

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**VİDA – SOMUN MEKANİZMALARININ, TAŞIMA SİSTEMLERİNDE
KULLANIMINA YÖNELİK OLARAK OPTİMİZE EDİLMESİ VE SİSTEMİN
DİNAMİK ANALİZİ**

Oral BİLİCİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

2016

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VİDA – SOMUN MEKANİZMALARININ, TAŞIMA SİSTEMLERİNDE
KULLANIMINA YÖNELİK OLARAK OPTİMİZE EDİLMESİ VE SİSTEMİN
DİNAMİK ANALİZİ

Oral BİLİCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 23/09/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Hakan ERSOY (Danışman)

: 

Prof. Dr. Hikmet RENDE

: 

Yrd. Doç. Dr. Kamil DELİKANLI (S.D.Ü.)

: 

ÖZET

VİDA – SOMUN MEKANİZMALARININ, TAŞIMA SİSTEMLERİNDE KULLANIMINA YÖNELİK OLARAK OPTİMİZE EDİLMESİ VE SİSTEMİN DİNAMİK ANALİZİ

Oral BİLİCİ

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Hakan ERSOY

Eylül 2016, 67 sayfa

Bu çalışmada vida somun mekanizmasının tasarım parametreleri incelenmiş ve dikey taşıma platformlarında kullanımından kaynaklanan problemlere yönelik çalışmalar yapılmıştır. Vida somun mekanizması tasarım parametrelerinin birbirlerinden nasıl etkilendiği incelenmiştir. Bu amaçla tasarım parametrelerini belirleyen denklemler bilgisayar ortamına gömülerek varyasyonlar oluşturulmuştur.

Kullanımda olan bir ürüne ait tahrik sisteminin vida somun mekanizması bilgisayar ortamında modellenmiştir. Model üzerine referans yükler verilerek sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapılmıştır. Statik ve değişken zamanlı analiz yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Analiz sonuçlarıyla denklemlerden elde edilen sonuçlar birlikte değerlendirilmiştir. Elde edilen grafiklere dayanarak sistem için farklı açılardan iyileştirme tavsiyeleri verilmiştir. Helis açısı, beyan yükü ve mil çapı değiştirilerek, platformun konforlu olarak hızının artırılması için incelendi.

ANAHTAR KELİMELER: Vida somun mekanizması, somun tahrikli sistemler, vidalı mil hareket sistemi, dikey engelli platformları, dikey taşıma sistemleri

JÜRİ: Doç. Dr. Hakan ERSOY (Danışman)

Prof. Dr. Hikmet RENDE

Yrd. Doç. Dr. Kamil DELİKANLI

ABSTRACT

OPTIMIZATION OF SCREW NUT MECHANISM TO USE OF TRANSPORTATION SYSTEMS AND DYNAMIC ANALYSIS OF THE SYSTEM

Oral BİLİCİ

M.Sc. Thesis in Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Hakan ERSOY

September 2016, 67 pages

This study investigates the design parameters of the screw and nut mechanisms have been studied to address problems arising from the use of vertical transport platform. Screw nut mechanism modelling parameters has been examined how they influenced each other. For this purpose, the design parameters defining equations transferred to a computer program and variations were generated.

A drive system's screw nut mechanisms which is being used in the market are modelled with computer aided program. Finite element analysis was conducted on the model given reference loads. Static and transient analysis was performed. The results obtained from equations and analysis was evaluated. It is given recommendations for improvement for systems from different angles, based on resulting chart. Helix angle, rated load and the shaft diameter of mechanism changed in order to increased speed of the comfortable as a platform has been determined.

KEYWORDS: Screw nut mechanism, nut drive systems, ball screw movement systems, vertical disabled systems, vertical carrying platforms

COMMITTEE: Assoc. Prof. Dr. Hakan ERSOY (Supervisor)

Prof. Dr. Hikmet RENDE

Asst. Prof. Dr. Kamil DELİKANLI

ÖNSÖZ

Vida somun mekanizması en bilinen mekanizmalardan biridir. Bağlama, doğrusal hareket elde edilmesi, ayar mekanizması, konveyör sistemleri, redüktör mekanizması, pres ve mengenelerde büyük güç elde etme gibi çok değişik amaçlarla kullanılabilir. Mekanizma hesabının yapılmasının zahmetli olmasıyla birlikte değişken yüklere maruz kaldığında sistemdeki gerilmelerin tahmini zorlaşmaktadır. Oto blokajlı mekanizma olduğundan, insan ve yük taşıyan sistemler için diğer sistemlere göre tercih edilmektedir.

Vidalı sistemler son yıllarda özellikle engelli platformları ve villa tipi yapılarda kullanım alanı bulmuştur. Kısa mesafeli asansörlerde önemli bir yer edinmeye başlayan vidalı sistemlere uygun vida somun parametrelerinin belirlenmesi ve sistemin hafiflik ve maliyet açısından tasarımı yapılırken, oluşan titreşimlerin kontrol altına alınması gerekmektedir. Mekanizmanın düşük seyir mesafelerinde lineer hareket elde etme amacıyla kullanımı, 5378 Sayılı Engelliler Kanunu, 12.04.2011'de kabul edilen TS EN81-41:2010 standardı ve 2006/18 Sayılı Başbakanlık Genelgesi ile günümüzde ayrı bir önem kazanmıştır.

Ülkemizde montajı yapılan standartlara uygun engelli sistemlerinin tamamı yurt dışından temin edilmektedir. Benzer sistemlerde -bu mekanizmadaki oto blokajın yerine- kullanılan güvenlik sistemlerinin maliyetli olması ticari kaygılar dolayısıyla mekanizmaya ilgiyi arttırmıştır.

Yerli üretimin akademik çalışmalarla geliştirilen, ileri teknoloji ile donatılmış ithal ürünlerle rekabet gücü istenilen düzeyde değildir. Bu çalışmanın söz konusu boşluğun kapatılmasına katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

Tez çalışmam boyunca yardımlarıyla beni yönlendiren Sayın Doç. Dr. Hakan ERSOY'a, desteklerini esirgemeyen Akdeniz Üniversitesi Öğretim Üyeleri'ne, çalışmalarım süresince yanımda olan arkadaşlarıma ve bana maddi manevi desteklerini hissettiren aileme teşekkürü borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Çalışmanın Amacı ve İçeriği.....	2
2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI.....	3
2.1. Vida.....	3
2.1.1. Helis yönü.....	4
2.1.2. Vida veriminin değerlendirilmesi.....	4
2.2. Vidaların Hareket İletim Mekanizması.....	7
2.3. Denklemlerin Somun Tahrikli Sisteme Göre Yorumlanması.....	10
2.3.1. Somun tahrikli sistemler için matematiksel model örnekleri.....	13
2.4. Vida Somun Mekanizmasının Tribolojik Olarak Değerlendirilmesi.....	15
2.5. Hareket Vidaları İçin Kullanılacak Hesap Yöntemi.....	16
2.6. Örnek Platform Hareket Mekanizmasının Nitelikleri ve Tasarım Eleştirileri.....	18
2.6.1. Örnek platformun genel özellikleri.....	18
2.6.1.1. Temel ölçüler.....	19
2.6.1.2. Konstrüktif yapı.....	20
2.6.1.3. Tahrik sistemi elemanları.....	21
2.6.1.4. Güvenlik istemleri.....	22
2.6.2. Örnek platformun mekanizma veriminin incelenmesi.....	27
2.6.3. Örnek platform mekanizmasının titreşim durumunun değerlendirilmesi.....	28
3. MATERYAL ve METOD.....	34
3.1. Blok Diyagramlarının Oluşturulması.....	34
3.1.1. Helis açısı blok diyagramı.....	34
3.1.2. Hareket için gerekli olan kuvvet ve momentin blok diyagramları.....	35
3.1.2.1. Kare profil kaldırma ve indirme momentleri.....	35
3.1.2.2. Kare profilde oluşan gerilmeler ve bileşik gerilme.....	35
3.1.3. Blok diyagramların doğruluk kontrolü için problem çözümü.....	36
3.2. Sonlu Elemanlar Analizi.....	39
3.2.1. Sonlu elemanlarda ağ yapısı.....	40

3.3. Sonlu Elemanlar İle Mekanizma Davranışının İncelenmesi.....	43
3.3.1. Mekanizma parçaları üzerine malzeme bilgilerinin tanımlanması	43
3.3.2. Mekanizma parça geometrilerinin programa tanımlanması.....	45
3.3.3. Parçalar arasındaki kontak tiplerinin tanımlanması	45
3.3.4. Mekanizma parçaları üzerinde ağ yapısının tanımlanması	47
3.3.4.1. Uygun ağ yoğunluğunun belirlenmesi yaklaşımı.....	47
3.3.4.2. Vida somun üzerinde oluşturulan ağ yapısının nitelikleri	48
3.2.6. Zamana bağlı analiz için modüller arasında köprü tanımlanması.....	51
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	53
4.1. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	53
4.1.1. Statik analiz sonuçları	53
4.1.1. Dinamik analiz sonuçları	54
4.2. Blok Diyagramlardan Elde Edilen Sonuçların Grafik Çıktıları.....	55
5. SONUÇLAR	63
6. KAYNAKLAR.....	65
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

λ	°	Vidanın helis açısı
α	°	Trapez diş açısı (yarı)
β	°	Sürtünme açısı
n	ad	Ağız sayısı
z	ad	Vida diş sayısı
z_s	ad	Somun diş sayısı
n_t	ad	Yük taşıyan diş sayısı
p	mm	Hatve
l	mm	Toplam hatve
d_m	mm	Bölüm dairesi çapı, ovalama çapı
d	mm	Vida diş üstü çapı
d_d	mm	Vida diş dibi çapı
d_c	mm	Radyal yataklama çapı
D	mm	Somun diş üstü çapı
D_d	mm	Somun diş dibi çapı
A_1	mm ²	Diş dibi kesit alanı
N	N	Normal kuvvet
F	N	Yük
F_{kr}	N	Kritik burkulma yükü
L_{kr}	mm	Kritik burkulma uzunluğu
P_R	N	Yükü kaldırmak için gerekli kuvvet
P_L	N	Yükü indirmek için gerekli kuvveti
T	Nmm	Moment
T_R	Nmm	Kaldırma momenti
T_L	Nmm	İndirme momenti
T_0	Nmm	Burulma momenti
T_c	Nmm	Yataklama tepki momenti
T_{0a}	Nmm	Burulma momenti(sürtünmesiz)
σ	N/mm ²	Cıvatanın hareket sırasında maruz kaldığı çekme/basma yükü
σ_B	N/mm ²	Hareket cıvatasındaki bileşik gerilme
σ_{AK}	N/mm ²	Hareket cıvatasının malzeme akma dayanımı
σ_t	N/mm ²	Tek diş dibine gelen gerilme
σ_{em}	N/mm ²	Emniyet gerilmesi
p	N/mm ²	Vida yüzey basıncı
p_s	N/mm ²	Somun yüzey basıncı
m	kg	Taşınacak kütle
s	-	Güvenlik katsayısı
K_ϕ	-	Çentik faktörü
f_c	-	Radyal yataklama sürtünme katsayısı
f	-	Sürtünme katsayısı
f_n	-	Sönümsüz doğal frekans
e	-	Vida verimliliği
k	-	Rijitlik
SEA		Sonlu elemanlar analizi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Kamanın şafta sarılması.....	3
Şekil 2.2. Vidada ağız ve sağ - sol helis.....	4
Şekil 2.3. Kare, metrik ve metrik ince vidalar için yük-verim değişimi.....	6
Şekil 2.4. Vida üzerine gelen yükler	7
Şekil 2.5. Vida yüklerinin yerel gösterimi	7
Şekil 2.6. Trapez vidaya gelen yükler ve trapez açısı	11
Şekil 2.7. Eksenel hareketin matematiksel modeli	13
Şekil 2.8. Burulma hareketinin matematiksel modeli	13
Şekil 2.9. Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin ayırık kütleli matematiksel modeli	14
Şekil 2.10. Kaymalı yatağın sürtünme katsayısı değişimi ve sıcaklıkla ilişkisi	15
Şekil 2.11. Örnek platformun genel görünümü.....	20
Şekil 2.12. C60 çeliğinden imal edilmiş vida	21
Şekil 2.13. CuSn12 bronz malzemeden imal edilmiş somun.....	22
Şekil 2.14. Emniyet somununun mekanizmadaki şematik konumu	23
Şekil 2.15. Emniyet somununun mekanizmadaki gerçek konumu	24
Şekil 2.16. Tahrik sisteminin görünüşü	24
Şekil 2.17. Tepe sabitlemesinin montaj görünüşü	25
Şekil 2.18. Vidalı mil ve kılavuz U rayın görünümü	26
Şekil 2.19. Konsollar, raylar, vidalı mil ve bükülgen kablo ile kuyu içi görünümü.....	26
Şekil 2.20. Hareket vidalarında eğim açısının verime etkisi.....	27
Şekil 2.21. Boşluk önleyici vida somun mekanizmaları (anti-backlash nut).....	29
Şekil 2.22. Aşırı yüklendiği için deforme olan cıvata somun örneği.....	30
Şekil 2.23. Vidalı mil ve parçalı somun örneği.....	31

Şekil 2.24. Kritik dönme hızının ile desteklenmemiş vidalı mil uzunluğu grafiği	32
Şekil 3.1. Helis açısını değişkenlere göre hesaplayan blok diyagram	34
Şekil 3.2. T_R ve T_L değerlerini hesaplayan blok diyagram	35
Şekil 3.3. τ ve σ değerlerini hesaplayan blok diyagram	36
Şekil 3.4. Örnek problemin çözümünü hesaplayan blok diyagram	38
Şekil 3.5. Sonlu elemanlara bölünmüş bir uçak modeli.....	39
Şekil 3.6. Kemik yapısı için oluşturulmuş ağ yapısı	41
Şekil 3.7. Vida somun için oluşturulmuş ağ yapısının genel görünümü.....	41
Şekil 3.8. Vida somun için oluşturulmuş ağ yapısının kesit görünümü.....	42
Şekil 3.9. Farklı ağ tekniklerindeki von Mises gerilmeleri dağılımı.....	42
Şekil 3.10. Mil için malzeme bilgilerinin tanımlanması	44
Şekil 3.11. Somun için malzeme bilgilerinin tanımlanması	44
Şekil 3.12. Solidworks modelinin statik analize bağlanması	45
Şekil 3.13. Sürtünmeli temasların tanımlanması.....	46
Şekil 3.14. Mil sabitlemesi ve dönme hareketinin tanımlanması.....	46
Şekil 3.15. Eleman sayısı ile doğruya yaklaşım oranı değişim grafiği	48
Şekil 3.16. Ağ yapısı parametrelerinin tanımlanması	49
Şekil 3.17. Analizde kullanılan vidalı mil modeli ve ağ yapısı oluşturulmuş hali.....	49
Şekil 3.18. Analizde kullanılan tahrik somunu modeli ve ağ yapısı oluşturulmuş hali ..	50
Şekil 3.19. Analiz parçaları üzerinde ince mesh örneği.....	51
Şekil 4.1. Tahrik somunundaki eşdeğer von-Mises gerilmeleri.....	53
Şekil 4.2. Tahrik somunundaki eşdeğer von-Mises gerilmeleri.....	54
Şekil 4.3. Tahrik somunu ve vidalı milde oluşan eşdeğer gerilme dağılımı	54
Şekil 4.4. Diyagram değerlerine göre hatve ve mekanizma verimi grafiği	55

Şekil 4.5. Tüm varyasyonların hatve ve kaldırma momenti grafiği.....	59
Şekil 4.6. 40'lık mil için hatve ve momenti grafiği	59
Şekil 4.7. 60'lık mil için hatve ve kaldırma momenti grafiği	60
Şekil 4.8. 80'lik mil için hatve ve kaldırma momenti moment grafiği.....	60
Şekil 4.9. 40'lık mil için hatve – gerilmeler grafiği (4000N)	61
Şekil 4.10. 60'lık mil için hatve – gerilmeler grafiği (4000N)	61
Şekil 4.11. 80'lık mil için hatve – gerilmeler grafiği (4000N)	62
Şekil 4.12. Tüm varyasyonların mil dış üstü çapı - kaldırma momenti grafiği	62

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Sürtünme davranışı ve vida verimini etkileyen faktörler.....	5
Çizelge 2.2. Deneysel vida verimleri	6
Çizelge 2.3. Çelik üzerindeki farklı malzemelerde sürtünme katsayısı.....	16
Çizelge 2.4. Örnek platformunun nitelikleri	18
Çizelge 2.5. Platform ebat-kapasite göstergeleri.....	19
Çizelge 3.1. Eleman sayısı ile doğruya yaklaşım oranı tablosu.....	47
Çizelge 4.1. Blok diyagramlardan 4000N için elde edilen değerler	56
Çizelge 4.2. Blok diyagramlardan 8000N için elde edilen değerler	56
Çizelge 4.3. Blok diyagramlardan 10000N için elde edilen değerler	56

1. GİRİŞ

Vida somun mekanizmasının tarihi çok eskilere dayanmaktadır. Günümüzde de çevremize baktığımızda en çok görebileceğimiz mekanizmalar arasında yer almaktadır. Tahrik sistemlerinin elektromanyetik alan dolayısıyla dairesel hareket çıktısı vermesi ve bu hareketin doğrusal harekete çevrilme ihtiyacı verilen önemi arttıran etkenlerden biridir. Farklı parçaları birbirine bağlamanın yanında, gelişen teknolojiyle kalıp, döküm, otomotiv, havacılık ve uzay sanayisinin mekanizmayla ilgili talepler de oldukça artmıştır.

Dairesel hareketi öteleme hareketine çeviren mekanizmalardan kremayer ve krank-biyel sistemlerinin de kullanıldığı bilinmektedir. Kremayer sistemlerin lineer taşıma platformlarında kullanılma örnekleri olmakla birlikte çok yaygın değildir. Bunun birçok sebebi olduğu söylenebilir. Söz gelimi tahrik sistemlerinin genellikle kabin altında olması, kabin zeminde iken bir kuyu açılmasına sebebiyet vermesi, güvenlik şartlarından ötürü ayrı bir fren sistemine ihtiyaç duymasından ötürü tercih edilmemektedir. Krank biyel sisteminin de taşıma sistemlerinde kullanılabilmesi için birçok açıdan verimli olmadığı söylenebilir. Örneğin krank-biyel mekanizmasının taşıma platformlarında kullanılabilmesi için sahip olduğu harmonik hareketin sürekli doğrusal harekete çevrilmesi gerekmektedir. Bu da tercih edilmesinin önündeki büyük engellerden biridir.

Oto blokaja sahip bir mekanizma olduğundan ve tersinir olmayan bir hareket sağlayabildiğinden sanayide makinelerde çokça tercih edilmektedir. İnsan ve yük taşıyan sistemler için alternatiflerine göre daha güvenlidir.

Vidalı sistemler son yıllarda özellikle engelli platformları, üst geçite merdivensiz ulaşım ve villa tipi yapılarda kullanım alanı bulmuştur. Kısa mesafeli asansörlerde önemli bir yer edinmeye başlayan vidalı sistemlere uygun vida somun parametrelerinin belirlenmesi ve sistemin hafiflik ve maliyet açısından tasarımı yapılırken çalışma esnasında karşılaşılan titreşimlerin kontrol altına alınması gerekmektedir. Mekanizmanın düşük seyir mesafelerinde doğrusal hareket eldesi için kullanımı 5378 Sayılı Engelliler Kanunu, 12.04.2011'de kabul edilen TS EN81-41:2010 standardı ve 2006/18 Sayılı Başbakanlık Genelgesi ile günümüzde ayrı bir önem kazanmış ve bu vesileyle kendi piyasasını yaratmıştır.

Ülkemizde ilgili standartlara uygun bir şekilde montajı yapılan, engelli sistemlerinin tamamı yurt dışından temin edilmektedir. Benzer sistemlerde -bu mekanizmadaki otoblokajın yerine- kullanılan güvenlik sistemlerinin maliyetli olması ticari kaygısı olan şirketlerin mekanizmaya ilgisini arttırmıştır. Yerli üretimin akademik çalışmalarla geliştirilen, ileri teknoloji ile donatılmış ithal ürünlerle rekabet gücü istenilen düzeyde değildir. Montajı yapılmış örnek bir engelli platformunun vida somun mekanizmasının optimize edilmesi, deformasyon ve titreşim problemlerine akademik açıdan çözüm bulunması mümkündür.

Dikey taşıma sistemlerinde ortaya çıkacak ek eğilme momentinin sisteme etkisinin en aza indirilmesi ile sistemin veriminin iyileştirilmesi ve konforunun artırılması öngörülmektedir.

1.1. Çalışmanın Amacı ve İçeriği

Çalışmanın temel amacı vida somun mekanizmasının, dikey taşıma platformlarındaki mevcut kullanımının akademik bilgi ve bilgisayar programlarıyla iyileştirilmesini sağlayacak verileri ortaya koymak, hızın artırılmasıyla kontrolden çıkan titreşim problemini en aza indirmek için tavsiyelerde bulunmak, verim kayıplarını değerlendirerek enerji sarfiyatını ve malzeme değişim sürelerini kısaltmak için çıkarımlarda bulunmaktır.

Bu amaçla, mevcut bir ürünün hesapları Matlab Simulink yardımıyla blok diyagramlar oluşturularak çözdürülmüş, analitik olarak doğruluk kontrolleri yapılmıştır. Ansys Workbench kullanılıp sonlu elemanlar çözümleri yapılarak çalışmanın tutarlılığı gözden geçirilmiştir. Bu doğrultuda mevcut ürünün hareket mekanizması için tavsiyelerde bulunulmuştur.

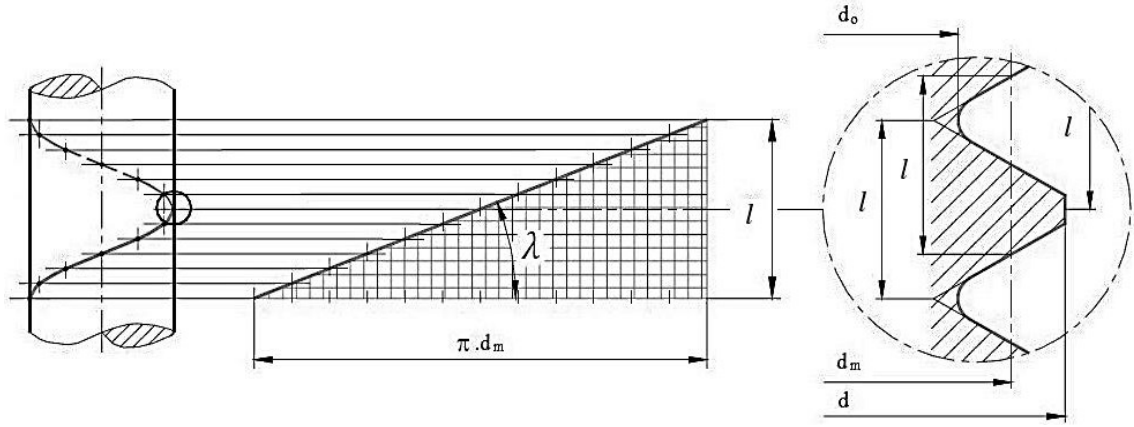
Ülkemizde dikey engelli platformlarına yönelik yönetmeliklerin yabancı dilden çevirisi sanayiye uzak kurumlar tarafından yapılmakta ve ülkemiz şartlarıyla uygun olmayan ifadelerin resmi şartnamelere girdiğine şahit olunmaktadır. Yönetmeliklerin yetersiz ve anlaşılabilirlikten uzak olması haksız rekabete sebep olduğu gibi yeterli güvenlik önlemleri alınmamış ürünlerin piyasaya denetimsizce yayılması insan hayatını da tehlikeye atmaktadır. Çalışmanın amaçlarından biri de standartlardaki kıstasların değerlendirilmesine katkıda bulunabilmektir.

2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMALARI

Vida, esas itibari ile silindirik bir mil üzerine vida profili adı verilen diş şeklinin helis eğrisi boyunca sarılması ile meydana gelir. Helis eğrisi, uzun dik kenarı, üzerine sarılacağı silindirin taban çevresine eşit olan bir dik üçgenin hipotenüsünün silindir üzerine sarılışı sırasında oluşturduğu eğridir. Dik üçgenin kısa kenarı hatveyi göstermektedir ve helisin silindir yüzeyini bir defa dolanışındaki yükselme miktarı olarak tanımlanabilir.

2.1. Vida

Vida, Şekil 2.1’de görüldüğü üzere, helis şeklindeki bir kamanın, yani bir dik üçgenin bir silindirin üzerine sarılmasıyla elde edilir. Standartlaştırılmış vidalarda bütün ölçüler ve tanımlamalar ilgili standartlar ile tam olarak belirlenmiştir. Sonsuz vida dişlerinin geometrileri için TSE ISO/TR 10828 esas alınmaktadır.



Şekil 2.1. Kamanın şaftta sarılması

Helisel eğrilerde olduğu gibi burada da vida helisini üç ana faktör karakterize etmektedir;

- Hatve (p): İki diş arasında, iki aynı referans noktası arasındaki mesafedir.
- Toplam hatve (l): Vidanın 360° dönüşünde almış olduğu, dönme eksenini yönündeki yolu ifade eder. Toplam hatve, ağız sayısı ile hatvenin çarpımıyla elde edilir. Zira ağız sayısı arttıkça ilerleme de artacaktır. Standart vidalarda ağız sayısı $n = 1$ olduğundan p ve l birbirine eşit olmaktadır.

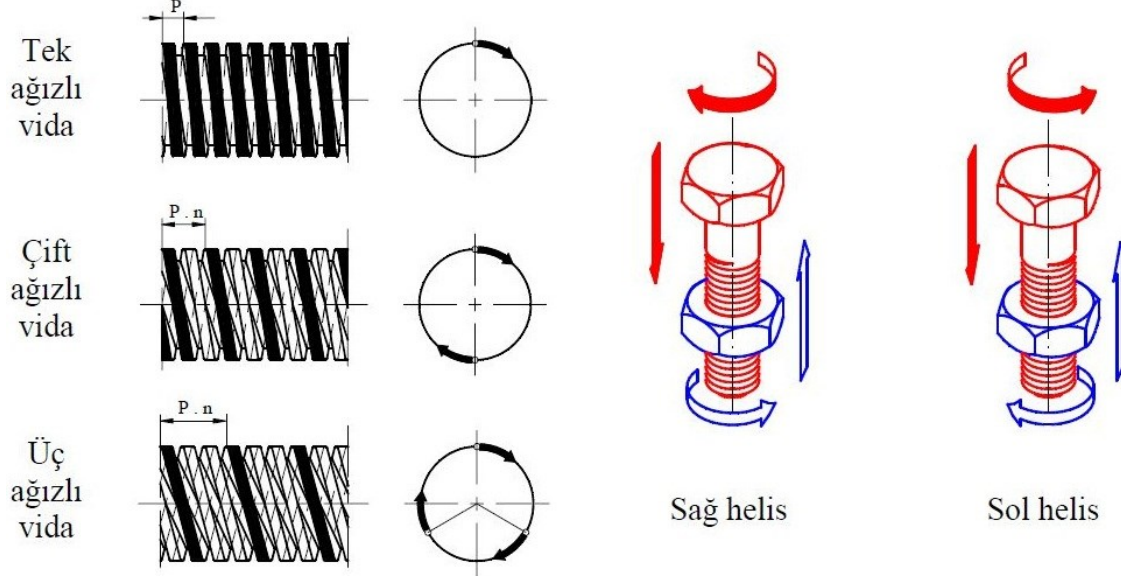
$$l = p \cdot n \quad (2.1)$$

- Bölüm dairesi çapı (d_m): Vida bir kanal şeklinde olduğundan kanal boyunca üç çap vardır. Bu üç çapın aritmetik ortalaması da bölüm dairesi çapı, ovalama çapı ya da taksimat dairesi çapı olarak anılır. Hatve her üç çap için de aynı büyüklüktedir.
- Helis açısı (λ): Helis açısının tanjant değeri, hatvenin bölüm dairesi çap çemberinin boyuna ($\pi \cdot d_m$) bölünmesiyle bulunur.

$$\tan \lambda = \frac{l}{\pi \cdot d_m} \quad (2.2)$$

2.1.1. Helis yönü

Normal vidalar sağ helistir. Sağ helis vidalı cıvata somun saat ibresi yönünde döndürülürse bağlantı sıkışır, aksi yöne çevrilirse gevşer. Özel durumlarda kullanılan sol helis vidalar ise saat ibresi yönünde döndürülürse bağlantı gevşer, aksi yönde ise sıkışır. Hareket yönü görecelidir (Şekil 2.2). Cıvata başı döndürülüyorsa, somuna göre aksi yöndür.



Şekil 2.2. Vidada ağız ve sağ - sol helis

2.1.2. Vida veriminin değerlendirilmesi

Verim, vidanın helis ve sürtünme açısından, yani vida ve somun dişleri arasındaki sürtünme katsayısından etkilenen bir büyüklüktür. Çizelge 2.1'de görülen parametrelerin değişmesiyle vida verimi %15 - %85 arasında değişebilir.

Çizelge 2.1'de belirtilen niteliklerden hızın artırılması titreşim problemlerini de beraberinde getirmektedir. Vidalı sistemlerin titreşimleri kontrol edilemediği için yüksek hızlara ulaşmak sorun teşkil etmektedir. Bu sorun seyir mesafesinin artırılmasını da engellemektedir.

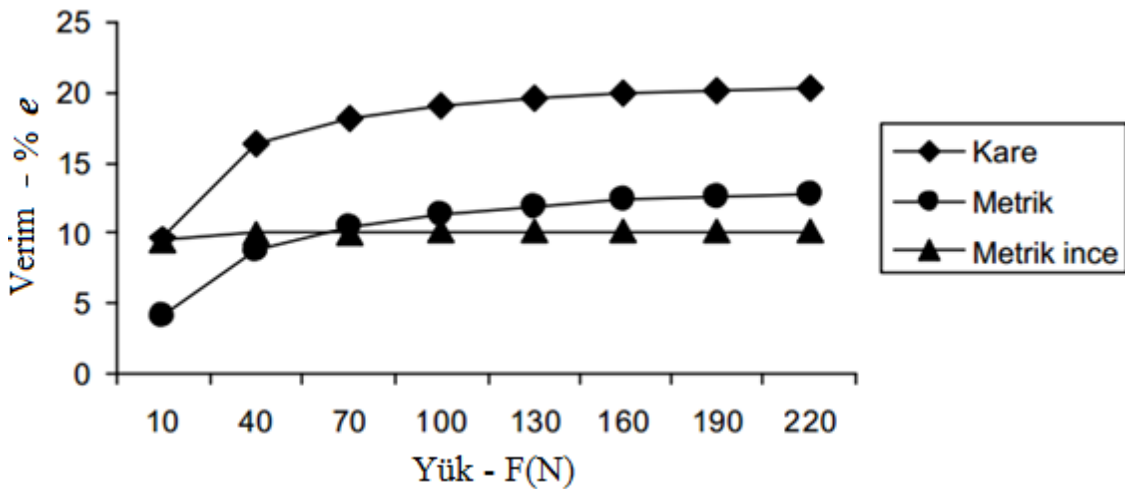
Sadece taşıma sistemlerinde değil talaşlı imalatta da aynı sorunla karşılaşılmaktadır. Nitekim titreşimi gidermek için çalışmalar devam etmektedir. Parametreleri iyileştirmek için farklı yaklaşımlar mevcuttur. Farklı yağlama koşullarında sistem üzerinde yapılacak ampirik çalışmalar, sonuca ulaşmada daha kestirme sonuçlar verebilir. Kabul edilmiş değerler referans alınarak sistem eleştirilmeye açıktır.

Sürtünme davranışının karmaşık yapısı sürtünme ile çalışan mekanizmaların incelenmesini zorlaştırmakta ve araştırmacıları ampirik ifadelerle yönlendirmektedir. Sürtünme katsayısının değişiminin tespiti için yapılan çalışmalarda anlık ölçümlerde büyük genlikli dalgalanmalar gözlenmiştir.

Çizelge 2.1. Sürtünme davranışı ve vida verimini etkileyen faktörler (Wiegang 1988)

Faktörler	Örnek
Üst Yüzeyin İmalatı	Yumuşak / sert, Parlak metalik, Isıl işlem siyahı, Fosfatlanmış, Kaplanmış
Bağlanan Parçaların Yüzeylerinin İmalatı	Soğuk şekil verilmiş Talas kaldırarak imal edilmiş
Bağlanan Parçaların Üst Yüzeylerinin Şekilsel Yeterliği	Konstrüksiyon – İmalat ve Mukavemet ilişkileri
Üst Yüzeylerin Durumu	Kuru, yağlı, gresli, yapıştırıcı ile tutturulmuş
Yağlama Malzemesi	Yağlar, gresler, katı yağlayıcılar (grafit, MoS ₂ , metal pigmentleri), kuru yağlayıcı malzemeler (hafif metaller, kaydırıcı laklar, plastikler)
Montaj Şartları	Kayma hızı (sürekli, geri dönme sırasında), Sıkma işlemi sayısı
Konstrüksiyon	Cıvata boyutları, vida geometrisi, çalışan vida boyu, bağlantının elastikliği, malzeme çifti

Şekil 2.3'te kare vidanın, metrik ve metrik ince profillerle, yük ve verim düzleminde kıyasını gösteren grafik görülmektedir. Çizelgeye bağlı değerlerden elde edilmiş olan doğru denklemleri de Çizelge 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Kare, metrik ve metrik ince vidalar için yük-verim değişimi(Solmaz ve Çavdar 2003)

Şekil 2.3'te görülen değişim grafiği mekanik verimlerdeki değişimin düşük yük değerlerinde fazla, yüksek yük değerlerinde ise az olduğu görülür. Bu durum sürtünmeyle açıklanabilir. Bilindiği gibi her hatve kadar yol alındığında sürtünmeye belli bir miktar iş harcanır. Düşük yük değerlerinde sürtünme işi, alınan iş karşısında yüksek olduğundan verilen işin büyük bir kısmı sürtünmeye gider. Yüksek yük değerlerinde ise sürtünme, verilen işin az bir kısmını kapsayacağından verimlerde, düşük yük değerlerinden yüksek yük değerlerine çıkınca ani bir yükseliş görülür. Bu yükseliş ince metrik vidada dişlerin ince olması dolayısıyla sürtünen yüzey alanı azaldığından düşüktür.

Metrik ince vidanın yük artırılmasıyla kayda değer bir değişim göstermediği açıkça görülmektedir. Ayrıca metrik vidanın kare vidaya göre veriminin düşük olduğu görülmektedir ki bu durum da piyasadaki taşıma mekanizmalarında ve sıkma parçalarında uygulanan diş karakteristiğinin farklılığını destekler niteliktedir.

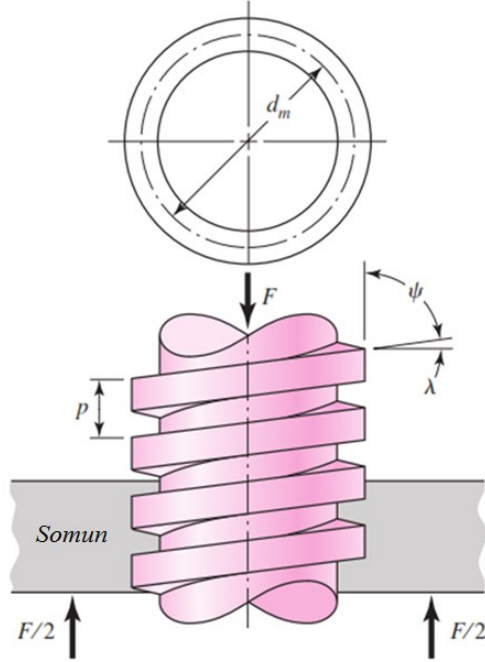
Çizelge 2.2. Deneysel vida verimleri (Solmaz ve Çavdar 2003)

Vida Türü	Doğru Denklemi	Eğim	Verim
Kare vida	$e = 0,0635 \cdot F + 0,7905$	0,0635	%21,48
Mertik vida	$e = 0,0629 \cdot F + 1,6294$	0,0629	%14,46
Mertik ince vida	$e = 0,067 \cdot F + 0,0468$	0,067	%10,18

Vida verimini etkileyen faktörlerin çok çeşitli olması bu konuda araştırma yapmak isteyen araştırmacıları zorlamaktadır. Örneğin yapılacak çalışmalarda incelenmesi istenen parametrenin dışındaki etkenleri sabit tutmak zorlaştırıcı etmenlerden biridir. Dişlerin sürtünen yüzeylerde meydana gelen aşınma, yüzey kalitesini bozarak parametrelerin değişkenliğine sebebiyet vermektedir.

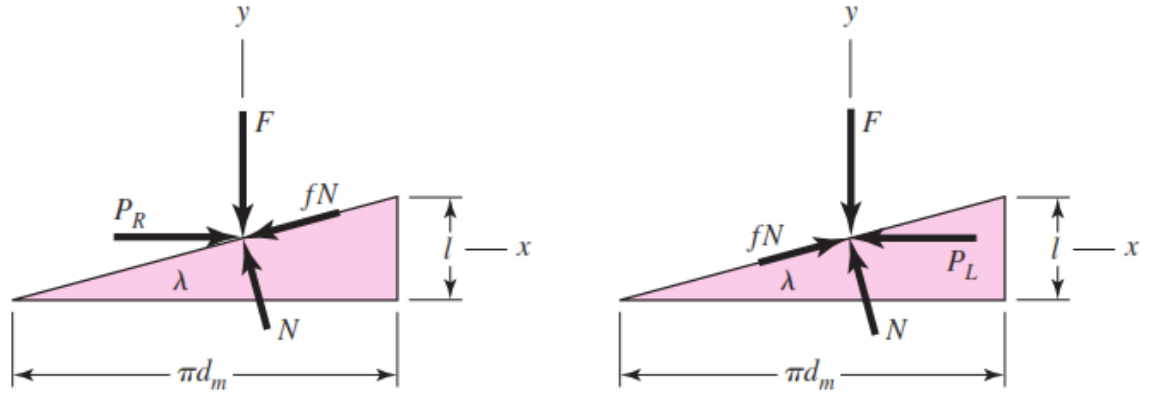
Temas yüzeylerinin çalışan sistemlerde görüntülerinin alınmasının mümkün olmaması, konu üzerinde çalışanları bilgisayarlı simülasyon yöntemlerine yöneltmiştir. Sonlu elemanlar metodu günümüzde mühendislik çalışmalarında sıklıkla kullanılan bir analiz yöntemidir. Literatürde farklı alanlarda yapılan çalışmalarda da bu yöntemle sıklıkla rastlamak mümkündür.

2.2. Vidaların Hareket İletim Mekanikliği



Şekil 2.4. Vida üzerine gelen yükler (Budynas ve Nisbett 2011)

Eksenel yönde 360° döndürüldüğünde yük hatve kadar yukarı kaldırılmış ya da indirilmiş olur. Buradaki P kuvvetleri ise vidaya uygulanan burulma momenti nedeniyle yüke etki eden kuvvettir. Yükü indirmek ve kaldırmak için farklı denklemlerin var olduğu aşikârdır. Bu mekaniği anlamak için aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.



Şekil 2.5. Vida yüklerinin yerel gösterimi (Budynas ve Nisbett 2011)

Sistemin yükü kaldırmak ve indirmek için ayrı denge denklemlerini yazacak olursak yükseltmek için;

$$\sum F_x = P_R - N \sin \lambda - f N \cos \lambda = 0 \quad (2.3)$$

$$\sum F_y = -F - f N \sin \lambda + N \cos \lambda = 0 \quad (2.4)$$

Benzer şekilde alçaltmak için;

$$\sum F_x = -P_L - N \sin \lambda + f N \cos \lambda = 0 \quad (2.5)$$

$$\sum F_y = -F + f N \sin \lambda + N \cos \lambda = 0 \quad (2.6)$$

Bu denklemlerden P yüklerini bulabilmek için normal kuvveti elersek denklem grupları P için çözülmüş olur. Böylece aşağıdaki denklemler elde edilmektedir;

$$P_R = \frac{F(\sin \lambda + f \cos \lambda)}{\cos \lambda - f \sin \lambda} \quad (2.7)$$

$$P_L = \frac{F(f \cos \lambda - \sin \lambda)}{\cos \lambda + f \sin \lambda} \quad (2.8)$$

Sonra bu denklemlerin pay ve paydalarını $\cos \lambda$ ile bölünüp, $\tan \lambda = l/\pi d_m$ eşitliğini kullanırsak denklemlerimiz şu hale gelir;

$$P_R = \frac{F[(l/\pi d_m) + f]}{1 - (fl/\pi d_m)} \quad (2.9)$$

$$P_L = \frac{F[f - (l/\pi d_m)]}{1 + (fl/\pi d_m)} \quad (2.10)$$

Sonuç olarak döndürme momentinin P kuvveti ile ortalama yarıçap $d_m/2$ 'nin çarpımı momenti vereceğinden yükü kaldırmak için aşağıdaki denklemi yazabiliriz;

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - fl} \right) \quad (2.11)$$

T_R döndürme momenti iki amaç için gereklidir: dış sürtünme kuvvetini aşmak ve yükü kaldırmak.

Yükü indirmek için gerekli olan döndürme momenti de denklem 2.12'de ifade edildiği gibi bulunabilir;

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + fl} \right) \quad (2.12)$$

T_L değeri sürtünme kuvvetini aşarak yükü aşağı indirmek için ihtiyaç duyulan döndürme momentidir. Sürtünmenin küçük ya da hatvenin büyük olması yükün herhangi bir zorlanmaya maruz kalmadan yükün aşağı inmesine sebep olacaktır. Bu durumda denge 2.12 denklemindeki T_L negatif ya da sifıra eşit olacaktır. Denklemden pozitif tork elde edildiğinde de sistem kendisini-kilitleme durumuna geçecektir. Bu yüzden otoblokaj şartı aşağıdaki gibi açıklanabilir;

$$\pi f d_m > l \quad (2.13)$$

Bu denklemin her iki tarafını da πd_m 'e bölecek olursak;

$$f > l/(\pi d_m) \quad (2.14)$$

elde edilir. 2.14 eşitsizliğini 2.2 eşitliği ile birlikte değerlendirecek olursak, sonunda eşitsizliğin en sade hali aşağıdaki gibi olacaktır;

$$f > \tan \lambda \quad (2.15)$$

Bu eşitsizlikten, diş temas yüzeyindeki sürtünme katsayısının, vida helis açısının tanjantından büyük olduğu durumlarda otoblokaj olacağı anlaşılmaktadır. Başka bir deyişle otoblokajın bölüm dairesi çapıyla, döndürme momentiyle ve üzerindeki yükü hiçbir ilgisi yoktur. Helis açısı, sürtünme açısına eşit olduğu zaman otonom bir frenleme olacaktır.

Hareket vidalarının verimi için kurulacak denklemde bu eşitliğin katkısı büyüktür. Nitekim T_R denkleminde sürtünme kuvvetini sıfıra eşitleyecek olursak verim ifadesini elde ederiz. Yükü kaldırma sırasında oluşan burulma momenti aşağıdaki gibidir;

$$T_0 = \frac{Fl}{2\pi} \quad (2.16)$$

Sürtünme kuvveti yok edildiğinde döndürme momenti sadece kaldırmayı sağlayacaktır. Dolayısıyla verimlilik 2.17 ifadesinde gösterildiği gibi anlaşılabilir. Verim ifadesi güç vidalarına ilişkin hesaplamalarda kullanılır.

$$e = \frac{T_0}{T_R} = \frac{Fl}{2\pi T_R} \quad (2.17)$$

Verim denkleminde sistem verimini arttırmanın, hatvenin artmasına, sürtünmenin ve bölüm dairesi çapının azalmasına bağlı olduğu görülmektedir.

Yukarıdaki denklemler diş profili eksenini ile mil ekseninin paralel olduğu durum için yani kare profil için geçerlidir. Helis açısı λ trapez veya diğer diş tiplerinde, normal diş yükü eksenle Şekil 2.4'te görüldüğü gibi 2α açı yapmaktadır. Helis açıları küçüldükçe bu eğim ihmal edilerek sadece diş açısının etkisi dikkate alınır. α açısı dişleri sıkıştırmak suretiyle sürtünme kuvvetini artırır. Bu yüzden 2.11 denkleminin $\cos\alpha$ 'ya bölünmelidir. Otoblokajın trapez vidadaki etkisini bir önceki T_R formülüne eklediğimizde yükü kaldırma değerinin hesaplanmasında 2.18 ifadesi geçerli olacaktır ki bu ifadede helis açısının etkisinin ihmal edildiği unutulmamalıdır.

$$T_R = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m \sec\alpha}{\pi d_m - fl \sec\alpha} \right) \quad (2.18)$$

Güç vidalarından biri olarak trapez diş, sıkıştırma hareketiyle ortaya çıkan ek sürtünme kuvvetinden dolayı kare dişler kadar verimli olmamasına karşın daha çok tercih edilmektedir. Tercih edilmesinin nedenleri arasında kolay işlenebilirlik, yarıklı somun kullanımına izin vermesi ve aşınmayı karşılamak için kolay ölçülebilir olması verilebilir.

En büyük kayma gerilmesi sürtünme momentinin etkisiyle oluşmaktadır. Aşağıdaki bağıntıdan vida gövdesinde oluşacak kayma gerilmesinin momente ve diş dibi çapına bağlı olduğu anlaşılmaktadır;

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_d^3} \quad (2.19)$$

Yukarıdaki formüldeki T ifadesi yükselme ve alçalma durumlarında oluşacak farklı momentlere göre değişiklik gösterdiğinin ifadesidir. İncelenen harekete göre T_R ya da T_L , ifadede yerine yazılmalıdır.

Vida aksenal olarak yüklendiğinde vida profiline dik gelen kuvvetten kaynaklanan aksenal gerilim şöyle hesaplanır;

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_d^2} \quad (2.20)$$

2.3. Denklemlerin Somun Tahrikli Sisteme Göre Yorumlanması

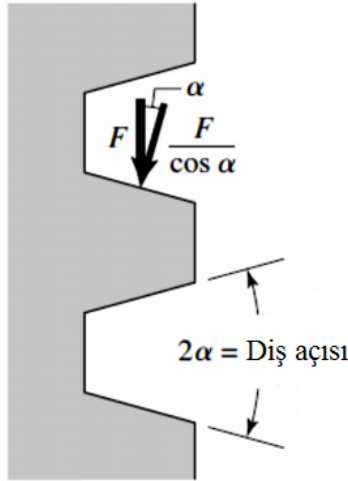
Cıvatalar ile hareket vidaları arasındaki çalışma prensibi bakımından tek fark hareket vidalarında somun ile cıvata arasındaki izafi hareketin yük altında yapılmasıdır. Bu nedenle transmisyon cıvatalarının çalışma prensibi bağlama cıvatalarının sıkma prensibine benzer. Ancak burada cıvataya tatbik edilen moment, bir döndürme momenti ve kuvveti de ön gerilme kuvveti değil, nominal kuvvet veya yüküdür. Buradan hareketle hareketin sağlanması için iki direnç kuvvetinin yenilmesi gerektiği anlaşılabilir. Bu kuvvetlerden biri cıvata ve somun dişleri arasındaki sürtünme momenti, diğeri de yataklama sistemindeki sürtünme momentidir.

Hareket vidalarında genellikle üçüncü bir tork sağlayıcı kullanılmalıdır. Vida aksenal olarak yüklendiğinde vidalı mili dengeleyebilmek için hareketli ve sabit parçalar arasında kaymalı ya da yuvarlanmalı yataklar bulunmalıdır. Üçüncü tork sağlayıcının hareketi sağlayabilmesi için bu yükü de yenmesi gerekmektedir;

$$T_c = \frac{F f_c d_c}{2} \quad (2.21)$$

Trapez ya da diğer dişlerdeki normal kuvvet vida eksenine dış açısı olduğu için dik değildir. Helis açısı küçüldükçe eğim ihmal edilebilir ve sadece helis açısının etkisi göz önüne alınabilir.

Hareket vidaları için trapez vida, birleşme sırasında oluşan ek sürtünme kuvvetinden ötürü kare vida kadar verimli değildir. Şekil 2.6'da görüldüğü gibi α açısı kare profile 0° olacağı için sürtünme yükü sadece F kuvvetinden beslenecektir. Kosinüs fonksiyonu 0° den 90° ye azalan çizgide olduğu için trapez profil sürtünme yükünü arttıran eğilimdedir.



Şekil 2.6. Trapez vidaya gelen yükler ve trapez açısı

Ek yüklerin ve vida ekseninin uzaklaşmasının sürtünme kuvvetini yüklerin somun ile vida arasındaki sürtünme yükünü arttıracığı, dolayısıyla verimi düşüreceği aşikârdır. Bu yüklerin yaratacağı eğilme momentinin ortadan kaldırılması sürtünme kuvvetini azaltarak verimi arttıracaktır.

Eksenden kaçık yüklerin sürtünmeyi artırıcı yöndeki etkisinin dışında mevcut titreşimleri arttıracığını da öngörmek mümkündür. Zira dönen uzun ince bir elemanın eğilme momentine maruz kalması istenmeyen salgı ve yalpa hareketlerini meydana getirecektir. Titreşim genliğini arttıracak bu etkileri bir şekilde sönmölemek gerekmektedir.

Sürtünen yüzey alanının artması, oluşacak sürtünme kuvvetinin de artmasına sebep olacaktır. Bu durum da vida profilinin ve somun yüksekliğinin belirlenmesi için bir fikir vermektedir. Serbest halde iken vida profilinin kare yerine trapez olması eğik düzlemde hareket prensibine göre dinamik sürtünmeye daha kısa sürede geçileceği gibi bir yanılı oluşturabilir. Ancak bu sürenin helis açısının artmasıyla azaltılabileceği unutulmamalıdır. Çünkü trapez vidanın açılı yüzeyine dik gelen sürtünme kuvveti somun boyunca vida merkezine her yönde etkimektedir.

Verim denkleminde, sistem verimini arttırmanın, hatvenin artmasına, sürtünmenin ve bölüm dairesi çapının azalmasına bağlı olduğu görölmektedir. Burada bölüm dairesi çapının azalması, mukavemet esaslarının da değerlendirmeye katılması gerektiğini ortaya koymaktadır. Zira çapı azalan uzun elemanlarda titreşim problemi olacaktır. Ayrıca yere sabit sistemlerde de düşük çaplı elemanlarda burkulma sorunu olacaktır.

İki uçtan ankastre sistemler için taşıyıcı uzvun burkulma dayanımı elastisite modülüne, kritik uzunluğunun karesine ve kesit atalet momentine bağlıdır.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{L_{kr}^2} \quad (2.22)$$

Tepeden asmalı sistemler için taşıyıcı uzvun çekme dayanımı uygulanan kuvvete ve kesit alanına bağlıdır. Çap azaldıkça çekme dayanımı orantılı olarak azalır.

$$F = \sigma_{em}A \quad (2.23)$$

Bu denklemlerden taşıyıcı sistemin bütünü düşünüldüğünde titreşimi azaltmak için yapılan iki uçtan ankastre sabitlemelerin tercih edilmesinin sakıncalı olduğu anlaşılmaktadır. Salınımı azaltmak için yapılacak sabitlemede iki tarafı ankastre yerine bir ankastre bir de kayar mafsal tercih edilmelidir. Ankastre mafsal için sönüm katsayısı yüksek, ya da çapı büyük bir malzeme kullanılması halinde titreşim azaltılabilir.

Son yıllarda gittikçe artan bir ihtiyaç da takım tezgâhlarındaki hız, hassasiyet ve verimliliklerdir. Bu durum vidalı milleri de ön plana çıkarmıştır. Vidalı millerdeki titreşim problemlerinin çözümü için birçok araştırma yapılmış ve temas yüzeyleri arasındaki kinematik çözümlenmeye çalışılmıştır. Bu çözümlenmeler için birçok yaklaşım mevcuttur.

Söz edilen yaklaşımlardan pratik olanları yay kütle sistemi şeklinde incelemeyi tercih etmişken, bazıları da tamamen sonlu elemanlar yöntemiyle model oluşturmayı tercih etmiştir. Söz gelimi Chen 2004 yılında kütle yay sistemini tercih etmiştir. Bu model aksel ve burulma hareketini ve mesnetlerdeki yalpalamayı açıklamaktadır. Bu çalışmada kızak salınımının pozisyon doğruluğuna etkisinin hatırı sayılır olduğu belirtilmiştir. Kütle yay sistemini irdeleyen benzer çalışmalar Poignet, Gautier ve Khalil tarafından 1999 yılında, Yang ve Lin tarafından 2004 yılında ve Kim ve Chung tarafından da 2006 yılında sunulmuştur.

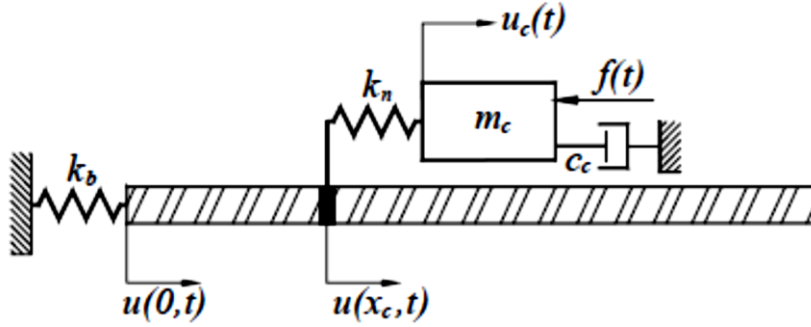
Van Brussel ve Schafers birbirinden bağımsız yaptıkları çalışmalarda (Van Brussel ve ark. 2001), (Schafers ve ark. 2006) 2 bilyalı vidalı mil hareket sistemini de içine alan 3 eksenli bir freze tezgâhını sonlu elemanlarla modellemiş ve modelin yüksek hızlı tezgâhların kontrolü ve tasarımında kullanılabileceğini göstermiştir.

Vidalı mil sistemini tamamen sonlu elemanlarla ve ayırık kütleli olarak incelemenin avantaj ve dezavantajları vardır. Ayırık kütleli modeller daha az serbestlik derecesi içerdiği için daha basittir. Ancak tablanın vidalı mil boyunca hareketi gibi çeşitli hareket dinamiklerini açıklayamaz. Bu sebeple araştırmacılar hibrit modellere başvurmuştur. Bu modellerde vidalı milin ataleti ve rijitliği yayılı halde, diğer parçalar ise kütle yay sistemiyle ifade edilmiştir. Bu yaklaşımlardan birisi Pıslaru tarafından yapılmıştır (Pıslaru, Ford ve Holroyd 2004). Ancak bu çalışma dinamik değişimleri ifade etmekten acizdir. Çünkü vidalı mil parametrelerinin değerleri somunun bir pozisyonu için elde edilmiştir. Bu sorunu Varanasi ve Nayfeh vidalı mili üniform kiriş olarak hesaplayarak çözmüştür (Varanasi ve Nayfeh 2004). Alternatif kiriş formüllerini kullanarak hibrit sistemin çeşitli aşamaları araştırılmıştır (Whalley, Ebrahimi ve Abdul-Ameer 2006), (Argyris, De Donno, Litvin 2000), (Erkorkmaz ve Kamalzadeh 2006), (Holroyd, Pıslaru ve Ford 2003), (Zaeh, Oertli ve Milberg 2004), (Zhou, Peng ve Chen 2007). Çünkü bu durum kiriş eşitliklerini kullanmaktan daha pratiktir.

Vidalı mil ile somun temas yüzeyi, oluşan titreşimleri, hareket iletimini ve milden platforma giden kuvvetleri anlayabilmek için önem arz etmektedir. Bunun sonucu olarak vida ile somun arasındaki bağıntının dinamiğini kavramak için birçok çalışma yapılmıştır (Cuttino ve Dow 1997), (Cuttino, Dow ve Knight 1997) .

2.3.1. Somun tahrikli sistemler için matematiksel model örnekleri

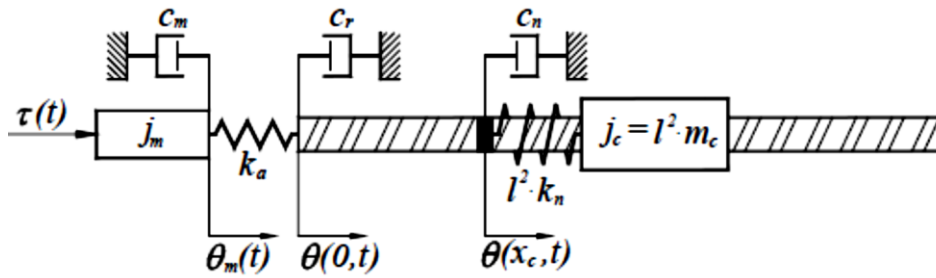
Şekil 2.7 ve 2.8’de eksenel ve burulma hareketinin incelenmesi için kullanılmış ayrı matematiksel modeller bulunmaktadır. Bu modellerde somun yüksekliğinin dikkate alınmadığı görülmektedir.



Şekil 2.7. Eksenel hareketin matematiksel modeli (Zhou, Peng ve Chen 2007)

Şekil 2.7’deki matematiksel model oluşturulurken kullanılan simgelerin açıklamaları aşağıdaki gibidir;

- k_b : eksenel rulman rijitlik katsayısı
- k_n : hesaplanan somun rijitlik katsayısı
- $u(0,t)$: vidanın sıfır noktasının x yönündeki eksenel hareketi
- $u(x_c,t)$: vidanın herhangi bir noktasının x yönündeki eksenel hareketi
- $u_c(t)$: tablanın eksenel hareketi
- m_c : taşınan tablanın ağırlığı
- $f(t)$: uygulanan kuvveti
- c_c : tabla sönüm katsayısı



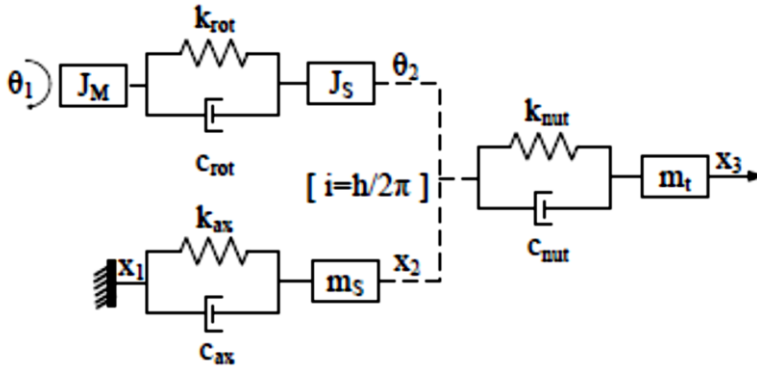
Şekil 2.8. Burulma hareketinin matematiksel modeli (Zhou, Peng ve Chen 2007)

Şekil 2.8’de görülen matematiksel model oluşturulurken kullanılan simgelerin açıklamaları aşağıdaki gibidir;

- k_a : kaplin rijitlik katsayısı
- k_n : hesaplanan somun rijitlik katsayısı
- l : vida hatvesi
- J_m : motor atalet momenti
- J_c : tablanın rijitliği
- $Qm(t)$: motorun burulma yönündeki açısal hareketi

- $Q(0,t)$: vidanın sıfır konumunda burulma yönündeki açısal hareketi
 $Q(x_c,t)$: vidanın herhangi bir yerdeki burulma yönündeki açısal hareketi
 m_c : taşınan tablanın ağırlığı
 c_m : motor sönüm katsayısı
 c_r : mil sönüm katsayısı
 c_n : somun sönüm katsayısı

Bilyalı vidalı mil hareket sistemi, sonlu elemanlarla modellendiği zaman vida ile somun temas yüzeyindeki bağıntı özel rijitlik matrisiyle modellenmelidir. Bu matrisi oluşturabilmek için birçok araştırmacı (Argyris ve De Donno 2000), (Varanasi ve Nayfeh 2004), (Whalley ve Ebrahimi 2006), vidalı milin eksenel ve/veya burulma yer değişimlerini ifade etmişlerdir. Şekil 2.9'da görülen matematiksel model Frey tarafından ayırık kütleli modelleme kullanılarak karşılaştırma yapılmıştır.



Şekil 2.9. Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin ayırık kütleli matematiksel modeli (Frey vd 2011)

Hibrit modellemenin yaygınlaşması ile dikey sistemleri inceleyen çalışmalar da yapılmıştır. Zaeh bir farklılık yaparak vidalı milin dikey yöndeki hareketini de incelemiştir (Zaeh vd 2004). Ancak bu çalışmalar her iki hareketi birlikte inceleme yönünden eksik kalmıştır. Bu iki hareketi beraber inceleyebilmek, hareket sistemlerinin dinamiğini ifade etmek için çok önemlidir.

Vida profillerinde diş dibi mukavemetini incelemek için yapılan deneylerde dişlerin taşıdığı yüklerin eşit olarak dağılmadığı görülmüştür. Diş dibi mukavemetinin hesabında kullanılan formüllerde deneysel düzeltme katsayıları mevcuttur. Bu katsayılar yapılan deneylerde ilk dişin yükün %38'ini, ikinci dişin %25'ini, üçüncü dişin %18'ini taşıdığı ve 7. dişe kadar parabolik olarak azaldığı 7. dişin ise hiç yük taşımadığının görülmesinden ileri gelmektedir.

Diş dibi mukavemetinin belirlenmesinde tek dişe gelen yükün %38 olduğu varsayılarak ampirik bir formül kullanılmaktadır. Aşağıdaki denklemde yük taşıyan diş sayısı n_t olarak gösterilmiş olup diş dibinde meydana gelen eğilme gerilmesinin ifadesidir;

$$\sigma_t = \frac{6F}{\pi d_m n_t p} \quad (2.24)$$

Tek dişe gelen yükün %38 olduğu varsayımı denkleme eklenecek olursa;

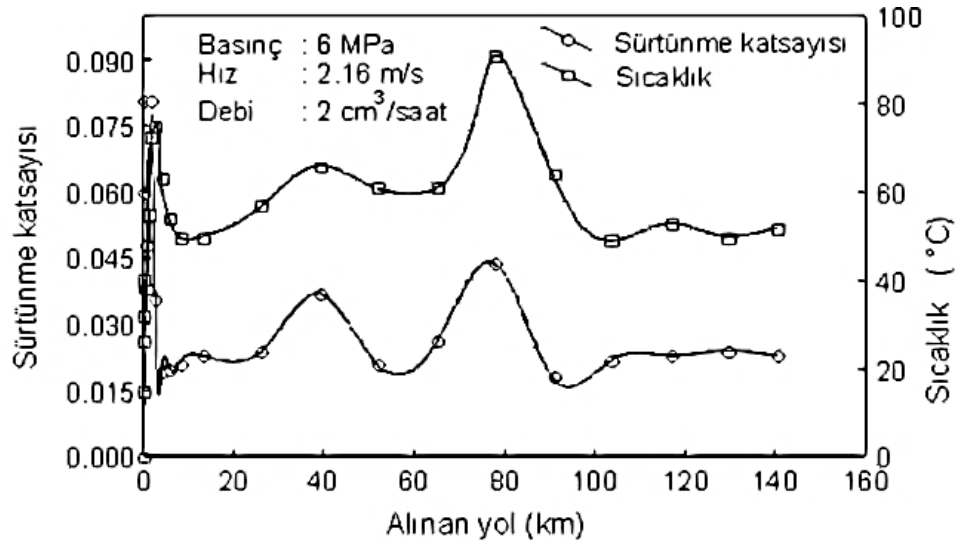
$$\sigma_t = \frac{6(0,38F)}{\pi d_d(1)p} \quad (2.25)$$

olarak ifade edilebilir. Burada bölüm dairesi çapı diş dibi çapına, yük taşıyan diş sayısı 1'e ve toplam yükün tek diş tarafından %38'i taşındığı varsayıldığından bu şekilde indirgenmiştir.

2.4. Vida Somun Mekanizmasının Tribolojik Olarak Değerlendirilmesi

Triboloji verimi doğrudan etkileyen bir faktördür. Şekil 2.10'da gösterilen deneysel veriler önem arz etmekte olup somun malzemesi sürtünme katsayısının en fazla 0.09 dolaylarında olduğu gözlenmektedir. Ayrıca sürtünme katsayısı değişiminin sıcaklığı doğrudan etkilediği de anlaşılmaktadır.

Sabit debide yapılan yağlamanın sistemin sürtünme katsayısına etkisini gösteren grafik Şekil 2.10'da görüldüğü gibidir. Somun malzemesinin sürtünme katsayısı değişikliği değerlendirilirken sıcaklığın unutulmaması gereken faktörlerden biri olduğu unutulmamalıdır.



Şekil 2.10. Kaymalı yatağın sürtünme katsayısı değişimi ve sıcaklıkla ilişkisi (Çuvalcı 2001)

Şekil 2.10'da sıcaklıkla sürtünme katsayısının değişimine ait değişim grafiği görülmektedir. Çalışmada kullanılan malzeme ticari bir çinko alüminyum esaslı alaşım olan ZA-27'dir. Bu malzeme çok çeşitli sistemlerde sürtünme malzemesi olarak kullanılmaktadır. Grafiğin ilk başlangıcında verdiği düzensiz değişikliklerin talaşlı imalattan kaynaklandığı düşünülmektedir. Alınan yolun artması grafiğin incelenebilir hale gelmesine yol açmıştır. Grafikte, 80km ve 40km civarında görülen alınan yolda görülen sıcaklık piklerinin sürtünme katsayısında yaptığı değişiklikler çok net görülmektedir.

Sürtünme katsayısı ile sıcaklık değişiminin etkileşimi kullanım sıklığı olan, söz gelimi kamu kurumlarında kullanılan ürünlerde ve coğrafi koşullar dolayısıyla sıcak bölgede olan yerleşim birimlerinde kullanılan ürünlerde çok daha önem kazanmaktadır.

Somun tahrikli dikey çalışan sistemlerde yağlama ile ilgili tasarım yapılırken somun üstü ve somun altı olarak ayrı yağlama sistemlerinin ya da sadece üstten yağlama sisteminin olması önemlidir. Sadece somun altından yapılan yağlama sistemlerinde ve 2'den fazla duraklı montajlarda, en üst durağın kuruluşundan kaynaklanan rahatsız edici gürültü ve kontrolsüz titreşim meydana gelmektedir.

Çizelge 2.3. Çelik üzerindeki farklı malzemelerde sürtünme katsayısı

Temel Malzeme	Sürtünme Malzemesi	Sürtünme Durumu	Sürtünme Katsayısı
Çelik	Çelik	Kuru	0,80
Çelik	Çelik	Yağlanmış	0,16
Çelik	Bronz	Kuru	0,40
Çelik	Bronz	Yağlanmış	0,15
Çelik	Pirinç	Kuru	0,35
Çelik	Pirinç	Yağlanmış	0,19
Çelik	Ahşap	Kuru	0,40
Çelik	Ahşap	Yağlanmış	0,20
Çelik	Dökme Demir	Kuru	0,23
Çelik	Dökme Demir	Yağlanmış	0,15
Çelik	Plastik	Kuru	0,15
Çelik	Plastik	Yağlanmış	0,125

Günümüzde hala vidalı mil ile somun arasındaki temasın gerçek anlamda tanımlanabilmesi için çalışmalar sürmektedir.

2.5. Hareket Vidaları İçin Kullanılacak Hesap Yöntemi

Hareket vidalarının hesabı için iki konu esas alınır. Bunlardan birisi mukavemet diğeri ise aşınmadır. Mukavemet bakımından civata çekmeye/basmaya(σ) ve sürtünme momentine(T_0) maruz kalacaktır. Sürtünme momentinin sebep olduğu burulma gerilmesi(τ) ise bu durumda bileşik gerilme;

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{s} \quad (2.26)$$

$$s = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_B} > 1 \quad (2.27)$$

olarak ifade edilebilir.

Boyutlandırma hesaplarında çekme formülü esas alınır. Burulmanın etkisinden doğan kayma gerilmeleri için burulma etki katsayısı yaklaşık olarak 1.3 olarak kabul edilirse aşağıdaki ifade kullanılır;

$$A_1 \geq \frac{1.3F}{\sigma_{em}} \quad (2.28)$$

Aşağı ve yukarı yönde sık sık yön değiştirme olacağından bu sistemin emniyet gerilmelerini belirlerken çentik faktörü de dikkate alınmalıdır. Dolayısıyla aşağıdaki ifade ile çentik faktörü kontrol edilmelidir;

$$\sigma_{em} \geq \frac{\sigma}{K_{\zeta} \cdot s} \quad (2.29)$$

Basma yüküne maruz kalan uzun ince malzemeler burkulmaya göre de kontrol edilir.

$$p = \frac{F}{z \frac{\pi}{4} (d^2 - d_d^2)} \leq p_{em} \quad (2.30)$$

Yüzey basıncı somunun belirlenmesi için kritiktir. Somun yüksekliği tayini için aşağıdaki formül kullanılır:

$$m = z \cdot l \geq \frac{F \cdot l}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_d^2) p_{em}} \quad (2.31)$$

Yükün vida dişlerine yayılışı düzgün olmadığından diş sayısının $z \leq 10$ olması tavsiye edilir. Somun dişleri üzerindeki yüzey basıncı somun malzemesi seçiminde önem kazanır.

$$p_s = \frac{F}{z \frac{\pi}{4} (D^2 - D_d^2)} \leq p_{s,em} \quad (2.32)$$

2.6. Örnek Platform Hareket Mekanizmasının Nitelikleri ve Tasarım Eleştirileri

Çizelge 2.4 halihazırda Türkiye'nin birçok yerinde yüzlerce adet monte edilmiş ve çalışır vaziyette bulunan ürünün mekanizma teknik verilerini ifade etmektedir.

Çizelge 2.4. Örnek platformun nitelikleri

Tanım	Değer	Birim
Beyan Yüğü	400	kgf
Toplam Yüğü	580	kgf
Ağız Sayısı	2	-
Trapez açısı	15	derece
Diş üstü çapı	40	mm
Diş Dibi Çapı	34	mm
Bölüm Dairesi Çapı	37	mm
İlerleme Miktarı	12	mm
Hatve	6	mm
Mil Malzemesi	C60 / $R_m = 850\text{N/mm}^2$ $R_e = 520\text{N/mm}^2$	
Somun Malzemesi	CuSn12 / $R_m = 260\text{N/mm}^2$ $R_e = 140\text{N/mm}^2$	
Kabin İlerleme Hızı	0.15	m/s
Vida Boyu	5100	mm
Somun Boyu	100	mm
Motor gücü	2.2	kW
Motor En Yüksek Devri	1435	d/d
Kullanılan Devir	750	d/d

2.6.1. Örnek platformun genel özellikleri

Ürünün incelemesi temel ölçüler, konstrüktif yapı, tahrik sistemi ve güvenlik istemleri olmak üzere 4 ana başlıkta incelenmiştir.

2.6.1.1. Temel ölçüler

Şekil 2.11’de genel görünümü verilen platform ölçüleri EN 81-41 Madde 5.1.8’e göre tasarlanmış olup bir tekerlekli sandalye ve bir de refakatçi için belirlenen minimum ölçülerdir.

Çizelge 2.5. Platform ebat-kapasite göstergeleri (TS EN 81-41:2010)

Kullanım	Ebatlar Genişlik x Derinlik (mm)	Taşıma Kapasitesi (kgf)
A ve B tipi tekerlekli sandalye refakatçi ile ve yan yana girişli	1100 x 1400	385
A ve B tipi tekerlekli sandalye refakatçi ile	900 x 1400	315
Sadece kullanıcı, ayakta veya A sınıfı tekerlekli sandalyeli	800 x 1250	350

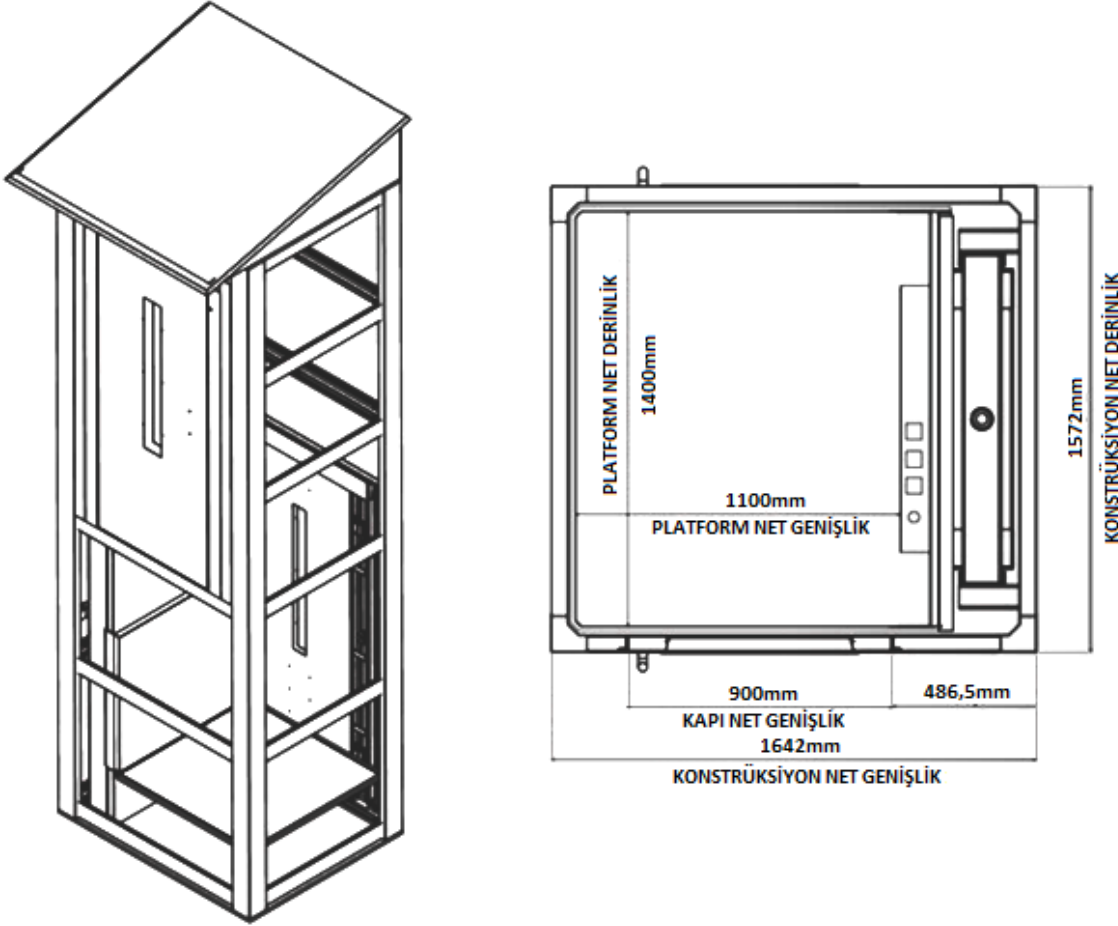
Çizelge 2.5’te belirtilen ölçü sınırları ergonomik gereksinimler göz önünde bulundurularak belirlenmiş olup imalatçı firmalar ve tasarımları denetleyecek akredite kuruluşlar için tasarım kriterleri oluşturmak amacıyla tekerlekli sandalyedeki engelli kullanıcının ortalama uzuv boylarına göre belirlenmiştir. Böylece hareket esnasındaki olası tehlikeler, engellinin uzuvlarının erişebileceği bölgeden uzak tutulabilmiştir.

Kuyu açılmayacak durumda olan ya da açılması istenmeyen şantiyeler için isteğe bağlı bir rampası bulunan sistemin alt ölü mesafesi 125mm’dir. Sistemin tercih edilir olmasını sağlayan düşük alt ölü mesafesi, standart asansör sisteminden farklı olarak tamponların, tampon sehparının, fren mekanizmasının, aşırı hız regülatörünün ve kuyu dibi güvenlik tesisatının olmamasından kaynaklanmaktadır. Zira sistem vida-somun mekanizması ile çalıştığından ayrı bir fren mekanizmasına ihtiyaç duymamaktadır.

Örnek platformunda, Çizelge 2.5’te görülen 1100x1400mm ölçülerindeki açık kabin kullanılmaktadır.

2.6.1.2. Konstrüktif yapı

Sistemin Şekil 2.11'deki plan görünüşünde köşe birleştirmelerinin içyapısı dikkati çekmektedir. Bu birleştirmeler sac büküm olan kiriş ve kolonların bağlanmasını kolaylaştıracak şekilde güçlendirilmiştir.



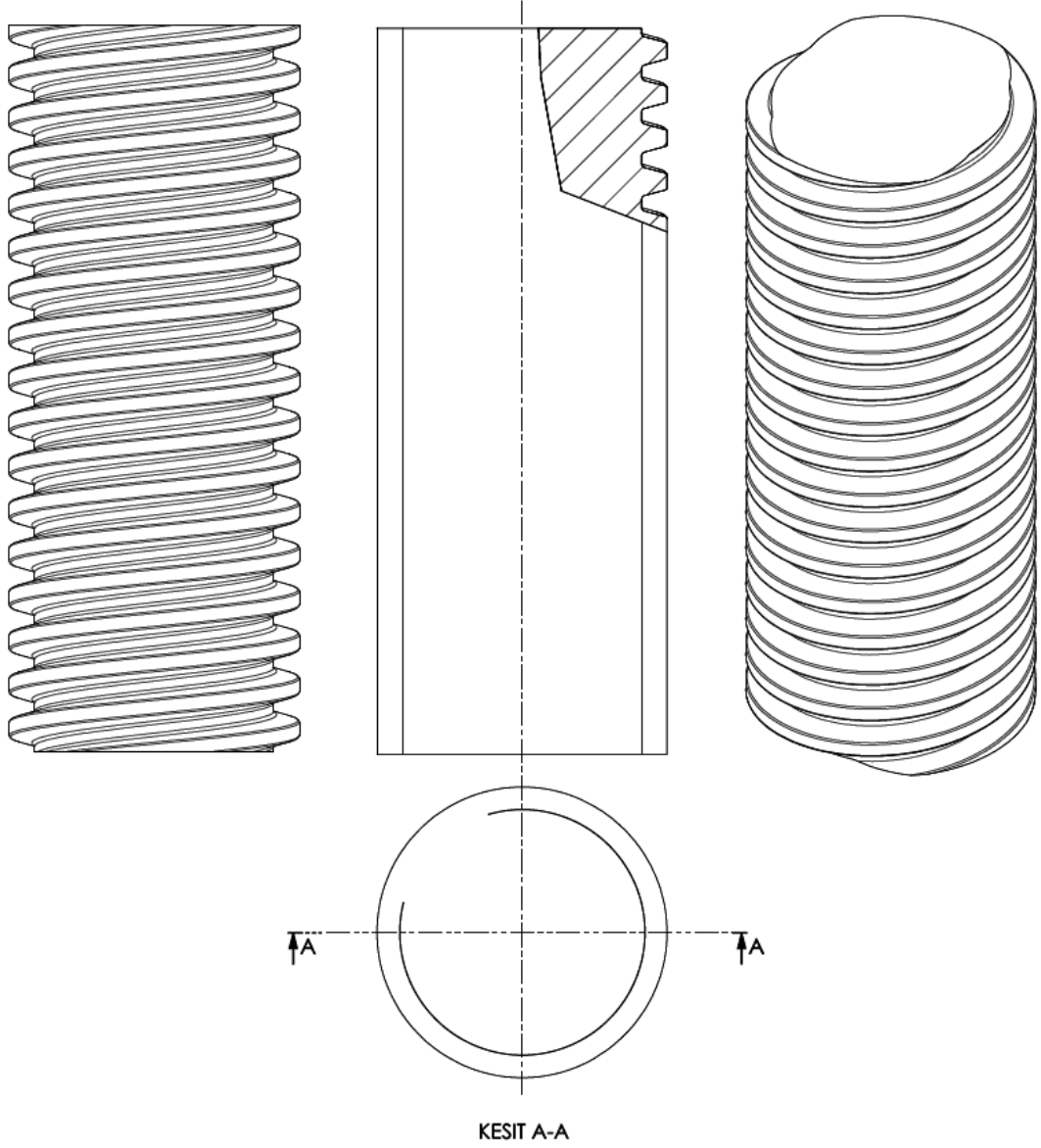
Şekil 2.11. Örnek platformun genel görünümü

Platform konstrüksiyonu ara ara desteklenmiş sac büküm direklerden ve özel ölçülerde delinmiş kirişlerden oluşmaktadır. Delikler kirişler arasında denk gelecek şekilde hazırlanan temperli lamine camların oturtularak sabitlenmesi içindir. Camlar platform hareket yoluna dışarıdan herhangi bir cismin girmesini engellemek ve estetik nedenlerden ötürü kullanılmaktadır. Kirişler kuyu ölçüsünün daraltılması için özellikle sac büküm şeklinde tasarlanmıştır. Cam montajının yapılmasında dikkat edilmesi gereken konulardan biri de konstrüksiyon ile cam arasındaki elastik malzemelerdir. Zira konstrüksiyonun sac büküm olmasından kaynaklanan esnemelerden cam parçalarının etkilenmemesi gerekmektedir. Bağlantı elemanlarının camlar ile temasından kaçınılması da gerekmektedir ki bu durumda konstrüksiyonunun esnemeleri sırasında istenmeyen cam kırılmaları ile karşılaşılabilir.

EN 81-41 standardına uygun olarak, kapalı kuyu olmasından ötürü platforma bağlı etrafı kapalı kabini bulunmamaktadır. Bu durum da sistemin beyan yüküne ve verimine olumlu etkimektedir.

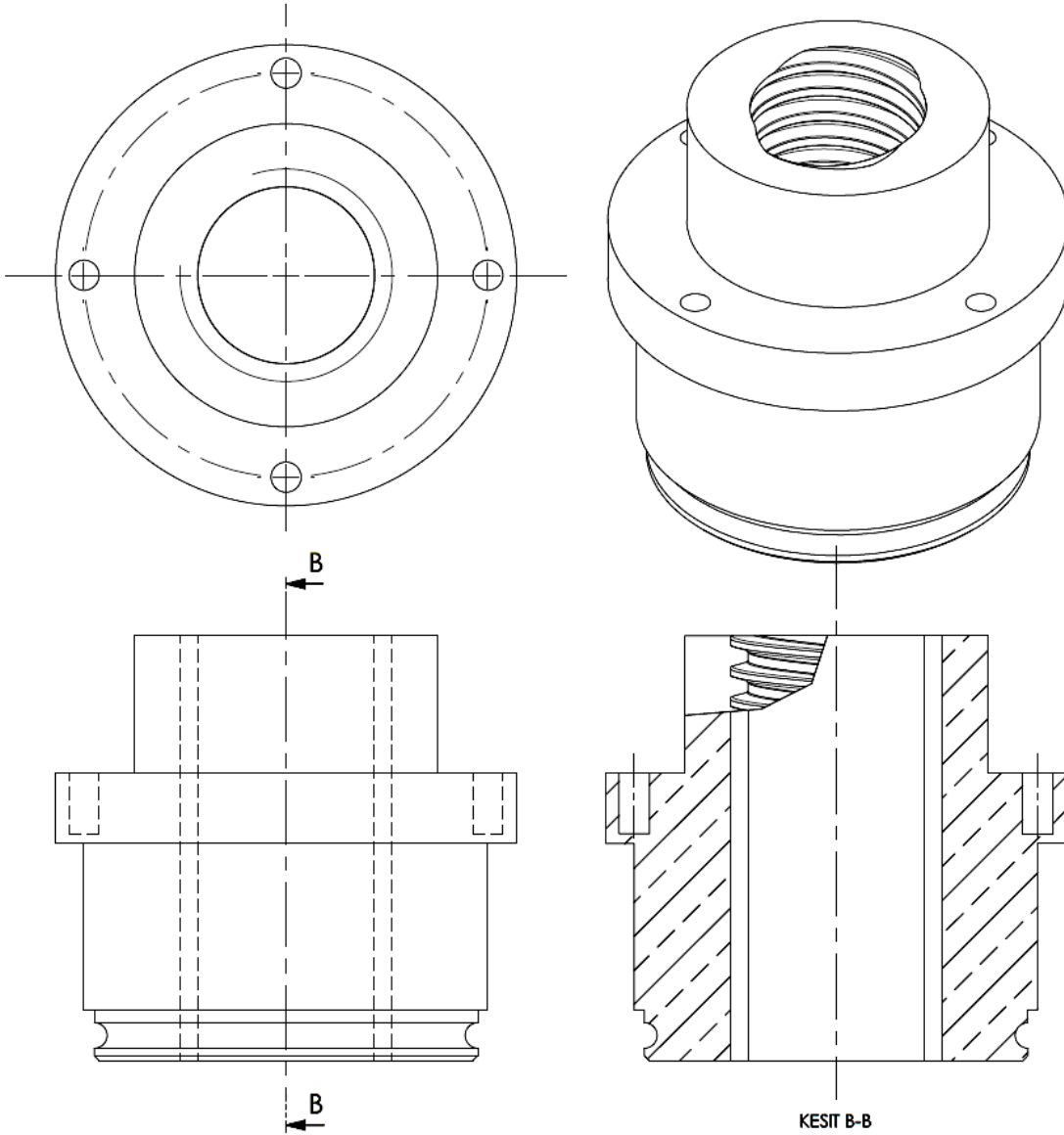
2.6.1.3. Tahrik sistemi elemanları

Tahrik sisteminin destek elemanı Şekil 2.12’de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.12. C60 çeliğinden imal edilmiş vida

Temas eden iki metalik malzemenin yüzeyleri aşınır. Tasarımda prensip olarak aşınması tercih edilen parça daha yumuşak bir malzemedен seçilir. Burada vidanın daha sert malzeme seçilmesinde etken olarak; değişiminin görece zor olması, hacimsel olarak görece aşırı büyük malzeme ziyarı, aşınmanın ikiden fazla duraklı sistemlerde heterojen olması, sistemden sökülmesinin bazı şantiye şartlarından ötürü imkânsız olması, vidanın yekpare olmasının istenmesi gibi birçok neden vardır.

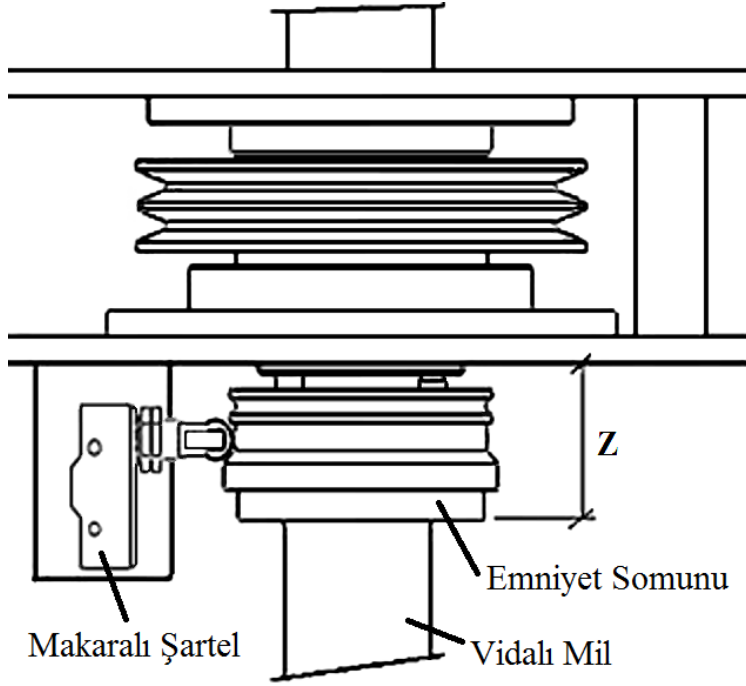


Şekil 2.13. CuSn12 bronz malzemedен imal edilmiş somun

2.6.1.4. Güvenlik istemleri

Hareket esnasında platform ile konstrüksiyon arasında herhangi bir cisim sıkışması tehlikesine karşı bas-çalıştır ve hareketli platform çerçevesi olmak üzere ikili güvenlik sistemi bulunmaktadır.

Bas-çalıştır prensibi ile tahrikin verilmesi sağlandığı için, kullanıcı elini tahrik tuşundan çektiğinde sistem otomatik olarak durmaktadır. Platform ölçüleri hem tuşa basılıp hem de konstrüksiyon ile platform arasında herhangi bir uzuv sıkışmasını engelleyecek genişliktedir. Böylece kullanıcı elini tahrik tuşundan çektiği anda sıkışma tehlikesi ortadan kalkmış olur. Kullanıcının elinde bulunan herhangi bir cismin cam ile platform arasında fırlatılarak ya da yuvarlanarak sıkışması durumunda da hareketli platform çerçevesine bağlı güvenlik şalterleri devreye girerek tahrik sistemini durdurmaktadır.



Şekil 2.14. Emniyet somununun mekanizmadaki şematik konumu

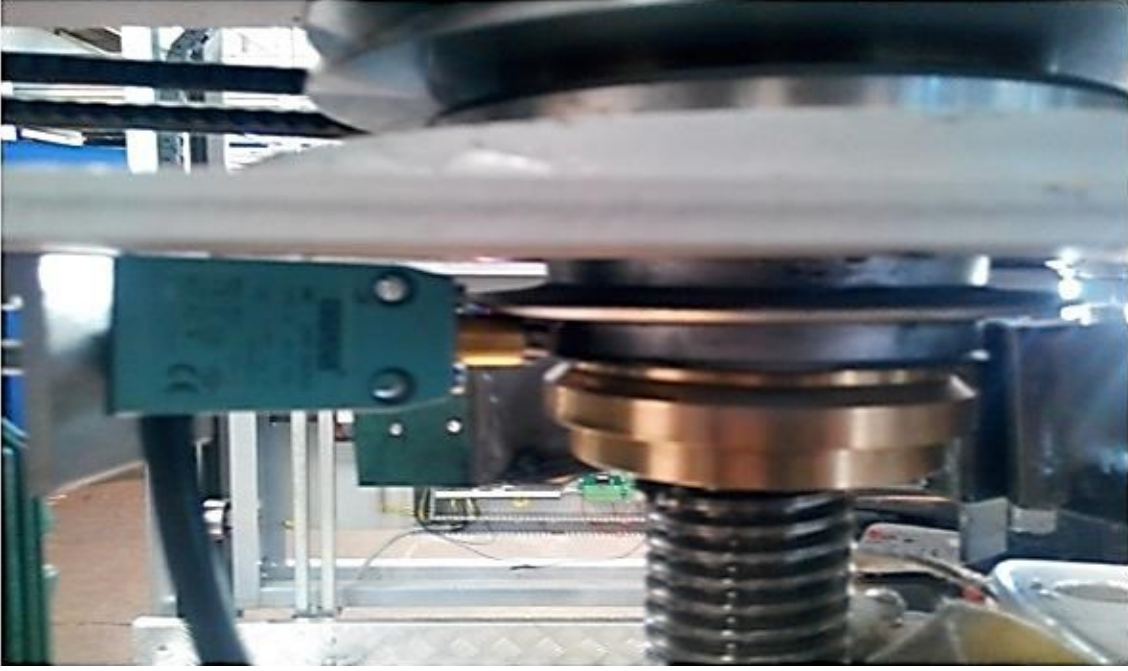
Katlarda otomatik kapıya sahip sistemin üst kapaması, sistemde birikebilecek yağmur ya da kar gibi dış etmenlerden korunmak için eğimli olarak tasarlanmış olup üzerinde havalandırma menfezi bulunmaktadır. Sistem, 2006/42/AT Makine Emniyeti Yönetmeliği güvenlik taleplerine uygun olarak tasarlanmıştır.

EN 81-41 ve ISO 9386 standartlarında vidalı mekanizmalarda emniyet somunu şarttır. Emniyet somunu ile tahrik edilen somun arasındaki mesafe bakım personeli tarafından aylık periyodik olarak kontrollerde kayıt edilmelidir. Şekil 2.14'te görülen "Z" mesafesi dişlerin aşınma durumuna ışık tutmaktadır. Emniyet somunu tahrik edilen somunun aşınarak yük taşıyan dişlerin kesitinin azalması durumuna önlem olarak bulunmaktadır. Tüm dişleri aşınmış olan somun, emniyet somunu üzerine oturarak harekete devam eder. Bu sürede bakım ikaz ışığı yanmalıdır.

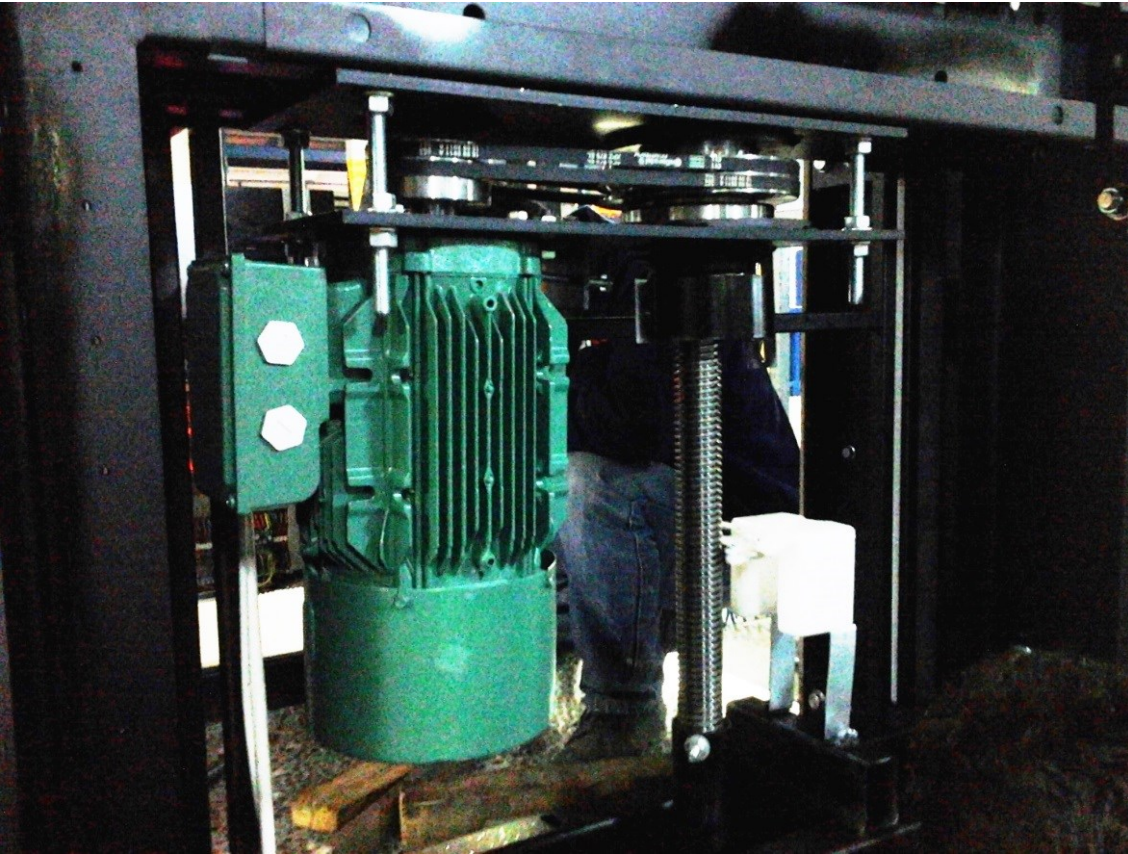
Emniyet somunu, üzerindeki tahrik somunundan ayrı olarak çalışır ve dişlere temas etmez. Emniyet şalteri tahrik somununun dişlerinin aşınmasıyla birlikte aktif hale gelerek çalışmaya devam edecektir.

Şekil 2.16'da milin alt mesnetinin bulunduğu yerde bir yağdanlık bulunmaktadır. Yağ emici keçelerin yardımıyla mil yağlanır. Yağdanlık tahrik sistemiyle birlikte platformla birlikte hareket etmektedir.

Yağdanlık, milin üst kısmını somun yardımıyla yağlayabilmektedir. Bu yağlama şeklinin, tam yağlama sağlanamadığı için sağlıklı olduğu söylenemez. Nitekim seyrek kullanımlarda sistemin yağsız kalmasından sonra tahrik edilmesi dolayısıyla konforsuzluk, gürültü ve kontrolsüz titreşimler gibi istenmeyen durumlar meydana geldiği firmanın arıza kayıtlarında ve ürün şikâyetlerinde mevcuttur.



Şekil 2.15. Emniyet somununun mekanizmadaki gerçek konumu



Şekil 2.16. Tahrik sisteminin görünüşü

Tahrik sisteminin kusurlarından biri de tahrik kayışlarının kopması dolayısıyla yedek kayışların takılması işleminin çok zor olmasıdır. Motorun askıya alınması gerektiğinden platformun da askılanması gerekmektedir. Bu zahmetli işlem uzun zaman alacağı için sistem monte edilirken yedek kayışlar avare ve atıl bir şekilde bırakılmaktadır. Kayış arızasının uzun süre nüksetmediği platformlarda kayışlar uygun olmayan bekleme ortamlarında çürümektedir. Bu durum da sistemin mekanik tasarımında arıza durumuna önem verilmediğini göstermektedir. Arızanın kolay giderilebileceği bir montaj tipinin tercih edilmesi genel giderleri azaltacağı için daha doğru bir yaklaşımdır.

Kayış kasnak bağlantısındaki kayışın sıkılığının kolayca ayarlanabilmesi için yaylı bir gerdirme kasnağı ya da gerdirme mili görünen titreşimlerin sönümlemesinde bir ayar noktası yaratabilir. Bu esnekliğin verilmesi montajın daha kolay ve hızlı yapılmasını sağlayacak olup ayrıca gerdirmenin tahrik motorunun kendisiyle yapılmasının da önüne geçebilecektir. Zira lazer sac kesim ve punch tezgahlarından çıkan yarı mamüllere göre ürün montajının yapılması, imalattan kaynaklanan hatanın son kullanıcıya ulaşmasına neden olabilmektedir. Sıkılığın artırılması ve azaltılması suretiyle somunun hareketi rahatlatılarak daha yumuşak hareket geçişleri elde edilebilir. Aynı zamanda imalat hataları da bu noktada bir miktar sönümlenebilir.

Motor montajının yarı serbest biçimde yapılmış olması titreşim problemini arttıracak bir durumdur. Montaj için kullanılan, flanş kaynaklı sac plakalar yerine titreşim sönümleyici nitelikleri olan ulpolen, kestamid, sustamid, kestlub, kestoil, polyamid, gibi mühendislik plastikleri tercih edilebilir. Titreşimin ana sebebi olan motorun daha rijit olacak şekilde sabitlemesi sistemdeki titreşimleri azaltabilir.



Şekil 2.17. Tepe sabitlemesinin montaj görünüşü

Tepe sabitlemesinin sisteme titreşimi aktarmaması için yine titreşim sönümleyici malzemelerden yapılan plakalardan kullanılabilir. Bu bağlantı özellikle aksel rulman dolayısıyla hassas bir noktadır. Montaj plakası ile kirişler arasındaki kaynak bağlantısının uygun olduğuna dikkat edilmelidir. Zira bu noktalar sürekli dinamik yüklemeye ile zorlanmaktadır.



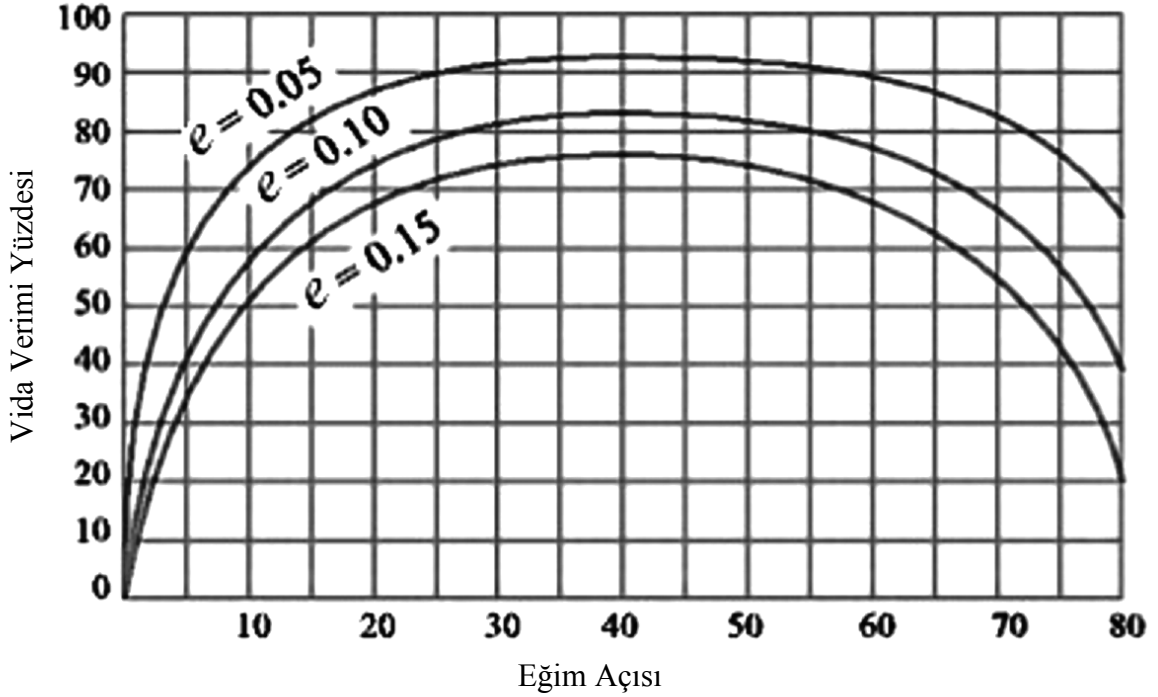
Şekil 2.18. Vidalı mil ve kılavuz U rayın görünümü



Şekil 2.19. Konsollar, raylar, vidalı mil ve bükülgen kablo ile kuyu içi görünümü

2.6.2. Örnek platformun mekanizma veriminin incelenmesi

Cıvata sisteminde sürtünmeler göz önüne alınmadığında verim ifadesinin nasıl bir hal alacağından bölüm 2.3'te bahsedilmiştir. Şekil 2.20'de hareket vidalarının verimi gösterilmektedir.



Şekil 2.20. Hareket vidalarında eğim açısının verime etkisi (Bansal ve Biswas 2013)

Helis açısının $\lambda = 45^\circ - \beta/2$ değerinde verim maksimum olmaktadır. Ortalama $\beta \cong 6^\circ - 10^\circ$ için maksimum verim $\lambda_{max} = 40^\circ - 42^\circ$ 'ye karşılık gelir.

Bilinen formüllere göre Çizelge 2.4 verileri kullanılarak helis açısı hesabı yapıldığında $\lambda=5.89^\circ$ bulunur. Tek ağızlı standart sıkma vidalarında bile helis açısı 2.3° ile 3.5° arasındadır. Bu helis açısı verimlilik bakımından hiç uygun değildir.

Grafik ve çizelgedeki değerler kıyaslandığında örnek platformun mekanizma veriminin idealden uzak olduğu görülmektedir. Ancak vida somun mekanizma verimi sürtünme katsayısının grafikte görülen 0,1'in altında olduğu göz önünde bulundurulduğunda %80 dolaylarına çıkabilmektedir. Yataklardaki sürtünme kuvvetleri de eklendiğinde verim daha da düşecektir.

Otoblokaj durumunda helis açısı ile sürtünme açısının eşit olduğunu düşünecek olursak verimin %50'den daha düşük olduğu verim ifadesine $\lambda = \beta$ eşitliğinin uygulanmasıyla anlaşılır;

$$e = \frac{1}{2} - \frac{1}{2}(\tan^2 \lambda) < 0,5 \quad (2.33)$$

Yukarıdaki eşitlik dolayısıyla vida veriminin helis açısına bağlı olarak artırılması için motorun durma anında tutabildiği torkun bilinmesi faydalı olacaktır.

Motorun tutma torkunun bilinmesi ile otoblokaj durumunda olmasından kaynaklanan güç kayıpları da azaltılmış olur.

Platformun herhangi bir arıza sırasında içeride kalan kullanıcının kurtarılması için düşünülen kurtarma sistemi çok ilkel durumdadır. Kurtarma prosedürüne göre milin alt mesnet noktasında bulunan redüktör tahrik edilmektedir. Hatvenin çok düşük olmasının bir dezavantajı ile burada da karşılaşılmaktadır. Kurtarma personeli ürün ile birlikte verilen çevirme kolunu redüktöre monte etmek suretiyle kurtarma işlemini yapmaya çalışır. Bu işlem yüksek seyir mesafelerinde müdahalenin başlangıcından itibaren 35-40dk arasında sürebilmektedir. Kullanıcıyı acil bir şekilde içeriden kurtarmak gerektiğinde bu süreler kabul edilemez durumdadır.

Milin bulunduğu yere ulaşımın şantiye şartlarından ötürü mümkün olmaması gibi bazı durumlarda kurtarma yapılması için standart bir ürün çözümü bulunmamaktadır. Bu durum ilgili platformun konu olduğu standartlara (TS EN 81-41:2010, TS ISO 9386-1) aykırıdır. Doğru redüktör kullanımı ve/veya konik dişliler ile platform dışına tahrik kolu alınarak standarda uygun hale getirilebilir. Ancak bu fazladan donanımlarla sistemi karmaşıkleştirmeden da bu problemler çözümlenebilir.

Vida-somun mekanizmasının helis açısı değiştirilerek, platform otomatik kurtarma sistemine kavuşturulabilir. Normalde açık olan motor freni elektrik kesildiğinde devre dışı kalacak şekilde ayarlanarak içinde kalan kullanıcının, yerçekimi etkisiyle platform kendiliğinden en alt kat güvenli bir şekilde ulaştırılması sağlanabilir. Böylece kurtarma prosedürüne ve zaman kayıplarına gerek kalmayacak ve platform daha kullanışlı bir hal alacaktır.

Sistemin otomatik kurtarmaya izin verecek şekilde ayarlanması doğrudan mekanizma verimini arttırmaya yönelik bir etkidir. Kendiliğinden hareketin otoblokaj sınırının ötesinde seyreden bir hareketten sağlanabileceği düşünüldüğünde mevcut sistemin veriminin iyileştiği daha rahat anlaşılacaktır. Bu durumda yukarı doğru harekette motorun zorlanacağı düşünülebilir ancak motorun tam performansta çalışmadığı ve kayış kasnak bağlantısındaki çevrim oranı değiştirilerek bu durum giderilebilir. Ayrıca aşığı inişlerde harcanan elektrik gideri de kazanılmış olur.

2.6.3. Örnek platform mekanizmasının titreşim durumunun değerlendirilmesi

Örnek platformun mesnetlerinden ikisi kılavuz raylarda patenli olmakla birlikte 3 adettir. Patenli yatakların kayar mafsalla bağlı olduğu kılavuz raylar yere sabit konstrüksiyona 1000mm'yi geçmeyecek şekilde muhtelif mesafelerde civatalı sabitlenmiştir. Diğer mesnet de üzerindeki karkasa bağlı somunla yataklanmış olan mildir. Sabit mil, en üst kesitinden mekanik olarak sabitlenebilir bir aksenal rulman ile ankastre şeklinde mesnetlenmiş olup, aşağıdan kayar yatak içinde hareket edecek şekilde ankastre mesnetlenmiştir. Diğer yataklara kıyasla somun hareket mesafesi içinde hiçbir mesnet bulunmamaktadır. Milin sabitlenmemiş mesafesi seyir mesafesinden yaklaşık kabin boyu kadar fazladır.

Kılavuz raylara sürtünen paten kılavuzların sabit olması yerine yaylı patenler kullanılması sisteme ayrı bir sönüm getirecektir ki bu durum sistemin istemsiz titreşimini azaltacaktır.

Uzun ince olup herhangi bir şekilde zorlanan elemanlarda titreşim ve burkulma sorunlarının yaşanması muhtemeldir. Üzerindeki somunun temas yüzeyi –platform hareketi dolayısıyla- değişken olduğundan sistemin titreşim genliği de değişkenlik göstermektedir.

Sistemin artan seyir mesafelerinde milin orta kesit düzlemine yaklaşmasıyla titreşimin artacağı öngörülebilir.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.34)$$

Motorun sisteme verdiği frekansın sabit olduğu varsayılırsa sistemin titreşimini yukarıdaki doğal frekansın genel titreşim formülüne göre kütle ve rijitliğin değiştirilmesiyle rezonanstan kaçınılabılır. Milde yapılacak kütle artışının sistemin titreşimini azaltacağı öngörülebilir.



Şekil 2.21. Boşluk önleyici vida somun mekanizmaları (anti-backlash nut) (Lipsett 2015)

k katsayısı da malzemenin iç değişkenleriyle ilgilidir. Mil için bu katsayı yaylardaki k rijitlik katsayısı gibi düşünülebilir. Katsayının değiştirilmesi için mil malzemesi değiştirilebilir ya da yük altındaki davranışını değiştirecek bir etkide bulunulabilir. Günümüzde titreşimin istenmediği somun tahrikli hassas mekanizmalarda somuna entegre yaylar kullanılabilir.

Somun boyunun titreşim davranışına etkisinin yadsınmaz olduğu yakın zamanda üzerinde çalışmaların devam ettiği bir konudur. Bu nedenle titreşim durumu incelenirken oluşturulacak matematiksel modele eklenmesi gerekmektedir. Zira somun genişliği sürtünen yüzey alanının artması anlamına gelmektedir. Aynı zamanda somun dişlerinin maruz kaldığı kesme gerilmesinin tehlikesi de somun yüksekliği ile doğrudan ilişkilidir. Şekil 2.22’de diş kesilmesine uğrayan cıvata somun ikilisi görülmektedir.



Şekil 2.22. Aşırı yüklendiği için deforme olan cıvata somun örneği

Eksenden kaçık yüklerin sürtünmeyi artırıcı yöndeki etkisinin dışında mevcut titreşimleri arttıracaklarını da öngörmek mümkündür. Zira dönen uzun-ince bir elemanın eğilme momentine maruz kalması, çalışan mekanizmalarda istenmeyen salgi ve yalpa hareketlerini meydana getirecektir. Titreşim genliğini arttıracak bu etkileri sönmölemek gerekmektedir.

Cıvata somun arasındaki temas tanımlamaları için yapılan çalışmalar yaklaşımdan öteye gidememekte ve ampirik çalışmalara başvurulmaktadır. Hareket vidalarında genelde kullanılan helis açısı 20° ve aşağısı olduğundan mekanizma verimi de %60 - %70 dolaylarında görülür. Yataklardaki ek sürtünmeler de göz önüne alındığında verim %50'lere kadar düşer ki bu da cıvata somun mekanizmasının diğer sistemlere göre önemli bir kusurudur. Helis açısının 20° ile sınırlandırılması büyük helis açılarında mil imalinin hayli güç olmasıdır. Ancak imal yöntemleri günümüzde hayli ilerlemiştir.

Sistem titreşimlerinin giderilmesi için motor sabitlemesi, tepe sabitlemesi, tahrik ekipmanlarının konstrüksiyona bağlı olduğu tüm noktalar ile mil-somun malzemeleri gözden geçirilmelidir.

Klasik vidalı millerin yanında alternatif olarak kullanılan bilyalı vidalı mil seçeneğinin dikey taşıma sistemlerinde kullanılmaması tavsiye edilmektedir. Bunun nedenlerini ortadan kaldırmak üzerine çalışmalar günümüzde de devam etmektedir. Somun ve mil üzerine açılmış olan vida helisinde hareket eden bir bilyanın, çevrimi tamamlayabilmesi ve aynı noktaya ulaşması için somun vidasının ovalama çapından ayrılması gerekmektedir. Bu ayrılma beraberinde istenmeyen bir boşluk gereksinimini ortaya çıkarmaktadır.

Yüksek devirde yatay olarak çok iyi performans veren bilyalı vidalı miller bu boşluk dolayısıyla dikey uygulamalarda kararsız bir çalışma yapabilmektedir.

Somunun yanında vidalı milin ayrı bir incelikte değerlendirilmesi gerekmektedir. Zira somunun dış yapısının dış etkenlere kapalı bir şekilde olması darbelerin kullanım konforuna etkisini fazlasıyla azaltmaktadır. Ancak mil hem uzun ince bir malzeme olması, hem de dışların darbe ya da ezilmelerle deforme olması kullanım konforuna direkt etkir.

Milin narinlik katsayısının yüksek olması dolayısıyla taşıma ve istifleme sırasındaki dikkatsizlikler milde gözle görülmeyecek seviyede eğilme deformasyonuna neden olabilir. Nitekim sahada yapılan incelemelerde seyir esnasında farklı bölgelerde rahatsız edici ses ve titreşimin anlık olarak yaşandığı tecrübe edilmiştir. Buna mil üzerindeki belli bölgelerde meydana gelen kullanıma bağlı deformasyon sebep olabileceği de göz önünde bulundurulmalıdır.

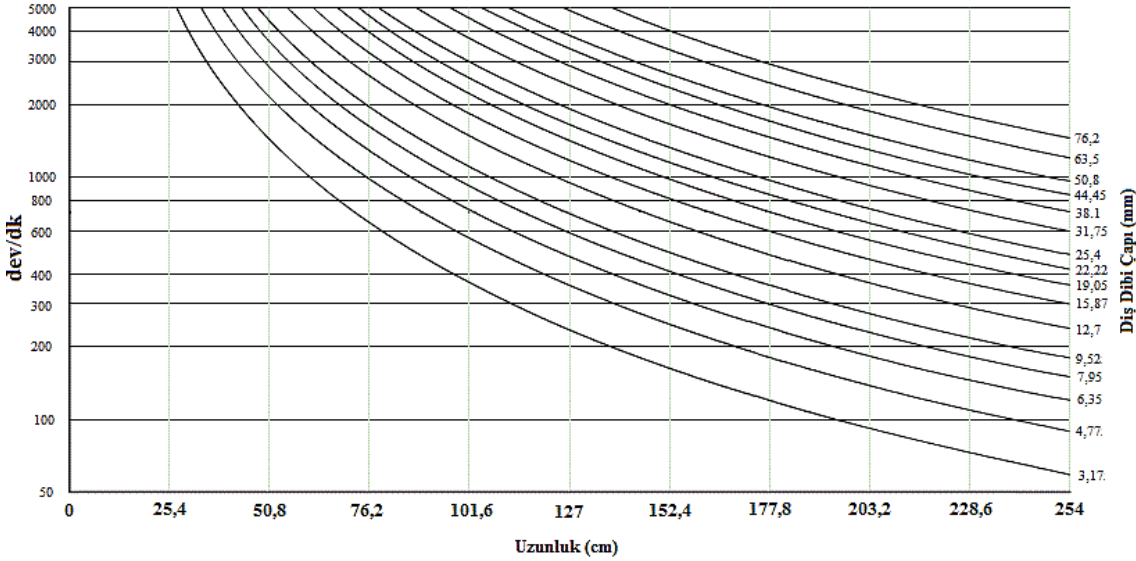


Şekil 2.23. Vidalı mil ve parçalı somun örneği

Bölgesel aşınmaların da takibi güç titreşimlere sebep olacağı öngörülmektedir. Örneğin 4 duraklı bir ünitenin ilk iki katının sıklıkla kullanıldığını ve en üst durağın da çok nadir kullanıldığını düşünelim. Bu durumda milin bölgesel olarak aşınacağı söylenebilir. Ünitenin konforunu da birinci dereceden etkileyen bu durumun aynı zamanda homojen olmayan bir mil geride bırakacağı için sistemi kararsızlaştıracağı için kaçınılmalıdır.

Narin bir milin eğilme gerilmesine maruz kalması diş açılırken kullanılan imalat yönteminin de önemini görece arttırmaktadır. Öyle ki mil malzemesinin üretiminden kaynaklanan hatalar ve kompozisyonun homojen olmayışı diş açılması sırasında bölgesel deformasyonları da diş yapısını ve/veya milin doğrusallığını bozabilir. Milin doğrusallığının bozulması, hareket sırasında oluşan yan yükler dolayısıyla mili dönme merkezinden uzağa hareket etmeye zorlayacak ve titreşim genliğini arttıracaktır.

Milin homojenliğini bozarak titreşim meydana getirecek bir diğer husus da milin desteklenmemiş uzunluğu üzerindeki birleştirme ara parçalarıdır. Seyir mesafesine göre erkekli dişili bağlantılar yapılarak birleştirilen millerin kullanımı tavsiye edilmemektedir. Ancak sabit boyda işlenmiş olarak alınan millerin firelerinin değerlendirilebilmesi için yapılacak çalışmalarda birleştirme sırasında temas eden kesit yüzeylerinin hassas işlenmiş olması ve yüzeyin mil eksenine diklik toleransının çok düşük olması gerekmektedir. İlgili bölgedeki geçişlerde vida helis çizgisinin sapmadığından hassas bir ölçümler yapılarak emin olunmalıdır.



Şekil 2.24. Kritik dönme hızı ile desteklenmemiş vidalı mil uzunluğu grafiği (Roton, 2005)

Milin desteklenmemiş mesafesi ile çapının, titreşimi nasıl etkilediği Şekil 2.24'ten anlaşılmaktadır. Burada belirtilen aslında motorun devri değildir. Motorun çıkış miline bağlanmış kayış kasnak sistemi ile somunun tahrik edilmesi dolayısıyla grafikte bahsedilen somunun devridir. Zira motor çıkış devri ile somun devri kasnak ve somun çaplarının farklılığı oranında değişiklik göstermektedir. Somun mil seçimi yaparken somunun tahrik edildiği yani mile etkiyen esas yüke dikkat edilmelidir. Motor

devrinin sabit olduğu düşünülduğünde ve kritik hızlar dikkate alınmadığı takdirde titreşim problemlerinden kaçınmak mümkün değildir.

Uzun seyir mesafelerinde hizmet vermekte olan engelli platformlarında kullanılan millerin, platform hareketi dolayısıyla sürekli değişen parametresi desteklenmemiş vidalı mil uzunluğu ve bazı durumlarda değişken yüküdür. Desteklenmemiş vidalı mil uzunluğu, titreşim frekansının sürekli farklılaşmasına sebep olmaktadır. Duruş kalkışlardaki hız değişikliği de ayrıca vidalı mile verilen titreşim frekansını farklılaştırmaktadır.

Tüm bu durumlardan kaçınabilmek için montaj öncesi milin doğrusallığının, diş yapısının, taşınma ve istifleme şartlarının periyodik olarak kontrol edilmesi gerektiği anlaşılmaktadır. Kontrol parametreleri ve imalat toleransları belirlenmelidir. Ayrıca hız parametresi, yük parametresi ve desteklenmemiş vidalı mil mesafesinin değişkenliği dolayısıyla mil seçimi yapılırken kritik hızlardan kaçınılmalıdır. Bu kaçınmanın en kolay yolu da milin kalınlaştırılması, helis açısının arttırılması ve tahrik devrinin düşürülmesi, mesnetlemelerin güçlendirilmesi ve elastik bağlantıların kullanılması şeklinde sıralanabilir.

3. MATERYAL ve METOD

Blok diyagramlarının oluşturulması istenilen niteliklerdeki platformun nihai çıktılarını henüz tasarım aşamasındayken netleştirmekte yardımcı olacaktır. Bu sayede kendi içinde dallara ayrılan, vida somun mekanizmasının hesaplama yöntemleri ile her durum için diyagramlardaki parametreleri değiştirmek suretiyle sonuca ulaşılması hedeflenmiştir.

3.1. Blok Diyagramlarının Oluşturulması

Bu bölümde blok diyagramların simulink altyapısında nasıl oluşturulduğu ve kullanılan blok diyagramların nitelikleri bulunmaktadır. Blok diyagramlar girdileri değiştirerek istediğimiz çıktıları almamızı kolaylaştırmakta ve grafiğe dökmemiz için çeşitli verileri istenilen şekilde sıralayabilmektedir.

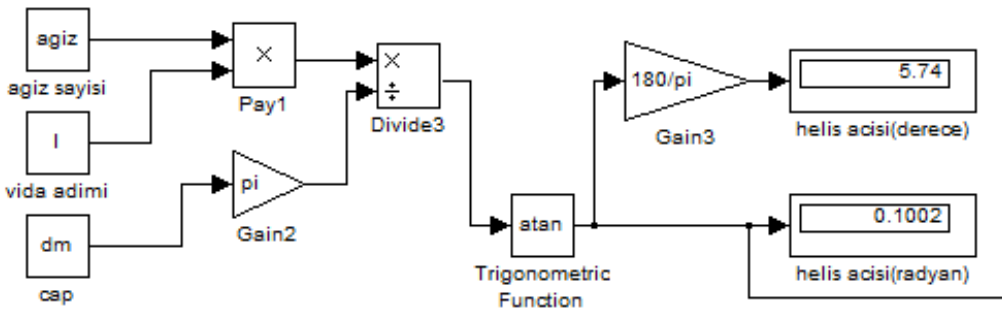
Sürtünmeler ve ağız sayısı gibi parametrelerin sabit kabul edilmesi ile elde edilen değerlerden faydalanarak görseller oluşturulmuştur. Helis açısı, mil çapı ve yük değişimlerinin, kaldırma momenti, mil gövdesinde oluşan kayma ve tek dişte oluşan sigma diş gerilmeleri üzerindeki etkisini görmemizi sağlayacak bir blok diyagram oluşturulmuştur.

Elde edilen değerlerde değişken parametreler belirlenirken sürtünme katsayısı ve ağız sayısı sabit kabul edilmiştir. 2 ağızlı vidalarda helis açısı parametresi hatveye bağlı olarak değiştirilmiştir. Ayrıca yük de artırılarak mekanizmanın davranışı incelenmiştir.

3.1.1. Helis açısı blok diyagramı

Helis açısının bağlı olduğu parametrelerin girdi olarak tanımlandığı ve sonucunda radyan ve derece birimlerinde çıktı veren blok diyagram Şekil 3.1'de görüldüğü gibi oluşturulmuştur.

Denklem 2.1'de olduğu gibi ağız sayısı hatveye bağlanarak toplam hatve oluşturulmuştur. Bu sayede diyagram ilerleyen aşamalarda yapılacak ağız sayısının artırılması denemelerine uygun hale getirilmiştir.

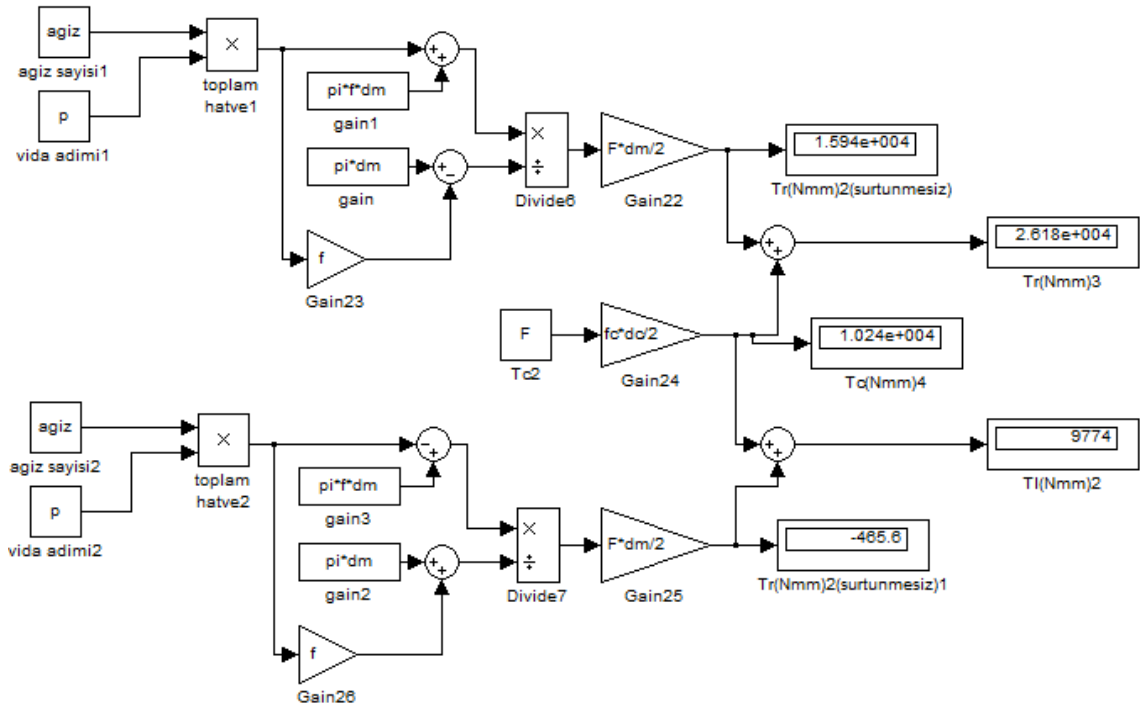


Şekil 3.1. Helis açısını değişkenlere göre hesaplayan blok diyagram

3.1.2. Hareket için gerekli olan kuvvet ve momentin blok diyagramları

3.1.2.1. Kare profil kaldırma ve indirme momentleri

İstenen parametrelerin değiştirilerek kaldırma ve indirme momentlerinin elde edilmesi istenmiştir. Bu sayede istenilen değerlere yaklaşmak için bir ön çalışma yapılması sağlanmıştır. Denklem 2.11'deki gibi T_R 'yi oluşturan tüm parametreler ön tanımlıdır ve birbirine bağlı değerler simulink düzleminde oluşturularak sonraki denklemler için kullanılmaktadır. Yataklama sürtünmelerinin etkisinin ihmal edildiği durum Şekil 3.2'de görülen diyagramda "sürtünmesiz" olarak ifade edilmiştir. Bu sayede T_R ve T_L değerlerinin hesaplanması sağlanmıştır.



Şekil 3.2. T_R ve T_L değerlerini hesaplayan blok diyagram

3.1.2.2. Kare profilde oluşan gerilmeler ve bileşik gerilme

Kare profil vidadaki kaldırma ve indirme durumlarında oluşan kayma gerilmesi (τ_{yz}), basma/çekme gerilmesi (σ_z), tek dişte oluşan gerilme (σ_x) ve von Mises gerilmesini (σ_b) görebilmek için oluşturulan diyagram Şekil 3.3'te görüldüğü gibi oluşturulmuştur.

Şekil 3.3'te bulunan diyagram girilen ilk parametrelerden bileşik gerilmeye kadar olan hesapları içermektedir. Elde edilen değerlerin isim ve birimleri, Türkçe karakterleri ve bazı yazı tiplerini desteklemeyen Simulink çalışma alanının elverdiği ölçüde sonuç kutucuklarının altına yazılmıştır.

$$\begin{aligned}
T_R &= \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - fl} \right) + \left(\frac{F f_c d_c}{2} \right) \\
&= \frac{6,4(30)}{2} \left[\frac{8 + \pi(0,08)(30)}{\pi(30) - 0,08(8)} \right] + \left[\frac{6,4(0,08)40}{2} \right] \\
&= 15,94 + 10,24 = 26,18 \text{ Nm}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
T_L &= \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m - 1}{\pi d_m + fl} \right) + \left(\frac{F f_c d_c}{2} \right) \\
&= \frac{6,4(30)}{2} \left[\frac{\pi(0,08)30 - 8}{\pi 30 + 0,08(8)} \right] + \left[\frac{6,4(0,08)(40)}{2} \right] \\
&= -0,466 + 10,24 = 9,77 \text{ Nm}
\end{aligned}$$

b)

$$e = \frac{Fl}{2\pi T_R} = \frac{6,4(8)}{2\pi (26,18)} = 0,311$$

c)

$$\begin{aligned}
\tau &= \frac{16T}{\pi d_d^3} = \frac{16(26,18)(10^3)}{\pi(28^3)} = 6,07 \text{ MPa} \\
\sigma &= -\frac{4F}{\pi d_d^2} = -\frac{4(6,4)10^3}{\pi(28^2)} = -10,39 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

d)

$$\sigma_t = \frac{6(0,38F)}{\pi d_d(1)p} = \frac{6(0,38)(6,4)(10^3)}{\pi(28)(1)4} = 41,5 \text{ MPa}$$

e)

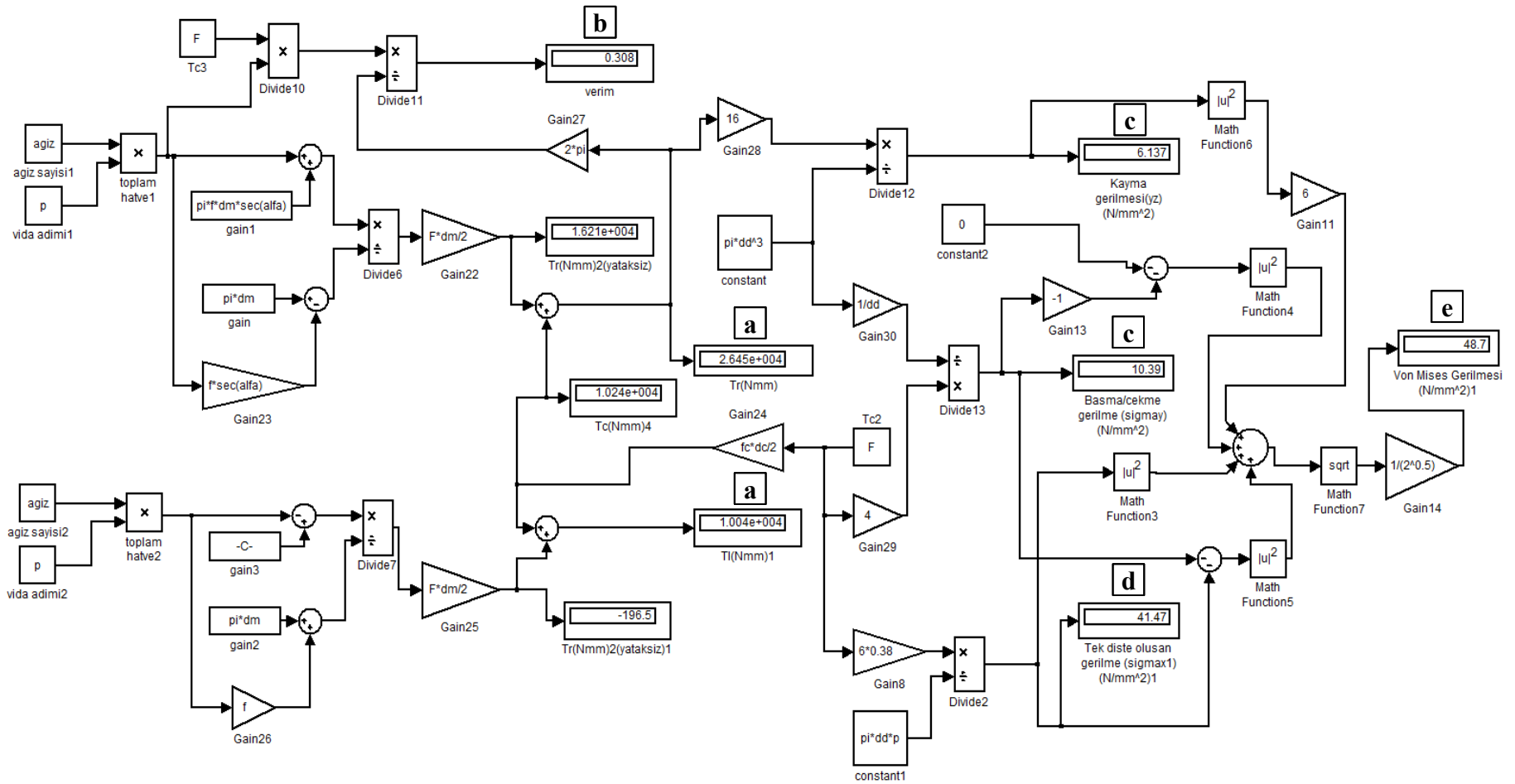
$$\sigma_x = 41,5 \text{ MPa} \quad \tau_{xy} = 0$$

$$\sigma_y = -10,39 \text{ MPa} \quad \tau_{yz} = 6,07 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 0 \quad \tau_{zx} = 0 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}
\sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (41,5 - 0)^2 + [0 - (-10,39)]^2 + (-10,39 - 41,5)^2 + 6(6,07)^2 \}^{\frac{1}{2}} \\
&= 48,7 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Problemin çözümünü sağlayan diyagram Şekil 3.4'te görülmektedir. Diyagramda kutucuklar içinde sonuçlar görülebilmektedir. Scope kutucuklarının hangi sonucu nitelediğinin daha rahat anlaşılması için kutucukların hangi harf çözümünü belirttiği diyagram üzerinde harflerle işaretlenmiştir.

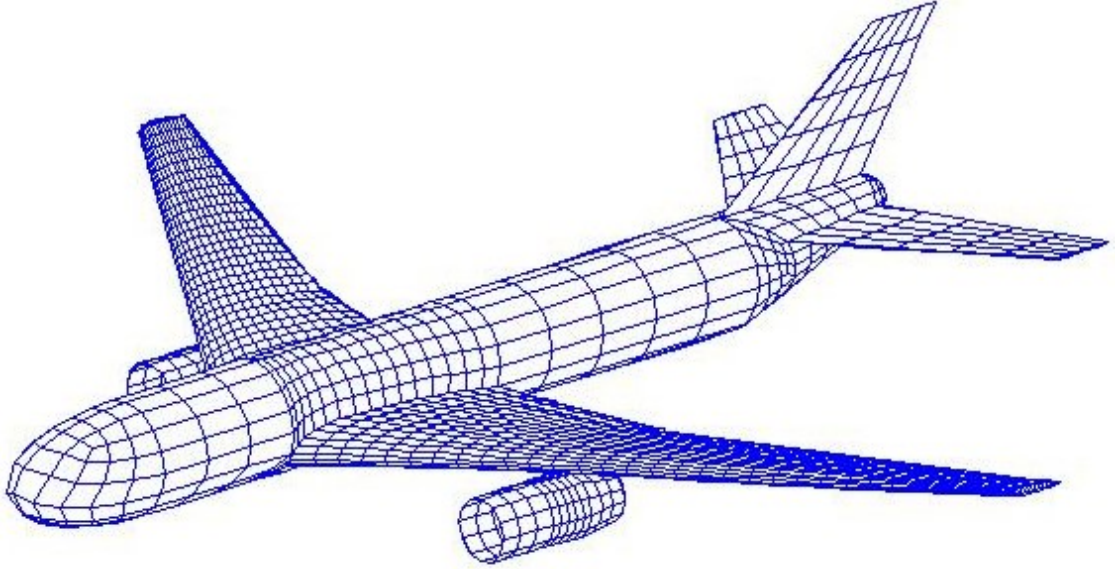


Şekil 3.4. Örnek problemin çözümünü hesaplayan blok diyagram

3.2. Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar metodu, günümüzde karmaşık mühendislik problemlerinin hassas olarak çözülmesinde etkin olarak kullanılan bir sayısal metoddur. İlk defa 1956 yılında uçak gövdelerinin gerilme analizi için geliştirilmiştir. Zira uçak gövdelerinde malzemeler çok çeşitli ve katmanlı olabileceğinden klasik yöntemlerle hesaplanması sadece uzmanlar tarafından yapılabilmiş ve uzun zaman almakla beraber, kompozit yapıların değişken davranışları ve farklı nitelikteki katmanların uzaysal geçişleri dolayısıyla gerçeğe istenen yakınlıkta sonuçlar elde edilememiştir.

Kompozit malzemelerin kullanım alanının genişlemesi ve hesaplarının zor olması, yönteme ilgiyi arttırmış ve alınan gerçeğe yakın sonuçlar ile bu metodun daha sonraki on yıl içerisinde uygulamalı bilimler ve mühendislik problemlerinin çözümünde de başarı ile kullanılabileceği anlaşılmıştır.



Şekil 3.5. Sonlu elemanlara bölünmüş bir uçak modeli (Trivedi 2013)

Sonraki yıllarda sonlu elemanlar metodu ve çözüm teknikleri hızlı gelişmeler kaydetmiş ve günümüzde bir çok pratik problemin çözümü için kullanılan en iyi metodlardan birisi olmuştur. Metodun değişik mühendislik alanları için bu kadar popüler olmasının ana nedenlerinden birisi de genel bir bilgisayar programının yalnız giriş verilerini değiştirerek herhangi bir özel problemin çözümü için kullanılabilmesidir. Sonlu elemanlar metodundaki temel düşünce, karmaşık bir probleme, problemi basite indirgeyerek bir çözüm bulmaktır. Esas problemin daha basit bir probleme indirgenmiş olması nedeni ile kesin sonuç yerine yaklaşık bir sonuç elde edilmekte, ancak bu sonucun çözüm için daha fazla çaba harcayarak iyileştirilmesi ve kesin sonuca çok yaklaşılması, hatta kesin sonuca ulaşılması mümkün olmaktadır. Ardışık analizlerden elde edilen sonuçların bütünlük yorumu ile imalat öncesi tasarım kusurlarının öngörülmesi sağlanmaktadır. Eldeki konvansiyonel matematiksel araçların kesin sonucu, hatta yaklaşık bir sonucu dahi bulmakta yetersiz kalması durumunda ise sonlu elemanlar metodu kullanılabilecek tek metod olmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda, çözüm bölgesi, çok sayıda, basit, küçük, birbirine bağlı, sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrılmaktadır. Bu metodun, yolcu uçağı gibi karmaşık bir geometrik şekli modellemek için nasıl kullanılabileceğı Şekil 3.5'te verilmiştir. Böyle bir aracın çalışması esnasında oluşacak olan deplasmanları, gerilmeleri ve benzeri davranışları kesin olarak bulmak hemen hemen imkansız olduğundan, araç şekilde görülen parçalara ayrılarak modellenmiştir.

3.2.1. Sonlu elemanlarda ağ yapısı

Ağ yapısı oluştururken eleman sayısının arttırılmasının alt tehlikeli sınırı sonuçtan iraksamak, üst tehlikeli sınırı da çözüm süresinin aşırı artmasıdır. Sonuçtan iraksamak analiz yapmayı anlamsız kılacağı gibi, eleman sayısını arttırmak da aşırı süre kaybına neden olacaktır. Dolayısıyla uygun büyüklükteki ağ örgüsü oluşturulması gerekmektedir.

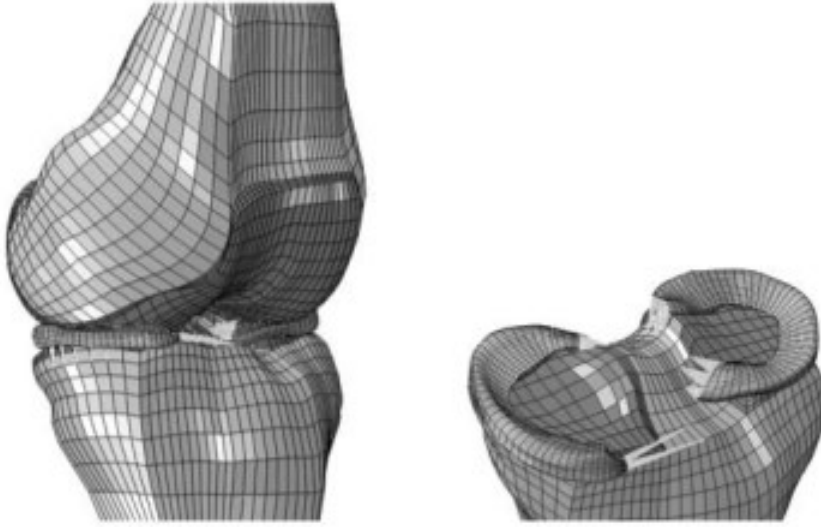
Ağ yapısının doğru sonuca götüreceğ şekilde oluşturulmasının bazı prensipleri vardır. Örneğin ağ yapısının yoğunluğunun arttırılıp azaltılması ile yapılan analizlerde, analiz sonucunun bir değere yakınsayıp yakınsamadığı takip edilmelidir. Değerin yakınsama farkları azalmasının, çözüm süresini aşırı arttırdığı gözlemlendiğinde optimum değere yaklaşılmış demektir. Analiz doğruluğu kontrol edilirken basit mesnetler üzerinde yapılan basit elle hesaplar da ağ yapısının doğruluk kontrolünde yardımcı olmaktadır.

Birden çok parça birlikte analize tabi tutuluyorsa, parçalara ayrı olarak izafi ağ yapısını oluşturulması daha doğru sonuç verebilmektedir. Çok büyük parçaların yanında çok küçük parçaların analizinin yapılması parçaları üzerinde ayrı bir şekilde ağ yapısı oluşturulması gerekliliğini doğurur. Zira parça üzerindeki gerilim dağılımı ancak detaylı ağın yapısının oluşturulması ile görülebilir.

Sonuçların incelenmesi sırasında bir nod üzerinde aşırı bir gerilim yığılması gözlenirse bu durum düşük yoğunlukta ağ yapısı oluşturulduğunun göstergesidir. Bu durumda bölgesel olarak ağ yapısı oluşturulmalıdır.

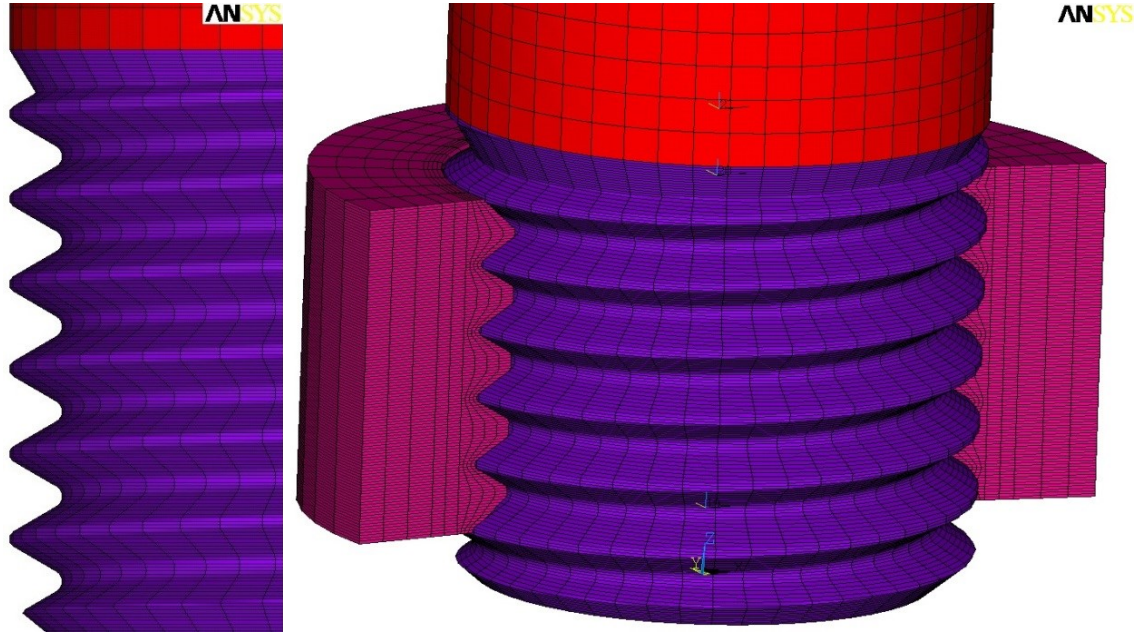
Analizi yapılacak parçaların imalat şekillerinin bilinmesi halinde bu bilgi ağ yapısına da yansıtılmalıdır. Örneğin ekstrüzyon ile imal edilmiş bir parça üzerindeki ağ yapısı ile dökümden elde edilecek malzemenin ya da abkant preste bükülmüş bir sac ile kalıplanmış sacın ağ yapısı birbirinden farklılaştırılabilir. Sonuç olarak oluşturulan ağ yapısının malzemeyi yansıtması sağlanmalıdır.

Doğru sonuca yaklaşabilmek için malzemedeki yük halinde oluşan teorik kuvvet çizgilerinin devamlılığının sağlanması gerekmektedir. Kuvvet çizgilerinin bir bölgede yığılması bulunan gerilim değerinin yanlış okunmasına sebep olacaktır.



Şekil 3.6. Kemik yapısı için oluşturulmuş ağ yapısı (Nicole, Kıran ve Srinivas 2009)

Şekil 3.6’de görülen ağ yapısında görüldüğü gibi eklem bölgesinde daha yüksek yoğunluklu ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu sayede ara malzemede gerilim dağılımı görülebilecektir. Kemik için oluşturulan ağ yapısı da kemiğin davranışını yansıtacak şekilde altı yüzlü prizma(hexahedral) elemanlarla oluşturulmuştur. Genellikle vücut uzuvlarının incelenmesinde ve uzun ince kararlı makine elemanlarında bu tip ağ yapısı tercih edilmektedir.

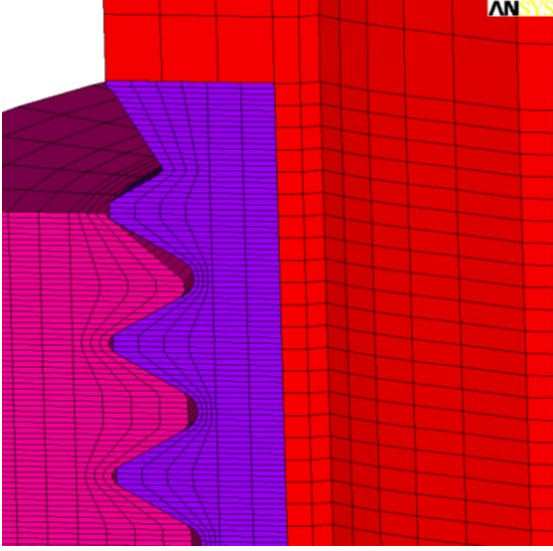


Şekil 3.7. Vida somun için oluşturulmuş ağ yapısının genel görünümü

Şekil 3.7 ve 3.8’de görülen ağ yapılarının ovalama ile açılmış diş yapısındaki kuvvet çizgileri ile benzerliği dikkati çekmektedir. Modelin gerçeği yansıtmaması için bu şekilde ağ yapısı kullanılmıştır. Bu sayede malzeme üzerine yük verildiğinde çözüm

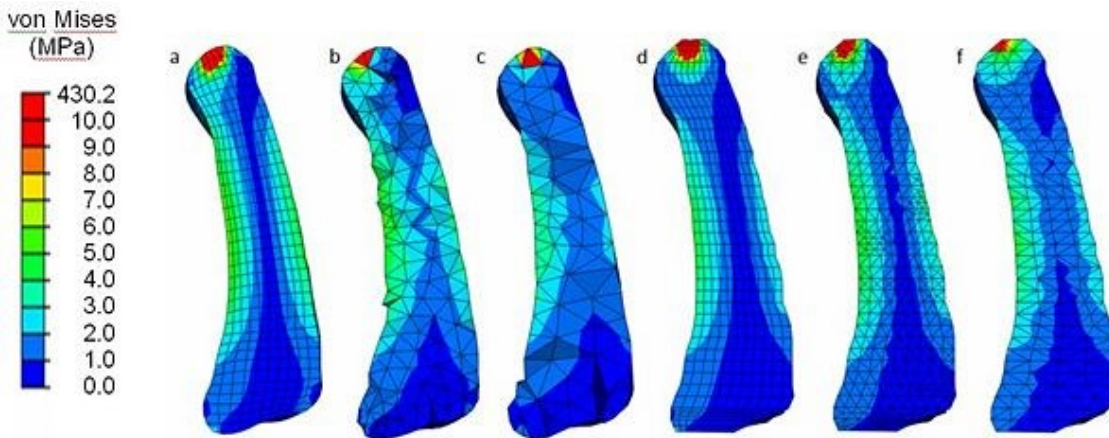
matrisi de gerçeğe uygun bir şekilde oluşacak ve gerilmelerin malzeme üzerine yayılması ile daha doğru sonuçlara ulaşılabileceği düşünülmüştür.

Diş çevresinde, gerilimin düşeceği bölgede ağ yapısının da seyrekleştiği görülmektedir. Bu durum da incelenecek bölgenin dışındaki alanların fonksiyonunun sadece kuvvet iletmek için gerekli olmasından kaynaklanmaktadır. Hem somun hem vidada diş bölgesi değişken yüklere maruz kalacağı için ağ yapısı inceltmiştir.



Şekil 3.8. Vida somun için oluşturulmuş ağ yapısının kesit görünümü

Çalışmada incelenen malzemelerin ağ yapısı oluşturulurken Şekil 3.8'de görüldüğü gibi hexahedral yerine 4 yüzlü prizmalar(tetrahedral) kullanılmıştır. Yukarıdaki gibi bir ağ yapısını iki ağızlı bir trapez ve radiüslü vida için oluşturmak çok meşakkatlidir. Vidaların düzgün bir yapıyı takip edebileceği ağ yapıları üzerinde çalışılmış ancak iç geometrideki düzensizlikler giderilememiştir. Tetrahedral elemanlar da doğru ağ yoğunluğunda uygulandığında, vida gibi aşırı girintili yapıların çözüm ortamına aktarılması için uygundur.



Şekil 3.9. Farklı ağ tekniklerindeki von Mises gerilmeleri dağılımı (Nicole vd. 2009)

Şekil 3.9’da farklı ağ yapılarının sonuçlara etkisi görülmektedir. Hangi programlarda hangi ağ yapısı oluşturma tekniklerinin kullanıldığı aşağıda sıralanmıştır;

- a) IA-FEMesh - hexahedral ağ,
- b) IA-FEMesh - tetrahedral ağ
- c) NETGEN - tetrahedral ağ,
- d) PATRAN - hexahedral ağ,
- e) PATRAN - tetrahedral ağ, (ortalama eleman boyu 1mm iken)
- f) PATRAN - tetrahedral ağ, (ortalama eleman boyu 2mm iken)

Ağ yapısının sonuç dağılımındaki etkileri incelendiğinde malzeme üzerinde ne kadar küçük bir alanın gerilimi incelenmek isteniyorsa, eleman boyutunun o kadar inceltmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır. a, b ve c şekilleri incelendiğinde gerilim yığılmalarının sonuçları çarpıtılabileceği de anlaşılmaktadır.

3.3. Sonlu Elemanlar İle Mekanizma Davranışının İncelenmesi

Bu bölümde örnek platformdaki tahrik mekanizmasına ait vida ve somun elemanlarının ölçüleri referans alınarak oluşturulan 3 boyutlu modellerin dış dibi gerilmesi Ansys Workbench yardımıyla incelenmiştir.

Programdan ilk hareket anındaki gerilimlerin görülmesi için faydalanmak istenilmiştir. Analiz koşutulan parçalar Şekil 3.17 ve Şekil 3.18’de görülmektedir. Bu parçalar Bölüm 2.6’da nitelikleri incelenen örnek platforma ait değerler referans alınarak 1:1 ölçekte modellenmiştir.

3.3.1. Mekanizma parçaları üzerine malzeme bilgilerinin tanımlanması

Sonlu elemanları oluşturan ağ yapısı analiz edilecek malzeme için akma ve çekme sınırı, elastikiyet modülü, poisson oranı gibi çeşitli ayırt edici mekanik özellikleri ağı oluşturan yapı üzerine tanımlamaktadır. Bu özelliklerin doğru olarak tanımlanması çok önemlidir.

Ansys, Solidworks gibi bazı programların kendi malzeme kütüphanesi bulunduğu gibi, kütüphanede olmayan malzemelerin atanmasını da sağlayabilmektedirler. Analize tabi tutulacak malzemelerin gerekli testleri yapılmış ya da üretici tarafından sertifikalandırılmış olması analiz sonuçlarını anlamlı ve yorumlanabilir kılacaktır.

Yapılacak vida somun analizinde kullanılacak olan malzeme nitelikleri Çizelge 2.4’te belirtilmiştir. Bu malzemelerden mil malzemesi Ansys Workbench ön tanımlı kütüphanesinde bulunurken, somun malzemesi bulunmamaktadır. Bu nedenle malzeme tanımlama yoluna gidilmiştir.

Malzeme bilgisinin tanımlanabilmesi için analiz şemasının oluşturulduğu listede ikinci sırada bulunan “Engineering Data” penceresine erişilerek, yeni malzeme ekleme satırına tıklanmıştır. Sıfırdan oluşturulan malzemenin hiçbir özelliğinin olmaması sebebiyle analizin gerçekleştirilebilmesi için gerekli mekanik özellikler tek tek “Toolbox” penceresinden alınmıştır.

Somun ve mil malzeme tipi lineer elastik izotropik olarak seçilmiştir. Böylece malzeme içindeki heterojen kompozisyonlar ihmal edilmiştir. Dolayısıyla malzemeler üzerindeki gerilme ve şekil değiştirme arasında doğrusal bir ilişki kurulmuştur.

Outline of Schematic B2: Engineering Data

	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		purc	Description
2	Material			
3	C60			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1

Chart : Density Outline Row 3: C60

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7800	kg m ⁻³		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,1E-05	C ⁻¹		
5	Reference Temperature	22	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus ...			
8	Young's Modulus	2,1E+05	MPa		
9	Poisson's Ratio	0,28			
10	Bulk Modulus	1,5909E+11	Pa		
11	Shear Modulus	8,2031E+10	Pa		
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
16	Strain-Life Parameters				
24	Tensile Yield Strength	520	MPa		
25	Tensile Ultimate Strength	850	MPa		

Şekil 3.10. Mil için malzeme bilgilerinin tanımlanması

Outline of Schematic B2: Engineering Data

	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		purc	Description
3	C60			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1
4	CuSn12			
*	Click here to add a new material			

Chart : Density Outline Row 4: CuSn12

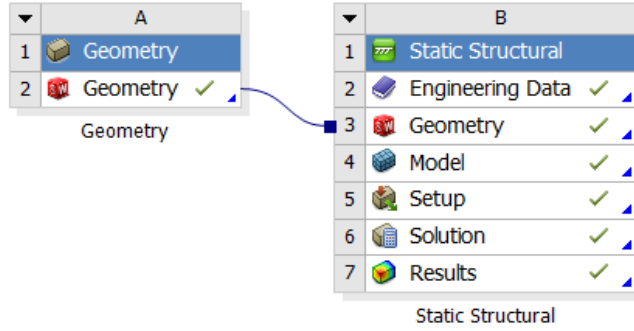
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	8600	kg m ⁻³		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,74E-05	C ⁻¹		
5	Reference Temperature	22	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus ...			
8	Young's Modulus	1,05E+05	MPa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	8,75E+10	Pa		
11	Shear Modulus	4,0385E+10	Pa		
12	Tensile Yield Strength	260	MPa		
13	Tensile Ultimate Strength	140	MPa		

Şekil 3.11. Somun için malzeme bilgilerinin tanımlanması

Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’de Workbench modülü için tanımlanan malzeme özellikleri bulunmaktadır.

3.3.2. Mekanizma parça geometrilerinin programa tanımlanması

Solidworks ortamında modellenen parçalar Ansys Workbench’e bağlanmıştır. Şekil 3.12’de daha Solidworks programında modellenen mekanizmanın, disiplinler arası çalışabilen Ansys Workbench analiz programına nasıl bağlandığı gösterilmektedir. Geometrinin bağlanması sürükleyip bırak yöntemiyle tanımlanmaktadır.



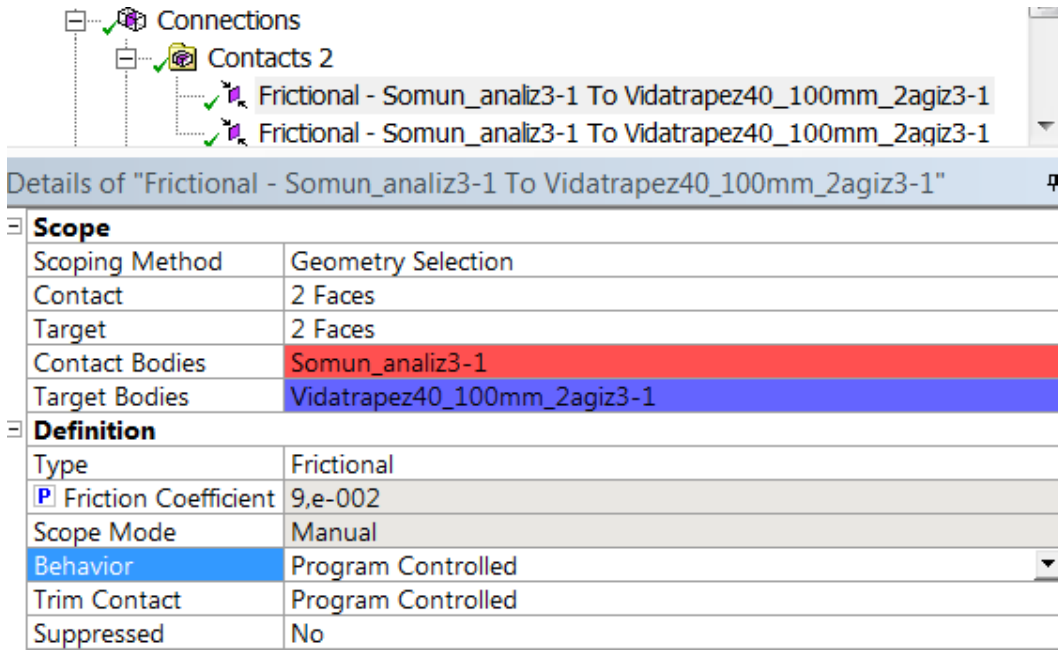
Şekil 3.12. Solidworks modelinin statik analize bağlanması

Bu sayede model üzerinde yapılan değişiklikler Ansys Mechanical ekranındaki model üzerinde görülebilmekte veya sonuçların güncellenmesi gerektiği uyarısı alınarak olası hataların önüne geçilmektedir. Örneğin hatve Solidworks modeli üzerinden değiştirildiğinde Ansys Workbench tasarım modülü üzerine işlediği Solidworks modelini kullanıcının verdiği komutla güncellemektedir. Analiz ortamındaki sabitleme atanmış yüzeyler, kuvvet atanmış yüzeyler gibi modele bağlı değişkenlerin otomatik olarak algılaması sağlanmaktadır. Model ve analiz girdilerinin güncellenmesinin akabinde program kullanıcı tarafından belirlenmiş parametrelere göre modelde yapısı oluşturulacaktır. Zira ağ yapısı tanımlanacak kontak tiplerine göre kendisini modifiye etmektedir.

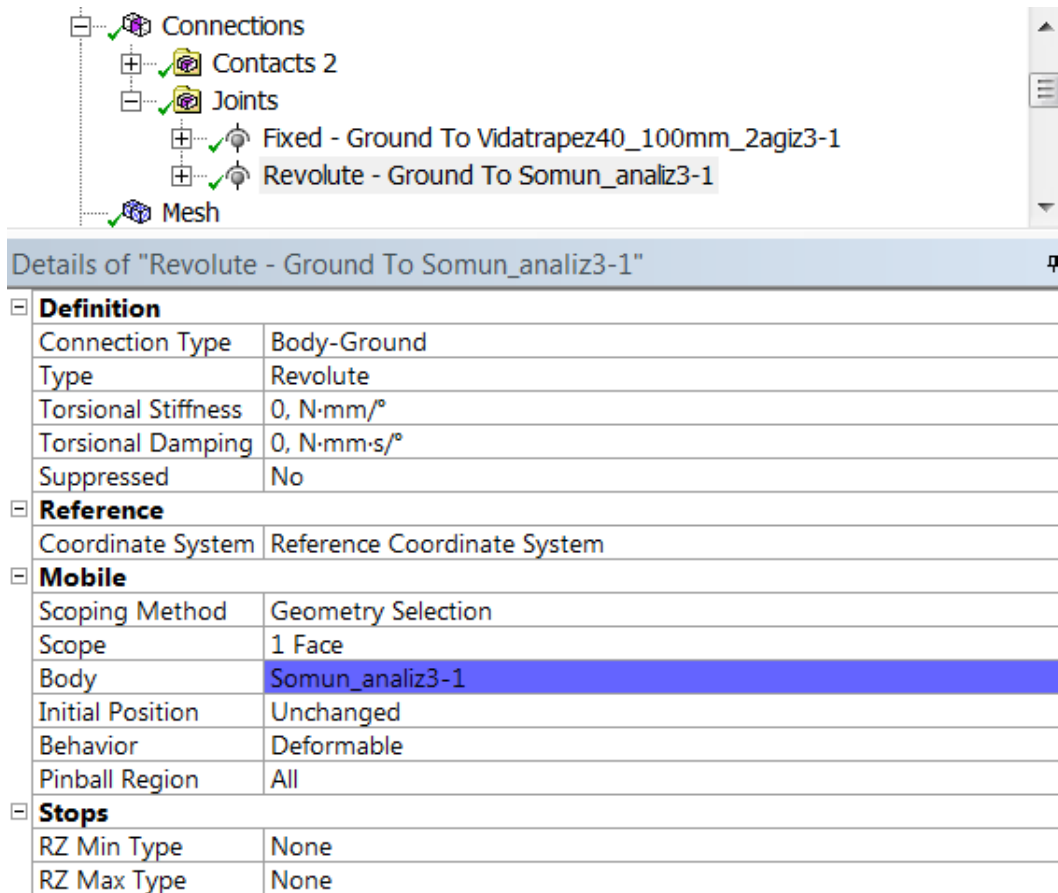
3.3.3. Parçalar arasındaki kontak tiplerinin tanımlanması

Parçaların temas bölgelerinde temasa teğet olan radiüsler dahil edilerek 2 ağızlı vidanın her bir vida yüzeyi için sürtünmeli temas kullanılmıştır. Sürtünme katsayısı hesaplarda kullanılan değer olan 0,09 sabit değer olarak tanımlanmıştır.

Milin alt ve üst yüzeylerden sabitlenmesi için iki yüzey seçilerek sabit kontak tanımlanmıştır. Somunun dönme hareketi için Şekil 3.14’te görüldüğü gibi Body-Ground kontak tanımlanmıştır. Bu kontakın verilmesi dönme yükünün tanımlanması için gereklidir. Dönme referansı eksenini somunun eksenini seçilmiştir. Bu sayede somunun sürtünme yüklerinden ötürü vidada kontrolsüzce savrulmasının önüne geçilmiştir.



Şekil 3.13. Sürtüneli temasların tanımlanması



Şekil 3.14. Mil sabitlemesi ve dönme hareketinin tanımlanması

Mil ve somunun harekete başlamaları ayrı değişkenlere bağlı olduğundan Kontak tipi olarak Body-Ground seçilmiştir. Bu kontak tipi somunun mil tarafından hareket etmesi gibi bir yanlış tanımlamayı da ortadan kaldırmaktadır.

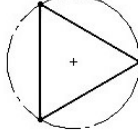
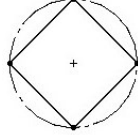
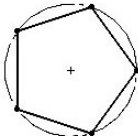
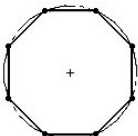
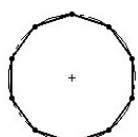
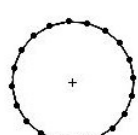
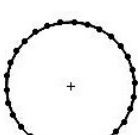
Duruşlar bölümünde somun hareketi için herhangi bir üst durma sınırı belirlenmemiştir. Kontakların belirlenmesi sırasında normal hareket koşullarının programa tanımlanması gerekmektedir. Somuna dönme hareketinin verilmesiyle mil ile temas sırasında oluşacak tepki kuvvetlerinin tespiti istenmektedir. Parçaların

3.3.4. Mekanizma parçaları üzerinde ağ yapısının tanımlanması

3.3.4.1. Uygun ağ yoğunluğunun belirlenmesi yaklaşımı

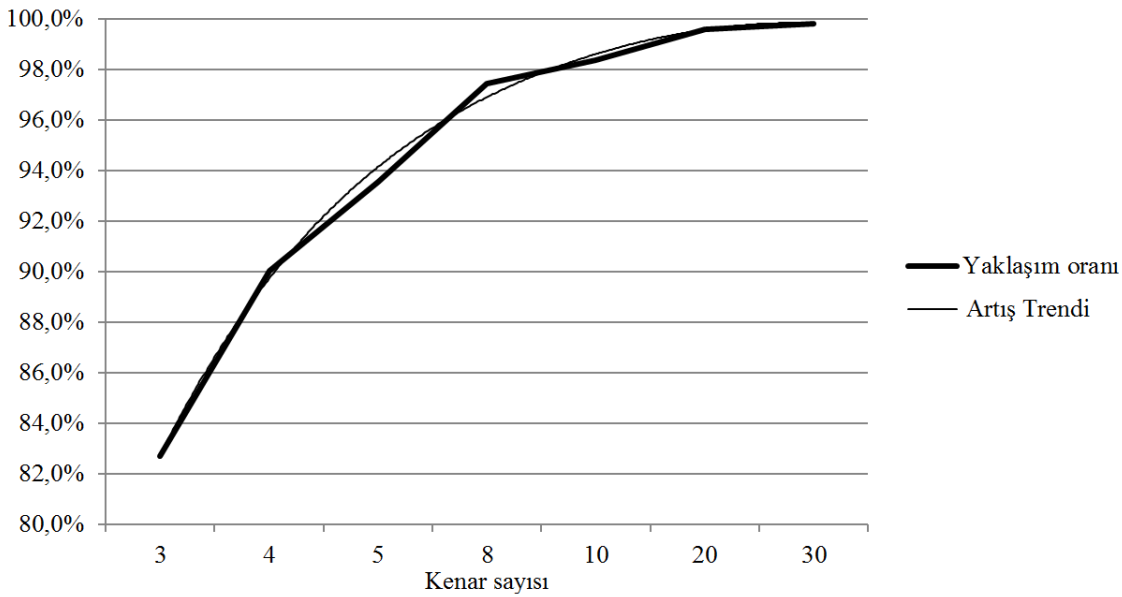
Sonlu elemanlar yöntemi temelini ilk matematikçiler tarafından çemberin çevresini bulma yaklaşımlarından geldiği düşünülmektedir.

Çizelge 3.1. Eleman sayısı ile doğruya yaklaşım oranı ($2\pi=314,159$)

Şekil	Kenar sayısı	Bir kenar uzunluğu	Toplam kenar uzunluğu	Yaklaşım oranı
	3	86,603	259,808	82,7%
	4	70,711	282,843	90,0%
	5	58,779	293,893	93,5%
	8	38,268	306,146	97,4%
	10	30,902	309,017	98,4%
	20	15,643	312,868	99,6%
	30	10,453	313,584	99,8%

Çizelge 3.1’de çapı 100birim olan bir çemberin çevre uzunluğunu bulmak için sonlu elemanlara bölünme şekilleri, kaç parçaya bölündüğünü gösteren düğüm noktaları, kenar sayıları, toplam kenar uzunlukları ve doğruya yaklaşım oranlarını bulabilirsiniz. Mekanizmanın analizindeki ağ yoğunluğunun ne kadar sık olacağını belirlenmesinde aşağıdaki yaklaşım kullanılmıştır. Ağ yoğunluğunun arttırılmasının alınan sonuçlarda yakınsamaya sebep olduğunun tespiti yapılmıştır.

Doğru sonuca ulaşılması için bölünmesi gereken eleman sayısı, sonlu elemanlar ile analizler yapan araştırmacılar için çözüm başlangıcında her zaman soru işareti yaratan bir konu olmaktadır. Çizelge 3.1 sonlu elemanlar yönteminde bölünmesi gereken eleman sayısının sonucu nasıl etkilediği görülmektedir.



Şekil 3.15. Eleman sayısı ile doğruya yaklaşım oranı değişim grafiği

Şekil 3.15’te eleman sayısının sonuca etkisi görülmektedir. Eleman sayısı arttırımının sonucu olumlu etkilediği kolaylıkla anlaşılmaktadır. Ancak grafikte gösterilen artış trendinden de anlaşılacağı gibi grafiğin eğimi sifıra gitmektedir. Bu durumu, belli bir eleman sayısına ulaştıktan sonra eleman sayısını arttırmanın, sonucu önemli ölçüde etkilemediği şeklinde yorumlayabiliriz. Nitekim örnek verilen çember için eleman sayısının 30 olması %99,8’lik bir doğruluk oranına sahip olmuştur. Eleman sayısının milyon ya da milyar kat arttırılması sonucu elde edilecek sonuçlar arasındaki fark önemsiz seviyede olacaktır.

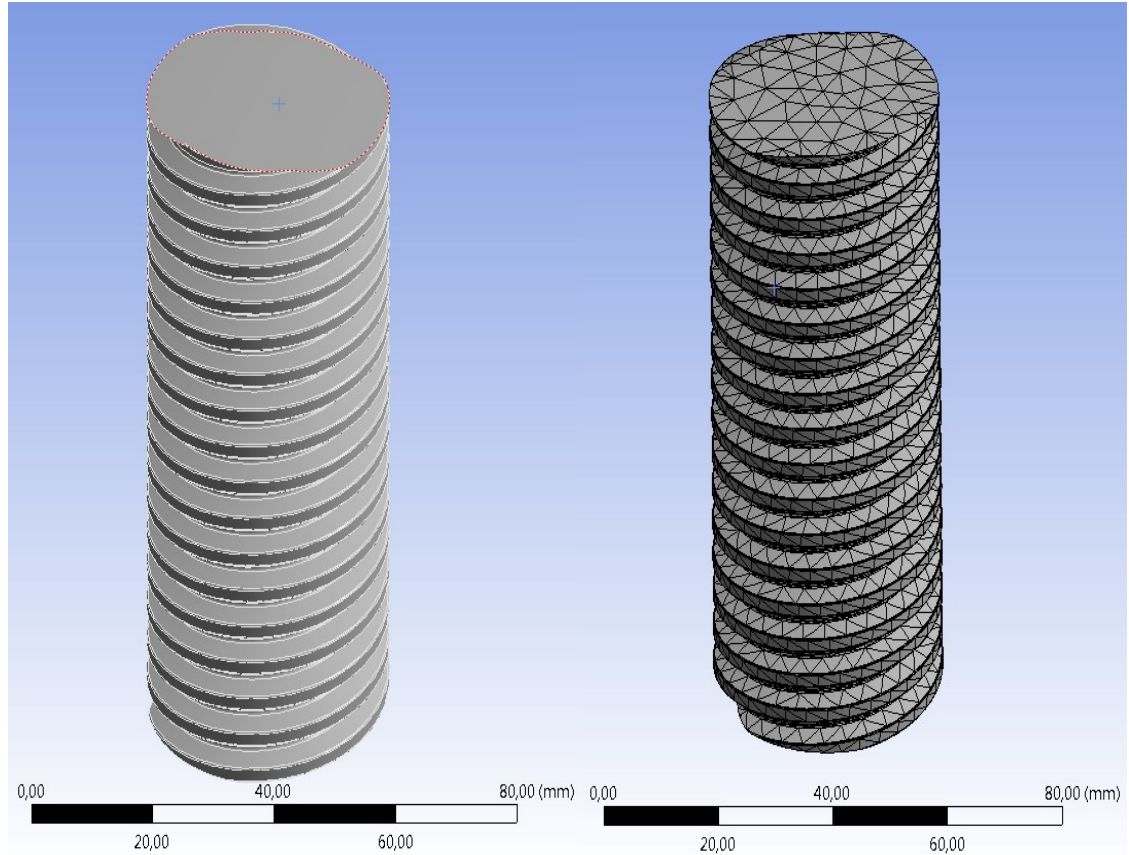
3.3.4.2. Vida somun üzerinde oluşturulan ağ yapısının nitelikleri

Vida somun mekanizmasının ağ yapısı oluşturulurken Bölüm 3.2’de bahsedilen prensiplere dikkat edilmiştir. Aşağıda oluşturulan ağ yapısının parametreleri görülmektedir. Bu parametrelerden oluşturulan ağ yapısının, programın art alanında çözülmesiyle sonuca ulaşılacaktır.

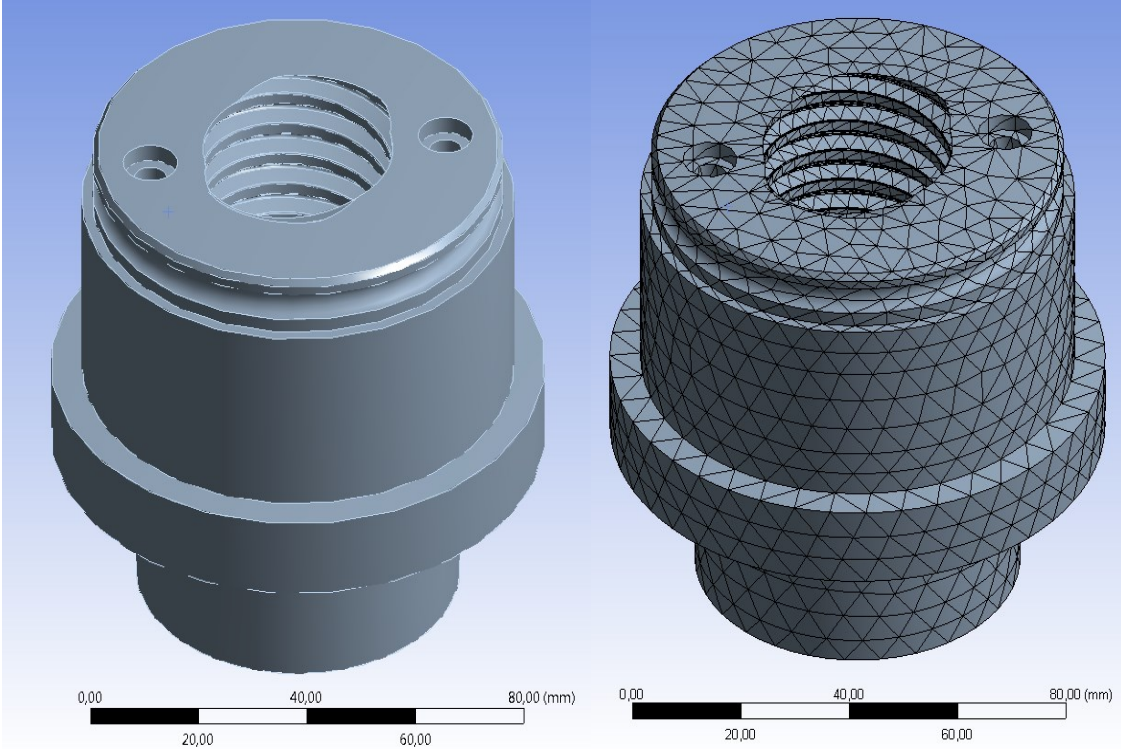
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	Off
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	2,2210 mm
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No

Şekil 3.16. Ağ yapısı parametrelerinin tanımlanması

Şekil 3.16'deki parametreler kullanılarak elde edilen ağ yapısı Şekil 3.17 ve Şekil 3.18'de görülmektedir.



Şekil 3.17. Analizde kullanılan vidalı mil modeli ve ağ yapısı oluşturulmuş hali



Şekil 3.18. Analizde kullanılan tahrik somunu modeli ve ağ yapısı oluşturulmuş hali

Ağ yapısı, sonlu elemanların doğası gereği analiz sonucunu doğrudan etkileyebilecek bir yapıdır. Ağ yapısının malzemeyi doğru yansıttığına dikkat edilmelidir. Normal şartlarda ağ yapısı oluşturulurken bir kademede en az 3 düğüm noktası olması istenir. Bu sayede kademelerin yüzeyi üzerindeki gerilmelerin dağılımı doğruya yakın bir şekilde görülebilecektir. Bir kademedeki düğüm sayısı artırılarak daha hassas çözümler elde edilebilir. Ancak ağ yapısının sıklaştırılması analiz süresini üstel bir biçimde arttırdığından çözüm için yeterli dosya kapasitesi ya da ram bulunmadığı durumda disk alanının açılması hatası vermektedir.

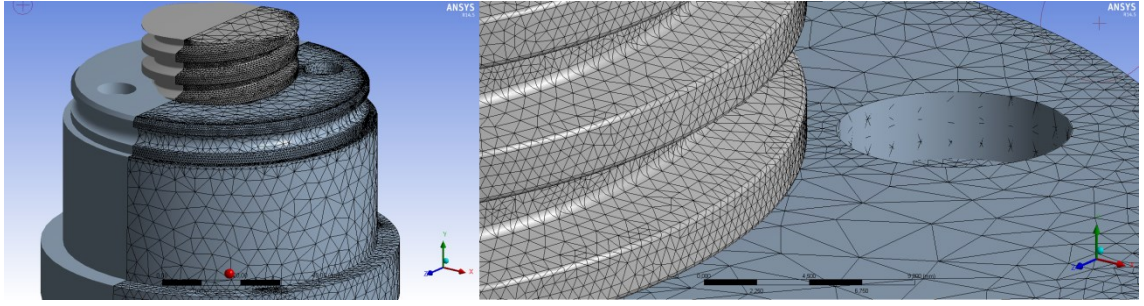
Analizde önemli olan gerilmeler, vida ve çevresindeki gerilmeler olduğundan burada ağ yapısı iyileştirilmiş ve sıklaştırılmıştır. Dolayısıyla dış profilindeki detaylar ihmal edilmeden ağ yapısı oluşturulmuştur. Malzemeler talaşlı yöntemle imal edildiği için sweep mesh komutu kullanılmamıştır. Ağ yapısının malzemeyi tam olarak tanımlaması için ekstrüzyon ile imalat yöntemi kullanılan profil tipi parçalarda sweep mesh komutunu kullanmak daha düzenli ağ yapısının oluşturulmasını sağlamaktadır. Dişli malzemelerde ise diş yapısı ovalama tezgâhında oluşturulmuş ve parça yüzeyinden talaş kaldırılmamışsa sweep mesh komutunun kullanılması daha uygundur.

Statik analizde yükün aşağı yönde uygulanması ile durgun hal gözlenmeye çalışılmıştır. Somun vidaya temas halinde, herhangi bir konumda sabit bir şekilde duruyor iken, üzerindeki yük ile oluşan gerilmeleri görmek amaçlanmaktadır.

Platform Şekil 2.11’de görüldüğü gibi yapısal nedenlerden ve tahrik sisteminden ötürü beyan yüküne karşılık gelecek ağırlık mil merkezi platform ölçüsü genişliğinin yaklaşık yarısı uzaklıktadır. Analizlerde yan yüklerin kılavuzlar vasıtasıyla taşındığı

düşünülerek bu mesafeler ihmal edilmiştir. Kılavuz sisteminin yan yükleri doğru bir şekilde alabilmesi yapısal bir problemdir.

Prencip olarak milin platform seyir esnasındayken herhangi bir şekilde değişken yüklerle maruz kalmaması gerekmektedir. Zira bu yükler sistemin titreşim genliğini arttırarak gürültüye sebep olmasının yanında konforsuzluk ve malzeme ömürlerinin kısalmasını da beraberinde getirebilir. Dolayısıyla bu durum tasarım hatası olarak değerlendirilir. Bu hatanın önüne geçebilmek için kılavuz sistemin tasarımının ciddiyle incelenmesi gerekmektedir. Kılavuz sisteminin tasarımı yeni problemler doğurmak yerine tahrik sisteminin oluşturduğu problemleri ortadan kaldırmak ya da azaltmak üzere iyileştirilmelidir. Bu durumda kılavuz teker malzemelerinin ezilme dayanımları ve konfor için plastik davranıştan elastik davranışa geçme koşul ve sürelerine de dikkat edilmelidir.



Şekil 3.19. Analiz parçaları üzerinde ince mesh örneği

3.2.6. Zamana bağlı analiz için modüller arasında köprü tanımlanması

Statik analiz ile aynı model ve malzemeye sahip sistemin zamana bağlı olarak kalkış anının çözümlenebilmesi için iletişim köprüleri oluşturulmuştur. Bu köprüler aynı geometrinin aktarıldığı gibi program içinde tanımlanmış malzeme bilgilerinin Workbench Transient Structural modülüne aktarılması amacıyla kurulmaktadır. Böylece statik analiz koşulları ile zamana bağlı analiz arasındaki farklar tutarlı olarak karşılaştırılabilecektir.

Transient Structural modülü sayesinde somunun durgun halden sabit hıza ulaştığı zamana kadarki değişimler gözlenmek istenmiştir. Çözüm alanı olarak somunun sabit hıza ulaşabileceği düşünülerek 0-1 saniye arası belirlenmiştir. Bu sayede somun ve milin zamana bağlı olarak izafi hareketlerinin gerilime etkisini tespit etmek amaçlanmaktadır. Ayrıca statik hal ile dinamik hal arasındaki farklar kıyaslanmış olacaktır.

Statik analiz ve süreksiz durum analizlerini çözerken Ansys Workbench programı sonlu elemanlar yöntemini kullanmaktadır. Bu yöntemde modeli oluşturulan parçalar sonlu elemanlara birbirlerine bağlı olarak her anın çözümü ayrıca yapılarak sonuca ulaşılır. Belirlenen aralıklarda çözüm yapılırken bir anda yap çözülen analiz sonucu oluşan şartlar bir sonraki adımda incelenecek analiz için girdi olacak şekilde çözüme ulaşılmaktadır.

Bölünen eleman sayısının yeterli olup olmadığını anlayabilmek yani analiz doğrulama yapmak için ağ yoğunluğunun artırılıp azaltılmasıyla sonucun büyük

değişiklikler gösterip göstermediği incelenmelidir. Bu nedenle köprü kurulması analizler arasındaki tutarlılığı da sağlamış olacaktır.

Statik analiz ile somun üzerine Matlab blok diyagramları başlangıç koşulları gibi 4000N yük verilmiştir. Bu yük ile Matlab çıktılarıyla yaklaşık sonuçlar alınması öngörülmektedir.

Analiz sonuçlarının Matlab çıktılarıyla kıyaslanması ile doğrulama yapılması birbirinden tamamen ayrı iki disiplinin sonuçlarının birbirini desteklemesi elde edilen sonuçların gerçeğe yakınlığı hakkında da fikir verecektir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

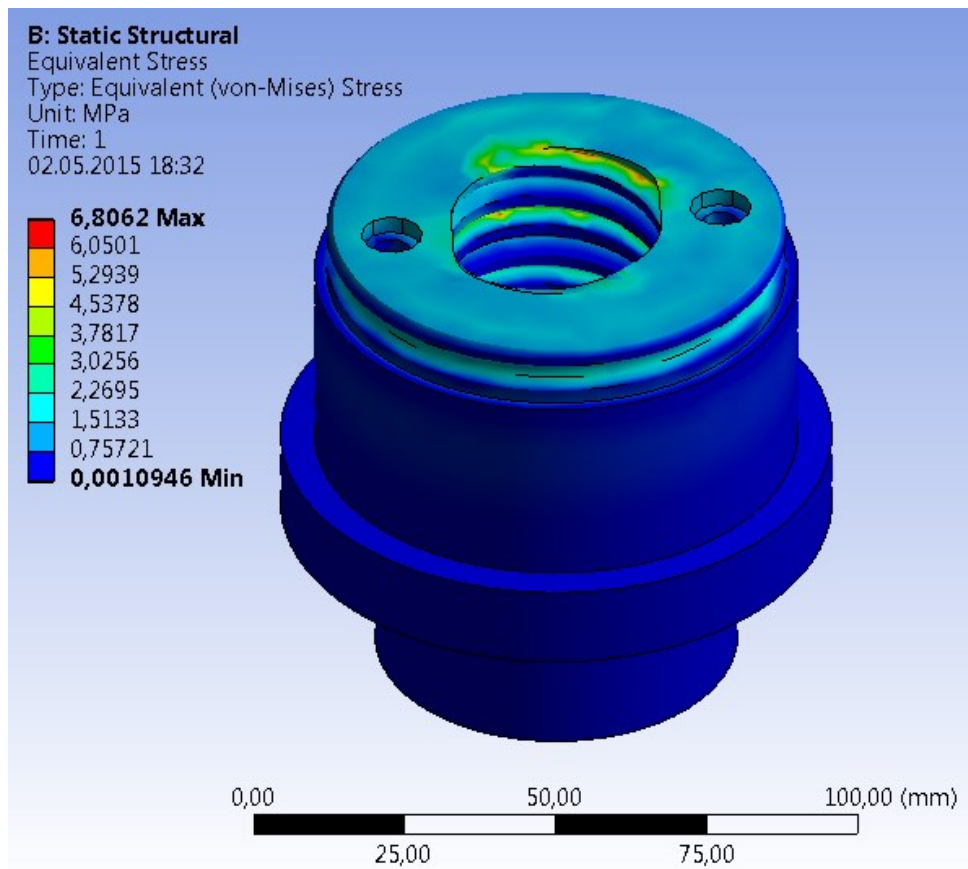
4.1. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Analizin yapılmasından çok sonuçların doğruluğunun değerlendirilmesi önemlidir. Bu bölümde analiz sonuçları detaylandırılmıştır.

Sonuçların incelenmesi sırasında birkaç nod üzerinde aşırı bir gerilimin yığılması, sonucun istenmeyecek şekilde iraksamasına neden olabilir. Bu yüzden sonuç çıktıları üzerinde mutlaka en yüksek nokta ağ yapısıyla birlikte incelenmesi gerektiği unutulmamalıdır.

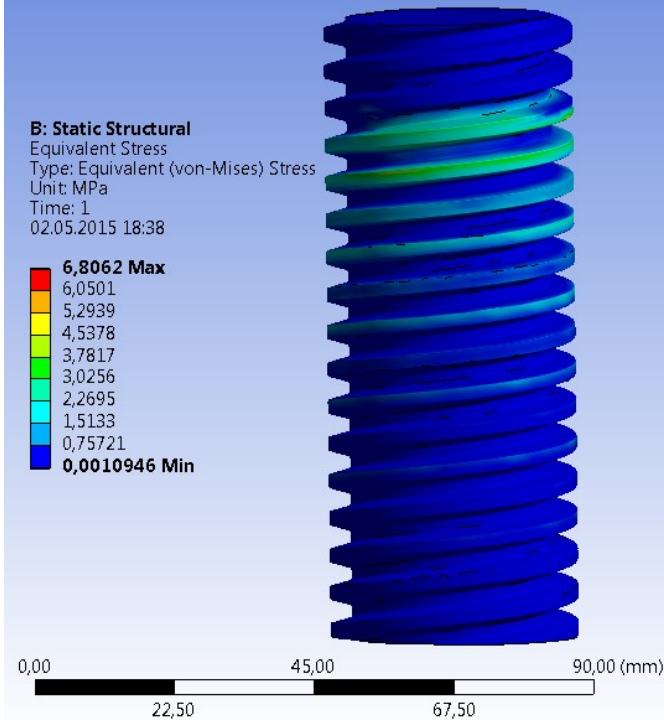
4.1.1. Statik analiz sonuçları

Analizin hata alınmadan sonuçlandığı bildirim çıktılarından gözlemlenmiştir. Şekil 4.1’de statik analizden elde edilen von-Mises gerilmeleri görülmektedir.



Şekil 4.1. Tahrik somunundaki eşdeğer von-Mises gerilmeleri

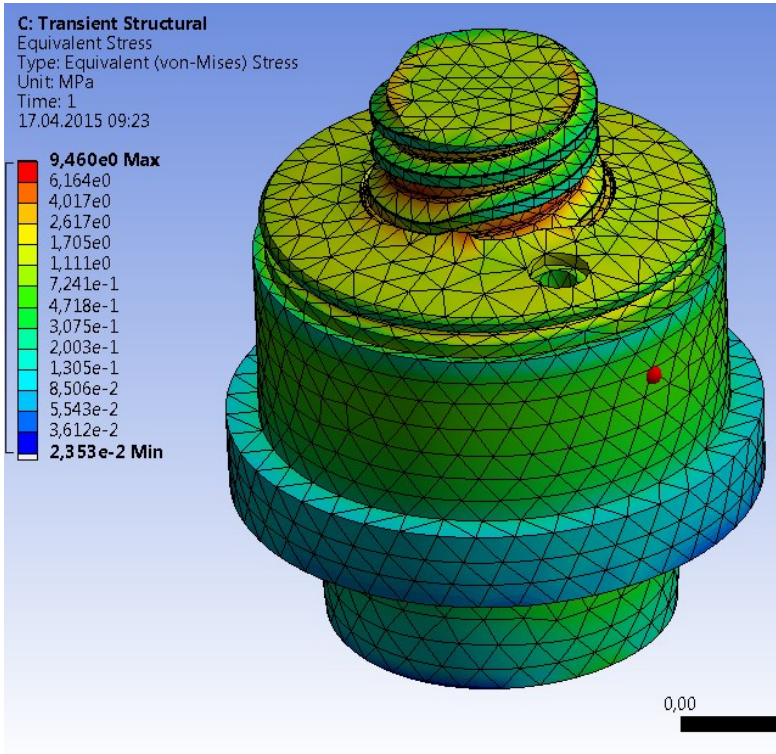
Somun üzerindeki gerilmelerin dış profilinin başladığı bölgede biriktiği ve dış diplerinde yoğunlaştığı gözlenmektedir. Analiz sonuçları değerlendirilirken tek bir düğüm noktasında aşırı gerilmelerin oluşup oluşmadığına dikkat edilmiştir.



Şekil 4.2. Tahrik somunundaki eşdeğer von-Mises gerilmeleri

Şekil 4.2'den somun üzerindeki eşdeğer gerilmelerin somun temasının olduğu ilk 3-4 diş kademeli olarak yayıldığı anlaşılmaktadır.

4.1.1. Dinamik analiz sonuçları



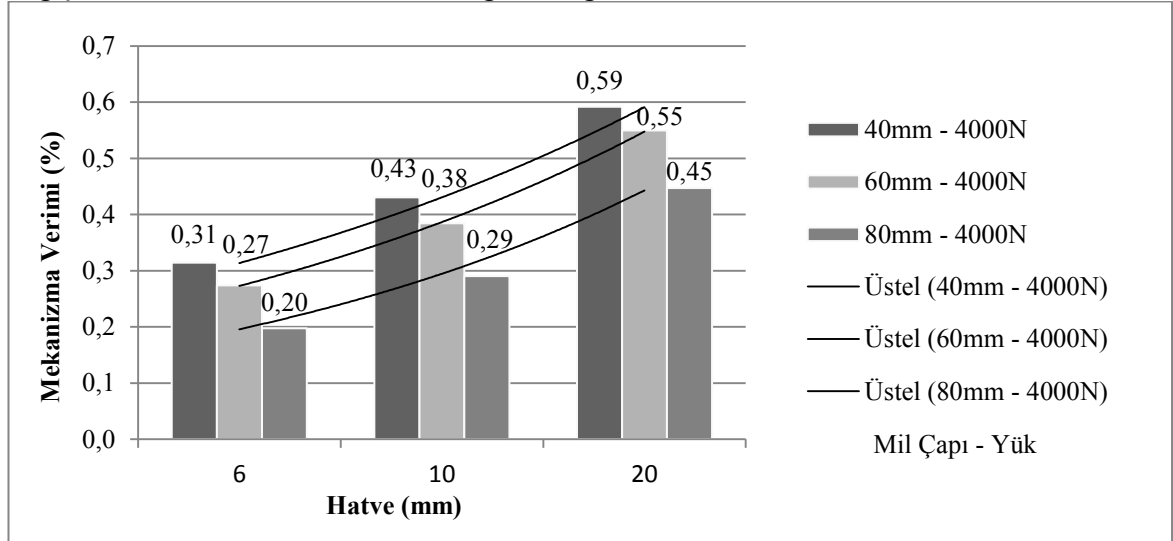
Şekil 4.3. Tahrik somunu ve vidalı milde oluşan eşdeğer gerilme dağılımı

Yapılan zamana bağlı analizdeki sonucun statik analizdeki sonuçtan çok farklılaşmadığı ancak yükün arttığı gözlenmiştir.

Analizin çözümü esnasında görev yöneticisinden “Ansys APDL Program” ve “Ansys WB modüle” imaj isimlerine işlem önceliği verildiğinde programın sistemdeki ram ve işlemci kaynaklarını daha yüksek oranda kullandığı gözlenmiştir. Analizler 4 çekirdekli bir bilgisayarda yapılmasına rağmen çözüm önceliği verilmesi sistemin ara sıra yanıt vermemesine neden olmaktadır. Ayrıca analiz çözümü yapılırken explorer.exe işleminin sonlandırılmasının da çözüm modülünün kaynak kullanımını arttırdığı gözlenmiştir.

4.2. Blok Diyagramlardan Elde Edilen Sonuçların Grafik Çıktıları

Bu bölümde, diyagramlardaki parametrelerin değiştirilmesi ile ulaşılan sonuçlar kullanılarak elde edilmiş grafikler bulunmaktadır. Şekil 4.4’te hatvenin değişimi ile değişen mekanizma verimi ve üstel eğimleri görülmektedir.



Şekil 4.4. Diyagram değerlerine göre hatve ve mekanizma verimi grafiği

Çizelge 4.1. Blok diyagramlardan 4000N için elde edilen değerler

Ağız	Sürtünme Katsayısı (f)	Yük (F)	Diş üstü Çapı (d)	Hatve Dairesi Çapı (d_m)	Bölüm Çapı (d_m)	Helis Açısı (λ)	Diş Dibi Çapı (d_d)	Verim (e)	Kaldırma Momenti (T_R)	Kaldırma Momenti (T_R)	İndirme Momenti (T_L)	Kayma Gerilmesi (τ_{yz})	Basma Çekme Gerilmesi (σ_z)	Tek Dişte Oluşan Gerilme (σ_x)	Diş Dibi von Mises Gerilmesi (σ_b)	750 d/d'de Hız	Oto Blokaj Durumu
-	-	N	mm	mm	mm	derece	mm	-	Nmm	Nm	Nmm	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	m/s	
2	0,09	4000	40	6	37	5,9	34	0,31	24330	24,3	8930	3,153	4,406	14,230	17,73	0,15	-
2	0,09	4000	40	10	37	9,8	34	0,43	29600	29,6	3920	3,835	4,406	8,538	13,19	0,25	-
2	0,09	4000	40	20	37	19,0	34	0,59	43050	43,1	-8340	5,579	4,406	4,269	12,24	0,50	-
2	0,09	4000	60	6	57	3,8	54	0,27	27910	27,9	12500	0,903	1,747	8,960	10,07	0,15	VAR
2	0,09	4000	60	10	57	6,4	54	0,38	33130	33,1	7452	1,071	1,747	5,376	6,69	0,25	-
2	0,09	4000	60	20	57	12,6	54	0,55	46360	46,4	-5005	1,499	1,747	2,688	4,66	0,50	-
2	0,09	4000	80	6	77	2,8	74	0,20	38700	38,7	23290	0,486	0,930	6,538	7,10	0,15	VAR
2	0,09	4000	80	10	77	4,7	74	0,29	43890	43,9	18220	0,552	0,930	3,923	4,56	0,25	VAR
2	0,09	4000	80	20	77	9,4	74	0,45	57020	57,0	5665	0,717	0,930	1,961	2,84	0,50	-

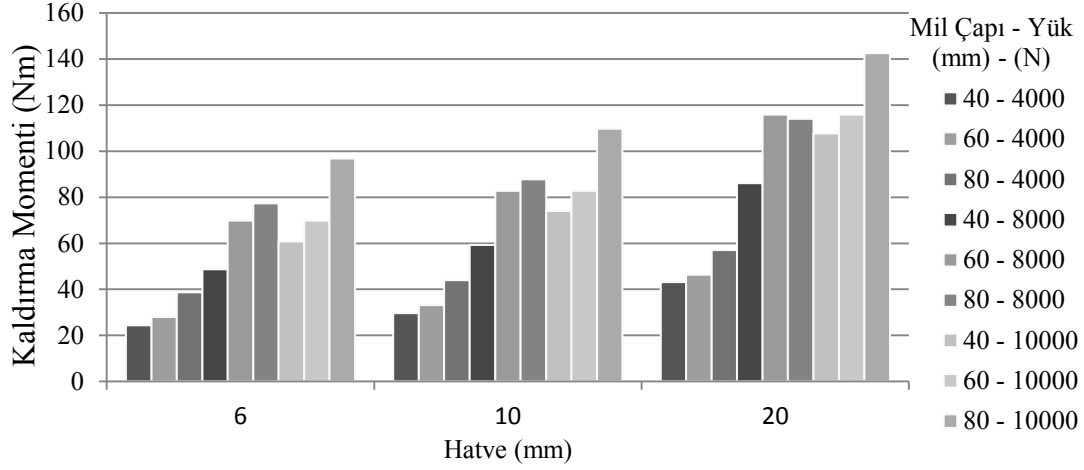
Çizelge 4.2. Blok diyagramlardan 8000N için elde edilen değerler

Ağız	Sürtünme Katsayısı (f)	Yük (F)	Diş üstü Çapı (d)	Hatve Dairesi Çapı (d_m)	Bölüm Dairesi Çapı (d_m)	Helis Açısı (λ)	Diş Dibi Çapı (dd)	Verim (e)	Kaldırma Momenti (T_R)	Kaldırma Momenti (T_R)	İndirme Momenti (T_L)	Kayma Gerilmesi (τ_{yz})	Basma Çekme Gerilmesi (σ_z)	Tek Dişte Oluşan Gerilme (σ_x)	Diş Dibi von Mises Gerilmesi (σ_b)	750 d/d'de Hız	Oto Blokaj Durumu
-	-	N	mm	mm	mm	derece	mm	-	Nmm	Nm	Nmm	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	m/s	
2	0,09	8000	40	6	37	5,9	34	0,31	48670	48,7	17860	6,306	8,811	28,460	35,46	0,15	-
2	0,09	8000	40	10	37	9,8	34	0,43	59190	59,2	7840	7,670	8,811	17,080	26,39	0,25	-
2	0,09	8000	40	20	37	19,0	34	0,59	86100	86,1	-16680	11,160	8,811	8,538	24,48	0,50	-
2	0,09	8000	60	6	57	3,8	54	0,27	55820	55,8	25010	1,805	3,493	17,920	20,14	0,15	VAR
2	0,09	8000	60	10	57	6,4	54	0,38	66250	66,3	14900	2,143	3,493	10,750	13,38	0,25	-
2	0,09	8000	60	20	57	12,6	54	0,55	92720	92,7	-10010	2,999	3,493	5,376	9,32	0,50	-
2	0,09	8000	80	6	77	2,8	74	0,20	77390	77,4	46590	0,973	1,860	13,080	14,20	0,15	VAR
2	0,09	8000	80	10	77	4,7	74	0,29	87780	87,8	36440	1,103	1,860	7,846	9,13	0,25	VAR
2	0,09	8000	80	20	77	9,4	74	0,45	114000	114,0	11330	1,433	1,860	3,923	5,68	0,50	-

Çizelge 4.3. Blok diyagramlardan 10000N için elde edilen değerler

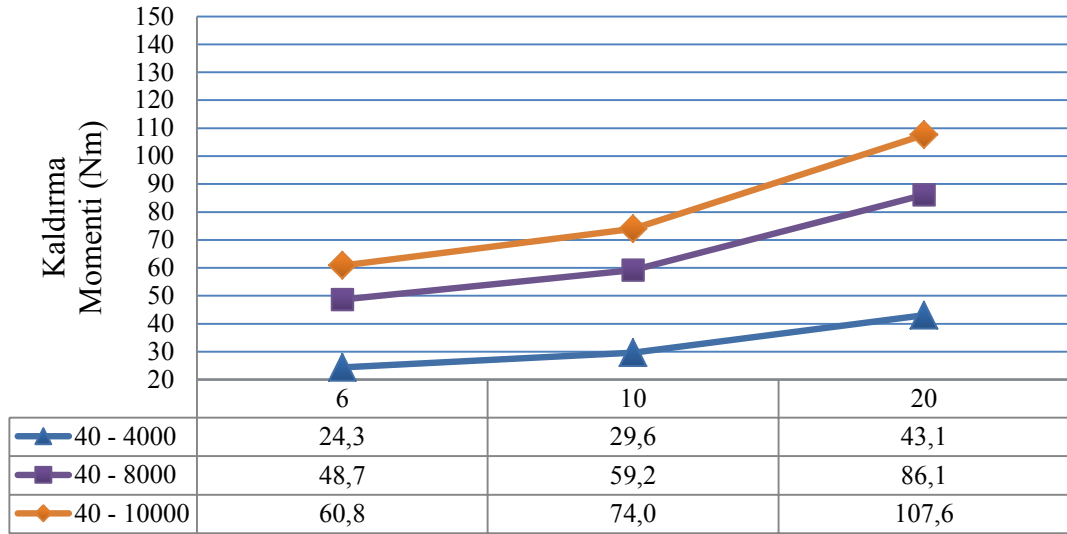
Ağız	Sürtünme Katsayısı (f)	Yük (F)	Diş üstü Çapı (d)	Hatve Dairesi (p)	Bölüm Dairesi Çapı (d_m)	Helis Açısı (λ)	Diş Dibi Çapı (d_d)	Verim (e)	Kaldırma Momenti (T_R)	Kaldırma Momenti (T_R)	İndirme Momenti (T_L)	Kayma Gerilmesi (τ_{yz})	Basma Çekme Gerilmesi (σ_z)	Tek Dişte Oluşan Gerilme (σ_x)	Diş Dibi von Mises Gerilmesi (σ_b)	750 d/d'de Hız	Oto Blokaj Durumu
-	-	N	mm	mm	mm	derece	mm	-	Nmm	Nm	Nmm	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	m/s	
2	0,09	10000	40	6	37	5,9	34	0,31	60830	60,8	22320	7,883	11,010	35,580	44,33	0,15	-
2	0,09	10000	40	10	37	9,8	34	0,43	73990	74,0	9801	9,588	11,010	21,350	32,98	0,25	-
2	0,09	10000	40	20	37	19,0	34	0,59	107600	107,6	-20850	13,950	11,010	10,670	30,60	0,50	-
2	0,09	10000	60	6	57	3,8	54	0,27	69770	69,8	31260	2,257	4,366	22,400	25,18	0,15	VAR
2	0,09	10000	60	10	57	6,4	54	0,38	82810	82,8	18630	2,679	4,366	13,440	16,73	0,25	-
2	0,09	10000	60	20	57	12,6	54	0,55	115900	115,9	-12510	3,748	4,366	6,720	11,65	0,50	-
2	0,09	10000	80	6	77	2,8	74	0,20	96740	96,7	58230	1,216	2,325	16,350	17,75	0,15	VAR
2	0,09	10000	80	10	77	4,7	74	0,29	109700	109,7	45550	1,379	2,325	9,807	11,41	0,25	VAR
2	0,09	10000	80	20	77	9,4	74	0,45	142500	142,5	14160	1,792	2,325	4,904	7,11	0,50	-

Şekil 4.5'te farklı yük ve çapların hatvenin değişimiyle değişen platformu yükseltmek için gerekli olan moment değerleri gösterilmektedir.



Şekil 4.5. Tüm varyasyonların hatve ve kaldırma momenti grafiği

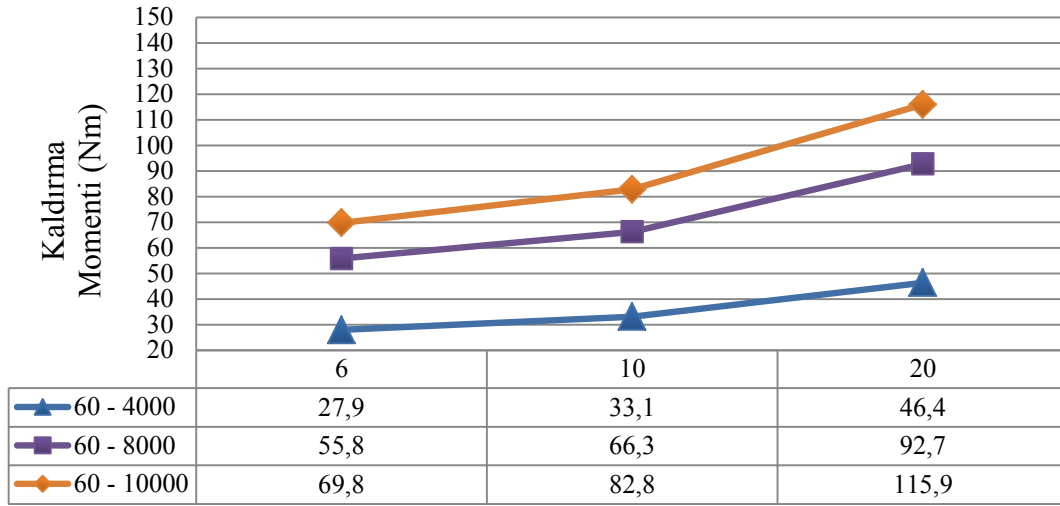
Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de ifade edilen çubuk grafikler, farklı çaplardaki millere uygulanan farklı yüklere göre ihtiyaç duyulan kaldırma momenti ihtiyaçlarını ifade etmektedir.



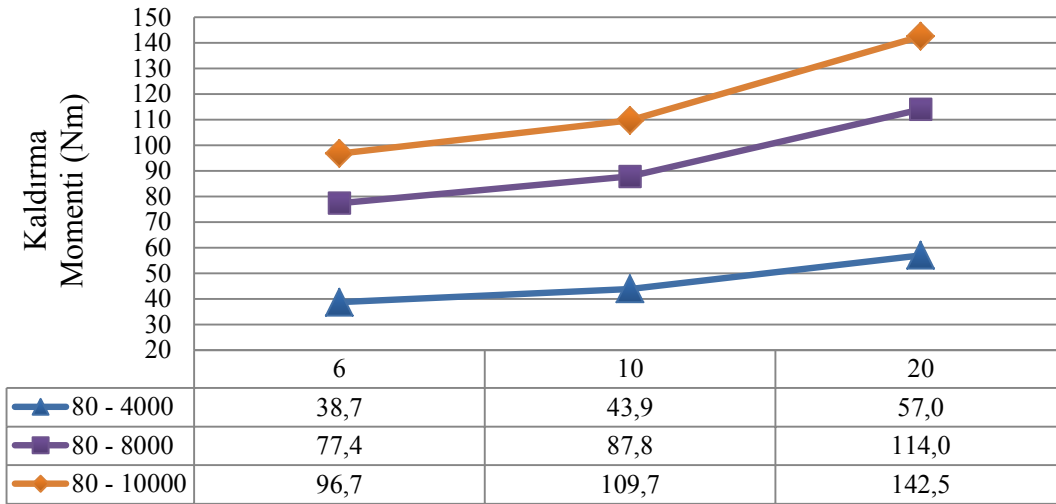
Şekil 4.6. 40'lık mil için hatve ve momenti grafiği

Vida üzerinde, hareket sırasında oluşan yükler kendi içinde değerlendirildiğinde mil çapının artmasının hareket için gerekli olan döndürme momentini arttırdığı gözlenmektedir. Bu durum sürtünen yüzey alanının artmasından kaynaklanmaktadır.

Hatvenin artması da helis açısını dolaylı olarak arttırdığı için gerekli döndürme momentini arttırmaktadır. Helis açısının artması dikey yükü arttırmakta ve vida temas yüzeyine gelen birim yükü azaltmaktadır.



Şekil 4.7. 60'lık mil için hatve ve kaldırma momenti grafiği



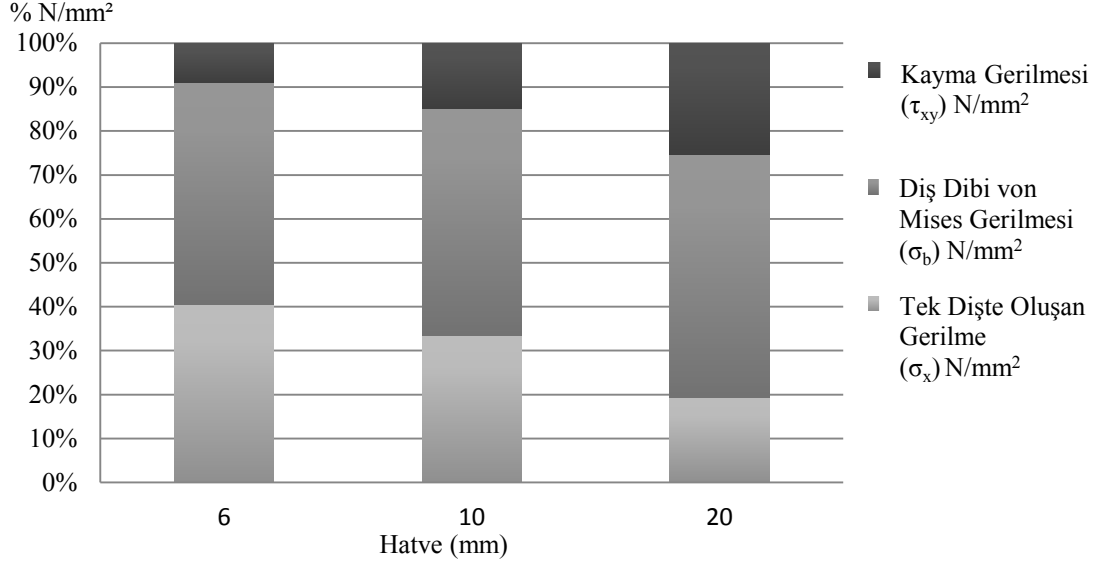
Şekil 4.8. 80'lık mil için hatve ve kaldırma momenti moment grafiği

Yük sabit olarak değerlendirildiğinde aynı hatvedeki millerde, gerekli kaldırma momenti artış farklarına dikkat edildiğinde, küçük çaptan büyük çapa geçerken artış farkının katlandığı görülmektedir. Örneğe aynı hatvedeki 10000N'luk değerler referans alındığında 40'lık mil'den 60'lık mile geçişte $\sim 9\text{Nm}$ fark oluşurken 60'lık milden 80'e geçişte $\sim 26,5\text{Nm}$ fark gözlenmektedir. Gerekli kaldırma momenti artış farkları hatve değişimiyle %0,15'lik artış gösterirken, çap değişiminde %295'lik bir artış göstermektedir.

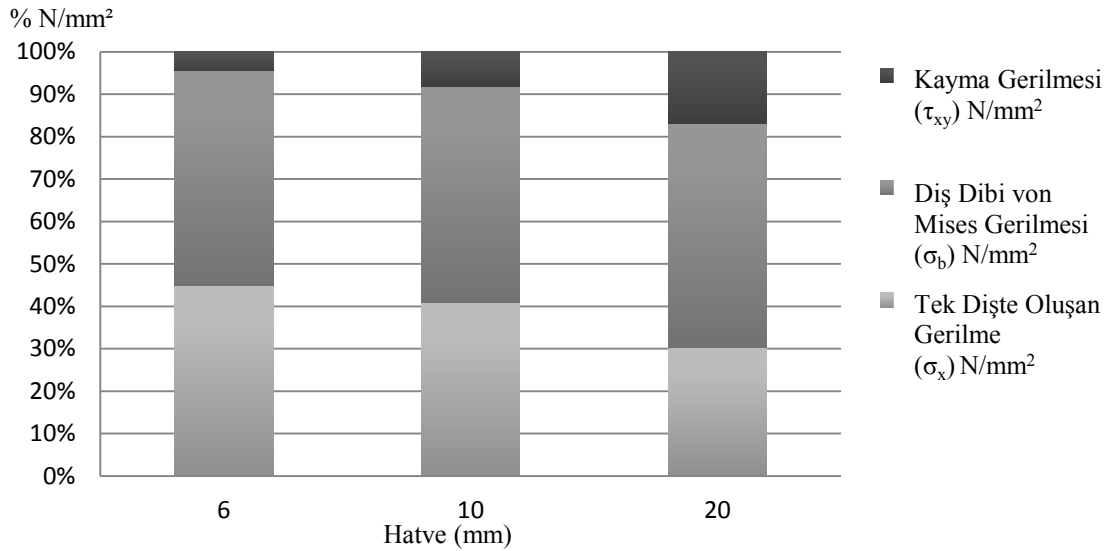
Bu durum mil çapının arttırılmasının titreşim tokluğuna olumlu etkisinin, motor gücüne ve elektrik sarfiyatına olumsuz etkisine sebep olduğunu ortaya koymaktadır. Dolayısıyla olabilecek en küçük mil çapında kurulan sistemler aynı yükü kaldırırken daha küçük motora sahip olup daha düşük elektrik sarfiyatına aynı işi daha yüksek

enerji verimliliğiyle yapabilir. Mil çapının azalmasının narinliği arttıracakını dolayısıyla titreşim problemini arttıracakını da ayrıca değerlendirmek gerekmektedir.

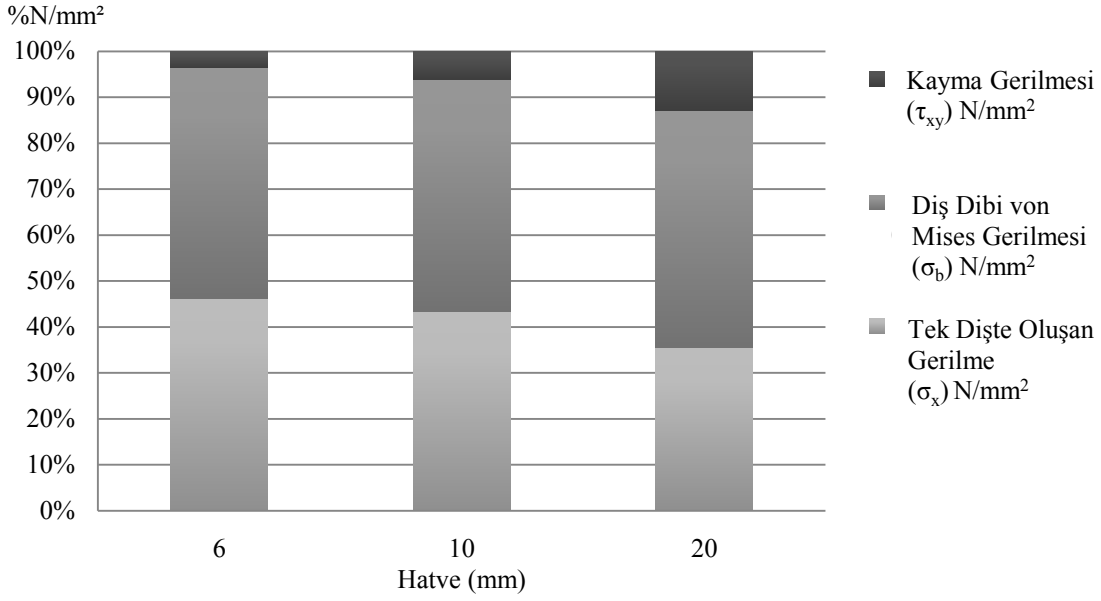
Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de görülen grafiklerde, farklı hatvelerde malzeme üzerinde oluşan von Mises gerilmelerinin izafi değişimleri görülmektedir. Kayma gerilmesinin diğer gerilmelere kıyasla küçük olması dolayısıyla, değerlerin birbirlerine göre değişimlerini ve kıyaslanmasını kolaylaştırmak için alan grafiği tercih edilmiştir.



Şekil 4.9. 40'lik mil için hatve – gerilmeler grafiği (4000N)

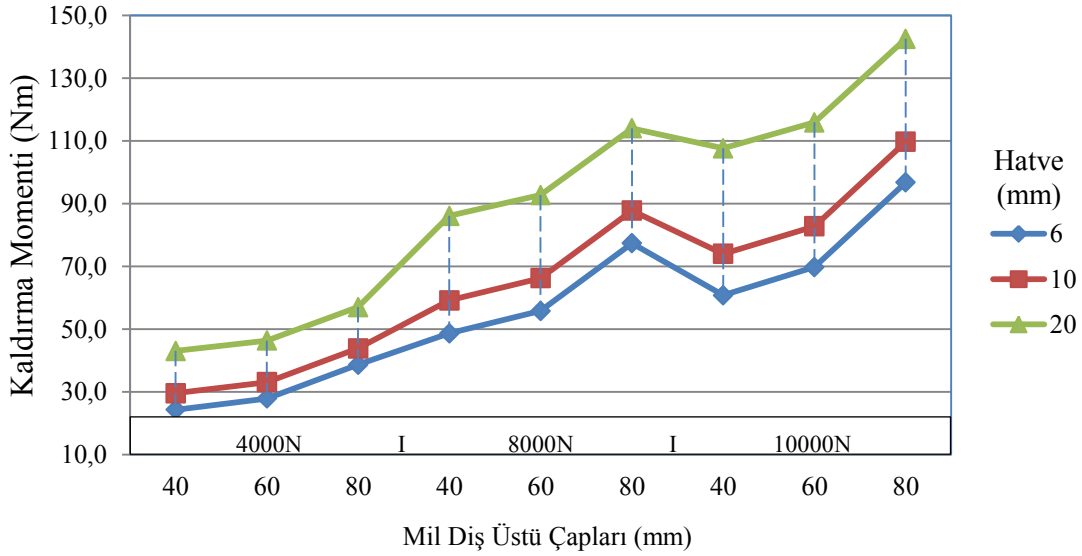


Şekil 4.10. 60'lik mil için hatve – gerilmeler grafiği (4000N)



Şekil 4.11. 80'lık mil için hatve – gerilmeler grafiği (4000N)

Çizelge 4.1'deki verim ve otoblokaj durumu sütunlarına bakıldığında verimin hiçbir zaman 0,5'e yaklaşmadığı görülmüştür. Bu durum denklem 2.33'ü doğrular niteliktedir.



Şekil 4.12. Tüm varyasyonların mil diş üstü çapı - kaldırma momenti grafiği

Şekil 4.12'de somun üzerindeki kuvvet artışının hatve değişikliği ile nasıl değiştiği görülmektedir. Kaldırma momenti hizasından eldeki momente hangi koşullarda ulaşılabildiği görülmektedir. Tasarımcının kendi iş kapsamına uygun şekilde bu gibi bir grafik ile hızlıca tasarımını şekillendirebilir ve kolayca karar verebilir. Blok diyagramlardan, yüzey basıncı gibi hesapları zahmetli olan birçok tasarım kriteri hızlıca değerlendirilebilir.

5. SONUÇLAR

Formüllerin Matlab'a aktarılması ile elde edilen aritmetik sonuçların, SEA ile elde edilen sonuçlara yakın olduğu gözlenmiştir. Tanımlanan mil somun parametrelerinin girdi olarak verilmesiyle elde edilecek dış gerilmelerine ulaşılması sağlanmıştır. Kapalı devre bir otomatik kontrol bloğunun diyagrama adapte edilmesi ile talep edilen değişken koşullar ve yükler için gerekli uygun vida-somun parametrelerine ulaşmak mümkündür.

Mevcut platformdaki helis açısının arttırılması ile hızın artması, dolayısıyla gerilme değerinin düşmesi aritmetik hesaplarda olduğu gibi yapılan analizde ve blok diyagramlardan elde edilen sonuçlarda da gözlenmiştir. Hızın helis açısının arttırılması ile artması mekanizma verimini de olumlu etkilediği için aynı hareketin daha düşük güçlü motor ile yapılabilmesi mümkündür.

Aynı motor ile daha fazla yük taşınması söz konusu olabilir. Söz gelimi bir tasarımcı 80'lik çapta 8kN taşıma kuvvetine ulaşabilirken, aynı motor ile sadece 60'lık çapa düşerek 10kN taşıma kuvvetine erişebilir. Bu da %25'lik bir taşıma kapasitesi artışına denk gelmektedir. Somun çapının da azaldığını ve kayış kasnak mekanizmasından gelen torkun daha fazla arttırılabileceği düşünüldüğünde bu değer %25'in üzerine çıkmaktadır. (Şekil 4.5).

Şekil 4.2'de en yüksek gerilmenin olduğu vida dişinin, analize tabi tutulan milin 2 ağızlı vidalı mil olmasına karşın, gerilmenin bir heliste daha çok yoğunlaştığı görülmektedir. Bu durum sıkma vidalarında ilk 3 dişin toplam yükün yaklaşık %80'ini taşıdığı kuralını doğrular niteliktedir. Zorlanan ikinci diştten başlayıp -vida iki ağızlı olduğu için- bir diş atlayarak sayıldığında, altıncı dişte çok düşük bir gerilme gözlenmekte ancak yedinci dişte gözlenmemektedir. Bu durum sıkma vidalarındaki yedinci dişin hiç yük taşımadığı bilgisini de doğrular niteliktedir.

Helis açısının dikleştirilmesi ile hızın arttırılması platformda dolaylı yağlama metodu kullanıldığı için yağsız kalma problemini de beraberinde getirmektedir. Dolaylı yağlama en üst durak gibi nadiren kullanılan mil bölümlerinde somun deformasyonuna, konforsuzluğa ve rahatsız edici gürültüye sebep olmaktadır. Mevcut üründe somun dişlerinin gerilme değeri akma dayanımından yaklaşık 12 kat daha düşük olduğu için somun malzemesi için farklılaşma rahatlıkla düşünülebilir. Yağlama problemlerini tamamen ortadan kaldıracak nitelikteki kendinden yağlamalı malzemeler(kestoil, kestlub vb.) kullanılabilir. Bu tip malzemeler günümüzde sık kullanılan metallere yakın mekanik değerler verebilmekte olup daha elastik özellikler sergileyebilmektedir. Yük altında çalışırken de sürtünme katsayıları metallere kıyaslanmayacak derecede düşmektedir. Somuna gelen yüklerin aşırı olmaması sebebiyle bronz yerine mühendislik plastiklerinin kullanımı araştırılmalıdır. Zira günümüzde katı yağ, sıvı yağ, hatta grafit emdirilmiş döküm poliamid çeşitleri(kestoil, kestlub, kestamid-GRF v.b.) sürtünerek çalışan metallere yerini hızla almaktadır.

Trapez vidadan kare vidaya doğru α değişirken, en uygun değer standartlaştırılmış bir imal yönteminde, farklı trapez açılarının titreşime etkisi ancak ampirik olarak elde edilebilir. Dış dibindeki kalınlığın trapez vidada kare vidaya göre daha kalın bir çelik tabakasının olması kare vidaya göre belli şartlarda titreşim mukavemetinin daha yüksek olabileceğinin de göstergesidir. İdeal sonuçlar için

yapılacak çalışmalarda somun ve vida malzemesinin çalışma koşullarındaki sürtünme katsayısı deneysel olarak ortaya konulabilir. Aşınma probleminin ve malzeme değişim sürelerinin tespiti için mil ve somun malzemesi birlikte düşünülmelidir

Kare vidalara göre trapez vidalar, somun yükünü dış yüzeyine daha iyi yayacağı için konstrüktif olarak daha verimli olduğu söylenebilir. Kaldı ki kare dışın bir standardı yok iken üçgen(DIN13/30), Whitworth(DIN11), Trapez(DIN103-DIN378-DIN379), Testere(DIN513) profiller için çeşitli standartlar belirlenmiştir. Ayrıca kare vidadaki çentik etkisi faktörü trapez vidaya göre daha tehlikeli olduğu için çalışma esnasında sürekli titreşime maruz kalan mekanizmalarda özenle seçilmelidir.

Vidalı millerde otoblokajın olmaması dikey yük taşıma platformlarında kullanım cazibesini kaybetmesine sebep olsa da hareket başlangıç ve bitiş anlarında motor hareketinin sonlanmasıyla çalışacak bir fren mekanizması ile ya da motorun durma anındaki tutma torku ile yapılacak bir hesaplama doğrultusunda bu tarz sistemlerdeki fren problemi ortadan kaldırılabilir. Fakat bu durum, dikey taşıma sistemlerinde vida somun mekanizmasının kullanımının önemli nedenlerinden biri de fazladan bir fren mekanizması ihtiyacını ortadan kaldırması olduğu için tercih edilmemektedir. Bu tercihin yapılması yerine kendisinden frenli motorlar da kullanılabilir. Engelli standardında (TS EN 81-41:2010, TS ISO 9386-1), normalde kapalı ve elle frenin devre dışı bırakılabildiği tahrik sistemlerine izin verilmiştir. Öyle ki elektrik kesintisi durumunda otomatik olarak motor freni kapanacaktır. Ancak bu tip motorların da kullanılma uygulaması yoktur. Zira herhangi bir seyir mesafesinde motora ulaşım açmak gerekecektir ki şantiye şartlarında mil mekanizması büyük oranda duvar mesnetli yapılmaktadır.

Yük hareket halindeyken sürtünme kaynaklı yukarı doğru bir burkulma kuvveti oluşmaktadır. Bu kuvvet titreşimi oluşturan dengesiz yüke sebebiyet vermektedir. Dengesiz yükler, titreşim formüllerinin mekanizmaya uygulanabilmesini mümkün hale getirmektedir. Vidalı mekanizmada çıkılan yüksek hızlar için tek hızlı motor yerine diferansiyel değişkenli motor kullanılmalıdır. Bu sayede ilk andan maksimum hıza geçişlerde ve duruşlarda hissedilen ivme azalacak, aşınma sorunu azalacak, demeraj akımı azalacak ve ürün konforu arttırılabilecektir.

Mil üzerindeki vidanın ayrı bir yüzey sertleştirme işlemine tabi tutulması maliyetli olacağından daha iyi mukavemet, daha düzgün yüzey pürüzlülüğü, dolayısıyla daha iyi sürtünme katsayısı elde edilmesi için dişlerin ovalama ile açılması tercih edilmelidir. Bu sayede mil üzerindeki kuvvet çizgileri Şekil 3.8'deki gibi devamlılığını sağlayabilecektir.

KAYNAKLAR

- ANSYS Meshing User Guide, Release 13.0. 2010, 121-140.
- ARGYRIS J., M. DE DONNO ve F.L. LITVIN. 2000. Computer program in Visual Basic language for simulation of meshing and contact of gear drives and its application for design of worm gear drive.
- BANSAL G., BISWAS S., “A Jack Car Project Report” 2013
Department of Mechanical Engineering Graphic Era Uni. Dehradun, India.
- BUDYNAS R ve NISBETT J. 2011. Shigley’s Mechanical Engineering Design 9th Edition, 415-417.
- BUDYNAS R. ve NISBETT J. 2011.
Shigley’s Mechanical Engineering Design Ninth Edition, 419-421 Example 8-1
- CHEN J.S., HUANG Y.K., CHENG C.C. 2004. “Mechanical Model and Contouring Analysis of High-Speed Ball-Screw Drive Systems with Compliance Effect”, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 24, 241-250.
- CUTTINO J.F., DOW T.A. 1997. “Contact between Elastic Bodies with an Elliptic Contact Interface in Torsion”, *ASME Journal of Applied Mechanics*, 64,144-148.
- CUTTINO J.F., DOW T.A., KNIGHT B.F. 1997. “Analytical and Experimental Identification of Nonlinearities in a Single-Nut Preloaded Ballscrew”, *ASME Journal of Mechanical Design*, 119, 15-19.
- ÇUVALCI, H.(2001) “ Çinko-Alüminyum esaslı Ticari ZA-27 kaymalı yatağının Sürtünme davranışının incelenmesi” , *Turkish Journal of Engineering and Enviromental Sciences (Türk Mühendislik ve Çevre Bilimleri Dergisi)*, TÜBİTAK, 25, 199-204)
- ERKORKMAZ K., KAMALZADEH A.2006. “High Bandwidth Control of Ball Screw Drives”, *Annals of the CIRP*, 55(1), 393-398.
- FREY S., DADALAU A., VERL A. 2011. “Expedient Modeling of Ball Screw Feed Drive System”, Issue No. 2009-19, Institute for Control Engineering of Machine Tools and Manufacturing Units, University of Stuttgart, Germany.
- HOLROYD G., PISLARU C., FORD D.G.2003. “Modelling the Dynamic Behaviour of a Ball-Screw System Taking into Account the Changing Position of the Ball-Screw Nut”, *Proceedings of the 6th International Conference LAMDAMAP*, 337-348, Huddersfield, UK, 15-18 July.
- İnternet Sitesi Dokümanı – Polikim Polimer ve Kimya Sanayi A.Ş.
<http://www.polikim.com.tr/pdf/kestamid.pdf> [Son erişim tarihi: 15.8.2016]

- İnternet Sitesi Dokümanı – TRIVEDI G., Leveraging Aerospace Design 2013
<http://www.truecadd.com/news/finite-element-analysis-leveraging-aerospace-design> [Son erişim tarihi: 15.9.2016]
- İnternet Sitesi Dokümanı – Roton Screws and Nut for Power Transmission 2005
http://www.roton.com/application_engineering.aspx [Son erişim tarihi: 15.8.2016]
- KIM M.S., CHUNG, S.C. 2006. “Integrated Design Methodology of Ball-Screw Driven Servomechanisms with Discrete Controllers. Part I: Modelling and Performance Analysis”, *Mechatronics*, 16, 491-502.
- LIPSETT R., Engineering Manager, Thomson Linear BSA 2015
http://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/Why_Lead_Screws_Best_Fit_Linear_Motion_Applications_tae.pdf [Son erişim tarihi: 15.8.2016]
- NICOLE A., KIRAN H., SRINIVAS C. 2009. IA-FEMesh: Anatomic FE Models-A check of Mesh Accuracy and Validity, *The Iowa Orthopaedic Journal* 29:48-54
- PISLARU C., FORD D.G., HOLROYD G., 2004, “Hybrid Modelling and Simulation of a Computer Numerical Control Machine Tool Feed Drive”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 218,111-120.
- POIGNET P., GAUTIER M., KHALIL, W. 1999. “Modeling, Control and Simulation of High Speed Machine Tool Axis,” *Proceedings of IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 617-622, Atlanta, USA 19-23 September.
- SCHAFERS E., DENK J., HAMANN J. 2006. “Mechatronic Modeling and Analysis of Machine Tools”, *Proceedings of the 2nd International Conference on High Performance Cutting*, 517-523, Vancouver, Canada, 12-13 June.
- SOLMAZ E. ve ÇAVDAR K. 2003. *Vida Veriminin Deneysel Tespiti*, Konya, Türkiye
- TS EN 81-41:2010 Asansörler-Yapım Ve Montaj için Güvenlik Kuralları - İnsan ve Yük Taşınması için Özel Asansörler-Bölüm 41:Hareket Engelli İnsanların Kullanımı için Dikey Kaldırma Platformları 2013, 13-16.
- TS ISO 9386-1 Hareket Engelliler için Güç Tahrikli Kaldırma Platformları - Emniyet, Boyutlar ve İşlevsel Çalışma ile İlgili Kurallar - Bölüm 1: Düşey Kaldırma Platformları 2011, 29-33.

- VAN BRUSSEL H., SAS P., ISTVAN N., DE FONSECA P., VAN DEN BRAEMBUSSCHE P. 2001. "Towards a Mechatronic Compiler" IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 6(1), 90-105.
- VARANASI K.K., NAYFEH S.A., 2004, "The Dynamics of Lead-Screw Drives: Low-Order Modeling and Experiments," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 126, 388-396.
- WHALLEY R., EBRAHIMI M., ABDUL-AMEER A.A. 2006. "Machine Tool Axis Dynamics", Proceedings of IMechE Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 220, 403-419.
- WIEGANAG H, ve ark. 1988 Schraubenverbindungen, Berlin Heidelberg, Springer Verlag.
- YANG T., LIN C.S., 2004, "Identifying the Stiffness and Damping Parameters of a Linear Servomechanism," *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 32(3), 283-304.
- ZAEH M.F., OERTLI T., MILBERG J. 2004. "Finite Element Modelling of Ball screw Feed Drive Systems", *Annals of the CIRP*, 53(1), 289-294.
- ZHOU Y., PENG F., CHEN J. 2007. "Torsion Vibration Analysis of Lead-Screw Feed Drives with Changeable Table Position and Work-piece Mass", Proceedings of IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, 2194-2199, Harbin, China, 5-8 August.

ÖZGEÇMİŞ



Oral BİLİCİ 1988 yılında Adana’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Adana’da tamamladı. 2006 yılında girdiği Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 2011 yılında derece ile mezun oldu. Aynı yıl Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı. Aynı yıl transport sistemleri alanında özel bir firmada ar-ge personeli olarak çalıştı. 2014 senesinin başında mega yat imalatı yapan bir tersanede 2016 ortasına kadar makine tasarım mühendisi olarak çalıştı. 2016 yılının ortasında TÜBİTAK 1512 BİGG desteği ile şirket kurmuş olup bütünsel sistem tasarımı, robotik otomasyon ve benzeri mühendislik faaliyetleri yürütmektedir.