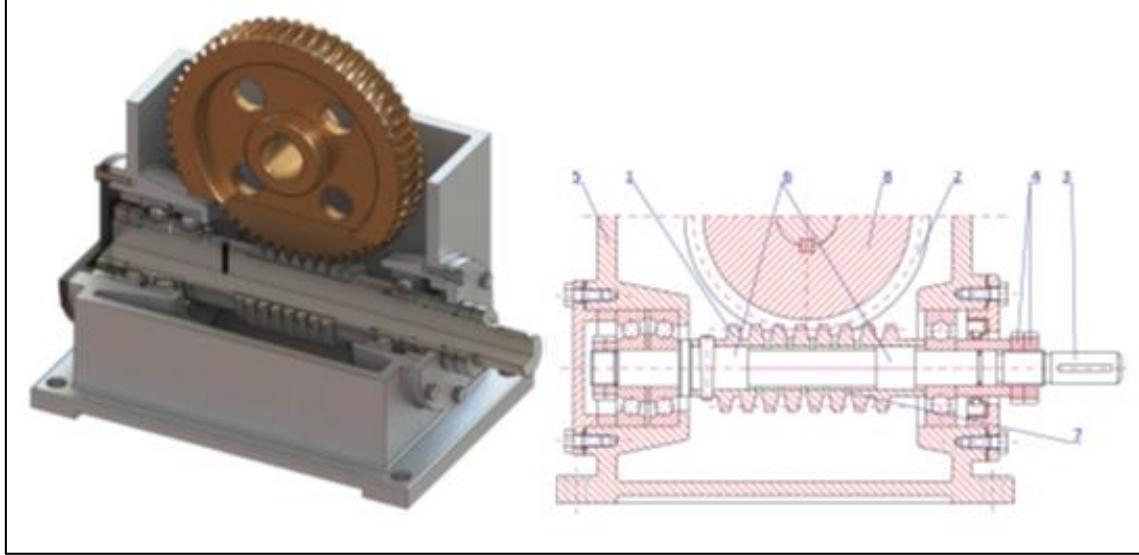
Kesin doğruluk gereksinimleri olan uygulamalarda boşluklu dişli çarklar önemli bir problem olabilir. Hale ve diğerleri [12] şunu belirtir:

“Doğru diş hareketi için gerekli olmasına rağmen, çok fazla olan dişli çark boşluğu, motor çıkış pozisyon geri bildirimi olan sistemler için kabul edilemez konum hataları oluşturur veya zamanla değişen yüklerden dolayı kontrolcüyü sınırlayabilir.”

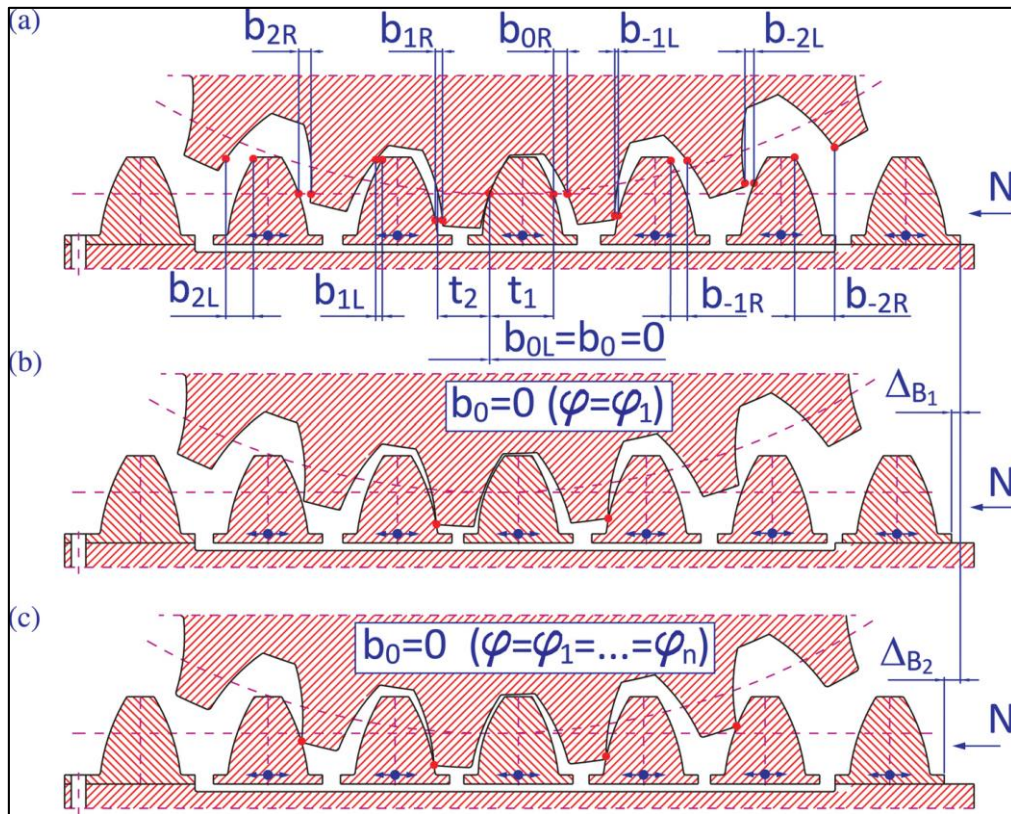
Kacalak, Majewski ve Budniak (2018), bu makalede, patentli sonsuz dişli tahriklerin tasarımını sunmuşlardır. Özel olarak tasarlanmış, boşluk ayarı yapılmasını veya bu boşluğun ortadan kaldırılmasını sağlayan sonsuz vida ve sonsuz vida tahrik dişli tasarımı



çözümleri geliştirmişlerdir. Bu tasarımlarda sürücüyü sökmeden boşluğun ayarlanmasına izin vererek zaman kaybının önüne geçilmesini ve en optimum boşluk ayarının sağlanmasını amaçlamışlardır [21,22].



Şekil 2.22. Bir sonsuz vida dişlisi ve karşılık dişli mekanizmasının gösterimi [23,24]



Şekil 2.23. Sonsuz dişli boşluk azaltma

Şekil 2.23’de eksenel olarak sonsuz dişli ile sonsuz dişli tahrik mekanizmasının boşluğun azalma durumlarındaki durumları; (a) başlangıç durumu olarak tanımlanan tahrik durumu, (b) sınır daralması ve (c) tam daralma [21,22].

Tähtinen (2009), yaptığı çalışmada Wärtsilä büyük dizel motorunun dişli çark titreşimi ve dinamiği konusunu incelemiştir [25]. Çalışmada konunun çıkış noktası motorda bulunan dişli çarkta meydana gelen titreşim olduğu ve bu titreşimin kaynağının, millerin burulma titreşiminden kaynaklanmakta olduğu tespit etmiştir. Dişli çark boşluk mekanizması olmadığından, dişli göbekleme sırasında dişli çarklardaki dişlere darbe geldiği görülmüştür. Bundan dolayı aşağıda şekil x de görülen boşluk alma mekanizması tasarlandı ve Vaasa’daki laboratuvarında testler yapıldı ve sorunun çözüldüğü test edildi ve çalışmasında rapor halinde ele alınmıştır [25].



Resim 2.2. Eksantrik mil ve boşluk alma

Sol, eksantrik milinin yanındaki eksantrik milinin uzatma parçasındaki gerginlik ölçer; Sağda, hızlanma sensörleri dişli boşluk alma sistemi büyük ara mil dişlisi için ayarlama mekanizması [25].

Amabili ve Fregolent, (1998) model parametrelerini tanımlayan, yeni bir yöntem olan doğal frekans ile sönüm ikilisini ve düz dişli çiftinin eşdeğer dişli hatasını sunmuştur. Dişli burulma titreşimlerinin ölçümünü temel alan bu yöntemde test düzeneği, tek serbestlik dereceli bir sistem olarak modellenmiştir. Bu yaklaşımın, diğer yöntemlere göre bazı avantajları olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, gürültü etkisinin hassasiyeti araştırılmış ve

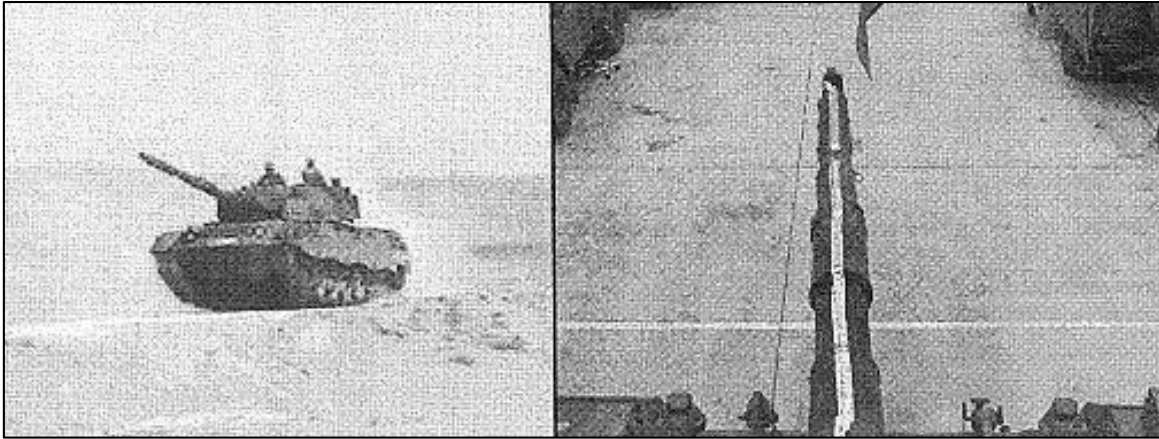


yorumlanmıştır. Yöntemin uygulamaları doğal frekans, sönüm ve profil hatalarının tespiti için gösterilmiştir [26].

Çelik ve Aykan (2004) çalışmalarında tank namlusuna etki eden titreşim ve sapmaların motor, transmisyon, balanssızlık vb. yapıların tasarımına göre değiştiğinden bahsetmiştir.

Makinalarda veya makinaların bağlı olduğu yapılarda ortaya çıkan titreşimler, makinanın hareketli parçalarının ürettikleri dinamik kuvvetlerden kaynaklanmaktadır. Makinaların farklı parçaları farklı frekanslarda ve genliklerde titreşim hareketi yapmaktadır. Titreşim sorunlarını tasarım aşamasında gidermek için; titreşim kaynağının gücü azaltılmalı, sistemde iyileştirmeler yapılarak frekans bandı kaydırılmalı, rezonansa girmesi muhtemel kısımlar yalıtılmalı veya yapının enerji sarf etme yetenekleri artırılmalıdır. Titreşimi yalıtmanın veya tahrikleri ortadan kaldırmanın mümkün olmadığı bazı durumlarda, modal tasarım kaçınılmaz olur [10].

Sistemlerin maruz kaldığı tahrik fonksiyonu her zaman bilinmemesi nedeniyle elde edilen tepkilerin yapısal veya tahrikin kendisinden mi oluştuğunun anlaşılması için ileri analizler yapılması gerekmektedir. Ayrıca analizlerde çakışan frekanslardaki toplam genlik seviyelerinin dikkate alınması gerekmektedir [10].



Resim 2.3. Tank deneysel operasyonel modal analiz testleri [10]

Anlatılan bu çalışmaya bakıldığında silah sistemlerinde titreşimin belirlenmesinde modal tasarım ve analizin önemli olduğu ve bu analiz ve iyileştirmeler sonucu atış yeteneğinin arttığı gözlemlenmiştir.



### 3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu bölümde, araştırmada kullanılan servo motor-redüktör, ölçüm cihazları ve bilgisayar programları hakkında bilgi verilmiştir. Burada sistemde kullanılan parçaların özellikleri, silah sisteminde nerelerde kullanıldıkları ve ne işe yaradıkları hakkında kısa bilgiler verilmiştir.

#### 3.1. Motor-Redüktör

Bir sistemde pozisyonlama yapılıyorsa ve sistemde kontrol gereksinimi varsa servo motor kullanılır ve bu motorlar çift yönlü dönüş sağlar. Redüktördeki boşluk oranı pozisyonlama hassasiyetine direk etki etmektedir. Bundan dolayı motor ve redüktör seçimi yapılırken de boşluksuz sistemler tercih edilir. Sistemin tahrik edilmesi için 1 adet pinyonun bağlı olduğu boşluksuz motor-redüktör sistemi kullanılmıştır.



Resim 3.1. Sistemde kullanılan motor

#### 3.2. Ölçüm Cihazları

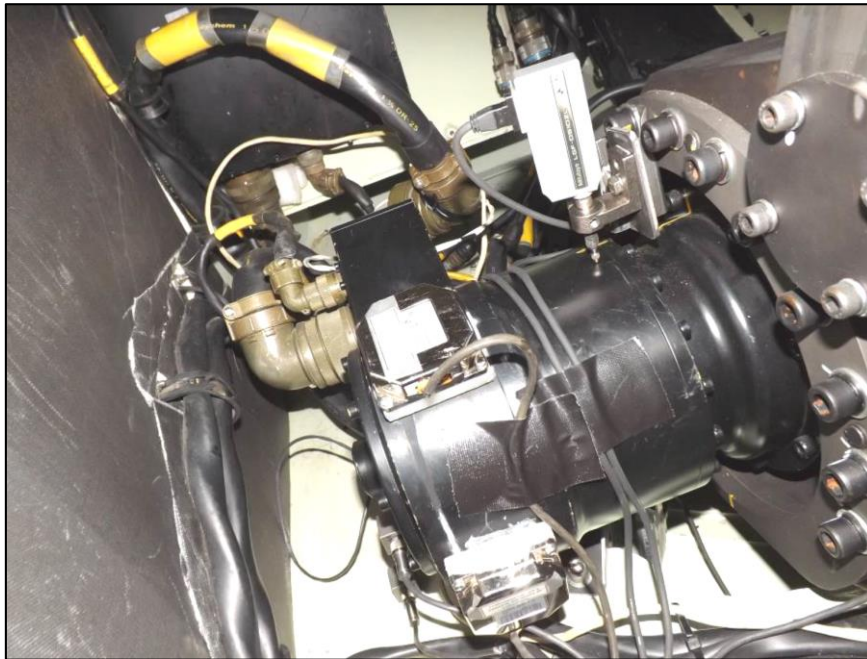
Endüstride neredeyse her uygulamada, gerçek dünyadan verilerin okunarak, bilgisayara alınması, anlamlandırılması ve raporlanması gerekmektedir. Kimi durumlarda ise ölçüm yapılacak sistemin çeşitli test senaryolarına göre çalıştırılması ve bu sırada çeşitli ölçümler yapılması istenmektedir. Bu tez çalışmasında kullanılan komparatör ve açısal hız sensörü hakkında bilgiler aşağıda verilmiştir.

### 3.2.1. Komparatörler

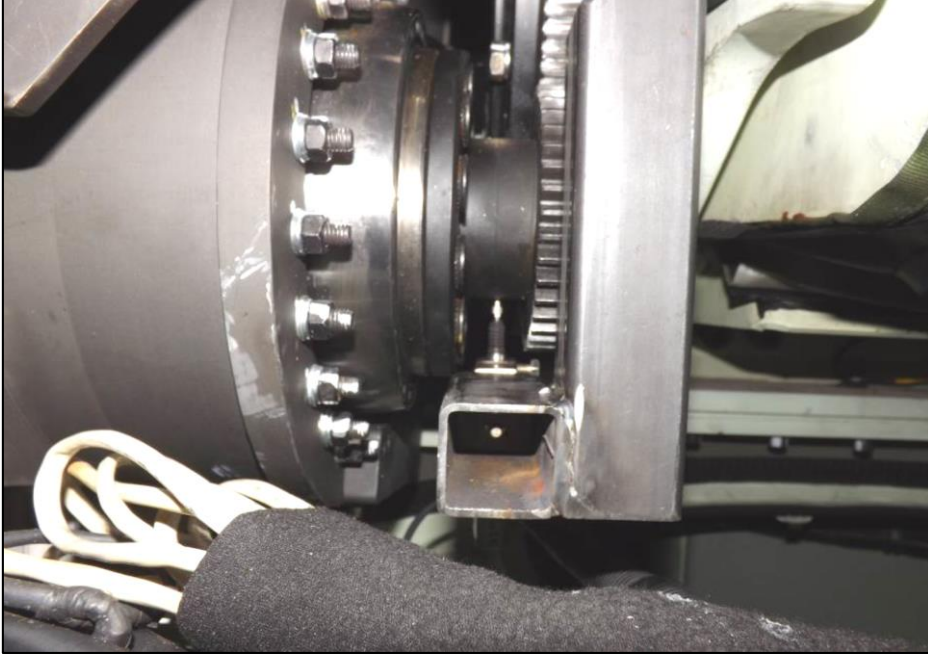
Silah sisteminde, araç hareketi esnasında yükseliş tahrik sisteminin hareketi esnasında yaptığı esneme davranışlarını gözlemlemek ve kayıt altına almak için, Resim 3.2’de görülen 4 adet Mitutoyo marka komparatör kullanılmıştır.



Resim 3.2. Motor alt bölgesindeki komparatörün konumu (1 nolu komparatör)



Resim 3.3. Braket ve motor gövdesi arasına yerleştirilen komparatörün görünümü (2 nolu komparatör)



Resim 3.4. Pinyon dişli bölgesine yerleştirilen komparatörün görünümü (3 nolu komparatör)



Resim 3.5. Dişli eksen çekici yay bölgesine yerleştirilen komparatörün görünümü (4 nolu komparatör)



### 3.2.2. Açısal hız sensörleri

Silah sisteminde açısal farkları kaydetmek için 2 adet uygun yönlerde açısal hız sensörleri kullanılmıştır. Açısal hız ölçümü için, Resim 3.6 ve Resim 3.7’de görülen Kvh Dsp 3000 marka ve model fiber optik jiroskop kullanılmıştır.



Resim 3.6. Açısal hız ölçüm jiroskopu



Resim 3.7. Tutucu braket, gövde yan duvara bağlayan braket üzerinde yer alan açısal hız sensörleri

### 3.3. Bilgisayar Programları

#### 3.3.1. Catia (Bilgisayar destekli üç boyutlu interaktif kullanım)

Fransız Dassault Systèmes şirketi tarafından üretilen bir profesyonel CAD/CAM tabanlı yazılımdır. Özellikle otomotiv sektörü, uçak üretim ve diğer simülasyon sektörlerinde ihtiyaçlara cevap verebilecek bir program olduğundan çok kullanılmaktadır. Catia her sektörden kesime hitap etmektedir.

CATIA CAD/CAM/CAE çözümler paketidir. İş birliği temelli ürün geliştirme için lider PLM çözümleri ( Ürün Yaşam Çevrimi ) konusunda üstün bir yazılımdır. Dünya'da hemen hemen tüm otomotiv ana sanayi tarafından bilgisayar destekli tasarım ve imalatla kullanılmaktadır. Bir ürün, tasarımcı tarafından Catia programında tasarlandıktan sonra ergonomi uzmanı, tasarımın ergonomisini araştırır. Bir sonraki aşamada mühendisler tasarlanmış parçanın her türlü dayanım hesaplamaları, kalıplanması ve son şekillerin oluşturulması işlemlerini yaparlar. Son olarak parçanın ne şekilde imal edileceği hesaplanır ve parça sanal ortamda imal edilir. İmalat sırasında her türlü yüzey analizleri yapıldıktan sonra parça gerçek imalata girer. Özetleyecek olursak Catia programı; endüstriyel amaçlı tüm ürünlerin hem tasarımı hem analizi hem de imalatını son derece hızlı, kolay ve güvenilir yapan bir bilgisayar yazılımıdır.

#### 3.3.2. RecurDyn

Çoklu fizik simülasyonları için mekanizma dinamiği tabanlı olarak geliştirilmiş bir mühendislik yazılımıdır. Çevresel koşullar, operasyonel ve limit yükler altında statik ve dinamik stres/sehim analizleri, titreşim ve akustik hesaplamaları yapılabilmektedir. Bu sayede ürün isterlerine uygun, dayanıklı, hafif, ekonomik, üretilebilir çözümün bulunmasında yol göstermektedir.

### 3.4. Yöntem

Atış kabiliyetindeki başarısızlığı çözmek için alt sistemler irdelenirken titreşimlerin meydana getirdiği bir durum olacağı önceki tecrübelerle göre tespit edilmiştir. Ortaya çıkan titreşimler, hareketli parçaların dinamik kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Dışlı çarklarda

bunlardan bir tanesidir. Dişli çarklardaki titreşim, esneme durumları silah sisteminde bozucu etkiye neden olan en önemli etkendir. Tanımlanan problem ile ilgili titreşim kaynağının belirlenmesi ve sorunların tasarım aşamasında çözülmesi büyük önem taşımaktadır.

Bu çalışmada problemin tanımlanması ve sonuçlarının ortaya konması için MIL-STD-810G standardı baz alınmıştır. MIL-STD-810G, ABD ordusu tarafından, ekipman sınırlarının kullanılmasının (ortam) veya taşınmasında (şoklarda) kullanılacağı çeşitli koşullarda test edilmesi için tasarlanan bir dizi testtir. Test, test edilen ekipmanın niteliğine, boyutuna ve ağırlığına göre değişir. Test özellikleri çok kapsamlı ve çok geniş bir dizi durumu kapsamaktadır.

Gerçek model Recurdyn programı ile dinamik modeli oluşturularak titreşim frekansları hesaplanarak ve tasarımın uygunluğu kontrol edilmiştir.

Analizden elde edilen sonuçlar yardımıyla tasarım basamakları oluşturuldu. Adım adım gidilerek yay, gövde yapısı, kol uzunlukları vs. değiştirilerek optimum sonuca varılmıştır. Optimum sonuca ulaşılırken askeri araçlarda 30 hz emniyetli frekans değeri kabul edilmektedir. Bu değer kullanılarak bulduğumuz değerlerle karşılaştırılmış ve tasarımın uygun olduğu karşılaştırma yapılarak belirlenmiştir.

### 3.5. Hareket Denklemlerinin Çözümü

“Tamamlayıcı çözüm” ve “özel çözüm” toplamından hareket denkleminin çözümü elde edilir. Çözümler sırasıyla sistemdeki “geçici titreşim” ve “sürekli titreşim” durumlarını gösterir. Sistemin hareketini tanımlayan diferansiyel denklem göz önüne alınırsa, harmonik zorlama durumunda sistemin sürekli titreşim cevabının da harmonik olacağı kabul edilerek aşağıdaki Eş. 3.1 ifadesiyle verilir:

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (3.1)$$

Yukarıdaki çözüm hareket denkleminde yerine koyduğumuzda titreşimin genliği (X) için aşağıdaki ifadenin elde edilebileceği gösterilebilir:



$$\frac{X}{F_{eq}/k_{eq}} = \frac{X}{X_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = R \quad (3.2)$$

Burada:

$$X_{st} = \frac{F_{eq}}{k_{eq}} \quad \text{Statik yer değiştirme} \quad (3.3)$$

$$r = \frac{w}{w_n} \quad \text{Frekans oranı} \quad (3.4)$$

$$w \quad \text{Zorlayıcı kuvvetin frekansı (rad/s)} \quad (3.5)$$

$$w_n = \sqrt{k_{eq}/m_{eq}} \quad \text{Sistemin doğal frekansı (rad/s)} \quad (3.6)$$

$$\xi = c_{eq}/2m_{eq} w_n \quad \text{Sistemin sönüm faktörü} \quad (3.7)$$

$$R \quad \text{Dinamik büyütme faktörü} \quad (3.8)$$

olarak tanımlanmıştır.

İlk baştaki eşitlik,  $F_{eq}$  ve  $k_{eq}$ 'nin tanımlanmış olan ifadeleri kullanılarak aşağıdaki şekilde de yazılabilir.

$$\frac{m_{eq} X}{m_u e} = r^2 R \quad (3.9)$$

Sonuç olarak: Teorik hesaplamalar için ilk ve/veya son formül eşitlikleri kullanılarak istenilen (R-r) ve/veya  $(\frac{m_{eq} X}{m_u e} - r)$  değişim grafikleri verilen bir sönüm faktörü değeri için çizilebilir.

### 3.6. Modal Analiz Denklemleri

Bir sistemi anlamak, davranışını tahmin etmek ve riskli bölgeleri bulmak için doğal frekanslara ve öz değer vektörlerine sıklıkla başvurulur. Eğer sistemde sönüm elemanı ve zorlayıcı bir kuvvet yok ise sistemi tanımlayan hareket matrisi:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (3.10)$$

Burada;

$[M]$  : Kütle matrisi

$[K]$  : Yay rijitlik matrisi

Denklemin çözümü için;

$$u = \{\emptyset\}(wt) \quad (3.11)$$

gibi bir harmonik hareket kabul edilir.

Burada;

$\{\emptyset\}$  : Özvektör veya mod şekli

$\omega$  : Doğal frekans olarak önümüze çıkar.

Denklemini bu değişkenler ışığında tekrar yazacak olursak;

$$-\omega^2 [M]\{\emptyset\}\sin(\omega t) + [K]\{\emptyset\}\sin(\omega t) = 0 \quad (3.12)$$

$$([K] - \omega^2 [M])\{\emptyset\} = 0$$

Bu eşitlik hareket öz denklemi ismini alır. Öz denklem, öz vektörlerin homojen cebirsel eşitliklerinden oluşur ve bu öz değer probleminin temellerini oluşturur. Öz değer probleminin en temel formu Eş. 3.13 şeklinde ifade edilir:

$$(A - \lambda I)x = 0 \quad (3.13)$$

A: Kare matris

$\lambda$ : Öz değer

I: Birim matris

x: Öz vektör

Yapısal analizlerde öz denklem içerisinde bulunan kütle ve yay rijitlik matrisi, fiziksel olarak sistemin doğal frekansı ve sistem öz vektörleri ile ilişkilidir.

Verilen denklem için mümkün olan 2 ayrı çözüm vardır:

$$1. \text{ Eğer } \det([K] - \omega^2 [M]) \neq 0 \text{ ise, tek çözüm } \{\emptyset\} = 0 \quad (3.14)$$

Bu çözüm denklemin trivial çözümüdür. Sistemde herhangi bir hareket olmadığını gösterir.

$$2. \text{ Eğer } \det([K] - \omega^2 [M]) = 0 \text{ ise, tek çözüm } \{\emptyset\} \neq 0 \quad (3.15)$$

Bilinen matematik öz değer problem aşağıdaki denklemin çözümünden elde edilecek olan kökleri hesaplamaya getirilir

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (3.16)$$

Eşitliği aşağıdaki Eş. 3.31 gibi yazabiliriz:

$$\det([K] - \lambda [M]) = 0 \quad (3.17)$$

Buradan anlaşıldığı gibi  $\omega^2 = \lambda$ , özdeğerine karşılık gelen bir öz vektörü vardır. İfadeyi tekrar yazacak olursak.

$$(K - \omega_i^2 M)\{\phi_i\} = 0 \quad i=1, 2, 3, \dots \quad (3.18)$$

Her bir öz değer ve öz vektör, sistemin serbest titreşim modlarından birini ifade eder.

i-inci öz değeri  $\lambda_i$  i-inci doğal frekansla ilgilidir.

$$f_i = \omega_i / 2\pi \quad (3.19)$$

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i} \quad (3.20)$$

Öz değeri ve öz vektörlerin sayısı ilişkili kütlenin serbestlik derecesine bağlıdır. Dinamik analizlerde kullanılması ile faydalı olan bir takım doğal frekans ve mod şekli karakteristikleri vardır. İlk olarak, lineer elastik bir yapı serbest titreşim veya zorlanmış titreşim yaparken, verilen bir andaki şekli değiştirmesi bunun normal modlarının lineer bir kombinasyonudur.

$$\{u\} = \sum \{\phi\} \xi_i \quad (3.21)$$

$\{u\}$  : Yer değiştirme vektörü

$\{\phi\}$  : i-inci mod şekli

$\xi_i$  : i-inci modal yer değiştirme

### 3.7. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesinde Kullanılan Varsayım ve Kabuller

Doğadaki her cisim, "Doğal Titreşim Frekansı" olarak adlandırılan, sonsuz sayıda titreşim frekansı ve şekline sahiptir. Bu frekansların hesaplanması ve şeklinin bilinmesi, titreşim kaynaklı mühendislik problemlerinin çözülmesinde temel önemi taşımaktadır. Basit cisimlerin doğal frekans ve şekillerini analitik olarak hesaplamak mümkündür. Ancak karmaşık şekillerin hesabı nümerik yöntemlerle mümkündür. Sonlu elemanlar yöntemi ve bilgisayar hesap kapasitelerindeki gelişmeler, karmaşık yapıların, ancak idealleştirme yapılarak hesaplanabilen doğal frekans ve şekillerini daha doğru ve anlaşılır hesaplanmasına imkân tanımışlardır.

Doğal titreşim analizinin yapılması ile yapının doğal titreşim frekansları bulunmuş olur. Yapıya uygulanan periyodik bir kuvvetin frekansı, bu doğal frekanslardan herhangi birisi civarında ise, bu frekans uyarılmış olur ve yapı bu doğal frekans ve şekli ile titreşmeye başlar. Eğer uyarıcı kuvvetin frekansı ile yapının doğal frekansı çakışır ise "rezonans" olayı

meydana gelir. Rezonans istenmiyorsa, ya uyarıcı kuvvetin frekansının, ya da yapının frekansının değiştirilmesi gerekecektir.

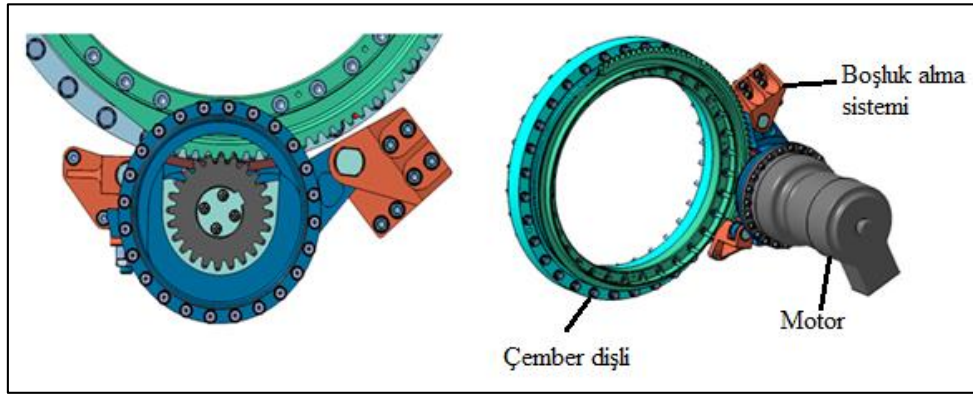
Çalışmamızda askeri araçlardaki doğal frekans değeri deneyimsel çalışmalardan elde edilen sonuçlara istinaden 30 Hz değerinin üzerinde olması gerektiği önceki deneyimlerden yola çıkarak baz alınmıştır. Baz alınan bu değer, sınır değerimizdir ve boşluk alma sistemimizin doğal frekansının 30 Hz değerinden yüksek çıkması beklenmektedir. Eğer sistemimiz bu değerde olursa frekanslarda çakışma meydana gelir ve rezonans oluşur.



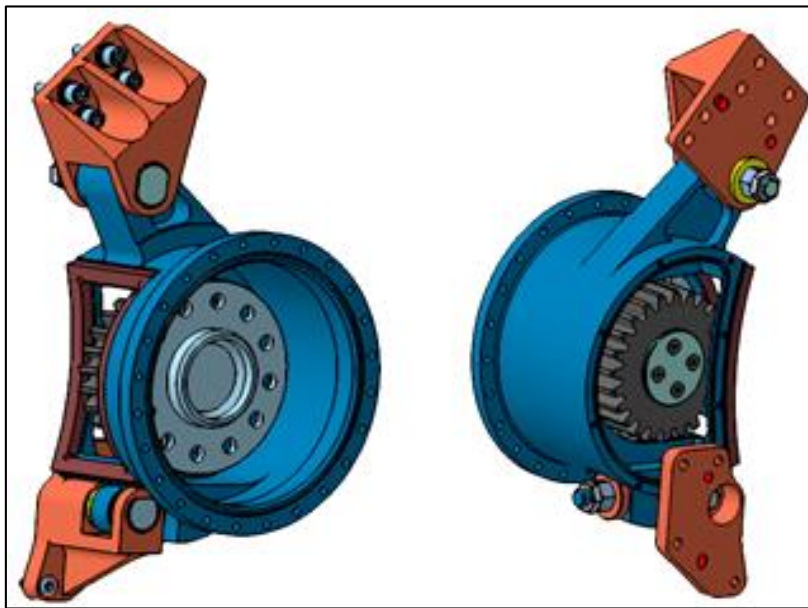
## 4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE YORUMLAR

### 4.1. Boşluk Alma Sistemi Tasarımı

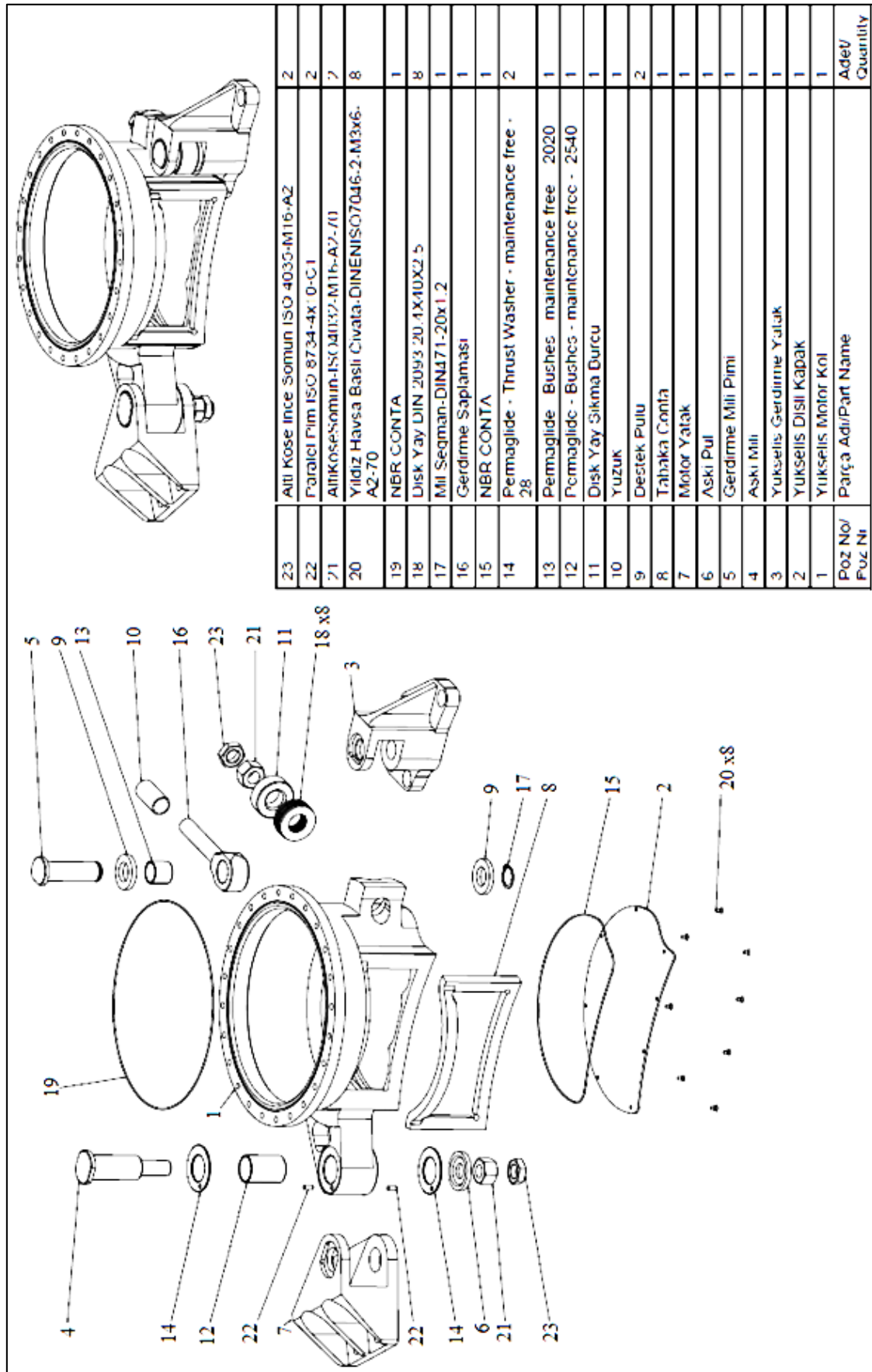
Çalışmada incelenen boşluk alma mekanizmasının nihai hali Şekil 4.1’de verilmiştir. Tasarımda çember dişli ve bunu tahrik eden motor-redüktör çiftine bağlı pinyon dişli, mekanik gövde, yaylar, burçlar ve bağlantı elemanları bulunmaktadır. Tasarım yapılırken taşıyıcı yükler, atış şokları ve diğer çevresel şartlar göz önünde bulundurulmuştur. Malzeme seçimi yapılırken, titreşimden, silah geri tepme kuvvetinden, sürtünmeden etkilenmeyecek veya en az etkilenecek özellikler dikkate alınmıştır.



Şekil 4.1. Boşluk alma sistemi kompleksi (karşılık dişli sistemi ile gösterilişi)



Şekil 4.2. Boşluk alma sistemi kompleksi

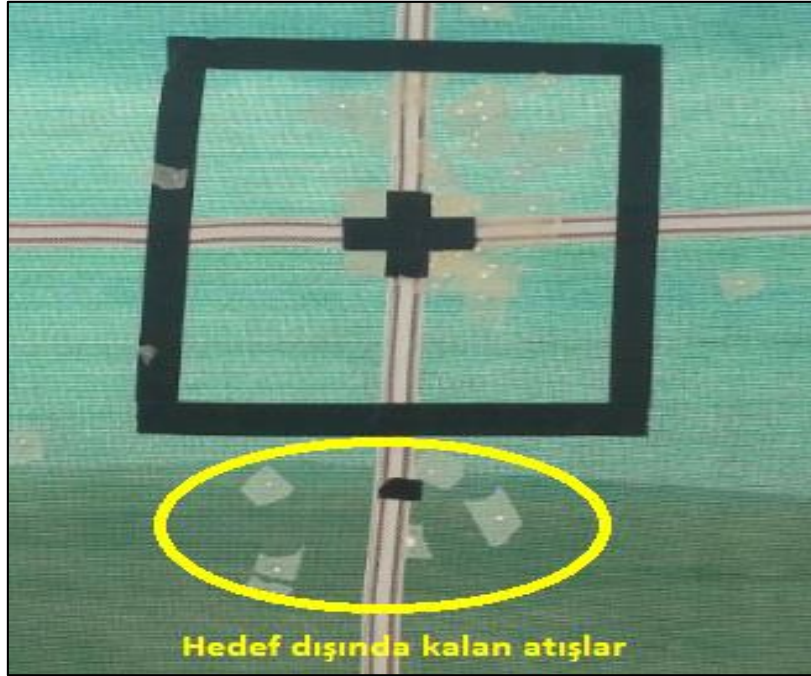


Şekil 4.3. Boşluk alma sistemi kompleksi ürün ağacı



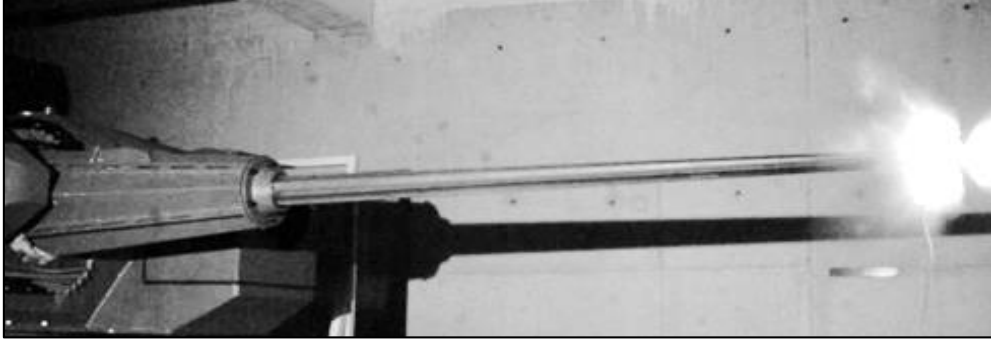
## 4.2. Boşluk Alma Sisteminin Performansı

Boşluk alma sistemi performansı atış testiyle incelenmiştir. Atış testleri sonucunda hedeften sapmalar görülmüştür. Sistem performansının yeterli olmadığı değerlendirilmiştir. Silah sisteminde meydana gelen performans düşüklüğünün sebebi araştırılmış ve tüm parametreler kontrol edilmiştir. Atış dataları incelendiğinde hedeften uzak atışların olduğu tespit edilmiştir. Resim 4.1’de görüldüğü gibi atışta oluşan sapmalar, atış anında meydana gelen titreşimlerden ve silah geri tepmesinin oluşturduğu atış şokunun dışlardaki boşlukları hareket ettirmesinden dolayı hedefe isabet oranını düşürdüğü değerlendirilmiştir.



Resim 4.1. Silah sistemi ilk boşluk alma mekanizması tasarımı ile atış hedef görüntüsü

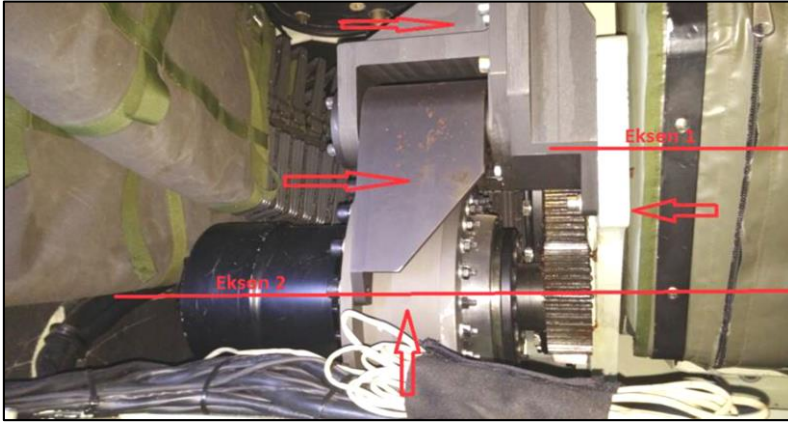
Silahın atış yönleri açısından bakıldığında yukarı-aşağı yönlü atışların dağıldığı, hedef dışında kaldığı, kule yükseliş sistemindeki sorundan olduğu görülmüştür. Sorunun dişli çark mekanizması ve boşluk alma mekanizmasının esnemesinden ve titreşiminden kaynaklı olduğu değerlendirilmiştir. Resim 4.2’de görüldüğü gibi atış esnasında hızlı video görüntüleri incelenerek namludaki titreşim incelenmiştir.



Resim 4.2. Silah sistemi atış anı titreşim izleme

### 4.3. Problemin Kaynağının Tespit Edilmesi

Sistemdeki sorunların mertebesini ölçmek için Resim 4.3’de görüldüğü gibi komparatörler yardımıyla araç üzerinde sistemin esnemesi ölçülmüştür. Burada ilk hedef, yükseliş tahrik sisteminin araç hareketi esnasında yaptığı esneme davranışlarını gözlemlemek ve mertebelerini kayıt altına almaktır. Bu testin hedefi Eksen\_2 (Motor pinyon ekseninin) ve Eksen\_1’e (Beşik çember dişli eksenine) göre hareket edip etmediği gözlemlemek ve pinyon doğrultusunun beşik dönme eksenine göre oluşan açısal farkları kaydetmektir.

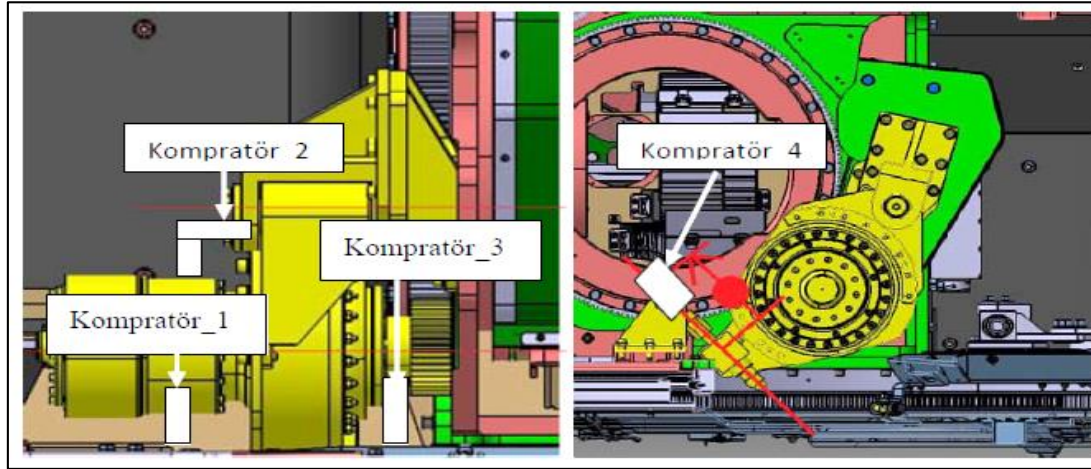


Resim 4.3. Silah sisteminde yükseliş tahrik sisteminin görünümü

Silah sistemi araç üzerinde bulunduğu koşulda engebeli parkurda 20, 30 ve 40 kph olmak üzere farklı hızlarda geçiş yapmıştır. Bu süreçte silah sistemi yükseliş tahrik sistemi bölgesine yerleştirilen 4 adet komparatör yardımıyla olası esneme mertebeleri ölçülmüştür. Ayrıca Resim 4.3’de belirtilen Eksen1 ve Eksen2 doğrultularında gözlemlenebilecek olası açısal fark değerlerini kayıt altına almak için motor gövde üzerine ve yan duvar bağlantı braketi üzerine açısal hız ölçüm sensörleri yerleştirilmiştir.

Çizelge 4.1. Kule sistemi üzerinde yer alan ölçüm ekipmanları ve konumları

|   | Sensör                | Konumu                                                                       | Ölçüm Hedefi                                                                           | Ölçüm Eksen |
|---|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| 1 | Komparatör_1          | Yükseliş eksenini tahrik motorunun altında, uç noktada                       | Motor- pinyon ekseninde motor tarafı uç noktada görülen deplasman değişimi             | Z (Düşey)   |
| 2 | Komparatör_2          | Motor taşıyıcı braket ile motor üst yüzey arasında                           | Braket ve motor arasında bağlı deplasman değişimi                                      | Z (Düşey)   |
| 3 | Komparatör_3          | Pinyon dişli bölgesi (mil üzerinden)                                         | Düşey ekseninde görülen deplasman değişimi                                             | Z (Düşey)   |
| 4 | Komparatör_4          | Pinyon dişli- beşik çember dişli eksenini çekici yay bölgesi                 | Dişli oturma eksenindeki deplasman değişimi                                            | XZ          |
| 5 | Açısal Hız Sensörleri | Yan duvar bağlantı braket ve silah sist. Motor gövdesi üzeri (yaw hareketi)  | Beşik- çember dişli ekseninin motor pinyon eksenine göre açısal hız ve açı değişimleri | Sapma       |
| 6 | Açısal Hız Sensörleri | Yan duvar bağlantı braket ve silah sist. Motor gövdesi üzeri (roll hareketi) | Beşik- çember dişli ekseninin motor pinyon eksenine göre açısal hız ve açı değişimleri | Yuvarlanma  |



Şekil 4.4. Test esnasında kule sistemi üzerine yerleştirilen komparatörlerin konumu

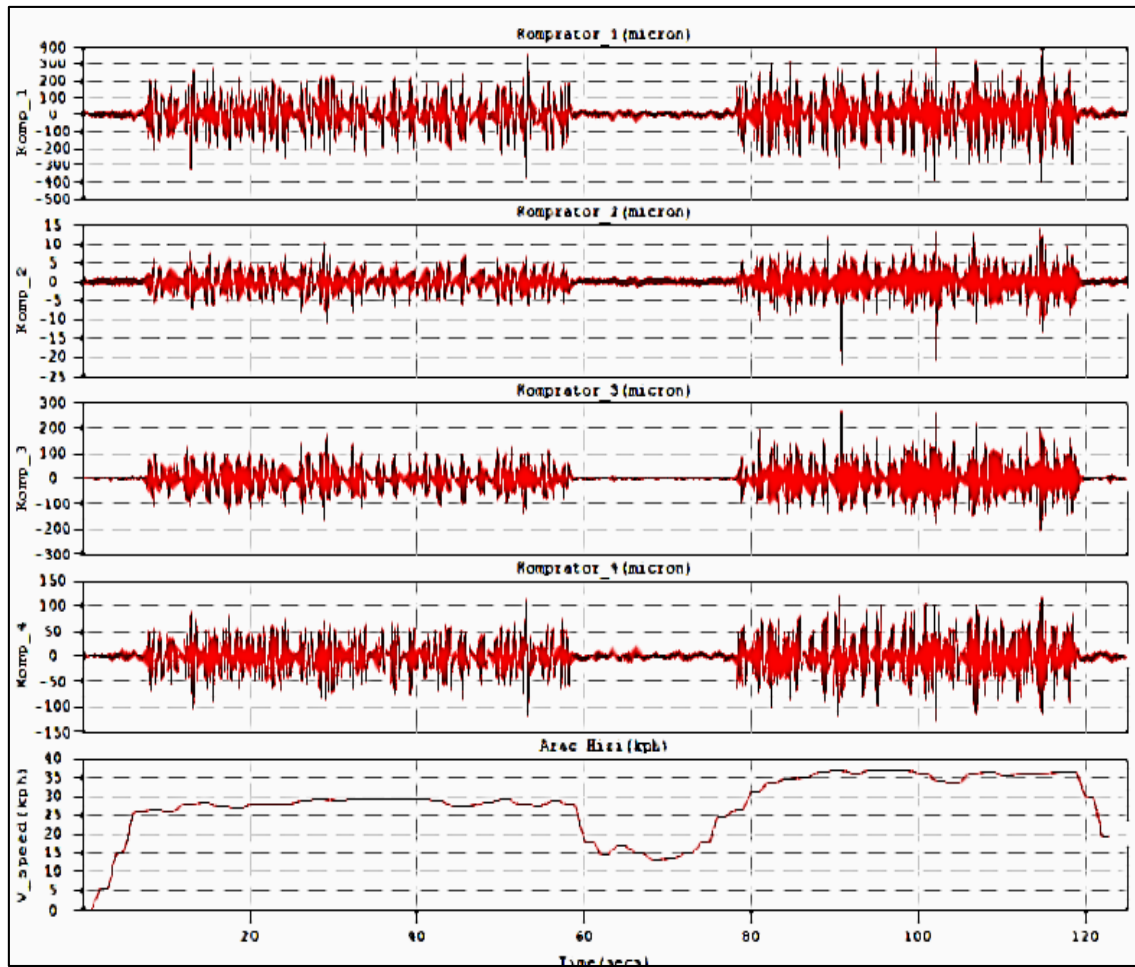
#### 4.3.1. Deplasman ölçümleri

Aracın engebeli parkurdan 40 kph hız ile geçişi esnasında kule sisteminde en yüksek deplasman değerleri kaydedilmiştir. Komparatör\_1 noktasında -447 mikron, Komparatör\_2 noktasında -28,8 mikron, Komparatör\_3 noktasında 289 mikron, Komparatör\_4 noktasında ise 134 mikron en yüksek deplasman değerleri kaydedilmiştir. Motor pinyon ekseninde bulunan Komparatör\_1 ve Komparatör\_3 sensörlerinin ölçümleri dikkate alındığında bu noktalarda (0,84 g ve -0,76 g mertebelerinde) kaydedilen en yüksek deplasman değerleri -447 mikron ve 289 mikron

seviyesindedir. Komparatör\_2’de kaydedilen deplasman değeri motor pinyon eksenine ile braket arasındaki göreceli deplasman değişimini vermektedir. Yapılan testlerde en yüksek 28 mikron mertebesinde ölçüm alınmış olup, düşük seviyelerde seyretmiştir. Komparatör\_4 sensöründe (pinyon dişli çekici yay bölgesi) kaydedilen en yüksek deplasman seviyesi 135 mikron mertebesinde. Bu noktadaki yayın hareketsiz olması hedeflenmektedir.

Çizelge 4.2. Engelibeli parkurdan geçiş esnasında kaydedilen deplasman mertebeleri

| Ölçüm Cihaz Numarası | Deplasman Değişim Mertebeleri (mikron) |      |        |      |        |      |
|----------------------|----------------------------------------|------|--------|------|--------|------|
|                      | 20 kph                                 |      | 30 kph |      | 40 kph |      |
|                      | Maks.                                  | Min. | Maks.  | Min. | Maks.  | Min. |
| Komparatör 1         | 258                                    | 287  | 288    | 416  | 366    | 447  |
| Komparatör 2         | 6,5                                    | 8,6  | 8,8    | 13,4 | 9,35   | 28,8 |
| Komparatör 3         | 122                                    | 101  | 193,4  | 177  | 289    | 195  |
| Komparatör 4         | 103                                    | 85   | 140    | 101  | 134    | 120  |

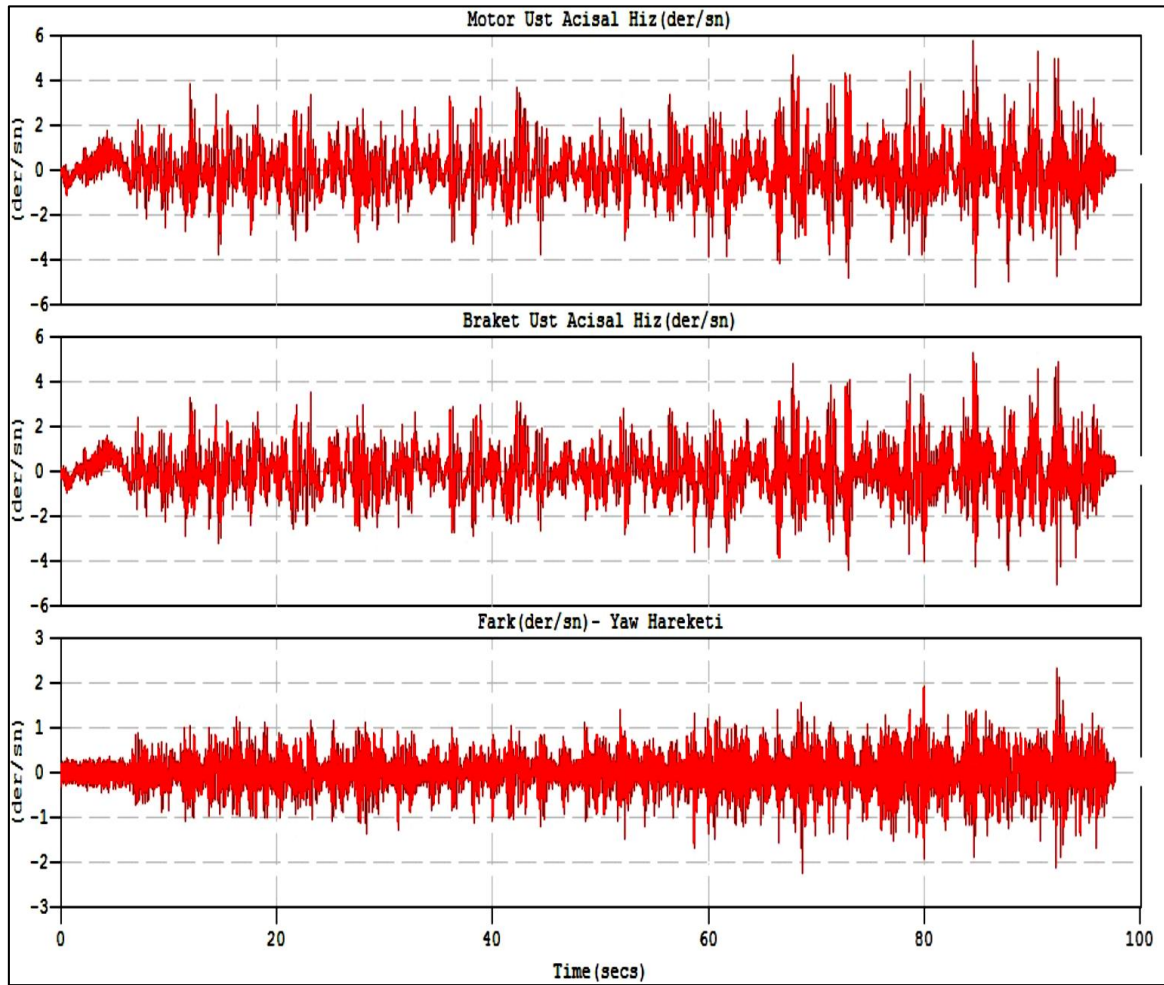


Şekil 4.5. Engelibeli parkurdan sırasıyla 30 ve 40 kph hızla geçiş esnasında kaydedilen esneme değerleri



### 4.3.2. Açık Ölçümleri

Silah sistemi motor gövdesi ve motor sistemi tutucu braketinin yan duvara bağlandığı noktada açısal hız sensörleri yardımıyla motor pinyon ekseninin, beşik çember dişli eksenine göre yuvarlanma (roll) ve sapma (yaw) hareketi ölçülmesi hedeflenmiştir. Her iki eksen arasındaki açısal hız farkı (bağıl açısal hız) sapma ekseninde 2,28 °/sn, yuvarlanma ekseninde 5,15 °/sn olarak kayıt altına alınmıştır.

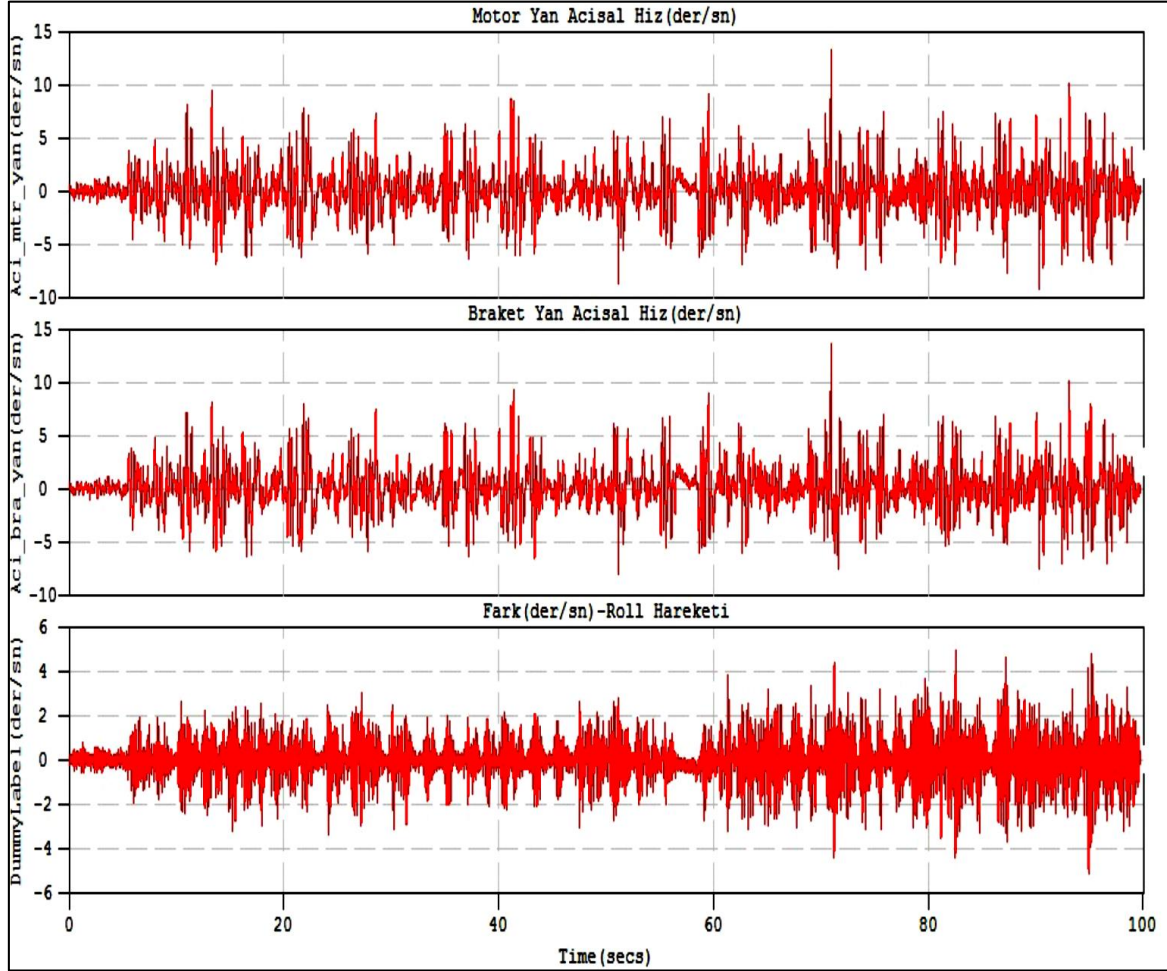


Şekil 4.6. Sapma eksenindeki açısal hız değerleri

Çizelge 4.3. Engeli parkurdan geçiş esnasında kaydedilen açısal hız değişimleri

| Açısal Hız Mertebeleri (°/sn)) |        |      |        |      |
|--------------------------------|--------|------|--------|------|
| Ölçüm Bölgesi                  | 30 kph |      | 40 kph |      |
|                                | Maks.  | Min. | Maks.  | Min. |
| Braket Üst Bölge (Yaw)         | 3,4    | 3,2  | 5,2    | 5,8  |
| Motor Üst Bölge (Yaw)          | 3,8    | 3,7  | 5,7    | 6,1  |
| Fark (Yaw)                     | 1,39   | 1,48 | 2,28   | 2,26 |

Motor-pinyon eksenini ile beşik çember eksenini arasında sapma eksenini doğrultusunda kaydedilen açısal hız değişimleri ve bağıl açısal hız değerleri Çizelge 4.3’de yer almaktadır.

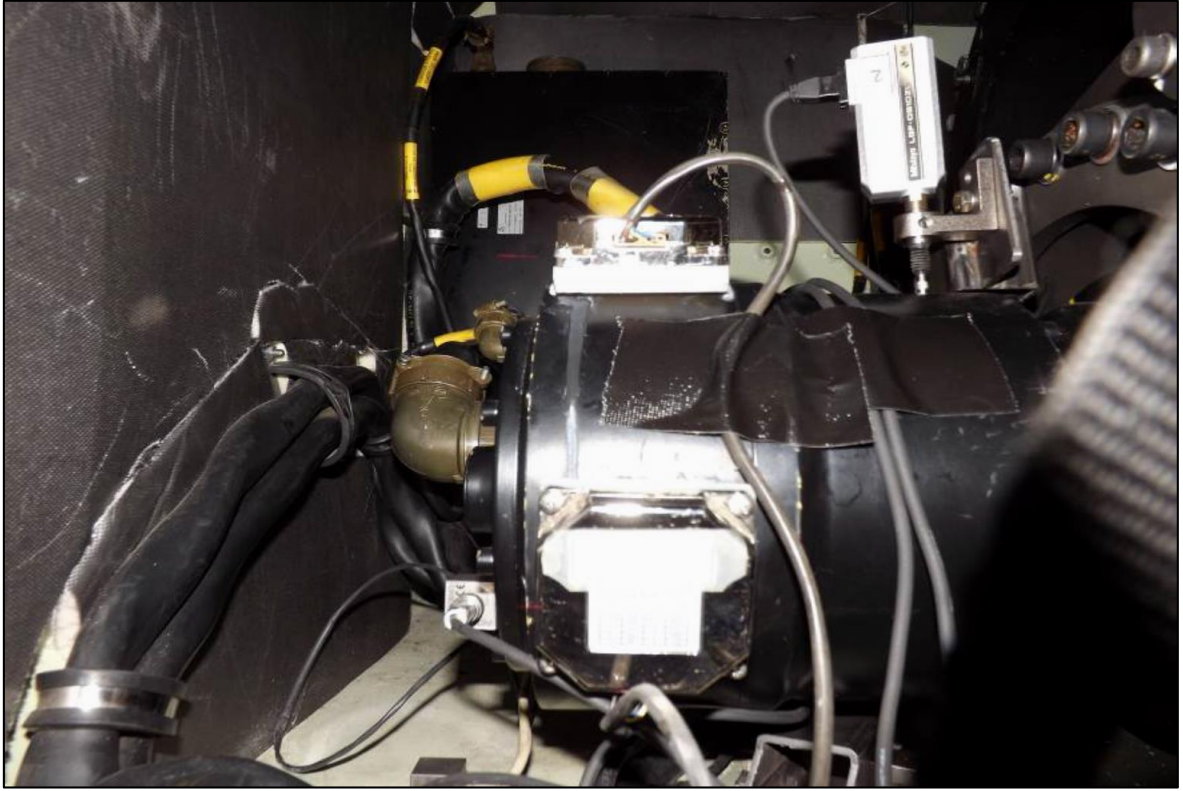


Şekil 4.7. Yuvarlanma eksenindeki açısal hız değerleri

Çizelge 4.4. Engbeli parkurdan geçiş esnasında kaydedilen açısal hız değişimleri

| Açısal Hız Mertebeleri (°/sn)) |        |       |        |       |
|--------------------------------|--------|-------|--------|-------|
| Ölçüm Bölgesi                  | 30 kph |       | 40 kph |       |
|                                | Maks.  | Min.  | Maks.  | Min.  |
| Braket Yan Bölge (Roll)        | 9,1    | -8,1  | 13,6   | -7,6  |
| Motor Yan Bölge (Roll)         | 9,4    | -8,6  | 13,2   | -9,2  |
| Fark (Roll)                    | 3,02   | -3,37 | 4,89   | -5,15 |

Motor-pinyon eksenini ile beşik çember eksenini arasında yuvarlanma eksenini doğrultusunda kaydedilen açısal hız değişimleri ve bağıl açısal hız değerleri Çizelge 4.4’de yer almaktadır.



Resim 4.4. Motor gövdesi üzerinde üst ve yan yüzeyde yer alan açısal hız sensörleri

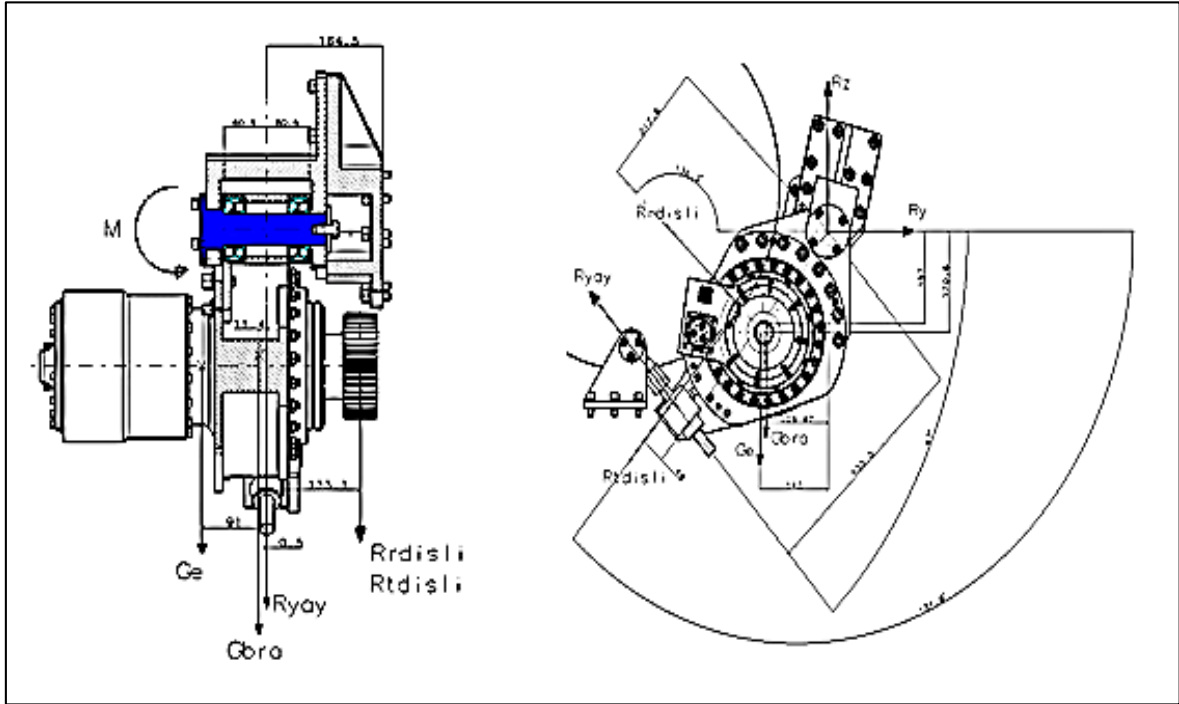
Ölçüm sonuçlarına göre adım adım iyileştirme çalışmaları yapılmaya başlanmıştır. Açısal olarak iki eksenin birbirine göre açısal değişiminin limiti ancak braket kompleksinin yük karşısında yaylanmasına göre söylenebilir. Bu konuda daha önceden çıkartılmış bir braket yaylanma katsayısı elimizde yoktur. Bunun için bilgisayar destekli analiz gerekmektedir. Raporda, oluşan açısal değişimin yer alması yeterli olacaktır. Düşeyde iki eksenin birbirine göre hareketi de braket kompleksini tutan yaya bağlıdır.

#### 4.4. Boşluk Alma Mekanizması İyileştirme Adımları

Boşluk alma sisteminin iyileştirme adımları aşağıda verilmiştir. Analiz sonucu frekans değerimizin 30 Hertz ve üzeri olması beklenmektedir. Bunu sağlayan koşul nihai tasarımıımız olacaktır. Bu şekilde istenen değere ulaşmak için tasarım parametrelerini adım adım değiştirerek ve her adımda analiz yapıp, sonuçlar irdelenerek istenilen sonuç elde edildiğinde nihai tasarımıımıza ulaşılmaya çalışılmıştır.

#### 4.4.1. Boşluk alma mekanizmasında tasarım problemlerinin tayini

Silah sistemi boşluk alma mekanizmasının ilk tasarımı aşağıdaki Şekil 4.8'deki gibidir. Atış testinde çıkan sonuçlara göre titreşim ve hedeften kaçan atışlar görülmüştür. Bu problemten yola çıkılarak hesaplamalar yapılmış ve analiz sonuçları yorumlanmıştır. Çıkan problemlerden yola çıkılarak silah sisteminin alt sistemleri bölge bölge ele alınmış ve nihai olarak dişli çark sisteminde titreşim problemi olduğu görülmüştür.



Şekil 4.8. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım

Şekil 4.8'de görüldüğü üzere sistemde kuvvetler aynı eksende olmadığından sistemde moment oluşturacağı düşünülmüştür. Yapılan incelemelerde boşluk alma kompleksinin silah sistemi yükseliş ekseninde hareketinde bağlantı noktalarından titreşim yaptığı ve momentin oluşturduğu esneme hareketleri gözlemlenmiştir. İyileştirme çalışmalarından bu kuvvetler aynı eksene taşınarak moment oluşumu engellenmiştir. Dişli çarklardaki titreşimin neden olduğu ilk atımda vuruşlardaki başarısızlıkların giderilmesi için tasarimsal olarak çalışmalar yapılarak titreşimin en aza indirilmesi öngörülmüştür.



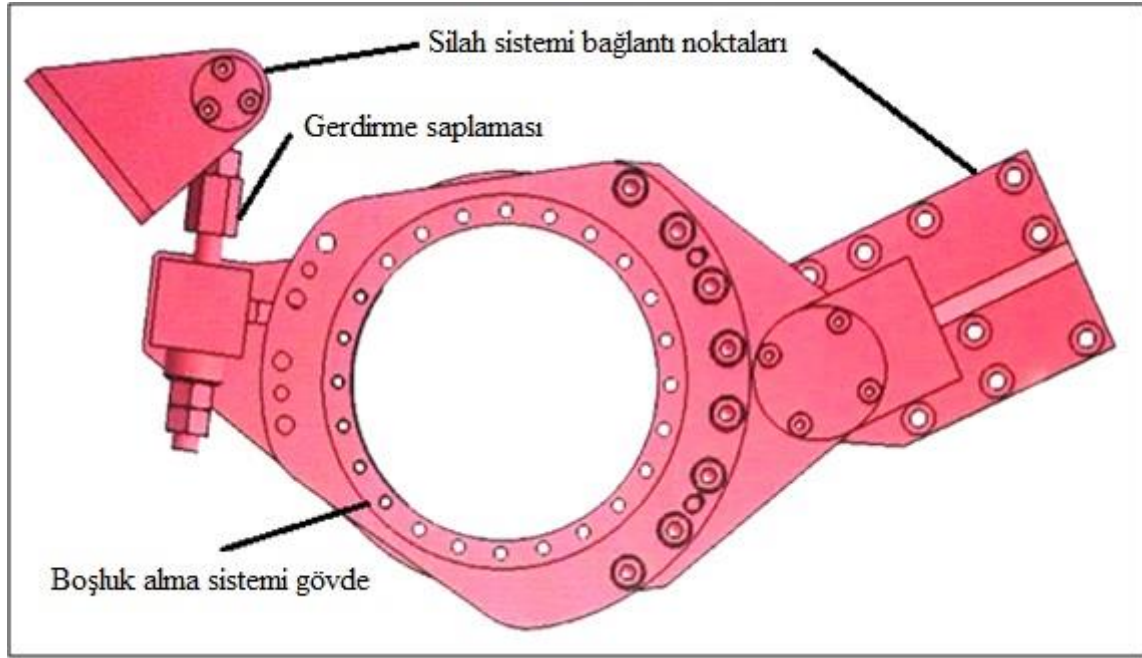
Çizelge 4.5. Silah sistemi boşluk alma mekanizması hesaplamaları

| Açıklama               | Sembol     | Hesaplama         | Değer  | Brimi              |
|------------------------|------------|-------------------|--------|--------------------|
| İvme                   | a          |                   | 1,047  | rad/s <sup>2</sup> |
|                        |            | $a*180/\pi$       | 60,00  | deg/s <sup>2</sup> |
| Maksimum Hız           | wl         |                   | 45,00  | deg/s              |
|                        |            | $wl*\pi/180$      | 0,785  | rad/s              |
|                        |            | $nl*60/\pi$       | 5,83   | rpm                |
| Atalet Kuvveti         | J          |                   | 218,00 | kgm <sup>2</sup>   |
| Kütle                  | m          |                   | 760    | kg                 |
| Ağırlık Merkezi        | g          |                   | 0,011  | m                  |
| Dengelenmemiş Tork     | Tub        | $m*e*g*4$         | 317    | Nm                 |
| Sürtünme Torku         | Tf         |                   | 100    | Nm                 |
| İvmelenme Torku        | Ta         | $a*Jl$            | 228    | Nm                 |
| Teorik Tahrik Torku    | Tth        | $Tub+Tf+Ta$       | 645    | Nm                 |
| Basınç Açısı           | $\alpha b$ |                   | 20,00  | deg                |
|                        |            | $ang/180*\pi$     | 0,35   | rad                |
| Diş Sayısı             | z          |                   | 210,00 |                    |
| Diş Modülü             | mn         |                   | 3,00   | mm                 |
| Diş Dibi Çapı          | df         | $Z1*m_t$          | 630,00 | mm                 |
|                        |            | $pdg/1000$        | 0,630  | m                  |
| Dişli Teğetsel Kuvveti | Ft         | $Tth / (pd_g/2)$  | 2049   | N                  |
| Diş Kuvveti            | F          | $F_t / \cos(ang)$ | 2180   | N                  |
| Dişli Normal Kuvveti   | Fn         | $F_t*\tan(ang)$   | 746    | N                  |

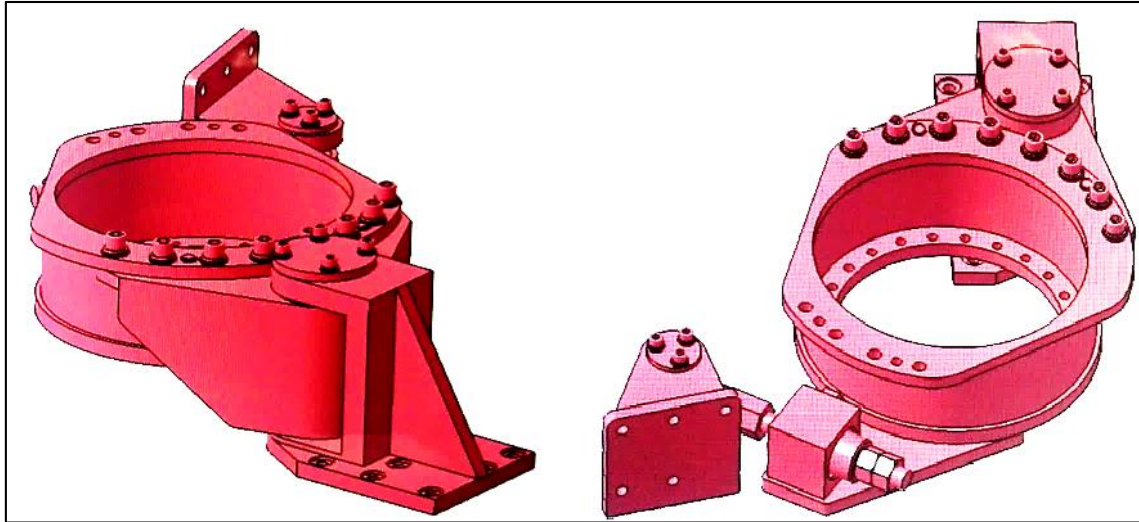
Hesaplamalardan da anlaşılacağı üzere saat yönünde ve saatin tersi yönünde moment hesaplamalarından çıkan sonuca göre momentin sıfırlanmadığı görülmüştür. Bu da sistemde burulmaya neden olduğu öngörülmüştür. Sistemin moment değeri Rt dişli değerinin moment noktamız olan rulman merkezinden geçmediğinden moment değeri yapılan hesaplara göre yüksek değerde çıkmıştır.

Ayrıca bu tasarımda gerdirme saplamasının pinyon merkezinden uzak ve bağlantı gövdelerinin boyutsal olarak büyük olduğu görülmüştür. Bu da sistemin rijit bir yapıya sahip olmayıp titreşimlere neden olacağını öngörülmüştür.

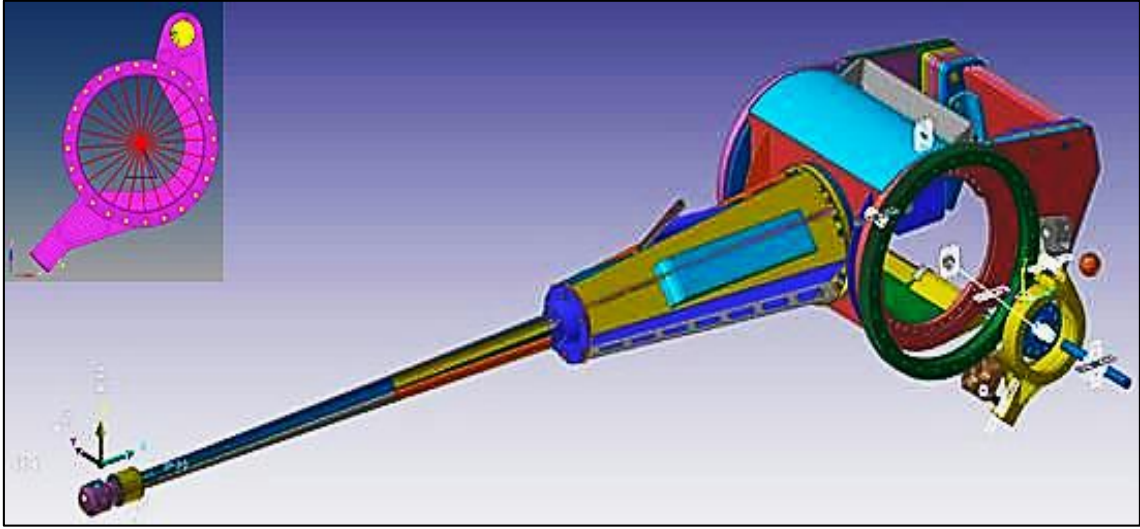
Disk yayların sayısının fazla olması nedeniyle, paralel eklemelerden dolayı disk yay seti sürtünmesini artırmaktadır. Bu sistemde 16 adet ince disk yay kullanılmıştır. Sürtünme arttığı için sistemin verimli çalışmadığı belirlenmiştir. Kullanılan yay özellikleri: 20.4x40x1,5x3.45 – 16 adet.



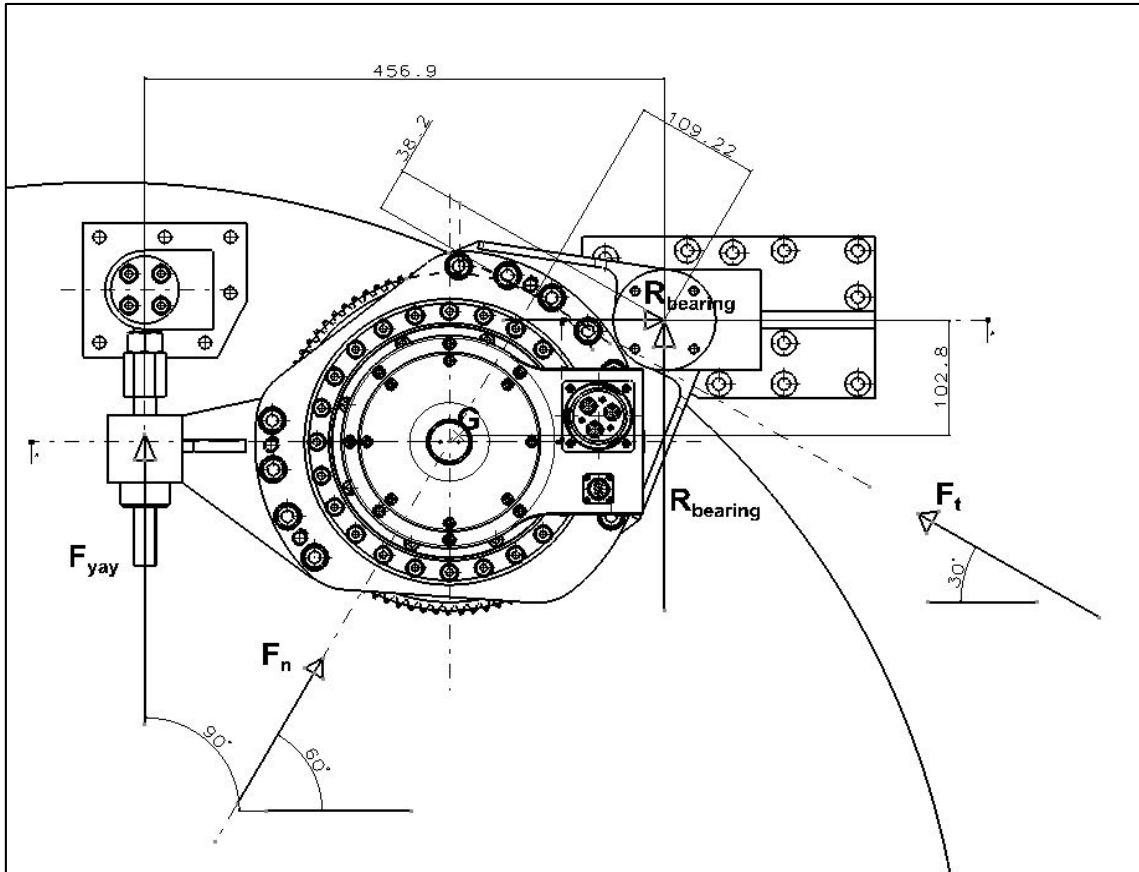
Şekil 4.9. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım



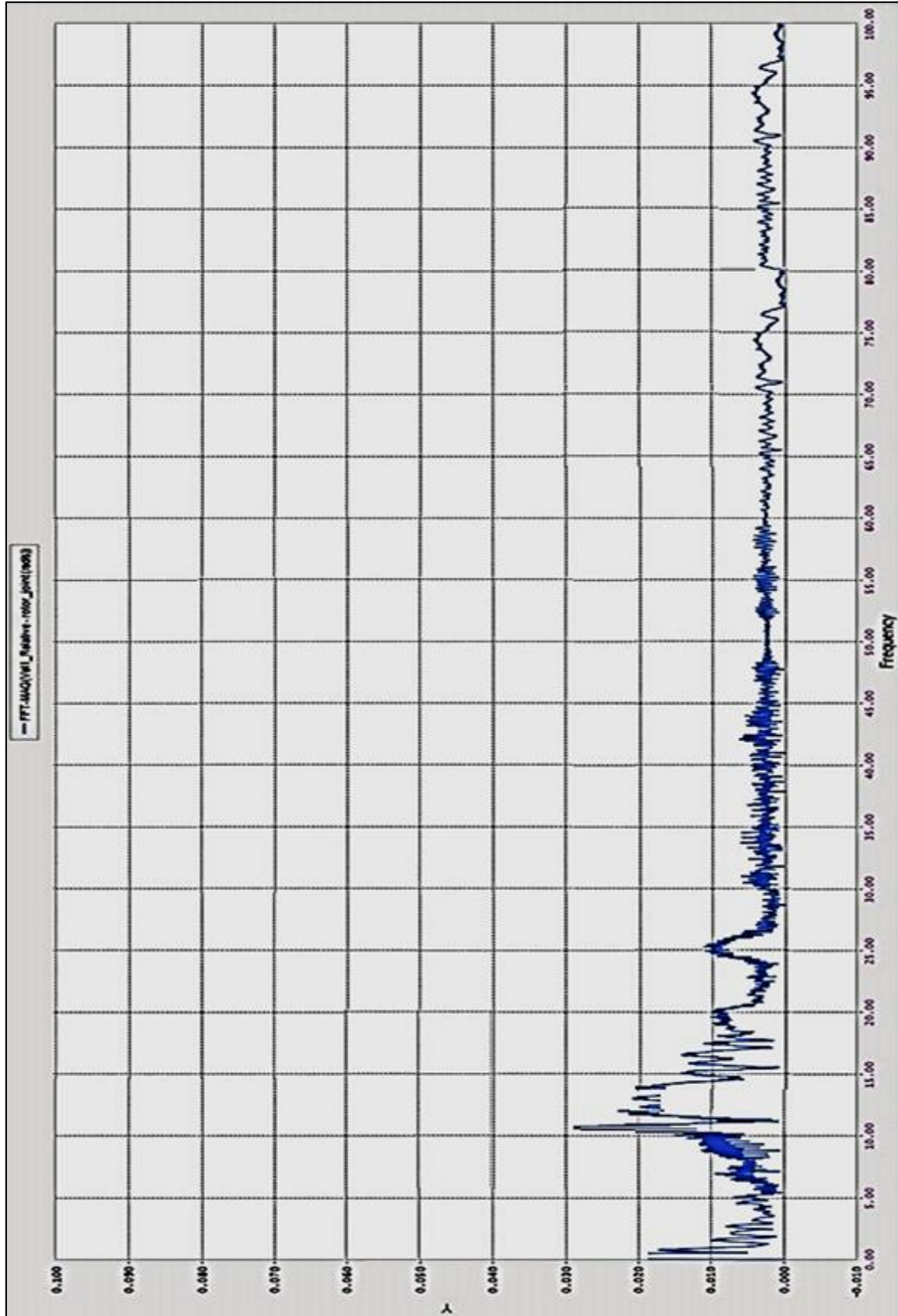
Şekil 4.10. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım



Şekil 4.11. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım analiz görüntüsü



Şekil 4.12. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım kuvvetler



Şekil 4.13. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım frekans grafiği

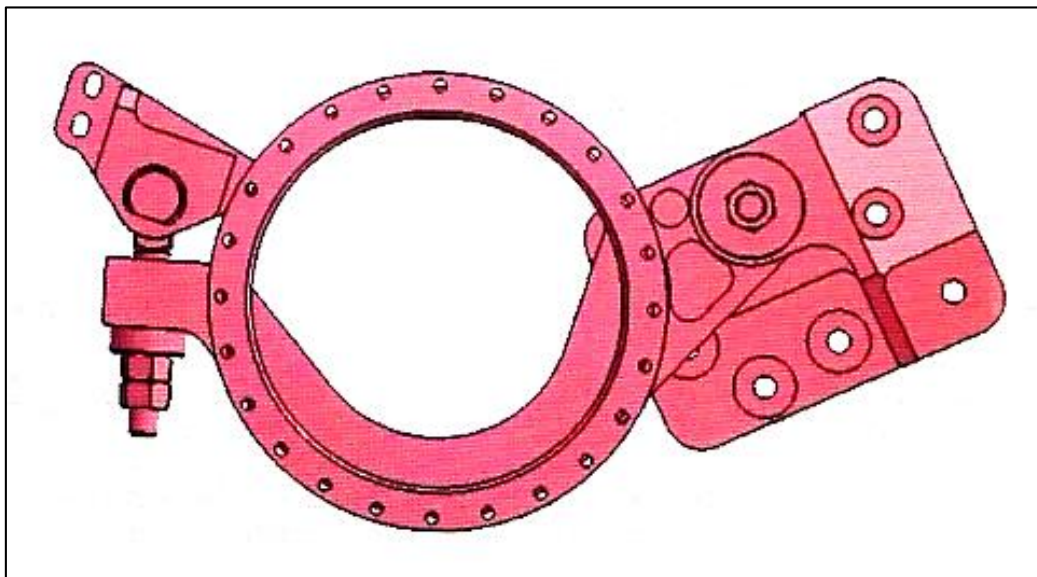
Bunun üzerine tasarımın analizi yapılmış ve rezonans değerinin 10 Hz çıktığı görülmüştür. Silah sistemleri için rezonans değeri emniyet katsayısı da göz önüne alınarak 30Hz ve üzeri değerlerin olması beklenmektedir.

#### 4.4.2. Disk yaylar, gerdirme saplaması, dişli tepki kuvvetinin iyileştirme çalışmalarına etkisi

Bu versiyonda Şekil 4.14’de görüldüğü gibi çeşitli iyileştirmeler yapılmıştır. 20.4x40x2.5 ölçülü yay kullanıldığında 16 adet yay yerine 10 adet yay ile aynı hacim içerisinde daha az yay kullanılmıştır. Paralel eklemeler disk yay setinin sürtünmesini arttırdığı öngörülmüştür. İnce yay ile daha fazla paralel yay yerine kalın yay ile daha az paralel yay seti yapılarak sistem sürtünmesi azaltılmıştır.

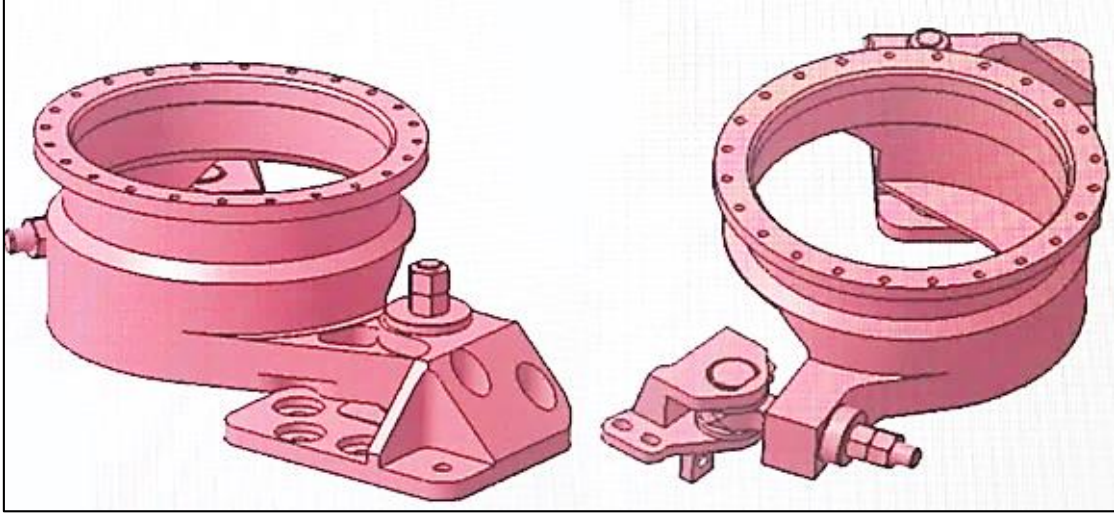
Ayrıca bu tasarımda gerdirme saplamasının pinyon merkezine yaklaştırılmış ve bağlantı gövdeleri boyutsal olarak küçültülmüştür. Bu da sistemin bir önceki versiyona göre daha rijit bir yapıya sahip olmasını sağlamıştır.

Ayrıca momente neden olan Rtdişli eksenli rulmanların merkezinden geçecek şekilde yeniden tasarlanmıştır. Kuvvetler tasarım olarak aynı eksene taşınarak moment oluşumu en aza indirgenmiştir.

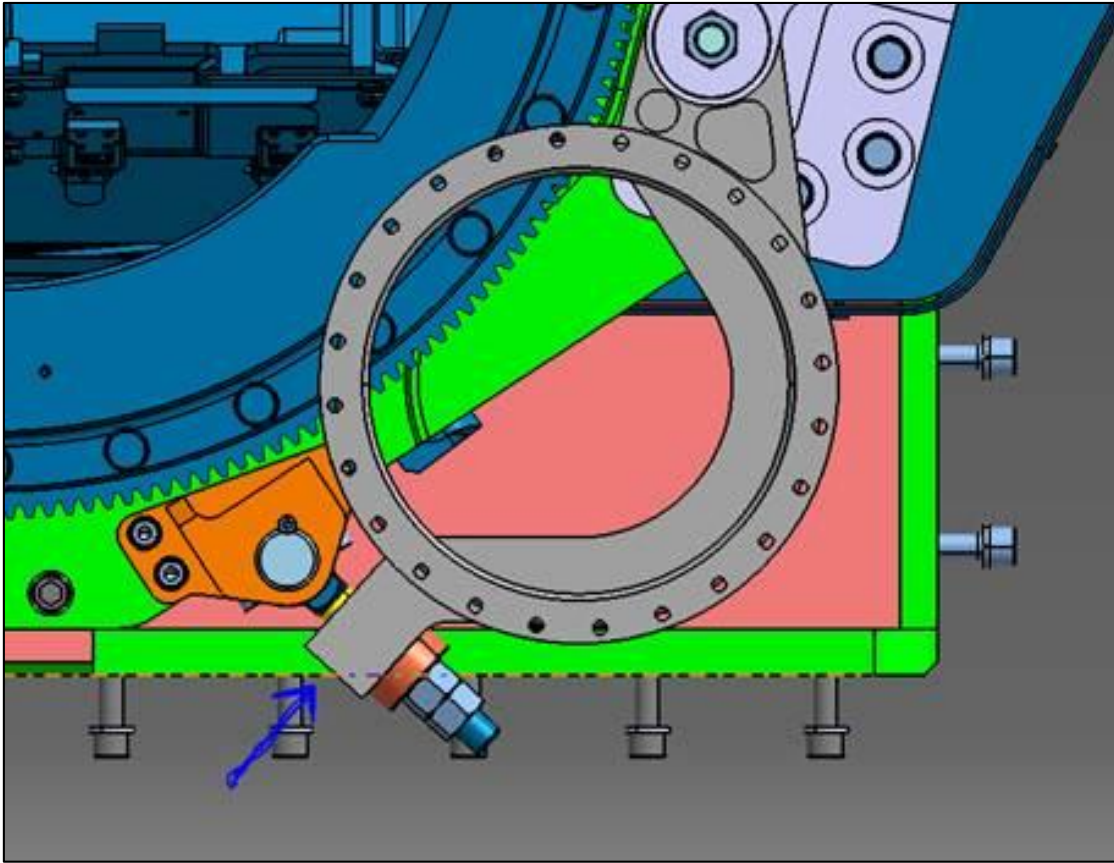


Şekil 4.14. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş ikinci tasarım

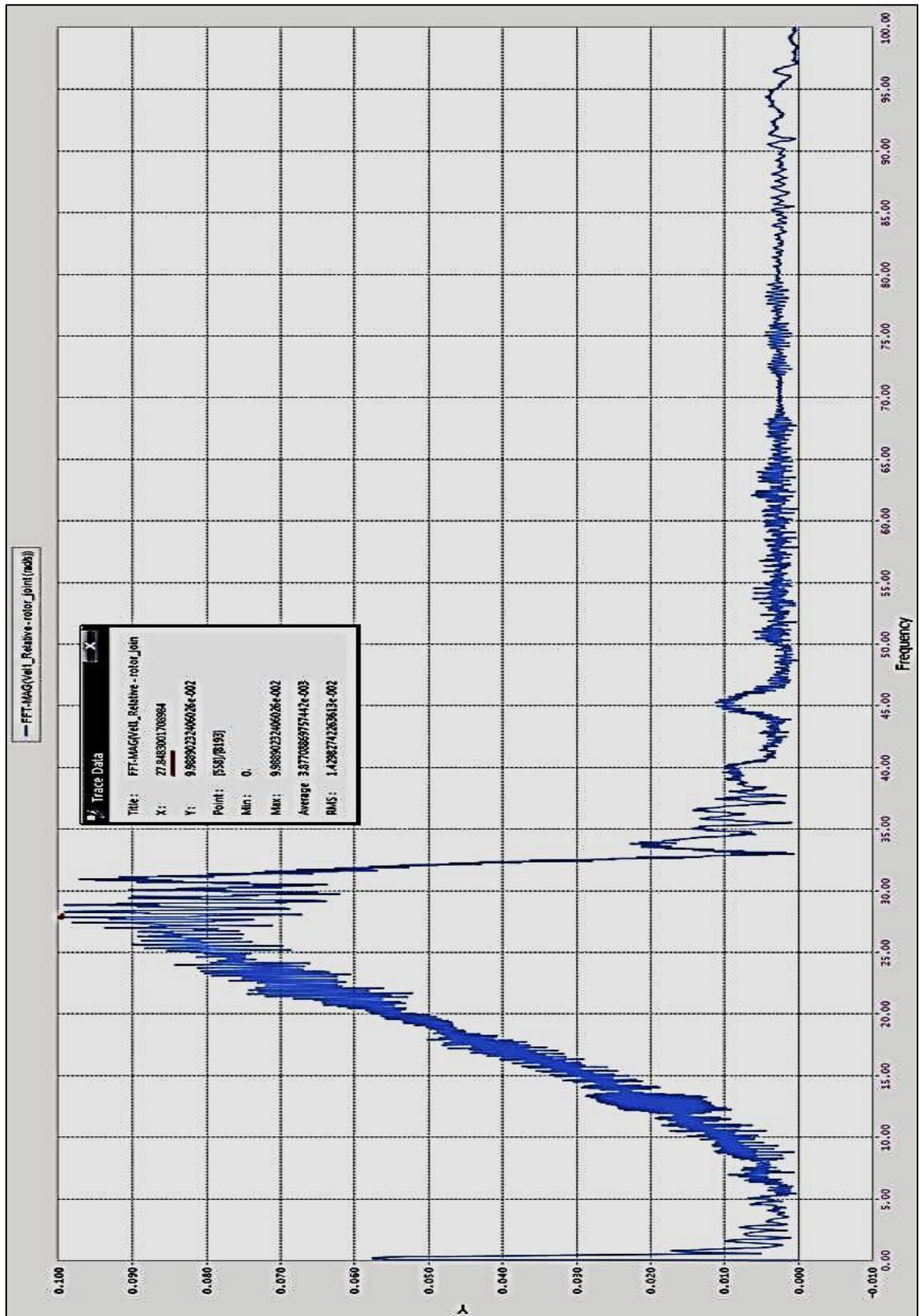




Şekil 4.15. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş ikinci tasarım



Şekil 4.16. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş tasarım yandan görünüm



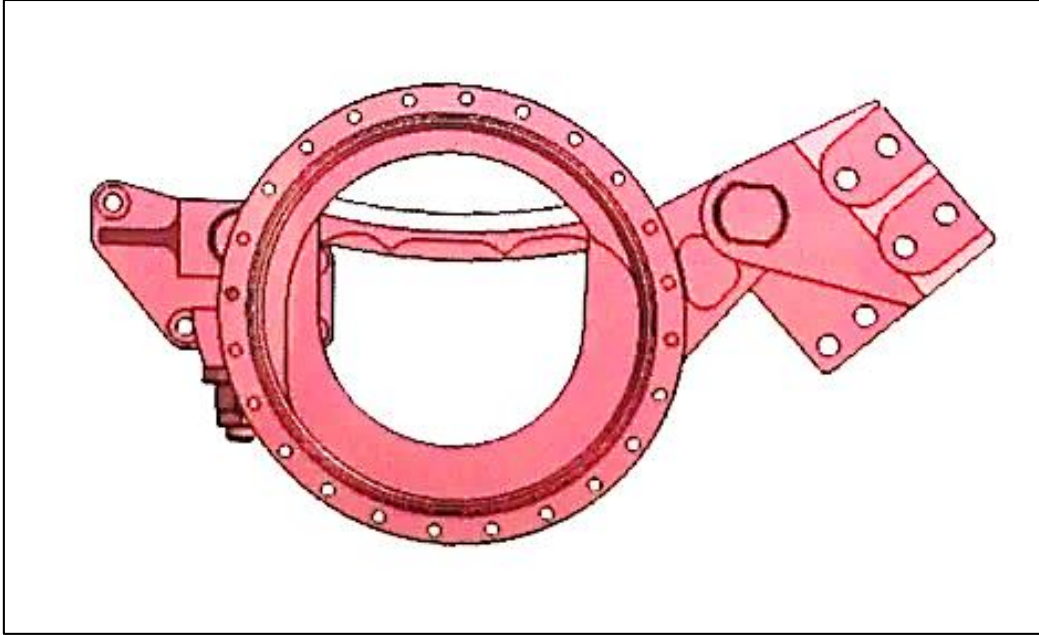
Şekil 4.17. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş tasarım frekans grafiği

Tasarım değişiklikleri ile birlikte yapılan iyileştirmeler neticesinde sistem tekrar analiz edildi. Buna göre bir önceki tasarımıda 10 Hz’lerde görülen rezonansın yaklaşık 28Hz mertebesine yükseldiği görüldü. Dolayısıyla yapılan değişikliğin titreşim problemlerini azalttığı görülmüştür. Ancak istenen değere ulaşılamamıştır.

#### 4.4.3. Boyutların k   t lmesi, rulmanların yerine burç bilezik kullanılmasının iyileştirme çalışmalarına etkisi

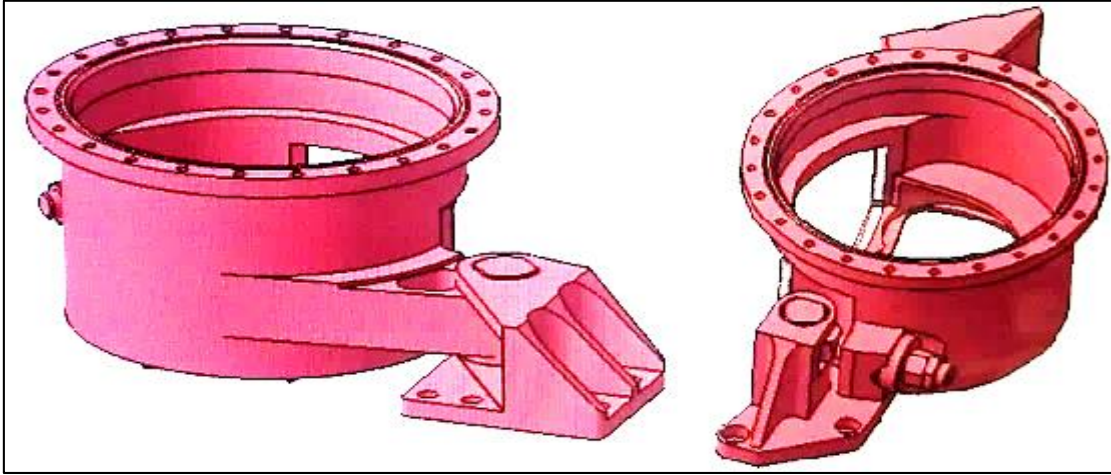
Bu versiyonda sistem boyutları olabildiğince minimum değerlere indirilmiştir ve ayrıca sürtünmeye neden olan rulmanların yerine burç bilezikler kullanılmıştır. Ayrıca gerdirm  saplaması moment oluşumunu en aza indirmek için pinyona daha da yaklaştırılmış ve gerdirm  saplamasının bulunduğu yay sıkma kolu boyu kısaltılmıştır. Bu versiyonda tasarım olarak en uç noktalarda çalışılarak sistemin maksimum verimle ve en az titreşimle çalışması öngörüldü.

 yileştirme çalışmalarında yay kat sayısının ve  n yükleme miktarının değiştirilmesiyle, geniş bir dinamik kuvvet aralığı elde edildiği görülmüştür. Böylece sürtünme kuvvetleri, boşlukları sıfır tutarken mümkün olduğunca hassas olarak ayarlanabilmektedir.



şekil 4.18. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş son tasarım yandan görünüm

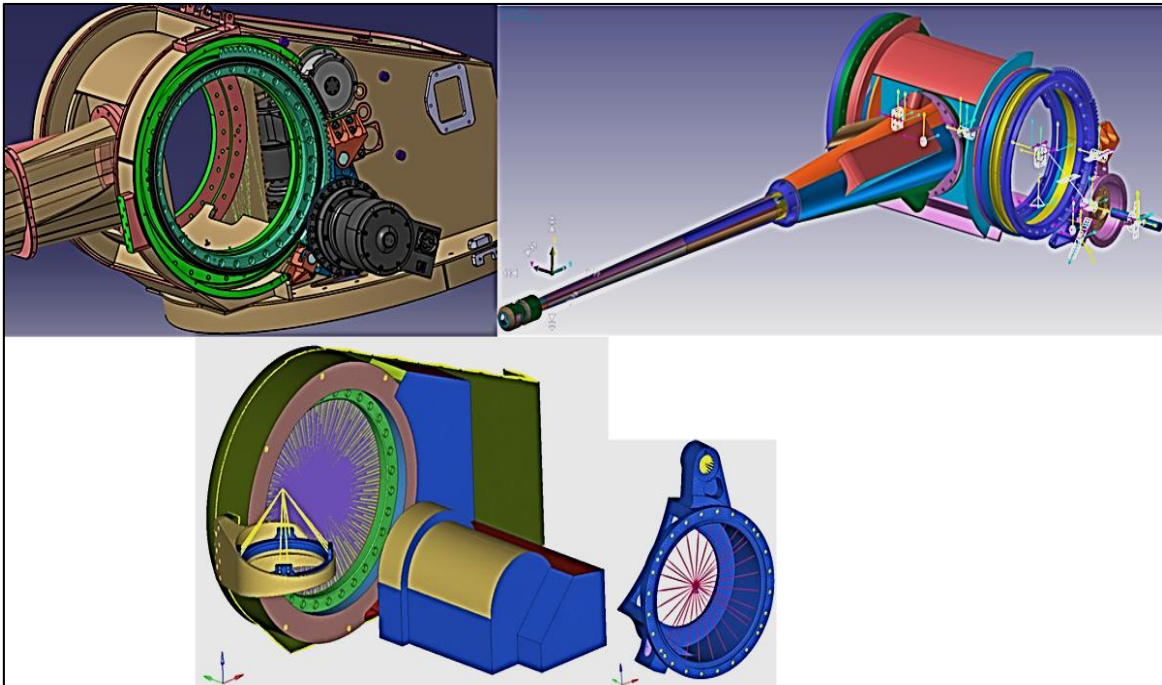




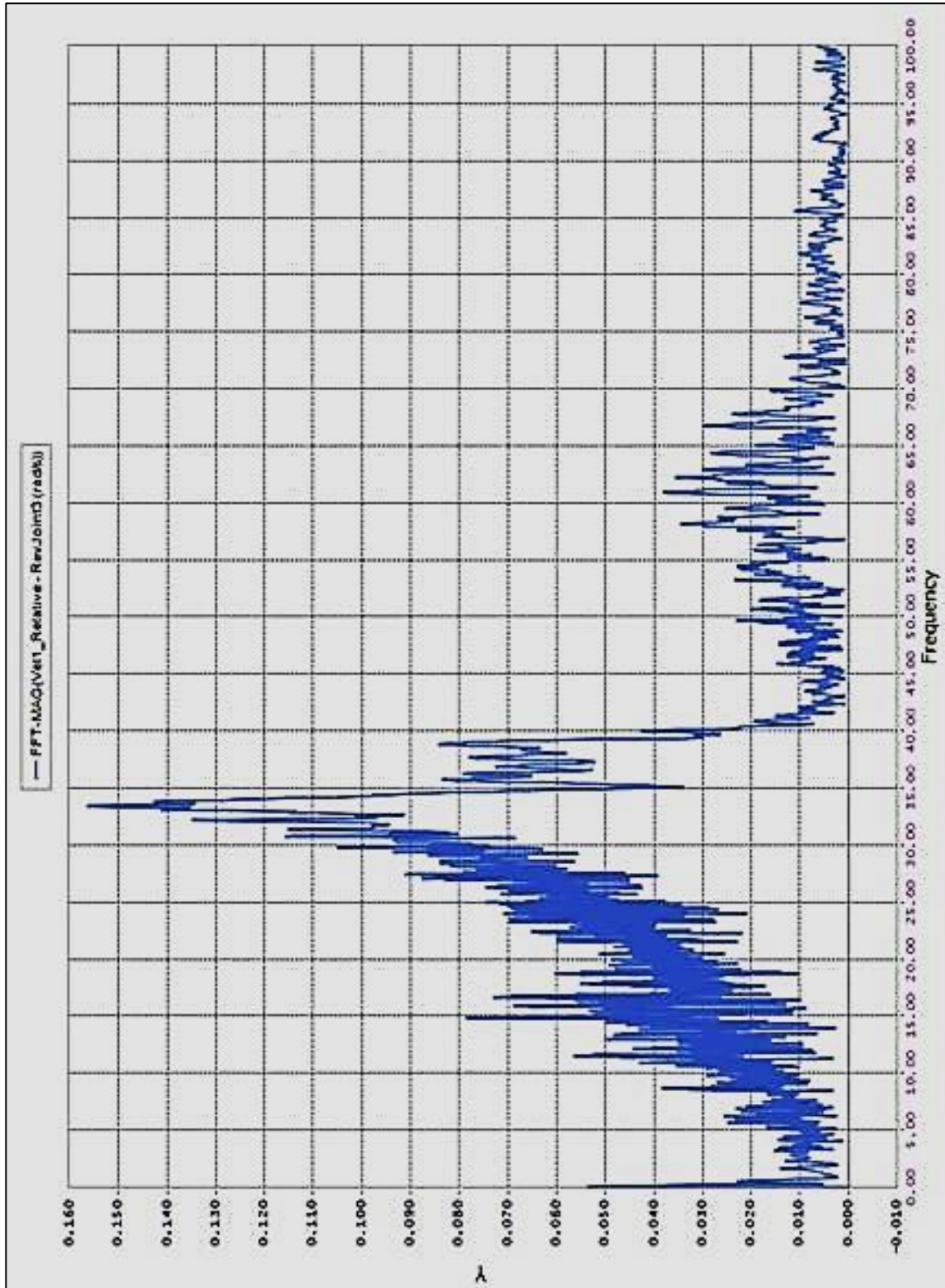
Şekil 4.19. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş son tasarım

Yapılan son değişikliklere göre yapılan son analizde yapının yeni rijitliklerini hesaplayarak dinamik analiz tekrarlanmıştır.

Bunun sonucunda, yapılan değişikliğin 5-6 Hz mertebesinde iyileşmeye sebep olarak 28 Hz'lerde görülen rezonansın 33-34Hz'e taşındığı görülmüştür.



Şekil 4.20. Silah sistemi boşluk alma mekanizması son tasarım analiz görüntüleri



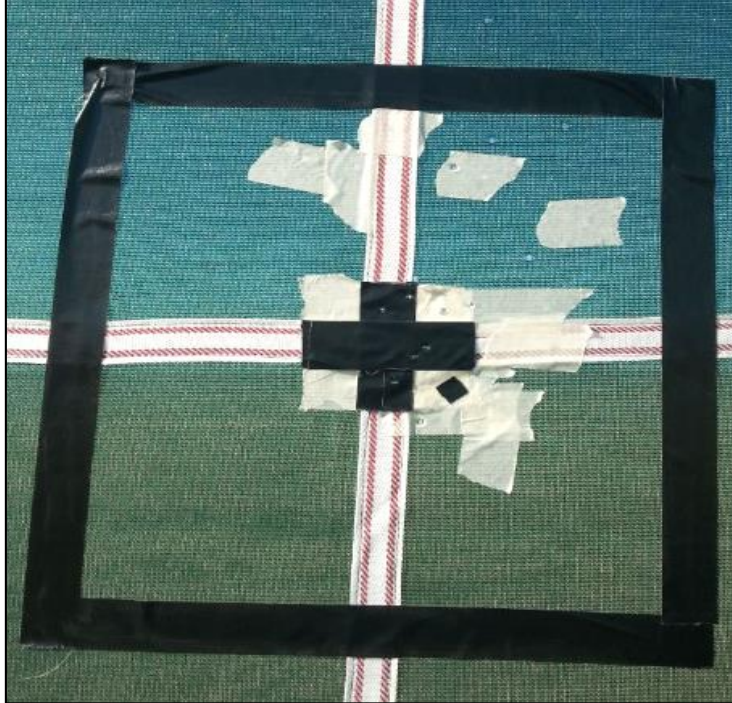
Şekil 4.21. Silah sistemi boşluk alma mekanizması son tasarım frekans grafiği

Yapının bu haliyle, 33-34Hz'e değerlerine ulaştığı ve yükseliş boşluk alma mekanizmasının rezonatif olarak güvende olduğu değerlendirilmiştir.

#### 4.5. Nihai Tasarımın Atış Testleri Performansı

Diş boşluğu olduğu zaman kuleye gelen açısal bozucu etkinin yön değiştirdiği anlarda namlunun açısal pozisyon hatası büyümektedir. Açısal pozisyon hatası büyüdüğü için kontrol sisteminde motordan beklenen tork ihtiyacı artmakta ve sistem kendini rezonansa sokarak titreşime sebep olmaktadır. Dişli boşluk alma mekanizması olduğu zaman ve kuvvetler ve sistemin boyutları uygun değerlerde olduğunda herhangi bir açısal sapma olmamış ve sistem daha kararlı bir şekilde çalışmıştır. Yapılan iyileştirmeler sonucunda atış tekrarlanmıştır. Atış sonuçlarına göre titreşim sorunu çözülmüş ve hedefteki vuruş isabet oranı artmıştır.

Burada yaptığımız iyileştirmelerin doğru olduğu ve sistemin verimli çalıştığı Resim 4.5’de görülen atış isabet performansı ile doğrulanmıştır. Atış verilenden elde edilen ilk atışta isabet oranı Resim 4.5’de görülen 10 atışın da çerçeve içinde kalmasıyla verimli olduğu kanıtlanmıştır.



Resim 4.5. Silah sistemi boşluk alma mekanizması nihai tasarım ile yapılan atış hedef görüntüsü

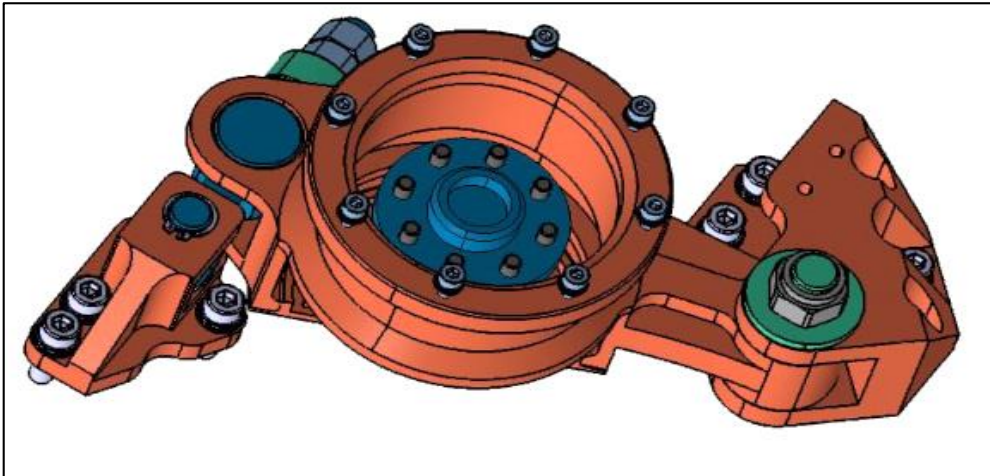


#### 4.6. Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu çalışmada kule stabilizasyon sisteminde kullanılan dişli çiftini birbirlerine yay ile bastırmak suretiyle diş boşluğunu almanın sistemin dinamik performansına etkisi Recurdyn programı kullanılarak incelenmiştir. Silah sistemi ve dişli çifti alttan gelen bozucu etkilerle birlikte modellenmiş, diş boşluğu alma mekanizması bu sisteme entegre edilmiştir. Çalışma sonucunda diş boşluğu olan dişli çifti ve diş boşluğu mekanizması olan dişli çiftinin stabilizasyon performansları zamana göre karşılaştırılmıştır.

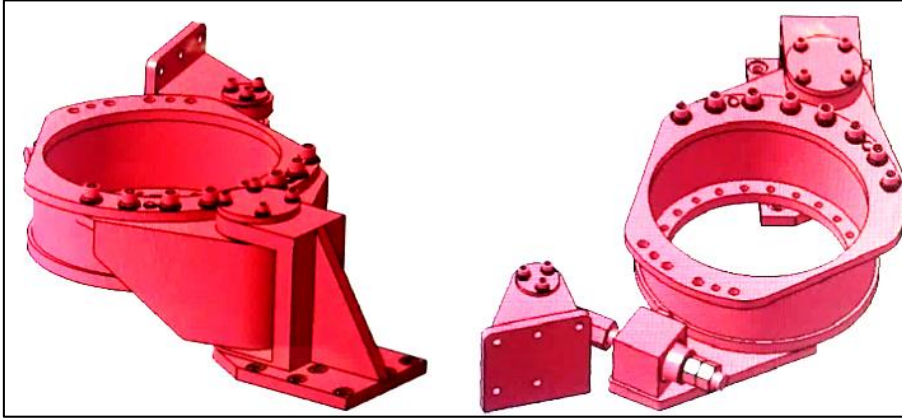
Tasarlanan ‘Boşluk Alma Mekanizması’, modları belirlenip doğal frekansları çıkarılmıştır ve doğal frekansların dinamik modeli oluşturulup analizi yapılmıştır. Yapılan ilk analizde frekans değerlerinin düşük çıktığı belirlenmiş ve frekans değerlerinin düşük çıkma sebepleri olarak; yay diskleri, mekanizmanın çember dişliye basma yönü ve açısı, yay basma kollarının konumu, yay sıkma kolu boyutu gibi etkenler olduğu öngörülmüştür.

Mevcut yapıda, boşluk alma mekanizmasında bulunan yaylar, bağlantı ayakları gibi parametrelerde tasarım değişikliği yapılarak optimum çözüm aranmaya başlandı. Bağlantı kollarının boyu kısaltılmış ve bu kollar pinyon-çember dişli merkezine yaklaştırılmıştır. Bu tasarım değişiklikleri adım adım yapılarak ve analiz dataları incelenerek optimum çözüm aranmıştır.



Şekil 4.22. Silah sistemi boşluk alma mekanizması nihai tasarım kompleksi

İlk tasarım yapılmıştır ve herhangi bir boşluk alma mekanizması kullanılmamıştır. Yapılan atış testlerinde hedeften sapmalar belirlenmiştir. Kontrol sisteminde yapılan iyileştirmeler hedefi vuran atış sayısını arttırmamıştır. Sistemdeki sorun araştırılmıştır ve sistemdeki kuvvetler incelendiğinde eksenlerin çakışık olmamasından dolayı sistemde moment oluşturduğu gözlemlenmiştir. Silah sistemi yükseliş ekseninde aşağı yukarı hareketi esnasında titreşim hareketinin fazla olmasından dolayı analizi yapılmış ve yeterli frekans seviyesine ulaşamadığı görülmüş ve yeni tasarıma geçilmiştir.

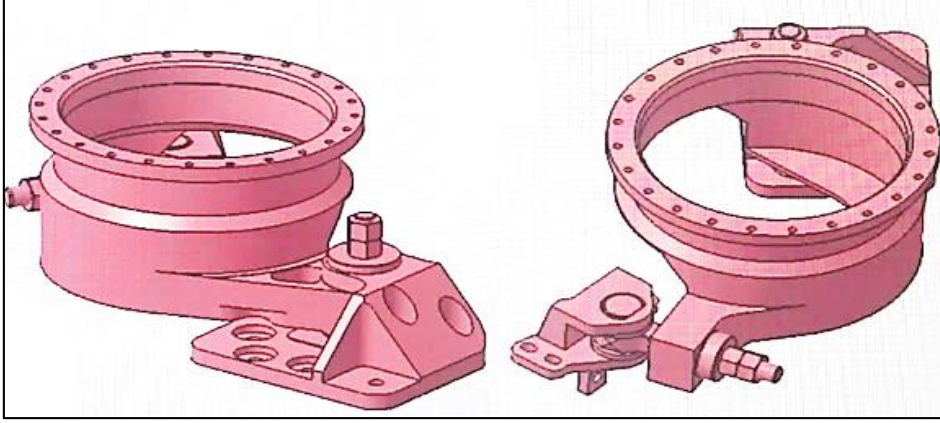


Şekil 4.23. Silah sistemi boşluk alma mekanizması ilk tasarım kompleksi

İyileştirilmiş ikinci tasarımda yay sayısı azaltılarak sürtünme kuvveti azaltılmıştır. Gerdirme saplaması pinyon merkezine yaklaştırılarak moment değeri azaltılmıştır ve bağlantı gövdeleri boyutsal olarak küçültülmüştür. Bu da sistemin bir önceki versiyona göre daha rijit bir yapıya sahip olmasını sağlamıştır. Diğer bir momente neden olan  $R_{td}$  dişli rulmanların merkezinden geçecek şekilde tasarım olarak değiştirilmiştir.

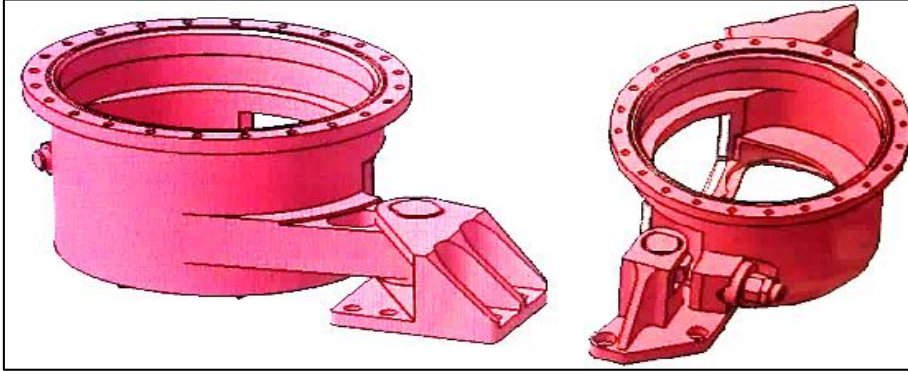
Yapılan analizlerde iyileştirmelerin uygun olduğu ve frekans değerini arttırdığı görülmüştür. Ancak beklenen hedef değer tam olarak sağlanamamıştır ve tasarımda iyileştirmeler devam etmiştir.

Bununla ilgili sistemde yapılacak diğer iyileştirmeler araştırılmaya başlandı ve mevcut tasarımın nihai hale gelmesi ve titreşimin en aza indirgenmesi için boyutsal diğer parametreler incelenmiştir.



Şekil 4.24. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş ikinci tasarım kompleksi

Son tasarımda sistem boyutları daha da küçültülmüş ve ayrıca sürtünmeye oluşturan rulmanların yerine burç bilezikler kullanılmıştır. Gerdirme saplamasının bulunduğu yay sıkma kolu boyu kısaltıldı.



Şekil 4.25. Silah sistemi boşluk alma mekanizması iyileştirilmiş nihai tasarım kompleksi

Bu versiyonda tasarım olarak uç noktalarda çalışarak sistemin maksimum verimle ve en az titreşimle çalışması beklenmiştir. Ayrıca iyileştirme çalışmalarında yay kat sayısının ve ön yükleme miktarının değiştirilmesiyle, geniş bir dinamik kuvvet aralığı elde edildiği görüldü. Böylece sürtünme kuvvetleri, boşlukları sıfır tutarken mümkün olduğunca hassas olarak ayarlanabilmektedir. Analiz sonucunda 33-34 Hertz değerleri elde edilmiş ve bu da hedef değerimiz olan 30 Hertz üzerinde çıktığı için sistem tasarımı dondurularak üretime geçilmiş ve üretilen boşluk alma sistemi doğrulama aşamasına geçilmiştir. Silah sistemi ile yapılan atışların hedef içinde kaldığı ve sapmanın olmadığı görülmüştür ve iyileştirme çalışmalarımızın uygun olduğu doğrulanmıştır.

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, silah kulesi sisteminde dış boşluğu alma mekanizması geliştirilmiş, testleri yapılmış ve kalifiye bir sistem olarak ele alınmıştır. Dişli boşluğu olan silah sistemi yükseliş eksenli mekanizmasına boşluk alma sistemi tasarlanarak silah sistemine entegre edilmiştir. Silah sistemi ve dişli çifti alttan gelen bozucu etkilerle birlikte modellenmiş, dış boşluğu alma mekanizması bu sisteme entegre edilmiştir. İyileştirmeler yapılarak nihai boşluk alma sistemine ulaşılmıştır. Tasarım iyileştirmeleri yapılırken analizlerden faydalanılmış, sistemin modları belirlenerek doğal frekansları belirlenmiş ve bu doğal frekanslarda sistemin nasıl davranacağı dinamik analiz ile tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda dış boşluğu olan dişli çifti ve dış boşluğu mekanizması olan dişli çiftinin stabilizasyon performansları zamana göre karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

- Değişken dişli çark merkez ölçüsüyle, pinyon dişlinin büyük dişliye boşluksuz temas etmesi sağlanarak kontrol açısından en uygun tasarım elde edilmiştir.
- Rulman yerine burç kullanarak sürtünme ve rulman hasarları engellenmiştir.
- Moment oluşturan kuvvetlerin yönü değiştirilerek momentin en aza indirgenmesi sağlanmıştır.
- iyileştirme çalışmalarında yay kat sayısının ve ön yükleme miktarının değiştirilmesiyle, geniş bir dinamik kuvvet aralığı elde edilmiştir.
- Kütlenin küçültülmesi doğal frekansı düşürmüştür. Analiz sonucunda 33-34 Hertz doğal frekans değerleri elde edilmiş ve bu da hedef değer olan 30 Hertz üzerinde çıktığı için sistem tasarımı dondurularak üretime geçilmiş ve üretilen boşluk alma sistemi doğrulama aşamasına geçilmiştir.
- Silah sistemi ile yapılan atışların hedef içinde kaldığı ve sapmanın olmadığı görülmüştür ve iyileştirme çalışmalarımızın uygun olduğu doğrulanmıştır.
- Kullanılan disk yay sayıları azaltılarak sürtünme azaltılmıştır.
- Daha kompakt bir yapı oluşturularak sökme takma işlemi kolaylaştırılmıştır.
- Üretim maliyetleri yapılan iyileştirmeler ile azaltılmıştır.

## 5.2. Öneriler

- Gelecek çalışmalarda bu yapının kontrol kısmının detaylı yazılım ve kontrol algoritmaları hesaplanarak mekanik tasarımın ne denli kontrolcünün işini rahatlattığı tespit edilebilir.
- Ayrıca daha küçük sistemlerde bu mantıkla daha küçük dişli çark boşluk alma sistemi tasarlanarak tasarımın ne denli işlevsel ve verimli olduğu daha rahat test edilebilir.



## KAYNAKLAR

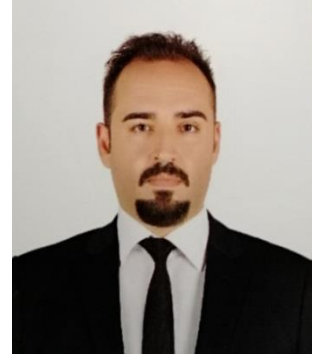
1. Meirovitch, L. (2000). Distributed-parameter systems: Exact solutions. *Fundamentals of Vibrations*, 54(6), 374-458.
2. Runesson, J. (2019). Vibration analysis for condition monitoring of mechanical presses. Master Thesis, Lund University, Lund Institute of Technology.
3. Akkurt, M. (2000), *Makine elemanları*. İstanbul:Birsen Yayınevi.
4. Babalık, F.C. (1997). *Makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri*. Cilt 1, Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayın No: 17, Bursa: Uludağ Üniversitesi Yayınları.
5. İnternet: Singiresu, R. (1990). *Mechanical vibrations*. Addison Wesley, ISBN 0-201-50156-2. Web: <https://2k9meduettaxila.files.wordpress.com/2012/09/rao-mechanical-vibrations-5th-edition-2k9meduettaxila-wordpress-com.pdf>, adresinden 01 Ağustos 2019’da alınmıştır.
6. Besharati, S. R., Dabbagh, V., Amini, H., Sarhan, A. A. D., Akbari, J. and Hamdi, M. (2015). Non-linear dynamic analysis of a new antibacklash gear mechanism design for reducing dynamic transmission error. *Journal of Mechanical Design*, 137(5), 054502.
7. Equation, G. (2007). Vibrations : Second order systems - forced response governing equation forced response - particular solution  $x_p(t)$ . *Dynamics and Control*, 1–7.
8. İnternet: Web: [http://www.yildiz.edu.tr/~cdemir/Titresim%20Bilgileri\\_1.pdf](http://www.yildiz.edu.tr/~cdemir/Titresim%20Bilgileri_1.pdf), adresinden 01 Eylül 2019’da alınmıştır.
9. Turhan, Ö. (t.y.). *Mekanik titreşimler*. Ders Notları. İstanbul: Fotokopi Basım Yayınevi.
10. Çelik, M. ve Aykan, M. (2004). Tank namlusunun operasyonel modal ve deplasman analizi. *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, 6(1), 50-57.
11. Tahralı, N. ve Kaya, F. (2005). *Makina dinamiği*. İstanbul:Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını.
12. Zhu, Z., Cheng, L., Xu, R. and Zhu, R. (2019). Impacts of backlash on non-linear dynamic characteristic of encased differential planetary gear train. *Shock and Vibration*, 15.
13. Wikiwand, G. and Denge, M. S. (2019). Vikipedi, özgür ansiklopedi pain to complex surgery — Today’s Podiatrist. *Titreşim Türleri ve Titreşim Analizi*, 1–9.
14. Yumrukçal, Z. (2013). *Dynamic modeling of high precision servo systems with gear backlash*. MSc. Thesis, Middle East Technical University.
15. Tai, X., Ma, H., Liu, F., Liu, Y. and Wen, B. (2015). Stability and steady-state response analysis of a single rub-impact rotor system. *Archive of Applied Mechanics*, 85(1), 133–148.

16. İnternet: Elektrik port. (2016). Bode Diyagramı Nedir? Web: <https://www.elektrikport.com/teknik-kutuphane/bode-diyagrami-nedir/17345#adimage-0>, Son Erişim Tarihi: 18.12.2019.
17. Çiloğlu, Ç., Eren, O. ve Arıkan, S. (2014). *Kule tahrik sistemlerinde kullanılan diş boşluğu alma mekanizmalarının dinamik performansa etkisi*. 2014 Savtek Savunma Teknolojileri Kongresi. Ankara.
18. Lin, H. H., Jowsenp, D. P. and Oswald, F. B. (1988). *Profile modifications to minimize spur gear dynamic loading*. Orlando: ASME Paper.
19. Lin, H. H., Oswald, F. B. and Townsend, D. P. (1989). *Dynamic loading of spur gears with linear or parabolic tooth profile modifications*. Proc., Intl. Pow. Tr .and Gear. Conf. Chicago, 409-419.
20. Dalpiaz, G., Rivola, A. and Rubini, R. (1998). *Gear fault monitoring: comparison of vibration analysis techniques*. 3rd International Conference Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostics Techniques, 623-632.
21. Kacalak, W., Majewski, M. and Budniak, Z. (2015). Worm gear drives with adjustable backlash. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 8(1), 014504.
22. Kacalak, W., Majewski, M. and Budniak, Z. (2018). Innovative design of non-backlash worm gear drives. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 18(3), 983-999.
23. İnternet: Technology, I. (2007). *Motion stabilization in the presence of friction and backlash : A hybrid system approach*. Web: <http://real.mtak.hu/6276/>, adresinden 01 Eylül 2019'da alınmıştır.
24. İnternet: Thompson, W.T. (1996 ). *Theory of vibrations*. Nelson Thornes Ltd, ISBN 0-412-78390-8. Web: <https://www.bookdepository.com/Theory-Vibrations-W-T-Thompson/9780412783906>, adresinden 22 Temmuz 2019'da alınmıştır.
25. Tähtinen, J. (2009). *Design of a gear train in a 4-stroke engine with zero backlash*. Master Thesis Project at Wärtsilä Finland Oy.
26. Amabili, M. ve Fregolent, A. (1998). A method to identify modal parameters and gear errors by vibrations of a spur gear pair. *Journal of Sound and Vibration*, 214 (2), 339-357.

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : ÖLÇER, Buğra  
 Uyruğu : TC  
 Doğum tarihi ve yeri : 26.06.1984, ANKARA  
 Medeni hali : Evli  
 Telefon : (530) 566 76 33  
 E-posta : bugraolcer@gmail.com



### Eğitim

| Derecesi      | Eğitim Birimi                                         | Mezuniyet Yılı |
|---------------|-------------------------------------------------------|----------------|
| Yüksek Lisans | Gazi Üniversitesi/ Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı | Devam ediyor   |
| Üniversite    | Bursa Uludağ Üniversitesi/ Makina Mühendisliği        | 2006           |
| Lise          | H.F.E. Anadolu Lisesi/Kırşehir                        | 2002           |

### İş Deneyimi

| Yıl               | Yer                           | Görev                                     |
|-------------------|-------------------------------|-------------------------------------------|
| 2019-devam ediyor | BMC / Sakarya                 | Montaj Entegrasyon Müdürü                 |
| 2010- 2019        | Otokar A.Ş. / Sakarya         | Askeri Araçlar Program ve Risk Yöneticisi |
| 2008-2010         | MD2 Mühendislik / Ankara      | Proje Sorumlusu                           |
| 2007-2008         | Gate Elektronik / Ankara      | Mekanik Tasarım Mühendisi                 |
| 2006-2007         | Levent Lunapark A.Ş. / Ankara | Makine Mühendisi                          |

### Yabancı Dil

İngilizce

### Hobiler

Kitap Okumak, Yüzmek, Kültürel Turlara Katılmak





*GAZİ GELECEKTİR..*