

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**YÜKSEK HIZLI, ESNEK 6 EKSEN CNC İŞLEME MERKEZİ
GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MUHAMMET ÖZSOY

BALIKESİR, HAZİRAN - 2016

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**YÜKSEK HIZLI, ESNEK 6 EKSEN CNC İŞLEME MERKEZİ
GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MUHAMMET ÖZSOY

Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Ali ORAL (Tez Danışmanı)

Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR

Yrd. Doç. Dr. M. Nedim GERGER

BALIKESİR, HAZİRAN - 2016

KABUL VE ONAY SAYFASI

Muhammet ÖZSOY tarafından hazırlanan “YÜKSEK HIZLI, ESNEK 6 EKSEN CNC İŞLEME MERKEZİ GELİŞTİRİLMESİ” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 24.06.2016 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman

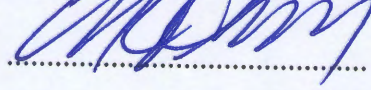
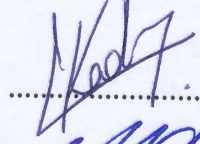
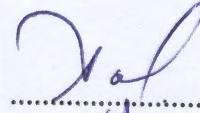
Doç. Dr. Ali ORAL

Üye

Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR

Üye

Yrd. Doç. Dr. M. Nedim GERGER



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Necati ÖZDEMİR

.....

Bu tez çalışması T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, Sanayi Tezleri Programı (SAN-TEZ) tarafından 0384.STZ.2013-2 no'lu proje ve Balıkesir Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri birimi tarafından 3.2014.0077 no'lu proje ile desteklenmiştir.

ÖZET

**YÜKSEK HIZLI, ESNEK 6 EKSEN CNC İŞLEME MERKEZİ
GELİŞTİRİLMESİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MUHAMMET ÖZSOY
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI: DOÇ. DR. ALİ ORAL)
BALIKESİR, HAZİRAN - 2016**

Günümüzde ülkemizin havacılık, savunma, otomotiv ve kalıpcılık sanayi hızla gelişmekte, daha karmaşık geometrili, daha büyük ebatlı, daha ağır tonajlı parçaların talaşlı üretimine yönelik ihtiyaç da her geçen gün artmaktadır. Bu artış ile birlikte havacılık, otomotiv ve kalıpcılık sektöründe karmaşık geometrilerin talaşlı imalatında çok eksenli tezgahlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada kalıpcılık sektöründe kullanılacak olan 6 eksen yüksek hızlı, esnek CNC işleme merkezi tasarımı yapılmıştır. X, Y, Z ve Z1 doğrusal hareket, A ve B eksenleri dönme eksenleri olarak öngörülmüştür. Tasarımda döner tabla kullanılmış olup tabla boyutları 1800 X 1800 mm'dir. 1500 X 1500 X 1000 mm boyutlarında düşük alaşımli çelik malzeme talaşlı imalatı yapılacak şekilde eksen hareket uzunlukları ve dönme eksenleri tasarlanmıştır. Ayrıca titreşim, statik ve termal analizler yapılmış olup analizlerde sonlu elemanlar yöntemi ile tasarım doğrulaması yapılarak imalata hazır bir tasarım oluşturulmuştur.

ANAHTAR KELİMELEER: CNC işleme merkezi, tasarım, tasarım doğrulama

ABSTRACT

DESIGN OF HIGH SPEED, FLEXIBLE, 6 AXIS CNC MACHINING CENTER

MSC THESIS

MUHAMMET OZSOY

BALIKESIR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR., ALİ ORAL)

BALIKESIR, JUNE 2016

Industry of aviation, defense, automotive and die mold have recently developed rapidly. Machining demand of more complex geometry, larger size and heavier workpiece have increased day by day. With ever increasing demand, multiaxes machine tools are utilized at aviation, automotive and die mold industry. This project introduces 6 axis, high speed, flexible CNC machining center which will be use at die mold industry. It features X, Y, Z and Z1 axes as linear axis, A and B axes as rotating axis. The Project introduces rotating table with dimension 1800 X 1800 mm. In order to machine low alloy steel workpiece that has dimension with 1500 X 1500 X 1000 mm rotating axis and feed drive system have been considered. Additionally, modal, static and thermal analysis have been conducted within finite element methods. 6 axis CNC machining center is ready for manufacturing process.

KEYWORDS: CNC machining center, design, design verification

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ	iv
TABLO LİSTESİ	vi
SEMBOL VE KISALTMALAR LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	x
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. CNC TAKIM TEZGAHLARI	11
3.1 Giriş	11
3.2 CNC Takım Tezgahları Yapı Elemanları	11
3.2.1 Mekanik Yapı Elemanları	12
3.2.2 Elektronik Elemanlar	20
4. MATERYAL VE YÖNTEM	23
4.1 Giriş	23
4.2 Kesme Kuvvetleri	23
4.3 Doğrusal Hareket Elemanları	26
4.3.1 Doğrusal Kızaklar	26
4.3.2 Bilyalı Miller	31
4.3.2.1 Burkulma Yüğü ve Bilyalı Mil Seçimi	31
4.3.2.2 Kritik Hız Kontrolü ve Devre Göre Bilyalı Mil Seçimi	34
4.3.2.3 Bilyalı Mil Dinamik Yük Sayısının Belirlenmesi Ve Somun Seçimi	36
4.4 Rulman Hesapları	41
4.4.1 Doğrusal Eksen Rulmanlarının Boyutlandırılması	41
4.5 Motor Moment Hesapları ve Motor Seçimi	51
4.6 Sonlu Elemanlar Analizleri	65
4.6.1 X Eksenli Statik Analizi	65
4.6.2 Y Eksenli Statik Analizi	67
4.6.3 Z Eksenli Statik Analizi	69
4.6.4 Döner Tabla Statik Analizi	70
4.6.5 X Eksenli Modal Analizi	71
4.6.6 Y Eksenli Modal Analizi	74
4.6.7 Z Eksenli Modal Analizi	77
4.6.8 Döner Tabla Modal Analizi	78
4.6.9 Vidalı Mil Isıl Analizi	81
5. SONUÇLAR	94
6. KAYNAKÇA	95

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: İşlenecek örnek kalıp parçası.	2
Şekil 1.2: Cnc işleme merkezi eksenleri.....	3
Şekil 2.1: IMSA MF 1500 BB 9 eksen CNC tezgahı.	5
Şekil 2.2: AWEA mega serisi 5 eksen CNC tezgahı.	6
Şekil 2.3: AWEA LG serisi 5 yüzey işleyebilen CNC freze tezgahı.....	6
Şekil 2.4: Victor Tauching 5 eksen CNC tezgahı.....	7
Şekil 2.5: Zimmermann FZ100 eksen CNC işleme merkezi a) Zimmermann FZ100 b) B eksen, c) C eksen, d) A eksen.....	8
Şekil 2.6: Gruppo Parpas döner tabla.	9
Şekil 3.1: Kutu kızak sistemi.	13
Şekil 3.2: Profil ray sistemleri a) Bilya temas yüzeyi, b) Bilyalı kızak, c) Masura temas yüzeyi, d) Masuralı kızak.....	13
Şekil 3.3: Kızakların doğruluk standartları.....	14
Şekil 3.4: Vidalı mil.....	16
Şekil 3.5: Yuvarlak ve trapez vida.....	16
Şekil 3.6: Vidalı mil yataklama örnekleri.....	17
Şekil 3.7: Eksenel yüke göre vidalı mil seçimi.....	18
Şekil 3.8: Devir sayısına göre vidalı mil seçimi.	19
Şekil 3.9: Somun bilyaların dıştan dönüşü.	20
Şekil 4.1: Çok kesici ağızlı freze takımı ile talaş kaldırma işlemine ait boyutlar.....	24
Şekil 4.2: Kesme kuvveti bileşenleri.	26
Şekil 4.3: Profil raylı kızak sistemi.....	27
Şekil 4.4: Masuralı araba.	27
Şekil 4.5: Z eksen kızak sistemi.	28
Şekil 4.6: Y eksen hareket sistemi.....	29
Şekil 4.7: Uygulanacak yataklama sistemi.	32
Şekil 4.8: X eksen bilyalı mili.	32
Şekil 4.9: Eksenel yük ve montaj aralığına göre bilyalı mil seçimi.	34
Şekil 4.10: İzin verilebilir hız ve montaj aralığına göre vidalı mil seçimi.	35
Şekil 4.11: X eksen somun seçimi.....	37
Şekil 4.12: A eksen vidalı mili.	38
Şekil 4.13: A eksen somun seçimi.....	40
Şekil 4.14: Vidalı mile etkiyen radyal kuvvet.	43
Şekil 4.15: X ekseninde serbest yatak olarak kullanılan rulman 6310-2Z.	44
Şekil 4.16: X ekseninde sabit yatak olarak kullanılan rulman 7210 BJP.	45
Şekil 4.3: B eksen yatakların konumu.	46
Şekil 4.4: B ekseninde kullanılan rulman 32940-A.....	47
Şekil 4.19: A ekseninde yatakların konumu.....	48
Şekil 4.20: A ekseninde kullanılan rulmanlar, a)6024, b)6024-2Z, c)6224. ...	50
Şekil 4.21: Z1 ekseninde kullanılan servo motor.	55
Şekil 4.22: A eksen ve kullanılan servo motorlar.....	55
Şekil 4.23: B eksen ve kullanılan servo motor.	57
Şekil 4.24: B ekseninde kullanılan rulman 32940-A.....	57
Şekil 4.25: B ekseninde kullanılan çember dişli.....	58

Şekil 4.26: Motor teknik resmi (24 Nm).	59
Şekil 4.27: Motor tork-devir grafiği (24 Nm).....	60
Şekil 4.28: Motor teknik resmi (32 Nm).	61
Şekil 4.29: Motor tork-devir grafiği (32 Nm).....	62
Şekil 4.30: Spindle motor seçimi.....	63
Şekil 4.31: Spindle motoru tork-Devir grafiği.....	64
Şekil 4.32: Solidworks eleman tipleri a)Doğrusal katı eleman, b)Parabolik katı eleman.....	65
Şekil 4.33: X eksenli Von-mises gerilmeleri.....	66
Şekil 4.34: X eksenli toplam deformasyon.....	66
Şekil 4.35: Mesh özellikleri ve sınır şartları.....	67
Şekil 4.36: Y eksenli Von-mises gerilmeleri.....	68
Şekil 4.37: Y eksenli toplam deformasyon.....	68
Şekil 4.38: Z eksenli Von-mises gerilmeleri.....	69
Şekil 4.39: Z eksenli toplam deformasyon.....	70
Şekil 4.40: Döner tabla Von-mises gerilmeleri.....	70
Şekil 4.41: Döner tabla toplam deformasyon.....	71
Şekil 4.42: X eksenli doğal frekans-mod grafiği.....	72
Şekil 4.43: X eksenli titreşim deformasyonlar, a)Mod şekli 1, b)Mod şekli 2, c)Mod şekli 3, d)Mod şekli 4.....	72
Şekil 4.44: Y eksenli titreşim deformasyonlar, a)Mod şekli 2, b)Mod şekli 3, c)Mod şekli 4, d)Mod şekli 5.....	75
Şekil 4.45: Z eksenli titreşim deformasyonlar, a)Mod şekli 1, b)Mod şekli 2, c)Mod şekli 3, d)Mod şekli 4.....	77
Şekil 4.46: Döner Tabla Titreşim Deformasyonlar a)Mod şekli 2, b)Mod şekli 3, c)Mod şekli 4, d)Mod şekli 5.....	79
Şekil 4.47: X Eksenli Vidalı-Mil Somun Sistemi.....	82
Şekil 4.48: X eksenli vidalı-mil yüzey sıcaklığı.....	87
Şekil 4.49: Doğal taşınım ile zamana bağlı sıcaklık.....	90
Şekil 4.50: X Eksenli Vidalı-Mil İçten Soğutma.....	90
Şekil 4.51: Debiye Bağlı Suyun Çıkış Sıcaklığı.....	92

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1: Ön yükleme sınıfına göre ön yükleme değerleri.....	15
Tablo 3.2: Vidalı mil uluslararası standartlarda kalite sınıfları.....	17
Tablo 4.1: Frezeleme işlemleri için kesme parametreleri ve en büyük iş parçası boyutları.	23
Tablo 4.2: Eksenlerde öngörülen kızak sistemi.	30
Tablo 4.3: Eksenlerde öngörülen vidalı mil özellikleri.....	41
Tablo 4.4: Eksenlerde öngörülen rulmanlar.	50
Tablo 4.5: Eksenlerde kullanılacak olan redüktör ve motorlar.	59
Tablo 4.6: Farklı rulman çeşitlerine göre z ve y değerleri.	83
Tablo 4.7: Gresin farklı sıcaklıklardaki viskozite değerleri.	83
Tablo 4.8: Farklı rulman ve yağlama çeşitlerine göre f_0 değerleri.	84

SEMBOL VE KISALTMALAR LİSTESİ

BSD	: Bilgisayar Destekli Tasarım
BDÜ	: Bilgisayar Destekli Üretim
Eİ	: Esnek İmalat
BTÜ	: Bilgisayar Tümüleşik Üretim
BSD	: Bilgisayarlı Sayısal Denetimli
AC	: Alternative Current
DC	: Direct Current
SK	: Sementit Karbür Kesici Takım Malzemesi
SD	: Sayısal Denetim
C	: Dinamik yük sayısı
C_0	: Statik yük sayısı
L	: Nominal ömür
P_c	: Kesme gücü
a_p	: Kesme derinliği
a_e	: Eksenel paso
v_f	: Kesme hızı
k_c	: Özgül kesme kuvveti enerjisi
η	: Verim
D_{ap}	: Kesici takım çapı
K_r	: Yanaşma açısı
m_c	: Malzemeye bağlı sabit
k_{c1}	: 1 mm talaş kalınlığı için özgül kesme kuvveti enerjisi
h_m	: Ortalama talaş kalınlığı
F_s	: Kesme kuvveti
F_v	: Kesme kuvvetinin ilerleme bileşeni
F_r	: Kesme kuvvetinin radyal bileşeni
F_a	: Kesme kuvvetinin aksel bileşeni
P	: Her bir yatağa gelen kuvvet
W	: Z ekseni ağırlığı
G	: Y ekseni ağırlığı
F_s	: Yataklarda sürtünme kuvveti
F	: Vidalı mil ile hareket ettirilen ağırlık
μ	: Kızaklardaki sürtünme katsayısı
F_i	: İvmelendirme kuvveti
V	: Sistem hızı
t	: İvmelenme süresi
$P_{ön}$: Ön gerilme kuvveti
F_e	: Ön gerilme öncesi mile gelen aksel kuvvet
n	: Vidalı millerde 0,8 güvenlik katsayısı ile izin verilen devir sayısı
f	: Vidalı mil yataklama yöntemine göre belirlenen katsayı
d_r	: Vidalı mil kök çapı
L_t	: Vidalı mil montaj mesafesi

L_h	: İşletme saati cinsinden ömür
F_x	: Döner tabla A eksenini vidalı miline etkiyen yük
F_{sy}	: Sürtünme kuvvetinin yatay bileşeni
F_N	: Tepki kuvveti
F_{ort}	: Ortalama statik yük
F_{max}	: A eksenini vidalı miline gelen en büyük kuvvet
F_{min}	: A eksenini vidalı miline gelen en küçük kuvvet
F_y	: Rulmanlarda eksen doğrultusundaki kesme kuvveti
m_T	: İvmelendirilen kütle
a	: Eksen ivmesi
g	: Yer çekimi
β	: Tepe açısı yuvarlak profilli miller için
$P_{eş}$: Rulmanlarda eşdeğer yük
C_T	: Rulman grubu toplam dinamik yük sayısı
i	: Rulman sayısı
C_{tek}	: Tek rulmanın dinamik yük sayısı
F_A	: B ekseninde A yatağına gelen yük
F_B	: B eksenini B yatağına gelen yük
Y_o	: Rulmanlarda aksenal yük faktörü
e	: Rulman radyal boşluğu
S_o	: Çalışma şartı katsayısı (statik)
M	: Toplam motor momenti
M_i	: İvmelenme momenti,
M_s	: Sürtünme momenti,
M_y	: Kesme momenti
α	: Motor açısal ivmesi
Δt	: Motor ivmelenme süresi
J_T	: Toplam atalet momenti
J_M	: Mil atalet momenti
J_{KA}	: Kavrama atalet momenti,
J_{LH}	: Yük atalet momenti,
J_{MO}	: Motor mili atalet momenti
p	: Vidalı mil hatvesi
m	: Hareket ettirilecek kütle
M_s	: Sürtünme momenti
η_b	: Mil verimi
d	: Mil çapı
M_d	: A eksenini dönme momenti
d_2	: Ortalama mil çapı
ρ'	: Vidalı mil sürtünme açısı
α	: Vidalı mil helis açısı
ΔL	: Sıcaklığa bağlı uzama miktarı
α_T	: Sıcaklık genleşme katsayısı
ΔT	: Sıcaklık farkı

H_b	: Rulmanda çalışma sırasında oluşan ısı
$M_{yük}$: Kütleyle bağlı sürtünme torku
F_{β}	: Rulmanlarda dinamik eşdeğer yük
f_1	: Rulman tipi ve yağlama çeşidine bağlı katsayı
d_m	: Ortalama rulman çapı
z	: Rulman tipi ve yağlama çeşidine bağlı katsayı
y	: Rulman tipi ve yağlama çeşidine bağlı katsayı
M_{viskos}	: Viskoziteye bağlı sürtünme torku
v_0	: Kinematik viskozite
f_0	: Rulman tipine ve yağlama tipine bağlı katsayı
H_n	: Somunda çalışma sırasında oluşan ısı
M_{pre}	: Ön yükleme kuvvetine göre moment
M_{fa}	: Sürtünme kuvvetine göre moment
Gr	: Grashof sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
Ra	: Rayleigh sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
T_w	: Mil yüzey sıcaklığı
T_{∞}	: Ortam sıcaklığı
β	: Hacimsel genleşme katsayısı
k	: Isıl iletkenlik katsayısı
Q	: Taşınan ısı
A	: Mil yüzey alanı
$T(t)$: Milin t anındaki sıcaklığı
h	: Isı transfer katsayısı
ρ	: Cismin yoğunluğu
V	: Cismin hacmi
C_p	: Cismin özgül ısısı
$T_{\dot{c}}$: Soğutma suyun çıkış sıcaklığı
\dot{m}	: Soğutma suyunun kütledebisi
Re	: Reynold sayısı
u	: Akışkan hızı
d_{delik}	: Vidalı mil delik çapı
μ_b	: Dinamik viskozite

ÖNSÖZ

Çalışma hayatım boyunca benden her zaman, her konuda desteğini esirgemeyen ve araştırmalarımın yön veren değerli Balıkesir Üniversitesi öğretim elemanları danışmanım Doç. Dr. Ali ORAL ve Yrd. Doç. Dr. M. Nedim GERGER'e sonsuz teşekkür ederim.

Tez çalışmamda proje desteklerinden dolayı T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı ve Balıkesir Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri birimine teşekkür ederim.

Proje çerçevesinde yapılan bu çalışmada işbirliği yapılan TEKİŞ KALIP A.Ş. firması Ar-Ge çalışanlarına desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Tez çalışmamda yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Kadir YAŞAR, Yrd. Doç. Dr. Mehmet İREN ve Kadir ÖZDEMİR'e teşekkür ederim.

Manevi desteklerini hiçbir zaman eksik etmeyen ve bugünlere gelmemi sağlayan sevgili aileme sonsuz şükranlarımı sunarım.

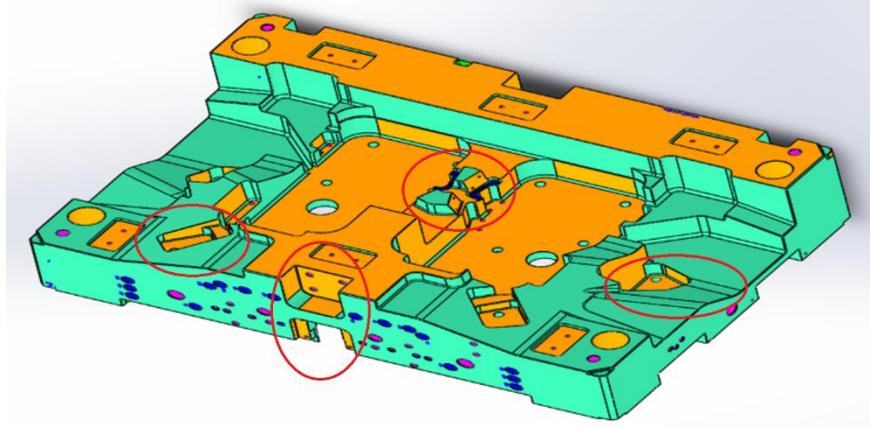
1. GİRİŞ

Sayısal denetimli tezgahlar geliştirilmesinde amaç karmaşık iş parçalarını hassas bir şekilde işlemek idi. Bilgisayarlı sayısal denetimli (BSD) tezgahlar, torna, freze, işleme merkezleri gibi bilinen talaşlı imalat tezgahlarının yanı sıra su jeti ile kesme, lazer, tel erozyon tezgahları gibi alışlagelmedik imalat işlemlerini gerçekleştiren tezgahlarda da yaygın olarak kullanılmaktadır [1]. Günümüzde yaşanan rekabet ortamında ürün maliyetlerinin aşağıya çekilip ürün kalitesini arttırmak hayati öneme sahiptir.

Bilgisayar ve bilişim teknolojisindeki gelişmelerin imalat teknolojilerindeki yansımaları; Bilgisayar Destekli Tasarım (BDT), Bilgisayar Destekli Üretim (BDÜ), Esnek İmalat (Eİ) ve nihayetinde Bilgisayar Tümüleşik Üretim (BTÜ) sistemlerini ortaya çıkarmıştır. İmalattaki otomasyon ve esneklik, yalnızca üretim miktarını ve kaliteyi arttırmamış aynı zamanda maliyet ve üretim zamanını da azaltmıştır. İleri İmalat uygulamalarının en geniş uygulama alanı olan talaşlı imalat alanında da, bilgisayar destekli teknolojiler oldukça hızlı gelişmiştir. Bu gelişmelerle tamamen operatör kontrollü takım tezgahlarının yerini, daha az insan müdahalesi gerektiren Bilgisayarlı Sayısal Denetimli (BSD) takım tezgahları ve sistemleri almıştır. İleri imalat teknolojilerinin hedefi, tasarımı insan tarafından yapıldıktan sonra insan müdahalesini en aza indiren, otomasyon sistemlerinin geliştirilmesidir. Bu alanda, araştırmalar CNC takım tezgahlarında verimliliği arttırmak ve otomasyon için, motor teknolojisi, düşük sürtünmeli yataklar ve CAM programı yazılımları üzerine yoğunlaşmaktadır.

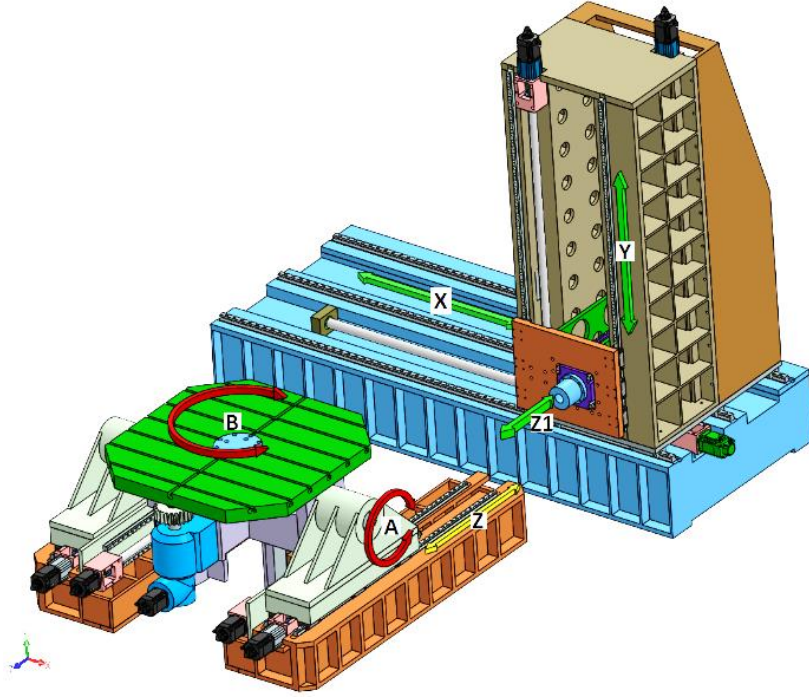
Özellikle büyük hacimli kalıpların maliyetinin belirlenmesinde önemli bir etken olan CNC işlemlerinin maliyetinin düşürülebilmesi için tek bağlamada en çok yüzeyi işleyebilecek işleme tezgahları gereklidir. Ülkemizde halen çok eksenli, büyük ebatlı, yüksek hızla işleme özelliklerine sahip CNC tezgahları imal edilmemektedir. Bu yüzden özellikle havacılık, savunma ve kalıpcılık sanayinde temrin ve maliyet konusunda sıkıntı ve yüksek miktarda döviz kaybı yaşanmaktadır.

Bu çalışmanın amacı; kalıpcılık sektöründe büyük tonajlı malzemelerin yüksek hacimli talaş kaldırma işlemlerinde kullanılabilen 6 Eksen CNC işleme merkezinin geliştirilmesidir. Çalışma kapsamında geliştirilecek olan sistem, doğaya zararlı katkılar içeren ve geri dönüşüm maliyeti çok yüksek olan kesme sıvısı kullanmadan yüksek hızda kuru kesme yapabilen çevreye duyarlı bir sistem olacaktır. Şekil 1.1’de tezgahta işlenecek olan örnek kalıp parçası görülmektedir.



Şekil 1.1: İşlenecek örnek kalıp parçası.

Bu çalışmada 6 eksen X, Y, Z eksenleri doğrusal hareket, Z1 eksenini spindle iş parçasına doğru doğrusal hareket (QUILL), A eksenini tabla TILT (beşik) hareketi, B eksenini tabla kendi eksenini etrafında dönme eksenini olarak düşünülmüştür (Şekil 1.2). Talaşlı imalatı yapılacak olan düşük alaşımlı çelikler St-60 ve en büyük iş parçası boyutları 1500 X 1500 X 1000 mm’dir. Tezgah boyutlandırma hesapları; kesme hızı 180 m/dk, diş başı ilerleme 0,8 mm/diş ve kesme derinliği 1,5 mm değerlerine göre yapılmıştır .



Şekil 1.2: Cnc işleme merkezi eksenleri.

6 eksen CNC işleme merkezi projesinin temel nedeni Şekil 1.1’de görülen işlenecek parçalardaki karmaşık geometriler işlenmesi ve açılı derin delik delinmesinde Z1 eksenli spindile iş parçasına doğru doğrusal hareketiyle (QUILL) uzun takım kullanımının önüne geçilerek, spindile meydana gelebilecek titreşim problemlerinin önüne geçilmiş olacaktır. A ve B dönme eksenleri sayesinde iş parçasının 5 yüzünün de talaşlı imalatına imkan verdiği için tek bağlamada istenilen kalıp profili elde edilmiş olacak ve bununla birlikte diğer tezgahlarda yaşanan zaman kayıplarıyla, parça sıfırı alma hatalarının önüne geçilmiş olacaktır.

Tasarımda sonlu elemanlar analizi yöntemi kullanılarak, konstrüksiyon dayanımı ve titreşim kontrolü yapılmış olup analiz için Solidworks 2016 programı kullanılmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Çalışma kapsamında öncelikle CNC tezgah tasarımı çalışmaları incelenmiştir. Araştırmalarda bir çok farklı tezgah konstrüksiyonuna ve farklı tipte döner tablaya rastlanmıştır. Bunu takiben tezgah konstrüksiyon dayanımı ve modal analiz üzerine yapılan araştırmalar incelenmiştir. Son olarak tezgah konumlama, tekrarlama ve işleme hassasiyetini etkileyen faktörler üzerine yayınlanan makaleler incelenmiştir.

Cheng ve ark. tarafından yapılan çalışmada, 6 eksenli yüksek hassasiyetli bir tezgah geliştirilmiştir. Bu çalışmada eksenler şu şekilde tanımlanmaktadır. 1- Kesici takımın kendi etrafında dönmesi, 2- Fener milinin X eksenini etrafındaki dairesel hareketi, 3- Fener milinin Y eksenini boyunca lineer hareketi, 4- Fener milinin Z eksenini boyunca lineer hareketi, 5- Döner tablanın Z eksenini etrafındaki hareketi, 6- Döner tablanın X eksenindeki lineer hareketi. Bu sistem, Çin'de mermer bloklarının iç bükey yüzeylerinin işlenmesi için kullanılmıştır. Çalışmada, takımın kendi eksenini etrafındaki dönüşü de eksen olarak kabul edilmektedir. Dolayısıyla, sistemin 5 eksen olduğunu söylemek mümkündür [2].

Heisel ve Gringel tarafından yapılan çalışmada, yüksek hızlı işleme için tasarım gereksinimleri araştırılmıştır. Çalışmada farklı tripod, hexapod kinematik sistemler için gerilme, ivmelenme ve hassasiyet analizleri yapılmıştır. Direct drive teknolojisinin yüksek hızda işleme için önemli avantajları dikkate alınmıştır [3].

Wang ve ark. tarafından yapılan çalışmada, minyatürize parçaların mikro (nano) işlenmesinde düşük üretkenlik problemini çözmek için yüksek hassasiyetli bir işleme merkezi tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Geliştirilen takım tezgahında, eksenler karşı ağırlıklarla donatılmış ve her eksen herhangi bir titreşim olmaksızın yüksek ivmelenme ve yavaşlama elde edilebilmesi amacıyla ağırlık merkezinden tahrik edilmiştir. Bu çalışmada, takım tezgahı tasarımının teorik ve pratik çalışmaları, kontrollü ölçüm sistemleri ile tanımlanmaktadır. Tasarımı yapılan takım tezgahının hassasiyet ölçümleri için düzlemsellik, dairesellik, tekrarlanabilirlik testleri yapılmıştır [4].

Brecher tarafından yapılan çalışmada, 3 eksen mikro işleme freze tezgahı ve taşlama için 5 eksen makine geliştirilmiştir [5].

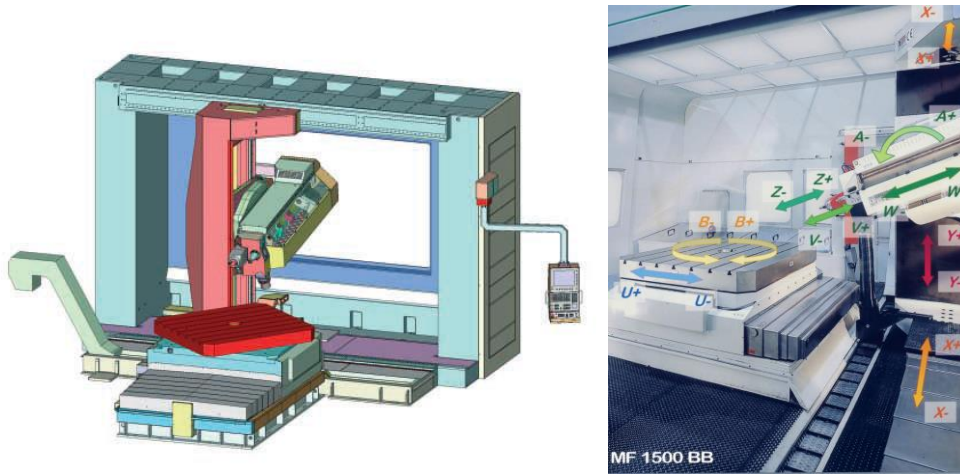
Li ve ark. tarafından yapılan çalışmada iş mili ve vidalı milin termal hatalarını önlemek için ön telafi sistemi geliştirilmiştir. Hata görüldüğünde termal hataları tanımlamak için iş mili devir sayısına bağlı olan otoregresif bir model kullanmışlardır. Bu modelle termal hatalar tespit edildiğinde CNC tezgah operatör panelinden hata nispetinde bir offset değeri girilmektedir [6].

Shaw ve Ou tarafından yapılan çalışmada, 5 eksen frezeleme tezgahında x y z eksen hareketlerinin minimizasyonu için bir çalışma yapılmıştır [7].

Kono, bu çalışmada takım tezgahı tasarımı için, tezgahı oluşturan ana elemanların sonlu elemanlar yöntemiyle analizi yapılmıştır [8].

Oral ve Çelik, 3 eksen frezeleme ve 2 eksen oksii-asetilen kesme için bir cnc router geliştirmişlerdir [9].

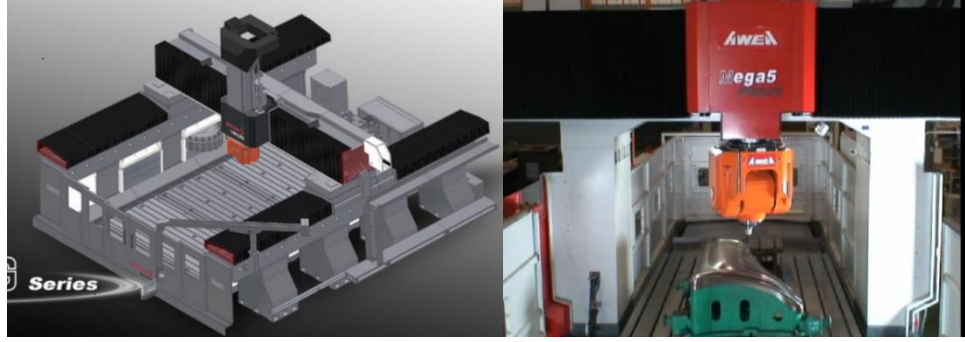
IMSA firması tarafından X eksenini 3250 mm, Y eksenini 1500 mm, Z eksenini 500 mm ve 1600 X 1800 mm boyutlarında döner tabla kullanarak 20 ton kütlesinde parça işleyebilen 9 eksen CNC freze tezgahı geliştirmişlerdir. Tasarlanan tezgah aşağıda Şekil 2.1’de görülmektedir [10].



Şekil 2.1: IMSA MF 1500 BB 9 eksen CNC tezgahı.

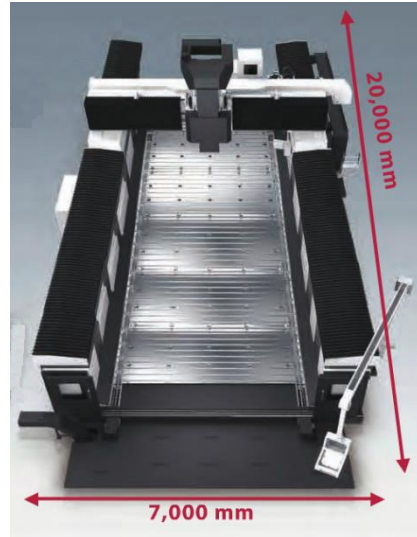
AWEA firması tarafından X eksenini 8000 mm, Y eksenini 3700 mm, Z eksenini 1400 mm, birim alanda 2500 kg yük taşıyabilen tabla boyutları 8000 X 3800 mm, en

yüksek 24000 d/dk spindle hızına sahip, B ekseninde $\pm 100^\circ$, C ekseninde $\pm 240^\circ$ dönebilen işleme kafası ve eksen hızları 20 m/dk olan 5 eksen köprü tipi simultane çalışan CNC freze tezgahı üretmişlerdir. Tasarımı yapılan tezgah Şekil 2.2’de görülmektedir [11].



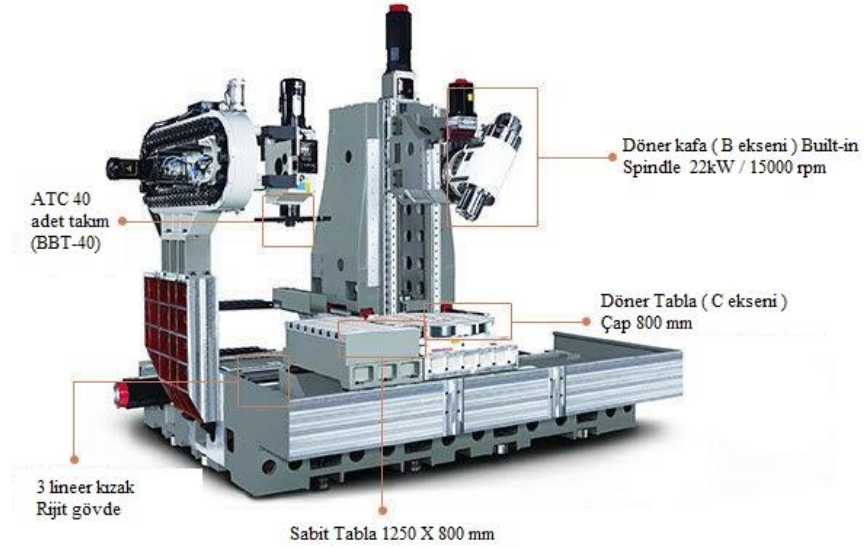
Şekil 2.2: AWEA mega serisi 5 eksen CNC tezgahı.

AWEA firması tarafından X eksenini 20000 mm, Y eksenini 7000 mm, Z eksenini 1400 mm, birim alanda 2500 kg yük taşıyabilen, X eksenini işleme hassasiyeti için vidalı mil ve dişli kutusu hatalarını önlemek açısından “synchronized control technology” ile sürülen, otomatik olarak değişebilen 3 işleme kafasına sahip olan tezgah 5 yüzeyi de işleme kabiliyetine sahip köprü tipi CNC freze tezgahı üretmişlerdir. Tasarımı yapılan tezgah Şekil 2.3’te görülmektedir [11].



Şekil 2.3: AWEA LG serisi 5 yüzey işleyebilen CNC freze tezgahı.

Victor Tauching firması X eksenini 1600 mm, Y eksenini 700 mm, Z eksenini 600 mm ve biri sabit diğeri döner tabla olmak üzere 2 adet tablayla $\pm 110^\circ$ dönme eksenini sağlayan işleme kafasına sahip 5 eksen CNC freze tezgahı üretmiştir. Şekil 2.4'te freze tezgahı görülmektedir [12].

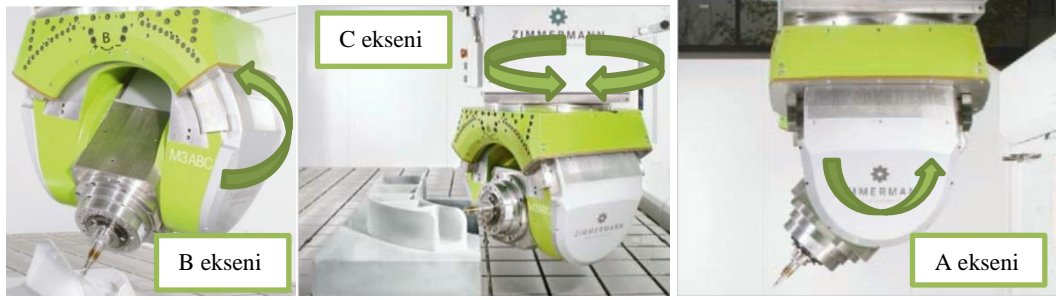


Şekil 2.4: Victor Tauching 5 eksen CNC tezgahı.

Zimmermann firması X eksenini 7800 mm, Y eksenini 3900 mm, Z eksenini 2000 mm, boyutları 8800 X 4000 mm olan ve birim alanda 20000 kg iş parçası bağlanabilen tabla, lineer eksen hızları 60 m/dk olan , döner eksen hızları 180°/s olan, A eksenini $\pm 110^\circ$, B eksenini $\pm 15^\circ$, C eksenini 360° olan işleme kafasına sahip bir CNC işleme merkezi üretmiştir. Şekil 2.5'te işleme merkezi görülmektedir [13].



(a)



(b)

(c)

(d)

Şekil 2.5: Zimmermann FZ100 eksen CNC işleme merkezi a) Zimmermann FZ100 b) B eksenini, c) C eksenini, d) A eksenini.

Gruppo Parpas firması otomotiv, uzay, havacılık ve kalıp sektöründe ihtiyaç duyulan büyük ebatlı parçaların işleminde kullanılacak 150000 kg kütle taşıma kapasitesi olan 5000 X 5000 mm ölçülerinde, 2 d/dk ile kendi eksenini etrafında dönebilen, doğrusal eksen boyunca 4000 mm hareket edebilen bir tabla üretmişlerdir (Şekil 2.6) [14].



Şekil 2.6: Gruppo Parpas döner tabla.

Wang ve ark. tarafından yapılan çalışmada daha önceden üretimi yapılmış bir CNC tezgahın gövde ve takım tutucusu için optimizasyon çalışması yapılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi uygulanarak yapılan analizde gövde ve takım tutucuda kalınlık azaltılarak toplam tezgah kütlesinin düşmesini sağlamışlardır [15].

Kim ve Chang tarafından yapılan çalışmada 3 eksenli CNC işleme merkezi tezgah gövdesi sönümleme kapasitesini arttırmak için kompozit gövde tasarlamışlardır. Bu çalışmada daha önceden tasarlanan gövdeye göre yapılan sonlu elemanlar analizleri sonucunda gövdede meydana gelen deplasman azalmış ve ilk doğal frekans değeri arttırılmıştır [16].

Yang ve ark. tarafından yapılan çalışmada vidalı milin ısıl genleşmelerden dolayı uzamasını sonlu elemanlar analizleriyle ve deneysel olarak tespit edip ısıl genleşmelerin telafisi için soğutma şartlarını incelemişlerdir [17].

Verl ve Frey tarafından yapılan çalışmada vidalı mil veriminin hassasiyet üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmada vidalı mil devri ve ön gerilme arasındaki doğrusal ilişki tespit edilip ömür için yeni yaklaşımlar önerilmiştir [18].

Sparham ve ark. tarafından yapılan çalışmada kesme parametrelerinin kızak hassasiyeti üzerindeki değişimini incelemişlerdir [19].

Bort ve ark. tarafından yapılan çalışmada işleme hassasiyetini artırmak ve işleme zamanını azaltmak için bir adaptif kontrol geliştirmişlerdir [20].

Denkena ve Flöter tarafından yapılan çalışmada uzay araçlarının motor parçaları hatta bilinmeyen bir geometri ve homojen olmayan malzemelerin işlenmesinde hassasiyet ve kalite sağlanabilmesi için temassız, manyetik kızak sistemi ve adaptif kontrol ünitesi kullanmışlardır [21].

3. CNC TAKIM TEZGAHLARI

3.1 Giriş

Sayısal denetim(SD); alfabedeki harfleri, noktalama işaretlerinin, sayıları ve diğer sembolleri içeren, tezgaha kodlama şeklinde komut verme tekniğidir. Komutlar tezgaha bilgi blokları şeklinde verilir. Bir bilgi bloğu, tezgahın tek bir işleme fonksiyonunu yerine getirebilmesi için yeterli komutlar grubudur. Her bloğa tanımlama için sıra numarası verilir. Bloklar sadece verilen sayısal sıraya göre çalışırlar. Komutlar grubu, SD programını oluşturur.

Bilgisayarlı sayısal denetimde tezgah kontrol ünitesinin sayısallaştırılması sonucu programların muhafaza edilebilmelerinin yanında parça üretiminin her aşamasında programı durdurma, programda gerekli olabilecek değişiklikleri yapabilme, programa kalınan yerden tekrar devam edebilme ve programı son şekliyle hafızada saklamak mümkündür. Bu nedenle programın denetim ünitesine bir kez yüklenmesi yeterlidir [22].

3.2 CNC Takım Tezgahları Yapı Elemanları

CNC takım tezgahlarının yapı elemanları; elektronik ve mekanik yapı elemanları olarak iki sınıfa ayrılabilir. CNC takım tezgahları, mekanik ve elektronik sistemlerin amaca uygun şekilde oluşturulan yazılımlarla denetlenmesi sonucunda istenilen işlevleri yerine getirirler. Bir CNC takım tezgahının tasarımında, istenilen hareketlerin kusursuz biçimde elde edilmesi için, denetim ünitelerinin ve programlama şekillerinin doğru seçilmeleri gerekir. Denetim birimindeki özel bir kabin içerisine yerleştirilen bilgisayar sayesinde, kontrol bağlantıları yapılan bütün alt sistemlerin yönetimi yapılabilir. Denetim birimi, eksen hareketlerini sensörlerle sensörün izin verdiği toleranslar dahilinde denetler [23].

3.2.1 Mekanik Yapı Elemanları

Mekanik yapı elemanlarının en önemli bileşenleri tezgah gövdesi, kızaklar ve vidalı mil/somun gibi elemanlardır.

Tezgah Gövdesi;

Klasik tezgahlarda olduğu gibi CNC tezgahların da ana gövde malzemesi olarak dökme demir yaygın olarak kullanılmaktadır. Dökme demirin ucuz olma özelliğinin yanı sıra istenilen şekilde üretilebilmesi avantajlıdır. Ayrıca kır dökme demir iyi bir sönümlenme ve kendi kendine yağlama özelliğine sahiptir. Çelik malzemelerde en fazla kullanılan malzemeler arasındadır. Çelik yapılar dökme demirden daha hafif buna karşı yaklaşık iki kat dayanıklıdır. Bu nedenle özellikle büyük tip tezgahlarda çelik gövdeler tercih edilmelidir. Özellikle siparişe dayalı makine imalatlarında uygundur [23].

Kızaklar;

Kızaklar, iki eleman arasında doğrusal izafi harekete minimum sürtünme ile izin veren makina elemanlarıdır. Bu elemanlara doğrusal kılavuzlama sistemleri de denir. Kaymalı ve yuvarlanma elemanlı olarak iki ana sınıfa ayrılırlar. Yuvarlanma elemanlarının şekline göre sınıflandırılmaları da mümkündür [24].

Kutu Kızak Sistemi;

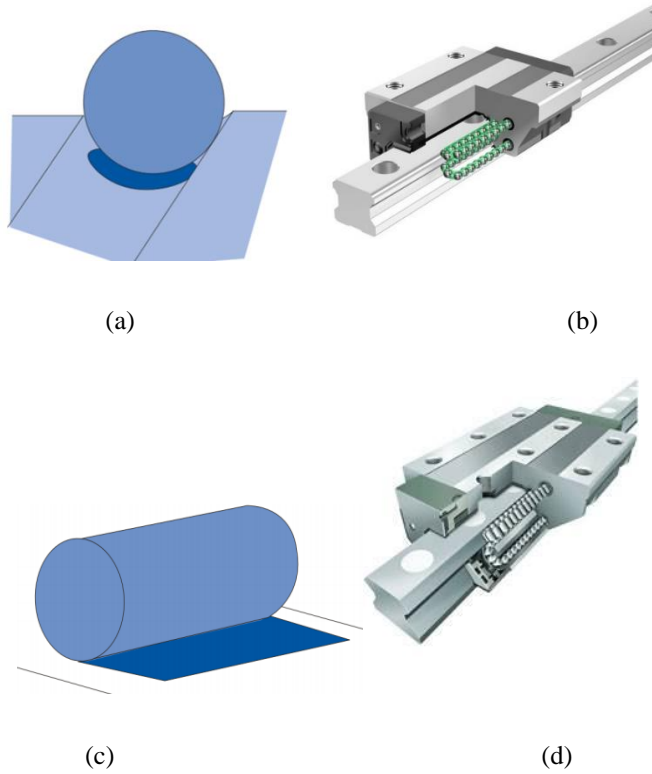
İmalatı yapılacak parça vuruntulu (yani, döküm, dövme, paslanmaz, eksen kaçıklığı olan parçalar.vs) ise kutu kızak diye tabir edilen sürtünmeli kızaklar kullanılır (Şekil 3.1) [25].



Şekil 3.1: Kutu kızak sistemi.

Profil Ray Sistemleri;

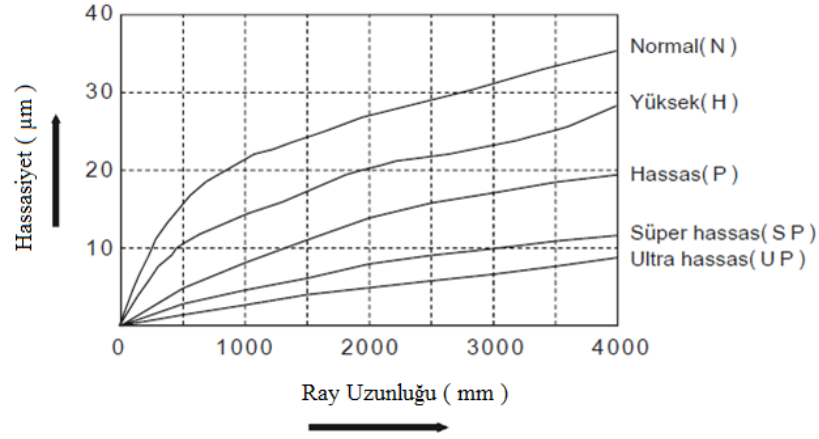
Profil rayların belirli bölgelerinde açılan kanallar bilyelere yada masuralara yatak ve kılavuz görevi yapar. Bu kanal içerisinde hareket eden masuralar daha çok temas yüzeyine sahiptir. Bu nedenle masuralı sistemlerin yük kapasitesi bilyelilere göre daha büyüktür (Şekil 3.2) [26].



Şekil 3.2: Profil ray sistemleri a) Bilya temas yüzeyi, b) Bilyalı kızak, c) Masura temas yüzeyi, d) Masuralı kızak.

Kızakların Doğruluk Standartları;

Kızaklar doğruluk standartlarına göre seçilirler. Doğruluğu normal, yüksek, hassas, süper hassas ve ultra hassas olmak üzere beş farklı seviyede sınıflandırılmıştır (Şekil 3.3). Farklı doğruluk sınıfları sayesinde kullanıcılar uygulanacak ekipmanın doğruluğuna göre seçim yapabilir [26].



Şekil 3.3: Kızakların doğruluk standartları.

Profil Raylı Kızaklarda Ön yükleme;

Arabaya daha büyük çaplı bilyaların yerleştirilmesi toplam rijitliğin artmasını sağlar. Ön yüklemeyi arttırmak, titreşimi ve çalışma sırasında ileri geri hareket sebebiyle oluşan korozyonu azaltır. Öte yandan blok içi bilyaların iş yükünü artırır. Ön yükleme ne kadar fazla ise blok içi yükte o kadar büyük olur. Bu sebeple, ön yükleme değerini titreşim ve ön yükleme arasındaki etkiyi dikkatlice değerlendirerek seçilmelidir [26]. Tablo 3.1'de ön yükleme sınıfına göre ön yükleme kuvvetinin dinamik yük derecesine göre değeri verilmiştir.

Tablo 3.1: Ön yükleme sınıfına göre ön yükleme değerleri.

Sınıf	Ön Yükleme Kuvveti
Az açıklık	0
Ön yüklemesiz	0
Hafif ön yükleme	0,02C
Orta ön yükleme	0,05C
Ağır ön yükleme	0,07C

C=Dinamik yük derecesi

Kızaklarda Yükleme Dereceleri ve Nominal Ömür;

Raylı kızak seçiminde kızakların taşıyabilecekleri yük ve nominal ömürlerini göz önüne alarak sisteme en uygun ürün yapılır. Temel statik yük derecesi (C_0) ve temel dinamik yük derecesi (C) olmak üzere iki adet yük derecesi bulunmaktadır.

C_0 en büyük kuvvetin uygulandığı temas noktasında bulunan dönen eleman ve kanal çapının 0.00001 katı kadar toplam kalıcı deformasyon yaratacak olan sabit büyüklük ve sabit yöndeki statik yük olarak tanımlanır. C ise yönünde ve büyüklüğünde herhangi bir değişme olmayan ve bir raylı kızak için 50 km'lik (masuralı serilerde 100 km'lik) çalışma ömrüne sahip yük olarak tanımlanır.

Raylı kızaklarda bilyaların çaplarının 1/10000 de birinin deforme edecek olan darbeye müsaade edilebilir statik moment olarak adlandırılmaktadır.

Nominal ömür (L); aynı şartlarda çalışmış, bir grup özdeş doğrusal raylı kızaklardan %90'ının pullanma göstermeden kat ettiği mesafedir. Ömre bazı faktörler etki etmektedir. Bunlar; sıcaklık, sertlik, temas faktörü ve yük faktörüdür [26].

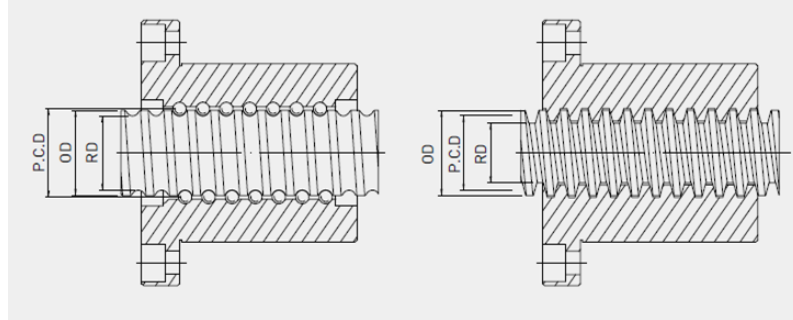
Vidalı Mil ve Somun;

Bu sistemler mekanik sürücü olarak da adlandırılır. Dairesel hareketi doğrusal harekete dönüştürürler. Mil üzerine açılmış vida yuvaları sayesinde bir

turluk dönme hareketine karşılık hatve (vida adımı) kadar öteleme gerçekleşir (Şekil 3.4). Hareket iletim mekanizmalarında trapez ve yuvarlak vida tercih edilir. Fakat CNC tezgahlarda sürtünme katsayısının az oluşundan dolayı yuvarlak vidalar kullanılmaktadır (Şekil 3.5) [26].



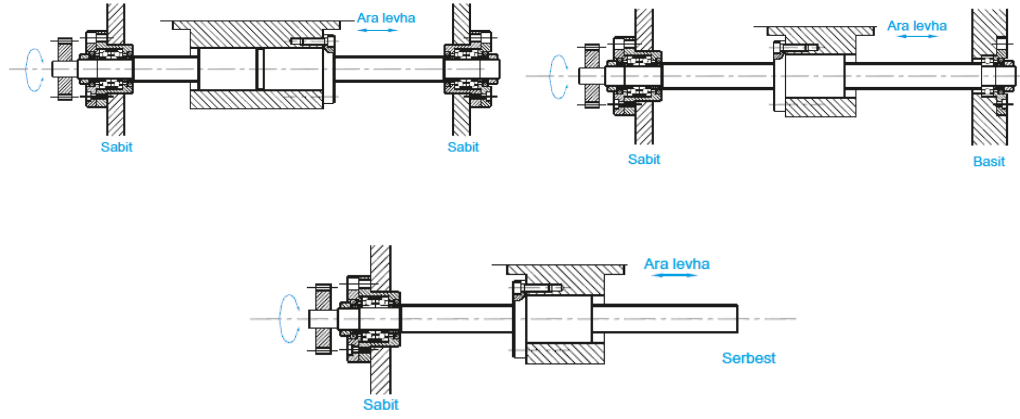
Şekil 3.4: Vidalı mil.



Şekil 3.5: Yuvarlak ve trapez vida.

Vidalı Mil Yataklama Yöntemleri;

Vidalı miller uygulamalara göre farklı şekillerde yataklanabilirler. Hassas işleme gereken uygulamalarda bir taraf sabit diğer taraf ısıl genleşmelerden dolayı aksel yönde uzamalara izin verecek şekilde yataklanırlar (Şekil 3.6). [26] Fakat hassasiyet için ısıl genleşmeleri telafi etmek gerekmektedir. Bunu sağlamak için vidalı mili soğutma ve/veya tezgah gövdesinde doğrusal cetveller kullanarak doğru pozisyonlama sağlanmaya çalışılır.



Şekil 3.6: Vidalı mil yataklama örnekleri.

Vidalı Millerde Kalite Sınıfları;

Vidalı millerde kalite milin kullanılacağı endüstri sektörüne göre değişkenlik göstermektedir. Havacılık, kalıp ve savunma sanayinde hassas işlemeye ihtiyaç duyulduğundan vidalı miller bu göze alınarak seçilmektedir. Vidalı mil kalite sınıfları Tablo 3.2'de verilmiştir [26].

Tablo 3.2: Vidalı mil uluslararası standartlarda kalite sınıfları.

Birim: μm

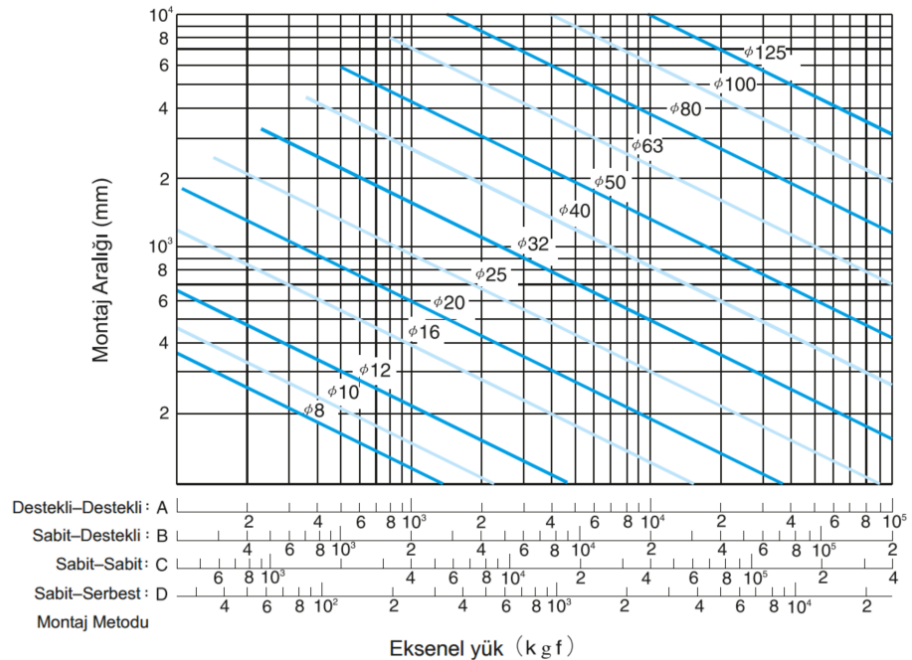
SINIF		C0	C1	C2	C3	C5	C7	C10
En Küçük	En Büyük	$\pm e$	$\pm e$	$\pm e$	$\pm e$	$\pm e$	$\pm e$	$\pm e$
	100	3	3,5	5	8	18	50/300 mm	210/300 mm
100	200	3,5	4,5	7	10	20		
200	315	4	6	8	12	23		
315	400	5	7	9	13	25		
400	500	6	8	10	15	27		
500	630	6	9	11	16	30		
630	800	7	10	13	18	35		
800	1000	8	11	15	21	40		
1000	1250	9	13	18	24	46		
1250	1600	11	15	21	29	54		
1600	2000		18	25	35	65		
2000	2500		22	30	41	77		
2500	3150		26	36	50	93		

Vidalı Millerin İmalatı;

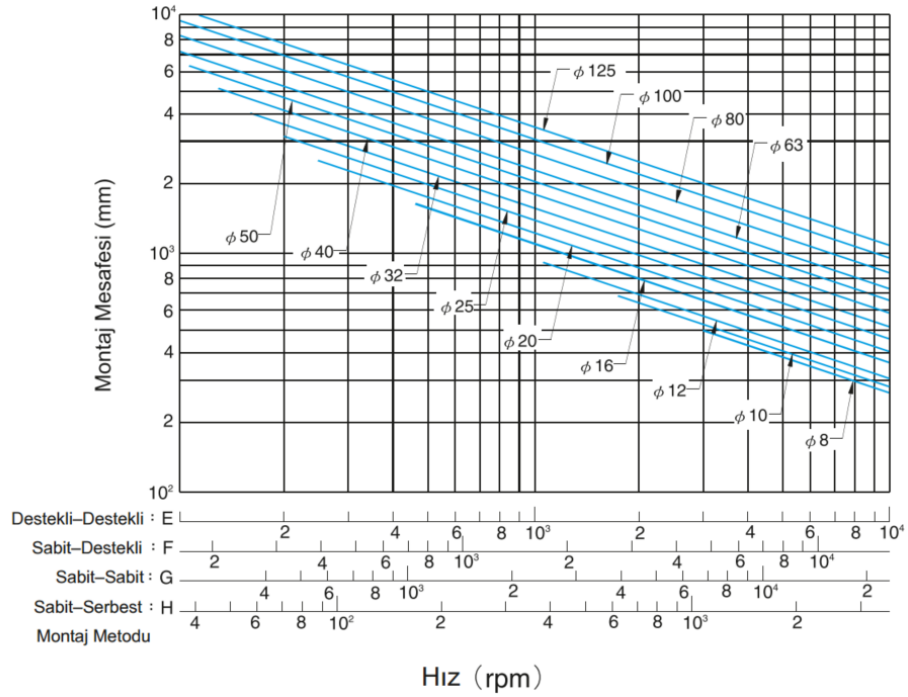
Vidalı miller dökümden sonra diş açma işlemleri ovalama yöntemi ve tornada diş açma, kılavuz çekme ile yapılır. Ovalama ; yuvarlak iş parçasını kalıplar arasında döndürerek, soğuk olarak cıvata ve vida dişi açma yöntemidir. Vidalı mil istenilen hassasiyet sınıfına göre taşlama işlemi yapılır.

Vidalı Mil Seçimi;

Vidalı millerin seçiminde yataklama şekli, taşıdıkları aksenal yük, montaj aralığı ve devir sayısına göre çap seçimi yapılır. Vidalı mil seçimleri için Şekil 3.7 ve 3.8'de verilen grafiklerden yararlanılmaktadır [26]. Şekil 3.7'de yatay ekseninde vidalı mile gelen aksenal kuvvete ve dikey ekseninde vidalı mil montaj aralığına göre vidalı mil çap seçimi yapılmaktadır. Şekil 3.8'de ise yatak ekseninde vidalı mil çalışma hızına ve dikey ekseninde montaj aralığına göre çap seçimi yapılmaktadır. Her iki grafiğe göre seçim yapıldıktan sonra çap değeri olarak daha büyük olan çap seçilir.



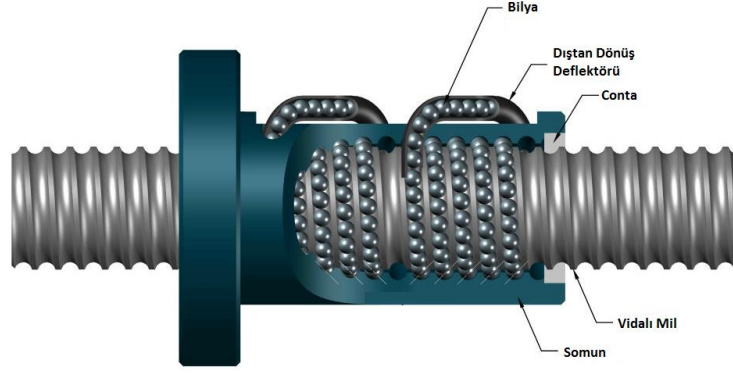
Şekil 3.7: Eksenal yüke göre vidalı mil seçimi.



Şekil 3.8: Devir sayısına göre vidalı mil seçimi.

Somun Seçimi;

Vidalı hareket iletim mekanizmalarında somun, vidalı milin dönme hareketini doğrusal harekete çeviren makine elemanıdır. Yuvarlanma elemanları somun içinden veya dışından olmak üzere ikiye ayrılırlar (Şekil 3.9) [27]. Somunlar ağır yük altında çalışacakları zaman çift somun olarak kullanılabilirler. Somunlar pozisyonlama hassasiyeti için ön yükleme ile yüklenirler. Bu değer en fazla dinamik yük sayısının %10'u olarak firma kataloglarında belirtilmiştir. Ön yükleme bilyaların çaplarının arttırılarak aksenal boşluğun telafi edilmesi için uygulanmaktadır.



Şekil 3.9: Somun bilyaların dıştan dönüşü.

3.2.2 Elektronik Elemanlar

CNC tezgahları klasik tezgahlardan ayıran en büyük özellik; program girişini ve çalışmasını sağlayan bir kontrol ünitesi ve bunu temsil eden bir kontrol panosunun bulunmasıdır. Bu panoda, komutların girilmesini sağlayan düğmelerin yanı sıra girilen veya işlenen komutları gösteren ve talaş kaldırma işleminin simülasyonunu yapan bir ekran vardır. Bunun yanı sıra CNC tezgahlarda güç motorunun yanında takımın ilerleme hareketini gerçekleştiren ve her hareket yönünde motor vardır. Program sinyalleri ilk olarak bir amplifikatörde bulunan kontrol ünitesine ve sonra motora gönderilir. Hassasiyet gerektirmeyen tezgahlarda adım motoru kullanılırken artık günümüzde kalite ve hassasiyet ön planda olduğunda genelde servo motorlar kullanılmaktadır [23].

Denetim Ünitesi;

CNC takım tezgâhlarında operatör tarafından tezgaha kumanda edilen, tezgaha ait her türlü hareketlerin gerçekleştirildiği ve grafik ekranlara sahip sistemler mevcuttur. Bu sistemlere CNC kontrol ünitesi denilir. CNC kontrol ünitelerinin başlıca görevleri CNC programlarının manuel olarak tezgâhta yazılması, yazılmış programların simülasyonlarının yapılması, kesici takımların kalibrasyonu, iş parçası sıfır noktalarının tanıtılması, tezgâha dışarıdan yazılmış hazır programların aktarılması ve CNC programını çalıştırarak iş parçasının imalatını gerçekleştirmek için kullanılırlar. CNC takım tezgâhlarında tezgâha ait bütün sistem ve parametre

bilgilerinin saklandığı, tezgâhta işletilecek CNC programının yazıldığı, test edildiği ve her türlü manuel hareketlerin gerçekleştirildiği elektronik ünedir.

CNC kontrol üniteleri 2 ana bölüme ayrılır.

- Bilgisayar Paneli, bu bölüm program yazmak, düzeltmek vb. işlemler için kullanılır. Bu bölümdeki fonksiyonlar CNC tezgahının türüne, kontrol sisteminin marka ve modeline göre değişiklikler gösterebilir.
- Operasyon Paneli, genellikle CNC tezgahının hareketlerinin yaptırıldığı bölümdür. Bu bölümdeki hareketler genel olarak switch ya da butonlar yardımıyla manuel olarak yaptırılır. Bunlara örnek olarak eksen hareketleri, tezgahı çalıştırma/durdurma, soğutma sisteminin çalıştırılması/durdurulması vb. verilebilir. Bu bölümdeki fonksiyonlar CNC tezgahlarının türüne göre değişiklik gösterebilir [28].

Servo Motorlar;

1 devir/dakikalık hız bölgelerinin altında bile kararlı çalışabilen, hız ve moment denetimi yapan motorlardır. Servo motorların AC (Alternative Current) ile çalışan modelleri fırçasız, DC (Direct Current) ile çalışan modelleri ise fırçalıdır. Bunlar, elektronik yapılı sürücü/programlayıcı devrelerle birlikte kullanılır. Günümüzde yapılan servo motor çalıştırma sürücüleri tamamen mikro işlemci denetimli ve dijital yapılıdır [23].

Dijital denetimli, hassas makinelerde çok tercih edilen servo motorların bazı özellikleri şu şekilde sıralanabilir ;

- Döndürme momentleri yüksektir.
- Döndürme momentinin iki katına kadar olan değerlere kısa süreli olarak yüklenebilirler.
- Devir sayıları 1-10000 d/dk arasındaki değerlerden herhangi birisine kolayca ayarlanabilirler.

- Çok sık aralıklı olarak hareket edebilirler. Yani dur-kalk yapma sayılarının çok olması motoru olumsuz etkilemez.
- Atalet (kalkış) momentleri küçük olduğundan verilen komutları gecikme olmadan algılar ve yerine getirirler [23].

Adaptif Kontrol;

Adaptif kontrol talaşlı imalat esnasında kesme hızını optimize ederek tezgah verimliliğini artırır. Tezgah verimliliği karmaşık iş parçası geometrisi işlendiğinde ve ya işlenen parçanın sertliği ve rijitliği değişkenlik gösterdiğinde etkilenir. Bu durumda CNC kontrol ünitesi güç ve takım sıcaklığı gibi işleme koşullarını analiz ederek spindle hızını ve eksen hareketlerini en iyi işleme değerlerine ayarlayarak tezgah verimliliğini artırır. Eğer adaptif kontrol özelliği yoksa; parça yüzey kalitesi önemli olan durumlarda parçanın en karmaşık alanının işleme koşullarına göre kesme parametreleri ayarlanmalıdır. İşleme zamanının önemli olduğu durumlarda düşük yüzey kalitesine göre ayarlanabilir. Adaptif kontrol sayesinde tezgah kesme parametrelerini işleme sırasında en iyi değerlere ayarlayarak üretim verimliliği artırılmış olur [29].

4. MATERYAL VE YÖNTEM

4.1 Giriş

Takım tezgahları boyutlandırılmasında kesme parametrelerine bağlı olarak kesme gücü önemli bir yer teşkil etmektedir. Hesaplanan bu kesme gücüne göre kesme kuvvetleri belirlenmektedir. Kesme kuvvetlerinin takım tezgahı eksenlerdeki bileşenine bağlı olarak kullanılacak olan vidalı mil, ray, araba, rulman ve servo motorlar seçimleri yapılmaktadır.

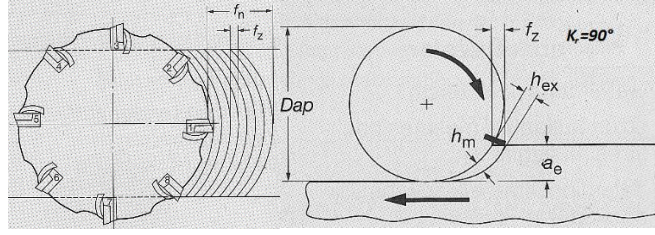
4.2 Kesme Kuvvetleri

Bu çalışmada kullanılan kesme parametreleri iş parçası malzemesi ve kesici takım malzemesi çiftine bağlı olarak kullanılması planlanan kesici takım kataloglarından seçilmiştir. Kesme parametreleri ve tezgah boyutlarına bağlı olarak işlenebilecek maksimum iş parçası boyutları Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1: Frezeleme işlemleri için kesme parametreleri ve en büyük iş parçası boyutları.

İş parçası malzemesi	Kesici Takım malzemesi	Kesme derinliği (mm)	Kesme hızı m/dk	İlerleme mm/diş
Düşük Alaşımlı Çelik	SK	2	180	0.80
Maksimum İş Parçası Boyutları	X=1500 mm	Y=1500 mm	Z=1000 mm	

Kesme kuvvetleri; yapımı gerçekleştirilecek tezgah üzerinde 66 mm çaplı parmak freze ile düşük ve orta karbonlu çelik St 60 ve benzeri malzemelerin 5 kesici insert taşıyan çok kesici ağızlı freze takımı ile işleneceği kabul edilerek hesaplanmıştır. Şekil 4.1’de çok kesici ağızlı freze takımı ile talaş kaldırma işlemine ait boyutlar verilmiştir [30].



Şekil 4.1: Çok kesici ağızlı freze takımı ile talaş kaldırma işlemine ait boyutlar.

Tezgah gücü Eşitlik (4.1)' de verilmiştir [31].

$$P_c = \frac{a_p a_e v_f k_c}{60 \times 10^6 \eta} \text{ [kW]} \quad (4.1)$$

Burada;

a_p : Kesme derinliği [mm]

a_e : Aksel paso [mm]

v_f : İlerleme hızı [mm/dk]

k_c : Özgül kesme kuvveti enerjisi [N/mm²]

η : Verim

Burada; aksel paso Eşitlik (4.2) ve ortalama talaş kalınlığı Eşitlik (4.3) ile hesaplanmaktadır. K_r ; yanaşma açısı olup, çalışmada 90° olarak alınmıştır. D_{ap} takım çapı olup 66 mm olarak alınmıştır.

$$a_e = 0.6 D_{ap} \text{ [mm]} \quad (4.2)$$

D_{ap} : Takım Çapı [mm]

$$k_c = k_{c1} h_m^{-m_c} \quad (4.3)$$

$m_c = 0,25$ (malzemeye bağlı sabit)

$k_{c1} = 2900 \text{ N / mm}^2$ (1 mm talaş kalınlığı için özgül kesme kuvveti enerjisi) [32]

Talaş kalınlığı h_m Eşitlik (4.4) ile verilmektedir.

$$h_m = \frac{\sin K_r 180 a_e f_z}{\pi D_{ap} \sin^{-1} \left(\frac{a_e}{D_{ap}} \right)} \quad (4.4)$$

$P_c = 18,2 \text{ kw}$ olarak hesaplanır.

Motor gücü 20 kW olarak seçilecektir. Kullanılacak motor gücü yardımıyla kesme kuvveti F_s değerini Eşitlik (4.5)'teki gibi hesaplanabilir [30].

$$F_s = \frac{60 \times 1000 P_c}{V_c} \quad (4.5)$$

$$F_s = 6666,67 \text{ N}$$

Kesme kuvvetinin ilerleme, radyal ve aksenal yönündeki bileşenleri yaklaşık olarak Eşitlik (4.6, 4.7 ve 4.8) ile hesaplanabilmektedir. Ve kesme kuvveti bileşenleri Şekil 4.2'de verilmiştir.

$$F_v = (0.3-0.4) F_s \quad (4.6)$$

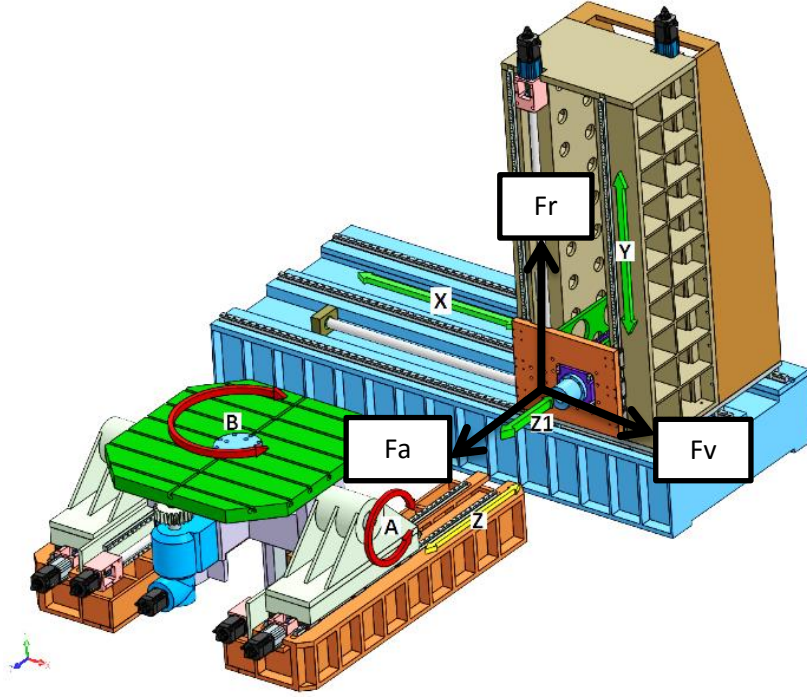
$$F_v = (0.4) 6666,67 = 2667 \text{ N}$$

$$F_r = (0.85-0.9) F_s \quad (4.7)$$

$$F_r = (0.9) 6666,67 = 6000 \text{ N}$$

$$F_a = (0.5-0.55) F_s \quad (4.8)$$

$$F_a = (0.55) 6666,67 = 3667 \text{ N}$$



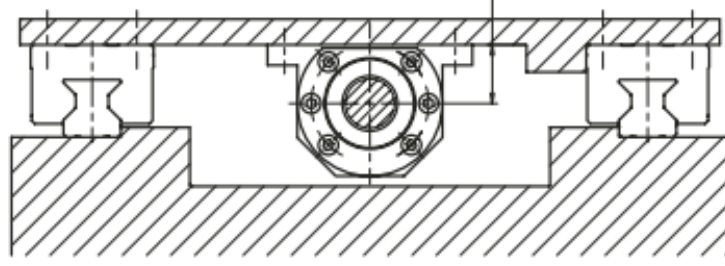
Şekil 4.2: Kesme kuvveti bileşenleri.

4.3 Doğrusal Hareket Elemanları

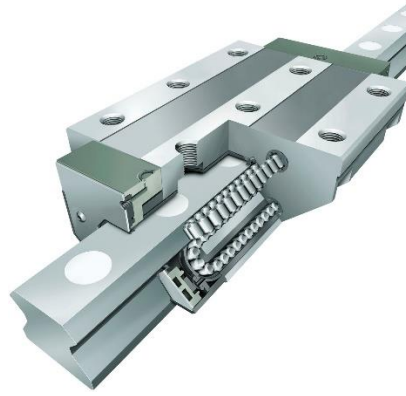
İşleme merkezi eksenlerinde profil raylı kızak sistemi tercih edilmiş olup eksen hareketleri bilyalı millerle sağlanacaktır. Sistemin boştaki hareket hızı 10 m/dk olarak belirlenmiştir.

4.3.1 Doğrusal Kızaklar

İşleme merkezinde iş parçası kütlesinin büyüklüğü dikkate alınarak, ağır yükleme şartlarına dayanıklı masuralı lineer araba seçilmiş olup, yatakların ömrü 400 km olarak belirlenmiştir. Sistemde profil raylı kızak sistemi seçilmiştir (Şekil 4.3). Yatak ömrü Eşitlik (4.9) ile hesaplanabilmektedir [26]. Şekil 4.4'te masuralı araba görülmektedir.



Şekil 4.3: Profil raylı kızak sistemi.



Şekil 4.4: Masuralı araba.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \times 100 \quad (4.9)$$

L : Yatak ömrü [km]

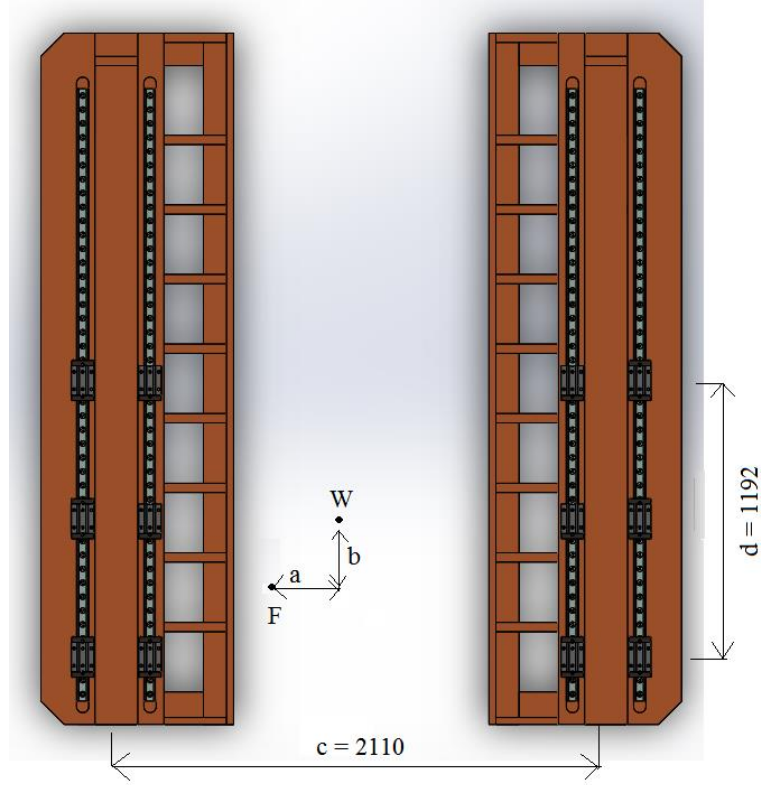
C : Dinamik yük sayısı [kN]

P : Her bir yatağa gelen kuvvet [kN]

Yataklara etkiyen kuvvetler hesaplanırken; yatağa etkiyen konstrüksiyonun ağırlığı, ivmelendirme kuvvetleri ve kesme kuvvetlerinin etkisi göz önüne alınmıştır.

Z yatay ekseni için kızak hesabı;

Z ekseni talaşlı imalatın yapılacağı eksen olduğundan döner tabla bu eksen üzerinde doğrusal ve yatay hareket edecektir. İş parçası, döner tabla ve tabla konstrüksiyonu kızak sistemine toplamda 280000 N değerinde bir kuvvet etkiyecektir. Ayrıca 6667 N değerinde kesme kuvveti etkimektedir. Z ekseni kızak sistemi Şekil 4.5'te görülmektedir.



Şekil 4.5: Z eksenli kızak sistemi.

En fazla yükleme durumu F kesme kuvvetinin 1800 X 1800 mm boyutlarındaki tablanın sınırlarında etkimesi halinde ortaya çıkacaktır. Yapılan hesap bu göz önüne alınarak yapılmıştır. Her bir arabaya etkileyen kuvvet Eşitlik (4.10)'da verilmektedir.

$$2P = \frac{F}{6} + \frac{W}{6} + \frac{Fa}{3c} + \frac{Fb}{2d} \quad (4.10)$$

$$2P = \frac{6667}{6} + \frac{280000}{6} + \frac{6667 \times 900}{3 \times 1192} + \frac{6667 \times 900}{2 \times 2110}$$

Bir yatağa gelen kuvvet;

$$P = 25439,5 \text{ N olarak bulunur}$$

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \times 100$$

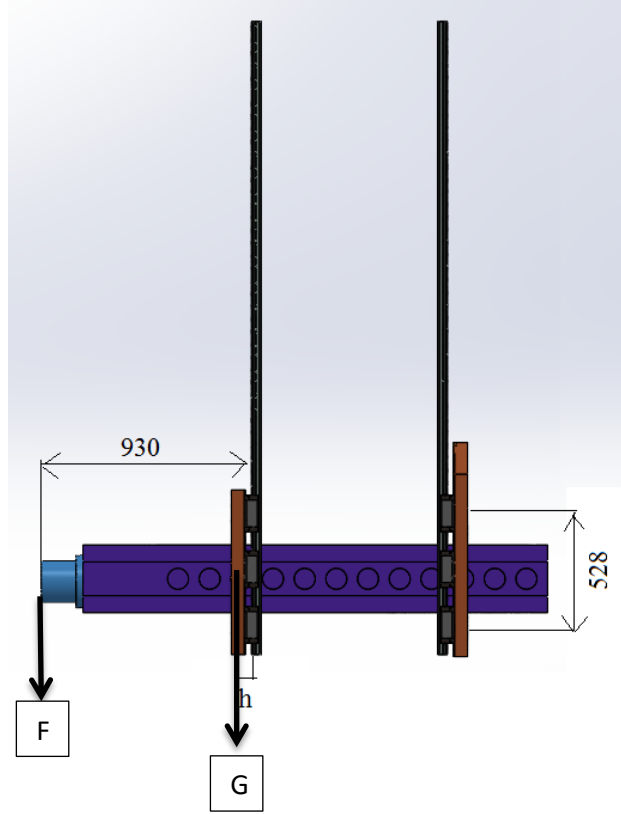
400 km ömre göre dinamik yük sayısı;

$$400 = \left(\frac{C}{25,4} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \times 100$$

C = 38,56 kN olarak bulunur.

Y düşey ekseni için hesap yapılırsa;

Y ekseninde spindle ve taşıyıcı konstrüksiyon bulunmaktadır. Toplam 1800 kg ağırlığındadır ve kesme kuvvetleri de etki etmektedir. Ayrıca spindle Z1 ekseni boyunca özellikle derin delik delme sırasında 700 mm tablaya doğru hareket edeceğinden kızak hesapları Eşitlik (4.11) ile bu göz önüne alınarak yapılmıştır. Y eksenine etki eden kuvvetler Şekil 4.6'da görüldüğü gibidir.



Şekil 4.6: Y eksenli hareket sistemi.

$$G = 18000 \text{ N}$$

$$F = 6000 \text{ N (Kesme kuvvetinin radyal bileşeni)}$$

$$L = 930 \text{ mm}$$

$$d = 528 \text{ mm}$$

$$h = 92 \text{ mm}$$

G ağırlığının tek bir taşıyıcı tablaya etkidiği öngörülerek hesaplandığında;

$$P = \frac{Gh}{3d} + \frac{FL}{3d} \quad (4.11)$$

$$P = \frac{18000 \times 92}{3 \times 528} + \frac{6000 \times 930}{3 \times 528}$$

$$P = 4568,2 \text{ N}$$

Yatak ömrü 800 km'ye göre hesaplandığında;

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \times 100$$

$$800 = \left(\frac{C}{4,5} \right)^{\left(\frac{10}{3} \right)} \times 100$$

C = 8,5 kN olarak bulunur.

Her bir ekseninde kullanılan yatak sayısı, yatak dinamik yük sayıları, ray sayısı ve uzunlukları Tablo 4.2'de verilmiştir. B ekseninde döner tabla kendi eksenine etrafındaki dönme dişliler ile sağlandığından doğrusal hareket elemanları bu ekseninde kullanılmamıştır.

Tablo 4.2: Eksenlerde öngörülen kızak sistemi.

Eksen	Yatak Sayısı	Yatak Dinamik Yük Sayısı [kN]	Ray Uzunluğu ve Sayısı [mm]
X	6	65	4464 X 3
Y	12	55	3000 X 4
Z	12	55	2640 X 4
Z1	8	45	2000 X 4
A	4	55	1320 X 4
A	2	65	644.5 X 2

4.3.2 Bilyalı Miller

Bilyalı miller aksenal kuvvet etkisinde olduğundan vidalı mil çapı burkulma yükü ve kritik hıza göre hesaplanmıştır. Sistemin boştaki hızı 10 m/dk olarak belirlenmiş olup vidalı milin en yüksek çalışma devri 1000 d/dk seçilmiştir. Millerin kalitesi istenen hassas işleme için C7 sınıfı olarak belirlenmiştir.

4.3.2.1 Burkulma Yükü ve Bilyalı Mil Seçimi

Vidalı mil aksenal yük etkisi altındadır ve bu yükün hesabında kızaklardaki toplam sürtünme direnci, talaş kaldırma sırasında oluşan aksenal kuvvet, ön gerilme kuvveti ve ivmelendirme kuvveti dikkate alınmıştır. Vidalı millerin verimi 0.9 alınmış olup yataklama sistemi olarak; vidalı milin tahrik edilen ucu sabit, diğer uç serbest yatak olarak yataklanmıştır. Vidalı mili burkulmaya zorlayan kuvvetler; yük nedeniyle oluşan aksenal kuvvet (Eşitlik 4.12), duran kütlelerin ivmelendirilmesi esnasında ortaya çıkan ivmelendirme kuvveti (Eşitlik 4.13) ve ön gerilme kuvvetleridir (Eşitlik 4.14) [26,30]. Hareket eksenlerinde uygulanacak olan yataklama sistemi Şekil 4.7’de verilmiştir [26].

$$F_s = F\mu \text{ [N]} \quad (4.12)$$

F : Vidalı mil ile hareket ettirilen ağırlık [N]

μ : Kızaklardaki sürtünme katsayısı

$$F_i = \frac{G}{g} \times \frac{V}{t} \text{ [N]} \quad (4.13)$$

F_i : İvmelendirme kuvveti [N]

G : Yataklara etkiyen ağırlık [N]

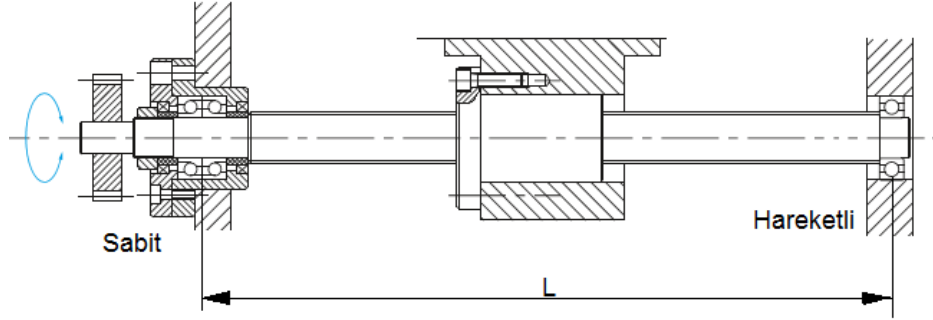
V : Sistem hızı [m/s]

t : İvmelenme süresi [s]

$$P_{\text{ön}} = \frac{F_c}{2,8} \quad (4.14)$$

$P_{\text{ön}}$ = Ön gerilme kuvveti [N]

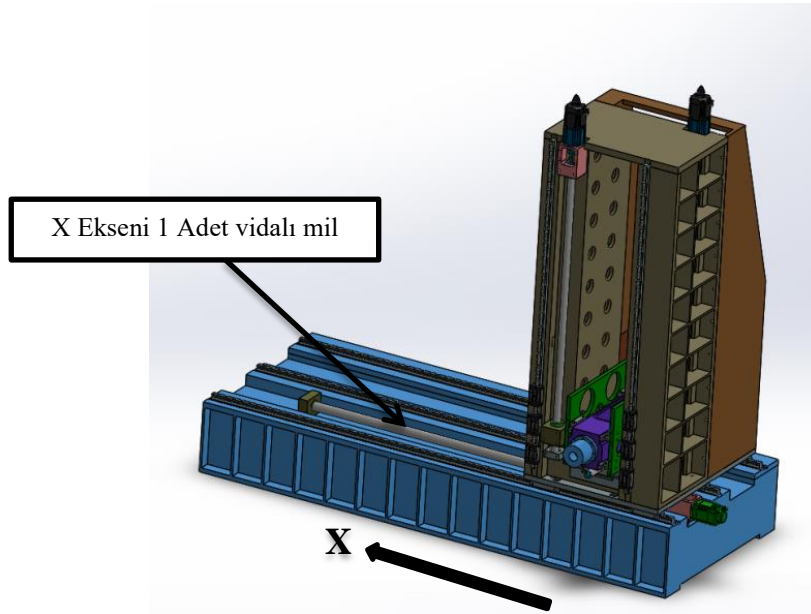
F_e = Ön yükleme öncesi mile gelen aksel kuvvet [N]



Şekil 4.7: Uygulanacak yataklama sistemi.

X eksenini için vidalı mil çap hesabı;

X ekseninde kesme kulesinin 12000 kg olan yatay hareketi sağlanmaktadır, sistemin boşdaki hareketi 10 m/dk olarak belirlenmiştir. Bu ekseninde 1 adet vidalı mil kullanılacaktır ve Şekil 4.8’de görülmektedir.



Şekil 4.8: X eksenini bilyalı mili.

$$F_s = F\mu \text{ [N]}$$

$$F_s = 120000 \times 0,005$$

$$F_s = 600 \text{ N}$$

$$F_i = \frac{120000}{9,81} \times \frac{0,166}{0,5} \text{ [N]}$$

$$F_i = 3984 \text{ N}$$

Vidalı mil eksenini doğrultusunda etkiyen kesme kuvveti değeri 2667 N olarak bulunmuştur. Vidalı mile etkiyen toplam aksenal kuvvet değeri;

$$F_e = F_s + F_i + F_v$$

$$F_e = 7251 \text{ N}$$

$$P_{\text{ön}} = \frac{7251}{2,8}$$

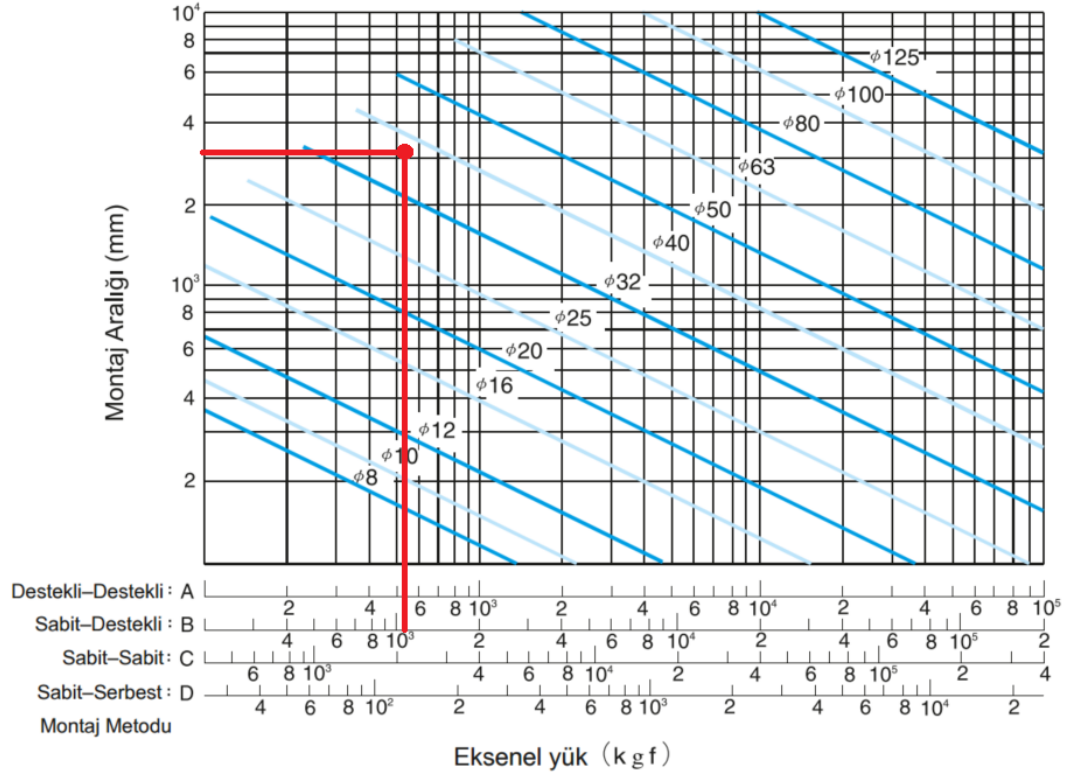
$$\Sigma F_e = F_e + P_{\text{ön}}$$

$$\Sigma F_e = 9668 \text{ N}$$

Vidalı mil verimi hesaba katıldığında;

$$\Sigma F_e = 10742,2 \text{ N olarak bulunur.}$$

Bilyalı milin boyutlandırılmasında; mil uçlarının yataklama şekli ve aksenal kuvvetine bağlı olarak Şekil 4.9'dan yararlanılmaktadır [26]. Montaj aralığı 3100 mm'dir.

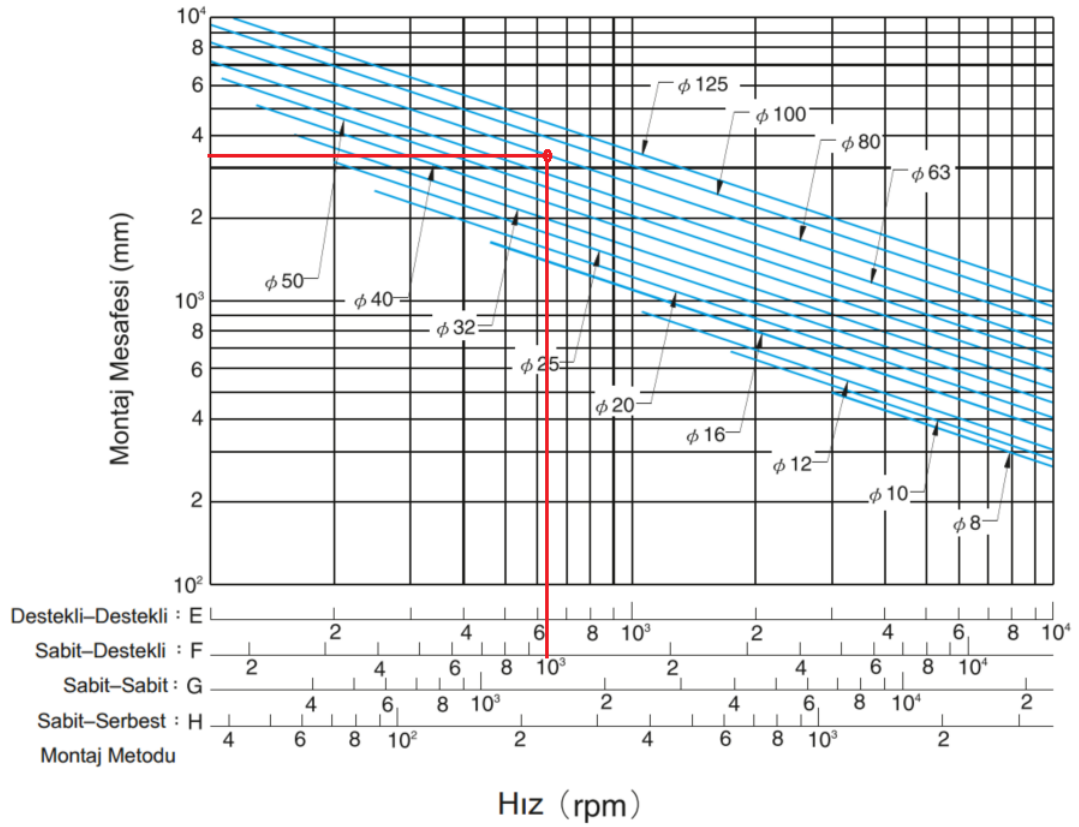


Şekil 4.9: Eksenel yük ve montaj aralığına göre bilyalı mil seçimi.

Yük ve montaj aralığına göre bilyalı mil seçiminde mil çapı 40 mm olarak seçilmiştir.

4.3.2.2 Kritik Hız Kontrolü ve Devre Göre Bilyalı Mil Seçimi

Sistem 1000 d/dk ile çalışacağından, izin verilebilir devir ve montaj aralığına göre vidalı mil çap belirlemesi Şekil 4.10'da verilmektedir [26].



Şekil 4.10: İzin verilebilir hız ve montaj aralığına göre vidalı mil seçimi.

Sistem 1000 d/dk ile çalışacağı için mil çapı 80 mm seçilmiştir. 80 mm çap için kritik hız kontrolü Eşitlik 4.15'te verilmiştir [26].

$$n = f \frac{d_r}{L_t^2} \times 10^7 \quad [\text{d/dk}] \quad (4.15)$$

$n = 0,8$ güvenlik katsayısı ile izin verilen devir sayısı [d/dk]

f = Vidalı mil yataklama yöntemine göre belirlenen katsayı (Sabit-Serbest için 15,1)

d_r = Vidalı mil kök çapı [mm]

L_t = Montaj mesafesi [mm]

$$n = 15,1 \frac{74}{3100^2} \times 10^7$$

$n = 1163$ d/dk olarak bulunmuştur.

80 mm vidalı mil çapı ile en fazla 1163 d/dk hızına güvenli olarak çalışılabilir. Sistemde en fazla 1000 d/dk ile çalışılacağından bu ekseninde 80 mm çap vidalı mil seçilmiştir.

4.3.2.3 Bilyalı Mil Dinamik Yük Sayısının Belirlenmesi Ve Somun Seçimi

X ekseninde mile gelen aksenal kuvvet ve kritik devir sayısına göre çapı önceki hesaplarda belirlenmiştir. Bu ekseninde 1 adet 80 mm çapında vidalı mil kullanılacaktır ve dinamik yük sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Eşitlik 4.16-4.17) [26]. İşletme saati cinsinden ömür 10000 saat olarak belirlenmiştir.

$$L=L_h n 60 \quad [\text{devir}] \quad (4.16)$$

L_h = İşletme saati cinsinden ömür

n = Çalışma devri

$$C=F_e \left(\frac{L}{10^6} \right)^{1/3} \quad [\text{kN}] \quad (4.17)$$

C = Dinamik yük sayısı [kN]

F_e = Mile gelen toplam aksenal yük [kN]

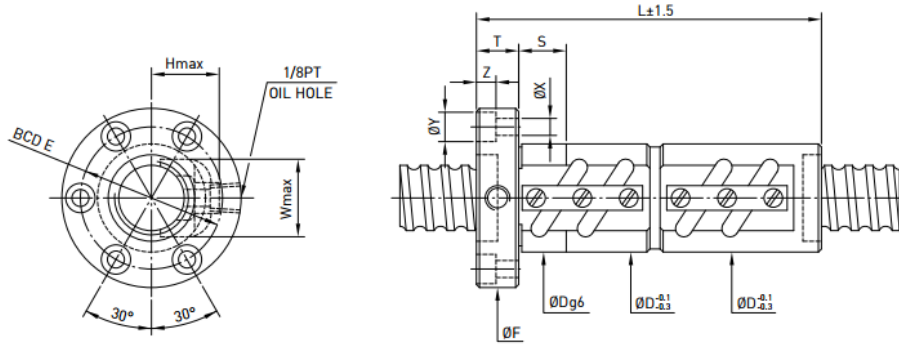
$$L=10000 \times 1000 \times 60$$

$$L= 6 \times 10^8 \text{ devir}$$

$$C=10,74 \left(\frac{6 \times 10^8}{10^6} \right)^{1/3}$$

$C= 90,6 \text{ kN}$ olarak bulunmuştur.

Şekil 4.11’de X eksenini için somun seçimi görülmektedir [26]. Yük taşıma kapasitesi ve rijitlik açısından somun tipi çift somun olarak seçilmiştir.

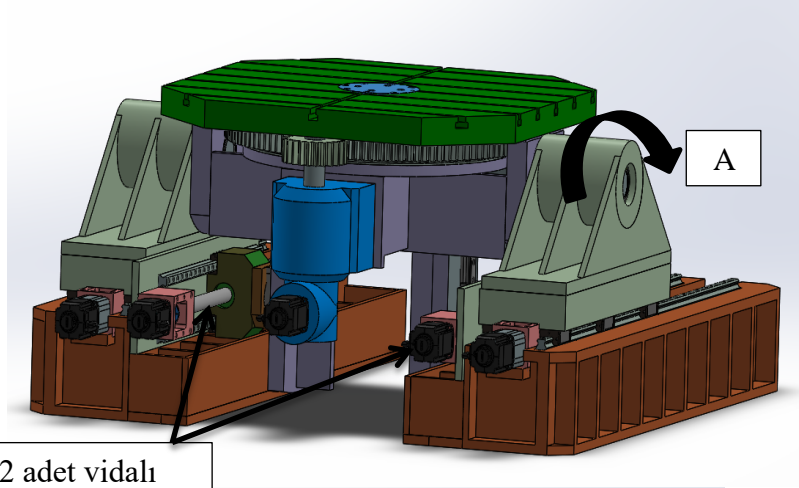


Model	Size		Ball Dia.	PCD	RD	Circuits	Stiffness kgf / μm K	Dynamic Load 1×10^4 revs C (kgf)	Static Load Co (kgf)	Nut		Flange			Return Tube		Bolt			Fit
	Nominal Dia.	Lead								D	L	F	T	BCD-E	W	H	X	Y	Z	
63-8A2	63	8	4.763	64	59.132	1.5x2	107	2826	10129	87	142	129	18	107	70	50	11	17.5	11	40
63-8A3				64	59.132	1.5x3	154	4004	15193	87	171	129	18	107	70	50	11	17.5	11	40
63-10B2		10	6.350	64.4	57.91	2.5x2	206	6533	22371	90	196	132	20	110	74	56	11	17.5	11	30
63-10B3				64.4	57.91	2.5x3	305	9258	33556	90	256	132	20	110	74	56	11	17.5	11	30
63-12B2		12	7.938	64.8	56.688	2.5x2	214	8943	28062	94	232	142	22	117	76	57	13	20	13	40
63-16B2					65.2	55.466	2.5x2	280	14862	46009	100	296	150	22	123	78	62	13	20	13
63-20B2	20	9.525	65.2	55.466	2.5x2	280	14862	46009	100	334	150	22	123	78	62	13	20	13	40	
70-10B2	70	10	6.350	71.4	64.91	2.5x2	228	6843	25011	104	196	152	20	128	80	56	13	20	13	40
70-10B3				71.4	64.91	2.5x3	334	9698	37516	104	256	152	20	128	80	56	13	20	13	40
70-12B2				71.8	63.688	2.5x2	236	9382	31275	110	232	159	22	133	82	58	13	20	13	40
70-12B3	12	7.938	71.8	63.688	2.5x3	336	13296	46912	110	302	159	22	133	82	58	13	20	13	40	
80-10B2				81.4	74.91	2.5x2	251	7202	28538	115	200	163	22	137	90	64	13	20	13	40
80-10B3	80	10	6.350	81.4	74.91	2.5x3	368	10207	42807	115	260	163	22	137	90	64	13	20	13	40
80-12B2				81.8	73.688	2.5x2	257	9797	35422	120	232	169	22	143	92	67	13	20	13	40
80-12B3		12	7.938	81.8	73.688	2.5x3	380	13884	53132	120	302	169	22	143	92	67	13	20	13	40
80-16B2					82.2	72.466	2.5x2	340	16485	58851	125	302	190	28	154	94	70	18	26	17.5
80-16B3		16	9.525	82.2	72.466	2.5x3	498	23363	88276	125	398	190	28	154	94	70	18	26	17.5	50
80-20B2					82.2	72.466	2.5x2	338	16485	58851	125	345	190	28	154	94	70	18	26	17.5
80-20B3	20	82.2	72.466	2.5x3	498	23363	88276	125	470	190	28	154	94	70	18	26	17.5	50		

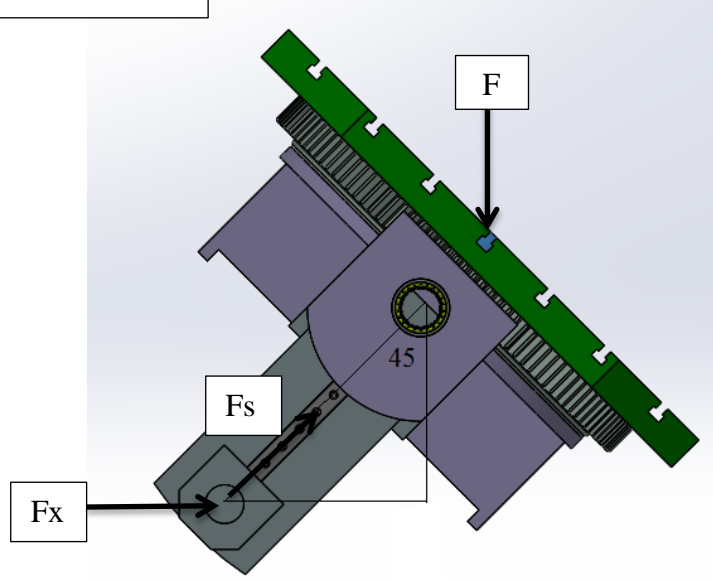
Şekil 4.11: X eksenli somun seçimi.

A eksenli için somun seçimi hesabı;

A ekseninde döner tabla 45° hareket edecek şekilde tasarlanmıştır. 180000 N iş parçası ve 50000 N konstrüksiyon olmak üzere toplam 230000 N yük etkimektedir. Tabla 45° lik konumu 30 sn sürede tamamlayacak ve yatayda 596 mm hareket edecektir. Montaj mesafesi 1210 mm'dir ve 2 adet vidalı mile etkiyen kuvvetler Şekil 4.12'de görülmektedir ve Eşitlik 4.18 ve 4.19 ile hesaplanmaktadır.



A eksenini 2 adet vidalı



Şekil 4.12: A eksenini vidalı mili.

$$F_x = F \tan 45^\circ \quad [N] \quad (4.18)$$

F_x = Vidalı mile etkiyen yük [N]

F = İş parçası ve tabla yükü [N]

$$F_x = 230000 \times \tan 45^\circ$$

$$F_x = 230000 \text{ N}$$

$$F_{sy} = F_N \times \mu \times \cos 45^\circ \quad [\text{N}] \quad (4.19)$$

F_{sy} = Sürtünme kuvvetinin yatay bileşeni [N]

F_N = Tepki kuvveti [N]

μ = Sürtünme katsayısı (Bilyalı somunlarda sürtünme katsayısı 0.003 ile 0.005 aralığında alınır.)

$$F_{sy} = 230000 \times 0,005 \times \cos 45^\circ$$

$$F_{sy} = 813 \text{ N}$$

$$\Sigma F_e = F_x + F_{sy} \quad [\text{N}]$$

$$\Sigma F_e = 230831 \text{ N olarak bulunur.}$$

Ön gerilme kuvveti eklendiğinde;

$$\Sigma F_e = F_e + \frac{F_e}{2,8} \quad [\text{N}]$$

$$\Sigma F_e = 313271 \text{ N}$$

Vidalı mil verimi 0,9 alındığında;

$$\Sigma F_e = 348079 \text{ N}$$

Bir vidalı mil için ;

$$\Sigma F_e = 174039 \text{ N olarak bulunur.}$$

Şekil 4.9'dan yararlanılarak aksenal yük-montaj aralığına göre vidalı mil çap seçimi önceki hesaplarda 63 mm seçilmiştir.

Tabla 30 sn de 45 derece konumuna gelmesi öngörülmüştür ve vidalı mil bu konuma gelebilmesi için yatay eksen de 596 mm yol almalıdır. Vidalı mil 1 sn de yaklaşık 20 mm ilerlemesi gerekmektedir. Mil hatvesi 10 mm olduğu için saniyede 2 devir dönmelidir. Bu şartlara göre vidalı mil devri 120 d/dk 'dır. Tabla 45° konumuna geldikten sonra talaşlı işlem başlayacaktır. Tabla salınım hareketi

yaptığından ve vidalı mil devri düşük olduğundan somun seçiminde statik yük sayısı göz önüne alınmıştır. Şekil 4.13'te A eksenini için seçilen somun görülmektedir [26]. Bu ekseninde 2 adet 63 mm çapında vidalı mil kullanılacaktır ve statik yük sayısı Eşitlik (4.20 ve 4.21) ile hesaplanmaktadır [26].

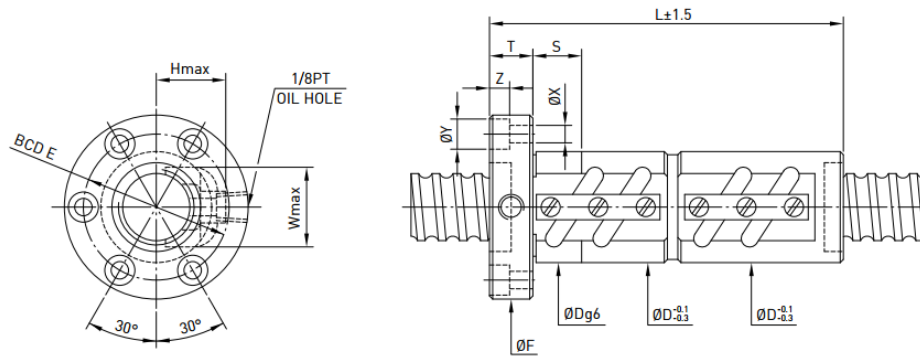
$$F_{ort} = \frac{2F_{max} + F_{min}}{3} \times f \quad [N] \quad (4.20)$$

$f = 1,1$ Normal çalışma şartları

$$F_{ort} = 127629 \text{ N}$$

$$C_{st} = F_{ort} \times 2,5 \quad [kN] \quad (4.21)$$

$C_{st} = 295 \text{ kN}$ olarak bulunur ve aşağıda seçimi yapılan somun görülmektedir.



Model	Size		Ball Dia.	PCD	RD	Circuits	Stiffness kgf / μm K	Dynamic Load 1×10^6 revs C (kgf)	Static Load Co (kgf)	Nut		Flange			Return Tube		Bolt			Fit	
	Nominal Dia.	Lead								D	L	F	T	BCD-E	W	H	X	Y	Z		S
63-8A2	63	8	4.763	64	59.132	1.5x2	107	2826	10129	87	142	129	18	107	70	50	11	17.5	11	40	
63-8A3				64	59.132	1.5x3	154	4004	15193	87	171	129	18	107	70	50	11	17.5	11	40	
63-10B2				10	6.350	64.4	57.91	2.5x2	206	6533	22371	90	196	132	20	110	74	56	11	17.5	11
63-10B3		64.4	57.91			2.5x3	305	9258	33556	90	256	132	20	110	74	56	11	17.5	11	30	
63-12B2		12	7.938			64.8	56.688	2.5x2	214	8943	28062	94	232	142	22	117	76	57	13	20	13
63-16B2				16	9.525	65.2	55.466	2.5x2	280	14862	46009	100	296	150	22	123	78	62	13	20	13
63-20B2	65.2					55.466	2.5x2	280	14862	46009	100	334	150	22	123	78	62	13	20	13	40
70-10B2	70	10	6.350	71.4	64.91	2.5x2	228	6843	25011	104	196	152	20	128	80	56	13	20	13	40	
70-10B3				71.4	64.91	2.5x3	334	9698	37516	104	256	152	20	128	80	56	13	20	13	40	
70-12B2		12	7.938	71.8	63.688	2.5x2	236	9382	31275	110	232	159	22	133	82	58	13	20	13	40	
70-12B3				71.8	63.688	2.5x3	336	13296	46912	110	302	159	22	133	82	58	13	20	13	40	

Şekil 4.13: A eksenini somun seçimi.

Tablo 4.3'te tüm eksenlerde seçilen vidalı mil çapları, uzunlukları ve dinamik/statik yük sayıları verilmiştir.

Tablo 4.3: Eksenlerde öngörülen vidalı mil özellikleri.

Eksen	Vidalı Mil Çapı [mm]	Vidalı Mil Uzunluğu ve Sayısı [mm]	Somun Dinamik/Statik Yük Sayısı [kN]
X	80	3726,5 X 1	102 (Dinamik Yük Sayısı)
Y	63	2806,5 X 2	93 (Dinamik Yük Sayısı)
Z	63	1832,5 X 2	93 (Dinamik Yük Sayısı)
Z1	63	1532,5 X 1	93 (Dinamik Yük Sayısı)
A	63	1587,5 X 2	335 (Statik Yük Sayısı)

4.4 Rulman Hesapları

X, Y, Z eksenlerinde bulunan vidalı mil uç yatakları ile A ve B eksenlerindeki yatakların maruz kaldıkları yüke göre boyutlandırılması yapılmıştır. X, Y, Z eksenlerinde bulunan vidalı mil sabit yataklarında 72 serisi, serbest yataklarda 62 ve 63 serisi rulman kullanılmıştır. B ekseninde radyal ve eksenel kuvvetleri karşılayabilen 320, A ekseninde 62 serisi rulmanlar kullanılmıştır.

4.4.1 Doğrusal Eksen Rulmanlarının Boyutlandırılması

Yataklara gelen eksenel kuvvetler aşağıda verilen Eşitlik (4.22) ile hesaplanmaktadır. Rulmanlar 25000 işletme saatine ömrüne göre boyutlandırılmıştır.

$$\sum F_e = F_i + F_s + F_y + P_{\text{ön}} \quad [\text{N}] \quad (4.22)$$

$$F_i = m_T a \quad [\text{N}] \quad (\text{İvmelenme kuvveti})$$

$$F_s = m_T g \mu \quad [\text{N}] \quad (\text{Kızaklardaki sürtünme kuvveti})$$

$$F_y = \text{Eksen doğrultundaki kesme kuvveti}$$

$$P_{\text{ön}} = \text{Vidalı mil ön yükleme kuvveti}$$

İşletme saati cinsinden ömür Eşitlik (4.23) ile hesaplanmaktadır [26].

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^\varepsilon \quad (4.23)$$

n = Devir sayısı [d/dk]

C = Rulman dinamik yük sayısı [kN]

F = Eşdeğer kuvvet [kN]

ε = Ömür üssü (Bilyalı rulmanlar için 3)

X eksenini için yatak hesabı;

X eksenine etkiyen kuvvetler ivmelendirme, sürtünme ve kesme kuvvetinin X eksenindeki etkisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_i = m_1 a$$

$$F_i = 12000 \times \frac{0,166}{0,5}$$

$$F_i = 3984 \text{ N}$$

$$F_s = m_1 g \mu$$

$$F_s = 12000 \times 9,81 \times 0,005$$

$$F_s = 600 \text{ N}$$

$$F_y = 2667 \text{ N}$$

$$\Sigma F_e = 7251 \text{ N}$$

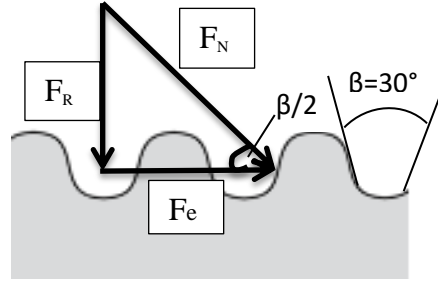
$$\Sigma F_e = F_e + P$$

$$\Sigma F_e = 9668 \text{ N}$$

Vidalı mil verimi hesaba katıldığında;

$$\Sigma F_e = 10742,2 \text{ N olarak bulunur.}$$

Serbest yataklar aksenal uzamalara izin verir ve radyal kuvvet taşırlar. Aşağıdaki eşitlikle radyal kuvvetler belirlenir (Eşitlik 4.24). Şekil 4.14'te vidalı mile etkiyen radyal kuvvet görülmektedir.



Şekil 4.14: Vidalı mile etkiyen radyal kuvvet.

$$F_R = F_e \tan \frac{\beta}{2} \quad [\text{N}] \quad (4.24)$$

Tepe açısı yuvarlak profilli miller için $\beta = 30^\circ$

$F_R =$ Vidalı mile etkiyen radyal kuvvet [N]

$$F_R = 10742,2 \times \tan \frac{30}{2}$$

$$F_R = 2878 \text{ N}$$

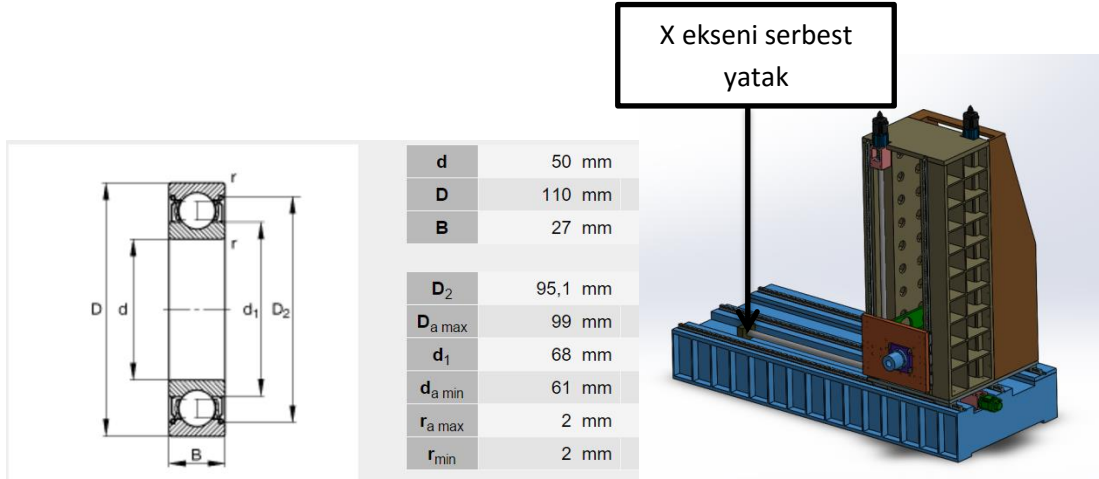
X akseni serbest yatak 25000 işletme saatine göre Eşitlik (4.25) ile hesaplanmıştır.

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^e \quad (4.25)$$

$$25000 = \frac{10^6}{60 \times 1000} \left(\frac{C}{2878} \right)^3$$

$$C = 32,9 \text{ kN}$$

Serbest yatak olarak 1 adet 6310-2Z no'lu rulman seçilmiştir. ($C = 68 \text{ kN}$)
Rulman Şekil 4.15'te verilmiştir [33].



Şekil 4.15: X ekseninde serbest yatak olarak kullanılan rulman 6310-2Z.

X eksenli sabit yatak hesabı;

Sabit yatakta aksenal kuvvetleri karşılamak için eğik Bilyalı rulman serisi olan 72B serisi rulman kullanılacaktır. Eşdeğer kuvvet hesabı aşağıdaki eşitliklerde verilmektedir [33].

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^{\epsilon}$$

72B serisi rulmanlarda eşdeğer yük Eşitlik (4.26) ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{F_c}{F_r} = 3,73$$

$$P_{eş} = 0,35F_r + 0,57F_c \quad [N] \quad \left(\frac{F_c}{F_r} > 1,14 \text{ ise} \right) \quad (4.26)$$

$$P_{eş} = 0,35 \times 2878 + 0,57 \times 10742,2$$

$$P_{eş} = 7130,4 \text{ N}$$

$$25000 = \frac{10^6}{60 \times 1000} \left(\frac{C}{7130,4} \right)^3$$

$$C = 81,6 \text{ kN}$$

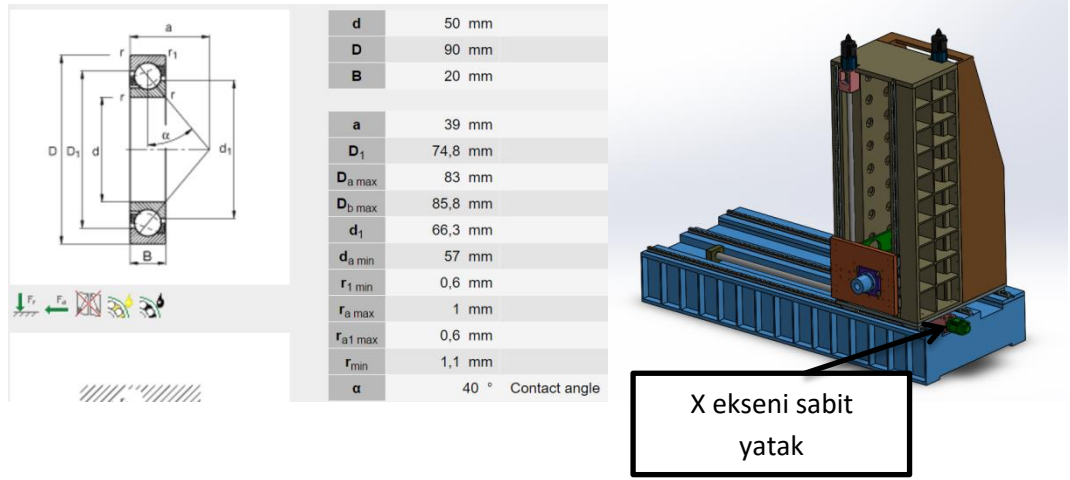
Sabit yatak olarak 4 adet 7210 BJP no'lu rulman seçilmiştir. (C = 39 kN)

Rulman grubu toplam dinamik yük sayısı Eşitlik 4.27 ile hesaplanmaktadır.

$$C_T = i^{0.7} C_{tek} \text{ [kN]} \quad (i = \text{Rulman sayısı}) \quad (4.27)$$

$$C_T = 103 \text{ kN}$$

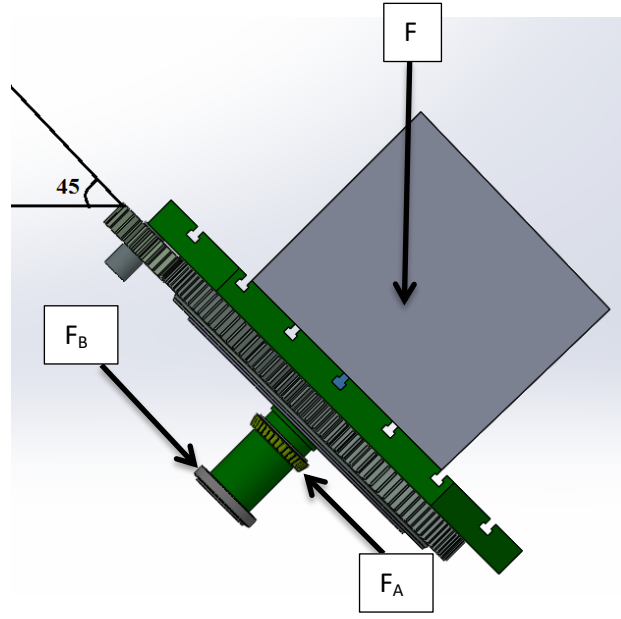
Şekil 4.16'da X ekseninde kullanılan rulman verilmiştir [33].



Şekil 4.16: X ekseninde sabit yatak olarak kullanılan rulman 7210 BJP.

B eksenli yatak hesabı;

B ekseninde 1:5 dişli oranı ve 1:100 planet redüktör olmak üzere toplam 1:500 çevrim oranıyla tabla 6 d/dk ile çalışacağından yataklar statik yük sayısına göre hesaplanmıştır. A ve B yatakları arası mesafe 268 mm'dir. Şekil 4.17'de B eksenli yatakların konumu görülmektedir.



Şekil 4.3: B eksenli yatakların konumu.

$$\Sigma M_B = 0$$

$$F \cos 45^\circ (840 + 268) - F_A \cdot 268 = 0$$

$$230000 \cos 45^\circ (840 + 268) - F_A \cdot 268 = 0$$

$$F_A = 672,4 \text{ kN}$$

$$F_B = 509,8 \text{ kN}$$

A yatağı en büyük zorlanmaya maruz kalır.

Yatağa gelen aksenal ve radyal kuvvetler ;

$$F_r = 672,4 \text{ kN}$$

$$F_e = F \sin 45^\circ$$

$$F_e = 162,6 \text{ kN}$$

B eksenli toplam 1:500 çevrim oranı ile en hızlı 6 d/dk ile çalışacağından statik yük sayısına göre rulman seçimi yapılmıştır.

Rulman çifti için statik yük sayısı hesabında Eşitlik (4.28)'den yararlanılmaktadır [33].

$$F_{eş} = F_r + 2Y_o F_e \quad [N] \quad (Y_o = 0,84) \quad (4.28)$$

$$F_{eş} = 672,4 + 2 \times 0,84 \times 162,6$$

$$F_{eş} = 945,6 \text{ kN} \quad (\text{A yatağı için})$$

$$C_o = F_{eş} S_o \quad (S_o = \text{Emniyet katsayısı, 1-2})$$

$$C_o = 945,6 \times 1,9$$

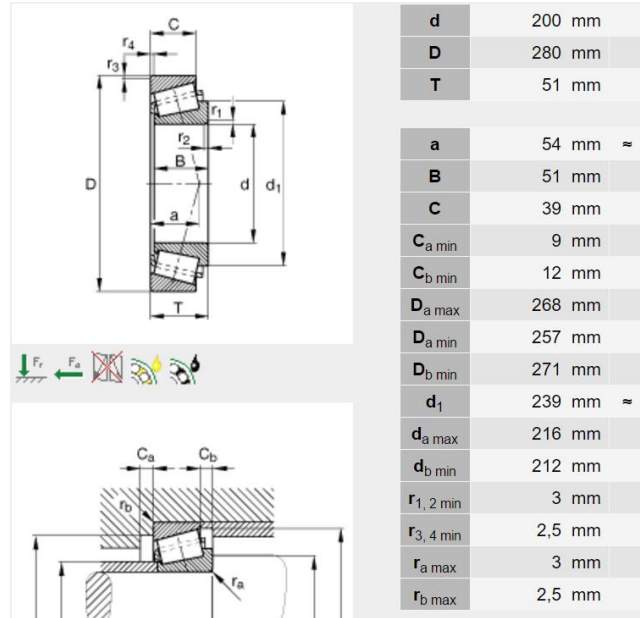
$$C_o = 1418,4 \text{ kN}$$

B yatağı için benzer olarak hesaplanır.

$$F_{eş} = 783 \text{ kN} \quad (\text{B yatağı için})$$

$$C_o = 1174,5 \text{ kN}$$

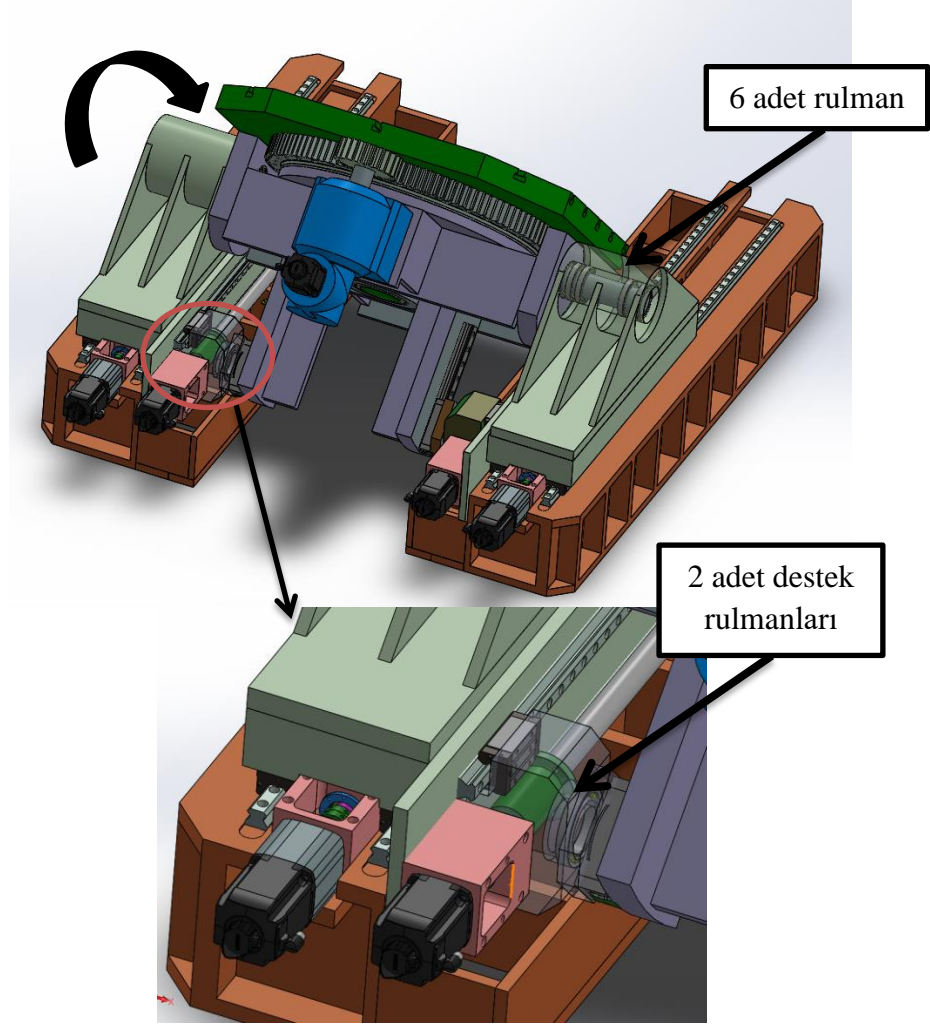
A ve B yatağında ikişer adet 32940-A no'lu rulman seçilmiştir (Şekil 4.18) [33].



Şekil 4.4: B ekseninde kullanılan rulman 32940-A.

A ekseni yatak hesabı;

Şekil 4.19’da A ekseninde bulunan yatakların konumu görülmektedir.



Şekil 4.19: A ekseninde yatakların konumu

Tabla ve Konstrüksiyon toplam yük 230000 N ve her bir yatağa gelen yük 115000 N'dur.

$$F_r = 115000 \text{ N}$$

Yataklara gelen aksel kuvvet olarak sadece kesme kuvvetlerinden gelen 2667 N etkimektedir. A ekseninde salınım hareketi ve küçük devirlerde çalışılacağından statik sayısına göre rulman seçimi yapılmıştır.

Statik eşdeğer yük Eşitlik (4.29) ile hesaplanmaktadır [33].

$$\frac{F_e}{F_r} < e \quad [e = 0,8] ;$$

$$F_{eş} = F_r \quad (4.29)$$

$$C_o = F_{eş} S_o \quad [S_o = \text{Emniyet katsayısı, 1-2}]$$

$$C_o = 115000 \times 2$$

$$C_o = 230 \text{ kN}$$

Her yatak için 4 adet 6024-2Z ve 2 adet 6024 no'lu rulman seçilmiştir.

$$6024-2Z \quad C_o = 77 \text{ kN}$$

$$6024 \quad C_o = 77 \text{ kN}$$

Yataklardaki toplam statik yük sayısı tek rulmanın statik yük sayısının rulman sayısı ile çarpımından elde edilir.

Yataktaki toplam $C_o = 462 \text{ kN}$ olarak bulunur.

A ekseni destek yatağı hesabı;

Rulmanlara gelen radyal yük önceki hesaplardan 230831 N olarak belirlenmişti. Tek tarafa gelen radyal kuvvet 115416 N ve yatak düşük devirlerle çalışacağından statik yük sayısına göre hesap yapılmıştır. Yataklara gelen eksenel kuvvet olarak sadece kesme kuvvetlerinden gelen 2667 N etkimektedir.

Statik eşdeğer yük;

$$\frac{F_e}{F_r} < e \quad [e = 0,8] ;$$

$$F_{eş} = F_r \quad \text{olarak hesaplanır.}$$

$$C_o = F_{eş} S_o \quad [S_o = \text{Emniyet katsayısı, 1-2}]$$

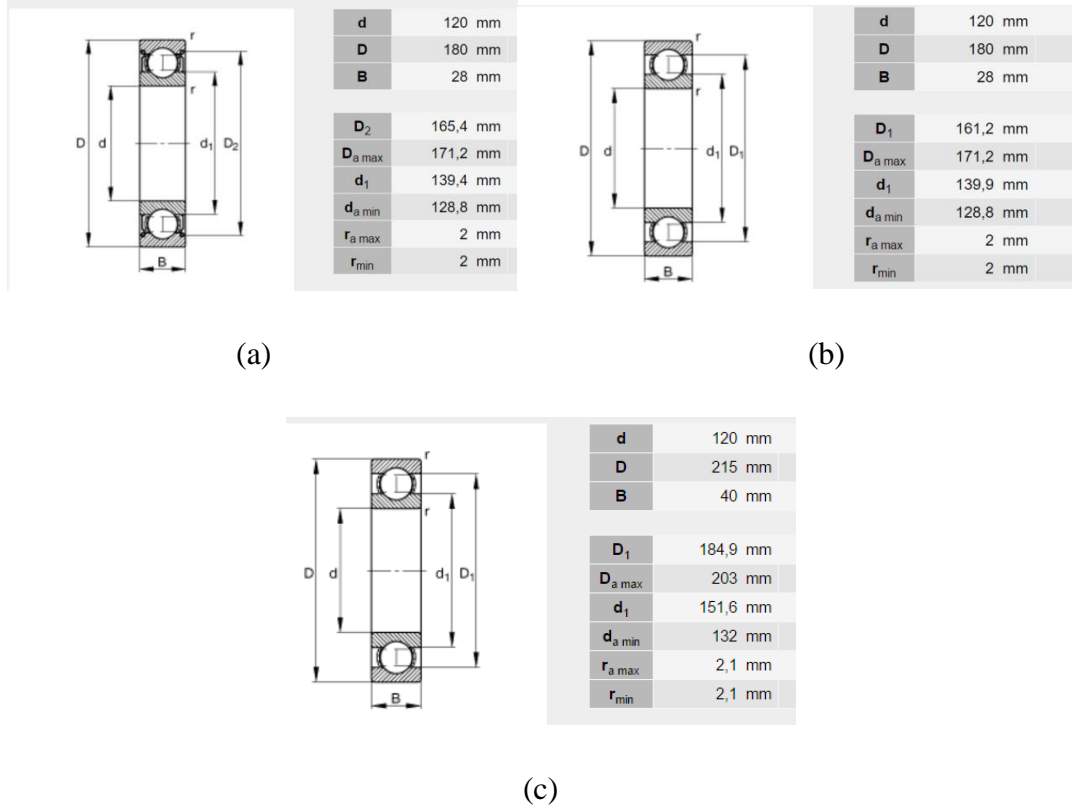
$$C_o = 115416 \times 1,5 \text{ N}$$

$$C_o = 173124 \text{ N}$$

Her yatak için 2 adet 6224 no'lu rulman seçilmiştir.

$$C_o = 123 \text{ kN}$$

Şekil 4.20'de A ekseninde seçilen rulmanlar görülmektedir [33].



Şekil 4.20: A ekseninde kullanılan rulmanlar, a)6024, b)6024-2Z, c)6224.

Tablo 4.4'te her ekseninde seçilen rulmanlar görülmektedir.

Tablo 4.4: Eksenlerde öngörülen rulmanlar.

Eksen	Serbest Yatak	Sabit Yatak
X	1 x 6310-2Z	4 X 7210 BJP
Y	1 x 6308-2Z	4 X 7208 BJP
Z	1 x 6308-2Z	4 X 7208 BJP
Z1	1 x 6308-2Z	4 X 7208 BJP
A	8 X 6024-2Z + 4 X 6024 + 2 X 6224	
B	4 X 32940-A	

4.5 Motor Moment Hesapları ve Motor Seçimi

Motor moment hesaplarında, motorun yennesi gereken dirençler dikkate alınmıştır. Motorun momentinin, ivmelenme için gerekli moment, sürtünme momenti ve yük momentinin toplamına eşit ve büyük olması beklenmektedir. Motorun, sadece kısa süreli pozisyonlama yapacağı durumda, en büyük momentler de dikkate alınarak daha düşük momente sahip motorlar da seçilebilmektedir.

Motor momenti hesabında Eşitlik (4.30)'dan yararlanılmaktadır.

$$\sum M=M_i+M_s+M_y \quad [\text{Nm}] \quad (4.30)$$

Burada kullanılan semboller;

M_i = İvmelenme momenti,

M_s = Sürtünme momenti,

M_y = Kesme momenti şeklindedir.

İvmelenme momenti hesaplanmasında Eşitlik(4.31) kullanılmaktadır [34].

$$M_i=J_T \alpha \quad (4.31)$$

$$\alpha=\frac{2 \pi n}{60 \Delta t} \quad [\text{rad/s}^2] \quad (4.32)$$

$$J_T=J_M+J_{KA}+J_{LH}+J_{MO} \quad [\text{kgm}^2] \quad (4.33)$$

Burada;

J_M = Mil atalet momenti,

J_{KA} = Kavrama atalet momenti,

J_{LH} = Yük atalet momenti,

J_{MO} = Motor mili atalet momenti

Bir içi dolu silindirik kesitli malzemeler için kütleli atalet momentinin hesabında Eşitlik (4.34)'te verilen bağıntı kullanılmaktadır [34]. Kütleli atalet momentleri hesaplanırken, kütlelerin içi dolu olarak alınmıştır.

$$J = \frac{1}{8} md^2 \quad (4.34)$$

Silindirik çelik malzemeler için Eşitlik (4.34), Eşitlik (4.35)'teki yazılabilir [34].

$$J = 0,77 \times 10^{-12} d^4 l \quad (4.35)$$

d = Vidalı mil çapı [m]

l = Vidalı mil uzunluğu [m]

Doğrusal hareket eden kütlelerin kütleli atalet momentleri; Eşitlik (4.36) ile hesaplanır [34].

$$J_{LH} = m \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \quad (4.36)$$

p = Vidalı mil hatvesi [m]

m = Hareket ettirilecek kütle [kg]

Sürtünme Momenti hesabı için yük ve talaş kaldırma sırasında oluşan kesme kuvvetinin kızıklara dik bileşeni dikkate alınmaktadır (Eşitlik (4.37)) [34].

$$M_s = \mu \frac{p}{2\pi} (mg + F_R) \quad (4.37)$$

μ = Sürtünme katsayısı

p = Mil hatvesi [m]

g = Yerçekimi ivmesi [m/s^2]

m = Tabla ve ötelenen kütleler [kg]

F_R = Kesme kuvvetinin radyal bileşeni [N]

Kesme Momenti hesabı için kesme kuvvetinin ilerleme bileşeni dikkate alınmaktadır (Eşitlik (4.38)).

$$M_y = \frac{F_v p}{2\pi\eta_g \eta_b} \quad (4.38)$$

η_g = Sistem verimi (0,8-0,95)

$$\eta_b = \frac{p}{p+0,02 \frac{d}{p}} \quad (\text{mil verimi}) \quad (4.39)$$

Z1 ekseni için motor hesabı;

Z1 ekseninde 1 adet 63 mm çapında vidalı mil kullanılmıştır. Z ekseni motor momenti için yapılan hesaplamalar, aşağıda verilmiştir. Hesaplarda devir sayısı 1000 d/dk, ivmelenme süresi 0,6 s ve kullanılacak kavrama ölçüleri dış çap 82 mm, iç çap 35 mm olarak alınmıştır.

$$\Sigma M = M_i + M_s + M_y$$

İvmelenme momenti;

$$M_i = J \alpha$$

$$\alpha = \frac{2 \pi n}{60 \Delta t} \quad [\text{rad/s}^2]$$

$$J_T = J_M + J_{KA} + J_{LH} + J_{MO} \quad [\text{kgm}^2]$$

$$J_M = 0,77 \times 10^{-12} \times 63^4 \times 1532,5$$

$$J_M = 0,0186 \text{ kgm}^2$$

$$J_{KA} = 0,77 \times 10^{-12} \times (82^4 - 35^4) \times 114$$

$$J_{KA} = 3,837 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

$$J_{MO} = 0,77 \times 10^{-12} \times 40^4 \times 60$$

$$J_{MO} = 5,78 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

$$J_{LH} = 1100 \left(\frac{10 \times 10^{-3}}{2\pi} \right)^2$$

$$J_{LH} = 2,786 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

$$J_T = 0,0252 \text{ kgm}^2$$

$$\alpha = \frac{2 \pi 1000}{60 \times 0,6}$$

$$\alpha = 174,5 \text{ rad/s}^2$$

$$M_i = 4,5 \text{ Nm}$$

Sürtünme momenti;

$$M_s = \mu \frac{P}{2\pi} (mg + F_R)$$

$$M_s = 0,005 \frac{10 \times 10^{-3}}{2\pi} (11000 + 6000)$$

$$M_s = 0,135 \text{ Nm}$$

Kesme momenti;

$$M_y = \frac{F_v p}{2\pi \eta_g \eta_b}$$

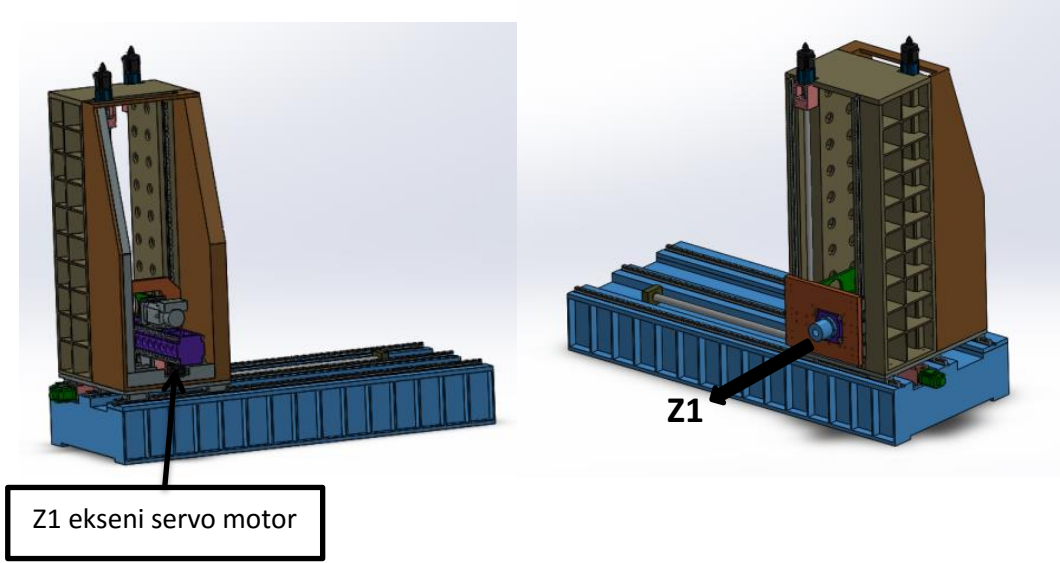
$$M_y = \frac{6000 \times 10 \times 10^{-3}}{2\pi \times 0,9 \times 0,988}$$

$$M_y = 10,74 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M = M_i + M_s + M_y$$

$$\Sigma M = 15,4 \text{ Nm}$$

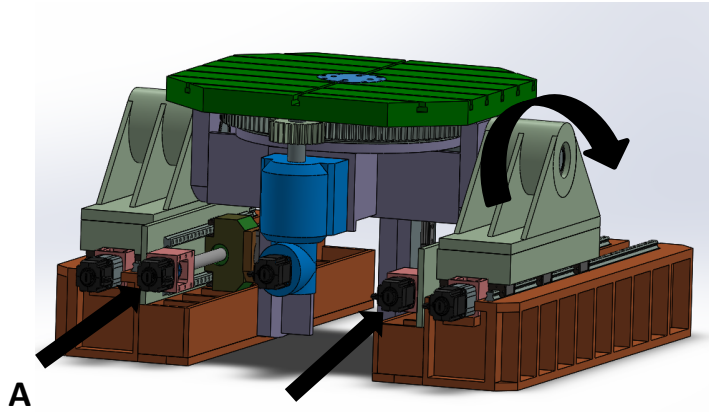
Z1 ekseninde kullanılan servo motor Şekil 4.21'de görülmektedir.



Şekil 4.21: Z1 ekseninde kullanılan servo motor.

A eksenini için motor hesabı;

A ekseninde döner tabla 45° hareket edecek şekilde tasarlanmıştır. 180000 N iş parçası ve 50000 N konstrüksiyon olmak üzere toplam 23000 kg yük etkimektedir. Tabla 45° 'lik konumu 30 sn sürede tamamlayacak ve bu hareket 2 adet 63 mm çaplı vidalı mil ile sağlanacaktır. Şekil 4.22'de A eksenini ve servo motorlar görülmektedir.



Şekil 4.22: A eksenini ve kullanılan servo motorlar.

A ekseninde vidalı mil çapı hesabında etki eden toplam aksenal kuvvet bulunmuştur. Motor momentleri hesabı Eşitlik (4.40) ile verilmiştir [35].

$$\Sigma F_e = 313271 \text{ N}$$

$$M_d = F_e \frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \rho') \text{ [Nm]} \quad (4.40)$$

$$M_d = 313271 \times \frac{60 \times 10^{-3}}{2} \times \tan(3 + 0,3)$$

$$M_d = 541,9 \text{ Nm}$$

Vidalı mil verimi 0,9 alındığında ;

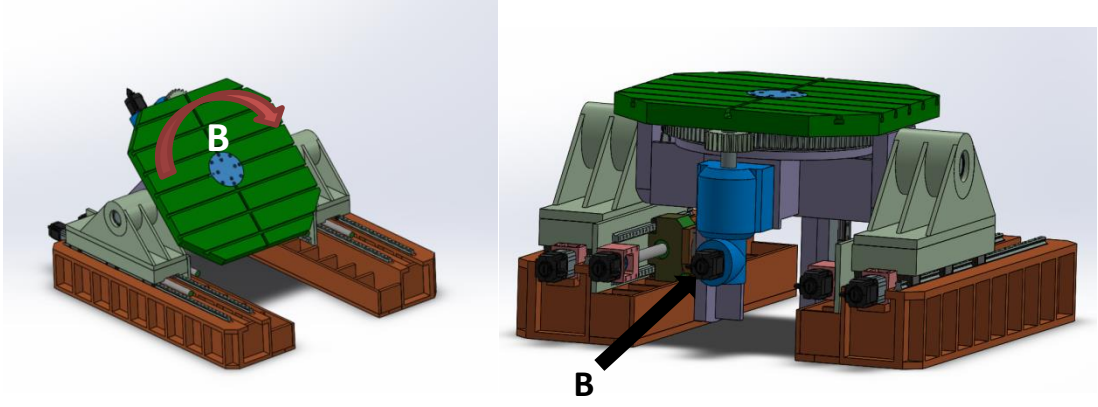
$$M_d = 602,1 \text{ Nm}$$

Sistemde 2 adet motor bulunmaktadır ve 10 çevrim oranlı redüktör kullanılacaktır. Redüktör verimi 0,91 alındığında her bir motor için gereken moment;

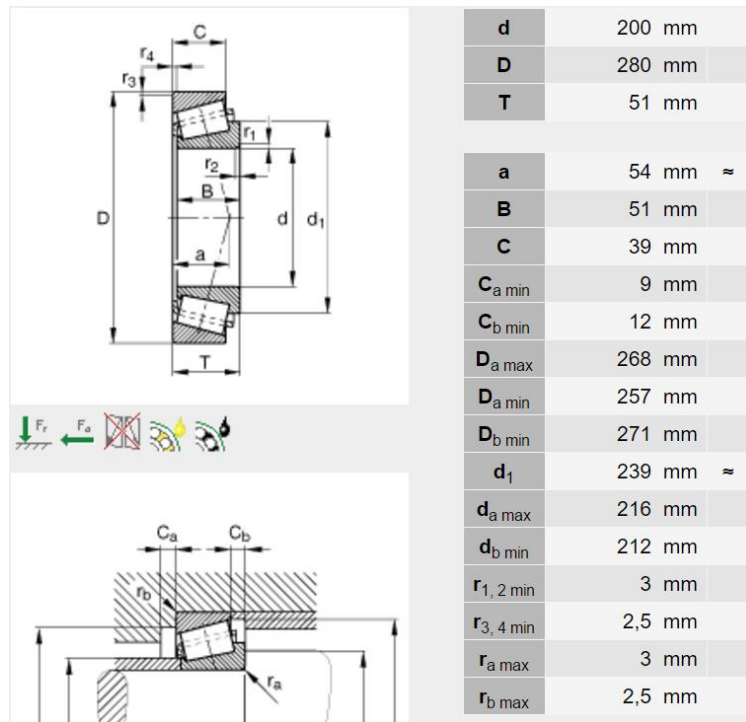
$$M_d = 33 \text{ Nm olarak bulunur.}$$

B eksenini için hesap yapıldığında;

B ekseninde tabla kendi eksenini etrafında 360° dönme hareketini yapacaktır. Dönme sırasında rulmanlarda oluşan sürtünme momentine göre hesap yapılmıştır. Bu eksenindeki rulman tabla 6 d/dk ile döneceğinden statik yük sayısına göre seçilmiş olup, gerekli dönme momenti hesabı rulman ortalama çapına göre aşağıda hesaplanmıştır. B eksenini, kullanılacak olan servo motor ve rulman Şekil 4.23 ve 4.24'te görülmektedir [33].



Şekil 4.23: B eksenini ve kullanılan servo motor.



Şekil 4.24: B ekseninde kullanılan rulman 32940-A.

$$F_s = F \mu \quad [\text{N}]$$

$$F_s = 230000 \times 0,02$$

$$F_s = 4600 \quad \text{N}$$

Rulmanlarda oluşan sürtünme kuvveti M_s Eşitlik (4.41) ile verilmektedir.

$$M_s = F_s \frac{d_{\text{ort}}}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (4.41)$$

$$M_s = 4600 \times \frac{240 \times 10^{-3}}{2}$$

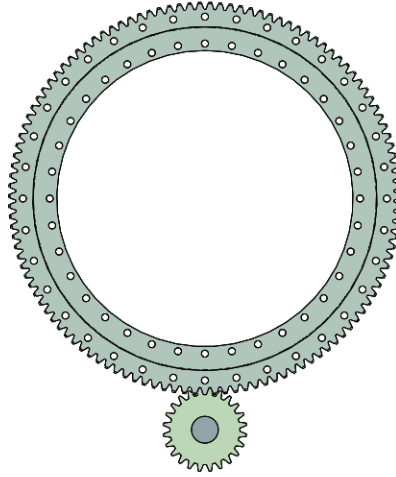
$$M_s = 552 \text{ Nm}$$

Toplam 4 adet rulman kullanılacaktır.

$$M_T = M_s \times 4 \quad (4.42)$$

$$M_T = 2208 \text{ N}$$

Döner tabla altında 5 çevrim oranlı dıştan dişli kullanılacaktır ve Şekil 4.25'te çember dişli görülmektedir.



Şekil 4.25: B ekseninde kullanılan çember dişli.

$$M_{dp} = \frac{M_T}{5} \quad (4.43)$$

$$M_{dp} = 441,6 \text{ Nm}$$

Çember dişli verimi 0,95 alınır;

$$M_{dp} = 465 \text{ Nm}$$

Sistemde 1:100 çevrim oranlı planet redüktör düşünülmüştür ve verimi 0,91 alındığında;

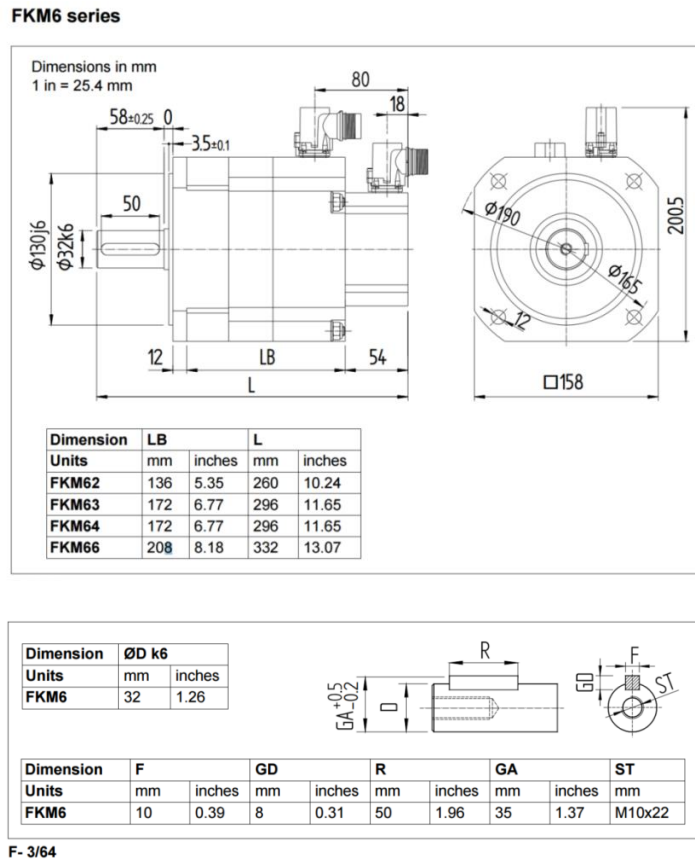
$$M_{dp} = 5,1 \text{ Nm olarak bulunur.}$$

Eksenlerde kullanılacak olan redüktör ve motorlar Tablo 4.5’te verilmiştir.

Tablo 4.5: Eksenlerde kullanılacak olan redüktör ve motorlar.

Çalıştığı eksen	Kullanılan Motor Sayısı	Kullanılan Redüktör oranı	Seçilen Motor Momenti [Nm]
X	1	1:3	32
Y	2	1:3	24 (frenli)
Z	2	1:3	24
Z1	1	-	24
A	2	1:10	24 (frenli)
B	1	1:100 ve çember dişli 1:5	24(frenli)

Şekil 4.26 ve 4.27’de 24 Nm’lik motorun teknik resmi ve tork-devir grafiği görülmektedir [29].



Şekil 4.26: Motor teknik resmi (24 Nm).

FKM66 models

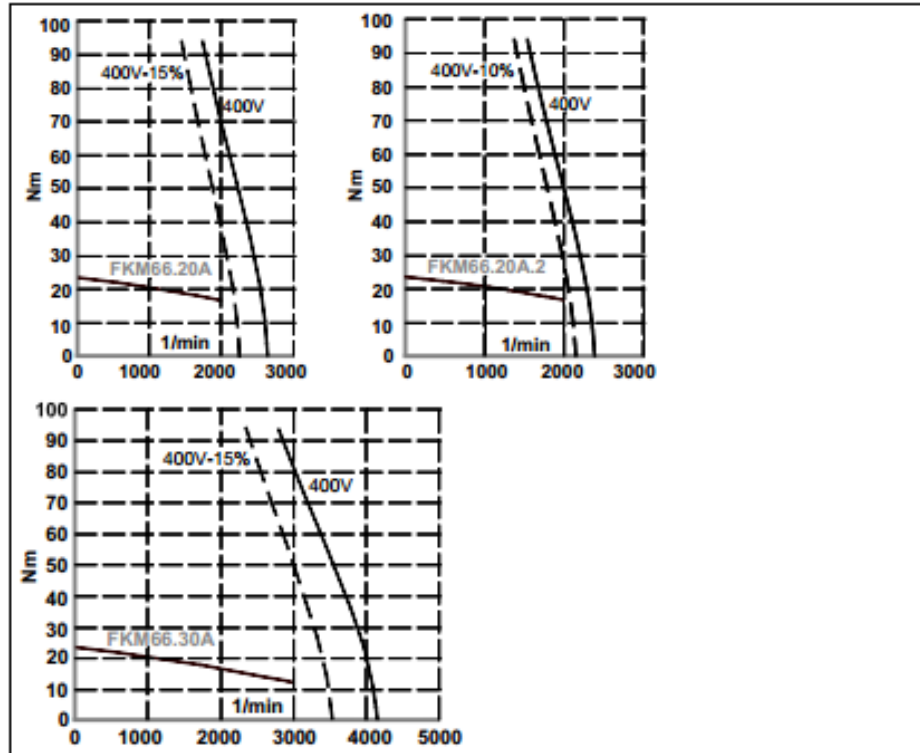
T- 3/24 Technical data of the FKM66.●●A.□□.□□0 motors.

Terminology	Notation	Units	FKM66.●●A.□□.□□0		
			20	20...-2	30
Stall torque	Mo	N·m	23.5	23.5	23.5
Rated torque	Mn	N·m	16.7	16.7	12.2
Stall peak torque	Mp	N·m	94.0	94.0	94.0
Rated speed	nN	1/min	2000	2000	3000
Stall current	Io	Arms	10.5	9.4	16.4
Peak current	Imax	Arms	42	37	66
Calculation power	Pcal	kW	4.9	4.9	7.4
Rated power	Pn	kW	3.5	3.5	3.8
Torque constant	Kt	N·m/Arms	2.2	2.5	1.4
Acceleration time	tac	ms	9.5	9.57	14.3
Inductance per phase (3-phase)	L	mH	4.6	8.82	2.6
Resistance per phase	R	Ω	0.41	0.52	0.17
Inertia (without brake)	J	kg·cm ²	43	43	43
Inertia (with brake)	J*	kg·cm ²	44.15	44.15	44.15
Mass (without brake)	P	kg	22.3	22.3	22.3
Mass (with brake)	P*	kg	23.2	23.2	23.2

T- 3/25 Selection of FAGOR drives for FKM66.●●A.□□.□□0 motors.

Drive peak torque in N·m	1.25		1.35		2.50		2.75				
	Mp	Mp/Mo	Mp	Mp/Mo	Mp	Mp/Mo	Mp	Mp/Mo			
FKM66.20A	55.9	2.3	78.0	3.3	94.0	4.0	-	-			
FKM66.20A.2	62.5	2.6	87.5	3.7	94.0	4.0	-	-			
FKM66.30A	-	-	50.1	2.1	70.0	2.9	94.0	4.0			

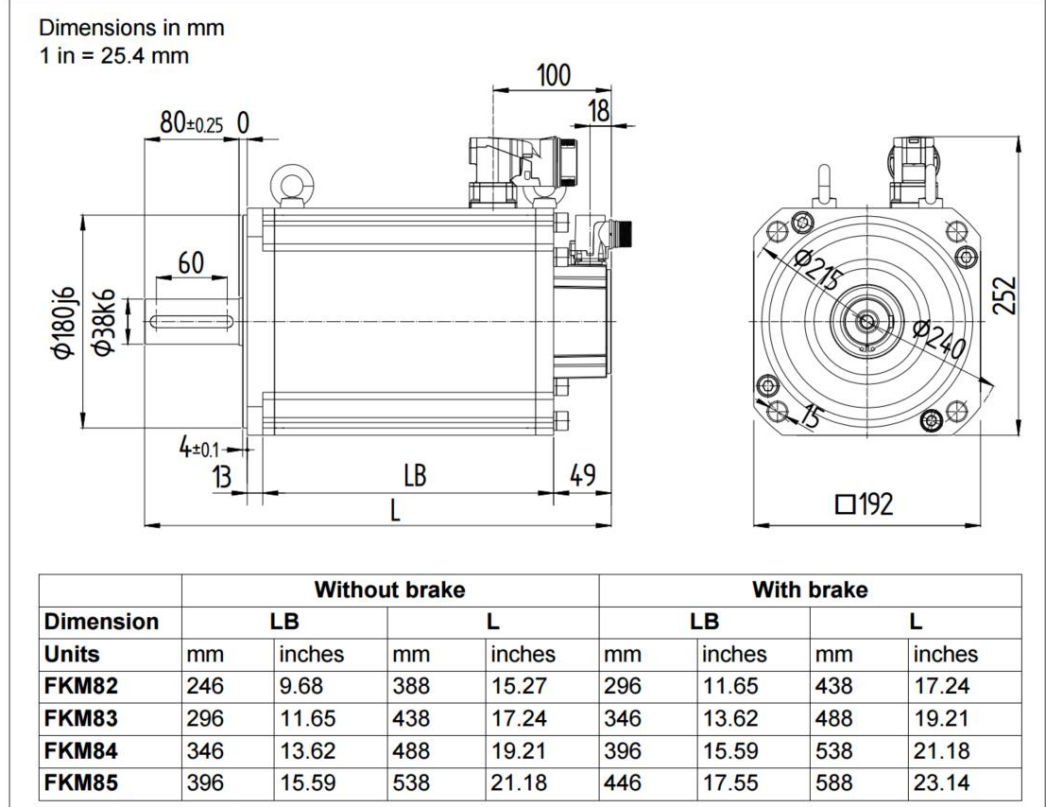
NOTE. To select a ACSD-xxH or MCS-xxH drive with any motor of this series, refer to the manual of the corresponding drive.



Şekil 4.27: Motor tork-devir grafiği (24 Nm).

Şekil 4.28 ve 4.29’da 32 Nm’lik motorun teknik resmi ve tork-devir grafiği görülmektedir [29].

FKM8 series



Şekil 4.28: Motor teknik resmi (32 Nm).

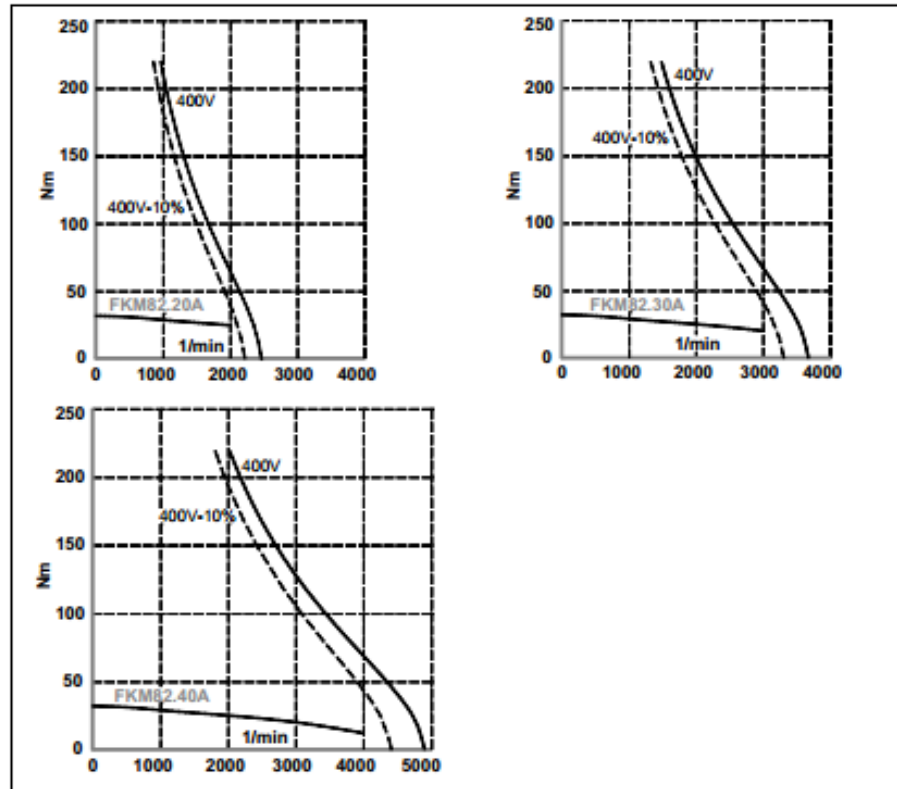
FKM82 models

T- 3/26 Technical data of the FKM82.●●A.□□.□□0 motors.

Model		FKM82.●●A.□□.□□0				
Terminology	Notation	Units	20	30	40	
Stall torque	Mo	N·m	32.0	32.0	32.0	
Rated torque	Mn	N·m	25.0	20.0	12.0	
Stall peak torque	Mp	N·m	96.0	96.0	96.0	
Rated speed	nN	1/min	2000	3000	4000	
Stall current	Io	Arms	13.2	19.8	26.4	
Peak current	I _{max}	Arms	39.0	59.0	79.0	
Calculation power	P _{cal}	kW	6.7	10.1	13.4	
Rated power	P _n	kW	5.2	6.3	5.0	
Torque constant	K _t	N·m/Arms	2.42	1.61	1.21	
Acceleration time	t _{ac}	ms	22.4	33.6	44.9	
Inductance per phase (3-phase)	L	mH	7.0	3.1	1.8	
Resistance per phase	R	Ω	0.48	0.21	0.12	
Inertia (without brake)	J	kg·cm ²	103.0	103.0	103.0	
Inertia (with brake)	J*	kg·cm ²	134.8	134.8	134.8	
Mass (without brake)	P	kg	31	31	31	
Mass (with brake)	P*	kg	36	36	36	

T- 3/27 Selection of FAGOR drives for FKM82.●●A.□□.□□0 motors.

Drive peak torque in N·m	1.25		1.35		2.50		2.75		3.100			
	Mp	Mp/Mo	Mp	Mp/Mo	Mp	Mp/Mo	Mp	Mp/Mo	Mp	Mp/Mo		
FKM82.20A	-	-	84.7	2.6	96.0	3.0	-	-	-	-		
FKM82.30A	-	-	-	-	80.5	2.5	96.0	3.0	-	-		
FKM82.40A	-	-	-	-	-	-	90.9	2.8	96.0	3.0		



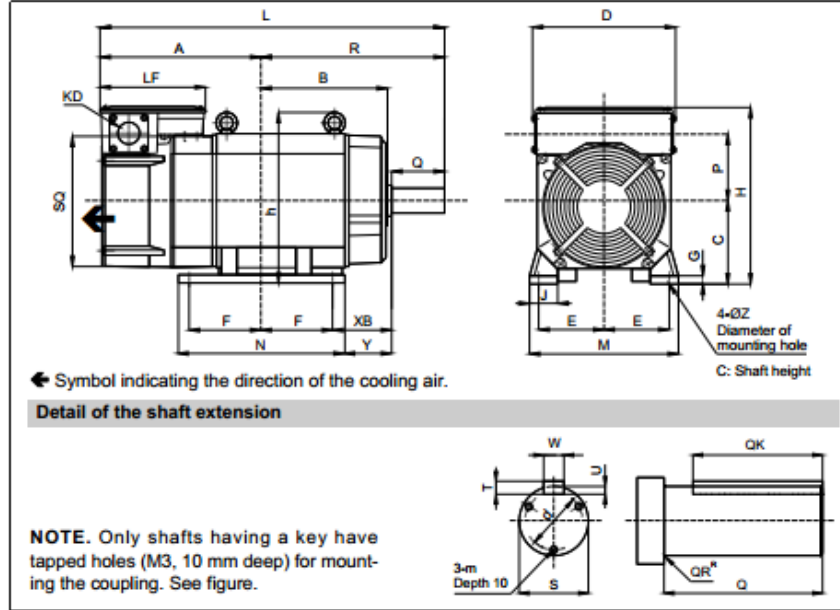
F- 3/39

Torque-speed graphs. FKM82.●●A.□□.□□0 models.

Şekil 4.29: Motor tork-devir grafiği (32 Nm).

Şekil 4.30 ve 4.31’de spindle motorunun teknik resmi ve tork-devir grafiği görülmektedir [29].

3.7.1 FM7-XXXX-X3XX-E01/E02 series



F. 3/9

Dimensions diagram. FM7-□□□□-□3□□-E01/E02 series. Foot mount.

T. 3/6 Motor dimensions in mm. FM7-□□□□-□3□□-E01/E02 series. Foot mount.

Models	A	B	C ^{0.5}	D	E	F	G	H	h	J	KD
FM7-A037-□3□□-E01/E02	324	113	100	174	80	70	9	250	-	34	34
FM7-A055-□3□□-E01/E02	286	117	112	204	95	50	10	269	247	75	42.5
FM7-A075-□3□□-E01/E02	296	137	112	204	95	70	10	269	247	75	42.5
FM7-A090-□3□□-E01/E02	317	156	112	204	95	89	10	269	247	75	42.5
FM7-A110-□3□□-E01	264	196	160	279	127	89	16	343	331.5	55	42.5
FM7-A150-□3□□-E01/E02	264	196	160	279	127	89	16	343	331.5	55	42.5
FM7-A185-□3□□-E01/E02	310	212	160	279	127	105	16	343	331.5	55	42.5
FM7-A220-□3□□-E01/E02	313.5	246.5	160	279	127	139.5	16	343	331.5	55	42.5
FM7-A300-□3□□-E01	381	246	180	320	139.5	127	16	407	401	55	61
FM7-A370-□3□□-E01	421	246	180	320	139.5	127	16	407	401	55	61
FM7-A510-□3□□-E01/E02	398	302	225	388	178	155.5	21	540	480	75	61
FM7-B120-□3□□-E01/E02	310	212	160	279	127	105	16	343	331.5	55	42.5
FM7-B170-□3□□-E01/E02	313.5	246.5	160	279	127	139.5	16	343	331.5	55	42.5
FM7-B220-□3□□-E01	381	246	180	320	139.5	127	16	407	401	55	61
FM7-B280-□3□□-E01	421	246	180	320	139.5	127	16	407	401	55	61
FM7-C215-□3□□-E01/E02	398	302	225	388	178	155.5	21	540	480	75	61
FM7-C270-□3□□-E01/E02	429	321	225	388	178	174.5	21	540	480	75	61
FM7-E600-C3B□-E01	589	331.5	225	388	178	228.5	21	540	480	90	61

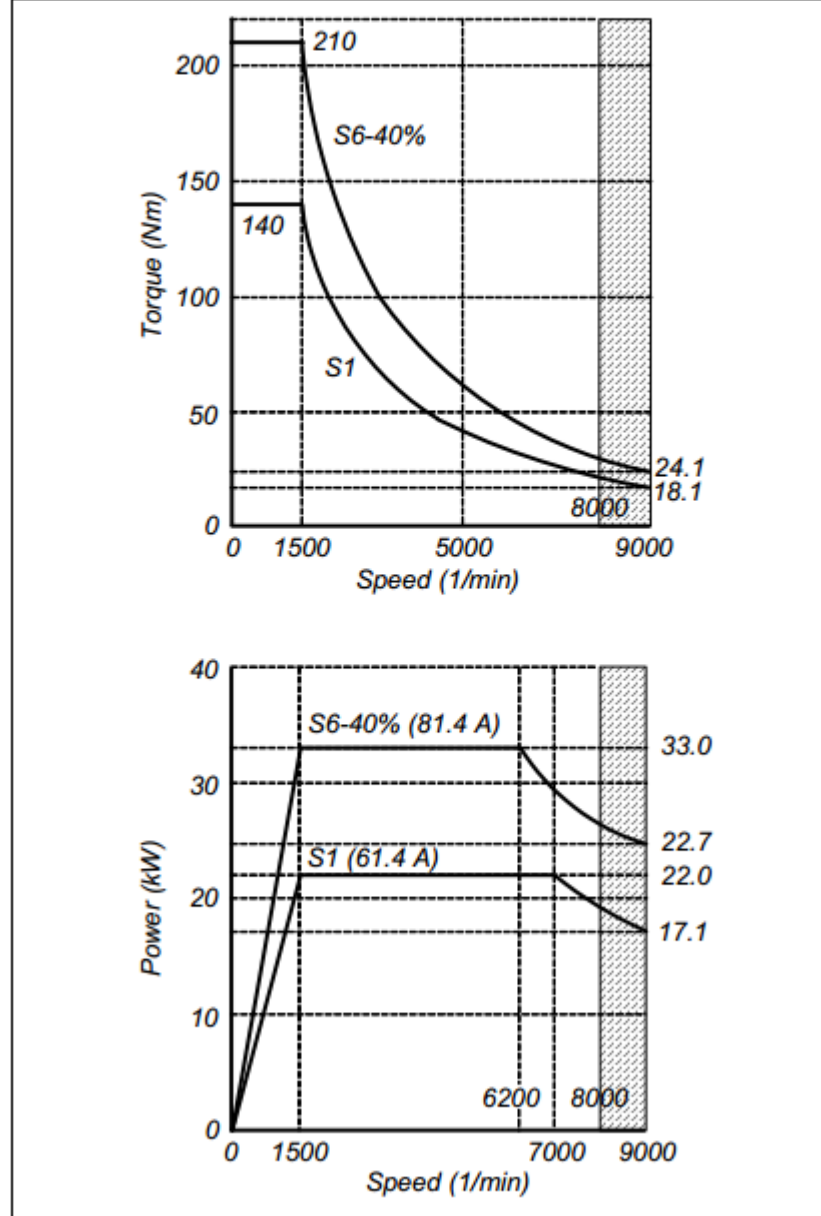
T. 3/7 Motor dimensions in mm. FM7-□□□□-□3□□-E01/E02 series. Foot mount.

Models	M	N	P	R	XB	Y	Z	SQ	LF	L
FM7-A037-□3□□-E01/E02	188	168	110.5	175	45	31	12	174	225	499
FM7-A055-□3□□-E01/E02	220	129	114	200	70	55	12	204	170	486
FM7-A075-□3□□-E01/E02	220	177	114	250	70	55	12	204	170	546
FM7-A090-□3□□-E01/E02	220	215	114	269	70	55	12	204	170	586
FM7-A110-□3□□-E01	290	223	131	307	108	84	15	260	205	571
FM7-A150-□3□□-E01/E02	290	223	131	307	108	84	15	260	205	571

Şekil 4.30: Spindle motor seçimi.

T. 2/8 AC spindle motor FM7-A220-□□□□-E01/E02.

FM7-A220-□□□□-E01/E02							
Rated power	Base speed	Rated torque	Rated current	Max. speed		Inertia	Approx. mass
				E01	E02		
Pn (kW)	nN (1/min)	Mn (N·m)	In (Arms)	nmax (1/min)		J (kg·cm ²)	B/P (kg)
22.0	1500	140.0	61.4	8000	9000	1080	135/145



F. 2/20

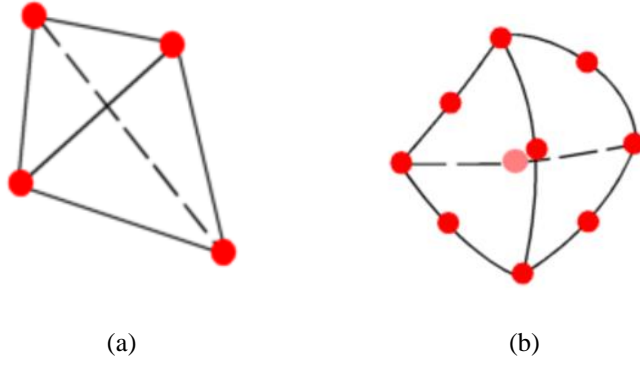
Power/torque-speed graph. FM7-A220-□□□□-E01/E02.

Şekil 4.31: Spindle motoru tork-Devir grafiği.

4.6 Sonlu Elemanlar Analizleri

Firmada işlenecek olan karmaşık geometrili ve ağır tonajlı iş parçaların, kalıpların hassas işlenmesi gerekmektedir. İşleme toleransı değerlerini aşmamak için tezgahta rijit gövdeye ihtiyaç duyulmaktadır.

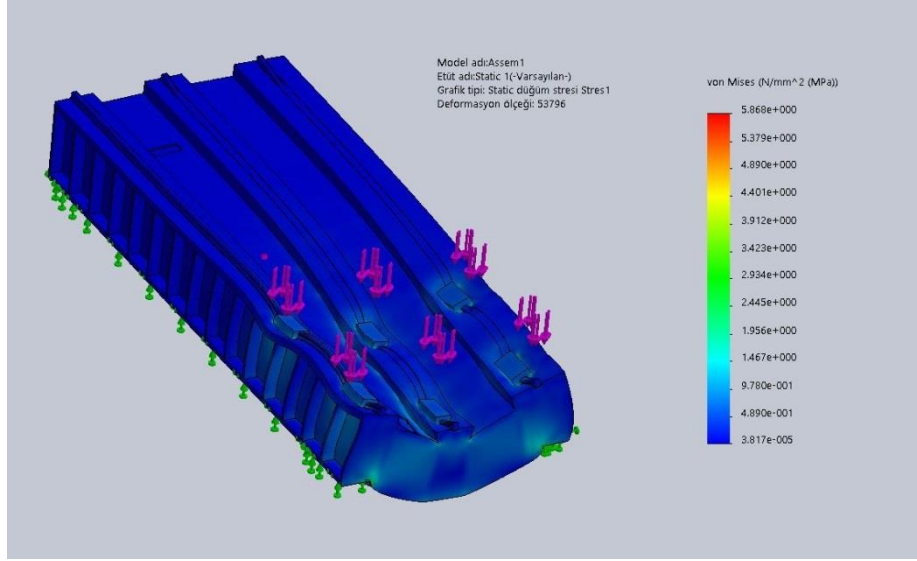
Sonlu elemanlar analizi Solidworks programı ile gerçekleştirilmiştir. Solidworks programı katı elamanlara sahip bir parça veya montajı meshlerken draft kaliteli mesh ve yüksek kaliteli elaman olmak üzere 2 farklı eleman tipi kullanır. Bunlar; doğrusal ve parabolic katı elemanlardır. Şekil 4.32’de doğrusal katı (a) ve parabolic katı (b) eleman tipleri görülmektedir [36].



Şekil 4.32: Solidworks eleman tipleri a)Doğrusal katı eleman, b)Parabolik katı eleman.

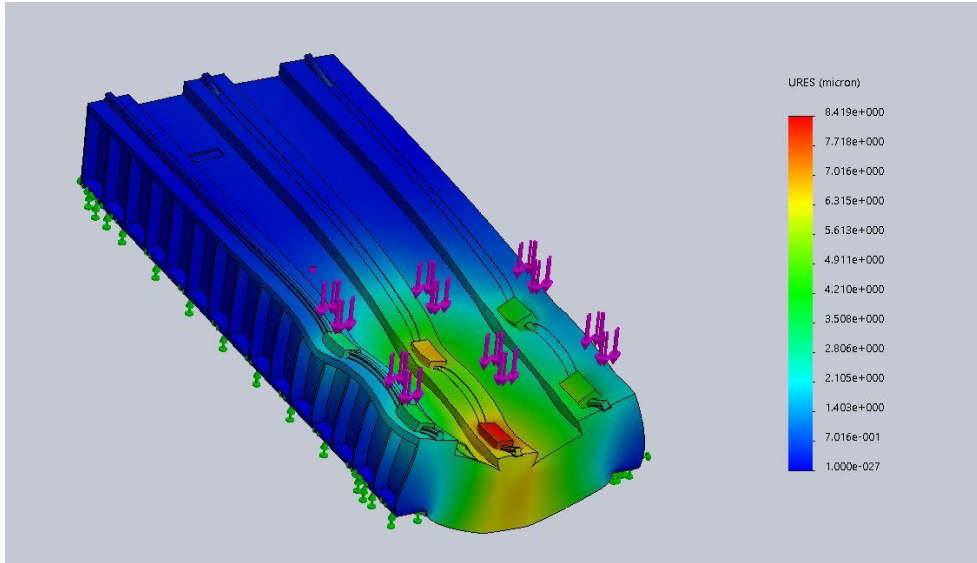
4.6.1 X Ekseni Statik Analizi

X eksenine konstrüksiyonuna toplam 120000 N etkimektedir. Her bir arabaya Y yönünde 25000 N kuvvet uygulanmıştır. Bu kuvvetler altında en büyük gerilme 5,87 Mpa’dır ve St42 malzemenin emniyetli olduğu Şekil 4.33’te görülmektedir. (St42 çeliğinin akma dayanımı 260 Mpa’dır.)



Şekil 4.33: X eksenli Von-mises gerilmeleri.

Toplam deformasyon en fazla 0,0085 mm olarak Şekil 4.34'te görülmektedir.



Şekil 4.34: X eksenli toplam deformasyon.

4.6.2 Y Eksenli Statik Analizi

Y eksenine düşey düzlemde toplam 17000 N etkimektedir. Yatay düzlemde ise kesme kuvveti aksenal ve ilerleme bileşeni etkimektedir. Eleman tipi yüksek kalite solid tetrahedral seçilmiştir. Mesh özellikleri Şekil 4.35'te verilmiştir. Sınır şartları tanımlanırken, bu ekseninde doğrusal araba bağlantı noktaları sabit geometri olarak belirlenmiştir.

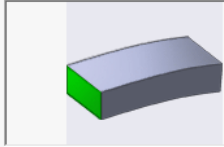
Etüt adı	Static 2 (-Varsayılan-)
Mesh tipi	Katı Mesh
Kullanılan Meshleyici	Eğrilik tabanlı mesh
Jakoben noktalar	4 nokta
Mesh Kontrolü	Tanımlı
Maks. Eleman Boyutu	112.916 mm
Min. Eleman Boyutu	5.64578 mm
Mesh kalitesi	Yüksek
Toplam düğüm	1406310
Toplam eleman	901015
Maksimum En Boy Oranı	87.095
En Boy Oranı < 3 olan elemanların yüzdesi	84.5
En Boy Oranı < 10 olan elemanların yüzdesi	0.731
Şekli bozulmuş elemanların (Jakoben) %	0
Mesh tamamlama süresi (sa:dk:sn)	00:00:56
Bilgisayar adı	DELL

Fikstür ?

✓ ✗ →

Tip Ayır

Örnek ^

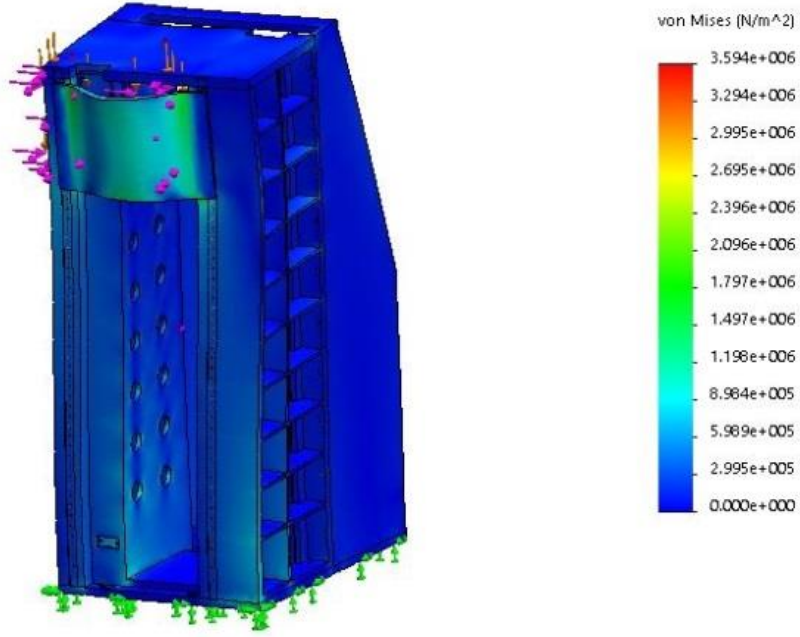


Standart (Sabit Geometri) ^

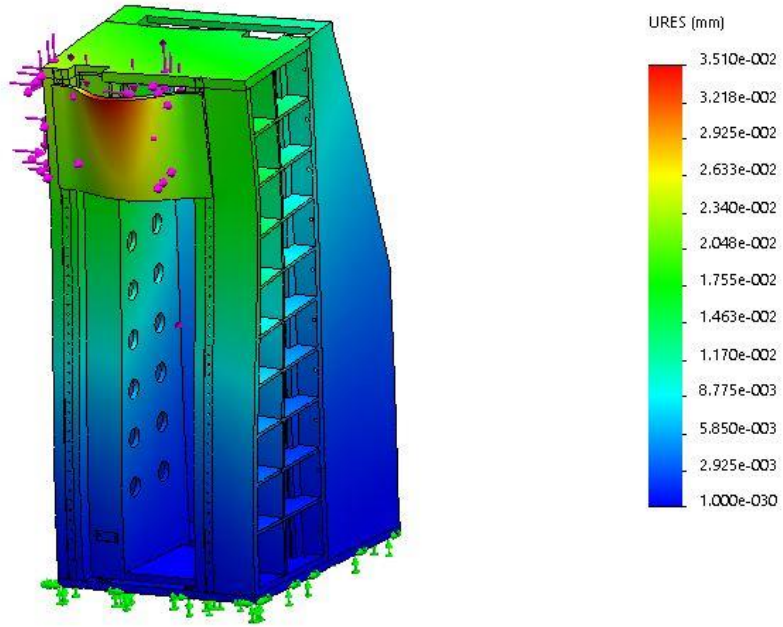
- Sabit Geometri
- Kayıcı Mesnet
- Ankastré Mentese

Şekil 4.35: Mesh özellikleri ve sınır şartları.

Bu yüklemelere göre konstrüksiyon dayanımı aşağıdaki şekilde görülmektedir. Konstrüksiyon malzemesi olarak St 42 kullanılmıştır. Bu kuvvetler altında en büyük gerilme 3,6 MPa olarak Şekil 4.36'te görülmektedir. St 42 malzemenin akma dayanımı 260 MPa'dır. Oluşan gerilmeler karşılaştırıldığında güvenli bir konstrüksiyon elde edilmiştir. Bu yüklemeler altında oluşan en büyük deplasman değeri 0,035 mm olarak görülmektedir (Şekil 4.37).



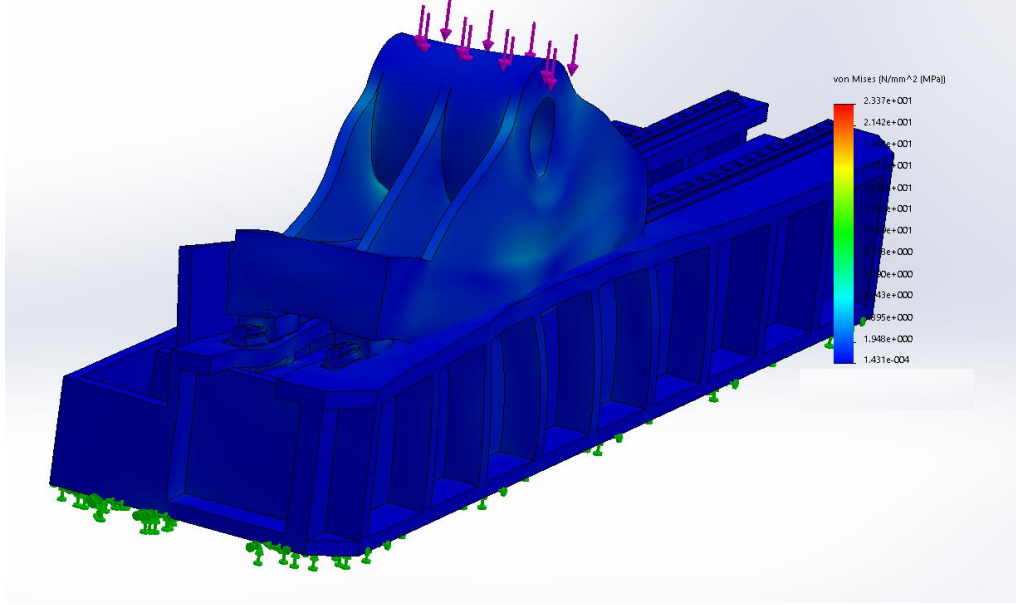
Şekil 4.36: Y eksenli Von-mises gerilmeleri.



Şekil 4.37: Y eksenli toplam deformasyon.

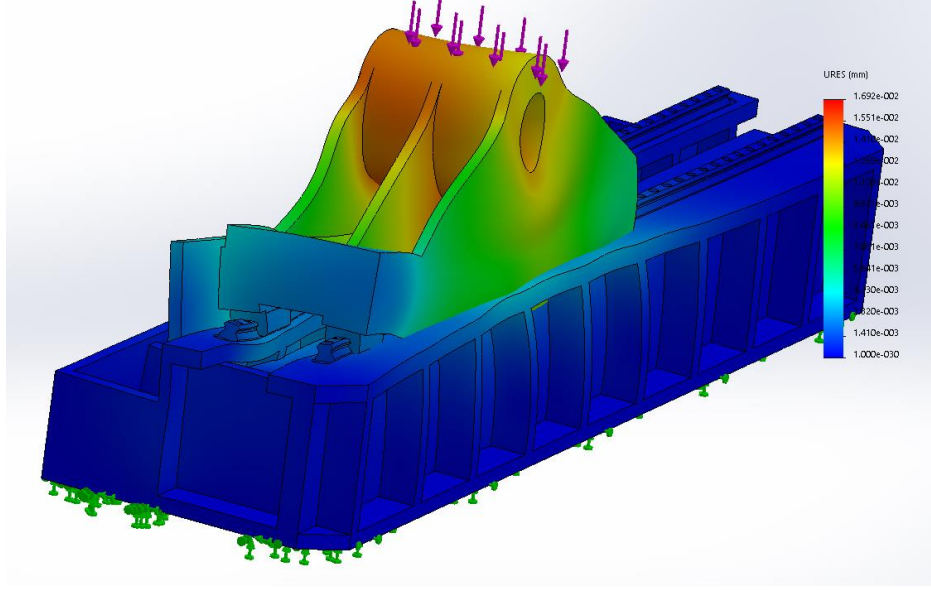
4.6.3 Z Ekseni Statik Analizi

Z ekseninde analizler sistemi parçalara ayırarak yapılmıştır. Konstrüksiyona toplam tabla ve iş parçası 230000 N kuvvet etkimektedir. 115000 N yük şekilde görüldüğü gibi rulman yuvalarından uygulanmıştır. Z ekseninde konstrüksiyon malzemesi St42 (akma dayanımı 260 Mpa) kullanılmıştır. Analiz sonucunda Şekil 4.38’de gerilmelerin 23,4 Mpa olduğu görülmektedir.



Şekil 4.38: Z ekseni Von-mises gerilmeleri.

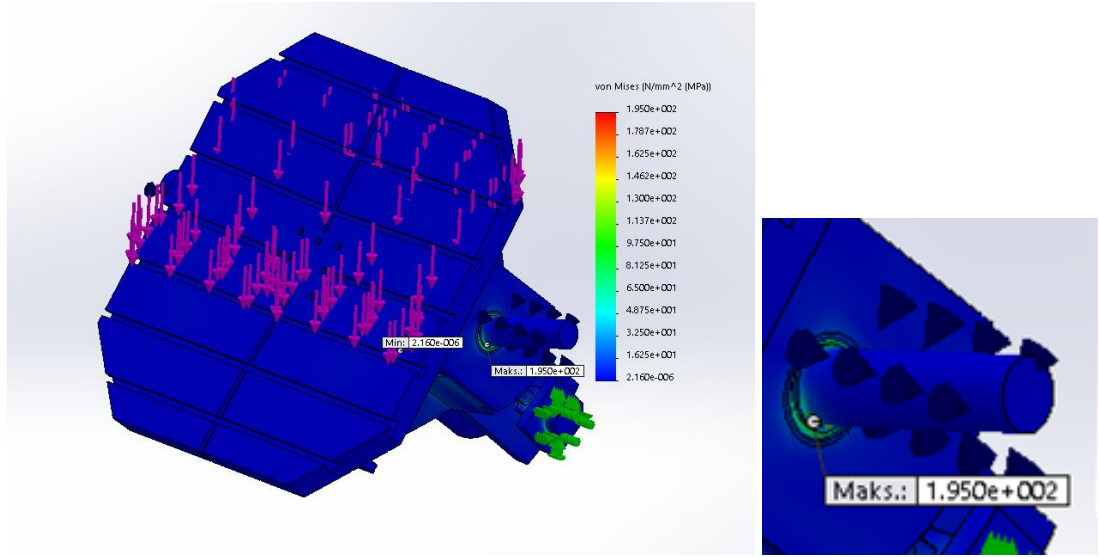
Bu yüklemeler altında en büyük deplasman değeri 0,017 mm olarak Şekil 4.39’da görülmektedir.



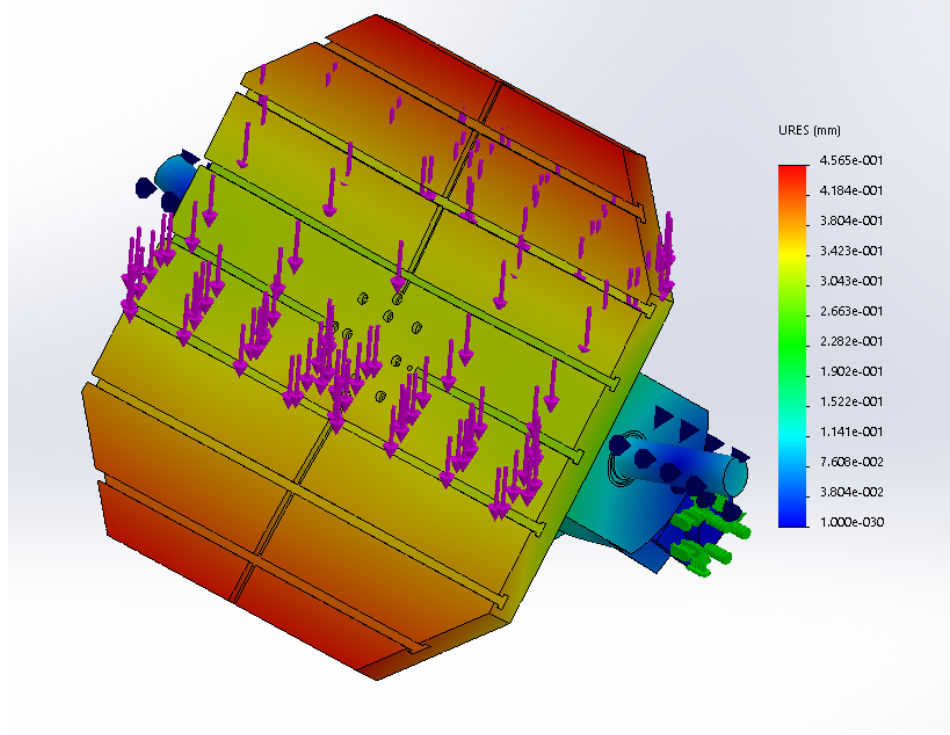
Şekil 4.39: Z eksenli toplam deformasyon.

4.6.4 Döner Tabla Statik Analizi

Döner tablaya toplam 180000 N kuvvet etkimektedir. Sonlu elemanlar statik analizi aşağıda görülmektedir. Analiz işlemi beşiğin 45° açısına sahip olduğu konumda iken yapılmıştır. Şekil 4.40 ve 4.41’de yükleme sonucu ortaya çıkan Von-mises gerilmeleri ve toplam deformasyon görülmektedir.



Şekil 4.40: Döner tabla Von-mises gerilmeleri.

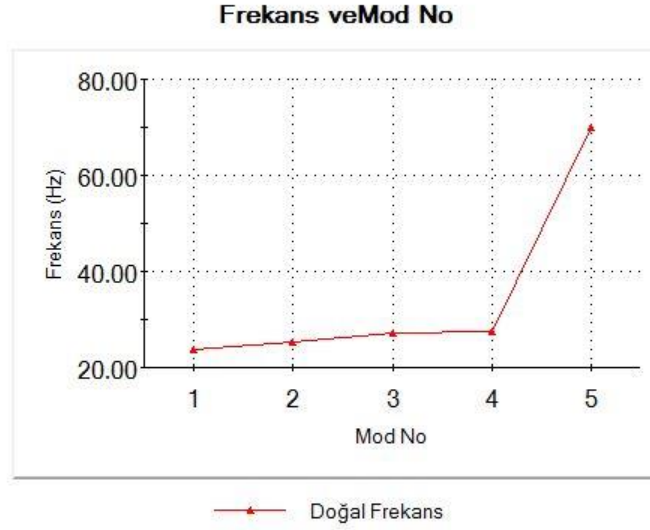


Şekil 4.41: Döner tabla toplam deformasyon.

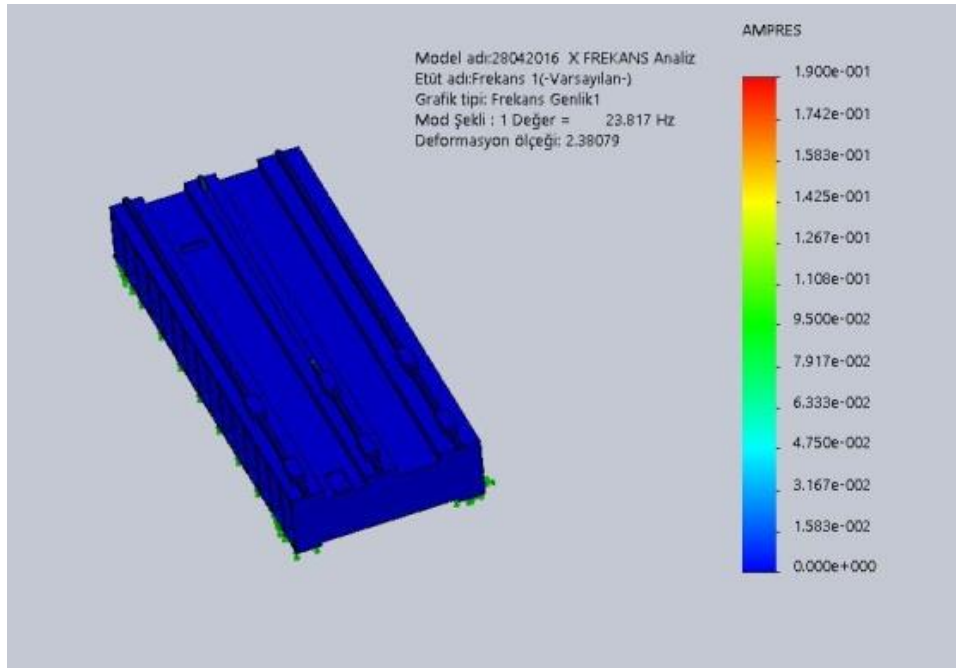
Beşik sisteminin sonlu elemanlar yöntemi analizine göre, statik gerilmeler açısından bir sorun olmadığı, maksimum gerilmenin 195 MPa değeri ile rulman bileziğinde olduğu görülmektedir. Rulman malzemesi olarak 100Cr6 kullanılmıştır. Akma dayanımı 500 Mpa olduğundan bu yükleme altında herhangi bir plastik şekil değişimine uğramayacaktır. Beşik konstrüksiyonunda gerilme ve deformasyon açısından bir sorun görülmemektedir.

4.6.5 X Ekseni Modal Analizi

X ekseni talaşlı imalat sırasında titreşim maruz kalmaktadır. Hassas bir işleme için titreşim nedeniyle oluşabilecek hataların önüne geçilebilmesi için titreşim analizi yapılmıştır. X ekseni için doğal frekans-mod grafiği Şekil 4.42’de verilmiştir. X ekseninde bu modlar etkisindeki deformasyonlar Şekil 4.43’te verilmiştir.

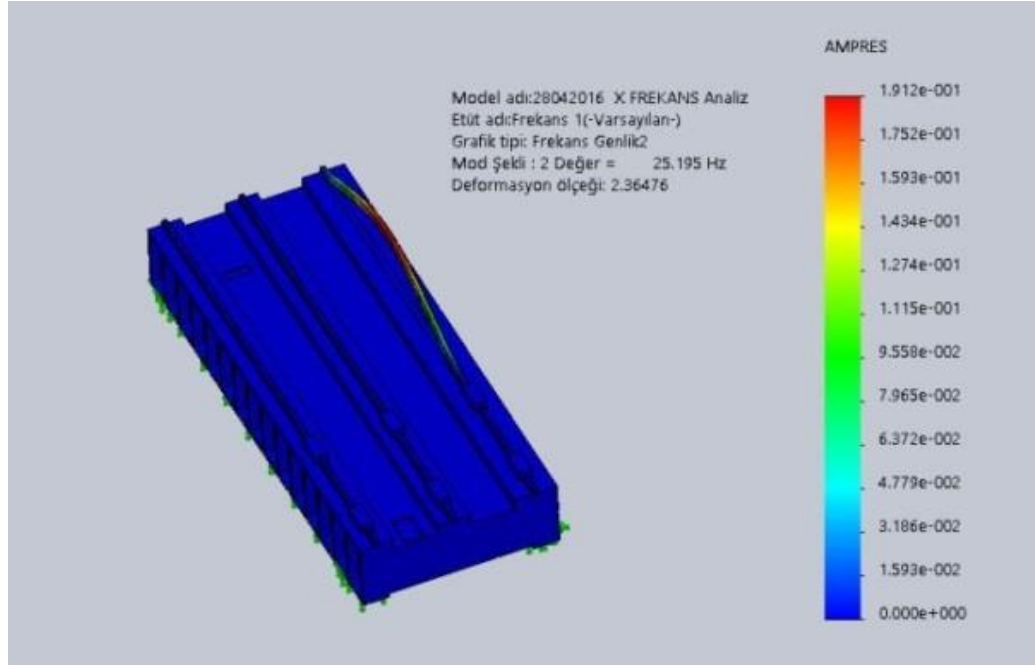


Şekil 4.42: X eksenli doğal frekans-mod grafiği

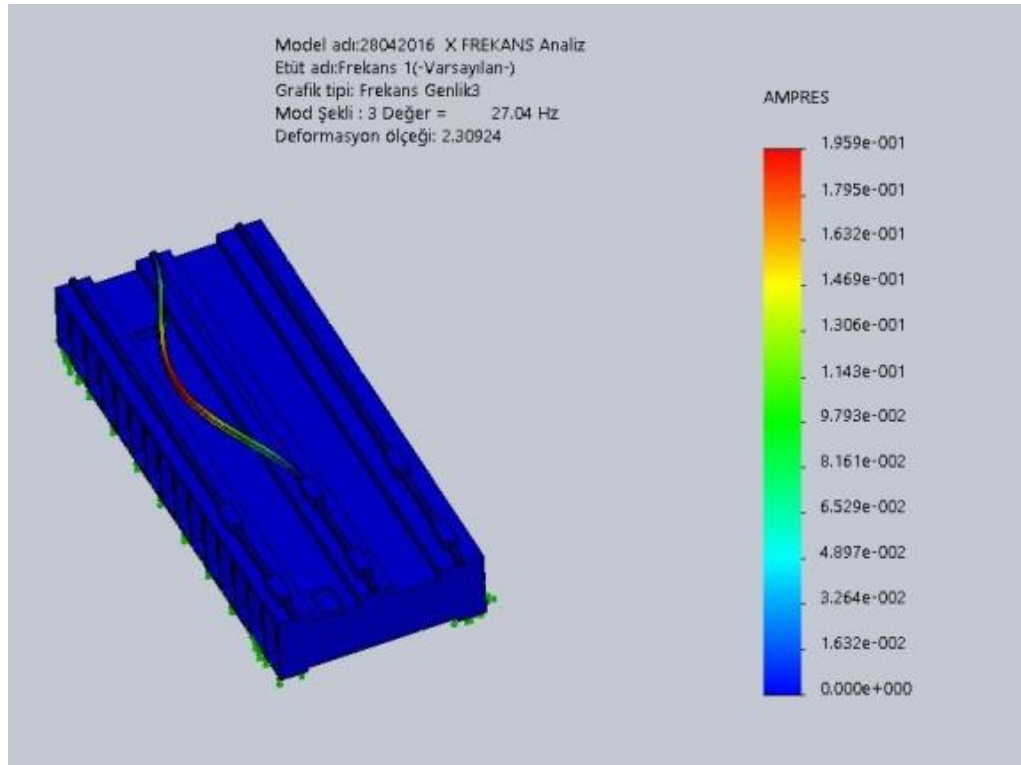


(a)

Şekil 4.43: X eksenli titreşim deformasyonlar, a)Mod şekli 1, b)Mod şekli 2, c)Mod şekli 3, d)Mod şekli 4.

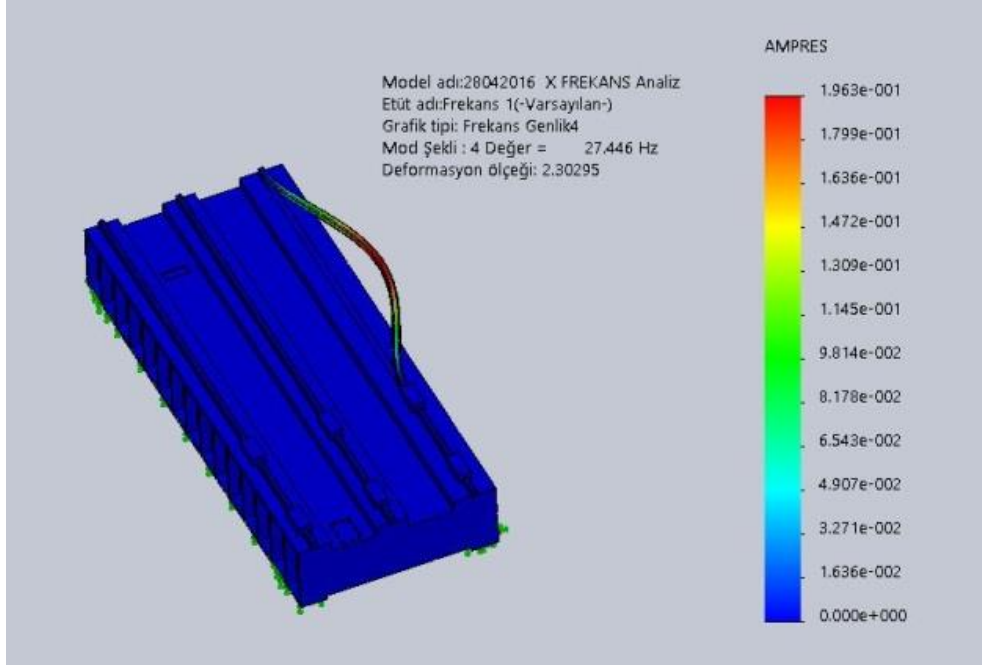


(b)



(c)

Şekil 4.43 (devamı):

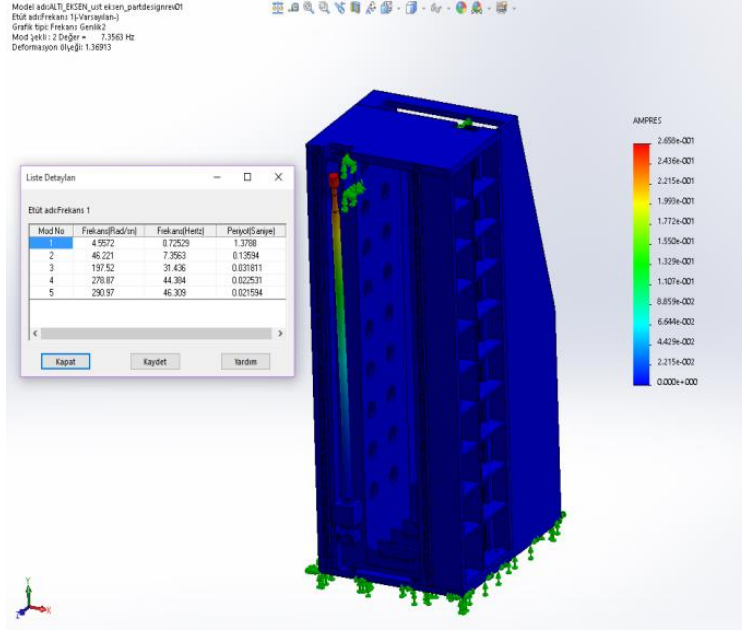


(d)

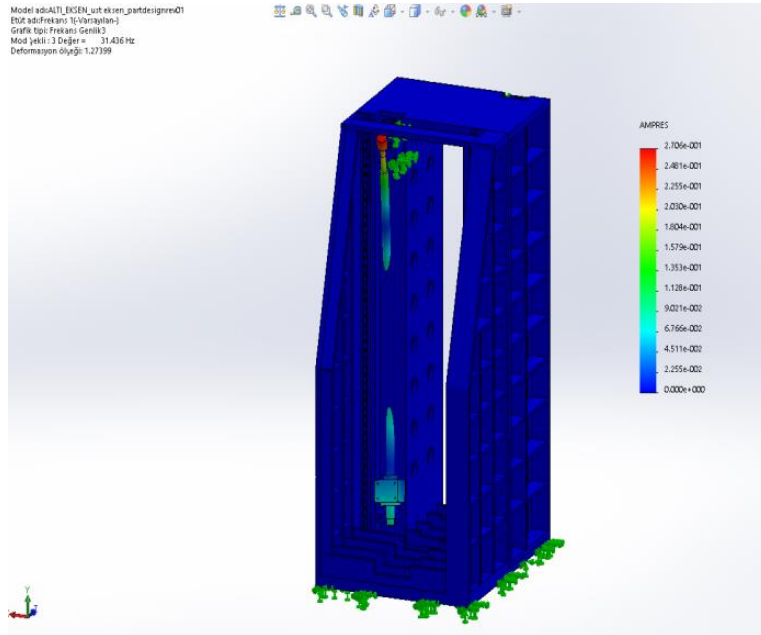
Şekil 4.43 (devamı):

4.6.6 Y Ekseni Modal Analizi

Y ekseni talaşlı kaldırma sırasında titreşime maruz kalmaktadır. İşleme hassasiyeti artırılması için titreşim nedeniyle oluşabilecek hataların önüne geçilebilmesi amacıyla titreşim analizi yapılmıştır. Y ekseninde farklı modlar etkisindeki deformasyonlar Şekil 4.44'te verilmiştir.

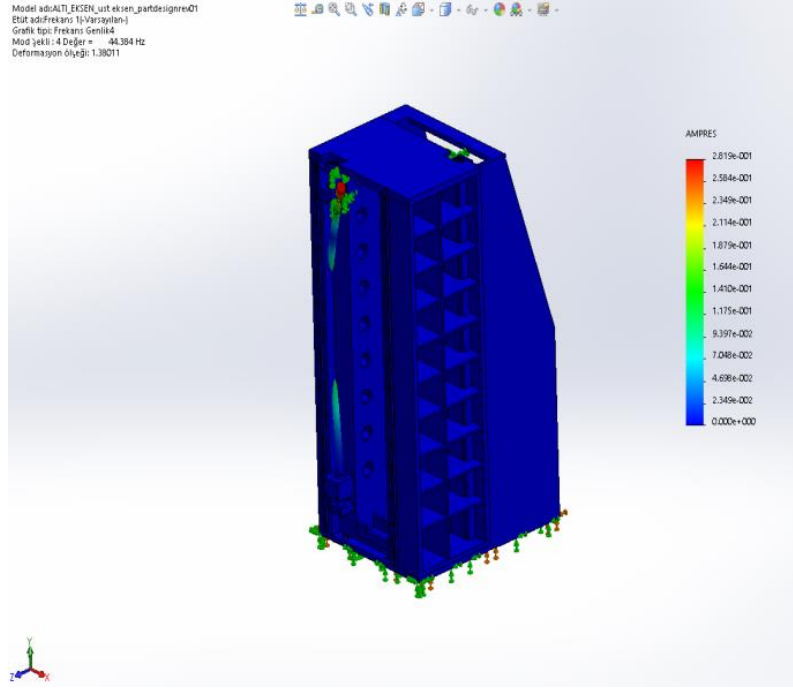


(a)

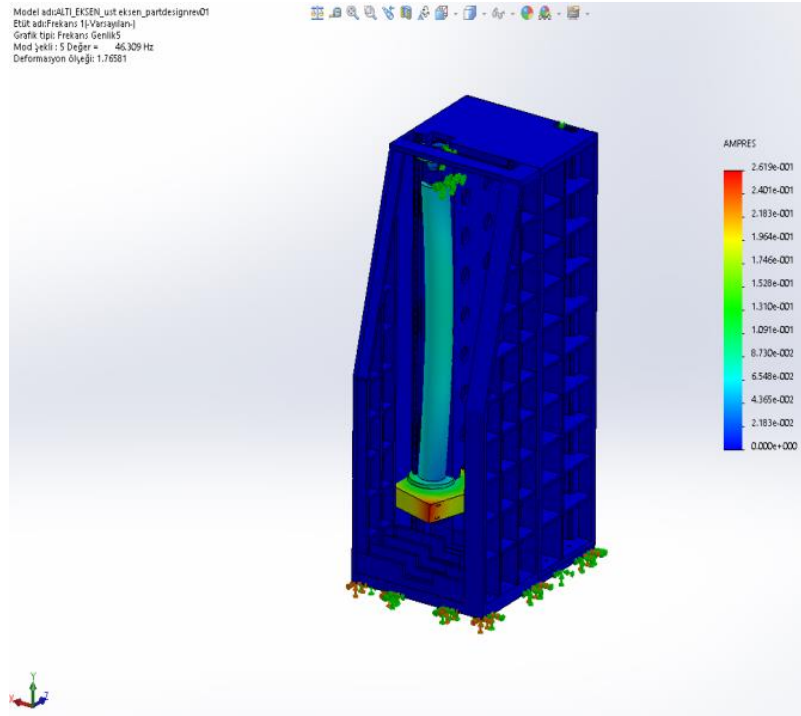


(b)

Şekil 4.44: Y eksenı titreşim deformasyonlar, a)Mod şekli 2, b)Mod şekli 3, c)Mod şekli 4, d)Mod şekli 5.



(c)

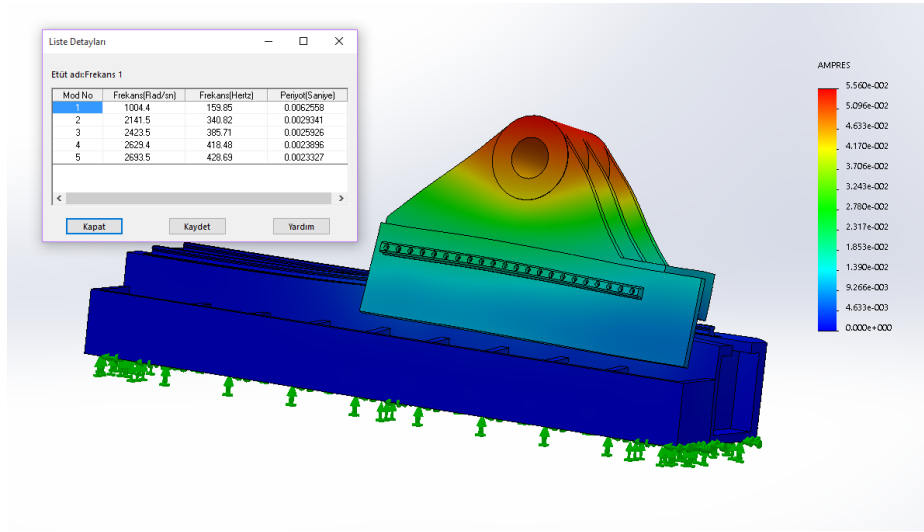


(d)

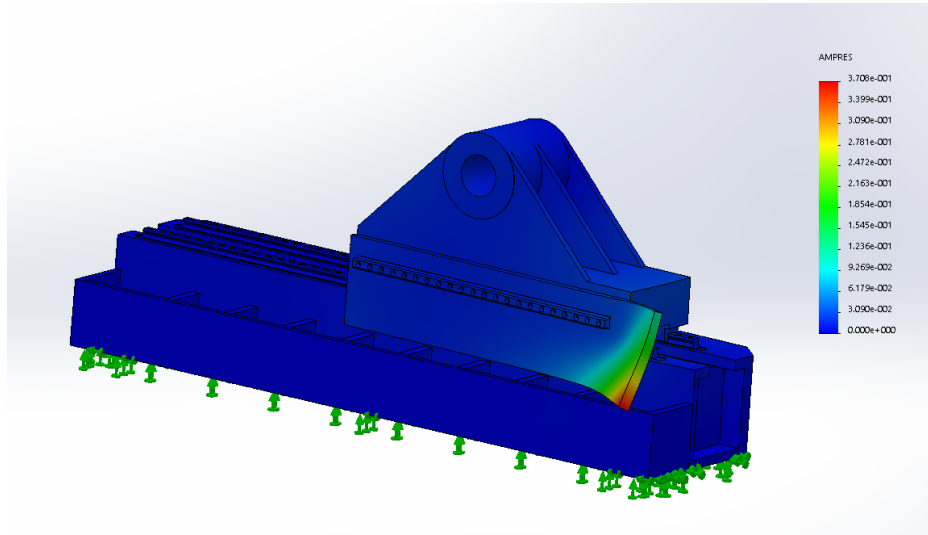
Şekil 4.44 (devamı):

4.6.7 Z Eksenli Modal Analizi

Z ekseninde iş parçası ve döner tabla talaşlı imalat sırasında titreşim açısından etkilenmektedir. Tasarım güvenliği ve hassas işleme değerlendirmesi için titreşim analizleri gerekmektedir. Şekil 4.45'te Z ekseninde farklı modlar etkisindeki deformasyonlar görülmektedir.

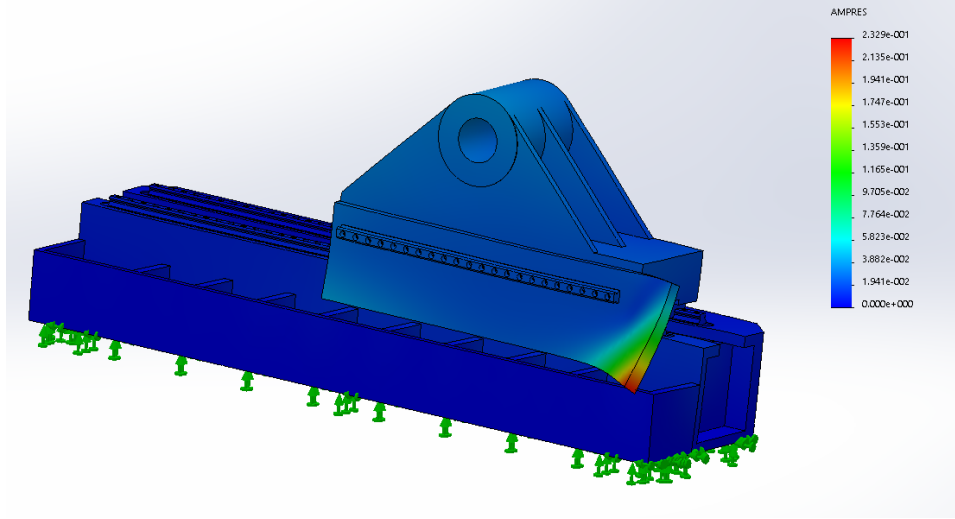


(a)

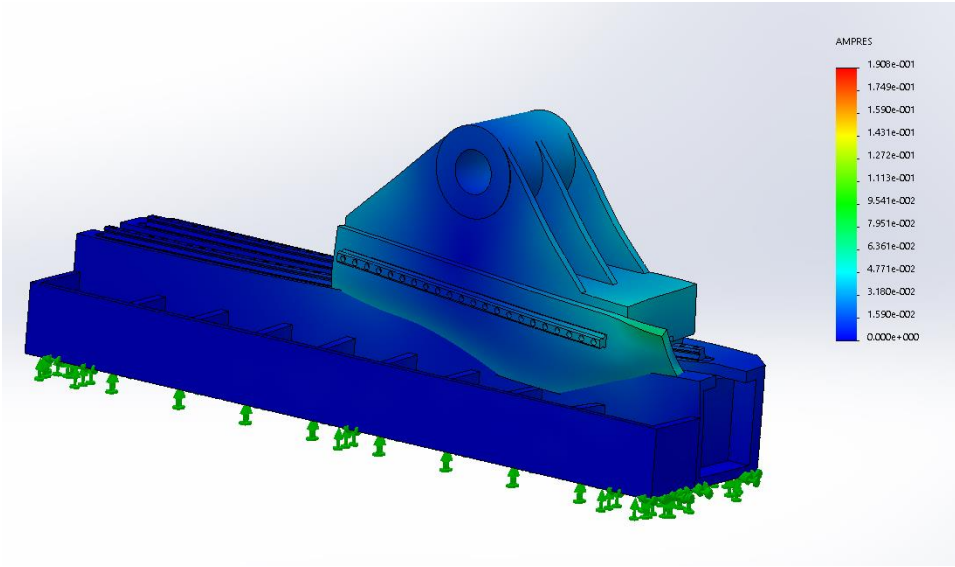


(b)

Şekil 4.45: Z eksenli titreşim deformasyonlar, a)Mod şekli 1, b)Mod şekli 2, c)Mod şekli 3, d)Mod şekli 4.



(c)

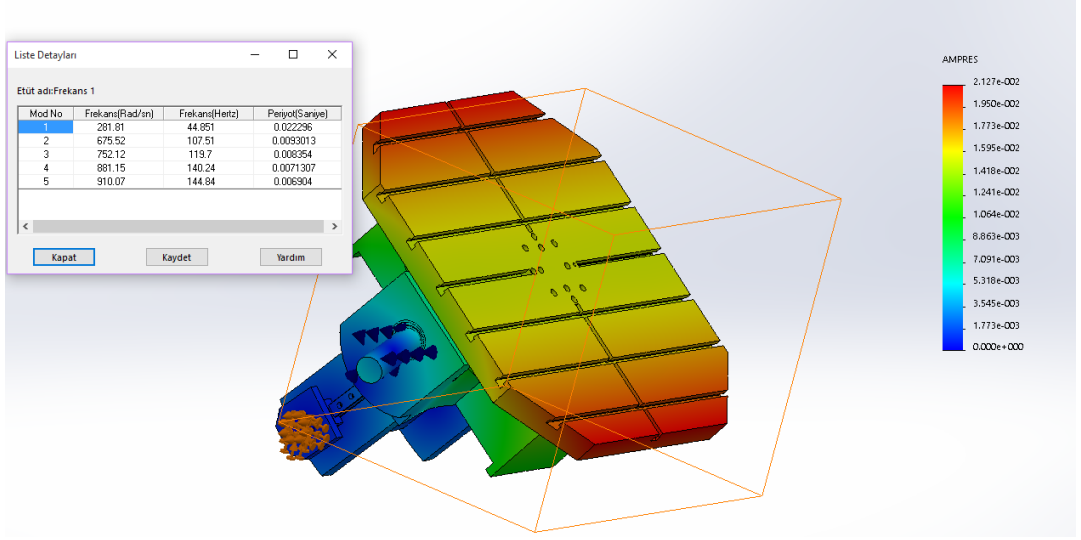


(d)

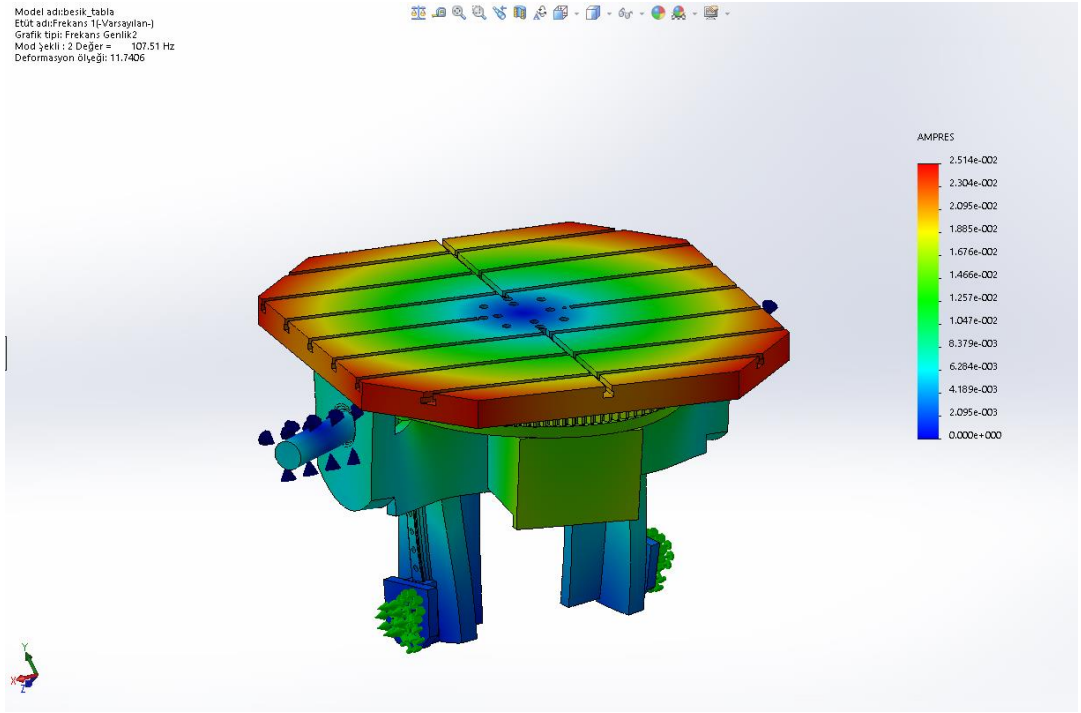
Şekil 4.45 (devamı):

4.6.8 Döner Tabla Modal Analizi

Şekil 4.46'da döner tabladaki farklı modlar etkisindeki deformasyonlar görülmektedir.

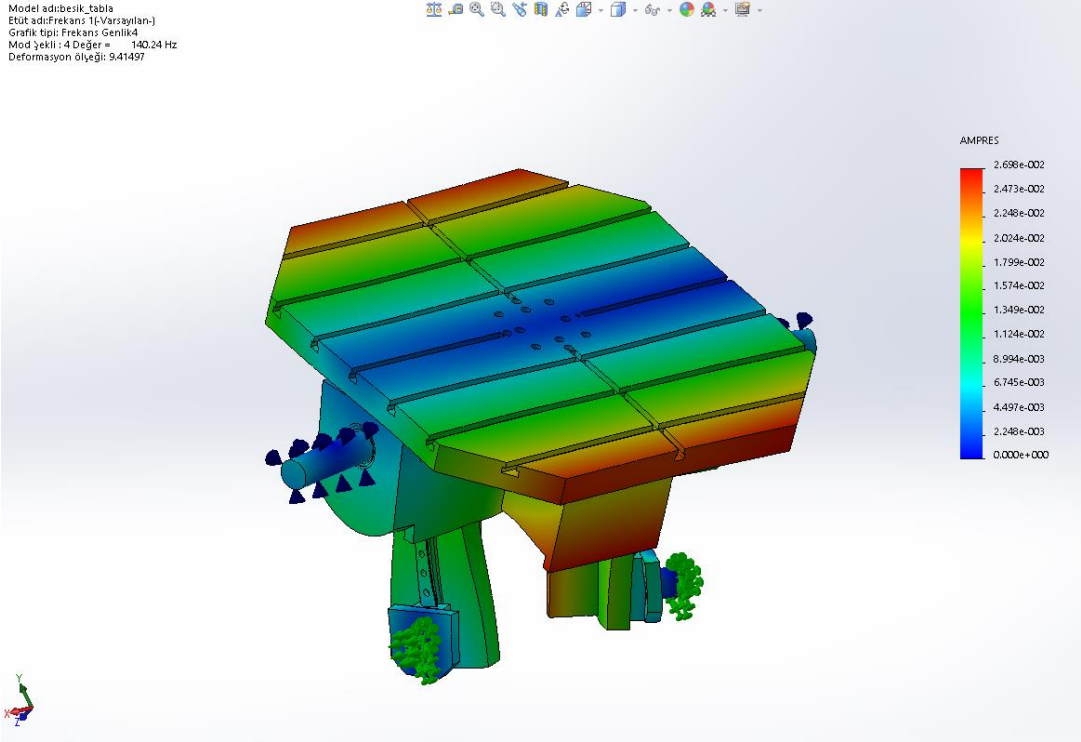


(a)

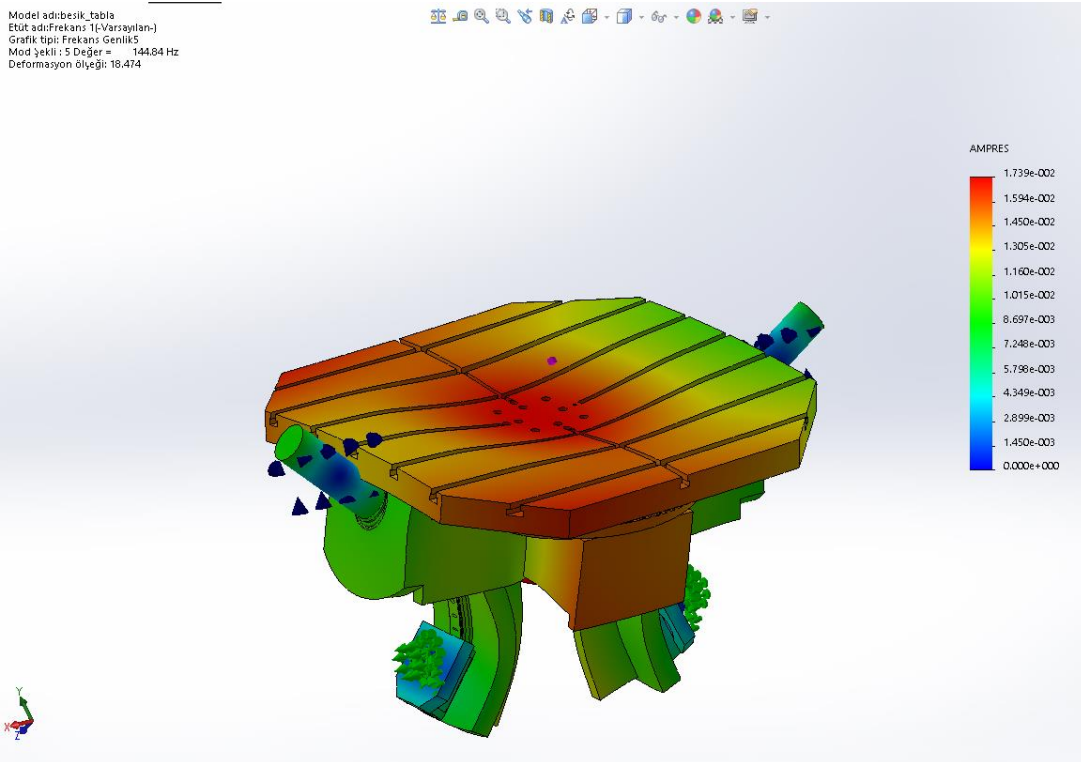


(b)

Şekil 4.46: Döner Tabla Titreşim Deformasyonları a)Mod şekli 2, b)Mod şekli 3, c)Mod şekli 4, d)Mod şekli 5.



(c)



(d)

Şekil 4.46 (devamı):

Analiz çalışmaları sonucunda sistemin çalışması sırasında herhangi bir problem görülmeyeceği kanaatine varılmıştır.

4.6.9 Vidalı Mil Isıl Analizi

CNC tezgahlarda mekanik hareket elemanları sürtünmeye maruz kalmaktadır. Bunun sonucunda elemanlarda ısınma ortaya çıkmaktadır ve ısınmadan dolayı termal uzamalar meydana gelmektedir. Bu durum için yapılan çalışmalarda doğal taşınım ile soğumayan elemanlar için zorlamalı soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Vidalı mil içten veya somun soğutma sistemleri günümüzdeki tezgahlarda kullanılmaktadır. Çelik malzemeler için sıcaklık genişleme katsayısı $\alpha_T = 12 \times 10^{-6}$ 'dır. Sıcaklık artışı sistemde konumlama ve işleme hassasiyetini etkilemektedir. Sıcaklık artışı sebebiyle karşılaşılan uzama probleminin önüne geçilebilmesi için bu çalışmada vidalı miller içten soğutma işlemine tabi tutularak ısınması önlenecektir. Sıcaklığa bağlı uzama mil uzunluğu ile doğru orantılı olduğundan X ekseninde yer alan vidalı mil için hesaplar yapılmıştır. Sıcaklığa bağlı aksel uzama Eşitlik (4.44) ile verilmiştir [37].

$$\Delta L = \alpha_T \Delta T L \quad [\mu\text{m}] \quad (4.44)$$

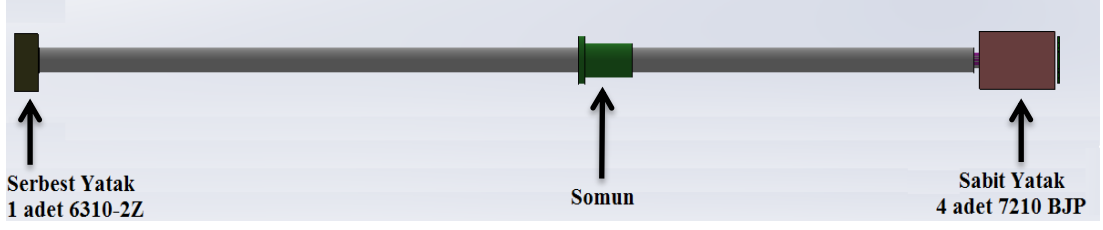
α_T = Sıcaklık genişleme katsayısı (Çelik için 12×10^{-6}) [$1/^\circ\text{C}$]

ΔT = Sıcaklık Farkı [$^\circ\text{C}$]

L = Boy [m]

X ekseninde bulunan vidalı mili için çalışma sırasında ortaya çıkan ısı gücü hesabı;

X ekseninde 1 adet 80 mm çapında mil bulunmaktadır. Sabit yatak olarak 4 adet 7210 BJP rulman, serbest yatak olarak 1 adet 6310-2Z no'lu rulman kullanılacaktır (Şekil 4.47). Isı oluşumu rulmanlarda ve somunda ortaya çıkmaktadır.



Şekil 4.47: X Eksenli Vidalı-Mil Somun Sistemi.

Vidalı mil en fazla 1000 d/dk ile çalışacaktır.

Rulman ısı gücü hesabı;

Rulmanın devri ve sürtünme momentine göre ısı denklemi Eşitlik (4.45)'te verilmiştir [38].

$$H_b = 1,047 \times 10^{-4} nM \quad [W] \quad (4.45)$$

n = Devir sayısı [d/dk]

$M = M_{yük} + M_{viskos} \quad [Nmm]$

Yüke bağlı moment Eşitlik (4.46) ile verilmiştir.

$$M_{yük} = F_{\beta} f_1 d_m \quad [Nmm] \quad (4.46)$$

F_{β} = Dinamik eşdeğer yük [N]

$f_1 = z \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^y$ (z ve y değerleri Tablo 4.6'da verilmiştir)

P_0 = Statik eşdeğer yük [N]

C_0 = Rulman statik yük değeri [N]

d_m = Ortalama rulman çapı [mm]

Tablo 4.6: Farklı rulman çeşitlerine göre z ve y değerleri.

Rulman Tipi	Nominal Temas Açısı	z	y
Radyal Rulman	0°	0,006-0,004	0,55
Eğik Bilyalı Rulman	30°- 40°	0,001	0,33
Eksenel Rulman	90°	0,0008	0,33

Yağlama işlemi sürekli hareket eden elemanlar için çok önem arz etmektedir. Rulman tipine göre farklı yağlama uygulamaları mevcuttur ve en çok kullanılan yöntem gresle yağlamadır. Sıcaklık artışıyla değişen malzeme özellikleri ve rulman karmaşık geometrisinden dolayı analitik olarak sürtünme torku hesabı neredeyse imkansız olduğundan Palmgren farklı rulman tiplerine göre viskoziteye bağlı bir ampirik bağıntı geliştirmiştir ve Eşitlik (4.47 ve 4.48)'de bu bağıntılar verilmektedir [39].

$$M_{\text{viskos}} = 10^{-7} f_0 (v_0 n)^{2/3} d_m^3 \quad [\text{Nmm}] \quad , \quad v_0 n \geq 2000 \quad (4.47)$$

$$M_{\text{viskos}} = 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad [\text{Nmm}] \quad , \quad v_0 n < 2000 \quad (4.48)$$

v_0 = Kinematik viskozite [mm^2/s]

Yağlamada kullanılan gresin farklı sıcaklıklardaki viskozite değerleri Tablo 4.7'de verilmiştir [40].

f_0 = Rulman tipine ve yağlama tipine göre değişen katsayı

f_0 değerleri Tablo 4.8'de verilmiştir [39].

Tablo 4.7: Gresin farklı sıcaklıklardaki viskozite değerleri.

Sıcaklık (°C)	Viskozite (mm^2/s)
25	40
30	23
40	20

Tablo 4.8: Farklı rulman ve yağlama çeşitlerine göre f_0 değerleri.

f_0				
Rulman Tipi	Gres	Yağ-Buhar	Yağ-Banyo	Yağ-Jet
Radyal Rulman	0,7-2	1	2	3-4
Eğik Bilyalı Rulman	2	1,7	3,3	6,6
Eksenel Rulman	5,5	0,8	1,5-2	3

X ekseninde bulunan sabit yatak için ısı gücü hesabı;

X ekseninde sabit yatak olarak 4 adet 7210 BJP no'lu eğik bilyalı rulman kullanılmaktadır ve en fazla 1000 d/dk ile çalışmaktadır. Kullanılan rulmanın dış çapı 90 mm, iç çapı ise 50 mm ve rulman C_0 değeri 28500 N'dur.

$$H_b = 1,047 \times 10^{-4} \text{ nM}$$

$$M = M_{\text{yük}} + M_{\text{viskos}}$$

$$M_{\text{yük}} = F_{\beta} f_1 d_m$$

72B serisi rulmanlarda eşdeğer yük Eşitlik (4.49) ile hesaplanmaktadır [33].

$$\frac{F_e}{F_r} = 3,73$$

$$F_{\beta} = 0,35F_r + 0,57F_e \quad [\text{N}] \quad \left(\frac{F_e}{F_r} > 1,14 \text{ ise} \right) \quad (4.49)$$

$$F_{\beta} = 0,35 \times 2878 + 0,57 \times 10742,2$$

$$F_{\beta} = 7130,4 \text{ N olarak bulunur.}$$

$$f_1 = z \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^y$$

P_0 eşdeğer statik yük değeri rulman kataloglarından Eşitlik (4.50) ile hesaplanmaktadır [33].

$$P_0 = 0,5F_r + 0,26F_e \quad [\text{N}] \quad \left(\frac{F_e}{F_r} > 1,9 \text{ ise} \right) \quad (4.50)$$

$$P_0 = 0,5 \times 2878 + 0,26 \times 10472,2$$

$P_0 = 4232$ N olarak bulunur.

$$f_1 = 0,001 \left(\frac{4232}{28500} \right)^{0,33}$$

$$f_1 = 5,33 \times 10^{-4}$$

$$M_{\text{yük}} = 7130,4 \times 5,33 \times 10^{-4} \times \frac{90+50}{2}$$

$$M_{\text{yük}} = 266 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{viskos}} = 10^{-7} f_0 (v_0 n)^{2/3} d_m^3$$

f_0 değeri gres yağlama tipine göre ve viskozite değeri 25 °C için seçilmiştir.

$$M_{\text{viskos}} = 10^{-7} \times 2 \times (40 \times 1000)^{2/3} \times 70^3$$

$$M_{\text{viskos}} = 80,24 \text{ Nm}$$

$$M = 346,24 \text{ Nm}$$

$$H_b = 1,047 \times 10^{-4} \times 1000 \times 346,24$$

$$H_b = 36,25 \text{ W}$$

4 rulman için;

$$H_b = 145 \text{ W olarak bulunur.}$$

X eksenli serbest yatağı için benzer işlemler yapılarak H_b değeri 35,22 W olarak bulunur.

Somun ısınması;

Somun ısınmasına sebep olan sürtünme momenti 2 farklı şekilde ortaya çıkmaktadır. Bunlar vidalı mile etkiyen sürtünme ve ön yükleme kuvvetidir. Somunun ısınma denklemi Eşitlik (4.51) ile verilmiştir [41].

$$H_n = 0,12 \pi n M_T \quad [\text{W}] \quad (4.51)$$

n = Somun devir sayısı [d/dk]

$$M_T = M_{\text{pre}} + M_{\text{fa}} \quad [\text{Nm}]$$

Ön yükleme ve sürtünme kuvvetine göre moment denklemleri Eşitlik (4.52 ve 4.53) ile verilmiştir.

$$M_{\text{pre}} = \frac{F_p h (1 - \eta_g^2)}{2\pi \eta_g^2} \quad [\text{Nm}] \quad (4.52)$$

F_p = Ön yükleme kuvveti [N]

h = Hatve [m]

η_g = Somun verimi

$$M_{\text{fa}} = \frac{10^{-3} F_a h}{2\pi \eta_g} \quad [\text{Nm}] \quad (4.53)$$

F_a = Sürtünme kuvveti [N]

h = Hatve [m]

η_g = Somun verimi

$$M_{\text{pre}} = \frac{2590 \times 10 \times 10^{-3} \times (1 - 0,9^2)}{2\pi 0,9^2}$$

$$M_{\text{pre}} = 0,97 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{fa}} = \frac{10^{-3} \times 10742,2 \times 0,005 \times 10}{2\pi 0,9}$$

$$M_{\text{fa}} = 0,095 \text{ Nm}$$

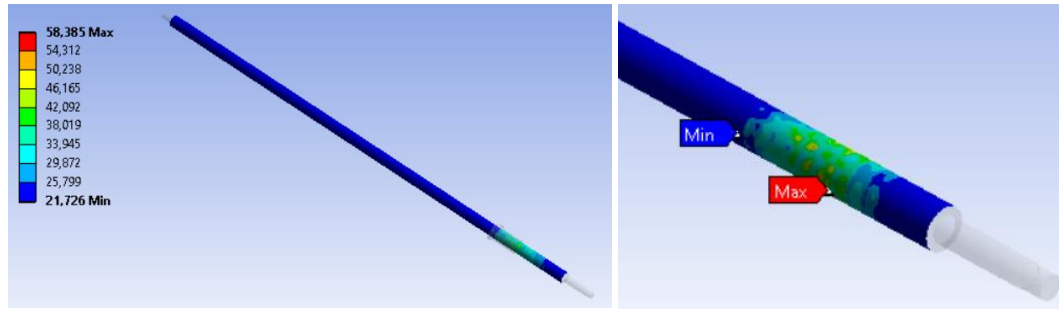
$$M_T = M_{\text{pre}} + M_{\text{fa}}$$

$$M_T = 1,065 \text{ Nm}$$

$$H_n = 0,12 \pi n M_T$$

$$H_n = 401,5 \text{ W}$$

Vidalı mil yüzey sıcaklığı sonlu elemanlar analizi ile belirlenmiştir. Sınır şartları olarak vidalı mil 1000 d/dk ile çalışırken somun hızı 10m/dk olarak ve somun ön yükleme kuvveti olan 2590 N kuvvete göre analizler yapılmıştır. Şekil 4.48'de sonlu elemanlar analizi sonucu vidalı mil yüzey sıcaklığı dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.48: X eksenli vidalı-mil yüzey sıcaklığı.

Vidalı mil yüzeyinden ortama doğal taşınım ile ısı geçmektedir. Ortama geçen ısı Grashof (Gr), Prandtl (Pr), Rayleigh (Ra) ve Nusselt (Nu) sayıları yardımıyla elde edilen h yüzeydeki ortalama ısı transfer katsayısı ile bulunmaktadır. Milden ortama doğal olarak taşınan ısı Eşitlik (4.54, 4.55, 4.56, 4.57, 4.58) yardımı ile hesaplanmaktadır [42].

X ekseninde bulunan mil için hesaplar yapılmış olup yüzey sıcaklığı $T_w = 58 \text{ }^\circ\text{C}$, ortam sıcaklığı $T_\infty = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dir.

Yatay vidalı milden doğal taşınım ile kaybedilen ısı gücü hesabı;

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)d^3}{\nu^2} \quad (4.54)$$

$g =$ Yerçekimi ivmesi [m/s^2]

β = Hacimsel genleşme katsayısı [1/K]

d = Vidalı mil çapı [m]

ν = Akışkanın kinematik viskozitesi [m^2/s]

$\frac{T_w + T_\infty}{2} = 40$ °C film sıcaklığında havanın özellikleri ;

$k=0,02662$ W/mk

$\nu=1,702 \times 10^{-5}$ m^2/s

$Pr=0,7255$

$$Gr = \frac{9,81 \times \frac{1}{273+40} \times (58-22) \times 0,08^3}{(1,702 \times 10^{-5})^2}$$

$Gr= 1994242,7$

$$Ra = Gr \times Pr \quad (4.55)$$

$Ra=1994242,7 \times 0,7255$

$Ra= 1446823$

Yüzeyler üzerindeki doğal taşınım ile yatay silindirlere ortalama Nusselt sayısı için bulunan ampirik bağıntı Eşitlik (4.56) ile verilmiştir.

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (4.56)$$

$$Nu = \left(0,6 + \frac{0,387 \times 1446823^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,7255} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2$$

$Nu= 16,24$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad (4.57)$$

$$h = \frac{16,24 \times 0,02662}{0,08}$$

$$h = 5,4 \quad W/m^2 \cdot ^\circ C$$

Yüzeiden doğal taşınım ile uzaklaşan ısı gücü Eşitlik (4.58) ile hesaplanmaktadır.

$$Q = hA(T_w - T_\infty) \quad (4.58)$$

$$Q = h\pi dL(T_w - T_\infty)$$

$$Q = 5,4 \times \pi \times 0,08 \times 3,726 \times (58 - 22)$$

$$Q = 182 \quad W$$

Doğal taşınım ile zamana bağlı sıcaklık değişimi Eşitlik (4.59) ile verilmiştir [42].

$$T(t) = T_\infty + (T_i - T_\infty) \times e^{-bt} \quad [^\circ C] \quad (4.59)$$

$$b = \frac{hA}{\rho V C_p} \quad [1/s]$$

$T(t)$ = t anındaki sıcaklık [$^\circ C$]

T_∞ = Ortam sıcaklığı [$^\circ C$]

T_i = Başlangıç sıcaklığı [$^\circ C$]

h = Isı transfer katsayısı [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

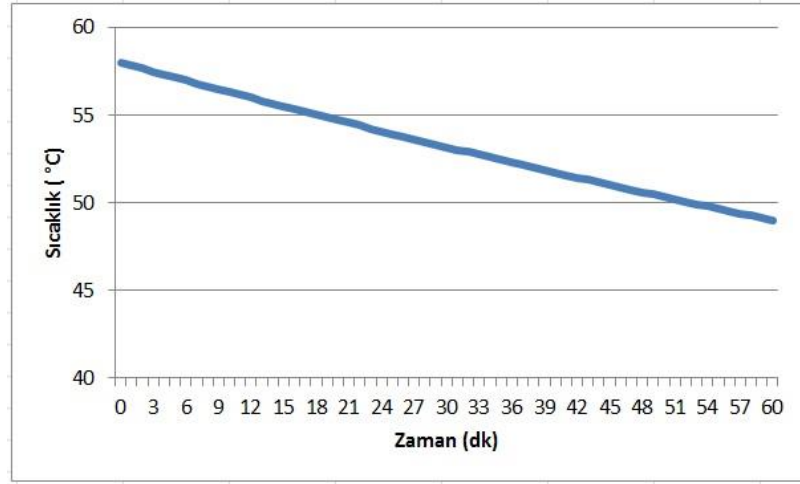
A = Cismin yüzey alanı [m^2]

ρ = Cismin yoğunluğu [kg/m^3]

V = Cismin Hacmi [m^3]

C_p = Cismin özgül ısı [J/kgK]

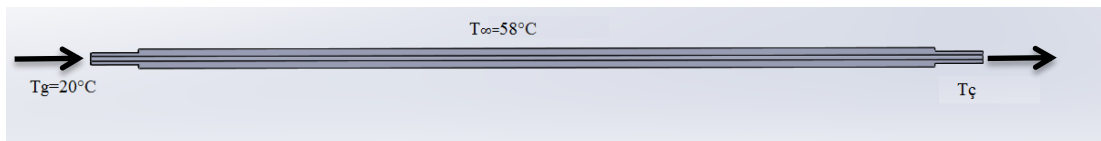
Doğal taşınım ile zaman bağlı yüzey sıcaklığı Şekil 4.49'da verilmiştir.



Şekil 4.49: Doğal taşınım ile zamana bağlı sıcaklık.

Şekil 4.49’da görüldüğü gibi doğal taşınım ile zaman bağlı olarak yüzey sıcaklığı yavaş bir şekilde soğuduğundan zorlanmış soğutmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Doğal taşınımdan sonra vidalı milde kalan ısı gücü 399,7 W olarak hesaplanmıştır.

Vidalı milde kalan ısıyı uzaklaştırmak için hem dıştan hem de içten zorlamalı soğutma uygulamaları bulunmaktadır. Bu çalışmada vidalı mil içinden soğutma suyu geçirilerek vidalı milde kalan ısı uzaklaştırılacaktır. Vidalı mil yüzey sıcaklığı doğal taşınım ile değişmediği kabul edilmiştir. Şekil 4.50’de 15 mm delik çaplı vidalı mil görülmektedir.



Şekil 4.50: X Eksenli Vidalı-Mil İçten Soğutma.

Soğutmak için 20°C sıcaklıkta su gönderilecek fakat suyun çıkış sıcaklığı bilinmemektedir. Debiye bağlı suyun çıkış sıcaklığı Eşitlik (4.60) ile hesaplanmaktadır [42].

$$T_{\text{ç}} = T_{\infty} + (T_i - T_{\infty}) \times e^{-\frac{hA}{\dot{m}C_p}} \quad (4.60)$$

$T_{\text{ç}}$ = Suyun çıkış sıcaklığı [°C]

T_{∞} = Ortam sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]

T_i = Başlangıç sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]

h = Isı transfer katsayısı [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]

A = Yüzey alanı [m^2]

\dot{m} = Kütleli debi [kg/s]

C_p = Suyun özgül ısısı [J/kgK]

Suyun film sıcaklığı 20°C ve suyun bu sıcaklıktaki özellikleri;

$\rho = 998 \text{ kg}/\text{m}^3$

$C_p = 4182 \text{ J}/\text{kgK}$

$k = 0,598 \text{ W}/\text{mK}$

$\mu_b = 1,002 \times 10^{-3} \text{ kg}/\text{ms}$

$Pr = 7,01$

$h = \frac{Nu \cdot k}{d_{\text{delik}}} \text{ [W}/\text{m}^2\text{C}]$

Akışın tipini belirlemede kullanılan Re (Reynold) sayısı Eşitlik (4.61) ile verilmiştir [42].

$$Re = \frac{u d_{\text{delik}} \rho}{\mu_b} \quad (4.61)$$

u = Akışkan hızı [m/s]

d_{delik} = Delik çapı [m]

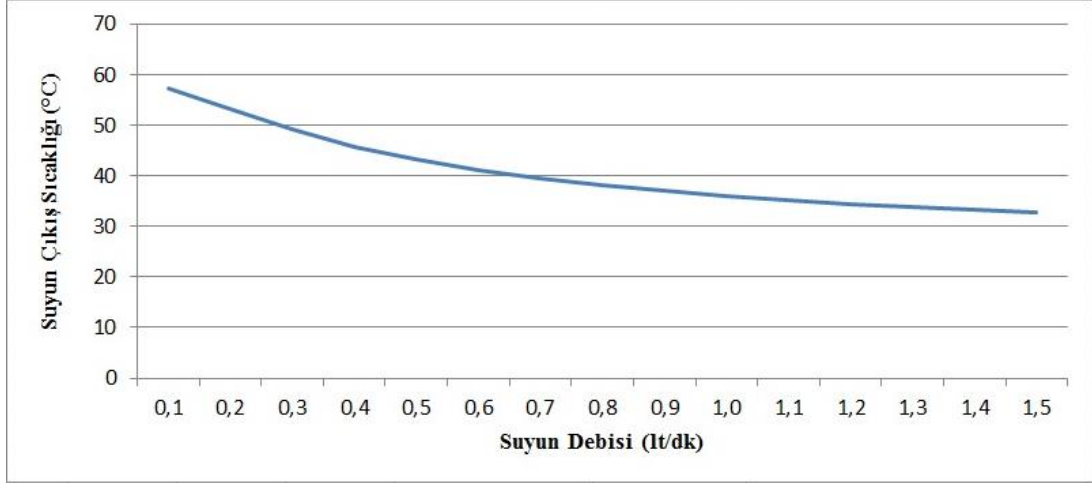
ρ = Akışkanın yoğunluğu [kg/m^3]

μ_b = Dinamik viskozite [kg/ms]

Burada Re sayısı 2300'den küçük olduğu için akış tipi laminar akıştır. Laminar akışta d_{delik} çaplı L uzunluklu silindir için ortalama Nu Eşitlik (4.62) ile verilmiştir [42].

$$Nu=3,66+\frac{0,065\left(\frac{d_{\text{delik}}}{L}\right)RePr}{1+0,04\left[\left(\frac{d_{\text{delik}}}{L}\right)RePr\right]^{2/3}} \quad (4.62)$$

Debiye bağılı suyun çıkış sıcaklığı Şekil 4.51’de görülmektedir.



Şekil 4.51: Debiye Bağılı Suyun Çıkış Sıcaklığı.

Bu çalışmada su debisi 1 lt/dk seçilerek soğutma işlemi yapılacaktır ve bu debiye bağılı olarak vidalı milden uzaklaştırılan ısı aşağıdaki eşitliklerle hesaplanmıştır.

Suyun debisi 1 lt/dk seçildiğinde çıkış sıcaklığı 36°C olarak görülmektedir.

Suyun film sıcaklığı $\frac{T_{\text{ç}}+T_{\infty}}{2} = 28^{\circ}\text{C}$ ’dir ve bu sıcaklıktaki suyun özellikleri;

$$\rho=996 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p=4178 \text{ J/kgK}$$

$$k=0,613 \text{ W/mK}$$

$$\mu_b=0,798 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$Pr=5,71$$

$$Re=\frac{ud_{\text{delik}}\rho}{\mu_b}$$

$$Re = \frac{0,094 \times 0,015 \times 996}{0,798 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 1768,1$$

Re sayısı 2300 den küçük olduğu için akış laminar akıştır ve buna bağlı Nu sayısı Eşitlik (4.63) ile verilmiştir.

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{d_{\text{delik}}}{L} \right) Re Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{d_{\text{delik}}}{L} \right) Re Pr \right]^{2/3}} \quad (4.63)$$

$$Nu = 3,66 + \frac{0,065 \left(\frac{0,015}{3,726} \right) 1768,1 \times 5,71}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{0,015}{3,726} \right) 1768,1 \times 5,71 \right]^{2/3}}$$

$$Nu = 5,45$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d_{\text{delik}}} \quad [\text{W/m}^2\text{°C}]$$

$$h = \frac{5,45 \times 0,613}{0,015}$$

$$h = 222,9 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$Q = hA(T_w - T_\infty)$$

$$Q = h\pi d_{\text{delik}} L (T_w - T_\infty)$$

$$Q = 222,9 \times \pi \times 0,015 \times 3,726 \times (58 - 28)$$

$$Q = 1174,1 \text{ W}$$

1174,1 W değerindeki ısı gücü geçişi vidalı mili soğutmak için yeterli bir değerdir.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada kalıpcılık sektöründe kullanılacak olan 6 eksen CNC işleme merkezi tasarımı ve tasarım doğrulama çalışmaları yapılmıştır. 6 eksen olarak X,Y,Z eksenleri doğrusal hareket, Z1 eksenini spindle iş parçasına doğru doğrusal hareket (QUILL), A eksenini tabla TILT (beşik) hareketi, B eksenini tabla kendi eksenini etrafında dönme eksenini olarak düşünülmüştür. Talaşlı imalatı yapılacak olan en sert malzeme St-60 ve en büyük iş parçası boyutları 1500x1500x1000 mm olarak öngörülmüştür. Tezgah boyutlandırma hesapları; kesme hızı 180 m/dk, diş başı ilerleme 0,8 mm/diş ve kesme derinliği 1,5 mm değerlerine göre yapılmıştır. Döner tabla 30 sn içerisinde 45° hareket edecek şekilde tasarlanmıştır. Sistemde 6 ekseninde 8 adet 24 Nm'lik, 1 adet 32 Nm'lik olmak üzere toplam 9 motor, 5 adet 1:3 oranında, 2 adet 1:10 oranında, 1 adet 1:100 oranında redüktör, B ekseninde 1:5 oranında çember dişi ve 1 adet en fazla 9000 d/dk hız, 210 Nm torqa ulaşabilen spindle motoru kullanılmıştır. Kontrol ünitesi bu motorları sürebilecek şekilde adaptif kontrol sistemi ile çalışacaktır. İşlenecek parçaların hassasiyeti büyük önem arz ettiğinden doğrusal hareket elemanları seçimi bu husus göz önüne alınarak yapılmıştır. Kızak sistemi yüksek hassasiyet sınıfı, vidalı miller C7 kalitesinde seçilmiştir. Makine konstrüksiyonu için sonlu elemanlar analizi yapılmış olup sonuçlar incelendiğinde rijitlik açısından istenen değerler elde edilmiştir. Tezgahta çalışma sırasında ortaya çıkan ısıdan dolayı meydana gelebilecek ısıl genleşmeleri ve gerilmeleri önlemek amacıyla vidalı miller için soğutma sistemi ile soğutulacaktır. Bu amaçla millerin merkezindeki 15 mm çaplı delikten 1 lt/dk debi ile soğutma suyu geçirilerek vidalı millerin soğutulması sağlanacaktır.

Çalışmanın devamında; tasarımı yapılan tezgahın imalatı yapıldıktan sonra tekrarlanabilirlik, işleme hassasiyeti, konumlama hassasiyeti testleri deneysel olarak incelenecektir.

6. KAYNAKÇA

- [1] Suh, S-H., Kang, S-K., Chung, D-H, and Stroud, I., *Theory and design of cnc systems*. Springer Series in Advanced Manufacturing, Springer-Verlag London Limited, (2008).
- [2] Cheng, H., Feng, Z., Cheng K., and Wang, Y., “Design of a six-axis high precision machine tool and its application in machining aspherical optical mirrors”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 45,1085–1094, (2005).
- [3] Heisel, U. and Gringel, M., “Machine Tool Design Requirements for High-speed Machining”, University of Stuttgart. *Institut fur Werkzeugmaschinen, Stuttgart*, (1996).
- [4] Wang, Z.G., Cheng, X., Nakamoto, K., Kobayashi, S., and Yamazaki, K., “Design and development of a precision machine tool using counter motion mechanisms”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 50, 357–365, (2010).
- [5] Brecher, C., Utsch P., Klar, R., and Wenzel, C., “Compact design for high precision machine tools”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 50, 328–334, (2010).
- [6] Li, S., Zhang, Y., and Zhang, G., “A study of pre-compensation for thermal errors of Nc machine tools” *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 32, 1715-1719, (1997).
- [7] Shaw, D. and Ou, Y., “Reducing X,Y and Z axes movement of a 5-axis AC type milling machine by changing the location of the work-piece”, *Computer-Aided Design*, 40 Issue 10-11, 1033-1039, (2008).
- [8] Kono, D., Lorenzer,T., Weikert, S., and Wegener, K., “Evaluation of modelling approaches for machine tool design”, *Precision Engineering*, 34, 399–407, (2010).

- [9] Oral, A. ve Çelik, S., “Küçük ölçekli işletmeler için sayısal denetimli çok amaçlı kesme makinası tasarımı”, *Mühendis ve Makina*, 50, 8-17, (2009).
- [10] Imsa, *Product Manual* , Italy, (2014).
- [11] Awea, *Product Manual*, Taiwan, (2015).
- [12] Victor Tauching, *Product Manual* , Taiwan, (2015).
- [13] Zimmermann, *Portal Milling Machine Brochure* , Germany, (2011).
- [14] Parpas, G. (2016) . “Rotary tables [online]”, (Şubat 2016), <http://www.gruppoparpas.com/dynamicdata/Tables.aspx?langid=1>, (2016).
- [15] Wang Y., Cui B., Li K., Zhang T., and Zhang Z., “Structural Analysis and Experimental Research of an CNC Hydraulic Swing-type Plate Shears”, *AASRI Procedia*, 3, 414-420, (2012).
- [16] Kim J.H. and Chang S.H., “Design of μ -CNC machining centre with carbon/epoxy composite-aluminium hybrid structures containing friction layers for high damping capacity”, *Composite Structures*, 92, 2128-2136, (2010).
- [17] Yang A.S., Cai S.Z., Hesieh S.H., Kuo T.C., Wang C.C., We W.T., Hesieh W.H., and Hwang Y.C., “Thermal Deformation Estimation for a Hollow Ball Screw Feed Drive System”, *WCE*, 3, (2013).
- [18] Verl A. and Frey S., “Correlation between feed velocity and preloading in ball screw drives”, *Manufacturing Technology*, 59, 429-432, (2010).
- [19] Sparham M., Sarhan A.D., Mardi N.An., Dahari M., and Hamdi M., “Cutting force analysis to estimate the friction force in linear guideways of CNC machine”, *Measurement*, 85, 65-79, (2016).
- [20] Bort C.M.G., Leonesio M., and Bosetti P., “A model-based adaptive controller for chatter mitigation and productivity enhancement in CNC milling machines” *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 40, 34-43, (2016).
- [21] Denkena B. and Flöter F., “Adaptive cutting force control on a milling machine with hybrid axis configuration” *Procedia CIRP*, 4, 109-114, (2012).

- [22] Dinçel, M., “CNC Takım Tezgahları” Yüksek Lisans Tezi, *Tekirdağ Üniversitesi*, Tekirdağ, (1999).
- [23] Oral,A. “CNC Takım Tezgahları ve CNC Programlama” ders notları, Balıkesir Üniversitesi, (2012).
- [24] Rulman, K., “Rulman katalogu [online]” (Şubat 2016), http://www.kartalrulman.com/UserFiles/katalog/skf-katalog/SKF_DOKUMAN/MEKATONIK.pdf, (2016)
- [25] Cnc, R., “ CNC katalogu [online]” (Şubat 2016), <http://www.reformcnc.com/>, (2016)
- [26] Polymak, “Polymak Linear [online]” (Şubat 2016), http://www.polymak.com/db/katalog/tbi_comtop.pdf, (2016).
- [27] Barnes, “Ballscrew catalogue [online], (Şubat 2016), <http://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>, (2016)
- [28] Makina, “Makina eğitim [online], (Şubat 2016), <http://www.makinaegitim.com/?p=997>, (2016).
- [29] Fagor, “Fagor Automation [online], (Şubat 2016), <http://www.fagorautomation.com/>, (2016).
- [30] Akkurt M., *Talaş Kaldırma Yöntemleri ve Takım Tezgahları*, Birsen Yayınevi, İstanbul, (2004).
- [31] Sandvik Coromant, *Modern Metal Cutting*, Sweden, (1994).
- [32] López de Lacalle, L.N., and Lamikiz,A., “Machine Tools for High Performance Machining”, *Springer-Verlag London Limited*, (2009) .
- [33] Endaş, “Rulman katalogu [online], (Şubat 2016), <http://www.endas.com/Catalog/>, (2016).
- [34] Gross, H., “Electirical Feed Drives for Machine Tools”, *John Waley & Sons Limited*, (1983).

- [35] Babalık C. F. ve Çavdar K., *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri*, Dora Yayıncılık, (2013).
- [36] Solidworks, “Helpsolidworks [online], (Şubat 2016), <http://help.solidworks.com>, (2016).
- [37] Toolbox, “Engineering toolbox [online], (Şubat 2016), <http://www.engineeringtoolbox.com>, (2016).
- [38] Harris, T. A., and M. H. Mindel. "Rolling element bearing dynamics." *Wear*, 23.3, 311-337, (1973).
- [39] Palmgren, A., *Ball and Roller Bearing Engineering*, S. H. Burbank, (1959).
- [40] Jin,C.,Wu, B., and Hu, Y.M., “Heat generation modelling of ball bearing based on internal load distrubition” *Tribology International*, 45, 8-15, (2012).
- [41] Mo-wu,L.,Shu-xian,W., and Xing,Y., “CNC Lathe Cutter Saddle Body's Thermal Characteristics Analysis Based on ANSYS”, *ASEI*, 431-435, (2015)
- [42] Çengel,A.Y. ve Ghajar,A.J., *Isı ve Kütle Transferi Esasları ve Uygulamaları*, Palme Yayıncılık, (2015).