

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İNSANSIZ KARA ARAÇLARININ VE ALT SİSTEMLERİNİN MEKANİK
TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

BUĞRAHAN KORKMAZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. FERHAT DİKMEN**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İNSANSIZ KARA ARAÇLARININ VE ALT SİSTEMLERİNİN MEKANİK
TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

Buğrahan KORKMAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 09.05.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Mehmet BOZCA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu tez Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans bitirme tezi olarak hazırlanmıştır. Tezin içeriğinde askeri amaç için geliştirilen insansız araçlardan oluşan bir filo anlatılmış ve filoda yer alan bir insansız kara aracının kavramı ana hatlarıyla geliştirilmiştir.

Bu kavramın geliştirilmesi gerekliliğini bana hissettiren, vatan savunmasında şehit düşen ve gazi olan askerlerimize Türk milleti adına şüranlarımı sunarım. Tezimin her aşamasında bana destek olan aileme ve yardımını esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Ferhat DİKMEN'e çok teşekkür ederim.

Mayıs, 2016

Buğrahan KORKMAZ

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|--|-------|
| SİMGE LİSTESİ | vi |
| KISALTMA LİSTESİ | x |
| ŞEKİL LİSTESİ..... | xi |
| ÇİZELGE LİSTESİ | xiii |
| ÖZET | xiv |
| ABSTRACT | xvi |
| BÖLÜM 1 | |
| GİRİŞ..... | 1 |
| 1.1 Literatür Özeti | 1 |
| 1.1.1 İnsansız Hava Araçları..... | 1 |
| 1.1.2 İnsansız Kara Araçları | 3 |
| 1.1.3 Bazı Özel İKA Sistemleri..... | 5 |
| 1.1.4 İnsansız Denizaltı Sistemleri | 6 |
| 1.2 Tezin Amacı | 7 |
| 1.3 Hipotez | 8 |
| BÖLÜM 2 | |
| İNSANSIZ KARA ARACI..... | 9 |
| 2.1 İnsansız Kara Aracının Gövdesi | 13 |
| 2.2 Güç aktarma organı | 18 |
| 2.3 Devrilme Analizi | 56 |
| 2.4 Silah Yükseltme Mekanizması..... | 59 |
| 2.5 Palet Mekanizması | 76 |
| BÖLÜM 3 | |
| SONUÇ VE ÖNERİLER | 83 |

| | |
|----------------|----|
| KAYNAKLAR..... | 85 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 86 |



SİMGE LİSTESİ

| | |
|----------------------------|---|
| β | Yolun eğimi |
| $\mu_{\text{PALET-ZEMİN}}$ | Palet ile zemin arasındaki sürtünme katsayısı |
| G | Aracın ağırlığı |
| t | Aracın en yüksek sürata çıkma süresi |
| $F_{\text{SİLAH}}$ | Silahın geri tepme kuvveti |
| $F_{\text{RÜZGAR}}$ | Rüzgarın aracın projeksiyon alanında oluşturduğu kuvvet |
| $F_{\text{İTME}}$ | Aracı hareket ettiren itme kuvveti |
| v_{mermi} | Mermi hızı |
| m_{mermi} | Mermi kütlesi |
| v_{silah} | Silahın geri tepme hızı |
| m_{silah} | Silahın kütlesi |
| L_{silah} | Silah sisteminin momentumu |
| T_{silah} | Silahın ateşleme periyodu |
| $v_{\text{İKA}}$ | İnsansız kara aracının hızı |
| $v_{\text{rüzgar}}$ | Rüzgar hızı |
| d_h | Havanın yoğunluğu |
| A | Rüzgarın temas ettiği projeksiyon alanı |
| G_y | Aracın eğimli zemindeki zemine paralel yönde oluşan ağırlığı |
| G_x | Aracın eğimli zemindeki zemine dik yönde oluşan ağırlığı |
| F_{NET} | Hareket yönünde oluşan net kuvvet |
| $m_{\text{İKA}}$ | İKA'nın kütlesi |
| $a_{\text{İKA}}$ | İKA'nın ivmesi |
| $v_{\text{İKAmaks}}$ | İKA'nın maksimum hızı |
| $t_{\text{İKA}}$ | İKA'nın maksimum hıza erişme süresi |
| $v_{\text{İKAmın}}$ | İKA'nın minimum hızı |
| $P_{\text{İKA}}$ | Elektrik motoru gücü |
| i_{12} | Birinci kademe çevrim oranı |
| i_{34} | İkinci kademe çevrim oranı |
| i_{56} | Üçüncü kademe çevrim oranı |
| $\emptyset D_{\text{CER}}$ | Cer dişlisi çapı |
| $n_{\text{ÇIKIŞmaks}}$ | Cer dişlisinin bağlı olduğu şaft hızı (aktarma organı çıkış şaftı hızı) |
| $n_{\text{GİRİŞ}}$ | Aktarma organı giriş devri |
| i_{TOP1} | Birinci durum toplam çevrim oranı |

| | |
|--------------------------|---|
| i_{TOP2} | İkinci durum toplam çevrim oranı |
| i_{34maks} | İkinci kademede maksimum çevrim oranı |
| $\emptyset D_{SİLİNDİR}$ | Silindirik aktarma organı elemanının çapı |
| $\emptyset D_{KONİK1}$ | Konik aktarma organı elemanının en büyük çapı |
| $M_{GİRİŞ}$ | Aktarma organı giriş momenti |
| $M_{ÇIKIŞ}$ | Aktarma organı çıkış momenti |
| $M_{ÇIKIŞ1}$ | 1 numaralı aktarma organı çıkış momenti |
| $M_{ÇIKIŞ2}$ | 2 numaralı aktarma organı çıkış momenti |
| i_{34min} | İkinci kademede minimum çevrim oranı |
| $\emptyset D_{KONİK2}$ | Konik aktarma organı elemanı en küçük çapı |
| Z_1 | İlk konik dişli çarkın diş sayısı |
| Z_2 | İkinci konik dişli çarkın diş sayısı |
| S | Emniyet katsayısı |
| $M_{KONİK}$ | Konik dişli çark momenti |
| $M_{KONİK'}$ | Konik dişli çarkın emniyetli momenti |
| δ | Konik dişli çark eksenleri arasındaki açı |
| Z_{e1} | Eş değer diş sayısı |
| Ψ_m | Genişlik katsayısı |
| ε | Konik dişiler için kavrama oranı |
| σ_k | Konik dişli çarkın kopma mukavemeti |
| E | Elastisite katsayısı |
| σ_D | Tam değişken mukavemet değeri |
| K_C | Diş kökünde çentik faktörü |
| v | Cer dişlisi çevresel hızı |
| K_D | Dinamik yük faktörü |
| σ_{em} | Emniyetli gerilme değeri |
| p_{em} | Emniyetli yüzey basıncı |
| m_1 | Modül (m_2) |
| $F_{ÇEVRE}$ | Konik dişli çark çevresel kuvvet |
| d_1 | Konik dişli çark çapı |
| σ_{eMAKS} | Diş dibinde oluşan maksimum gerilme kuvveti |
| B | Diş genişliği |
| K_m | Malzeme katsayısı |
| K_a | Yuvarlanma noktası katsayısı |
| K_e | Diş uzunluk katsayısı |
| F_Z | Diş Kuvveti |
| F_R | Radyal kuvvet |
| F_a | Eksenel Kuvvet |
| F_N | Normal Kuvvet |
| F_C | Çevresel kuvvet |
| F_K | K yatağı kuvveti |
| F_L | L yatağı kuvveti |
| M_e | Eğilme momenti |
| Q | Kesme kuvveti |
| S_{mil} | Mil emniyet katsayısı |
| τ_{em} | Emniyetli kesme gerilmesi |

| | |
|----------------|--|
| d_{mil} | Mil çapı |
| $M_{KONİK}$ | Konik dişli çarka gelen emniyet katsayısı ile çarpılmış burulma momenti |
| L_h | Saat cinsinden rulman ömrü |
| L | Rulmanın milyon devir cinsinden ömrü |
| C | Yük emniyet derecesi |
| M_d | Konik dişli çarkta sürtünmeden kaynaklı dönme momenti |
| F_s | Konik dişli çarkta oluşan sürtünme kuvveti |
| R_s | Konik dişli çark yarıçapı |
| μ | Konik dişli çark ile silindirik eleman arasındaki sürtünme katsayısı |
| F_M | M yatağına gelen kuvvet |
| F_N | N yatağına gelen kuvvet |
| σ_{mil} | Milde oluşan eğilme gerilmesi |
| R | Mil yarıçapı |
| I | Milin alan atalet momenti |
| α | Yokuş aşağı rampa açısı |
| F_{Direnc} | Direnç kuvveti |
| F_{fren} | Fren kuvveti |
| a_{fren} | Frenleme ivmesi |
| t_{fren} | Frenleme süresi |
| X_{fren} | Frenleme mesafesi |
| F_{fren1} | Her bir frene düşen kuvvet |
| M_{fren} | Frenleme momenti |
| F_{IKA} | Aracın ani kalkış durumunda oluşan atalet yönündeki kuvvet |
| D_{1D} | 1 numaralı tüpün dış çapı |
| σ_1 | 1 numaralı tüpte oluşan eğilme gerilmesi |
| W_1 | 1 numaralı tüpün kesit alan atalet momenti |
| D_{1i} | 1 numaralı tüpün iç çapı |
| L_m | Açısal momentum |
| ω | Silah yükseltme mekanizmasının dönme merkezine göre açısal hızı |
| I_m | Silah yükseltme mekanizmasının dönme merkezine göre kütleli atalet momenti |
| L | Silah uzunluğu |
| t_m | Silah taretinin 360°'yi tarama süresi |
| t_d | Taretin maksimum hızdan 0 hıza ulaşma süresi |
| τ_m | Taretin durmasından dolayı oluşan burulma momenti |
| W_3 | 3 numaralı tüpün kesit alan atalet momenti |
| τ_3 | 3 numaralı tüpte oluşan kesme gerilmesi |
| τ_{em} | Emniyetli kesme gerilmesi değeri |
| σ_B | Bileşke gerilme |
| m_{SYM} | Silah Yükseltme Mekanizmasının kütlesi |
| F_{SYM} | Silah yükseltme mekanizması ataleti |
| d_c | Vidalı mil diş dibi çapı |
| G_{SYM} | Silah yükseltme mekanizması kütlesi |
| P | Vidalı mil adımı |
| μ_v | Vidalı mil sürtünme katsayısı |
| M_{SYM} | Silahı yükseltmek için gereken moment |

| | |
|-----------------|---|
| τ_{max} | Vidalı milin maruz kaldığı burulma gerilmesi |
| F_{VIDA} | Vidalı mili eğmeye çalışan kuvvet |
| D_{VIDA} | Vidalı mil çapı |
| I_{vida} | Vidalı mil alan atalet momenti |
| M_{VIDA} | Vidalı mile gelen eğilme momenti |
| σ_{vida} | Vidalı milde oluşan gerilme |
| F_{CR} | Burkulma kritik yükü |
| σ_{cr} | Kritik burkulma gerilmesi |
| p_b | Vidalı mil somunu izin verilen yataklama basıncı |
| H | Somun boyu |
| τ_s | Somunun dış köküne gelen kesme gerilmesi |
| n_{vida} | Vidalı mil devri |
| M_{vida} | Vidalı mil momenti |
| n_{elmot} | Silah yükseltme mekanizması elektrik motoru devri |
| M_{elmot} | Silah yükseltme mekanizması elektrik motoru momenti |
| P_{silah} | Silah yükseltme mekanizmasının çalışması için gereken güç |
| τ_{kilit} | Kilit dilinde oluşan kesme gerilmesi |
| A_{kilit} | Kilit dili kesiti |
| A_{cer} | Cer pimi kesit alanı |
| τ_{cer} | Cer piminde oluşan kesme gerilmesi |
| τ_{pim} | Kilit pimi kesme gerilmesi |

KISALTMA LİSTESİ

| | |
|------|------------------------------|
| İD | İnsansız Denizaltı |
| İHA | İnsansız Hava Aracı |
| İHMA | İnsansız Hava Muharebe Aracı |
| İKA | İnsansız Kara Aracı |

ŞEKİL LİSTESİ

| | Sayfa |
|---|-------|
| Şekil 1. 1 MQ-1 Predator | 2 |
| Şekil 1. 2 Savaşçı taktik İKA..... | 4 |
| Şekil 1. 3 Guardium: İsrail'in sınırlarını korumak için geliştirdiği İKA..... | 5 |
| Şekil 1. 4 Çok fonksiyonlu lojistik ve destek İKA'sı | 6 |
| Şekil 1. 5 The Swords..... | 6 |
| Şekil 1. 6 İnsansız Denizaltı..... | 7 |
| Şekil 2. 1 İnsansız Kara Aracının silah yükseltme mekanizması kapalı görünümü (Yükseklik: 1350 mm) | 10 |
| Şekil 2. 2 İnsansız Kara Aracının geriden görünümü | 10 |
| Şekil 2. 3 İnsansız Kara Aracının silah yükseltme mekanizması açık görünümü | 11 |
| Şekil 2. 4 İnsansız Kara Aracının kalkan ekipmanı ile görünümü | 12 |
| Şekil 2. 5 İnsansız kara aracının ebatları..... | 13 |
| Şekil 2. 6 İnsansız Kara Aracının gövde montajı | 14 |
| Şekil 2. 7 Gövde montajının önden görünümü ve ebatları | 14 |
| Şekil 2. 8 İnsansız kara aracının gövdesi..... | 15 |
| Şekil 2. 9 İKA gövdesinin ANSYS'de modellenmesi | 16 |
| Şekil 2. 10 İKA gövdesinin toplam deformasyonu..... | 17 |
| Şekil 2. 11 İKA gövdesinin asal gerilmeleri | 17 |
| Şekil 2. 12 İKA gövdesinin kesme gerilmeleri..... | 18 |
| Şekil 2. 13 Aktarma organı genel yerleşimi | 20 |
| Şekil 2. 14 Aracın maksimum zorlama durumundaki çalışma şartları | 22 |
| Şekil 2. 15 Aracın maksimum zorlama durumundaki çalışma şartları | 26 |
| Şekil 2. 16 Cer dişlisi çapı..... | 27 |
| Şekil 2. 17 Değişken kademeli konik kavrama | 28 |
| Şekil 2. 18 Cer dişlisi moment oluşumu | 29 |
| Şekil 2. 19 Değişken kademeli konik kavrama | 30 |
| Şekil 2. 20 Konik dişli çark yerleşimi..... | 31 |
| Şekil 2. 21 Konik dişli çark yatak boyu..... | 35 |
| Şekil 2. 22 Konik dişli çarkta medana gelen kuvvetler | 36 |
| Şekil 2. 23 Konik dişli çark üzerinde kuvvetlerin gösterilmesi | 36 |
| Şekil 2. 24 Konik dişli çarktan dolayı x-y ekseninde yataklarda oluşan kuvvetler | 37 |
| Şekil 2. 25 ŞAFT-1'in (x-y) eksenindeki kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı | 38 |
| Şekil 2. 26 Konik dişli çarktan dolayı x-z ekseninde yataklarda oluşan kuvvetler..... | 39 |
| Şekil 2. 27 ŞAFT-1'in (x-z) eksenindeki kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı. | 40 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Şekil 2. 28 | Kama ölçüleri | 42 |
| Şekil 2. 29 | ŞAFT-1 Rulman yerleşimi | 44 |
| Şekil 2. 30 | ŞAFT-2 üzerinde elemanların yerleşimi | 46 |
| Şekil 2. 31 | Konik eleman üzerinde oluşan kuvvetler..... | 47 |
| Şekil 2. 32 | ŞAFT-2'nin (x-y) düzlemindeki kesme kuvveti ve moment diyagramı..... | 48 |
| Şekil 2. 33 | ŞAFT-2'nin (x-z) düzlemindeki kesme kuvveti ve moment diyagramı..... | 50 |
| Şekil 2. 34 | Şaft üzerine gelen kuvvetler | 52 |
| Şekil 2. 35 | Şaft eşdeğer gerilme analizi..... | 53 |
| Şekil 2. 36 | Frenleme şartlarının oluşturulması..... | 54 |
| Şekil 2. 37 | Frenleme mesafesi..... | 55 |
| Şekil 2. 38 | Rampa yukarı pozisyonda devrilme şartları | 57 |
| Şekil 2. 39 | Yanal eğimde devrilme analizi | 58 |
| Şekil 2. 40 | Silah Yükseltme Mekanizması İçin Oluşabilecek En Kötü Şartlar | 60 |
| Şekil 2. 41 | Silah Yükseltme Mekanizması üzerine gelen kuvvetler | 62 |
| Şekil 2. 42 | Silah Yükseltme Mekanizması üzerine gelen kuvvetlerin uygulanması | 65 |
| Şekil 2. 43 | Silah Yükseltme Mekanizmasına gelen maksimum asal gerilme..... | 65 |
| Şekil 2. 44 | Silah Yükseltme Mekanizması maksimum kesme gerilmesi..... | 66 |
| Şekil 2. 45 | Silah Yükseltme Mekanizmasının x eksenini yönünde doğrusal yer değiştirmesi..... | 67 |
| Şekil 2. 46 | Silah Yükseltme Mekanizmasının x eksenini yönünde doğrusal yer değiştirmesi..... | 67 |
| Şekil 2. 47 | Vidalı mil optimizasyonu..... | 68 |
| Şekil 2. 48 | Vidalı mil eğilme mukavemeti | 70 |
| Şekil 2. 49 | Burkulma teorisi..... | 71 |
| Şekil 2. 50 | Vidalı Mil somununun tasarımı..... | 72 |
| Şekil 2. 51 | Kilitlerin boğaza kilitli olduğu durum..... | 74 |
| Şekil 2. 52 | Kilitleme elemanına gelen yük..... | 74 |
| Şekil 2. 53 | Kilitleme elemanında oluşan gerilmenin sonlu elemanlar yöntemi ile bulunması..... | 75 |
| Şekil 2. 54 | İnsansız kara aracının palet mekanizması..... | 76 |
| Şekil 2. 55 | Cer dişlisinin modellenmesi | 77 |
| Şekil 2. 56 | Cer dişlisine gelen maksimum kesme gerilmesi | 77 |
| Şekil 2. 57 | Cer dişlisinin pimi | 78 |
| Şekil 2. 58 | Cer dişlisi üzerinde oluşan eşdeğer gerilme | 78 |
| Şekil 2. 59 | Şasinin "midsurface" ile modellenmesi | 79 |
| Şekil 2. 60 | Şasinin modellenmesi | 80 |
| Şekil 2. 61 | Maksimum asal gerilme | 80 |
| Şekil 2. 62 | Maksimum asal gerilme..... | 81 |
| Şekil 2. 63 | Maksimum eşdeğer gerilme | 81 |

ÇİZELGE LİSTESİ

| | Sayfa | |
|--------------|--|----|
| Çizelge 2. 1 | Diş sayısı seçim tablosu | 31 |
| Çizelge 2. 2 | K_f tablosu | 32 |
| Çizelge 2. 3 | Kama tablosu | 42 |
| Çizelge 2. 4 | "e" değeri tablosu | 43 |
| Çizelge 2. 5 | " f_n " ve " f_h " değerleri tablosu | 44 |
| Çizelge 2. 6 | Tüp çapları | 63 |

İNSANSIZ KARA ARAÇLARININ VE ALT SİSTEMLERİNİN MEKANİK TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Buğrahan KORKMAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

İnsansız araçlar ve insansı robotlar günümüzde insanların yapamadığı veya yapmaktan imtina ettiği eylemleri gerçekleştirmek üzere geliştirilmesine devam edilen sistemlerdir. Yapay zekâ ile kendi kendine çalışabilen veya uzaktan kumanda ile kontrol edilebilen bu sistemler gelecekte bireylerin üzerine düşecek olan sorumlulukların tamamını almış olacaktır. İnsansız sistemlerin insanın yerine kullanılması ile beşerin yapacağı hatalar ortadan kaldırılabilir, insanın sahip olduğu can, mal, güç, zaman gibi değerler korunabilecektir.

İnsansız sistemlerin askeri alanda kullanımına ilişkin yoğun çalışmalar sürdürülmektedir. Bu sistemler ile düşman kuvvetlerinden bir adım önde olmak mümkündür. Hava, kara ve deniz platformlarında pek çok uygulama türü mevcuttur. Bu uygulamalara akıllı füzeler, uçak savarlar, insansız tanklar, casus kameralar gibi örnekleri çoğaltılabilecek unsurlar dâhildir. Bu tezin içeriğinde bu sistemlerden kurulmuş bir filonun fikir tasarımı ve filoya ait bir aracın tasarımı ve optimizasyonu yer almaktadır.

Tez konusu insansız araçlardan oluşan filo insan ile müşterek operasyon yönetebilmek için geliştirilmiştir. Filo askerin insan oluşundan kaynaklı eksik yönlerini kapatarak ve insanüstü özellikler ile düşman kuvvetlere karşı donatarak öncelikli olarak askerin can güvenliğini sağlamaya çalışmaktadır. Filonun genel özelliği bulunduğu alanın istihbari anlamda tam kontrolünü ele geçirip bünyesinde bulunan askerleri korumaktadır. Gerekli durumda düşman ile direkt temas sağlayıp etkisiz hale getirebilmektedir. Filo sekiz adet termal kameralı drone, dört adet savunma ve saldırı odaklı paletli insansız

kara aracı (İKA), bir adet insansız mayın arama aracı, bir adet zırhlı intikal aracı ve bir adet de hedef şaşırtmak amaçlı insansız intikal aracından oluşmaktadır. Detaylar tez içerisinde anlatılmıştır.

Anahtar Kelimeler: İnsansız Kara Aracı, Silah Yükseltme Mekanizması, Paletli Araç



**MECHANICAL DESIGN AND OPTIMIZATION OF UNMANNED GROUND
VEHICLES AND SUBSYSTEMS**

Buğrahan KORKMAZ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

In this age, unmanned vehicles and humanoid robots are the systems continuing to be developed in order to do actions that the humans are weak or refuse. These systems which can be controlled with remote control or run themselves by soft computing will have taken full responsibility that the humans have. By using the unmanned systems instead of humans, mistakes that humans do will be avoided and human values like life, time, power and goods will be protected.

Research and development for usage of unmanned systems in military has been continuing. It is possible to be one step ahead of enemy forces. There are fields of application like aero, ground and marine. In this thesis, concept of an unmanned systems grup is designed and one of vehicles in this grup is designed and optimized.

The unmanned systems grup is designed to make operations together with soldiers. The grup has an aim to secure soldires by means of making up the deficiencies of humans and equipping the soldiers with superhuman skills against to enemies. Main skill of the unmanned systems grup is to control the area by means of intelligence to protect the soldiers in the grup. If necessary, members of the unmanned systems grup battle with enemy by direct contact. The grup has eight drones with thermal cameras, four tracked unmanned ground vehicles with a gun and a shield for each one, one

unmanned mine sweeping vehicle, one armored vehicle that carries soldiers and one unmanned armored vehicle to misdirect enemies. The details are explained in thesis.

Keywords: Unmanned Ground Vehicle, Weapon Lifting Mechanism, Tracked Vehicle



1.1 Literatür Özeti

İnsansız sistemler, bilgisayar sistemleri, otomatik kontrol üniteleri, iletişim sistemleri ile donatılmış; insana gerek duymadan otonom olarak verilen görevlerini yerine getirebilen makine veya cihazlardır. İnsansız sistemlerin içine insansız hava araçları, insansız kara araçları veya robotlar, insansız denizaltılar ve diğer endüstriyel uygulamalar girer.

İnsansız sistemler kavramı, otomatik makine sistemlerinin gelişimiyle alakalı olan bütün konuları kapsar. Bu kapsama alanı otonom donanım platformlarındaki (hava, kara, denizaltı), otonom yazılım sistemlerindeki, enerji sistemlerindeki, modelleme ve kontroldeki, iletişim sistemlerindeki, yön bulma ve rota tayin etmedeki, görev yönetiminde ve inovatif durum çalışmalarının uygulamalarındaki ileri teknolojileri içerir.

1.1.1 İnsansız Hava Araçları

İnsansız hava aracı (İHA) olarak bilinen sistemler içinde insan olmadan uçabilen sistemlerdir. Bu sistemler “drone” olarak da adlandırılır. İHA sistemleri birkaç değişik kontrol sistemine sahiptir. Bunlardan biri İHA'nın karasal bir merkezden veya havadan uzaktan kontrol yöntemi ile kullanılmasıdır. Diğeri ise tam otomatik olarak verilen görevi yerine getirebilmesidir.

İnsan tarafından kullanılan hava araçlarıyla icra edilen tehlikeli ve zor işleri insansız hava araçlarının yapması amaçlanmıştır. Bu sebeple İHA'lar genellikle askeri alanda ve özel operasyonlarda kullanılmaktadır.

İlk İHA'lar A. M. Low tarafından 1916 yılında geliştirilmiştir. Takip eden yıllarda ise sınırlı sayıda üretilen Hewitt-Sperry otomatik uçak I. Dünya Savaşı sırasında kullanılmıştır. 1935 yılında ise film yıldızı ve model uçak tasarımcısı Reginald Denny ilk ölçekli RPV (Uzaktan Komutalı Araç) modelini geliştirmiştir. II. Dünya Savaşı süresince çok fazla miktarda uçak üretilmiş, bunlar trenleri korumak amacıyla uçaksavar ve saldırı görevlerinde kullanılmıştır. Jet motoru bulunan ilk model 1951 yılında Teledyne Ryan firması tarafından geliştirilen Firebee 'dir. 1955 yılında ise başka bir firma Beechcraft ABD Deniz Kuvvetleri için Model 1001 modelini üretmiştir. Bununla beraber bu araçlar Vietnam Savaşı süresince birer uzaktan kumandalı uçak olmaktan daha ileriye gidemediler.

1980'li ve 1990'lı yıllarda olgunlaşan ve küçültülen bu araçlar özellikle Amerikan askerî çevrelerin ilgisini çekmeye başlamıştır. Bunun en önemli nedeni İHA'ların uçaklara nazaran çok daha ucuz olması ayrıca riskli görevler sırasında yetişmiş mürettebat kaybını sıfıra indirmesidir. Genel olarak keşif ve gözetleme amacıyla kullanılan bu araçlar günümüzde silahlandırılmaktadır. Örneğin MQ-1 Predator model araçlar üzerine AGM-114 Hellfire havadan-karaya füze takılmaktadır. Zırhlı ve silahlı bu araçlara insansız hava muharebe aracı (İHMA) denilmektedir.



Şekil 1. 1 MQ-1 Predator

Avantajları ve Bugünkü Dönüşümü: İnsansız teknolojilerin kullanımının yaygınlaşmasının altında gelişen teknolojinin sağladığı imkânla birlikte bazı maliyetli ya da sorunlu kalemleri aşabilmenin getirisi bulunmaktadır. İnsansız uçakların otonom ya

da bir yer istasyonu aracılığıyla kontrol edilebiliyor olması insanlı uçakların idamesi için gerekli yaşamsal sistemler ve kokpit için gerekli yer ve mürettebatın getirdiği ağırlık yükü gibi maliyet kalemleri, insanlı uçakların manevra ve operasyon kabiliyetinin insan kabiliyetleriyle sınırlanması (yorgunluk / çalışma saati, G kuvveti vb.) gibi operasyonel kabiliyetle ilgili kalemler, düşman tarafından fark edilme ya da vurulabilme olasılığının düşük olması üstünlük kalemleri (ilk olarak İsraililerin geliştirdiği Scout ile birlikte İHA'ların bu yönüyle operasyonel vazgeçilmezliği ispatlanmıştır.) İHA'ları daha tercih edilir kılmaktadır.

Daha da önemlisi, insansız hava araçlarının zayıf maliyetidir. Tüm dünya ordularında yetiştirilmesi en maliyetli personel gruplarından birisi pilotlardır. Bir pilotun yetişmesi çok büyük maliyetlere karşılık gelir. Bu sebeple hava aracıyla zayıfıyla birlikte yetişmiş personelin de zayıf olması ordular için hem maddi hem de kabiliyet olarak büyük kayıptır. İnsansız Hava Araçları, zayıf maliyetinin düşük olması açısından da orduları cezbetmektedir. İHA'lar tarihte birçok kez düşman hava savunma unsurlarının oyalanmasında, asıl taarruz unsurlarının ateş hattını geçebilmesi için yem olarak kullanılmasında çok büyük rol oynamışlardır.

Gelecekte İHA'lar scramjet teknolojisinin sahip olduğu tüm avantajlara da sahip olacaktır. Günümüzde scramjet modelleri, bunlara insansız modellerde dâhil sadece test amaçlıdır. (örneğin NASA X-43A, NASA's Hyper-X scramjet program)

1.1.2 İnsansız Kara Araçları

Bir insansız kara aracı (İKA) içinde kendisini kontrol eden bir operatör (insan) bulunmadan, kontrolcü bir merkez ile etkileşim halinde görev icra eden sistemdir. İKA'lar insan için uygunsuz, tehlikeli ve yapılması imkânsız görevlerde kullanılmak üzere geliştirilirler. Genel olarak İKA sistemleri çevreyi tanımlamak, otomatik karar alabilmek için veya topladığı bilgileri kontrol merkezindeki operatöre gönderebilmek için bir dizi sensör ile donatılırlar.



Şekil 1. 2 Savaşçı taktik İKA

1930'larda Sovyetler Birliği uzaktan kontrol edilebilen makineli tüfek düzeneğine sahip bir tank geliştirdi. Bu sistem 1939 Kış Savaşı'nda Finlandiya'ya karşı kullanıldı. II. Dünya Savaşı'nda İngilizler 1941 yılında radyo kontrolörü ile uzaktan kumanda edilebilen Matilda II'yi geliştirdi.

1942 de Almanlar Goliath adında paletli ve 60 kg patlayıcı taşıyan uzaktan kumanda yöntemi ile hedefe gönderilen bir mayın geliştirdi.

İlk büyük mobil robot 1960'lar DARPA-AI tarafından geliştirildi. Bu sistemin adı Shakey'di. Shakey'i diğerlerinden ayıran özelliği tam otomatik veya yarı-otomatik olarak çalışan bir sistem olmasıydı. Shakey üzerinde taşıdığı kamera, sensörler ve kendini yöneten bilgisayar sayesinde kendi yönünü bulabiliyor, bir nesneyi bir yerden alıp daha önce kararlaştırılan başka bir yere götürüp bırakabiliyordu.



Şekil 1. 3 Guardian: İsrail'in sınırlarını korumak için geliştirdiği İKA

İKA sistemlerinin bugün çok geniş kapsamda kullanım alanları vardır. Ağırlıklı olarak bu araçlar insanları tehlikeli bölgelerden (görevlerden) uzak tutmak için geliştirilirler. Buna örnek olarak bomba imha robotları gösterilebilir. Verilere göre Irak'ta 2005 yılının sonuna kadar İKA'lar 1000 adedin üzerinde yola döşenmiş bombayı imha etmiştir. Günümüzde İKA'lar arama kurtarma operasyonlarında da sıklıkla kullanılmaya devam etmektedir (göçük altı arama vb.).

1.1.3 Bazı Özel İKA Sistemleri

Autonomous: Autonomous olarak alandırılan sistem hiçbir şekilde insan kontrolüne ihtiyaç duymadan verilen görevleri yerine getirebilmektedir. Araç üzerinde bulunan sensörler etkileşim halinde bulunduğu çevre ile ilgili belli ölçülerde bilgiler toplar ve kendi sahip olduğu algoritması sayesinde gerçekleştireceği bir sonraki adıma karar verir.



Şekil 1. 4 Çok fonksiyonlu lojistik ve destek İKA'sı

SWORDS: Swords olarak bililen bu İKA 136 kg ağırlığa kadar herhangi bir silahı taşıyabilmektedir. Ayrıca roket de atabilmektedir.



Şekil 1. 5 The Swords

1.1.4 İnsansız Denizaltı Sistemleri

Denizaltı insansız sistemleri de diğer insansız sistemler ile aynı amacı taşımaktadır. Diğerlerinden ayrılan yanı görevini su altında yapabiliyor olmasıdır. Uzaktan kontrol edilebilen denizaltı sistemleri var olduğu gibi, verilen görevi kendi kontrolü ile gerçekleştiren denizaltı sistemleri de vardır. Bu sistemler insansız denizaltı (İD) olarak adlandırılır.



Şekil 1. 6 İnsansız Denizaltı

1.2 Tezin Amacı

Bu tezde insansız sistemlerden oluşan bir araç kafilesinin, eşlik ettiği askeri personeli korumasına yönelik fikir geliştirilmiş ve kfilede bulunan insansız kara araçlarından birinin tasarımı yapılmıştır.

Tez konusu kafilenin önceliği bir noktadan başka bir noktaya intikal esnasında eşlik ettiği askerlerin can güvenliği en üst seviyede korumaya almaktır. Kfilede dört adet savunma amaçlı insansız kara aracı, sekiz adet termal kameralı ve silahlı insansız hava aracı, bir adet insansız mayın tarama aracı, bir adet askeri personel aracı ve bir adet de yanılmak amaçlı içi boş askeri personel aracı bulunmaktadır.

Kfilede bulunan insansız hava araçları, taşıdıkları termal kameralar ve diğer sensörler aracılığıyla sürekli etkin bölgede uçarak bir canlı hareketliliğinin olup olmadığını tespit etmeye çalışmaktadır. Edindiği bilgileri anında içinde personelin bulunduğu araca göndermektedir. Böylece, terörist bir saldırı henüz başlamadan önce anlık istihbarat alınarak askeri personelin önlem alması sağlanmaktadır. insansız hava araçları üzerlerinde taşıdıkları silah sistemi yardımıyla, aldıkları emir doğrultusunda, savunma amaçlı saldırı eylemini gerçekleştirebilirler. Komuta biriminden verilen emirler kfilede bulunan insansız araçlar tarafından, herbiri kendi özelliklerine göre olmak üzere, değerlendirilmektedir. Örnekte, komuta biriminden insansız hava aracına verilen emir “vur” emri aynı zamanda kfilede bulunan insansız kara aracı tarafından değerlendirilir. insansız kara aracı, insansız hava aracının bulunduğu bölgeyi veya “vur” emrinin

verildiği koordinatlara göre savunma pozisyonuna geçer. Düşmanın konumuna göre birbirleri arasında belirli bir düzen içerisinde konuşlanmabilme yetenekleri vardır. İnsansız kara aracı üzerinde bulunan kalkanı açarak askerin personel aracından dışarı çıkması durumunda olası bir saldırıya karşı zırh vazifesi görür. Aynı zamanda bu pozisyonda hareket ederek saldırı da gerçekleştirebilmektedir. Uğranılan saldırının yoğunluğuna göre yalnıltmak amaçlı tasarlanmış olan insansız askeri personel aracından çok sayıda güdümlü mühimmat art arda ateşlenerek personelin güvenliği sağlanmaya çalışılır.

1.3 Hipotez

Gelişen teknoloji ile birlikte sahip olduğu yapay zekâ tarafından kumanda edilecek olan insansız kara araçları; insanların üzerine düşen sorumluluğu alabilecek kadar hızlı karar alabilen, engelleri tanımlayarak aşabilecek mekanik alt yapıya sahip, insanüstü yeteneklerle donatılmış, evik sistemler olacaktır.

İNSANSIZ KARA ARACI

İnsansız kara aracı kafiide bulunan araçlardan biridir. Buradaki asli görevi kafiide bulunan askere fiziki olarak kalkan görevi görerek korumak ve ateş edebilme yeteneği ile de düşmanı savurmaktır. Aynı zamanda bu insansız kara aracı şehir içi savaşlarda, mağara baskınlarında, ev baskınlarında, bomba imha uygulamalarında, keşif çalışmalarında kullanılabilir. Son zamanlarda ülkemizde de gördüğümüz hendek/bariyer kullanılan ve çevrenin tuzaklandığı sahalarda askerin can güvenliğini artırmak için bu araç kullanılabilir ve teröristlerin etkisiz hale getirilmesi kolaylaştırılabilir. Araç amfibik özelliği sayesinde gölet tipi su birikintilerini yüzerek aşma yetisine sahiptir.

Bu tip araçlarda aynı zamanda yanan binaları söndürmede, hasta ve yaralı taşımada, tehlikeli ortamlardan görüntü almada kullanılabilir ve gezer mobese sistemi olarak da görev yapabilir. Ayrıca bu araç sahip olduğu silah yükseltme mekanizması sayesinde tipik bir nöbet kulesidir.

Araç sacdan bir gövdeye, gövdeye monte edilmiş palet şasisine ve süspansiyon sistemine, silah (faydalı yük) yükseltme sistemine, bağımsız tahrik iletme sistemine, askerleri korumak için kalkan mekanizmasına, çeşitli kamera, sensör, aydınlatma ve silah sistemlerine sahiptir [1].



Şekil 2. 1 İnsansız Kara Aracının silah yükseltme mekanizması kapalı görünümü
(Yükseklik: 1350 mm)



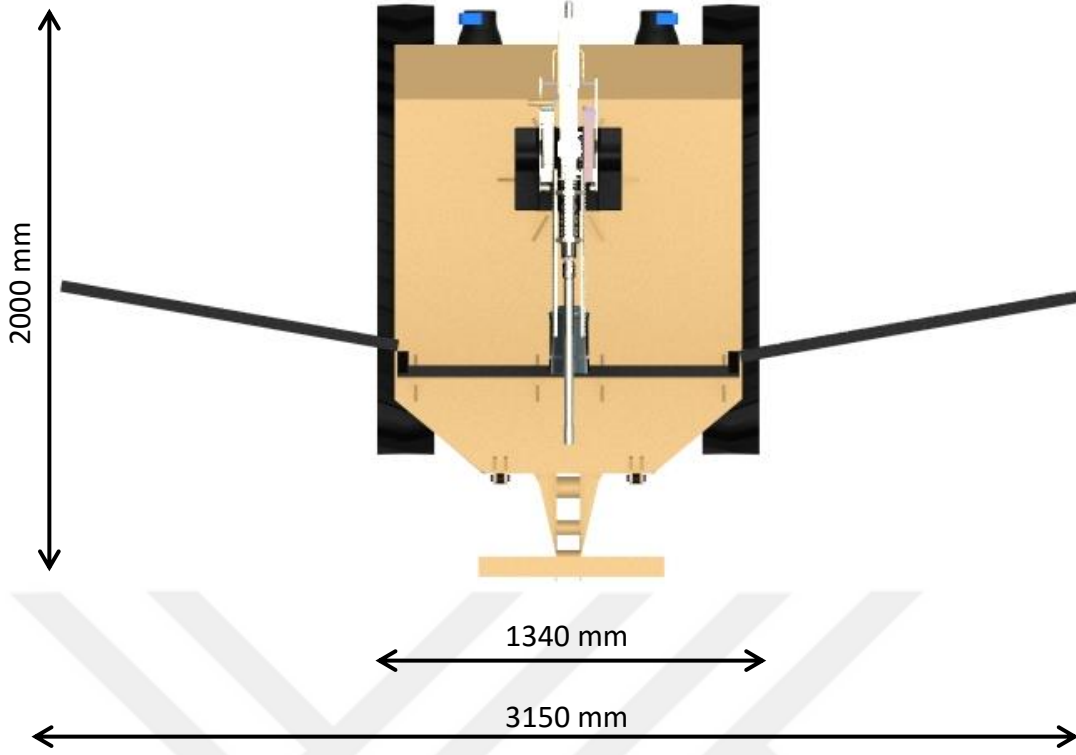
Şekil 2. 2 İnsansız Kara Aracının geriden görünümü



Şekil 2. 3 İnsansız Kara Aracının silah yükseltme mekanizması açık görünümü
(Yükseklik: 2360 mm)



Şekil 2. 4 İnsansız Kara Aracının kalkan ekipmanı ile görünümü



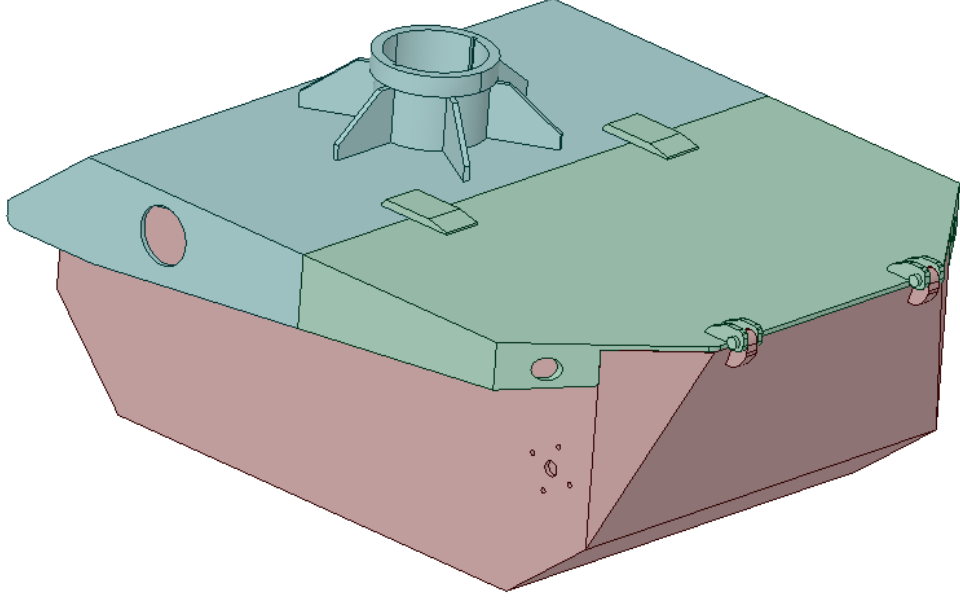
Şekil 2. 5 İnsansız kara aracının ebatları

2.1 İnsansız Kara Aracının Gövdesi

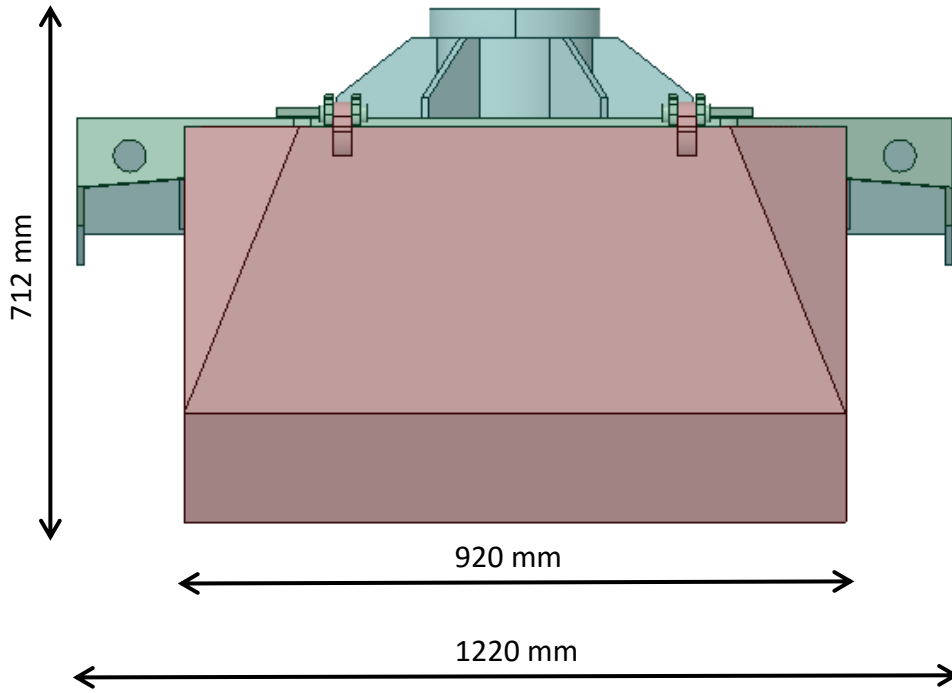
Gövde diye tabir ettiğimiz parça makinenin bütün alt montaj ve parçalarının bağlandığı parçadır. Bu parçaların bir araya gelmesi ile belirli fonksiyonları bir bütün olarak yerine getirebilen bir makine ortaya çıkmaktadır. Gövde, araç üzerinde oluşan bütün kuvvetleri üzerinden zemine aktarmaktadır. Dolayısı ile gövde tasarımı oluşabilecek bütün kuvvetlere dayanıklı halde yapılmalıdır. Alt montajları üzerinde taşınmasından dolayı da esasen özel bir bağlantı arayüzüdür. Gövde bu iki ana özelliğinin yanında sistemin iç dinamiklerinden kaynaklanmayan önceden belirlenmiş miktardaki kuvvetlere ve kimyasal etkilere karşı korunması gereken alt sistemlerinin güvenliğinden de sorumludur. Gövdenin tasarımı araçtan beklenen özelliklere göre değişim göstermektedir. Örneğin amfibik olarak tasarlanan bu insansız kara aracının yüzebilmesi için gövde içerisine su geçmemesi gerekmektedir. Aynı zamanda aracın hidrostatik hesaplara göre sahip olması gereken hacim de gövde tasarımını etkileyen unsurlardandır.

Tasarlanan insansız kara aracının gövdesi 3 parçadan meydana gelmektedir. Bu parçalardan ikisi kapak diye tabir ettiğimiz parçalardır. Esas gövde olarak görev yapan

kısım aracın palet sistemleri, silah yükseltme mekanizması ve alt bileşenlerini, aktarma organını, kalkan ekipmanını, elektrik motorlarını, aküleri ve diğer aksesuarları üzerinde taşımaktadır. Gövde bu bileşenlerin eylemsizliğinde kaynaklanan ve bileşenler aracılığı ile oluşan/iletilen kuvvetleri karşılayabilmelidir.

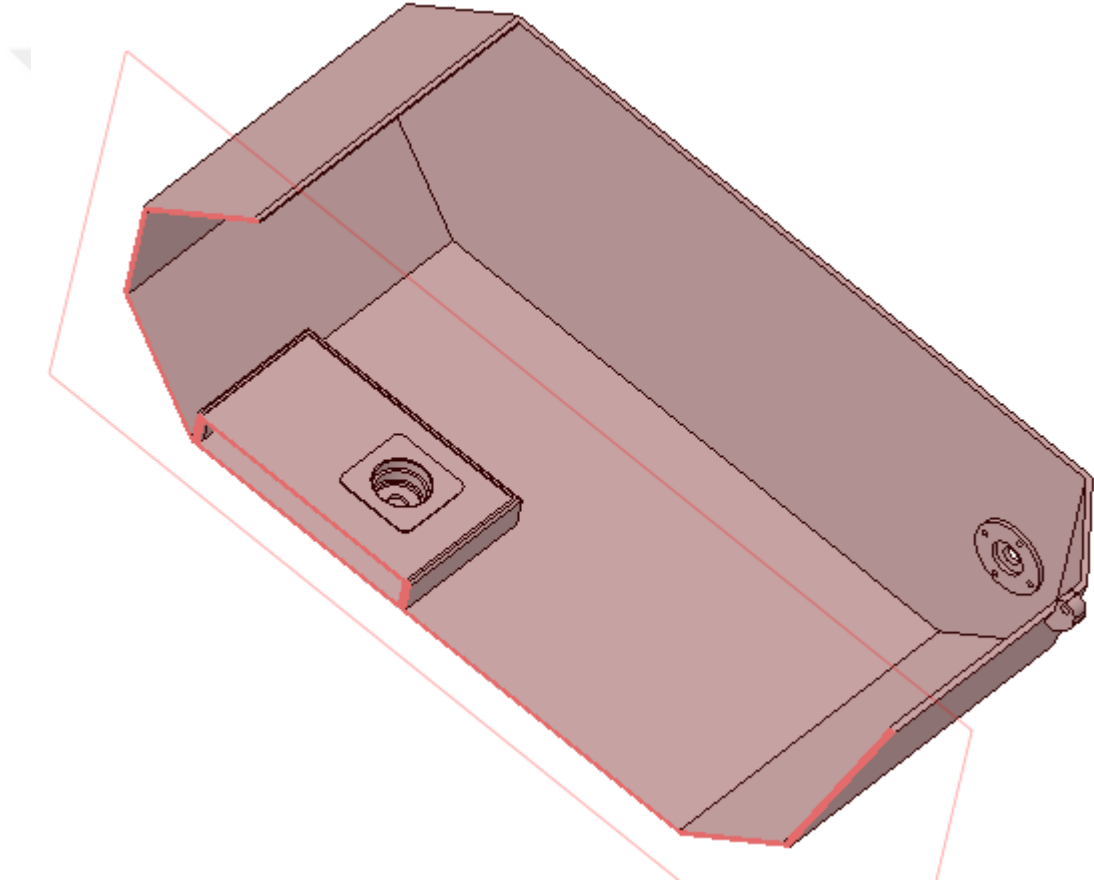


Şekil 2. 6 İnsansız Kara Aracının gövde montajı



Şekil 2. 7 Gövde montajının önden görünümü ve ebatları

Aracın ekseriyetinde olduğu gibi gövde için de malzeme olarak Alüminyum 6061-T6 malzeme tercih edilmiştir. Alüminyum malzeme hafif, işlemleri kolay ve kaynak edilebilir bir malzemedir. Akma mukavemeti de böyle bir sistem için yeterlidir (276 Pa). Gövde çeşitli imalat yöntemleri ile Şekil 2.14’de görüldüğü gibi bir yapıya sahiptir. İKA’nın iki önemli unsuru olan silah yükseltme mekanizması ve bağımsız tahrik iletme sistemine ait bağlantı arayüzleri yine Şekil 2.14’de görülmektedir. Silah yükseltme mekanizmasına ait bağlantı arayüzü ayrıca işlendikten sonra gövdeye kaynak edilmiştir. Bu vesile ile altı boşaltılarak ağırlık azaltılmasına da katkı sağlanmıştır.



Şekil 2. 8 İnsansız kara aracının gövdesi

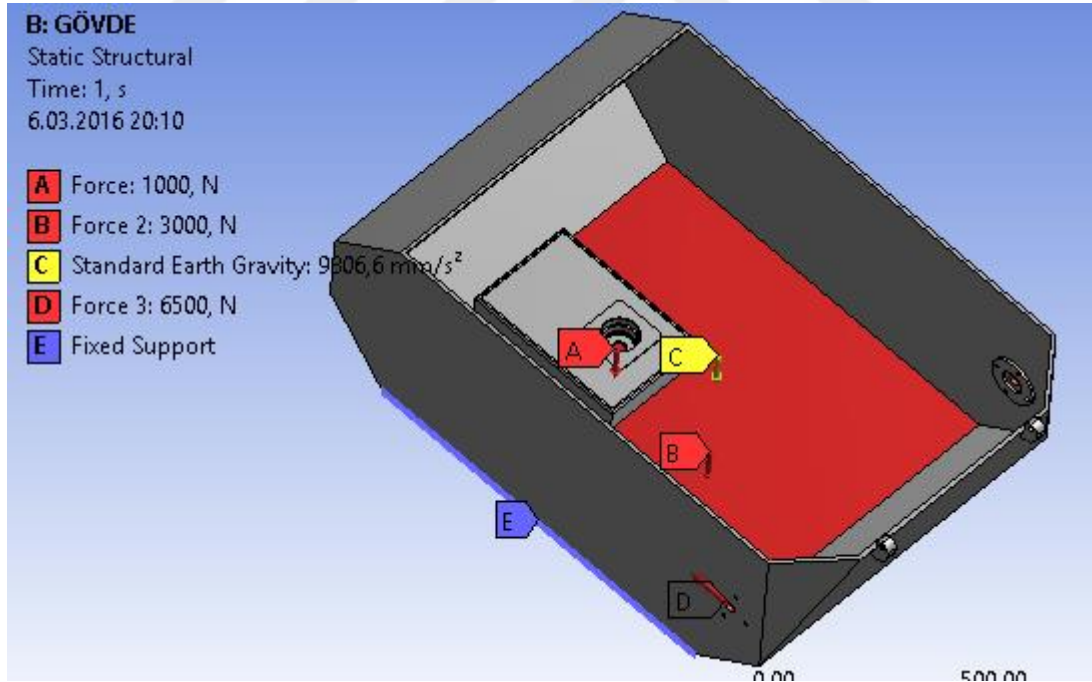
Elektrik motorları, aküler, bilgisayar sistemleri, soğutma sistemleri gibi sistemler de gövde içerisinde uygun bağlantı arayüzlerine monte edilmiştir. Şekil 2.14’de görülmese de her biri ünite için bağlantı arayüzleri talaşlı veya kaynaklı imalat neticesinde gövdeye eklenebilmektedir.

2.1.1 Gövdenin mukavemet analizlerinin yapılması

Gövdenin tasarımının belli bir forma sahip olması için gövde üzerine gelecek kuvvetler ile gövde sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmelidir. Bu durumda sisteme etkiyen kuvvetler ilk etapta silah yükselme mekanizmasının ağırlığı, gövdenin kendi ağırlığı, içerisinde taşıdığı diğer sistemler ve aktarma organı kısmına gelen kuvvetlerdir.

Aracın tüm sistemi tasarlanıp optimize edilmediği için bu aşamada gövde analizinde kullanılacak kuvvetler konsept tasarımının doğru olduğu yaklaşımı ile belirlenmiştir. Silah yükselme mekanizması 100 kg ağırlığındadır. Araç ağırlığı toplam 600 kg olup, gövdeye silah yükseltme mekanizması hariç gelen harici ağırlık kuvveti 300 kg'dır. Ayrıca aktarma organlarından gelecek olan itme kuvveti de analize dâhil edilmiştir. Aktarma organları kısmında ayrıntılı hesaplarının yapılacağı itme kuvveti kaba hesaplara göre 6500 N olarak belirlenmiştir.

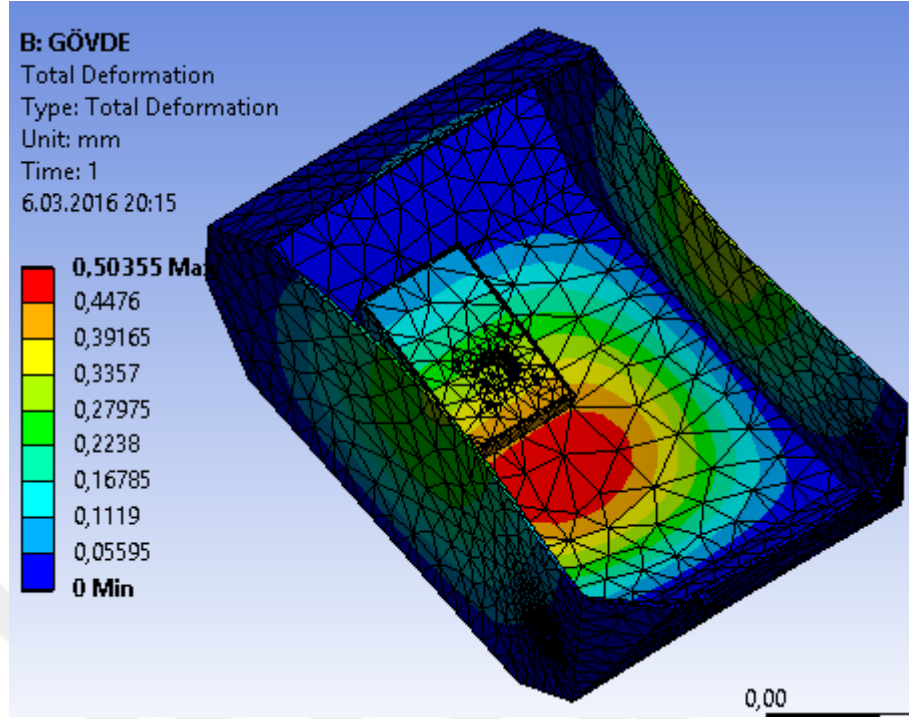
Gövde sonlu elemanlar analizi programı olan Ansys'de şekil 2.15'de görüldüğü gibi modellenmiştir [2].



Şekil 2. 9 İKA gövdesinin ANSYS'de modellenmesi

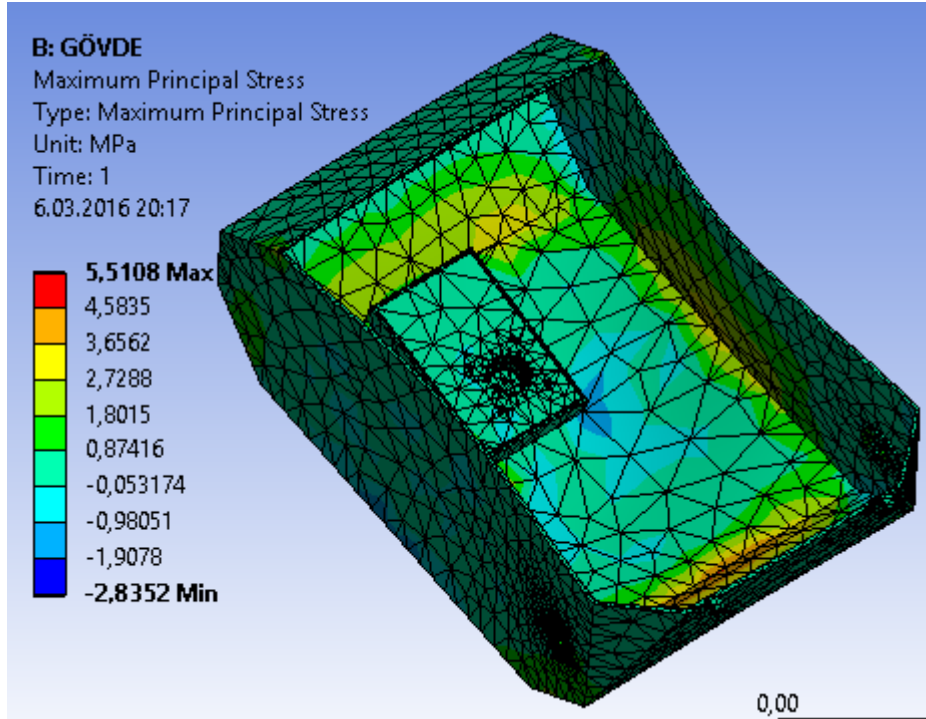
Model Ansys'de koşturulduktan sonra aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Gövdede oluşan toplam deformasyon maksimum 0,5 mm olarak tespit edilmiştir.



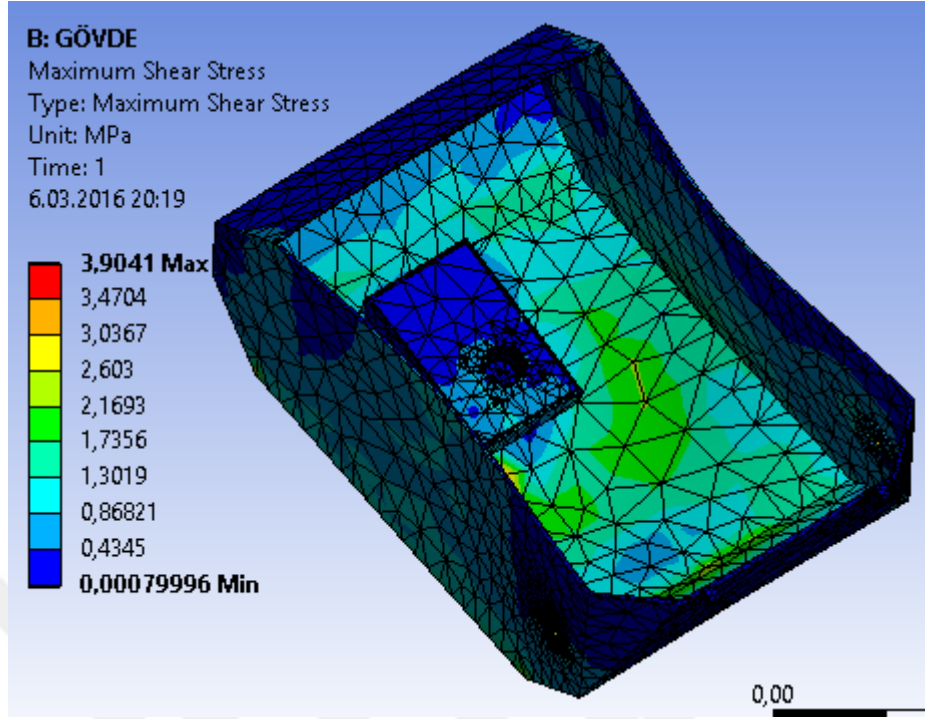
Şekil 2. 10 İKA gövdesinin toplam deformasyonu

Maksimum asal gerilmeler en fazla 6 MPa civarında çıkmaktadır. Bu da akma mukavemeti 276 MPa olan gövde malzemesi için oldukça düşük bir değerdir.



Şekil 2. 11 İKA gövdesinin asal gerilmeleri

Gövde üzerinde oluşan maksimum kesme gerilmeleri ise 4 MPa'yı aşmamıştır.



Şekil 2. 12 İKA gövdesinin kesme gerilmeleri

Yapılan ön analizler neticesinde geliştirilen konsept gövde tasarımı ilk belirlemelere göre oldukça mukavemetlidir. Gövde genel olarak 5 mm alüminyumdan tasarlanmıştır. İleride yapılacak hesaplarda gövde üzerinde oluşabilecek aşırı durumlar göz önüne alınarak gövde analizi tekrar gerçekleştirilebilir. Fakat bu aşamada gövde tasarımı olduğu gibi bırakılmıştır.

2.2 Güç aktarma organı

Otonom kara aracı 25 km/sa hıza çıkabilmekte, rampa tıramanabilmekte, ileri ve geri hareket edebilmekte, kendi etrafında dönebilmekte, ateş atarken hareket edebilmekte, üzerindeki faydalı yükleri taşıyabilmektedir. Bunları yapabilmesi için çeşitli aktarma organları kullanılabilir. Bu insansız kara aracında kompakt bir aktarma sistemi tercih edilmiştir. Aktarma sistemi kademesiz geçişli tercih edilmiştir. Her bir paletin cer dişlisi birbirinden bağımsız iki ayrı motor-redüktör grubu tarafından tahrik edilebileceği gibi birbirinden bağımsız hareket edebilecek, tek motordan tahrikli kademesiz aktarma organı da tercih etmek mümkündür. Bu tür yeni nesil araçlarda her bir palet bağımsız motor grupları tarafından tahrik edilmektedir. Buna rağmen

tasarlanan bu araçta tek motordan çıkan güç paralel tasarlanmış bir aktarma organı yardımıyla her iki palete aktarılmıştır.

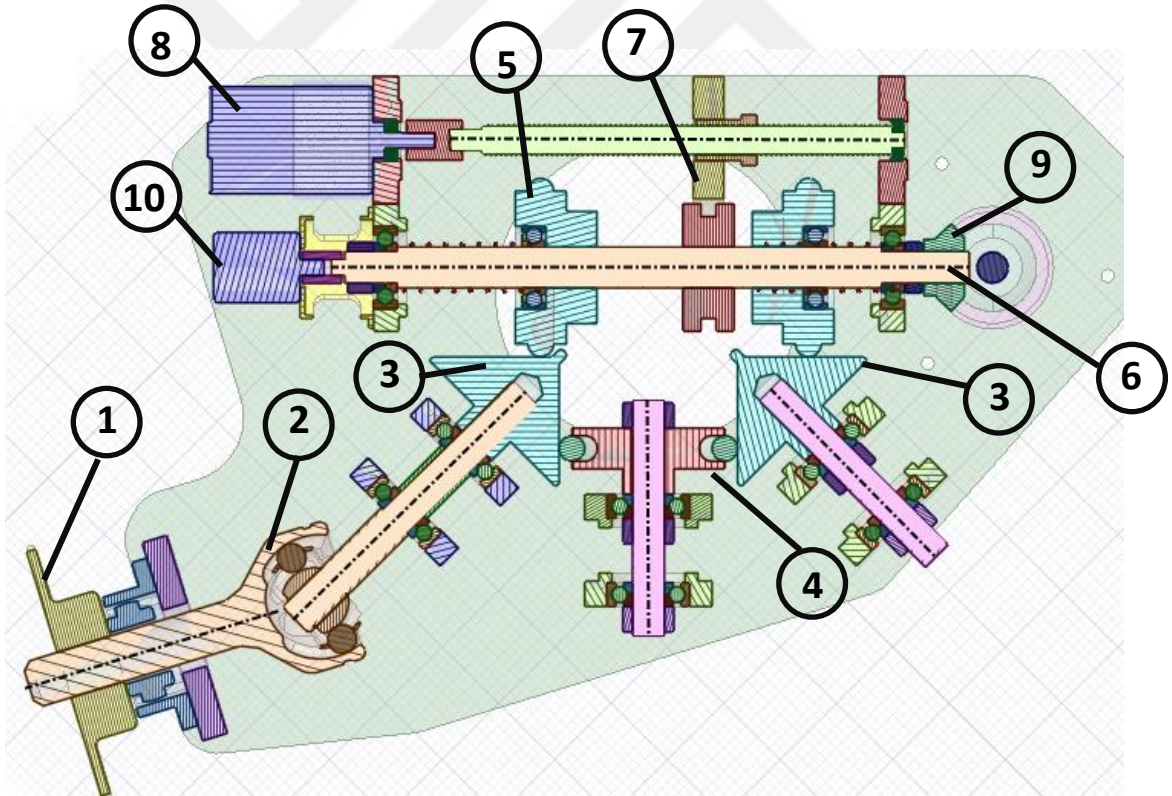
Tasarlanan aktarma organı konik dişli çarklar, konik sürtünmeli kuvvet aktarma elemanları ve vidalı mil gibi parçalardan bir araya gelmiştir. Tasarıma etkiyen hususlar aracın ne kadar sürede hangi hıza ulaşacağı, bu süre zarfında hangi kuvvetleri yenmesi gerektiğidir.

2.2.1 Güç aktarma organının tasarımı ve çalışma methodu

İKA için gövde içerisinde her bir cer dişlisine monte edilecek şekilde iki parçadan oluşan bir aktarma organı sistemi tasarlanmıştır. Bu sayede cer dişlileri birbirinden bağımsız hareket edebilmektedir ve İKA'ya çeşitli manevra kabiliyetleri kazandırmaktadır. O halde aktarma organının mekanizma yapısı sayesinde giriş momenti, devri ve dönüş yönü sabit olduğu halde çıkış momenti, devri ve dönüş yönünü değiştirebilmelidir. Giriş değerleri sabit olacağından dolayı iki aktarma organı da aynı motor tarafından tahrik edilebilmektedir. Tüm bu geometrik özellikler düşünüldüğünde aşağıdaki aktarma organı konsepti ortaya koyulmuştur.

Aktarma organı İKA'nın gövde yapısına göre geometrik bir form almıştır. Tasarlanan geometrik konseptte aktarma organına güç girişi, zincir dişli mekanizması ile sağlanmaktadır. Şekil 2.19'daki zincir dişli çarka (bkz. Şekil 2.19'da 1 numaralı parça) bir şaftın bağlı olduğu görülmektedir. Bu şaft bir flanşlı rulman ile yataklanmıştır. Şaftın ucunda küresel kardan mafsalı (bkz. Şekil 2.19'da 2 numaralı parça) bulunup, aktarma yönünü değiştirmek üzere kullanılmıştır. Küresel kardan mafsalının çıkış şaftı iki adet rulmanla yataklanıp ucunda konik eleman (bkz. Şekil 2.19'da 3 numaralı parça) bulunmaktadır. Sistem içerisinde bu parçanın bir simetriği daha bulunmaktadır. Konik elemanların arasında sabit konumlu kauçuk kaplı bir silindir (bkz. Şekil 2.19'da 4 numaralı parça) bulunmaktadır. Böylece sistemde hareket olduğu sürece konik parçalar aynı devirde dönmektedirler. Burada dikkat edilmesi gereken husus sistemin doğası gereği konik parçalar birbirinin zıttı yönde dönerler. Bu avantajla araç ileri geri hareket kabiliyeti kazanmaktadır. Konik elemanlara bir şaft (bkz. Şekil 2.19'da 6 numaralı parça) üzerinde kayabilen ve şaft ile beraber dönebilen silindirik kauçuk kaplı elemanlar (bkz. Şekil 2.19'da 5 numaralı parçalar) temas etmektedir. Konik elemanlar ile silindirik

elemanların arasında sürtünmeli bağlantı söz konusudur. Silindirik parçalar şaft üzerinde otomatik bir vites kolu (bkz. Şekil 2.19'da 7 numaralı parça) ile hareket ettirilerek konumlandırılırlar. Otomatik vites kolu, tek seferde sadece bir adet silindirik parçayı konumlandırır. Diğer silindirik parça, baskı yayı marifetiyle doğal konumuna getirilir. Doğal konumda bulunan silindirik parça ile konik parça arasında temas yüzeylerinin çap oranları farkının çok büyük olması ve sürtünme kavramasının gerçekleşmemesi dolayısı ile güç aktarımı sağlanmaz. Konumlandırılmış silindirik parça ile konik parça arasında sürtünme kuvvetinden dolayı güç aktarımı oluşur. Silindirik parçanın konumu değiştirmesiyle çap farkının değişmesinden dolayı sistemin çevrim oranı da değiştirilmiş olur. Silindirik parçadan şaftta aktarılan güç, şaft ucunda bulunan konik dişliler (bkz. Şekil 2.19'da 9 numara) yardımı ile 90° döndürülerek cer dişlisine aktarılır. CVT şanzımanların senkron çalışması için de ana şaftta devir okuyan (bkz. Şekil 2.19'da 10 numara) bir enkoder bulunmaktadır.



Şekil 2.13 Aktarma organı genel yerleşimi

2.2.2 Güç aktarma organının optimizasyonu

Yapılan geometrik tasarım, aracın yenmesi gereken kuvvetlere göre optimize edilmiştir. Bu kuvvetlerin toplamı aracın istenilen hıza çıkması için en zor şartlarda oluşan itme kuvvetidir. Söz konusu şartlar ise İKA'nın en büyük rüzgâr kuvvetine maruz kaldığı esnada rampa tırmanır vaziyetteyken mühimmat ateşlediğinde oluşan şartlardır. Aşağıda bu şartlar verilerek konik dişli çark hesabı, rulman seçimi, zincir dişli çark seçimi, sistemde bulunan şaftların hesabı ve güç kaynağı seçimi yapılmıştır.

Hesap ve optimizasyonun yapılacağı şartlar: Aşağıdaki durumda araç rüzgâr kuvvetine karşı durağan halden en yüksek hızına en kısa zamanda ulaşırken hem aralıksız ateş etmektedir hem de rampa tırmanmaktadır. İlk etapta bu şartlardan yola çıkarak araç için gerekli olan itme kuvveti F_{ITME} bulunmalıdır. Bu kuvvetin bulunabilmesi için aşağıdaki bilgilere göre diğer kuvvetlerin hesaplanması gerekmektedir.

$$\text{Eğim } (\beta) = 40^\circ$$

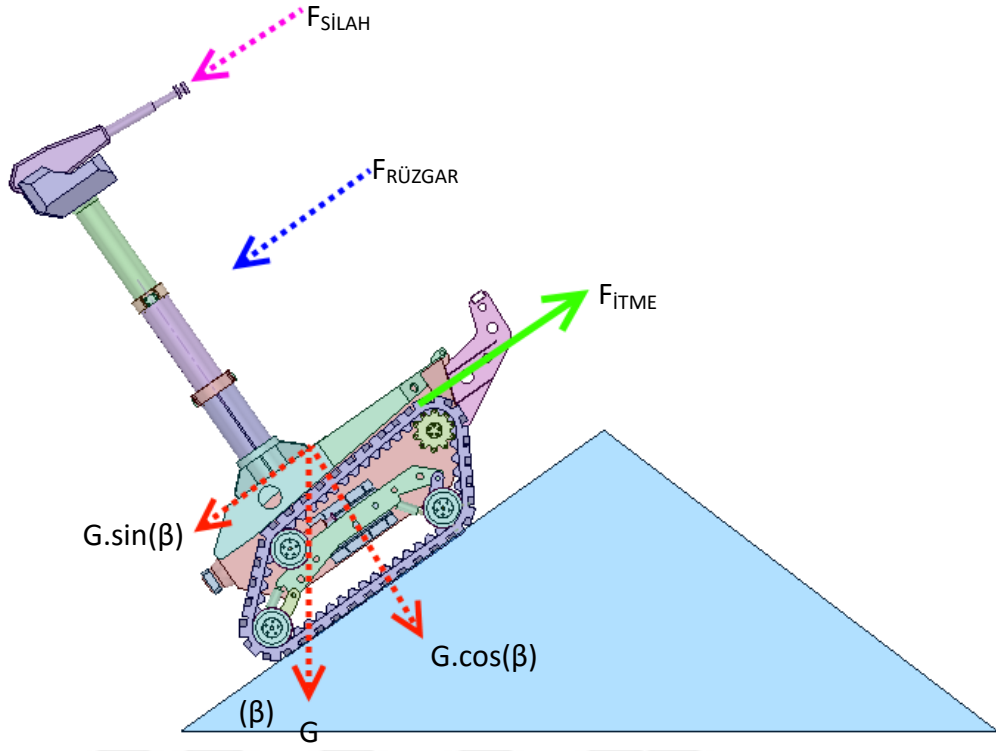
$$\mu_{PALET-ZEMİN} = 0,9$$

$$G = 6000 \text{ N}$$

$$\text{Maksimum araç hızı } v_{IKAmaks} = 6 \text{ m/sn}$$

$$\text{Minimum araç hızı } v_{IKAmin} = 0,2 \text{ m/sn}$$

$$\text{Maksimum hıza çıkma zamanı } t = 4 \text{ sn}$$



Şekil 2. 14 Aracın maksimum zorlama durumundaki çalışma şartları

Silahın Geri Tepme Kuvvetinin (F_{SILAH}) Bulunması: İKA'nın silah sistemi her birinin ağırlığı 25 gr olan mermilerden dakikada 1000 atış yapabilmektedir. Her bir mermi 1000 m/s hızla namludan çıkmaktadır. Bu durumda silahın geri tepme kuvvetini bulmak için momentum eşitliğinden yararlanılmıştır. Silahın geri tepmesini bulmak için merminin momentumu silahın momentumuna eşit kabul edilmiştir. Silaha ait momentum değeri atış periyoduna bölünerek silahın geri tepme kuvveti hesaplanmıştır. Bu hesaplar yapılırken sönümle etkisi dikkate alınmamıştır. Aşağıda bu hesapların yapılışı ve elde edilen sonuç yer almaktadır.

$$m_{mermi} \cdot v_{mermi} = m_{silah} \cdot v_{silah} \quad (2.1)$$

$$m_{mermi} \cdot v_{mermi} = L_{silah} \quad (2.2)$$

bağıntısından;

$$m_{mermi} = 0,025 \text{ kg}$$

$$v_{mermi} = 1000 \text{ m/s}$$

$$L_{silah} = 0,025 \cdot 1000 = 25 \text{Ns}$$

olarak bulunur.

Dakikada 1000 mermi ateşleyen bir silah 0,0625 saniyede bir mermi ateşliyor demektir. Momentum ifadesinden geri tepme kuvvetini elde edebilmek için bulunan momentum ifadesi ateşleme periyoduna bölünür. O halde geri tepme kuvveti;

$$F_{\text{silah}} = M_{\text{silah}} / T_{\text{silah}} = 25 / 0,0625 = 400 \text{ N} \quad (2.3)$$

olarak bulunur.

İKA'ya etkiyen rüzgar kuvvetinin ($F_{\text{rüzgar}}$) bulunması: İKA en yüksek hızda seyrederken hareketinin aksi yönde rüzgar kuvvetine maruz kalmaktadır. Bu rüzgâr kuvveti için en yüksek değer olarak 120 km/sa rüzgâr hızı kabul edilmiştir. İKA'nın ön profilden izdüşümü alanına etkiyen rüzgâr kuvveti aşağıdaki şekilde bulunmuştur [3].

$$F_{\text{rüzgar}} = 0,5 \cdot d \cdot A \cdot (v_{\text{İKA}} + v_{\text{rüzgar}})^2 \cdot C_d \quad (2.4)$$

$F_{\text{rüzgar}}$: Rüzgar kuvveti (N)

d : Hava özkütlesi (kg/m^3)

A : Rüzgar projeksiyon alanı (m^2)

C_d : Güç faktörü (cisime göre değişken katsayı)

$v_{\text{İKA}}$: İKA'nın hızı (m/sn)

$v_{\text{rüzgar}}$ = Rüzgar hızı (m/sn)

$$F_{\text{rüzgar}} = 0,5 \cdot 1,3 \cdot 1,4 \cdot (6 + 34)^2 \cdot 0,9$$

$$F_{\text{rüzgar}} = 1310 \text{ N}$$

İKA'nın ağırlığından dolayı oluşan geri yönlü kuvvetin (G_y) bulunması: Bu durumda geri yönlü kuvvet İKA'nın ağırlık kuvvetinin rampa açısı kadar sinüsüdür.

$$G_y = G \cdot \sin(40) = 3850 \text{ N} \quad (2.4)$$

Aracın rampa zeminine dik yönde ağırlığından dolayı oluşan kuvvet G_x ;

$$G_x = 6000 \cdot \cos(40) = 4600 \text{ N} \quad (2.5)$$

olarak tespit edilir.

İKA için gerekli olan itme kuvvetinin (F_{ITME}) bulunması: Aracın itme kuvvetinin bulunabilmesi için yukarıda karşılaşılabilecek direnç kuvvetleri hesaplanmıştır. Bu direnç kuvvetlerinin toplamından daha büyük bir itme kuvveti (Net kuvvet: F_{NET}) uygulandığında araç hareket etmektedir. Net kuvvetin büyüklüğü aracın istenilen hıza çıkabilmesi, süresini belirlemekte önemlidir. Aşağıda net kuvvetin hesabı yapılmıştır [3].

$$F_{ITME} = F_{NET} + G_y + F_{rüzgar} + F_{SİLAH} \quad (2.6)$$

$$F_{NET} = m_{İKA} \cdot a_{İKA} \quad (2.7)$$

Net kuvvet formülünde araç kütlesi olan $m_{İKA}$ biliniyor. O halde aracın istenilen maksimum hıza istenilen en kısa sürede ulaşması için gereken ivme $a_{İKA}$ 'nın bulunması gerekir. Bu durumda araç için maksimum ivme, maksimum hız ile maksimum sürenin birbirine oranı kadardır.

$$a_{İKA} = v_{İKAmax} / t_{İKA} \quad (2.8)$$

$$a_{İKA} = 6 / 4 = 1,5 \text{ m/sn}^2$$

olarak bulunur.

Net kuvveti bulmak için gereken bütün değerler bilindiğine göre;

$$F_{NET} = 600 \cdot 1,5 = 900 \text{ N}$$

olarak tespit edilir.

O halde araç için gerekli olan maksimum itme kuvveti;

$$F_{ITME} = 900 + 3850 + 1310 + 400 = 6440 \text{ N}$$

olarak hesaplanır.

2.2.2.1 Aktarma Organının Çevrim Oranlarının Belirlenmesi ve Güç Kaynağının Tespit Edilmesi

Aktarma organının çevrim oranlarının belirlenmesi için bazı çevrim oranları kabulü yapılmıştır. Bu kabullerin ardından güç kaynağı belirlenmeye çalışılmıştır. Güç kaynağının da değerlerinin makul bir değer olması yani güç kaynağı olarak seçilen elektrik motorunun moment ve devir değerleri kolayca bulunabilir olması

gerekmektedir. Dolayısı ile elde edilecek maksimum devir ve maksimum moment çıkış verilerine göre girişteki elektrik motoru değerleri orantılı olmalıdır. Bu orantıyı sağlamak için de aktarma organın sabit ve değişken kısımlarının çevrim oranı ve çevrim oranı aralığının belirlenmesi gerekmektedir. Böylece çevrim oranı açısından aktarma organı tasarlanmış olur.

O halde aracın maksimum moment ve maksimum devir değerleri şu şekildedir:

- Araç yokuş yukarı maksimum açıda rampa tırmanırken, rüzgâr, geri tepme, geri sarkan araç ağırlığı gibi direnç kuvvetlerini de yenerek maksimum hıza en kısa sürede ulaşması için gereken moment maksimum moment değeridir. Bu değerde aktarma organı en küçük çevrim oranına sahiptir. Aracın ilk hızı (yani çıkış shaftı devri) sıfırdır.
- Aracın herhangi bir çevre şartında çıkmasını istenilen maksimum hız maksimum devri belirler. Maksimum devir ile cer dişlisi çapı arasında bir bağıntı vardır.

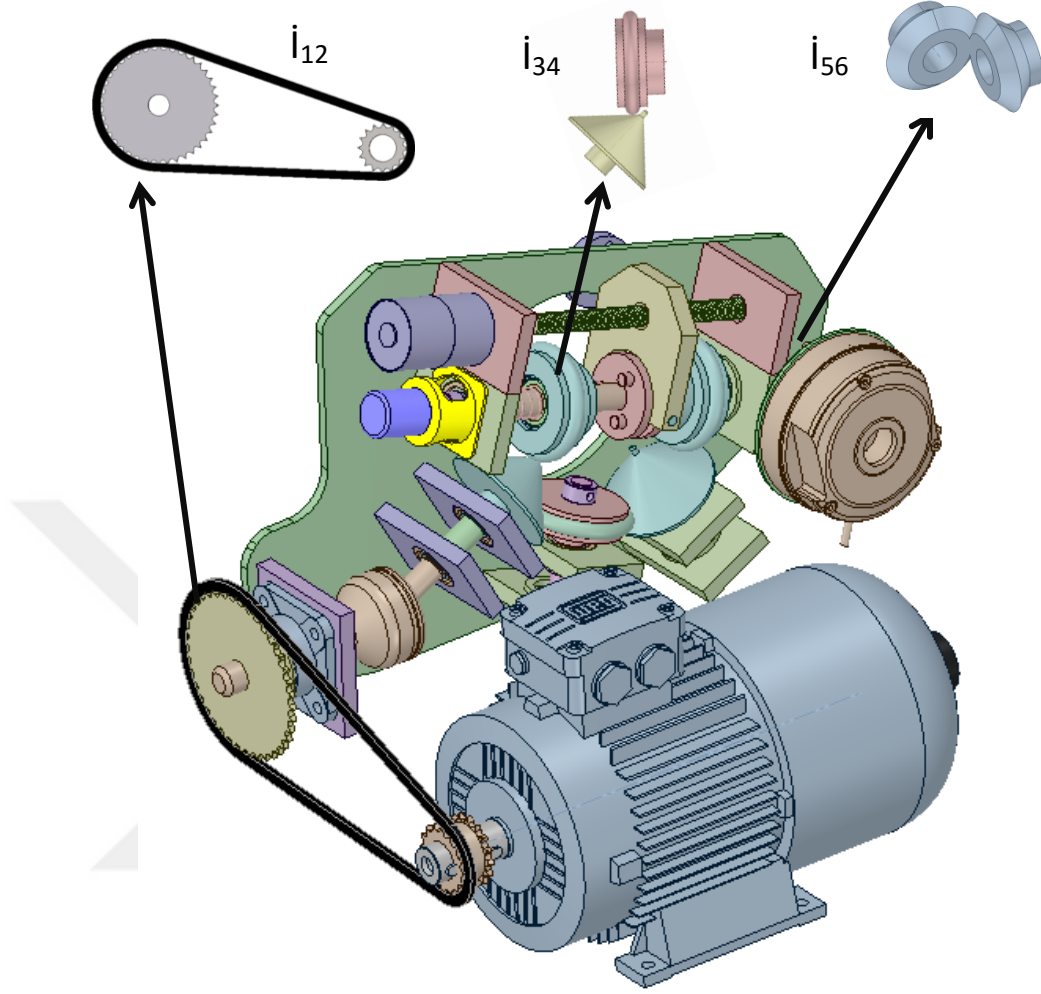
Güç kaynağının değerinin belirlenmesi için gerekli bilgilere göre hesaplar yapılmış ve elektrik motoru seçilmiştir. Bu durumda böyle bir İKA için gereken güç aktarma organı verimi dikkate alındığında (%90) [3];

$$P_{İKA} = F_{İTME} \cdot v_{İKAmin} / 0,90 \quad (2.9)$$

$$P_{İKA} = 6460 \cdot 0,2 / 0,90$$

$$P_{İKA} = 1450 \text{ W} = 1,45 \text{ kW}$$

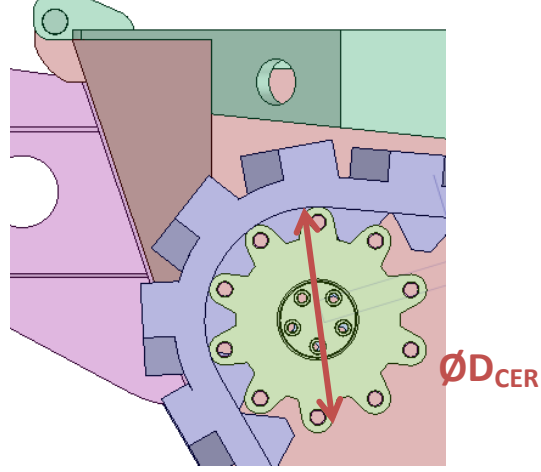
civarında olacaktır. İKA'da 2 kW değerinde bir elektrik motoru kullanılmak üzere seçilmiştir.



Şekil 2. 15 Aracın maksimum zorlama durumundaki çalışma şartları

1. Durumda aracın maksimum devir ihtiyacına göre güç kaynağının devrinin belirlenmesi gerekir: Maksimum çıkış devrine göre aktarma organında i_{12} , i_{34} ve i_{56} çevrim oranlarının belirlenmesi gerekmektedir. Aracın çıkacağı maksimum hıza göre çıkış şaftının çevrim oranı bulunmalıdır.

Cer dişlisinin çapı $\varnothing D_{CER} = 280 \text{ mm}$ 'dir.



Şekil 2. 16 Cer dişlisi çapı

Çıkış şaftının devrini bulmak için İKA'nın hızı cer dişlisinin bir devirde aldığı yola bölünür.

$$n_{\text{ÇIKIŞmaks}} = v_{\text{İKAmaks}} / \pi D_{\text{CER}} \quad (2.10)$$

$$n_{\text{ÇIKIŞmaks}} = 6 / (\pi \cdot 0,280) = 6,8 \text{ dev/sn} = 410 \text{ dev/dk}$$

Maksimum çıkış devri bulunduğu göre aktarma organının en büyük çevrim oranına göre güç kaynağının devri bulunmalıdır. Bunun için tersten giderek çıkış devri 620 dev/dk olan bir güç kaynağı seçilmiştir. Bu güç kaynağına göre aradaki çevrim oranı belirlenmeye çalışılmıştır.

İlk etapta i_{12} ve i_{56} çevrim oranlarının sabit olduğu görülmektedir. Konik dişlilerin olduğu aktarma kısmında i_{56} çevrim oranının 1 olması tercih edilmiştir. İlerde çıkabilecek sorunlar çerçevesinde bu oran değiştirilebilir.

Zincir dişlilerle aktarma yapılan kısımda büyük dişli ile küçük dişli arasında 2,5 kat diş sayısı oranı vardır. Dolayısı ile $i_{12} = 2,5 / 1 = 2,5$ çevrim oranı vardır. Bu çevrim oranı da çıkabilecek sorunlara karşın farklı zincir dişli grubu kullanılmak suretiyle değiştirilebilir.

Son olarak değişken çevrim oranı olan i_{34} 'ün belirlenmesi gereklidir. Bunun için aşağıdaki yol izlenir [4].

$$i_{\text{TOP1}} = n_{\text{GİRİŞ}} / n_{\text{ÇIKIŞmaks}} \quad (2.11)$$

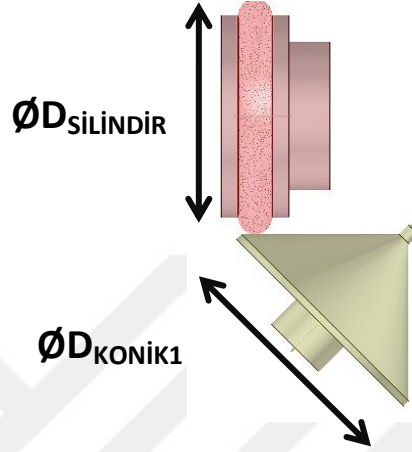
$$i_{\text{TOP1}} = 620 / 410 = 1,5$$

$$i_{\text{TOP1}} = i_{12} \cdot i_{34\text{maks}} \cdot i_{56} \quad (2.12)$$

$$1,5 = 2,5 \cdot i_{34\text{maks}} \cdot 1$$

$$i_{34\text{maks}} = 0,6$$

Bu kısımda çevrim oranının 0,6 olabilmesi için konik parça ile silindirik parça arasındaki çap oranının 0,6'ya eşit olması gerekmektedir.



Şekil 2. 17 Değişken kademeli konik kavrama

Silindirin çapı $\text{ØD}_{\text{SİLİNDİR}} = 90 \text{ mm}$ seçilirse;

$$i_{34\text{maks}} = 0,6 = \text{ØD}_{\text{SİLİNDİR}} / \text{ØD}_{\text{KONİK1}} \quad (2.13)$$

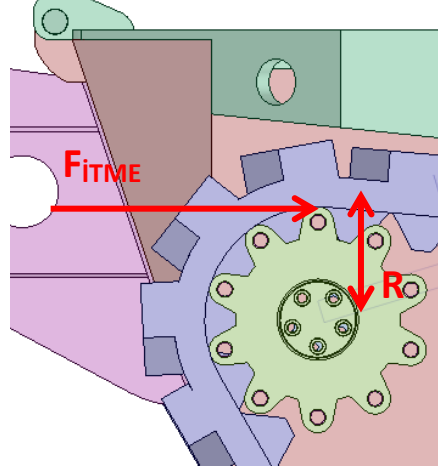
bağıntısından,

$$0,6 = 90 / \text{ØD}_{\text{KONİK1}}$$

$\text{ØD}_{\text{KONİK1}} = 150 \text{ mm}$ olarak bulunur.

Böylece giriş ve çıkış devir sayılarına göre çevrim oranları belirlenmiş olur.

2. Durum: Aracın maksimum moment ihtiyacına göre güç kaynağının momentinin belirlenmesi: Aracın maksimum moment ihtiyacı daha önce bulunan itme kuvvetinin çıkış şaftına moment olarak indirgenmiş halidir. Bu durumda maksimum moment ihtiyacı aşağıdaki şekilde bulunur.



Şekil 2. 18 Cer dişlisi moment oluşumu

İKA'nın çıkış ve giriş devir sayısı bulunurken seçilen elektrik motoru daha önce seçildiği gibi 2 kW olacağından [3][4],

$$P_{İKA} = M_{GİRİŞ} \cdot n_{GİRİŞ} / 9550 \text{ kW} \quad (2.14)$$

$$2 = M_{GİRİŞ} \cdot 620 / 9550 \text{ kW}$$

bağıntısından elektrik motorunun çıkış momenti (aktarma organının giriş momenti) 30 Nm olarak tespit edilmiştir.

İKA durağan halden hareketli hale geçerken en büyük momente ihtiyaç duymaktadır. O halde aktarma organı en küçük değerindeyken maksimum moment;

$$M_{ÇIKIŞ} = F_{İTME} \cdot R = F_{İTME} \cdot \frac{\varnothing D_{CER}}{2} \quad (2.15)$$

$$M_{ÇIKIŞ} = 6440 \cdot 0,280 / 2$$

$$M_{ÇIKIŞ} = 901 \text{ Nm}$$

İki adet aktarma organı olduğundan;

$$M_{ÇIKIŞ1} = M_{ÇIKIŞ2} = M_{ÇIKIŞ} / 2 = 901 / 2 = 450 \text{ Nm} \quad (2.16)$$

olarak bulunur.

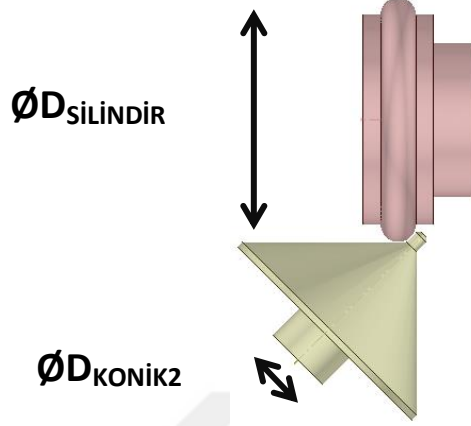
Bu durumda sistemin çevrim oranı momentlerin oranına eşittir [4].

$$i_{TOP2} = M_{ÇIKIŞ1} / M_{GİRİŞ} = i_{12} \cdot i_{34min} \cdot i_{56} \quad (2.17)$$

$$450 / 30 = 2,5 \cdot i_{34min} \cdot 1$$

$$i_{34min} = 6$$

Değişken çevrimli aktarma organı kısmında çevrim oranının 6 olması için silindirik parçanın konik parçaya oranının 6 olması gerekir. Bu durumda;



Şekil 2. 19 Değişken kademeli konik kavrama

$$i_{34min} = 6 = \frac{\text{ØD}_{\text{SİLİNDİR}}}{\text{ØD}_{\text{KONİK2}}} \quad (2.18)$$

$$\text{ØD}_{\text{KONİK2}} = 90 / 6 = 15 \text{ mm}$$

olarak bulunur. Böylece değişken aktarma organı kısmında;

$i_{34min} / i_{34maks} = 6 / 0,6 = 10$ 'luk bir çevrim oranı yakalanmıştır. Bu oran sonsuz kademeli olarak kullanılabilir.

Böylece İKA için 2 kW, 620 dev/dk'lık bir güç kaynağı belirlenmiştir. Ayrıca aktarma organının optimizasyonu için belirli ölçüler elde edilmiştir.

Aktarma organının optimizasyonun tamamlanabilmesi için sistemin elemanlarının maksimum yük etkisi altındaki deformasyonları kontrol edilmeli ve kritik görülen parçalarda iyileştirme yapılmalıdır.

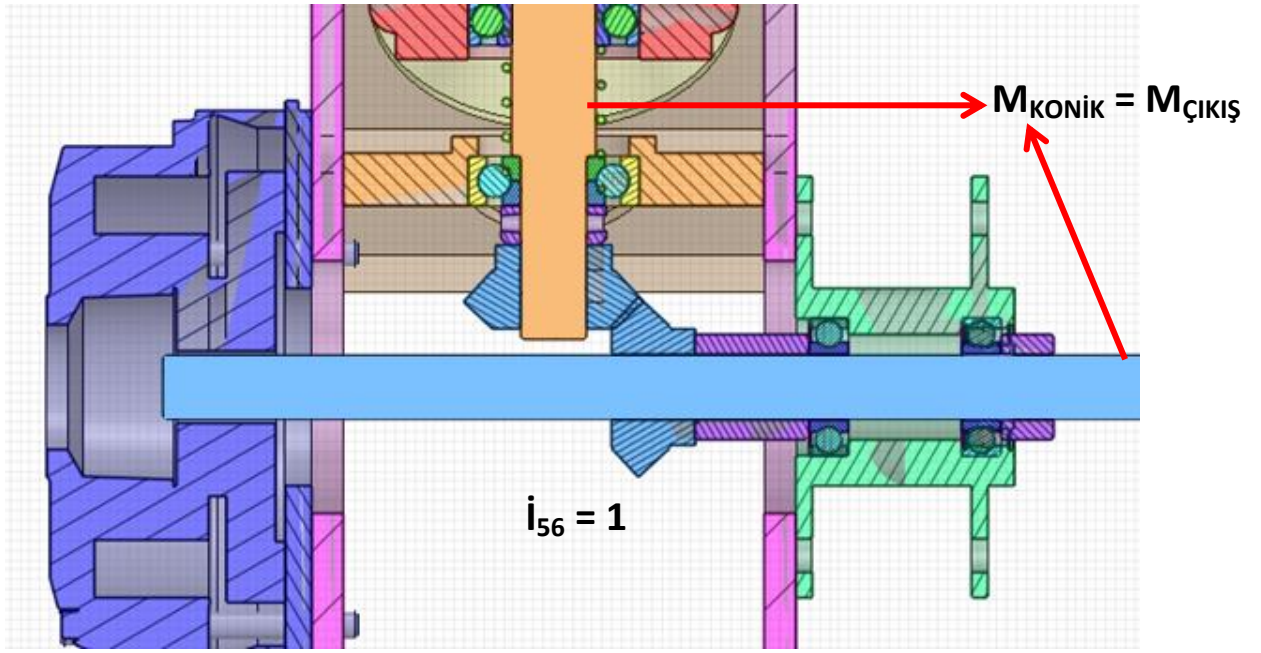
2.2.2.2 Aktarma Organının Kullanılan Konik Dişli Çarkın Seçimi ve Optimizasyonu

Aktarma organında kullanılan konik dişli çark sadece hareketin yönünü değiştirmek için kullanıldığından $i_{56} = 1$ çevrim oranına sahiptir. Konik dişli çark seçiminin yapılabilmesi ve shaft optimizasyonlarının gerçekleştirilmesi için aşağıda bir dizi hesap yapılmıştır [4][5].

Öncelikle konik dişli çark ikilisinin diş sayısı çevrim oranı $i_{56} = 1$ olduğundan dolayı aşağıdaki çizelgeden yararlanılarak $z_1 = z_2 = 25$ seçilmiştir.

Çizelge 2. 1 Diş sayısı seçim tablosu

| Çevrim Oranı | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| z | 30-20 | 25-18 | 22-15 | 18-12 | 14-10 |



Şekil 2. 20 Konik dişli çark yerleşimi

Konik dişli çark çıkış şaftına bağlı olduğundan ve çevrim oranı $i_{56} = 1$ olduğundan iki konik dişli çarkın aktarması gereken moment eşittir ve daha önce hesaplandığı gibi maksimum $M_{KONIK} = M_{CIKIS1} = 450 \text{ Nm}$ 'dir.

Bu büyüklük $S = 1,25$ kadar bir emniyet katsayısı ile artırılarak konik dişli çark mukavemet açısından güvenli bölgeye alınır.

O halde;

$$M_{KONIK'} = M_{KONIK} \cdot S = 450 \cdot 1,25 = 562 \text{ Nm} = 562000 \text{ Nmm} \quad (2.19)$$

olarak hesaplanır.

Eksenler arası açı $\delta = 90^\circ$ olduğundan:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \quad (2.20)$$

$$\tan\delta_1 = z_1 / z_2 = 25 / 25 = 1 \text{ ise} \quad (2.21)$$

$$\delta_1 = \delta_2 = 45^\circ \text{dir.}$$

Form faktörünün seçilmesi için gerekli olan eş değer diş sayıları:

$$z_{e1} = z_1 / \cos\delta_1 = 25 / \cos45 = 35,36 \quad (2.22)$$

$$z_{e2} = z_2 / \cos\delta_2 = 25 / \cos45 = 35,36 \quad (2.23)$$

olarak bulunur.

Çizelge 2. 2 K_f tablosu

| | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|-----------|
| Ze | 12 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 |
| Kf | 3,7 | 3,33 | 3,23 | 3,15 | 3,08 | 3,0 | 2,98 | 2,95 | 2,90 | 2,86 | 2,82 | 2,78 | 2,73 | 2,70 |
| Ze | 27 | 28 | 29 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 65 | 70 | 80 | 90 | 100 | ∞ |
| Kf | 2,67 | 2,64 | 2,62 | 2,60 | 2,51 | 2,45 | 2,41 | 2,37 | 2,29 | 2,28 | 2,25 | 2,23 | 2,21 | 2,20 |

Yukarıdaki form faktörü tablosuna göre $x = 0$ için $z_{e1} = 35,36$ olması durumunda $K_f = 2,51$ bulunur.

Modül hesabında kullanılacak modüle göre genişlik sayısı hassas işlenmiş ve iki tarafından yataklanmış dişliler için 18 ile 20 arasında bir değer alır. Bu durumda konik dişliler için modüle göre genişlik sayısı $\Psi_m = 20$ seçilmiştir.

Kavrama oranı 1,1 ile 1,4 arasında alınması tavsiye edilir. Eğer sistemin daha emniyetli çalışması isteniyorsa daha küçük alınmasında fayda vardır. Konik dişliler için kavrama oranı $\varepsilon = 1,1$ seçilmiştir.

Konik dişli malzemesi olarak 20MnCr5 seçilmiştir. Diş kökü mukavemetine ve diş yüzeyi ezilmesine göre modülleri hesaplamak için malzemeye ait bazı değerler aşağıdaki gibidir:

$$\sigma_K = 700 \text{ N/mm}^2 \text{ (Kopma mukavemeti)}$$

$$H_B = 2230 \text{ N/mm}^3 \text{ (Brinel sertlik değeri)}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \text{ (Elastisite modülü)}$$

$$\sigma_D = 440 \text{ N/mm}^2 \text{ (Tam değişken mukavemet değeri: } \sigma_D = 0,55 \cdot \sigma_K \text{)}$$

$$K_\zeta = 1,5 \text{ (Diş kökünde çentik faktörü)}$$

Çevre hızı;

$$v = \pi \cdot n_1 \cdot d_1 / 60 \leq 12 \text{ m/s} \quad (2.24)$$

tahmin edildi, hassas işçilik ile dinamik yük faktörü $K_D = 1,15$ seçildi.

$$\sigma_{em} = \sigma_D / K_\zeta = 293,3 \text{ N/mm}^2 \quad (2.25)$$

$$p_{em} = (0,2 - 0,4) \cdot H_B = 0,30 \cdot 2230 = 670 \text{ N/mm}^2 \quad (2.26)$$

Diş kökü mukavemetine göre modülün bulunması:

$$\begin{aligned} m &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{KONİK'} \cdot (1 + \Psi_m \cdot \sin \delta_1) K_f \cdot K_D}{z_1^2 \cdot \Psi_m \cdot \varepsilon \cdot \sigma_{em}}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 562000 \cdot (1 + 20 \cdot \sin 45) \cdot 2,5 \cdot 1,1 \cdot 1,15}{25^2 \cdot 20 \cdot 1,1 \cdot 293,3}} \\ &= 2,26 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Diş yüzeyi ezilmesine göre modülün bulunması:

$$\begin{aligned} m &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{KONİK'} \cdot \frac{E \cdot K_D \cdot i_{TOP}^{1+1}}{i_{TOP}}}{z_1^2 \cdot \Psi_m \cdot \varepsilon \cdot p_{em}^2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 562000 \cdot \frac{210000 \cdot 1,15 \cdot \frac{1+1}{1}}{1}}{25^2 \cdot 20 \cdot 1,1 \cdot 557,5^2}} \\ &= 5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.28)$$

olarak bulunur.

Elde edilen bu iki modül değerinden yola çıkarak modül değerinin bulunan değerlerden aşağıda bir değer olmacayacağından dolayı konik dişlilerin modülü standart bir değer olan $m = 5 \text{ mm}$ seçilmiştir. Seçilen bu modülü yüzey edilmesi açısından ve eğilmeden ötürü diş dibi kırılması açısından kontrol etmek gereklidir.

Eğilmeden ötürü diş dibi kırılması açısından kontrol için öncelikle çevre kuvveti bulunmalıdır. Çevre kuvveti momentin konik dişli yarıçapına bölünmesi ile bulunur.

$$F_{ÇEVRE} = 2 \cdot M_{KONİK'} \cdot / d_1 \quad (2.29)$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 25 = 125 \text{ mm} \quad (2.30)$$

$$F_{ÇEVRE} = 2 \cdot 562 / 0,125 = 8992 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Diş dibinde oluşan maksimum gerilme kuvveti emniyetli gerilme kuvvetinden küçük olmalıdır.

$$\sigma_{e\text{MAKS}} = K_D \cdot K_f \cdot F_{\text{ÇEVRE}} \cdot m^{-1} \cdot \varepsilon^{-1} \cdot b^{-1} < \sigma_{em} \quad (2.31)$$

$$b = \Psi_m \cdot m = 20 \cdot 5 = 100 \text{ mm} \quad (2.32)$$

$$\sigma_{e\text{MAKS}} = 1,15 \cdot 2,51 \cdot 8992 / (5 \cdot 1,1 \cdot 100) = 47 \text{ N/mm}^2 < 293,3 \text{ N/mm}^2$$

olduğundan oldukça emniyetlidir.

Buna ek olarak konik dişli çark yüzey ezilmesi açısından da kontrol edilir.

$$p_m = K_m \cdot K_\alpha \cdot K_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{K_D \cdot F_{\text{ÇEVRE}} \cdot \frac{i_{TOP}+1}{i_{TOP}}}{b \cdot d_1}} \quad (2.33)$$

Burada malzeme katsayısı;

$$K_m = \sqrt{0,35 \cdot E} \quad (2.34)$$

bağıntısından bulunabilir.

Yuvarlama noktası katsayısı;

$$K_\alpha = \sqrt{1 / \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \quad (2.35)$$

bağıntısından bulunabilir. Buradaki $\alpha = 20^\circ$ seçilmiştir.

Diş uzunluk katsayısı;

$$K_\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon}} \quad (2.36)$$

bağıntısından bulunabilir. $\varepsilon = 1,1$ seçilmiştir. Bu durumda;

$$K_m = 271 \text{ N/mm}^2$$

$$K_\alpha = 1,76$$

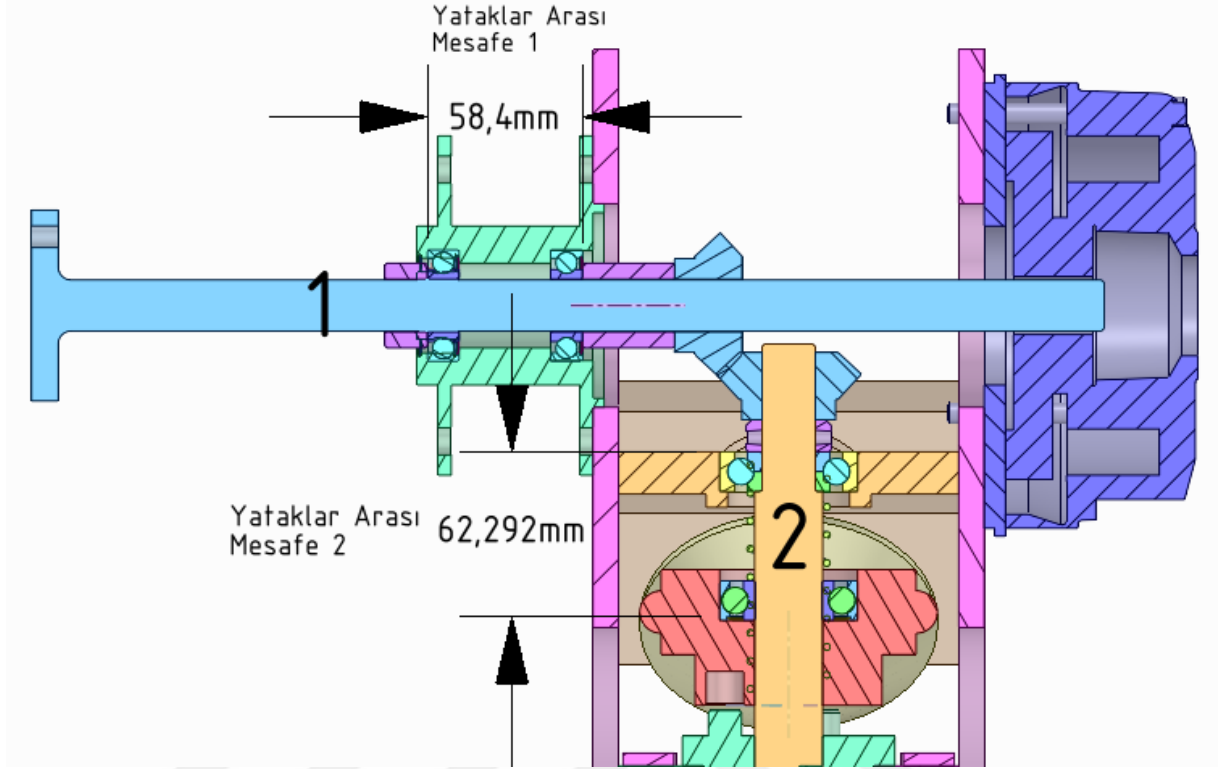
$$K_\varepsilon = 0,95$$

olarak bulunur.

$$p_m = 271 \cdot 1,76 \cdot 0,95 \cdot \sqrt{\frac{1,15 \cdot 8992 \cdot \frac{1+1}{1}}{100 \cdot 125}} = 583 \text{ N/mm}^2 \leq 670 \text{ N/mm}^2$$

olduğu için konik çarklar emniyetlidir.

Bu durumda aktarma organı için modülü $m = 5$ mm olan ve $z_1 = z_2 = 25$ olan bir konik dişli çark ikilisi seçilip aktarma organına uygun şekilde yerleştirilmiştir.

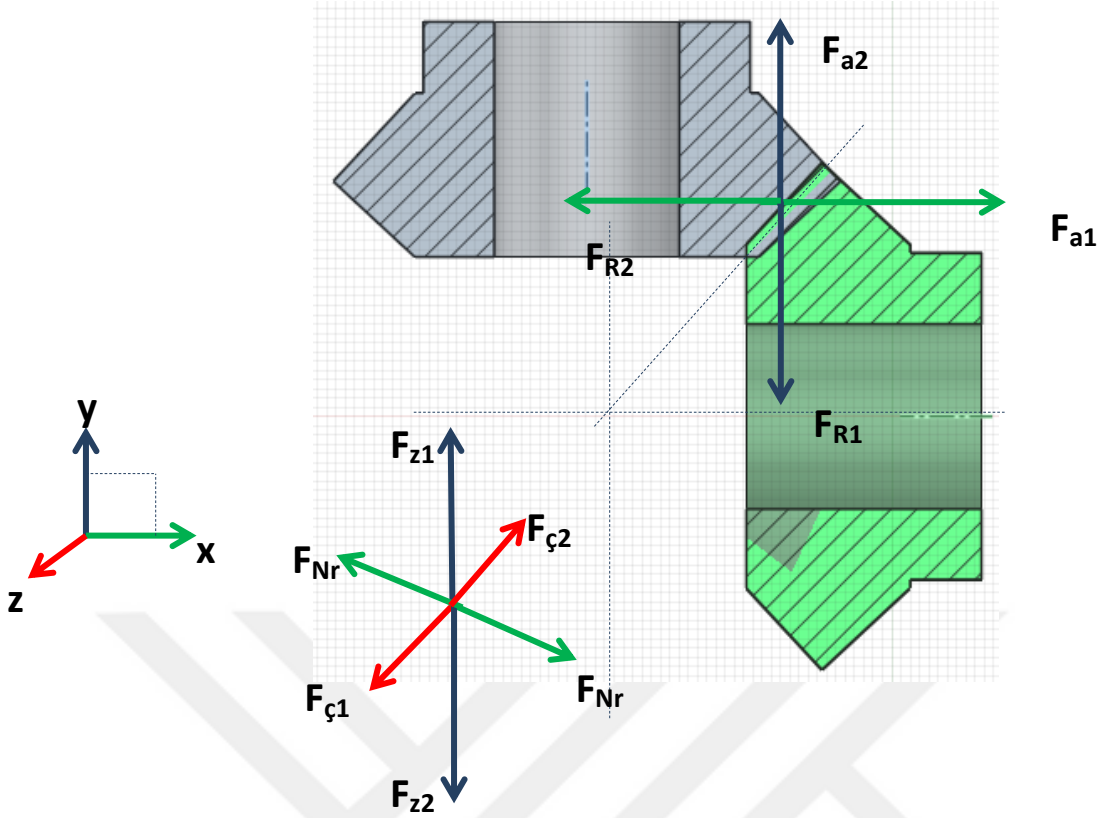


Şekil 2. 21 Konik dişli çark yatak boyu

Konik dişli çark seçildikten sonra shaft ve yatak optimizasyonlarının yapılması gerekir. Bunun için öncelikle konik dişli çarkta oluşan kuvvetleri ve yatak tepkileri bulunmuştur. Daha sonra shaftın sürekli mukavemet açısından kontrolü ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Son olarak da gerekli hesaplarla rulman seçimi gerçekleştirilmiştir. Tüm bu hesaplar sadece 1. Grup için gerçekleştirilmiştir. 1. Grup için gerçekleştirilen hesaplar ve seçimler 2. Grup için de geçerli olacaktır. Bunun sebebi de çevrim oranının $i_{56} = 1$ olmasıdır. 1. Grupta resimde görüldüğü gibi shaft uzayarak bir shaft frenine girmektedir. En kötü şartların değerlendirilmesi için shaftın frenin içinde yataklanmadığı varsayılmıştır.

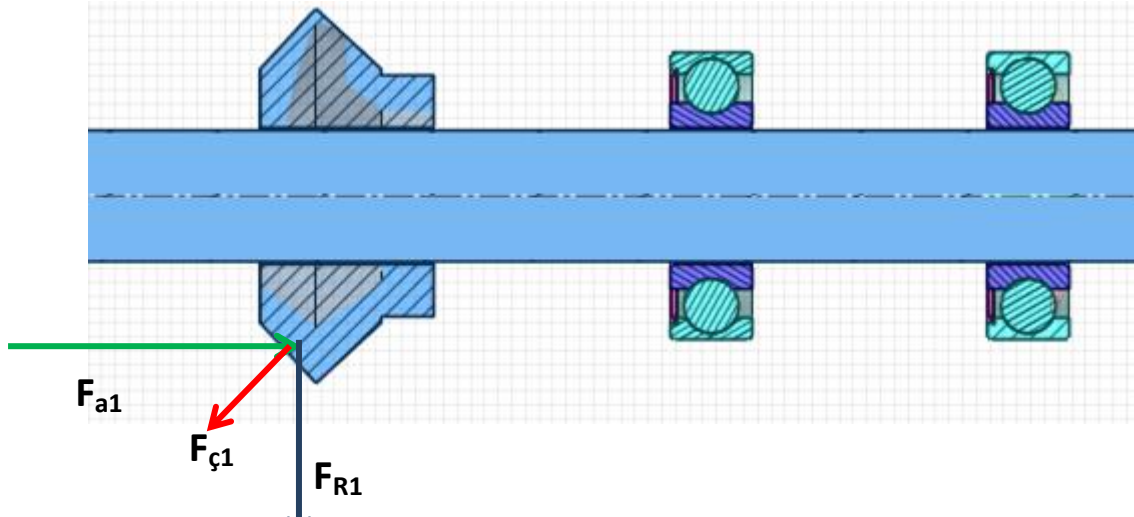
Dişli çarkta meydana gelen kuvvetlerin bulunması:

Dişli çarkta meydana gelen kuvvetler F_z (Diş Kuvveti), F_R (Radyal kuvvet), F_a (Eksenel Kuvvet), F_N (Normal Kuvvet) ve F_C (Çevresel kuvvet) 'dir [5].



Şekil 2. 22 Konik dişli çarkta medana gelen kuvvetler

Seçilen shaft-1 üzerinde oluşan çevresel kuvvet, radyal ve aksenal kuvvetler aşağıdaki gibidir.



Şekil 2. 23 Konik dişli çark üzerinde kuvvetlerin gösterilmesi

$$F_{ç1} = -F_{ç2} = 2 \cdot M_{KONİK} / d_1 = 2 \cdot 562 / 0,125 = 8992 \text{ N}$$

olarak bulunmuştur.

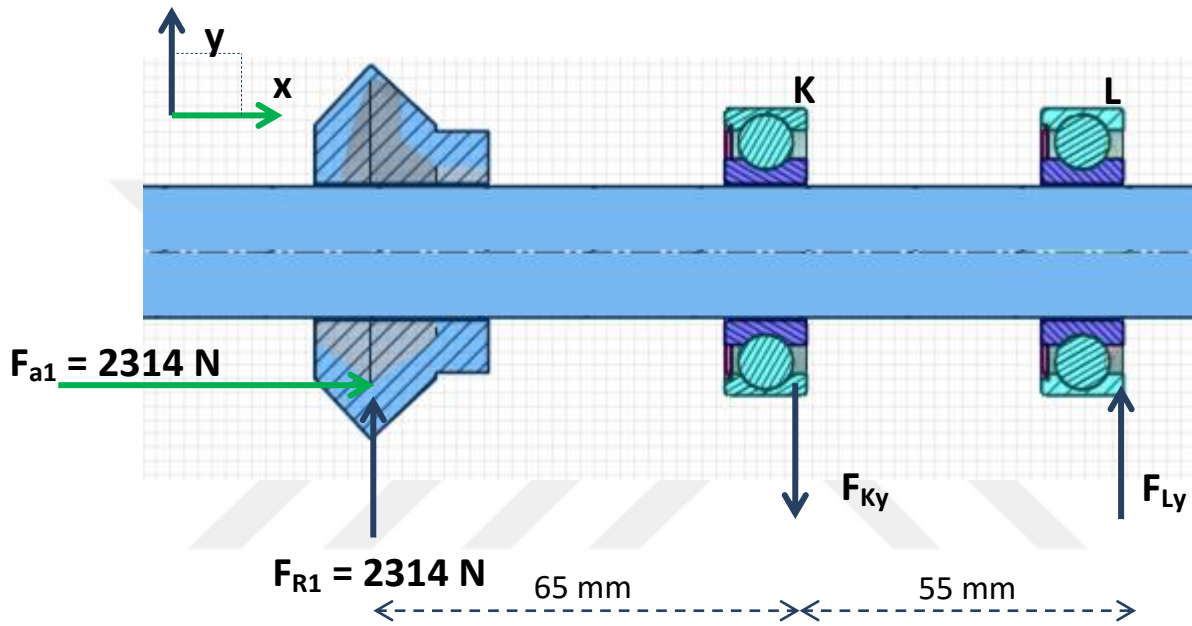
Konik çarkların birindeki radyal kuvvet diğer konik çark için aksel kuvvet olmaktadır.

$$F_{R1} = -F_{a2} = F_{ç2} \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\delta_1 = 8992 \cdot \operatorname{tg}20^\circ \cdot \cos45^\circ = 2314 \text{ N} \quad (2.37)$$

$$F_{a1} = F_{R2} = F_{ç1} \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\delta_1 = 8992 \cdot \operatorname{tg}20^\circ \cdot \cos45^\circ = 2314 \text{ N} \quad (2.38)$$

Şaft-1 için yataklara gelen kuvvetlerin bulunması ile de şaft optimizasyonu ve rulman seçimi yapılabilir.

Şaft-1 için (x-y) düzleminde yataklara gelen kuvvetler aşağıdaki şekilde bulunur [5].



Şekil 2. 24 Konik dişli çarktan dolayı x-y ekseninde yataklarda oluşan kuvvetler

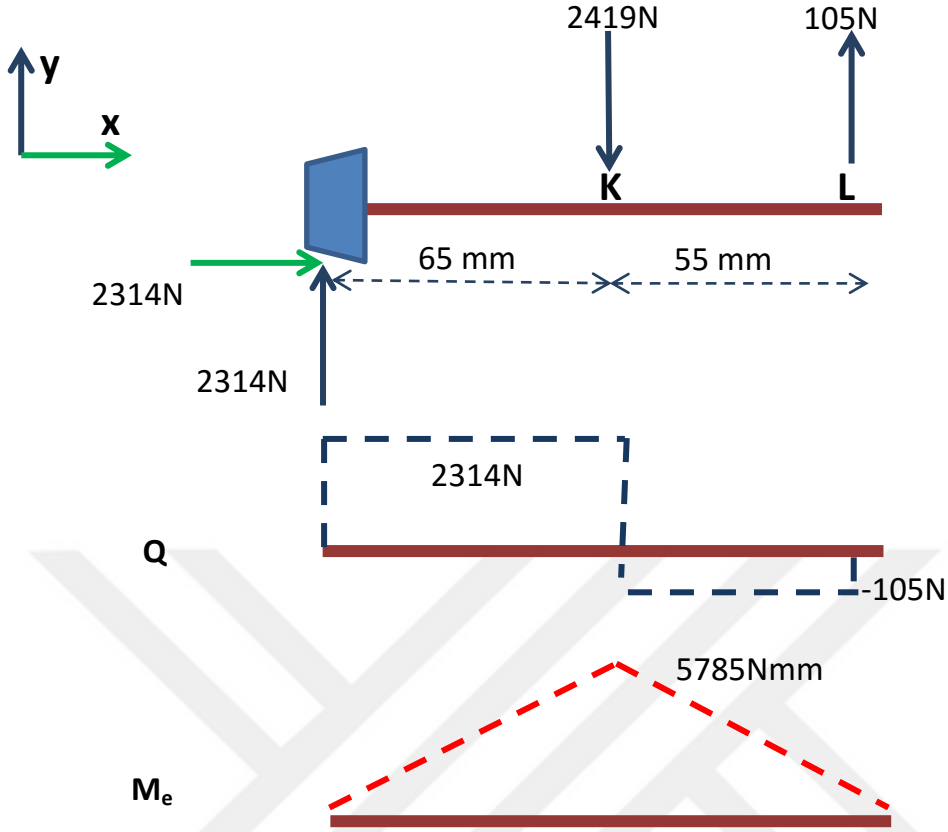
$$\sum M_L = 0 = F_{Ky} \cdot 55 + F_{a1} \cdot 125/2 - F_{R1} \cdot 120 = 0 \quad (2.39)$$

$$F_{Ky} = 2419 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 = -F_{Ky} + F_{Ly} + F_{R1} = 0 \quad (2.40)$$

$$F_{Ly} = -105 \text{ N}$$

Şaft-1 için (x-y) düzleminde kesme kuvvetleri ve eğilme momentinin bulunması:



Şekil 2. 25 ŞAFT-1'in (x-y) eksenindeki kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı

L yatağı kesitinde;

$$Q_{Ly} = F_{Ly} = 105 \text{ N} \quad (2.41)$$

$$M_{eL} = 0 \quad (2.42)$$

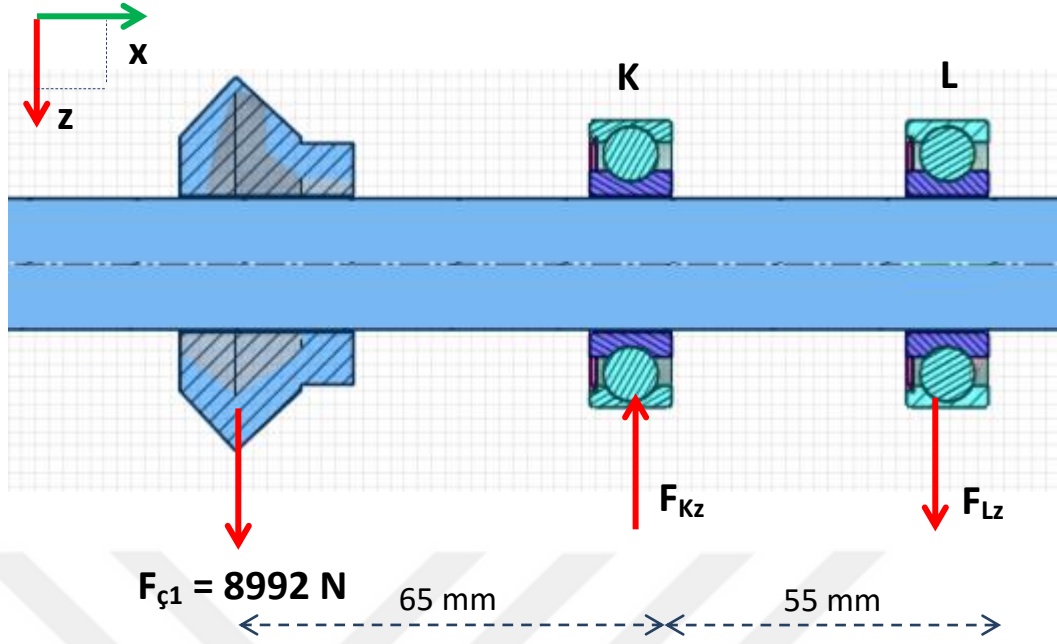
K yatağı kesitinde;

$$Q_{Ky} = F_{R1} - F_{Ky} = 2314 - 2419 = -105 \text{ N} \quad (2.43)$$

$$M_{eK} = 2314 \cdot 65 - 2314 \cdot 125 / 2 = 0 \quad (2.44)$$

$$M_{eK} = 5785 \text{ Nmm}$$

Şaft-1 için (x-z) düzleminde yataklara gelen kuvvetler aşağıdaki şekilde bulunur:



Şekil 2. 26 Konik dişli çarktan dolayı x-z ekseninde yataklarda oluşan kuvvetler

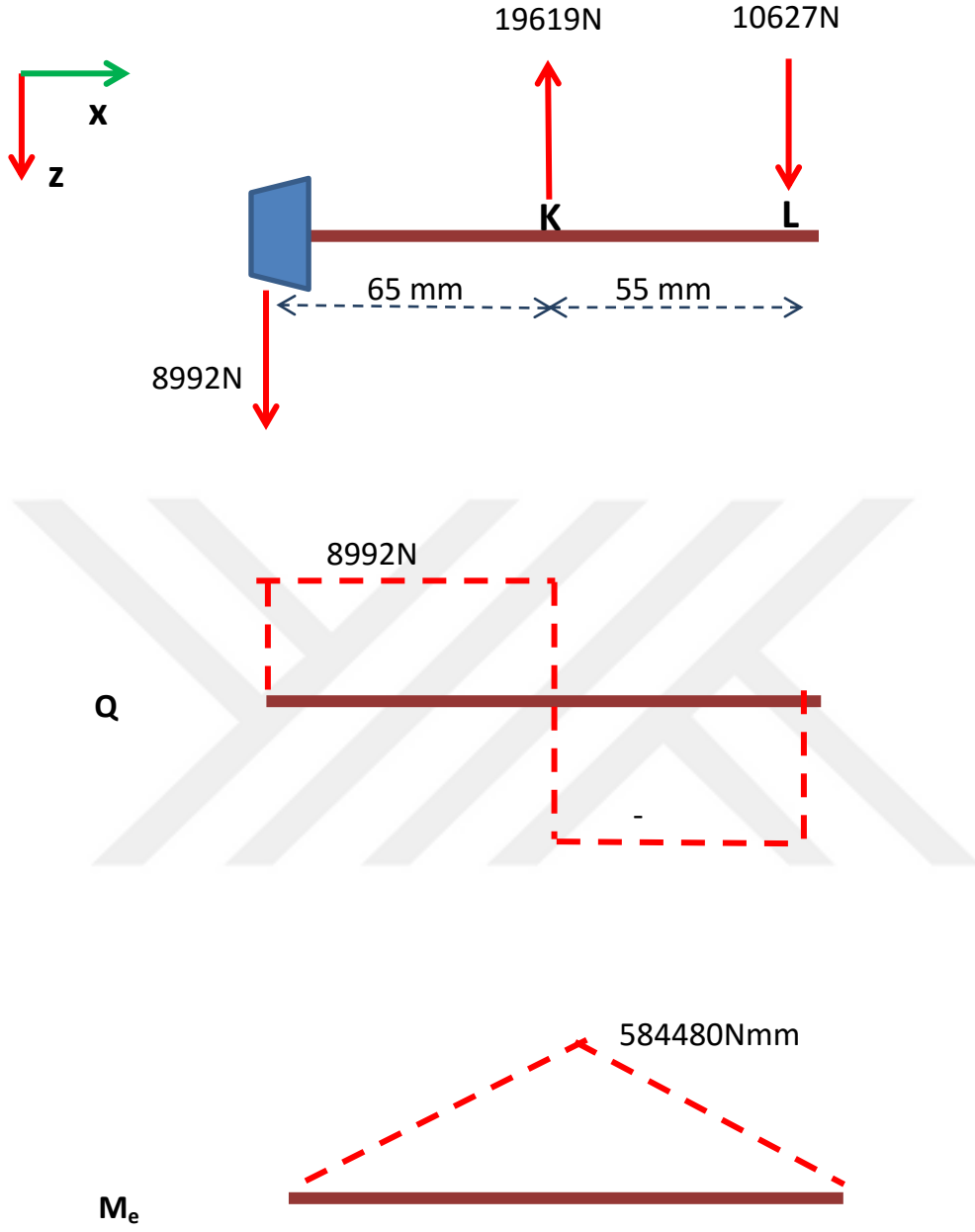
$$\sum M_L = 0 = - F_{Kz} \cdot 55 + F_{c1} \cdot 120 = 0 \quad (2.45)$$

$$F_{Kz} = 19619 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 = - F_{Kz} + F_{Lz} + F_{c1} = 0 \quad (2.46)$$

$$F_{Lz} = 10627 \text{ N}$$

Şaft-1 için (x-z) düzleminde kesme kuvvetleri ve eğilme momentinin bulunması:



Şekil 2. 27 ŞAFT-1'in (x-z) eksenindeki kesme kuvveti ve eğilme momenti diyagramı

L yatağı kesitinde;

$$Q_{Lz} = F_{Lz} = 10627 \text{ N} \quad (2.47)$$

$$M_{eL} = 0 \quad (2.48)$$

K yatağı kesitinde;

$$Q_{Ky} = F_{Ç1} - F_{Kz} = 8992 - 19619 = - 10627 \text{ N} \quad (2.49)$$

$$M_{eK} = 8992 \cdot 65 \quad (2.50)$$

$$M_{eK} = 584480 \text{ Nmm}$$

K ve L yataklarına radyal doğrultuda gelen ve daha sonra rulman seçiminde kullanılacak bileşke kuvvetler şu şekildedir:

$$F_{Kr} = (F_{Ky}^2 + F_{Kz}^2)^{1/2} = (2419^2 + 19619^2)^{1/2} = 19768 \text{ N} \quad (2.51)$$

$$F_{Lr} = (F_{Ly}^2 + F_{Lz}^2)^{1/2} = (105^2 + 10627^2)^{1/2} = 10627 \text{ N} \quad (2.52)$$

Şaft-1'e gelen maksimum bileşke eğilme momenti şu şekildedir:

$$M_{e1} = M_{emax1} = (M_{ey}^2 + M_{ez}^2)^{1/2} = (5785^2 + 584480^2)^{1/2} = 584500 \text{ Nmm} \quad (2.53)$$

Bulunan maksimum eğilme kuvveti K yatağında ortaya çıkmaktadır.

Mil çapı için ön hesap yapılırken milin emniyet katsayısı $S_{mil} = 3$ seçilmiştir.

AISI 1050 malzemeli milin kayma akma gerilmesi (τ_{AK}) maksimum kopma mukavemetinin (620 MPa) yarısı kadar alınabilir. Bu durumda emniyetli kayma gerilmesi [6];

$$\tau_{em} = \tau_{AK} / S_{mil} = 310 / 3 = 103 \text{ MPa} \quad (2.54)$$

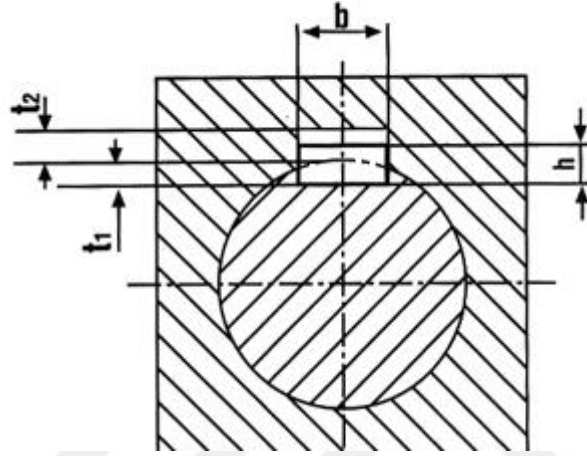
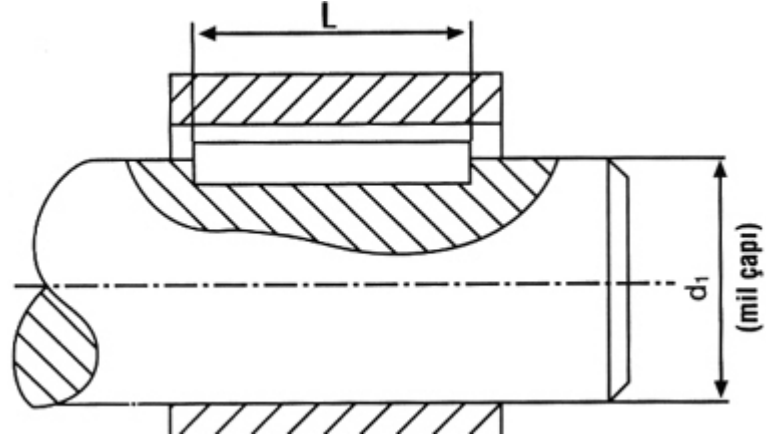
alınmıştır.

Bu aşamada mil için bir nominal çap belirlenmiştir. Nominal çap:

$$d_{mil} > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KONIK'}}{\pi \cdot \tau_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{16.562000}{\pi \cdot 103}} = 30 \text{ mm} \quad (2.55)$$

olarak bulunmuştur. Bu durumda mil çapı 35 mm alınmış, iki rulman arasındaki şaft çapı bağlantı kolaylığı sağlaması açısından 37 mm'ye çıkartılmıştır.

Şaft için uygun kama aşağıdaki tablodan seçilir. Çapı 35 mm olan bir mil için uzunluğu 100 mm olan bir kama seçilmiştir.



Şekil 2. 28 Kama ölçüleri

Çizelge 2. 3 Kama tablosu

| Mil Çapı (mm) min - max | b x h | t1 | t2 | TOLERANS | | Kama Boyu (l) min - max |
|-------------------------------|---------|----|----|----------|----|-------------------------------|
| | | | | t1 | t2 | |
| 8-10 | 3 x 3 | 2 | 1 | +0.1 | | 6-36 |
| 10-12 | 4 x 4 | 3 | 2 | | | 8-45 |
| 12-17 | 5 x 5 | 3 | 2 | | | 10-56 |
| 17-22 | 6 x 6 | 4 | 3 | | | 14 - 70 |
| 22-30 | 8 x 7 | 4 | 3 | | | 18 - 90 |
| 30-38 | 10 x 8 | 5 | 3 | +0.2 | | 20 - 110 |
| 38-44 | 12 x 8 | 5 | 3 | | | 28 - 140 |
| 44-50 | 14 x 9 | 6 | 4 | | | 36 - 160 |
| 50-58 | 16 x 10 | 6 | 4 | | | 45 - 180 |
| 58-65 | 18 x 11 | 7 | 4 | | | 50 - 200 |
| 65-75 | 20 x 12 | 8 | 5 | | | 56 - 200 |
| 75-85 | 22 x 14 | 9 | 5 | | | 63 - 250 |
| 85-95 | 25 x 14 | 9 | 5 | | | 70 - 280 |
| 95-110 | 28 x 16 | 10 | 6 | | | 80 - 320 |

Son etapta milin yataklanması için rulman seçilmelidir. İki adet yatağa gelen kuvvetler daha önce tespit edilmiştir.

K yatağının tipi:

Bu yatakta yatak türü olarak konik makaralı rulman tercih edilmiştir.

K yatağının büyüklüğü [7]:

Yatağın oturacağı mil çapı 35 mm'dir.

İstenilen ömür $L_h = 6000$ iş saati olarak belirlenmiştir.

Milin hızı 415 dev/dk'dir.

K yatağına gelen bileşke radyal yük $F_{Kr} = 19768$ N olarak hesaplanmıştır.

Yatağa gelen aksel yük $F_a = 2314$ N olarak bilinmektedir.

Çizelge 2. 4 "e" değeri tablosu

| Shaft Diameter | e | $F_a / F_r \leq e$ | | $F_a / F_r > e$ | | K Factor | Dynamic Load Rating ⁽¹⁾ C_{90} | Static Load Rating C_0 | Maximum Permissible Thrust Load ⁽²⁾ F_{a-max} | Max Speed ⁽³⁾ RPM | Maximum Allowable Slip-Fit Radial Load ⁽⁴⁾ F_{r-max} |
|------------------------------------|------|--------------------|------|-----------------|------|----------|--|-----------------------------|---|---------------------------------|--|
| | | X | Y | X | Y | | | | | | |
| in. mm | | | | | | | lbs. | lbs. | lbs. | | lbs. |
| 1 3/16 1 1/4 | 0.49 | 0.87 | 1.77 | 0.70 | 2.14 | 1.23 | 3810 | 15760 | 2000 | 4490 | 3100 |
| 1 3/8 1 7/16 35 mm | 0.46 | 0.87 | 1.89 | 0.70 | 2.28 | 1.31 | 6100 | 26000 | 2590 | 3820 | 5000 |
| 1 1/2 1 5/8 1 11/16 40 mm | 0.44 | 0.87 | 1.96 | 0.70 | 2.37 | 1.36 | 7860 | 33000 | 2590 | 3320 | 6400 |

$$F_a / F_r = 2314 / 19768 = 0,117 < e=0,46 \quad (2.56)$$

olduğundan eşdeğer yük;

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2.57)$$

formülünde tabloya göre $X = 0,87$ ve $Y = 1,77$ alınır.

Eşdeğer yük;

$$F = 0,87 \cdot 19768 + 1,77 \cdot 2314 = 21295 \text{ N bulunur.}$$

İstenen ömürün milyon devir olarak karşılığı;

$$L = 60 \cdot n_{\text{ÇIKIŞ}} \cdot L_h / 1000000 = 149,4 \text{ milyon devirdir.} \quad (2.58)$$

Yük emniyet derecesi;

$$C = f_h \cdot F / f_n \quad (2.59)$$

formülü ile bulunur. Çizelge 2.5'ten maksimum devir sayısına göre $f_n = 0,48$ seçilir [8].

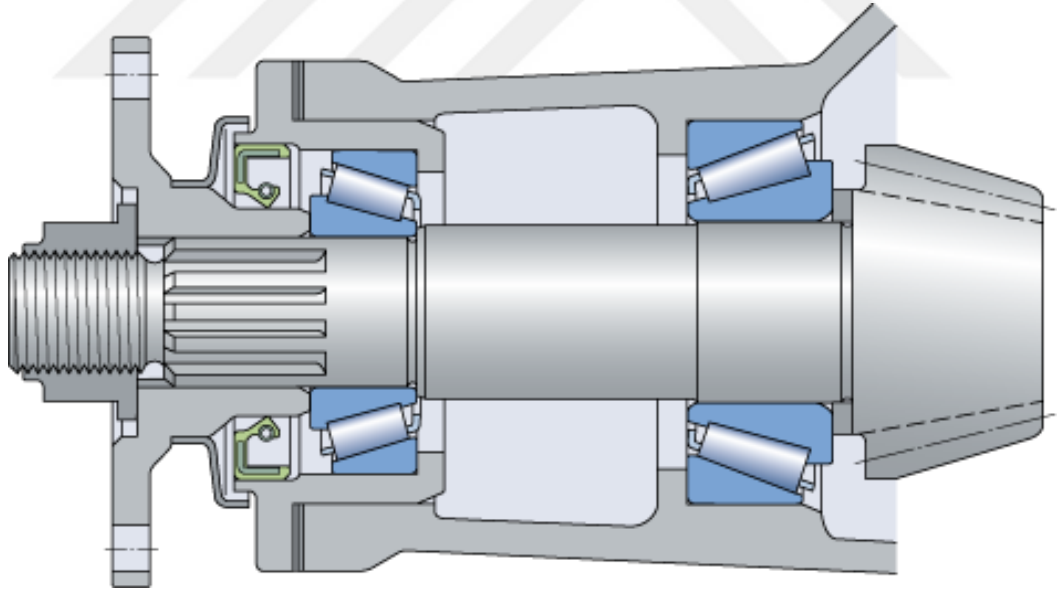
Aynı çizelgeden çalışma saatine göre $f_h = 2,2$ seçilir. Bu durumda;

$$C = 2 \cdot 21295 / 0,48 = 88729 \text{ N}$$

olarak bulunur. O halde mil çapı 35 mm olan ve dinamik yük katsayısı 88729 N'dan büyük olan bir rulman seçilmelidir.

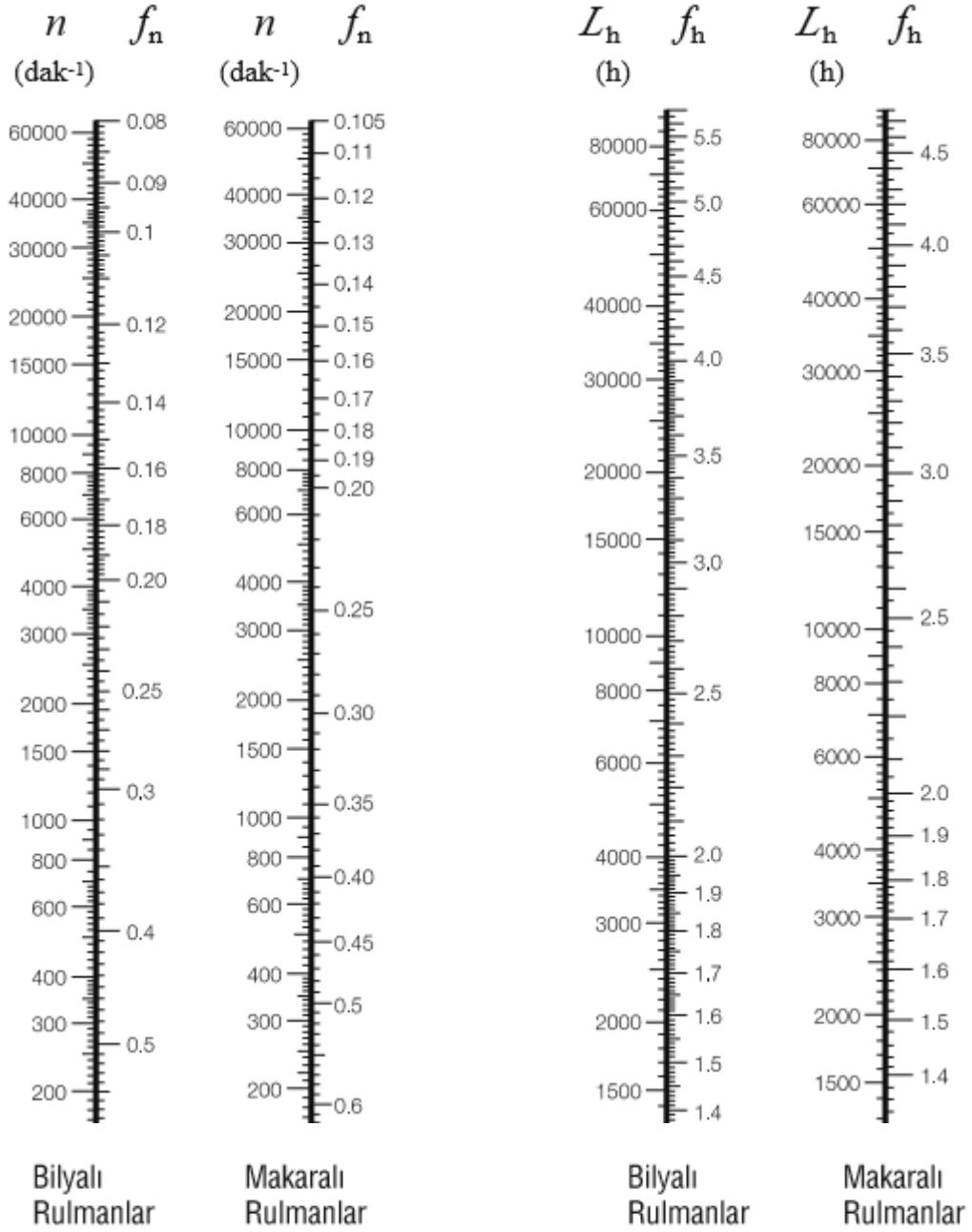
K yatağı ve sistemde kullanılacak diğer bütün 35 mm çaplı miller için olan yataklar kuvvetlerin ve devir sayılarının şaft-1'den daha az olacağı gerekçesiyle bu rulman ile yataklanabilir. Bu durumda SKF 32307 BJ2/Q rulmanı tercih edilir [9].

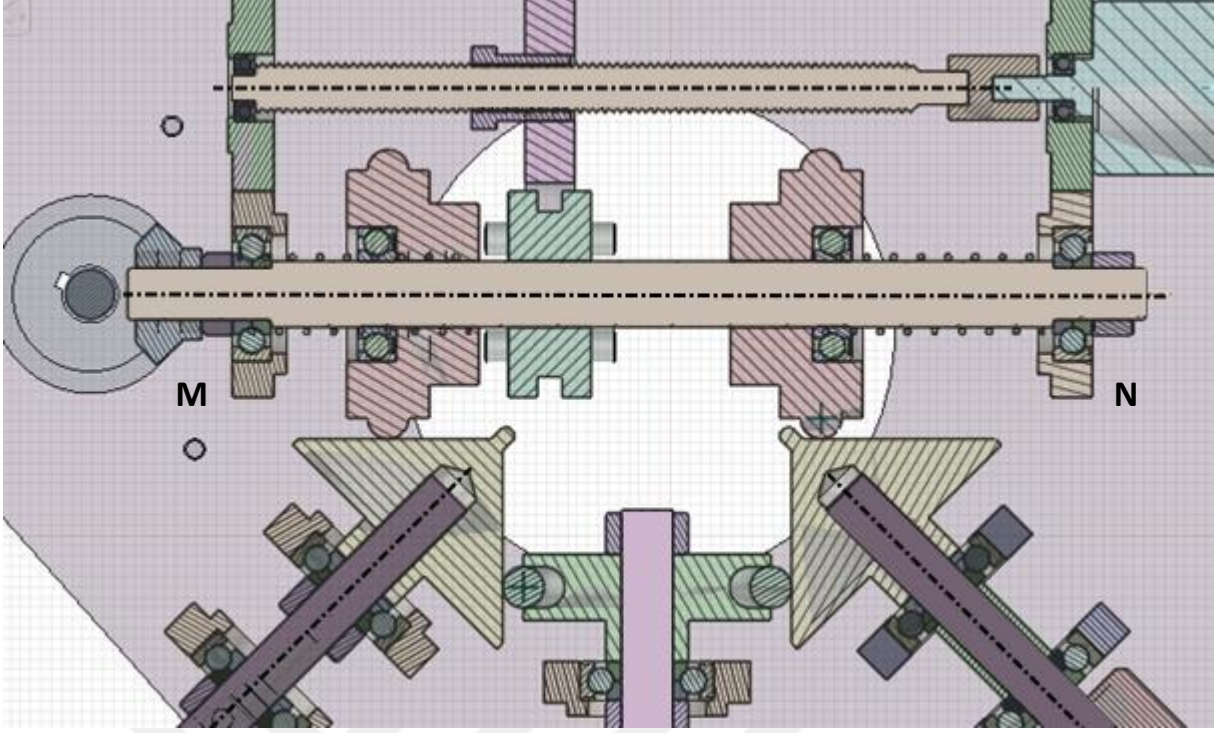
Rulmanların yerleşimi aşağıdaki şekilde önerildiği gibi tamamlanmıştır.



Şekil 2. 29 ŞAFT-1 Rulman yerleşimi

Çizelge 2. 5 “ f_n ” ve “ f_h ” değerleri tablosu

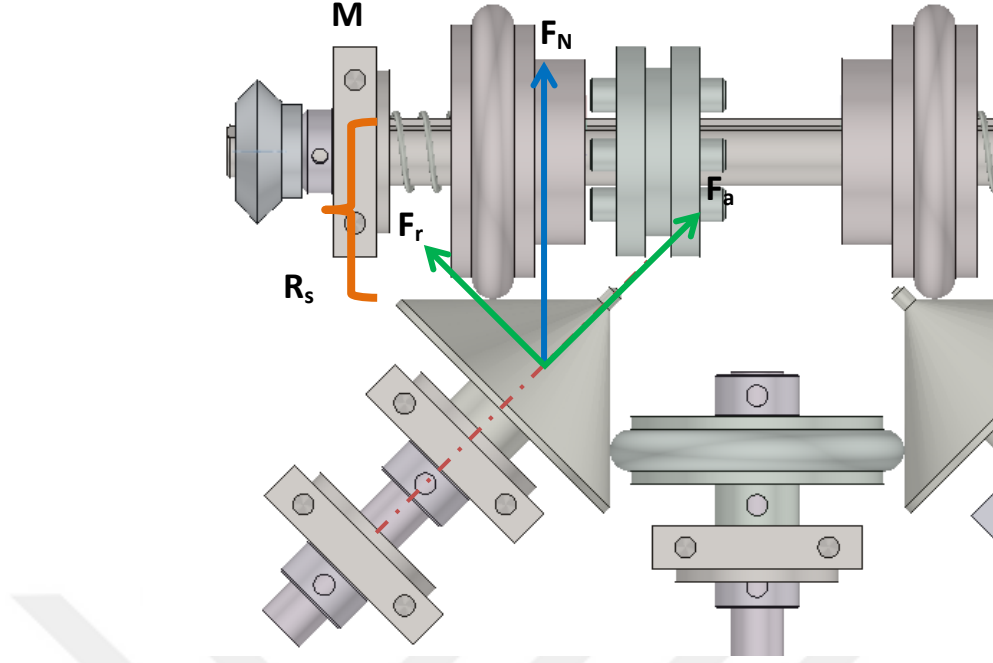




Şekil 2. 30 ŞAFT-2 üzerinde elemanların yerleşimi

Şaft-2 de konik dişliden gelen kuvvetin yanı sıra aktarma organın sürtünmeli konik elemanından gelen etkiler de bulunmaktadır. Dolayısı ile bu kuvvetler incelenmiş ve şaft buna göre dizayn edilmiştir. Şaft-2'deki milin maksimum momenti ve devir sayısı bilinmektedir. Buna göre kuvvetler ortaya konulmuş ve gerekli optimizasyon yapılmıştır.

İlk etapta konik eleman ile silindirik eleman arasındaki etkileşim incelenmiş ve kuvvetler tespit edilmiştir. Konik eleman konik dişli çark gibi davranır. Radyal, aksel ve çevresel kuvvete maruz kalır. Çevresel kuvvet radyal ve aksel kuvvetin bileşkesinin sürtünme katsayısı ile çarpımıdır.



Şekil 2. 31 Konik eleman üzerinde oluşan kuvvetler

Çevrim oranından dolayı bu şaftta gelebilecek maksimum momentin 450 Nm olduğu biliniyor. O halde sürtünme kuvveti;

$$M_d = F_s \cdot R_s \quad (2.60)$$

$$450 \text{ Nm} = 450000 \text{ Nmm} = F_s \cdot 45$$

$$F_s = 10000 \text{ N}$$

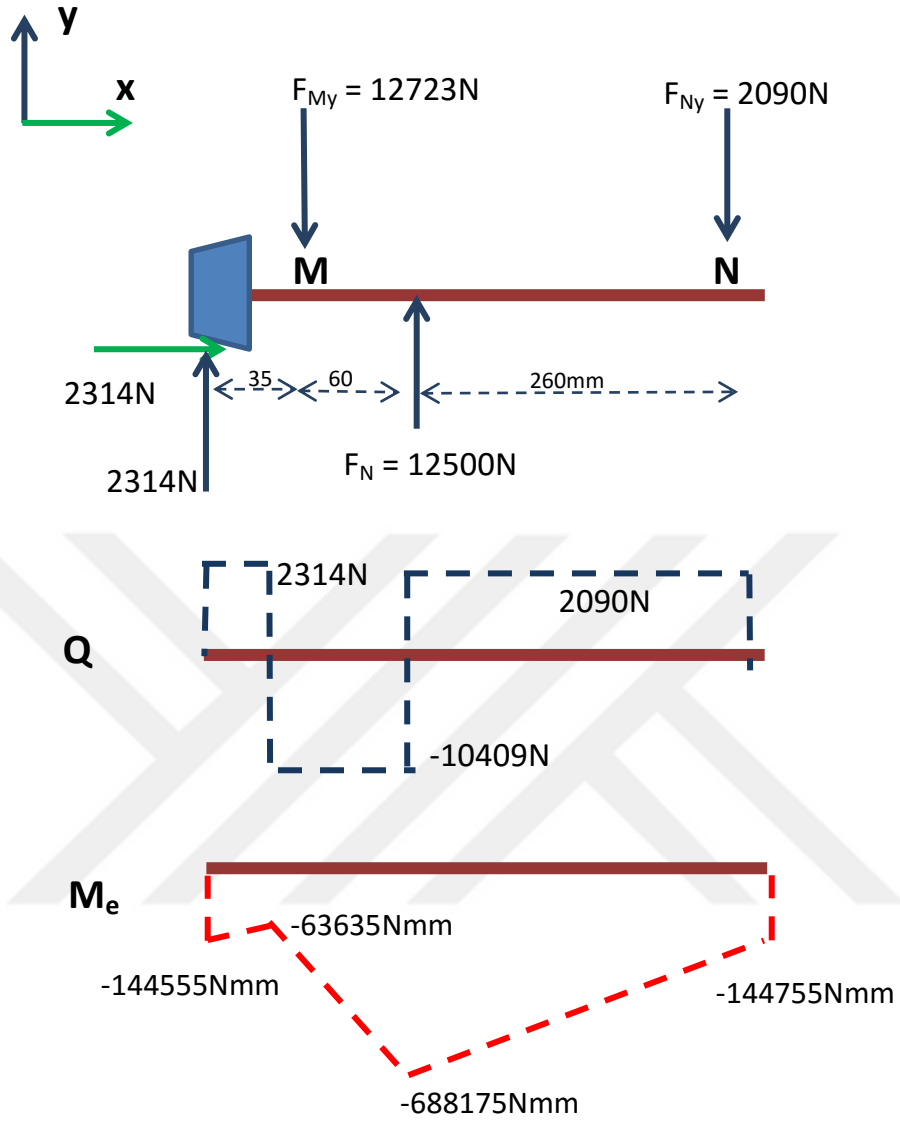
$$F_s = F_N \cdot \mu \quad (2.61)$$

$$10000 = F_N \cdot 0,8$$

$$F_N = 12500 \text{ N}$$

Mil tasarımının yapılması için mile gelen kesme kuvvetleri ve eğilme momentlerinin bulunması gerekir [5][6].

(x-y) düzleminde mil üzerinde oluşan kesme ve eğilme kuvvetleri aşağıdaki gibidir:



Şekil 2. 32 ŞAFT-2'nin (x-y) düzlemindeki kesme kuvveti ve moment diyagramı

$$\sum F_y = 0; \quad (2.62)$$

$$2314 - F_{My} + 12500 - F_{Ny} = 0$$

$$F_{My} + F_{Ny} = 14814 \text{ N}$$

$$\sum M_N = 0; \quad (2.63)$$

$$-2314 \cdot 355 + F_{My} \cdot 320 - 12500 \cdot 260 = 0$$

$$F_{My} = 12723 \text{ N}$$

$$F_{Ny} = 2090 \text{ N}$$

Eğilme moment ve kesme kuvvetlerinin

bulunması;

I - F_N ile F_N kuvvetleri arasındaki kesitin

incelenmesi:

$$0 \leq x \leq 260 \text{ mm};$$

$$-Q_I + 12500 - 12723 + 2314 = 0 \Rightarrow Q_I = 2090 \text{ N}$$

$$M_{el(x)} + 12723 \cdot (60 + x) - 2314 \cdot (95 + x) + 2314 \cdot 125/2 - 12500 \cdot x = 0$$

$$M_{el(x)} = 2090 \cdot x - 688175 \text{ Nmm} \quad (2.64)$$

$$M_{el(260)} = -144555 \text{ Nmm}$$

$$M_{el(0)} = -688175 \text{ Nmm}$$

II - F_{My} ile F_N kuvvetleri arasındaki kesitin incelenmesi:

$$0 \leq x \leq 60 \text{ mm};$$

$$-Q_{II} - 12723 + 2314 = 0 \Rightarrow Q_{II} = -10409 \text{ N}$$

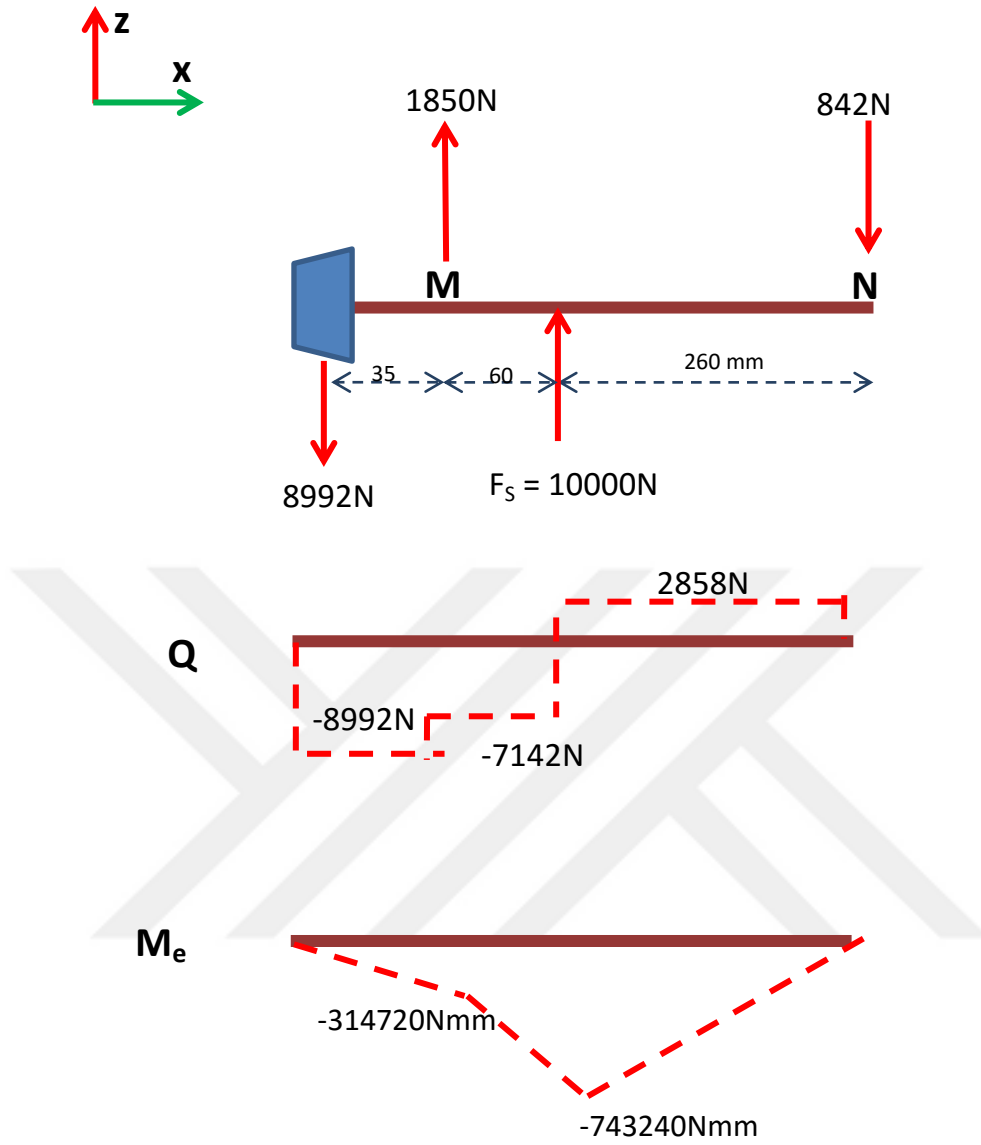
$$M_{el(x)} + 12723 \cdot x - 2314 \cdot (35 + x) + 2314 \cdot 125/2 = 0 \quad (2.65)$$

$$M_{el(x)} = -10409 \cdot x - 63635 \text{ Nmm}$$

$$M_{el(0)} = -63635 \text{ Nmm}$$

$$M_{el(60)} = -404000 \text{ Nmm}$$

(x-z) düzleminde mil üzerinde oluşan kesme ve eğilme kuvvetleri aşağıdaki gibidir:



Şekil 2. 33 ŞAFT-2'nin (x-z) düzlemindeki kesme kuvveti ve moment diyagramı

$$\sum F_z = 0; \quad (2.66)$$

$$-8992 - F_{Mz} + 10000 + F_{Nz} = 0$$

$$+ F_{Mz} - F_{Nz} = -1008 \text{ N}$$

$$\sum M_N = 0; \quad (2.67)$$

$$-10000 \cdot 260 - F_{Mz} \cdot 320 + 8992 \cdot 355 = 0$$

$$F_{Mz} = 1850 \text{ N}$$

$$F_{Nz} = 2858 \text{ N}$$

Eğilme moment ve kesme kuvvetlerinin bulunması;

I – F_S ile F_N kuvvetleri arasındaki kesitin incelenmesi:

$$0 \leq x \leq 260 \text{ mm};$$

$$-Q_I + 1850 + 10000 - 8992 = 0 \Rightarrow Q_I = 2858 \text{ N}$$

$$M_{el(x)} - 10000 \cdot x - 1850 \cdot (60 + x) + 8992 \cdot (95 + x) = 0 \quad (2.68)$$

$$M_{el(x)} = 2858 \cdot x - 743240 \text{ Nmm}$$

$$M_{el(260)} = -160 \text{ Nmm}$$

$$M_{el(0)} = -743240 \text{ Nmm}$$

II – F_{CEV} ile F_S kuvvetleri arasındaki kesitin incelenmesi:

$$0 \leq x \leq 60 \text{ mm};$$

$$-Q_{II} - 8992 + 1850 = 0 \Rightarrow Q_{II} = -7142 \text{ N}$$

$$M_{elII(x)} - 1850 \cdot x + 8992 \cdot (35 + x) = 0 \quad (2.69)$$

$$M_{elII(x)} = -7142 \cdot x - 314720 \text{ Nmm}$$

$$M_{elII(60)} = -743240 \text{ Nmm}$$

$$M_{elII(0)} = -314720 \text{ Nmm}$$

Eşdeğer eğilme momenti;

$$M_{eMax} = (M_{eyMax}^2 + M_{ezMax}^2)^{1/2} \quad (2.70)$$

$$M_{eMax} = (688^2 + 743^2)^{1/2} = 1012 \text{ Nm olarak bulunur.}$$

Oluşan bu eğilme gerilmesinin mil üzerinde herhangi bir olumsuz etkisinin olup olmadığı kontrol edilmiş ve güvenilir olduğu tespit edilmiştir [6].

$$\sigma_{mil} = \frac{M_e}{I} \cdot R \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (2.71)$$

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73661 \text{ mm}^4 \quad (2.72)$$

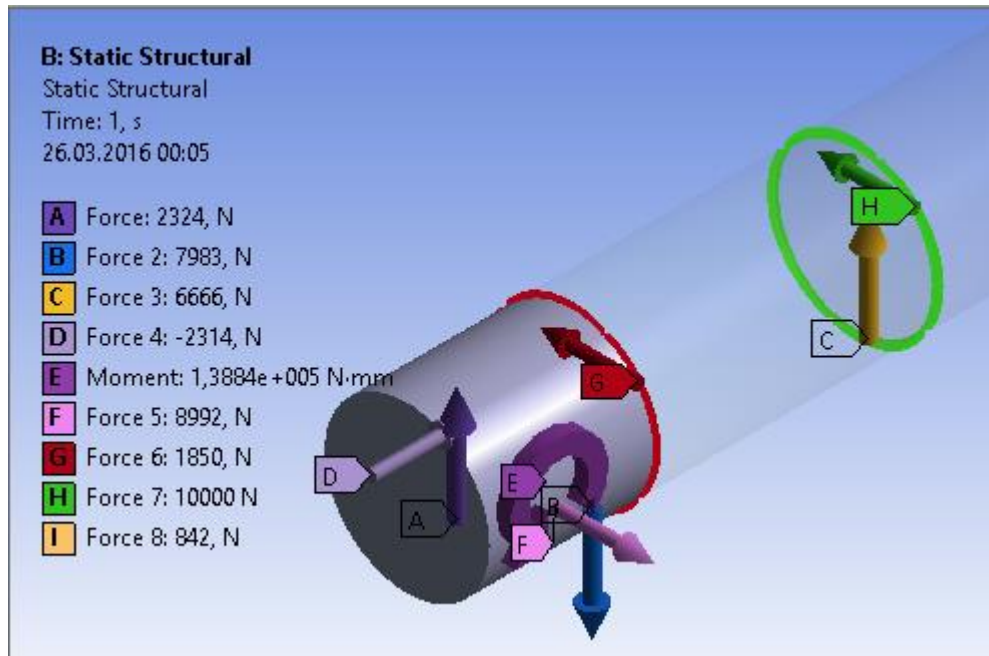
Mil malzemesi AISI 1050 seçilmişti. Malzemenin akma mukavemeti 550 MPa olup emniyet katsayısı 1,5 alınmıştır. Dolayısı ile [6];

$$\sigma_{mil} = \frac{1012000}{73661} \cdot 17,5 \leq \sigma_{em} = \frac{550}{1,5} = 365 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mil} = 240 \leq 365 \text{ MPa}$$

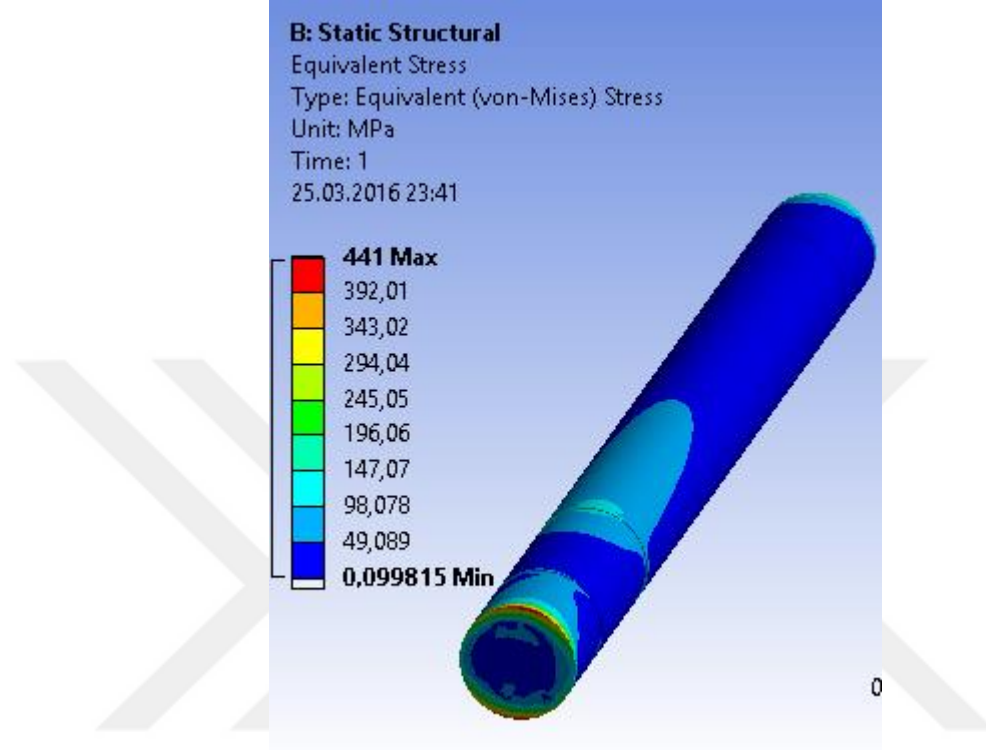
olduğundan mil eğilme kuvvetine karşı güvenlidir. Burulma açısından güvenli olup olmadığı daha önce çıkış şaftı incelenirken teyit edilmişti.

Söz konusu şaft sonlu elemanlar yönetmi ile ANSYS programında analiz edilerek değerlendirilmiştir [2]. Yukarıda daha önce hesaplanan kuvvetler şaftta iki düzlemde etki etmektedir ve kuvvetlerin yerleşimi aşağıdaki gibidir. Ayrıca şaft iki ucundan rulmanlı yataklanmıştır.



Şekil 2. 34 Şaft üzerine gelen kuvvetler

Yapılan analiz sonucunda şaftın güvenli olduğu tespit edilmiştir. Aşağıdaki eşdeğer gerilme analizinin gradyanında görülen 441 MPa gerilme şarfin uç kısmında kenarlarda oluşmaktadır. Diğer bölgelerde ise sistem en fazla yaklaşık 250 MPa gerilmeye maruz kalmaktadır.



Şekil 2. 35 Şaft eşdeğer gerilme analizi

Son olarak rulman seçimi için yataklara gelen eşdeğer radyal kuvvetler tespit edilmelidir [6][7]:

$$F_{Mr} = (F_{My}^2 + F_{Mz}^2)^{1/2} = (12723^2 + 1850^2)^{1/2} = 12856 \text{ N} \quad (2.73)$$

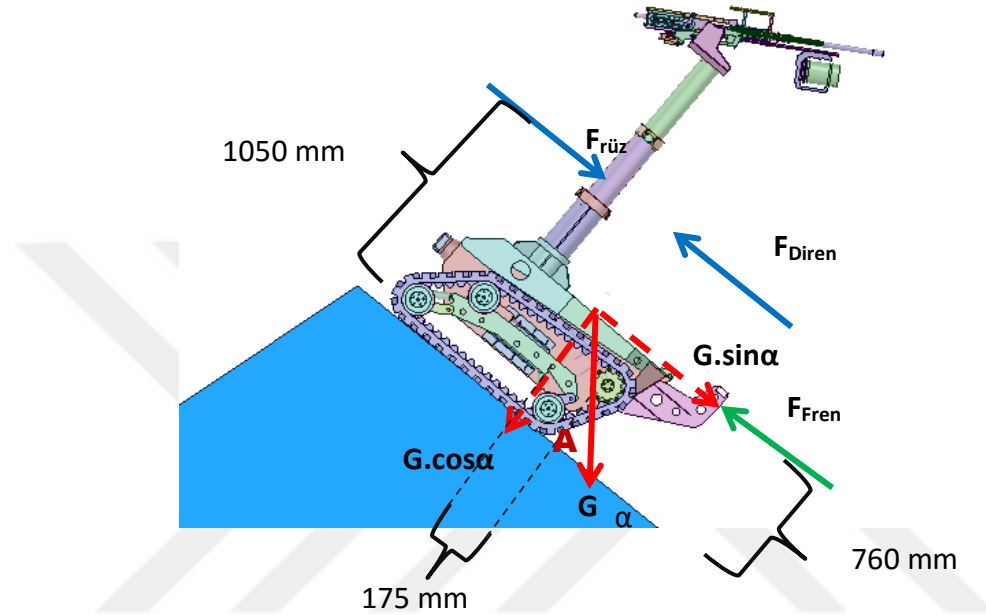
$$F_{Nr} = (F_{Ny}^2 + F_{Nz}^2)^{1/2} = (2090^2 + 842^2)^{1/2} = 2253 \text{ N} \quad (2.74)$$

Kuvvetce büyük olan M yatağı için konik makaralı rulman seçimini gerçekleştirelim. M yatağında oluşan kuvvetler daha önce hesaplanan K yatağında oluşan kuvvetlerden küçüktür. Dolayısı 35 mm çaplı şaft üzerinde bu yatak için de SKF 32307 BJ2/Q rulmanı tercih edilir [9].

Son olarak aktarma organının motordan gücü alabilmesi için bir zincir dişli çark bileşenine ihtiyaç vardır. Zincir dişli çark ile alınan güç kardan mekanizması ile iletilerek aktarma organı çıkışından paleti tahrik eder.

İKA'nın durdurulabilmesi için aktarma organlarına birer adet şaft freni akuple edilmiştir. Şaft frenin seçilebilmesi için fren kuvvetlerini belirlenmesi gerekmektedir. Dolayısı ile İKA için bir fren hesabı yapılmıştır.

2.2.2.3 İKA İçin Fren Seçiminin Yapılması



Şekil 2. 36 Frenleme şartlarının oluşturulması

Fren hesabı yapılırken şu yaklaşım izlenebilir. İKA frenleme için en kötü konum ve çevre şartlarına getirilir. Bu şartlar yokuş aşağı maksimum hız ile inerken arka taraftan iniş yönüne doğru şiddetli rüzgârın estiği durumdur. Bu durumda araç üzerine gelen kuvvetler ve mesafeleri belirlenerek aracın devrilme (takla atma) noktasına göre moment hesabından maksimum fren kuvveti tespit edilir. Fren kuvveti şafta indirgenerek şaft freninin momenti bulunur.

Bu durumda aşağıdaki şartlarda bir fren hesabı icra edilmiştir [3]:

$$\alpha = 45^\circ$$

$$F_{\text{rüzgâr}} = 120 \text{ km/sa} = 34 \text{ m/sn (izin verilen maks. Rüzgâr hızı)}$$

$$\text{Araç hızı: } v_{\text{İKA}} = 6 \text{ m/sn (aracın maksimum hızı)}$$

$$G = 600 \text{ kg (değişmedi)}$$

Verilenlere göre fren hesabı:

$$F_{\text{rüzgar}} = 0,5 \cdot 1,3 \cdot 1,4 \cdot (34)^2 \cdot 0,9 = 950 \text{ N} \quad (2.75)$$

$$F_{\text{Direnç}} = 0,5 \cdot 1,3 \cdot 1,4 \cdot (6)^2 \cdot 0,9 = 30 \text{ N} \quad (2.76)$$

A noktasına göre moment alınırsa;

$$G \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot 175 - G \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot 760 - F_{\text{rüzgar}} \cdot 1050 + F_{\text{Direnç}} \cdot 1050 + F_{\text{fren}} \cdot 760 - F_{\text{SİLİA}} = 0$$

$$600 \cdot 9,81 \cdot \cos(45) \cdot 175 - 600 \cdot 9,81 \cdot \sin(45) \cdot 760 - 950 \cdot 1050 + 30 \cdot 1050 + F_{\text{fren}} \cdot 760 = 0$$

$$F_{\text{fren}} = 4475 \text{ N} \quad (2.77)$$

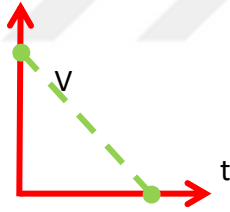
Bu frenleme kuvvetinin aracı kaç saniyede durduracağını tespit etme şu şekilde yapılır.

$$F_{\text{fren}} = 4475 = G \cdot a_{\text{fren}} = 600 \cdot a_{\text{fren}} \quad (2.78)$$

$$a_{\text{fren}} = 7,45 \text{ m/sn}^2$$

Dolayısı ile 6 m/sn hızla giden araç;

$t_{\text{fren}} = v_{\text{İKA}} / a_{\text{fren}} = 6 / 7,45 = 0,8 \text{ sn}$ daha hareket ederek durur. Bu esnada ne kadar mesafe aldığı ise aşağıdaki grafiğin altında kalan alan hesaplanarak bulunabilir.



Şekil 2. 37 Frenleme mesafesi

$$X_{\text{fren}} = v_{\text{İKA}} \cdot t_{\text{fren}} / 2 = 6 \cdot 0,8 / 2 = 2,4 \text{ m fren mesafesi.}$$

Seçilen fren kuvvetini şafta indirgeyecek olursak fren elemanının uygulaması gereken moment bulunur. Sistemde iki adet fren olacağından dolayı fren kuvveti yarıya bölünür.

$$F_{\text{fren1}} = F_{\text{fren}} / 2 = 4475 / 2 = 2238 \text{ N} \quad (2.79)$$

Şaft yarıçapı 0,0175 m olduğundan fren momenti [3];

$$M_{\text{fren}} = F_{\text{fren1}} \cdot 0,0175 = 2238 \cdot 0,0175 = 39 \text{ Nm olarak hesaplanır.} \quad (2.80)$$

Bu şaft çapı için 39 Nm fren kuvveti üretecek bir ürün seçilir.

2.3 Devrilme Analizi

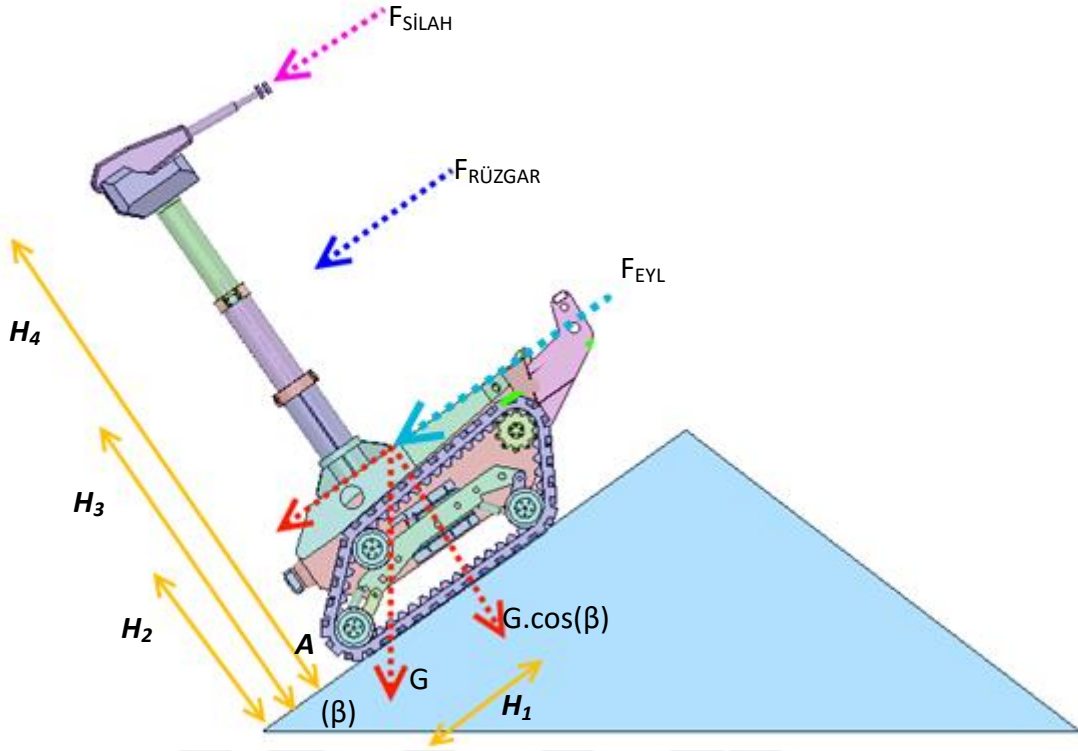
İnsansız kara aracının devrilmesi birkaç durumda söz konusu olabilir. Bu durumlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Araç rampa yukarı çıkıyorken tüm kuvvetlerin geri yönde oluşturduğu etki aracı devirebilir. Bu kuvvetler aracın rampa yukarı pozisyonda hızlandığında, gidiş yönü istikametinde ateş ettiğinde, geriye doğru esen rüzgâra maruz kaldığında oluşan kuvvetlerdir. Aracın devrilme esnasındaki dönme noktası arka tekerlerdir.
- Araç rampa aşağı iniyorken tüm kuvvetlerin ileri yöndeki oluşturduğu etki aracı devirebilir. Bu kuvvetler aracın rampa aşağı pozisyonda fren yaptığında, gidiş yönünün tersi istikamette ateş ettiğinde, ileri doğru esen rüzgâra maruz kaldığında oluşan kuvvetlerdir. Aracın devrilme esnasındaki dönme noktası ön tekerlerdir. Bu devrilme analizi fren seçimi yapılırken irdelenmiştir.
- Araç yana eğimli yolda gidiyorken tüm kuvvetlerin dönemeç eğimi yönünde oluşturduğu etki aracı devirebilir. Bu kuvvetler araç eğimli yoldayken yan tarafa ateş ettiğinde, rüzgârın aracı devirecek istikamette estiğinde oluşan kuvvetlerdir. Aracın devrilme esnasında dönme noktası paletin en dış çizgisidir.

Aracın devrilmemesi için dış kuvvetlerin dönme noktasında oluşturduğu moment etkisinin aracın iç kuvvetinin dönme noktasında oluşturduğu moment etkisinden küçük olması gerekir. Bunun sağlanması için de aracın ağırlık merkezi mümkün olduğunca yere yakın olması ve ağırlık merkezinin dönme noktasına olan mesafesinin yeterli olması gerekir.

2.3.1 Rampa çıkan İKA için devrilme analizinin yapılması:

Rampa yukarı 30° eğim tırmanan insansız kara aracı daha önce hesaplanmış ve bulunmuş olan kuvvetlerin etkisindedir. Araç rampa yukarı tam gaz hızlanmakta, 120 km/sa rüzgar hızına maruz kalmakta, aynı zamanda da mühimmat ateşlemektedir. Bu kuvvetlere karşın aracın takla atmak üzere dönme merkezi olan arka teker eksenidir. Aracın ağırlık etkisinin oluşturduğu moment, diğer kuvvetlerin oluşturduğu moment etkisinden büyük olursa araç devrilmeyecektir.



Şekil 2. 38 Rampa yukarı pozisyonda devrilme şartları

$\sum M_A \geq 0$ şartının sağlanması durumunda araç devrilmeyecektir. Araç üzerine etkiyen kuvvetler daha önce hesaplanmıştı. F_{EYL} kuvvetinin ise daha önce hesaplanan F_{NET} kuvveti olduğu bilinmelidir. Bu durumda denge denklemi kurularak aracın devrilip devrilmediği bulunmalıdır. H_i mesafeleri formül içerisinde verilmiştir.

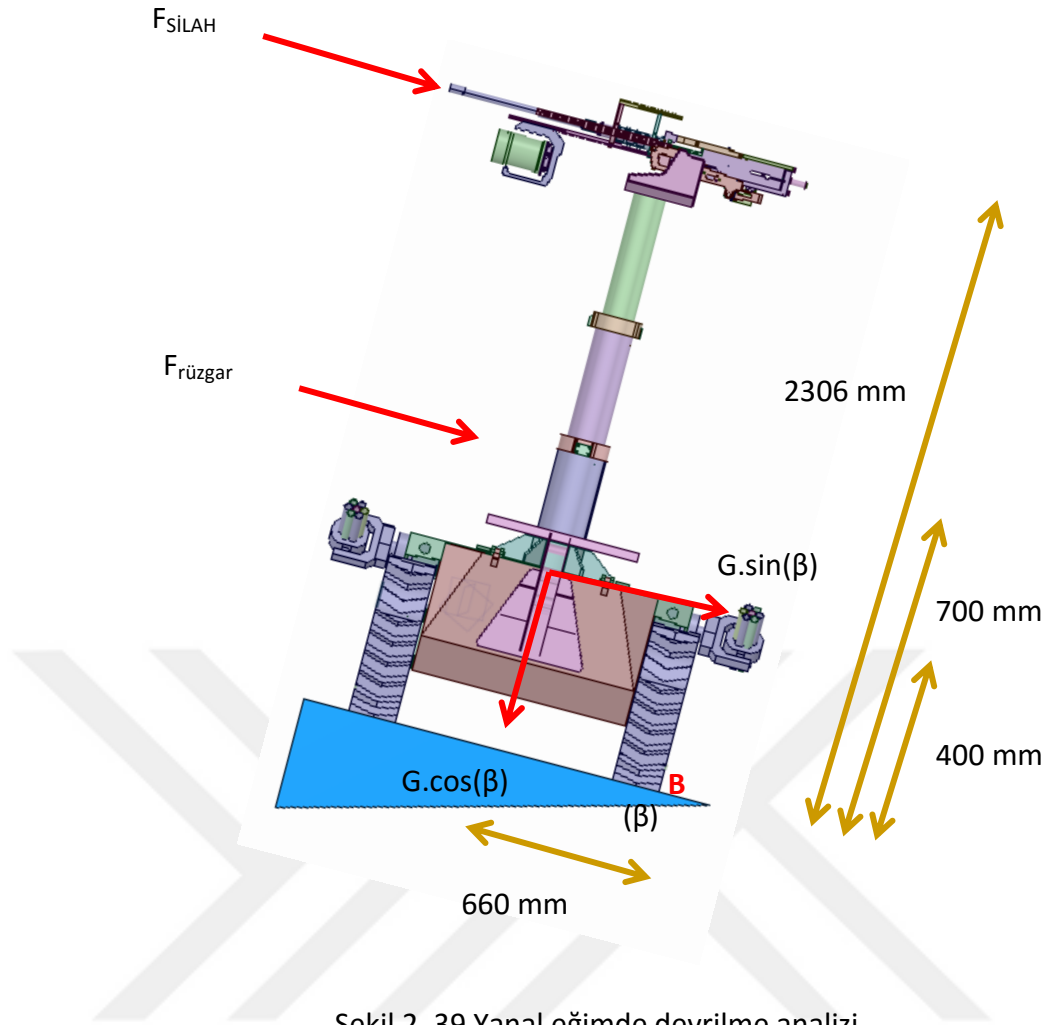
$$G \cdot \cos \beta \cdot H_1 - G \cdot \sin \beta \cdot H_2 - F_{EYL} \cdot H_2 - F_{RÜZ} \cdot H_3 - F_{SILAH} \cdot H_4 > 0 \quad (2.81)$$

$$600.9,81 \cdot \cos 30 \cdot 715 - 600.9,81 \cdot \sin 30 \cdot 400 - 900.400 - 1310.900 - 400.2306 = 6059 \text{ Nmm} > 0$$

olduğundan araç bu şartlarda rampa yukarı çıkarken devrilmeye karşı güvenlidir.

2.3.2 Yana eğimli yolda İKA devrilme analizi:

Araç 15° yana eğimli yolda rampa yönüne doğru ateş etmektedir. Bu durumda araçta 120 km/sa rüzgar etki etmektedir. Araç durağan haldedir. Bu durumda devrilme tarafında bulunan paletin dış çizgisi dönme merkezi olarak kabul edilerek aracın dönüp dönmeyeceği tespit edilmiştir.



Şekil 2. 39 Yanal eğimde devrilme analizi

$\sum M_B \geq 0$ şartının sağlanması durumunda araç devrilmeyecektir. Araç üzerine etkiyen kuvvetler daha önce hesaplanmıştı. $F_{RÜZGAR}$ kuvvetinin ise yanal projeksiyon alanına göre yeniden hesaplanması gerekmektedir.

$$F_{rüzgar} = 0,5 \cdot d \cdot A \cdot (v_{iKA} + v_{rüzgar})^2 \cdot C_d = 0,5 \cdot 1,3 \cdot 2,5 \cdot 33^2 \cdot 0,9 = 1593 \text{ N} \quad (2.82)$$

$$G \cdot \cos \beta \cdot 660 - G \cdot \sin \beta \cdot 400 - F_{RÜZ} \cdot 700 - F_{SİL} \cdot 2306 \Rightarrow 0 \quad (2.83)$$

$$600,981 \cdot \cos 15 \cdot 660 - 600,981 \cdot \sin 15 \cdot 400 - 1593 \cdot 700 - 400 \cdot 2306 = 1105526 \text{ Nmm} > 0$$

olduğundan araç bu şartlarda yanal eğimde devrilmeye karşı güvenlidir.

2.4 Silah Yükseltme Mekanizması

Silah sistemini yükseltip alçaltmak için pnomatik, hidrolik ve mekanik alternatifler arasından mekanik yükseltme mekanizması seçilip tasarlanmıştır.

Hidrolik yükseltme sistemi yerine mekanik yükseltme mekanizmasının seçilmesinin sebebi bir yağ takına, pompaya ve diğer hidrolik sistemlere ihtiyaç duyulmamasıdır. Hidrolik sistemlerin bakımlarının düzgün yapılması gerekmektedir, tasarımı için mekanik sistemlere göre daha fazla parametre göz önünde bulundurulmalıdır. Sistem gerek çelik konstrüksiyondan gerekse taşıdığı yağ miktarından dolayı ağırlaşır. Yavaş çalışır, hızlı reaksiyon veremezler. Aşırı çalışmada hidrolik yağın ısınmasından kaynaklı veya olumsuz hava koşullarında hidrolik yağın aşırı soğumasından kaynaklı stabilite sorunları meydana gelmektedir.

Pnomatik yükseltme sistemi yerine mekanik yükseltme mekanizmasının seçilmesinin sebebi pnomatik sistem için gerekli olan kompresör gibi elemanlara ihtiyaç duymamasıdır. Pnomatik yükseltme sistemi kararsız çalışır, hasas yükseklik ayarı yapılamaz. Düşük sıcaklıklarda oluşan buzlanma sonucunda yükseltilmiş olan sistem hava şartları düzeline kadar tekrar geri indirilemeyebilir.

Mekanik yükseltme sistemi hassas yükseklik ayarı yapabilmektedir. Yükselme ve alçalma hızı ayarlanabilmektedir. Ani reaksiyon verebilir. Buzlanma ve diğer çevre faktörlerinde en zor şartlarda bile çalışma kondisyonu en iyi olan sistemdir. Alüminyum yapısı sayesinde hafiftir ve yüksek mukavemet özelliği vardır.

Mekanik yükseltme sistemi bir vidalı mil ve onunla ilişkili parçalardan oluşmaktadır. Sistemin ortasında bir kısmına dış açılmış zemine dik olarak yataklanmış bir acme vidalı mil bulunmaktadır. İç içe geçmiş alüminyum boruların alt kısmında vidalı mile göre tasarlanmış somunlar bulunmaktadır. Kompozit boruların üst tarafında ise sistemi açık veya kapalı tutmaya yarayan kilit mekanizmaları ve kilit mekanizmalarının bağlandığı bir boğaz parçası bulunmaktadır. Vidalı mil bir sonsuz vida ile tahrik edilmektedir. Sonsuz vidaya bağlı bir redüktör-motor sistemi bulunmaktadır. Motordan başlayan tahrik vidalı mile aktarılır. Vidalı milin dönmeye başlaması ile en içte bulunan borunun somunu vidalı mil üzerinde ilerlemeye başlar ve en içteki boru yükselir. Bu esnada diğer boruların somunu vidalı mil üzerinde dış olmayan bölgededir. Belli bir yükseklikten

sonra içteki borunun alt flanşı dıştaki tüpün boğazındaki kilitle birbirine kilitlenir. Ve tek parça boru gibi davranırlar. İçteki boru yükselmeye devam ederken dıştaki boruyu da yükseltir ve dıştaki borunun tabanında bulunan somun vidalı mile sarılır. Bu esnada da içteki tüpün somunu vidalı milden kurtulur. Bu döngü bütün tüpler yükselene kadar ve vidalı milde somunu bulunan en dış tüp vidalı mil üzerinde yükselip durana kadar devam eder.

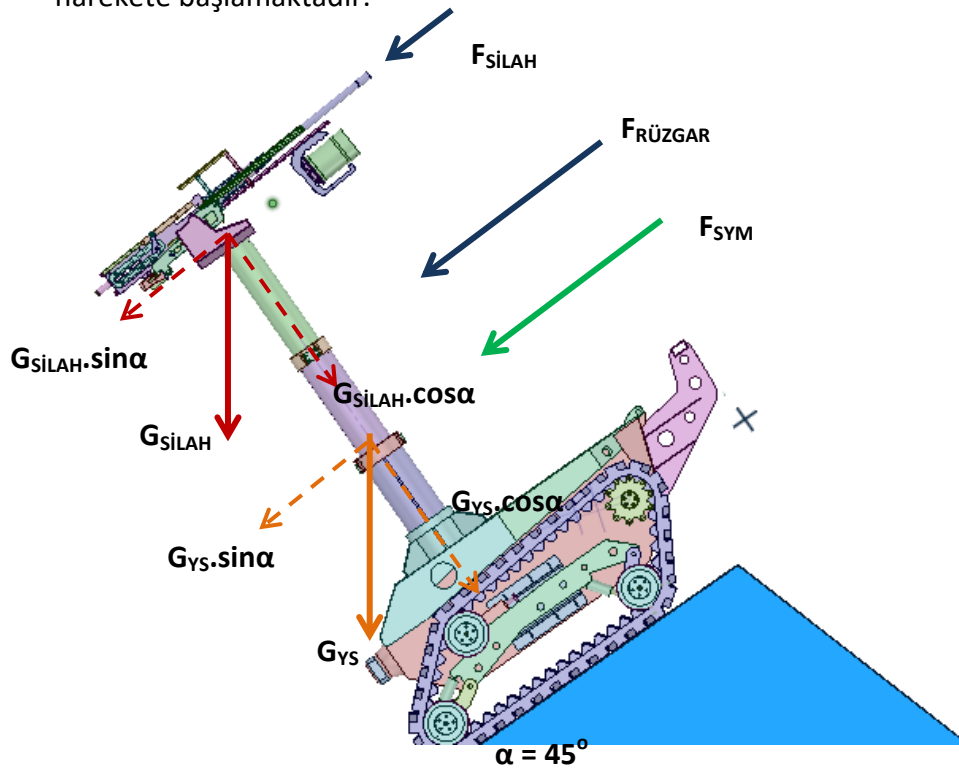
Yükseltme mekanizması 60 kg faydalı yük taşımaktadır ve 5 saniyede açılmakta, 5 saniyede de kapanmaktadır.

2.4.1 Mekanizma boru gövdelerinin tasarımı

Yükseltme mekanizmasının optimizasyonu sistemin en zorlandığı şartlarda yapılmıştır.

Bu şartlar şöyledir:

- Araç 45° eğimle yokuşta durmaktadır.
- Araç yokuş yukarı istikamette ateş etmektedir.
- Rüzgâr yokuş aşağı yönde 120 km/sa hızla esmektedir.
- Tüm bu şartlar gerçekleşirken araç daha önce hesaplanan maksimum ivme ile harekete başlamaktadır.



Şekil 2. 40 Silah Yükseltme Mekanizması İçin Oluşabilecek En Kötü Şartlar

Yukarıdaki şekilde yükseltme sistemine gelebilecek kuvvetler en kötü şartlar için gösterilmiştir. Bu kuvvetlerin bileşkesine göre mukavemet analizleri yapılmış ve boru et kalınlıkları belirlenmiştir. Öncelikle kuvvetler ortaya koyulmuştur. Ardından en dış tüpün dış çapı belirlenerek et kalınlığı bulunmuş ve buna bağlı olarak da sırasıyla içe doğru diğer tüplerin ebatları belirlenmiştir.

Silah ağırlığı cephanelerle birlikte 60 kg olarak belirlenmişti.

Yükseltme sistemi ise Alüminyum malzemedendir olup yaklaşık 40 kg olacağı tahmin edilmiştir.

Silah yükseltme mekanizmasına gelen rüzgar kuvveti [3];

$$F_{\text{rüzgar}} = 0,5 \cdot d \cdot A \cdot (v_{\text{İKA}} + v_{\text{rüzgar}})^2 \cdot C_d \quad (2.84)$$

formülü ile bulunur. Formülde A yükseltme sisteminin yüzey alanını ifade etmekte olup 0,6 m²'dir. O halde;

$$F_{\text{rüzgar}} = 0,5 \cdot 1,3 \cdot 0,6 \cdot (34)^2 \cdot 0,9 = 405 \text{ N}$$

olarak hesap edilir.

Silahın geri tepme kuvveti olan $F_{\text{SİLAH}} = 400 \text{ N}$ bulunmuştur.

Aracın maksimum ivmesinin 1,5 m/sn² olduğu hesaplanmıştır. Bu durumda araç aniden kalkarsa oluşacak atalet kuvveti;

$$F_{\text{SYM}} = m_{\text{SYM}} \cdot a_{\text{İKA}} \text{ [N]} \quad (2.85)$$

formülü ile bulunur. Buradaki m kütlesi yükseltme sisteminin toplam kütlesidir. Dolayısı ile yaklaşık olarak $m_{\text{SYM}} = 100 \text{ kg}$ 'dır.

O halde;

$$F_{\text{SYM}} = 100 \cdot 1,5 = 150 \text{ N}$$

hesaplanmıştır.

Bu durumda tasarımın gerçekleştirilebilmesi için mukavemetli silindir çapları hesaplanmıştır. En dışta bulunan 1 numaralı tüp için başlangıç dış çapı $D_{1D} = 196 \text{ mm}$ seçilmiştir.

En dıştaki tüpün mukavemetli ebatlarını hesabı:

Şekil 2.17’de görüldüğü gibi alt tüp bir x mesafeden ($0 < x < 568$) kesilerek D_{1i} iç çapı bulunmak istenmiştir. O halde A kesit bölgesine gelen maksimum eğilme momenti bulunmalıdır.

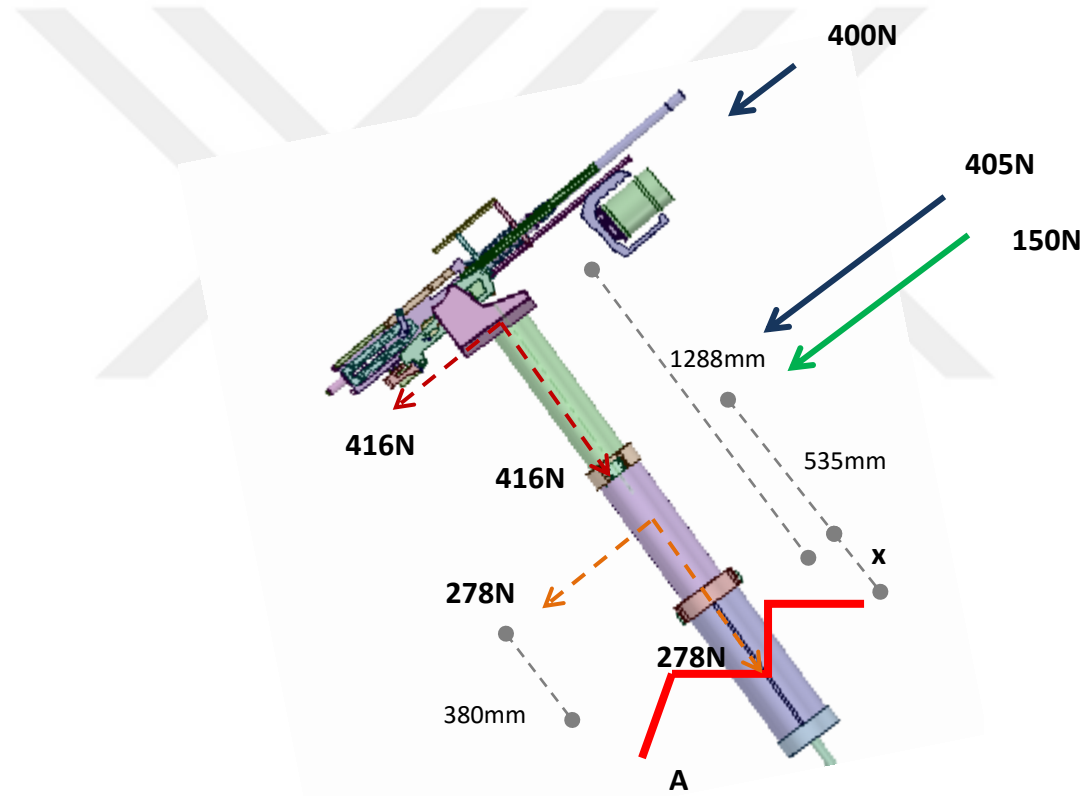
$$\sum M_A = M_{1(x)} + 400 \cdot (1288 + x) + (405 + 150) \cdot (535 + x) + 416 \cdot (1288 + x) + 278 \cdot (535 + x) = 0$$

$$M_{1(x)} = -1649 \cdot x - 1496663 \text{ Nmm} \quad (2.86)$$

Bu durumda en büyük eğilme momenti;

$$M_{1(568)} = - 2433295 \text{ Nmm}$$

olarak bulunur.



Şekil 2. 41 Silah Yükseltme Mekanizması üzerine gelen kuvvetler

Tüp malzemesi olarak AA 6082 – T6 malzeme kullanılmıştır. Bu malzemenin akma mukavemeti 250 MPa’dır. Emniyet gerilmesi ise $S = 2$ için 125 MPa’dır. Dolayısı ile tüpün iç çapı buna göre hesaplanmalı ve güvenli bölgede kalınmalıdır.

$$\sigma_1 = \sigma_{em} = M_1 / W_1 = 125 \text{ MPa} \quad (2.87)$$

$$W_1 = \pi \cdot (D_{1D}^4 - D_{1i}^4) / (32 \cdot D) \quad (2.88)$$

$$D_{1i} = \sqrt[4]{D_{1D}^4 - \frac{M_e \cdot 32 \cdot D}{\pi \cdot \sigma_{em}}} = \sqrt[4]{196^4 - \frac{2433295 \cdot 32 \cdot 196}{\pi \cdot 125}} = 194,7 \text{ mm} \quad (2.89)$$

olarak hesaplanmıştır. Bu durumda 0,65 mm et kalınlığı yeterli gibi durmaktadır. Genel olarak et kalınlığı 3 mm seçilerek bütün tüpler dizayn edilmiştir. Aşağıdaki tabloda milimetre cinsinden tüp ebatları görülmektedir.

Çizelge 2. 6 Tüp çapları

| TÜP | DIŞ ÇAP | İÇ ÇAP | BOY |
|-----|---------|--------|-----|
| 1 | 196 | 190 | 620 |
| 2 | 190 | 184 | 620 |
| 3 | 184 | 178 | 650 |

Seçilen çaplara göre 1 numaralı tüpün eğilmeye karşı mukavemet analizi yapıldığında; En büyük eğilme momenti ilk tüpe geleceğinden diğer tüplerde herhangi bir mukavemet hesabı yapılmamıştır.

Eğilme momentinin yanı sıra yükseltme mekanizmasına silah hareketlerinden dolayı burulma momenti gelecektir. Burulma momentinin hesaplanması için bir yaklaşım uygulanmıştır. Yaklaşımına göre silah sisteminin ani olarak yön değiştirmesinden dolayı bir burulma etkisi meydana gelmektedir. Silah ortasından mafsallı sabit kesitli bir çubuk gibi kabul edilmiştir. Silah sistemi 2 saniyede 2π radyan açı taramaktadır. Silah sistemi dönme durumundan durağan hale $t_d = 0,4$ sn'de geçmektedir. Bu veriler kullanılarak sistemin açısal momentumu bulunur. Daha sonra açısal momentumdan momente gidilip burulma kontrol edilir.

Açısal momentum;

$$L_m = I_m \cdot \omega \text{ [Nms]} \quad (2.90)$$

formülü ile bulunur.

$$I = mL^2/12 \text{ [kg.mm}^2\text{]} \quad (2.91)$$

m: silah kütlesi = 60 kg

L: silah uzunluğu = 1550 mm

$$I = 60 \cdot 1550^2 / 12 = 12012500 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$$

$$\omega = 2\pi / t_m = 2\pi / 2 = \pi \text{ rad/sn} \quad (2.92)$$

$$L_m = 12012500 \cdot \pi = 37738382 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2/\text{sn} = 37,7 \text{ Nms}$$

$$T_m = L_m / t_d = 37,7 / 0,4 = 94,25 \text{ Nm olarak bulunur.} \quad (2.93)$$

En dar kesitteki burulma mukavemeti irdelendiğinde burulma gerilmesi;

$$\tau_3 = T_m \cdot (D_{3D} / 2) / W_3 = 94,25 \cdot 1000 \cdot (184 / 2) / (\pi \cdot (184^4 - 178^4) / (32))$$

$$\tau_3 = 0,62 \text{ MPa}$$

olarak bulunur.

İlk tüpteki eğilme momentinden kaynaklanan kesme gerilmesi;

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} = \frac{M_1}{\frac{\pi \cdot (D_1^4 - D_i^4)}{32 \cdot D_1}} = \frac{2433295,32 \cdot 196}{\pi \cdot (196^4 - 190^4)} = 28 \text{ MPa} \quad (2.94)$$

olarak hesaplanır.

Bileşke gerilme;

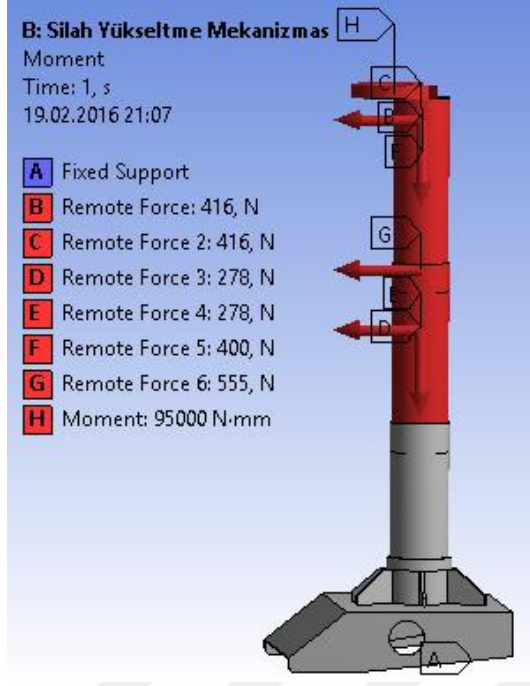
$$\sigma_B = (\sigma_1^2 + 3 \cdot \tau^2)^{0,5} = (28^2 + 3 \cdot 0,62^2)^{0,5} = 28 \text{ MPa} \quad (2.95)$$

olarak bulunur.

Bu durumda tüpler mukavemetlidir.

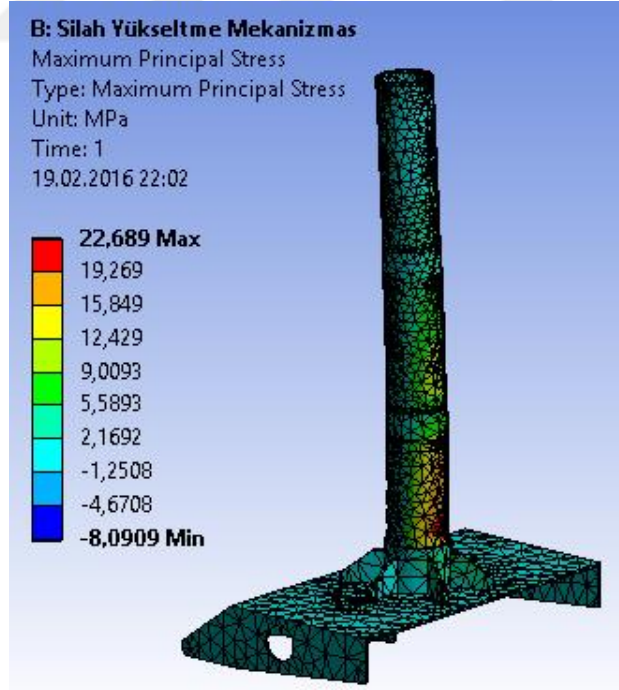
Sonlu elemanlar analizi ile hesabın doğrulanması:

Silah yükseltme mekanizması ANSYS sonlu elemanlar analizi programı ile yukarıdaki şekilde hesaplanan kuvvetler uygulanarak analiz edilmiştir. Aşağıdaki resimde analiz şartlarına göre uygulanan kuvvetler ve moment görünmektedir. Model, kapak kısmından tıpkı gövdeye bağlanır gibi sabitlenmiştir. ANSYS yardımı ile statik analiz gerçekleştirilerek maksimum doğrusal deformasyona, maksimum kesme gerilmesine ve maksimum asal gerilmeye bakılmıştır [2].



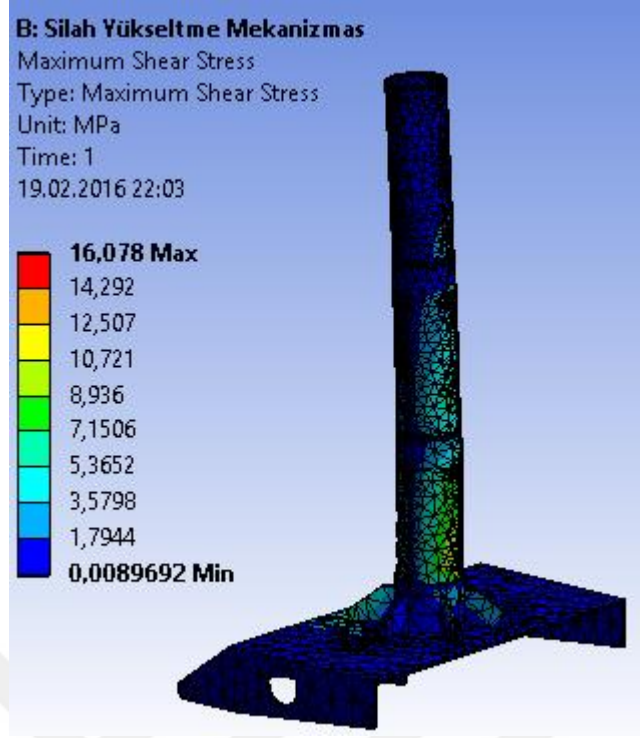
Şekil 2. 42 Silah Yükseltme Mekanizması üzerine gelen kuvvetlerin uygulanması

Analiz neticesinde modele gelen bileşke maksimum asal gerilme 22,689 Mpa olarak görülmüştür.



Şekil 2. 43 Silah Yükseltme Mekanizmasına gelen maksimum asal gerilme

Maksimum bileşke kesme gerilmesi ise 16 Mpa olarak tespit edilmiştir.



Şekil 2. 44 Silah Yükseltme Mekanizması maksimum kesme gerilmesi

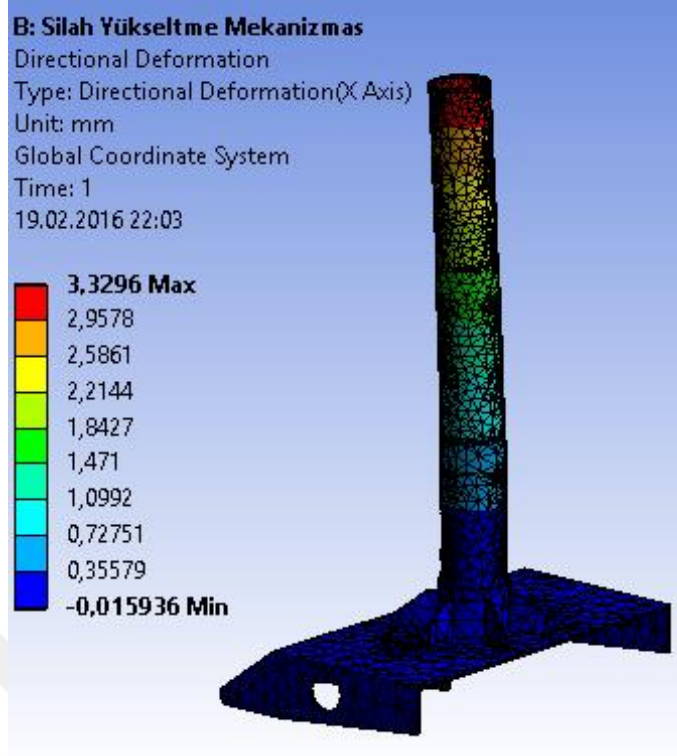
Bulunan bu değerler el hesabına yakın değerlerdir. El hesabında tasarımın tüm detayları modellenemediğinden sonlu elemanlar analizine göre belli bir oranda farklı sonuçlar almak normaldir. Bu durumda hesap doğrulanmış olur.

Kuvvetlerin uygulandığı yönde yani aracın ön kısmından arka kısmına doğru olan x eksenindeki maksimum deformasyon sonlu elemanlar metoduyla 3,3 mm olarak tespit edilmiştir.

Direk boyu 1683 mm'dir. Eğer deformasyon miktarı direk boyunun 1/300 katından küçükse yaklaşım olarak silah yükseltme mekanizması güvenlidir.

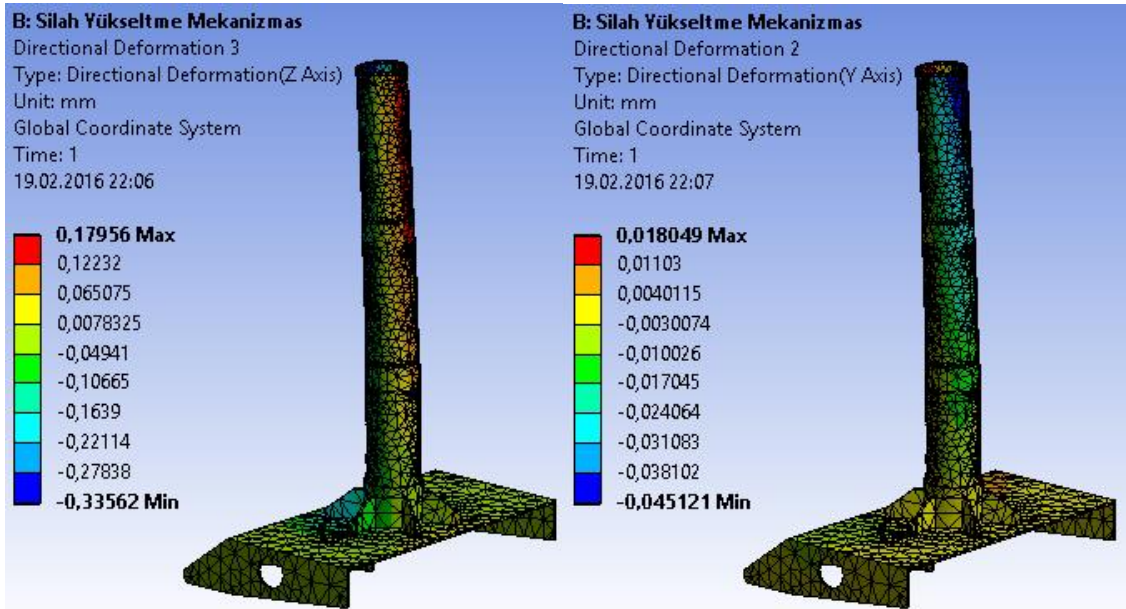
$$3,3 \text{ mm} \leq \frac{1683}{300} = 5,61 \text{ mm} \quad (2.96)$$

olduğundan bulunan deformasyon değeri aracın stabilizasyonu açısından oldukça iyi seviyededir.



Şekil 2. 45 Silah Yükseltme Mekanizmasının x ekseninde doğrusal yer değiştirmesi

Düşey yöndeki z ekseninde ve yanal yöndeki y eksenindeki deformasyon ise uygulanan kuvvetlere göre yok kabul edilebilir.



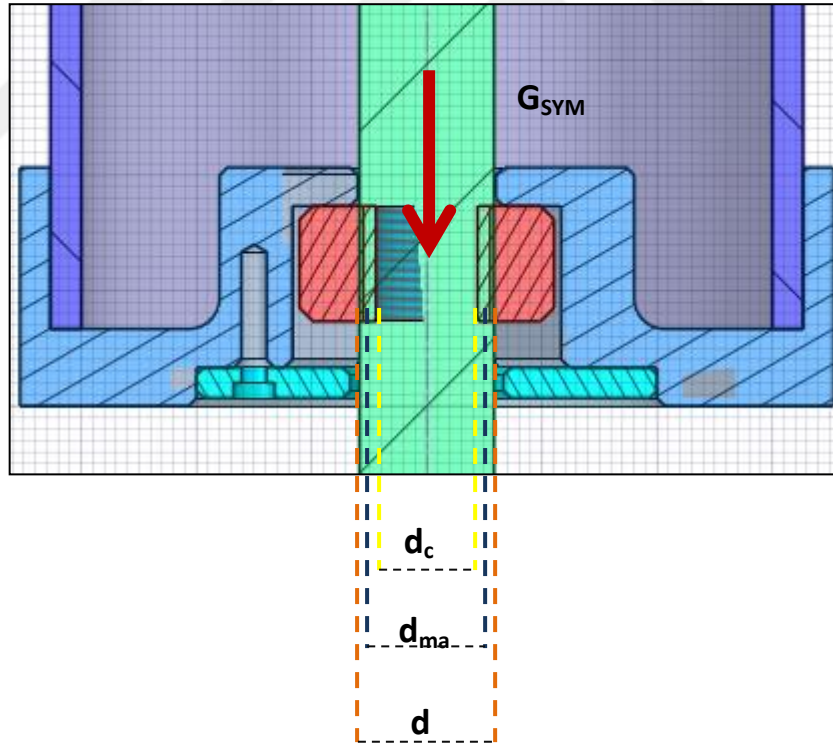
Şekil 2. 46 Silah Yükseltme Mekanizmasının x ekseninde doğrusal yer değiştirmesi

2.4.2 Vidalı mil hesabı

Silah yükseltme mekanizmasında boruları yukarı-aşağı yönde hareket ettirmek için sadece düşey yüklere maruz kalacak şekilde kullanılan bir vidalı mil tasarlanmıştır [10]. Kare vidalı miller $\varnothing 22$ mm çaptan $\varnothing 100$ mm çapa kadar, trapez dişli vidalı miller $\varnothing 24$ mm çapan $\varnothing 100$ mm çapa kadardır. Kare vidalı miller trapez vidalı millere göre daha verimlidirler.

Silah yükseltme mekanizmasında 25C12S14 çeliği vidalı mil malzemesi olarak kullanılmıştır.

Silah yükseltme mekanizmasında her bir tüpün altına yerleştirilmiş somunlar vidalı mile göre daha yumuşak malzemeden yapılmıştır. Somun malzemesi fosfor bronzdur. Bu malzeme korozyona da dayanıklıdır. Sürtünme katsayısı oldukça düşüktür, fosfor bronzu bir yataklama elemanıdır.



Şekil 2. 47 Vidalı mil optimizasyonu

Vidalı mil hesabında vidalı mil malzemesinin akma gerilmesi (560 MPa) güvenlik katsayısı ile bölünmelidir. Bu katsayı 3 ile 5 arasında bir sayı olabilir.

Vidalı milin dış dibi çapı bulmalıdır.

$$\sigma_c = 560 / 5 = 112 \text{ MPa} \quad (2.97)$$

$$\sigma_c = \frac{G}{A} = \frac{G}{\pi \cdot \frac{d_c^2}{4}} \quad (2.98)$$

$$G_{SYM} = (40 + 60) \cdot 9,81 = 981 \text{ N} \quad (2.99)$$

$$112 = \frac{981}{A} = \frac{981}{\pi \cdot \frac{d_c^2}{4}}$$

$$d_c^2 = \frac{4 \cdot 981}{112 \cdot \pi}$$

$$d_c = 3,33 \text{ mm}$$

Dış dibi çapından da görüldüğü gibi silah yükseltme mekanizmasının vidalı mili, bir vidalı mile göre çok az yük taşımaktadır. Dolayısı ile minimum dış seçilecektir. Dış üstü çapı $\emptyset 30$ mm seçilmiştir.

Dış adımı $P = 3,5$ mm'dir.

$$d_c = d - P = 30 - 3,5 = 26,5 \text{ mm} \quad (2.100)$$

$$d_m = 30 - 0,5 \cdot P = 30 - 0,5 \cdot 3,5 = 28,25 \text{ mm} \quad (2.101)$$

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi \cdot d_m} = \frac{3,5}{\pi \cdot 28,25} \quad (2.102)$$

$$\alpha_v = 2,3^\circ$$

Vidalı mil ile somun arasındaki sürtünme katsayısı 0,1'dir. Kötü yağlama şartlarında bu değer 0,2'ye çıkar.

$$\tan \phi = \mu_v = 0,2 \quad (2.103)$$

$\phi = 11,3^\circ$ olarak bulunur.

$\phi > \alpha_v$ olduğundan sistem otoblokajlıdır.

Yükü kaldırmak için gereken moment;

$$M_{SYM} = G_{SYM} \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \tan(\phi + \alpha) = \frac{981 \cdot 28,25}{2} \cdot \tan(11,3 + 2,3) = 3352 \text{ Nmm} \quad (2.104)$$

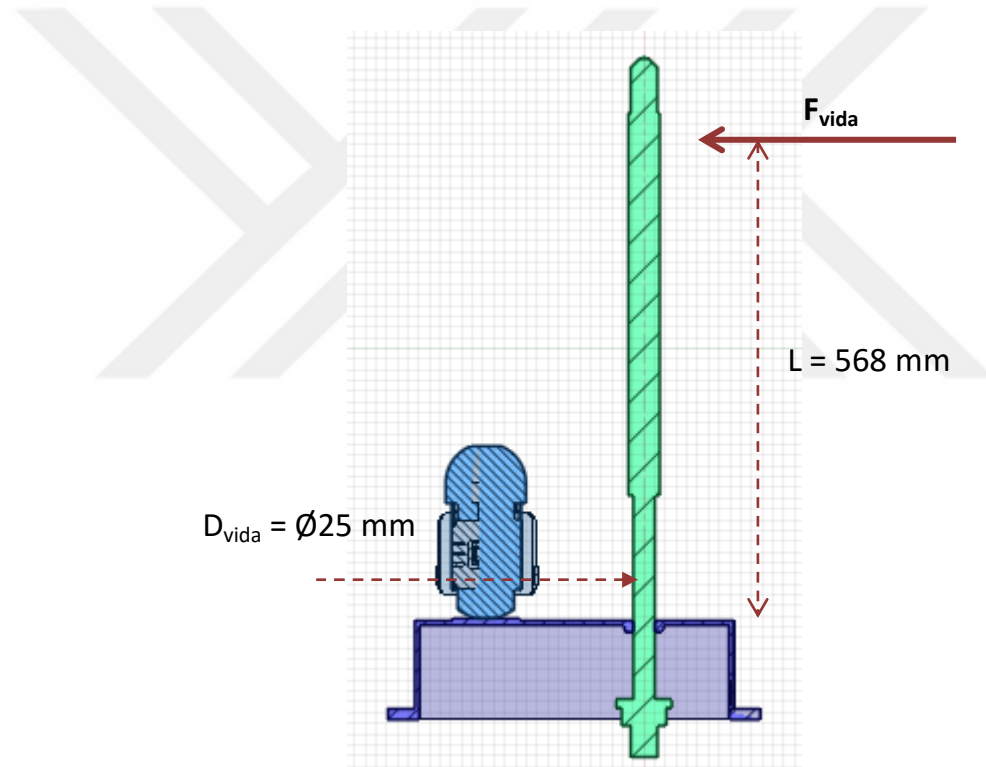
olarak bulunur. Bu durumda vidalı milin maruz kaldığı burulma gerilmesi;

$$\tau_{max} = \frac{M_{SYM}}{\pi \cdot \frac{d_c^3}{16}} = \frac{3352}{\pi \cdot \frac{26,5^3}{16}} = 0,9 \text{ MPa} \quad (2.105)$$

bulunur. Bu değer yok denecek kadar azdır. Dolayısı ile vidalı milin mukavemet açısından herhangi bir problemi bu sistem için söz konusu değildir.

Vidalı milin eğilme karşısında deformasyonu incelenmiştir.

Sonlu elemanlar analizi yöntemi ile bulunan x eksenindeki deformasyon değeri 3,3 mm'dir. Bu deformasyon silah yükseltme mekanizmasının en üst kısmında oluşmaktadır. Mekanizma içi boşluklardan dolayı söz konusu deformasyon miktarının silah yükseltme mekanizmasının boru sisteminin en alt kısmında yani hemen hemen vidalı milin baş kısmının olduğu bölgede gerçekleştiğini düşünelim. O halde alt kısımdan ankastre bir vidalı mile baş kısmından x ekseninde bir F_{vida} kuvveti uygulanmış ve 3,3 mm sehme sebep olmuş diye düşünülebilir.



Şekil 2. 48 Vidalı mil eğilme mukavemeti

Bir ucu serbest bir ucu ankastre profillerin sehme hesabı aşağıdaki gibi bulunur:

$$x = F_{vida} \cdot \frac{L^3}{3.E.I} \text{ ise;} \quad (2.106)$$

$$I_{vida} = \pi \cdot \frac{D^4}{64} = \pi \cdot \frac{25^4}{64} = 19175 \text{ mm}^4 \quad (2.107)$$

$$3,3 = F_{vida} \cdot \frac{568^3}{3.210000.19175}$$

$$F_{vida} = 218 \text{ N}$$

olarak bulunur.

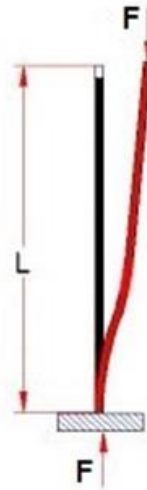
Bu durumda vida dibinde oluşacak olan eğilme momentinden kaynaklanan maksimum gerilme;

$$\sigma_{vida} = M_{vida} \cdot \frac{R}{I} = F_{vida} \cdot L \cdot \frac{R}{I_{vida}} \quad (2.108)$$

$$\sigma_{vida} = \frac{218 \cdot 568 \cdot 12,5}{19175} = 80 \text{ MPa}$$

olarak bulunur. Bu gerilme emniyet gerilmesi olan $\sigma_c = 560 / 5 = 112 \text{ MPa}$ değerinden daha düşük olduğu için vidalı mil eğilmeye karşı mukavemet göstermektedir.

Vidalı mil son olarak burkulmaya karşı mukavemeti yönünden incelenmiştir. Vidalı mil bir ucu serbest bir ucu ankastre profil gibi davranmaktadır. Bu durumda aşağıda tanımlanan formül ile burkulma kritik kuvveti bulunabilir.



Şekil 2. 49 Burkulma teorisi

$$F_{cr} = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I}{4 \cdot L^2} = \pi^2 \cdot 210000 \cdot \frac{19175}{4 \cdot 568^2} = 30796 \text{ N} \quad (2.109)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{F_{cr}}{A_{vida}} = \frac{F_{cr}}{\pi \cdot \frac{D_{vida}^2}{4}} = \frac{30796}{490} = 62 \text{ MPa} \quad (2.110)$$

$$\sigma_{cr} < \sigma_c$$

$62 \text{ MPa} < 112 \text{ MPa}$ olduğundan vidalı mil 30796 N 'a kadar düşey yönde kuvvet taşıyabilmektedir. Bu da silah yükseltme mekanizmasından dolayı vidalı milin taşıyacağı yükün oldukça üstünde bir değerdir ($G_{SYM} = 981 \text{ N}$ bulunmuştu). Sistem burkulma açısından emniyetlidir.

Silah yükseltme mekanizmasında boruların alt boğazında bulunan somunun tasarlanması:

Vidalı mil ile somun arasında izin verilen yataklama basıncı 10 MPa'dır. Bu basınç değerini sağlayacak olan somunda kaç adet diş gerektiği aşağıdaki şekilde bulunur [10]:

$$p_b = \frac{G}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_c^2) \cdot z} \quad (2.111)$$

$$10 = \frac{981}{\frac{\pi}{4} \cdot (30^2 - 26,5^2) \cdot z}$$

En az $z = 2,18$ adet diş gerekmektedir. Silah yükseltme mekanizmasında bu değer $z = 5$ olarak kabul edilmiştir.

Bu durumda somun yüksekliği;

$$H = z \cdot P = 5 \cdot 3,5 = 17,5 \text{ mm} \quad (2.112)$$

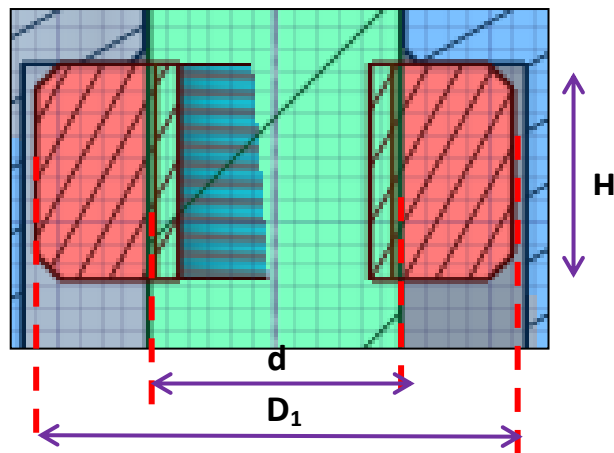
olmalıdır.

Somunun düşey yüke göre diş köküne gelen kesme gerilmesi;

$$\tau_s = \frac{G_{SYM}}{\pi \cdot d \cdot \frac{P}{2} \cdot z} = \frac{981}{\pi \cdot 30 \cdot 1,75 \cdot 5} = 1,2 \text{ MPa} \quad (2.113)$$

olarak bulunur. Bu değer somun malzemesi olan C54400'nin akma dayanımının (470 MPa) oldukça altındadır. Dolayısı ile somun bu yük altında güvenlidir.

Somunun boyutlandırılması:



Şekil 2. 50 Vidalı Mil somununun tasarımı

$$\tau_{sem} = \frac{G}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d^2)} \quad (2.114)$$

$$\frac{470}{5} = \frac{981}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - 30^2)}$$

$$D_1 = 30,22 \text{ mm}$$

bulduğundan pratikte $D_1 = 60 \text{ mm}$ seçilmiştir.

2.4.3 Güç kaynağı hesabı

Silah yükseltme mekanizmasının 6 saniye açılması istenmiştir. Yani silah sisteminin 6 saniyede 1300 mm hareket etmesi gerekmektedir. Bu değerlerin hız karşılığı ise 216 mm/sn'dir. Bu durumda sistemin ihtiyacı olan güç miktarı aşağıdaki gibi bulunur.

İhtiyaç duyulan maksimum moment miktarı daha önce 3352 Nmm olarak bulunmuştu.

Vidalı milin her bir devrinde silah sistemi 3,5 mm yükselmektedir. Dolayısı ile vidalı milin dönme hızı;

$$n_{vida} = \frac{216}{3,5} = 62 \frac{dev}{sn} = 3720 \frac{dev}{dk} \quad (2.115)$$

olarak bulunur. Dolayısı ile;

$$P_{silah} = M_{vida} \cdot \frac{n_{vida}}{9550 \cdot \mu} = \frac{3,4 \cdot 3720}{9550 \cdot 0,6} = 2,2 \text{ kW} \quad (2.115)$$

güç üretecek bir üniteye ihtiyaç vardır.

Sistemde vidalı mil ile güç kaynağı arasında zincir tahrikli aktarma grubu kullanılmıştır. Buradaki çevrim oranı 2'dir. Dolayısı ile elektrik motoru 1800 dev/dk civarında dönmelidir. Buna göre;

$$P_{silah} = M_{elmot} \cdot \frac{n_{elmot}}{9550 \cdot \mu} \quad (2.116)$$

formülünden;

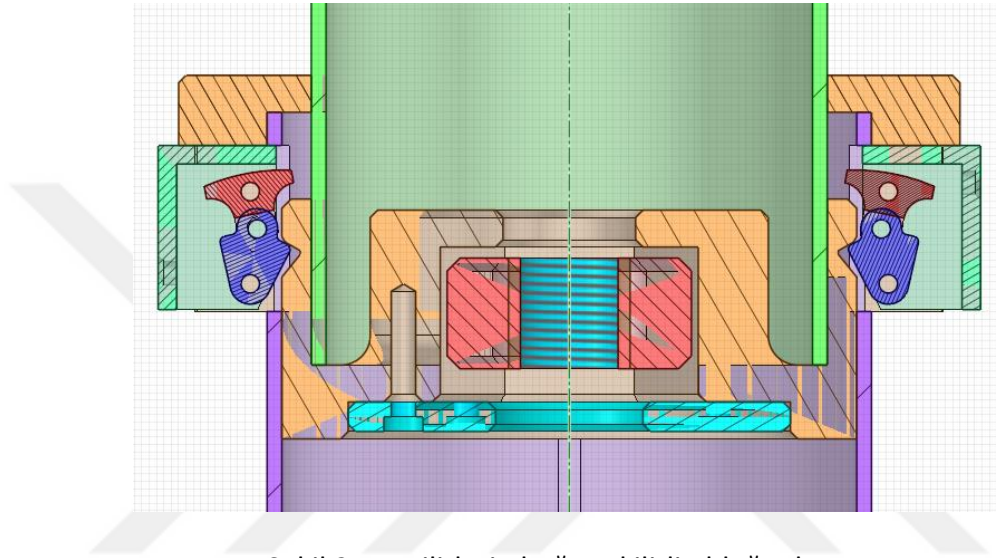
$$2,2 = M_{elmot} \cdot \frac{1800}{9550 \cdot 0,6}$$

$$M_{elmot} = 7 \text{ Nm}$$

bulunur. Silah yükseltme mekanizması için 7 Nm moment değerine sahip 1800 dev/dk hız üretebilen 2,2 kW'lık bir elektrik motoru seçilmiştir.

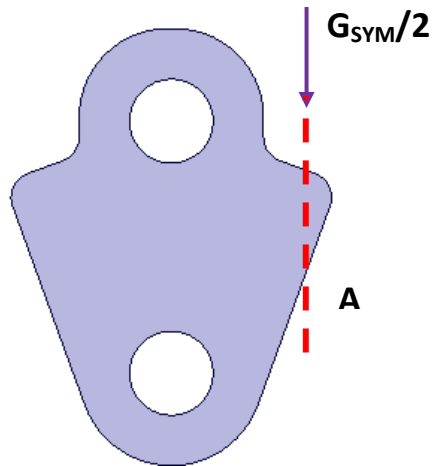
2.4.4 Kilitlerin analizi

Silah yükseltme mekanizmasında her boğazda iki adet kilit bulunmaktadır. Kilitler düşey yöndeki yükü taşımaktadırlar. Düşey yöndeki kuvvet en fazla en alt boğazda bulunan kilitlere gelmektedir.



Şekil 2. 51 Kilitlerin boğaza kilitli olduğu durum

Bu durumda kilide gelen kesme kuvveti kontrol edilmelidir.



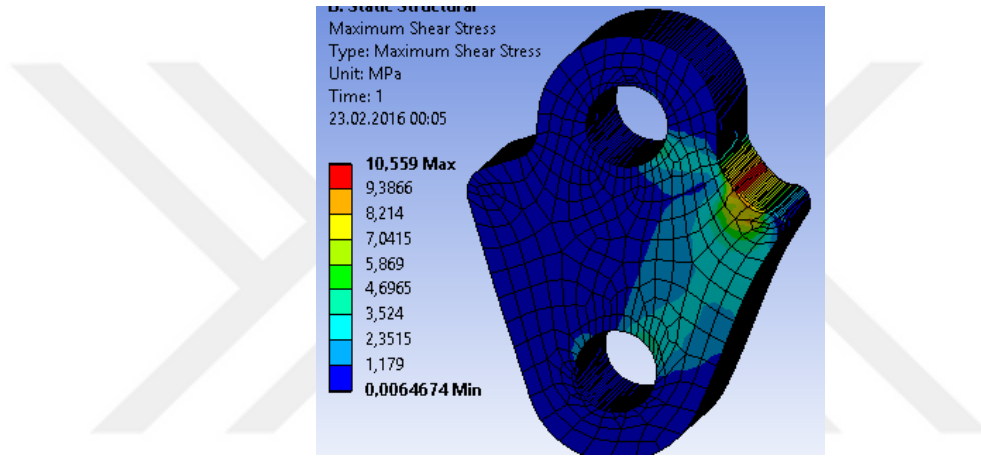
Şekil 2. 52 Kilitleme elemanına gelen yük

A kesit alanı 55 mm² olarak ölçülmüştür. Bu kesit alanına kesme kuvveti olarak toplam ağırlığın yarısı (iki adet kilit olduğu için) 491 N yük gelmektedir. Bu durumda kesme gerilmesi;

$$\tau_{kilit} = \frac{G_{SYM}/2}{A_{kilit}} = \frac{491}{55} = 8,9 \text{ MPa} \quad (2.117)$$

olarak bulunmaktadır. Paslanmaz çelikten (AISI 316) üretilen kilit parçasının akma mukavemeti 240 MPa olduğu için bu yükler altında oldukça güvenlidir.

Sonlu elemanlar analizi yöntemi ile kilit parçası incelenmiştir. Aşağıda ANSYS'de yapılan statik analiz sonuçları yer almaktadır [2].



Şekil 2. 53 Kilitleme elemanında oluşan gerilmenin sonlu elemanlar yöntemi ile bulunması

Sonlu elemanlar analizi sonucunda maksimum kesme gerilmesi 10,6 MPa olarak bulunmuş ve el hesabına oldukça yakın bir sonuç olduğu görülmüştür.

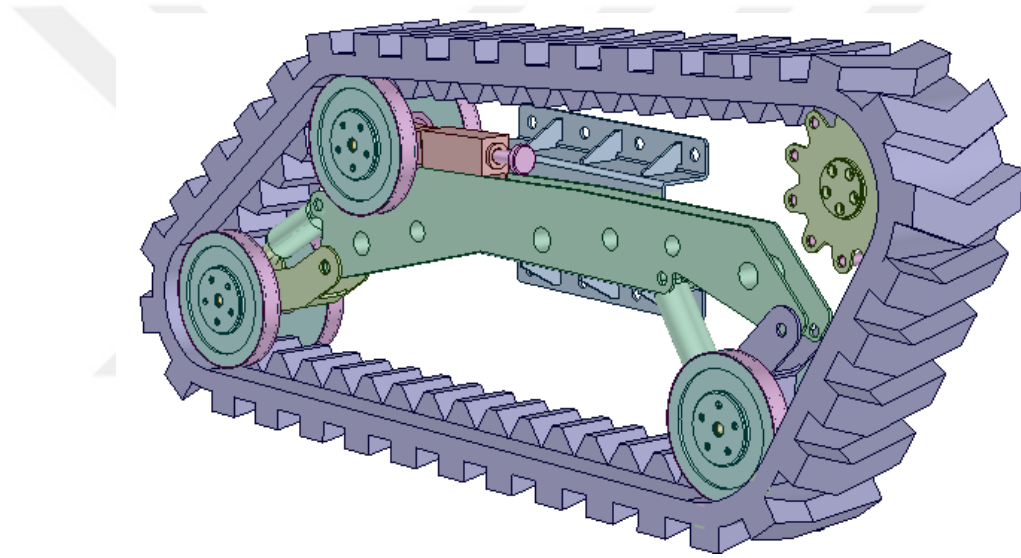
Kilit mekanizmasının pimleri 5 mm çapında olup kesme kuvvetinden dolayı iki adet kesme yüzeyi oluşmaktadır. Her bir yüzeyin alanı 20 mm²'dir. Bu durumda;

$$\tau_{pim} = \frac{G_{SYM}/2}{A_{kilit}} = \frac{491}{20 + 20} = 12 \text{ MPa}$$

olarak hesaplanmış ve paslanmaz çelik (AISI 316) malzemeye seçildiği için oldukça güvenli olduğu görülmüştür.

2.5 Palet Mekanizması

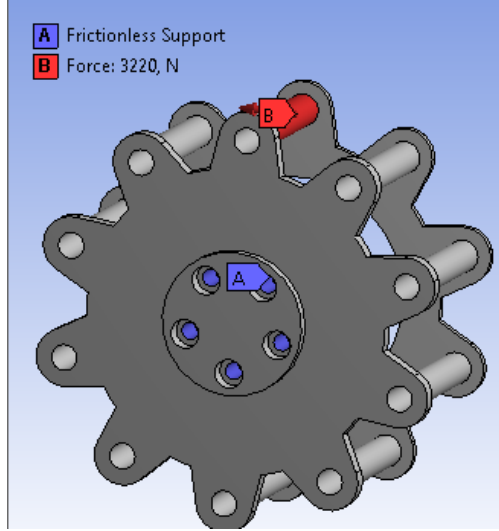
Palet mekanizması aracın maruz kalacağı kuvvetleri sönmölemek ve mümkün mertebe karşılaşıacağı engelleri kolay bir şekilde aşması amacına hizmet edecek şekilde tasarlanmıştır. Palet mekanizması zemine basan iki adet birbirinden açıkta konumlandırılmış süspansiyonlu tekerleğe, paletin takılmasında ve tutunmasında önemli rol oynayan bir adet gerdirme tekerleğine, dönmeyi palete aktaran cer dişlisine ve tüm bu fonksiyonları bir arada toplayıp aracın gövdesine bağlayan AA 2024 – T4 malzemedan yapılmış palet şasisine sahiptir. Kauçuk malzemedan yapılmış özel desenli paletin içinde belirli aralıklarla yüksek çıkıntılar bulunmaktadır. Cer dişlisi denilen tekerlek bu çıkıntılara tutunarak dönmekte ve palete hareket vermektedir.



Şekil 2. 54 İnsansız kara aracının palet mekanizması

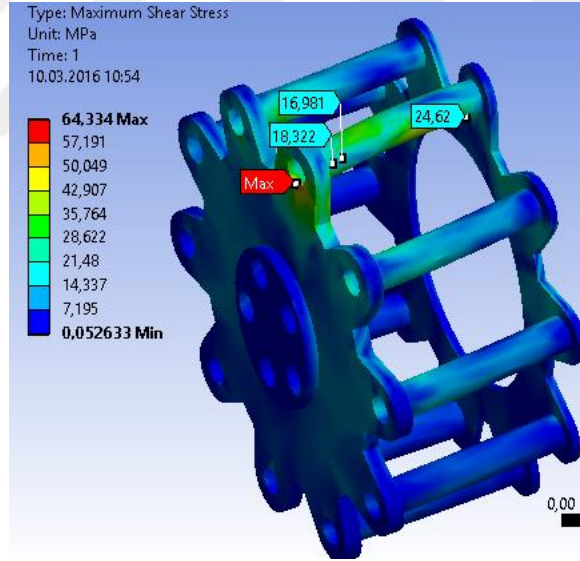
2.5.1 Cer dişlisi mukavemet hesapları

Cer dişlisi St52 malzemedan tasarlanmıştır. Kauçuk palete tutunarak insansız kara aracına ilerleme hareketi kazandırmaktadır. Cer dişlisinin pimlerine daha önce hesaplanan itme kuvveti kadar yük binmektedir. Sistemde iki adet cer dişlisi bulunmaktadır. Dolayısı her bir cer dişlisine maksimum itme kuvvetinin yarısı kadar bir kuvvet uygulanarak mukavemet kontrolü sağlanmalıdır.



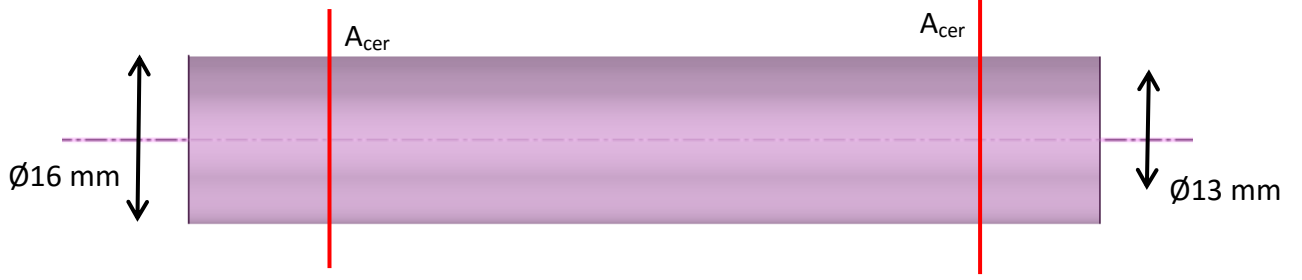
Şekil 2. 55 Cer dişlisinin modellenmesi

Cer dişlisi sonlu elemanlar analiz programı Ansys'de civata deliklerinden sürtünmesiz bağlantı metodu ile sabitlenmiştir [2]. Tek bir dişine itme kuvvetinin yarısı olan 3220 N kuvvet (her bir cer dişlisine düşen itme kuvveti) yüklenmiştir.



Şekil 2. 56 Cer dişlisine gelen maksimum kesme gerilmesi

Cer dişlisine uygulanan kuvvet sonucu sonlu elemanlar metodu ile pim üzerinde uç kısımlara doğru oluşan kesme gerilmeleri 25 MPa civarında bulunmuştur. Bu değer pime gelen kesme kuvvetinin bulunması ile doğrulanabilir.

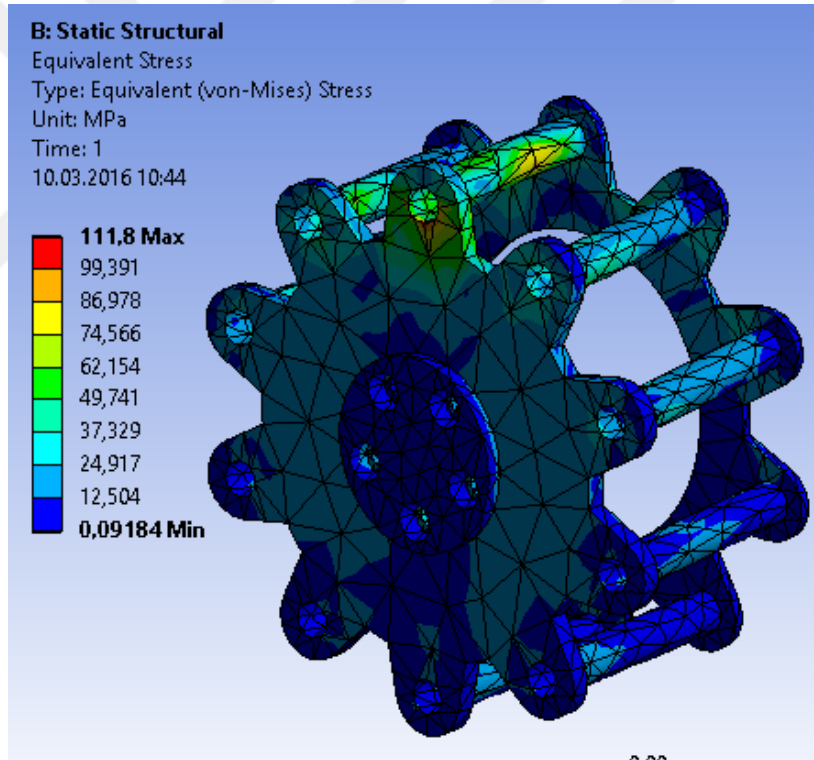


Şekil 2. 57 Cer dişlisinin pimi

$$A_{cer} = \pi \cdot \frac{16^2 - 13^2}{4} = 69 \text{ mm}^2 \quad (2.118)$$

$$\tau_{cer} = \frac{F_{ITME}/2}{2A} = \frac{3220}{2 \cdot 69} = \frac{3220}{138} = 24 \text{ MPa} \quad (2.119)$$

Bu durumda el hesabı ile yapılan hesaplar sonlu elemanlar analizi ile yapılan hesaba uymaktadır.

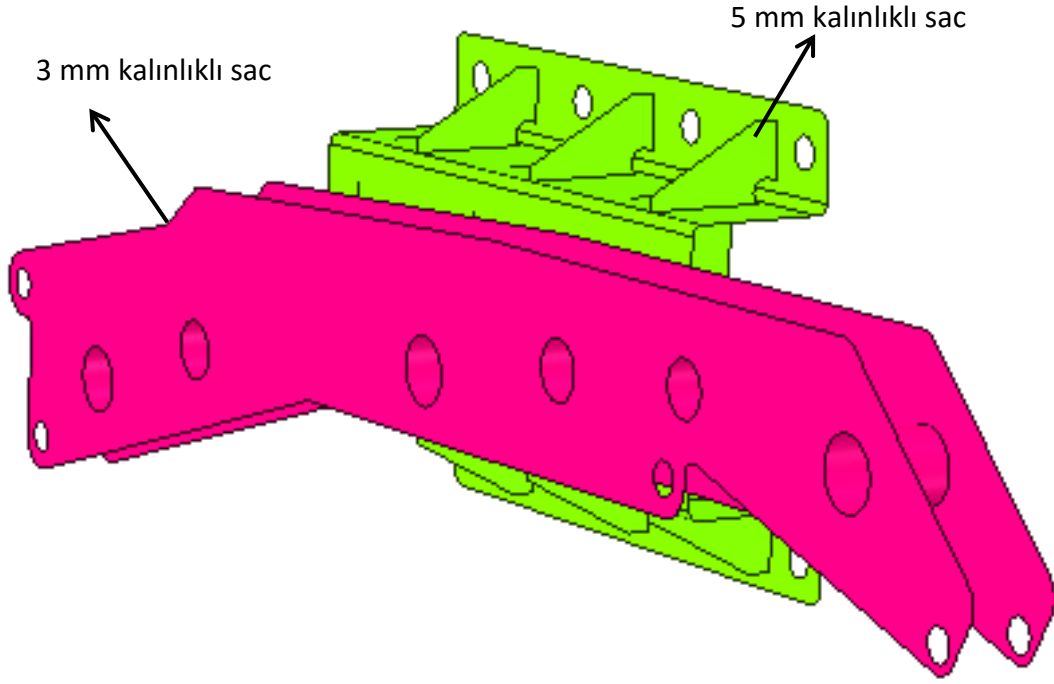


Şekil 2. 58 Cer dişlisi üzerinde oluşan eşdeğer gerilme

Yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda maksimum 112 MPa eşdeğer gerilme hesaplanmıştır. Bu değer St52 malzemedен tasarlanan cer dişlisinin 315 MPa değerindeki akma değerinden düşüktür. Cer dişlisi mukavemetlidir.

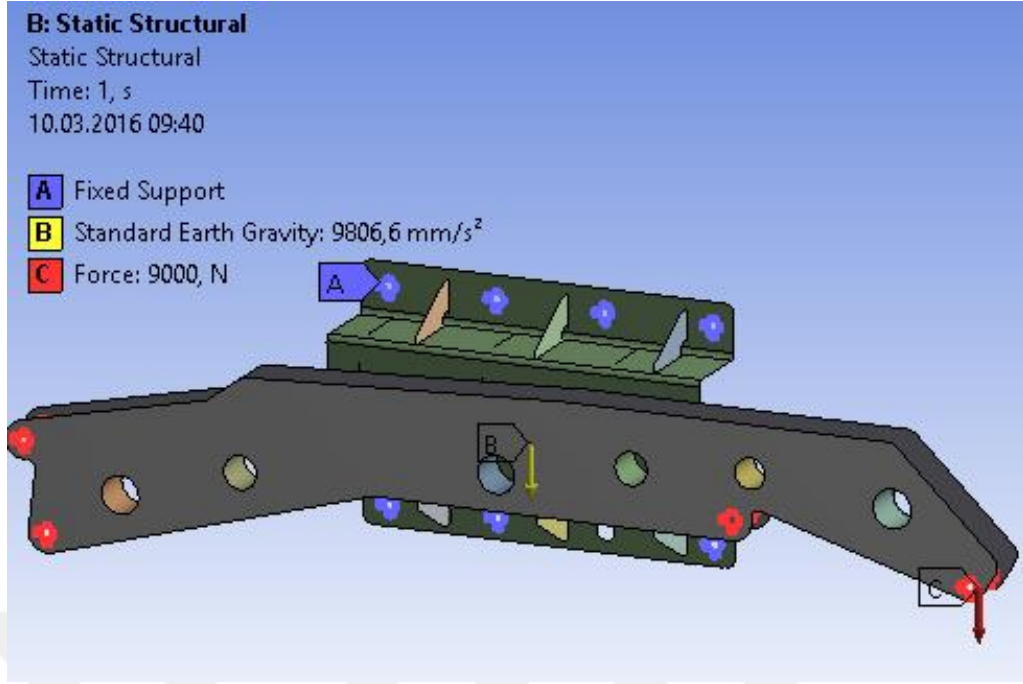
2.5.2 Palet şasisi ve bağlantı arayüzü mukavemet analizi

Palet şasisi gövdeye şasinin üzerinde bulunan deliklerden civatalı bağlantı ile bağlanmaktadır. Şasi aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi “midsurface” hale getirilmiş ve sonlu elemanlar analizi metodu ile Ansys’de gerekli kuvvetlerle yüklenerek koşturulmuştur [2].



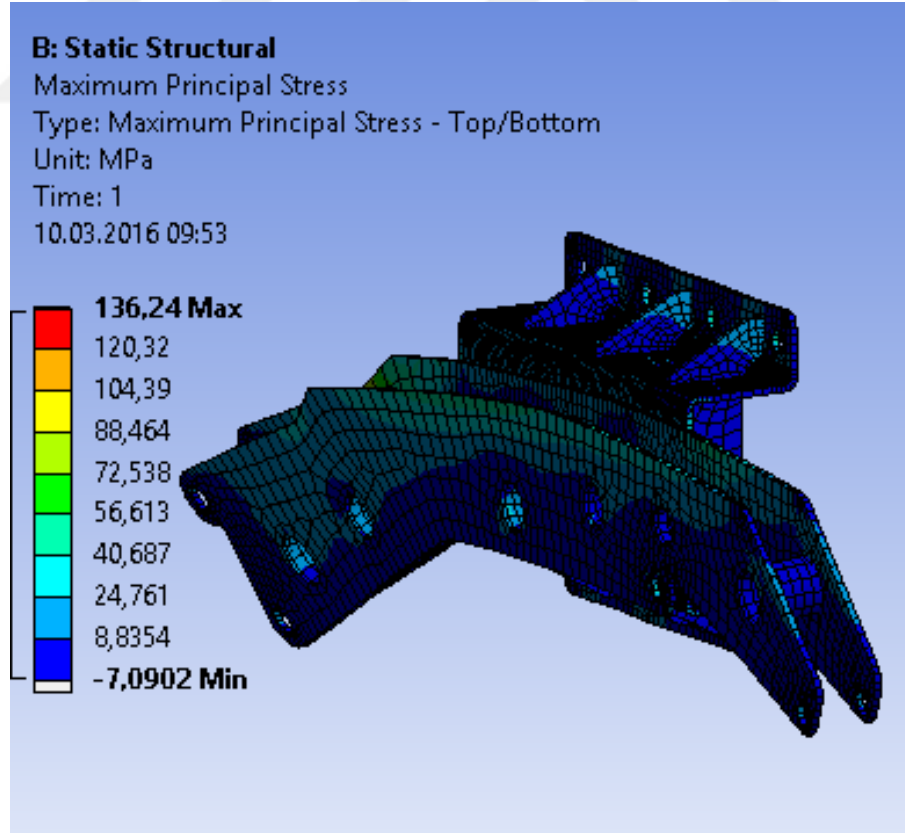
Şekil 2. 59 Şasinin “midsurface” ile modellenmesi

Aracın ağırlığı 600 kg olarak öngörülmüştür. Bu durumda her bir şasiye 300 kg yük düşmektedir. Emniyet katsayısı 3 alınmak sureti ile her bir şasiye 900 kg yük geldiği varsayılmıştır. Böylece dinamik yükler karşısında da şasinin mukavemeti sağlanmaya çalışılmıştır.



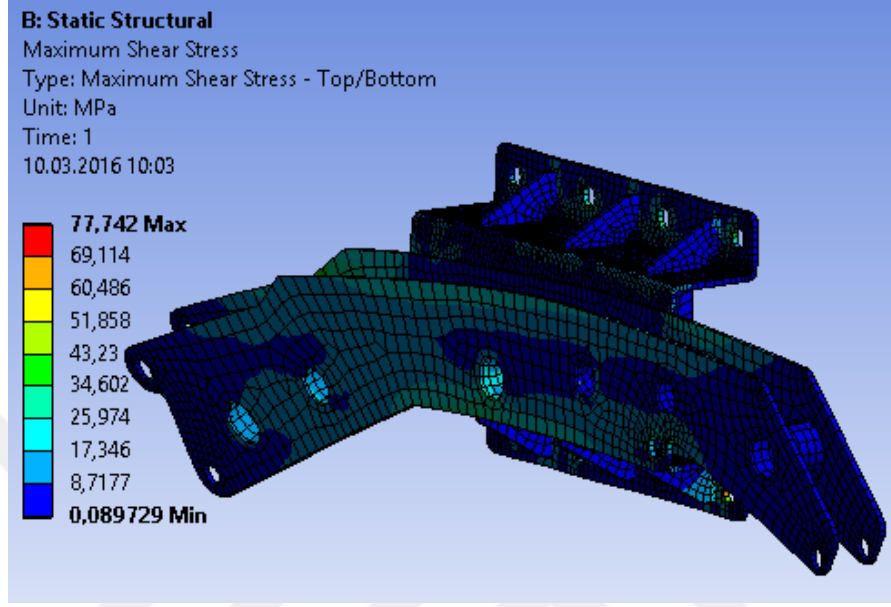
Şekil 2. 60 Şasinin modellenmesi

Modelin ANSYS’de koşturulması sonucu elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.



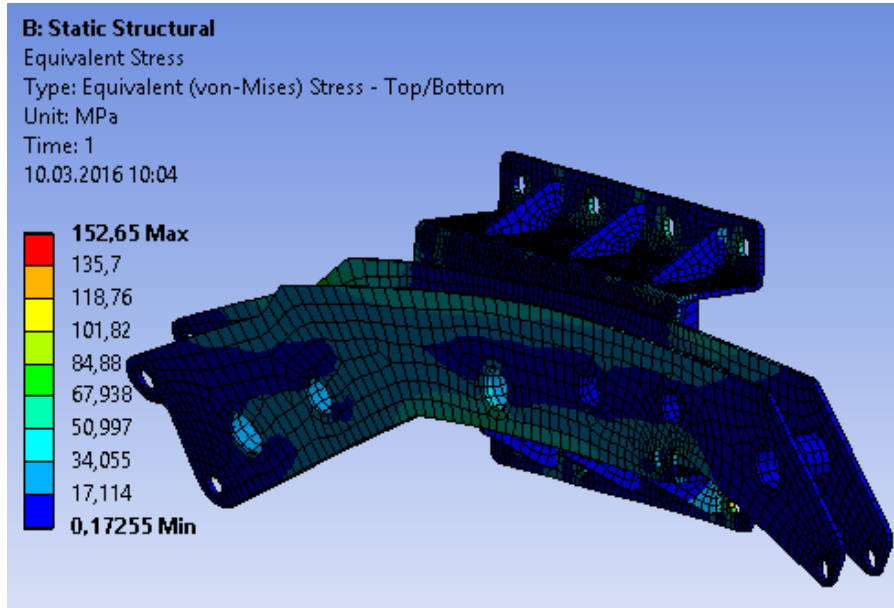
Şekil 2. 61 Maksimum asal gerilme

Şasi kesitinde, kesitin normali yönünde oluşan maksimum asal gerilme 136 MPa olarak bulunmuştur. Bu değer şasi malzemesi olan AA 2024 – T4'ün oldukça altındadır. Şasi malzemesinin akma mukavemeti 324 MPa'dır. Dolayısı ile luzumuhalinde şasi tasarımının saç kalınlıkları inceltilebilir.



Şekil 2. 62 Maksimum asal gerilme

Şasi kesitine gelen maksimum kesme gerilmesi ise sonlu elemanlar analizine göre 78 MPa civarındadır.



Şekil 2. 63 Maksimum eşdeğer gerilme

Yapılan analiz sonucunda şasi kesitine gelen maksimum eşdeğer gerilme 153 MPa olarak tespit edilmiştir. Bu değer şasi malzemesi olan AA 2024 – T4'ün akma değerinden düşüktür. Yükleme kuvveti 3 kat emniyetle artırılmıştır. Eşdeğer gerilme ise 324 MPa akma gerilmesinin yarısı kadar çıkmıştır. Bu durumda şasi 6 kat emniyetli olarak tasarlanmıştır.



SONUÇ VE ÖNERİLER

Şehir içi savaşlarında kullanılmak üzere bir İKA sistemi geliştirilmek istenmiştir. İlk etapta İKA'nın hangi ihtiyaçlara karşılık vermesi gerektiği saptanmıştır. Bu ihtiyaçlara yönelik çözümlerin gerçekçi olup olmadığına karar verildikten sonra İKA sistemi için temel ve kritik ihtiyaçları yerine getirmek üzere fonksiyonlar tanımlanmıştır. Bu fonksiyonlar şöyle sıralanabilir:

- İKA'nın engebeleri kolaylıkla aşabilecek taşıyıcı bir sisteme sahip olması
- İKA'nın manevra kabiliyetinin iyi olması için uygun aktarma organının bulunması
- İKA'nın bir silah sistemine sahip olması
- İKA'nın silah veya kamera yükseltme mekanizmasının bulunması
- İKA'nın kalkan görevi görmesi
- Tüm bu fonksiyonları bir araya toplayacak bir gövdenin bulunması

Bu kapsamda her bir fonksiyonu yerine getirmesi için birden fazla alternatif değerlendirilmiş ve en uygun olanı seçilmiştir. Seçilen fonksiyonel çözümler bir konseptte bir araya getirilmiş ve geometrik konsept oraya koyulmuştur. Daha sonra İKA'nın iç kuvvetleri ve İKA'ya etkileyen dış kuvvetler göz önünde bulundurularak her bir fonksiyon için detaylı tasarım yapılmıştır. Örnekte aktarma organı için aracın en kötü şartlarda ihtiyaç duyacağı maksimum kuvvet tespit edilmiş ve bu kuvvete göre bir motor seçilmiştir. Daha sonra da aktarma organının kritik her bir elemanı bu kuvvetlere göre mukavemet açısından tasarlanmıştır. Bu aşamada geometrik tasarımda ön

görülemeyen değişiklikler olduğundan lokal olarak İKA'nın değişik bölgelerinde yeniden tasarım yoluna gidilmiştir. Buna benzer olarak; silah yükseltme mekanizmasının boru et kalınlıklarından dolayı aşırı emniyetli çıkması fakat gövdeye bağlantı kısmında bayrak kullanılmadığı için mukavemet sorunlarının oluşması, gövde sacının et kalınlığının 2 kat emniyetli seçilmiş olması, elektrik motorunun gövde içerisine sığdırılamaması sonucu aktarma organının mekanik olarak ikiye ayrılıp elektrik motorunun araya koyulması gibi durumlarla karşılaşmıştır.

Analitik yöntem ile hesaplanarak yeniden tasarlanan İKA sistemine ait bazı kısımlar sonlu elemanlar metodu ile ANSYS programı aracılığı ile analiz edilmiştir. İKA bulunduğu çevre şartlarına göre optimize edilmiştir. Buna ek olarak tasarım esnasında sadece mukavemet olarak değil, hafiflik, çevre etkilerine dayanım gibi durumlar da göz önünde bulundurularak uygun malzeme ataması gerçekleştirilmiştir.

Tüm bu çalışmaların sonucunda bir İKA sistemi ortaya koyulmuştur. Fakat bu sistem bir tez içerisinde çok detaylı olarak tasarlanamayacak kadar büyük olup kalan büyük kısmı başka bir çalışmada tamamlanmak üzere tez sonlandırılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Ulrich., T., K., ve Eppinger., D., S., (2012). "Product Design and Development", The McGraw-Hill Companies, USA.
- [2] Lee, H., H., (2014). "Finite Element Simulation with Ansys Workbench 15", SDC Publication, Taiwan.
- [3] Özdalyan, B., Motorlu Taşıtlar Mekaniği Ders Notları, http://hilmi.trakya.edu.tr/ders_notlari/mtm/mtm.pdf, 25 Aralık 2015.
- [4] Akkurt, M., (2005). "Makine Elemanları Cilt I-II", Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [5] Kutay, G., Konik Dişli Çarklar, <http://www.guven-kutay.ch>, 10 Ocak 2016.
- [6] Kutay, G., Miller, Akslar ve Muylular Eğme Momenti, <http://www.guven-kutay.ch>, 12 Ocak 2016.
- [7] Rende, H., (2000). "Soru-Yanıt Şeklinde Makine Elemanları", Seç Yayın Dağıtım, İstanbul.
- [8] NSK, (2003). Genel Rulman Kataloğu.
- [9] SKF, (2003). General Catalogue, SKF Group, Germany.
- [10] Screw Jack Design, <https://engineeringexcellence.files.wordpress.com/2011/10/screw-jack-design.pdf>, 15 Şubat 2016.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Buğrahan KORKMAZ
Doğum Tarihi ve Yeri : 20.08.1990 / Oltu-ERZURUM
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : korkmazbugrahan@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

| Derece | Alan | Okul/Üniversite | Mezuniyet Yılı |
|-----------|---------------------|----------------------------|----------------|
| Y. Lisans | Konstrüksiyon | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2016 |
| Lisans | Makine Mühendisliği | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2013 |
| Lise | Fen Bilimleri | Mehmetçik Lisesi | 2008 |

İŞ TECRÜBESİ

| Yıl | Firma/Kurum | Görevi |
|------|-------------|------------------------|
| 2014 | MEG GEMİ | Mekanik Tas. Mühendisi |
| 2013 | AR-TT | Mekanik Tas. Mühendisi |

YAYINLARI

Makale

1. **BİR SAVAŞ GEMİSİNE AİT HELİKOPTER HANGAR KAPISININ AÇILMA KAPANMA SÜRESİNİ KISALTMAK AMACIYLA VİDALI MİL OPTİMİZASYONUNUN YAPILMASI**

Proje

1. **MİLGEM-3 HELİKOPTER HANGAR KAPISI TASARIMI**
2. **PAKİSTAN ÇIKARMA GEMİSİ HELİKOPTER HANGAR KAPISI TASARIMI**
3. **TAM OTOMATİK HASTA YATAĞI TASARIMI – ROBOCARE (DÜNYA ÇAPINDA PATENTLİ)**
4. **PORTATİF ELEKTRONİK TAARRUZ BİRİMİ ÜNİTESİ**
5. **MOSHIP & KURYED DENİZ ALTI KURTARMA GEMİSİ DRISA DIŞLI VİNÇ TASARIMI**
6. **YÜKLEYİCİ-ÖĞÜTÜCÜ İŞ MAKİNESİ VE ŞASİSİNİN TASARIMI**
7. **RÖMORKÖR KAPTAN KÖŞKÜ KONSOLU TASARIMI**
8. **PASLANMAZ ÇELİK HİDROLİK SİLİNDİRLERE ALTERNATİF ENTEGRE EMNİYET VALFLİ ALÜMİNYUM HİDROLİK SİLİNDİR AR-GE PROJESİ**