

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR MASA ÜSTÜ TORNA TEZGAHININ SONLU  
ELEMANLAR YÖNTEMİ KULLANILARAK  
TASARLANMASI**

Makine Müh. Mehmet BAYBOĞAN

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İmal Usulleri Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Erhan ALTAN**

İSTANBUL, 2006

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
KISALTMA LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET .....	ix
ABSTRACT .....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. TEZGAH TASARIM KRİTERLERİ .....	3
2.1 Talaş Kaldırma Parametrelerinin Belirlenmesi .....	3
2.1.1 Kesme kuvvetlerinin belirlenmesi .....	4
2.1.2 Tezgah devirlerinin belirlenmesi .....	5
2.1.3 Tezgah devirlerinin kademelendirilmesi .....	6
2.1.4 Tezgah devirleri mekanizması .....	7
3. DİŞLİ KUTUSU TASARIMI.....	9
3.1 Dişli Çark Mukavemet Hesapları .....	11
3.2 Dişli Çark Boyutlandırması .....	12
3.2.1 Güvenlik faktörü hesapları .....	12
3.2.2 Yüzey yorulma hesapları .....	13
3.2.3 Dişli çark yüzey genişliği hesapları .....	14
4. MOTOR SEÇİMİ .....	17
4.1 Kavrama Seçimi.....	18
4.2 Kayış Kasnak Mekanizması .....	19
5. FENER MİLİ HAREKET MEKANİZMASI MİL HESAPLARI .....	20
5.1 Motor Mili Hesabı .....	20
5.1.1 Motor miline etkiyen kuvvetler .....	20
5.1.2 Motor mili boyutlandırma hesapları .....	21
5.1.2.1 Mil üzerinde değişken gerilmeler .....	22
5.1.2.2 Yorulma dayanımı hesapları .....	24
5.2 Ara Mil Hesabı .....	26
5.3 Fener Mili Hesabı .....	26
5.3.1 Tezgah tepki kuvvetleri .....	26

5.3.2	Fener mili boyutlandırma hesapları .....	27
5.3.3	Fener mili rulman seçimi .....	29
5.3.4	Fener mili ayna seçimi.....	30
6.	KAYIT – KIZAK MEKANİZMASI.....	31
6.1	Kayıt-Kayıt Mekanizmasının Gerilme Analizi.....	33
7.	ARABA MEKANİZMASI.....	34
8.	VİDALI MİL TASARIMI.....	36
9.	PUNTA TASARIMI.....	39
9.1	Mors Koniği Seçimi.....	40
10.	SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE ANALİZ .....	41
10.1	Fener Milinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi.....	41
10.2	Tezgah Gövdesinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi.....	44
10.3	Arabının Sonlu Elemanlar İle Analizi.....	47
11.	SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME .....	50
	KAYNAKLAR.....	54
	İNTERNET KAYNAKLARI.....	54
	EKLER .....	55
	Ek 1 Devir Kademeleri İçin Tezgah Kolları Pozisyonları.....	56
	Ek 2 Devir Kademelerine Göre Dişliler Üzerine Etkiyen Tork Değerleri .....	57
	Ek 3 Devir Kademelerine Göre Dişliler Üzerine Etkiyen Kuvvet Değerleri .....	58
	Ek 4 Farklı Devir Kademelerine göre Dişliler Üzerinde Oluşan Çizgisel Devir Değerleri .....	59
	Ek 5 Devir Kademesinde Kullanılan Tüm Dişliler İçin Yüzey Genişliği Hesaplama Değerleri ve Yüzey Genişlikleri .....	60
	Ek 6 Motor Mili Moment Diyagramları .....	61
	Ek 7 Ara Mil Moment Diyagramları .....	62
	Ek 8 Fener Mili Moment Diyagramları .....	63
	Ek 9 Teknik Parça Çizimleri .....	64
	ÖZGEÇMİŞ.....	96

## SİMGE LİSTESİ

$\sigma$	Eğilme Gerilme
$\tau$	Kayma gerilmesi
$\mu$	Sürtünme katsayısı
$A$	Vida mili mil kesit alanı
$a$	Kesme derinliği
$B$	Dişli yüzey genişliği
$C$	Yüzey gerilmesi düzenleme faktörü
$d$	Çap
$F$	Kuvvet
$G$	Ağırlık
$J$	AGMA geometri faktörü
$K$	Güvenlik katsayısı düzenleme faktörü
$K_v$	Dişli devir faktörü
$L$	İş parçası boyu
$m$	Dişli modülü
$MA$	Merkezler arası
$N$	Devir
$n$	Güvenlik katsayısı
$P$	Motor gücü
$s$	İlerleme
$S$	Çekme mukavemeti
$T$	Tork
$V$	Çizgisel Hız
$W_t$	Dişli kuvveti

## **KISALTMA LİSTESİ**

AGMA	Amerika Dişli Üreticileri Birliği
DIN	Alman Standartları Enstitüsü
HB	Brinell sertliği
ISO	Uluslararası Standartlar Organizasyonu
TS	Türk Standartları

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Talaş kaldırma kuvvetleri.....	4
Şekil 2.3 Tezgah Devri Çalışma Aralığı.....	7
Şekil 2.4 Fener mili devir kademesi .....	8
Şekil 3.1 Dişli kuvvetleri .....	10
Şekil 4.1 Elektromanyetik kavrama.....	19
Şekil 4.2 Kayış-kasnak sistemi.....	19
Şekil 5.1 Motor mili dişli ve kasnak çizimi.....	20
Şekil 5.1 Değişken gerilme grafikleri, (Shigley, 1986).....	22
Şekil 5.2 Tezgah üzerinde oluşan tepki kuvvetleri.....	26
Şekil 5.3 Fener mili rulman aksenal kuvvetleri, (SKF, 2000).....	29
Şekil 5.4 İş parçası tutturma aynası .....	30
Şekil 6.1 Kayıt-kızak mekanizması.....	31
Şekil 6.2 Kayıt-kızak mekanizmasında kuvvetler .....	32
Şekil 7.1 Norton dişli mekanizması.....	34
Şekil 7.3 Rimtec DBK/DK tork limitleyici serisi.....	35
Şekil 9.1 Mors koniği .....	40
Şekil 10.1 Fener mili kafes yapısı .....	42
Şekil 10.2 Fener mili deformeli gerilme diyagramı, 1:590,66 .....	42
Şekil 10.3 Fener mili deformeli yer değiştirme diyagramı, 1:590,66.....	43
Şekil 10.4 Fener mili güvenlik faktörü diyagramı.....	43
Şekil 10.5 Fener mili için düzeltilmiş güvenlik faktörü diyagramı.....	44
Şekil 10.5 Tezgah gövdesi kafes yapısı.....	45
Şekil 10.6 Tezgah gövdesi üzerindeki deformeli gerilme diyagramı, 1:257.....	46
Şekil 10.7 Tezgah gövdesi üzerindeki deformeli yer değiştirme diyagramı, 1:257 .....	46
Şekil 10.8 Tezgah gövdesi üzerindeki güvenlik faktörü diyagramı .....	47
Şekil 10.9 Arabanın kafes yapısı .....	48
Şekil 10.10 Araba üzerindeki deformeli gerilme diyagramı .....	48
Şekil 10.7 Araba üzerindeki deformeli yer değiştirme diyagramı .....	49
Şekil 10.8 Araba üzerindeki güvenlik faktörü diyagramı.....	49

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Tezgah tasarım kıstasları .....	3
Çizelge 2.2 Standart tezgah dönme devri değerleri, dev/dak .....	6
Çizelge 2.3 Dişli oranları ve devir kademeleri .....	8
Çizelge 4.1 Dişli modülleri.....	10
Çizelge 4.2 Diş sayıları.....	10
Çizelge 4.3 Aşırı yüklenme faktörü, $K_o$ , (Shigley, 1986).....	12
Çizelge 4.4 Yük dağılımı faktörü, $K_m$ , (Shigley, 1986) .....	12
Çizelge 4.5 AGMA Yüzey gerilmesi güvenlik ve ömür faktörleri, (Shigley, 1986) .....	13
Çizelge 4.6 Seçilen dişli malzemesi 530M40 için mekanik özellikler.....	14
Çizelge 4.7 Dişli 12 yüzey genişliği hesabı verileri .....	15
Çizelge 4.1 Motor özellikleri.....	18
Çizelge 4.2 Motor kavraması teknik özellikleri .....	18
Çizelge 5.1 Hareket mekanizması ön görülen mil boyları .....	20
Çizelge 5.2 Tezgahta kullanılan tüm millerin çap ve boy değerleri .....	29
Çizelge 7.1 Tezgah vida açma diş adımları .....	34
Çizelge 7.2 Talaş mili otomatik ilerleme adımları .....	35
Çizelge 8.1 Vida mili malzeme mekanik özellikleri .....	37
Çizelge 11.1 Teorik ve sonlu elemanlar yöntemi sonunda hesaplanan güvenlik faktörleri .....	53

## ÖNSÖZ

Bu çalışmamın her adımında beni yönlendiren ve çalışmanın en iyi şekilde ilerlemesi için benden desteğini esirgemeyen danışmanım Prof. Dr Erhan Altan'a sonsuz teşekkürlerimi sunmak isterim.

Ayrıca değerli yardımlarından dolayı Araştırma Görevlisi, Müh Eray Arslan'a, Müh Temel Varol'a çok teşekkür ederim.

Bu çalışmanın makine mühendisliği öğrencileri ve ihtiyacı olabilecek herkes için faydalı olmasını umar yardımlarını benden esirgemeyen ve isimlerini sayamadığım herkese teşekkürlerimi iletirim.



## ÖZET

Bu çalışmanın amacı bir masa üstü torna tezgahının belirlenen tezgah parametrelerine uygun olarak tasarlanmasıdır.

Tezgah için belirlenen temel kıstaslar; en büyük parça boyu 550 mm, en büyük parça çapı 90 mm ve iş parçası malzemesi olarak ST 70 seçildi.

Yukarıda belirtilen temel kıstaslar ışığında tezgah için kesme kuvveti hesaplanmıştır. Bulunan kesme kuvveti değeriyle tezgah üzerinde kullanılan tüm hareket mekanizmaları tasarlandı ve standart parçaların seçimi yapıldı.

Araba için ilerleme oranları norton dişli grubuyla sağlandı. Normal talaş kaldırma işlemlerinde de talaş mili üzerinden otomatik ilerleme imkanı olacaktır.

Tezgahın boyutlandırma hesapları tamamlandıktan sonra gövde ve fener mili için ayrıca sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizi yapıldı ve tasarım kontrol edilerek iyileştirildi.

**Anahtar kelimeler:** torna tezgahı, masa tipi torna tezgahı, tezgah tasarımı, sonlu elemanlar yöntemi.

## **ABSTRACT**

The purpose of this work is designing of a bench lathe under predefined bench parameters.

Main parameters that defined for the lathe as: maximum work piece length 550 mm, maximum work piece diameter 90 mm and work piece material is ST 70.

Under defined main parameters of the lathe above, firstly cutting force was calculated. By using this calculated cutting force, all moving mechanism parts were designed and all Standard parts were selected.

For apron moving mechanism a norton gear Group has been used. And for normal machining works, there is possibility of automatic movement of apron from main machining rod.

After all calculations and designing were finished, a design check was applied with finite element method for main lathe body and spindle.

**Key words:** lathe, bench lathe, lathe design, finite element method.

## 1. GİRİŞ

İnsanoğlu doğada bulduğu cevher ve kaynakları her zaman olduğu şekilde kullanamamaktadır. Bu cevher ve kaynaklar çoğunlukla ihtiyaca uygun bir şekilde işleme ve şekillendirme gereksinimini doğurmuşlardır. Bu sonucu olarak gündelik hayatta kullanılan birçok alet ve edevatın yapımı için malzemelerin üzerinden talaş kaldırma işlemi eski tarihlerden beri insanoğlunun hayatını kolaylaştırmak adına sıkça başvurduğu bir üretim yöntemidir.

Talaş kaldırma işlemi ilk başlarda doğrudan beden gücü daha sonra makine destekli beden gücü ve sanayi devriminden sonra ilk torna tezgahlarının icat edilmesinden sonra tamamen makineler üzerinde yapılmaya başlanmıştır.

Üretim teknolojisinin getirdiği yenilikler ve sürekli gelişen hayat konforu ve artan dünya nüfusu talaş kaldırma işlemlerinde kullanılan makinelerin ve tezgahlarında gelişmesine ve çeşitlenmesine neden oldu.

Gelişen Avrupa sanayinde yapılan işler ve talaş kaldırma yöntemlerine göre tezgahlar torna, freze, matkap, planya vb gibi tezgahlara sınıflandırıldılar. Yapılan işlerin tezgah türüne göre özelleştirilmesi üretim hızını ve kalitesini oldukça artırmıştı. Fakat daha sonradan elektronik sektöründe meydana gelen büyük ve hızlı gelişmeler talaş kaldırma tezgahlarının da daha da hızlanmasına ve hassaslaşmasını sağladı. Artık günümüzde CNC tezgahlarla üretim hassasiyeti ve ürün çeşitliliği oldukça artmış durumda.

Tezgahların gelişmesi, hızlanması ve büyümesi sektörde küçük tezgahlar için duyulan ihtiyacı da etkiledi kuşkusuz. Fakat küçük masa üstü talaş kaldırma tezgahlarına hala özellikle aksesuar malzemeleri üreten yada küçük makine parçaları üreten küçük çaplı atölyelerde ihtiyaç duyulmaktadır.

Masa üstü torna tezgahları ise günümüzde daha çok ağaç, plastik ve alüminyum gibi çok mukavim olmayan malzemelerin işlenmesinde kullanılmaktadır.

Burada tasarlanan masa üstü torna tezgahı piyasada bu sıfat altında satılan tezgahlardan hem boyut hem de güç bakımından biraz daha büyük olup düşük karbonlu çelik malzemelerin de işlenmesi mümkündür.

Tezgah üzerinde büyük bir torna tezgahında yapılabilen temel bütün talaş kaldırma işlemleri yapılabilecek şekilde tasarlandı. Ayrıca bu sınıftaki tezgahlarda tek bir vidalı mil kullanılmasına rağmen burada hem vidalı mil hem de talaş mili kullanıldı ve talaş mili

üzerinden de arabaya otomatik ilerleme verildi.

Tezgah üzerinde devir kademelendirme işlemi 12 adet dişli grubunun motor mili ve fener mili arasında üçüncü bir milin kullanılmasıyla mekanik olarak sağlandı. Araba için ilerleme ise fener mili sonrası kullanılan dişli grubu ve yedi dişliden oluşan bir norton dişli grubuyla sağlandı.

Tezgahın boyutlandırma hesapları tamamlandıktan sonra gövde ve fener mili için ayrıca sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizi yapıldı ve analiz sonuçlarına uygun şekilde tezgah tasarımı iyileştirildi.

## 2. TEZGAH TASARIM KRİTERLERİ

Tezgah tasarımında kullanılan kıstaslar belirlenirken, tezgahın masa üstü tezgah sınıfına uygun olması dikkate alındı. Bu kriterlerin seçiminde iş parçası malzemesi, takım malzemesi, iş parçası boyutları gibi faktörler göz önüne alındı.

Tezgah tasarımında kullanılan ana kıstaslar;

a. Tezgah bir masa üstü torna tezgahı olmasına rağmen büyük bir torna tezgahının talaş kaldırma işlemlerinin birçoğunu yapabilecek şekilde tasarlandı. Tezgah üzerinde yapılabilen işlemler; iç ve dış tormalama, yüzey tormalama, konik tormalama, pah kırma ve köşe yuvarlatma, delik delme, iç ve dış tormalama, kesim gibi torna tezgahı işlemleri. Bu işlerin yapılabilmesi ve tezgah sınıfına uygun olması bakımından iş parçası boyu ve çapı sırasıyla 550 mm ve 90 mm olarak seçildi.

b. İş parçası malzemeleri tezgah sınıfına uygun olacak şekilde düşük karbonlu çelikler, alüminyum ve plastik malzemeler olarak ön görüldü. Bu malzeme aralığı içinde tezgah tasarımında kullanmak üzere talaş kaldırma işleminde ST 70 ve takım malzemesi bu iş parçası malzeme aralığına uygun olacak şekilde yüksek hız çeliği olarak seçildi.

c. Takım, iş parçası malzemesi ve tezgah sınıfı göz önüne alındığında maksimum kesme derinliği 1 mm ve en küçük ve en büyük ilerleme oranları sırasıyla 0,2 mm ve 1 mm olarak seçildi.

Seçilen tezgah kıstaslarının tümü aşağıdaki çizelgede belirtildi.

Çizelge 2.1 Tezgah tasarım kıstasları

İş Parçası Malzemesi		ST 70
Takım		HSS
Maksimum Parça Boyu	l	550 mm
Maksimum Parça Çapı	$d_{max}$	90 mm
Minimum İlerleme	$s_{min}$	0,2 mm/dev
Maksimum İlerleme	$s_{max}$	1 mm/dev
Maksimum Talaş Derinliği	$a_{max}$	1 mm

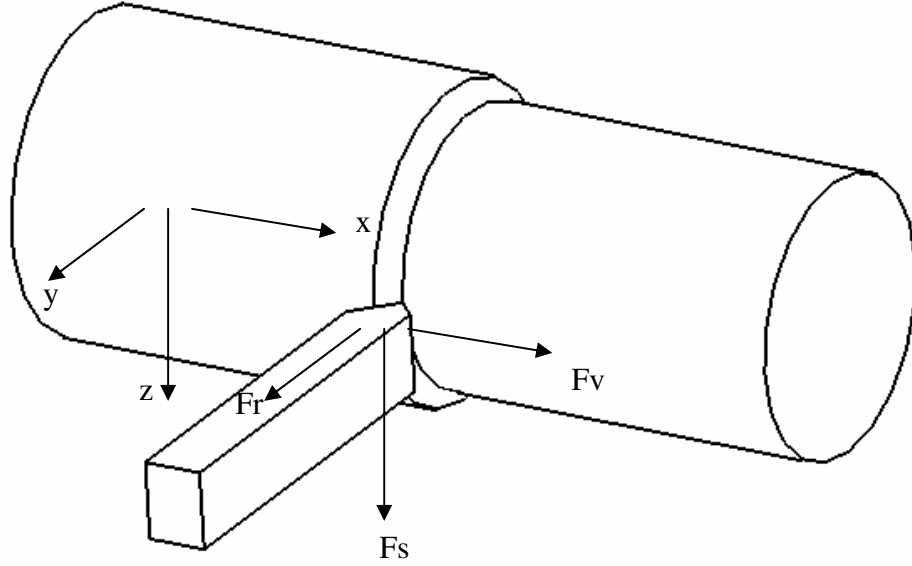
### 2.1 Talaş Kaldırma Parametrelerinin Belirlenmesi

Tezgah tasarımında kullanılan standart parçaların seçiminde ve özel parçaların tasarlanmasında kullanılan kuvvet ve devir değerleri tezgah temel tasarım kıstası olan kesme

kuvveti ve kesme hızına bağlı olarak bulundu.

### 2.1.1 Kesme kuvvetlerinin belirlenmesi

Tornalamada, talaş kaldırma sırasında meydana gelen dirençleri yenmek için gerekli talaş kaldırma kuvveti; kesme kuvveti  $F_s$ , ilerleme kuvveti  $F_v$  ve radyal kuvvet  $F_r$  olmak üzere üç bileşenden oluşur. (Akkurt, 2000)



Şekil 2.1 Talaş kaldırma kuvvetleri

$F_s$  kuvveti işlenen yüzeye teğet olup, kesme yönündedir. İlerleme kuvveti  $F_v$  işlenen parçanın eksenine paralel olup ilerleme yönüne zıttır. Radyal kuvvet  $F_r$ , parça eksenine dik bir düzlemde bulunur. (Akkurt, 2000)

Kesme kuvveti, talaş kesiti  $A_s$  ve özgül kesme kuvvetine  $k_s$  bağlı olarak;

$$F_s = k_s \cdot A_s \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada özgül kesme kuvveti aşağıdaki şekilde hesaplanır. (Akkurt, 2000)

$$k_s = k_{s11} h^{-z} k_\gamma k_\lambda k_T k_a \quad (2.2)$$

Burada  $k_{s11}$  iş parçası malzemesi ve talaş kalınlığına bağlı olarak tablolardan belirlenir,  $h$  talaş kalınlığını,  $k_\gamma$  ve  $k_\lambda$  sırasıyla talaş ve eğim açısına bağlı düzeltme faktörleridir ve aşağıdaki şekilde hesaplanırlar. (Akkurt, 2000)

$$k_{\gamma} = \frac{C - 1,5 \cdot \gamma}{100} \quad (2.3)$$

Burada çelik için  $C = 109$  ve dökme demir için  $C = 103$  alınır. (Akkurt, 2000)

$$k_{\lambda} = \frac{94 - 1,5 \cdot \lambda}{100} \quad (2.4)$$

Yine tablolardan belirlenen  $k_T$  değeri takım malzemesi ve talaş kaldırma yöntemine bağlı olarak belirlenen düzeltme faktörüdür ve  $k_a$  aşınma faktörüdür. (Akkurt, 2000)

Kesme esnasında oluşan kuvvetler arasında belirli bir bağıntı olmamasına karşın deneyler kesme kuvveti, ilerleme kuvveti ve radyal kuvvet arasında aşağıdaki ilişkiyi göstermiştir.

$$F_v = 0,4 F_s \quad (2.5)$$

$$F_r = 0,3 F_s \quad (2.6)$$

Tezgah için kesme kuvveti seçilen ilerleme ve çalışma hızlarının en yüksek değerine göre belirlendi. Buna göre talaş kesitinin alanı;

$$A_s = 1.1 = 1 \text{ mm}^2 \quad (2.7)$$

olarak hesaplandı. Daha önce seçilen ve belirlenen talaş kaldırma kriterlerine göre özgül kesme kuvveti;

$$k_s = 1960 \times \left( \frac{1}{1^{0,3}} \right) \times 0,94 \times 1 \times 1,2 = 2211 \text{ N/mm}^2 \quad (2.8)$$

olarak hesaplandı. Bu değerlere göre kesme kuvveti, ilerleme kuvveti ve radyal kuvvet;

$$F_s = 1.2211 = 2211 \text{ N} \quad (2.9)$$

$$F_v = 0,4 F_s = 885 \text{ N} \quad (2.10)$$

$$F_r = 0,3 F_s = 664 \text{ N} \quad (2.11)$$

olarak hesaplandı.

### 2.1.2 Tezgah devirlerinin belirlenmesi

Kesme hızı takım ve iş parçası malzemesine bağlı olarak değişmektedir. Kesme hızının takım malzemesine göre değişimi tablolarda verilmiştir. Tezgah için seçilen yüksek hız çeliği için

kesme hızı aralığı 16-42m /dak olarak alındı. (Akkurt, 2000)

Daha önce belirlenen iş parçası boyutlarıyla belirlenen çizgisel hızları sağlamak için gerekli motor devirlerini bulmak için iş parçası çapının en küçük ve en büyük olduğu durumlarda dönme devirleri aşağıda şekilde hesaplanır.

$$N = \frac{1000.V}{\pi.d} \text{ dev/dak} \quad (2.12)$$

En küçük iş parçası çapı 10 mm için;

$$N_{\min} = \frac{1000.16}{\pi.10} = 509 \text{ dev/dak} \quad (2.13)$$

$$N_{\max} = \frac{1000.42}{\pi.10} = 1337 \text{ dev/dak} \quad (2.14)$$

En büyük iş parçası çapı 90 mm için;

$$N_{\min} = \frac{1000.16}{\pi.90} = 56 \text{ dev/dak} \quad (2.15)$$

$$N_{\max} = \frac{1000.42}{\pi.90} = 148 \text{ dev/dak} \quad (2.16)$$

Yukarıda yapılan hesaplar sonucu dönme devri aralığı 56 – 1337 dev/dak olarak belirlendi.

### 2.1.3 Tezgah devirlerinin kademelendirilmesi

Yukarıda belirlenen dönme devri aralığı tasarımda kesin bir çözüme gidebilmek ve en önemlisi tasarım sürecini basitleştirmek için ISO R 229 ve DIN 804'e göre standartlaştırılmıştır. (Mendi, 1999)

Takım tezgahlarının devir kutularında elde edilen devir sayıları ve ilerleme değerleri genel olarak ondalık geometri norm sayı dizilerine göre şekillenirler. ISO R 229 standardına göre tezgah için devir kademesi oranı 1,4 olarak seçildi. (Mendi, 1999)

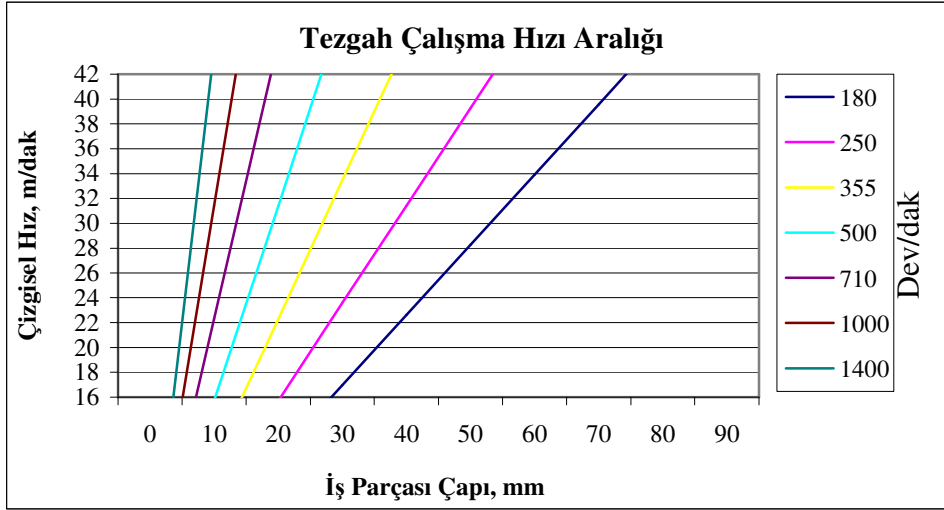
Seçilen 1,4 devir kademesi oranıyla ISO R 229'a göre tezgah dönme devirleri aşağıdaki şekilde standartlaştırıldı.

Çizelge 2.2 Standart tezgah dönme devri değerleri, dev/dak

180	250	355	500	710	1000	1400
-----	-----	-----	-----	-----	------	------



Belirlenen tezgah dönme ve kesme hızları ile iş parçası çapı arasındaki ilişkiyi ve tezgahın çalışma aralığını aşağıdaki grafikte görebiliriz.



Şekil 2.3 Tezgah Devri Çalışma Aralığı

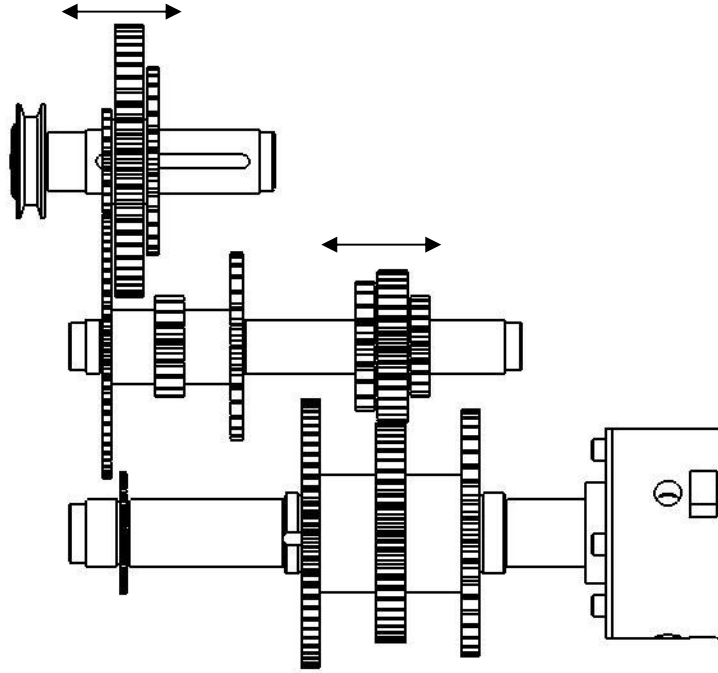
#### 2.1.4 Tezgah devirleri mekanizması

Tezgah için kesme hızı ve çalışma aralığı belirlendikten sonra, bu devirleri tezgah üzerinde sağlayan devir kademe mekanizması tasarlandı. Yukarıda belirlenen 7 standart devir kademesi mekanik olarak tezgah üstünden sağlandı. Bu kademelendirme işlemi üç şaft üzerinde kurulan bir dişli kutusu ile sağlandı.

Dişli kutusu içinde kullanılan dişliler arasındaki devir aktarma oranlarının standart değerlerin dışına çıkmaması için motor devri 1400 dev/dak olarak seçildi. Buna göre 1400 dev/dak giriş devrini yukarıda belirlenen devir oranlarına dönüştüren devir mekanizması aşağıdaki şekilde tasarlandı.

Buna göre 1400 dev/dak motor devri öncelikle motor mili üzerinden sırasıyla birinci, ikinci ve üçüncü dişliler üzerinden ara mile daha sonra yedinci, dokuzuncu ve on birinci dişliler üzerinden fener miline aktarılır. Hız kademesi hareketli olan dişli 1, 2, 3'ün motor mili ve dişli 7, 9, 11'in ara mil üzerinde kaydırılmasıyla sağlandı. Tezgah için belirlenen ilk devir kademesi için 1400 dev/dak motor devri dişli 1-2 grubu üzerinden 0,377 dişli oranıyla 527,8 dev/dak değerine daha sonra dişli 7-8 grubu üzerinden 0,355 dişli oranıyla 186 dev/dak değerine indirilmiştir. Kullanılan dişli oranları ve bu oranlarla sağlanan tüm çalışma devirleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Belirlenen devir kademelerini tezgah üstünde sağlamak için tezgah üzerinde yerleştirilen dişli grubu hareket kollarının pozisyonlarıyla ilgili konumların hız kademelerine göre oluşturuldu ve tablosu Ek 1’de verildi.



Şekil 2.4 Fener mili devir kademesi

Çizelge 2.3 Dişli oranları ve devir kademeleri

Kademe	Oranlar		Devir Değeri, dev/dak
1. Vites	$(N1/N2)(N7/N8)$	0,377.0,355	186
2. Vites	$(N1/N2)(N9/N10)$	0,377.0,5	260
3. Vites	$(N1/N2)(N11/N12)$	0,377.0,688	364
4. Vites	$(N3/N4)(N7/N8)$	1.0,355	510
5. Vites	$(N3/N4)(N9/N10)$	1.0,5	714
6. Vites	$(N3/N4)(N11/N12)$	1.0,688	1000
7. Vites	$(N5/N6)(N7/N8)$	0,68.0,355	1400

### 3. DİŞLİ KUTUSU TASARIMI

İş parçası boyutları ve tezgah sınıfına uygun olması bakımından şaftlar ve dişliler en küçük alanı kaplayacak şekilde yerleştirilmesi gereklidir. Daha önce belirlenen dişli oranları göz önüne alındığında miller arası mesafeler aşağıdaki şekilde hesaplandı.

$$\frac{D_5}{2} + \frac{D_2}{2} + MA_1 \leq 105 \text{ mm} \quad (3.1)$$

$$\frac{D_8}{2} + \frac{D_{11}}{2} + MA_2 \leq 105 \text{ mm} \quad (3.2)$$

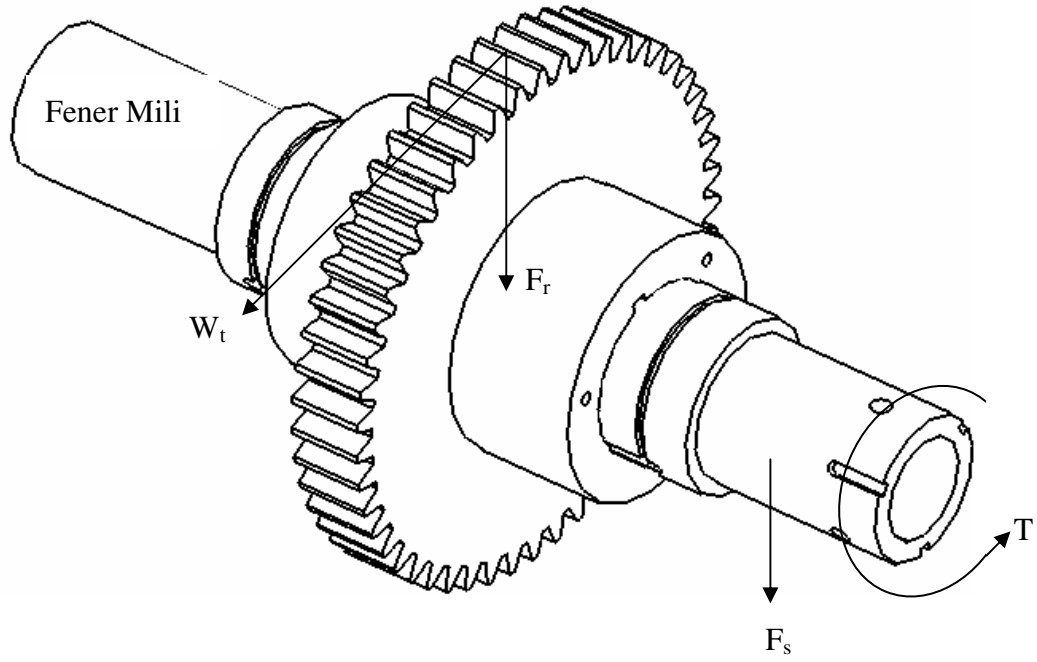
Yukarıda belirtilen merkezler arası mesafeler ve daha önce belirlenen dişli oranları dişlilerin boyutlandırılmasında gerekmektedir.

Dişli boyutlandırmada önemli bir diğer faktör de modül değeridir. Modül değerlerinin seçilmesi; dişli üzerine gelen kuvvetlerin ve modül ve diş sayılarına bağlı olarak hesaplanan dişli çaplarının karşılıklı kontrolü yoluyla optimum modül değeri belirlendi. Bu kontrolde daha önceden belirlenen diş sayıları oranlarına göre seçilen bir modül değeri ile dişli çapı hesaplandı, bulunan çap değeri tezgah için ön görülen boyutlara uygun değilse modül değeri değiştirilerek uygun dişli çapları belirlendi.

Dişliler üzerinde oluşan en büyük kuvvet, en büyük kesme kuvvetinin olduğu durumda meydana gelir. Maksimum kesme kuvveti daha önce 2211 N olarak hesaplanmıştı. Maksimum kesme kuvveti ve maksimum iş parçası çapı için fener mili üzerinde oluşan maksimum tork iş parçası üzerinde torca eşittir buna göre fener mili üzerinde oluşan tork aşağıdaki şekilde hesaplandı.

$$T = F_s \cdot \frac{d}{2} = 2211 \cdot \frac{90}{2} = 99495 \text{ N.mm} \quad (3.3)$$

Fener milinde oluşan tork ara mil üzerinden motor miline aktarılır. Fener mili üzerinde oluşan tork yukarıda hesaplanmıştı. Buna göre gerekli hız oranlarını sağlayacak şekilde seçilen dişli modül ve diş sayıları, dişlilerin tezgah sınıfına uygun boyutlarda olması ve aynı zamanda gerekli mukavemeti göstermesi bakımından en uygun değerlerde seçildi, daha sonra dişli çaplarına bağlı olarak fener mili üzerindeki dişlilere etkiyen kuvvetler hesaplandı. Daha sonra sırasıyla ara mil ve üzerindeki dişlilerin tork ve kuvvetleri ve en son olarak motor mili ve üzerindeki dişlilerin tork ve kuvvetleri hesaplandı.



Şekil 3.1 Dişli kuvvetleri

Çizelge 4.1 Dişli modülleri

<b>Dişli</b>	Dişli 1	Dişli 2	Dişli 3	Dişli 4	Dişli 5	Dişli 6
<b>Modül</b>	2.5	2.5	3.5	3.5	3	3
<b>Dişli</b>	Dişli 7	Dişli 8	Dişli 9	Dişli 10	Dişli 11	Dişli 12
<b>Modül</b>	2.5	2.5	3.5	3.5	2.5	2.5

Çizelge 4.2 Diş sayıları

<b>Dişli</b>	Dişli 1	Dişli 2	Dişli 3	Dişli 4	Dişli 5	Dişli 6
<b>Diş Sayısı</b>	23	61	30	30	52	18
<b>Dişli</b>	Dişli 7	Dişli 8	Dişli 9	Dişli 10	Dişli 11	Dişli 12
<b>Diş Sayısı</b>	22	62	20	40	34	50

Dişli kuvveti hesabının anlatılması için seçilen dişli 12'nin modül ve diş sayıları sırasıyla 2,5 ve 50'dir. Buna göre dişli 12 için tork ve kuvveti hesaplamak gerekirse; tork değeri fener mili üzerinde oluşan tork değeriyle aynıdır. Dişli 12 için çap ölçüsü;

Dişli çapı = modül x diş sayısı

Formülüyle 125 mm olarak hesaplanır. Böylece dişli 12 üzerindeki kuvvet;

$$W_t = \frac{T}{d} = \frac{99495}{125/2} = 1592 \text{ N}$$

olarak hesaplandı. Diğer tüm dişliler için de aynı yol kullanılarak dişli tork ve kuvvetleri hesaplandı. Belirlenen devir kademelerine göre dişliler üzerinde oluşan tork ve bu torklara bağlı kuvvet değerleri Ek 2 ve Ek 3’de verildi.

### 3.1 Dişli Çark Mukavemet Hesapları

Dişliler üzerine gelen kuvvetler belirlendikten sonra, dişlilerin mukavemet hesabı ve boyutlandırılması tamamlanabilir.

Dişlilerin mukavemet hesapları eğilmeye karşı statik analiz, eğilmeye karşı yorulma analizi ve yüzey yorulma analizi ile yapıldı.

AGMA tarafından verilen statik gerilme analizi aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\sigma = \frac{W_t}{B.m.J} \quad (3.4)$$

- $W_t$  : Dişli kuvveti, N
- $B$  : Dişli yüzey genişliği, mm
- $m$  : Dişli modülü
- $J$  : AGMA geometri faktörü
- $\sigma$  : Dişli gerilme değeri, MPa

Yüksek devirlerde karşılıklı çalışan dişlilerin mukavemet hesabında yine AGMA tarafından aşağıda belirtilen nedenlerden dolayı yukarıda gerilme denklemindeki dinamik etkileri karşılamak üzere  $K_v$  parametresi eklenir. (Shigley, 1986)

- Dişler arası boşluk ve profil hataları,
- Çizgisel hız ve dönme hızı etkisi,
- Döner elemanların ataleti,
- Diş yüzeyine iletilen birim kuvvet,
- Diş dayanıklılığı.

Buna göre dişli üzerinde oluşan gerilme denklemi aşağıdaki şekilde düzenlendi.

$$\sigma = \frac{W_t}{B.m.J.K_v}$$

### 3.2 Dişli Çark Boyutlandırması

Dişli yüzey genişliğini bulmak için öncelikle diş yapımında kullanılan malzeme seçildi ve seçilen malzemenin yorulma dayanımı ve tasarım için seçilen güvenlik faktörü değeri ile dişli üzerinde oluşan maksimum gerilme hesaplandı. Daha sonra dişlinin bu gerilmeyi taşıyabilmesi için gerekli olan yüzey genişliği hesaplandı.

Yüzey genişliği hesabında kullanılan kuvvet ve değerler dişlinin en çok zorlanmaya maruz kaldığı 7. devir kademesine göre belirlendi.

#### 3.2.1 Güvenlik faktörü hesapları

AGMA tarafından dişliler için güvenlik faktörü hesaplamalarında aşırı yüklenme faktörü ( $K_o$ ) ve diş kuvvetlerinin diş yüzeyinde düzgün dağılmaması ihtimaline karşı yük dağılımı faktörü ( $K_m$ ) olmak üzere iki faktörün etkileri de güvenlik faktörü hesaplarında kullanılır. Böylece tasarım ileriki aşamalarında kullanılan güvenlik faktörü;

$$n_G = K_o \cdot K_m \cdot n \quad (3.6)$$

şeklinde hesaplanır.  $K_o$  ve  $K_m$  güvenlik faktörleri AGMA tarafından aşağıdaki tabloda verilmiştir. (Shigley, 1986)

Çizelge 4.3 Aşırı yüklenme faktörü,  $K_o$ , (Shigley, 1986)

Güç Kaynağı	Sürücü Makine		
	Düzenli	Ortalama Şoklu	Ağır Şoklu
Düzgün	1,00	1,25	1,75
Hafif Şoklu	1,25	1,50	2,00
Ortalama Şoklu	1,50	1,75	2,25

Çizelge 4.4 Yük dağılımı faktörü,  $K_m$ , (Shigley, 1986)

Güç Kaynağı	Dişli yüzey genişliği, mm			
	0-50	150	225	400-
Hassas montaj, minimum eğilme, hassas dişliler	1,3	1,4	1,5	1,8
Daha az hassas montaj, daha az hassas dişliler	1,6	1,7	1,8	2,2
Tam olarak dişlilerin teması saplanmamış	2,2'den fazla			

Yukarıdaki tablodan güç beslemesi için elektrik motoru kullanıldığı için  $K_o = 1$  ve 0-50 mm dişli yüzey genişliği aralığı ve ortalama hassasiyette montaj için  $K_m = 1,6$  olarak belirlendi.

Düzenleme faktörleriyle tasarım için seçilen 1,5 güvenlik faktörü aşağıdaki şekilde düzenlenmiş olur.

$$n_G = 1.1,6.1,5 = 2,4 \quad (3.7)$$

### 3.2.2 Yüzey yorulma hesapları

Çelik malzemeler için yüzey yorulma gerilme değeri  $10^8$  çevrim sayısına kadar aşağıdaki şekilde hesaplanır. (Shigley, 1986)

$$S_C = 2,76.HB - 70MPa \quad (3.8)$$

Burada HB malzemenin Brinell Sertlik değeridir.

Burada bulunan yüzey yorulma gerilme değeri yine AGMA tarafından verilen düzeltme faktörleriyle düzenlenir. AGMA tarafından verilen düzenleme faktörleri aşağıdaki belirtilmiştir. (Shigley, 1986)

- $C_L$ : Ömür faktörü
- $C_H$ : Sertlik oranı faktörü
- $C_T$ : Sıcaklık faktörü
- $C_R$ : Güvenlik faktörü

AGMA düzenleme faktörleri;

- $C_H$  değeri düz dişliler için 1 alınır.
- Çalışma sıcaklığı  $120^\circ C$  altında olacağı için  $C_T$  yine 1 olarak alınır.

Güvenlik ve ömür faktörleri AGMA tarafından aşağıda verilen tablolardan belirlenir.

Çizelge 4.5 AGMA Yüzey gerilmesi güvenlik ve ömür faktörleri, (Shigley, 1986)

Ömür	Ömür Faktörü, $C_L$	Güvenirlik, R	Güvenirlik Faktörü, $C_R$
$10^4$	1,5	0,99'a kadar	0,80
$10^5$	1,3	0,99 – 0,999	1,00
$10^6$	1,1	0,999'den fazla	1,25'den fazla
$10^8$ -	1		

Bu durumda tablolardan sonsuz ömür ve % 99'luk güvenirlilik katsayısı için sırasıyla  $C_L = 1$  ve  $C_R = 0,8$  olarak belirlendi.

Dişli yüzey gerilme dayanımına AGMA düzenleme faktörlerinin etkisi aşağıdaki şekilde hesaplandı. (Shigley, 1986)

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_C \quad (3.9)$$

Dişlilerin hesaplarında kullanılan malzeme tablolarından BS 530M40 olarak ön görüldü. 530M40 çelik malzeme için genel mekanik özellikler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 4.6 Seçilen dişli malzemesi 530M40 için mekanik özellikler

Malzeme	Isıl İşlem	Akma Dayanımı $S_y$ , MPa	Çekme Dayanımı $S_{ut}$ , MPa	Sertlik, HB
1 Cr	H&T	650	850	250

Yukarıdaki tablodan belirlenen 250 HB Brinell sertliği için 530M40 malzemesi için yüzey gerilmesi;

$$S_C = 2,76 \cdot 250 - 70 \text{ MPa} = 620 \text{ MPa} \quad (3.10)$$

olarak hesaplandı.

Hesaplanan yüzey gerilme dayanımını üzerinde AGMA düzenleme faktörlerinin etkisi hesaba katıldığında, yüzey gerilme dayanımı formül 3.9'daki şekilde yerine koyulduğunda yüzey gerilme dayanımı;

$$S_H = \frac{1,1}{1,0,8} \cdot 620 = 775 \text{ MPa} \quad (3.11)$$

olarak hesaplandı.

### 3.2.3 Dişli çark yüzey genişliği hesapları

Dişli çarkların imali için seçilen malzeme özelliklerine bağlı kalarak hesaplanan yüzey gerilme dayanımı ve daha önceden hesaplanan tasarım güvenlik faktörünü kullanarak dişli çarkların maruz kalabileceği en büyük gerilme değerini hesaplayabiliriz. Buna göre dişli çarklar üzerinde oluşan gerilme değer;

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v \cdot m \cdot J \cdot B} \quad (3.12)$$



denklemiyle hesaplanır.

Belirlenen güvenlik faktörü ve malzeme yüzey gerilme dayanımına göre dişli üzerinde oluşmasına izin verilen en büyük gerilme değeri;

$$\sigma = \frac{S_H}{n_G} = \frac{775}{2,4} = 323 \text{ Mpa}$$

aşmamalıdır.

Dişli yüzey genişliğini hesaplamak için daha önce verilen dişli gerilme denklemi kullanılarak dişli yüzey genişliği hesaplanabilir.. Bundan sonraki hesaplar fener mili üzerinde bulunan dişli 12 dikkate alınarak yapıldı. Dişli 12 için gerekli olan dinamik devir faktörü aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$K_v = \frac{6}{6+V} \quad (3.14)$$

Burada, V dişli 12 için çizgisel hızı temsil eder. Çizgisel hızın artması dişli üzerinde oluşan gerilmenin artmasına neden olduğu için dinamik devir faktörü hesabında dişli 12 üzerinde oluşan en büyük çizgisel devir dikkate alınmıştır. Farklı devir kademelerine göre dişliler üzerinde oluşan çizgisel hızlar Ek 4 de verilmiştir. Buna göre dişli 12 için dinamik devir faktörü;

$$K_v = \frac{6}{6+18} = 0,25 \quad (3.15)$$

olarak hesaplanır. Dişli 12 yüzey genişlik hesabında kullanılan bir diğer parametre ise geometri faktörüdür. AGMA tarafından verilen tablo üzerinden dişli 12 için 20° basınç açısında geometri faktörü iterasyon ile 0,44 olarak bulundu. (Shigley, 1986)

Buna göre dişli 12 için hesaplamada kullanılan değerler aşağıdaki çizelgede belirtilmiştir.

Çizelge 4.7 Dişli 12 yüzey genişliği hesabı verileri

Kuvvet, $W_t$	Modül, m	Gerilme, $\sigma$	Devir Faktörü, $K_v$	AGMA Geometri Faktörü, J
1592 N	2,5	323 MPa	0,25	0,44

Yukarıdaki değerler denklem 3.12'de yerine koyulduğunda;

$$B = \frac{1592}{0,25.2,5.0,44.323} = 17,7 \text{ mm} \quad (3.16)$$

olarak hesaplanır. Daha sonradan imalat ve çizimlerde kolaylık olması bakımından dişli genişliği dişli 12 için 18 mm olarak belirlendi.

Aynı yöntemle diğer dişliler içinde yüzey genişlikleri hesaplanır. Hesaplarda yapılan ön görümler dişlilerin boyutlandırılmasında tasarım dışı bir durum oluşmadığı için olduğu gibi kabul edildi.

Fener mili hareket mekanizmasında kullanılan tüm dişliler için dişli yüzey genişliği hesabında kullanılan tüm değerler Ek 5 verildi.

#### 4. MOTOR SEÇİMİ

Kesme kuvveti ve hızının belirlenmesinden sonra tezgaha hareket vermek için gerekli motorun seçimi yapıldı. Motor seçimi için gerekli kriterlerden biri olan motor çıkış devri 1400 dev/dak olarak daha önce belirlenmişti. Motor seçimi için gerekli bir değer önemli kriter ise motor gücüdür.

Motor gücü kesme kuvveti ve kesme hızına bağlı olarak hesaplanır. Motor gücü;

$$P = \frac{F.V}{60000} \quad (4.1)$$

burada,

P : Motor gücü, KW

F : Kesme kuvveti, N

V : Kesme hızı, m/dak

Daha önce belirlenen kesme kuvveti ve hızına göre motor için gerekli güç hesaplandığında;

En küçük ilerleme için, kesme kuvveti ve hızı sırasıyla 718 N ve 42 m/dak'dır.

Buna göre en küçük ilerleme için motor gücü;

$$P = \frac{718.42}{60000} = 0,50 \text{ KW} \quad (4.2)$$

En büyük ilerleme için, kesme kuvveti ve hızı sırasıyla 2211 N ve 16 m/dak'dır.

Buna göre en büyük ilerleme için motor gücü;

$$P = \frac{2211.16}{60000} = 0,58 \text{ KW} \quad (4.3)$$

Yüzde 10 mekanik kayıp ile motor gücü en az 0,64 KW olmalıdır.

Hesaplanan motor gücü ve daha önce belirlenen motor devrine bağlı olarak tezgah için kullanılan motor aşağıdaki özelliklerde seçildi.

Çizelge 4.1 Motor özellikleri

Motor Gücü	:	0,75 KW
Motor Devri	:	1400 rpm
Besleme	:	230 V 10,5 A
Standart	:	DIN 6885 / IP55

#### 4.1 Kavrama Seçimi

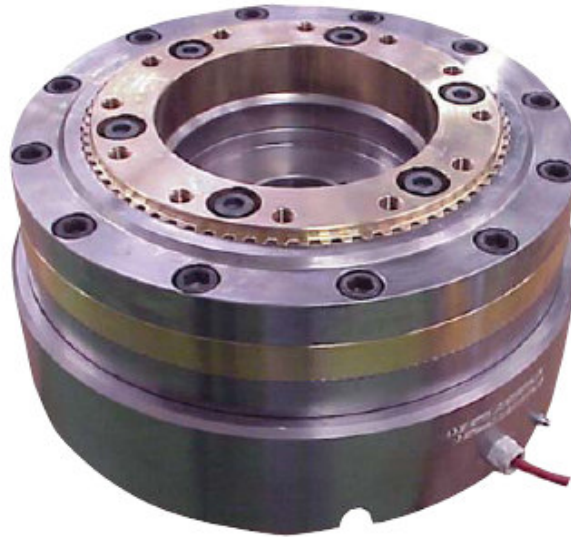
Motor sonrası tezgah üzerine iletilen hareketin kontrolü için kullanılan kavramanın seçiminde iki faktör önemlidir.

- 1) Motor mili üzerinde oluşan maksimum torku karşılayabilmesi,
- 2) Tezgah boyutlarına uygun bir kavramanın seçilmesi.

Motor mili üzerinde oluşan en büyük tork daha önce 195 Nm olarak hesaplanmıştı. Buna göre tezgah için kullanılan kavrama Warner Electric Firmasının ürün katalogundan hem boyutları daha küçük, bakım ve çalışma ömrü bakımından daha ileri bir teknolojiye sahip olması ve harici bir fiziksel kontrol elemanı gerektirmemesi bakımından E320 VAR00 elektromanyetik kavraması seçilmiştir. Kavrama için genel teknik özellikler aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.2 Motor kavraması teknik özellikleri

Maksimum Tork	Maksimum Devir	Boyutlar	Voltaj	Ağırlık
200 Nm	2500 rpm	115x57,5 mm	24 V	3 kg

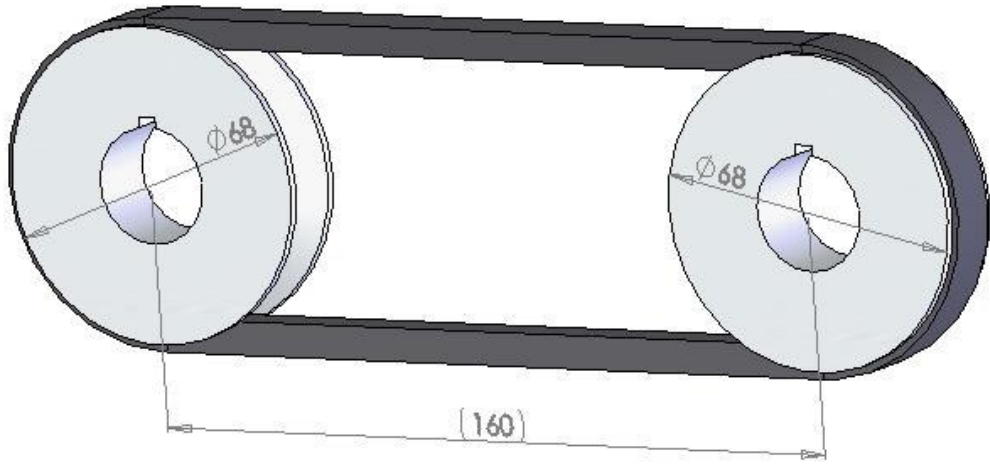


Şekil 4.1 Elektromanyetik kavrama

#### 4.2 Kayış Kasnak Mekanizması

Kayış kasnak mekanizmasında hareket, kayış ile kasnak arasında meydana gelen sürtünme yolu ile iletilmektedir. Sürtünmeyi meydana getirmek için kayışın kasnak üzerine bastırılması için belli bir basma kuvveti uygulamak gerekir. Kasnak üzerindeki basma kuvveti ise kasnağı döndüren moment değeri artıka artar. (Akkurt, 1999)

Aktarılan motor gücü, devri ve tezgah boyutları göz önüne alındığında tezgah için 60 mm çapta tek kanallı kasnak ve ISO 4183/4184, TS 198/1 standartlarına uygun olarak klasik 13'lük V kayışı uygun görüldü. (SKF, 2000)



Şekil 4.2 Kayış-kasnak sistemi

## 5. FENER MİLİ HAREKET MEKANİZMASI MİL HESAPLARI

Dişli yüzey genişlikleri belirlendikten sonra hareket mekanizmasının yerleştirildiği tezgah gövdesinin ve dişlilerin yerleştirildiği millerin boyutlandırmasına geçildi. Dişli yüzey genişlikleri ve devir kademesini sağlamak için dişlilere verilmesi gereken hareket alanları ve dişlilerle gövde duvarları arasında kalan boşluk ve ön görülen yataklama genişlikleri göz önüne alındığında; hareket mekanizmasında yer alan motor mili, ara mil ve fener mili için ön görülen boylar aşağıda verilmiştir.

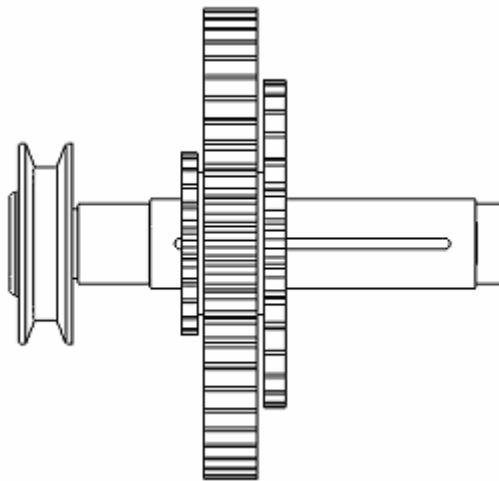
Çizelge 5.1 Hareket mekanizması ön görülen mil boyları

Mil	Boy, mm
Motor Mili	153,5
Ara Mil	269
Fener Mili	323

### 5.1 Motor Mili Hesabı

#### 5.1.1 Motor miline etkiyen kuvvetler

Motor mili üzerine etkiyen kuvvetler hareketi ara mile aktarmak için kullanılan dişlilerden ve motordan gücü ileten kasnaktan gelir. Dişliler üzerine etkiyen kuvvetler daha önce bulunmuştu. Belirlenen dişli kuvvetlerine göre motor mili üzerine etkiyen en büyük dişli kuvveti 7. devir kademesinde oluşur. Bu dişli kuvvetini oluşturan kasnak kuvveti ise motor mili üzerinde oluşan tork ile hesaplanabilir.



Şekil 5.1 Motor mili dişli ve kasnak çizimi

Motor mili üzerine etkiyen en büyük dişli kuvveti için mil üzerinde oluşan tork dişli 6 üzerinde üzerinden dişli 5 üzerine etkiyen kuvvetle aşağıdaki şekilde hesaplandı.

$$T = F \cdot \frac{d}{2} = 2506 \cdot \frac{156}{2} = 195452 \text{ Nmm} \quad (5.1)$$

Mil üzerinde oluşan tork ve daha önce seçilen kasnak çapı dikkate alındığında kasnak üzerinde oluşan teğetsel kuvvet;

$$F_t = \frac{T}{d_k / 2} = \frac{195452}{120 / 2} = 1629 \text{ N} \quad (5.2)$$

olarak hesaplandı. Pratikte V kayışlar için kasnak üzerinden mile gelen kuvvet yaklaşık olarak;

$$F_n = 2,25 \cdot F_t = 2,25 \cdot 1629 = 3665 \text{ N} \quad (5.3)$$

olarak hesaplandı. (Akkurt, 1999)

Motor mili üzerine etkiyen kuvvetler belirlendikten sonra, bu kuvvetlerin mil üzerindeki etkileri incelendi. Kuvvetlerin mile olan etkilerini görmek için motor milinin 7. devir kademesine göre moment diyagramı Ek 6 gösterildi.

### 5.1.2 Motor mili boyutlandırma hesapları

Moment diyagramında bulunan en yüksek moment değeri ve o noktadaki tork değeri kullanılarak o kesit üzerinde oluşan kesme eğilme gerilmeleri aşağıdaki denklemlerle hesaplandı. (Shigley, 1986)

$$\sigma = 32 \frac{M}{\pi \cdot d^3} \quad (5.4)$$

$$\tau = 16 \frac{T}{\pi \cdot d^3} \quad (5.5)$$

Burada;

- $\sigma$  : Eğilme gerilmesi
- $\tau$  : Kayma gerilmesi
- M : Maksimum moment
- T : Maksimum tork
- d : Mil çapı

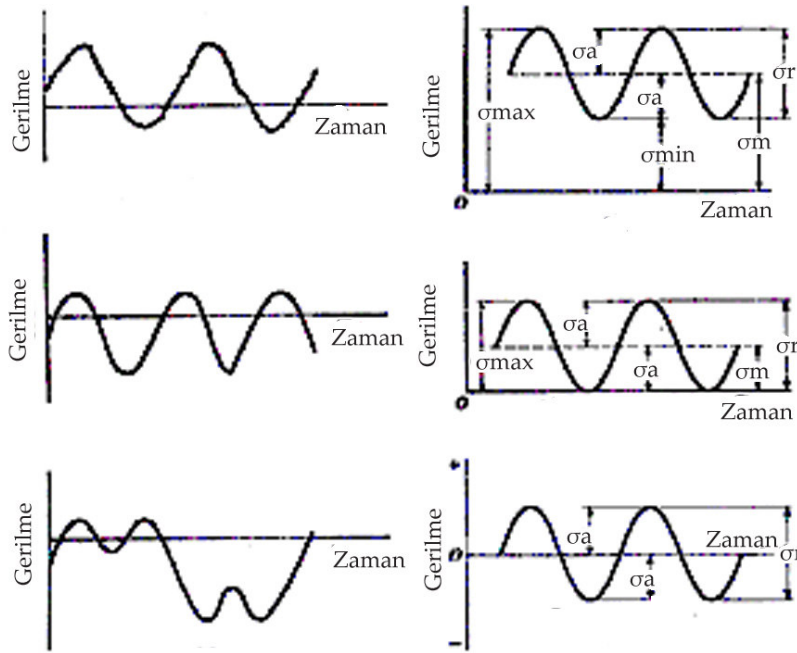
Maksimum moment ve tork değerleri moment diyagramından belirlendi. Yukarıda belirtilen eğilme ve kayma gerilmelerinin mil üzerindeki bileşke gerilmesi Mohr Dairesi ile aşağıdaki şekilde hesaplandı. (Shigley, 1986)

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (5.6)$$

Motor mili boyutlandırmasında kullanılan gerilme değerleri milin değişken yükler altında çalışmasına göre düzenlendi.

### 5.1.2.1 Mil üzerinde değişken gerilmeler

Tezgah üzerindeki kesme kuvvetleri gerek yapılan işlem türünden gerek iş parçası malzemesi yapısından ve gerekse de operatör kullanımından kaynaklı olarak sürekli değişir. Bu kuvvet değişimleri tezgah ve dişliler üzerinde değişken gerilmelerin oluşmasına neden olur. Aşağıda değişken yüklerden dolayı oluşan değişken gerilmeler için yükleme durumuna göre farklı grafikler verildi.



Şekil 5.1 Değişken gerilme grafikleri, (Shigley, 1986)

Burada;

$\sigma_{min}$  : Minimum gerilme



- $\sigma_{\max}$  : Maksimum gerilme  
 $\sigma_m$  : Ortalama gerilme  
 $\sigma_r$  : Gerilme aralığı  
 $\sigma_a$  : Gerilme genliği

Yukarıdaki değerler arasında aşağıdaki bağıntılar vardır.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (5.7)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5.8)$$

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (5.9)$$

Değişken gerilmeler altında çalışan sistemlerde güvenli çalışma gerilmesini bulmak için farklı yöntemler uygulanmaktadır. Tezgah tasarımında en yaygın kullanılan düzenlenmiş Goodman Diyagramı kullanıldı. Düzenlenmiş Goodman Diyagramı'nda ana gerilme X eksenine diğer gerilmeler ise Y eksenine çizildi. Goodman Diyagramının incelenmesinde doğru denklemlerinden aşağıdaki bağıntı bulunur. (Shigley, 1986)

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad (5.10)$$

Miller üzerinde oluşan gerilmelerde konik talaş kaldırma işlemi göz önüne alınarak sıfır gerilme değerinden sistem gerilme değerine olan değişim göz önüne alınarak Goodman Diyagramı kullanıldı. Mil üzerinde ön gerilme olmadığı için ortalama gerilme ve gerilme aralığı değerleri eşit olmaktadır. Motor mili moment diyagramı göz önüne alındığında sistem gerilmesi motor mili çapı 30 mm ön görülerek;

$$\sigma = 32 \frac{M}{\pi.d^3} = 32 \frac{151}{\pi.30^3} = 57 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

$$\tau = 16 \frac{T}{\pi.d^3} = 16 \frac{195}{\pi.30^3} = 37 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Mil üzerinde oluşan eğilme ve burulma gerilmeleri ile Mohr Daire'si kullanılarak mil üzerinde oluşan bileşke gerilme;

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{57^2 + 3.37^2} = 85 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

olarak hesaplandı. Mil üzerine etkiyen gerilme değeri mil imali için kullanılan malzemenin gerilme dayanımına göre kontrol edildi. Bu kontrol için güvenlik faktörü 1,4 kabul edildi.

### 5.1.2.2 Yorulma dayanımı hesapları

Mil boyutlandırma hesabında gereken bir diğer değer de milin yorulma dayanımıdır. Bir parça için yorulma dayanımını etkileyen birçok faktör vardır. Bu faktörler genel olarak;

- Malzeme: kimyasal kompozisyon, kırılma temelleri, değişkenlik,
- Üretim: Üretim metodu, ısıtma işlemi, yüzey işlemi, gerilme yığılması,
- Çevre: Korozyon, sıcaklık, gerilme durumu,
- Dizayn: Boyut, şekil, ömür, gerilme durumu, gerilme yığılması, devir. (Shigley, 1986)

Bir parça için yorulma dayanımı aşağıdaki şekilde hesaplandı. (Shigley, 1986)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (5.14)$$

Burada;

- $S_e$  : Makine parçası yorulma dayanımı
- $S'_e$  : Deney çubuğu yorulma dayanımı
- $S_{ut}$  : Çekme dayanımı
- $k_a$  : Yüzey faktörü
- $k_b$  : Boyut faktörü
- $k_c$  : Güvenirlik faktörü
- $k_d$  : Sıcaklık faktörü
- $k_e$  : Gerilme yığılması faktörü
- $k_f$  : Çeşitli faktörler

Deney çubuğu yorulma dayanımı aşağıdaki denklemlerle hesaplandı. (Shigley, 1986)

$$S'_e = 0,5.S_{ut} \quad (5.15)$$

Miller için kullanılan malzeme 080M30 CD olarak ön görüldü buna göre seçilen malzeme için maksimum çekme dayanımı 600 MPa olarak tablolardan belirlendi. Böylece Deney çubuğu yorulma dayanımı;

$$S'_e = 0,5 \cdot 600 = 300 \text{ MPa} \quad (5.16)$$

olarak hesaplandı.

Yorulma dayanımı düzenleme faktörleri için;

- Malzeme çekme dayanımı 600 MPa ve soğuk ısıl işlem uygulandığı için, yüzey faktörü  $k_a = 0,76$ ,
- Çapı 8 mm – 250 mm arasında olan döner parçalar için  $k_b$  boyut faktörü aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 30^{-0,097} = 0,85 \quad (5.17)$$

- % 99 güvenirlilik değeri için  $k_c = 0,814$ ,
- Çalışma sıcaklığı 350 °C nin altında olduğu için  $k_d = 1$ ,
- Moment diyagramında en büyük gerilmenin olduğu yerde bir gerilme yığılma durumu olmadığı için  $k_e = 1$  olarak alındı. (Shigley, 1986)

Yukarıda belirlenen faktörler hesaplandığında motor mili için yorulma dayanımı;

$$S_e = 0,76 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 300 = 159 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

olarak bulundu.

Motor mili boyutlandırma kontrolü için gerekli bilgiler belirlendikten sonra Düzenlenmiş Goodman Diyagramı'ndan ortalama yorulma dayanımı aşağıdaki şekilde bulundu.

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \Rightarrow S_m = \frac{159}{1 + \frac{159}{600}} = 125 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

Motor mili üzerinde oluşan gerilme ve motor mili yorulma dayanımları değerlerine göre motor mili için güvenlik faktörü;

$$n = \frac{Sm}{\sigma_B} = \frac{125}{85} = 1,47 \quad (5.20)$$

olarak bulundu. Bulunan güvenlik faktörü mil hesapları için ön görülen 1,4 güvenlik faktörünün üzerinde olduğu için mil tasarımının güvende olduğu görülmektedir. Mil güvenlik hesaplarında eğilme gerilmesi sürekli değişken olmasına rağmen burulma gerilmesi sabittir.

Bu durum sürekli değişken bir sistem olmamasına rağmen yapılan güvelik hesapları sürekli değişken sistem üzerinden yapılarak tasarımın ön görülemeyen dinamik etkilere karşı dayanaklılığını sağlamak için sürekli değişken sisteme göre yapıldı.

## 5.2 Ara Mil Hesabı

Ara mil gerilim ve boyutlandırma hesapları motor mili aynı yöntemle yapılmaktadır. Kuvvetler yine motor mili üzerinde bulunan dişlilere en büyük kuvvetin geldiği 7. devir kademesine göre alındı ve moment diyagramları bu kuvvetlere göre çizildi. Ara mil için moment diyagramları Ek 7 gösterilmiştir.

Diyagramlara göre en büyük momentin oluştuğu kesitte ara mil çapı yine 1,4 güvenlik faktörüne göre 26 mm olarak hesaplandı.

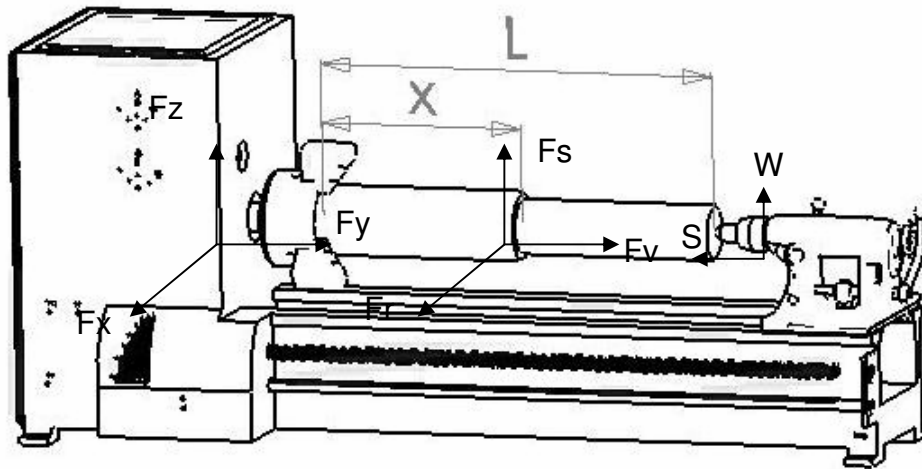
## 5.3 Fener Mili Hesabı

Fener mili üzerine gelen kuvvetler devir kademesi mekanizması dişlilerinden, araba hareket mekanizması dişlilerinden ve ayna üzerinde oluşan kesme kuvvetleri tepkilerinden oluşur.

Fener mili üzerinde oluşan en büyük kuvvetler yine 7. devir kademesinde meydana gelir. Araba hareket mekanizması üzerinden fener miline aktarılan kuvvet maksimum kesme kuvvetinin mekanizma boyunca iletilmesiyle 101 N olarak hesaplandı.

### 5.3.1 Tezgah tepki kuvvetleri

Ayna üzerinde oluşan kesme kuvveti tepkilerini hesaplamak için aşağıdaki şekil üzerinden moment eşitlikleri kurmak gereklidir.



Şekil 5.2 Tezgah üzerinde oluşan tepki kuvvetleri

Kesme işlemi sırasında oluşan kuvvetler ayna ve punta üzerinde dengelenmektedir. İş parçası ağırlığının, W, ayna ve punta arasında eşit dağıldığını ve iş parçasını tutmak için punta üzerinden iş parçasına S kadar itme kuvveti uygulandığını ön görürsek, ayna üzerinde oluşan kuvvetler aşağıda şekilde hesaplandı. (Özyurt, 1999)

$$F_x = F_r \cdot \frac{L-x}{L} + F_v \cdot \frac{d}{2L} \quad (5.21)$$

$$F_y = S + F_v \quad (5.22)$$

$$F_x = F_s \cdot \frac{L-x}{L} - \frac{W}{2} \quad (5.23)$$

Ayna üzerinde oluşan tork ise aşağıda şekilde hesaplandı.

$$T = F_s \cdot \frac{d}{2} \quad (5.24)$$

Burada d en büyük iş parçası çapı L ise en büyük iş parçası boyudur ve değerleri sırasıyla 90 mm ve 550 mm'dir. Punta üzerinden iletilen itme kuvveti ve iş parçası ağırlığı sırasıyla 150 N ve 274 N olarak belirlendi. Ayna üzerinde oluşan en büyük tepki kuvvetleri için x=0 alınır, tepki kuvvetleri sırasıyla F<sub>x</sub>, F<sub>y</sub>, F<sub>z</sub> ve tork, T;

$$F_x = 663 + 0,08.884 = 736 \text{ N} \quad (5.25)$$

$$F_y = 150 + 884 = 1034 \text{ N} \quad (5.26)$$

$$F_z = 2211 - 137 = 2074 \text{ N} \quad (5.27)$$

$$T = 2211 \frac{90}{2} = 99495 \text{ Nmm} \quad (5.28)$$

olarak hesaplandı.

Fener mili üzerine etkiyen tüm kuvvetler belirlendikten sonra gerilme ve boyutlandırma hesapları için moment diyagramı çizildi. Fener mili için moment diyagramı Ek 8 de gösterildi.

### 5.3.2 Fener mili boyutlandırma hesapları

Fener mili tezgah kullanım ihtiyacı gereği içinden 25 mm çapında iş parçası geçecek şekilde tasarlandı. Fener mili gerilme hesapları ile motor mili gerilme hesapları aynı yöntemle belirlenmektedir.

Fener mili boru şeklinde olduğu için yine maksimum kayma gerilmesi teorisine göre fener mili çap hesabında daha önce kullanılan gerilme analizi denklemlerindeki çap değeri yerine aşağıdaki ifade kullanılarak iterasyonla fener mili dış çapı hesaplandı. (Shigley, 1986)

$$\sqrt[3]{d_o \left( 1 - \left( \frac{d_i}{d_o} \right)^4 \right)}$$

Burada;

$d_i$  : Fener mili iç çapı

$d_o$  : Fener mili dış çapı

olarak kullanılır. Fener mili iç çapı tezgah ihtiyacı gereği 25 mm olarak belirlenmişti. Buna göre fener mili için dış çap iterasyonla 1,4 güvenlik katsayısına göre hesaplandı.

İterasyona başlamak için ön görülen fener mili dış çapı 38 mm. Buna göre;

$$\frac{d_i}{d_o} = \frac{25}{38} = 0,657$$

olarak bulundu. Çaplar oranı yerine koyulduğunda gerilme hesapları sonucu yeni fener mili dış çapı 35,34 mm olarak belirlendi. Daha sonra belirlenen yeni dış çap değeriyle fener mil iç dış çap oranı;

$$\frac{d_i}{d_o} = \frac{25}{35} = 0,714$$

olarak belirlenir ve yeni belirlene çaplar oranı gerilme analizi denklemlerinde yerine koyulduğunda fener mili dış çapı 34,92 mm olarak belirlendi. Yeni bulunan değer bir önceki değere çok yakın olduğu için fener mili için dış çap 35 mm olarak belirlendi.

Fener milinden sonra arabaya kadar hareket iletmek için kullanılan tüm miller için motor milinde uygulanan hesaplama adımları kullanılarak mil çapları hesaplandı. Buna göre tezgah içinde kullanılan tüm miller için çap ve boy değerleri aşağıda verildi.

Çizelge 5.2 Tezgahta kullanılan tüm millerin çap ve boy değerleri

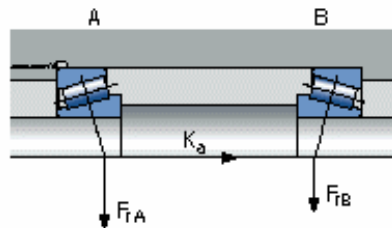
Parça Adı	Boyu, mm	Çapı, mm
Motor Mili	153,5	30
Ara Mil	269	26
Fener Mili	323	35
CW-CW Mili	117	12
I. Mil	117	15
II. Mil	117	12
III. Mil	117	12
IV. Mil	117	12
V. Mil	204	12
Norton Mili	98	12
VI. Mil	48	10
VII. Mil	65	10

### 5.3.3 Fener mili rulman seçimi

Fener mili üzerinde eğilme ve radyal yükler dışında aksel yükler de olduğu için ve fener milinin yataklanması tezgahın hassasiyeti bakımından önemli olduğu için fener mili için rulman seçimi aşağıdaki ayrıntılı olarak gösterildi.

Fener mili üzerinde oluşan sürekli değişken yükler karşısında desteklenmesini güçlendirmek amacıyla 3 noktadan yataklandı. Ayna tarafında konik aksel rulmanlar kullanılarak mil üzerinde oluşan aksel yükler desteklenmiştir.

Fener milinin yataklanmasına göre rulmanlar üzerinde oluşan aksel kuvvetler SKF firmasının ürün katalogundan aşağıdaki şekilde belirlendi.



Şekil 5.3 Fener mili rulman aksel kuvvetleri, (SKF, 2000)

Buradan yükleme durumları SKF'e göre;

- 1)  $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$  ve  $K_a \geq 0$  olması,
- 2)  $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$  ve  $K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$  olması,
- 3)  $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$  ve  $K_a < 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$  olması durumuna göre rulmanlar üzerine gelen aksel yükler belirlenir.

Fener mili üzerinde oluşan yatak kuvvetleri moment diyagramından belirlenebilir. Buna göre fener mili için  $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$  ve  $K_a \geq 0,5 \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$  olduğundan aksel yükler durum ikiye göre belirlenir.

Buna göre fener mili aksel rulmanları için aksel yükler;

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 478}{1,35} = 177 \text{ N} \quad (5.29)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 177 + 1034 = 1211 \text{ N} \quad (5.30)$$

olarak hesaplandı. Hesaplanan değerler ile SKF ürün katalogundan seçimi yapılan 32007 J2/Q konik aksel rulmanlar için hesap sonuçlarına göre A ve B rulmanlarının ömürleri sırasıyla  $L_{10} = 2,048,703$  ve  $L_{10} = 10,711$  olarak bulundu.

### 5.3.4 Fener mili ayna seçimi

Fener milinin boyutlandırma işleminden sonra çalışılan iş parçası boyutlarına uygun bir iş parçası sabitleme aynası Komtaş firmasının ürün katalogundan seçildi. Buna göre tezgah üzerinde DIN 6350 standardına göre Komtaş'ın 123ZNS00 ürün nolu üç ayaklı iş parçası tutturma aynası kullanıldı. Ayna fener miline arkadan vidalı olarak bağlandı.

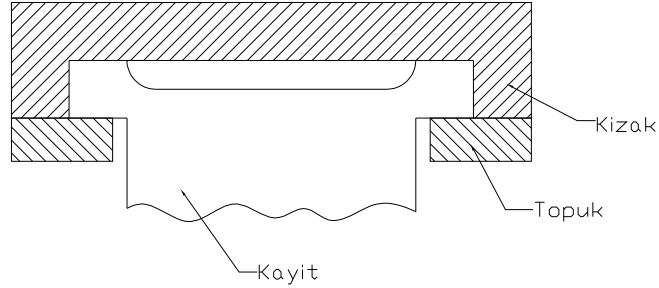


Şekil 5.4 İş parçası tutturma aynası



## 6. KAYIT – KIZAK MEKANİZMASI

Bir takım tezgahının üretim kalitesi ve hassasiyetini belirleyen en önemli bileşenlerden birisi de kayıt-kızak mekanizmalarıdır.



Şekil 6.1 Kayıt-kızak mekanizması

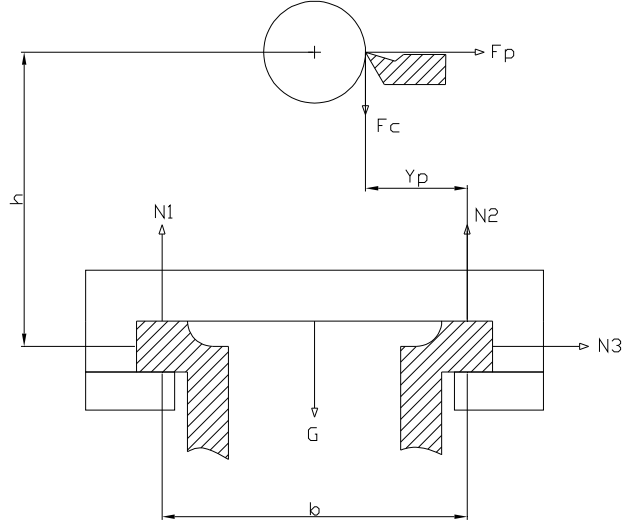
Şaryo veya araba olarak adlandırılan kızaklar, tezgah türüne göre takım veya iş parçasının üçü de doğrusal olmak üzere üç yönde hareketini sağlar. (Mendi, 1999)

Kayıtlar ise, kızak yolu olup hareketli olan kızağa yataklık yaparlar. Kayıt-kızak sistemleri belli başlı üç kategoride toplanır. (Mendi, 1999)

- 4) Kayma sürtünmeli kayıt-kızak sistemleri
- 5) Yuvarlanma sürtünmeli kayıt-kızak sistemleri
- 6) Hidrostatik kayıt-kızak sistemleri

Tezgahın bulunduğu sınıfa uygun olması bakımından kayıt-kızak mekanizması kayma sürtünmeli olarak seçildi. Kayma sürtünmeli kayıt-kızak sistemleri birçok farklı profilde üretilmektedir. Bunların içinde küçük ölçekli tezgahlara daha uygun olması bakımından prizmatik T kesitli kayıt – kızak mekanizması tezgah tasarımı seçildi. (Mendi, 1999)

Prizmatik T kesitli kayıt – kızak mekanizmasında takım kuvvetlerinin ve kızak ağırlığının aktif kızak yüzeyleri üzerindeki etkisi aşağıdaki şekilde verildi.



Şekil 6.2 Kayıt-kızak mekanizmasında kuvvetler

Kızağın ağırlığı da dikkate alındığında; tepki kuvvetleri, moment denge denklemleriyle aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$N_1 = \frac{F_c \cdot y_p}{b} + \frac{G}{2} - \frac{F_p \cdot h}{b} \quad (6.1)$$

$$N_2 = \frac{F_p \cdot h}{b} - \frac{F_c \cdot (b - y_p)}{b} - \frac{G}{2} \quad (6.2)$$

$$N_3 = F_p \quad (6.3)$$

Burada;

$F_c$  : Esas kesme kuvveti (N)

$F_p$  : Takım kuvveti (N)

$F_a$  : Eksenel kuvvet (N)

$G$  : Kızak ağırlığı (N)

$h$  : İş mili eksenine ile kızak yüzeyi arasındaki dikey mesafe (mm)

$b$  : Kayıt yüzeyi

$N_1, N_2, N_3$  : Kızağın aktif yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetleri (N)

Buradan kesme kuvvetleri ve tezgah boyutlarında yapılan ön görümler ile ön görülen tezgah boyutları için kızak yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetlerini hesaplayabiliriz. Tezgah boyutları için, kızaklar arası mesafe 180 mm, kızak genişliği 40 mm, araba aktif kayma yüzeyinin boyu

170 mm ve iş parçası merkez noktasının kızaklara olan yüksekliği 110 mm olarak ön görüldü.

Ön görülen tezgah ve kayıt-kızak mekanizması boyutlarına göre kızak yüzeylerinde oluşan tepki kuvvetleri aşağıdaki şekilde hesaplandı.

$$N_1 = \frac{2211.45}{180} + \frac{20}{2} - \frac{664.110}{180} = 157 \text{ N} \quad (6.4)$$

$$N_2 = \frac{664.110}{180} - \frac{2211.(180-45)}{180} - \frac{20}{2} = -1262,5 \text{ N} \quad (6.5)$$

$$N_3 = 664 \text{ N} \quad (6.6)$$

### 6.1 Kayıt-Kayıt Mekanizmasının Gerilme Analizi

Daha önce ön görülen kayıt-kızak boyutlarına göre tezgah kızaklar üzerinde oluşan gerilme hesabı aşağıdaki denklemlerle hesaplanır. (Mendi, 1999)

$$P_1 = \frac{N_1}{A_1} \quad (6.7)$$

$$P_2 = \frac{N_2}{A_2} \quad (6.8)$$

$$P_3 = \frac{N_3}{A_3} \quad (6.9)$$

Burada  $A_1$ ,  $A_2$  ve  $A_3$  sırasıyla aktif tepki kuvvetlerinin temas ettiği tezgah alanını göstermektedir.

Buna göre tezgah döküm gövdelere göre kayıt kızaklarda 3,5-4,5 MPa kabul edilebilir basma dayanımlarına göre tezgahın kontrolü yapıldığında;

$$P_1 = 0,023 \leq 3,5 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

$$P_2 = 0,18 \leq 3,5 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

$$P_3 = 0,24 \leq 3,5 \text{ MPa} \quad (6.12)$$

olduğundan tezgah için ön görülen boyutları için tezgahın güvenli olduğu görülmektedir. Hesaplanan gerilme değerlerine göre güvenlik faktörü 152 olarak hesaplandı.

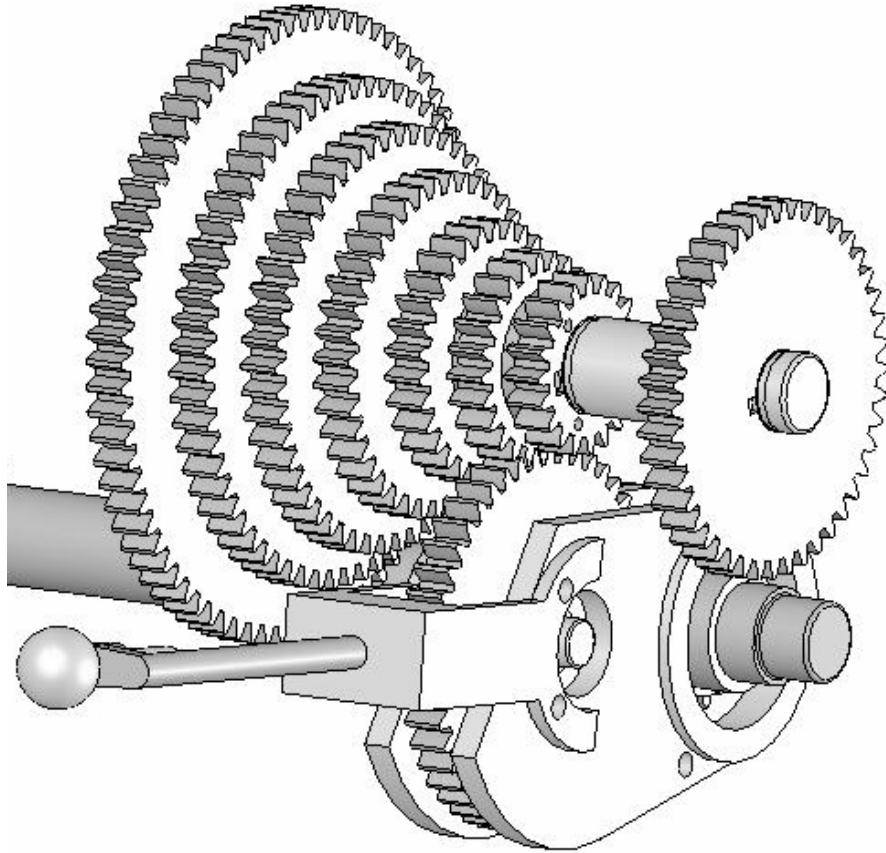
## 7. ARABA MEKANİZMASI

Araba hareketi için hem tezgah üzerinde sağlanan dişli adımları hem de talaş mili üzerinden sağlanan otomatik ilerleme oranlarının tayini önemlidir.

Tezgah üzerinde işlenebilen standart dişli adımlarının sağlanmasında norton dişli grubu kullanıldı. Tezgah üzerinde yapılabilen diş adımları ise aşağıda belirtilmiştir.

Çizelge 7.1 Tezgah vida açma diş adımları

0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3
-----	-----	-----	------	-----	---	------	-----	---	-----	---



Şekil 7.1 Norton dişli mekanizması

Belirlenen vida mili özelliklerine göre fener milinden arabaya iletilen devir oranları norton dişli grubu öncesi ve sonrası farklı dişli gruplarıyla istenilen düzeylere indirildi.

Arabanın ileri-geri hareketi fener mili sonrasında bulunan bir dişli grubuyla millerin saat ve saat tersi yönünde dönmesini sağlayarak yapıldı.

Araba hareketi esnasında arabanın tezgaha çarpması durumunda vida milinde oluşabilecek muhtemel hasarları önlemek için vida mili üzerine bir tork limitleyici düzenek eklendi. Tork limitleyici vida mili üzerinde oluşan maksimum çalışma torku 1,5 Nm değerinin 5 Nm olması durumunda vida milinin boş dönmesini sağlayacaktır. Hesaplanan mil çapları ve tork değerlerine göre tork limitleyici, Rimtec Corporation firmasının ürün seçme katalogundan DBK/DK serisi olarak belirlendi.



Şekil 7.3 Rimtec DBK/DK tork limitleyici serisi

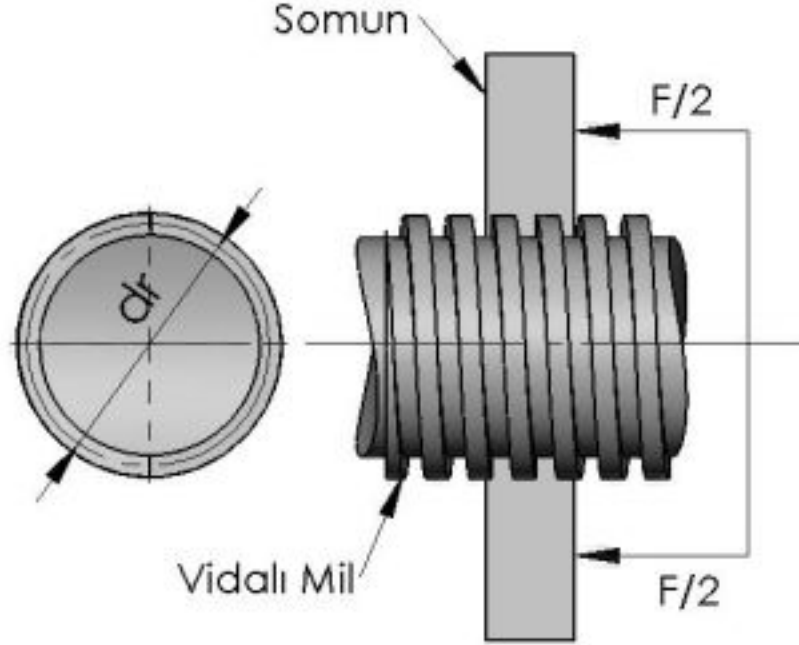
Talaş miliyle arabaya sağlanan otomatik ilerlemeler ise norton sonrası kullanılan ek bir dişli grubuyla artırıldı. Böylece talaş mili üzerinden sağlanan otomatik ilerleme oranları aşağıdaki şekilde düzenlendi.

Çizelge 7.2 Talaş mili otomatik ilerleme adımları

0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1	1,2	12,5
1,5	0,18	0,2	0,225	0,25	0,3	0,375	0,45

## 8. VİDALI MİL TASARIMI

Arabaya hareket ileten dişli grupları, tezgah üzerinde talaş kaldırma işlemleri için talaş miline diş açma işlemleri için vida miline hareketi aktarır. Bir vida mili için temsili çizim aşağıdadır.



Şekil 8.1 Vidalı mil temsili çizimi (Shigley, 1986)

Vidalı mil için boyutlandırma hesaplarında vida mili küçük mil çapı üzerinde oluşan kayma gerilmesi dikkate alındı. Böyle bir gerilme hesabında mil üzerinde oluşan kuvvetin eşit dağıldığı farz edildi. (Shigley, 1986)

Buna göre mil üzerinde oluşan kayma gerilmesi;

$$\tau = \frac{2F}{\pi \cdot d_r \cdot h} \quad (8.1)$$

olarak bulunur. Burada;

$F$  : Mil üzerine etkiyen itme kuvveti, N

$d_r$  : Küçük mil çapı, mm

$h$  : İtme gücü altında bulunan dişlerin uzunluğu, mm

Arabayı itmek için gerekli kuvvet takım üzerinde kesme anında oluşan ilerleme kuvvetiyle aynıdır. Bu durumda vida mili üzerine etkiyen kuvvet 885 N olarak belirlendi.

Araba için hareket mekanizmasında kullanılan vida mili için küçük çap 13,5 mm ve diş adımı

3 mm olarak ön görüldü. Vida milinin kullanımı sırasında aktif diş sayısı da 5 olarak düşünülmüştür. Bu değerlere göre mil üzerinde oluşan kayma gerilmesi;

$$\tau = \frac{2.885}{\pi \cdot 11,5 \cdot 18} = 2,72 \text{ MPa} \quad (8.2)$$

olarak hesaplandı. Vida mili için seçilen malzeme 070M20 çelik malzemedir. Malzeme mekanik özellikleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 8.1 Vida mili malzeme mekanik özellikleri

Malzeme	Isıl İşlem	Akma Dayanımı $S_y$ , MPa	Çekme Dayanımı $S_{ut}$ , MPa	Sertlik, HB
0,20 C	HR	215	430	140

Vida mili için güvenlik faktörü;

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (8.3)$$

denklemlerle belirlenir. Burada  $S_{sy}$  malzeme kayma gerilmesi dayanımı olup aşağıdaki denklemlerle hesaplandı. (Shigley, 1986)

$$S_{sy} = 0,5 \cdot S_y \quad (8.4)$$

Buna göre hesaplanan gerilme değeri ve malzeme dayanımına göre vida mili için güvenlik faktörü;

$$n = \frac{0,5 \cdot 215}{2,72} = 39 \quad (8.5)$$

Vidalı mil üzerinde kayma gerilmesinin yanı sıra çekme ve basmaya karşı da güvenlik kontrolü yapıldı. Basma ve çekme gerilmesi aşağıdaki şekilde hesaplandı.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (8.6)$$

$$\sigma = \frac{885}{\pi \cdot 13,5^2} = 1,54 \text{ MPa}$$

Basma-çekme gerilmesi için güvenlik faktörü hesabı da aşağıdaki şekilde hesaplandı.

$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma} \quad (8.7)$$

$$n = \frac{430}{1,54} = 279$$

Güvenlik faktörünün yüksek çıkması mil üzerine etkiyen kuvvetin fazla olmamasından ve sistemin statik duruma göre kontrol edilmesinden kaynaklanmaktadır. Tasarımın daha düşük güvenlik faktörüne göre yapılması mil boyutlarını ve mil üzerindeki diş yapısının boyutlarını etkilemektedir. Üretim bakımından daha küçük mil çapları ve diş boyutları zor olduğu için vida mili için belirlenen boyutların tezgahta olduğu gibi kullanılmasına karar verildi.



## 9. PUNTA TASARIMI

Punta tasarımında dikkat edilmesi gereken iki faktör vardır.

- 1) Talaş kaldırma işlemi sırasında yatakta kayma oluşması,
- 2) Delme işlemleri için hareket mekanizması mukavemeti.

Delme kuvveti ilerleme ve delik çapının fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde hesaplanır. (Kaymakçı, 2001)

$$F_s = k_s \cdot A_s = k_s \cdot (s \cdot d_{\max} / 2) \quad (9.1)$$

Buna göre delme kuvveti;

$$F_s = 3583 \cdot (0,05 \cdot 12 / 2) = 1075 \text{ N} \quad (9.2)$$

Bulunan kesme kuvvetine göre ilerleme kuvveti değeri;

$$F_i = F_s \cdot \sin \chi = 1075 \cdot \sin 59^\circ = 921 \text{ N} \quad (9.3)$$

olarak bulundu.

Buradan puntanın delme işlemi sırasında kayma oluşmasını önlemek için üzerine uygulanması gereken tutma kuvveti kızaklar arası sürtünme katsayısı 0,2 olduğunda;

$$N = \frac{F_i}{\mu_s} = \frac{921}{0,2} = 4605 \text{ N} \quad (9.4)$$

olarak hesaplandı.

Böylece Punta üzerine 4605 N'luk bir ön kuvvet uygulanması gerekir. Bu ön kuvveti karşılayan cıvatanın kalıcı şekil değiştirmeye ve kırılmaya karşı dayanımını kontrol etmek için cıvata üzerinde oluşan gerilme;

$$S_p = \frac{N}{A_t} \quad (9.5)$$

denklemleriyle hesaplandı. Punta sabitleme sistemi için M 10 cıvata seçildi buna göre M 10 için  $A_t = 58,27 \text{ mm}^2$  olduğuna göre cıvata üzerindeki gerilme;

$$S_p = \frac{4605}{58,27} = 79 \text{ MPa} \quad (9.6)$$

olarak bulundu. M 10 cıvata için verilen dayanım gerilmesi 500 MPa'dır. Buna göre puntanın

delme işlemi sırasında kaymasını engellemek için seçilen M 10 civatanın güvende olduğu görülür.

Punta üzerinde kullanılan itme milinin tasarımında da daha önce vida mili tasarımında izlenen yol takip edildi. Buna göre Punta üzerinde kullanılan itme mili için güvenlik faktörü aynı malzeme için;

$$\tau = \frac{2.1075}{\pi.6.10} = 11,4 \text{ MPa} \quad (9.7)$$

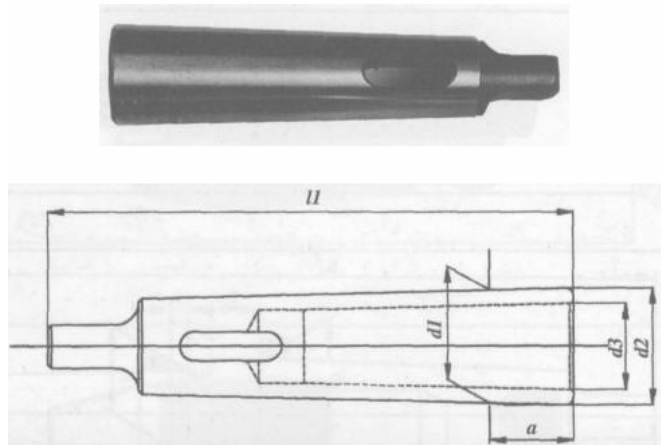
$$n = \frac{0,5.215}{11,4} = 9,4 \quad (9.8)$$

olarak bulundu. Buna göre Punta itme milinin güvende olduğu görülmektedir.

### 9.1 Mors Koniği Seçimi

Puntanın boyutlandırma işlemi bittikten sonra, Punta üzerinde kullanılan mors koniği ve mors kovanının seçimi yapıldı. Mors koniği seçiminde önemli kıstaslar parçanın dönme devri ve ağırlığıdır. Buna göre Ak-İş firmasının ürün katalogundan yük diyagramına ve Punta boyutlarına uygun olması bakımından firmanın 003 sipariş kodlu MK 4 mors koniği seçildi.

Mors kovani için yine aynı firmanın MK 2 mors koniğine uygun olan 0-10 sipariş kodlu mors kovani Punta için seçildi.



Şekil 9.1 Mors koniği

## **10. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE ANALİZ**

Sonlu elemanlar yöntemi, parça ve montajların sayısal simülasyon metoduyla analizidir. Sonlu elemanlar yönteminin matematiksel gelişimi 1950’de başlamıştır ve artık son on yılda fiziksel testlerin yerini almaktadır. Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizlerde elde edilen sonuçlarla tasarım en optimum seviyeye getirilir ve fiziksel testlerde kaybedilen zaman ve paralar bu sayede azaltılmış olur.

Sonlu elemanlar yöntemi sonucunda elde edilen veriler ışığında tasarım üzerinde aşağıdaki değişiklikler uygulanabilir ve parça tekrar kontrol edilerek tasarım tamamlanır.

- Malzeme değişimi,
- Kalınlık ve çeper değişimi,
- Sabitleme dirsekleri ve yüzükleri ekleme, çıkarma,
- Farklı şekiller ve delikler kullanma,
- Farklı köşe çapları ve pahlarla gerilme yığılmasını azaltmak.

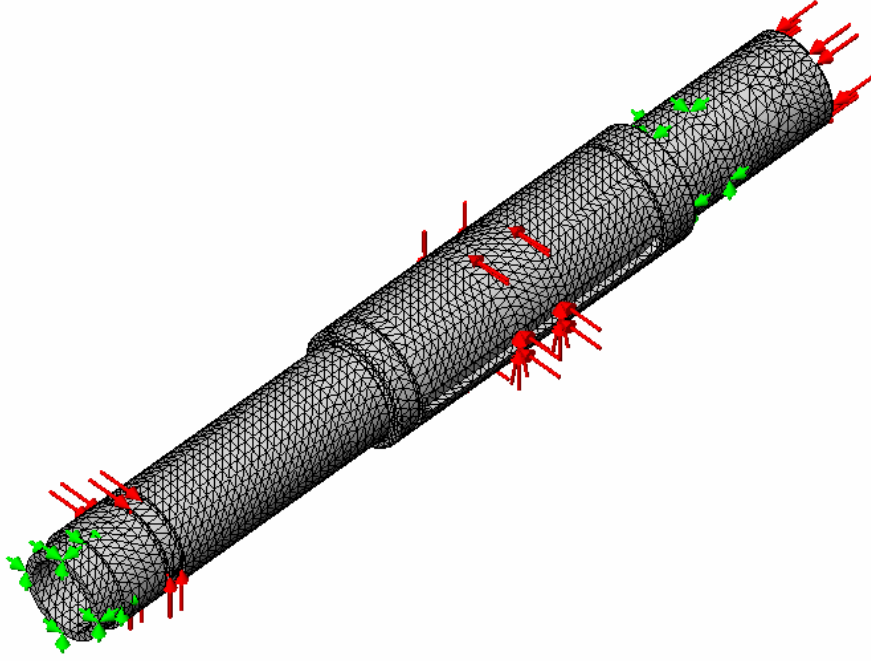
Tezgah tasarımında sonlu elemanlar yöntemi fener mili ve tezgah gövdesinin analizinde kullanıldı. Analiz için 3DS firmasının ürünü olan CosmosWorks kullanıldı.

### **10.1 Fener Milinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi**

Fener mili üzerine daha önce belirtildiği gibi dişliler üzerinden ve ayna üzerinden aktarılan kuvvetler ve tork vardır. Bu kuvvetler ve torkun üç noktadan desteklenmesi sonucu fener mili üzerinde oluşan gerilmeler ve bu gerilmelere bağlı dizayn analizi yapıldı.

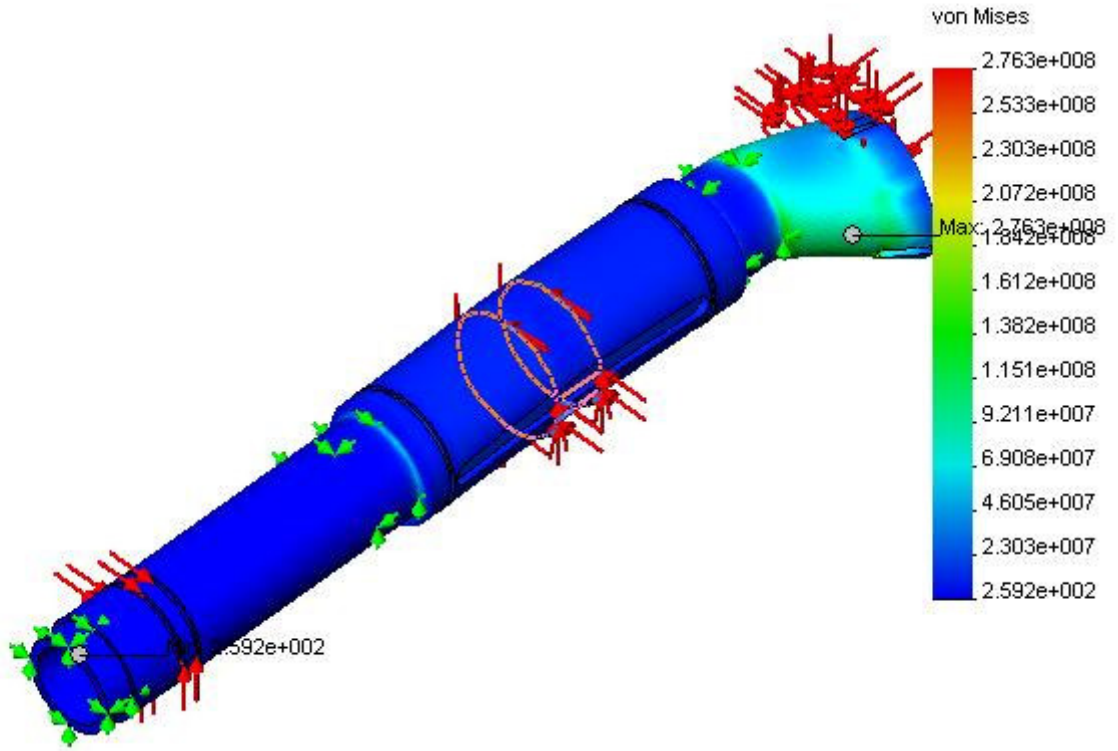
Daha önce boyutlandırması yapılan fener milinin üç boyutlu çizimi sonlu elemanlar analizinin yapıldığı ortama aktarıldı. Daha sonra program üzerinde sınır şartlarını oluşturan kuvvetler ve destek noktaları belirlendi.

Sınır şartları oluşturulduktan sonra parçanın kafes yapısı oluşturuldu. Program desteğiyle 3,44 mm eleman boyu için parça 31,219 eleman 54,686 noktayla birbirine bağlandı.



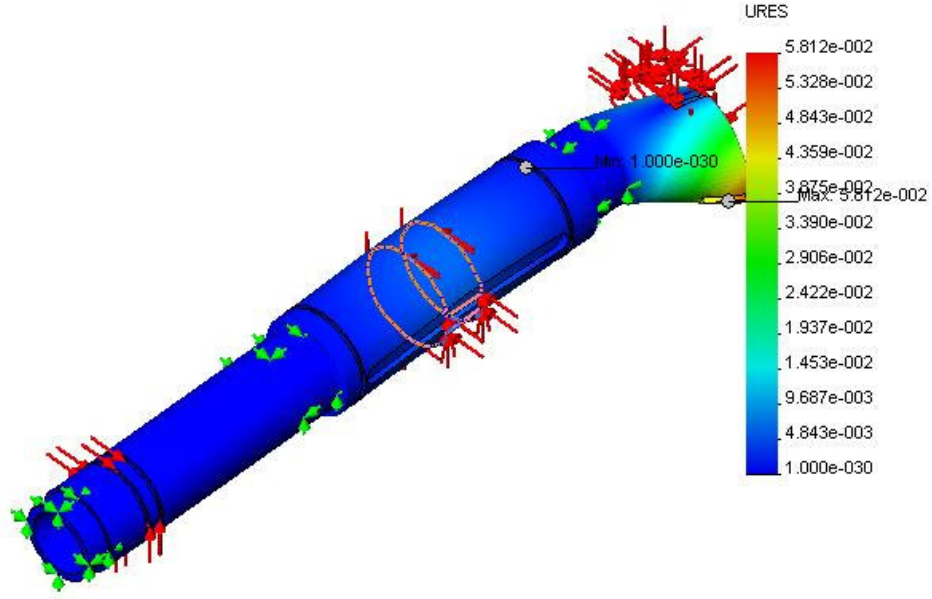
Şekil 10.1 Fener mili kafes yapısı

Yukarıda belirtilen kafes yapısına göre mil üzerinde oluşan gerilme değerleri ve grafiği aşağıda verildi.



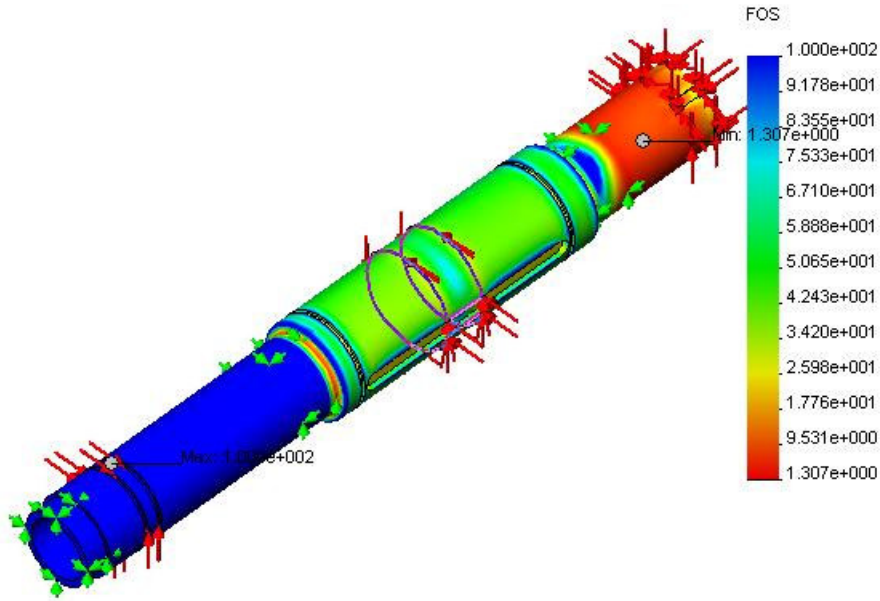
Şekil 10.2 Fener mili deformeli gerilme diyagramı, 1:590,66

Fener mili üzerinde oluşan maksimum yer değiştirme ayna bağlantı noktası üzerinde olur ve değeri 0,0581 mm'dir.



Şekil 10.3 Fener mili deformeli yer değiştirme diyagramı, 1:590,66

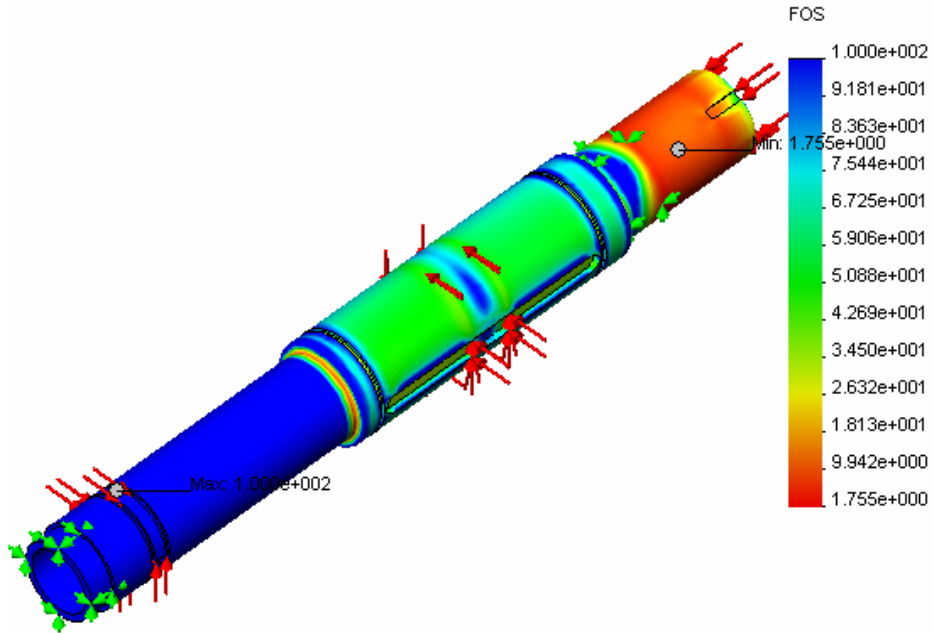
Sonlu elemanlar yönetimiyle belirlenen gerilme değerlerine göre fener milinin güvenlik kontrolü maksimum kayma gerilmesi teorisine göre yapıldı. Buna göre fener mil için en küçük güvenlik faktörü 1,3 olarak hesaplandı.



Şekil 10.4 Fener mili güvenlik faktörü diyagramı

Analiz sonucu hesaplanan güvenlik faktörü değeri fener mili için tasarım aşamasında ön görülen güvenlik faktöründen daha küçük olduğu için fener mili üzerinde gerilme dayanımını artıran değişiklikler yapılması gerekmektedir. Fener milinin dayanımını artırmak için öncelikle malzeme değişimine karar verildi. Buna göre daha önce seçilen 080M30 CD malzemesi yerine akma mukavemeti daha yüksek olan 530M40 alaşımlı çelik seçildi.

Fener mili için yeni malzeme ile yapılan analizler sonucunda fener mili üzerinde oluşan güvenlik faktörü diyagramı aşağıdaki şekilde değişmiştir. Yeni malzemeye göre güvenlik faktörü 1,755 olarak belirlendi ve bu değer daha önce öngörülen 1,4 güvenlik faktörüne nispeten yakın ve ondan daha büyük olduğu için yeni seçilen malzeme fener milinin üretiminde kullanıldı.



Şekil 10.5 Fener mili için düzeltilmiş güvenlik faktörü diyagramı

## 10.2 Tezgah Gövdesinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi

Sonlu elemanlar gövde üzerinde hem mil yataklarında oluşan kuvvetler için hem de kayıtkızak mekanizmasının kontrolünde uygulandı.

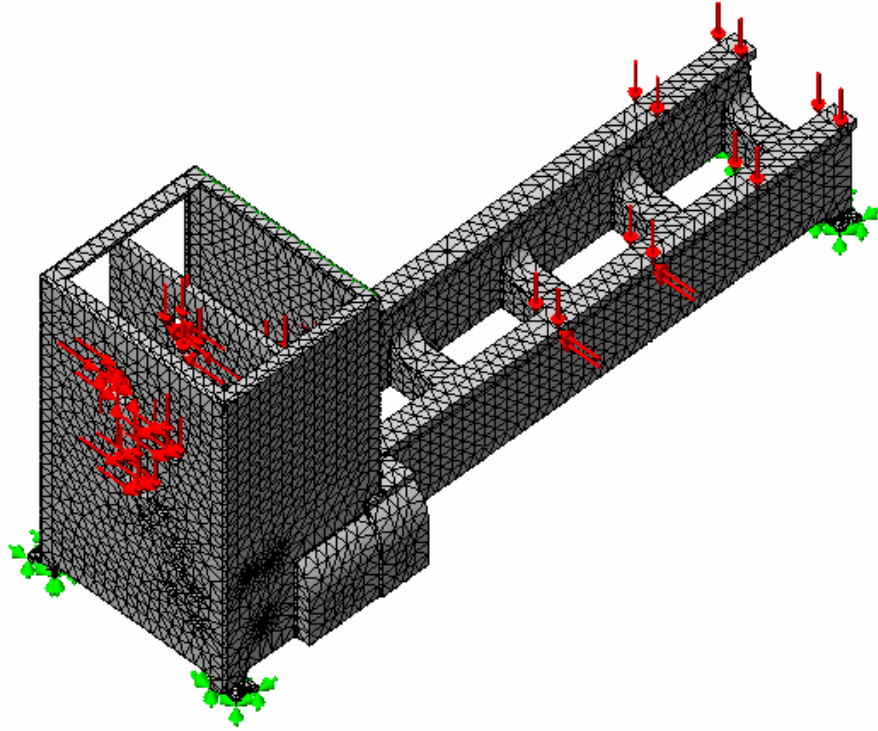
Tezgah üzerindeki kuvvetlerin gövde üzerindeki etkisini belirlemeden önce tezgahın kafes yapısı oluşturuldu.

Kafes yapısında eleman boyutu 19,672 mm ve bu eleman boyutunda tezgah 65,383 noktayla 34,207 elemana ayrılmıştır.

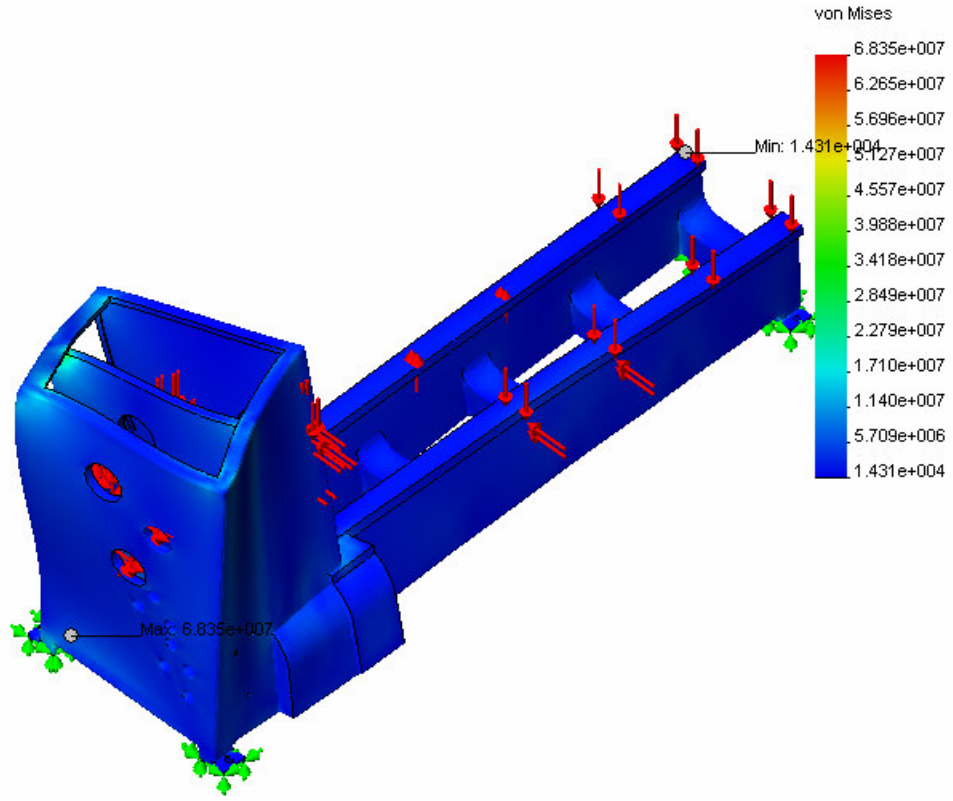
Tezgah döküm malzemesi olarak gri döküm demir seçilmiştir ve analiz bu malzemeye göre yapıldı.

Sonlu elemanlar yöntemi sonrası tezgah gövdesi üzerinde oluşan gerilme dağılımı aşağıdaki şekilde oluştu.

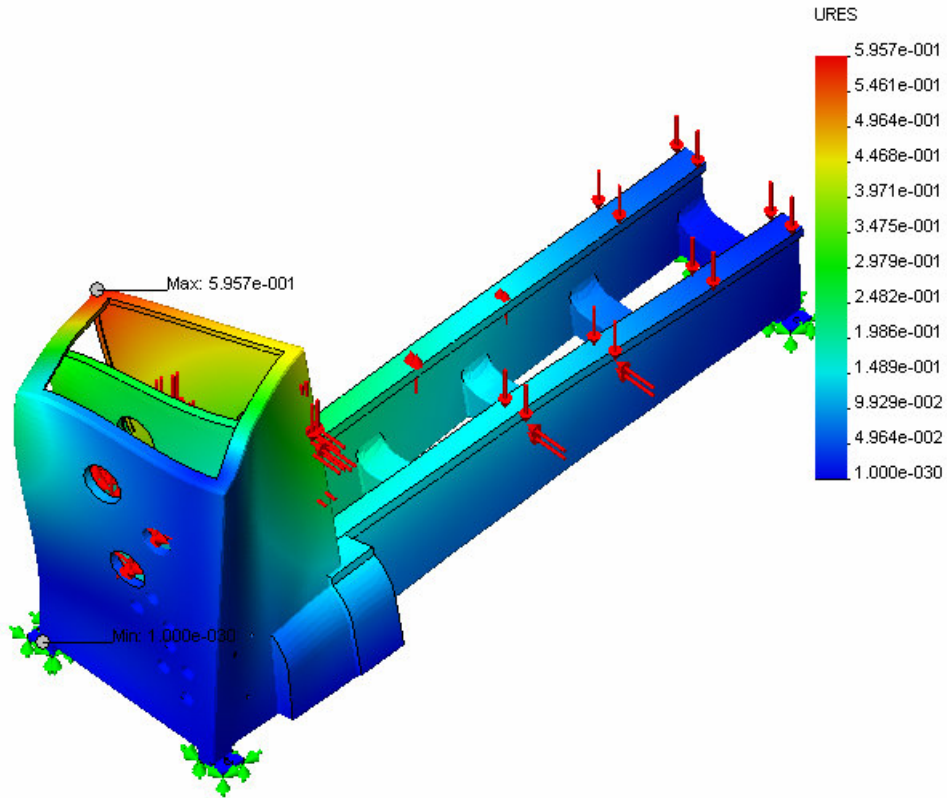
Tezgah gövdesinin ayrıca yer değiştirmeye karşıda kontrol edilmesi gereklidir. Buna göre sonlu elemanlar yöntemiyle belirlenen yer değiştirme diyagramı aşağıda verildi. Yer değiştirme diyagramının ölçeği 1:257'dir.



Şekil 10.5 Tezgah gövdesi kafes yapısı



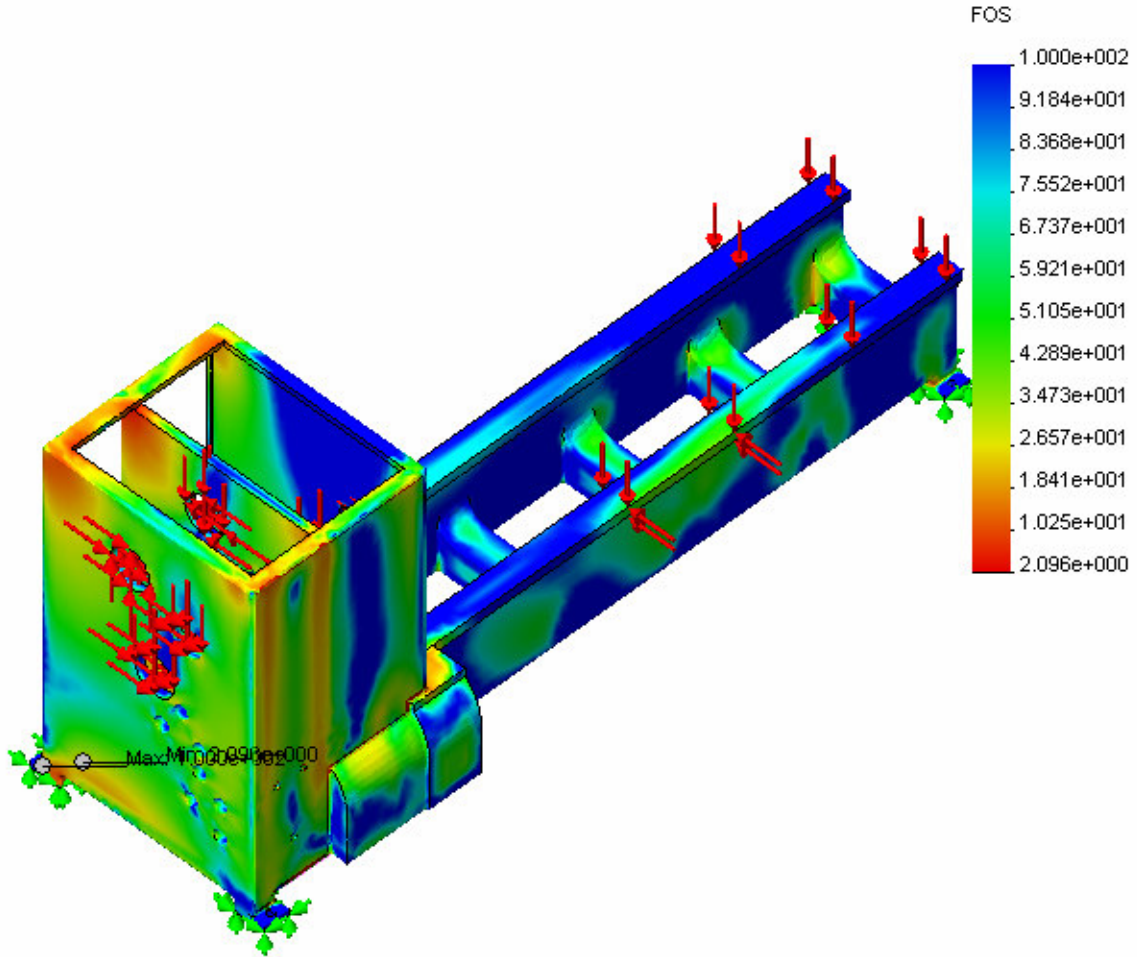
Şekil 10.6 Tezgah gövdesi üzerindeki deformeli gerilme diyagramı, 1:257



Şekil 10.7 Tezgah gövdesi üzerindeki deformeli yer değıştirme diyagramı, 1:257



Tezgahın boyutlandırma hesaplarının ve güvenlik faktörünün sonlu elemanlar yöntemine göre oluşturulmuş diyagramı aşağıda verildi. Buna göre tezgah gövdesi için sonlu elemanlar yöntemiyle belirlenen en küçük güvenlik faktörü 2,1 olarak belirlendi. Bulunan değer daha önce tezgah tasarımı için ön görülen 1,7 güvenlik faktörüne yakın olduğu için tezgah gövdesinde düzenleme yapılma ihtiyacı görülmedi.



Şekil 10.8 Tezgah gövdesi üzerindeki güvenlik faktörü diyagramı

### 10.3 Arabanın Sonlu Elemanlar İle Analizi

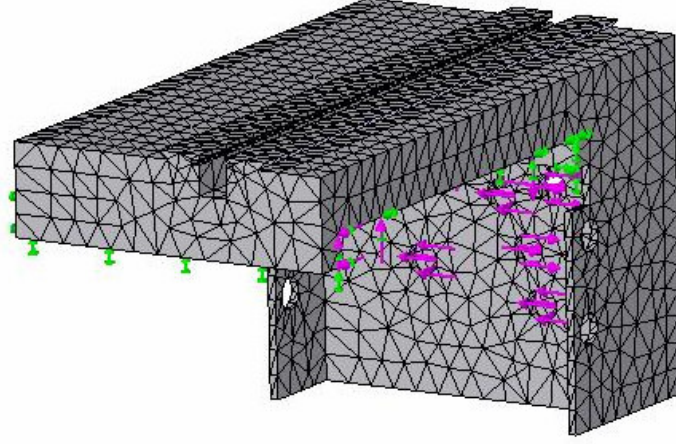
Sonlu elemanlar Araba üzerinde kayıt-kızak sisteminde oluşan kesme tepki kuvvetleri yönünden analiz edildi.

Araba kafes yapısı aşağıda gösterildi.

Kafes yapısında eleman boyutu 10,429 mm ve bu eleman boyutunda tezgah 28,868 noktayla 16,427 elemana ayrıldı.

Araba döküm malzemesi olarak gri döküm demir seçilmiştir ve analiz bu malzemeye göre yapıldı.

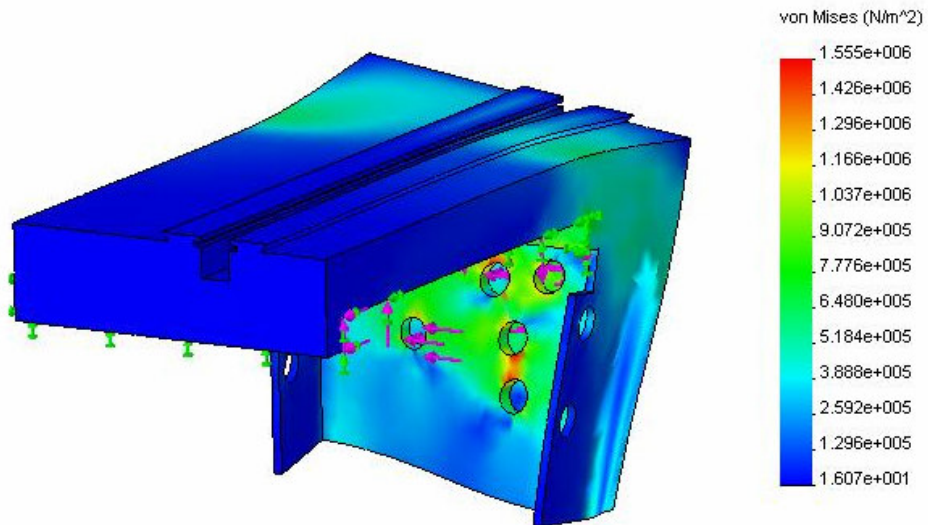
Sonlu elemanlar yöntemi sonrası Araba üzerinde oluşan gerilme dağılımı aşağıdaki şekilde oluşmuştur.



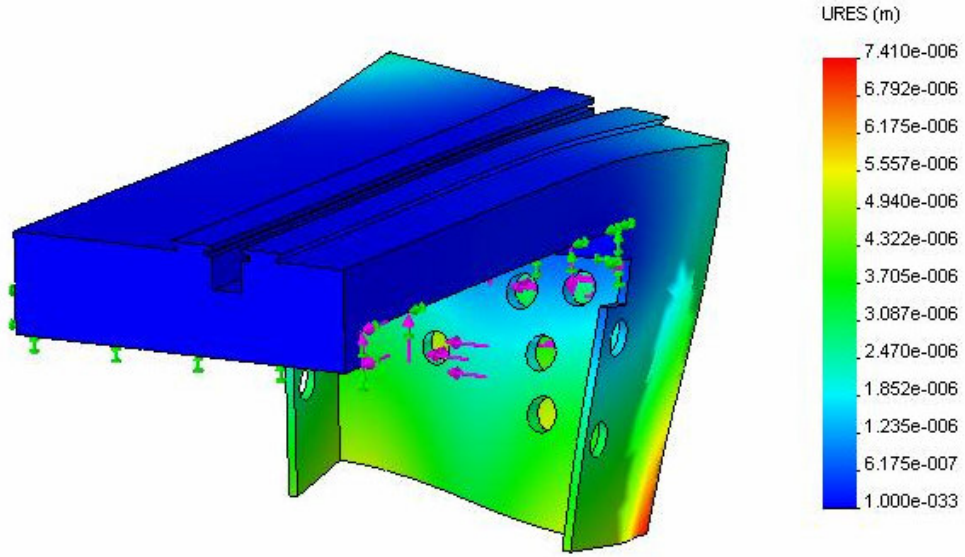
Şekil 10.9 Arabanın kafes yapısı

Diyafram üzerinden de görüleceği üzere araba üzerindeki kuvvetler, boyutlar göz önüne alındığında oldukça düşük kalmaktadır.

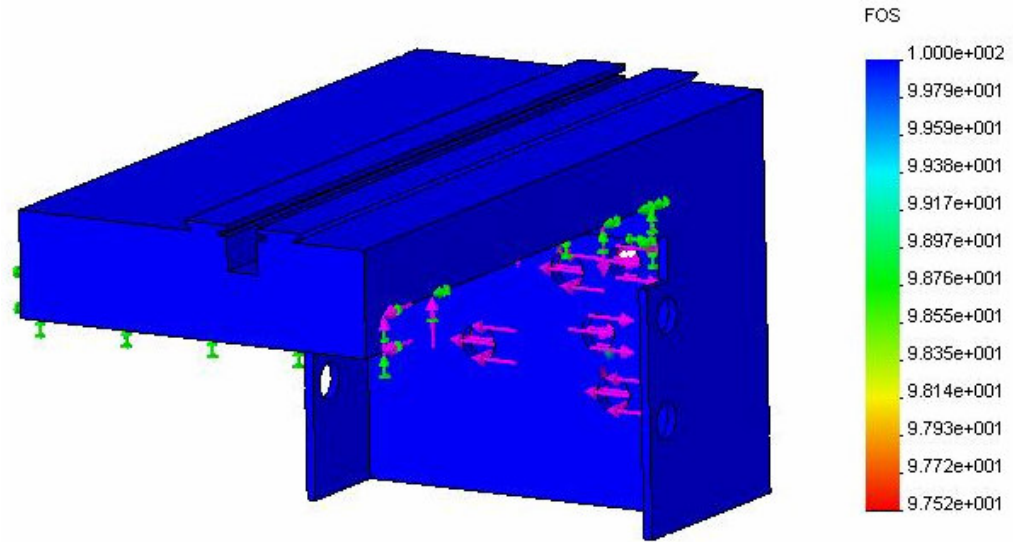
Araba için yapılan sonlu elemanlar analizi sonrasında araba için belirlenen güvenlik faktörü 98 olarak hesaplandı. Bu güvenlik faktörü oldukça yüksek bir değer olmasına rağmen arabanın boyutları tezgah boyutlarına uygun olması bakımından değiştirilmedi.



Şekil 10.10 Araba üzerindeki deformeli gerilme diyagramı



Şekil 10.7 Araba üzerindeki deformeli yer değiştirme diyagramı



Şekil 10.8 Araba üzerindeki güvenlik faktörü diyagramı

## 11. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Tasarımı yapılan tezgah genel olarak aşağıdaki özelliklere sahiptir.

- Tezgah üzerinde; iç ve dış tormalama, yüzey tormalama, konik tormalama, pah kırma ve köşe yuvarlatma, delik delme, iç ve dış tormalama, kesim gibi torna tezgahı işlemleri.
- En büyük iş parçası boyu ve çapı sırasıyla 550 mm ve 90 mm olarak seçildi.
- İş parçası malzemeleri düşük karbonlu çelikler, alüminyum ve plastik malzemeler ve takım yüksek hız çeliği olarak ön görüldü.
- Maksimum kesme derinliği 1 mm ve en küçük ve en büyük ilerleme oranları sırasıyla 0,2 mm ve 1 mm olarak seçildi.

Ön görülen ve seçilen tezgah özelliklerine göre en büyük talaş kaldırma kuvveti tablolardan belirlenen özgül kesme kuvveti ve talaş alanı kullanılarak 2211 N olarak hesaplandı. Talaş kaldırma esnasında oluşan radyal ve ilerleme kuvvetleri yapılan deneyler sonucunda elde edilen talaş kaldırma kuvveti ve radyal ve ilerleme kuvvetleri arasındaki ilişki kullanılarak hesaplandı. Buna göre radyal kuvvet 664 N ve ilerleme kuvveti 885 N olarak belirlendi.

Yüksek hız çeliğine uygun çalışma hızı aralığı ve işlenebilecek en büyük ve en küçük iş parçası çapları için tezgah devirleri çalışma aralığı 56 – 1337 dev/dak olarak belirlendi.

Belirlenen tezgah devri çalışma aralığı için ISO R 229 ve DIN 804 standardına göre tezgah devirlerinin kademelendirilmiş değerleri çizelge 2.2’de verildi.

Kademelendirilen tezgah devirleri üç mil ve 12 diş çarktan oluşan bir dişli çark sistemiyle 1400 dev/dak motor devrinden istenilen standart değerlere dönüştürüldü. Tasarlanan dişli çark sistemi daha önce Şekil 2.4’de verilmişti.

Dişli çark sisteminin boyutlandırmasında öncelikle sistemin yerleştirileceği tezgah bölümünün boyutlarının tezgahın genel boyutlarıyla orantılı olması göz önüne alındı. Buna bağlı olarak miller arası mesafe her mil grubu içinde 105 mm olarak ön görüldü ve hesaplar bu doğrultuda ilerledi. Daha sonra standart devir kademe oranlarının sağlanması için belirlenen dişli oranlarına bağlı olarak dişli çarklar için uygun diş sayıları ve modül değerleri belirlendi. Belirlene dişli sayıları ve dişli modülleri çizelge 4.1 ve 4.2’de verilmişti. Dişli çarkların boyutlandırmasında dişlilerin seçilen devir kademelerinde çalışma durumuna göre mil üzerinden dişliye aktarılan en büyük kuvvet göz önüne alındı.

Dilli çarkların boyutlandırma hesaplarında dişli 12 için tüm adımlar gösterildi. Fener mili üzerinde bulunan dişli 12 üzerine etkiyen en büyük kuvvet; en büyük iş parçası çapında oluşan en büyük talaş kaldırma kuvvetinin iş parçası üzerinde oluşturduğu tork değerinin fener miline aynen aktarıldığı göz önünde tutularak dişli çarkın çapına bağlı olarak belirlenen

tork değerinin dişli üzerinde oluşturduğu kuvvet hesaplanarak bulundu. Aynı yöntemle diğer tüm dişli çarkların üzerine etkiyen tork ve kuvvetlerin Ek 2 ve Ek 3’de verildiği belirtilmişti.

Dişli arklar üzerinde oluşan gerilmeler AGMA tarafından verilen statik gerilme eşitlikleri kullanılarak hesaplandı ve yine AGMA tarafından sunulan dinamik düzeltme faktörleriyle tasarım sonucu daha iyileştirildi. Dişli arkların boyutlandırılması hesaplarında malzemelerin yüzey yorulma dayanımları da hesaplara katılarak dişli çarkların her türlü çalışma şartlarına göre dayanıklı olmaları esas alındı. Yüzey yorulma dayanımları yine AGMA tarafından verilen düzeltme faktörleriyle düzenlenerek tasarım sonucu iyileştirildi. Dişli arkların boyutlandırmasında kullanılan kuvvetler ve değerler belirlendikten ve uygun malzeme seçildikten sonra dişli çarklar için tasarım güvenlik kontrolleri yapıldı. Tüm dişli çarklar için hesaplanan dişli yüzey genişlikleri ve kullanılan değerler Ek 5’de verilmişti.

İş parçası üzerinde oluşan maksimum tork değeri fener mili üzerinde farklı devir kademelerine göre dişli çiftlerinin dişli oranlarına göre diğer millere aktarılır. Buna göre motor miline iletilen en büyük tork değeri ve bu torkun iletildiği devir göz önüne alınarak tezgah için gerekli olan motor gücü 0,64 Kw olarak hesaplandı. Motor gücü hesabında % 10’luk bir mekanik kayıp kabul edilmiştir. Daha önce belirlene tezgah devri giriş hızına bağlı olarak seçilen motorun özellikleri izelge 4.1’de verilmişti.

Miller üzerinde oluşan tork değerleri ve bu değerlere bağlı dişli çark kuvvetleri hesaplandıktan sonra dişli çarkları taşıyacak millerin boyutlandırma hesaplarına geçildi. Miller için öncelikle hesaplanan dişli çark yüzey genişlikleri ve devir kademelerinin sağlanması için gerekli hareket sınırları göz önüne alınarak üç mil için de tahmini gerekli mil boyları belirlendi. Belirlenen boylar izelge 5.1’de verilmişti.

Mil hesaplarına öncelikle motor milinden başlandı. Motor mili üzerinde her devir kademesi için tek bir dişli çark çalıştığı için motor mili üzerinde oluşan en büyük dişli kuvveti motor mili hesaplarında kullanıldı. Tüm dişli kuvvetleri daha önce hesaplanmış ve Ek 3’de verilmişti. Motor miline etkiyen bir diğer kuvvet ise motordan aldığı gücü motor miline aktaran kasnak üzerinde oluşur. Kasnak üzerinde mile etkiyen kuvvetler ise yine deneysel olarak elde edilen ve pratikte kullanılan denklemler kullanılarak hesaplandı. Motor mili üzerinde tork ve dişli çark ve kasnak kuvvetlerinin etkisiyle hem eğilme hem de kayma gerilmesi oluşur. Hesaplanan eğilme ve kayma gerilmelerinin bileşkesi Mohr Dairesi göz önünde tutularak hesaplandı. Miller üzerinde oluşan eğilme gerilmeleri, mil üzerinde oluşan eğilme momentinin değişken olması ve miller üzerinde oluşan eğilme gerilmelerinin çalışma

sırasında yatak kuvvetlerine ve mil üzerinde deformasyona bağılı olarak periyodik olarak düzenli bir değişme gösterir. Fakat kayma gerilmesi mil boyunca iletilen torkun sabit olması nedeniyle sabittir. Boyutlandırma işleminin tam değişken durumda çalışmamasına rağmen tam değişken kabul edilerek yapıldı. Böylece sistemin ön görülemeyen dinamik zorlamalara karşı da dayanıklılığının artırılması sağlandı.

Miller boyutlandırma hesapları sonunda;

- Motor mili çapı 30 mm
- Ara mil çapı 26 mm
- Fener mili dış çapı, 25 mm iç çap değerine bağılı olarak 35 mm olarak hesaplandı.

Mil boyutlandırma işleminin sonunda millerin yataklanmasında kullanılan rulmanlar belirlendi. Fener mili için hem aksel hem de radyal yükleri karşılayabilmesi açısından konik makaralı rulmanlar seçildi ve hesapları SKF ürün kataloguna bağılı olarak yapıldı.

Tezgah için önemli olan bir diğer eleman ise arabadır. Arabanın gerilme hesaplarında talaş kaldırma esnasında araba kayıt ve tezgah kızak yüzeylerinin temas alanlarında oluşan tepki kuvvetleri göz önüne alındı. Gerilme hesapları basit basma ve çekme dayanımına göre hesaplandı. Ayrıca tezgahın günlük çalışma süresi ve arabanın bu süre içinde ki hareketi göz önüne alınarak sürtünmeye bağılı bir aşınma hesabı yapıldı. Hesap sonrası araba kayıt ve tezgah kızak için 2,5 µm aşınma limitine göre servis ömrü 5,5 yıl olarak belirlendi.

Arabanın otomatik hareketini sağlayana vidalı mil tasarımında talaş kaldırma esnasında oluşan ilerleme kuvveti göz önüne alındı. Vidalı mil hem vida üzerinde oluşan kayma gerilmesi hem de mil üzerinde oluşan basma ve çekme gerilmesine göre kontrol edildi. Araba ilerleme kuvvetinin araba içindeki dişli çarklarla küçültülmesi nedeniyle vidalı mil için belirlenen 3 mm vida adımı ve 13,5 mm mil çapı oldukça güvenli bulunmuştu.

Araba dışında tezgahın bir diğer önemli elemanı da puntadır. Puntanın boyutlandırılmasında;

- Talaş kaldırma işleminin sırasında yatakta kayma oluşmaması.
- Delme işlemleri için hareket mekanizmasında yeterli kuvvetin sağlanabilmesi durumları göz önüne alındı.

Hesaplar sonunda puntanın kızak üzerinde sabitlenmesi için M 10 bir civata ve somun grubu kullanıldı.

Tezgahın boyutlandırma ve güvenlik hesaplarının ardından tezgah, fener mili, araba için sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizi uygulandı. Sonlu elemanlar yöntemi kuvvet, yataklar ve

sabitlenme noktaları ve parça modeli gibi sınır şartlarını kullanılarak bir yazılım ile yapıldı. Analiz sonucu tezgah ve araba için belirlenen güvenlik faktörlerinin daha önce hesaplanan güvenlik faktörlerine yakın değerde ve ön görülen güvenlik faktörü değerlerinden büyük olduğu için bunlar için bir iyileştirmeye gidilmemişti. Fakat fener mili için yapılan sonlu elemanlar yöntemi analizleri sonucunda hesaplanan güvenlik faktörü ön görülen faktöründen daha küçük olduğu için fener mili üzerinde iyileştirme yapıldı. Bunun için tasarımda kullanılan malzeme değiştirildi. Seçilen malzemeye göre yapılan sonlu elemanlar yöntemi analizi sonucunda fener mili için istenen güvenlik faktörü sağlandı. Sonlu elemanlar yöntemi analizi uygulanan parçalar için teorik ve sonlu elemanlar yöntemi sonunda hesaplanan güvenlik faktörleri aşağıdaki tabloda verildi. Tabloda tezgah ve araba için hesaplanan teorik güvenlik faktörü değerleri kayıt-kızak sistemine göre verilmiştir. Fakat dişli mekanizması millerinden ve puntadan tezgah üzerine etkiyen birçok kuvvet vardır. Bu kuvvetlerin hepsinin etkisi sadece sonlu elemanlar yönteminde uygulanmıştır. Bu nedenle tezgahın geneli yapısı için teorik güvenlik faktörü değeri, sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanan değerden oldukça yüksektir.

Çizelge 11.1 Teorik ve sonlu elemanlar yöntemi sonunda hesaplanan güvenlik faktörleri

	Fener Mili	Tezgah	Araba
Teorik hesaplanan	1,4	152	152
Sonlu elemanlar yöntemi sonunda hesaplanan	1,307	2,1	98
İyileştirme sonrası sonlu elemanlar yöntemi sonunda hesaplanan	1,755	-	-

**KAYNAKLAR**

Akkurt, M. (1999), Makine Elemanları Cilt II; Dişli Çarklar Ve Diğer Güç İletim Elemanları, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Akkurt, M. (2000), Talaş Kaldırma Yöntemleri Ve Takım Tezgahları, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Mendi, F. (1999), Takım Tezgahları Tasarımı, Gazi Kitabevi, İstanbul.

Özyurt, C. (1978), “Üniversal Bir Torna Tezgahının Genel Proje Hesapları Ve Konstrüksiyonu”, Mühendis Ve Makine/Cilt 22-Sayı 256 Mayıs.

Shigley, J.E. (1986), Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book Company.

SKF Group. “Interactive Engineering Catalogue”, 2000

Kaymakçı, T. (2001), Bir Matkap Tezgahının Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Tasarımı, YTÜ Kütüphanesi, İstanbul, 2001.

**İNTERNET KAYNAKLARI**

[1] [www.mini-lathes.com](http://www.mini-lathes.com)

[2] [www.rimteccorporation.com](http://www.rimteccorporation.com)

[3] [www.ufukrulman.com](http://www.ufukrulman.com)

[4] [www.warnerelectric-eu.com](http://www.warnerelectric-eu.com)



**EKLER**

- Ek 1 Devir Kademeleri İçin Tezgah Kolları Pozisyonları
- Ek 2 Devir Kademelerine Göre Dişliler Üzerine Etkiyen Tork Değerleri
- Ek 3 Devir Kademelerine Göre Dişliler Üzerine Etkiyen Kuvvet Değerleri
- Ek 4 Farklı Devir Kademelerine göre Dişliler Üzerinde Oluşan Çizgisel Devir Değerleri
- Ek 5 Devir Kademesinde Kullanılan Tüm Dişliler İçin Yüzey Genişliği Hesaplama Değerleri ve Yüzey Genişlikleri
- Ek 6 Motor Mili Moment Diyagramları
- Ek 7 Ara Mil Moment Diyagramları
- Ek 8 Fener Mili Moment Diyagramları
- Ek 9 Teknik Parça Çizimleri

**Ek 1 Devir Kademeleri İçin Tezgah Kolları Pozisyonları**

A	B	Devir
<b>I</b>	<b>III</b>	186
<b>I</b>	<b>II</b>	260
<b>I</b>	<b>I</b>	364
<b>III</b>	<b>III</b>	510
<b>III</b>	<b>II</b>	714
<b>III</b>	<b>I</b>	1000
<b>II</b>	<b>III</b>	1400

## Ek 2 Devir Kademelerine Göre Dişliler Üzerine Etkiyen Tork Değerleri

Çizelgedeki tork değerleri N.mm olarak yazılmıştır.

	<b>Dişli-1</b>	<b>Dişli-2</b>	<b>Dişli-3</b>	<b>Dişli-4</b>	<b>Dişli-5</b>	<b>Dişli-6</b>
<b>1. Vites</b>	13312	35305				
<b>2. Vites</b>	18757	49748				
<b>3. Vites</b>	25510	67657				
<b>4. Vites</b>			35305	35305		
<b>5. Vites</b>			49748	49748		
<b>6. Vites</b>			67657	67657		
<b>7. Vites</b>					101991	35305

	<b>Dişli-7</b>	<b>Dişli-8</b>	<b>Dişli-9</b>	<b>Dişli-10</b>	<b>Dişli-11</b>	<b>Dişli-12</b>
<b>1. Vites</b>	35305	99495				
<b>2. Vites</b>			49748	99495		
<b>3. Vites</b>					67657	99495
<b>4. Vites</b>	35305	99495				
<b>5. Vites</b>			49748	99495		
<b>6. Vites</b>					67657	99495
<b>7. Vites</b>	35305	99495				

### Ek 3 Devir Kademelerine Göre Dişliler Üzerine Etkiyen Kuvvet Değerleri

Çizelgedeki kuvvet değerleri N olarak yazılmıştır.

Vites	Dişli-1	Dişli-2	Dişli-3	Dişli-4	Dişli-5	Dişli-6
1. Vites	463	463				
2. Vites	652	652				
3. Vites	887	887				
4. Vites			672	672		
5. Vites			948	948		
6. Vites			1289	1289		
7. Vites					1308	1308

	Dişli-7	Dişli-8	Dişli-9	Dişli-10	Dişli-11	Dişli-12
1. Vites	1284	1284				
2. Vites			1421	1421		
3. Vites					1592	1592
4. Vites	1284	1284				
5. Vites			1421	1421		
6. Vites					1592	1592
7. Vites	1284	1284				

#### Ek 4 Farklı Devir Kademelerine göre Dişliler Üzerinde Oluşan Çizgisel Devir Değerleri

Çizelgedeki çizgisel devir değerleri m/s olarak verilmiştir.

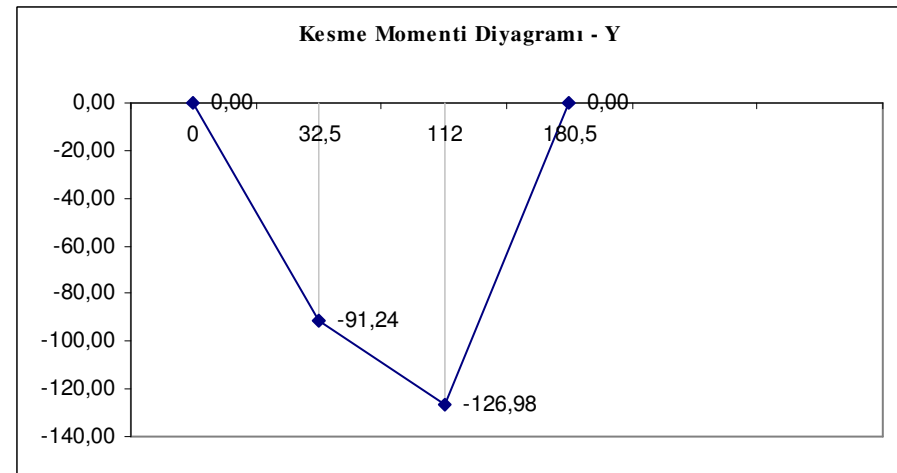
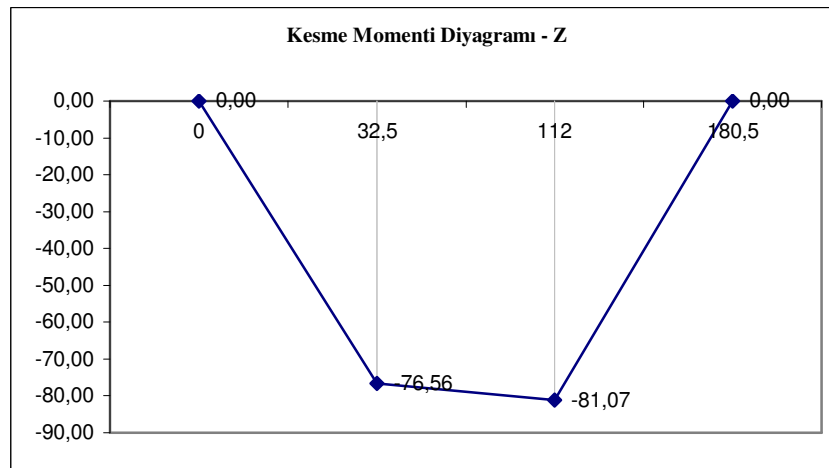
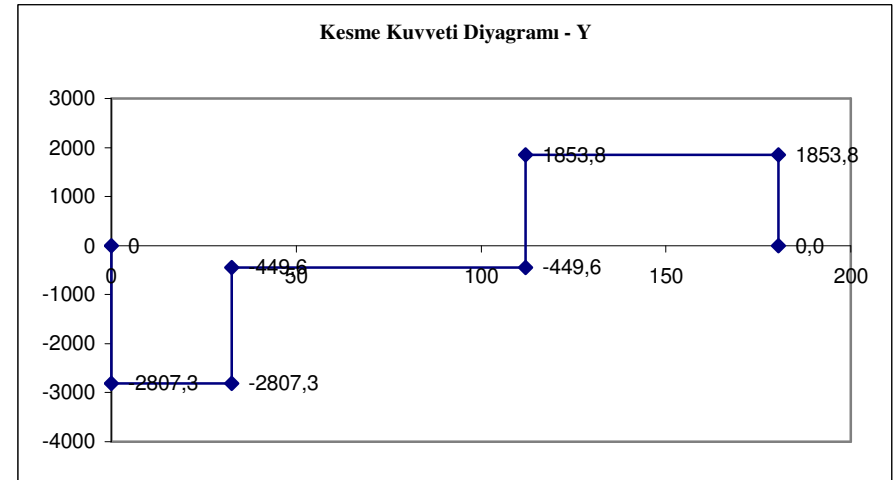
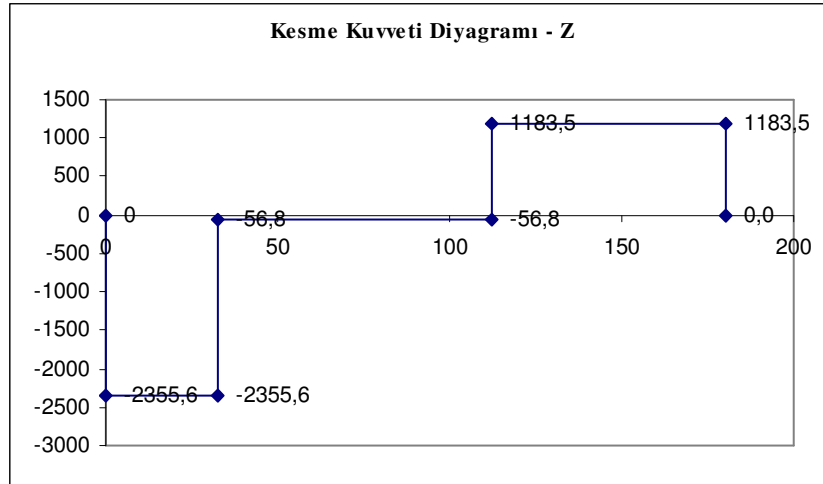
Vites	Dişli-1	Dişli-2	Dişli-3	Dişli-4	Dişli-5	Dişli-6
1. Vites	4,21	4,21				
2. Vites	4,21	4,21				
3. Vites	4,21	4,21				
4. Vites			7,69	7,69		
5. Vites			7,69	7,69		
6. Vites			7,69	7,69		
7. Vites					11,43	11,43

	Dişli-7	Dişli-8	Dişli-9	Dişli-10	Dişli-11	Dişli-12
1. Vites	1,52	1,52				
2. Vites			1,93	1,93		
3. Vites					2,35	2,35
4. Vites	4,03	4,03				
5. Vites			5,13	5,13		
6. Vites					6,23	6,23
7. Vites	11,64	11,64				

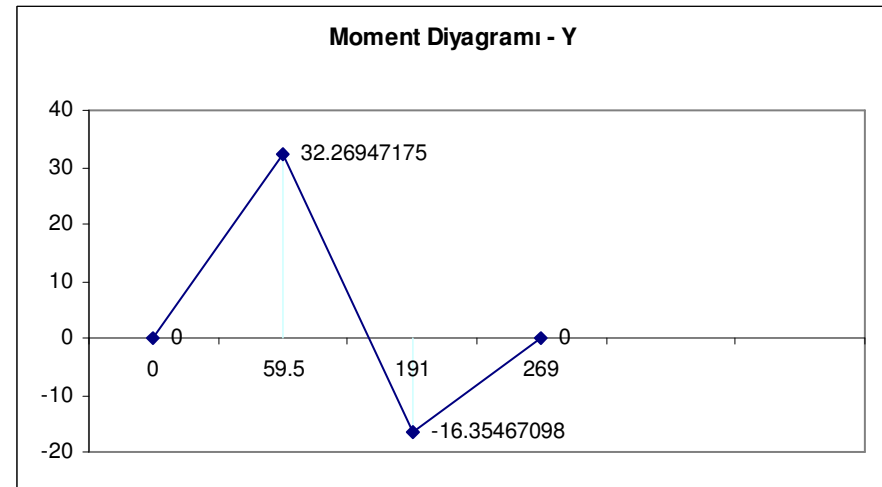
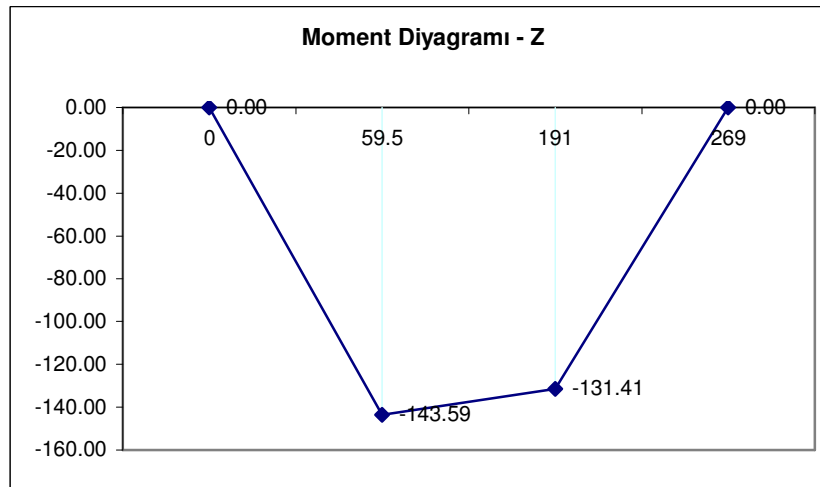
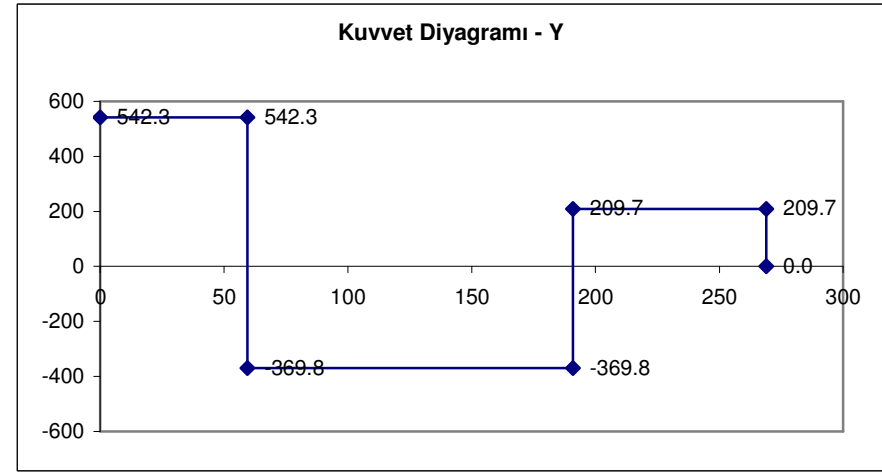
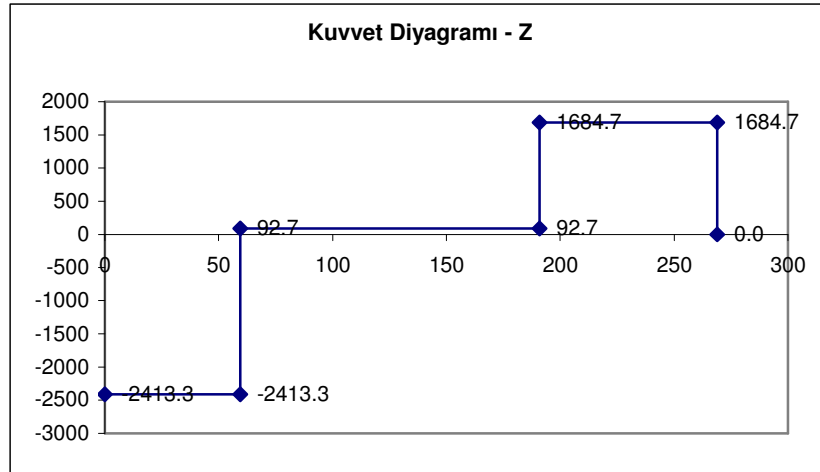
**Ek 5 Devir Kademesinde Kullanılan Tüm Dişliler İçin Yüzey Genişliği Hesaplama Değerleri ve Yüzey Genişlikleri**

<b>Dişli</b>		<b>1-2</b>	<b>3-4</b>	<b>5-6</b>	<b>7-8</b>	<b>9-10</b>	<b>11-12</b>
<b>Wt</b>	N	887	1289	2506	1284	1421	1592
<b>Kv</b>		0,59	0,44	0,34	0,34	0,29	0,25
<b>m</b>		2,5	3,5	3	2,5	3,5	2,5
<b>J</b>		0,37	0,41	0,45	0,46	0,42	0,44
<b><math>\sigma</math></b>	Mpa	323	323	323	323	323	323
<b>B</b>	mm	5,0	6,4	16,9	10,2	10,4	17,7

### Ek 6 Motor Mili Moment Diyagramları

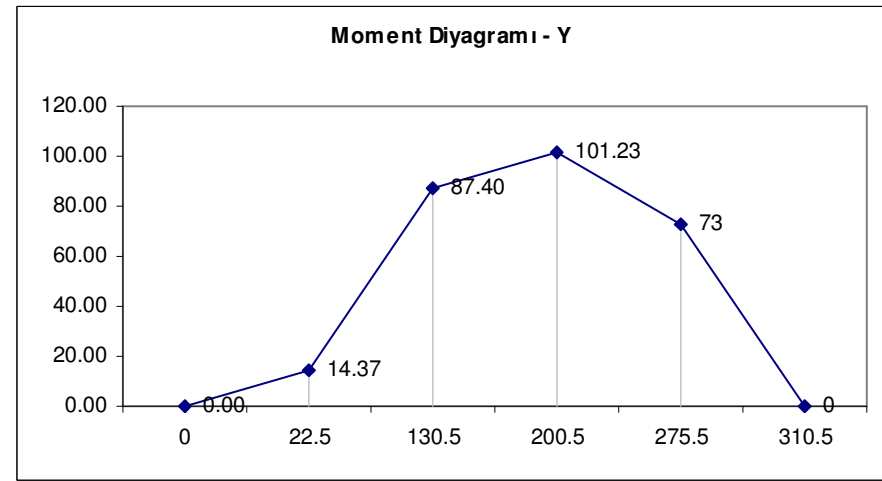
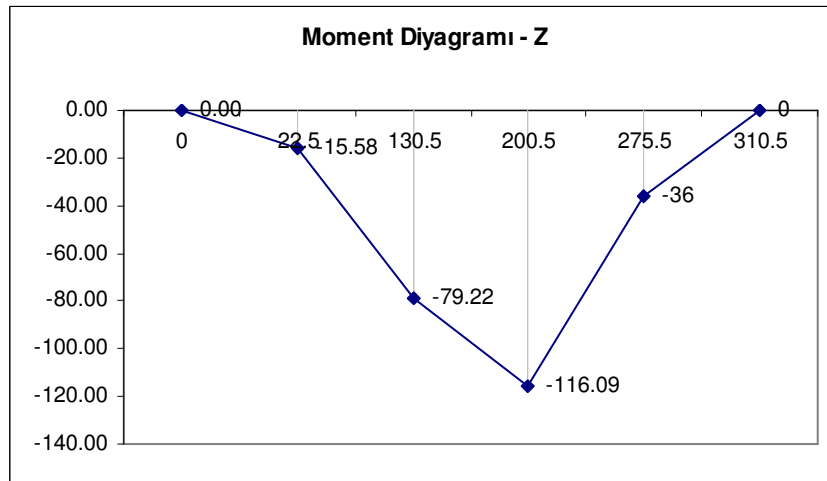
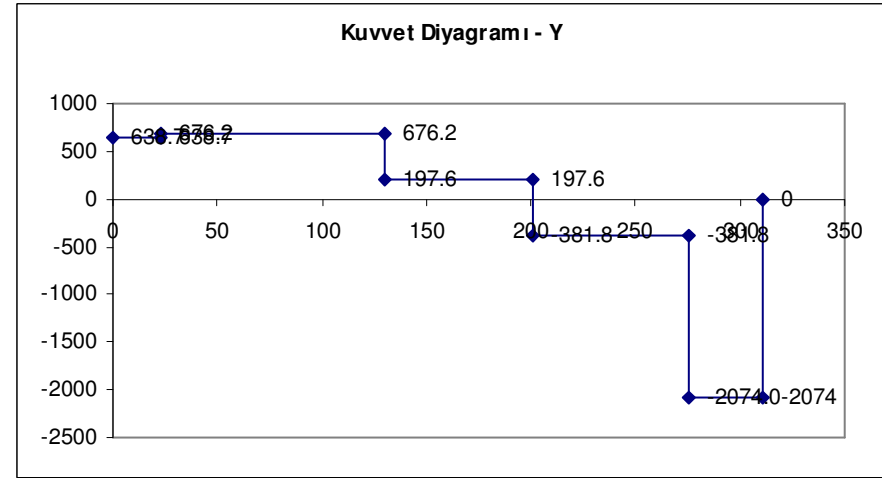
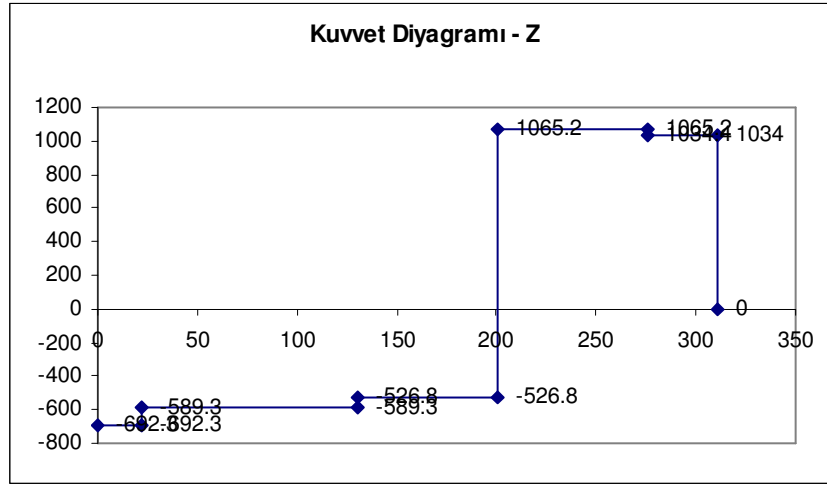


## Ek 7 Ara Mil Moment Diyagramları



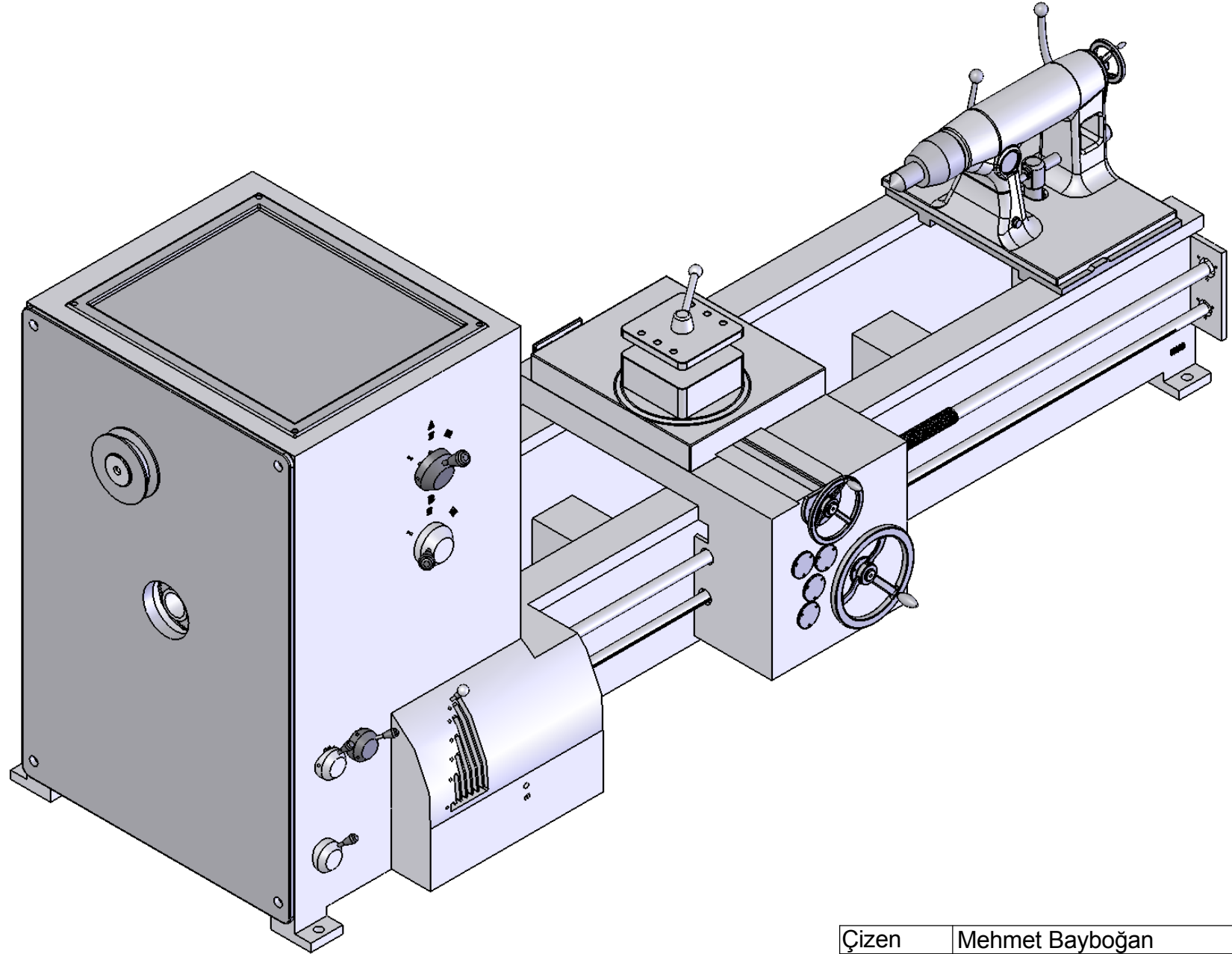


## Ek 8 Fener Mili Moment Diyagramları

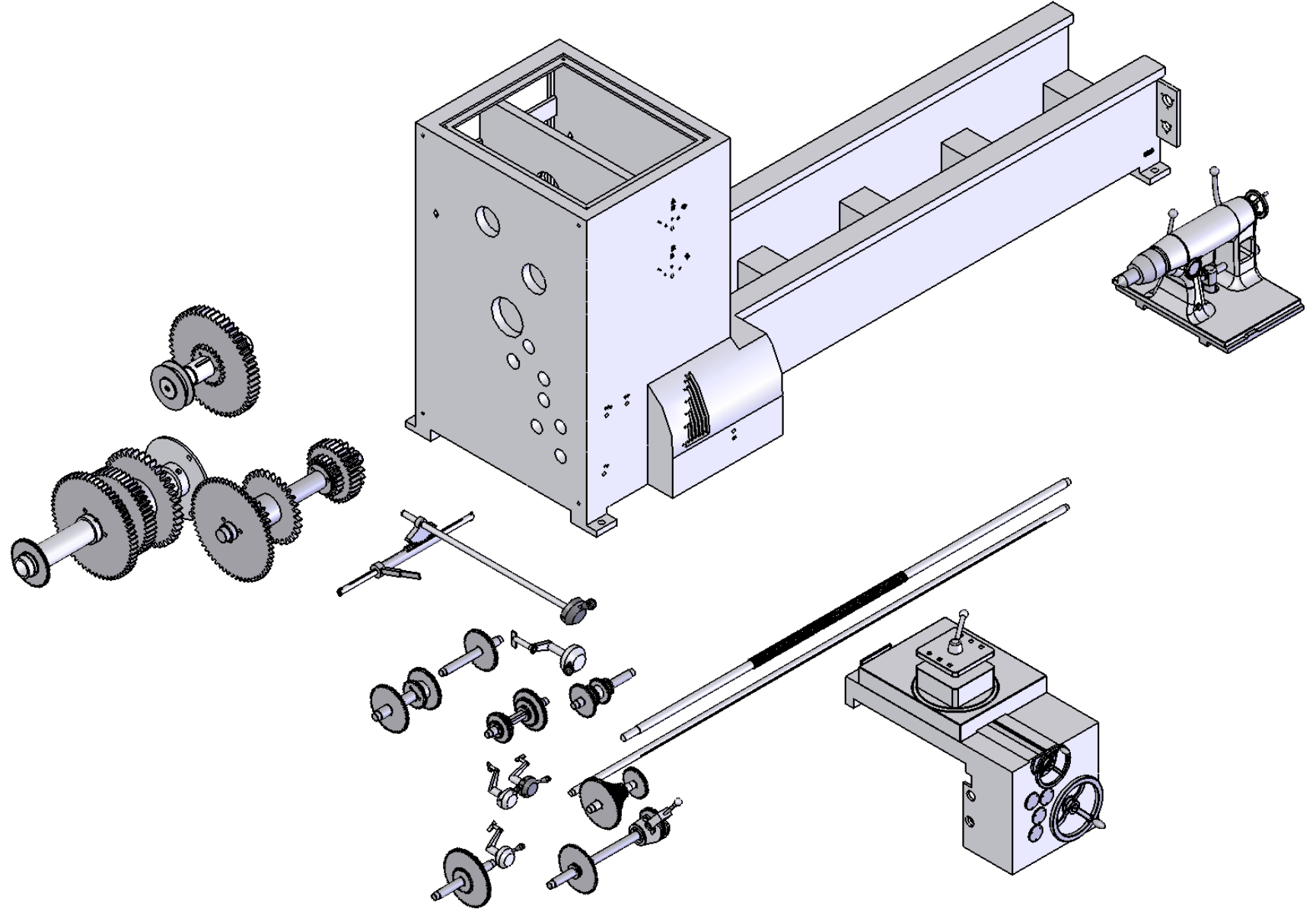


**Ek 9 Teknik Parça Çizimleri**

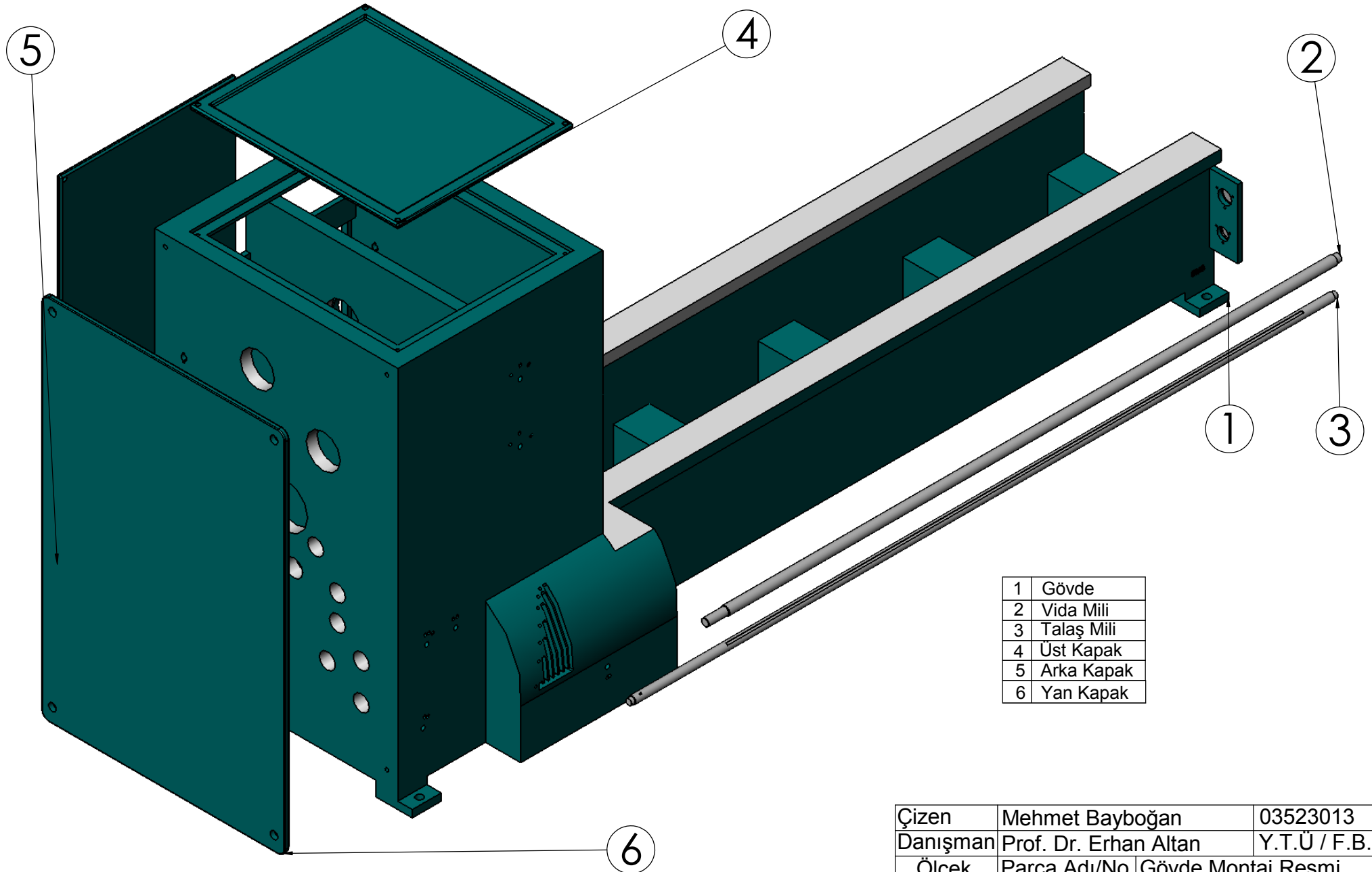
- 1) Tezgah genel montaj resmi
- 2) Gövde montaj resmi
  - a. Gövde teknik resmi
  - b. Üst ve arka kapak teknik resimleri
  - c. Yan kapak teknik resmi
- 3) Araba montaj resmi
  - a. Alt araba teknik resmi
  - b. Alt araba dişli çarkları teknik resimleri
  - c. Alt araba mekanik kolları teknik resimleri
  - d. Alt araba milleri teknik resimleri
- 4) Motor mili montaj resmi
  - a. Motor mili teknik resmi
  - b. Motor mili dişli çarkları teknik resimleri
  - c. Motor mili kasnak teknik resmi
- 5) Ara mil montaj resmi
  - a. Ara mil ve kamaları teknik resimleri
  - b. Ara mil dişli çarkları teknik resimleri
- 6) Fener mili montaj resmi
  - a. Fener mili ve kamaları teknik resimleri
  - b. Fener mili 1. grup dişli çarkları teknik resimleri
  - c. Fener mili 2. grup dişli çarkları teknik resimleri
  - d. Fener mili ayna sabitleme parçası teknik resmi
- 7) Tezgah devir mekanizması milleri teknik resimleri
- 8) Norton dişli çarkları grubu parçaları teknik resimleri
- 9) Tezgah devir mekanizması mil-5 teknik resmi
- 10) Araba üst tablası teknik resmi
- 11) Üst araba teknik resmi
- 12) Üst araba mekanik hareket parçaları teknik resimleri
- 13) Punta teknik resmi
- 14) Punta mekanik hareket parçaları teknik resimleri



Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	
1/5	Malzeme	

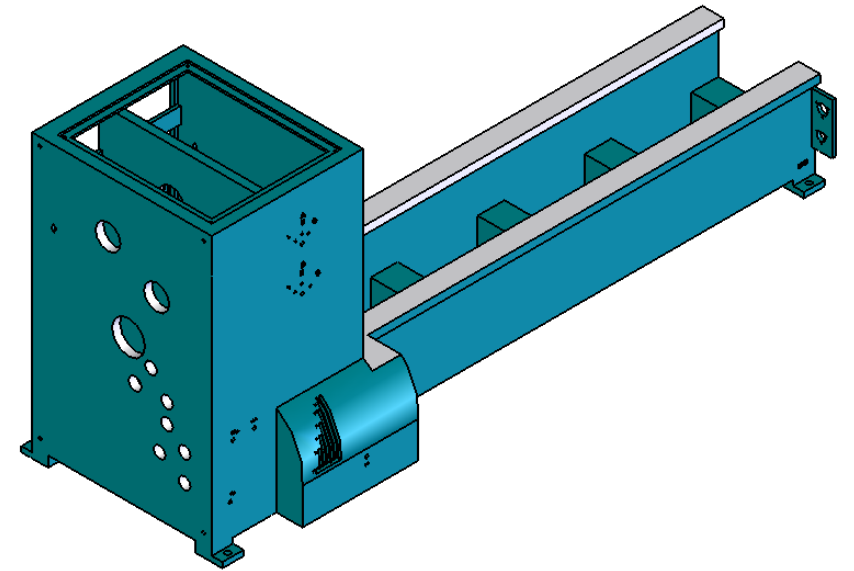
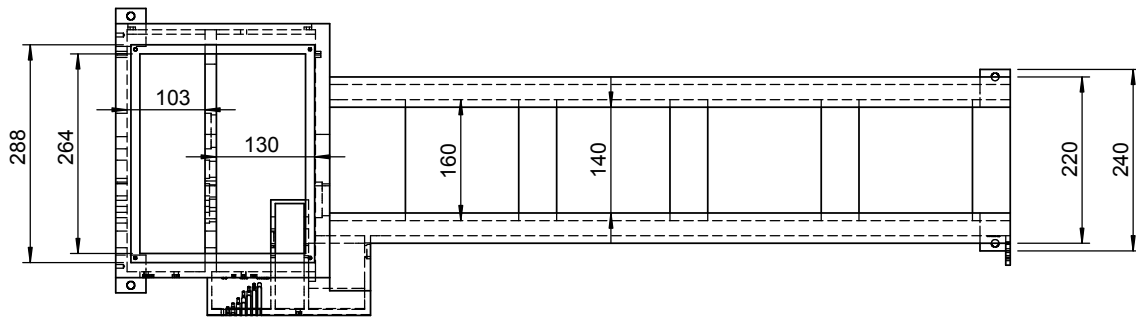
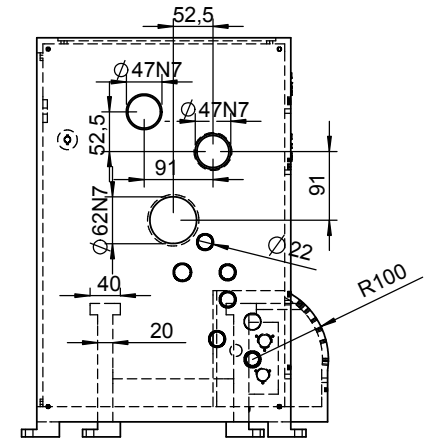
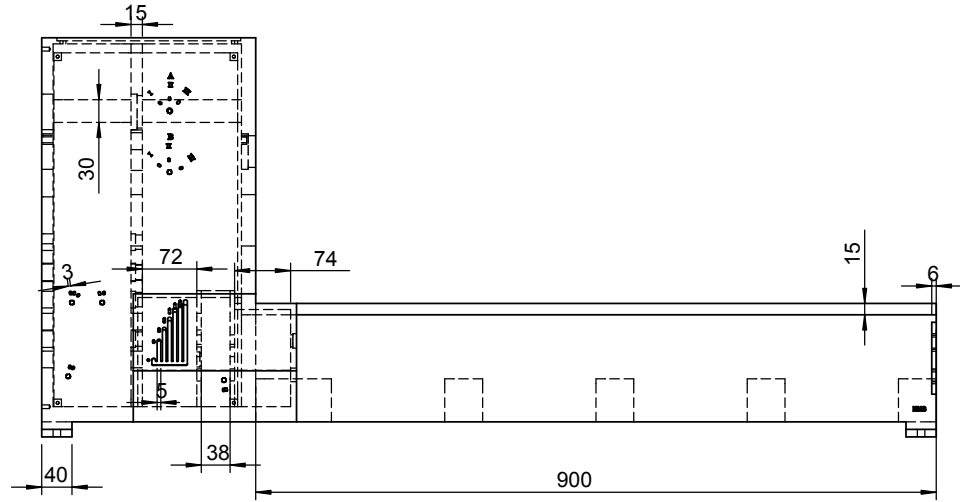


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	
1/8	Malzeme	

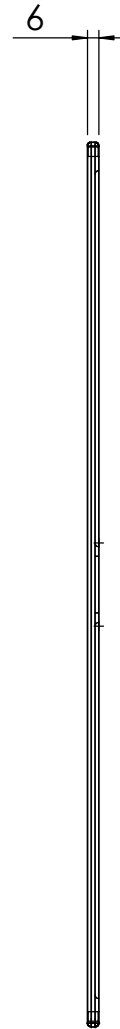
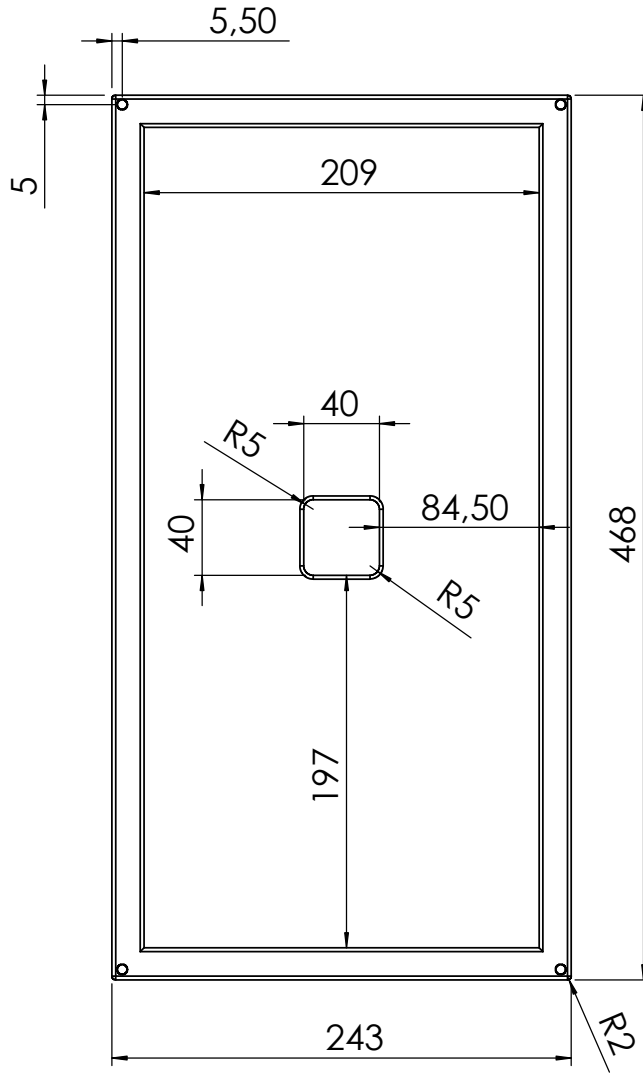
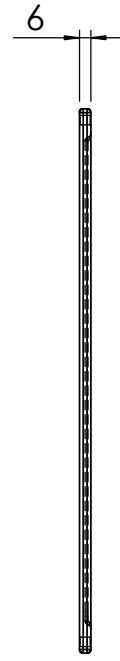
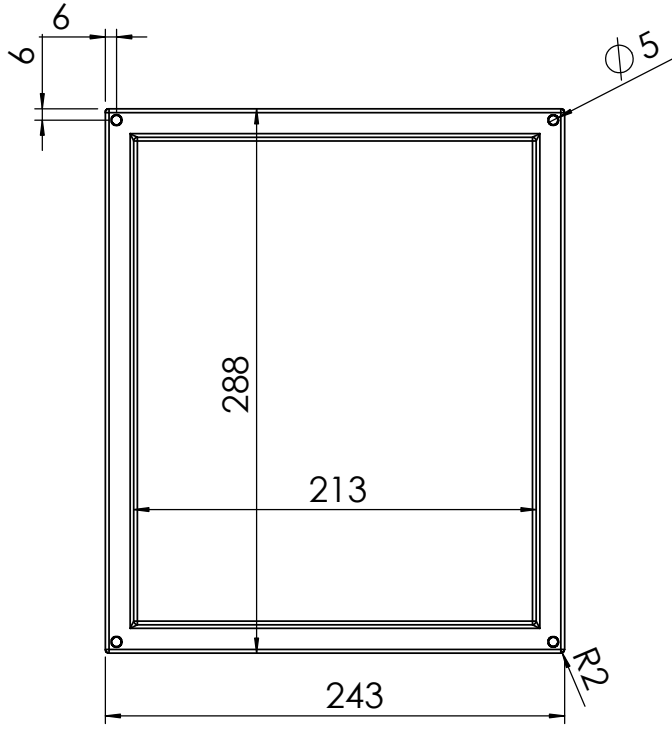


1	Gövde
2	Vida Mili
3	Talaş Mili
4	Üst Kapak
5	Arka Kapak
6	Yan Kapak

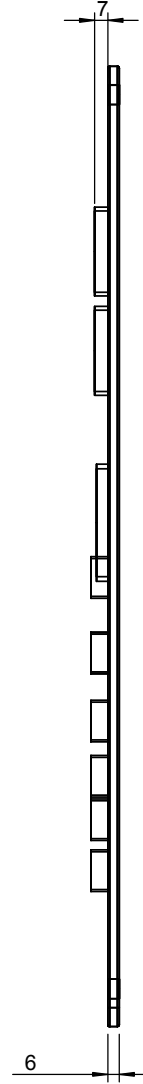
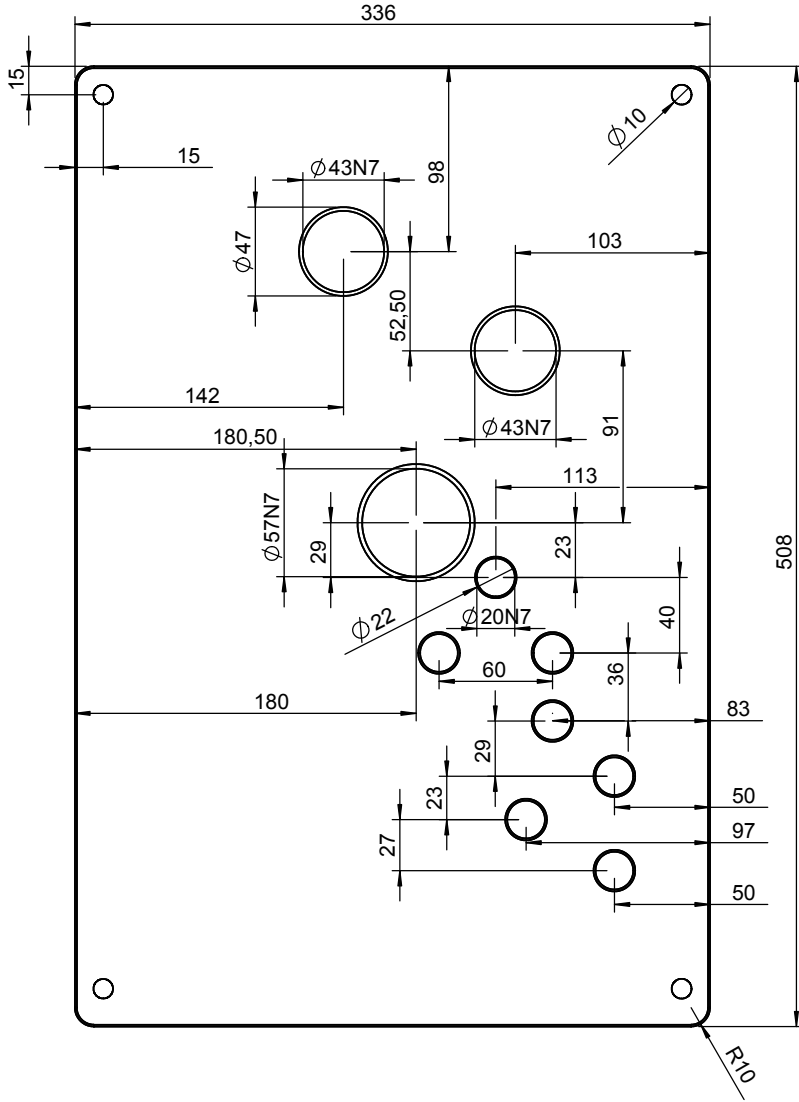
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Gövde Montaj Resmi
1/5	Malzeme	



Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Gövde
1/5	Malzeme	Gri Döküm Demir

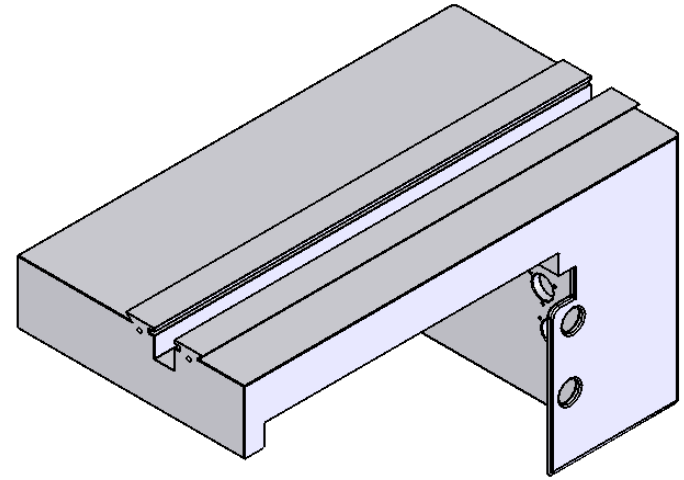
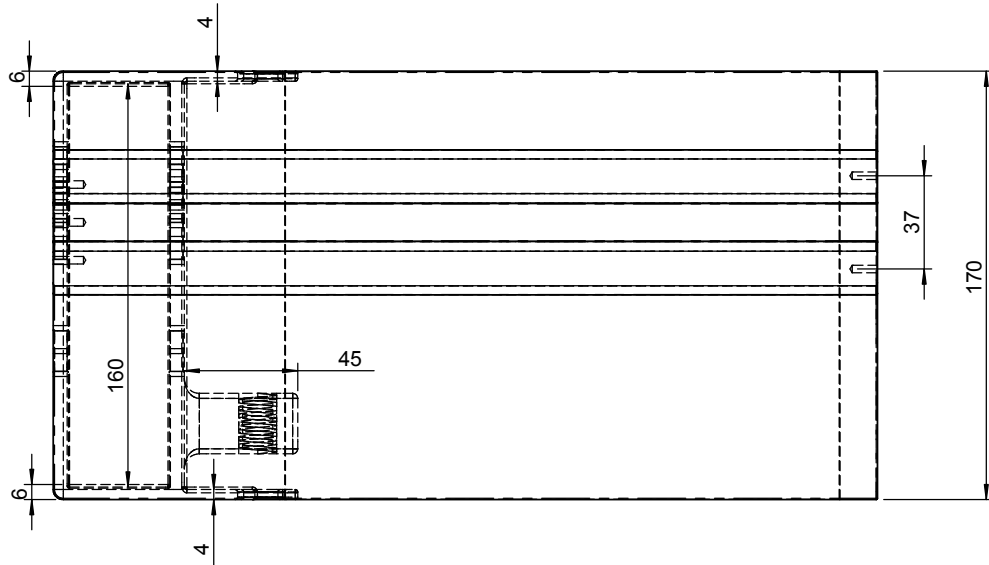
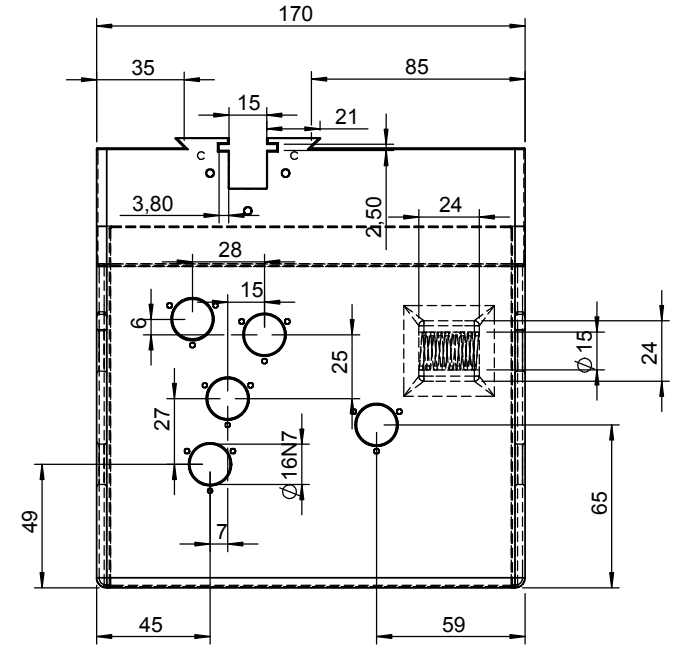
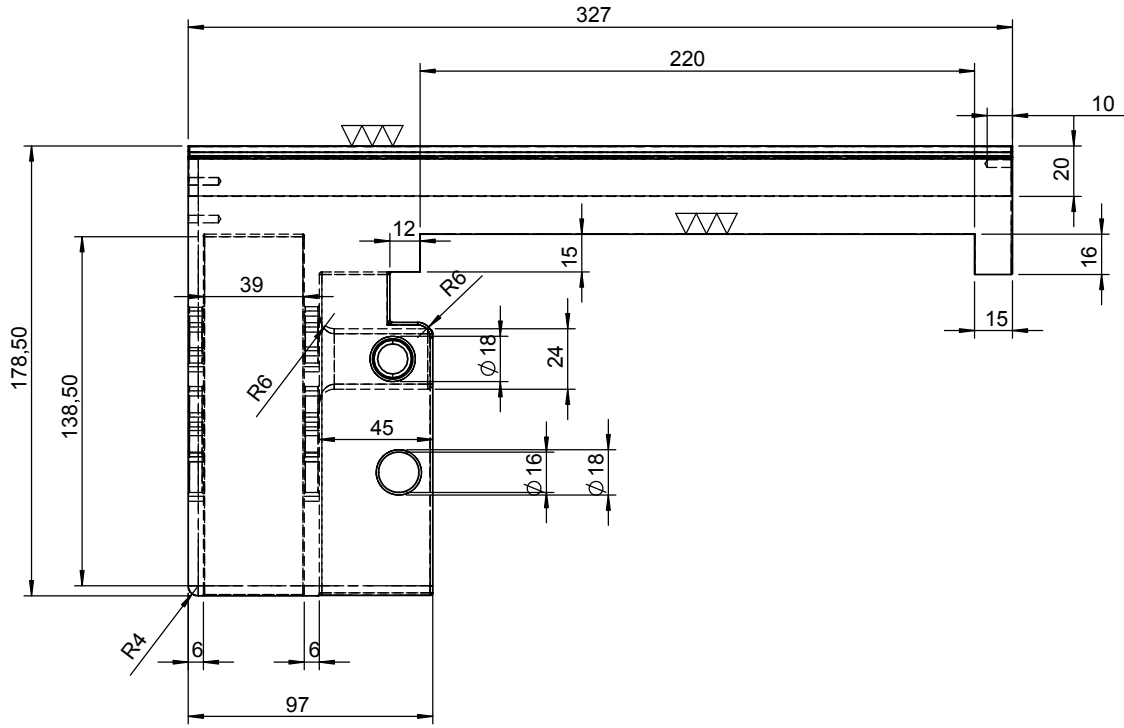


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Kapak 1, Kapak 2
1/4	Malzeme	Döküm Demir

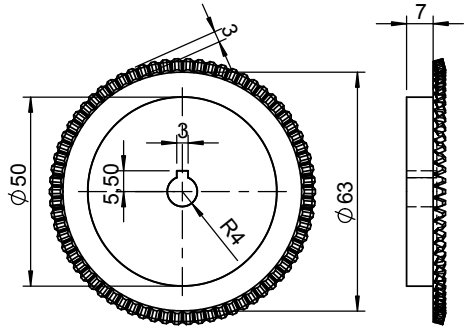


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Kapak 3
1/4	Malzeme	Döküm Demir



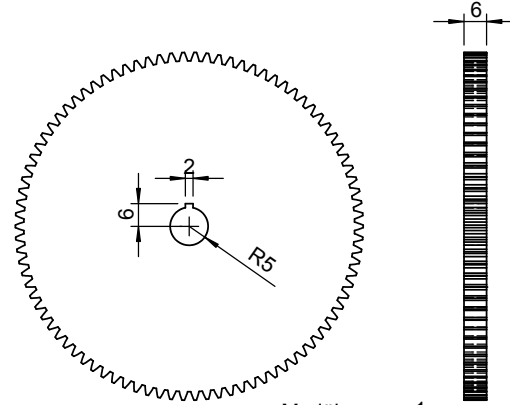


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Alt Araba
1/3	Malzeme	Gri Döküm Demir



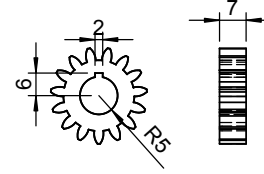
**Dişli 31**

Modül 1  
Diş Sayısı 70  
Basınç Açısı 20°



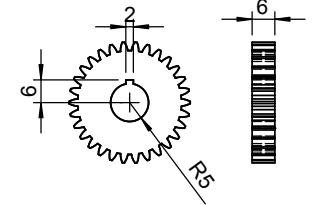
**Dişli 35**

Modül 1  
Diş Sayısı 90  
Basınç Açısı 20°



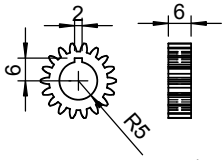
**Dişli 37**

Modül 1,5  
Diş Sayısı 15  
Basınç Açısı 20°



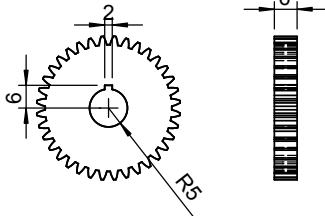
**Dişli 38**

Modül 1  
Diş Sayısı 30  
Basınç Açısı 20°



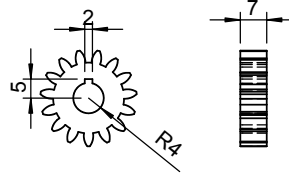
**Dişli 32**

Modül 1  
Diş Sayısı 18  
Basınç Açısı 20°



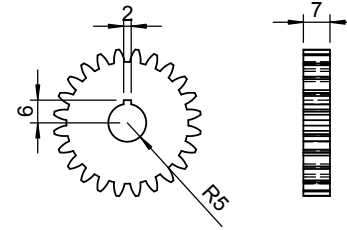
**Dişli 33**

Modül 1  
Diş Sayısı 36  
Basınç Açısı 20°



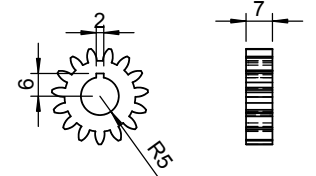
**Dişli 34**

Modül 1,5  
Diş Sayısı 15  
Basınç Açısı 20°



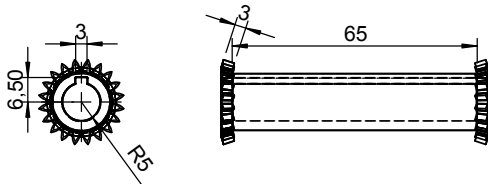
**Dişli 36**

Modül 1,5  
Diş Sayısı 24  
Basınç Açısı 20°



**Dişli 39**

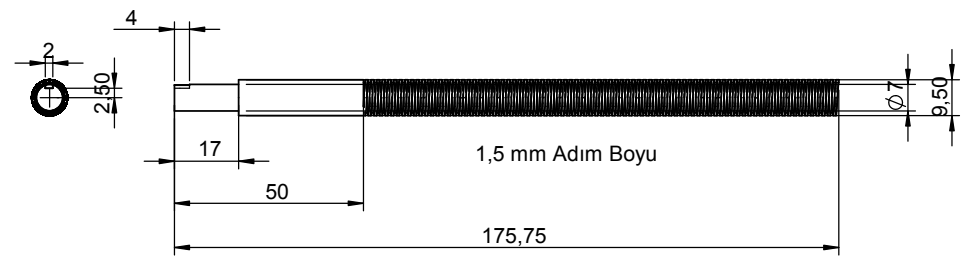
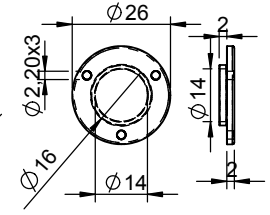
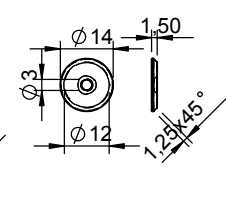
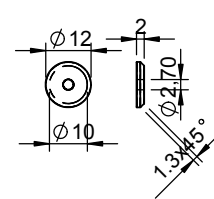
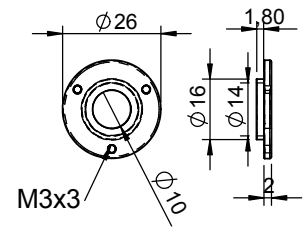
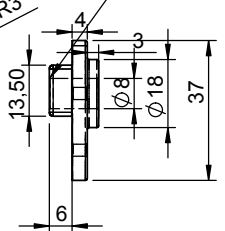
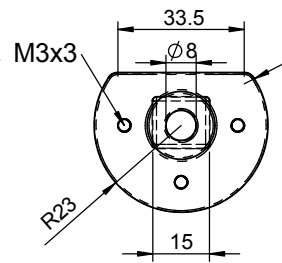
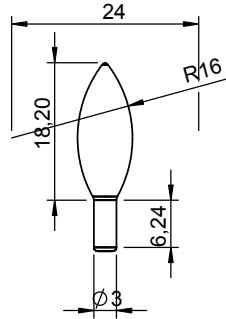
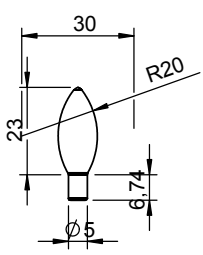
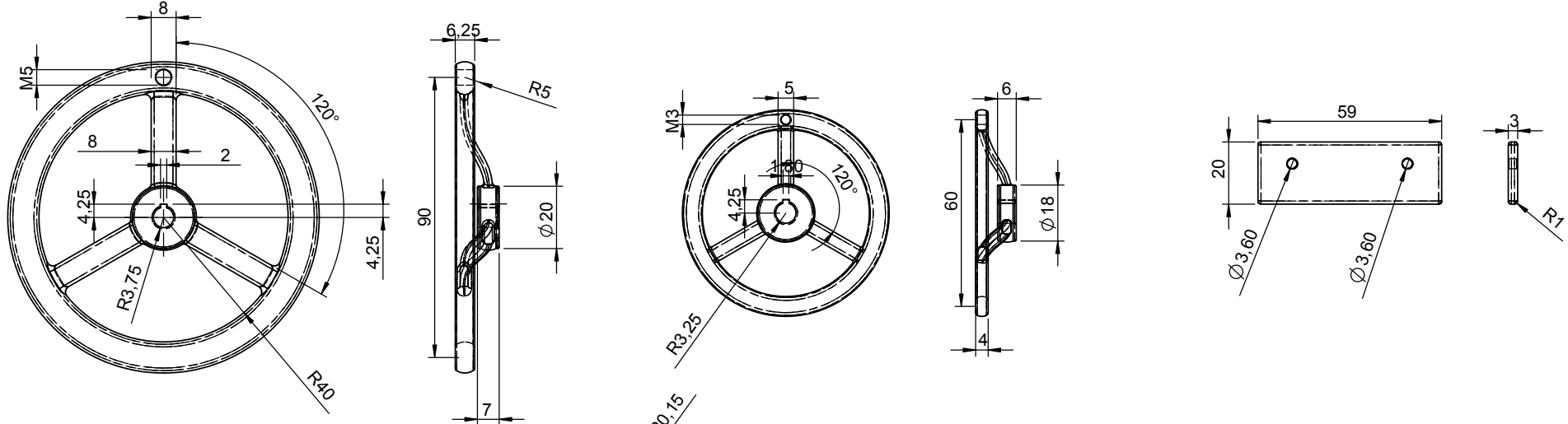
Modül 1,5  
Diş Sayısı 15  
Basınç Açısı 20°



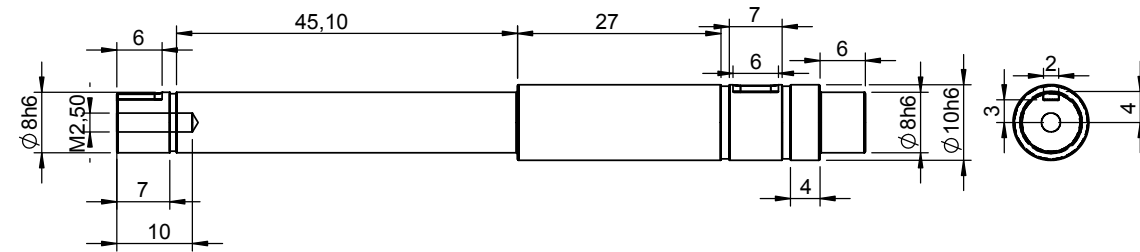
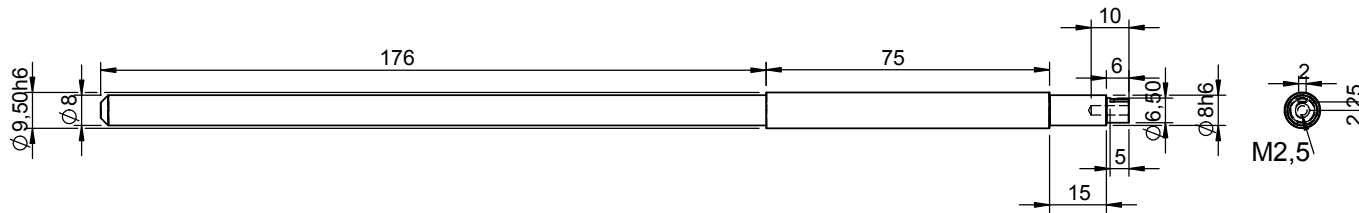
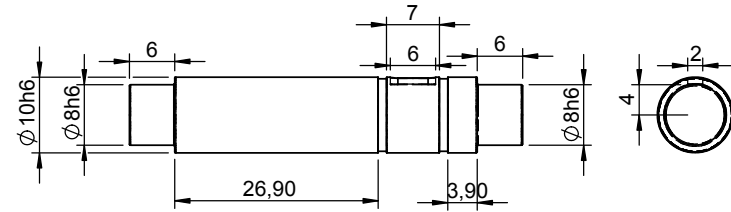
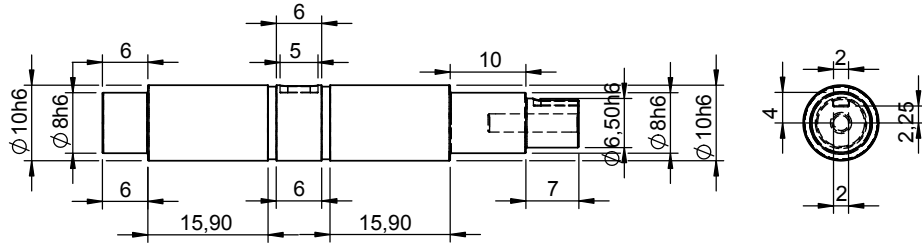
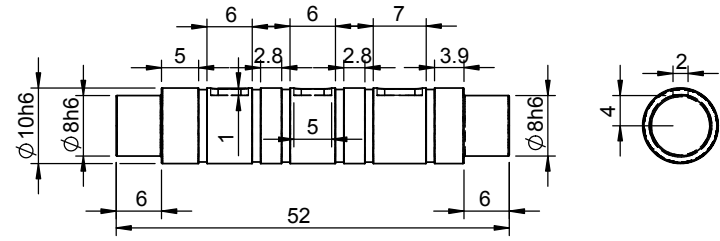
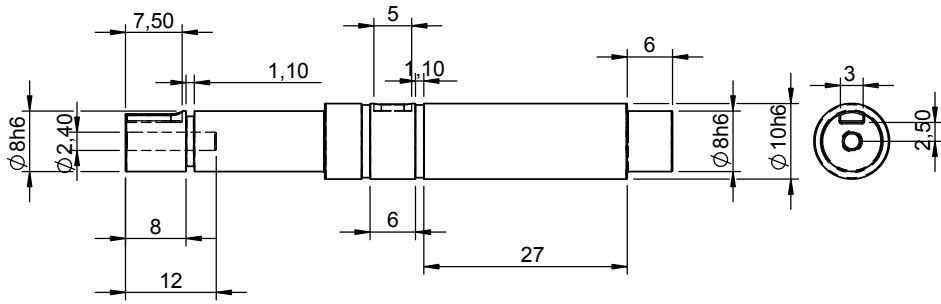
**Dişli 30**

Modül 1  
Diş Sayısı 20  
Basınç Açısı 20°

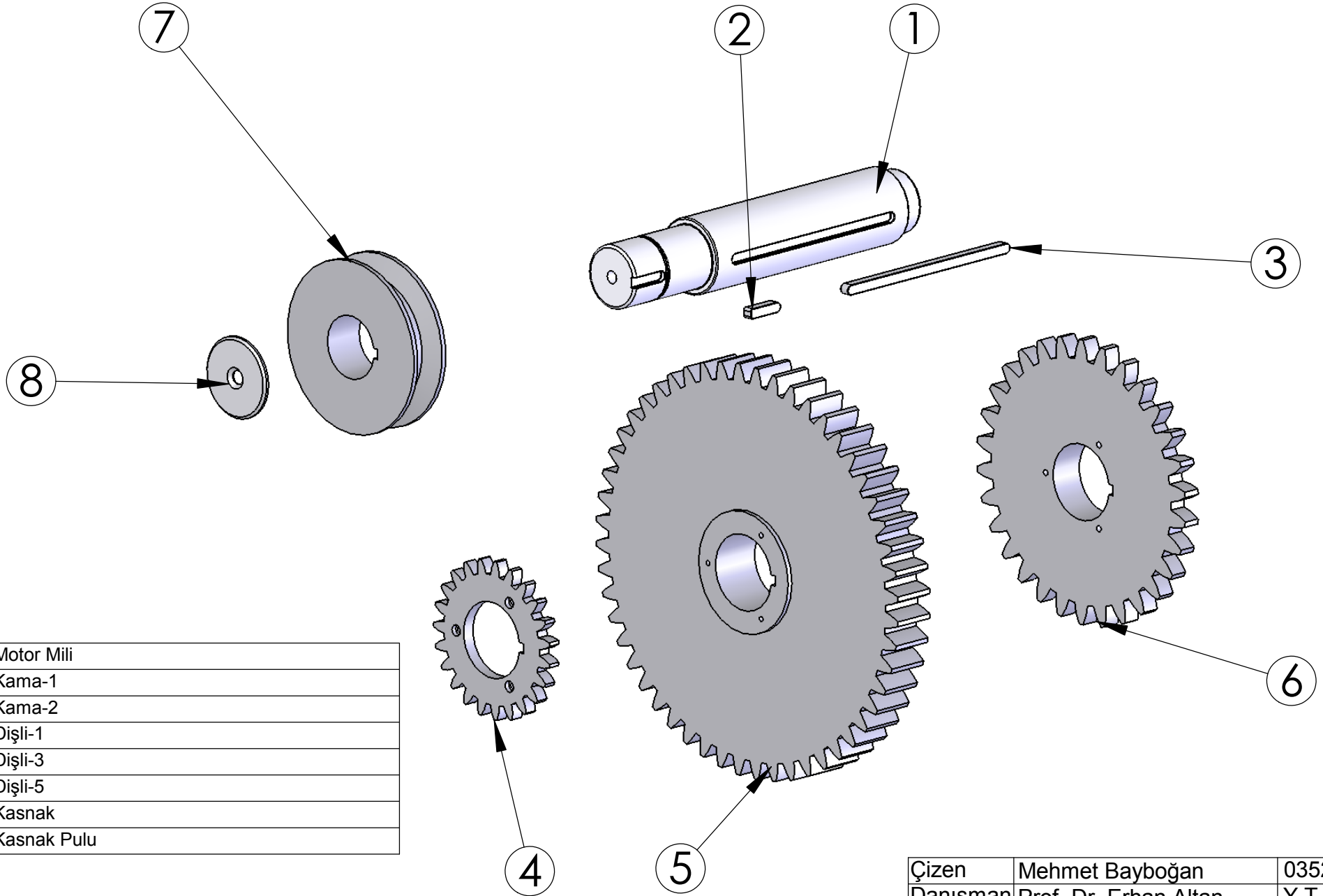
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	
1/2	Malzeme	530M40



Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	
1/2	Malzeme	

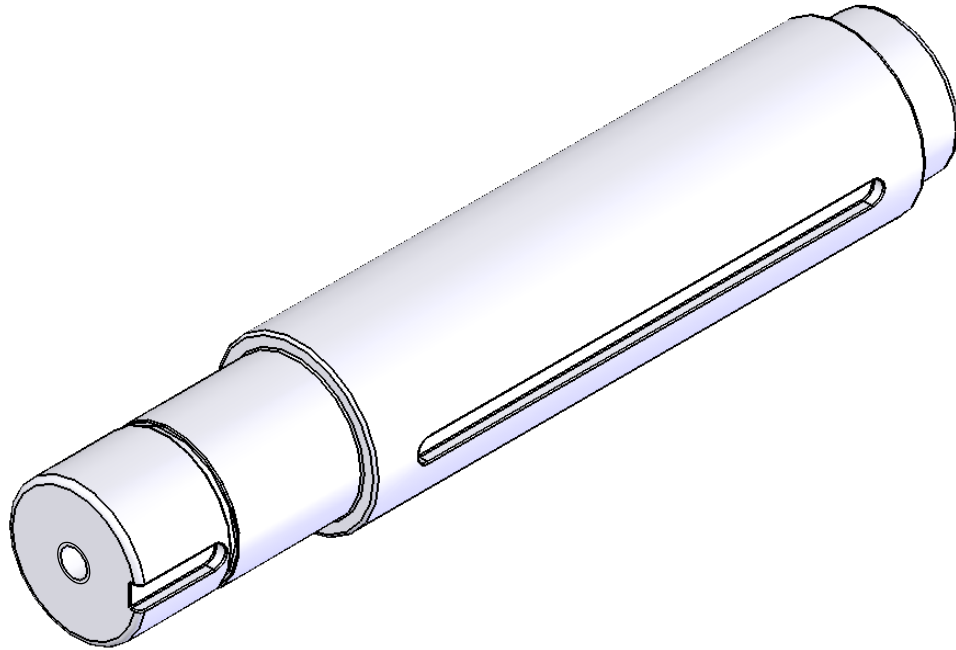
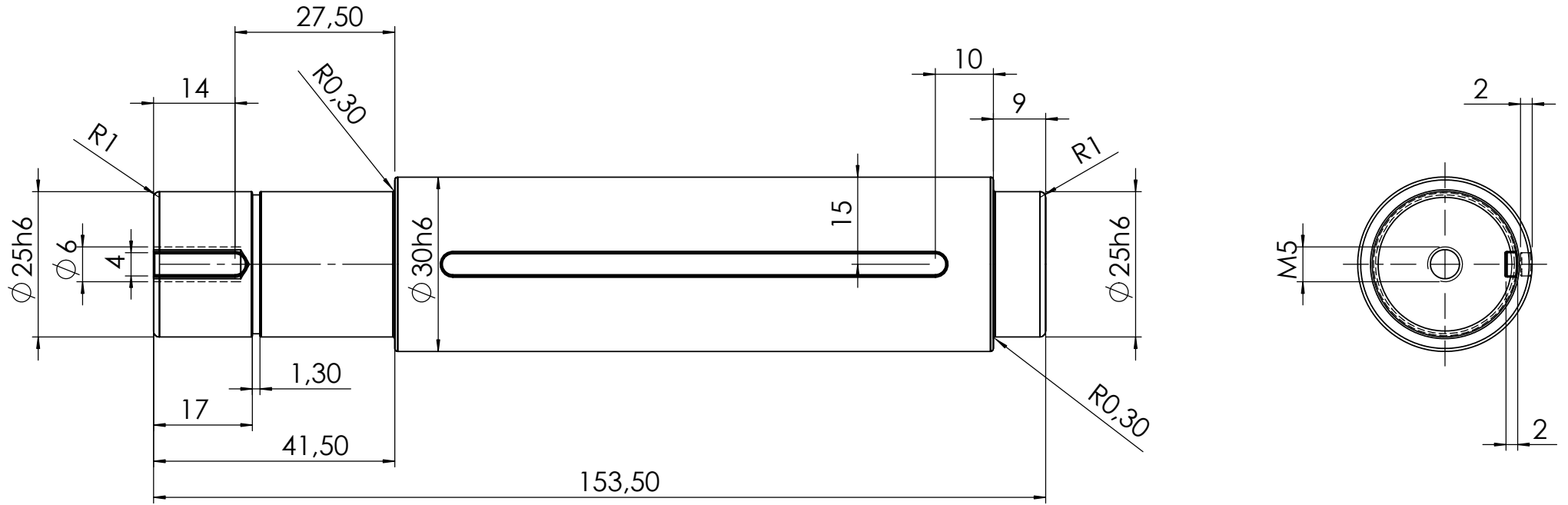


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Mil 8, 9, 10, 11, 12, 13
1/2.5	Malzeme	080M30 CD

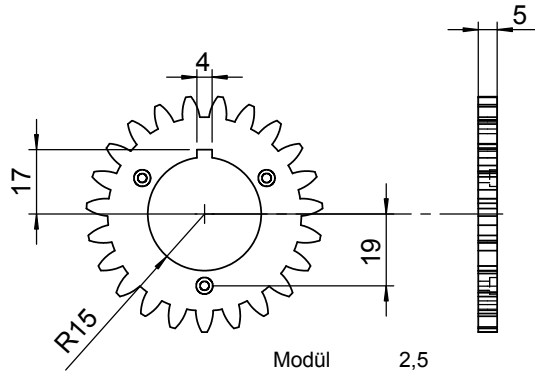


1	Motor Mili
2	Kama-1
3	Kama-2
4	Dişli-1
5	Dişli-3
6	Dişli-5
7	Kasnak
8	Kasnak Pulu

Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Motor Mili Montaj Resmi
1/2	Malzeme	

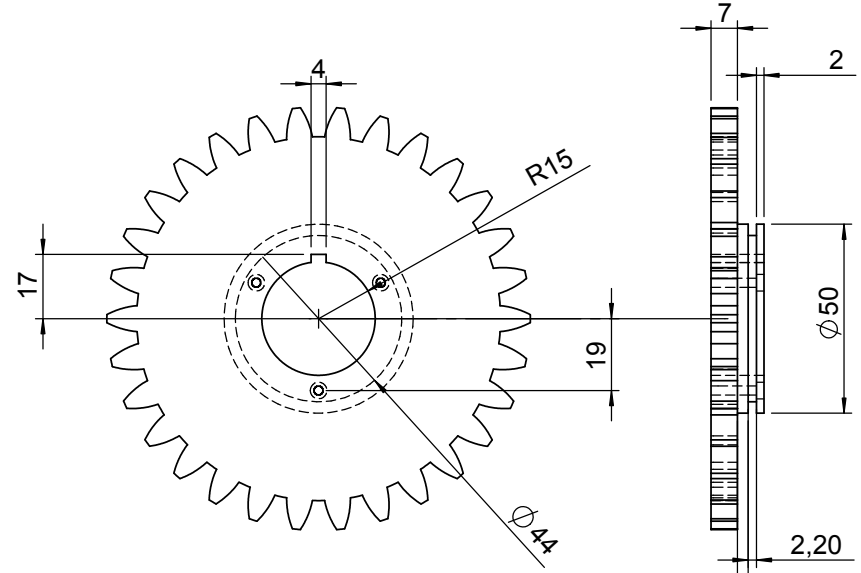


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Motor Mili
1/2	Malzeme	080M30 CD



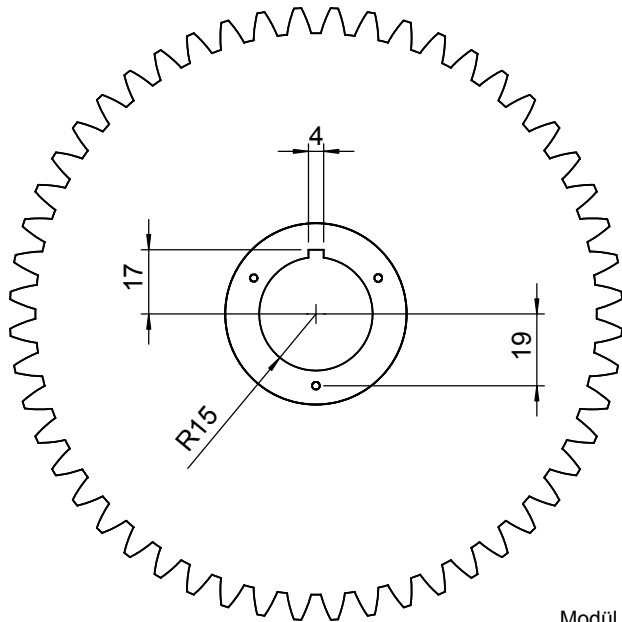
**Dişli 1**

Modül 2,5  
Diş Sayısı 23  
Basınç Açısı 20°



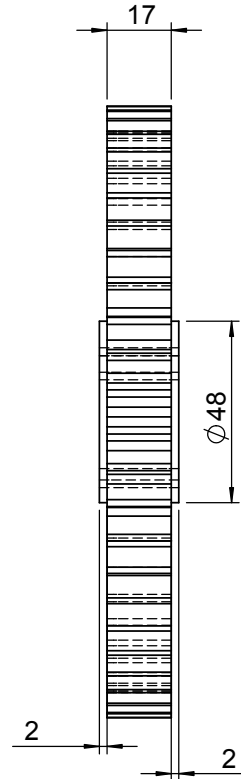
**Dişli 3**

Modül 3,5  
Diş Sayısı 30  
Basınç Açısı 20°

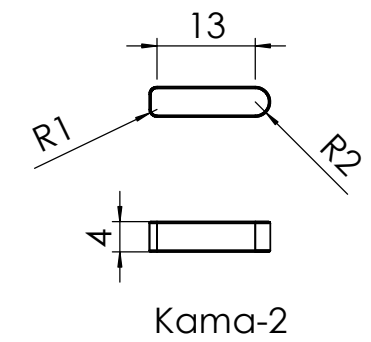
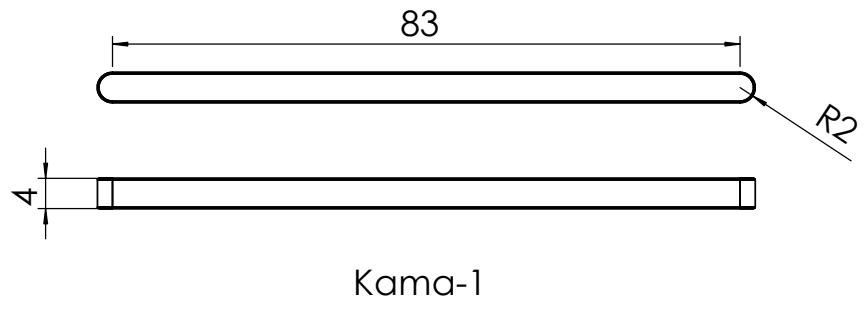
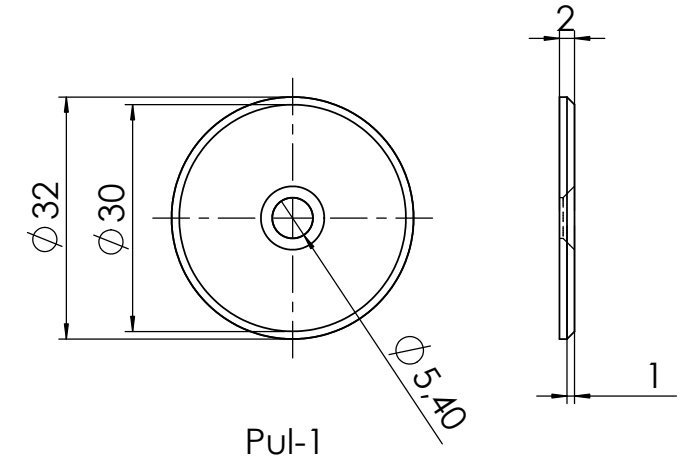
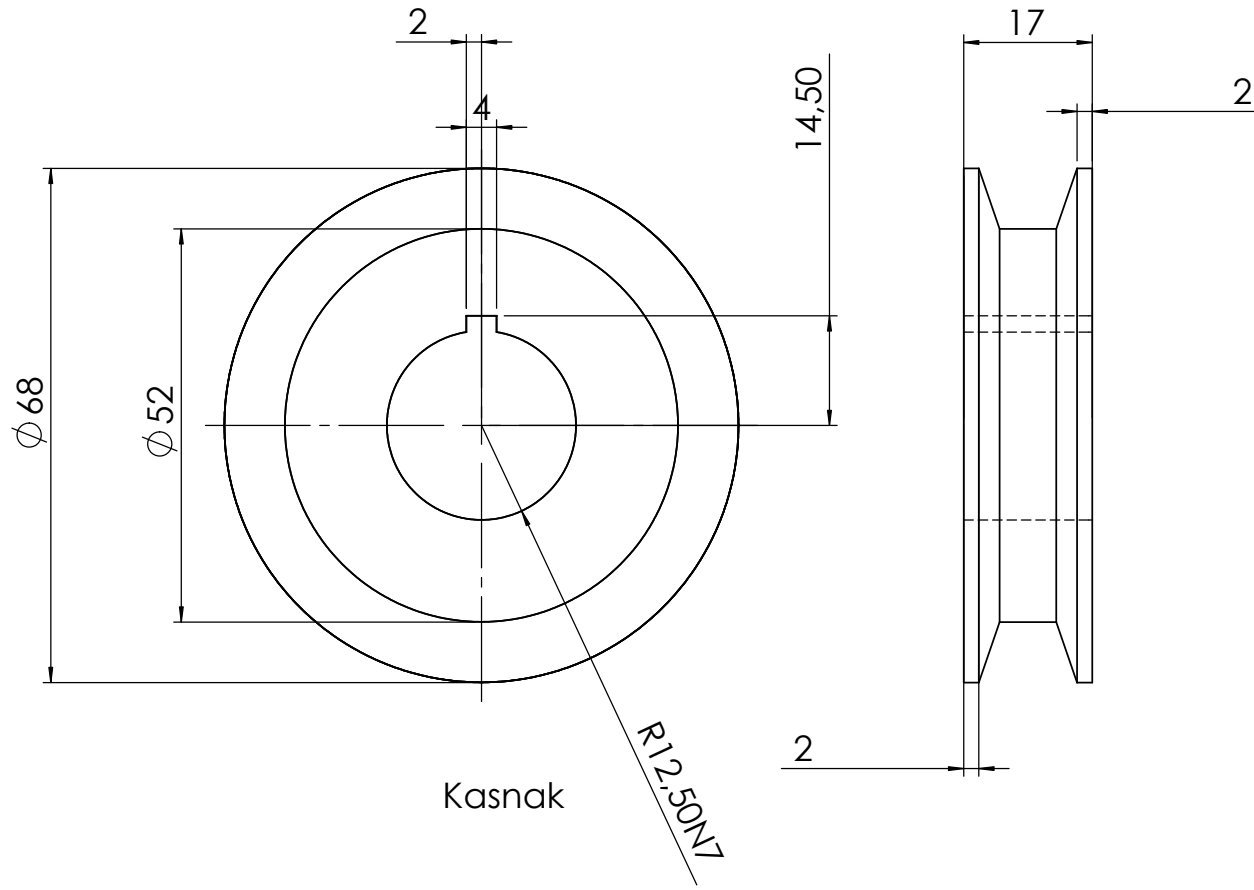


**Dişli 5**

Modül 3  
Diş Sayısı 52  
Basınç Açısı 20°

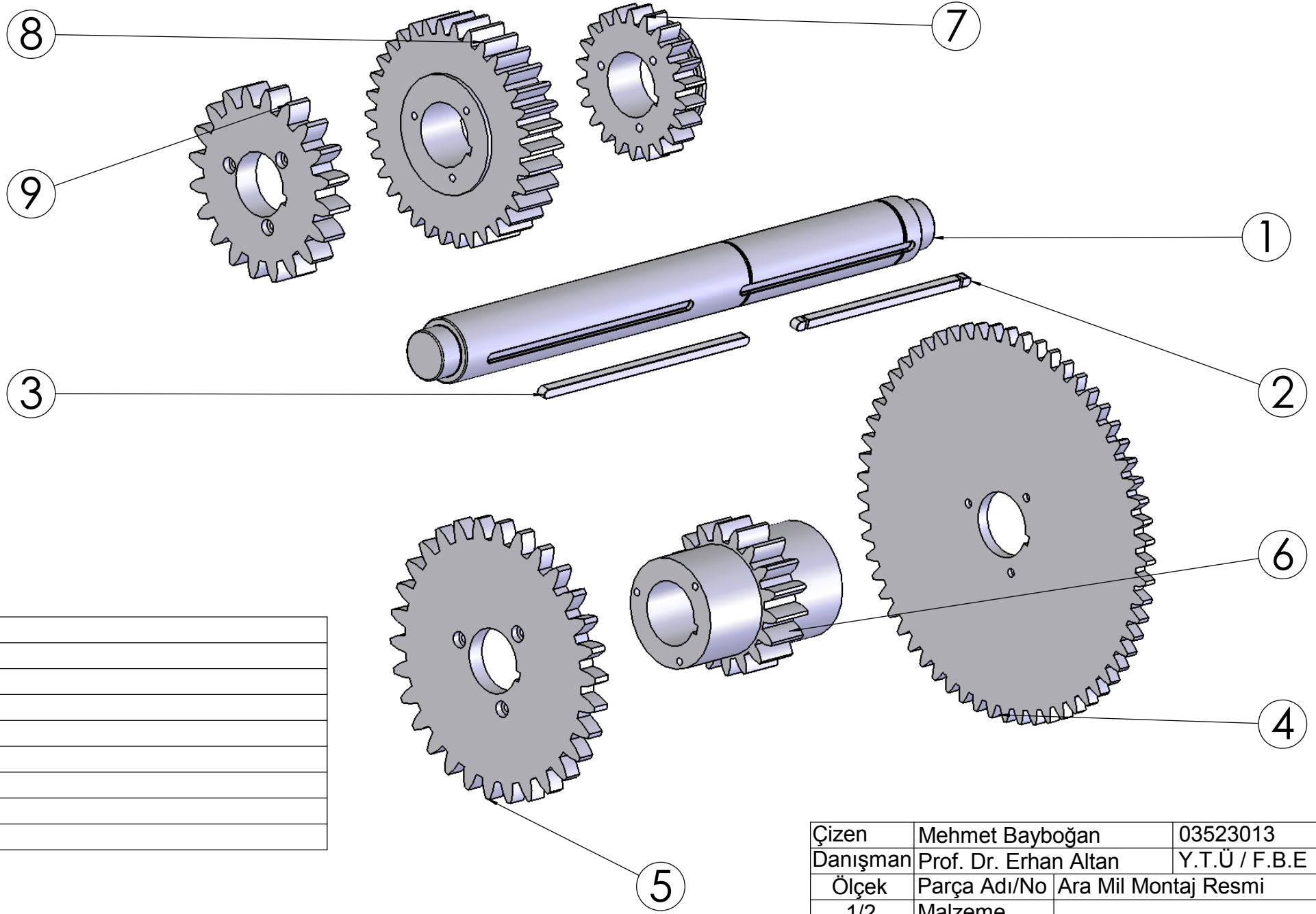


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Dişli-1, Dişli-3, Dişli-5
1/2	Malzeme	530M40



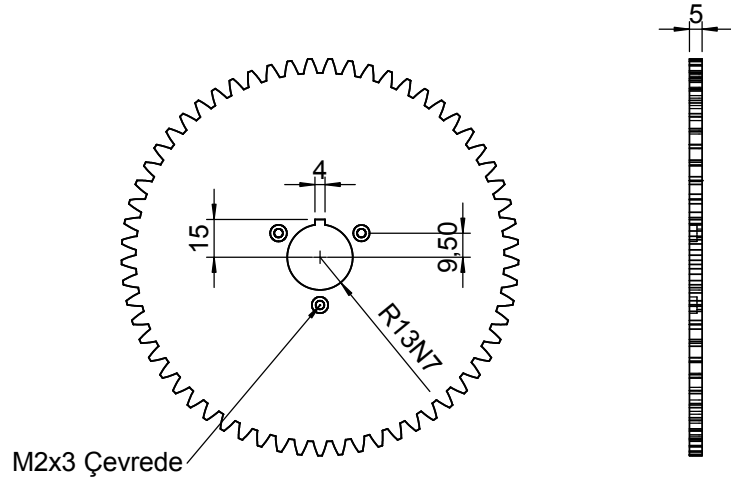
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Kasnak, Kama-1,2, Pul-1
1/1	Malzeme	





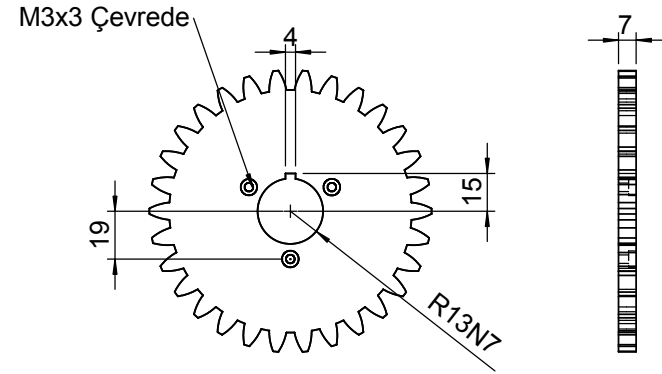
1	Ara Mil
2	Kama-3
3	Kama-4
4	Dişli 2
5	Dişli 4
6	Dişli 6
7	Dişli 7
8	Dişli 11
9	Dişli 9

Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Ara Mil Montaj Resmi
1/2	Malzeme	



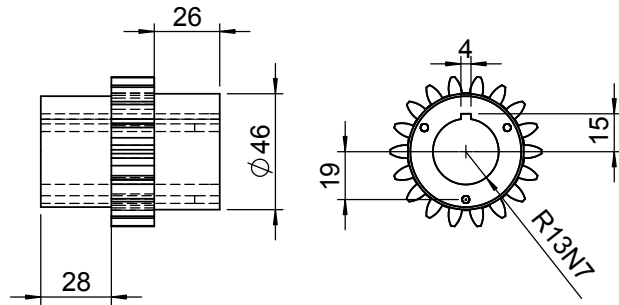
**Dişli 2**

Modül 2,5  
Diş Sayısı 61  
Basınç Açısı 20°



**Dişli 4**

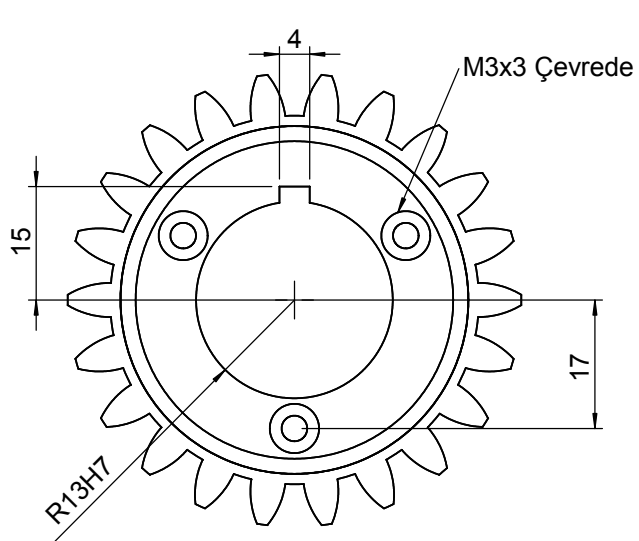
Modül 3,5  
Diş Sayısı 30  
Basınç Açısı 20°



**Dişli 6**

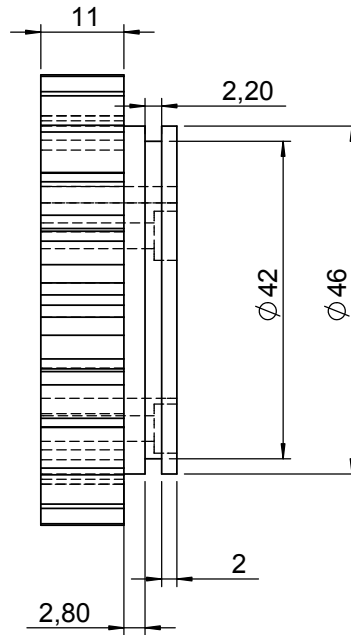
Modül 3  
Diş Sayısı 18  
Basınç Açısı 20°

Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Dişli-2, Dişli-4, Dişli-6
1/3	Malzeme	530M40



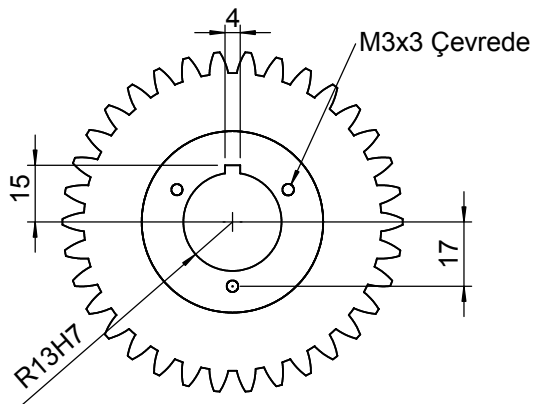
Dişli 7

Modül 2,5  
Diş Sayısı 22  
Basınç Açısı 20°



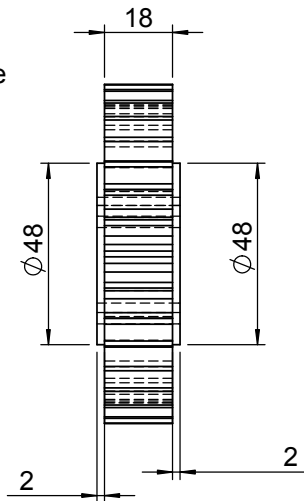
Dişli 9

Modül 3,5  
Diş Sayısı 20  
Basınç Açısı 20°

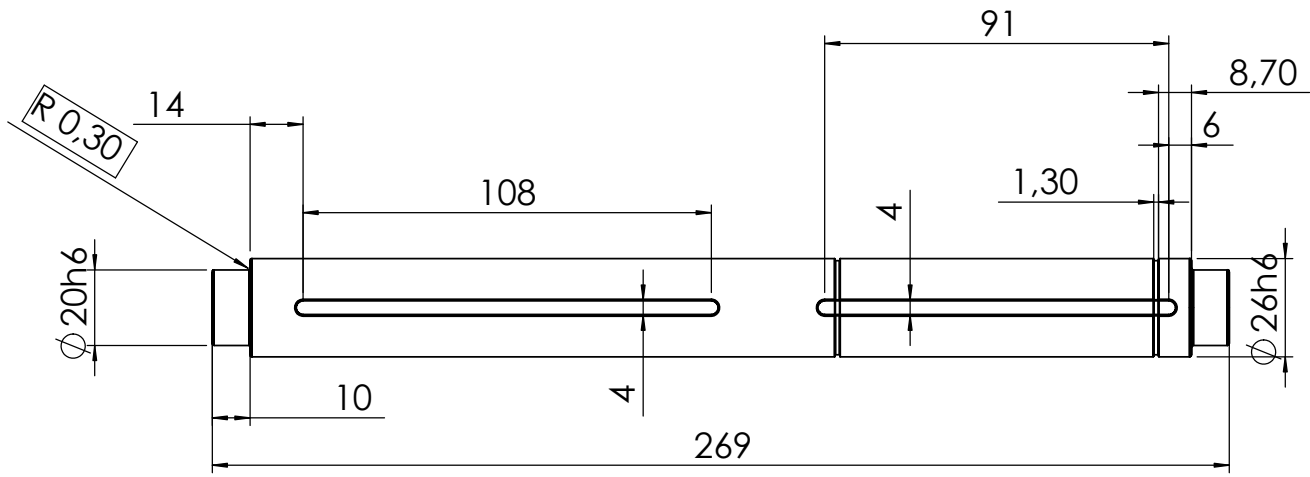


Dişli 11

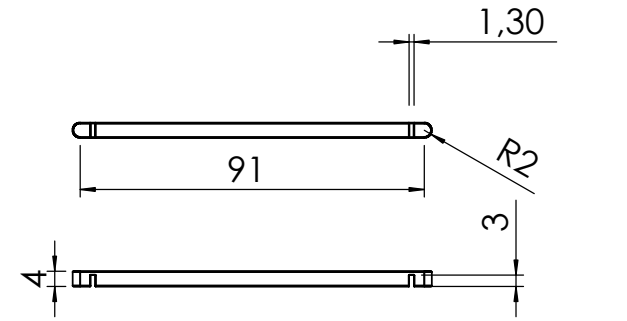
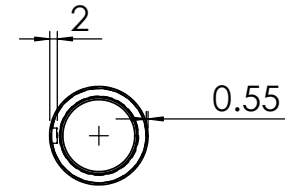
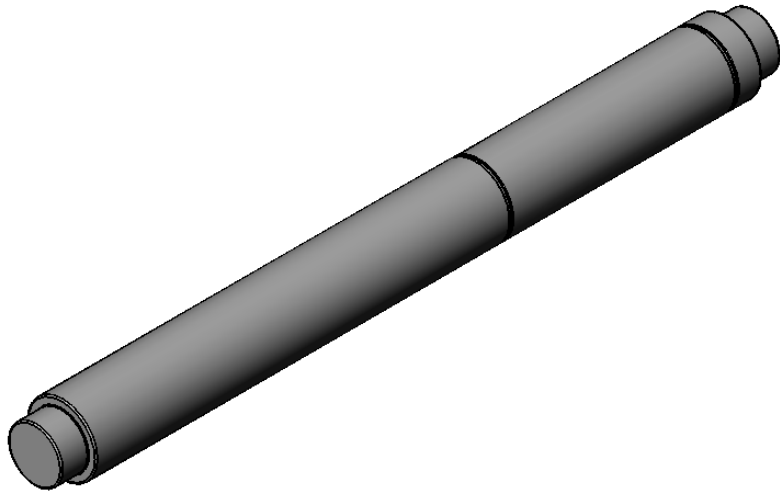
Modül 2,5  
Diş Sayısı 34  
Basınç Açısı 20°



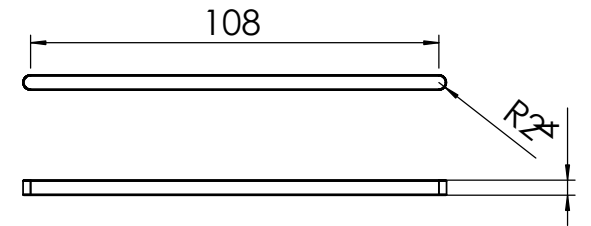
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Dişli-7, Dişli-9, Dişli-11
1/2	Malzeme	530M40



Ara Mil

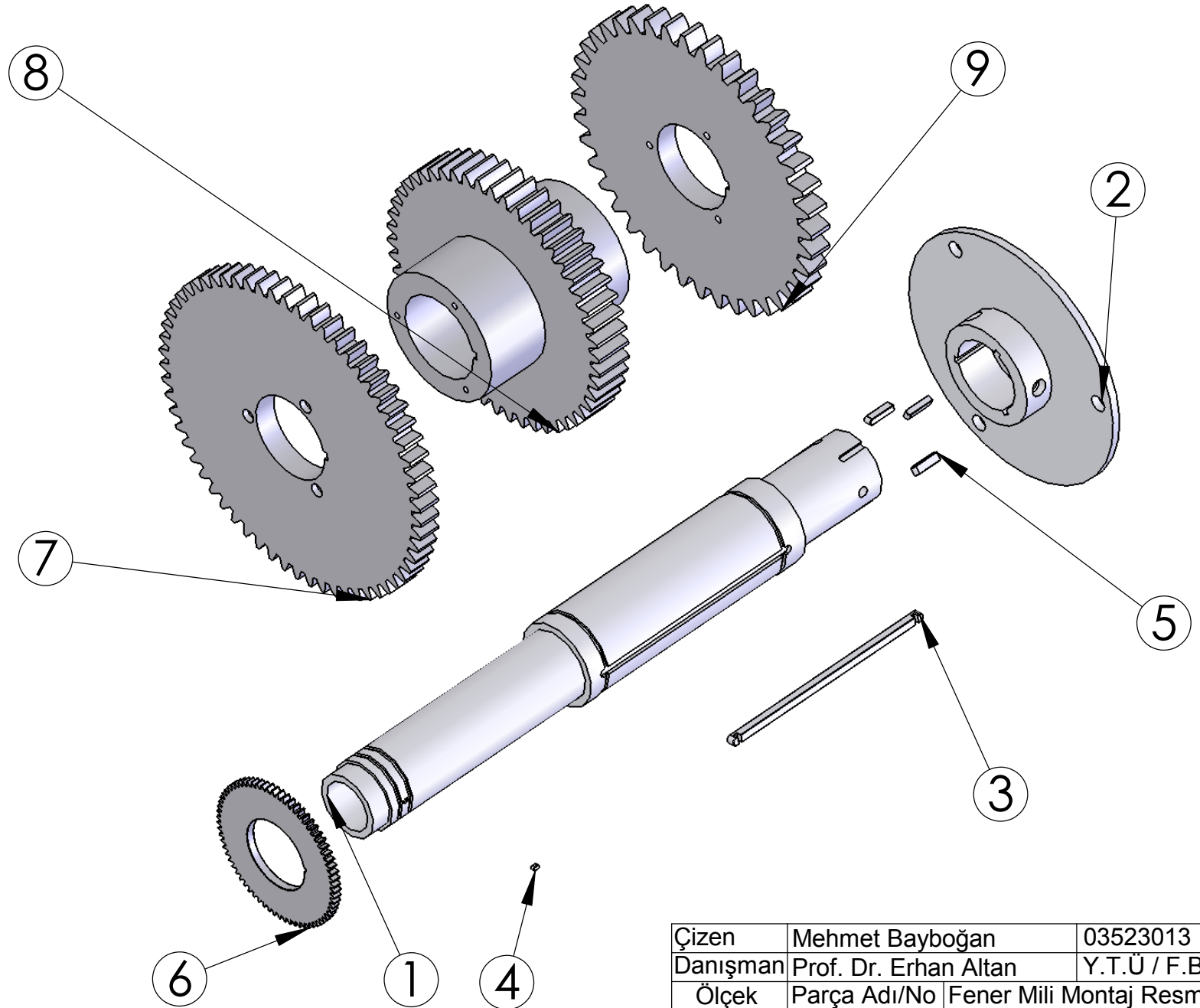


Kama-3



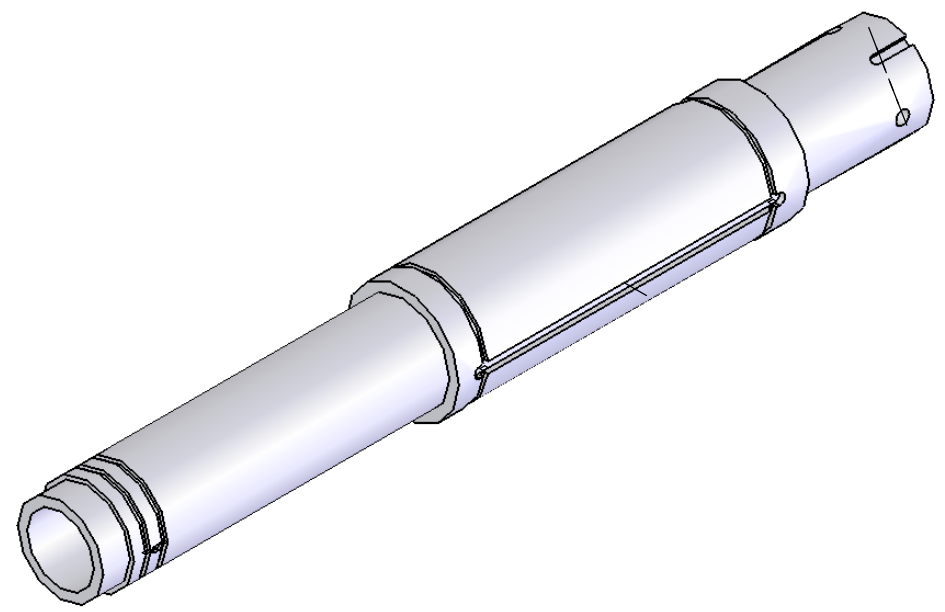
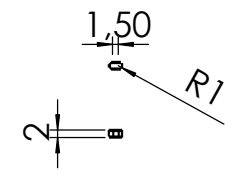
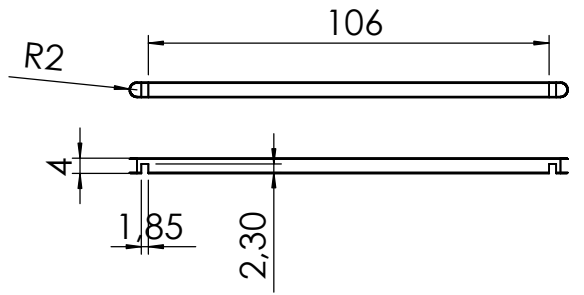
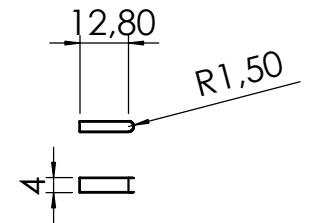
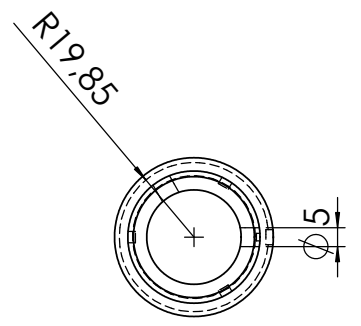
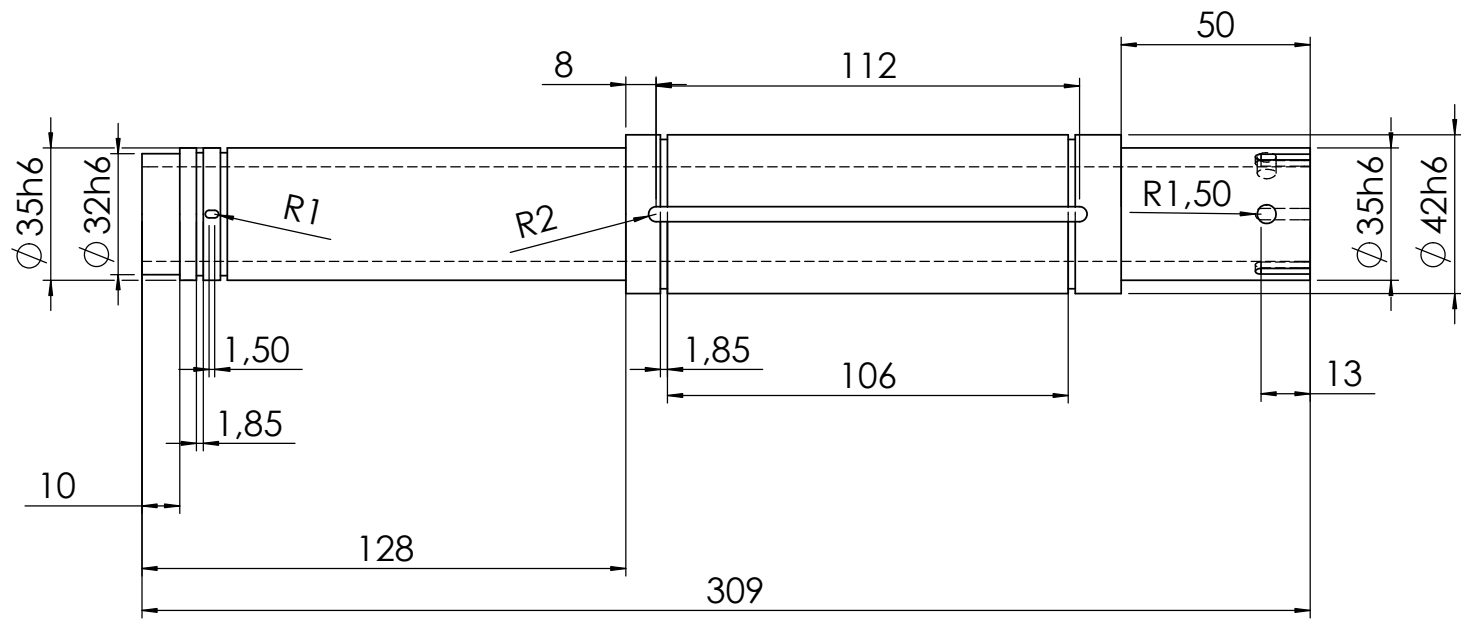
Kama-4

Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Mil-2, Kama-3, Kama-4
1/2	Malzeme	080M30 CD

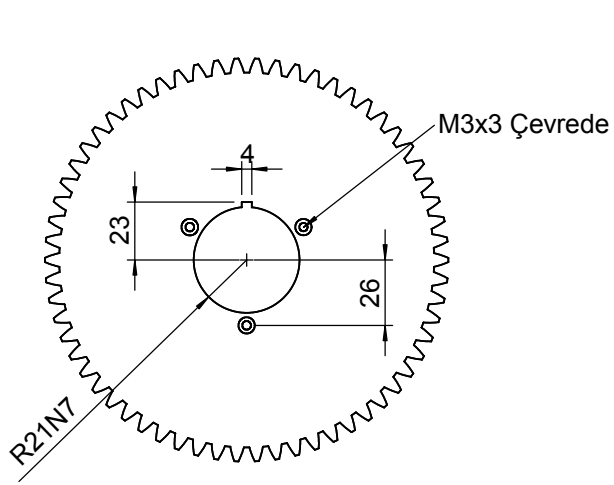


1	Fener Mili
2	Ayna Yuvası
3	Kama 5
4	Kama 6
5	Kama 7
6	Dişli 13
7	Dişli 8
8	Dişli 12
9	Dişli 10

Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Fener Mili Montaj Resmi
1/2.5	Malzeme	

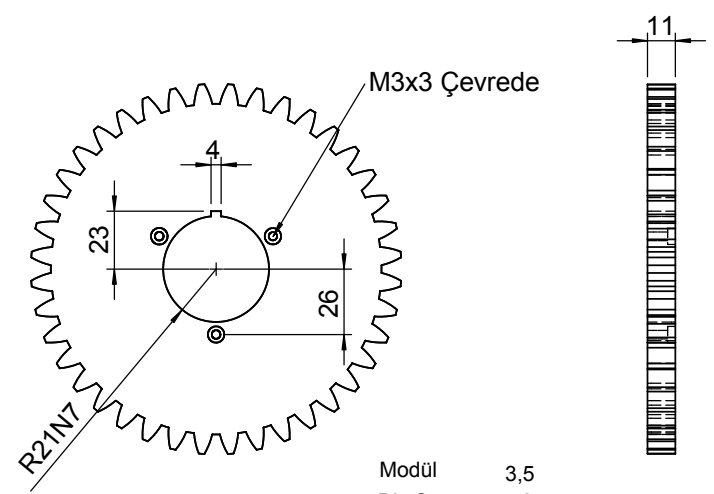
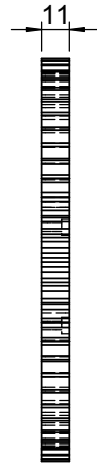


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Fener Mili, Kamalar
1/2	Malzeme	080M30 CD



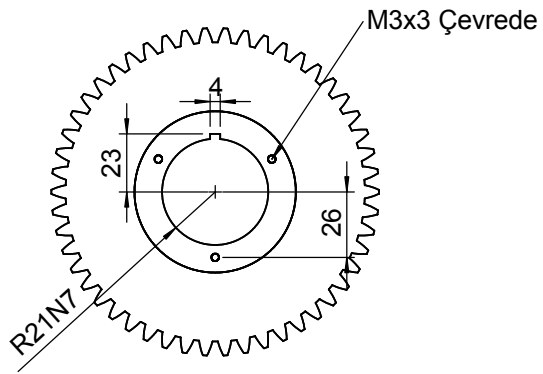
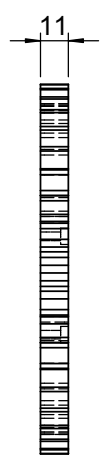
**Modül 10**

Modül 2,5  
Diş Sayısı 62  
Basınç Açısı 20°



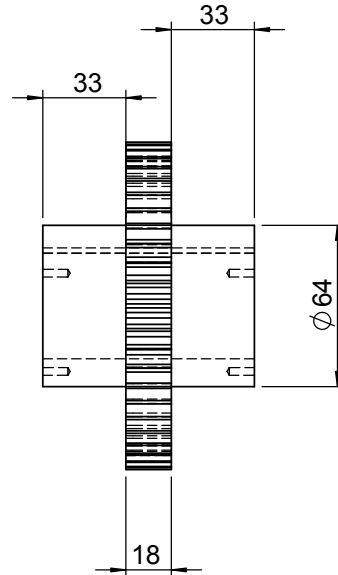
**Modül 12**

Modül 3,5  
Diş Sayısı 40  
Basınç Açısı 20°

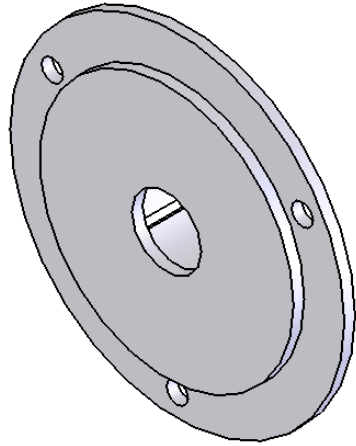
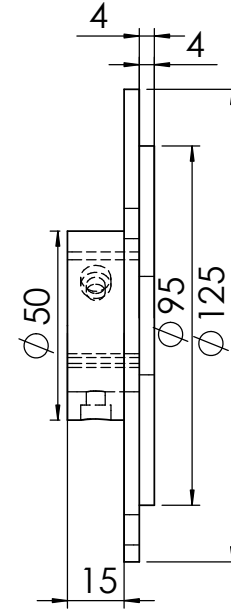
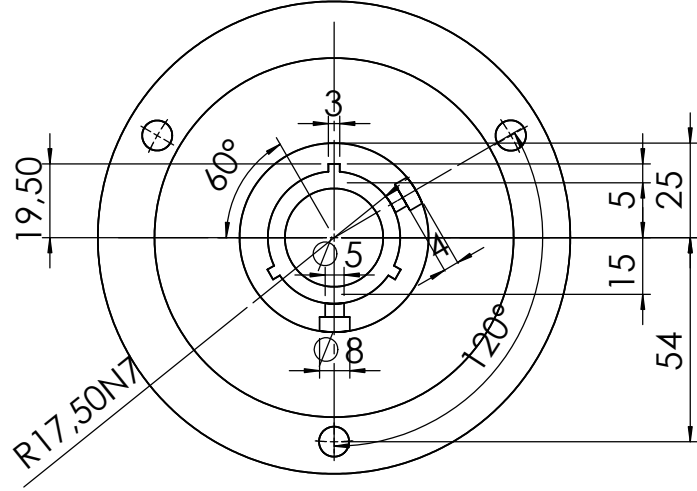


**Modül 12**

Modül 2,5  
Diş Sayısı 50  
Basınç Açısı 20°

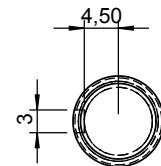
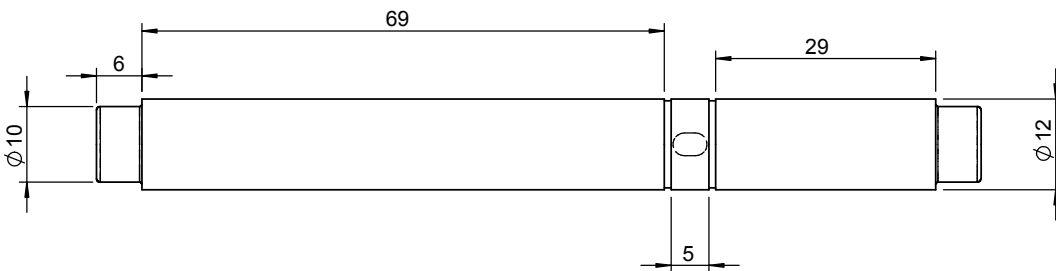
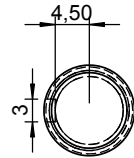
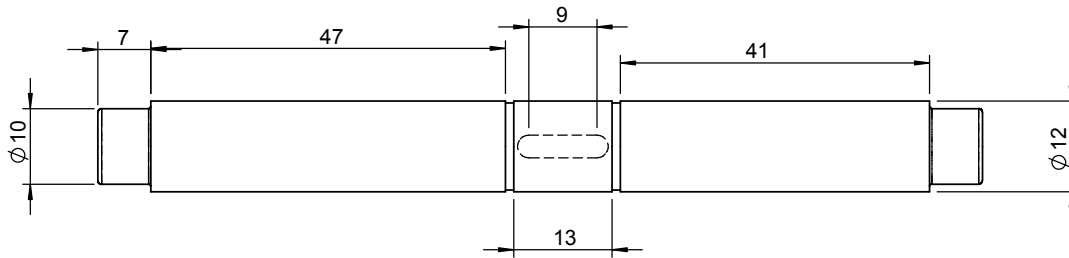
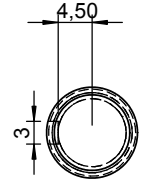
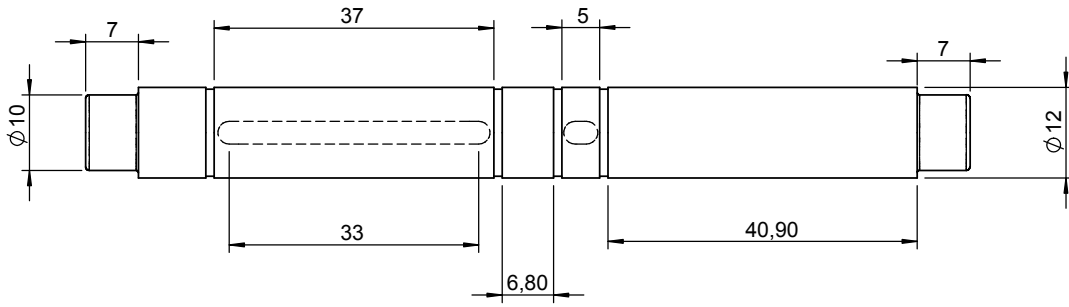
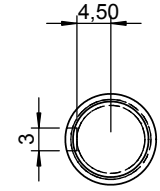
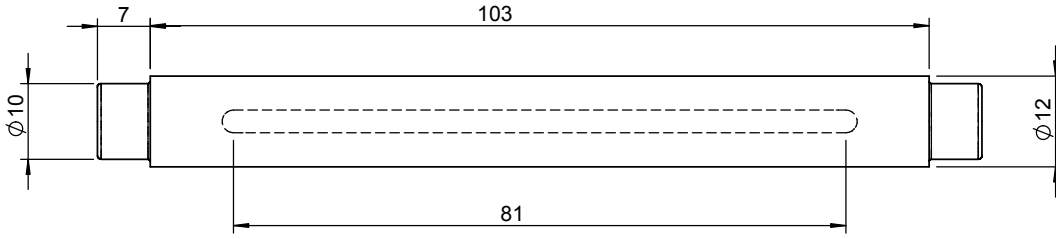
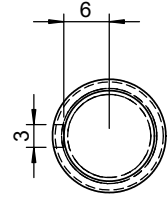
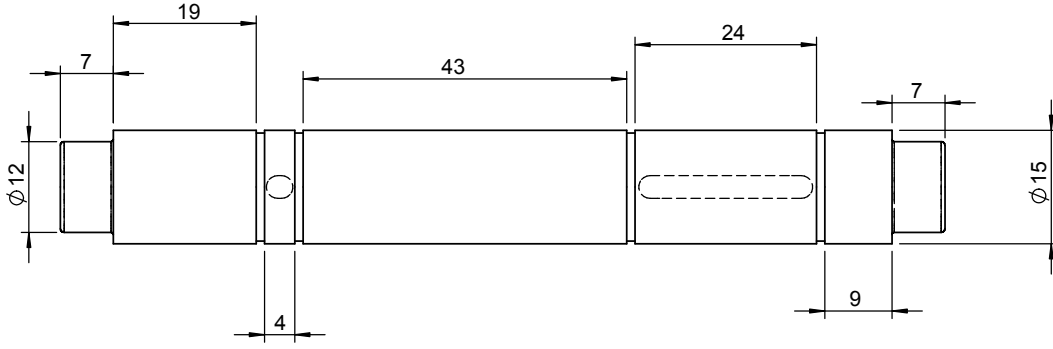


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Dişli-8, Dişli-10, Dişli-12
1/3	Malzeme	530M40

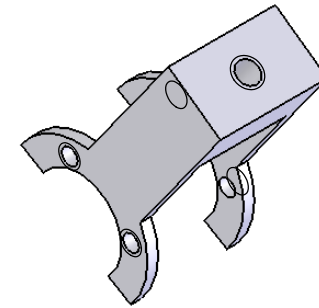
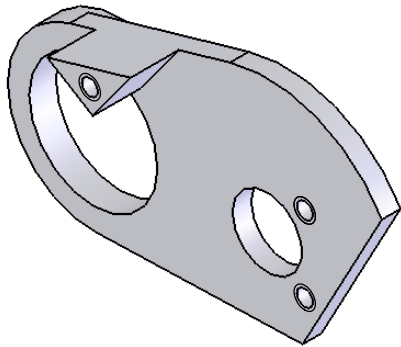
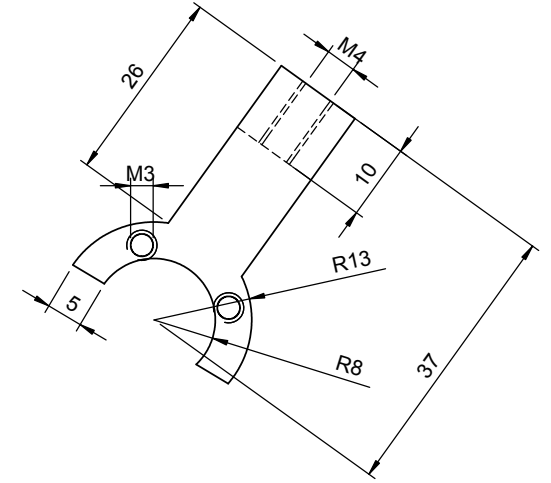
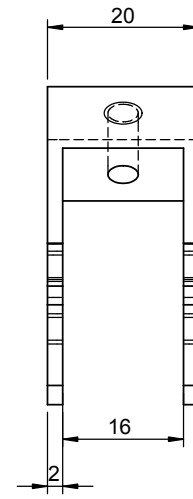
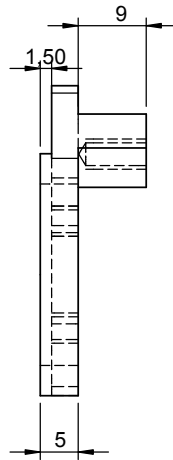
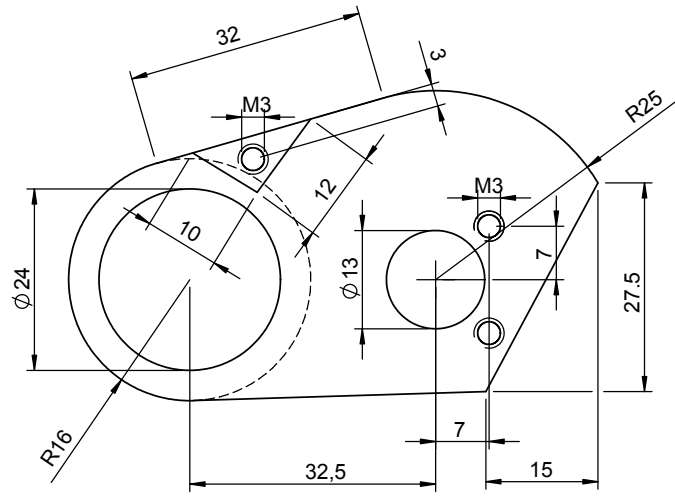


Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Ayna Yuva
1/2	Malzeme	080M30 CD

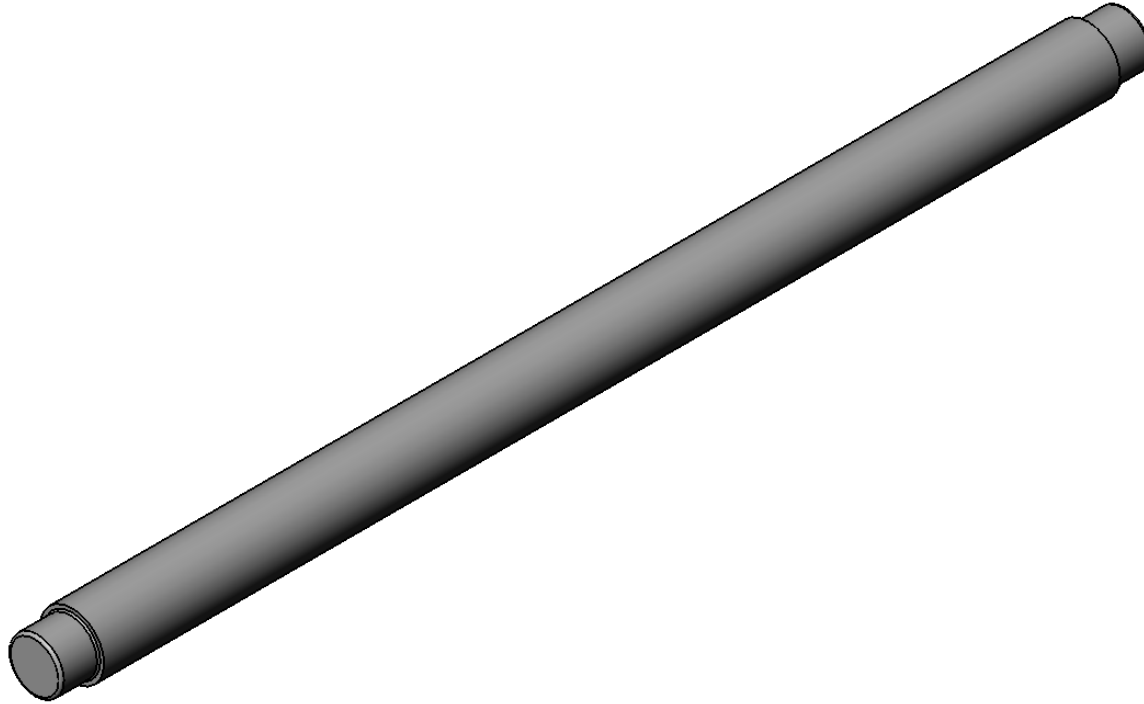
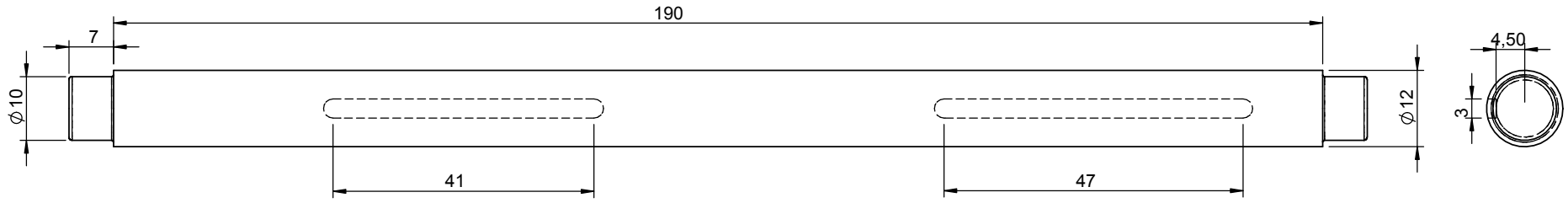




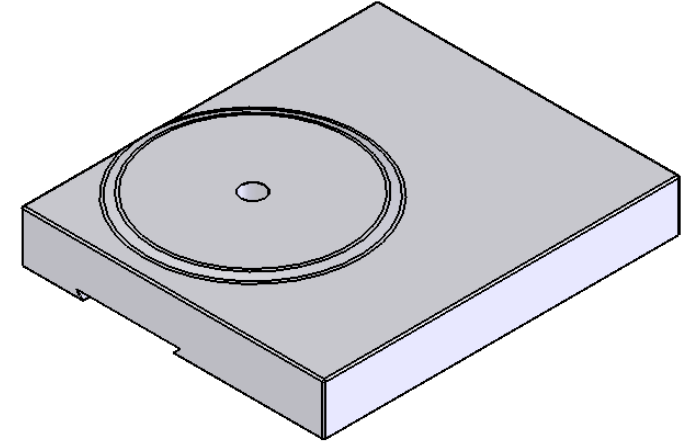
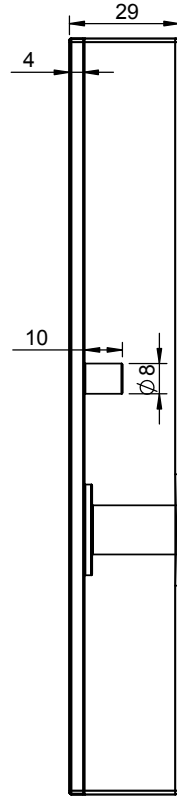
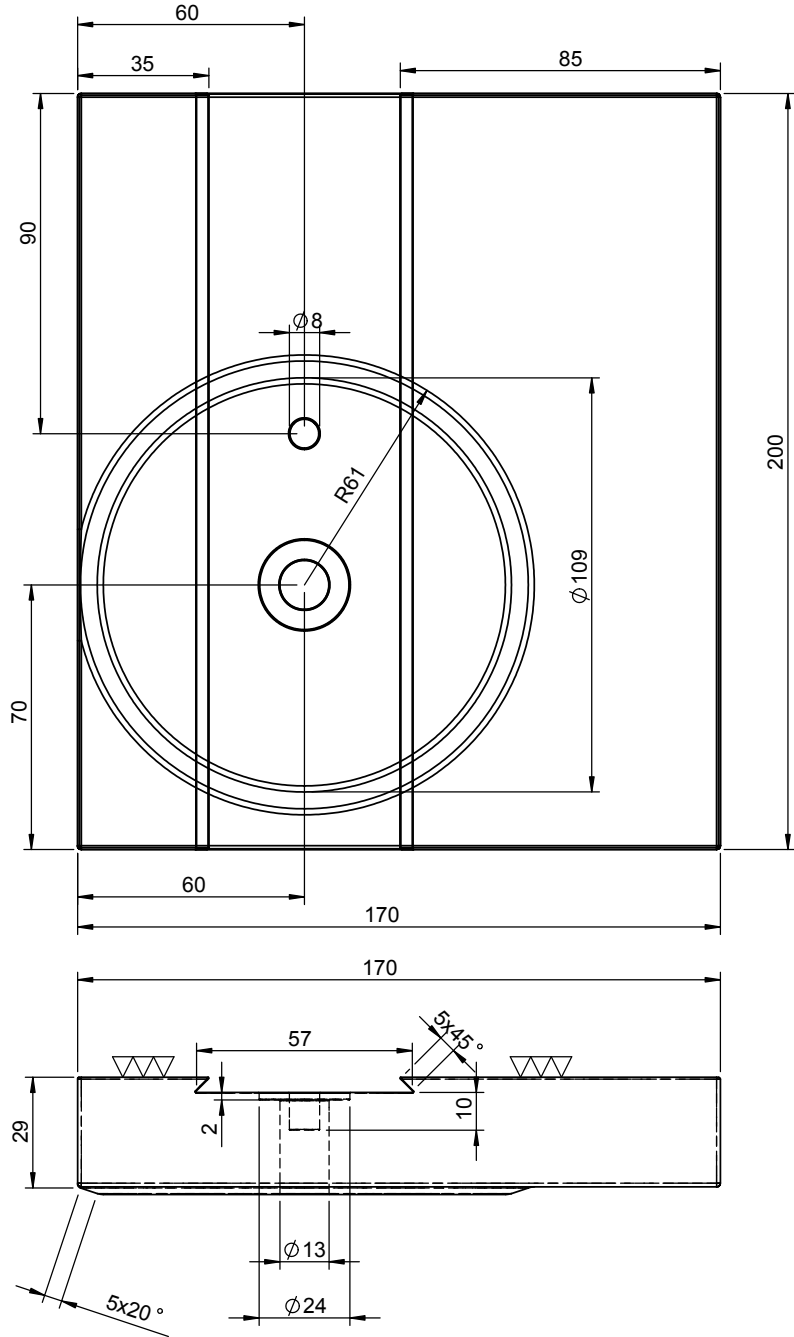
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Mil-1,2,3,4,6
1/1	Malzeme	080M50 CD



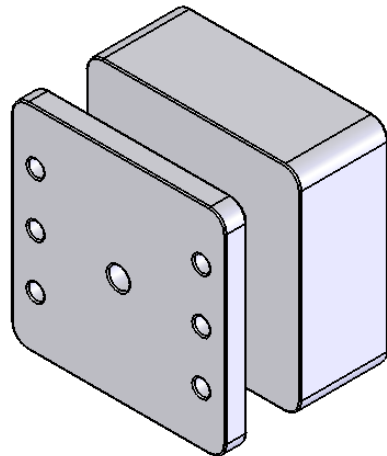
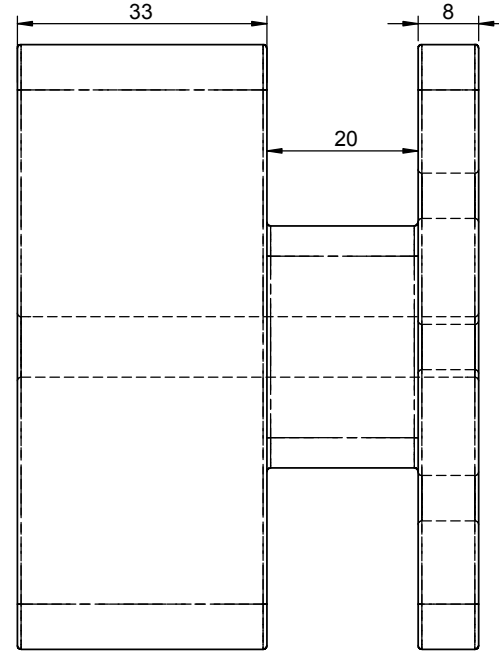
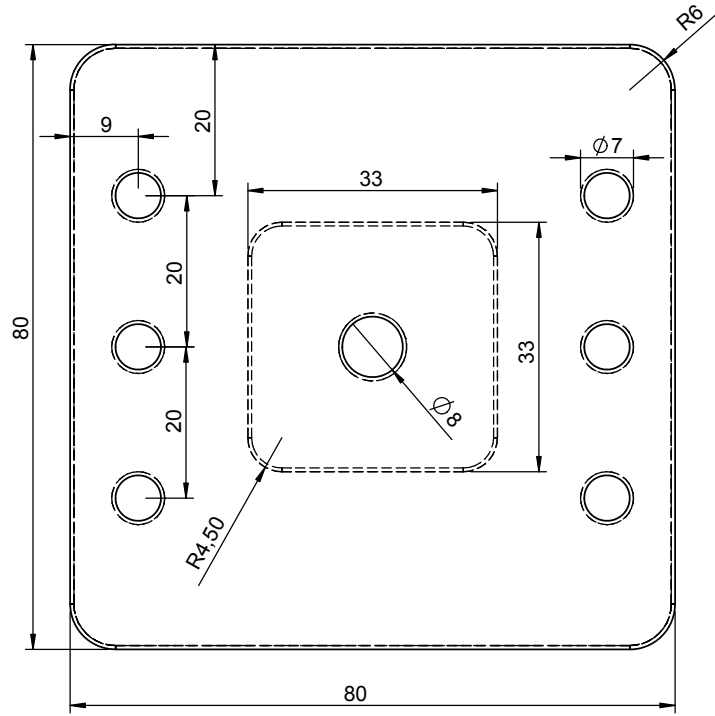
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Dişli Yuva, Mil Yuva
1/1	Malzeme	080M30



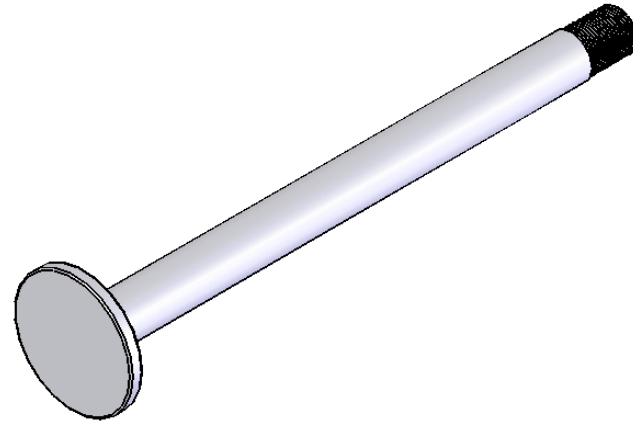
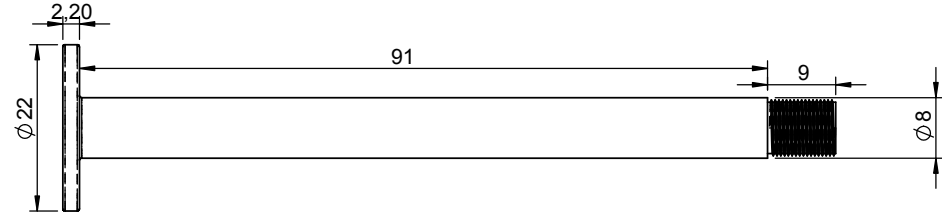
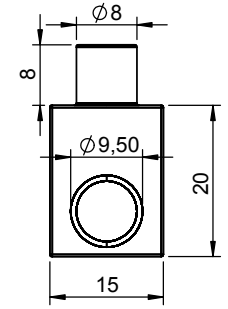
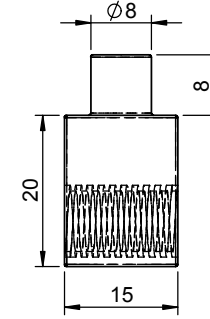
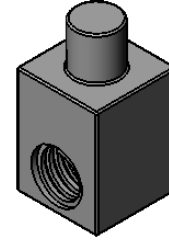
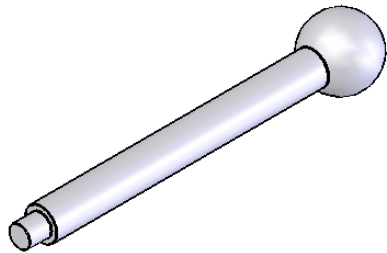
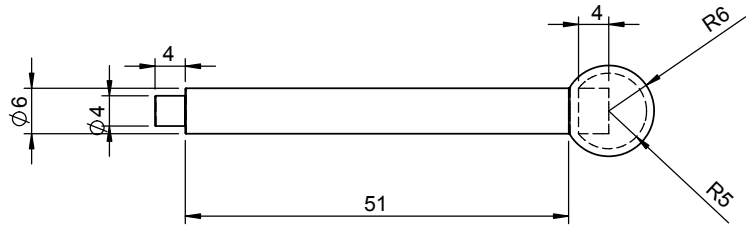
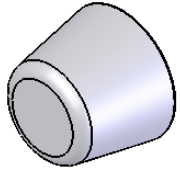
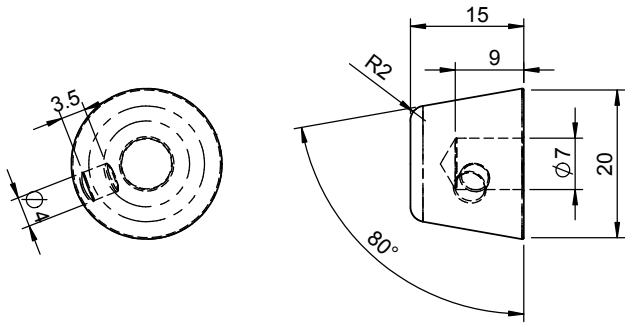
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Mil-5
1/1	Malzeme	080M30



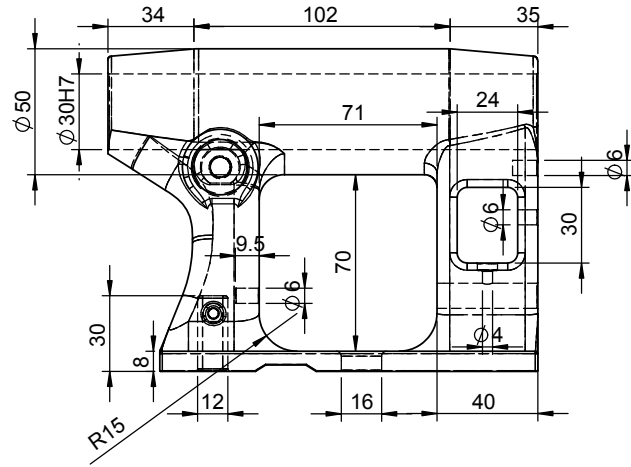
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Araba Üst Tabla
1/2	Malzeme	Gri Döküm Demir



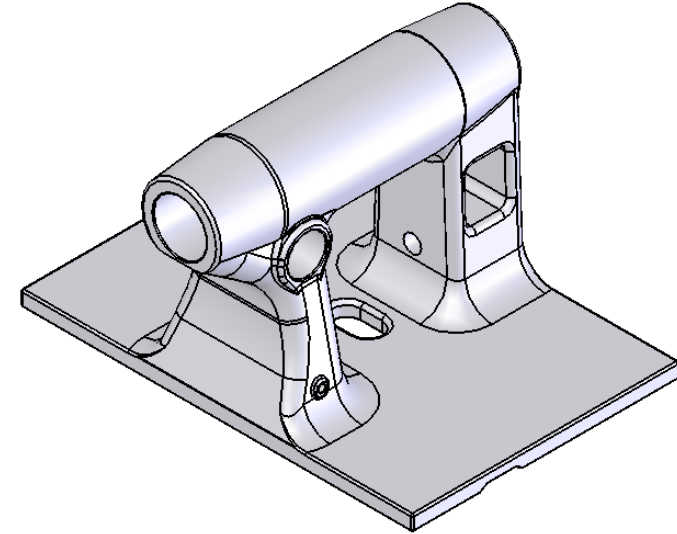
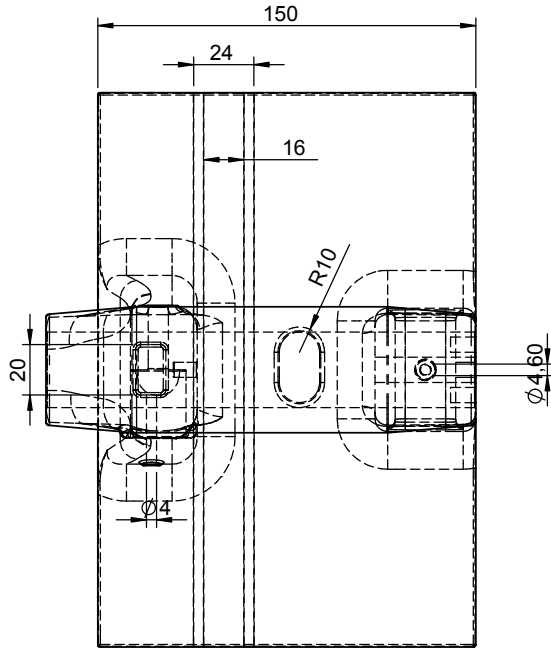
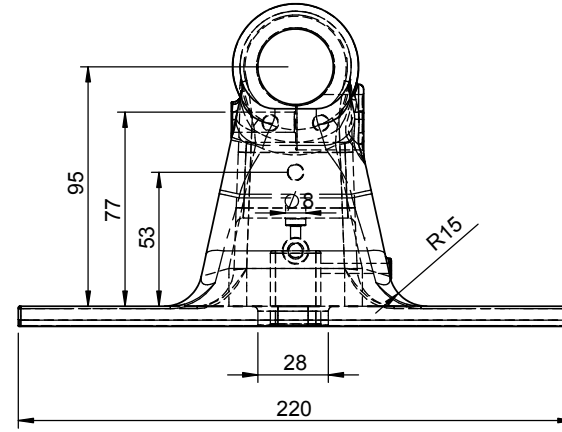
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Ust Araba
1/1	Malzeme	080M30



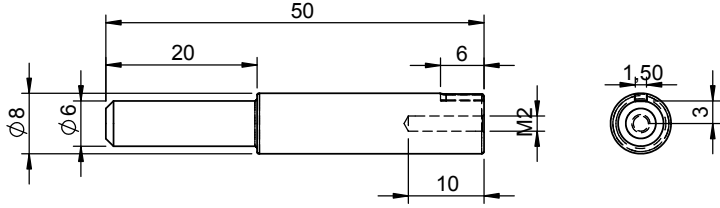
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	Kol Yuva, Kol, Mil, Vida
1/1	Malzeme	080M30



Punta Arabası



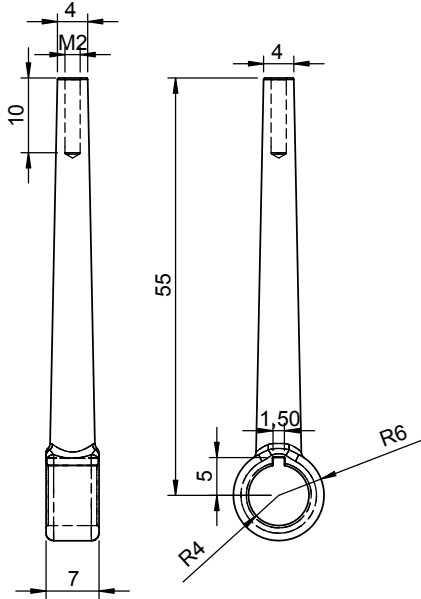
Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	
1/2	Malzeme	



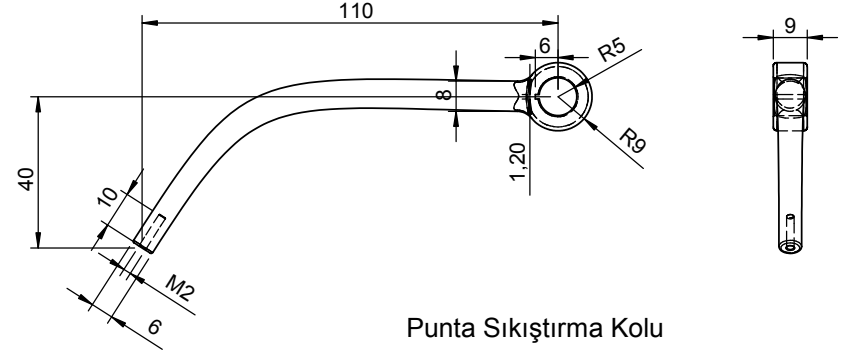
Punta Kaydırma Vidası



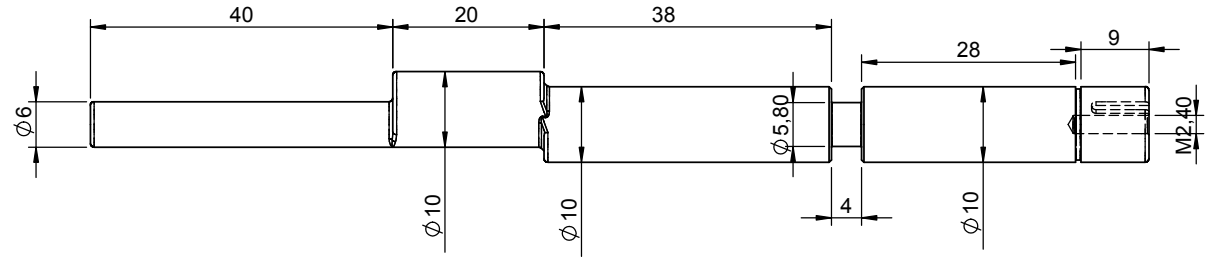
Punta Kaydırma Vidası



Punta Sıkıştırma Kolu



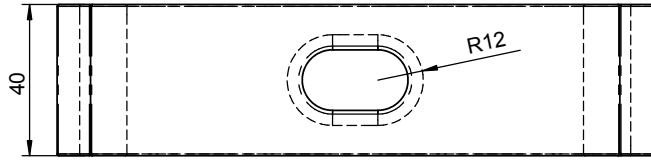
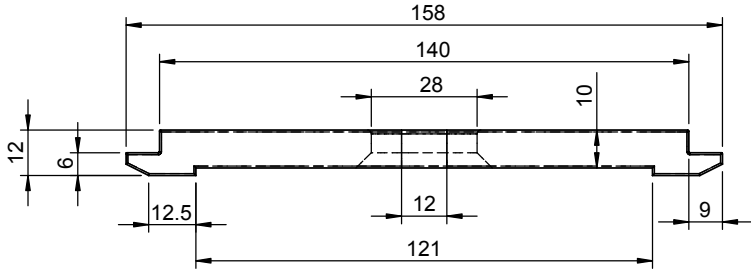
Punta Sıkıştırma Kolu



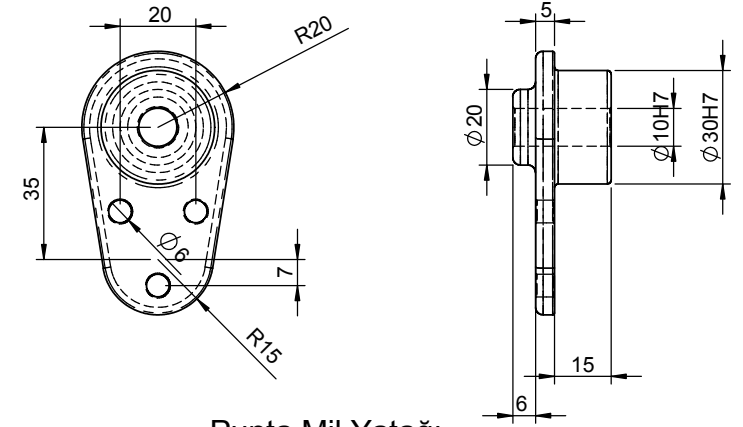
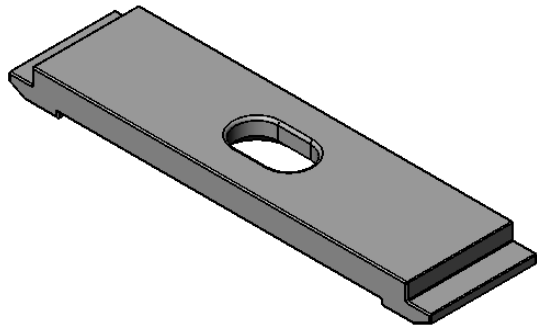
Punta Sabitleme Mili

Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	
1/1	Malzeme	





Sıkıştırma Tablası



Punta Mil Yatağı



Çizen	Mehmet Bayboğan	03523013
Danışman	Prof. Dr. Erhan Altan	Y.T.Ü / F.B.E
Ölçek	Parça Adı/No	
1/2	Malzeme	

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	29.01.1981	
Doğum yeri	Adana	
Lise	1995-1998	Mithat Topal Lisesi
Lisans	1998-2003	Çukurova Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2003-2006	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, İmal Usulleri Programı

**Çalıştığı Kurumlar**

2004-Devam ediyor Imeks Dış Ticaret Ltd. Şti