



**KTO KARATAY ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**ASKERİ STANDARTLAR İÇİN HASSAS PAN TİLT MEKANİZMASI SİSTEM
TASARIMI**

Yaşar KEMİKLİ

Yüksek Lisans

**KONYA
Ağustos,2022**

Askeri Standartlar İçin Hassas Pan Tilt Mekanizması Sistem Tasarımı

Yaşar KEMİKLİ

KTO Karatay Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı
Tezli Yüksek Lisans Programı

Yüksek Lisans

Tez Danışmanı: Unvanı Dr. Öğr. Üyesi Barış Samim NESİMİOĞLU
İkinci Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Erdi GÜLBAHÇE

KONYA
Ağustos,2022

BİLDİRİM

Enstitü tarafından onaylanan Yüksek Lisans/Doktora tezimin tamamını veya herhangi bir kısmını basılı veya dijital biçimde arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullar dahilinde erişime açma iznini KTO Karatay Üniversitesine verdiğimi bildiririm. Bu izinle, Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak ve gelecekteki çalışmalar (makale, kitap, lisans, patent vb.) için tezimin tamamının veya bir bölümünün kullanım hakları yalnızca bana ait olacaktır.

Tezimin bütünüyle kendi çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izinle kullanılması zorunlu olan kaynakları, yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde izinlerin suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayımlanan “Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge” kapsamında, tezim, aşağıda belirtilen koşullar haricince, YÖK Ulusal Tez Merkezi ve KTO Karatay Üniversitesi Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

Enstitü / Fakülte Yönetim Kurulu kararı ile tezimin erişime açılması mezuniyet tarihimden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.¹

Enstitü / Fakülte Yönetim Kurulunun gerekçeli kararı ile tezimin erişime açılması mezuniyet tarihimden itibaren .6. ay ertelenmiştir.²

Tezimle ilgili gizlilik kararı verilmiştir.³⁴

31 Ağustos 2022

Yaşar KEMİKLİ

¹ MADDE 6(1) Lisansüstü teze ilgili patent başvurusu yapılması veya patent alma sürecinin devam etmesi durumunda, tez danışmanının önerisi ve enstitü anabilim dalının uygun görüşü üzerine enstitü veya fakülte yönetim kurulu iki yıl süre ile tezin erişime açılmasının ertelenmesine karar verebilir.

² MADDE 6(2) Yeni teknik, materyal ve metotların kullanıldığı, henüz makaleye dönüşmemiş veya patent gibi yöntemlerle korunmamış ve internette paylaşılması durumunda 3. şahıslara veya kurumlara haksız kazanç imkanı oluşturabilecek bilgi ve bulguları içeren tezler hakkında tez danışmanının önerisi ve enstitü anabilim dalının uygun görüşü üzerine enstitü veya fakülte yönetim kurulunun gerekçeli kararı ile altı ayı aşmamak üzere tezin erişime açılması engellenebilir.

³ MADDE 7(1) Ulusal çıkarları veya güvenliği ilgilendiren, emniyet, istihbarat, savunma ve güvenlik, sağlık vb. konulara ilişkin lisansüstü tezlerle ilgili gizlilik kararı, tezin yapıldığı kurum tarafından verilir. Kurum ve kuruluşlarla yapılan işbirliği protokolü çerçevesinde hazırlanan lisansüstü tezlere ilişkin gizlilik kararı ise, ilgili kurum ve kuruluşun önerisi ile enstitü veya fakültenin uygun görüşü üzerine üniversite yönetim kurulu tarafından verilir. Gizlilik kararı verilen tezler Yükseköğretim Kuruluna bildirilir.

⁴ MADDE 7(2) Gizlilik kararı verilen tezler gizlilik süresince enstitü veya fakülte tarafından gizlilik kuralları çerçevesinde muhafaza edilir, gizlilik kararının kaldırılması halinde Tez Otomasyon Sistemine yüklenir.

ETİK BEYAN

KTO Karatay Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez/Proje Hazırlama ve Yazım Kurallarına uygun olarak Dr. Öğr. Üyesi Barış Samim NESİMİOĞLU danışmanlığında tarafımdan üretilen bu tez/proje çalışmasında; sunduğum tüm veri, enformasyon, bilgi ve belgeleri bilimsel etik kuralları çerçevesinde elde ettiğimi, tüm değerlendirme, analiz, bulgu ve sonuçları bilimsel usullere uygun olarak sunduğumu, tez/proje çalışmasında yararlandığım kaynakların tümüne bilimsel normlara uygun biçimde atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi, tezimin/projemin kaynak gösterilen durumlar dışında özgün olduğunu bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Yaşar KEMİKLİ

Aileme

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasının başından sonuna kadar zamanını, engin tecrubesini, hoşgürsünü ve desteğini benden esirgemeyen ve tez kapsamında karşıma çıkan her zorlukta yönlendiren değerli hocalarım Sn. Dr. Öğr. Üyesi Barış Samim NESİMİOğLU ve Sn. Dr. Öğr. Üyesi Erdi GÜLBAHÇE'ye bu tez çalışmasının fiziki ve yol gösteren olarak gerçekleşmesini sağlayan değerli MİLMAST A.ř yöneticilerine, her daim teknik konularda değerli yorumlarını ve yardımlarını aldığım Sn. Zafer KILIÇ ve Sn. Ersin BAKSI'ye özel teőekkürlerimi bir borç bilirim.

Ayrıca, bu süreç boyunca manevi ve teknik açıdan desteklerini hiçbir zaman benden esirgemeyen iş arkadaşlarım, Muhammet CESUR, Oğuzhan ÖZÇELİK, Özgün GÜL ve Yasin KUYUCU'ya teşekkür ederim.

Bana her zaman destek olan yanımdan hiçbir zaman ayrılmayan, beni bugüne kadar büyüten, değerin anlamını öğreten ve hayattaki doğruları gösteren, değerli ailem Zühal KEMİKLİ, Mehmet KEMİKLİ, Uğur KEMİKLİ ve hayatımın her anında yanımdan hiç ayrılmayıp bana her zaman destekçi olan babaannem Hayriye KEMİKLİ gönülden teşekkür ederim ve en derin şükranlarımı sunarım. Onların desteği olmasaydı bu tez ortaya çıkmazdı.

Bu teze başladığımda kız arkadaşım olarak hayatımda olan ve tezi bitme zamanında hayat arkadaşım olarak hayatıma giren Melike Belkıs KEMİKLİ'ye tezin her noktasında bana vermiş olduğu destek için teşekkür ederim. Bana vermiş olduğu sevgi ve destek sayesinde bu tezi bitirme başarısı gösterebildim.

31/08/ 2022

Yaşar KEMİKLİ

ÖZET

Yaşar KEMİKLİ

ASKERİ STANDARTLAR ICIN HASSAS PAN TILT MEKANİZMASI SİSTEM

TASARIMI

Yüksek Lisans

Konya, 2022

Savunma sanayi sektöründe, sıfır boşluklu pan tilt mekanizmalarının; görüntüleme, lazer işaretleme ve hedefleme sistemlerine hareket kabiliyeti kazandırabilmesinde büyük bir öneminin olduğu bilinmektedir. Pan Tilt mekanizmalarına sahip hareketli platform sistemleri, platform tabanındaki açısız titreşimlerin pan tilt sistemine bağlanan görüş, silah, lazer, radar ve ışıklandırma sistemlerinin görüş ve hedef çizgisine taşınmasını engelleyerek, stabil boşluksuz bir mekanizma elde edilmesini sağlamaktadır. Boşluksuz Pan-Tilt mekanizması genel olarak stabilize pozisyonlama ürün grubu içerisinde yer aldığından, yapılan mekanizmanın aynı zamanda robast bir yapı tasarımı da elde edilmelidir. Bu kapsamda, Pan-Tilt mekanizmasının yüksek hassasiyete sahip bir sistem oluşturabilmesi için aktarım organları üzerinde yenilikçi tasarımların yapılması öngörülmüştür. Bu alanda yapılan literatür taramasında çalışmaların bu noktadaki hassasiyeti yeterli olmadığı düşünülmektedir. Bu çalışma kapsamında, Pan-Tilt mekanizmasının hareket kabiliyeti kazandırdığı platformların (kamera, lazer hedefleme, atış vb.) daha hassas ve yenilikçi olabilmesi sağlanacaktır.

Bu çalışmanın sonucunda, savunma sanayisi sektöründe kullanılan ve düşük titreşimli frekanslara ve bundan kaynaklı bozulmalara maruz kalabilecek iki eksen hareket yeteneği olan pan tilt mekanizmasının tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu mekanizmanın tasarımında hem fiziksel hem de çevresel etkenlerden oluşabilecek kusurlar göz önüne alındığında, hedeflenen görüntü ya da hedef noktasında sapmalar meydana gelebilmektedir. Mekanizmayı etkileyen bozucu faktörler belirlendikten sonra sistem için gerekli olan tahrik grubu tasarımı yapılır. Boşluksuz bir yapı elde etmek için hedeflenen tahrik grubu tasarımı, motor, redüktör, dişli grupları ve makine elemanlarını içermektedir. Bu tasarlanan mekanizmada kullanılan her bir parçanın amacı sistemde bozucu faktörlerin oluşturabileceği boşluğun sıfıra indirilmesini sağlamaktadır. Tasarlanan bu mekanik yapı ile sistemin, çevresel etkileri ve mekanik parçaların yarattığı bozucu etkileri sönmülmesi, sistemde mevcut olmayan etkileri minimize etmesi ve sistemin çalıştığı ya da çalışmasının hedeflendiği frekans bölgesinde boşluksuz stabil olması hedeflenmektedir. Şüphesiz, yukarıda bahsedilen bu koşullar mühendislik hesaplamalarına dayandırılıp tasarımsal olarak uygulanmıştır. Önerilen bu tez çalışmasının literatüre katkısı; mevcut envantere kullanılan pan tilt mekanizmalarının boşluklu yapıları için kullanılan dişli grubunun ve aktarım organlarının nasıl boşluksuz yapılabileceğidir. Ayrıca bu çalışma, makine elemanlarını kullanım alanına göre saptayıp daha sonra aktarım organları üzerinde oluşabilecek olan bu boşluğun kolaylıkla giderilebilmesini amaçlar.

Anahtar Kelimeler

Pan-Tilt 1, Stabilizasyon 2, Gimbal 3, Boşluksuz Dişli Tasarımı 4

ABSTRACT

Yaşar KEMIKLI

HIGH-TECH PAN TILT MECHANISM DESIGN FOR MILITARY STANDARDS

Master's Thesis

Konya, 2022

In the defense industry sector, it is known that non-backlash pan-tilt mechanisms have a great importance in providing mobility to imaging, laser marking and targeting systems. Moving platform systems with Pan-tilt mechanisms prevent the angular vibrations of the platform base from being carried over to the sight and target line of the sight, weapon, laser, radar and lighting systems connected to the pan tilt system, thus ensuring a stable gap-free mechanism. Since the non-backlash Pan-Tilt mechanisms is generally included in the stabilized positioning product group, a robust structure design of the mechanism should also be obtained. In this context, it is envisaged to make innovative designs on the transmission elements so that the Pan-Tilt mechanism can create a system with high precision. In the literature review conducted in this area, the sensitivity of the studies on this point has been found unsatisfactory. Within the extent of this study, the platforms (camera, laser targeting, shooting, etc.) that the Pan-Tilt mechanism provides mobility will be more sensitive and innovative.

In the very end of this study, the design of the pan-tilt mechanism, which is used in the defense industry sector and can be exposed to low vibration frequencies and resulting distortions, has been obtained. Considering the flaws that may arise from both physical and environmental factors in the design of this mechanism, deviations may occur in the targeted image or target point. After determining the disruptive factors which affects the mechanism, the drive group design required for the system is made. In order to achieve a non-backlash structure, the targeted drive group design includes motor, reducer, gear groups and machine elements. The purpose of each part used in this designed mechanism is to reduce the space that can be created by disruptive factors in the system to zero. With this designed mechanical structure, it is aimed that the system absorbs the environmental effects and the disruptive effects created by the mechanical parts, minimizes the effects that are not present in the system, and that the system is stable without gaps in the frequency region where it works or is intended to work. Without a doubt, these conditions mentioned above are based on engineering calculations and then applied as a design. The contribution of this proposed thesis study to the literature is how the gear group and transmission elements used for the backlash structure of the pan-tilt mechanisms used in the current inventory can be made non-backlash. In addition, this study aims to determine the machine elements according to their usage areas and to easily eliminate this backlash value that may occur on the transmission elements later on.

Keywords

Pan-Tilt 1, Stabilization 2, Gimbal 3, Non-backlash gear design 4

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY	i
BİLDİRİM	ii
ETİK BEYAN.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
ÖZET	vi
ABSTRACT.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
TABLolar DİZİNİ	x
DENKLEM DİZİNİ.....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xvii
SİMGELER DİZİNİ	xxii
KISALTMALAR DİZİNİ.....	xxiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Özgün Bir Hedefleme ve Takip Sistemi.....	3
1.2. Literatür Araştırması	5
1.3. Tez Kapsamında Önerilen Yapı	9
2. SİSTEM TANIMLAMA VE SİSTEMİN GENEL ÖZELLİKLERİ.....	11
2.1. Pan Tilt Sistemi	11
2.2. Pan Tilt Sistemi Gereksinimleri	12
2.3. Pan Tilt Sisteminde Etkisi Olan Mekanik Parametreler.....	13
2.3.1. Mekanik Boşluk.....	14
2.3.2. Mekanik Sürtünme	16
3. PAN TİLT SİSTEMİNİN MEKANİK TASARIMI	17
3.1. İlk Konsept Tasarım	17
3.2. İkinci Konsept Tasarım	24
3.2.1. Pan Grubu Mekanik Tasarımı.....	25
3.2.2. Tilt Grubu Mekanik Tasarımı.....	34
4. MEKANİK TASARIM PARAMETRE HESAPLAMALARI.....	44
4.1. Pan Grubu Mekanik Tasarım Hesaplamaları	44
4.1.1. Pan Grubu Sonsuz Dişli ve Sonsuz Şaft Hesabı.....	46
4.1.2. Pan Grubu Zincir Dişli Hesabı	48
4.1.3. Pan Grubu Sonsuz Dişli Yataklama Hesabı	50

4.1.4. Pan Grubu Sonsuz Şaft Yataklama Hesabı.....	54
4.1.5. Pan Grubu Tahrik Elemanı Hesabı	55
4.1.6. Pan Grubu Boşluk Alma Mekanizması Hesabı	56
4.1.7. Pan Grubu Boşluk Alma Mekanizması Yataklama Hesabı.....	58
4.1.8. Pan Grubu Boşluk Alma Mekanizması Tahrik Elemanı Hesabı	59
4.1.9. Pan Grubu Enkoder ve Aktarım Elemanları Hesabı.....	60
4.2. Tilt Grubu Mekanik Tasarım Hesaplamaları.....	64
4.2.1. Tilt Grubu Sonsuz Dişli ve Sonsuz Şaft Hesabı	65
4.2.2. Tilt Grubu Zincir Dişli Hesabı.....	67
4.2.3. Tilt Grubu Sonsuz Dişli Yataklama Hesabı.....	69
4.2.4. Tilt Grubu Sonsuz Şaft Yataklama Hesabı.....	72
4.2.5. Tilt Grubu Tahrik Elemanı Hesabı	73
4.2.6. Tilt Grubu Boşluk Alma Mekanizması Hesabı	74
4.2.7. Tilt Grubu Boşluk Alma Mekanizması Yataklama Hesabı	76
4.2.8. Tilt Grubu Boşluk Alma Mekanizması Tahrik Elemanı Hesabı	77
4.2.9. Tilt Grubu Enkoder ve Aktarım Elemanları Hesabı.....	78
5. MEKANİK TASARIM MODELLEMESİ VE SONUÇLARI	81
5.1. Pan Grubu Mekanik Tasarım Modeli	81
5.1.1. Sonsuz Dişli Çifti Modellemesi ve Sonuçları.....	81
5.1.2. Zincir Dişli Modellenmesi ve Sonuçları.....	86
5.1.3. Sonsuz Dişli Yataklama Modellemesi ve Sonuçları.....	88
5.1.4. Sonsuz Şaft yataklama Modellenmesi ve Sonuçları.....	91
5.1.5. Boşluk Alma Mekanizması Sonsuz Şaft Modellenmesi ve Sonuçları	94
5.2. Tilt Grubu Mekanik Tasarım Modeli	96
5.2.1. Sonsuz Dişli Çifti Modellemesi ve Sonuçları.....	97
5.2.2. Zincir Dişli Modellenmesi ve Sonuçları.....	101
5.2.3. Sonsuz Dişli Yataklama Modellemesi ve Sonuçları.....	103
5.2.4. Sonsuz Şaft yataklama Modellenmesi ve Sonuçları.....	106
5.2.5. Boşluk Alma Mekanizması Sonsuz Şaft Modellenmesi ve Sonuçları	109
6. ÖZET VE GELECEK ÇALIŞMALAR	111
6.1. Özet	111
6.2. Gelecek Çalışmalar.....	112
KAYNAKLAR	114

TABLolar DİZİNİ

Tablo 1-1 Stockum (1987) Pan-Tilt için önerdiği mekanik etkiler.....	6
Tablo 2-1 Tasarımda hedeflenen hız ve hassasiyet parametreleri	12
Tablo 2-2 Tasarımda istenen taşıma kapasitesi	12
Tablo 2-3 Tasarımda istenen çevresel şartlar.....	13
Tablo 2-4 Tasarımda istenen çevresel test koşulları	13
Tablo 4-1 Faydalı yükün fiziksel özellikleri	44
Tablo 4-2 Yük faktörü tablosu K_a (“Cylindrical Worm Gear Drives” 2018)	46
Tablo 4-3 Çalışma zamanı faktörü bB (“Cylindrical Worm Gear Drives” 2018).....	46
Tablo 4-4 Pan grubunda kullanılan rulmanlar	53
Tablo 4-5 CK45 malzemenin mekanik özellikleri.....	62
Tablo 4-6 Faydalı yükün fiziksel özellikleri	64
Tablo 4-7 Tilt grubunda kullanılan rulmanlar	71
Tablo 5-1 Pan grubu için tasarlanan dişli değerleri	85
Tablo 5-2 Zincir dişli tasarım sonuçları.....	87
Tablo 5-3 Pan grubu için tasarlanan rulman sonuçları	89
Tablo 5-4 Pan grubu sonsuz şaft yataklama mili sonuçları	91
Tablo 5-5 Pan grubu boşluk alma mekanizması sonsuz şaft yataklama mili sonuçları..	94
Tablo 5-6 Tilt grubu için tasarlanan dişli değerleri	100
Tablo 5-7 Tilt grubu zincir dişli tasarım sonuçları	102
Tablo 5-8 Tilt mili ve rulmanların yük altındaki sonuçları.....	104
Tablo 5-9 Tilt grubu sonsuz şaft yataklama mili sonuçları.....	107

DENKLEM DİZİNİ

(1)	23
(2)	23
(3)	23
(4)	23
(5)	44
(6)	44
(7)	45
(8)	45
(9)	45
(10)	45
(11)	45
(12)	45
(13)	45
(14)	45
(15)	45
(16)	45
(17)	47
(18)	47
(19)	47
(20)	47
(21)	48
(22)	48
(23)	48
(24)	49
(25)	49
(26)	49
(27)	49

(28)	49
(29)	50
(30)	51
(31)	51
(32)	51
(33)	51
(34)	52
(35)	52
(36)	52
(37)	52
(38)	53
(39)	53
(40)	53
(41)	53
(42)	54
(43)	55
(44)	55
(45)	55
(46)	56
(47)	56
(48)	57
(49)	57
(50)	57
(51)	57
(52)	57
(53)	57
(54)	58
(55)	58
(56)	58

(57)	58
(58)	58
(59)	58
(60)	58
(61)	58
(62)	59
(63)	59
(64)	59
(65)	59
(66)	60
(67)	60
(68)	62
(69)	62
(70)	63
(71)	63
(72)	63
(73)	63
(74)	63
(75)	63
(76)	63
(77)	63
(78)	63
(79)	63
(80)	63
(81)	63
(82)	64
(83)	64
(84)	64
(85)	65

(86)65
(87)65
(88)65
(89)65
(90)65
(91)65
(92)65
(93)65
(94)66
(95)66
(96)66
(97)66
(98)67
(99)67
(100)67
(101)67
(102)67
(103)68
(104)68
(105)68
(106)69
(107)69
(108)69
(109)69
(110)70
(111)70
(112)70
(113)70
(114)70

(115).....	70
(116).....	70
(117).....	71
(118).....	72
(119).....	72
(120).....	72
(121).....	72
(122).....	73
(123).....	73
(124).....	74
(125).....	74
(126).....	74
(127).....	75
(128).....	75
(129).....	75
(130).....	75
(131).....	75
(132).....	75
(133).....	75
(134).....	75
(135).....	76
(136).....	76
(137).....	77
(138).....	77
(139).....	77
(140).....	77
(141).....	79
(142).....	79
(143).....	79

(144)	79
(145)	79
(146)	79
(147)	80
(148)	80
(149)	80

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Pan-Tilt sistemlerinde kullanılan mekanik yapılar(“Pan and Tilt”, t.y.)	1
Şekil 1.2 Pan-Tilt sisteminin kullanıldığı örnek bir gözetleme sistemi(Kennedy, 2009 ..3	
Şekil 1.3 Pan-Tilt Çalışma Şeması.....	3
Şekil 2.1 Pan Tilt sistemi ve serbestlik dereceleri	11
Şekil 2.2 Dişli boşluk gösterimi (Navarro, 2018).....	14
Şekil 2.3 Dişli profilin arc/min olarak hesaplanması.....	15
Şekil 2.4 Dişlilerde oluşan boşluğun modellenmesi	15
Şekil 2.5 Dişlilerde oluşan boşluğun hız etkisi ve boşluk açısı	16
Şekil 3.1 İlk konsept tasarımın izometrik görüntüsü	18
Şekil 3.2 İlk konsept çalışmasına ait montajın patlatılmış görüntüsü.....	19
Şekil 3.3 Serbestlik derecesi ve kesit görüntü çizgileri	19
Şekil 3.4 İlk konseptin tilt kesit A-A görüntüsü	20
Şekil 3.5 İlk konseptin pan kesit B-B görüntüsü	21
Şekil 3.6 İlk konsept boşluk alma mekanizması	22
Şekil 3.7 İlk konsept tasarım dişli sonuçları	24
Şekil 3.8 Yük ve platform açılarının gösterimi.....	24
Şekil 3.9 Nihai tasarımın patlatılmış görüntüsü.....	25
Şekil 3.10 Pan grubunun şematik gösterimi	25
Şekil 3.11 Pan grubunun patlatılmış gösterimi	26
Şekil 3.12 Pan mekanizmanın konsept tasarım çizimi.....	27
Şekil 3.13 Pan aktarım grubun A-A kesit görüntüsü	27
Şekil 3.14 Pan aktarım grubun B-B kesit görüntüsü.....	29
Şekil 3.15 Pan grubu motor tork aktarım dişlisi	30
Şekil 3.16 Pan sonsuz dişli detayı.....	31
Şekil 3.17 boşluk alma mekanizması patlatılmış görseli.....	32
Şekil 3.18 Pan grubu takım görseli	33
Şekil 3.19 Zincir baskı mekanizması	34

Şekil 3.20 Tilt grubu şematik gösterimi.....	34
Şekil 3.21 Tilt grubu detay görünüşleri	35
Şekil 3.22 Tilt grubu şematik gösterimi.....	36
Şekil 3.23 Tilt kritik tasarım kesit görüntüsü.....	37
Şekil 3.24 Tilt grubu sol yataklama detayı	39
Şekil 3.25 Tilt grubu motor tork aktarım dişlisi	40
Şekil 3.26 Tilt sonsuz dişli detayı.....	41
Şekil 3.27 Tilt grubu boşluk alma mekanizması patlatılmış görseli.....	42
Şekil 3.28 Tilt grubu takım görseli	43
Şekil 4.1 Pan ve faydalı yük arasında ki ilişkisi	44
Şekil 4.2 Pan dişli grubu değerleri.....	47
Şekil 4.3 Zincir dişli tork-hız tablosu	49
Şekil 4.4 Pan zincir grubu değerleri.....	50
Şekil 4.5 Eş değer dinamik yük diagramı	50
Şekil 4.6 Eşdeğer yük tablosu.....	51
Şekil 4.7 Yük taşıma kapasitesi grafiği.....	52
Şekil 4.8 Pan grubu yataklama görseli.....	54
Şekil 4.9 Pan grubu sonsuz dişli yataklama kesit görseli	54
Şekil 4.10 Pan tahrik grubu değerleri	56
Şekil 4.11 Dişli boşluğu profili (“Duplex Worms”, t.y.).....	57
Şekil 4.12 Boşluk alma mekanizması kesit görseli.....	58
Şekil 4.13 Pan boşluk alma mekanizması tahrik grubu değerleri.....	60
Şekil 4.14 Pan grubunda kullanılan kamalar	61
Şekil 4.15 Kama hesaplama parametreleri.....	62
Şekil 4.16 Tilt ve faydalı yük arasında ki ilişkisi.....	64
Şekil 4.17 Tilt dişli grubu değerleri	66
Şekil 4.18 Tilt zincir grubu değerleri.....	68
Şekil 4.19 Eş değer dinamik yük diagramı	69

Şekil 4.20 gösterilen eşdeğer dinamik yük;	69
Şekil 4.21 Tilt grubu yataklama görseli	71
Şekil 4.22 Tilt grubu sonsuz dişli yataklama kesit görseli.....	72
Şekil 4.23 Pan tahrik grubu değerleri	74
Şekil 4.24 Boşluk alma mekanizması kesit görseli.....	76
Şekil 4.25 Pan boşluk alma mekanizması tahrik grubu değerleri.....	78
Şekil 4.26 Pan grubunda kullanılan kamalar	79
Şekil 5.1 Pan mekanizmasının KISSsoft mimarisi	81
Şekil 5.2 Basic data girdi ekranı	82
Şekil 5.3 Modül dönüştürme.....	83
Şekil 5.4 Dişli çifti bilgileri	83
Şekil 5.5 Dişli çifti diş profil bilgileri	84
Şekil 5.6 Dişli malzeme ve yağlama bilgileri	84
Şekil 5.7 Referans dişli profili değerleri	84
Şekil 5.8 Dişli tolerans bilgisi.....	85
Şekil 5.9 Aktarım güç ve tork değerleri.....	85
Şekil 5.10 Dişli çifti diş ve temas profili	100
Şekil 5.11 Dişli çifti KISSsoft çizimi	86
Şekil 5.12 Dişli yağlama grafiği	86
Şekil 5.13 Zincir dişli mekanik parametre girdileri.....	87
Şekil 5.14 Zincir dişli güç grafiği	88
Şekil 5.15 Pan sonsuz dişli mil yataklanması	88
Şekil 5.16 Mil yer değiştirme grafiği	103
Şekil 5.17 Mil eğilme ve torsiyon grafiği	89
Şekil 5.18 Mil kuvvet dağılım grafiği	103
Şekil 5.19 Mil tork dağılım grafiği	89
Şekil 5.20 Mil eşdeğer stres grafiği	104
Şekil 5.21 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği	90
Şekil 5.22 Mil eşdeğer eksenel stres dağılım grafiği	90
Şekil 5.23 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı.....	91

Şekil 5.24 Pan sonsuz şaft mil yataklanması	91
Şekil 5.25 Mil yer değiştirme grafiği	106
Şekil 5.26 Mil eğilme ve torsiyon grafiği	92
Şekil 5.27 Mil kuvvet dağılım grafiği	106
Şekil 5.28 Mil tork dağılım grafiği	92
Şekil 5.29 Mil eşdeğer stres grafiği	106
Şekil 5.30 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği	92
Şekil 5.31 Mil eşdeğer aksenal stres dağılım grafiği	93
Şekil 5.32 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı.....	93
Şekil 5.33 Boşluk alma mekanizması sonsuz şaft mil yataklanması	94
Şekil 5.34 Mil yer değiştirme grafiği	108
Şekil 5.35 Mil eğilme ve torsiyon grafiği	94
Şekil 5.36 Mil kuvvet dağılım grafiği	109
Şekil 5.37 Mil tork dağılım grafiği	95
Şekil 5.38 Mil eşdeğer stres grafiği	109
Şekil 5.39 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği	95
Şekil 5.40 Mil eşdeğer aksenal stres dağılım grafiği	95
Şekil 5.41 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı.....	96
Şekil 5.42 Tilt mekanizmasının KISSsoft mimarisi	96
Şekil 5.43 Basic data girdi ekranı	97
Şekil 5.44 Modül dönüştürme.....	98
Şekil 5.45 Dişli çifti bilgileri	98
Şekil 5.46 Dişli çifti diş profil bilgileri.....	98
Şekil 5.47 Dişli malzeme ve yağlama bilgileri	99
Şekil 5.48 Referans dişli profili değerleri	99
Şekil 5.49 Dişli tolerans bilgisi.....	100
Şekil 5.50Tilt aktarım güç ve tork değerleri	100
Şekil 5.51 Dişli çifti diş ve temas profili	114
Şekil 5.52 Dişli çifti KISSsoft çizimi	101
Şekil 5.53 Dişli yağlama viskozite grafiği.....	101
Şekil 5.54 Zincir dişli mekanik parametre girdileri.....	102

Şekil 5.55 Zincir dişli güç grafiği	103
Şekil 5.56 Tilt sonsuz dişli mil yataklanması	103
Şekil 5.57 Mil yer değiştirme grafiği	117
Şekil 5.58 Mil eğilme ve torsiyon grafiği	104
Şekil 5.59 Mil kuvvet dağılım grafiği	117
Şekil 5.60 Mil tork dağılım grafiği	104
Şekil 5.61 Mil eşdeğer stres grafiği	118
Şekil 5.62 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği	105
Şekil 5.63 Mil eşdeğer aksenal stres dağılım grafiği	105
Şekil 5.64 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı.....	106
Şekil 5.65 Pan sonsuz şaft mil yataklanması	106
Şekil 5.66 Mil yer değiştirme grafiği	120
Şekil 5.67 Mil eğilme ve torsiyon grafiği	107
Şekil 5.68 Mil kuvvet dağılım grafiği	120
Şekil 5.69 Mil tork dağılım grafiği	107
Şekil 5.70 Mil eşdeğer stres grafiği	121
Şekil 5.71 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği	108
Şekil 5.72 Mil eşdeğer aksenal stres dağılım grafiği	108
Şekil 5.73 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı.....	109
Şekil 5.74 Boşluk alma mekanizması sonsuz şaft mil yataklanması	109
Şekil 5.75 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı.....	110
Şekil 6.1 Pan tilt tasarımın boşluk sonuç grafiği	112

SİMGELER DİZİNİ

Simge	Açıklama
η	Dişli verimi
P_0	Dişli Güç Kaybı
I_{sistem}	Sistemin Atalet Momenti
I_{merkez}	Faydalı Yükün Merkez Kaçıklığının Atalet Momenti
I	Toplam Atalet Momenti
τ	Tork
ω	Açısal Hız
T_{sd}	Sonsuz Dişli Torku
T_{ss}	Sonsuz Şaft Torku
P_{ss}	Sonsuz Şaft için Gerekli Tork
P_d	Pan Zincir Dişli Gücü
i_p	Pan Grubu Zincir Dişli Aktarım Oranı
z_{p_1}	Pan Grubu 1. Zincir Dişli Diş Sayısı
z_{p_2}	Pan Grubu 2. Zincir Dişli Diş Sayısı
T_{pz}	Pan Grubu Zincir Dişli Torku
P	Eşdeğer rulman yükü
F_r	Rulman Statik Yükün Radyal Bileşeni
F_a	Rulman Statik Yükün Eksenel Bileşeni
L_0	10^6 Devir Cinsinden Rulman Ömrü
C	Newton Cinsinden Dinamik Yük Sayısı
P	Newton Cinsinden Dinamik Eşdeğer Yük (Bu Değer Bilyalı Rulmanlar İçin Her Zaman 3, Makaralı Rulmanlar İçin İse Her Zaman 10/3 Dür.)
A	Rulman Yük Yaşıma Kapasitesi
e	Hesaplama Faktörü
m_a	Nominal Eksenel Modül - ($0.01 \times$ Nominal Eksenel Modül)
m_b	Nominal Eksenel Modül + ($0.01 \times$ Nominal Eksenel Modül)
V	İzin Verilen Maksimum Profil Kaydırma
m_{nem}	Nominal Eksen Modül
m_n	Dişli Modül
γ_m	Helis Açısı
z_1	Sonsuz Dişli Şaft Diş Sayısı
d_{m1}	Sonsuz Dişli Şaft Referans Çap

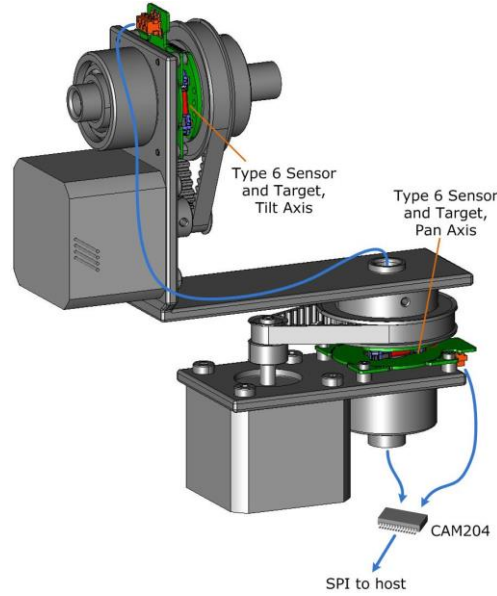
d	(mm) Mil Çapı
F	(N) Kamayı etkileyen çevre kuvveti
M_t	(Nmm) Bağlantıdaki Torsiyon Momenti
h	(mm) Kama Yüksekliği, h_G Göbekte Kama Yüksekliği, h_M milde
l	(mm) Hesap İçin Kama Boyu
b	(mm) Kama Genişliği
n	(min-1) Devir Sayısı

KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltma	Açıklama
SBR	Sabit Bilyalı Rulman
EBR	Eğik Bilyalı Rulman
OKMR	Küresel Makaralı Rulman
CAD	Computer Aid Design
FOV	Field of view
LOS	Line of sight
CNC	Computer Numerical Control
RPM	Revolutions per Minute

1. GİRİŞ

Stabilize elektromekanik pan tilt sistemleri geçmiş yıllarda sivil ve savunma sanayi sektöründe kullanılmaya başlamıştır. Yaygın olarak artan bu artış, keşif ve gözetleme alanındaki ihtiyaçların artmasından kaynaklanmaktadır. Özellikle savunma alandaki keşif ve gözetleme ihtiyaçları için stabilize pan tilt yapıları çok büyük bir önem arz etmektedir. Gelişen kamera sistemleri, lazer hedefleme ve sensör teknolojileri, yabancı unsurların eski sistemlere göre çok daha kolay tespit ve takip edilmesine olanak sağlamaktadır. Kamera ve sensör teknolojilerinde bu ilerleme ise bağladıkları sistemlerin stabilizasyonu ve hassasiyetine olan ihtiyacı arttırmaktadır. Stabilize Pan-Tilt sistemlerinin ana görevi ise, sistemin bağlı bulunduğu platforma (hava, kara, deniz araçları) ve/veya kendisine doğrudan etkiyen bozucu etkileri gidermektir (Bigley ve Schupan, 1987) (Benett ve Musser, 1993). Bu hareket sistemleri literatürde, stabilize olan platformun türüne bağlı olarak, radar sistemleri, optik, lazer sistemleri ve kamera hattı uygulamasını ya da silah sistemleri için atış ve ateşleme sistemleri olarak adlandırılmaktadır. Pan Tilt sistemlerinin kontrol, yazılım ve elektronik tasarımlarında ise, dışarıdan gelen çevresel bozucu etkiler altında yapının etkilenmemesini, sabit bir noktaya odaklanmasını sağlayacak şekilde tasarlanmaktadır. Bu bozucu etkiler, pan tilt sistemin mekanik yapısına göre değişiklik göstermektedir. Bu dış bozucu etkiler en çok, sistemin kurulduğu bölgenin doğası gereği sistemin mekanik alt yapısına etkisinden dolayı, takıldığı araçlara etki etmektedir.



Şekil 1.1 Pan-Tilt sistemlerinde kullanılan mekanik yapılar(“Pan and Tilt”, t.y.)

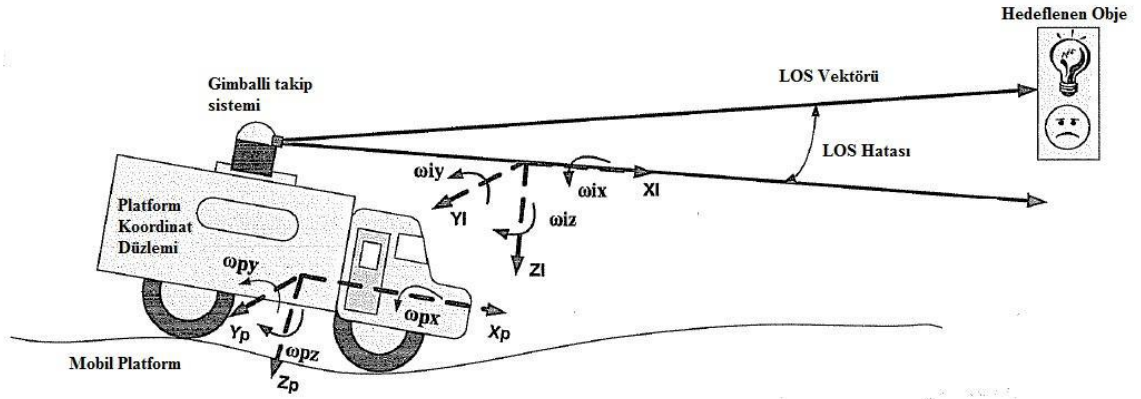
Pan tilt yapılarının mekanik tasarım kısmı stabilizasyon sisteminin tasarımına göre farklılık gösterebilmektedir. Bu mekanik yapılar Şekil 1.1 ile gösterilen, Pan aktarım grubu, tilt aktarım grubu, ana gruplar altında toplanmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında çalışılacak pan tilt yapısı sıfır boşluklu pan tiltler kategorisine aittir. Sıfır boşluklu pan tiltler genel olarak aktarım organlarındaki boşlukların alınıp son aktarımdaki hareketi boşluksuz bir şekilde iletilmesidir, sistemin bu şekilde olmasıyla eksenlerde kullanılan rulmanların üzerine düşen kuvvetin sürtünmesiz ve dengede kalmasını amaçlamaktadır. Mekanik mühendislik olarak dışardan gelen bozucu etkilerinin, mekanizma üzerinde yok etmek için kullanılmaktadır.

Pan tilt sistemleri birçok alanda kullanılmaktadır. Bu alanlar genel olarak;

- Görüntüleme Sistemleri
 - Kamera, FLIR
 - Teleskoplar
 - Radar
 - Sınır Güvenlik Sistemleri
- Silah Taret Sistemleri
 - Top ve balistik Silahlar
 - Arayıcı Başlıklar
 - Hava Sistemleri
- Lazerler
 - Hedfleme Sistemleri
 - Mesafe Bulucular

Bu tez çalışmasında tasarlanacak olan Pan Tilt in amacını anlamak için sistemde kullanılan alt sistemleri bilmek gerekmektedir. Bunlardan ilki Şekil 1.2 ile gösterilen görüş hattıdır. Gözetleyen ile gözleyici arasında ilişkilendirilen bir vektördür (Kennedy ve Kennesy, 2009). (FOV) Görüş alanı aniden görülen alandır. (“Görüş alanı”, 2015)



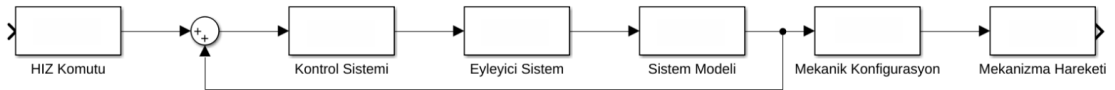
Şekil 1.2 Pan-Tilt sisteminin kullanıldığı örnek bir gözetleme sistemi(Kennedy, 2009)

Pan Tilt yapısı, görüş alanı sensörünün içindeki görüntüyü sınırlamalıdır. Pan Tilt bu hareketi alırken sisteki boşlukların giderilmesi durumunda herhangi bir titreşime maruz kalmayacaktır.

Pan Tilt'in amacı kara araçları ya da sabit platformlarda üzerinde bağlı olan kameranın ya da sensörün geri beslemelerinin, bu sensörleri izleyip komuta kontroldeki personelin ve algoritmanın sayesinde sorunsuz bir şekilde kullanılmasını sağlamasıdır. Bunun sağlanabilmesi için sistemin ilk aktarımdan sonra aktarım organına kadar sistemde kullanılan tüm mekanik parçalar boşluksuz özel mekanizmalar ile tasarlanmalıdır. Boşluksuz bir mekanizma tasarlanması durumunda sistemin en büyük bozucu parametresi ortadan kalmış olur, bundan sonraki tüm yapılan iyileştirmeler kontrolcü ve elektronik tasarımdadır.

1.1. Özgün Bir Hedefleme ve Takip Sistemi

Askeri sistemlere takılı olan bir pan tilt sisteminin blok diyagramı Şekil 1.3 ile gösterilmektedir.



Şekil 1.3 Pan-Tilt Çalışma Şeması

Genellikle pan-tilt sistemleri görüş çizgisi konum kontrolüyle ilgilenmesine rağmen, pratikte bu bilgi daha çok görüş çizgisi hız döngüsü tasarımı ile yapıldığı görülmektedir.

Bunun sebebi pratikte sistemlerde hız vektörünün emrinin doğrusal bir kontrolcü tarafından veriliyor olmasıdır. Sadece pozisyona bağlı kontrollü bir kontrolcüyü kullanan operatör, görüntüyü verdiği kontrolcülerle, titreşimsiz ve hareketsiz kontrol etmekte zorlanacaktır. Ayrıca sistemin ihtiyacından fazla çaba sarf edilmesine neden olacak pozisyon kontrolcüsü kullanımı, operatörün sisteme bağlı olan diğer işlemleri halletmesini zorlaştıracaktır. Bu durumlara ek olarak, hız vektörü sayesinde, operatör görüş çizgisinin bir defa hedefin üzerine sabitlediği takdirde, sistemin boşluksuz bir yapıya sahip olmasından dolayı sabit hız komutunun gönderilmesi yeterli olacaktır.

Tezde kullanılan mekanik kontrolcülerin ve stabilizasyon sisteminin temel prensibi sistemin ataletinin değişmemesidir. Bu sayede uygulanan tork, Pan Tilt'in hareketini oluşturmaktadır. Bu sebeple, Şekil 1.3 ile gösterilen kontrol sisteminin ilk amacı, stabilize kütleye dışardan gelen bozucu etkinin tersinin motorlardan uygulanmasıdır. Sistemin gereksinimleri ihtiyaç duyulan hıza, süreye ve torqa göre tasarlanmasını mümkün kılmaktadır.

Pan Tilt sistemlerinde dışardan gelen bozucu etkiler;

- Mekanizma parçaları arasındaki sürtünmeler
 - Rulman Kaynaklı sürtünmeler
 - Motor ve redüktör kaynaklı sürtünmeler
 - Kayış veya zincir kaynaklı sürtünmeler
 - Dişli grubu kaynaklı sürtünmeler
- Proseslere uygun montaj yapılamaması
- Kablaj Kaynaklı
 - Sistemin Kabloları
 - Kayar Yüzük

Şeklinde özetlenebilir.

Pan tilt sistemlerinde sıkça karşılaşılan diğer bir konu ise sistemin mekanik parçalarının rezonans modlarıdır. Sistemin mekanik tasarım aşamasında, Pan tilt rezonans

frekanslarının, sistemin gereken bant genişliği bölgesinden dışarıda tutulması gerekmektedir. Aksi takdirde sistemin tasarım adımları gereğinden daha fazla karmaşık bir hal alacaktır (Stockum vd., 1987).

1.2. Literatür Araştırması

Pan tilt yapılarının stabilizasyonu için birçok klasik mekanik tasarım yöntemleri ve kullanım alanları defalarca tavsiye edilmiştir.

Pan tilt sistemleri, iki serbestlik derecesine sahip olmak üzere, eyleyicilerin tahrik ettiği iki döner eksene sahiptir. Pan Tilt mekanizması, pan eksenini etrafında $n \cdot 360$ olarak dönebilir tilt ekseninde ise ± 90 derecelik hareket aralığına sahiptir. Pan mekanizması, sabit bir eksen etrafında sürekli dönüş hareketini sağlayabilmekte, fakat tilt mekanizması, pan eksenine dik olan taban üzerinde ± 90 derecelik hareket yapmaktadır. Mekanizmalar dişli, şaft ve motorlardan oluşmaktadır. Mekanizmadaki tork transferi için zincir dişli, kayış kasnak yapıları kullanılmaktadır. Pan tilt sistemleri uçak, kara araçları gibi platformlara takıldığında kamera, radar ve lazer hedefleme gibi verilen istenilen yöne hareket etmesini sağlayan cihazlardır. Tasarlanan lineer pan tilt sistemlerinde Coulomb sürtünme, merkezkaç ve koriolis kuvvetleri ihmal edilmektedir. Fakat lineer olmayan pan tilt sistemleri için sürtünme kuvveti Coulomb sürtünmesi, ağırlık atalet momentleri ve koriolis kuvvetleri kullanılmaktadır. Lineer olmayan sistemler için ihmal edilmeyen etkiler deneylerle ya da CAD programlarından çıkarılmaktadır (Sarwar ve Afzaal, 2009) (Williams vd., 1989)

Hassas takip ve hedefleme sistemleri için elektromekanik tasarım, elektro-optik sistemlerin gelişme sürecinde önemli bir yeri bulunmaktadır. Pan-Tilt sistemlerinin bileşenlerinin seçiminde ve istenilen sistem seviyelerinde performans elde etmek için mekanik birimlerin birbiri arasında optimize tasarım mantığı güdülmesi gerekmektedir. Hassas olarak tasarlanan mekanik yapının ardından bir diğer kilit tasarım ise kontrol sistem tasarımıdır (Stockum vd., 1987). Hassas hedefleme ve takip sistemleri, genel olarak iki eksende harekete izin verecek şekilde oluşan gimbal ya da pan tilt sistemleri üzerine takılmaktadır. Bundan dolayı hedefleme ya da takip sistemlerinin hassasiyeti bağlı oldukları platformların hassasiyetine bağlıdır (Stockum vd., 1987). Görüntüleme, silah sistemleri, hedef takip sistemlerinin ve kamera sistemlerinin tasarımı, Pan-Tilt tasarım performansına direk etki eden bir parametredir (ağırlık, atalet, hız, şok etkisi ve

çözünürlük). Stockum (1987) bu çalışma kapsamında önerdiği iki adet örnek çalışma bulunmaktadır. Stockum (1987)'un önerdiği çalışma stabilize (Pan-Tilt) optik konfigürasyon ve stabilize ayna (Optik Mühendisliği) konfigürasyonu ile ilgili bir tasarımıdır. Görüntüleme ve hedefleme sistemlerinin bağlı olduğu platformlar için hassasiyeti etkileyen mekanik yapıları Tablo 1-1'de göstermiştir.

Sistem Gereksinimleri	Pan-Tilt Tasarım Gereksinimleri
Çözünürlük – MRT-MRC	Atalet momentinin etkisi Stabilizasyon için doğal frekans Pan-Tilt mekanik tasarımı Sensör geri beslemesi Pan-Tilt ağırlık dengesi Dinamik model ve parametreler

Tablo 1-1 Stockum (1987) Pan-Tilt için önerdiği mekanik etkiler

İki eksenli pan tilt sisteminin görüş çizgisine olan etkisi en önemli mekanik parametredir (Williams vd., 1989). Görüş çizgisi sistemin kontrolcüsünden gelen atalet oranı komutlarına yanıt veren pan tilt stabilize sistem üzerinden belirlenmektedir (Williams vd., 1989). Pan-Tilt sistemleri üzerine bağlanan kameralar genellikle derin bakış kameraları olmasından dolayı uzun menzilde hedefe kilitlendiği durumda yönlendirme birimin hassasiyeti kamera için çok önemlidir (Williams vd., 1989). Wiliam (1989)'a göre pan tilt sisteminin gereksinimleri aşağıdaki gibi olmalıdır.

1. 0.5'den 30 derece/saniye kadar adım hız tepkileri hızlı, stabil ve doğru olarak iletilmeli. 0.05 saniyelik doğrusal hızlanma süresi, mekanik tasarımın görüş çizgisine etkisi 0.005 olmalıdır.
2. Havacılık sektörü için stabilizasyon hatası 0.1sn başına 50µrad olmalıdır.

Pan tilt 'in rezonans frekanslarının sistemin gereken bant genişliği bölgesinden dışarıda tutulması gerektiği için Borello (1986)'un önerdiği çalışma bant genişliği 100 Hz olan, yüksek hassasiyete sahip stabilize pan tilt için kontrol yapısını açıklamıştır. (Borrello vd., 1986)

Hudgens ve Cawthon (2014) yapmış olduğu çalışmada (Hudgens ve Cawthon, 2014). Dördüncü nesil savaş uçakları mekanik olarak taranan bir atış kontrol radar anteni kullanılmıştır. Bu anten, uçağın burnunda bulunur. Pilot bu anten yardımıyla ateşleme grubunun hedefini belirlemektedir. Pilotun hedefleme yapması için kullanılan antenin

hassas konumlandırma mekanizması üzerine sabitlenmesi gerekmektedir. Radarın ve antenin sabitlenmiş olduğu platform uçağın ateşleme sistemi için yükseklik ve menzil toplayacak şekilde antenin pan ve tilt hareketini yapmasını sağlamaktadır.

Hudgens ve Cawthon (2014) hedefleme sistemi için gerekli olan Pan-Tilt mekanizması mimarisini şu şekilde belirtmiştir.

- Faydalı yük taşıma kapasitesi radar antenine uygun olmalıdır.
- İki serbestlik derecesine sahip boşluksuz Pan ve Tilt mekanizmaları tasarlanmalıdır. Bu sistem için gerekli olan mekanik parçaları aşağıdaki gibi listelemiştir;
 - Fırçasız doğrudan sürücülü motor
 - Encoder
 - Rulman tipleri ve konfigürasyonları
 - RF ve kablo yörüngesi
- Pan-Tilt fiziksel boyutu antenin gölgesinde kalacak kadar küçük olmalıdır.
- Pan sistemi için $n*360^\circ$, Tilt sistemi için $\pm 90^\circ$ hareket kabiliyetine sahip olmalıdır.

Hudgens ve Cawthon (2003)'ün önerdiği diğer bir çalışma anten aktif olarak RF sinyalini takip ederek anten için sabitlenen hedefin taramasını sağlamaktadır. Antenler bazı durumlarda hava ya da kara araçlarında kamufle olması gerekmektedir. Bu sebepten dolayı antenin RF sinyallerinde herhangi en az kayıp olmaması için kamufle malzemesi radom malzemedan yapılan gövdeler içerisinde saklanmaktadır. Radomun neden olduğu sinyal sapmaları, antenin pozisyonu için pan tilt sistemine negatif girdi olarak eklenmektedir. Pan tilt sistemlerinin bu şekilde hassas çalışabilmesi için, mekanik yapıda yapısal sertlik, sıfır aktarma organı boşluğu ve son derece hassas açı ölçümü gerekmektedir. (Hudgens ve Cawthon 2003)

Ticari olarak üretilmiş Pan-Tilt mekanizmaları genellikle art arda bağlanmış tekli AC ya da DC motorlardan oluşmaktadır, bu sistemler sıralı hareket kabiliyetine sahiptir. Genellikle pan ve tilt aynı anda hareket edemezler. Son zamanlarda tasarlanan pan tilt mekanizmaları çok eksenli hareket, yüksek tork ve göreceli olarak hassas mekanizmalar tasarlanmıştır, fakat bu sistemler boyut olarak çok büyük, güç açısından verimsiz ve faydalı yükün hareketi oldukça düşük hızlarda gerçekleşmektedir. Bu tür sistemler doğası gereği kullanılan motorların ve aktarım gruplarının verimsiz olmasından dolayı verimsiz

sistemlerdir. Pan tilt sistemleri için teknik zorluklar, yüksek hız, yüksek doğruluk, hızlı kontrol karakteristiği, küçük boyut, düşük güç, hafiflik ve en önemlisi boşluksuz bir yapı tasarımıdır (McLoughlin vd., 2000).

Serbest uzay optik haberleşme sistemleri (free space optical communication systems) mobil ağlarda haberleşme bant genişliği talebi arttıkça uzun mesafelerde yüksek veri hızları sağlamak için popüler bir teknoloji haline gelmektedir. Serbest uzay haberleşme sistemleri lazer vericilerden elde edilebilen çok dar ışın genişliği nedeniyle, almaçların ve göndermeçlerin birbirlerine hizalanması ve atmosferik etkileri telafi edecek sistemlere odaklanmaktadır. Bunun için en yaygın yaklaşım, lazerin sahip olduğu sinyal gücünü aktarmak için hızlı bir tarama ve işaretleme platformu kullanarak birbirleri arasında veri aktarımını sağlamaktır. Bunun için sistemin hareketinde hassas pan tilt mekanizmalarına ihtiyaç duyulmaktadır (Rzasa vd. 2011).

Weiman (1996) pan tilt sistemlerinin insansı robotik alanında kullanılmasını ele almıştır. Görme, insan duyularının en önemlisidir ve robotiğin ilk gününden itibaren yapay duyuların robotiğe uygulaması beklenmektedir. Robotik uygulamaların görme yetkisini geliştirebilmek için sistemde en önemli parametre hareket kabiliyetidir. Bu nedenden dolayı görüntüleme ve takip sistemleri için büyük ve küçük boyutlu olarak pan tilt mekanizmaları kullanılmak zorundadır. Robotik alanda insansı özelliği geliştirmek için boyun hareketine ihtiyaç vardır, boyun hareketi için sistemlerde pan tilt mekanizmaları kullanılmaktadır. (Weiman vd., 1996). Weiman (1996)'a göre boyun hareketini yapabilmesi için gerekli gördüğü Pan-Tilt mekanizması özellikleri,

- İki adet fırçalı DC motor
- Pan eksenini tahriği için düz dişli
- Tilt eksenini tahriği için konik dişli
- Tilt mekanizması için 1:4 redüktör
- Her iki eksen için 44.44 adım/derece enkoder
- Faydalı yük kapasitesi 3kg

Pan-tilt sistemin farklı bir kullanma alanı da sınır güvenlik sistemlerinde kullanılan yüz tanıma sistemleridir. Lee (2004) 'e göre sınır bölgelerinde kullanılan kamera sistemleri için hızlı ve hassas pozisyonlama sistemleri gerekmektedir. Yüz tanıma sistemleri için kullanılan pan-tilt sistemleri daha çok sivil alan için üretilen boşluklu yapılardan

oluşmaktadır. Pan tilt sistemleri üzerine takılan kameranın görüş mesafesi kısa olmasında dolayı sistemde oluşan boşluk alınan görüntüleri etkilememektedir. Pan tilt sisteminin üzerine bağlı olan kamera aldığı görüntüleri görüntü işleme metodu ile boşluğun vermiş olduğu etkiyi gidermektedir (Lee vd., 2004).

Pan ve tilt birimi askeri ve sivil alanda kullanılan bir ürün olmasından dolayı, Pan tilt sistemleri insansız hava araçlarının takip edilmesinde ve hedeflenmesinde kullanılan bir kullanım alanı vardır (Müller vd. 2022). Bu kullanım alanında kameranın yanı sıra lazer mesafe algılayıcıda entegre edilmektedir. Bu şekilde pan tilt mekanizmasının hareket kabiliyetini kullanıp insansız hava araçlarının yere olan mesafesini ölçmek için pan-tilt birimlerinin yeteneğinden faydalanılır (Müller vd. 2022).

Pan-tilt sistemlerinde kullanılan dişli grubunda boşluk almak için yapılan tasarıma bakıldığı durumda robot kollar için kullanılan sonsuz dişli için yapılan tasarım mevcuttur. Sonsuz dişli grubunun geri tepme kuvvetlerini sönmemesi ve sürtünmeden dolayı aşınmaya uyum sağlaması üzerine tasarımlar yapılmaktadır (Henson ve Marais, 2012). Bu tasarımı yaparken tüm güç aktarımı sonsuz şaft üzerinde bir uçtan bir uca aktarılır (Henson ve Marais, 2012). Sistem üzerinde oluşan boşluklar için sonsuz şaft ilk pozisyonda serbest bırakılıp boşluk miktarı kadar araya ezilecek parçalar eklenmektedir (Henson ve Marais, 2012).

1.3. Tez Kapsamında Önerilen Yapı

Bu tez çalışması kapsamında, askeri kara, hava ve deniz araçlarında kullanılacak olan pan tilt sisteminin hassasiyetini sağlayan iki eksenli bir mekanik tasarım önerilmektedir. Bu mekanik yapısı sıfır boşluklu dişli mekanizma ve sistem yapısıdır. Sıfır boşluklu dişli mekanizması klasik olarak üretilen dişli yapısında boşluğu almak için hiçbir önlem alınmamış dişlinin eksikliğini kapatmak için tasarlanmaktadır. Mekanizmanın temel amacı, pan tilt sistemin üzerine takılan görüntüleme ya da hedefe birimin istenilen hızını ve hassasiyetini karşılayan ve en uygun değer stabilizasyon döngüsünün tasarlanmasıdır.

Tasarlanan bu mekanizma ile sistemin, çevresel etkilerden ve mekanik aksam kaynaklı ortaya çıkan bozucu etkilerin bastırılması ve sistemin çalıştığı MIL-STD-810 frekans bölgesinde tam hassasiyetli davranması hedeflenmektedir. Yukarıda anlatılan bozucu

etkilerin elimine edilmesi için tasarlanan mekanik sistem mühendislik programları üzerinde doğrulanmış ve sistem performansına dair çeşitli sonuçlar alınmıştır.

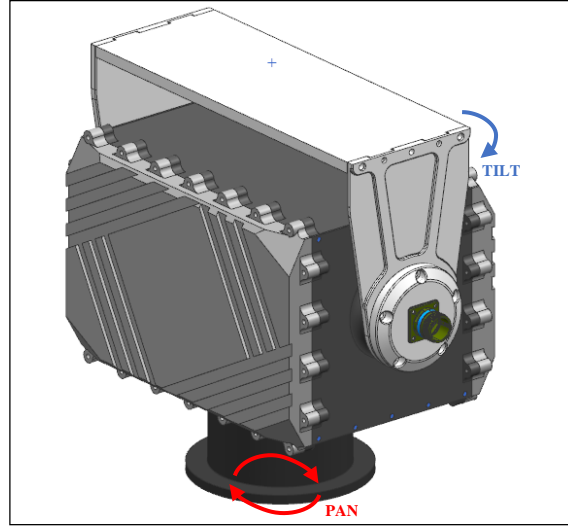
Bahsedilen tezin literatür kaynaklarına en büyük katkısı sıfır boşluklu mekanizma tasarımı ve sistemin hareket ettirmek için gerekli olan eyleyici güç ve makine elemanları hesaplarının yapılmasıdır.

2. SİSTEM TANIMLAMA VE SİSTEMİN GENEL ÖZELLİKLERİ

Pan tilt sistemleri karmaşık ve matematiksel olarak modellenmesi zor olan bir mekanik yapıya sahiptir, sistemde yüksek doğruluk elde edilebilmesi için sistemin gereksinimleri ve tanımlama yöntemi, hassas sistem tasarımı için ilk sırada yer almaktadır. Ancak sistemin kontrolü için tanımlama yapılsa dahi, sistemin genel mekanik mimarisinin bilinmesi, sistem tasarımı için büyük bir katkı ve yol haritası sağlamaktadır.

2.1. Pan Tilt Sistemi

Bu tez kapsamında kullanılan tamamen özgün olarak tasarlanan pan tilt sistemi, iki serbestlik dereceli bir yapıya sahiptir. Buna örnek olabilecek tez kapsamında tasarlanan pan tilt sistemi Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Pan Tilt sistemi ve serbestlik dereceleri

Tasarlanan mekanizmanın amacı, askeri kara aracı ve askeri deniz aracına katılacak olan bir kamera sisteminin hassas ve stabil bir şekilde konumlanmasını sağladıktan sonra kullanıcıya doğru bilginin aktarılmasıdır. Özellikle sabitlenen kameranın alacağı görüntünün net olması gerekir. Araçların hareketlerinde kara yolu ve deniz şartlarındaki koşullardan dolayı oluşacak mekanik boşluklar bulunabilir. Hal böyleyken, bu boşluklardan arındırılmış stabil bir tasarım yapmak gerekir. Bu çalışma kapsamında sıfır boşluklu dişli mekanizmasının mekanik tasarımı irdelenmiştir. Sistemin hareket kabiliyeti pan için $n \times 360^\circ$, tilt için $\pm 90^\circ$ dir.

2.2. Pan Tilt Sistemi Gereksinimleri

Tez kapsamında hedeflenen sıfır boşluklu tasarımın yanında sistemin taşıdığı yük ve hız koşulları içinde hedeflenen ana parametreler vardır. Savunma sanayiinde kullanılabilmesi için üretilmesi hedeflenen bu Pan tilt mekanizmasının boşluksuz bir sistem oluşturabilmesi için hedeflenen hız ve hassasiyet bilgileri Tablo 2-1’de gösterilmiştir.

KRITERLER	PAN		TILT	
	ALT SINIR	HEDEFLenen	ALT SINIR	HEDEFLenen
Hareket Aralığı (Derece)	n x 360	n x 360	±89	±90
Maks. Açıl Hız (derece/saniye)	0.001° - 40°/sn	0.001° - 45°/sn	0.001° - 40°/sn	0.001° - 45°/sn
Kodlayıcı Çözünürlüğü (Derece)	0.0005°	0.00035°	0.0005°	0.00035°
Doğruluk (Derece)	0.009°	0.001°	0.009°	0.001°
Mekanik Boşluk	0 (Sıfır)		0 (Sıfır)	
Motor Freni	Oto blokaj		Oto blokaj	

Tablo 2-1 Tasarımda hedeflenen hız ve hassasiyet parametreleri

Yukarıdaki tablo esas alınacak olursa, askeri standartlarda kullanılabilmesi için sıfır boşluklu bir pan-tilt mekanizmasının maksimum 45°/sn de sonsuz dönüş ve 0-180° hareketi 0.00035° hassasiyetle alınması hedeflenmiştir. Ayrıca, bahsi geçen pan-tilt mekanizmasının taşıyabilmesi öngörülen ağırlık alt sınır ve hedef olarak aşağıdaki Tablo 2-2’de belirtilmiştir.

KRITERLER	ALT SINIR	HEDEFLenen
Taşıma Kapasitesi (kg)	32.5	35

Tablo 2-2 Tasarımda istenen taşıma kapasitesi

Tabloda esas alındığı üzere, mekanizmanın ağırlık taşıma kapasitesi maksimum 35 kg olarak belirlenmiştir.

Pan tilt mekanizması için çevresel koruma seviyesi ve güç bilgileri ise Tablo 2-3’de gösterilmiştir.

KRITERLER	ALT SINIR	HEDEFLenen
Çevresel Koruma	IP67	
Elektriksel Çalışma Gücü (VDC)	18-32	24
Çalışma Sıcaklığı	-38°C/52°C	-40°C/-55°C

Tablo 2-3 Tasarımda istenen çevresel şartlar

Mekanizmanın çevresel koruma koşulu IP67 ve çalışma voltajı 18-32VDC olacaktır. Tasarlanan sistem -40°C/-55°C aralığında verimli olarak çalışacaktır.

KRITERLER	HEDEFLenen
Titreşim Direnci	MIL-STD-167-1A MIL-STD-810 Method 516.8
Şok Direnci	MIL-S-901D MIL-STD-810 Method 514.8
Nem	MIL-STD-810 Method 507.5
Buz/Kar	MIL-STD-810 Method 521.3 (I-3 mm of ice loading)
Tuz Sisi	MIL-STD-810 Method 509.5
Kum ve Toz	MIL-STD-810 Method 510.5

Tablo 2-4 Tasarımda istenen çevresel test koşulları

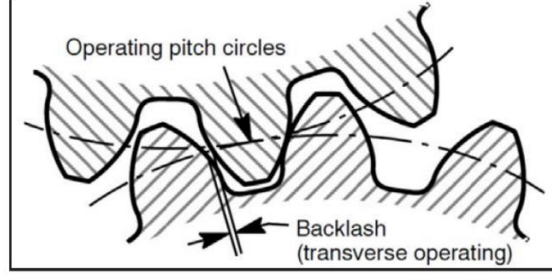
Teze konu olan tasarım askeri standartlar için tasarlanmasından dolayı MIL-STD 810G standartlarında testlere tabi tutulmuştur. Bu testler; Titreşim, şok, nem, buz ve kar, tuz sisi, kum toz testleridir. Bu testlerin istenilen metotları Tablo 2-4’te gösterilmiştir.

2.3. Pan Tilt Sisteminde Etkisi Olan Mekanik Parametreler

Yüksek hassasiyet kabiliyetine sahip olan yani sıfır boşluklu bir Pan-tilt mekanizması için mekanik sistemin tasarımı ve özellikleri önemli parametrelerdir. Platform tarafında kontrolcünün ve yazılımın tam olarak çalışması için sistemin mekanik yapısından

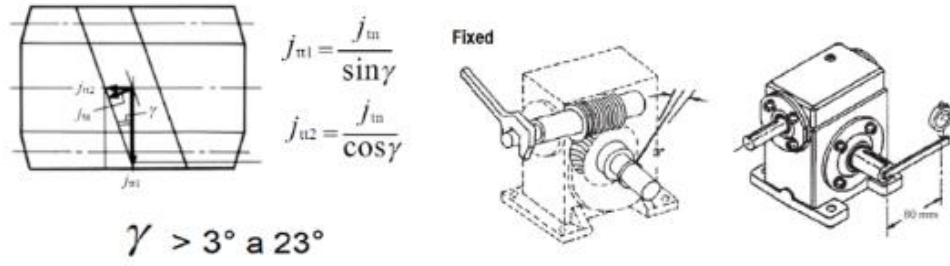
kaynaklanan dış etkenlerin filtrelenmiş olması gerekmektedir. Pan Tilt mekanizmasının performansına etki eden mekanik parametreler aşağıdaki gibi açıklanabilir.

2.3.1. Mekanik Boşluk



Şekil 2.2 Dişli boşluk gösterimi (Navarro, 2018)

Boşluk, bir çift dişli üzerindeki konjuge dişli dişleri arasındaki boşluk olarak tanımlanır. Tanımlanan bu boşluk Şekil 2.2’de görülmektedir. Herhangi bir dişli setinde, diş sıkışmasının neden olduğu hasarı önlemek için belirli bir miktar boşluk gereklidir. Boşluğun olmaması gürültüye, aşırı yüke, dişlinin, yatakların aşırı ısınmasına ve hatta erken kırılmaya neden olabilir. Pan Tilt sisteminde güç aktarımını sağlamak için tasarlanan sonsuz dişli (Worm Gear) grubunun üretimden kaynaklı olarak temas açılarının arasında boşluk oluşmaktadır. (Navarro, 2018). Hal böyleyken, oluşan bu boşluk sisteme bağlanmış olan görüntüleme, lazer işaretleme ve hedefleme sistemlerinin hassasiyetinde büyük bir etkiye neden olmaktadır. Detaylıca açıklamak gerekirse, görüntüleme sistemlerinde görüntü kaybına, lazer işaretleme sistemlerinde yanlış koordinat hesaplamasına, hedefleme sistemlerinde ise hedeflenen nesnenin sapmasına sebebiyet verebilmektedir. Pan-Tilt sisteminde kullanılan sonsuz dişli profilinin boşluğu ölçülürken, her zaman sonsuz milin hareketini kısıtlayan çıkış milinde (sonsuz çark) olmalıdır. Navarro’nun makalesinde belirttiği gibi, sonsuz milin geri tepmesini, sonsuz dişli çarkın dönüşünü kısıtlayarak ölçmek doğru değildir, çünkü bu sonuç çok daha yüksek olacaktır ve boşluk açısının göstergesi olmayacaktır. Sonsuz dişli çark üzerindeki boşluk 0,10 mm’dir, sonsuz vidalı mil üzerindeki boşluk 1,15 mm olacaktır. 80 mm referans yarıçapı kullanılabilir, ancak daha büyük mesafelerin daha doğru ölçümlerle sonuçlanacağı unutulmamalıdır. Boşluk tipik olarak dakika arkı olarak belirtilmektedir. (Navarro, 2018).



Backlash arc minute	=	Clearance measured (mm)	/	Reference radius (mm)	x 3438
------------------------	---	-------------------------	---	-----------------------	--------

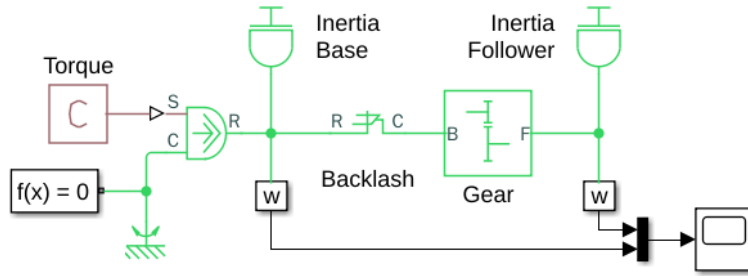
Şekil 2.3 Dişli profilin arc/min olarak hesaplanması

Tezde tasarlanan dişli profillerinin tahmini olarak oluşacak olan dişli boşluğun etkisi Şekil 2.5'te görülmektedir. Matematiksel olarak modellenmek için Şekil 2.4'te gösterilen SIMULINK devresi kurulmuştur.

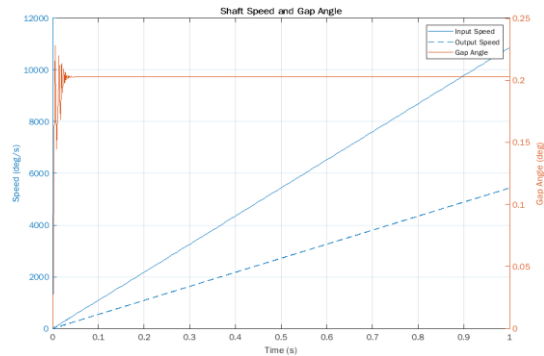
Giriş Torku 237Nm

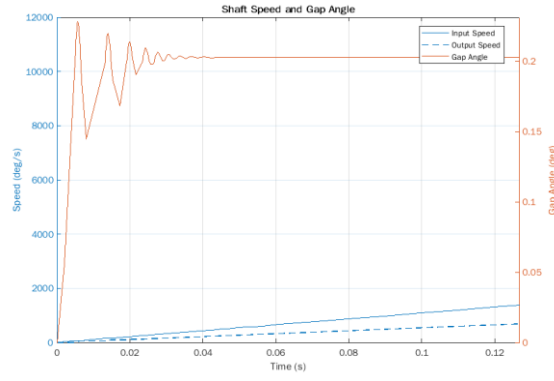
Aktarım Oranı 1:61

Tahmini Boşluk±0.2



Şekil 2.4 Dişlilerde oluşan boşluğun modellenmesi





Şekil 2.5 Dişlilerde oluşan boşluğun hız etkisi ve boşluk açısı

Sisteme verilen tork miktarının dişliler arasında ne kadarlık bir etki ettiğini turuncu grafikte, hıza etkisini ise mavi grafikte gösterilmiştir. Sisteme verilen hız yaklaşık olarak %25 oranında saptmaya uğramaktadır. Teze konu olan bu tasarım çerçevesinde, hesaplanan bütün bu boşluklar sıfıra indirildikten sonra mekanizma kendisinden beklenen bir verimle hatasız bir şekilde çalışabilecektir.

2.3.2. Mekanik Sürtünme

Pan Tilt birimine gelen bozucu etkiler kapsamında değerlendirilebilecek bir diğer parametre ise sürtünmedir. Başka herhangi bir dış bozucu faktörün sisteme etki etmediği bir koşulda bile, sahip olduğu dinamik etkiler nedeniyle sürtünme, sistemin istenilen davranışı göstermesinde büyük bir sorun olarak karşımıza çıkabilmektedir. Bütün sürtünme çeşitleri açık çevrim sistemler için hesaplanamaz bu yüzden faktör olarak belirli bir katsayı ile hesaplamalara çarpım olarak verilmelidir. Mekanik sürtünmenin, mekanik boşluk gibi hesaplanamayacağı aşikârdır, fakat karşılaşılabilecek en ufak bir pürüze karşın bu çalışmada yer verilmiştir. Kısaca bahsetmek gerekirse, ideal durum için bu sürtünmeler sıfıra yakın olmalıdır ve mekanik tasarım aşaması belirtilen bilgiler ışığında yapılmalıdır.

3. PAN TILT SİSTEMİNİN MEKANİK TASARIMI

Pan tilt sistemi mekanik tasarımında iki önemli hareket mekanizması vardır. Bunlardan birincisi pan mafsalsının tam dönme hareketini ($n*360$) yapabilmesi için gerekli olan Pan mekanizması, ikinci ise tilt mafsalsının ± 90 derece hareketi yapabilmesi için gerekli olan tilt mekanizmasıdır. Pan ve tilt konumlarını istenilen hareketi verebilmek için iki mekanizmaya ait montaj grubunda da benzer yapılar kullanılmıştır.

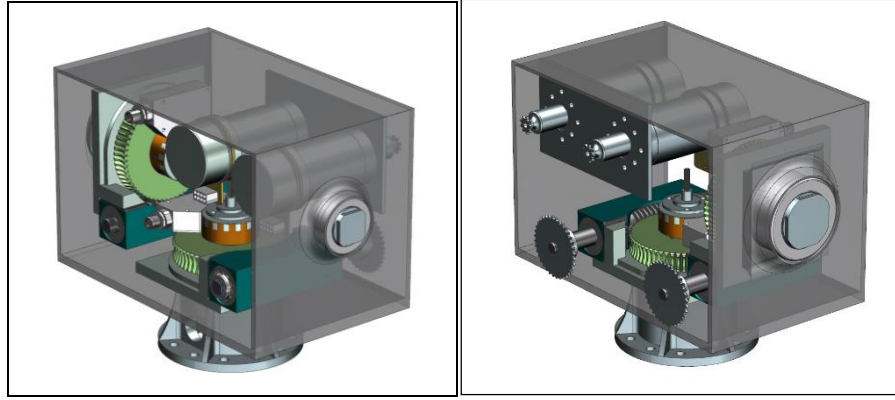
Bu tez çalışması kapsamında, tasarlanan pan-tilt mekanizmasının boşluksuz bir şekilde çalışabilmesi için iki farklı konsept tasarımı ortaya konulmuştur. İlk konsept tasarımda sistemde oluşan boşlukları almak için tamamen mekanik bir yapı düşünülmüştür. Tamamen mekanik olarak düşünülen yapıda dişliler arasında oluşacak olan dişli boşluğu POM malzemenin elastik davranışından faydalanılmıştır. Dişli gövdelerin arasına koyulan POM malzemenin fiziksel bir yay gibi davranması beklenmektedir. İkinci konsept tasarımda, sistemde dişli kaynaklı oluşan boşlukların giderilebilmesi için servo motorlu bir yapıya geçilmiştir. Elektromekanik sistem tasarımı ile dişli boşluk miktarının giderilmesi için sisteme tork atarımı sağlayan dişli grubuna ek olarak dişli boşluğun giderilmesi için tork dişlisine ters yönde çalışan bir adet boşluk giderme dişli grubu eklenmiştir.

Bu iki konsept tasarım arasındaki tek fark dişli boşluklarının giderilmesi için kullanılan yapının mekanik ya da elektromekanik olarak seçilmesidir. İki farklı konsept tasarım olması enkoderden alınan geri bildirimlerin ve servo motorların konumları hakkında kıyaslama yapılmasına olanak sağlamaktadır. Mekanizma üzerinde tasarlanan dişlilerin hassasiyet analizi yapıldığında, ikinci konsept tasarımın tezin hedeflerine daha uygun olacağına karar verilmiş bu nedenle ikinci konsept tasarım en iyi konsept tasarım olarak seçilmiştir. Fakat tezdeki çalışmanın sürecinin de daha iyi ifade edilmesi için ilk tasarıma da yer verilecektir.

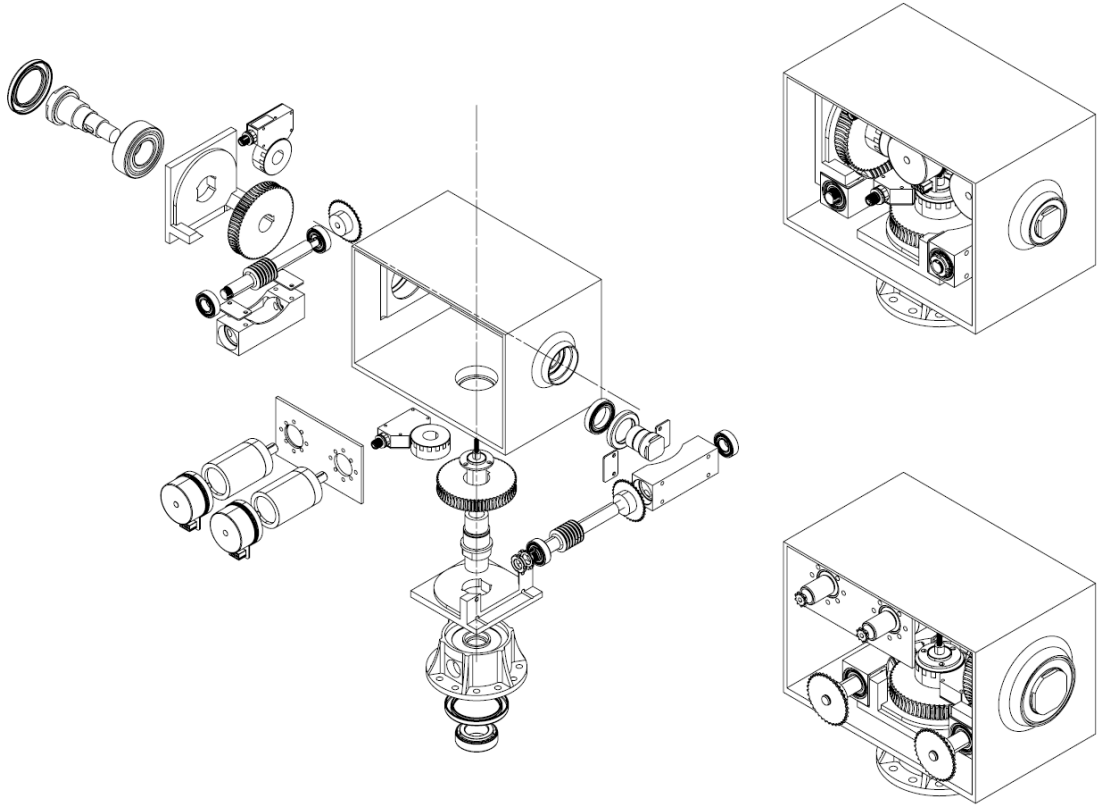
3.1. İlk Konsept Tasarım

Teze yön veren bu tasarım Pan ve Tilt olmak üzere iki farklı temel mekanizmadan oluşmaktadır. Bu pan tilt sistemi bağlı olduğu platformdan bağımsız olarak her türlü çevresel etkiler (yağmur, rüzgar vb.) ve platformun açısı (engebeli bir arazide aracın

eğimi vb.) gibi koşullardan etkilenmemesi için kendi stabilizasyonunu koruyan mekanizma alt yapısına sahiptir. Tasarlanan pan tilt sisteminin her iki ekseninde de üzerine takılacak olan birimin (kamera, radar, ışıklandırma birimleri, silah sistemleri) kütle merkezi ve ataletinden etkilenmeden çok yönlü parametrelerin kabul edilmesine göre mühendislik hesaplamaları ve mekanik tasarımı yapılmıştır. Bu sayede sistem kütle dengesizliğine maruz kaldığında, bu durumun sistemin tasarım aralıklarında yer alan bir değişkenlik olması kaydıyla sistem aynı verim ile çalışmaya devam edecektir. İlk konsept çalışmanın izometrik görüntüleri Şekil 3.1’de verilmiştir. Ayrıca montajın patlatılmış görünümü Şekil 3.2’de sunulmuştur.

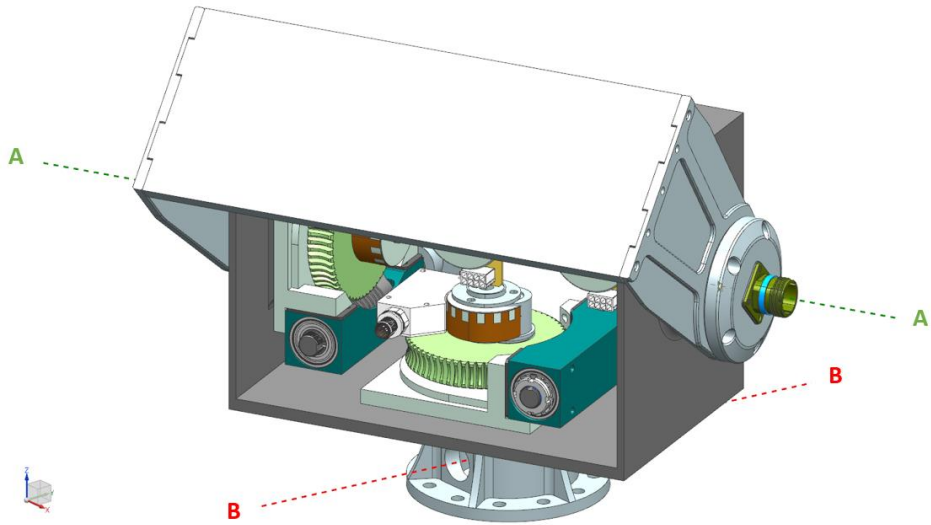


Şekil 3.1 İlk konsept tasarımın izometrik görüntüsü

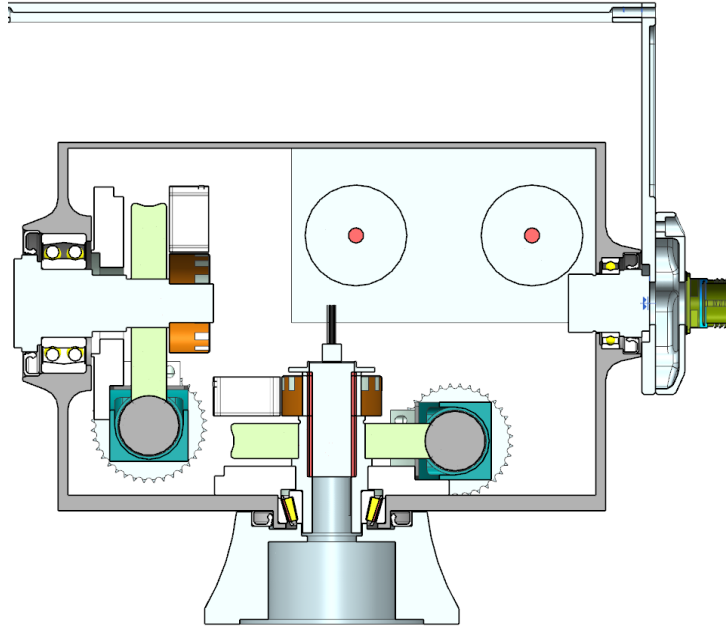


Şekil 3.2 İlk konsept çalışmasına ait montajın patlatılmış görüntüsü

Çalışmanın bu kısmında ilk konsept olarak kurgulanan tasarımdan bazı kesit görüntüleri sunulacak ve tasarım detayları anlatılacaktır. Şekil 3.3'te kesitlerin serbestlik dereceleri ve yerleri gösterilmiştir.



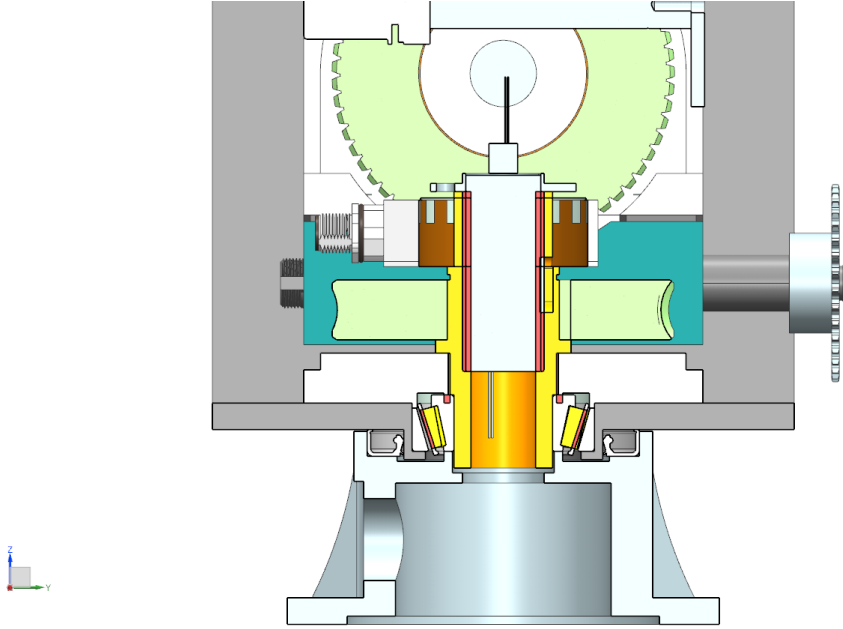
Şekil 3.3 Serbestlik derecesi ve kesit görüntü çizgileri



Şekil 3.4 İlk konseptin tilt kesit A-A görüntüsü

Şekil 3.4'te sol kısımda sisteme tilt hareketini veren sonsuz dişli ve güç aktarma şaftı görülmektedir. Sistemin iç yerleşim hacminden kaynaklı servo motor eksen milinin uç kısmına takılamamıştır, bu yüzden tilt miline dik olacak şekilde zincir dişli ile aktarım sağlanmaktadır. Motor ve redüktörden çıkan ilk tork zincir dişli ile sonsuz dişli miline 1:1 oranında aktarılmaktadır. Sistemin tilt hareketini veren mil grubu üzerinde, rulman, sonsuz dişli, dişli sabitleme plakası ve mutlak enkoder yer almaktadır. Kesit görünümün sağ kısmında ise yardımcı yatak tilt mili bulunur. Yardımcı tilt mili yük taşıyıcı gövdeye havşa başlı vidalar vasıtasıyla bağlanır, böylelikle yük taşıyıcı parça sol taraftan aldığı tahrik kuvvetiyle sağ tarafta yataklanmış olan mil üzerinde sistemin düzgün bir şekilde konumlanmasını sağlar. Yardımcı tilt milinin hemen çıkışında sistemin üzerine bağlanan birimin haberleşmesi için gerekli olan askeri konektör yer almaktadır. Kesitte gösterilen rulmanlar, radyal yükü ve parçalı olarak tasarlanan birimin aksenal kaçıklığını almak için seçilmiştir. Solda görülen rulman oynak bilyeli rulman olarak seçilmiştir. Oynak bilyeli rulman yapısı gereği sistemdeki 2-4° aksenal kaçıklığı alması beklenmektedir, çünkü tasarlanan bu sistemde karşılıklı olan yatakların sabitlendiği parçaların maliyet açısından düşünüldükten sonra parçalı olarak yapılmasına karar verilmiştir. Bu yüzden sistemin gövde kısmının tek bir CNC tezgâhtan işlenmesi tercih edilmeyecektir. Sistemdeki parçaların montajlanmasından sonra oluşacak eksen kaçıklıkları bu rulman üzerinden giderilecektir. Kesitin sağ tarafında görülen rulman ise sabit bilyeli rulman olarak

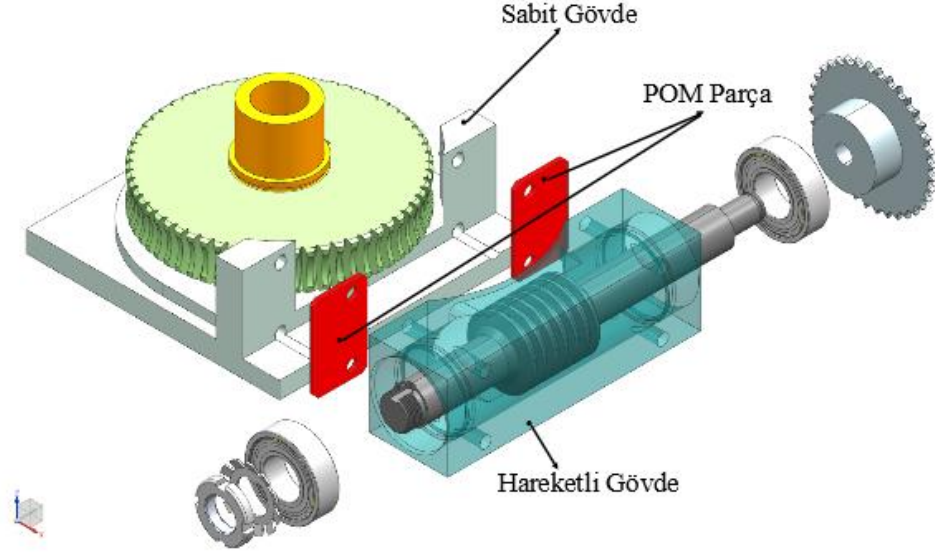
kullanılmıştır, bu rulmanın tasarlanan sistemin yük dağılımında aksel ve radyal yüke maruz kalacağı öngörülmektedir, dolayısıyla ekseninde de yük taşıması için sabit bilyeli rulman tipi rulman seçilmiştir.



Şekil 3.5 İlk konseptin pan kesit B-B görüntüsü

Şekil 3.5'te verilen kesitte ise pan grubunun detayı gösterilmektedir. Pan grubu en alt kısımda araç bağlantı gövdesi üzerine kurulmuştur. Pan grubu; pan mili, rulman, sonsuz dişli grubu, enkoder ve kayar bilezikten oluşur. Pan hareketini veren motor takımının tilt grubunda olduğu konfigürasyonda montajı yapılmıştır. Motordan aktarılabacak olan tork, zincir dişli ile pan grubunun sonsuz dişli şaftına taşınmaktadır. Bir sonraki hareket elemanı olan rulman, sistemin tüm yükünü taşıdığından, aksel yük radyal yüke oranla çok yüksek olduğu için konik makaralı rulman olarak seçilmiştir. Yukarıdaki görselde de görüleceği gibi pan milinin tasarımında orta kısım boşluktur, burada boşluk detayını kullanılmasının nedeni pan-tilt mekanizmasının üzerine bağlanan birimin haberleşmesini sağlamak için gerekli olan kayar bilezik montajlanmalıdır. Sistem n*360 hareket kabiliyetine sahip olduğundan iç kablaj zorunlu olarak kayar bilezik ile aktarılmaktadır. Pan mili üzerinde sabitlenen diğer bir eleman tilt grubunda kullanılan enkoder ile aynı özelliklere sahiptir.

İlk konsept tasarımın boşluk alma mekanizması tamamen mekanik bir yapıya sahiptir. Şekil 3.6’da patlatılmış boşluk alma mekanizması gösterilmiştir. Bu mekanik yapının tasarımını POM bir malzemenin elastik yapısından yararlanılarak yapılmıştır.



Şekil 3.6 İlk konsept boşluk alma mekanizması

Şekil 3.6’da gösterilen sonsuz dişli sabit gövde üzerinde yataklanmıştır. Tasarlanan sabit gövde üzerinde, hareketli gövdenin boşluk ayarının yapılabilmesi için dört adet M6 helicoil dişler bulunmaktadır. Sonsuz şaft hareketli gövdenin üzerinde yataklanmıştır. Sonsuz dişli ve sonsuz şaftın taksimat dairelerine göre dişliler arası merkez mesafesi sağlanmıştır.. Fakat üretimsel ve geometrik etkiler sebebiyle dişliler üzerinde bir miktar boşluk oluşacaktır, bu boşluklar sistemin istenilen hızda ve konumda olmamasına neden olacaktır. Bu etkilerin sıfıra indirilebilmesi için sabit gövde ve hareketli gövde arasına POM parça konulmuştur. POM malzeme konulmasının nedeni malzemenin elastik yapısından faydalanıp yay etkisi yaratmaktır. Sonsuz dişli ve sonsuz dişli şaftı üretildikten sonra CMM cihazı ile dişli ölçüm modeli kullanılıp dişli profillerinin doğruluğu kontrol edilmektedir. Kontrolü sağlanan dişli profilleri ölçüm sonrası merkez eksene göre kısa ve uzak olan ölçüler iki dişli üzerinde markalanmaktadır. Kısa olan ölçü için beyaz markalama, uzak olan ölçü için kırmızı markalama çizgileri kullanılmaktadır. Montajlama esnasında dişli pozisyonları beyaz markalama çizgilerine göre paralel olacak şekilde sabitlenmektedir. Yapılan bu montaj prosedüründe amaç iki dişli arasında oluşacak olan en uzak boşluk miktarını belirlemektir. Tam olarak POM malzemenin yay gibi çalışabilmesi için bu boşluk miktarının sıfır olacak şekilde hareketli gövde, sabit

gövdeye M6 ayar vidaları ile sabitlenmektedir. POM malzeme bu esnada üzerinde herhangi bir kuvvet biriktirmemektedir. Dişli grubu çalışmaya başladığında ne zaman kırmızı markalanan çizgiler temas konumuna gelir o zaman dişliler arasında oluşan fazlalık miktarı kadar kuvvet yaratılır, böylelikle POM malzeme yaratılan bu kuvvet miktarı kadar esneyecektir. Bu kuvvet miktarı POM malzemenin yay gibi davranabilmesi için malzemenin plastik deformasyona uğratacağı kuvvet miktarın altında kalmalıdır. Dişli hareketi boyunca dişli üzerinde oluşacak tüm boşluk miktarları POM malzemenin esneyip yay gibi davranmasının sonucunda sıfırlanacaktır. Bu tasarımda tamamen mekanik bir boşluk giderme sistem tasarımı yapılmıştır. “Sonsuz dişli çiftleri bir boşluk değeri ile üretildiğinden -0.045 ila +0.045 aralığında, sıfır boşluklu bir çiftte 2 milimetrelik bir aksenal ayar sonuçlanabilir.” (Dengel,2019) verilen bu alıntıdan hareketle, dişli boşluğu için imalat toleranslarının 0.007mm ile 0.09mm arasında olduğu hesaplanmıştır. Dolayısıyla POM malzemenin de 0.007mm ile 0.09mm arasında esneme göstermesi gerekmektedir. Bu aralıkta POM malzemenin esneyebilmesi için uygulanması gereken kuvvetler ise hesaplanarak Denklem (1)-(4)’te gösterilmiştir;

$$E = \frac{\sigma \text{ (Gerilme)}}{\varepsilon \text{ (Birim Uzama)}} \quad (1)$$

$$E = \frac{\frac{F}{A}}{\frac{\Delta L}{L_i}} \Rightarrow F = \frac{E * A * \Delta L}{L_i} \quad (2)$$

$$F_{0.007} = \frac{2.2 \text{ GPa} * 1000 \text{ mm}^2 * 0.007 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} = 7700 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_{0.09} = \frac{2.2 \text{ GPa} * 1000 \text{ mm}^2 * 0.09 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} = 99000 \text{ N} \quad (4)$$

Denklem 2’de hesaplanan değerler sistem için gerekli olan tüm kuvvetlere eklendiği durumda dişliler üzerinde ki etkisi Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Çıkan sonuçların neticesinde ilk konsept olarak çalışılan bu tasarım sistemin bakım onarım süresini kısalttığı, dişli üzerinde sese neden olduğu ve aşınma güvenlik değerinin yüksek olmasından dolayı bu konsept tasarımdan vazgeçilmiştir ve yeni bir tasarım yapılmasına karar alınmıştır.

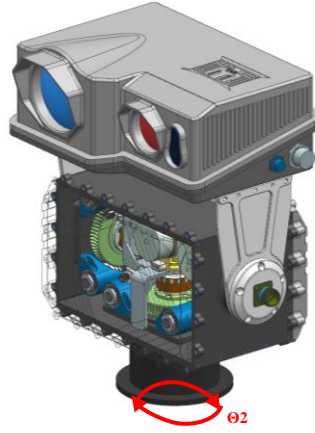
Results (basic calculation)

		Worm	Worm wheel
Reference operating diameter (mm)	$[d_m]$	28.445	97.555
Safety for tooth root stress	$[S_F]$		0.314
Safety factor for contact stress	$[S_H]$		0.786
Safety against wear	$[S_W]$		0.007
Temperature safety	$[S_T]$		1.076
Safety for deflection	$[S_\delta]$		16.368
Diametral factor q	$[q]$		17.750
Meshing efficiency (%)	$[\eta_z]$		35.868
Total efficiency (%)	$[\eta_{Ges}]$		33.351

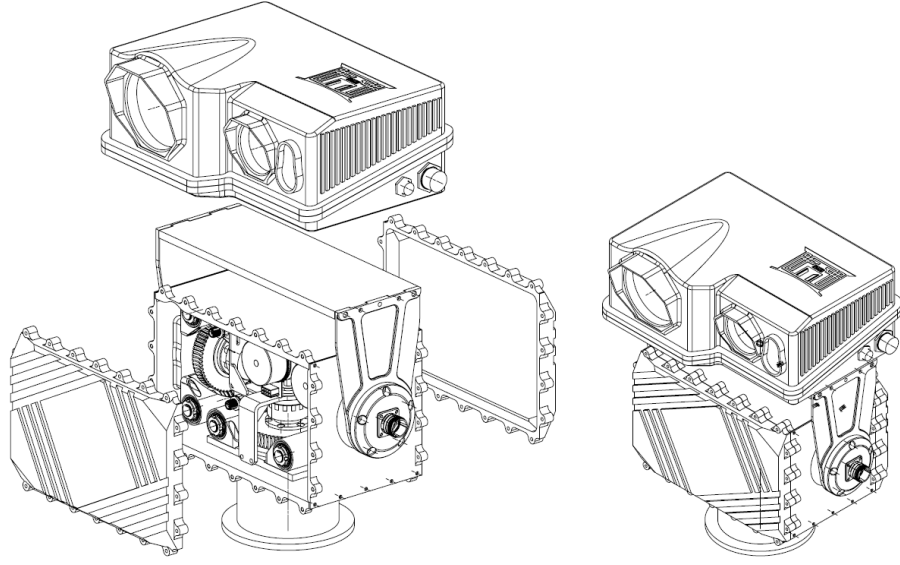
Şekil 3.7 İlk konsept tasarım dişli sonuçları

3.2. İkinci Konsept Tasarım

Zaman, maliyet ve sistemde istenilen boşluk seviyeleri göz önüne alındığı durumda bu tasarım en iyi konsept tasarım olarak seçilmiştir. Nihai tasarım olmasına karar verildiği için mühendislik hesaplamaları ve analiz sonuçları bu tasarıma göre yapılmıştır. Şekil 3.8 ve 3.9'da sırasıyla tasarımın izometrik görünümü ve patlatılmış görünümü görülmektedir.



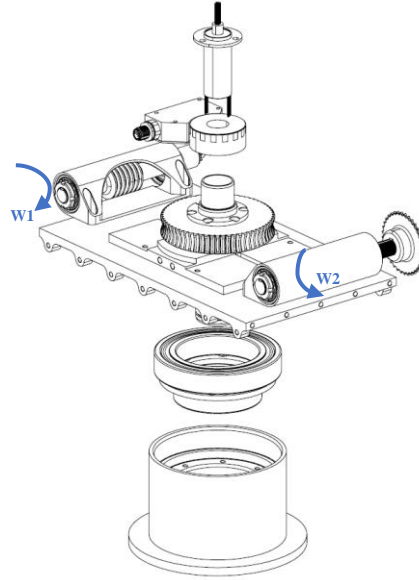
Şekil 3.8 Yük ve platform açılarının gösterimi



Şekil 3.9 Nihai tasarımın patlatılmış görüntüsü

3.2.1. Pan Grubu Mekanik Tasarımı

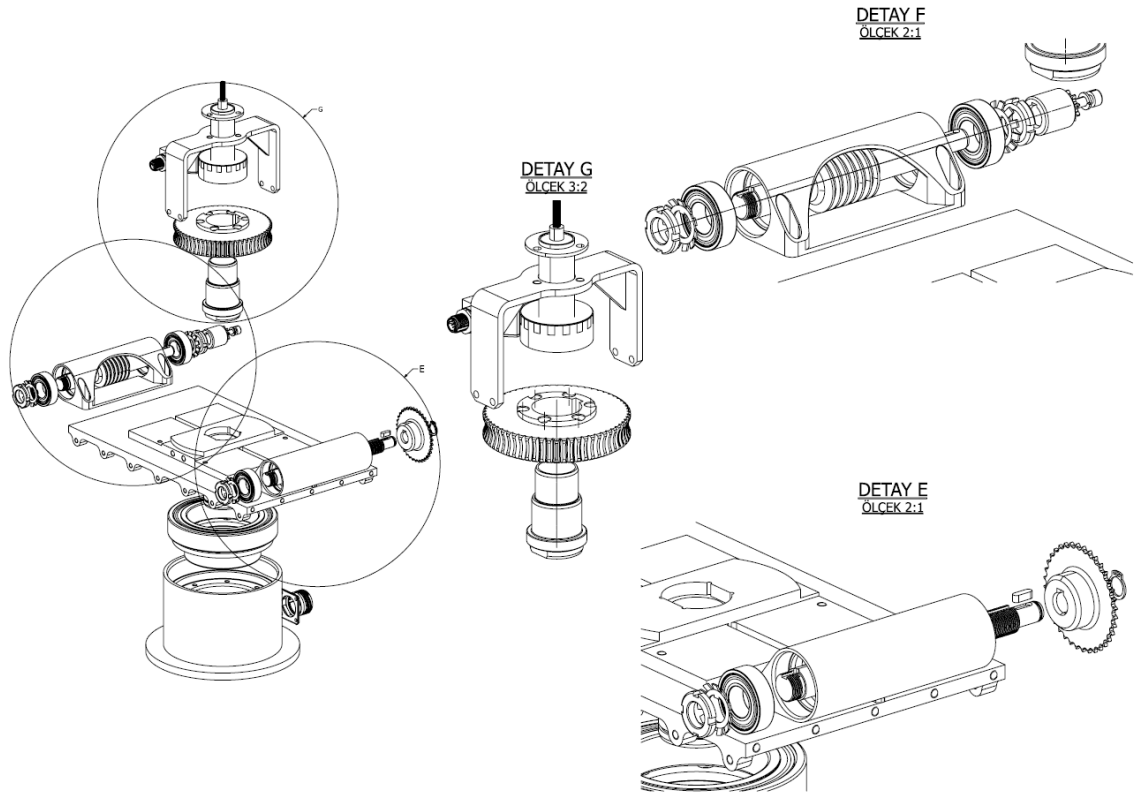
Sistemin $n \cdot 360$ hareketini almasını sağlayan yapı; sonsuz dişli, sonsuz şaft, zincir dişli, zincir, rulman, enkoder ve kayar bilezikten oluşmaktadır. Mekanizmanın temsili görüntüsü 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10 Pan grubunun şematik gösterimi

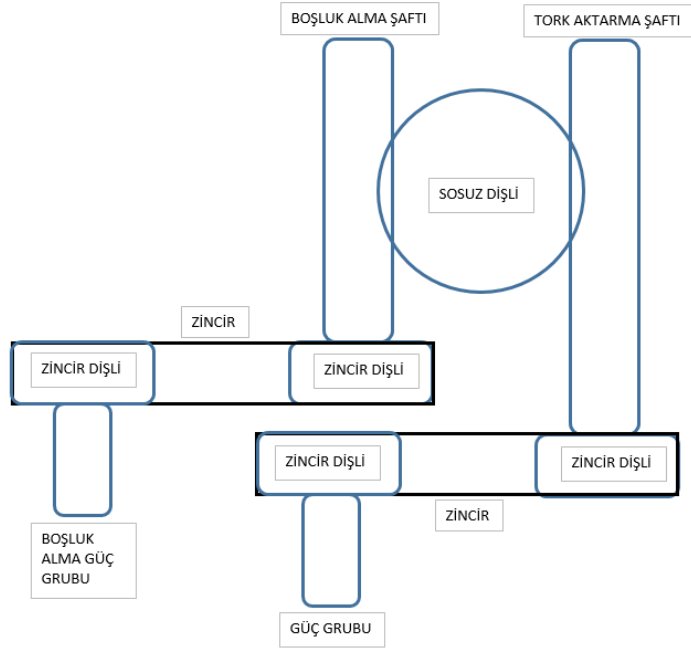
Pan tilt sistemleri iki serbestlik derecesine sahip mekanizmalar ile aynı matematiksel model ile yazılabilir. Sistem için gerekli olan tüm hesaplamaları için mühendislikte

kullanılan iki serbestlik derecesine sahip mekanizmaların hesaplamaları kullanılabilir. Ancak, sistemin 2 serbestlik derecesine ek olarak dişlilerde oluşacak olan boşluğun alınması için özel bir eyleyici grubu eklenmiştir (W1). Dişli üzerinde oluşacak olan boşluğun elektromekanik olarak giderilmesi için sisteme eklenen W1 takım montajı zincir dişli ile birlikte sisteme dahil edilmiştir. Bu konfigürasyonda, her aktüatör tek bir DOF'den sorumludur ve hiçbir aktüatörün hareketi diğer aktüatörün hareketini etkilemez. Diğer bir deyişle, aktüatörlerin hareketleri birbirinden bağımsızdır ve çapraz bağlantı oluşmaz.



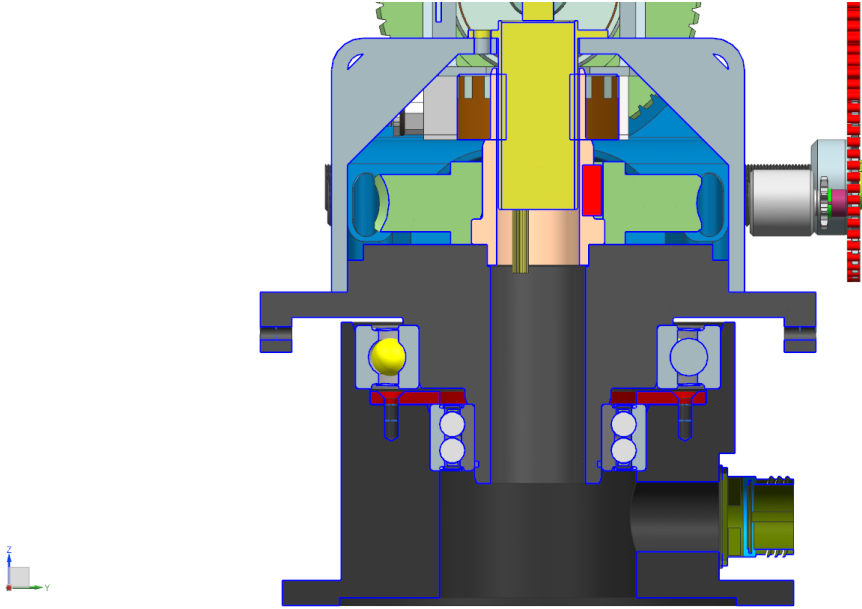
Şekil 3.11 Pan grubunun patlatılmış gösterimi

Şekil 3.10 ve 3.11’de görüldüğü gibi, iki sonsuz şaft ve pan hareketini sağlayan sonsuz dişli vardır. Her iki sonsuz şaft zincir dişli aktarımı ile sisteme güç ihtiyacını sağlayacak olan servo motorlara bağlıdır. Konsept tasarımı oluşturma ve mekanizmanın hareketini kontrol etmek için kullanılan ön tasarım krokisi Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.12 Pan mekanizmanın konsept tasarım çizimi

Şekil 3.13'te Pan tasarımının detaylarını açıklamak için kritik tasarımın kesit görüntüsü sunulmaktadır. Ayrıca Şekil 3.13 kesit görüntüsü, Şekil 3.11 görüntüsünün detayını göstermektedir.

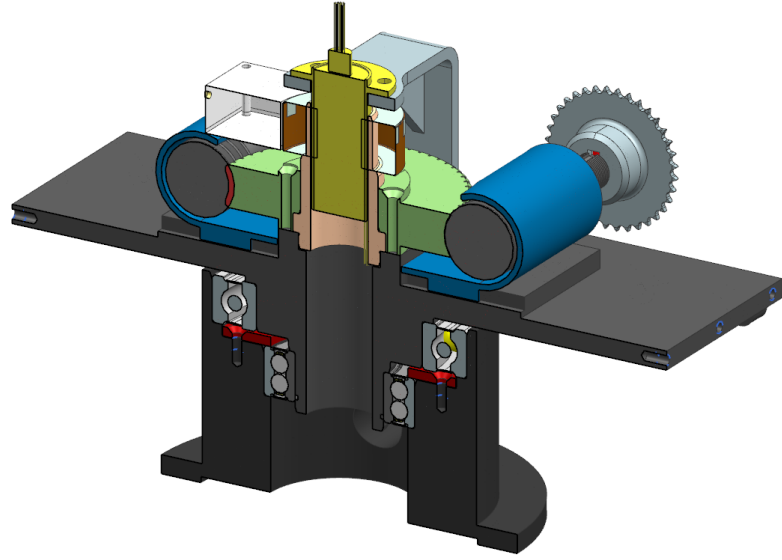


Şekil 3.13 Pan aktarım grubun A-A kesit görüntüsü

Mekanizma incelendiğinde, yataklamanın platforma bağlanacak olan gövde üzerinde konumlandığı görülür. Sistemin yataklanmasında iki adet rulman vardır, Pan takım

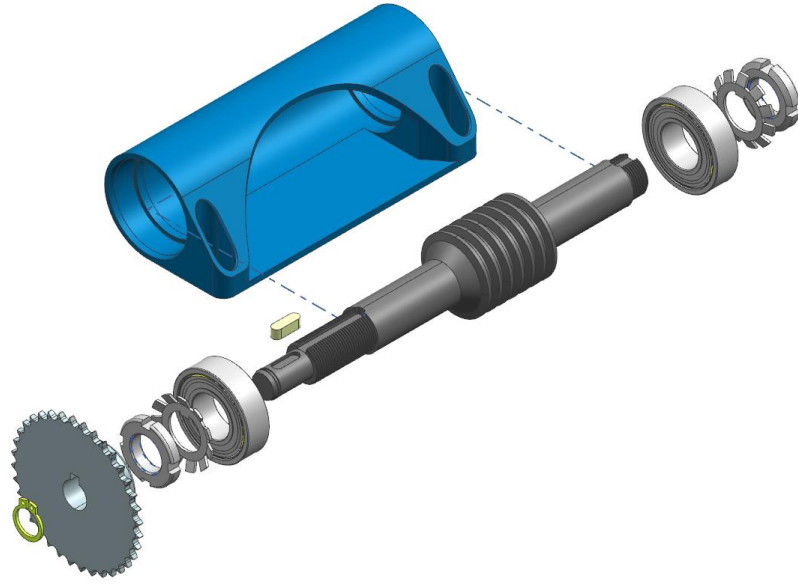
tasarımında kullanılan ilk rulman tipi sabit bilyalıdır. Bu tip rulmanın kullanılmasının nedeni sabit bilyalı rulmanlar genellikle radyal kuvvetlerin yataklanmasında kullanılmasıdır. Pan Tilt tasarımda faydalı yükün tilt hareketiyle -90 ve +90 pozisyonuna taşınması esnasında oluşacak olan radyal yükün bu rulman üzerinde taşınması sağlanmaktadır. Bu sebeple sistemde oluşacak radyal yükü almak için sabit bilyalı rulman tipi seçilmiştir. Böylece pan grubunda oluşacak radyal kuvveti bu rulmana taşıtırılmaktadır. Ancak mekanizmanın kinematik sentezine göre pan grubu üzerinde sistemin eksenel bir kuvveti oluşmaktadır. Bu eksenel yükü almak için sisteme ikinci bir rulman tipi eklenmiştir. Bu rulman tipi eksenel kuvveti karşılamak için tek sıralı eğik bilyalı rulmandır. Çünkü bu rulmanlar temas açıları sayesinde radyal yüklerle birlikte bir yönde büyük eksenel yükleri de taşıyabilmektedir. Böylelikle sistemin n*360 hareketi sonucunda faydalı yükten dolayı oluşacak olan eksenel yükü bu rulman karşılamaktadır. Ayrıca eğik bilyalı rulman sistemin maruz kalacağı radyal yükü taşımasında da fayda sağlayacaktır, böylelikle sistemin radyal hareketi daha verimli hale gelecektir. Eğik bilyalı rulman ile ilgili bir diğer önemli nokta da doğru toleranslar verilerek boşluksuz bir yataklama tasarımı sağlanabilmesidir.

İki rulman da Şekil 3.13’de görüldüğü gibi Pan-Tilt ’in araca ya da platforma bağlanacağı gövde üzerine yataklanmıştır. Tasarımda oluşacak olan tüm kuvvetlerin sabit gövde üzerinde toplanmasının en büyük avantajı ise rulmanların katalog ömrüne pozitif anlamda etki etmesidir. Ayrıca sistemde kullanılan kombine rulman yapısı rulman mili üzerine gelecek istenmeyen moment ve kesme kuvvetlerinden etkilenmeyecek şekilde tasarlanmıştır. Tasarımın rulman sabitleme detaylarına baktığımızda Şekil 3.13’te gösterilen kırmızı renkli parça eğik bilyalı rulmanın sabitlenmesi için kullanılan rulman sabitleme kapağıdır. Rulmanın kendi içerisinde oluşacak boşluğun alınması için önemlidir. EBR’a bu kapak ile ön yükleme verilmekte, bu ön gerilme sayesinde rulmanın kendi içerisinde oluşacak olan boşluğun giderilmesi sağlanmaktadır. Tasarımda bu kapak gövdeye altı adet havşa başlı cıvata ve bir adet pim ile sabitlenmektedir. Pimli montaj, mekanik tasarım prensiplerine uygun bir tasarım yapılarak kapağa gelecek olan kesme yükünü cıvatalara gelmeden pim üzerinde sönümlemektedir. Ayrıca kapağın cıvatalarında herhangi bir gevşeme olmaması için ekstra önlem olarak diş bağlantılarını kilitleme metodunda, Loctite yapıştırıcı montaj dokümanına tanımlanmaktadır.



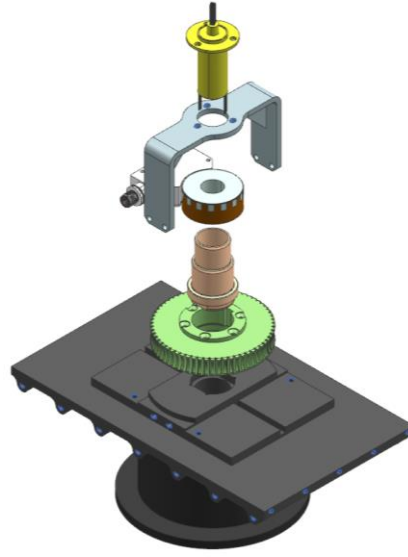
Şekil 3.14 Pan aktarım grubun B-B kesit görüntüsü

Şekil 3.14'te Pan aktarım grubun B-B kesit görüntüsüne bakıldığında, aktarım için dişli grubu olduğu görülmektedir. Dişli grupları sistemin alt gövdesine hassas işlenmiş sabitleme detayları ile bağlanır. Bu tasarım detayı, sabitlenen alt plakanın dişli grubuyla eş aksenal olarak pozisyonlanmasını sağlamaktadır. Bu sayede dişlilerin konumu alt plaka üzerinde ayarlanabilir bir durumdadır ve dişliler üzerine gelecek olan moment ve kesme kuvvetlerinin sönmülenebileceği bir tasarım yapısı sağlamaktadır. Bu tasarım mantığıyla parçalı olarak yapılan montaj grubunun tolerans birikmesi engellenecektir, böylelikle dişliler arasında tolerans birikmesinden dolayı oluşacak olan boşluk bu tasarım ile elimine edilecektir. Üstelik sistemde hem dişli pozisyonlarını ayarlamak için kullanılan kayar kamalı yapı, sonsuz dişli şaftının ve sonsuz dişlinin sabitlenmesinde kullanılan cıvataların kesme kuvvetine maruz kalmamasını sağlamaktadır. Kayar kamalı tasarımın diğer bir avantajı ise sistemin hareket etmesi için gerekli olan torkun dişliler üzerinde oluşturacağı momenti dişlilere aktarmadan kayar kama üzerinde oluşmasını sağlamaktır. Böylelikle kama üzerinde kalan tüm moment ve kesme kuvvetleri dişli grubuna aktarılmayacak şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarım mantığı tüm tasarımın genelinde ayrıntısıyla kullanılmıştır.



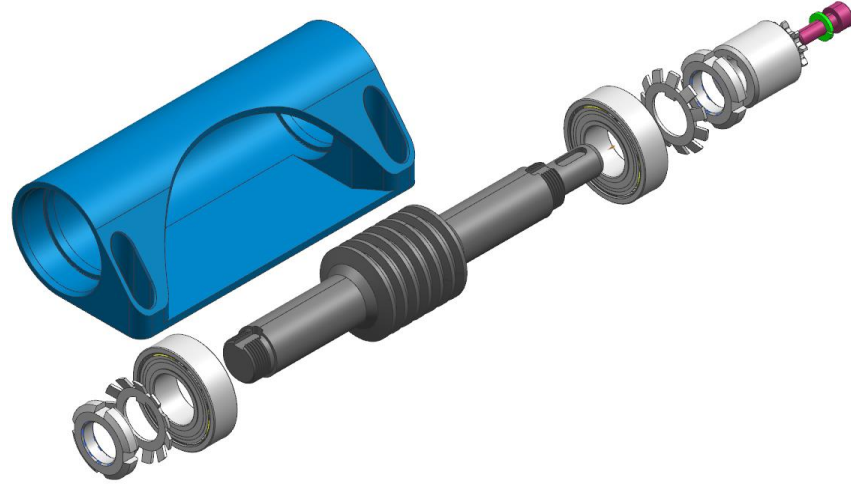
Şekil 3.15 Pan grubu motor tork aktarım dişlisi

Pan hareketini sağlamak için gerekli olan torkun aktaran yapı Şekil 3.15'te gösterilmiştir. Bu grubun detayında iki adet sabit bilyalı rulman, kama, zincir dişli, segman ve iki adet rulmanı sabitlemek için kilitli somun kullanılmıştır. Tasarımda zincir dişliden dolayı sadece radyal bir yük gelmektedir, bundan dolayı siteme yataklama elemanı olarak iki adet SBR kullanılmıştır, rulmanlar SKF markasının 6003_2RSH ürünü seçilmiştir. Tasarımda sonsuz dişli şaftı otoblokaj profiline sahiptir. Sonsuz dişli şaftının malzemesi sertleştirilmiş çelik olarak seçilmiştir. Bu malzemenin seçilmesinin nedeni, dişli malzemesi ile olan sürtünme oranını korumak içindir, detaylı hesaplamalar sonuçlar kısmında anlatılacaktır. Tasarımda rulmanları şaftın ve yataklama gövdesi üzerinde sabitlemek için ince diş profiline sahip olan kilitli somun metodu kullanılmıştır. Her ihtimale karşılık çözünme olmaması için kilitli pul ile ilave ek önlem alınmıştır. Sistemde üzerine bağlanacak olan faydalı yükten dolayı sistem tork oranı fazladır bundan dolayı servo motorlardan gelen torkun dişliye aktarılması için zincir dişli yapısı kullanılmıştır. Bu zincir dişli yapısının üzerine gelen torkun kayıpsız ve boşluksuz olması hedeflenmektedir, bu hedefe doğrultusunda tork aktarımda kamalı aktarım ve sabitlenmesi içinde tork segmanı kullanılmıştır. Böylelikle bu grup üzerine gelen torkun aktarımında kayıp yaşanmamıştır. Şekil 3.15'te gösterilen mavi gövde yataklama gövdesidir, bu gövde üzerinde kayar kama detayı ve slotlu cıvata detayları vardır, bu detaylardan dolayı dişliler arası merkez mesafesini ayarlama şansı yaratır.



Şekil 3.16 Pan sonsuz dişli detayı

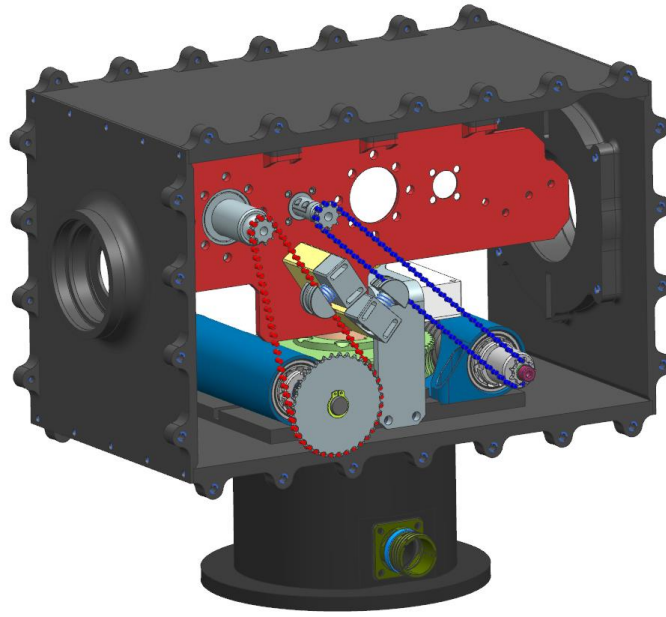
Pan aktarım detay tasarımı Şekil 3.16’te görülmektedir, sonsuz dişli takım parçaları, sonsuz dişli, sonsuz dişli sabitleme mili, enkoder, kayar bilezik sabitleme parçası ve kayar bilezikten oluşmaktadır. Alt gövde üzerinde hassas çaplar ve hassas yüzeyler işlenmiştir. Bu hassas yüzeyler ile dişli mili ve dişli bu hassas ölçüler ile sabitlenmektedir. Bu hassas ölçülerle dişlinin kendi pozisyonunu bulması sağlanmaktadır. Sistemde kullanılan sonsuz dişlinin malzemesi bronz olarak seçilmiştir. Sonsuz dişli alt gövdeye mekanik tasarım literatüründe yer alan hassas çap ve D detayı ile sabitlenmiştir. Bu D detayı dişliyi bağlamak için gerekli olan altı adet havşa başlı civataya yük getirmemektedir. Bu D kesit üzerinde dişli sabitleme mili bağlantısı yapılmaktadır. İlk olarak gövde üzerinde oluşturulan detaylara dişli sabitleme mili bağlanmaktadır, daha sonra mil üzerine dişli bağlantısı sağlamaktadır. Dişli sabitleme mili üzerinde bulunan hassas çaplar enkoder ve kayar bilezik montajlarına izin vermektedir. Tek bir mil ve gövde üzerinde detaylar açılmasının amacı sistemde oluşacak olan tolerans birikmelerinin önüne geçilmesidir. Tasarımın hedefi için sistemin en alttan en tepe noktasına kadar oluşacak olan tüm boşlukların mekanik tasarım ilkeleri ile sıfırlanması gerekmektedir. Pan dişli grubunun diğer bir mekanik parçası ise kayar bilezik sabitleme parçasıdır. Bu parça üzerinde sadece kayar bilezik sabitlenmektedir. Kayar bilezik sabitleme ara yüzünün yine gövde üzerinde bulunan detaya montajı yapılmaktadır. Son olarak, pan grubunda oluşacak olan dişli boşluklarının alınmasını sağlayan elektromekanik dişli grubundan bahsedilecektir.



Şekil 3.17 boşluk alma mekanizması patlatılmış görseli

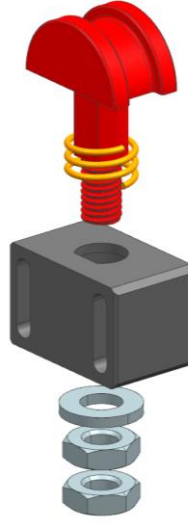
Boşluk alma mekanizması orta dereceli yükler için tasarlanmıştır. Çalışma prensibi mevcut tork sağlayan dişlinin tersine bir hareket vererek sistem üzerinde oluşacak olan boşluğun alınması sağlanacaktır. Hassasiyeti yüksek olan bu mekanizma; iki adet SBR kilitli pul, kilitli somun ve zincir dişli yapısı olan mekanik parçalardan oluşmaktadır. Tork aktaran dişli ile aynı malzemeye sahip olan dişli grubu ana dişli şaftından farklı olarak dişli yönüdür. Mevcut dişli şaftı saat yönünde hareket kabiliyetine sahipken bu dişli grubu saat yönünün tersine bir harekete sahiptir. Boşluk alma mekanizmasında kullanılan makine elemanlarına bakıldığında iki adet sabit bilyalı rulman görülür. SBR kullanılmasının amacı sistem üzerinde sadece radyal bir kuvvet gelmesidir. Rulmanların sabitlenmesinde kilitli somun yapısına yer verilmiştir. Kilitli somuna ek önlem olarak kilitli pul eklenmiştir, böylelikle sistemde herhangi bir çözünme beklenmemektedir. Sistemde yer alan zincir dişli is kama ile birleştirilip tork aktarımı sağlamıştır. Şekil 3.17'de mekanizmanın patlatılmış görüntüsü gösterilmektedir. Boşluk alma mekanizmasında sistemde ihtiyaç olan tork miktarı kadar bir torca ihtiyacı yoktur, bu noktada kritik eşik motordan gelen RPM değeridir. Bu mekanizma sisteme herhangi bir güç ilavesi yapmayacaktır, ana tork şaftından gelen boşluğun alınmasına yetecek kadar RPM değeri sistemde oluşacak olan boşluğun alınmasına yeterli olacaktır.. Özetle sistemin geneline bakılacak olursa Şekil 3.18'de kırmızı zincir dişli ile sistemin saat yönünde dönmesiyle birlikte sistemin $n*360$ hareketini alması sağlanır. Sistemin

buradaki tork ihtiyacı, sistemin hareketini sağlayan birinci servo motor üzerinden sağlanmaktadır. Tasarımın bu aşamasında sistem, üretimsel ve çevresel etkiler yüzünden oluşan boşluklu bir yapıyla $n \cdot 360$ hareketini alması mümkündür. Fakat sistemde sıfır boşluklu bir yapı elde etmek için mavi zincir grubuyla saat yönünün tersine hareket ettirilen yardımcı sonsuz dişli grubu sistemde oluşacak olan tüm boşlukları bu mekanizma ile giderecektir. Son olarak zincir dişlilerin tam verimle çalışabilmesi için zincir dişli yapısının birer adet gerdirme mekanizmalarına ihtiyaç duyar. Şekil 3.18’de zincirler üzerinde gösterilen özgün olarak tasarlanan zincir gerdirme mekanizmaları vardır.



Şekil 3.18 Pan grubu takım görseli

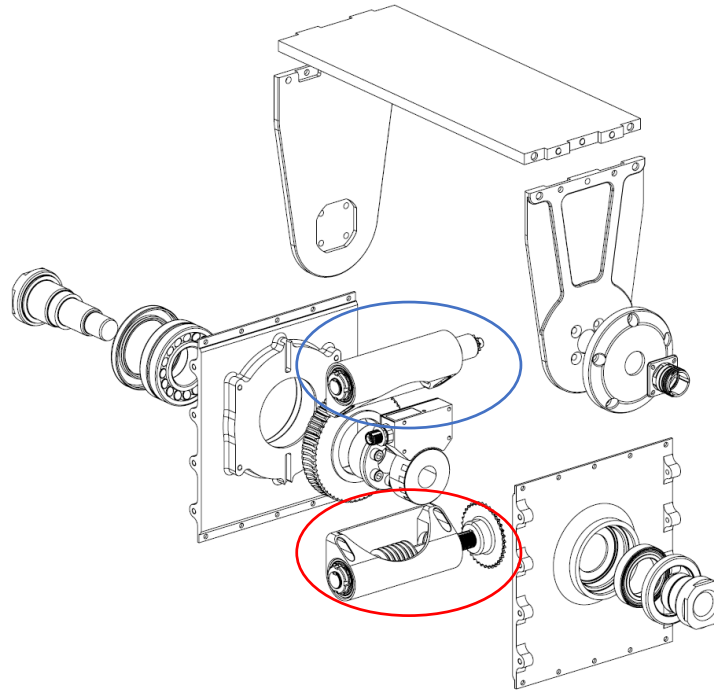
Zincir gerdirme mekanizması, zincir üzerinde hareketi kısıtlamayacak şekilde tasarlanmıştır. Mekanizma zincir üzerinde sürekli baskıda kalmaktadır. Zincir üzerinde baskıda kalabilmesi için baskı yayı kullanılmıştır. Şekil 3.19’da görüldüğü gibi yayın itme kuvveti etkisiyle baskı başlığı zincir üzerinde gerginliği sağlamaktadır. Baskı başlığı üzerinde bulunan kanaldan dolayı zincir baskı mekanizmasından kayma imkânı sunmamaktadır. Baskı başlığı mekanik yapıya kontra somun tekniği ile sabitlenmektedir.



Şekil 3.19 Zincir baskı mekanizması

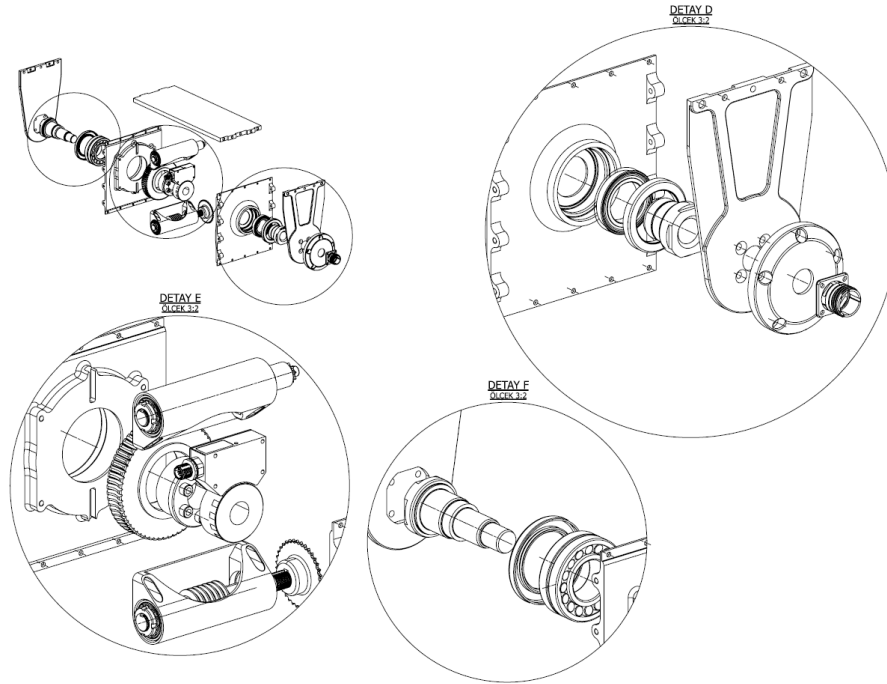
3.2.2. Tilt Grubu Mekanik Tasarımı

Pan Tilt mekanizmasının -90 ve +90 hareket etmesini sağlayan yapı; sonsuz dişli, sonsuz şaft, zincir dişli, zincir, iki adet rulman, enkoder ve konik sıkma parçalarından oluşmaktadır. Mekanizmanın tilt grubunun şematik gösterimi Şekil 3.20’de verilmiştir.



Şekil 3.20 Tilt grubu şematik gösterimi

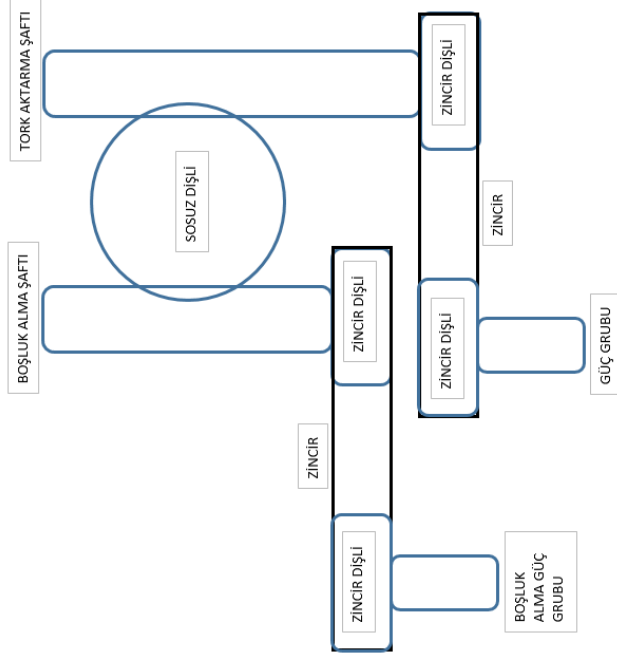
3.20 de görüldüğü gibi, iki sonsuz şaft ve tilt hareketini sağlayan sonsuz dişli vardır. Sistemin hareket etmesi için gerekli olan tork Şekil 3.20’de kırmızı daire içerisinde gösterilen sonsuz şaft dişli grubu ile sağlanır. Tilt mekanizmasında oluşacak dişli boşluğunun giderilmesi Şekil 3.20’de mavi daire ile gösterilen sonsuz şaft dişli grubu tarafından yapılmaktadır. Tilt sisteminde kullanılan mil üzerinde cıvata detayları açılmadığından sonsuz dişli tilt miline konik sıkma bağlantı elemanı ile sabitlenmiştir. Tilt milinin uç kısmı tilt grubunun pozisyonunun kullanıcıya bildirmek için kullanılan enkoder detaydır. Tilt grubunda faydalı yükü tek taraftan yataklama doğru olmayacağından sistemin diğer tarafına eş eksenliliğini sağlamak için ilave yataklama elemanı ve sızdırmazlık keçesi eklenmiştir. Yapılan detaylar Şekil 3.21 de gösterilmiştir. Sistemin en temel mimarisinin tasarımı için yol gösterici olarak Şekil 3.22 de gösterilen diyagram üzerinden yürütülmüştür.



Şekil 3.21 Tilt grubu detay görüntüleri

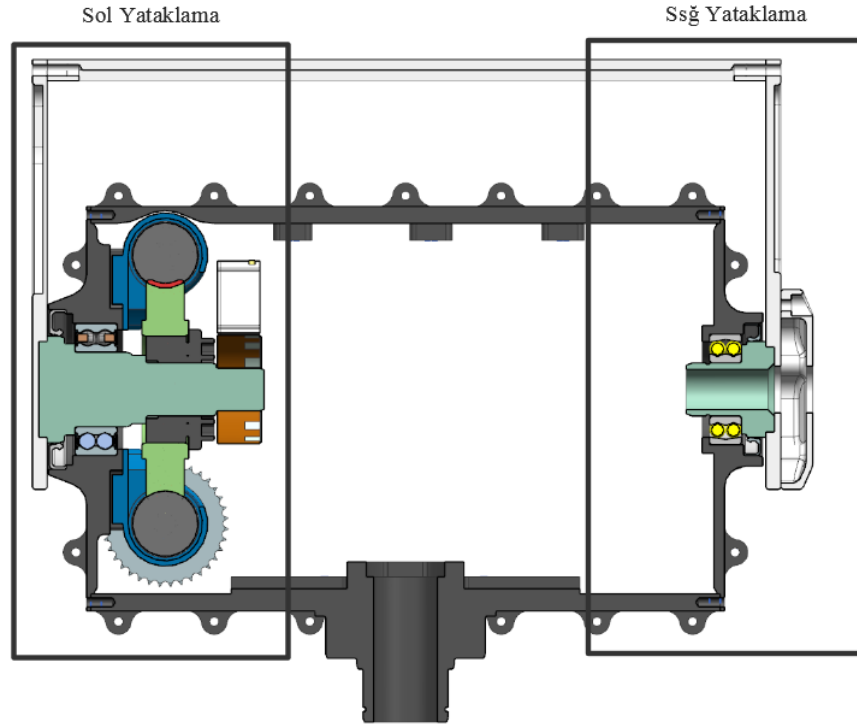
Faydalı yükün pan tilt tarafından taşınması için gerekli olan bağlantı ara yüz tasarımı sistemin tilt takım grubuna hassas geçmeler üzerinden bağlantısı yapılmıştır. Tüm yükü salıncak şeklinde olan parçaların taşıyabilmesi için bu parçalarda mukavemet açısından

yüksek malzemeler seçilmiştir. Faydalı yük taşıma parçaları AISI 316 paslanmaz malzemeler tercih edilmiştir.



Şekil 3.22 Tilt grubu şematik gösterimi

Şekil 3.21 Tilt tasarımının detaylarını açıklamak için kritik tasarımın kesit görüntüsü sunulmaktadır. Ayrıca Şekil 3.23 kesit görüntüsü, Şekil 3.13 görüntüsünün detayını göstermektedir.

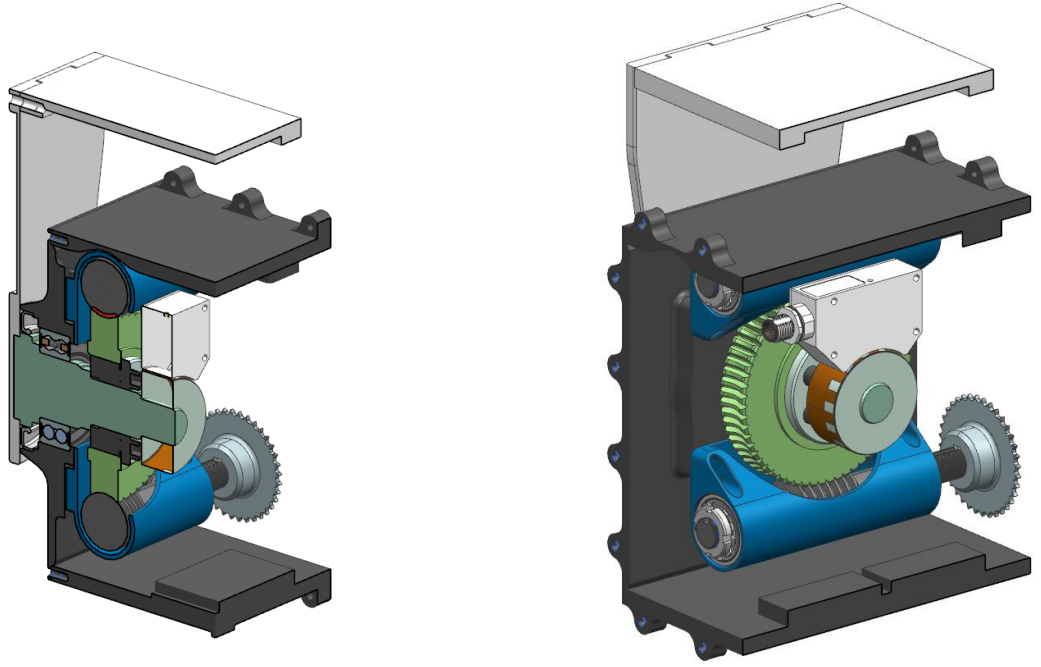


Şekil 3.23 Tilt kritik tasarım kesit görüntüsü

Tilt tasarımının detayına bakıldığında, sistemin yataklanması ve eş merkezlilik için iki adet rulman, iki adet sonsuz şaft, bir adet sonsuz dişli, iki adet sızdırmazlık keçesi, bir adet konik sıkma ve bir adet enkoder kullanılmıştır. Tasarımın sol taraf yataklanmasına bakılacak olursa, sol yataklama elemanı olarak eğik bilyalı rulmanlar seçilmiştir. EBR tip rulman kullanılmasının amacı, yüksek yüklerin desteklenmesi ve mil sehimi ile hizalama hatalarının telafi edilmesini gerektiren sistemler için tasarlanmış olmalarıdır. Aşırı yükleri taşımak için geliştirilmişlerdir ve çok yüksek bir performans sergilerler. Tasarımın bu aşamasında eş merkezliliği sağlamak tasarımın en kritik noktasıdır. Sistemde merkez kaçıklığının giderilmesinde ve yüksek yüklerin taşınmasında EBR kullanılmasına karar verilmiştir. Sol tarafta görülen tasarımda ikinci makine elemanı olarak sistemde tilt hareketini verecek olan sonsuz dişlinin sabitlemesinde kullanılan konik sıkma elemanıdır. Pan grubunda sonsuz dişliyi sabitleme yöntemi ile tamamen farklılık gösteren bir yapıdır, tilt milinin üzerinde dişliyi sabitlemek için gerekli yüzey alanı olmadığı için sistem merkezden sabitlemek zorunda kalmıştır, merkezden sabitlemek için kullanılacak hassas eleman ise konik sıkma elemanı olduğu için sistemde de bu eleman tercih edilmiştir. Konik sıkma elemanının tasarıma en büyük avantajları dişlinin sabitlemesinde hassas pozisyonlama sağlaması ve fazla malzeme kullanımını önlemek

olmuştur. Sistemde kullanılan konik sıkma hazır ürün olmakla birlikte sistemde maruz kalacağı korozyona ve mukavemete dayanıklı olması koşulu düşünülerek paslanmaz malzemeden seçilmiştir. Kullanılan konik sıkma maksimum dönme torku olarak 33kN'dur. Konik sıkma için tilt mili üzerinde detayının toleransı h8 olarak verilmiştir, verilen tolerans sistemde boşluk oluşmasına izin vermeyecektir. Konik kilidin dış bileziği için dişlinin deliğine H8 toleransı verilmiştir. Yapılan bu bağlama yöntemiyle dişli ve mil tek parça halinde hareket etmeye izin verecektir. Sistemin sol yataklanmasında kullanılan bir diğer eleman ise sızdırmazlık elemanıdır. Tilt grubunda kullanılan sızdırmazlık elemanı çift dudaklı olarak seçilmiştir, çift dudaklı olarak seçilmesindeki amaç pan tilt yapısının iç mekanizmalarının yağlanmasından kaynaklı içerden ya da dışardan gelebilecek olan çevresel etkilere karşı sızdırmazlık sağlamasıdır. Tilt grubunun sol mekanizmasının son elemanı enkoderdir. Sistemde -90 ve +90 pozisyonlarını alırken konumunu ve hızının geri bildirimini almak için sistemde bir adet mutlak manyetik enkoder kullanılmıştır. Şekil 3.23'de tilt grubunun sol mekanizma detayları gösterilmektedir.

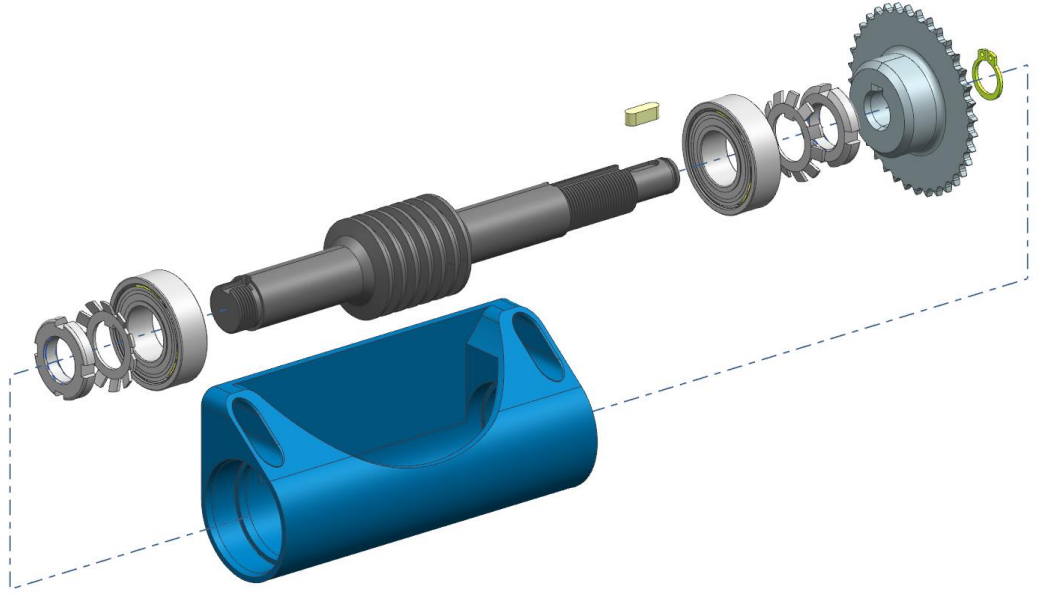
Tilt grubunun ikinci takımı sağ grubuna bakılacak olursa, sağ grup tamamen sol grubun merkezlenmesinde ve yükün eşit olarak dağılmasında fayda sağlamaktadır. Tilt mekanizmasının sağ grubunda bir adet rulman, bir adet sızdırmazlık keçesi ve haberleşme için askeri tip konektör kullanılmıştır. Tasarımda kullanılan rulman tipi oynak bilyalı rulmandır. Tilt grubunun üzerine gelen radyal yükün yarısı bu rulman üzerinde taşınmaktadır. Sol tarafta kullanılan rulman ile kombine olarak çalışma tasarımına uygundur. Bu nedenle sistemde oluşacak olan eş merkezliliğin sağlanması için uygun tasarıma zemin hazırlamaktadır. Sistemin ikinci elemanı sızdırmazlık keçesidir. Sızdırmazlık keçesi sol grupta kullanılan elemanın ölçüsü sağ tilt miline uygun olarak seçilmiştir ve tüm özellikleri diğer sızdırmazlık elemanı ile aynıdır.



Şekil 3.24 Tilt grubu sol yataklama detayı

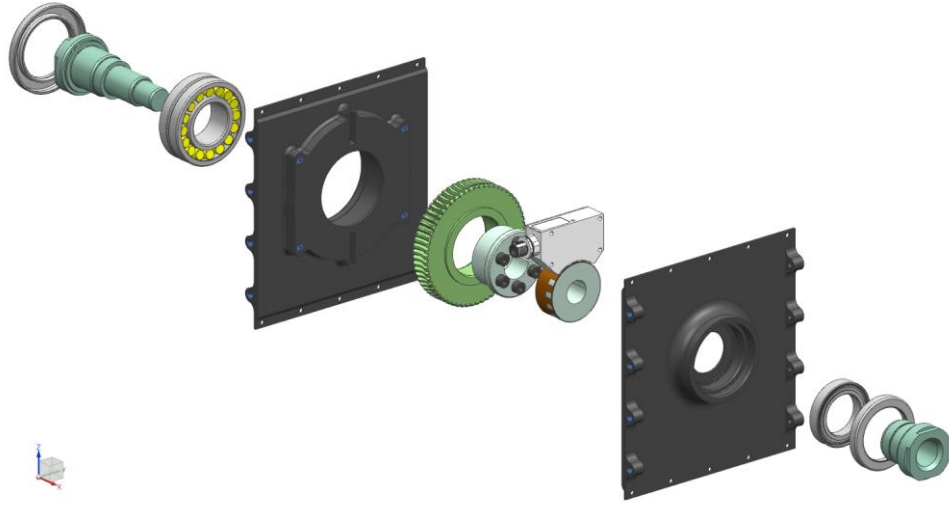
Tilt tasarımının sağ yataklama tarafına bakılacak olursa, diğer tasarım elemanı dişli grubu gelmektedir. Dişli grupları sistemin sol gövdesine hassas işlenmiş sabitleme detayları ile bağlanmıştır. Bu tasarım detayı, sabitlenen alt plakanın dişli grubuyla eş aksel olarak pozisyonlanmasını sağlamaktadır. Bu sayede dişlilerin konumu alt plaka üzerinde ayarlanabilir bir durumdadır ve dişliler üzerine gelecek olan moment ve kesme kuvvetlerinin sönmülenebileceği bir tasarım yapısı ortaya çıkmaktadır. Bu tasarım mantığı parçalı olarak yapılan mekanizma montaj grubunun tolerans birikmesini engelleyecektir, böylelikle dişliler arasında tolerans birikmesinden dolayı oluşacak olan boşluk bu tasarım ile elimine edilecektir.

Ayrıca sistemdeki dişlilerin konumunu ayarlamak için kullanılan kayar kama yapısı, sonsuz dişli milinin ve sonsuz dişliyi sabitlemek için kullanılan konik kilidin herhangi bir kuvvetten etkilenmemesini sağlamaktadır. Sistem hareketi için gerekli olan momentin kama kanalı üzerinde kalması tasarımda garanti edildiğinden dişlilerde tork oluşmayacaktır, kama üzerinde kalan tüm momentler ve kesme kuvvetleri dişli grubuna aktarılmayacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 3.25 Tilt grubu motor tork aktarım dişlisi

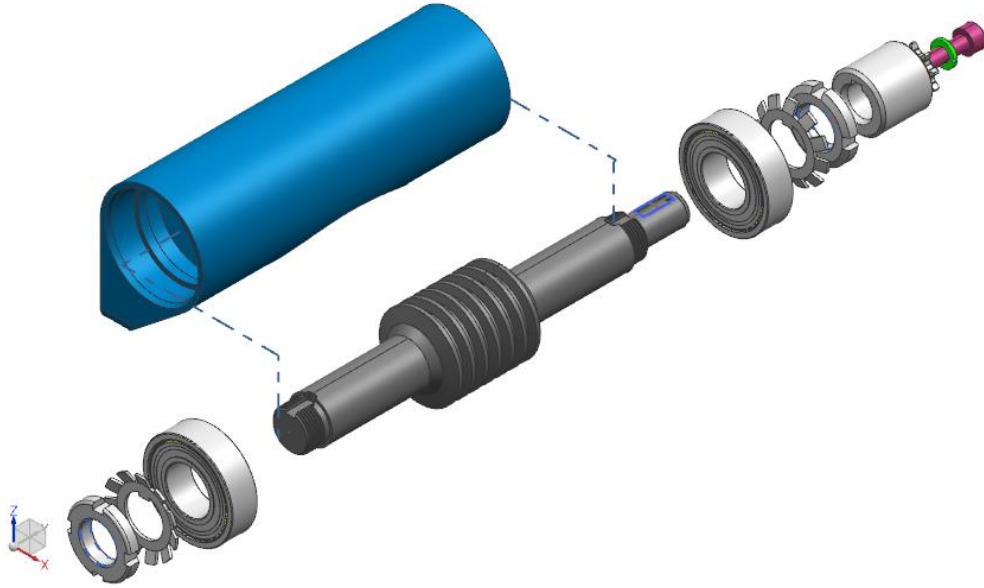
Tilt hareketini sağlamak için gerekli olan torkun aktarılmasını sağlayan yapı Şekil 3.25'te gösterilmiştir. Tasarımda iki adet sabit bilyalı rulman, kama, zincir dişli, segman ve iki adet rulmanı sabitlemek için kilitli somun kullanılmıştır. Tasarımda tork aktarımından dolayı sadece radyal bir yük gelmektedir. Bu sebeple sisteme yataklama elemanı olarak iki adet SBR kullanılmıştır, rulmanlar SKF markasının 6003_2RSH ürünü seçilmiştir. Sonsuz dişli şaftının malzemesi sertleştirilmiş çelik olarak seçilmiştir. Seçilen bu malzeme sürtünme oranını korumak içindir, detaylı hesaplamalar sonuçlar kısmında anlatılacaktır. Tasarımda sonsuz dişli şaftı otoblokaj profiline sahiptir. Tasarımda rulmanları şaftın ve yataklama gövdesi üzerine sabitlemek için ince diş profiline sahip olan kilitli somun metodu kullanılmıştır. Her ihtimale karşın, çözünme olmaması için kilitli pul ile ilave ek önlem alınmıştır. Sistemde taşıyacağı ağırlıktan dolayı sistemde tork oranı fazladır bu yüzden servo motorlardan gelen torkun dişliye aktarılması için zincir dişli yapısı kullanılmıştır. Bu zincir dişli yapısının üzerine gelen torkun kayıpsız ve boşluksuz olması hedeflenmektedir, bu hedefe doğrultusunda tork aktarımda kamalı aktarım ve sabitlenmesi içinde tork segmanı kullanılmıştır. Böylelikle bu grup üzerine gelen torkun aktarımında kayıp yaşanmamıştır. Şekil 3.25'te gösterilen mavi gövde yataklama gövdesidir, bu gövde üzerinde kayar kama detayı ve slotlu civata detayları vardır, bu detaylar dişliler arası merkez mesafesini ayarlama şansı yaratmaktadır.



Şekil 3.26 Tilt sonsuz dişli detayı

Tilt aktarım detay tasarımında sonsuz dişli takım parçaları, sonsuz dişli; sonsuz dişli sabitleme mili, enkoder, konik sıkma parçası ve sızdırmazlık keçelerinden oluşmaktadır. Şekil 3.26’da sonsuz dişli takımının patlatılmış görseli verilmiştir. Sol gövde üzerinde hassas çaplar ve ayar kama yüzeyleri işlenmiştir. Bu hassas yüzeyler ile dişli mili ve dişli bu hassas toleranslar ile sabitlenmektedir. Bu hassas ölçülerle dişlinin kendi pozisyonunu bulması sağlanır. Sistemde kullanılan sonsuz dişli bronz malzemeden seçilmiştir. Sonsuz dişli sol gövdeye konik sıkma ile sabitlenmiştir. Konik sıkma parçasını torklamak için altı adet silindir başlı cıvataya ihtiyaç vardır. Bu cıvataların torklanması sonucunda dişli üzerine gelecek olan tork konik sıkma ile mile aktarılmaktadır, böylelikle dişli üzerine negatif yönde tork gelmesini engellemektedir. Parçaların montaj sırası ilk olarak gövde üzerinde oluşturulan detaylara dişli sabitleme mili bağlanmaktadır, daha sonra mil üzerine dişli bağlantısı sağlanmaktadır. Dişli sabitleme mili üzerinde bulunan hassas çaplar enkoder ve kayar bilezik montajlarına izin vermektedir. Tek bir mil ve gövde üzerinde detaylar açılmasının amacı sistemde oluşacak olan tolerans birikmelerinin önüne geçilmesidir. Çünkü tasarımın hedefi için sistemin en alttan en tepe noktasına kadar oluşacak olan tüm boşlukların mekanik tasarım ilkeleri ile sıfırlanması gerekmektedir. Son olarak tilt grubunda oluşacak olan dişli boşluklarının alınmasını sağlayan elektromekanik dişli grubundan bahsedilecektir. Tilt grubu boşluk alma mekanizmasının

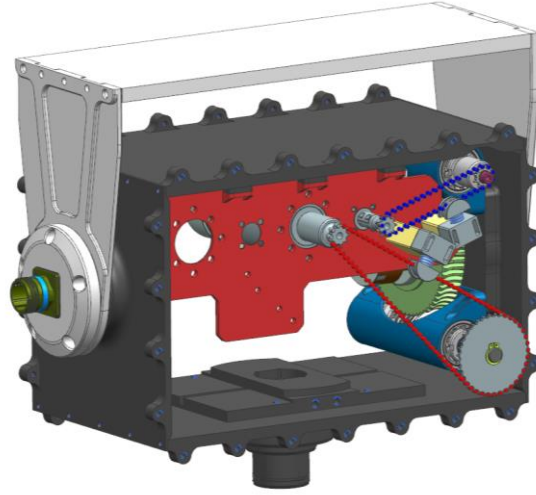
detaylı gösterimi Şekil 3.27'de verilmiştir.



Şekil 3.27 Tilt grubu boşluk alma mekanizması patlatılmış görseli

Tilt grubu boşluk alma mekanizması tilt mekanizmasına gelen yüke göre tasarlanmıştır. Sistemde tilt grubu üzerinde oluşacak dişli boşlukları ve imalat boşlukları orta dereceli bir yüke karşılık gelmektedir. Bu yüzden boşluk alma mekanizması orta dereceli yükler için tasarlanmış bir mekanizmadır. Pan grubunda olduğu gibi, tork aktaran dişliye göre zıt yönde bir harekete sahiptir. Sistemde tork aktaran mekanizma saat yönünde hareket eder ve dişli üzerinde saat yönünde bir baskı uyguladığından sistemin tersi yöndeki oluşacak olan boşluğu boşluk alma mekanizmasının ters yönde hareket etmesiyle sistemin tüm boşluğu elektromekanik olarak elimine edilmektedir. Tork aktaran dişli grubu ile aynı mekanik malzeme yapısına sahiptir. Boşluk alma mekanizması üzerinde iki adet sabit bilyalı rulman vardır. Sistemde bu tip rulmanın kullanılmasının amacı boşluk alma mekanizması üzerine sadece radyal yükler gelmesidir, bu neden göz önünde bulundurularak sistem için bu tip rulmanın kullanılması uygun görülmüştür. Rulmanların sabitlenmesinde kilitli somun yapısına yer verilmiştir. Kilitli somuna ek önlem olarak kilitli pul eklenmiştir, böylelikle sistemde herhangi bir çözünme beklenmemektedir. Sistemde yer alan zincir dişli ise mekanik kama ile birleştirilip tork aktarımını sağlamıştır. Boşluk alma mekanizmasında sistemde ihtiyaç olan tork miktarı kadar bir torka ihtiyacı yoktur, bu noktada kritik değer motordan gelen RPM değeridir. Bu mekanizma sisteme herhangi bir güç takviyesi yapmayacaktır, ana tork şaftından gelen boşluğun alınmasına

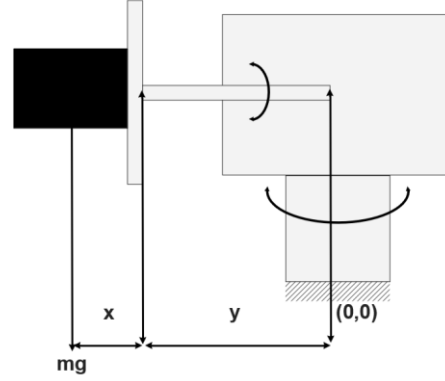
yetecek kadar RPM değeri ele alınan sistemde oluşacak olan boşluğun alınmasına yeterli olacaktır. Özetle sistemin geneline bakılacak olursa, Şekil 3.28’de kırmızı zincir dişli ile sistemin saat yönünde dönmesiyle birlikte sistemin ± 90 hareketini almasını sağlar. Sistemin buradaki tork ihtiyacı sistemin ana hareketi sağlayan birinci servo motor üzerinden elde edilmektedir. Tasarımın bu aşamasında sistemin imalattan ve çevresel etkilerden kaynaklı oluşan boşluklu bir yapıyla ± 90 hareketini alması mümkündür. F sistemde sıfır boşluklu bir yapı elde etmek için mavi zincir grubuyla saat yönünün tersine hareket ettirilen yardımcı sonsuz dişli grubu ile sistemde oluşacak olan tüm boşluklar bu mekanizma üzerinden giderilmektedir. Son olarak zincir dişlilerin tam verimle çalışması için zincir dişli yapısının pan grubunda kullanılan zincir gerdirme mekanizması burada da kullanılmıştır. Tilt grubunun bu aşamaya kadar olan montaj takım görseli Şekil 3.28’de verilmiştir.



Şekil 3.28 Tilt grubu takım görseli

4. MEKANİK TASARIM PARAMETRE HESAPLAMALARI

4.1. Pan Grubu Mekanik Tasarım Hesaplamaları



Şekil 4.1 Pan ve faydalı yük arasında ki ilişkisi

Pan grubunun ihtiyacı olan kuvveti hesaplamak için ilk olarak Şekil 4.1’de gösterilen faydalı yükün ve sistemin toplam ağırlığının mekanizma üzerindeki etkisiyle başlanılacaktır.

Sistem üzerinde faydalı yükün ağırlık merkezinin, etkisini belirlemek için sistemin dönme merkezine göre atalet değerleri göz önüne alınmalıdır. I_{sistem} sistemin her eksen için eksen kaçıklığının etkisidir. I_{merkez} faydalı yükün ağırlık merkezidir. m faydalı yükün ağırlık değeridir. r faydalı yükün Siemens NX’den alınmış olan merkezi atalet momentleridir.

$$I_{sistem} = I_{merkez} + mr^2 \quad (5)$$

Ağırlık Merkezi (mm)	Xcbar, Ycbar, Zcbar = -4.395321590, -7.875893839, 214.828113220
Atalet Momenti (kg*m ²)	Ixc, lyc, lzc = 216141.394326, 411498.442061, 492104.087139
Faydalı Yük Ağırlık (kg)	32
Pan-Tilt Mekanik Ağırlık (kg)	20

Tablo 4-1 Faydalı yükün fiziksel özellikleri

Faydalı yükün toplam atalet momentini;

$$I_{x sistem} = I_{x merkez} + mr_x^2 \quad (6)$$

Pan yükünün x ekseninden dolayı oluşan atalet momenti $I_x = 8,05 \text{ kgm}^2$

$$I_{y \text{ sistem}} = I_{y \text{ merkez}} + mr_y^2 \quad (7)$$

Pan yükünün y ekseninden dolayı oluşan atalet momenti $I_y = 5,49 \text{ kgm}^2$

$$I_{z \text{ sistem}} = I_{z \text{ merkez}} + mr_z^2 \quad (8)$$

Pan yükünün z ekseninden dolayı oluşan atalet momenti $I_z = 1,52 \text{ kgm}^2$

Sistemin toplam ataleti $15,05 \text{ kgm}^2$

$$I = \sum I_{x \text{ sistem}} + I_{y \text{ sistem}} + I_{z \text{ sistem}} \quad (9)$$

Hedeflenen pan hızı 7.5 rpm ($\omega = 0,785398163 \text{ rad/s}$) ve ivmelenme 1 saniyedir. Bu değerlerin doğrultusunda faydalı yükün sisteme vermiş olduğu toplam atalet torku $11,81920455 \text{ N'dur}$.

$$\tau = I * \omega \quad (10)$$

Faydalı yükün sisteme atalet momentinden dolayı oluşan torkun hesaplanmada, ayrıca ikincil olarak faydalı yükün Newtonun 1. Yasasının etkisidir.

$$F = m * a \quad (11)$$

$$T = (F * d) * 1.5 \quad (12)$$

$$T = (F * (x + y)) * 1.5 \quad (13)$$

$$T = 136.0822603 \text{ Nm} \quad (14)$$

$$\Sigma T = (T + \tau) * 1.5 \text{ Nm} \quad (15)$$

$$\Sigma T = 221,8521973 \text{ Nm} \quad (16)$$

Tahrik grubunun tasarlanması için gerekli olan toplam tork 221,8521973 Nm'dir. Pan grubunda ihtiyaç olan tüm hesaplamalar bu değeri içermektedir. (Çıkan sonuç hesaplanamaz değerler için 1.5 kat emniyet katsayısı ile çarpılmıştır.)

4.1.1. Pan Grubu Sonsuz Dişli ve Sonsuz Şaft Hesabı

Yük tablosunda verilen değerler, nominal ve düzgün çalışmayı esas almaktadır. Uygulamaların çok çeşitli olmasından dolayı, gerçek koşulları dikkate almak ve uygun K_A , S ve b_B faktörlerini kullanmak mekanizmanın eksiksiz ve verimli çalışabilmesi açısından oldukça önemlidir. Sürekli çalışma için yağ karteri sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark 70°C 'yi geçmemelidir. Maksimum yağ karteri sıcaklığı 110°C 'dir ("Cylindrical Worm Gear Drives" 2018).

Tahrik	Sürülecek Makineden Gelen Yükün Türü		
	Hafif Yük	Orta Yük	Ağır Yük
Sabit Yük	1,00	1,25	1,75
Hafif Yük	1,25	1,50	2,00
Orta Yük	1,50	1,75	2,25

Tablo 4-2 Yük faktörü tablosu K_A ("Cylindrical Worm Gear Drives" 2018)

Çalışma Zamanı	4-8 saat	8-12 saat	12 saatten fazla
Çalışma Zamanı Faktörü	1,0	1,2	1,35

Tablo 4-3 Çalışma zamanı faktörü b_B ("Cylindrical Worm Gear Drives" 2018)

Dişli güvenlik katsayısı $S \approx 1.1--1.4$ ("Cylindrical Worm Gear Drives" 2018)

Sonsuz dişli için gerekli tork;

$$T_{sd} = \frac{\Sigma T}{Ka * S * b_B} \quad (17)$$

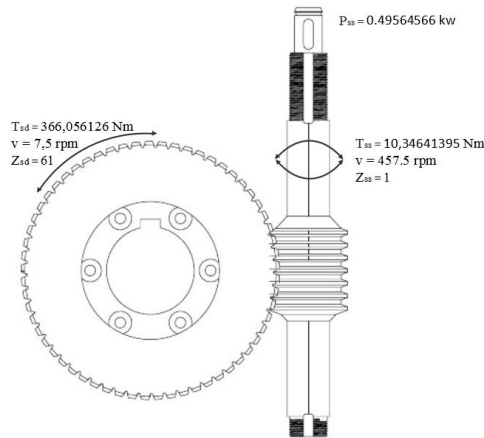
$$T_{sd} = 366,056126 \text{ Nm} \quad (18)$$

Sonsuz şaft için gerekli güç;

$$P_{ss} = \frac{T_{sd} * n_2}{9550 * \eta} + P_0 \quad (19)$$

$$P_{ss} = 0.49564566 \text{ kW} \quad (20)$$

Pan mekanizması için yukarıda hesaplanan değerler doğrultusunda Atlanta-Drive markasının 45-04-061 katalog ürünü seçilmiştir. Seçilen dişli grubu, sonsuz dişli diş sayısı 61 ve sonsuz dişli şaftı diş sayısı 1 olarak seçilmiştir. Sistem üzerinde aktarım oranı 1:61 olarak seçilmiştir. 1:61 oranında aktarım oranının seçilmesiyle dişli otoblokaj olması sağlanmıştır. Tasarlanan sonsuz dişli grubu üzerine gelen tork ve hız değerleri Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Pan dişli grubu değerleri

Uygun olarak seçilen dişli çifti için sonsuz dişli shaftının malzemesi sertleştirilmiş çeliktir. Malzemede ısıl işlem adımında indüksiyonla sertleştirme metodu ile yüzey sertliği elde edilmiştir. Sertleşen yüzey ısıl işlem sonrası profil taşlama metodu ile diş profili uygun toleranslara getirilmiştir. Dişli çiftinin sonsuz dişli malzemesi olarak bronz malzeme seçilmiştir. Dişli türleri arasında verimi düşük olan bir dişli olmasından dolayı sistemde seçilen malzemelerin birbirleri arasındaki sürtünme katsayıları düşük, güç aktarım katsayıları yüksek olacak şekilde seçilmiştir. Sistemde hesaplanan sürtünme katsayısı 0.013'dür.

4.1.2. Pan Grubu Zincir Dişli Hesabı

Sistemin güç aktarımında kullanılacak olan zincir dişli hesabı;

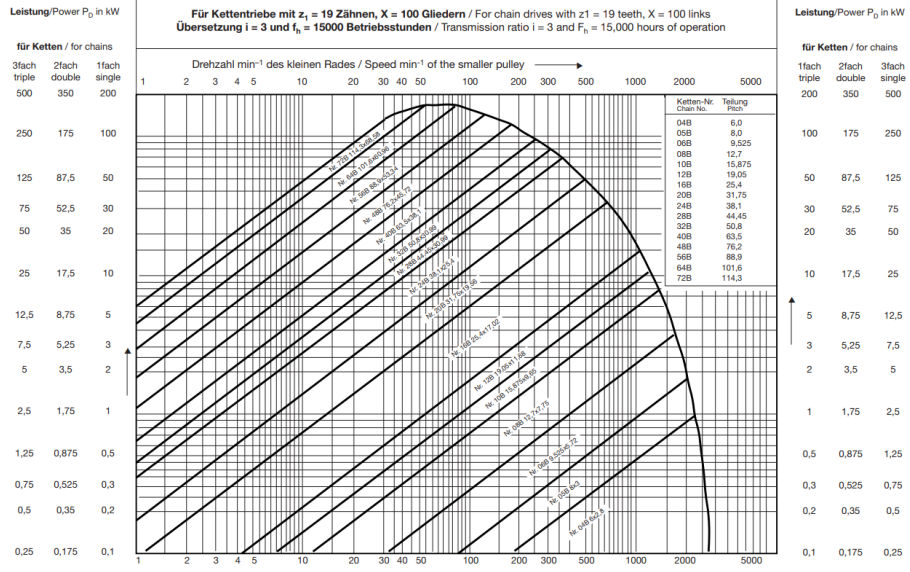
f_1 ve f_2 yük katsayılarıdır, sistemde evrensel zincir dişli yük tablosuna göre seçilmiştir.

$$P_d = P_{ss} * f_1 * f_2 \quad (21)$$

$$P_d = 0.495 * 1,5 * 1,5 = 1,11375 \text{ kW} \quad (22)$$

Denklem 18'de çıkan değere göre sistem için gerekli olan zincir dişli kodu 06B-1dir. Bu seçim için Şekil 4.3 grafiği referans alınmıştır. Seçilen zincir dişlinin DIN 8187 e göre kesme tork değeri 9100 Nm dir.

$$i_p = \frac{z_{p_1}}{z_{p_2}} \quad (23)$$



Şekil 4.3 Zincir dişli tork-hız tablosu

Sistemde zincir dişlinin kullanılmasının nedeni sabit tork aktarımı sağlamasıdır. Mekanizmada zincir dişli ile aktarılan aktarım oranı 1:1dir. Tork aktarım sisteminde kullanılan z_{p-1} ve z_{p-2} diş sayıları 20 olarak seçilmiştir. Zincir dişli için gerekli olan zincir dönme hız denklemi;

$$v = \frac{n * z_{p-1} * p}{60000} = \frac{7,5 * 20 * 9,525}{60000} \quad (24)$$

$$\approx 1.4525 \text{ m/s} \quad (25)$$

Zincir dişli grubu için hesaplanan hız ve sistem için gerekli olan zincir uzunluğuna göre zincir dişlinin yağlama metodu damla yağlama olarak seçilmiştir. Bu seçim için DIN8187 referans alınmıştır. Zincir dişli grubunun zincir boy uzunluğu için hesaplaması;

$$x = 2 * \frac{a'}{p} + \frac{z_{p-1} + z_{p-2}}{2} + \frac{f_3 * p}{a'} \quad (26)$$

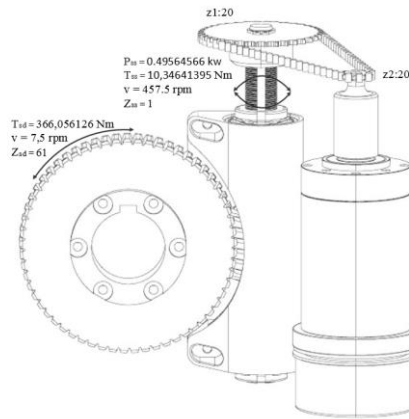
$$2 * \frac{114}{9,525} + \frac{20+20}{2} + \frac{10,132*9,525}{114} = 44,78356314 \quad (27)$$

$$x \approx 45 \text{ zincir bakla} \quad (28)$$

Zincir dişli grubuna gelen tork miktarı;

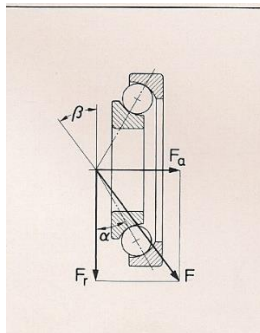
	$T_{pz} = \frac{366,056126}{61} \approx 6 \text{ Nm}$	(29)
--	---	-------

Zincir dişli pan grubunun sonsuz şaftına bağlıdır. Pan şaftının sahip olduğu tork değeri ile aynı değere sahiptir. Dişli çifti üzerinden gelen dişli oranından dolayı T_{pz} değeri dişli çifti oranının bölümüne eşittir. (Dişli çifti 1:61 oranına sahiptir) Tasarlanan zincir dişli grubu üzerine gelen tork ve hız değerleri Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Pan zincir grubu değerleri

4.1.3. Pan Grubu Sonsuz Dişli Yataklama Hesabı



Şekil 4.5 Eş değer dinamik yük diagramı

Radyal ve aksenal yüklerin oluşturduğu bileşke kuvvet rulmanın ömrünü belirleyen ana etkendir. Şekil 4.5'te gösterilen bileşke kuvvete rulman literatüründe "Eşdeğer dinamik yük (P) denilmektedir ve formülü şu şekildedir.

$$P(N) = F_r * \cos \beta + F_a * \sin \beta \quad (30)$$

$\sin \beta$ ve $\cos \beta$ değerleri rulmanın tipine ve büyüklüğüne göre değişir ve bunlar rulman katalogunda x ve y katsayıları olarak verilir, Şekil 4.6'da tablo olarak görülür. Böylece;

$$P(N) = F_r * x + F_a * y \quad (31)$$

Dynamic Equivalent Load
 $P = XF_r + YF_a$

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

Static Equivalent Load
 $\frac{F_a}{F_r} > 0.8, P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$
 $\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8, P_0 = F_r$

Şekil 4.6 Eşdeğer yük tablosu

Pan grubunda radyal kuvveti taşımak için kullanılan rulman tipine etkiyen kuvvet $F_a = 366,056126 Nm$ dir. Radyal yük için kullanılan SBR SKF markalı ürün katalogundan 6012-2RS1 rulman türü seçilmiştir. Rulman ömür ve dayanım hesapları için gerekli olan f_0 , ve C_0 değerleri seçilen ürünün katalog değerinden alınmıştır. Bu değerler sonucunda $f_0 = 15.6$ ve $C_0 = 30.7 kN$ dur. Şekil 4.7'de gösterilen hesaplama faktörü değerine göre;

$$e = 0.8 \quad (32)$$

Pan grubunda 6012 tip rulman sisteminin sadece radyal kuvvetinden etkileneceğinden bu rulman üzerine aksenal bir kuvvet gelmeyecektir, yani $F_r = 0$ dir. Bu değerler sonucunda eşdeğer kuvvet hesabı;

$$P = 0 + 21909 * 1.55 = 567 N \quad (33)$$

Eşdeğer kuvvetin hesaplanmasının ardından pan grubu için seçilen 6015 katalog değerli rulman için yatak ömür hesabı;

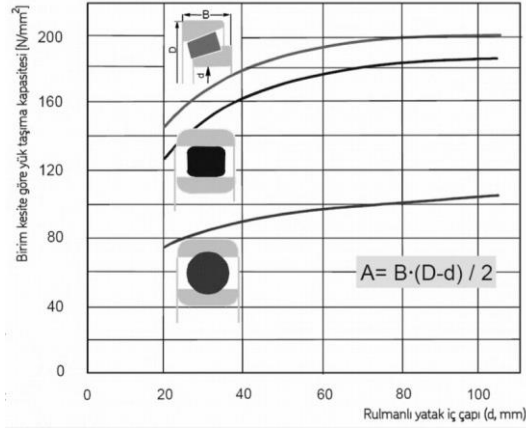
$$L_0 = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (34)$$

L_0 : 10^6 devir cinsinden rulman ömrü

C : Newton cinsinden dinamik yük sayısı

P : Newton cinsinden dinamik eşdeğer yük (Bu değer bilyalı rulmanlar için her zaman 3, makaralı rulmanlar için ise her zaman 10/3 dür.)

$$L_0 = \left(\frac{30.7 \text{ kN}}{567 \text{ N}}\right)^3 = 158733 \text{ çevrim} \quad (35)$$



Şekil 4.7 Yükleme kapasitesi grafiği

Rulman yük taşıma kapasitesi,

$$A = \frac{B * (D - d)}{2} \quad (36)$$

$$A = 315 \text{ N} \quad (37)$$

Pan grubunda kullanılan 6015 tip rulman sistemin radyal yükü için yaklaşık olarak 1.7 kat emniyettedir.

Pan grubunda kullanılan ikinci rulman tipi ise aksel kuvvetleri almak için kullanılacak olan eğik bilyalı rulmandır. Bu rulmanın hesaplamaları yukarıda sabit bilyalı rulman için kullanılan denklemlerden faydalanılacaktır. Pan grubunda kullanılan EBR marka ortaklaşması göz önüne alınarak yine SKF markalı ürün tercih edilmiştir. ERB SKF 3008-B-2RSR-TVH ürünü seçilmiştir. Rulman tipinin hesaplamaları;

Eşdeğer dinamik yük;

$$P = 303 * 0.35 + 366 * 0.26 = 201.21 \text{ N} \quad (38)$$

($\beta = \text{katalog değeri } 54^\circ$)

Hesaplama faktörü;

$$e = 1.14 \quad (39)$$

Yatak ömür hesabı;

$$L_0 = \left(\frac{25 \text{ kN}}{\sqrt{303^2 + 366^2}} \right)^3 = 145658 \text{ çevrim} \quad (40)$$

Rulman yük yaşına kapasitesi;

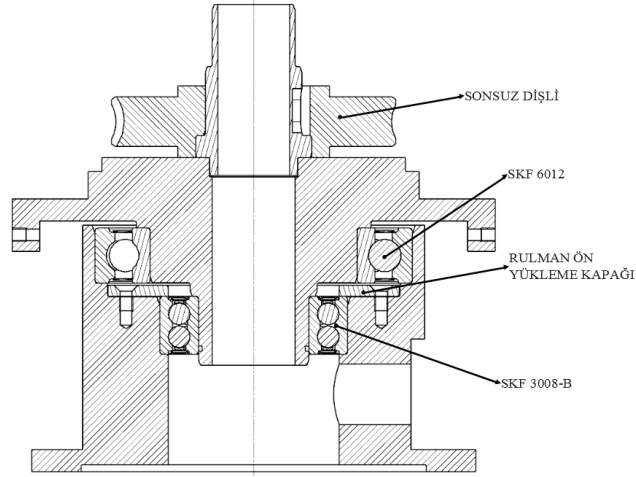
$$A = 294 \text{ N} \quad (41)$$

Pan grubunda kullanılan 3008-B tip rulman sistemin aksenal yük için yaklaşık olarak 1.6 kat emniyettedir. Rulman yataklama takım görseli Şekil 4.9'de verilmiştir.

Sistemin ihtiyacı olan kuvvetlere ve ömür değerlerine göre hesaplamalar Denklem 21-22-23'de verilmiştir. Bu değerlere göre pan grubunda kullanılan rulman katalog değerleri Tablo 4-4 de verilmiştir.

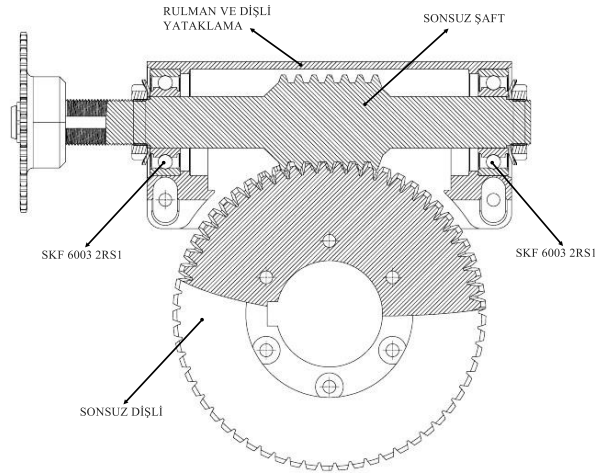
	Dinamik yük C	Statik Yük C ₀	Yorulma Yük Sınırı P _u	Referans Hızı
SKF 6012	30.7 kN	23.2 kN	0.98 kN	43000 r/min
SKF 3008-B	25 kN	21.3 kN	1.08 kN	56000 r/min

Tablo 4-4 Pan grubunda kullanılan rulmanlar



Şekil 4.8 Pan grubu yataklama görseli

4.1.4. Pan Grubu Sonsuz Şaft Yataklama Hesabı



Şekil 4.9 Pan grubu sonsuz dişli yataklama kesit görseli

Pan grubunun sonsuz dişli şaftının yataklanmasında kullanılan rulmanlar tasarımda marka çeşitliliğinin olmaması için SKF markalı 6003 2RS1 sabit bilyalı rulman seçilmiştir. Seçilen rulmanların hesaplamaları için 4.2.3 başlığı altında detaylı olarak hesaplanan formüller kullanılmıştır. Rulman ömür ve dayanım hesapları için gerekli olan f_0 , ve C_0 değerleri seçilen ürünün katalog değerinden alınmıştır. Bu değerler sonucunda $f_0 = 14$ ve $C_0=3250$ dür. Böylelikle hesaplama faktörü değeri Şekil 4.6'a göre;

$$e = 0.28 \quad (42)$$

Sonsuz dişli şaftı için yataklama hesaplamaları;

Eşdeğer dinamik yük;

$$P = 0 + 366 * 1.55 = 567.3 \text{ N} \quad (43)$$

Yatak ömür hesabı;

$$L_0 = \left(\frac{6.37 \text{ kN}}{366 \text{ N}}\right)^3 = 5271 \text{ çevrim} \quad (44)$$

Rulman yük yaşama kapasitesi;

$$A = 90 \text{ N} \quad (45)$$

Pan grubunda kullanılan 6003 tip rulman hesaplamaları bir adet rulman için yapılmıştır, sistemde iki adet aynı tip rulman kullanıldığından tüm değerler iki kat etkiye sahiptir. Sistemin üzerine düşen kuvvet miktarı iki adet rulman olduğu için ikiye bölünmektedir. Tasarlanan sonsuz şaft yataklaması Şekil 4.10'da verilmiştir.

4.1.5. Pan Grubu Tahrik Elemanı Hesabı

Pan grubunda sonsuz dişli çiftinin hareketini sağlaması için gerekli olan servo motor redüktör kuvvetlerinin hesaplanmasında ilk adım zincir dişli grubuyla aktarılan son tork değerinden motor gücüne geçilmesidir. Sistemde zincir dişli grubunun tahrik etmek için gerekli olan tork değerini 4.2.2 de T_{pz} olarak hesaplanmıştır. Sistemin hareketi için gerekli olan tork miktarı 10.34641395 dir. Sistemin güç ünitesinde kullanılacak motor ve redüktör boyutsal anlamda önemli olmasından dolayı MAXON motor firmasından seçilmiştir. Sistem için gerekli olan tork değerini EC 60 serisinin özel olarak yükseltilmiş tork ve hız değerine sahip servo motoru kullanılmıştır.

EC 60 Servo Motor Karakteristik Özellikleri;

- Nominal Voltaj 24 V
- Maks. Sürekli tork 1.5 Nm
- Nominal Hız 9000 rpm
- Maks. Verimlilik %85

Motor seçimi yapılırken sistemin toplam yaptığı iş miktarı motora, sistemin ihtiyacı olan tork miktarı ise redüktöre taşıtılmalıdır. Bundan dolayı servo motorun karşılayacağı maksimum güç;

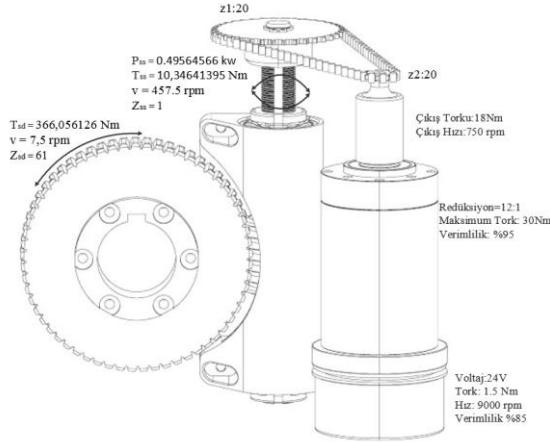
$$P(kW) = \frac{T(Nm) * N(rpm)}{9550} \quad (46)$$

$$P(kW) = 1.41 \text{ kW} \quad (47)$$

Sistemimiz için gerekli olan tork miktarı $T_{SS} = 10.34641395 \text{ Nm}$ dir.

Sisteme gerekli olan torkun sağlanması için sisteme MAXON motordan GP 52 serisi planet dişli seçilmiştir. GP serisi redüktör MAXON firmasının boşluksuz redüktörüdür. Tasarlamış olduğumuz sistemin en temel amacı boşlukları almak olduğu için seçilen tüm elemanlar boşluksuz olarak seçilmiştir. Seçilen dişli 1:12 dişli oranına sahiptir. Bu dişli oranında dolayı sistemin tahrik grubunu çıkış değerleri Şekil 4.11’de verilmiştir.

Çıkış Tork Değeri	$1.5 * 12 = 18 \text{ Nm}$
Çıkış Hız Değeri	$9000 / 12 = 750 \text{ rpm}$

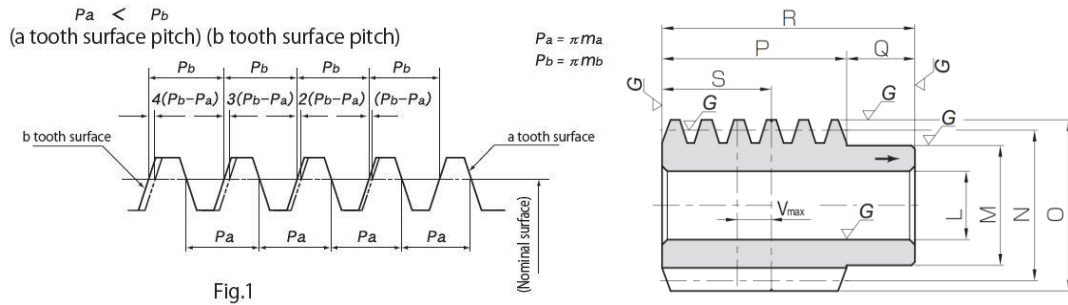


Şekil 4.10 Pan tahrik grubu değerleri

4.1.6. Pan Grubu Boşluk Alma Mekanizması Hesabı

Faydalı yükün sistem üzerinde en büyük negatif etkisi; sistemde dengesizliğe sebep vermesidir. Bundan dolayı dişli çifti arasında üretimsel, yataklama elemanlarından ve montaj hatalarından dolayı sistem üzerinde boşluklar oluşmaktadır. Sistem üzerinde

oluşacak olan boşluk mühendislik olarak bir noktaya kadar hesaplanabilmektedir, ancak sistemin üretimi ve montajı esnasında oluşacak olan boşluk ön görülememektedir, bu yüzden tasarlanmış olduğumuz sistem bu boşlukların da alınması için tüm hesaplamalar 1.5 kat emniyet katsayısı ile çarpılıp çıkan sonuç değerinde tasarım yapılmıştır. Dişli çifti arasında oluşacak olan boşluk miktarı Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 Dişli boşluğu profili (“Duplex Worms”, t.y.)

$$\Delta j = 2V \frac{m_b - m_a}{m_b + m_a} \quad (48)$$

m_a = Nominal Eksenel Modül - (0.01 × Nominal Eksenel Modül)

m_b = Nominal Eksenel Modül + (0.01 × Nominal Eksenel Modül)

V= izin verilen maksimum profil kaydırma

$$m_{nem} = \frac{m_n}{\cos \gamma_m} \quad (49)$$

m_{nem} = Nominal Eksen Modül

m_n = Dişli Modül

γ_m = Helis Açısı

$$\sin \gamma_m = \frac{z_1 * m_n}{d_{m1}} \quad (50)$$

z_1 = Sonsuz Dişli Şaft Diş Sayısı

d_{m1} = Sonsuz Dişli Şaft Referans Çap

$$\sin \gamma_m = \frac{1 * 1.6}{35.5} \quad (51)$$

$$\sin \gamma_m = 0.04507 \quad (52)$$

$$\gamma_m = 2.58322 \quad (53)$$

$$m_{nem} = \frac{1.6}{-0.84812} \quad (54)$$

$$m_{nem} = -1.88653 \quad (55)$$

$$m_a = -1.86766 \quad (56)$$

$$m_b = -1.90539 \quad (57)$$

$$\Delta j = 2 * 6 \frac{-1.90539 - (-1.86766)}{-1.90539 + (-1.86766)} \quad (58)$$

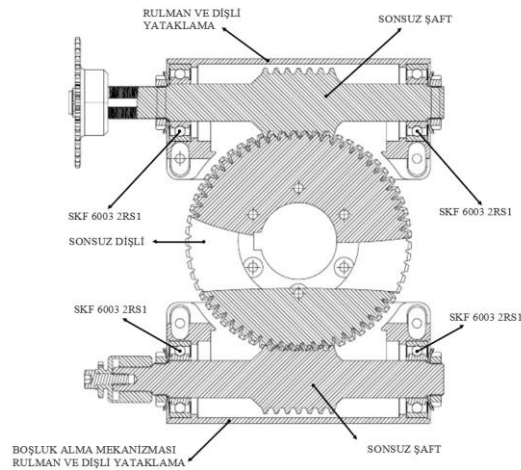
$$\Delta j_{max} = 0.06 \text{ mm} \quad (59)$$

Sistem üzerinde hesaplanabilen oluşabilecek maksimum boşluk miktarı Δj_{max} kadardır. Bu değer üzerine elimizde olmayan nedenlerde göz önüne alınacak olursa 1.5 kat güvenlik katsayısı ile çarpılması gerekmektedir.

$$\Delta j_{max} = 0.06 * 1.5 \quad (60)$$

$$= 0.09 \quad (61)$$

4.1.7. Pan Grubu Boşluk Alma Mekanizması Yataklama Hesabı



Şekil 4.12 Boşluk alma mekanizması kesit görseli

Boşluk alma mekanizması sistemde herhangi bir yük taşımayacağından dolayı bu mekanizma üzerinde sadece boşluk alma görevi için yataklama yapılmıştır. Bu nedenle, boşluk alma mekanizmasında sistemin tork aktarımını sağlayan şaft ile aynı yataklama yapısı korunmuştur. Tasarımda marka çeşitliliğinin olmaması için seçilen rulmanlar SKF markalı 6003 2RS1 sabit bilyalı olarak seçilmiştir. Seçilen rulmanların hesapları için 4.2.3 başlığı altında detaylı olarak hesaplanan formüller kullanılmıştır. Rulman ömür ve dayanım hesapları için gerekli olan f_0 , ve C_0 değerleri seçilen ürünün katalog değerinden alınmıştır. Bu değerler sonucunda $f_0 = 14$ ve $C_0=3250$ dür. Böylelikle hesaplama faktörü değeri Şekil 4.6'a göre;

$$e = 0.28 \quad (62)$$

Sonsuz dişli şaftı için yataklama hesaplamaları;

Eşdeğer dinamik yük;

$$P = 0 + 366 * 1.55 = 567.3 \text{ N} \quad (63)$$

Yatak ömür hesabı;

$$L_0 = \left(\frac{6.37 \text{ kN}}{366 \text{ N}}\right)^3 = 5271 \text{ çevrim} \quad (64)$$

Rulman yük yaşama kapasitesi;

$$A = 90 \text{ N} \quad (65)$$

Boşluk alma mekanizmasında kullanılan rulmanlar sonsuz ömre sahiptir. Yataklama elemanı olarak iki adet rulman kullanılmıştır. Tasarlanan pan grubu boşluk alma mekanizması takım çizimi Şekil 4.13'te gösterilmiştir.

4.1.8. Pan Grubu Boşluk Alma Mekanizması Tahrik Elemanı Hesabı

Boşluk alma mekanizması sistemde herhangi bir yük taşımayacağından dolayı bu mekanizma üzerinde sadece boşluk alma görevi için tork aktaran güç ünitesinin dönme hızında olması gerekmektedir. Bu sebepten dolayı boşluk alma mekanizmasında kullanılan motor grubu MAXON Motor'dan EC32 serisi seçilmiştir. Şekil 4.14'te hesaplanan tahrik grubu değerleri gösterilmiştir.

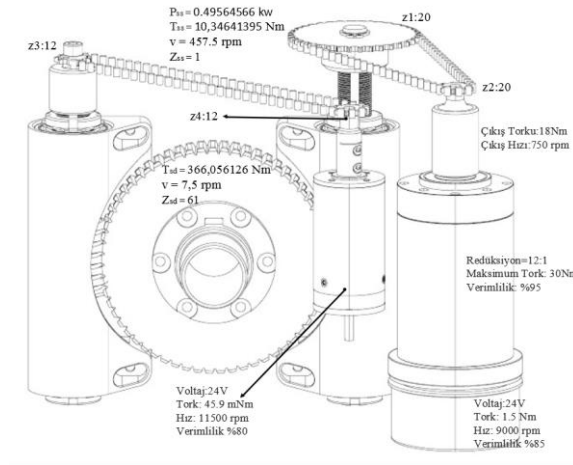
EC 32 Servo Motor Karakteristik Özellikleri;

- Nominal Voltaj 24 V
- Maks. Sürekli tork 45.9 mNm
- Nominal Hız 11500 rpm
- Maks. Verimlilik %80

Servo motorun karşılayacağı maksimum güç;

$$P(kW) = \frac{T(Nm) * N(rpm)}{9550} \quad (66)$$

$$P(kW) = 0.55 kW \quad (67)$$



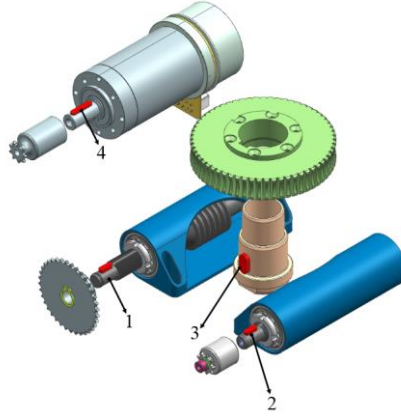
Şekil 4.13 Pan boşluk alma mekanizması tahrik grubu değerleri

4.1.9. Pan Grubu Enkoder ve Aktarım Elemanları Hesabı

Sistemin hassasiyetinin kontrolü için geri beslemeli bir tasarım yapılmıştır. Bu geri bildirim hassasiyeti bizim tasarımımızda tekrarlanabilirlik olarak karşımıza çıkmaktadır. Sistem için tekrarlanabilirlik değeri 0.0005° dir. Bu değeri sağlayabilmek için kodlayıcı seçimini yeni ve hassas teknolojiye sahip olan manyetik ve delik mil enkoder tipi seçilmiştir. Askeri bir ürün tasarımı olması nedeniyle seçilen ürün MIL-STD810G standartlarına uygun KÜBLER marka RLA50 serisi seçilmiştir.

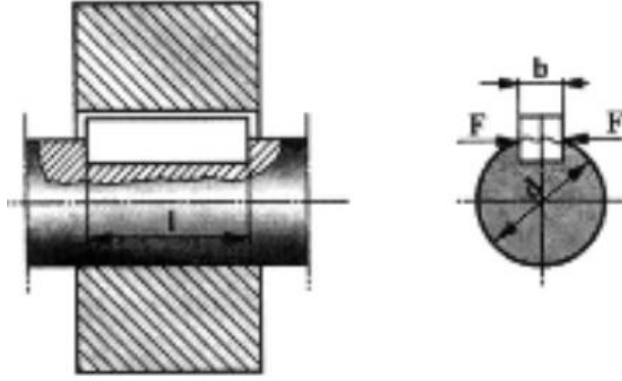
RLA 50 Karakteristik Özellikleri;

- Nominal Voltaj 10-30 V
- Maksimum Çözünürlük 24 bits 16000 ölçüm adımı
- Maksimum Dönme Hız 1000 rpm
- Tarama Türü Manyetik
- Koruma Seviyesi IP67



Şekil 4.14 Pan grubunda kullanılan kamalar

Tasarımda verilen hesaplama tarzı pratikte tek taraflı etki gösteren ve işletme kuvveti kama boyunca eşit yayımlı yüzey basıncı için geçerlidir. Standarda uygun kamalarda malzeme olarak ıslah çeliği C45K kullanılmaktadır. Uygun kama bağlantılarının genel olarak boyları $L < 0,8.d$ olarak hesaplanır. Hesaplar yan yüzeyi basıncı için dayanım bakımından zayıf olan (bu genelde göbektir) parça için yapılır. Kesmeye zorlanmadan oluşan kesme gerilimi standart uygun kamalarında pek kritik değildir. Pan grubunda dört adet kamalı aktarım yapılmaktadır ve Şekil 4.15'te kırmızı olarak işaretli olan kamalar gösterilmiştir. Kama için kullanılacak olan hesaplama görseli Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.15 Kama hesaplama parametreleri

d	(mm) Mil Çapı
F	(N) Kamayı etkileyen çevre kuvveti
M_t	(Nmm) Bağlantıdaki torsiyon momenti
h	(mm) Kama yüksekliği, h_G göbekte Kama yüksekliği, h_M milde
l	(mm) Hesap için kama boyu
b	(mm) Kama genişliği
n	(min-1) Devir sayısı

	CK45	
Elastisite Modülü	210000	N/mm ²
Poison Oranı	0.28	-
Yoğunluğu	7800	kg/m ³
Çekme Dayanımı	750	N/mm ²
Akma Dayanımı	565	N/mm ²

Tablo 4-5 CK45 malzemenin mekanik özellikleri

Sistemde kullanılan kamalar için kesme kuvveti;

$$M_t = \frac{9550 * p}{n} \quad (68)$$

Sistemde kullanılan kamalar için kesilme gerilmesi;

$$\tau = \frac{\text{kesme kuvveti}}{\text{kamanın kesit alanı}} = \frac{\text{kesme kuvveti}}{b * l * n * r} \quad (69)$$

Sistemde kullanılan 1 numaralı kama için hesaplamalar;

$$M_t = \frac{9550 * 10.3464 * 5.5}{457.5} \quad (70)$$

$$M_t = 1187.85 \text{ Nmm} \quad (71)$$

$$\tau = \frac{1187.85}{4 * 12 * 457.5 * 5.5} = 0.009834896 \text{ N/mm}^2 \quad (72)$$

Sistemde kullanılan 2 numaralı kama için hesaplamalar;

$$M_t = \frac{9550 * 10.3464 * 7.5}{457.5} \quad (73)$$

$$M_t = 1187.85 \text{ Nmm} \quad (74)$$

$$\tau = \frac{1187.85}{4 * 12 * 457.5 * 5.5} = 0.009834896 \text{ N/mm}^2 \quad (75)$$

Sistemde kullanılan 3 numaralı kama için hesaplamalar;

$$M_t = \frac{9550 * 366 * 17.5}{7.5} \quad (76)$$

$$M_t = 8155700 \text{ Nmm} \quad (77)$$

$$\tau = \frac{8155700}{6 * 16 * 7.5 * 17.5} = 647.28 \text{ N/mm}^2 \quad (78)$$

Sistemde kullanılan 4 numaralı kama için hesaplamalar;

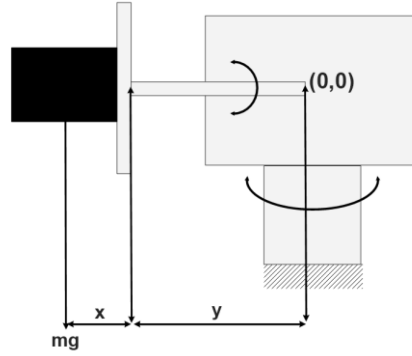
$$M_t = \frac{9550 * 10.3464 * 6}{457.5} \quad (79)$$

$$M_t = 1295.85 \text{ Nmm} \quad (80)$$

$$\tau = \frac{1295.85}{4 * 20 * 457.5 * 6} = 0.005901 \text{ N/mm}^2 \quad (81)$$

Tablo 4-5'te tasarımda kullanılan kamaların malzemesinin mekanik özellikleri verilmiştir

4.2. Tilt Grubu Mekanik Tasarım Hesaplamaları



Şekil 4.16 Tilt ve faydalı yük arasında ki ilişkisi

Tilt grubunun ihtiyacı olan kuvveti hesaplamak için ilk olarak Şekil 4.17’de gösterilen faydalı yükün sistem üzerindeki etkisiyle başlanılacaktır.

Tilt mekanizması üzerinde sadece faydalı yükün ağırlığının oluşturmuş olduğu dönme momenti etkisi vardır. Tilt grubuna faydalı yükün ağırlık merkezinin, etkisini belirlemek için sistemin dönme merkezine göre atalet değerleri göz önüne alınmalıdır. I_{sistem} sistemin her eksen için kaçıklığının etkisidir. I_{merkez} faydalı yükün ağırlık merkezidir. m faydalı yükün ağırlık merkezidir. r faydalı yükün Siemens NX’den alınmış olan merkezi atalet momentleridir.

$$I_{sistem} = I_{merkez} + mr^2 \quad (82)$$

Ağırlık Merkezi (mm)	Xcbar, Ycbar, Zcbar = -4.395321590, -7.875893839, 214.828113220
Atalet Momenti (kg*m ²)	Ixc, lyc, lzc = 216141.394326, 411498.442061, 492104.087139
Ağırlık (kg)	32

Tablo 4-6 Faydalı yükün fiziksel özellikleri

Faydalı yükün toplam atalet momenti;

$$I_{x sistem} = I_{x merkez} + mr_x^2 \quad (83)$$

Pan yükünün x ekseninden dolayı oluşan atalet momenti $I_x = 8,05 \text{ kgm}^2$

$$I_{y sistem} = I_{y merkez} + mr_y^2 \quad (84)$$

Pan yükünün y ekseninden dolayı oluşan atalet momenti $I_y = 5,49 \text{ kgm}^2$

$$I_{z \text{ sistem}} = I_{z \text{ merkez}} + mr_z^2 \quad (85)$$

Pan yükünün z ekseninden dolayı oluşan atalet momenti $I_z = 1,52 \text{ kgm}^2$

Sistemin toplam ataleti $15,05 \text{ kgm}^2$

$$I_{\text{tilt}} = \sum I_{x \text{ sistem}} + I_{y \text{ sistem}} + I_{z \text{ sistem}} \quad (86)$$

Hedeflenen pan hızı 7.5 rpm ($\omega = 0,785398163 \text{ rad/s}$) ve ivmelenme 1 saniyedir. Bu değerlerin doğrultusunda faydalı yükün sisteme vermiş olduğu toplam atalet torku $11,81920455 \text{ N}$

$$\tau = I * \omega \quad (87)$$

Faydalı yükün tilt mekanizmasına ilk etkisi atalet momentinden dolayı oluşan torktur. Diğer bir etkisi ise faydalı yükün Newtonun 1. Yasasının etkisidir.

$$F = m * a \quad (88)$$

$$T = (F * d) * 1.5 \quad (89)$$

$$T = (F * (x + y)) * 1.5 \quad (90)$$

$$T = 95,90846488 \text{ Nm} \quad (91)$$

$$\Sigma T = (T + \tau) \text{ Nm} \quad (92)$$

$$\Sigma T = 143,8626973 \text{ Nm} \quad (93)$$

Tahrik grubunun tasarlanması için gerekli olan toplam tork 143.89 Nm dir. Tilt grubunda ihtiyaç olan tüm hesaplamalar bu değeri içermektedir.

4.2.1. Tilt Grubu Sonsuz Dişli ve Sonsuz Şaft Hesabı

Tilt mekanizması için yük tablosunda verilen değerler, nominal ve düzgün çalışmayı esas almaktadır. Uygulamalar çok çeşitli olmasından dolayı, gerçek koşulları dikkate almak ve uygun K_A , S ve b_B faktörlerini kullanmak önemlidir. Tilt mekanizmasında

kullanılacak olan dişli grubunu hesapları 4.2.2’de verilen Tablo 4-2, Tablo 4-3 ve Dişli güvenlik katsayısı S, referans alınacaktır.

Sonsuz dişli için gerekli tork;

$$T_{sd} = \frac{\Sigma T}{K_a * S * b_B} \quad (94)$$

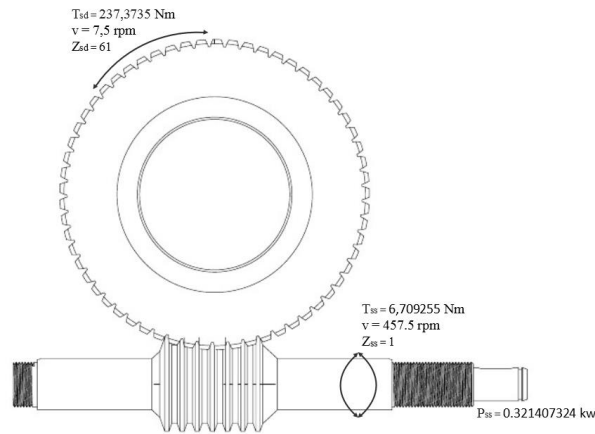
$$T_{sd} = 237,3734506 \text{ Nm} \quad (95)$$

Sonsuz şaft için gerekli güç;

$$P_{ss} = \frac{T_{sd} * n_2}{9550 * \eta} + P_0 \quad (96)$$

$$P_{ss} = 0,321407324 \text{ kW} \quad (97)$$

Tilt sistemi için yukarıda hesaplanan değerler doğrultusunda Atlanta-Drive markasının 45-04-061 katalog ürünü seçilmiştir. Seçilen dişli grubu, sonsuz dişli diş sayısı 61 ve sonsuz dişli şaftı diş sayısı 1 olarak seçilmiştir. Sistem üzerinde aktarım oranı 1:61 olarak seçilmiştir. 1:61 oranında aktarım oranının seçilmesiyle dişli otoblokaj olması sağlanmıştır. Tasarlanan sonsuz dişli grubu üzerine gelen tork ve hız değerleri Şekil 4.18’de gösterilmiştir.



Şekil 4.17 Tilt dişli grubu değerleri

Uygun olarak seçilen dişli çifti için sonsuz dişli şaftının malzemesi sertleştirilmiş çeliktir. Malzeme ısıtma işlemi sırasında induksiyonla sertleştirme metodu ile yüzey sertliği elde edilmiştir. Sertleşen yüzey ısıtma işlemi sonrası profil taşlama metodu ile diş profili uygun

toleranslara getirilmiştir. Dişli çiftinin sonsuz dişli malzeme olarak bronz malzeme seçilmiştir. Pan grubunda bahsedilen malzeme seçim kriterleri burada da korunmuştur. Sistemde hesaplanan sürtünme katsayısı 0.013 dür.

4.2.2. Tilt Grubu Zincir Dişli Hesabı

Tilt grubunun güç aktarımda kullanılacak olan zincir dişli hesabı;

f_1 ve f_2 yük katsayılarıdır, sistemimizde evrensel zincir dişli yük tablosuna göre seçilmiştir.

$$P_d = P_{ss} * f_1 * f_2 \quad (98)$$

$$P_d = 0,321 * 1,5 * 1,5 = 0,72225 \text{ kW} \quad (99)$$

Denklem 83'de çıkan değere göre sistem için gerekli olan zincir dişli kodu 06B-1dir. Bu seçim için Şekil 4.3 grafiği referans alınmıştır. Seçilen zincir dişlinin DIN 8187 e göre kesme tork değeri 9100 Nm'dir.

$$i = \frac{z_1}{z_2} \quad (100)$$

Tilt grubunda zincir dişlinin kullanılmamasının nedeni yüksek sabit tork aktarım sağlamaktadır. Böylelikle sistemde zincir dişli ile aktarılan aktarım oranı 1:1dir. Tork aktarım sisteminde kullanılan z_1 ve z_2 diş sayıları 20 olarak seçilmiştir. Zincir dişli için gerekli olan zincir dönme hız denklemi;

$$v = \frac{n * z * p}{60000} = \frac{7,5 * 20 * 9,525}{60000} \approx 1.4525 \text{ m/s} \quad (101)$$

Zincir dişli grubu için hesaplanan hız ve sistem için gerekli olan zincir uzunluğuna göre zincir dişlinin yağlama metodu damla yağlama olarak seçilmiştir. Bu seçim için DIN8187 referans alınmıştır. Zincir dişli grubunun zincir boy uzunluğu için hesaplaması;

$$x = 2 * \frac{a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{f_3 * p}{a'} \quad (102)$$

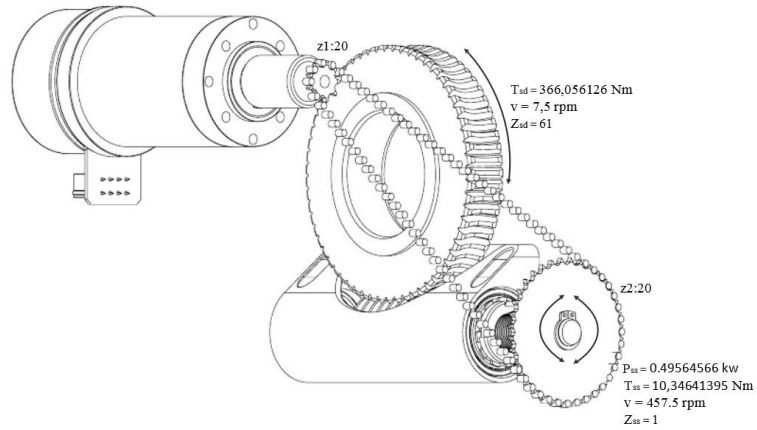
$$2 * \frac{158}{9,525} + \frac{20+20}{2} + \frac{10,132*9,525}{158} = 74.3974 \quad (103)$$

$$x \approx 74 \text{ zincir bakla} \quad (104)$$

Zincir dişli grubuna gelen tork miktarı;

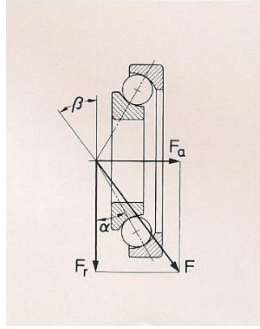
$$T_{pz} = \frac{237.3735}{61} \approx 6.709255 \text{ Nm} \quad (105)$$

Zincir dişli pan grubunun sonsuz şaftına bağlı olmasından dolayı pan şaftının sahip olduğu tork değeri ile aynı değere sahiptir. Dişli çifti üzerinden gelen dişli oranından dolayı T_{pz} değeri dişli çifti oranının bölümüne eşittir. (Dişli çifti 1:61 oranına sahiptir) Tasarımın tilt mekanizmasında kullanılan zincir dişli tork değerleri Şekil 4.19'da gösterilmiştir.



Şekil 4.18 Tilt zincir grubu değerleri

4.2.3. Tilt Grubu Sonsuz Dişli Yataklama Hesabı



Şekil 4.19 Eş değer dinamik yük diyagramı

Şekil 4.20 gösterilen eşdeğer dinamik yük;

$$P(N) = F_r * \cos \beta + F_a * \sin \beta \quad (106)$$

$\sin \beta$ ve $\cos \beta$ değerleri rulmanın tipine ve büyüklüğüne göre değişir ve bunlar rulman kataloğunda x ve y katsayıları olarak verilir. Böylece;

$$P(N) = F_r * x + F_a * y \quad (107)$$

Tilt grubunda radyal kuvveti taşımak için kullanılan rulman tipine etkiyen kuvvet $F_a = 237.3735 \text{ Nm}$ dir. Radyal yük için kullanılan eğik bilyalı rulman SKF markalı ürün kataloğundan 3007-2RS rulman türü seçilmiştir. Rulman ömür ve dayanım hesapları için gerekli olan f_0 , ve C_0 değerleri seçilen ürünün katalog değerinden alınmıştır. Bu değerler sonucunda $f_0 = 1$ ve $C_0 = 19.1 \text{ kN}$ dür. Böylelikle hesaplama faktörü değeri;

$$e = 0.31 \quad (108)$$

Tilt grubunda 3007-2RS tip rulman sistemin sadece radyal kuvvetinden etkileneceğinden bu rulman üzerine aksel bir kuvvet gelmeyecektir, bu nedenle $F_r = 0$ dir. Bu değerler sonucunda eşdeğer kuvvet hesabı;

$$P = 0 + 237 * 1.55 = 367.35 \text{ N} \quad (109)$$

Eşdeğer kuvvetin hesaplanmasının ardından tilt grubu için seçilen 3007-2RS katalog değerli rulman için yatak ömür hesabı;

$$L_0 = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (110)$$

L_0 : 10^6 devir cinsinden rulman ömrü

C : Newton cinsinden dinamik yük sayısı

P : Newton cinsinden dinamik eşdeğer yük (Bu değer bilyalı rulmanlar için her zaman 3, makaralı rulmanlar için ise her zaman 10/3 dür.)

$$L_0 = \left(\frac{19.1 \text{ kN}}{237.37 \text{ N}}\right)^3 = 520982 \text{ çevrim} \quad (111)$$

Rulman yük yaşama kapasitesi;

$$A = \frac{B*(D-d)}{2} \quad (112)$$

$$A = 270 \text{ N} \quad (113)$$

Tilt grubunda kullanılan 3007 tip rulman sistemin radyal yükü için yaklaşık olarak 1.1 kat emniyettedir.

Tilt grubunda kullanılan ikinci rulman tipi eş eksenelliği sağlamak için olan oynak bilyalı rulman tipidir. Bu rulmanın hesaplamaları 4.2.3 başlığı altında bahsedilen denklemlerden faydalanılacaktır. Tilt grubunda kullanılan OBR marka ortaklaşması göz önüne alınarak yine SKF markalı ürün tercih edilmiştir. OBR SKF 1205 2RS ürünü seçilmiştir. Rulman tipinin hesaplamaları;

Eşdeğer dinamik yük;

$$P = 0 + 237 * 2.5 = 592.5 \text{ N} \quad (114)$$

($\beta = \text{katalog değeri } 54^\circ$)

Hesaplama faktörü;

$$e = 0.28 \quad (115)$$

Yatak ömür hesabı;

$$L_0 = \left(\frac{4 \text{ kN}}{\sqrt{139^2 + 237^2}}\right)^3 = 3085 \text{ çevrim} \quad (116)$$

Rulman yük yaşama kapasitesi;

$$A = 202.5 \text{ N}$$

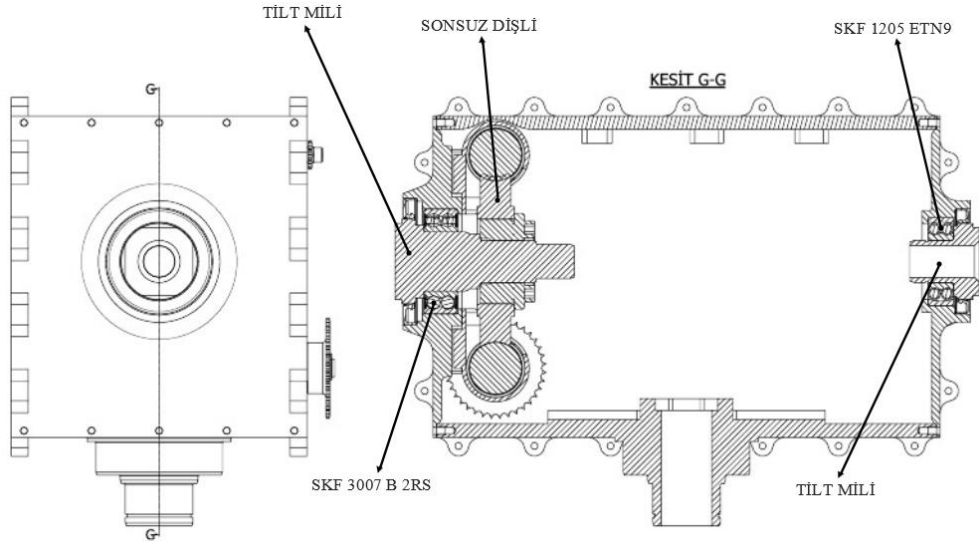
(117)

Tilt grubunda kullanılan SKF 1205 tip rulman sistemin eş eksenelliği için yaklaşık olarak 4.5 kat emniyettedir.

Sistemin ihtiyacı olan kuvvetlere ve ömür değerlerine göre hesaplamalar Denklem 116 ve Denklem 117’de verilmiştir. Bu değerlere göre tilt grubunda kullanılan rulman katalog değerleri Tablo 4-7 da verilmiştir. Şekil 4.22’de tilt grubu sonsuz dişli yataklamasının takım şeması gösterilmektedir.

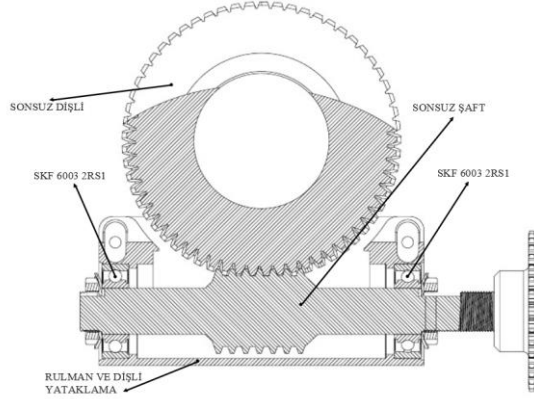
	Dinamik yük C	Statik Yük C_0	Yorulma Yük Sınırı P_u	Referans Hızı
SKF 3007	24 kN	19.1 kN	1 kN	6400 r/min
SKF 1205	14.3 kN	4 kN	0.204 kN	26000 r/min

Tablo 4-7 Tilt grubunda kullanılan rulmanlar



Şekil 4.21 Tilt grubu yataklama görseli

4.2.4. Tilt Grubu Sonsuz Şaft Yataklama Hesabı



Şekil 4.22 Tilt grubu sonsuz dişli yataklama kesit görseli

Tilt grubunun sonsuz dişli şaftının yataklanmasında kullanılan rulmanlar tasarımı marka çeşitliliğinin olmaması için SKF markalı 6003 2RS1 sabit bilyalı rulman olarak belirlenmiştir. Seçilen rulmanların hesapları için 4.2.3 başlığı altında detaylı olarak hesaplanan formüller kullanılmıştır. Rulman ömür ve dayanım hesapları için gerekli olan f_0 , ve C_0 değerleri seçilen ürünün katalog değerinden alınmıştır. Bu değerler sonucunda $f_0 = 14$ ve $C_0=3250$ dür. Böylelikle hesaplama faktörü değeri Şekil 4.6'a göre;

$$e = 0.28 \quad (118)$$

Sonsuz dişli şaftı için yataklama hesaplamaları;

Eşdeğer dinamik yük;

$$P = 0 + 237 * 1.55 = 367.35 \text{ N} \quad (119)$$

Yatak ömür hesabı;

$$L_0 = \left(\frac{6.37 \text{ kN}}{367.35 \text{ N}} \right)^3 = 5214 \text{ çevrim} \quad (120)$$

Rulman yük yaşama kapasitesi;

$$A = 90 \text{ N} \quad (121)$$

Tilt grubunda kullanılan 6003 tip rulman hesaplamaları bir adet rulman için yapılmıştır, sistemde iki adet aynı tip rulman kullanılmasından dolayı tüm değerler iki kat etkiye

sahiptir. Sistemin üzerine düşen kuvvet iki adet rulman olmasından dolayı ikiye bölünmektedir. Şekil 4.23'te sonsuz şaft yataklamasının çizimi gösterilmiştir.

4.2.5. Tilt Grubu Tahrik Elemanı Hesabı

Tilt grubunda sonsuz dişli çiftinin hareketini sağlaması için gerekli olan servo motor redüktör kuvvetlerinin hesaplanmasında ilk adım zincir dişli grubuyla aktarılan son tork değerinden motor gücüne geçilecektir. Sistemde zincir dişli grubunun tahrik etmek için gerekli olan tork değeri 4.3.2 de T_{pz} olarak hesaplanmıştır. Sistemin hareketi için gerekli olan tork miktarı 6.709255 dir. Sistemin güç ünitesinde kullanılacak motor ve redüktör boyutsal anlamda önemli olmasından dolayı MAXON motor firmasından seçilmiştir. Sistem için gerekli olan tork değerini EC 60 serisinin özel olarak yükseltilmiş tork ve hız değerine sahip servo motoru kullanılmıştır.

EC 60 Servo Motor Karakteristik Özellikleri;

- Nominal Voltaj 24 V
- Maks. Sürekli tork 1.5 Nm
- Nominal Hız 9000 rpm
- Maks. Verimlilik %85

Motor seçimi yapılırken sistemin toplam yaptığı iş miktarı motora, sistemin ihtiyacı olan tork miktarı ise redüktöre taşıtılmalıdır. Bundan dolayı servo motorun karşılayacağı maksimum güç;

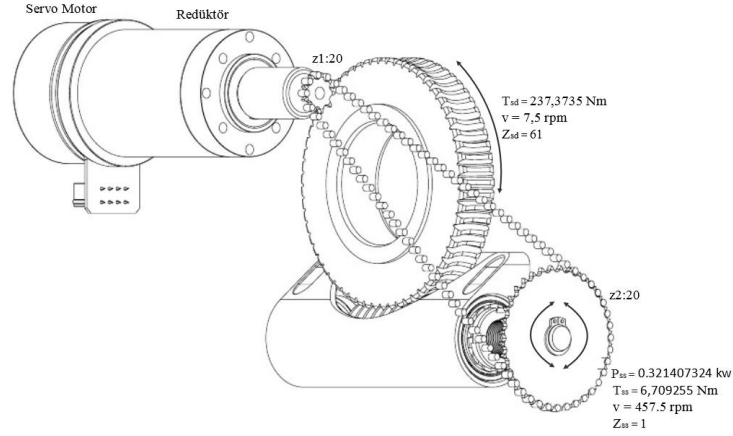
$$P(kW) = \frac{T(Nm) * N(rpm)}{9550} \quad (122)$$

$$P(kW) = 1.41 \text{ kW} \quad (123)$$

Sistem için gerekli olan tork miktarı $T_{ss} = 6.709255 \text{ Nm}$ dir.

Sisteme gerekli olan torkun sağlanması için sisteme MAXON motordan GP 52 serisi planet dişli seçilmiştir. GP serisi redüktör MAXON firmasının boşluksuz redüktörüdür. Tasarlamış olduğumuz sistemin en temel amacı boşlukları almak olduğu için seçilen tüm elemanlar boşluksuz olarak seçilmiştir. Seçilen dişli 1:12 dişli oranına sahiptir. Bu dişli oranına göre sistemin tahrik grubunun çıkış değerleri de Şekil 4.25'te verilmiştir;

Çıkış Tork Değeri	1.5*12=18 Nm
Çıkış Hız Değeri	9000/12=750 rpm



Şekil 4.23 Pan tahrik grubu değerleri

4.2.6. Tilt Grubu Boşluk Alma Mekanizması Hesabı

Faydalı yükün tilt üzerinde en büyük etkisi sistemin üzerinde oluşturduğu boşluktan dolayı dengesizliğe sebebiyet vermesidir. Bu yüzden dişli çifti arasında üretimsel, yataklama elemanlarından ve montaj hatalarından dolayı sistem üzerinde boşluklar oluşmaktadır. Sistemin üretimi ve montajı esnasında oluşacak olan boşluk ön görülememektedir, çünkü Tilt mekanizması üzerinde oluşacak olan boşluk mühendislik olarak bir noktaya kadar hesaplanabilir. Bu sebeple tasarlamış olduğumuz sistem bu boşluklarında alınması için tüm hesaplamalar 1.5 kat emniyet katsayısı ile çarpılıp çıkan sonuç değerinde tasarım yapılmıştır. Tilt mekanizmasının boşluk hesabı yapılırken 4.2.6’da hesaplanan formüllerden faydalanılacaktır. Dişli çifti arasında oluşacak olan boşluk miktarı;

$$\sin \gamma_m = \frac{1 * 1.6}{35.5} \quad (124)$$

$$\sin \gamma_m = 0.04507 \quad (125)$$

$$\gamma_m = 2.58322 \quad (126)$$

$$m_{nem} = \frac{1.6}{-0.84812} \quad (127)$$

$$m_{nem} = -1.88653 \quad (128)$$

$$m_a = -1.86766 \quad (129)$$

$$m_b = -1.90539 \quad (130)$$

$$\Delta j = 2 * 6 \frac{-1.90539 - (-1.86766)}{-1.90539 + (-1.86766)} \quad (131)$$

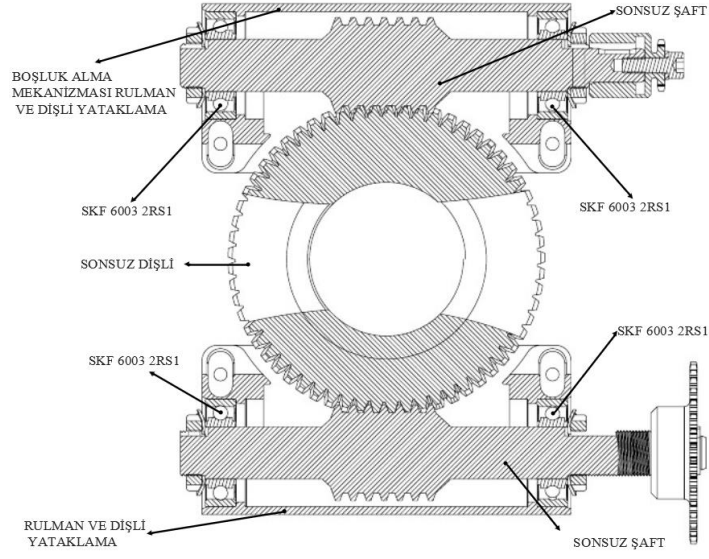
$$\Delta j_{max} = 0.06 \text{ mm} \quad (132)$$

Sistem üzerinde hesaplanabilen oluşabilecek maksimum boşluk miktarı Δj_{max} kadardır. Bu değer üzerine elimizde olmayan nedenlerde göz önüne alınacak olursa 1.5 kat güvenlik katsayısı ile çarpılması gerekmektedir.

$$\Delta j_{max} = 0.06 * 1.5 \quad (133)$$

$$= 0.09 \quad (134)$$

4.2.7. Tilt Grubu Boşluk Alma Mekanizması Yataklama Hesabı



Şekil 4.24 Boşluk alma mekanizması kesit görseli

Boşluk alma mekanizmasının takım çizimi Şekil 4.26’da gösterilmiştir. Boşluk alma mekanizması sistemde herhangi bir yük taşıyamayacağından bu mekanizma üzerinde sadece boşluk alma görevi için yataklama yapılmıştır. Boşluk giderme mekanizmasında bu yüzden sistemin tork aktarımını sağlayan şaft ile aynı yataklama yapısı korunmuştur. Tasarımda marka çeşitliliğinin olmaması için seçilen rulmanlar SKF markalı 6003 2RS1 sabit bilyalı rulman olarak seçilmiştir. Seçilen rulmanların hesapları için 4.2.3 başlığı altında detaylı olarak hesaplanan formüller kullanılmıştır. Rulman ömür ve dayanım hesapları için gerekli olan f_0 , ve C_0 değerleri seçilen ürünün katalog değerinden alınmıştır. Bu değerler sonucunda $f_0 = 14$ ve $C_0=3250$ dür. Böylelikle hesaplama faktörü değeri Şekil 4.6’a göre;

$$e = 0.28 \quad (135)$$

Sonsuz dişli şaftı için yataklama hesaplamaları;

Eşdeğer dinamik yük;

$$P = 0 + 237 * 1.55 = 367.35 \text{ N} \quad (136)$$

Yatak ömür hesabı;

$$L_0 = \left(\frac{6.37 \text{ kN}}{367.35 \text{ N}}\right)^3 = 5214 \text{ çevrim} \quad (137)$$

Rulman yük yaşama kapasitesi;

$$A = 90 \text{ N} \quad (138)$$

Boşluk alma mekanizmasında kullanılan rulmanlar sonsuz ömre sahiptir. Yataklama elemanı olarak iki adet rulman kullanılmıştır.

4.2.8. Tilt Grubu Boşluk Alma Mekanizması Tahrik Elemanı Hesabı

Boşluk alma mekanizması sistemde herhangi bir yük taşımayacağı için bu mekanizma üzerinde sadece boşluk alma görevi için tork aktaran güç ünitesinin dönme hızında olması gerekir. Böylelikle, boşluk alma mekanizmasında kullanılan motor grubu MAXON Motor'dan EC32 serisi seçilmiştir. Pan boşluk alma mekanizması tahrik grubu değerleri Şekil 4.27'de gösterilmiştir.

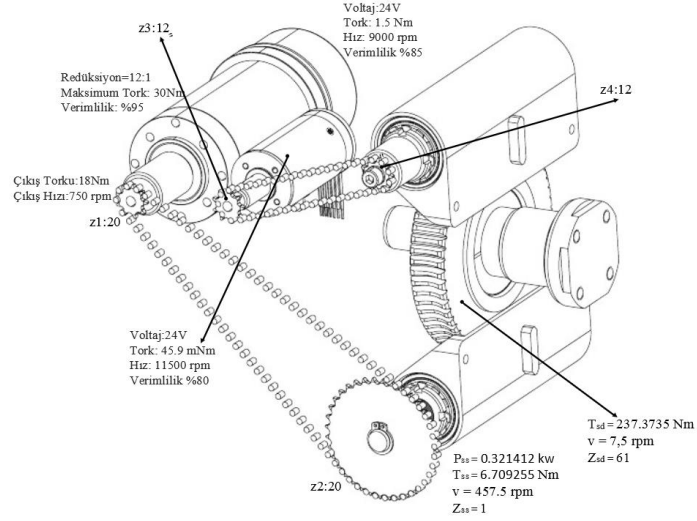
EC 32 Servo Motor Karakteristik Özellikleri;

- Nominal Voltaj 24 V
- Maks. Sürekli tork 45.9 mNm
- Nominal Hız 11500 rpm
- Maks. Verimlilik %80

Servo motorun karşılayacağı maksimum güç;

$$P(kW) = \frac{T(Nm) * N(rpm)}{9550} \quad (139)$$

$$P(kW) = 0.55 \text{ kW} \quad (140)$$



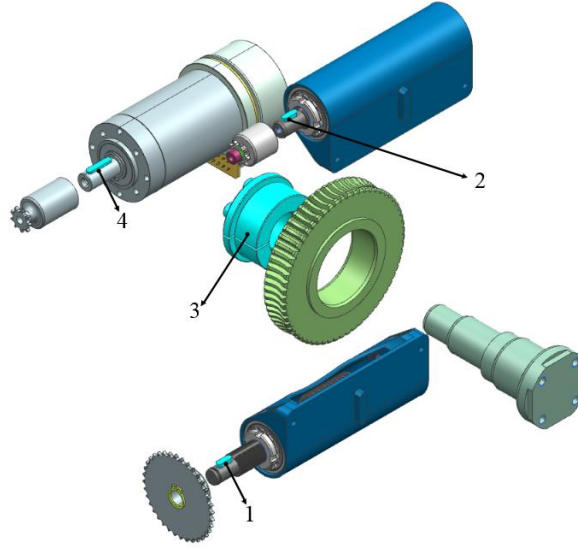
Şekil 4.25 Pan boşluk alma mekanizması tahrik grubu değerleri

4.2.9. Tilt Grubu Enkoder ve Aktarım Elemanları Hesabı

Tilt mekanizmasının hassasiyet kontrolü için geri beslemeli bir tasarım yapılmıştır. Bu geri bildirim hassasiyeti bizim tasarımımızda tekrarlanabilirlik olarak karşımıza çıkmaktadır. Sistem için tekrarlanabilirlik değeri 0.0005° dir. Bu değeri sağlayabilmek için kodlayıcı seçimini yeni ve hassas teknolojiye sahip olan manyetik ve delik mil enkoder tipi seçilmiştir. Askeri bir ürün tasarım olması nedeniyle MIL-STD810G standartlarına uygun KÜBLER marka RLA50 serisi seçilmiştir.

RLA 50 Karakteristik Özellikleri;

- Nominal Voltaj 10-30 V
- Maksimum Çözünürlük 24 bits 16000 ölçüm adımı
- Maksimum Dönme Hız 1000 rpm
- Tarama Türü Manyetik
- Koruma Seviyesi IP67



Şekil 4.26 Pan grubunda kullanılan kamalar

Tilt grubunda kullanılan 3 adet kama standarda uygun malzeme olarak ıslah çeliği C45K kullanılmaktadır. Tilt grubunda üç adet kamalı aktarım bir adet konik sıkma ile aktarım yapılmaktadır. Tilt mekanizmalarında kullanılan kamaların hesaplaması yapılırken 4.2.9 başlığı altında detaylı olarak bahsedilen formüllerden faydalanılacaktır. Şekil 4.23'te kırmızı olarak işaretli olan kamalar gösterilmiştir.

Sistemde kullanılan 1 numaralı kama için hesaplamalar;

$$M_t = \frac{9550 * 6.709255 * 5.5}{457.5} \quad (141)$$

$$M_t = 770.2811 \text{ Nmm} \quad (142)$$

$$\tau = \frac{770.2811}{4 * 12 * 457.5 * 5.5} = 0.006378 \text{ N/mm}^2 \quad (143)$$

Sistemde kullanılan 2 numaralı kama için hesaplamalar;

$$M_t = \frac{9550 * 6.709255 * 5.5}{457.5} \quad (144)$$

$$M_t = 770.2811 \text{ Nmm} \quad (145)$$

$$\tau = \frac{770.2811}{4 * 12 * 457.5 * 5.5} = 0.006378 \text{ N/mm}^2 \quad (146)$$

Sistemde kullanılan 3 numaralı konik sıkma ile aktarımda MAV markasının 1062 stok kodlu ürünü kullanılmıştır. Kullanılan bu ürünün mekanik özellikleri;

- Aktarılan tork: 420 Nm
- Şaft kontak basıncı: 209 MPa
- Delik kontak basıncı: 104 MPa
- Aktarılan aksenal yük: 33 kN

Seçilen konik kilit sistemin ihtiyacı olan torqa göre 1.7 kat emniyettedir.

Sistemde kullanılan 4 numaralı kama için hesaplamalar;

$$M_t = \frac{9550 * 6,709255 * 6}{457.5} \quad (147)$$

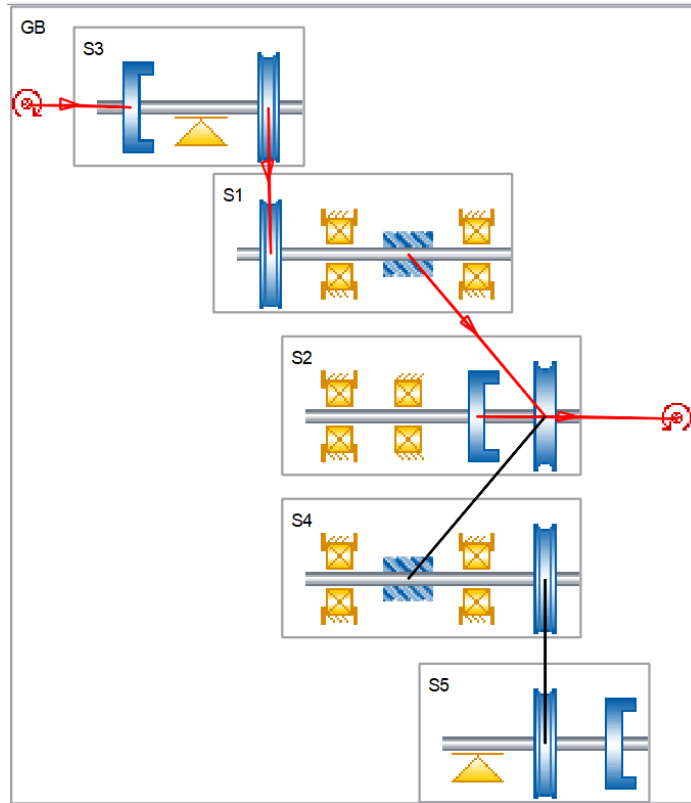
$$M_t = 840,3067 \text{ Nmm} \quad (148)$$

$$\tau = \frac{840.3067}{4 * 20 * 457.5 * 6} = 0.003827 \text{ N/mm}^2 \quad (149)$$

5. MEKANİK TASARIM MODELLEMESİ VE SONUÇLARI

5.1. Pan Grubu Mekanik Tasarım Modeli

Pan mekanizmasının 4.2 başlığı altında hesaplanan tasarım parametreleri analiz ve doğrulama metotları ile tasarımın yeterliliği ortaya çıkacaktır. Hesaplanan değerlerin mekanizma üzerinde tasarım avantajları, doğrulaması ve ömürlerinin sonuçları incelenecektir. Hesaplanan değerlerin doğrulaması için KISSsoft programı kullanılmıştır. KISSsoft programında kurulan mimari Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Pan mekanizmasının KISSsoft mimarisi

5.1.1. Sonsuz Dişli Çifti Modellemesi ve Sonuçları

Pan mekanizması üzerinde taşıyacağı yük kapasitesinden dolayı tahrik grubuna ek olarak belirli bir redüksiyon oranı ile ilave dişli grubunun eklenmesi gerekmektedir. Bu işlevi yapacak olan birçok çeşit dişli çifti vardır, fakat sistemde sonsuz dişli ve sonsuz şaft dişli çiftinin kullanılması tercih edilmiştir. Sonsuz dişli çiftinin kullanılmasının nedeni, sistem üzerinde 90° tork yönlendirmeye ve taşıma yükünün ağır, hız oranının düşük olduğu bir dişli yapısının seçilmesine ihtiyaç bulunmasıdır. Bu nedenlerin dışında sistemin paket

boyutunun küçük olması yüzünden tahrik grubunda motor freni kullanılmamıştır. Bu da sistemin için her zaman fren görevi görecektir. Bu yapıya sahip olması gerektiğini doğrular niteliktedir. Bu sebeple sonsuz dişli çiftlerinin vermiş olduğu otoblokaj özelliğinden faydalanma şansı ortaya çıkar. Tüm bu tercihlerin sonucunda sistemin analizlerinde ve mühendislik doğrulamalarında seçilen parametrelerin doğru sonuçlar ortaya çıkardığı gözlemlenmiştir.

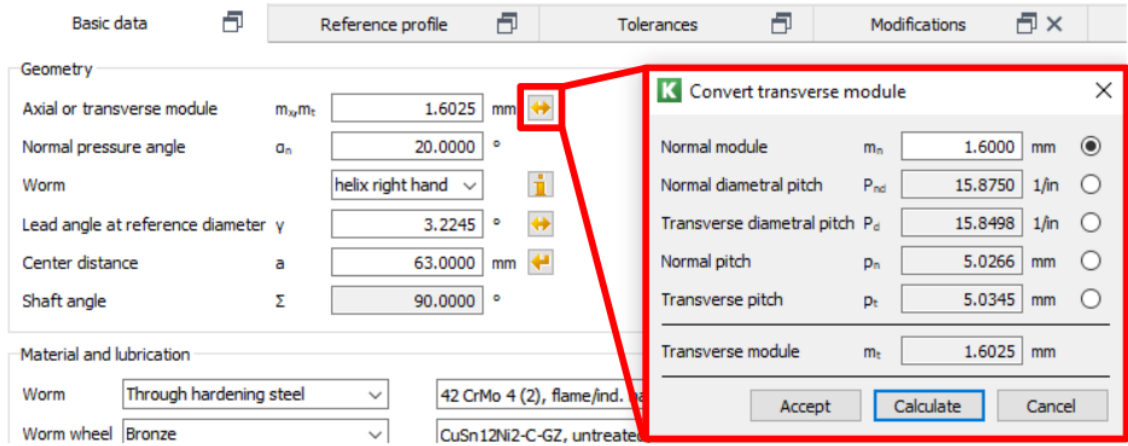
Pan grubu üzerinde dişli profillerinin doğrulanması ve sonuçları;

Basic data		Reference profile	Tolerances	Modifications	Strength
Geometry					
Axial or transverse module	m_x/m_t	1.6025 mm			
Normal pressure angle	α_n	20.0000 °			
Worm		helix right hand			
Lead angle at reference diameter	γ	3.2245 °			
Center distance	a	63.0000 mm			
Shaft angle	Σ	90.0000 °			
			Number of teeth	z	Worm: 1, Worm wheel: 61
			Facewidth	b_1, b_{2k}	31.6000, 15.5000 mm
			Profile shift coefficient	x	0.0000, -0.0624
			Tooth thickness modification factor	x_s	0.0000, 0.0000
			Quality (DIN 3974)	Q	6, 6
Material and lubrication					
Worm	Through hardening steel	42 CrMo 4 (2), flame/ind. hardened, GOST 21354 ground with possible overheating or grinding notch			
Worm wheel	Bronze	CuSn12Ni2-C-GZ, untreated, ISO14521:2010			
Lubrication	Oil bath lubrication	Oil: ISO-VG 680			

Şekil 5.2 Basic data girdi ekranı

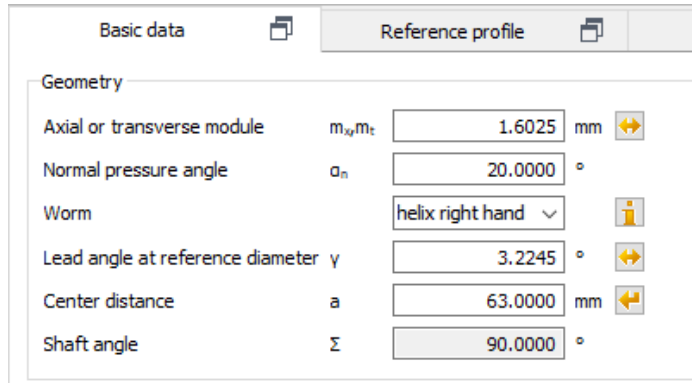
Dişli çifti doğrulaması için 'KISSsoft' yazılımının 'worms with enveloping worm whells' modülü kullanılmıştır. Dişli çifti oluşturmak için gerekli olan mekanik parametreler sonsuz dişli modülünde Şekil 5.2'de gösterilen 'basic data' girdileri doldurulmuştur.

Sistem üzerinde kullanılan dişli modülü 1.6 olduğundan 'basic data' girdisi olarak program üzerinden aksenal modülden Şekil 5.3'te gösterilen modül dönüştürme hesaplaması yaptırılmıştır.



Şekil 5.3 Modül dönüştürme

Sonraki adım olarak sistem üzerinde kullanılan dişli çiftinin basınç açısı, dişli yönü, helis açısı, merkez mesafesi ve saftın çalışacağı pozisyon değerleri Şekil 5.4'te gösterilen Basic data-Geometry penceresine girdi olarak sağlanmıştır.



Şekil 5.4 Dişli çifti bilgileri

Pan grubunda kullanılacak olan dişli çiftinin aktarım oranına ve otoblokaj olacak şekilde dişli diş sayıları, profil genişlikleri, dişli kalitesi ve profil kaydırma verileri Şekil 5.5 gösterilen program penceresine girilmiştir.

Basic data		Reference profile		Tolerances		Modifications		Strength	
Geometry									
Axial or transverse module	m_x/m_t	1.6025	mm			Worm	Worm wheel	Details...	
Normal pressure angle	α_n	20.0000	°	Number of teeth	z	1	61		
Worm		helix right hand		Facewidth	b_1, b_{2st}	31.6000	15.5000	mm	
Lead angle at reference diameter	γ	3.2245	°	Profile shift coefficient	x	0.0000	-0.0624		
Center distance	a	63.0000	mm	Tooth thickness modification factor	x_s	0.0000	0.0000		
Shaft angle	Σ	90.0000	°	Quality (DIN 3974)	Q	6	6		

Şekil 5.5 Dişli çifti diş profil bilgileri

Temel veriler için en son olarak Şekil 5.7’de gösterilen malzeme ve yağlama türü bilgisi verilmiştir.

Material and lubrication			
Worm	Through hardening steel	42 CrMo 4 (2), flame/ind. hardened, GOST 21354 ground with possible overheating or grinding notch,	
Worm wheel	Bronze	CuSn12Ni2-C-GZ, untreated, ISO14521:2010	
Lubrication	Oil bath lubrication	Oil: ISO-VG 680	

Şekil 5.6 Dişli malzeme ve yağlama bilgileri

Dişli çiftlerinde kullanılan mühendislik programlarında belirli bir standart için profil tasarım çözücüsü kullanılmalıdır. Çözücünün referans alacağı ISO 53: 1998 Profil C referansı seçilmiştir. Şekil 5.7’de gösterilen profilin seçilmesinin nedeni ise dişli pozisyon hassasiyeti en yüksek olan referans grubu Profil C olmasıdır.

Basic data		Reference profile		Tolerances		Modifications		Strength	
Final machining Worm									
Tool selection		Reference profile gear							
Select reference profile		1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C							
Didendum coefficient	h_{fa}^*	1.2500							
Root radius coefficient	ρ_{fa}^*	0.2500							
Addendum coefficient	h_{fa}^*	1.0000							
<input type="checkbox"/> Tapping tool									
Final machining Worm wheel									
Tool selection		Reference profile gear							
Select reference profile		1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C							
Didendum coefficient	h_{fw}^*	1.2500							
Root radius coefficient	ρ_{fw}^*	0.2500							
Addendum coefficient	h_{fw}^*	1.0000							
Protuberance height coefficient	h_{fwp}^*	0.0000							
Protuberance angle	α_{fp}^*	0.0000	°						
Tip form height coefficient	h_{fwp}^*	0.0000							
Profile angle of the chamfer involute	α_{fp}^*	0.0000	°						
<input type="checkbox"/> Tapping tool									

Şekil 5.7 Referans dişli profili değerleri

Pan mekanizmasında kullanılacak dişli grubunun en önemli özelliği minimum boşluklu yapıya sahip olmasıdır. Dişli çifti tasarlama durumunda en önemli etken dişli toleransıdır. Böylelikle tasarlanmış olduğumuz dişli çiftinde DIN 3967 standardına göre seçilen g21 toleransıdır. Bu tolerans aralığı standarda göre hassas makine tasarımda kullanılan dişli profil toleransıdır. Dişli tolerans bilgisi Şekil 5.8’de verilmiştir.

The screenshot displays the 'Tolerances' tab of a software application. It is divided into two main sections: 'Worm' and 'Worm wheel'. Both sections use 'DIN 3967 g21' as the tolerance standard. Parameters include upper and lower limits for tooth thickness allowance ($A_{\alpha n}$), base tangent length ($A_{\alpha n}$), normal backlash (j_n), circumferential backlash (j_t), tip diameter allowance ($A_{\alpha n}$), and root diameter allowance ($A_{\alpha r}$). It also specifies the number of teeth spanned (k_1 and k_2) and the diameter of the ball/pin ($D_{\alpha 1}$ and $D_{\alpha 2}$). A 'Center distance' section shows a tolerance of 'ISO 286:2010 Measure js7' with upper and lower allowances ($A_{\alpha 1}$). The 'Tolerance field for the tooth form calculation' is set to 'Mean value' for both diameter and tooth thickness.

Şekil 5.8 Dişli tolerans bilgisi

Son olarak, pan mekanizmasının faydalı yükten ve sistemin mekaniğinden kaynaklı oluşan tork değerinin girilmesi gerekmektedir. Program girdisi olarak 4.2 başlığı altında hesaplanan değerlerden oluşacaktır. Hesaplanan değerler Şekil 5.9’da programa girdi olarak verilmiştir.

The screenshot displays the 'Rating' tab of the software application. It shows input parameters for the gear rating process. The 'Driving gear' and 'Reference gear' are both set to 'Worm'. The 'Required service life' is 8760.0000 hours, and the 'Permissible decrease in quality' is 8. The 'Reference gear' is also 'Worm'. The 'Speed' is 457.5000 1/min, 'Torque' is 10.3464 Nm, 'Power' is 0.4957 kW, and the 'Application factor' is 1.2500. The 'Calculation method' is set to 'DIN 3996:1998'.

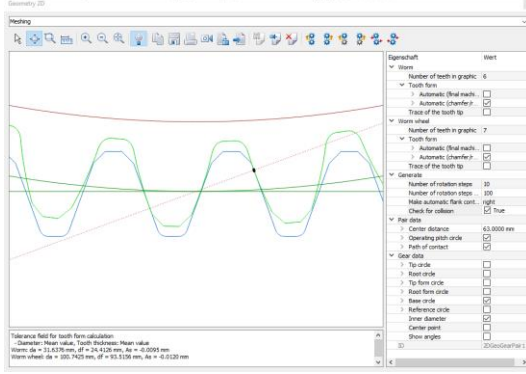
Şekil 5.9 Aktarım güç ve tork değerleri

Sistem için gerekli olarak hesaplama metodu DIN 3996:1998 dir. Bu metoda göre tasarlanan dişli çiftinin sonuçları Tablo 5-1’de gösterilmiştir.

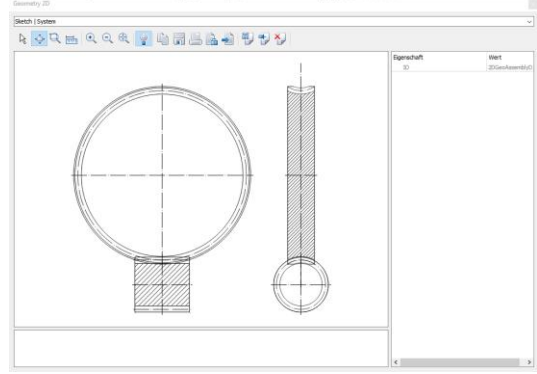
Results (basic calculation)		Worm	Worm wheel
Reference operating diameter (mm)	$[d_m]$	28.445	97.555
Safety for tooth root stress	$[S_F]$		0.759
Safety factor for contact stress	$[S_H]$		1.056
Safety against wear	$[S_{VD}]$	0.064	
Temperature safety	$[S_T]$	1.670	
Safety for deflection	$[S_{\delta}]$	39.617	
Diametral factor q	$[q]$	17.750	
Meshing efficiency (%)	$[\eta_2]$	35.868	
Total efficiency (%)	$[\eta_{Ges}]$	32.226	

Tablo 5-1 Pan grubu için tasarlanan dişli değerleri

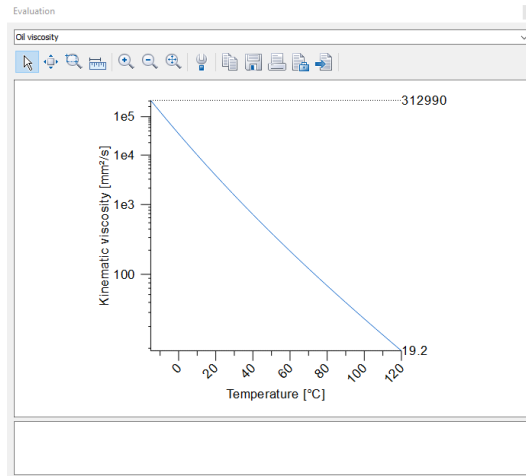
Pan grubu için tasarlanan dişli çifti sistem parametreleri için en az 0.7 kat emniyette bir değerde olduğunu göstermektedir. Dişli çifti için temas profili Şekil 5.10'da, KISSsoft çizimi Şekil 5.11'de Ve dişli yağlama grafiği Şekil 5.12'de gösterilmiştir.



Şekil 5.10 Dişli çifti diş ve temas profili



Şekil 5.11 Dişli çifti KISSsoft çizimi

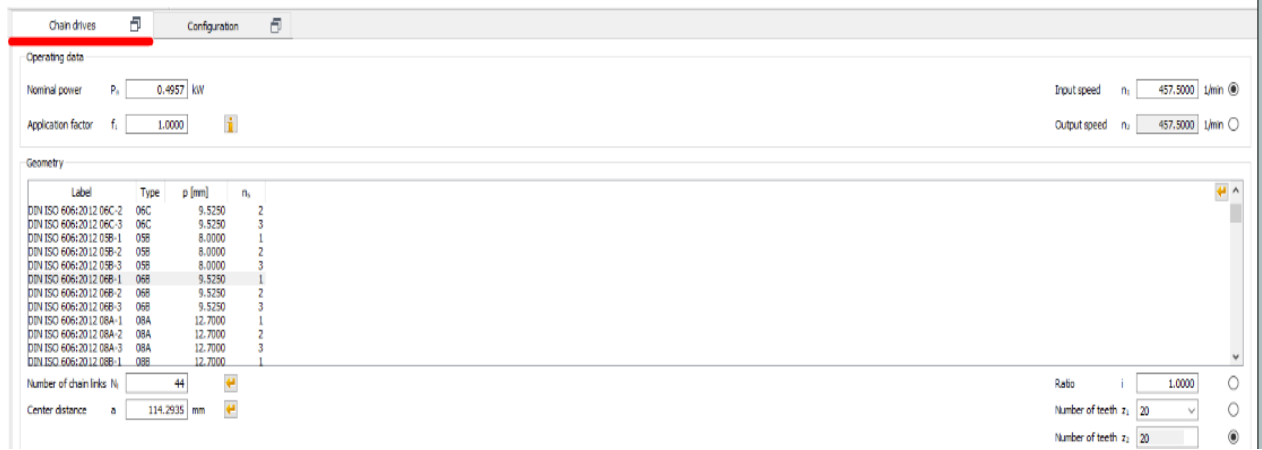


Şekil 5.12 Dişli yağlama grafiği

5.1.2. Zincir Dişli Modellenmesi ve Sonuçları

Pan mekanizmasının hareketi için gerekli olan torkun aktarılmasında kullanılan zincir dişli elemanı modellenmiştir. Bu modelle işlemi için Şekil 5.13'te gösterilen KISSsoft yazılımın 'Chain Drives' modülü kullanılmıştır.

Pan grubu üzerinde kullanılan zincir dişlinin doğrulanması ve sonuçları;



Şekil 5.13 Zincir dişli mekanik parametre girdileri

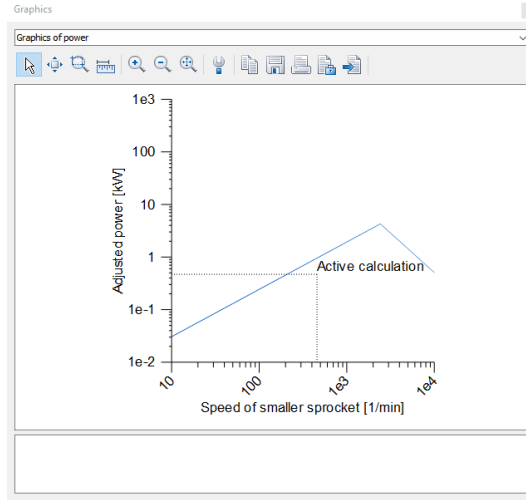
Zincir dişli oluşturmak için gerekli olan parametreler zincir dişli modülünde ‘operating drives’ girdileri doldurulmuştur. Sistem girdileri;

- Nominal Güç: 0.4957
- Uygulama Faktörü: 1
- Giriş Hızı: 457
- Merkez mesafesi: 114.2935
- Diş Sayıları: 20
- Atarım Oranı: 1

Tasarlanan zincir dişli çiftinin sonuçları Tablo 5-2’de gösterilmiştir.

Nominal power (kW)	[Pn]	0.50
Application factor	[f1]	1.00
Factor for number of teeth	[f2]	0.95
Operating power (kW)	[Pmax]	0.47
Speed correction factor	[KPS]	1.00
Nominal power plate fatigue resistance (kW)	[Pc1]	0.95
Nominal power roll-/bush fatigue (kW)	[Pc2]	51.89
Nominal power pin/bush wear (kW)	[Pc3]	92.75
Maximum transmittable Power (kW)	[Pzul]	0.95

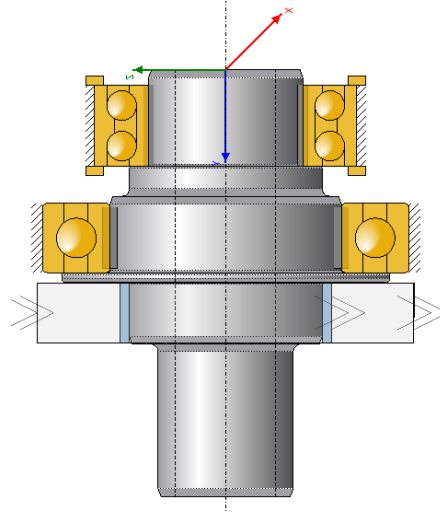
Tablo 5-2 Zincir dişli tasarım sonuçları



Şekil 5.14 Zincir dişli güç grafiği

Şekil 5.14'te zincir güç grafiği verilmiştir. Sistem için kullanılan zincir aktarım tasarımı 4.2.2'de hesaplanan değerlerle aynı seviyededir. Sistem için kullanılan zincir dişli grubu 1.5 kat emniyettedir.

5.1.3. Sonsuz Dişli Yataklama Modellemesi ve Sonuçları



Şekil 5.15 Pan sonsuz dişli mil yataklanması

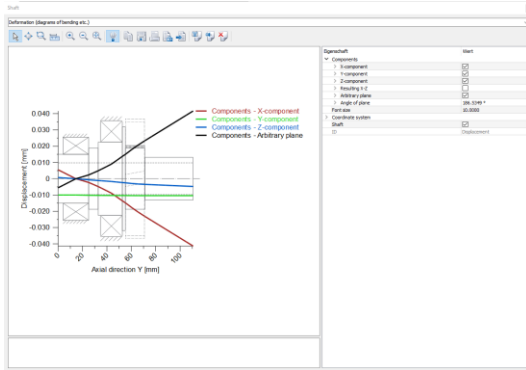
Pan grubu için tasarlanan yataklama mili Şekil 5.15'te gösterilmiştir. Tasarlanan mil yapısında sistemin bütünlüğünün bozulmaması için tüm aktarım ve yataklama elemanları aynı eksen üzerinde olacak şekilde aynı mil üzerine dizilmiştir. Mil tasarımı modellemesi için KISSsys yazılımdan faydalanılmıştır. Yapılan tasarımın KISSsys sonuçları;

Results (basic calculation)

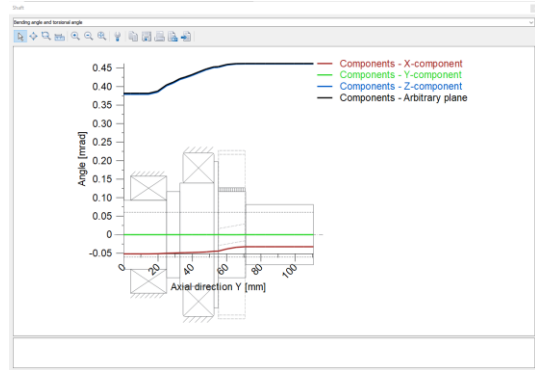
Results					
maximum deflection		41.63 μm			
maximum equivalent stress		45.04 N/mm^2			
minimum bearing rating life		6114.45 h			
minimum static bearing safety		1.06			
Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281					
Results		S0	L10h		
B3 (FAG 3008-B-2RS-TVH)		2.06	28280 h		
B8 (SKF 6012)		1.06	6114 h		
Bearing reaction force	Component	X	Y	Z	Rxz
B3 (FAG 3008-B-2RS-TVH)	F	-8.608 kN	2.257 kN	0.633 kN	8.631 kN
	M	-0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
B8 (SKF 6012)	F	21.520 kN	0.000 kN	4.106 kN	21.909 kN
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	-0.000 Nm	0.000 Nm

Tablo 5-3 Pan grubu için tasarlanan rulman sonuçları

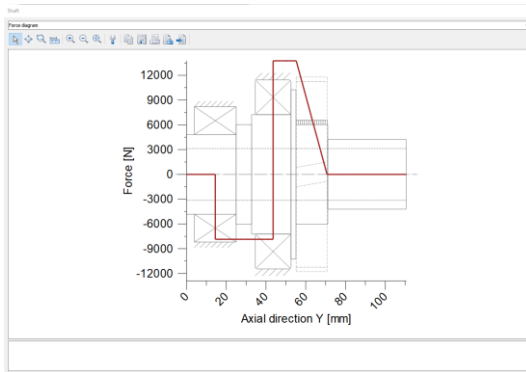
Tablo 5-3'te çıkan sonuçlar incelendiğinde, tasarımda kullanılan rulmanların sonsuz ömre sahip olduğu görülmektedir. En düşük ömür kat sayısı en az 1.06 kat emniyettedir. Rulmanların detayından sonra mil için sonuçlar ise;



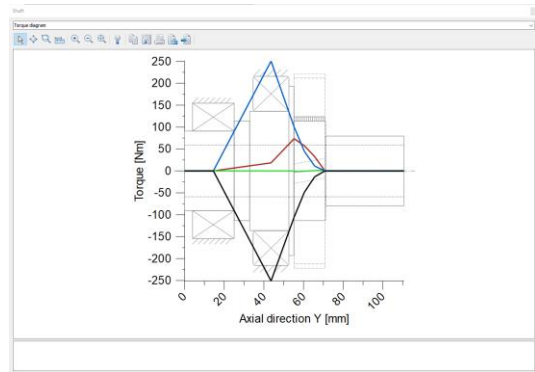
Şekil 5.16 Mil yer değiştirme grafiği



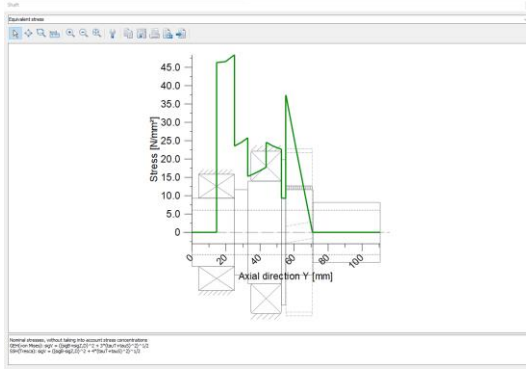
Şekil 5.17 Mil eğilme ve torsiyon grafiği



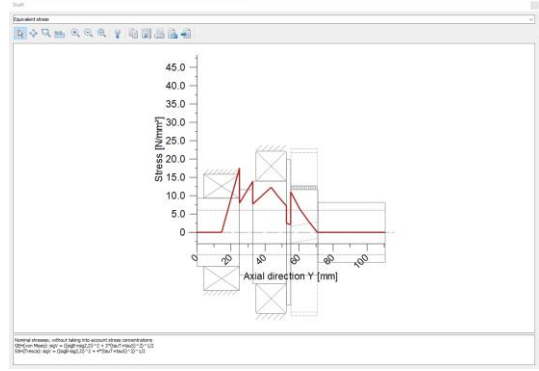
Şekil 5.18 Mil kuvvet dağılım grafiği



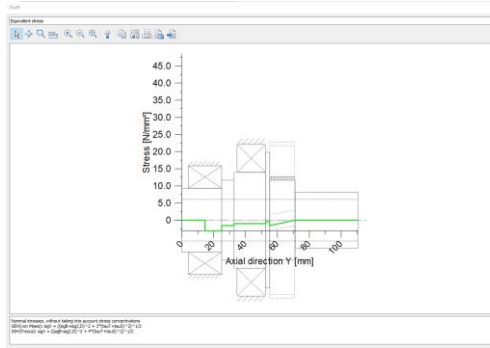
Şekil 5.19 Mil tork dağılım grafiği



Şekil 5.20 Mil eşdeğer stres grafiği

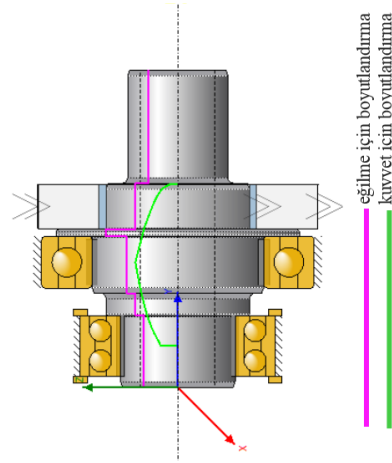


Şekil 5.21 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği



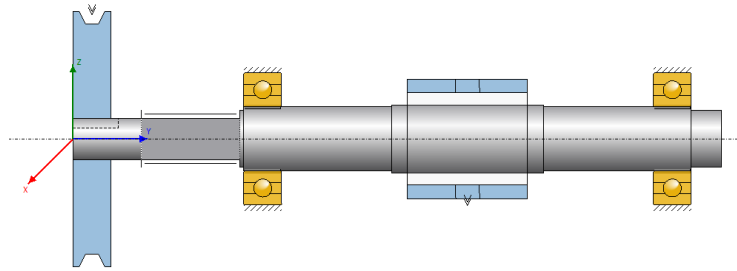
Şekil 5.22 Mil eşdeğer aksenal stres dağılım grafiği

Yukarıda verilen grafikler ışığında, tasarlan milin yük altındaki deformasyon değeri ve maksimum yük altındaki stres değerleri mil üzerinde etki yaratacak bir büyüklüğe sahip değildir. Şekil 5.16-5.22’de çıkan sonuçlar neticesinde ise mil tasarımı dayanıklı yapıya sahip bir mil tasarımıdır. Milin tasarımında kuvvet akışı tıpkı tam olarak planlandığı gibi dişliden rulmana aktarılıp, rulman üzerinden rulman yataklarına iletilmektedir. Böylelikle sistem üzerinde oluşan tüm stresler dişliden alınıp gövde üzerine taşınmaktadır. Bu tasarım mimarisi tüm elemanlarda sonsuz ömür için önemli bir ayrıcalık sunmaktadır. Girilen tüm değerler neticesinde KISSsys programından boyutlandırılmış bir mil tasarımı türetilmiştir. Türetilen mil tasarımı Şekil 5.23’te gösterilmiştir.



Şekil 5.23 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı

5.1.4. Sonsuz Şaft yataklama Modellenmesi ve Sonuçları



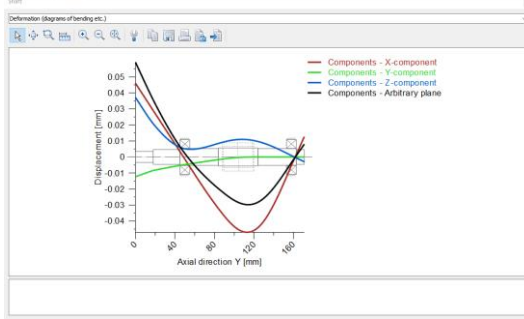
Şekil 5.24 Pan sonsuz şaft mil yataklanması

Pan grubu için tasarlanan yataklama mili Şekil 5.24'te gösterilmiştir. Tasarlanan mil yapısında sistemin bütünlüğünün bozulmaması için tüm aktarım ve yataklama elemanları aynı eksen üzerinde olacak şekilde aynı mil üzerine dizilmiştir. Yapılan tasarımın KISSsys sonuçları Tablo 5-4'te gösterilmiştir.

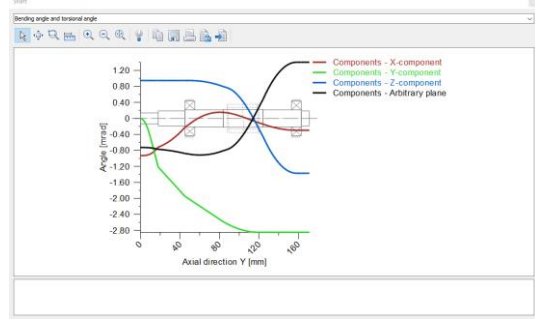
Results (basic calculation)					
Results					
maximum deflection					59.16 μm
maximum equivalent stress					109.57 N/mm ²
minimum bearing rating life					4060.31 h
minimum static bearing safety					2.48
Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281					
Results					
B1 (SKF 6003-2RSH)				S0	L10h
				3.76	14107 h
B2 (SKF 6003-2RSH)				2.48	4060 h
Bearing reaction force	Component	X	Y	Z	Rxz
B1 (SKF 6003-2RSH)	F	215.533 N	0.000 N	-851.188 N	878.052 N
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
B2 (SKF 6003-2RSH)	F	1.311 kN	-0.000 kN	-0.220 kN	1.330 kN
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm

Tablo 5-4 Pan grubu sonsuz şaft yataklama mili sonuçları

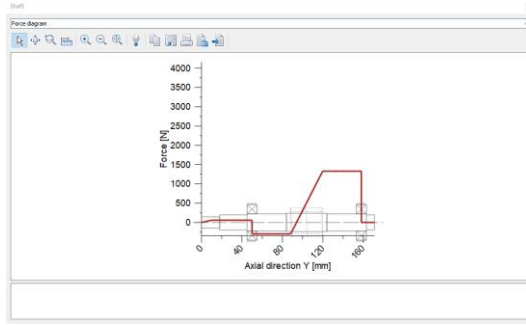
Çıkan sonuçlar incelendiğinde, tasarımda kullanılan rulmanların sonsuz ömre sahip olduğu görülmektedir. En düşük ömür kat sayısı en az 2.48 kat emniyettedir. Rulmanların detayından sonra mil için sonuçlar ise;



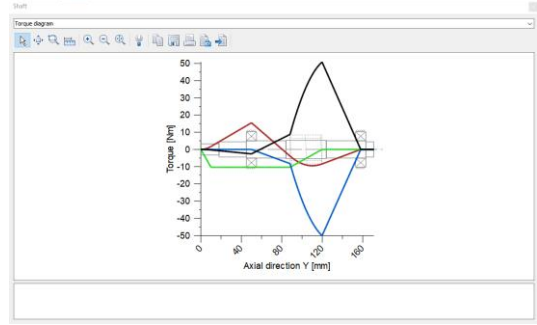
Şekil 5.25 Mil yer değiştirme grafiği



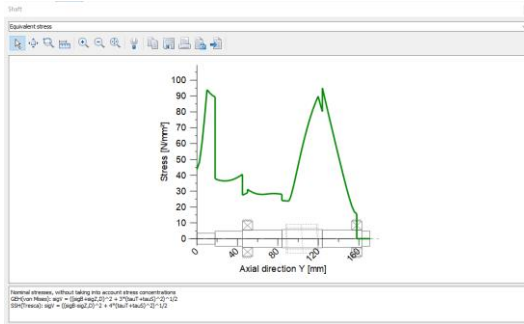
Şekil 5.26 Mil eğilme ve torsiyon grafiği



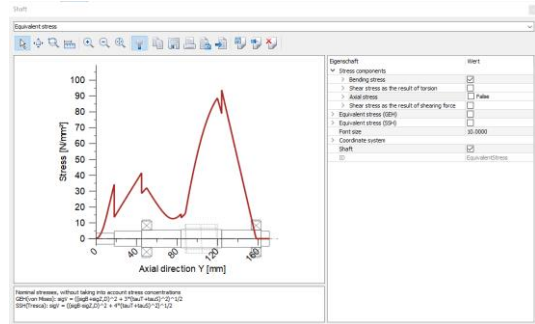
Şekil 5.27 Mil kuvvet dağılım grafiği



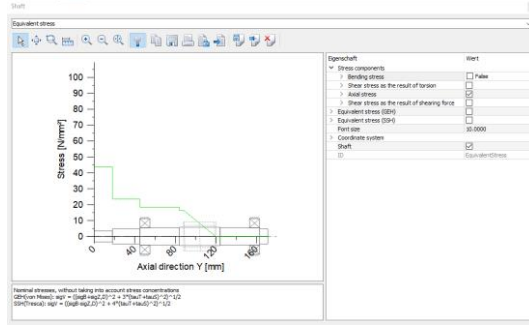
Şekil 5.28 Mil tork dağılım grafiği



Şekil 5.29 Mil eşdeğer stres grafiği



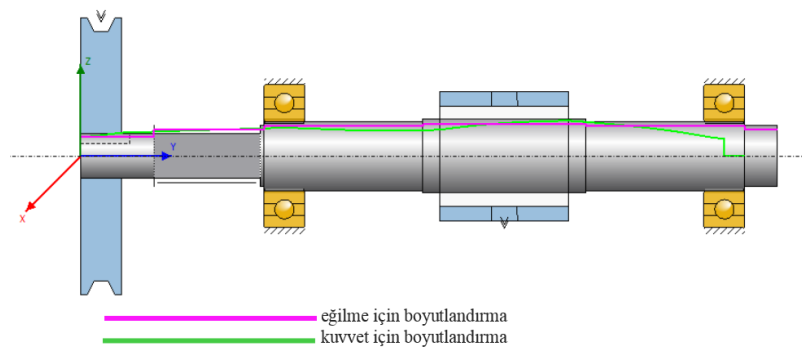
Şekil 5.30 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği



Şekil 5.31 Mil eşdeğer aksenal stres dağılım grafiği

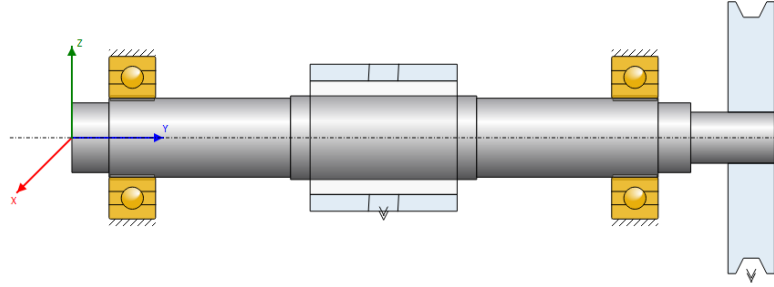
Tasarlanan mil Şekil 5.25-5.31’de verilen grafikler incelendiği zaman yük altındaki deformasyon değeri ve maksimum yük altındaki stres değerleri mil üzerinde etki yaratacak bir büyüklüğe sahip değildir. Stres dağılımları incelediği durumda oluşan eşdeğer stresler abartılmış ölçekte 95 N/mm^2 dir. Mil için kullanılan malzeme X5CrNiMo17-12-2 dir. Kullanılan malzemenin akma dayanımı 205 MPa olduğu göz önüne alındığı durumda sisteme negatif bir etkisi olmayacaktır..

Sistem yüksek torka sahip olması dişliler üzerinde 0.02 ve 0.04mm yer değiştirmeye izin verecektir. Pan grubunda 4.2.6. hesaplanan boşluğun yanı sıra sistemin yüksek torkundan dolayı oluşan toplam 0.06 mm boşluğunda eklenmesiyle pan grubunda hesaplanabilecek boşluk miktarı 0.15mm olarak karşımıza çıkmıştır. Tasarımda yapılan boşluk giderme mekanizması bu noktada oluşan tüm etkilerin giderilmesi için devreye girecektir. Şekil 5.32’de KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı gösterilmiştir.



Şekil 5.32 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı

5.1.5. Boşluk Alma Mekanizması Sonsuz Şaft Modellenmesi ve Sonuçları



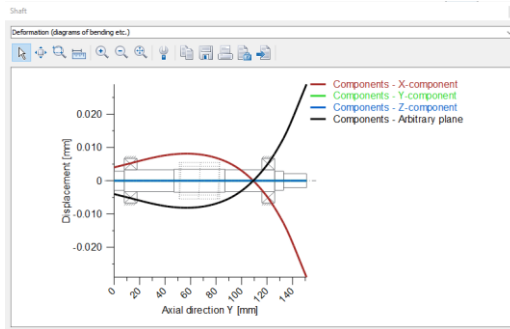
Şekil 5.33 Boşluk alma mekanizması sonsuz şaft mil yataklanması

Pan grubunda kullanılan boşluk alma mekanizması için tasarlanan yataklama mili Şekil 5.33'te gösterilmiştir. Tasarlanan mil yapısında sistemin bütünlüğünün bozulmaması için tüm aktarım ve yataklama elemanları aynı eksen üzerinde olacak şekilde aynı mil üzerine dizilmiştir. Yapılan tasarımın KISSsys sonuçları Tablo 5-5'te gösterilmiştir.

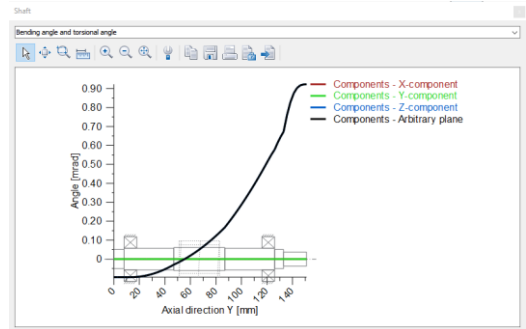
Results (basic calculation)					
Results					
maximum deflection					28.98 μm
maximum equivalent stress					41.58 N/mm ²
minimum bearing rating life					76509.98 h
minimum static bearing safety					6.60
Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281					
Results					
B6 (SKF 6003)				S0	L10h
B7 (SKF 6003)				35.22	> 1000000 h
				6.60	76510 h
Bearing reaction force					
	Component	X	Y	Z	Rxz
B6 (SKF 6003)	F	-93.708 N	0.000 N	-0.000 N	93.708 N
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
B7 (SKF 6003)	F	499.758 N	0.000 N	0.000 N	499.758 N
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm

Tablo 5-5 Pan grubu boşluk alma mekanizması sonsuz şaft yataklama mili sonuçları

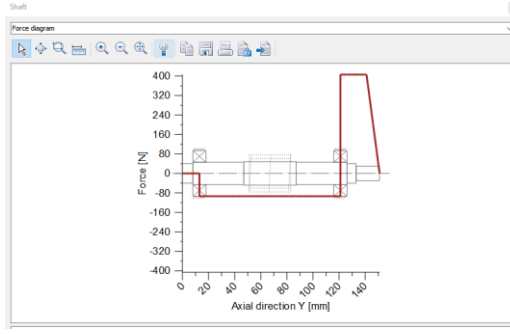
Çıkan sonuçlar Şekil 5.34-5.40 incelendiğinde tasarımda kullanılan rulmanların sonsuz ömre sahip olduğu görülmektedir. En düşük ömür kat sayısı en az 6.6 kat emniyettedir. Rulmanların detayından sonra mil için sonuçlar ise;



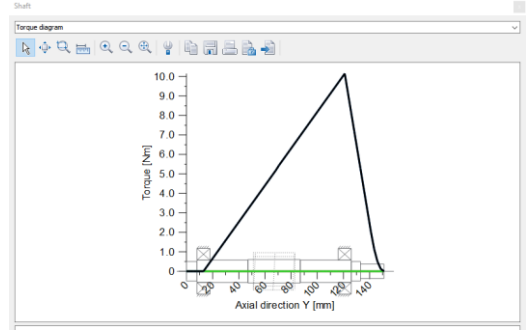
Şekil 5.34 Mil yer değiştirme grafiği



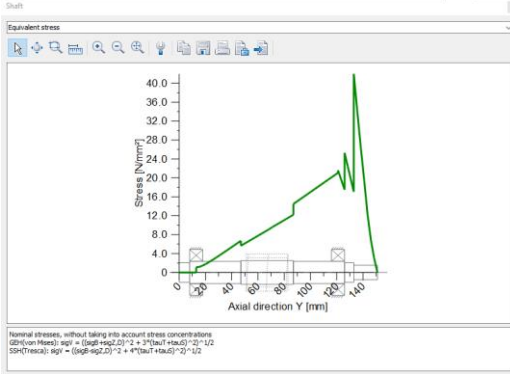
Şekil 5.35 Mil eğilme ve torsiyon grafiği



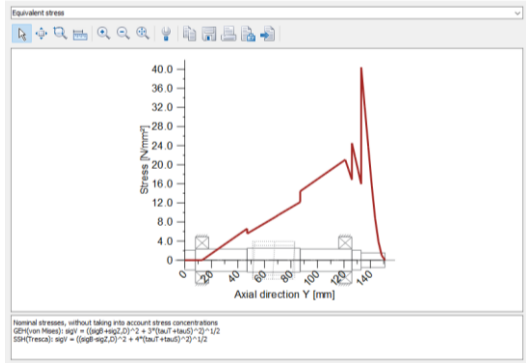
Şekil 5.36 Mil kuvvet dağılım grafiği



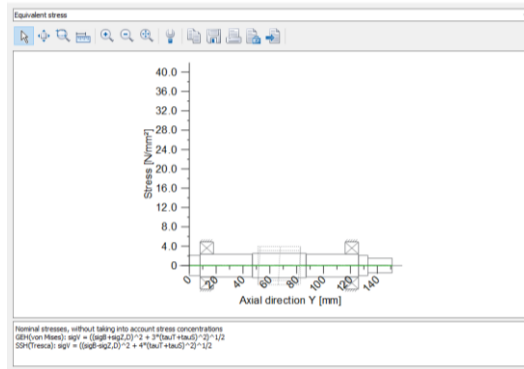
Şekil 5.37 Mil tork dağılım grafiği



Şekil 5.38 Mil eşdeğer stres grafiği



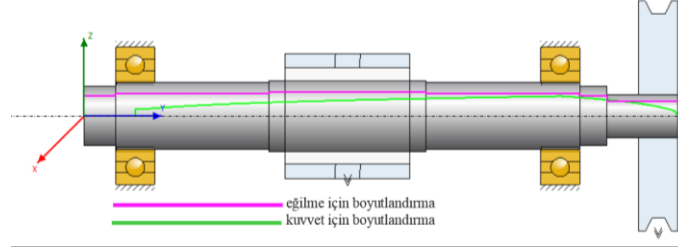
Şekil 5.39 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği



Şekil 5.40 Mil eşdeğer eksenel stres dağılım grafiği

Boşluk giderme mekanizması için tasarlanan sonsuz şaft mili sistemde sadece pozisyonlama yapmasından herhangi bir faydalı yüke maruz kalmayacaktır. Böylece sistemde hızlı tepki ve sürekli baskı yapabileceğinden mil üzerinde herhangi bir yer değiştirme ve stres değerleri oluşmamıştır. Yapılan tasarımın bu avantajından dolayı dişi ve diğer boşluklu sistemler üzerinde tepki süresi çok hızlıdır. Tasarlanmak istenen sonsuz şaft mili sistemin noksanlığını tam olarak gidermek için tasarlanan bir yapıdır ve

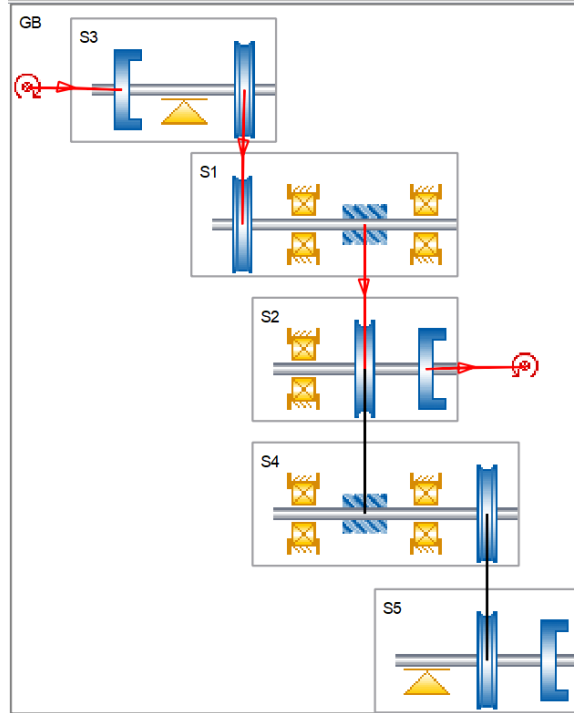
yukarıdaki grafiklerde açıkça görülmektedir. Grafik detayları incelendiğinde tasarımın tam olarak amacına uygun olarak çalıştığı ortaya çıkmıştır. Şekil 5.41’de KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı gösterilmiştir.



Şekil 5.41 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı

5.2. Tilt Grubu Mekanik Tasarım Modeli

Pan mekanizmasının 4.3 başlığı altında hesaplanan tasarım girdilerinin analiz ve doğrulama metotları ile tasarımın yeterliliği ortaya çıkacaktır. Hesaplanan değerlerin mekanizma üzerinde tasarım avantajları, doğrulu ve ömürlerinin sonuçları incelenecektir. Hesaplanan değer doğrulaması için pan grubunda olduğu gibi KISSsoft programı kullanılmıştır. Tilt mekanizması için KISSsoft programında kurulan mimari Şekil 5.42’de gösterilmiştir.



Şekil 5.42 Tilt mekanizmasının KISSsoft mimarisi

5.2.1. Sonsuz Dişli Çifti Modellemesi ve Sonuçları

Tilt mekanizması üzerinde taşıyacağı yük kapasitesi pan mekanizmasında yapılan tahrik grubuna ek olarak belirli bir redüksiyon oranı ile ilave dişli grubunun eklenmesini gerektirir.. Bu işlevi yapacak olan dişli çifti, sonsuz dişli ve sonsuz şaft dişli çiftinin kullanılması tercih edilmiştir. Sonsuz dişli çiftinin kullanılmasının nedeni, sistem üzerinde 90° tork yönlendirmeye ve taşıma yükünün ağır, hız oranının ise düşük olduğu bir dişli yapısı seçilmeye ihtiyaç bulunmasındandır. Tilt grubunda da pan grubunda olduğu gibi motor freni kullanılmamıştır bundan dolayı sistem için her zaman fren görevi görecek olan bir yapıya sahip olunması gerekmektedir. Yine bundan dolayı sonsuz dişli çiftlerinin vermiş olduğu otoblokaj özelliğinden faydalanma şansı ortaya çıkmıştır. Tüm bu tercih sebeplerinin sonucunda sistemin analizlerinde ve mühendislik doğrulamalarında bu tercih sebeplerinin tatmin edici olduğu gözlenmiştir.

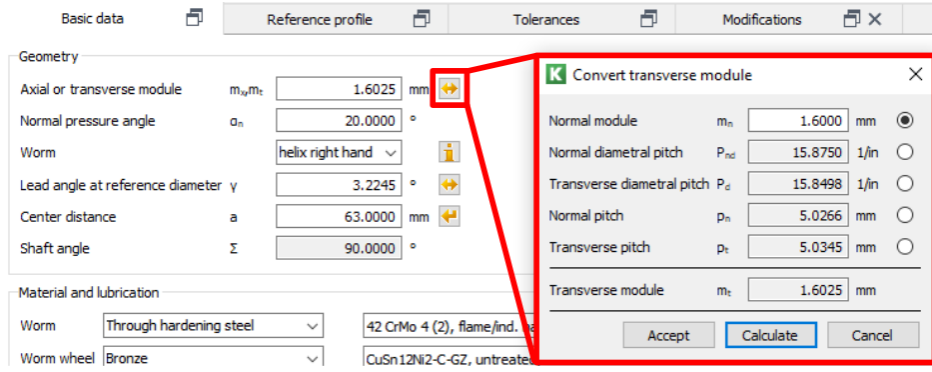
Pan grubu üzerinde dişli profilinin doğrulanması ve sonuçları;

Basic data		Reference profile	Tolerances	Modifications	Strength
Geometry					
Axial or transverse module	m_a, m_t	1.6025 mm			
Normal pressure angle	α_n	20.0000 °			
Worm		helix right hand			
Lead angle at reference diameter	γ	3.2245 °			
Center distance	a	63.0000 mm			
Shaft angle	Σ	90.0000 °			
			Number of teeth	z	Worm: 1, Worm wheel: 61
			Facewidth	b_1, b_{2a}	Worm: 31.6000, Worm wheel: 15.5000 mm
			Profile shift coefficient	x	Worm: 0.0000, Worm wheel: -0.0624
			Tooth thickness modification factor	x_s	Worm: 0.0000, Worm wheel: 0.0000
			Quality (DIN 3974)	Q	Worm: 6, Worm wheel: 6
Material and lubrication					
Worm	Through hardening steel	42 CrMo 4 (2), flame/ind. hardened, GOST 21354 ground with possible overheating or grinding notch,			
Worm wheel	Bronze	CuSn12Ni2-C-GZ, untreated, ISO14521:2010			
Lubrication	Oil bath lubrication	Oil: ISO-VG 680			

Şekil 5.43 Basic data girdi ekranı

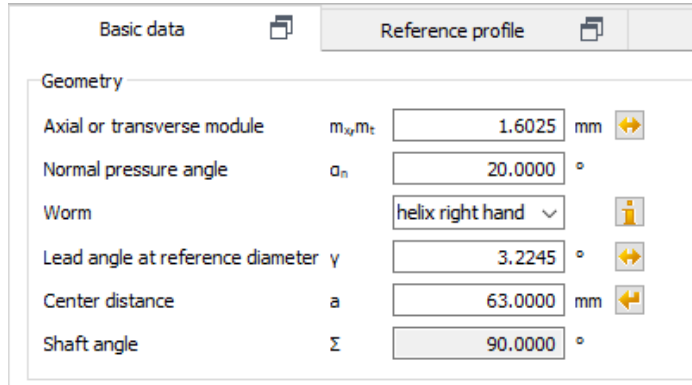
Pan mekanizmasında da olduğu gibi, dişli çifti doğrulaması için KISSsoft yazılımının ‘worms with enveloping worm whells’ modülü kullanılmıştır. Dişli çifti oluşturmak için gerekli olan mekanik parametreler sonsuz dişli modülünde Şekil 5.43’te gösterilen ‘basic data’ girdileri doldurulmuştur.

Sistem üzerinde kullanılan dişli modülü 1.6 olduğundan ‘basic data’ girdisi olarak program üzerinden aksenal modülden Şekil 5.44’te gösterilen modül dönüştürme hesaplaması yaptırılmıştır.



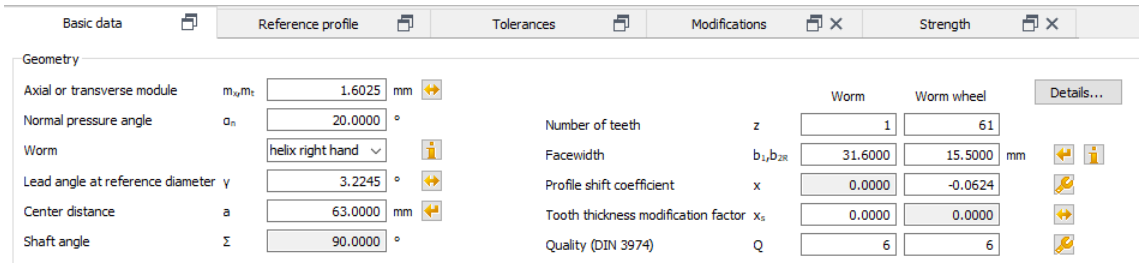
Şekil 5.44 Modül dönüştürme

Sonraki adım olarak sistem üzerinde kullanılan dişli çiftinin basınç açısı, dişli yönü, helis açısı, merkez mesafesi ve şaftın çalışacağı pozisyon değerleri Şekil 5.4'te gösterilen basic data-Geometry penceresine girdi olarak sağlanmıştır.



Şekil 5.45 Dişli çifti bilgileri

Tilt grubunda kullanılacak olan dişli çiftinin aktarım oranına ve otoblokaj olacak şekilde dişli diş sayıları, profil genişlikleri, dişli kalitesi ve profil kaydırma verileri programa girilmiştir. Şekil 5.46 gösterilen program penceresine girilmiştir.



Şekil 5.46 Dişli çifti diş profil bilgileri

Temel veriler için en son olarak Şekil 5.47’de gösterilen malzeme ve yağlama türü bilgi verilmiştir.

Material and lubrication			
Worm	Through hardening steel	42 CrMo 4 (2), flame/ind. hardened, GOST 21354 ground with possible overheating or grinding notch,	+
Worm wheel	Bronze	CuSn12Ni2-C-GZ, untreated, ISO14521:2010	+
Lubrication	Oil bath lubrication	Oil: ISO-VG 680	+

Şekil 5.47 Dişli malzeme ve yağlama bilgileri

Dişli çiftlerinde kullanılan mühendislik programlarında belirli bir standart için profil tasarımı çözücüsü kullanılmalıdır. Bundan dolayı çözücünün referans alacağı ISO 53: 1998 Profil C referansı seçilmiştir. Şekil 5.7’de gösterilen profilin seçilmesinin nedeni dişli pozisyon hassasiyeti en yüksek olan referans grubu Profil C olmasıdır..

Basic data		Reference profile		Tolerances		Modifications		Strength	
Final machining Worm									
Tool selection	Reference profile gear								
Select reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C								
Dedendum coefficient	h_{af}^*	1.2500							
Root radius coefficient	ρ_{af}^*	0.2500							
Addendum coefficient	h_{af}^*	1.0000							
<input type="checkbox"/> Tapping tool									
Final machining Worm wheel									
Tool selection	Reference profile gear								
Select reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C								
Dedendum coefficient	h_{af}^*	1.2500							
Root radius coefficient	ρ_{af}^*	0.2500							
Addendum coefficient	h_{af}^*	1.0000							
Protuberance height coefficient	h_{paf}^*	0.0000							
Protuberance angle	α_{paf}^*	0.0000 °							
Tip form height coefficient	h_{Taf}^*	0.0000							
Profile angle of the chamfer involute	α_{af}^*	0.0000 °							
<input type="checkbox"/> Tapping tool									

Şekil 5.48 Referans dişli profili değerleri

Tilt mekanizmasında kullanılacak dişli grubunun en önemli özelliği ise minimum boşluklu yapıya sahip olmasıdır. Başka bir deyişle, dişli çifti tasarlama durumunda en önemli etken dişli toleransıdır. Böylece tasarlanmış olan dişli çiftinde DIN 3967 standardına göre seçilen g21 toleransıdır. Bu tolerans aralığı standarda göre hassas makine tasarımında kullanılan dişli profil toleransıdır. Dişli tolerans bilgisi Şekil 5.49’de verilmiştir.

The screenshot shows a software interface for defining gear tolerances. It is divided into several sections: 'Allowances' for both the 'Worm' and 'Worm wheel', 'Center distance', and 'Tolerance field for the tooth form calculation'. The 'Worm' section includes parameters like Tooth thickness allowance ($A_{\alpha n}$), Base tangent length ($A_{\alpha n}$), Normal backlash (j_n), Circumferential backlash (j_f), Tip diameter allowance ($A_{\alpha s}$), Root diameter allowance ($A_{\alpha r}$), Number of teeth spanned (k_1), and Diameter of ball/pin ($D_{\alpha 1}$). The 'Worm wheel' section includes similar parameters. The 'Center distance' section shows ISO 286:2010 Measure js_7 and Center distance allowance ($A_{\alpha 1}$). The 'Tolerance field' section shows Diameter and Tooth thickness set to 'Mean value'.

Şekil 5.49 Dişli tolerans bilgisi

Son olarak tilt mekanizmasının faydalı yükten ve sistemin mekaniğinden dolayı oluşan tork değerinin girilmesi gerekmektedir. Program girdisi olarak 4.3 başlığı altında hesaplanan değerlerden oluşacaktır. Hesaplanan değerler Şekil 5.50’de programa girdi olarak verilmiştir.

The screenshot shows a software interface for inputting parameters for a tilt mechanism. It includes tabs for Basic data, Reference profile, Tolerances, Modifications, and Strength. The Tolerances tab is active, showing parameters like Driving gear (Worm), Required service life (8760.0000 h), Permissible decrease in quality (Q_v = 8), Reference gear (Worm), Speed (457.5000 1/min), Torque (6.7090 Nm), Power (0.3214 kW), and Application factor (K_a = 1.2500). The Calculation method is set to 'Factors, root, flank' with a reference to 'DIN 3996:1998'.

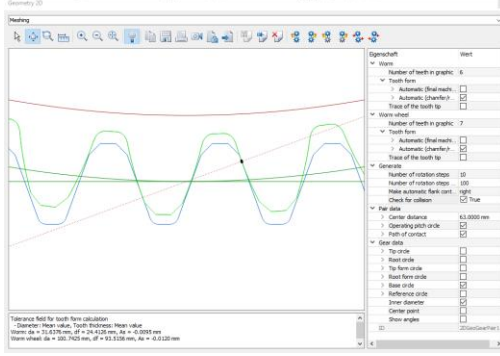
Şekil 5.50Tilt aktarım güç ve tork değerleri

Sistem için gerekli olarak hesaplama metodu DIN 3996:1998 dir. Bu metoda göre tasarlanan dişli çiftinin sonuçları Tablo 5-1’de gösterilmiştir.

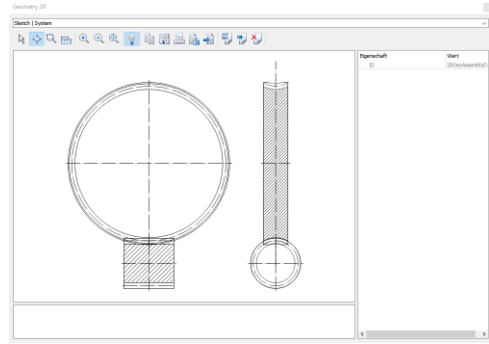
Results (basic calculation)		Worm	Worm wheel
Reference operating diameter (mm)	$[d_m]$	28.445	97.555
Safety for tooth root stress	$[S_F]$		1.211
Safety factor for contact stress	$[S_H]$		1.334
Safety against wear	$[S_{VW}]$		0.551
Temperature safety	$[S_T]$		1.953
Safety for deflection	$[S_d]$		63.186
Diametral factor q	$[q]$		17.750
Meshing efficiency (%)	$[\eta_z]$		35.868
Total efficiency (%)	$[\eta_{Ges}]$		31.160

Tablo 5-6 Tilt grubu için tasarlanan dişli değerleri

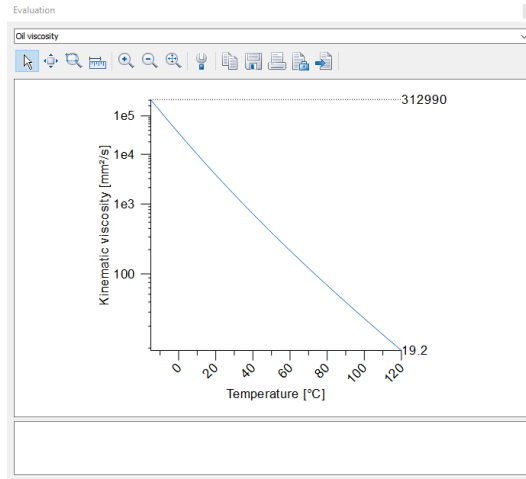
Tilt grubu için tasarlanan dişli çifti sistem parametreleri için en az 1.211 kat emniyette bir değerde olduğunu göstermektedir. Dişli çifti için temas profili Şekil 5.51’de, KISSsoft çizimi Şekil 5.52’de ve dişli yağlama grafiği ise Şekil 5.53’de gösterilmiştir.



Şekil 5.51 Dişli çifti diş ve temas profili



Şekil 5.52 Dişli çifti KISSsoft çizimi



Şekil 5.53 Dişli yağlama viskozite grafiği

5.2.2. Zincir Dişli Modellenmesi ve Sonuçları

Tilt mekanizmasının hareketi için gerekli olan torkun aktarılmasında kullanılan zincir dişli elemanı modellenmiştir. Bu modelle işlemi için Şekil 5.54’te gösterilen KISSsoft yazılımın ‘Chain Drives’ modülü kullanılmıştır.

Tilt grubu üzerinde kullanılan zincir dişlinin doğrulanması ve sonuçları;

Şekil 5.54 Zincir dişli mekanik parametre girdileri

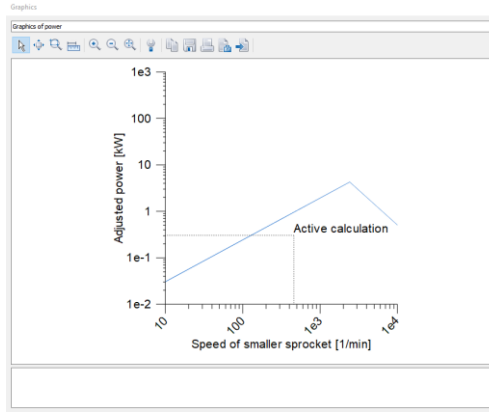
Zincir dişli oluşturmak için gerekli olan parametreler zincir dişli modülünde ‘operating drives’ girdileri doldurulmuştur. Sistem girdileri;

- Nominal Güç: 0.3214
- Uygulama Faktörü: 1
- Giriş Hızı: 457
- Merkez mesafesi: 161.9185
- Diş Sayıları: 20
- Atarım Oranı: 1

Zincir dişli çiftinin sonuçları Tablo 5-7’de gösterilmiştir.

Nominal power (kW)	[Pn]	0.32
Application factor	[f1]	1.00
Factor for number of teeth	[f2]	0.95
Operating power (kW)	[Pmax]	0.30
Speed correction factor	[KPS]	1.00
Nominal power plate fatigue resistance (kW)	[Pc1]	0.95
Nominal power roll-/bush fatigue (kW)	[Pc2]	51.89
Nominal power pin/bush wear (kW)	[Pc3]	92.75
Maximum transmittable Power (kW)	[Pzu]	0.95

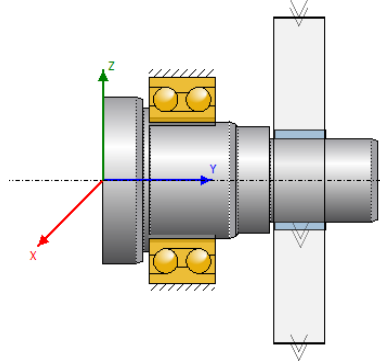
Tablo 5-7 Tilt grubu zincir dişli tasarım sonuçları



Şekil 5.55 Zincir dişli güç grafiği

Şekil 5.55'te zincir güç grafiği verilmiştir. Sistem için kullanılan zincir aktarım tasarımıımız 4.3.2'de hesaplanan değerlerle aynı seviyededir. Böylece sistem için kullanılan zincir dişli grubu 1.5 kat emniyettedir.

5.2.3. Sonsuz Dişli Yataklama Modellemesi ve Sonuçları



Şekil 5.56 Tilt sonsuz dişli mil yataklanması

Tilt grubu için tasarlanan yataklama mili Şekil 5.56'te gösterilmiştir. Tasarlanan mil yapısında sistemin bütünlüğün bozulmaması için tüm aktarım ve yataklama elemanları aynı eksen üzerinde olacak şekilde aynı mil üzerine dizilmiştir. Mil tasarımı modellemesi için KISSsys yazılımından faydalanılmıştır. Yapılan tasarımın KISSsys sonuçları;

Results (basic calculation)

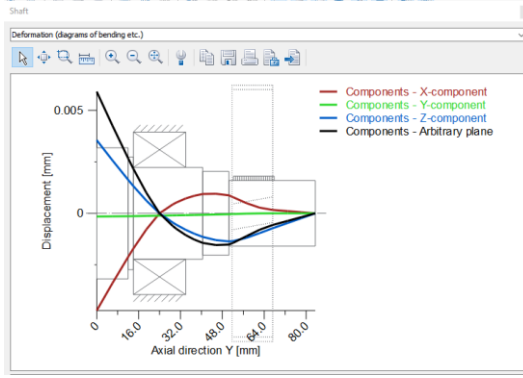
Results	
maximum deflection	5.91 μm
maximum equivalent stress	29.70 N/mm^2
minimum bearing rating life	> 1000000 h
minimum static bearing safety	6.87

Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

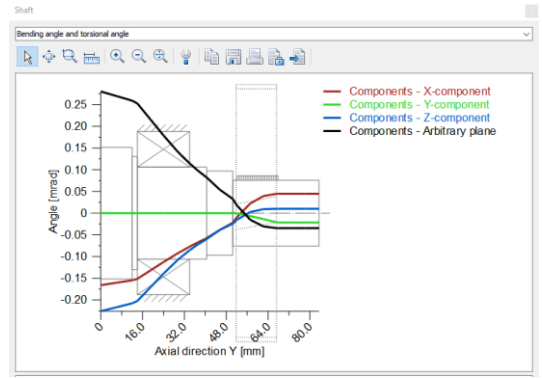
Results		S0	L10h		
B3 (FAG 3007-B-2RS-TVH)		6.87	> 1000000 h		
Bearing reaction force					
B3 (FAG 3007-B-2RS-TVH)	Component	X	Y	Z	Rxz
	F	2.609 kN	-0.000 kN	-0.958 kN	2.779 kN
	M	-0.000 Nm	0.000 Nm	-0.000 Nm	0.000 Nm

Tablo 5-8 Tilt mili ve rulmanların yük altındaki sonuçları

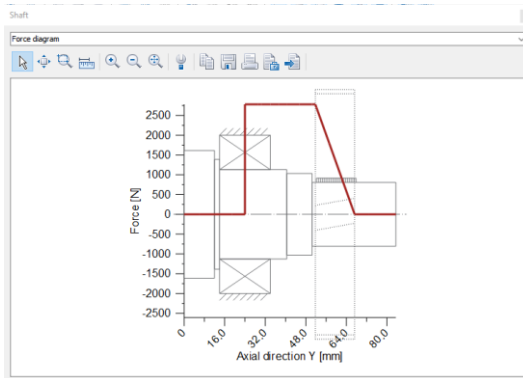
Tablo 5-8’de çıkan sonuçlar incelendiğinde tasarımda kullanılan rulmanların sonsuz ömre sahip olduğu görülmektedir. En düşük ömür kat sayısı en az 6.87 kat emniyettedir. Rulmanların detayından sonra mil için sonuçlar ise;



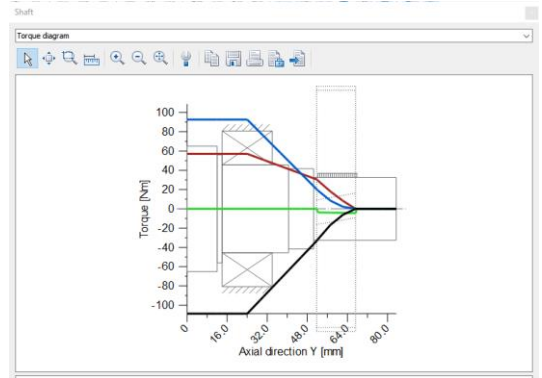
Şekil 5.57 Mil yer değiştirme grafiği



Şekil 5.58 Mil eğilme ve torsiyon grafiği



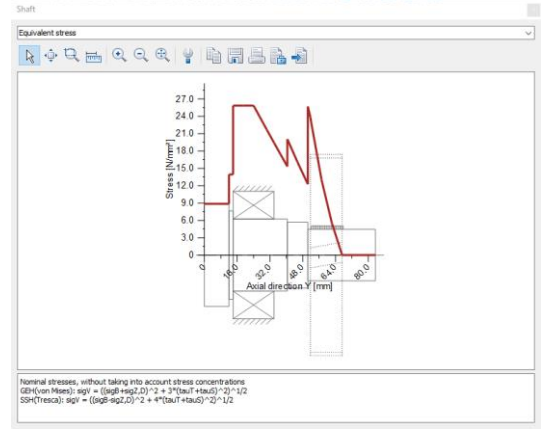
Şekil 5.59 Mil kuvvet dağılım grafiği



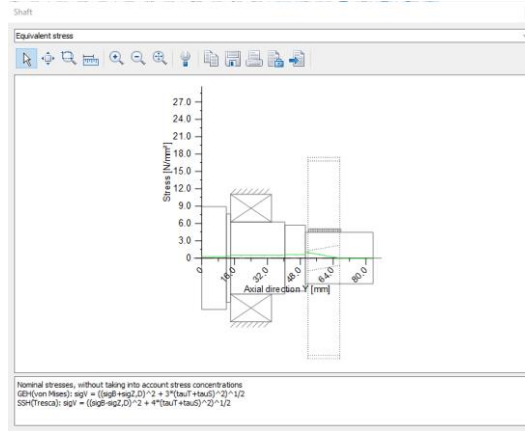
Şekil 5.60 Mil tork dağılım grafiği



Şekil 5.61 Mil eşdeğer stres grafiği

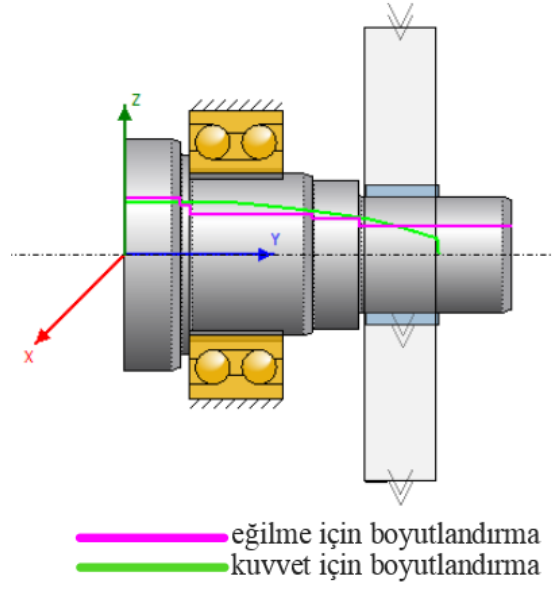


Şekil 5.62 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği



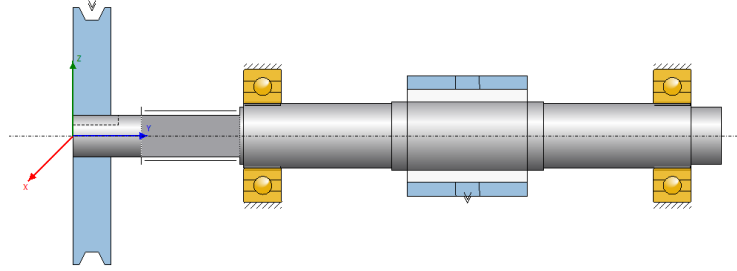
Şekil 5.63 Mil eşdeğer aksenal stres dağılım grafiği

Yukarıda verilen grafikler incelendiği zaman ,tasarlanan milin yük altındaki deformasyon değeri ve maksimum yük altındaki stres değerleri mil üzerinde etki yaratacak bir büyüklüğe sahip değildir. Şekil 5.57-5.63'de çıkan sonuçlar neticesinde mil tasarımı robast bir yapıya sahip bir mil tasarımıdır. Milin tasarımında kuvvet akışı tam olarak planlandığı gibi dişliden rulmana aktarılıp, rulman üzerinden rulman yataklarına iletilmektedir. Böylelikle sistem üzerinde oluşan tüm stresler dişliden alınıp gövde üzerine taşınmaktadır. Bu tasarım mimarisi tüm elemanlarda sonsuz ömür için önemli bir ayrıcalık sunmaktadır. Türetilen mil tasarımı Şekil 5.64'te gösterilmiştir.



Şekil 5.64 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı

5.2.4. Sonsuz Şaft yataklama Modellenmesi ve Sonuçları



Şekil 5.65 Pan sonsuz şaft mil yataklanması

Tilt grubu için tasarlanan yataklama mili Şekil 5.24'te gösterilmiştir. Tasarlanan mil yapısında sistemin bütünlüğünün bozulmaması için tüm aktarım ve yataklama elemanları aynı eksen üzerinde olacak şekilde aynı mil üzerine dizilmiştir. Yapılan tasarımın KISSsys sonuçları Tablo 5-9'da gösterilmiştir.

Results (basic calculation)

Results

maximum deflection	60.37 μm
maximum equivalent stress	70.38 N/mm^2
minimum bearing rating life	12734.05 h
minimum static bearing safety	3.63

Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

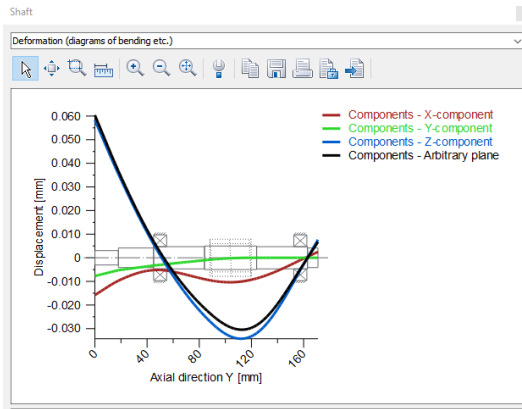
Results

	S0	L10h
B1 (SKF 6003)	7.05	93300 h
B2 (SKF 6003)	3.63	12734 h

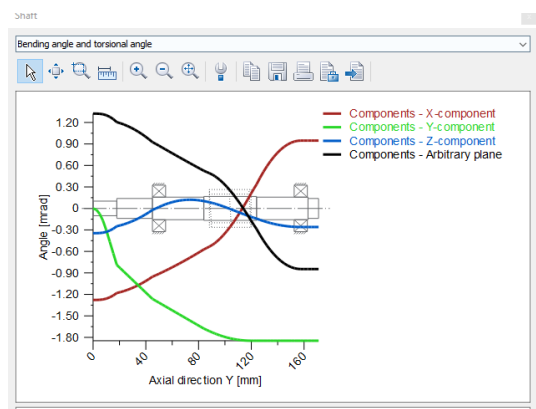
Bearing reaction force	Component	X	Y	Z	Rxz
B1 (SKF 6003)	F	458.572 N	0.000 N	-92.341 N	467.777 N
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
B2 (SKF 6003)	F	170.913 N	-0.000 N	892.319 N	908.539 N
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm

Tablo 5-9 Tilt grubu sonsuz şaft yataklama mili sonuçları

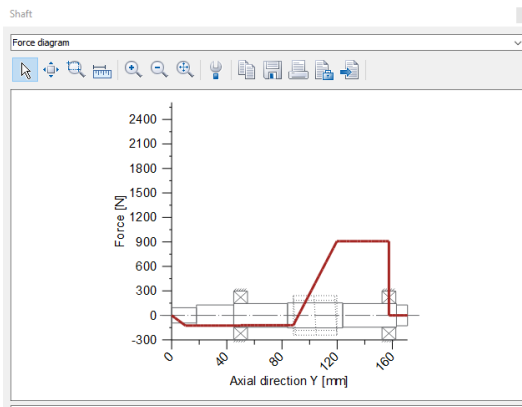
Çıkan sonuçlar incelendiğinde tasarımda kullanılan rulmanların sonsuz ömre sahip olduğu görülmektedir. En düşük ömür kat sayısı en az 3.63 kat emniyettedir. Rulmanların detayından sonra mil için sonuçlar ise;



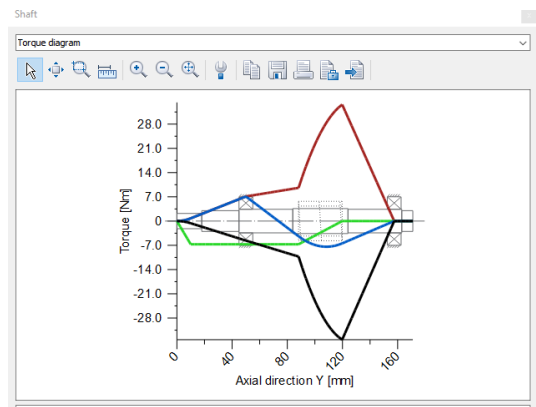
Şekil 5.66 Mil yer değiştirme grafiği



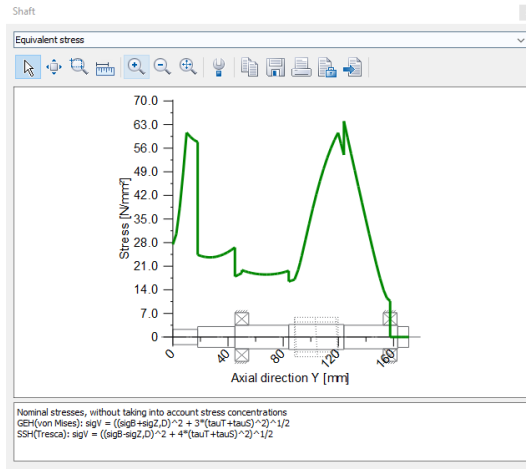
Şekil 5.67 Mil eğilme ve torsiyon grafiği



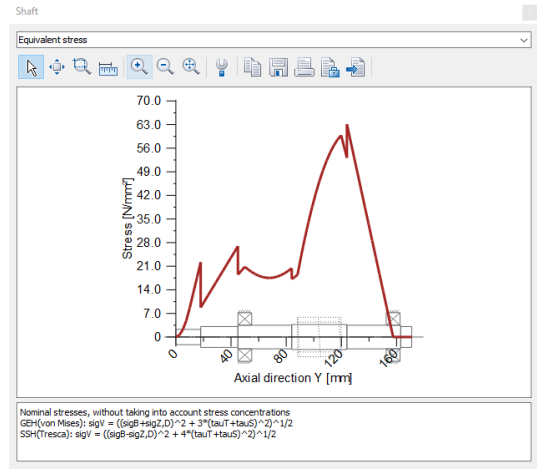
Şekil 5.68 Mil kuvvet dağılım grafiği



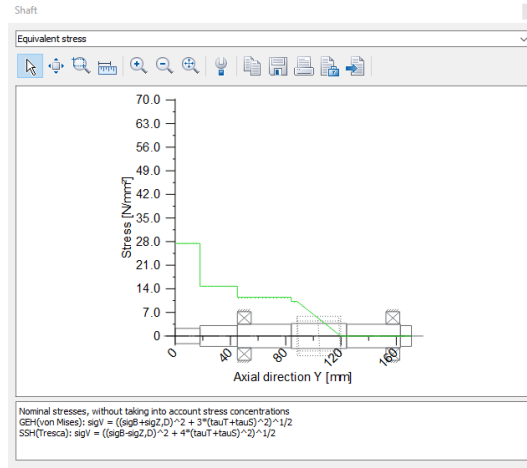
Şekil 5.69 Mil tork dağılım grafiği



Şekil 5.70 Mil eşdeğer stres grafiği



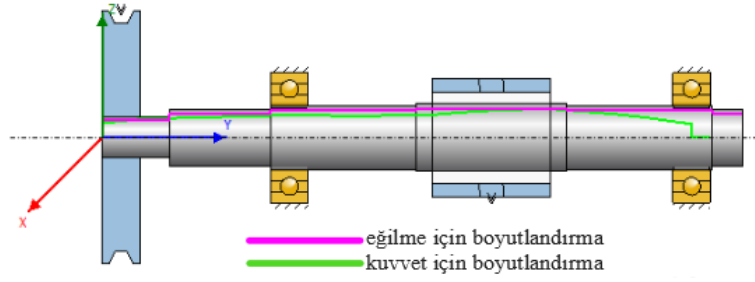
Şekil 5.71 Mil eşdeğer bükülme stresi grafiği



Şekil 5.72 Mil eşdeğer aksenal stres dağılım grafiği

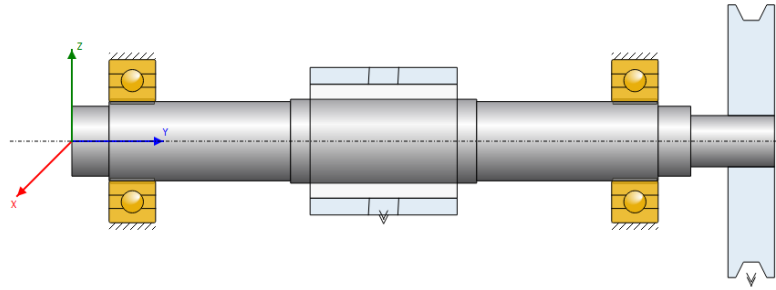
Tasarlanan mil Şekil 5.66-5.72’de verilen grafikler incelendiği zaman yük altındaki deformasyon değeri ve maksimum yük altındaki stres değerleri mil üzerinde etki yaratacak bir büyüklüğe sahip değildir. Stres dağılımları incelendiğinde oluşan eşdeğer stresler abartılmış ölçekte 64 N/mm^2 dir. Mil için kullanılan malzeme X5CrNiMo17-12-2 dir. Kullanılan malzemenin akma dayanımı 205 MPa olduğu göz önüne alındığı durumda sisteme negatif bir etkisi olmayacaktır.

Sistem yüksek torka sahip olduğundan, dişliler üzerinde 0.025 ve 0.03mm yer değiştirmeye izin verecektir. Pan grubunda 4.2.6. hesaplanan boşluğun yanı sıra sistemin yüksek torkundan oluşan toplam 0.06 mm boşluğunda eklenmesiyle pan grubunda hesaplanabilecek boşluk miktarı 0.145mm olarak karşımıza çıkmıştır. Tasarımda yapılan boşluk giderme mekanizması bu noktada oluşan tüm etkilerinin giderilmesi için devreye girecektir. Şekil 5.73’de KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı gösterilmiştir.



Şekil 5.73 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı

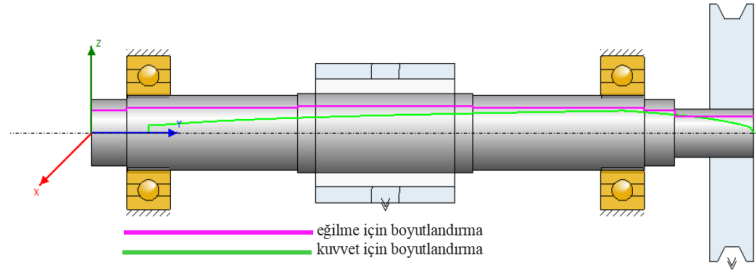
5.2.5. Boşluk Alma Mekanizması Sonsuz Şaft Modellenmesi ve Sonuçları



Şekil 5.74 Boşluk alma mekanizması sonsuz şaft mil yataklanması

Tilt grubunda kullanılan boşluk alma mekanizması için tasarlanan yataklama mili Şekil 5.74'te gösterilmiştir. Tasarlanan mil yapısı pan grubunda kullanılan tasarlanan yapı ile aynıdır. 5.2.1 başlığı altında çıkan sonuçlar 5.1.1 ile kıyaslandığında 5.1.1'de çıkan değere göre daha düşüktür. Sistemde ürünün yedek parça bazında bakılması ve çeşitliliğin az olması hedeflendiğinden pan grubunda kullanılan boşluk giderme mekanizması tilt mekanizması içinde kullanılmıştır. Yapılan bu tasarım yöntemi ile boşluk giderme mekanizmasında kullanılan rulmanlar en az 7.5 kat emniyettedir. Bu yüzden sistemde kullanılan rulmanlar sonsuz ömre sahiptir.

Boşluk giderme mekanizması için tasarlanan sonsuz şaft mili sistemde sadece pozisyonlama yaptığından faydalı yükün etkisinde kalmayacaktır. Böylece, pan grubunda 6.6 kat emniyette çıkmasına karşılık bu mekanizmada 7.5 kat emniyetli bir yapı sistemin tüm boşluğu almak için yeterli bir tasarıma sahip olacaktır. Yapılan tasarımın KISSsys sonuçları Tablo 5-75'te gösterilmiştir.



Şekil 5.75 KISSsys in önerdiği mil ölçü sınırı

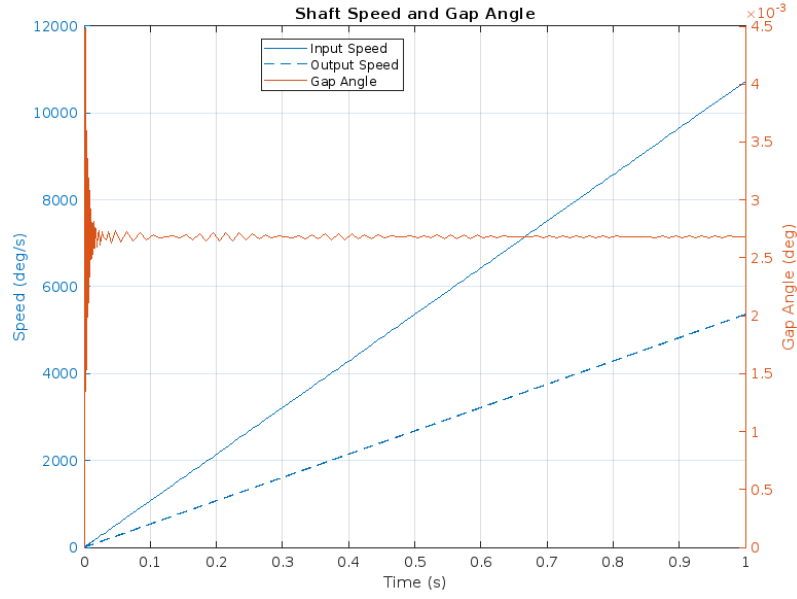
6. ÖZET VE GELECEK ÇALIŞMALAR

6.1. Özet

Bu çalışma askeri kamera, radar, silah sistemleri ve anten birimlerinin hassas olarak pozisyonlanmasını sağlayan bir mekanik tasarım sürecini amaçlar. Bu bağlamda çalışma, sistemlerin konumlandırılmasını sağlayan genel olarak Pan-Tilt olarak adlandırılan mekanik yapının mühendislik kapsamında mekanik tasarımını içerir. Ayrıca bu çalışmada yer verilen mekanizma, savunma sanayi sektöründe elektromekanik yapıların tamamı yurtdışından temin edilmesine gerek kalmadan yeterli tecrübeyi ve bilgiyi kullanarak yerli tedarikçi olmayı sağlayan bir tasarım detayıdır.

Bu tez çalışmasında 35 kg faydalı yük taşıyabilme kapasitesine sahip askeri standartlarda sıfır boşluklu pozisyonlama birimi tasarımı yapılmıştır. Pan-Tilt tasarımı sürecinde yurtdışı ürünlerinin fiziksel boyut olarak en küçük hacime sahip takım tasarımı üzerinde sıfır boşluklu yapının etkisi gözlemlenmiştir. Sistemin askeri standartlara uyabilmesi için gerekli olan gürültülerin EMI-EMC testlerinden geçilmesi hedeflenmiş ve bu hedef doğrultusunda gürültü sönümleyici tasarımlar yapılmıştır.

Pan-Tilt mekanizması tasarımında boşluğun oluşmasına neden olan en büyük etken aktarım organlarıdır, sistem bir akış şeması gibi düşünülecek olursa, her bir akışta bir boşluk oluşma ihtimali vardır, en son çıkışta biriken boşluklar ise sistemlerin hız ve pozisyonlarına negatif bir etki olarak ortaya çıkar, bu sebeple sisteme entegre edilen tüm boşluklar akışın son adımında tamamen giderilmelidir. Tez kapsamında tasarlanan Pan-Tilt mekanizması tam olarak son basamakta sistemin toplam boşluğunu gidermek için tasarlanmış bir mekanik tasarım yöntemine sahiptir. Şekil 6.1’de tasarlanmış olan komple sistemin boşluk grafiği gösterilmektedir. Bu grafik sistemde hedeflenen boşluk miktarının yakalandığını göstermektedir. Tüm bu yapılan tasarım iyileştirmeleri sıfır boşluklu yapıyı kurmak için yeterli bir tasarım girdisi olarak adlandırılabilir.



Şekil 6.1 Pan tilt tasarımının boşluk sonuç grafiği

Bu mevcut tasarımın sonuçları, yapılması planlanan gelecek çalışmalar uygulanmadan önce bazı rakip eşdeğer ürünlere göre tatmin edici sonuçlar elde etmiştir.

6.2. Gelecek Çalışmalar

Bu çalışmanın amacı bir pan-tilt ailesi tasarlamak olduğundan, bu çalışmanın devam edebileceği öngörülür. Diğer bir deyişle, bu tasarım daha fazla yetenek uygulanarak geliştirilebilir. Bu çalışmada kullanılan basit tasarım çözümü, mümkün olduğu kadar mekanik ekipman ve servo eyleyiciler tasarım için bilgi toplama amaçlı bir eylemdir. Gelecekte yapılması planlanan çalışmalar göz önüne alınarak hem mevcut tasarım hem de tasarlanacak yeni prototip ayrı ayrı anlatılacaktır. Bazı iyileştirmeler yapıldıktan sonra Ar-Ge çalışmaları devam edecek ve aynı zamanda da prototip tasarlanacaktır. Planlanan çalışmalar;

- Sistemin boşluğunu gidermek için servo eyleyici kullanmadan yay tahrikli mekanizma çalışılabilir.
- Tork gereksinimlerine bağlı olarak, doğrudan tahrikli tork motorları veya harmonik sürücülerle akuple edilmiş çerçevesiz motorlar ile tasarım evrilecektir.
- Rijit cisim varsayımını engelleyecek herhangi bir sehim sorununu ve istenmeyen titreşim davranışlarını önlemek için hem yapısal hem de modal analiz çalışmaları titizlikle yapılacaktır.

- Mekanik limitleyici veya sensör alt yapısı ile limitleme yapılabilir..
- Nişan hattı kontrol mekanizması eklenebilir.(“boresight mechanism”)
- Tasarlanan sistemin maliyet açısından daha hesaplı olması için üzerinde çalışılabilir.

KAYNAKLAR

- (2015). Wikipedia: https://tr.wikipedia.org/wiki/Görüş_alanı adresinden alındı
- Benett, W. M. (1993). Pointing and stabilization of Weapon Platforms. *Proceedings of the American Control Conference*.
- Bigley, W. (1987). Wideband Base Motion Isolation Control for a Mobile Platform. *Proceedings of the American Control Conference*. San Francisco.
- Borello, M. A., Santina, M. S., & Weight, T. H. (1986). Jitter stabilization experiment for a precision optical system. *Proceedings of the Society of Photo-optic Instrumentation Engineers [SPIE]*, 94-101.
- Cambridge IC. (2015). *Pan And Tilt*. Cambridge IC: <https://cambridgeic.com/applications/pan-and-tilt> adresinden alındı
- Cylindrical Worm Gear Drives*. (2018). Atlanta Drives: https://www.atlantadrives.com/pdf/ads_elements-b.pdf adresinden alındı
- Dengel, B. (2019). *Achieving zero-backlash worm-gear pairs*. Gear Solutions. adresinden alındı
- Dublex Worms*. (t.y). sdp-si: [sdp-si.com/ss/pdf/QTC%20\(262\).pdf](http://sdp-si.com/ss/pdf/QTC%20(262).pdf) adresinden alındı
- John, R., Stuart, D. M., & Chrostopher, C. D. (2011). Design and implementation of pan-tilt FSO transceiver gimbals for real-time compensation of platform disturbances using a secondary control network. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*.
- Jun-Ho, L., Jung-Hwan, K., & Eun-Soo, K. (2004). A real-time face detection and tracking for surveillance system using pan/tilt controlled stereo camera. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*.
- Kennedy, P. K. (2009). *Line of Sight Stabilization Primer*. lulu Publishing Company.
- Mark Hudgens, J., & George, M. C. (2003). *Axtreme Accuracy Tracking Gimbal For Radom Measurement*.
- Mark Hudgens, J., & George, M. C. (2014). *Gimbals For Antenna & Radome Measurement*.

- Moulay, A. A., Ayann, R., & Rivonala, S. (2013). 3D target tracking using a pan and tilt stereovision system. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*.
- Navarro, W. F. (2018). *Puls gear backlash*. LinkedIn: <https://www.linkedin.com/pulse/gear-backlash-walmir-fernandes-navarro/adresinden alindi>
- Peter, H., & Stephan, M. (2012). The Utilization of Duplex Worm Gears in Robot Manipulator Arms: A Design, Build and Test Approach. *IEEE Xplore*.
- Salwar, I. S., Iqbal, J., & Malik, A. M. (2009). Modeling, analysis and simulation of a Pan Tilt Platform. *WSEAS Transactions on System and Control*, 389-389.
- Steve, Z., & Martin, L. H. (1993). Electronic pan/tilt/zoom camera system. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*.
- Stockum, L. A. (1987). Electro-mechanical design for precision pointing and tracking systems. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, 66-74.
- Terence, H. M., Christopher, A., Pablo, B., & Dominic, S. (2000). Miniature low-power pan/tilt actuator for the pointing of small sensors. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*.
- Thomas, M., Heiko, W., K., M., Aleksej, B., Lars, W. S., Raphael, S., & Alexander, K. (2022). Drone detection, recognition, and assistance system for counter-UAV with VIS, radar and radio sensor. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*.
- Weiman, F. R., & Markus, V. (1996). Generic motion platform for active. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*.
- Williams, E. F. (1989). An Infrared Anti-ship Seeker simulator. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, 85-97.
- Zhao-yao, S., Xiao-ning, L., Chang-he, C., & Jia-chun, L. (2013). Development of transmission error tester for face gears. *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Yaşar KEMİKLİ

EĞİTİM DURUMU

Lisans Öğrenimi : 2018 – KTO Karatay Üniversitesi – Mühendislik Fakültesi
– Mekatronik Mühendisliği

Yüksek Lisans Öğrenimi : 2022 – Kto Karatay Üniversitesi – Mühendislik Fakültesi
– Mekatronik Mühendisliği

Bildiği Yabancı Diller : İngilizce

İŞ DENEYİMİ

Stajlar :2017 – Mekanik Tasarım Mühendisi – ASELSAN-REHİS

2016 – Makine Bakım Onarım Mühendisi – TUSAŞ TAI

Çalıştığı Kurumlar :2021 – Mekanik Tasarım Mühendisi – ASELSAN
KONYA

2019 – Mekanik Tasarım Mühendisi – MİLMAS (FIGES)
SAVUNMA VE YÜKSELTME SİSTEMLERİ

2017 – Mekanik Tasarım Mühendisi – ARYASIS
MAKINA SAVUNMA VE HAVACILIK

Tarih: 31/08/2022