T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK ve FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİLYALI VİDALI MİL HAREKET SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ VE TİTREŞİM ANALİZİ

MUHAMMET ERDÖL
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2014

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK ve FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİLYALI VİDALI MİL HAREKET SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ VE TİTREŞİM ANALİZİ

MUHAMMET ERDÖL
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
DOÇ. DR. HASAN KURTARAN

GEBZE
2014

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ	YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GYTE Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 13/01/2014 tarih ve 2014/03 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 16/01/2014 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Muhammet ERDÖL'ün tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE
(TEZ DANIŞMANI) : Doç. Dr. Hasan KURTARAN

ÜYE : Prof. Dr. Selim SİVRİOĞLU

ÜYE : Yrd. Doç. Dr. Yahya Kemal TÜR

ONAY

GYTE Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ...../..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

ÖZET

Bu tez çalışmasında bilyalı vidalı mil hareket sisteminin fiziksel modelden matematiksel modele indirgenmesi, matematiksel modelin enerji denklemleriyle ifadesi, bu ifade sonrası fiziksel sistemin matematiksel bir çözüm yöntemi olan sonlu elemanlar yöntemiyle modellenerek çözümlenmesi gibi konular ele alınmıştır. Yapılan modal analiz sonuçlarının fiziksel karşılıkları incelenerek yorumlanmıştır. Bununla birlikte bilyalı vidalı mil hareket sisteminin tasarımında sistemin rijitliği bakımından önemli olan parametreler incelenmiştir. Bunlara ek olarak bilyalı vidalı mil hareket sisteminde kullanılan somunun genişliğinin etkisi de modele yansıtılarak, bu parametrenin sistem rijitliğine etkisi değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sistemi, Takım Tezgahları, Titreşim Analizi, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Matematiksel Modelleme.

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

SUMMARY

In this thesis, the subjects such as the degradation of the ball screw drive system from the physical model to the mathematical one, expression of the mathematical model by means of the energy formulation and after that expression, analysis of physical system by modeling by finite element analysis, which is a mathematical solution method, have been discussed. The results of the modal analysis performed have been interpreted by examining their physical equivalent. The parameters which are important for the stiffness of the design of ball screw drive system have been also examined. Additionally, by reflecting the effect of the width of the nut which was used in the ball screw drive system to the model, the effect of this parameter to the stiffness of system has been evaluated.

.

Key Words: Ball Screw Drive System, Machine Tools, Modal Analysis, Finite Element Analysis (FEA), Mathematical Model.

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

TEŞEKKÜR

Öncelikli olarak yüksek lisans eğitimimde ve akademik hayatımda desteğini ve yardımlarını esirgemeyen çalışkan hocam Doç. Dr. Hasan KURTARAN'a,

Tez çalışmamda manevi desteklerini bir an olsun eksik etmeyen Annem, Babam ve Kardeşlerime, her zaman yanımda olan Recep Ziya ERDÖL ve Murat ERDÖL'e, fikirsel anlamda beni destekleyen Mustafa ALPASLAN ve Emrullah BALIK'a bu çalışma nezdinde teşekkürü borç bilirim. Asla unutulmamalıdır ki; "Başarıya giden her yol gerçek yol arkadaşlarıyla birlikte aşılır."

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
TABLOLAR DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Araştırması	2
1.2. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği	3
2. BİLYALI VİDALI MİL HAREKET SİSTEMİ	5
2.1. Hareket Sisteminin Yapısı ve Avantajları	5
2.2. Hareket Sisteminin Elemanları	6
2.3. Titreşim Analizi ve Formülasyonu	7
2.3.1. Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sisteminin Matematiksel Modelinin Oluşturulması	8
2.3.2. Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sisteminin Hareket Denkleminin Yazılması	13
3.SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ VE BİLYALI MİL HAREKET SİTEMİNİN MODELLENMESİ	15
3.1. Sonlu Elemanlarla Çözüm Yönteminin Adımları	16
3.1.1. Problem Geometrisinin Bölgelere Ayrılması	16
3.1.2.İncelenen Büyüklüğün Değişim Fonksiyonunun Tesisi	16
3.1.3. Eleman Özelliklerinin Bulunması	17
3.1.4. Eleman Özelliklerinin Birleştirilmesi	17
3.1.5. Sınır Şartlarının Tatbiki	17
3.1.6. Sistem Denklemlerinin Çözümü	17

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

Sayfa

3.2. Sonlu Elemanlar Paket Programları 18
3.2.1. APDL (Ansys Parametric Design Language) 18
3.3. Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sisteminin APDL ile Modellenmesi 19
3.3.1. Sistem Elemanlarının Parametrelerinin Belirlenmesi 19
3.3.2. Kullanılan Eleman Tipleri 21
3.3.3. Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması 23
4.BİLYALI VİDALI MİLİN TİTREŞİM ANALİZİ 26
4.1. Bilyalı Vidalı Mil Titreşim Modelinin Diğer Çalışmalardaki Modellemeler ile Karşılaştırılması 26
4.2. Vida Çapı ve Hatvesinin Hareket Sisteminin Rijitliğine Etkisi 29
4.3. Somun Ön Gerilme Kuvvetinin Hareket Sisteminin Rijitliğine Etkisinin İncelenmesi 31
4.4. Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sisteminin Tasarımında Tasarımcıya Bağlı Parametrelerin ANOVA Analiziyle Değerlendirilmesi 34
4.5. Somun Genişliğinin Modele Aktarılması Ve Analiz Sonuçlarına Etkisinin Değerlendirilmesi 36
5. SONUÇLAR 41

KAYNAKLAR 43
ÖZGEÇMİŞ 46
EKLER 47

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Kısaltmalar	**Açıklamalar**
k_a	Kaplin rijitlik katsayısı
k_b	Eksenel Rulman rijitlik katsayısı
k_n	Somun rijitlik katsayısı hesaplanan değer
k	Somun rijitlik katsayısı tablo değeri
m_c	Tablanın Ağırlığı
n_g	Somun Genişliği
J_m	Motor Atalet Momenti
$u(x,t)$	Vidanın herhangi bir noktasın x ekseni yönündeki eksenel hareketi
$u_c(t)$	Tablanın eksenel hareketi
$\theta(x,t)$	Vidanın burulma yönündeki torsiyonel hareketi
θ_m	Motorun burulma yönündeki torsiyonel hareket
J_a	Kaplin Atalet Momenti
C_a	Dinamik yük sayısı
ρ	Kütlesel yoğunluk
A	Vida kesit alanı
L	Vidanın uzunluğu
E	Elastiklik modülü
G	Kayma modülü
l_v , l	Vida hatvesi
T	Kinetik enerji
V	Potansiyel enerji
δ_n	Somunun eksenel hareketi
r_d	Vida temel çapı
k_{sr}	Somunun eksenel ve burulma rijitliğinin birbiriyle bağıntısını ifade eden rijitlik katsayısı
k_t	Somunun torsiyonel rijitlik katsayısı
K_{somun}	Somun rijitlik matrisi
J_{kaplin}	Kaplin atalet matrisi

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

J_{motor}	Motor atalet matrisi
K_{kaplin}	Kaplin rijitlik matrisi
K_{rulman}	Rulman rijitlik matrisi
APDL	Ansys Parametric Design Language
Hz	Hertz
kg	Kilogram
m	Metre
mm	Milimetre
N	Newton

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil No:		Sayfa
2.1:	Bilyalı vidalı mil mekanizması hareket şekli	5
2.2:	Vidalı mil somun ara yüzü	6
2.3:	Bilyalı vidalı mil mekanizması	6
2.4:	Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin ayrık kütleli matematiksel modeli	8
2.5:	Sonlu elemanlar yöntemiyle bilyalı vidalı mil sisteminin modellenmesi, a) 3D modeli, b) Sonlu elemanlar modeli	9
2.6:	Eksenel ve burulma hareketinin matematiksel modeli, a) Eksenel hareketin modellenmesi,b) Burulma hareketinin modellenmesi	10
2.7:	Eksenel, burulma ve eğilme hareketinin matematiksel modellenmesi	11
2.8:	Bilyalı vidalı mil sisteminin sonlu elemanlarla hibrid modellenmesi	11
2.9:	Bu çalışmada kullanılan bilyalı vidalı mil sisteminin matematiksel modeli	12
3.1:	Eleman sayısının artırılmasının çözümün hassasiyetine etkisi	15
3.2:	Problem geometrisinin sonlu sayıda elemanla ifade edilmesine örnekler	16
3.3:	Seçilen vidalı mil ve somunun katalog değerleri	20
3.4:	Beam188 elemanının geometrisi	22
3.5:	Matrix27 elemanının şematik gösterimi ve matris ifadesi	22
4.1:	Sistemin ilk üç kritik frekans değeri	26
4.2:	$f_0 = 0$ Hz için eksenel ve burulma mod şekilleri, a) Eksenel mod şekli, b)Burulma mod şekli	27
4.3:	$f_1 = 244{,}5\ Hz$ için eksenel ve burulma mod şekilleri, a) Eksenel mod şekli, b)Burulma mod şekli	27
4.4:	$f_2 = 514{,}8\ Hz$ için eksenel ve burulma mod şekilleri, a) Eksenel mod şekli, b)Burulma mod şekli	28
4.5:	$f_3 = 1202{,}4\ Hz$ için eksenel ve burulma mod şekilleri, a) Eksenel mod şekli, b)Burulma mod şekli	29
4.6:	Somun genişliğinin gösterilmesi	36

Yüksek Öğretim Kurulu Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo No:		Sayfa
3.1:	Vidalı mil ve somunun parametre değerleri	20
3.2:	Tabla, rotor ve elastik kaplinin parametre değerleri	21
4.1:	Vida hatvesi ve çapının mod frekanslarına etkisi	30
4.2:	Farklı uygulamalarda kullanılan ön gerilme kuvvetleri	31
4.3:	Ön gerilme ve tabla konumuna mod frekanslarına etkisi	33
4.4:	Vidalı mil hatvesi,çapı ve somun ön gerilmesinin karşılaştırılması	35
4.5:	ANOVA analizi sonuçları	36
4.6:	Somun genişliği etkisinin modele eklenmesiyle birlikte titreşim frekanslarındaki değişim	37
4.7:	Somun genişliği etkisinin modele eklenmesiyle birlikte titreşim frekanslarının yüzde değişimi	38
4.8:	Somun genişliği etkisinin olmadığı model için ANOVA analizi sonuçları	39
4.9:	Somun genişliği etkisinin hesaba katıldığı model için ANOVA analizi sonuçları	39
4.10:	Bütün parametrelerin hareket sisteminin rijitliğine etkisinin ANOVA analiziyle incelenmesi	40

YÖK Tez Merkezi, Tez No: 351970 (https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/)

1. GİRİŞ

Yüksek hızda işlemenin başlamasıyla birlikte kalıp, döküm, otomotiv, havacılık ve uzay sanayisinin takım tezgahları ile ilgili talepleri oldukça artmıştır. Bir taraftan havacılık ve uzay sanayisindeki karmaşık geometrili parçaları kısa sürede üretmek için yüksek hızda işlemeye ihtiyaç duyulurken, diğer tarafta kalıp ve döküm sanayisinde karmaşık 3 boyutlu şekillerin hızlı, doğru ve iyi yüzey kalitesinde kesilmesi istenmektedir. Benzer şekilde otomotiv üreticileri mümkün olan en kısa sürede noktadan noktaya kesme işlemlerini gerçekleştirebilecek yüksek hızlı tezgahlar talep etmektedir.

Bu talepler doğrultusunda takım tezgahları üreticileri yüksek hızlı tezgahların sınırlarını zorlama gayreti içerisine girmiştir. Bunun sonucu olarak takım tezgahlarıyla ilgili çalışmalar yapan mühendisler tezgahlar üzerinde çeşitli alanlarda ilerlemeler kaydetmişlerdir. Örneğin karbür, seramik, polikristal elmas ve kübik bor nitrit gibi takım malzemelerin kullanımı önemli derecede talaş kaldırma oranlarını artırmıştır. Aynı şekilde tezgah mili rulmanlarında seramik bilyaların kullanılması, tezgah milinde izin verilebilir devir sayısını 40,000 [rpm] ‘e kadar artırmıştır [1].

Takım tezgahlarını daha da iyiye taşıyabilmek için takım tezgahlarındaki hareket sistemleri üzerinde de çalışmalar yapılmaktadır. Hareket sistemleri, takım tezgahlarındaki kesici takım ve parçayı istenen konuma taşıyan makine bileşenleridir. Bu yüzden hareket sistemlerinin pozisyon hassasiyetleri ve hızı takım tezgahının kalitesini ve verimliliğini belirler [2]. Takım tezgahlarının eksen takımları yüksek ilerleme oranlarına sahip olmalıdır (50[m/min]) ve 10 m/s^2‘yi aşan ivmelerde amaçlanan pozisyon doğruluğunu sağlamalıdır [1].

Bilyalı vidalı miller genellikle yüksek rijitlik ve yüksek hassasiyet sağladığından dolayı hareket mekanizması olarak tezgahlarda tercih edilir. Tezgahların hız ve hassasiyet gereksinimleri arttıkça yapısal rijitliğin etkileri giderek daha önemli hale gelmektedir. Titreşimler de hareketin performansını ve pozisyonlamayı olumsuz yönde etkilemektedir [3]. Takım tezgahlarının daha da iyiliştirilmesi için bu etkiler göz önüne alınarak hareket sistemi olan bilyalı vidalı mil mekanizmasının tasarım öncesinde yapılan analizlerle birlikte titreşim modları incelenerek, sistemin rijitliği ve pozisyon hassasiyeti üzerinde iyileştirmeler yapılabilmektedir.

1.1. Literatür Araştırması

Yıllar boyunca birçok araştırmacı bilyalı vidalı mil sisteminin yapısal elastikiyetini ortaya koymaya uğraşmıştır. Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin modellerinin literatürde yayınlanan oldukça basit olanlarından biri yay kütle sistemi, daha karmaşık olanı ise tamamen Sonlu Elemanlar Yöntemiyle oluşturulan modeldir.

Basit modele bir örnek verilecek olursa, Chen bilyalı vidalı mil hareket sistemini yaylarla bağlı rijit modeller olarak ifade etmiştir [6]. Bu model vidalı mildeki eksenel ve burulma hareketini ve kızak bağlantı noktalarından meydana gelen yalpalamayı açıklamaktadır. Bu modelle birlikte kızaklardaki yer değişiminin tablanın pozisyon doğruluğuna önemli derecede etki ettiği vurgulanmıştır. Benzer modeller Kim, Lee, Poignet ve Yang tarafından sunulmuştur [7-9].

Van Brussel bilyalı vidalı mil hareket sistemini de barındıran 3 eksenli bir freze tezgahını Sonlu Elemanlar Yöntemiyle modellemiştir [10]. Komponent modunu kullanarak sonlu elemanlar modelini kontrol ve simülasyon için uygun durum uzayı modeli haline indirgemiştir. Buna benzer bir yaklaşım Schafers tarafından sunulmuştur [11]. Burada ise freze tezgahı bütünüyle Sonlu elemanlar Yöntemiyle modellenmiş ve bu modelin yüksek hızlı tezgahların kontrolü ve dizaynında kullanılabileceği gösterilmiştir.

Bilyalı vidalı mil sistemini tamamen Sonlu elemanlar Yöntemiyle veya ayrık kütleli olarak modellemenin faydası ve zararları vardır. Ayrık kütleli modeller genellikle tamamen sonlu elemanlarla modellenmiş modellerden daha basittir. Çünkü ayrık kütleli modelleme daha az serbestlik derecesi içerir. Ancak tamamen sonlu elemanlarla modellenmiş modelin aksine ayrık kütleli modeller tablanın vidalı mil boyunca hareketi gibi çeşitli hareket dinamiklerini ifade etme yeteneğine sahip değildir.

Yukarıda bahsedilen bilyalı vidalı mil sisteminin iki şekilde de modellenmesinin faydalı taraflarını birleştirme görüşüyle çok sayıda araştırmacı hibrid yöntemlere başvurmuşlardır. Bu modellemelerde vidalı mil ataleti ve rijitliği yayılı halde diğer parçalar ise kütle yay sistemiyle ifade edilmiştir. Bu yaklaşımlardan bir tanesi Pislaru tarafından ortaya koyulmuştur [12]. Bu çalışmada vidalı mili temsil eden yayılmış parametreler yaylar, kütleler ve ataletler olarak vidalı milin çeşitli bölümlerine karşılık gelen bir grup oluştururlar. Ancak bu modeller

somunun vidalı mil boyunca hareketi gibi dinamik değişimleri ifade edemezler. Çünkü vidalı mil parametrelerinin değerleri sadece somunun bir pozisyonu için elde edilmiştir. Varanasi ve Nayfeh vidalı mili üniform kiriş olarak modelleyerek bu sorunu çözmüşlerdir [13]. Benzer bir yaklaşım Whalley tarafından kabul edilmiştir [14]. Alternatif kiriş formüllerini kullanarak çoğu araştırmacı hibrid stratejisiyle çalışmayı tercih ederek vidalı mili sonlu elemanlar yöntemiyle kiriş eleman olarak modellemişlerdir [4], [15]-[20]. Çünkü bu kiriş eşitliklerini kullanmaktan daha basit, pratik ve çok yönlüdür.

Vidalı mil ile somunun birleşme yüzeyi hareketi iletmede, titreşimlerde ve vidalı milden tablaya giden kuvvetlerde önemli rol oynamaktadır. Bunun sonucu olarak vida ile somun arasındaki bağıntının dinamiğini anlamak için birçok çalışma da yapılmıştır [21]-[24]. Bilyalı vidalı mil hareket sistemi sonlu elemanlarla modellendiği zaman vida ile somun ara yüzeyindeki bağıntı özel riijitlik matrisiyle modellenmelidir. Bu özel matrisi oluşturabilmek için çoğu araştırmacı [4], [13]-[18] yukarıda belirtildiği gibi vidalı milin eksenel ve/veya burulma yer değişimlerini ifade etmişlerdir. Zaeh bir adım daha ileriye giderek vidalı milin dikey hareketini de incelemiştir [19]. Ancak bu modellemelerde vida ile somun arasındaki eksenel,burulma ve dikey yer değişimlerinin birlikte olan çapraz bağlantı davranışlarını ifade etmede eksik kalmıştır. Bu hareketler sistemin dinamiğini ifade etme bakımından önemlidir. Günümüzde hala daha vidalı mil ile somun arasındaki bağıntının gerçek anlamda tanımlanabilmesi için uğraşılmaktadır.

1.1. Tezin Amacı, Katkısı ve İçeriği

Bu tez çalışmasında dönel hareketi lineer harekete çevirmeye yarayan bilyalı vidalı mil mekanizmasının titreşim analizi yapılarak mod şekilleri, rijitliği ve tasarım değişkenlerinin rijitliğe etkisi incelenmektedir. Bu çalışmayla birlikte eksen takımlarının rijitliğini etkileyen faktörleri belirleyerek, yapılan tasarımlarda daha yüksek hızlara çıkabilmek ve eksen takımlarının pozisyon doğruluğunu artırabilmek amaçlanmaktadır. Eksen takımlarının rijitliği aynı zamanda tablanın pozisyon kontrolü içinde önem arz etmektedir. Yüksek hızlı tezgahlarda istenen pozisyon hassasiyet değerlerini elde edebilmek için tasarım öncesi bu analizlerin yapılması gerekmektedir.

Yapılan bu çalışmada daha önce yapılmış olan modellemelere ek olarak bilyalı vidalı mil mekanizmasındaki somuna uygulanan ön gerilmenin ve somun genişliğinin etkisi de modele eklenerek bu değişkenlerin sistemin rijitliğini ve hesaplanan kritik frekans değerlerini nasıl etkilediği incelenmektedir. Modellemede hibrid bilyalı vidalı mil mekanizması modeli kullanılmış olup bu modele bahsedilen değişkenleri de ekleyerek yeni bir model önerilmiştir.

Tez çalışmasının ikinci bölümünde genel olarak bilyalı vidalı mil hareket sisteminin yapısından ve modelleme yöntemlerinden bahsedilmektedir. Bu konu hakkında daha önce yapılmış olan modellemeler anlatılmaktadır. Buna ek olarak titreşim analizinin aşamalarından, matematiksel modelin oluşturulmasından ve enerji denklemlerinin yazılmasından bahsedilmektedir.

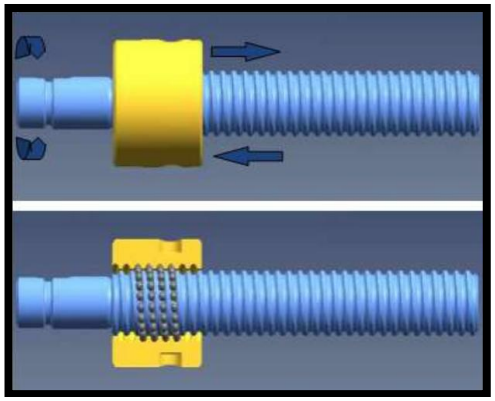
Tez çalışmasının üçüncü bölümünde problemin çözümü için kullanılan hesaplama yöntemi olan Sonlu Elemanlar Yöntemi ve kullanılan program olan Ansys hakkında genel bilgiler verilmektedir. Ayrıca Ansys'de yapılan modellemede kullanılan eleman çeşitleri hakkında da bilgi verilmektedir. Daha sonra da titreşim analizi için gerekli yazılım oluşturulmaktadır.

Tez çalışmasının dördüncü bölümünde oluşturulan modelin diğer yapılmış çalışmalarla karşılaştırılması, vidalı mil hatvesi ve çapının değişimin sistemin rijitliğine etkisi, somun ön gerilmesinin modelde ifade edilmesi ve son olarak somun genişliğinin modele eklenmesi ve sistemin rijitliğine etkileri incelenmektedir. Bunlarla birlikte vida çapı, hatvesi ve ön gerilme kuvvetinin rijitliğe etkisi de ANOVA analizi yapılarak kendi içerisinde kıyaslanmaktadır. Somun genişliğinin etkisinin katıldığı model ile somun genişliğinin etkisinin göz ardı edildiği model arasındaki farklar da ANOVA analiziyle birlikte ortaya koyulmaktadır. Son bölümde de bulunan sonuçlar değerlendirilmektedir.

2. BİLYALI VİDALI MİL HAREKET SİSTEMİ

2.1. Hareket Sisteminin Yapısı ve Avantajları

Vidalı mil, bilya yataklı bir somunun vida dişleri açılmış bir mil üzerindeki sistem sayesinde dönme hareketini doğrusal harekete çeviren makine elemanıdır (Şekil 2.1). Bu hareket esnasında sürtünmenin azaltılabilmesi amacıyla somun ile mil arasında yer alan boşlukta yataklanan bilyalar mevcuttur. Bir iletim hareketi elemanı olan vidalı miller, doğrusal hareketi bu sayede daha az sürtünme ile iletirler. Hassas bir vida olarak yapılan dişli mil ise helezonik yapıdaki kanalları sayesinde bilya yataklarının rahat hareketine olanak tanır. Düşük sürtünme özelliği sayesinde yüksek mekanik verim elde edilir.

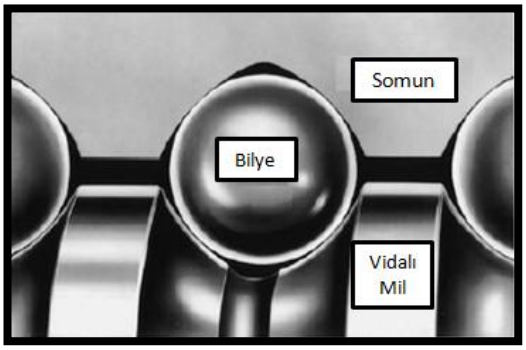


Şekil 2.1: Bilyalı vidalı mil mekanizması hareket şekli.

Uzun ömür, yüksek eksenel rijitlik, çalışma rahatlığı, yüksek hassasiyet gibi üstün nitelikler taşıyan bu sistemler;

- Yüksek hassasiyetli takım tezgahlarında (CNC,vb.),
- Nükleer reaktörlerde,
- Uzay ve havacılık endüstrisinde,
- Transfer hatları ve otomasyon sistemlerinde,
- Tıbbi cihaz ve ölçü aletlerinde,
- Modern yazı ve baskı makinelerinde vb. gibi ileri teknoloji sistemlerinde büyük bir güvenirlilikle kullanılmaktadır.

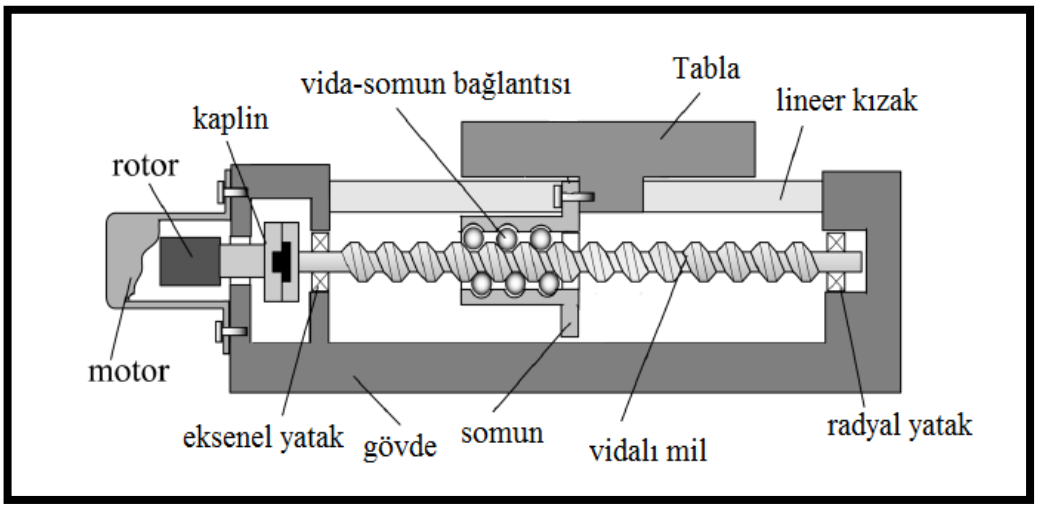
Sistem, en basit şekliyle somun, vida ve yuvarlanma elemanı olmak üzere üç temel unsurdan oluşur (Şekil 2.2). Vida ile somun arasına uygun bir toleransla yerleştirilmiş olan çelik bilyalar, sistemin aynı bir rulmanlı yatak gibi çok düşük sürtünme katsayısı ile çalışmasını sağlar. Sistemin tersinir olması ve az boşlukla çalışması da önemli bir özelliğidir.



Şekil 2.2: Vidalı mil somun ara yüzü.

2.2. Hareket Sisteminin Elemanları

Hareket sisteminin elemanları incelenecek olursa; klasik hareket sistemlerinde olduğu gibi vidalı mil, motor şaftına elastik kaplin ile bağlıdır (Şekil 2.3).



Şekil 2.3: Bilyalı vidalı mil mekanizması.

Vidalı milin eksenel ve radyal yönde hareketini engellemek için motor tarafında X,O veya Tandem tertibi ile yerleştirmiş özel rulmanlar vardır. Vida eğer kısa ise diğer ucundan termal hareket esnekliği sağlamak için desteksizdir ya da radyal bir yatakla desteklenmiştir. Ayrıca vidanın diğer ucunun da eksenel yönde hareketi kısıtlanmış ön gerilmeli vidalı sistemler de vardır. Bu şekilde de termal uzamalardan kaynaklanan gerilmeler azaltılmaktadır. Fakat bu şekilde vidada burkulma olasılığı artmaktadır. Vidanın dönel hareketi de tablaya bağlı olan somun ile birlikte lineer harekete dönüştürülmektedir. Tabla, eksenel yöndeki hareketini iki kenarındaki lineer kızaklar üzerinde gerçekleştirmektedir.

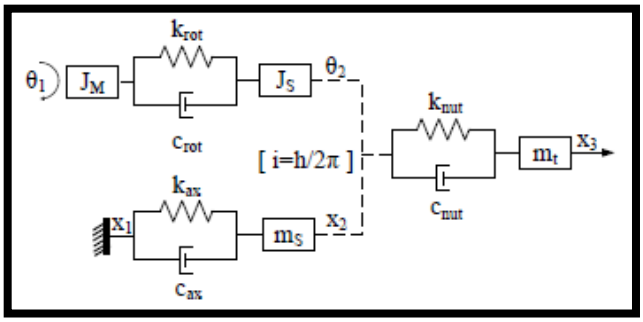
2.3. Titreşim Analizi ve Formülasyonu

Bir titreşim sistemi, cevabı zorlamalara ve sistem parametrelerine (kütle, rijitlik ve sönüm) bağlı olan dinamik bir sistemdir. Zorlama ve cevap zamana bağlıdır. Titreşim analizi belirtilen bir dış zorlamaya bağlı olarak sistem cevabının belirlenmesidir. Bu analiz matematik modelleme, hareket denklemlerinin oluşturulması, hareket denklemlerinin çözümü ve sistem cevabının yorumlanması aşamalarını içerir. Matematiksel modellemenin amacı hareket denklemlerini oluşturmak için sisteme ait tüm önemli karakteristik özellikleri sunmaktır. Matematiksel model, sistem özelliklerine göre lineer veya lineer olmayan biçimde olabilir. Matematiksel model oluşturulduktan sonra, dinamik prensipler hareket denklemini oluşturmak amacı ile kullanılır. Bu amaçla, tüm dış zorlamaları, reaksiyon kuvvetlerini ve atalet kuvvetlerini içerecek şekilde kütlelere ait Serbest Cisim Diyagramları oluşturulur. D'Alembert prensibi, Newton'un 2. yasası, Lagrange veya Hamilton prensibi gibi yöntemler hareket denklemlerini oluşturmak amacı ile kullanılır. Sistem cevabını analitik veya nümerik olarak elde etmek amacı ile hareket denklemleri değişik yöntemler kullanılarak çözülür ve sonuç olarak sisteme ait yer değiştirme, hız veya ivme cevapları elde edilir.

2.3.1. Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sisteminin Matematiksel Modelinin Oluşturulması

Titreşim yapan sistemlerin analizi için ilk olarak sistem yapısını yeterli derecede ifade edecek içerikte bir matematiksel model oluşturulur. Oluşturulan model sistemin temel titreşim hareketlerini yeterli yaklaşıklıkla ifade edilecek nitelikte basitleştirmeler içerebilir. Bu bölümde bilyalı vidalı mil hareket sisteminin basit modele indirgenmesi ve bu konuyla ilgili yapılmış matematiksel modellemeler ve bu modellemelerin birbirlerinden farkı incelenmektedir. Sistemin modellenmesi sırasında kullanılan yöntemler, modelleme farklılıkları ve bunların modeli yansıtmadaki etkileri incelenen konular arasındadır.

Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin modellerinin literatürde yayınlanan oldukça basit olanlarından biri yay kütle sistemi şeklinde modelleme daha karmaşık olanı ise tamamen Sonlu Elemanlar Yöntemiyle oluşturulan modeldir. Basit modele bir örnek verilecek olursa, Chen bilyalı vidalı mil hareket sistemini yaylarla bağlı rijit modeller olarak ifade etmiştir [6]. Bu model vidalı mildeki eksenel ve burulma hareketini hem de kızak bağlantı noktalarından meydana gelen yalpalamayı açıklamaktadır. Bu model kullanılarak, kızaklardaki yer değişiminin tablanın pozisyon doğruluğuna etkisinde önemli rol oynadığı vurgulanmıştır. Başka bir çalışmada Frey bilyalı vidalı mil sisteminin ayrık kütleli modellemesi kullanarak karşılaştırma yapmıştır (Şekil 2.4.).

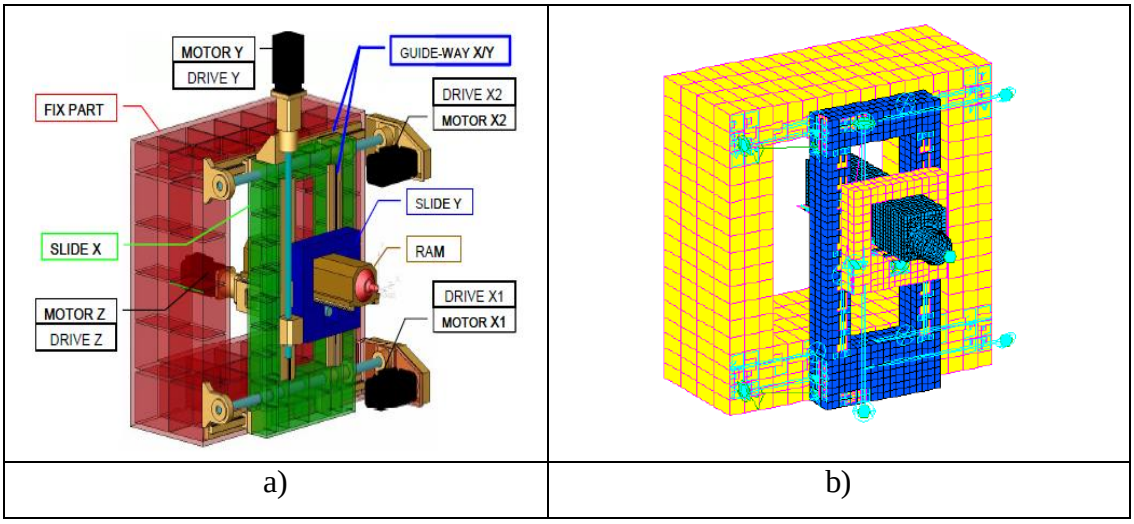


Şekil 2.4: Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin ayrık kütleli matematiksel modeli.

Van Brussel bilyalı vidalı mil hareket sistemini de barındıran 3 eksenli bir freze tezgahını Sonlu Elemanlar Yöntemiyle modellemiştir [10]. Komponent modunu kullanarak sonlu elemanlar modelini kontrol ve simülasyon için uygun durum uzayı modeli haline indirgemiştir. Buna benzer bir yaklaşım Schafers

tarafından sunulmuştur [11]. Burada ise freze tezgahı bütünüyle Sonlu elemanlar Yöntemiyle modellenmiş ve bu modelin yüksek hızlı tezgahların kontrolü ve dizaynında kullanılabileceğini göstermiştir (Şekil 2.5) .

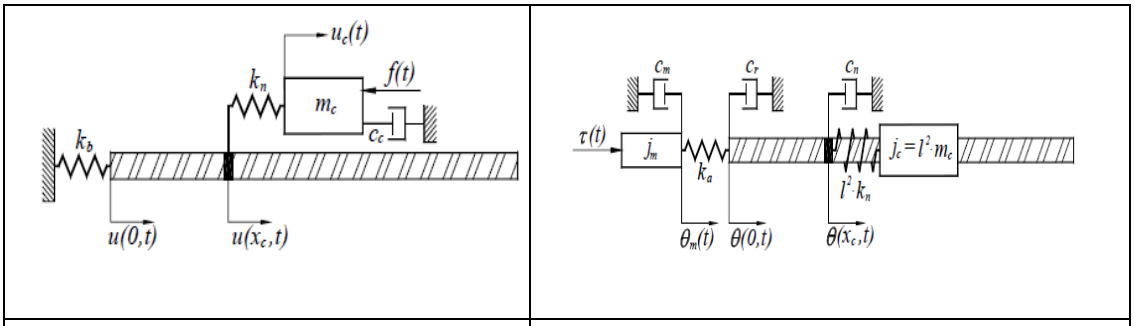
Bilyalı vidalı mil sistemini tamamen Sonlu elemanlar Yöntemiyle modellemenin veya ayrık kütleli modellemenin faydası ve zararları vardır. Ayrık kütleli modeller genellikle tamamen sonlu elemanlarla modellenmiş modellerden daha basittir. Çünkü ayrık kütleli modelleme daha az serbestlik derecesi içerir.



Şekil 2.5: Sonlu elemanlar yöntemiyle bilyalı vidalı mil sisteminin modellenmesi, a) 3D modeli, b) Sonlu elemanlar modeli.

Ancak tamamen sonlu elemanlarla modellenmiş modelin aksine ayrık kütleli modeller tablanın vidalı mil boyunca hareketi gibi çeşitli hareket dinamiklerini ifade etme yeteneğine sahip değildir. Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin iki şekilde de modellenmesinin faydalı taraflarını birleştirme görüşüyle çok sayıda araştırmacı hibrid yöntemlere başvurmuşlardır. Bu modellemelerde vidalı mil ataleti ve rijitliği yayılı halde diğer parçalar ise kütle yay sistemiyle ifade edilmiştir. Bu yaklaşımlardan bir tanesi Pislaru tarafından ortaya koyulmuştur [12]. Bu çalışmada vidalı mili temsil eden yayılı parametreler yaylar, kütleler ve ataletler olarak vidalı milin çeşitli bölümlerine karşılık gelen bir grup oluştururlar. Ancak bu modeller somunun vidalı mil boyunca hareketi gibi dinamik değişimleri ifade edemezler. Çünkü vidalı mil parametrelerinin değerleri sadece somunun bir pozisyonu için elde edilmiştir. Varanasi ve Nayfeh vidalı mili üniform kiriş olarak modelleyerek bu sorunu çözmüştür [13].

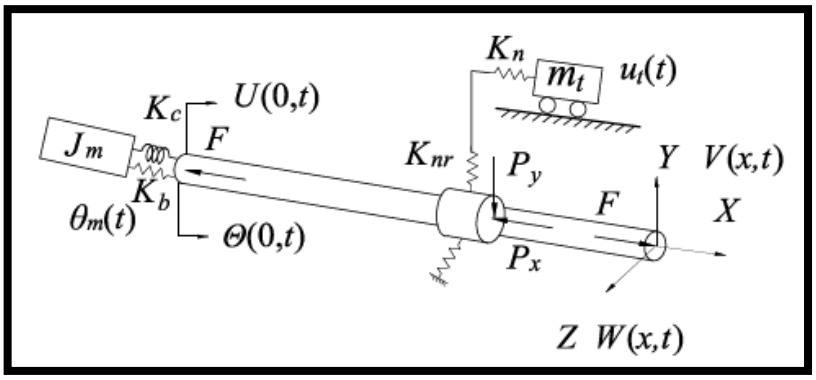
Benzer bir yaklaşım Whalley tarafından kabul edilmiştir [14]. Alternatif kiriş formülerini kullanarak çoğu araştırmacı hibrid stratejisiyle çalışmayı tercih ederek vidalı mili sonlu elemanlar yöntemiyle kiriş eleman olarak modellemişlerdir [4], [15]-[20]. Bu şekilde modelleme kiriş eşitliklerini kullanmaktan daha basit, pratik ve çok yönlüdür (Şekil 2.6). Hibrid modellemeyle birlikte dikey hareketi inceleyen çalışmalar da yapılmıştır. Dong çalışmasında eğilme hareketinin etkisini de incelemiştir [3]. Eğilme yönünde somunun rijitliğini ve lineer kızakların rijitliğini sistem elemanı olarak hibrid modele eklemiştir (Şekil 2.7).



a)	b)

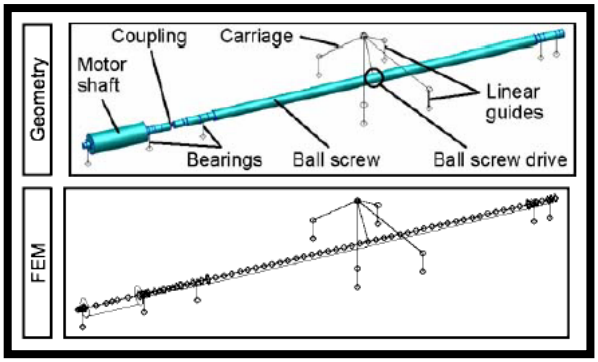
Şekil 2.6: Eksenel ve burulma hareketinin matematiksel modeli, a) Eksenel hareketin modellenmesi, b) Burulma hareketinin modellenmesi.

Vidalı mil ile somunun birleşme yüzeyi hareketi iletmede, titreşimlerde ve vidalı milden tablaya giden kuvvetlerde önemli rol oynamaktadır. Bunun sonucu olarak vida ile somun arasındaki bağıntının dinamiğini anlamak için birçok çalışma da yapılmıştır [21]-[24]. Bilyalı vidalı mil hareket sistemini sonlu elemanlarla modellendiği zaman vida ile somun ara yüzeyindeki bağıntı özel riijitlik matrisiyle tanımlanmalıdır. Bu özel matrisi oluşturabilmek için çoğu araştırmacı [4], [13]-[18] yukarıda belirtildiği gibi vidalı milin eksenel ve/veya burulma yer değişimlerini ifade etmişlerdir. Zaeh bir adım daha ileriye giderek vidalı milin dikey hareketini de incelemiştir (Şekil 2.8).



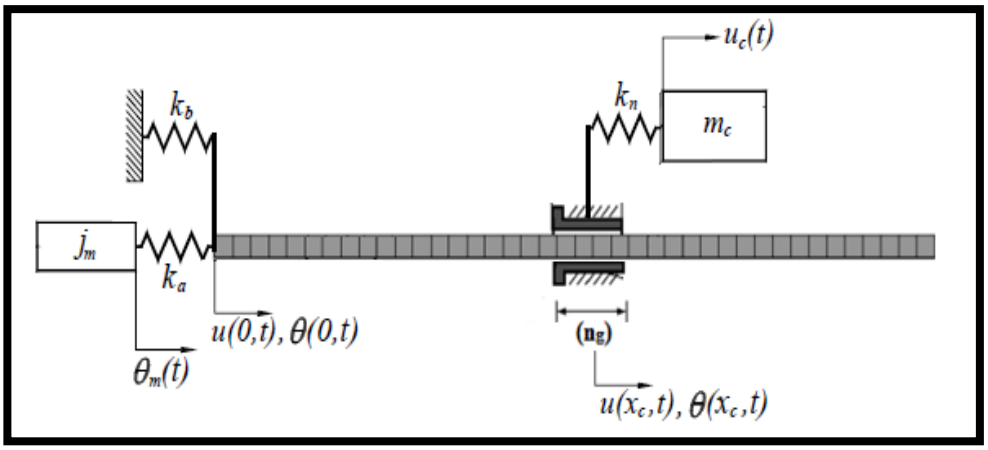
Şekil 2.7: Eksenel, burulma ve eğilme hareketinin matematiksel modellenmesi.

Ancak bu modellemelerde vida ile somun arasındaki eksenel, burulma ve dikey yer değişimlerinin birlikte olan çapraz bağlantı davranışlarını ifade etmede eksik kalmıştır. Bu hareketler sistemin dinamiğini ifade etme bakımından önemlidir.



Şekil 2.8: Bilyalı vidalı mil sisteminin sonlu elemanlarla hibrid modellenmesi.

Bu çalışmada kullanılan model eksenel ve burulma hareketini incelemektedir. Bunun sebebi vidalı milin tezgah üzerinde genel olarak eksenel ve burulma yönünde zorlanmalara maruz kalmasından kaynaklanmaktadır. Vidalı mil eğilmeye maruz bırakılmamaya çalışılmakta ve bu yönde gelen kuvvetlerde lineer kızaklarla taşınmaktadır. Bu yüzden çalışmada ön plana çıkan iki hareket tipi olan eksenel ve burulma hareketi incelenmektedir (Şekil 2.9).



Şekil 2.9: Bu çalışmada kullanılan bilyalı vidalı mil sisteminin matematiksel modeli.

Bu modellemede genel modellere ek olarak somun genişliği de bir etken olarak analiz sonuçlarına katılmaktadır. Ayrıca ön gerilme kuvvetinin değişmesi de Şekil 2.9'da görülen k_n katsayısını denklem 2.1'deki gibi değiştirmektedir. Bu değişimin etkisi de yapılan titreşim analizleriyle birlikte incelenmiştir.

$$k_n = 0.8 \times k \times \left(\frac{P}{0.1C_a}\right)^{1/3} \tag{2.1}$$

Daha önce de vidalı mil ile somun arasındaki hareket dinamiğinin tanımlanması üzerine çalışmalar yapıldığından bahsedilmiştir. Bu çalışmada bu hareketi tanımlayan denklem olarak genelde kullanılan [3], [26] denklem 2.2'deki bağıntı kullanılmıştır.

$$\delta_n = u_c(t) - (u(x_c,t) + \theta(x_c,t)l) \tag{2.2}$$

Bu şekilde matematiksel model oluşturup, vidalı mil ile somun arasındaki bağıntı ifade edildikten sonra sistemin hareket denklemleri yazılarak çözüme gidilir.

2.3.2. Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sisteminin Hareket Denkleminin Yazılması

Matematiksel modelde sadece vida sürekli sistem olarak ifade edilmiş ve diğer elemanlar ise ayrık formda modellenmiştir (Şekil 2.9). Bu koşullarda vida, iki önemli yer değişimi olan eksenel ve burulma yönünde yer değiştirmeye maruz kalan bir düz çubuk olarak düşünülebilir.

Bu şekilde vida üzerindeki sürekli yer değişimleri alan fonksiyonları kullanılarak eksenel yer değişimi $u(x,t)$ ve burulma yönündeki yer değişimi $\theta(x,t)$ olarak ifade edilmektedir. Sürekli sistem olarak modellenen kirişteki kütlesel yoğunluk ρ, kesit alanı A, uzunluk L, elastikiyet modülü E, kayma modülü G ve vida adımı l olarak ifade edilmektedir.

Ayrık formda ifade edilen elemanlardan rotor atalet momenti J_m, elastik kaplinin atalet momenti J_a ve rijitliği k_a, eksenel rulmanın rijitliği k_b ve tablanın ağırlığı m_c olarak ifade edilmektedir. Şekil 2.9'da görüldüğü gibi sürekli hareket dışında iki hareket daha vardır bunlardan biri tablanın hareketi $u_c(t)$, diğeri ise rotorun açısal hareketi $\theta_m(t)$ 'dir.

Bu çeşit sistemlerin hareket denklemlerini elde etmede kullanılan geleneksel yöntem, enerji ve iş formülleri temelli denge denklemlerini kullanarak hareket denklemlerinin elde edilmesidir [32]. Titreşen bir sistem için genel denge formülü aşağıdaki gibidir;

$$\frac{d}{dt}(T+V)=0 \tag{2.3}$$

Burada T ve V sistemin kinetik ve potansiyel enerjisini temsil etmektedir. Bu ifade sistemdeki toplam enerjinin zamanla değişmediğini gösterir. Sistemin kinetik enerjisi denklem 2.4'teki gibi yazılmaktadır.

$$\begin{aligned} T = \frac{1}{2}m_c\dot{u}_c(t)^2 + \frac{1}{2}J_m\dot{\theta}_m(t)^2 + \frac{1}{2}J_a\left(\frac{\dot{\theta}_m(t)+\dot{\theta}(0,t)}{2}\right)^2 \\ + \frac{1}{2}\rho J_t\int_0^L \dot{\theta}(x,t)^2\,dx + \frac{1}{2}\rho A\int_0^L \dot{u}(x,t)^2\,dx \end{aligned} \tag{2.4}$$

Bu denklemdeki birinci terim tablanın kütlesinin, ikinci terim ise rotorun ataletinin oluşturduğu kinetik enerjiyi, üçüncü terim elastik kaplinin rotorun burulma hızı ve vidanın $x = 0$ 'daki burulma hızlarının ortalaması için kinetik enerjisini, dördüncü ve beşinci terim vida boyunca yığılmış dönel atalet ve lineer ataletin kinetik enerjisini ifade etmektedir. Elastik elemanların potansiyel enerjisi ise denklem 2.5'te gösterilmektedir.

$$V = \frac{1}{2}k_b u(0,t)^2 + \frac{1}{2}k_a[\theta_m(t) - \theta(0,t)]^2 + \frac{1}{2}k_n {\delta_n}^2 + \frac{1}{2}GJ_t \int_0^L \left(\frac{d\theta(x,t)}{dx}\right)^2 dx + \frac{1}{2}EA \int_0^L \left(\frac{du(x,t)}{dx}\right)^2 dx \tag{2.5}$$

Bu ifadedeki birinci ve ikinci terim eksenel rulmanın ve elastik kaplinin potansiyel enerjisini, üçüncü terim somunun potansiyel enerjisini ifade etmektedir. Bu ifadedeki k_n somunun rijitlik katsayısı olup δ_n ise somunun eksenel hareketini ifade etmektedir. Bu eksenel hareket denklem 3.7'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\delta_n = u_c(t) - (u(x_c,t) + \theta(x_c,t)l) \tag{3.7}$$

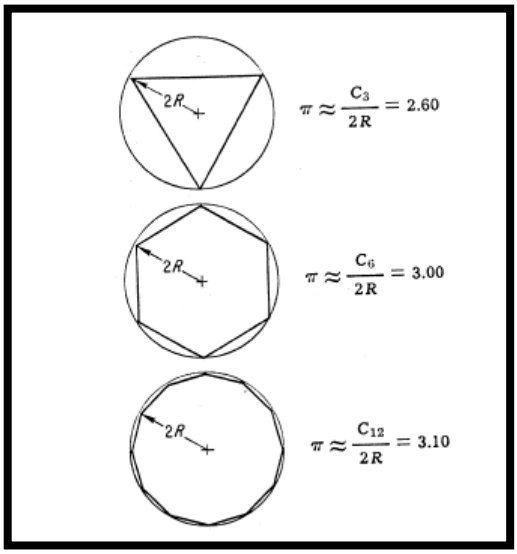
Bu denklem tablanın mutlak pozisyonu $(u_c(t))$ ve vidanın bağlantı noktasındaki mutlak pozisyonu (x_c) arasındaki farkı ifade eder. Burada önemli bir durum, bu denklemde eksenel ve burulma hareketinin bir arada olmasıdır. Bu çapraz eşitliklerin oluşmasına sebebiyet verir. Bunlara ek olarak dördüncü ve beşinci terimde sırasıyla eksenel ve burulma yer değişimi sebebiyle vidada depolanan potansiyel enerjiyi ifade eder.

Sistemdeki sönüm oranıyla ilgili yapılan çalışmalarda Smith sönüm oranını birinci modda 0.1, diğer modlarda ise 0.01 olarak bulmuştur [4]. Varanasi ise sönüm oranını birinci modda 0.02 olarak bulmuştur [33].

Denge denklemleri oluşturulduktan sonra bu denklemlerin çözülmesi safhasına geçilir. Çalışmanın devamında bu ifadelerin sonlu elemanlarla birlikte modellenmesi ve modellemede kullanılan yöntemler anlatılmaktadır.

3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ VE BİLYALI MİL HAREKET SİTEMİNİN MODELLENMESİ

Sonlu elemanlar yöntemi fizik ve mühendislikte karşılaşılan bir çok problemin çözümünde kullanılan en yaygın ve etkin sayısal yöntemlerden biridir. Yöntem karmaşık yapıların, üzerinde hesaplama yapılabilecek daha küçük yapılar ile modelleme esasına dayanır. Bu yöntemin esas aldığı prensip, problemin fiziksel büyüklükleri arasında bağı ifade eden denklemlerin son derece küçük bir bölgesinde tesis edilebilmesidir. Bu şekilde gerçek yapının davranışı, birbirine bağlı küçük bölgelerde ifade edilen denklemlerin topluluğu ile incelenmektedir.. Yapıyı küçük parçalara bölmek ve bu parçaları birleştiren bağları tesis etmekle, fiziksel büyüklüklerin yapı içindeki değişimini yeteri hassasiyetle hesaplamak olasıdır. Bu bölgelerin sayısı arttıkça çözümün hassasiyeti de artmaktadır. Bu prensibi eski çağ matematikçileri dairenin çevresini hesaplamak için tesis etmişlerdir. Şekil 3.1'de bu durum açık olarak gösterilmektedir.



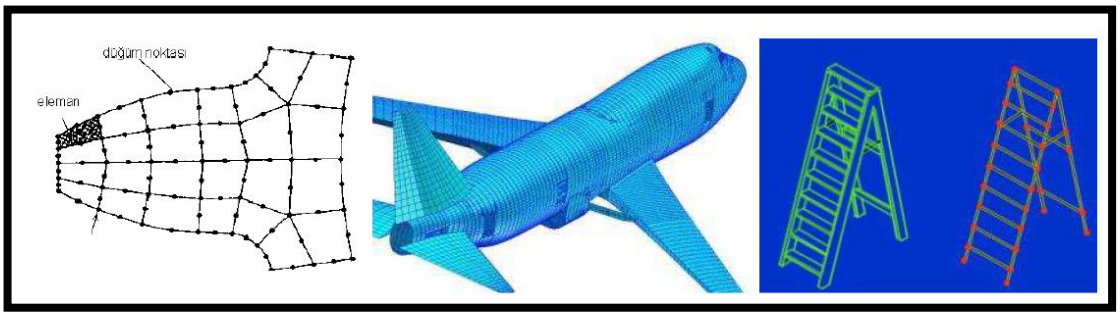
Şekil 3.1: Eleman sayısının artırılmasının çözümün hassasiyetine etkisi.

Sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır elemanlar metotları mühendislik problemlerinin analizinde kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar metodu modellemede sağladığı esneklikler nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır.

3.1. Sonlu Elemanlarla Çözüm Yönteminin Adımları

3.1.1. Problem Geometrisinin Bölgelere Ayrılması

Sayısal modelleme problemin, sınırlarının, sınır şartlarının ve malzeme özelliklerinin matematiksel olarak ifade edilmesini gerektirmektedir. Analiz edilecek bir problemin karmaşık geometrisinin tam tanımı, yüzeyindeki sonsuz sayıda noktanın konumunun belirlenmesiyle sağlanır. Bu da sonsuz sayıda denklemin çözülmesini gerektirir. Bu nedenle geometri makul sayıda elemanla yaklaşık olarak ifade edilir (Şekil 3.2). Elemanlar birbirlerine düğüm noktalarından bağlı ve sınırları boyunca temas etmektedirler. Elemanların geometrik şekli düğüm noktalarının koordinatları cinsinden interpolasyon fonksiyonu ile tayin edilmektedir.



Şekil 3.2: Problem geometrisinin sonlu sayıda elemanla ifade edilmesine örnekler.

3.1.2. İncelenen Büyüklüğün Değişim Fonksiyonunun Tesisi

Gerilme analizi probleminde yer değiştirmelerden birim şekil değiştirmeler, birim şekil değiştirmelerden de gerilmeler hesaplanmaktadır. Düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerden hareketle hesaplamalar yapılır. Bundan sonra yapılacak kabul, yer değiştirmenin eleman boyunca değişiminin basit bir fonksiyon olduğudur. Enterpolasyon fonksiyonu yer değiştirmenin her bir elemanda değişiminin düğüm noktalarındaki değerleri cinsinden ifade edilmesini sağlar. Bu fonksiyonlar elemanların geometrik seklini tayin eden enterpolasyon fonksiyonları ile aynı olabilir. Bu durumda eleman izoparametrik olarak adlandırılır.

3.1.3. Eleman Özelliklerinin Bulunması

Eleman ağı oluşturulduktan ve enterpolasyon fonksiyonları seçildikten sonra her bir elemanın özelliklerini ifade eden matris denklemleri tayin edilmektedir. Virtüel işler prensibi veya minimum potansiyel enerji prensibi tatbik edilerek eleman rijitlik matrisleri hesaplanmaktadır.

3.1.4. Eleman Özelliklerinin Birleştirilmesi

Eleman ağı ile temsil edilen sistemin özelliklerini bulmak için eleman özelliklerinin birleştirilmesi gerekmektedir. Diğer bir anlatımla, her bir elemanın özelliklerini ifade eden matris denklemleri birleştirerek tüm çözüm bölgesinin özelliklerini ifade eden matris denklemler elde edilir. Sistemin matris denklemleri tek bir elemanın matris denklemleri ile aynı formda olmasına karşın tüm düğüm noktalarını ihtiva ettiğinden daha fazla sayıda terime sahiptir. Elemanların birbirlerine bağlandığı yerde (düğüm noktalarında) alan değişkeninin değeri bu noktayı paylaşan her elemanda aynıdır. Eleman denklemlerinin birleştirilmesi genel olarak bilgisayarlar ile yapılır.

3.1.5. Sınır Şartlarının Tatbiki

Sistem denklemleri çözüm için hazır hale gelmeden önce problemin sınır şartlarını hesaba alacak şekilde düzenlenmelidir. Sınır şartları kinematik ve statik olarak ikiye ayrılmaktadır. Statik sınır şartı düğüm noktalarına tatbik edilen dış kuvvetlerdir. Kinematik sınır şartı düğüm noktalarına tatbik edilen yer değiştirme kısıtlamalarıdır.

3.1.6. Sistem Denklemlerinin Çözümü

Birleştirme prosesi neticesinde alan değişkeninin bilinmeyen düğüm noktası değerlerini elde etmek için çözülmesi gereken denklemler elde edilir. Eğer denklemler lineer ise standart çözüm teknikleri kullanılabilir. Denklemlerin çözümü neticesinde alan değişkenlerinin değerleri bulunur. Elastik gerilme-deformasyon

analizinde alan değişkenleri yer değiştirmelerdir. Birim şekil değiştirmeler elastisite teorisindeki bağıntıları kullanarak elde edilir. Gerilmeler de Hook Kanunu yardımıyla birim şekil değiştirmelerden hesaplanır.

3.2. Sonlu Elemanlar Paket Programları

Bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişmelere paralel olarak geliştirilen genel amaçlı paket programlar sonlu elemanlar metodunun mühendislik problemlerinde yaygın olarak kullanılmasını sağlamıştır. ANSYS, MARC, NASTRAN ve ABAQUS modelleme, analiz ve sonuçların grafik değerlendirilmesi bakımından tercih edilen programlardır. Bu çalışmada ANSYS programının parametrik modelleme dili olan ANSYS APDL kullanılarak makro programlar yazılıp titreşim analizleri yapılmıştır.

3.2.1. APDL (Ansys Parametric Design Language)

APDL temel olarak bir programlama dilidir. ANSYS programı içerisinde yer alan komutların parametrik bir dille ifade edilebilmesi sayesinde kullanıcılar tekrarlanan işlemleri otomatik bir şekilde gerçekleştirebilmektedirler. Parametre bir başka deyişle değişkenlere değer atanarak bu değerlerin analizin tüm basamaklarında kullanılabilmesi sağlanmaktadır. Çeşitli ifadeler ve fonksiyonlarla tanımlanan parametreler üzerinden hesaplamalar yapılabilmekte elde edilen sonuçlar kullanıcıya gösterilebilmektedir. Döngüler ve mantık sorguları gerçekleştirilerek ara kademelerde kullanıcı uyarılarak girdi isteminde bulunabilmektedir. Bunun yanında komut dizilerinden makrolar oluşturularak tüm bir analizin otomatik olarak gerçekleştirilmesi mümkün olmaktadır.

3.3. Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sisteminin APDL ile Modellenmesi

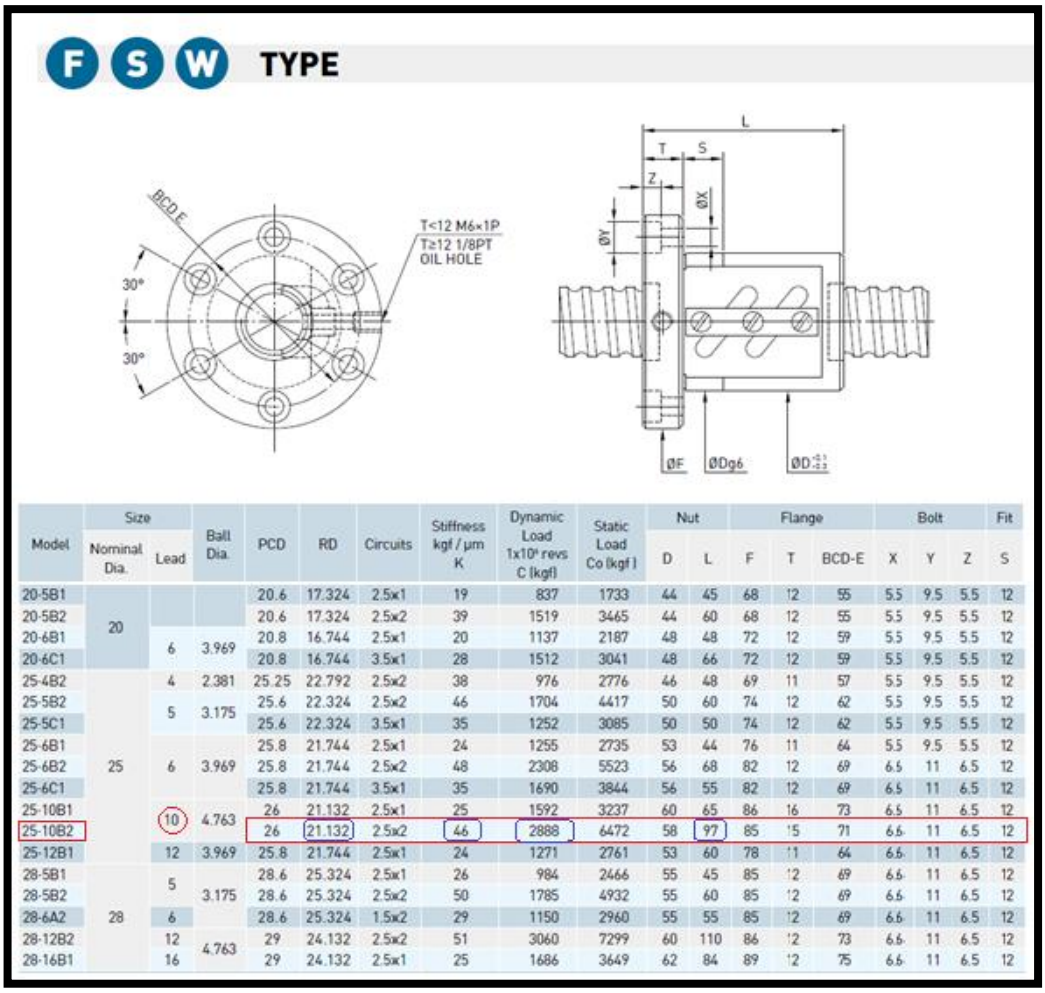
Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin tasarım parametreleri ve matematiksel modellemesinden Bölüm 2'de bahsedilmektedir. Matematiksel model olarak Şekil 2.9'da gösterilen hibrid model kullanılmaktadır. Çalışmanın bu kısmında kullanılan eleman özelliklerinin belirlenmesi, parametrelerin elde edilmesi, eleman tiplerinin seçilmesi, sistemin parametrik modellemesi ve sınır şartlarının oluşturulması anlatılmaktadır.

3.3.1. Sistem Elemanlarının Parametrelerinin Belirlenmesi

İlk olarak sürekli eleman şeklinde modellenen vidalı milin tasarım değişkenleri belirlenerek ve bu parametrelere göre kataloglardan vidalı mil somun ikilisinin seçimi yapılmalıdır. Hareket sistemindeki vidalı milin taşıyacağı tablanın hareket aralığı vidalı milin uzunluğunun belirlenmesinde kullanılır. Bu tasarım kriteri yapılacak olan makinede tabladan istenen harekete göre belirlenir. Daha sonra vidalı mil çapı ve hatvesi belirlenir. Bunlarla birlikte hareket sisteminde kullanılan motor ve kaplin ile ilgili gerekli parametreler kataloglardan alınır. Bu çalışmada yapılan analizlerde kullanılmış olan vidalı mil ve somun elemanlarının satıcı firma kodlaması ve katalog değerleri aşağıdaki gibidir. Buradaki R sağ helisli vida olduğunu, 25 nominal vida çapını, 10 vida hatvesini, B2 dönme sayısını, FSW kullanılan somun geometrisi ile ilgili bilgileri, 1500 vida çekilmiş mil uzunluğunu ve 1800 sayısı da toplam vida uzunluğunu göstermektedir.

Firmanın kullandığı vidalı mil kodu: HIWIN 1R25 – 10B2 – FSW – 1500 – 1800

Yapılan bu seçimin katalogdaki parametre değerleri Şekil 3.3'teki gibidir. Burada da görüldüğü gibi vidalı mil çapı ve hatvesi seçildikten sonra diğer geometrik bilgiler ve sistemi ifade eden katsayılar tablodan okunabilmektedir. Titreşim analizi için gerekli olan datalar Şekil 3.3'te kırmızı ve mavi renklerle belirtilmiştir. Katalogdan alınan değerleri ve vidalı mil için seçilen malzemenin elastikiyet modülü, kayma modülü ve yoğunluğu Tablo 3.1'de gösterilmektedir.



FSW TYPE

Model	Size		Ball Dia.	PCD	RD	Circuits	Stiffness kgf / μm K	Dynamic Load 1x10⁶ revs C (kgf)	Static Load Co (kgf)	Nut		Flange			Bolt			Fit
	Nominal Dia.	Lead								D	L	F	T	BCD-E	X	Y	Z	S
20-5B1	20	6	3.969	20.6	17.324	2.5×1	19	837	1733	44	45	68	12	55	5.5	9.5	5.5	12
20-5B2				20.6	17.324	2.5×2	39	1519	3465	44	60	68	12	55	5.5	9.5	5.5	12
20-6B1				20.8	16.744	2.5×1	20	1137	2187	48	48	72	12	59	5.5	9.5	5.5	12
20-6C1				20.8	16.744	3.5×1	28	1512	3041	48	66	72	12	59	5.5	9.5	5.5	12
25-4B2	25	4	2.381	25.25	22.792	2.5×2	38	976	2776	46	48	69	11	57	5.5	9.5	5.5	12
25-5B2		5	3.175	25.6	22.324	2.5×2	46	1704	4417	50	60	74	12	62	5.5	9.5	5.5	12
25-5C1				25.6	22.324	3.5×1	35	1252	3085	50	50	74	12	62	5.5	9.5	5.5	12
25-6B1		6	3.969	25.8	21.744	2.5×1	24	1255	2735	53	44	76	11	64	5.5	9.5	5.5	12
25-6B2				25.8	21.744	2.5×2	48	2308	5523	56	68	82	12	69	6.6	11	6.5	12
25-6C1				25.8	21.744	3.5×1	35	1690	3844	56	55	82	12	69	6.6	11	6.5	12
25-10B1		10	4.763	26	21.132	2.5×1	25	1592	3237	60	65	86	16	73	6.6	11	6.5	12
25-10B2				26	21.132	2.5×2	46	2888	6472	58	97	85	15	71	6.6	11	6.5	12
25-12B1		12	3.969	25.8	21.744	2.5×1	24	1271	2761	53	60	78	11	64	6.6	11	6.5	12
28-5B1	28	5	3.175	28.6	25.324	2.5×1	26	984	2466	55	45	85	12	69	6.6	11	6.5	12
28-5B2				28.6	25.324	2.5×2	50	1785	4932	55	60	85	12	69	6.6	11	6.5	12
28-6A2		6		28.6	25.324	1.5×2	29	1150	2960	55	55	85	12	69	6.6	11	6.5	12
28-12B2		12	4.763	29	24.132	2.5×2	51	3060	7299	60	110	86	12	73	6.6	11	6.5	12
28-16B1		16		29	24.132	2.5×1	25	1686	3649	62	84	89	12	75	6.6	11	6.5	12

Şekil 3.3: Seçilen vidalı mil ve somunun katalog değerleri.

Tablo 3.1: Vidalı mil ve somunun parametre değerleri.

Semboller	Değer	Birim
Vida Adımı (l_v)	10e-3	[m]
Milin Temel Çapı (r_d)	21.132e-3	[m]
Somun Rijitlik Katsayısı (k)	4.6e8	[N/m]
Dinamik Yük Sayısı (C_a)	28880	[N]
Somun Genişliği (n_g)	≈90e-3	[m]
Yoğunluk (ρ)	7850	[kg/m^3]
Elastisite Modülü (E)	2,06e11	[N/m^2]
Kayma Modülü (G)	8,1e10	[N/m^2]
Vidalı Mil Uzunluğu (L)	1.5	[m]

Bu değerlerin yanında ayrık kütle ve yay olarak tanımladığımız tabla, rotor ve elastik kaplinin parametre değerleri de Tablo 3.2'de gösterilmektedir.

Tablo 3.2: Tabla, rotor ve elastik kaplinin parametre değerleri.

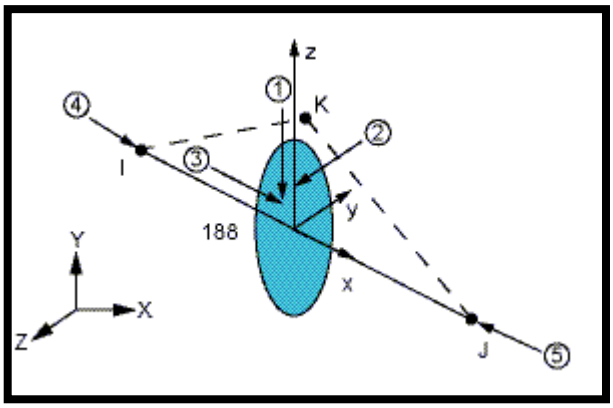
Semboller	Değer	Birim
Tabla Ağırlığı (m_c)	25	[kg]
Motor Atalet Momenti (J_m)	2.5e-4	[kgm^2]
Kaplin Burulma Rijitlik Katsayısı (k_a)	2500	[Nm/rad]
Kaplin Atalet Momenti (J_a)	2.1e-4	[kgm^2]
Eksenel Rulmanın Rijitlik Katsayısı (k_b)	3.5e8	[N/m]

3.3.2. Kullanılan Eleman Tipleri

Daha önceki konularda sonlu elemanlarla modellemenin işlem basamaklarından bahsedilmiştir. Model üzerinde kullanılan eleman tipleri bu başlık altında açıklanmaktadır. Sırasıyla modellemede kullanılan eleman tipleri aşağıdaki gibidir.

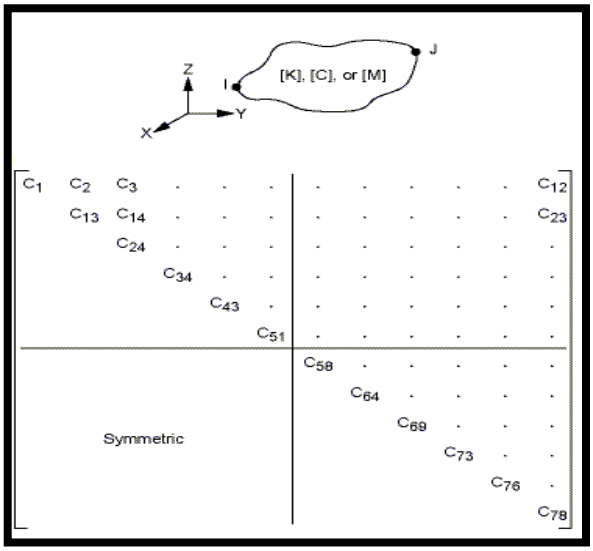
- BEAM188
- MATRIX27
- MASS21

Kullanılan eleman tiplerinden kısaca bahsedilecek olursa, vidanın modellenmesinde kullanılan Beam188 elemanı kirişlerin modellenmesinde kullanılan bir eleman tipidir. Bu eleman Timoshenko kiriş teorisine dayanır ve kaymadan dolayı oluşan şekil değişimlerinin etkisini de içerir. Her düğüm noktasında altı veya yedi serbestlik derecesine sahiptir. Bu hareketler x, y ve z yönündeki ilerlemeler ile x, y ve z yönündeki dönme hareketlerinden oluşur. Yedinci serbestlik derecesi ise isteğe bağlıdır ve bükülme hareketini ifade eder. Bu element rijitlik ve gerilme matrislerini içerir. Beam188 elemanının geometrisi aşağıdaki gibidir (Şekil 3.4)



Şekil 3.4: Beam188 elemanının geometrisi.

Ayrık kütleli olarak modellenen tabla, somun ve rotorun rijitlik matrislerinin sürekli eleman olan vidayla bağlantıları Matrix27 elemanıyla modellenmiştir. Matrix27 elemanın kullanılma sebebi vida ile somun arasında olan bağlantının ifade edilmesinde eksenel ve açısal hareketin aynı matriste ifade edilmesi ve çapraz bağlantı değerlerinin olmasından kaynaklanmaktadır. Bu bakımdan Matrix27 elemanı combin27 ve combin40 elemanlarından farklılık gösterir.



Şekil 3.5: Matrix27 elemanının şematik gösterimi ve matris ifadesi.

Bu eleman rijitlik, sönüm veya kütle matrisi olarak kullanılabilmektedir. Matrix27 eleman tipi geometrisi belli olmayan fakat rijitlik, sönüm veya kütle matrisi şeklinde ifade edilebilen bir elemanı temsil eder. Bu eleman iki düğüm noktası

arasındaki altı serbestlik dereceli bir hareketi ifade eder. Matrix27 elemanının şematik olarak gösterimi ve matris şeklindeki ifadesi Şekil 3.5'teki gibidir.

Mass21 eleman tipi ise ayrık kütleyi ifade eder. Bu eleman tipi tablanın ağırlığının ifade edilmesinde kullanılmaktadır. Çalışmanın bundan sonraki bölümünde geometrinin oluşturulması, eleman tiplerinin atanması ve modelin oluşturulmasından bahsedilmektedir.

3.3.3. Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Bu bölümde sonlu elemanlar modelinin APDL 'de parametrik olarak modellenmesinden sırayla bahsedilmektedir. Bu sistemin APDL'de ki parametrik modeli EK-A'da gösterilmektedir. Öncelikli olarak sabit değerler ve sistemdeki parametreler girilir. Daha sonra bu değerlerle bulunan değerler hesaplanır. Ektede görülen hesaplanan değerlerdeki k_n değeri ön gerilme sonucu somunun eksenel rijitlik katsayısıdır ve bu denklem 2.1'deki gibi hesaplanır. Ayrıca buradaki k_t somunun burulma rijitlik katsayısı, k_{sr} ise somunun eksenel ve burulma rijitliğinin birbiriyle bağıntısını ifade eden rijitlik katsayısıdır. Bu değerler denklem 2.5'teki üçüncü terimin açılmasıyla ortaya çıkmaktadır. Bu terimde δ_n yerine denklem 2.2'deki eşitlik yazıldığında bu değerler bulunmaktadır. Bu terimin açılımı yerine yazılarsa denklem 2.5'teki üçüncü terim aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{1}{2}k_n\delta_n^2$$
$$= \frac{1}{2}.k_n.u_c(t)^2 - 2.\frac{1}{2}.k_n.u_c(t).u\,(x_c,t) - 2.\frac{1}{2}.(k_n.l).u_c(t).\theta\,(x_c,t) + \cdots$$
$$+\frac{1}{2}.k_n.u\,(x_c,t)^2 + 2.\frac{1}{2}.(k_n.l).u\,(x_c,t).\theta\,(x_c,t) + \frac{1}{2}.(k_n.l^2).\theta\,(x_c,t)^2 \tag{3.1}$$

Bu bağıntıyı modelleme Matrix27 elemanıyla ifade edildiğinden dolayı denklem 3.1'in matris halinde yazılışı aşağıdaki gibi olur.

$$K_{\text{somun}} = \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} u\,(x_c,t) & \theta\,(x_c,t) & u_c(t) \end{array} \\ \begin{bmatrix} k_n & (k_n.l\,) & -k_n \\ (k_n.l\,) & (k_n.l^2\,) & (-k_n.l\,) \\ -k_n & (-k_n.l\,) & k_n \end{bmatrix} \end{array} \tag{3.2}$$

Matriste görülen $(k_n.l^2) = k_t$ ve $(k_n.l) = k_{sr}$ olarak yazılımda ifade edilmiştir. Oluşturduğumuz matris elemanlarının Şekil 3.5'te gösterdiğimiz Matrix27 elemanındaki konumları matris halinde denklem 3.3'te gösterilmektedir.

$$K_{\text{somun}} = \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} u\,(x_c,t) & \theta\,(x_c,t) & u_c(t) \end{array} \\ \begin{bmatrix} 1 & 4 & 7 \\ . & 34 & 37 \\ . & . & 58 \end{bmatrix} \end{array} \tag{3.3}$$

Matrix27 elemanında kullanılan matris simetrik matris olduğundan bu koordinatlardaki değerlerin girilmesi yeterlidir. Aynı şekilde diğer rijitlik matrisleri de bu yöntemle oluşturularak elemanlar tanımlanır. Rotor, kaplin ve vida arasındaki bağıntılarda yine Matrix27 elemanı kullanılarak bu şekilde ifade edilir. Rotorun ataleti ve kaplinin ataletini ifade eden terimler denklem 2.4'ün ikinci ve üçüncü terimleridir. Bu terimler Matrix27 elemanı kütle matrisi olarak tanımlanarak aynı şekilde aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$J_{kaplin} + J_{motor} = \begin{array}{c} \begin{array}{cc} \theta\,(0,t) & \theta_m(t) \end{array} \\ \begin{bmatrix} J_a/4 & J_a/4 \\ J_a/4 & J_m + J_a/4 \end{bmatrix} \end{array} \tag{3.4}$$

Oluşturulan matris elemanlarının Şekil 3.5'te gösterilen Matrix27 elemanındaki konumları matris halinde denklem 3.5'te gösterilmektedir.

$$J_{kaplin} + J_{motor} = \begin{array}{c} \begin{array}{cc} \theta\,(0,t) & \theta_m(t) \end{array} \\ \begin{bmatrix} 34 & 40 \\ . & 73 \end{bmatrix} \end{array} \tag{3.5}$$

Rotor, kaplin ve vida arasındaki kütle matrisi tanımlandıktan sonra eksenel rulman ve kaplinin rijitliğini ifade eden matris de tanımlanmalıdır. Eksenel rulmanın ve kaplinin rijitliğini ifade eden terimler denklem 2.5'in birinci ve ikinci terimlerdir. Bu terimler Matrix27 elemanı rijitlik matrisi olarak kullanılarak aynı şekilde aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$K_{\text{kaplin}} + K_{\text{rulman}} = \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} u\,(0,t) & \theta\,(0,t) & \theta_m(t) \end{array} \\ \begin{bmatrix} k_b & 0 & 0 \\ 0 & k_a & -k_a \\ 0 & -k_a & k_a \end{bmatrix} \end{array} \tag{3.6}$$

Oluşturulan matris elemanlarının Şekil 3.5'te gösterilen Matrix27 elemanındaki konumları matris halinde denklem 3.7'te gösterilmektedir.

$$K_{\text{kaplin}} + K_{\text{rulman}} = \begin{array}{c} \begin{array}{ccc} u\,(0,t) & \theta\,(0,t) & \theta_m(t) \end{array} \\ \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ . & 34 & 40 \\ . & . & 73 \end{bmatrix} \end{array} \tag{3.7}$$

Bunlara ek olarak denklem 2.4'te birinci terimde ifade edilen tablanın kütlesi Mass21 elemanıyla modellenmiştir. Bu modellemeler yapıldıktan sonra geriye kiriş eleman olarak modellenen vida kalmaktadır. Vidanın modellenmesinde Beam188 elemanı kullanılmaktadır. Bu eleman Timoshenko kiriş elemanı olarak modeli yansıtmaktadır. EK-A'da modeli oluşturduktan sonra sınır şartlarının ifadesi görülmektedir. Modellemede vidalı milde önemli olan eksenel ve burulma hareketi incelenmektedir [26]. Bu yüzden bağlantı noktalarına sadece bu iki yönde hareket serbestliği verilmiştir. Bu şekilde sadece istenen yönlerdeki kritik modların incelenmesi sağlanmaktadır. Ayrıca buna ek olarak eksenel rulmanı ifade eden elemanın bağlantı noktası da sabitlenmiştir.

Burada yapılan modellemede ön gerilme kuvvet (P_r), dinamik yük sayısının (C_a) %10'u olarak alınmıştır. Genel olarak bu tarz uygulamalarda ön gerilme kuvveti bu şekilde kabul edilmektedir. Yapılan modellemede tablanın konumu da L/2 olarak alınmıştır. Ayrıca somun genişliğinin sisteme etkisi modellemeye eklenmemiştir. Bunun sebebi öncelikli olarak oluşturulan modeli diğer çalışmalarla karşılaştırarak doğruluğunu ispatlamaktır. Daha sonra modele yeni ifadeler de eklenerek yeni modelin daha önce yapılan modellemelerle farkı gösterilmektedir. Hesaplamalar ve sonuçların değerlendirilmesinden bir sonraki bölümde bahsedilmektedir.

4. BİLYALI VİDALI MİLİN TİTREŞİM ANALİZİ

Bu bölümde bilyalı vidalı mil hareket sisteminin titreşim analizi yapılarak yapılan modellemenin diğer modellerle karşılaştırılması yapılmaktadır. Bununla birlikte sistemdeki kritik parametrelerin rijitliğe etkisini kıyaslamak için deney matrisi oluşturularak ANOVA analiziyle bu etkiler incelenmektedir. Son olarak somun ön gerilmesi ve somun genişliğinin vidalı mil hareket sisteminin rijitliğine olan etkisi incelenmiştir. Bu şekilde tasarım öncesi bilyalı vidalı mil hareket sisteminin rijitliğinin değerlendirilmesi yapılmıştır.

4.1. Bilyalı Vidalı Mil Titreşim Modelinin Diğer Çalışmalardaki Modellemeler İle Karşılaştırılması

Bu kısımda analiz sonuçlarının daha önce yapılmış çalışmalarla kıyaslanması ve bulunan frekans değerlerinin sistemdeki fiziksel karşılıkları belirtilmektedir. Modeli doğrulamak amacıyla bu konuda yapılmış olan çalışmaların verilerini kullanarak yapılan titreşim analizleri ve sonuçları Ek-B'de gösterilmektedir. Bu değerlere bakıldığında sonuçlarda biraz farklılıklar görülmektedir. Bunun sebebi çözüm için kullanılan metotların farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Vicente çalışmasında çözüm için Ritz serisini kullanmış, Dong ise çözüm için Virtüel İş yöntemini kullanmıştır [3], [34]. Bu çalışmada ise çözüm için Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılmıştır.

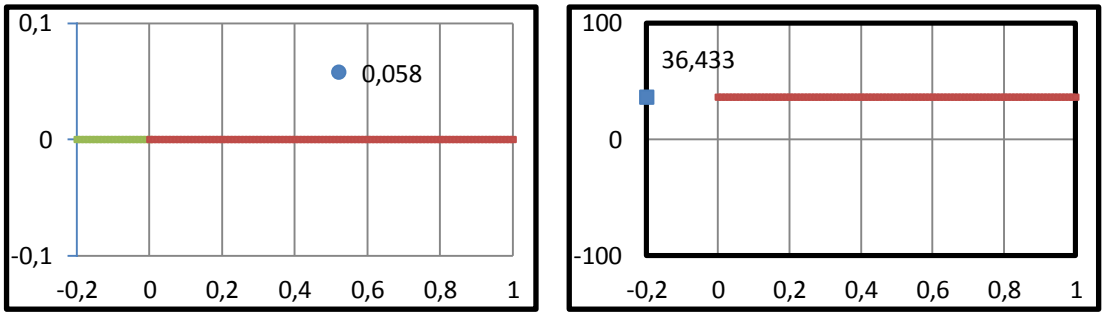
Frekans değerlerinin kıyaslanarak modelin doğrulaması yapıldıktan sonra Tablo 3.1 ve Tablo 3.2'deki belirlenen parametreler için titreşim analizi yapılırsa, titreşim analizi sonucunda bulunan frekans değerleri Şekil 4.1'deki gibi olmaktadır.

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	0.0000	1	1	1
2	244.49	1	2	2
3	514.80	1	3	3
4	1202.4	1	4	4

Şekil 4.1:Sistemin ilk üç kritik frekans değeri (Hz).

Yapılan titreşim analizi sonucunda bulunan frekans değerleri için sistemin mod şekilleri incelenerek diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Bu frekans değerlerinde

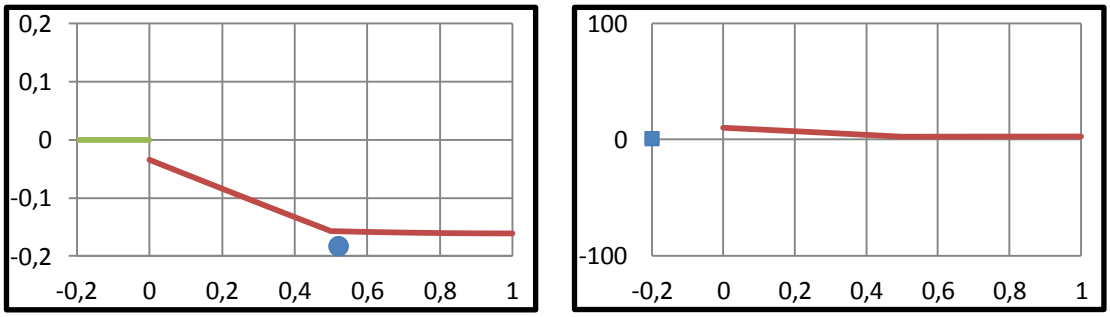
sistemdeki eksenel ve burulma yönündeki yer değişimleri grafik olarak çizdirilmiştir. Birinci sıradaki frekans değeri $f_0 = 0\ Hz$ katı kütle hareketini ifade etmektedir. Bu hareketin eksenel ve burulma yer değişimleri Şekil 4.2'de görülmektedir. Grafiklerdeki yeşil renk rotoru, kırmızı renk vidayı, mavi renkli kare motoru ve mavi renkli daire de tablanın yer değişimini ifade etmektedir.



a) b)

Şekil 4.2: $f_0 = 0$ Hz için eksenel ve burulma mod şekilleri, a) Eksenel mod şekli, b)Burulma mod şekli.

İkinci mod değeri ve aynı zamanda birinci titreşim modu olan $f_1 = 244{,}5\ Hz$ frekansında sistem değerlendirilecek olursa burulma hareketi diğer modlardaki burulma hareketlerine oranla daha az olduğu görülmektedir. Buna rağmen eksenel hareket özellikle de tabla da oluşan bariz bir şekilde göze çarpmaktadır (Şekil 4.3).

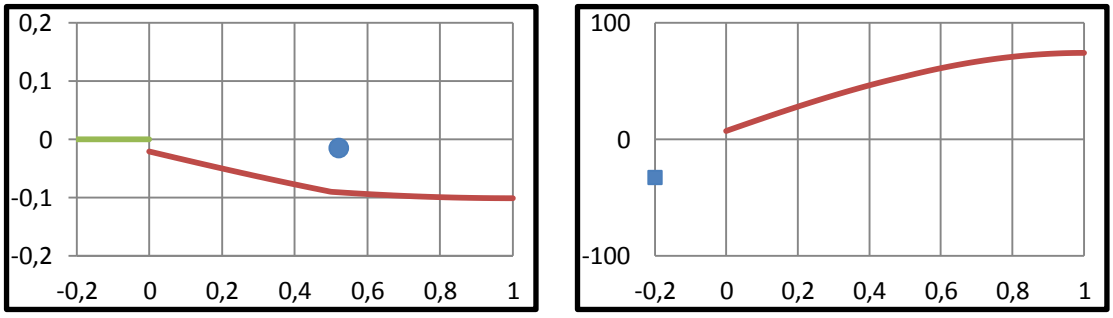


a) b)

Şekil 4.3: $f_1 = 244{,}5$ Hz için eksenel ve burulma mod şekilleri, a) Eksenel mod şekli, b)Burulma mod şekli.

Grafikler incelenecek olursa bu mod vida ve tablanın eksenel yöndeki rezonans modu olarak ifade edilebilir. Bu sonuç Smith ve Vicente'nin bulmuş olduğu

sonuçlarla örtüşmektedir [4], [34]. Aynı şekilde Dong çalışmasında bu modu eksenel mod olarak ifade etmektedir [3]. Fakat az da olsa burulma hareketinin etkisi olduğundan da bahsetmektedir. İkinci titreşim modu olan $f_2 = 514{,}8\,Hz$ frekans değerinde mod şekillerine bakılacak olursa, hem eksenel yönde hem de burulma yönündeki yer değiştirmelerin sistemi etkilediği görülmektedir (Şekil 4.4). Bu yüzden bu mod sistemin bileşke modu olarak ifade edilmektedir. Fakat bu modda tablanın eksenel yöndeki yer değiştirmesi azalmış, bununla birlikte motorun açısal yer değiştirmesinde gözle görülür bir artış gerçekleşmiştir. Bu veriler göz önünde bulundurulduğunda bu modu vidanın birleşik modu olarak değerlendirebiliriz. Vicente çalışmasında da bu moddan bileşik mod olarak bahsetmiştir [34]. Dong ise bu modun sadece burulma modu olduğunu ifade etmiştir [3]. Bu farklılık incelendiğinde iki araştırmacının kullandığı modelleme hemen hemen aynı olmasına rağmen hesaplama da kullandıkları parametrelerin farklı olması sonuçların da farklı çıkmasına neden olmuştur ve çalışmalardaki grafikler incelendiğinde iki araştırmacının da incelediği koşullardaki ifadelerinin doğru olduğu görülmektedir. Bu çalışmada kullanılan parametre değerleriyle de incelendiğinde birleşik mod olarak değerlendirilmektedir.

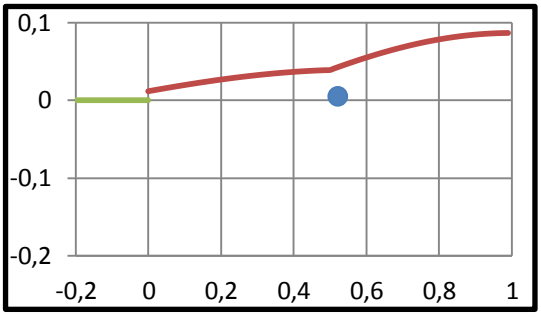


a) b)

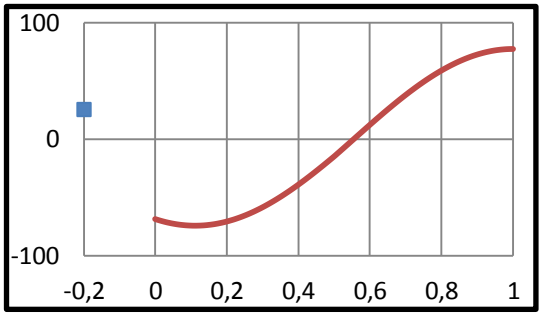
Şekil 4.4: $f_2 = 514{,}8$ Hz için eksenel ve burulma mod şekilleri, a) Eksenel mod şekli, b)Burulma mod şekli.

Üçüncü titreşim modu olan $f_3 = 1202{,}4\,Hz$ frekans değerindeki mod şekillerine bakılacak olursa bariz bir şekilde burulma hareketinin ön plana çıktığı görülmektedir (Şekil 4.5). Eksenel yönde vida da belli bir yer değişimi olsa da birinci titreşim moduyla kıyaslandığında daha az olduğu görülmektedir. Bu mod vidanın burulma titreşim modu olarak ifade edilmektedir. Yine aynı şekilde Vicente

çalışmasında da bu moddan burulma modu olarak bahsetmiştir. Dong ise bu modun birleşik mod olduğunu ifade etmiştir. Bu ifade farklılıkları daha önce bahsettiğimiz sebeplerden kaynaklanmaktadır.



a)



b)

Şekil 4.5: f_3 = 1202,4 Hz eksenel ve burulma mod şekilleri, a) Eksenel mod şekli, b)Burulma mod şekli.

Titreşim analizi yapıldıktan sonra mod şekilleri belirlenerek fiziksel olarak sistemdeki karşılıkları değerlendirilmiştir. Bunun devamında ise vidalı mil hatvesinin ve çapının sistemin rijitliğine etkisi incelenmektedir.

4.2. Vida Çapı ve Hatvesinin Hareket Sisteminin Rijitliğine Etkisi

Bu kısımda tasarımcının vidalı mil seçiminde karşılaştığı iki önemli parametre olan vidalı mil çapı ve hatvesi değişiminin sistemin rijitliğine etkisi incelenmektedir..Bu parametreler için katalogda kullanılan değerler seçilerek sonuçlar tablo halinde karşılaştırılması aşağıdaki gibidir.

- $Vidalı\ mil\ hatvesi = \begin{bmatrix} 6 \\ 10 \\ 12 \end{bmatrix}$; $Vidalı\ Mil\ Çapı = \begin{bmatrix} 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix}$

Milin alanını hesaplarken vidanın kök çaplarını kullandığımızdan vidalı mil çaplarına karşılık gelen kök çapları da aşağıdaki gibidir.

- $Kök\ Çapları = \begin{bmatrix} 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} 12{,}324 \\ 17{,}324 \\ 21{,}132 \end{bmatrix}$

Burada yapılan analizlerde ön gerilme kuvveti dinamik yük sayısının %10'u olarak alınmıştır. Ayrıca tabla konumu ise milin ortasında (L/2) kabul edilmiştir. Sonuçlar aşağıdaki gibidir (Tablo 4.1).

Tablo 4.1 :Vida hatvesi ve çapının mod frekanslarına etkisi.

No	Vida Hatvesi (mm)	Vida Çapı (mm)	Mode 1	Mode 2	Mode 3
1	6	15	160,5	544,2	1369
2	6	20	212,8	524,7	1269,4
3	6	25	243	509,4	1203,6
4	10	15	154,4	565	1352,8
5	10	20	212,1	534,5	1265,8
6	10	25	244,5	514,8	1202,4
7	12	15	151,1	577,3	1341,4
8	12	20	211,7	540,7	1263,2
9	12	25	245,4	518,3	1201,6

Bu sonuçlar değerlendirilecek olursa vida çapının artması birinci titreşim modu olan tablanın ve vidanın eksenel yöndeki rezonans frekansını önemli seviyede artırdığı görülmektedir. Buna rağmen bileşik mod olan ikinci modun frekans değerini de azaltmaktadır. Üçüncü titreşim modu olan burulma titreşim frekansını bariz seviyede düşürmektedir. Bu sonuçlar bize tasarımcının vida çapı seçiminde büyük değer almasının birinci titreşim modunu artırdığından sistemin rijitliği açısından daha iyi olduğunu gösterir. Bunun sebebi de sistemin çalışma aralığına en yakın mod birinci titreşim modudur. İkinci titreşim modu çalışma aralığına uzaktır. Bu yüzden birinci titreşim modunun iyileştirilmesi esastır fakat gelecekte daha hızlı sistemlerle çalışıldığında vidalı mil çapını arttırmanın bileşik mod frekansını azalttığı unutulmamalı dizayn ona göre yapılmalıdır.

Sistemde seçilen vidanın hatvesinin sistem rijitliğine etkisine bakılacak olursa, hatvenin artması mil çapının tersine birinci titreşim mod frekansını azaltmaktadır. Bu tasarımcı için önemli bir detaydır. Vidalı milin hatvesinin artması daha düşük motor devirlerinde daha yüksek hızlara çıkabilmemize fırsat sunmasına

rağmen sistemin eksenel yöndeki birinci titreşim modunu azaltmaktadır. Burada tasarımcı yapmış olduğu tasarıma göre vida hatvesini belirlemelidir. Bununla birlikte vida hatvesinin artması ikinci titreşim modunu bariz bir şekilde artırmaktadır. Burada da mil çapının artmasıyla tam zıt etki yapmaktadır fakat üçüncü titreşim modunda mil çapının artması gibi hatvenin artması da mod frekansını azaltmaktadır. Fakat vidalı mil hatvesinin değişmesi bu üç titreşim modundan en çok bileşik mod olan ikinci titreşim modunu etkilemektedir.

Bu değerlendirmeler çoğu sistem için uygun olsa da hepsi için uygun olduğu söylenemeyebilir. Bu yüzden kullanılan parametrelerle birlikte gerekli analizler yapıldıktan sonra bu tespitler tekrar gözden geçirilerek sistemin rijitliği değerlendirilmelidir

4.3. Somun Ön Gerilme Kuvvetinin Hareket Sisteminin Rijitliğine Etkisinin İncelenmesi

Bundan önce yapılan analizlerde somun ön gerilme kuvveti dinamik yük sayısının %10'u olarak alınmıştı. Bu kısımda ön gerilme kuvvetinin nasıl belirlendiği ve sistemin rijittliğine etkisinin ne yönde olduğu incelenmektedir.

Somunun rijitliği ön gerilme kuvvetinin artmasıyla birlikte artış göstermektedir. Fakat aşırı ön gerilme kuvveti de vidalı milin ömrünü azaltmakla beraber sistemdeki ısı oluşumunu artırmaktadır.

Tablo 4.2 :Farklı uygulamalarda kullanılan ön gerilme kuvvetleri.

Vidalı Mil-Somun Sistemi Uygulaması	**Ön gerilme kuvveti (P) (Dinamik yük sayısı C_a'ya göre)**
Robotlar ve malzeme taşıma sistemleri vb.	$0{,}01C_a$'nın altında
Yarı iletken üretim sistemleri	$0{,}01C_a$ - $0{,}04C_a$
Orta-yüksek hızlı takım tezgahlarında	$0{,}03C_a$ - $0{,}07C_a$
Yüksek rijitlik gerektiren düşük ve orta hızlardaki sistemlerde	$0{,}07C_a$ - $0{,}1C_a$

Şu da unutulmamalıdır ki vidalı milin ısınması genleşmeye neden olmakta bu da hassas konumlamayı etkilemektedir. Sistemdeki ön gerilme kuvveti ise yaklaşık

olarak dinamik yük sayısının %10'u olarak alınabilmektedir. Farklı uygulamalarda kullanılan ön gerilme kuvvetleri aşağıdaki tabloda gösterilmektedir (Tablo 4.2). Somunun eksenel rijitlik katsayısı olarak ifade ettiğimiz k_n değeri ön gerilme kuvvetine bağlı olarak denklem 4.1'deki gibi ifade edilmektedir.

$$k_n = 0.8 \times k \times \left(\frac{P}{0.1C_a}\right)^{1/3} \tag{4.1}$$

Burada k katalogdan okunan somunun rijitlik değeridir. Şekil 3.3'teki katalogda bu değer görülmektedir. P ise ön gerilme kuvvetini ifade etmektedir. C_a ise dinamik yük sayısına denk gelmektedir. Yine bu değerde Şekil 3.3'teki katalogdan okunabilmektedir. Bu kısımda somundaki ön gerilme kuvvetinin ve tabla konumunun değişiminin hareket sisteminin rijitliğine olan etkisi incelenmektedir. Burada ön gerilme kuvveti aralığı Tablo 4.2'deki değerler esas alınarak belirlenmiştir. Tabla konumunu da farklı değerlerde seçildiğinde değişkenlerin oluşturduğu matrisler aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\bullet \text{Ön } gerilme\ kuvveti = \begin{bmatrix} 0{,}03 \\ 0{,}06 \\ 0{,}1 \end{bmatrix} \times C_a \ ;\ Tablanın\ konumu = \begin{bmatrix} L/4 \\ L/2 \\ 3L/4 \end{bmatrix} mm$$

Diğer parametreler Tablo 3.1 ve Tablo 3.2'den alınarak, ön gerilme kuvveti ve tabla konumunun değişimiyle birlikte yapılan analiz sonuçları Tablo 4.3'teki gibi olmaktadır. Ön gerilme kuvvetinin değişimi eklenerek yapılan titreşim analizinin parametrik modellemesi EK-C'de gösterilmiştir. Tablo 4.3'teki sonuçlar değerlendirilecek olursa, ön gerilme kuvvetinin artırılması sistemin birinci titreşim modu ile üçüncü titreşim modunun frekans değerini artırdığı görülmektedir. İkinci titreşim moduna bakılacak olursa, bu moda karşılık gelen frekans değeri de artış göstermiştir fakat bu artış diğer modlara oranla daha azdır. Ama genel bir ifade kullanılacak olursa ön gerilme kuvvetinin artması sistemin rijitliğini artırdığı söylenebilir.

Tablo 4.3 : Ön gerilme ve tabla konumuna mod frekanslarına etkisi.

No	Ön Gerilme Kuvveti (N)	Tablanın Pozisyonu (mm)	Mod 1 (Hz)	Mod 2 (Hz)	Mod 3 (Hz)
1	0,03xCa	L/4	284	511,63	978,58
2	0,06xCa	L/4	292,27	512	1000,1
3	0,1xCa	L/4	297,56	512,24	1014,6
4	0,03xCa	L/2	236,75	514,33	1201
5	0,06xCa	L/2	241,5	514,61	1202,1
6	0,1xCa	L/2	244,5	514,8	1202,4
7	0,03xCa	3L/2	208,01	515,23	1194,5
8	0,06xCa	3L/2	211,25	515,45	1195,6
9	0,1xCa	3L/2	213,28	515,58	1196,1

Tasarımcı bu parametre hakkında karar verirken daha önce de bahsedildiği gibi aşırı ön gerilme kuvvetinin sistemin ısınmasına ve vidalı milin ömrünün azalmasına neden olacağını unutmamalıdır. Bununla birlikte tabla konumundaki değişimin sistem rijitliğine etkisine bakılacak olursa, eksenel rulmanın ve motorun olduğu tarafa yaklaştıkça birinci titreşim modunun frekansı arttığı gözlemlenmektedir. Buradan bir fikir edinilecek olursa, CNC torna tezgahlarında tabla genellikle spindle tarafında konumlandığından genel çalışma aralığındaki rijitliği artırmak için hareket sisteminin motor kısmını spindle tarafına konumlandırmak genel çalışma aralığında rijitliğin artmasını sağlayacaktır. Bu şekilde tezgahın genel çalışma aralığında eksen takımı daha rijit olacaktır. Tabi Tablo 4.3'te de görüldüğü gibi ikinci ve üçüncü titreşim moduna tabla konumunun etkisi farklıdır. Fakat daha önce de bahsedildiği gibi takım tezgahlarının genel olarak çalışma hız aralıkları birinci titreşim moduna daha yakındır ve sistem genelde bu moda yakın frekanslarda tahrik olur.

4.4. Bilyalı Vidalı Mil Hareket Sisteminin Tasarımında Tasarımcıya Bağlı Parametrelerin ANOVA Analiziyle Değerlendirilmesi

Bu bölüme kadar parametrelerin değişimlerinin sistemin rijitliğine etkisi incelenmiştir. Bu değişimler için tasarımcının belirleyeceği parametrelerde sistem rijitliği için izlemesi gereken yollardan da bahsedilmiştir. Buraya kadar incelenen parametrelerden vidalı milin hatvesi, mil çapı ve ön gerilme kuvveti tasarımcının seçimine bırakılmış parametrelerdir. Bu parametrelerin kendi içerisinde kıyaslanması önceki bölümlerde yapılmıştır. Burada da bu üç parametrenin hangisinin sistemin kararlılığını daha çok etkilediği ANOVA analizi yapılarak incelenmektedir. Bu kıyaslama da hareket sisteminin tahrik frekansı değerlerine en yakın mod olan birinci titreşim modundaki değerler göz önünde bulundurularak yapılmaktadır. Öncelikli olarak bu üç parametrenin alacağı değer matrislerini yazalım.

- $\text{Ön } gerilme\ kuvveti = \begin{bmatrix} 0{,}03 \\ 0{,}06 \\ 0{,}1 \end{bmatrix} \times C_a\ (N);$

- $Vidalı\ mil\ hatvesi = \begin{bmatrix} 6 \\ 10 \\ 12 \end{bmatrix} (mm)\ ;$

- $Vidalı\ Mil\ Çapı = \begin{bmatrix} 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix} (mm)\ ;$

Bu değerlere karşılık gelen birinci titreşim modu frekans değerleri Tablo 4.4'te görülmektedir. Bu değerler hesaplanırken tablanın konumu vidanın orta noktasında (L/2) alınmıştır.

Tablo 4.4: Vidalı mil hatvesi,çapı ve somun ön gerilmesinin karşılaştırılması.

Vida Hatvesi (mm)	Vida Çapı (mm)	Ön Gerilme Kuvveti (N)	Birinci Titreşim Modu Frekansı (Hz)
6	15	$0{,}03 \times C_a$	**158**
6	15	$0{,}06 \times C_a$	**159,5**
6	15	$0{,}1 \times C_a$	**160,5**
6	20	$0{,}03 \times C_a$	**207,24**
6	20	$0{,}06 \times C_a$	**210,6**
6	20	$0{,}1 \times C_a$	**212,8**
6	25	$0{,}03 \times C_a$	**234,9**
6	25	$0{,}06 \times C_a$	**239,8**
6	25	$0{,}1 \times C_a$	**243**
10	15	$0{,}03 \times C_a$	**152,4**
10	15	$0{,}06 \times C_a$	**153,6**
10	15	$0{,}1 \times C_a$	**154,4**
10	20	$0{,}03 \times C_a$	**207**
10	20	$0{,}06 \times C_a$	**210,1**
10	20	$0{,}1 \times C_a$	**212,1**
10	25	$0{,}03 \times C_a$	**236,75**
10	25	$0{,}06 \times C_a$	**241,5**
10	25	$0{,}1 \times C_a$	**244,5**
12	15	$0{,}03 \times C_a$	**149,3**
12	15	$0{,}06 \times C_a$	**150,4**
12	15	$0{,}1 \times C_a$	**151,1**
12	20	$0{,}03 \times C_a$	**206,8**
12	20	$0{,}06 \times C_a$	**209,8**
12	20	$0{,}1 \times C_a$	**211,7**
12	25	$0{,}03 \times C_a$	**237,9**
12	25	$0{,}06 \times C_a$	**242,5**
12	25	$0{,}1 \times C_a$	**245,4**

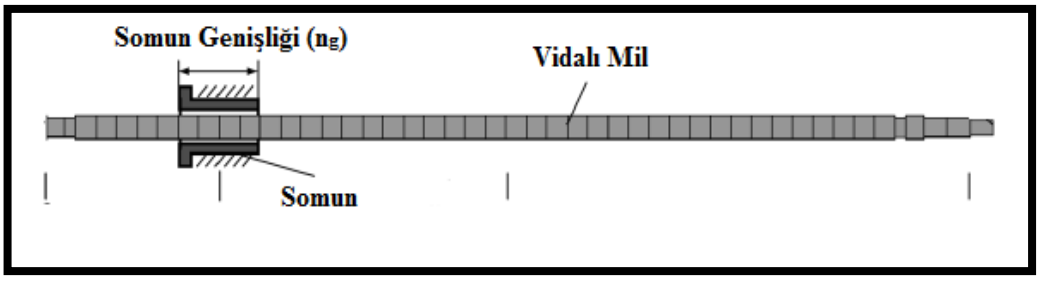
Tablo 4.4'teki parametrelerle ANOVA analizi yapıldığında sonuçlar Tablo 4.5'teki gibi olmaktadır. Tablodaki değerler bu aralıklarda birinci titreşim frekansına en çok etki eden parametrenin vida çapı olduğunu göstermektedir. Bu yüzden vida çapının sistemin birinci titreşim frekansına etkisi vida hatvesi ve ön gerilme kuvvetinden daha etkili olduğu görülmektedir.

Tablo 4.5: ANOVA analizi sonuçları.

Parametre	Etkisi (%)
Vida Hatvesi	0,075
Vida Çapı	99,59
Ön Gerilme Kuvveti	0,335

4.5. Somun Genişliğinin Modele Aktarılması ve Analiz Sonuçlarına Etkisinin Değerlendirilmesi

Daha önce yapılan analizlerde ve daha önce bu konuda yapılmış çalışmalarda somun vidalı milin bir bağlantı noktasıyla ilişkilendirilmiştir. Fakat Şekil 4.5'da görüleceği gibi somun bir genişliğe sahiptir ve bu genişlikte bağlantı noktalarıyla ifade edilebilir.



Şekil 4.6: Somun genişliğinin gösterilmesi.

Bu etkiyi ortaya koyabilmek için parametrik modele yeni fonksiyonlar eklemek gerekir. Modellemede somunun denk geldiği vida uzunluğunun orta noktası referans alınarak somun genişliğinin yarısı kadar sağında ve solunda olan düğüm noktaları orta noktadaki düğüm noktasıyla eksenel ve burulma yönünde hareketleri eşit kabul edilir. Bunun sebebi ise somun içerisinde kalan vidalı milin kendi

içerisinde eksenel ve burulma yönünde hareketi fiziksel olarak kısıtlanmaktadır. Bu kısıtlamalar somunun ortasına gelen vidalı mildeki düğüm noktasıyla yine somun içerisinde kalan vidalı mile ait düğüm noktaları couple (birleştirme) komutuyla birleştirilerek ifade edilir. Somunu ifade eden rijitlik matrisi de yine orta noktaya denk gelen düğüm noktasıyla tablayı ifade eden düğüm noktası arasına yerleştirilir. Burada somunun rijitlik matrisi düğüm noktalarına bölünme yerine bir düğüm noktasında toplanarak ifade edilmiştir. Bu ifadenin modele eklenmiş hali Ek-D'de gösterilmektedir. Somun genişliğinin etkisini görebilmek için bu birleştirmelerin yapılmadığı analizle, somun genişliğinin etkisinin katılarak yapıldığı analiz sonuçları karşılaştırılmalıdır. Somun genişliği tasarımcıya bağlı bir değişken değildir. Somun genişliğinin değişmesi de aynı zamanda rijitliği de değiştirdiğinden somun genişliğinin değişimi kendi içerisinde kıyaslanmamaktadır. Bu bilgiler çerçevesinde somun genişliğinin 90 mm olduğu kabul edilerek farklı tabla konumu için titreşim analiz yapıldığında frekans değerleri Tablo 4.6'teki gibi olmaktadır.

Tablo 4.6: Somun genişliği etkisinin modele eklenmesiyle birlikte titreşim frekanslarındaki değişim.

No	Tablanın Pozisyonu (mm)	Somun Genişliğinin Etkisinin Katılmadığı Analiz Sonuçları			Somun Genişliğinin Etkisinin Katıldığı Analiz Sonuçları		
		Mode 1 (Hz)	Mode 2 (Hz)	Mode 3 (Hz)	Mode 1 (Hz)	Mode 2 (Hz)	Mode 3 (Hz)
1	L/4	**297,56**	**512,24**	**1014,6**	**316,7**	**578,9**	**1059,8**
2	L/2	**244,5**	**514,8**	**1202,4**	**253,3**	**572,6**	**1393,4**
3	3L/4	**213,28**	**515,58**	**1196,1**	**218,2**	**564,1**	**1400**

Tablodaki değerler incelenecek olursa somun genişliğinin etkisinin sistem modeline yansıtılması sonucu daha yüksek frekans değerleri elde edilmiştir. Bu iki modellemenin doğruluğunu kıyaslayabilmek için deneysel veriler gereklidir. Dong çalışmasında sistemin birinci titreşim modu için hesaplamalar ile test sonuçlarını kıyaslamıştır. Bu kıyaslamada hesaplanan değerler ile ölçülen değerlere bakıldığında ölçülen değerlerin frekansı daha fazla çıkmaktadır. Somun genişliğinin etkisi daha önceki çalışmalarda incelenmediğinden konuyla ilgili daha detaylı bir karşılaştırma da yapılamamaktadır. Kıyaslamanın yapılabilmesi için gerekli düzeneğin kurularak

ölçümlerle karşılaştırılması gerekir. Fakat somun genişliğinin sistemin rijitliğine etkisi olduğu kaçınılmaz bir gerçektir. Daha sonra yapılacak çalışmalarda bu etki incelenebilir ve modellemedeki somun genişliğinin ifadesi daha farklı şekillerde modellenerek kıyaslamalar yapılabilir. Ayrıca somun genişliği eklendiğinde frekans değerlerinin değişiminin yüzde olarak ifade edilmesi Tablo 4.7'deki gibidir.

Tablo 4.7: Somun genişliği etkisinin modele eklenmesiyle birlikte titreşim frekanslarının yüzde değişimi.

No	Tablanın Pozisyonu (mm)	Birinci Titreşim Frekansı Değişimi	İkinci Titreşim Frekansı Değişimi	Üçüncü Titreşim Frekansı Değişimi
1	L/4	%6,4	%13,01	%4,45
2	L/2	%3,6	%11,22	%15,8
3	3L/4	%2,3	%9,41	%17,04

Tabloda da görüldüğü gibi somun genişliğinin modele eklenmesiyle birlikte genel anlamda mod frekanslarının değerlerinde artış görülmektedir. Fakat bu artış modlara ve tabla konumuna göre değişmektedir. Fakat bariz bir şekilde artışın görülmesi gerçek bir değerlendirebilme yapılması için modelleme de somun genişliğinin de hesaba katılması gerektiğini göstermektedir.

Somun genişliği etkisinin hesaba katıldığı model ile bu etkinin hesaba katılmadığı model birbiri arasında kıyaslanacak olursa, bu iki modelde parametrelerin değişiminin sistem rijitliğine etkilerinin ANOVA analizi sonuçlar Tablo 4.8 ve Tablo 4.9'daki gibi olmaktadır. Bu analizler için tam faktöriyel deney tasarımı kullanılmıştır ve toplam 162 tane deney parametresi belirlenmiştir. Deney sonuçları Ek-E'de gösterilmektedir. Burada kullanılan parametrelerin değerler matrisi aşağıdaki gibidir.

- $Ön\ gerilme\ kuvveti = \begin{bmatrix} 0{,}03 \\ 0{,}06 \\ 0{,}1 \end{bmatrix} \times C_a\ (N)\ ;\ Vidalı\ mil\ hatvesi = \begin{bmatrix} 6 \\ 10 \\ 12 \end{bmatrix}\ (mm)$

- $Vidalı\ Mil\ Çapı = \begin{bmatrix} 15 \\ 20 \\ 25 \end{bmatrix}\ (mm)\ ;\ \ Tablanın\ konumu = \begin{bmatrix} L/4 \\ L/2 \\ 3L/4 \end{bmatrix}\ mm$

Tablo 4.8: Somun genişliği etkisinin olmadığı model için ANOVA analizi sonuçları.

Somun Genişliği Etkisinin Olmadığı Model			
Parametre	**Mod1**	**Mod2**	**Mod3**
Vida Hatvesi	% 0,038	% 11,480	% 0,307
Vida Çapı	% 53,521	% 85,196	% 14,620
Ön Gerilme	% 0,259	% 0,007	% 0,106
Tabla Konumu	% 46,182	% 3,317	% 84,967

Tablo 4.9: Somun genişliği etkisinin hesaba katıldığı model için ANOVA analizi sonuçları.

Somun Genişliği Etkisinin Hesaba Katıldığı Model			
Parametre	**Mod1**	**Mod2**	**Mod3**
Vida Hatvesi	% 0,109	% 45,958	% 0,430
Vida Çapı	% 49,527	% 30,396	% 5,661
Ön Gerilme	% 0,291	% 0,044	% 0,275
Tabla Konumu	% 50,073	% 23,602	% 93,634

Tablolarda verilen sonuçlar iki farklı modelleme yöntemi için parametrelerin sistem rijitliğine etkisini göstermektedir. Bu sonuçlara bakıldığında hareket sisteminin modellenmesinde somun genişliğinin etkisinin modele eklenmesi, birinci titreşim modunda parametrelerin etkilerinde fazla bir farklılık oluşturmamaktadır. Buna karşılık ikinci titreşim modunda parametrelerin etkileri iki modellemede farklılıklar göstermektedir. Somun genişliğinin etkisinin modele yansıtılması sistemin ikinci titreşim modunu önemli derecede etkilemektedir. Aynı şekilde bakılacak olursa üçüncü titreşim modu da ikinci titreşimin modu kadar olmasa da yine önemli derecede etkilenmektedir. Bu etkilerin derecesi de incelenecek olursa deney matrisine aşağıdaki gibi somun genişliğinin etkisi de eklenir.

- $Somun\ Genişliğinin\ Etkisi = \begin{bmatrix} VAR \\ YOK \end{bmatrix}$

Tablo 4.10: Bütün parametrelerin hareket sisteminin rijitliğine etkisinin ANOVA analiziyle incelenmesi.

Modellemelerin Karşılaştırılması			
Parametre	**Mod1**	**Mod2**	**Mod3**
Somun Genişliği Etkisi	% 0,594	% 67,129	% 15,487
Vida Hatvesi	% 0,07	% 8,245	% 0,323
Vida Çapı	% 51,125	% 24,370	% 7,444
Ön Gerilme	% 0,274	% 0,002	% 0,168
Tabla Konumu	% 47,937	% 0,254	% 76,578

Tablo 4.10'da görüldüğü gibi somun genişliğinin etkisinin modelde olması en çok ikinci modu onun akabinde de üçüncü modu etkilemektedir. Bununla birlikte genel bir değerlendirme yapılacak olursa sistemin rijitliği bakımından vida çapının etkisi yüksektir. Bununla birlikte tablanın konumu da birinci ve üçüncü titreşim modunun belirlenmesinde önemli bir etkiye sahiptir. Vida hatvesi ikinci titreşim modunun belirlenmesinde daha etkin rol oynamaktadır. Ön gerilme kuvvetine bakılacak olursa bu kuvvetin artması rijitliği artırsa da genel anlamda diğer parametrelerle kıyaslandığında etkisi oldukça azdır.

Yapılan bu değerlendirmeler bilyalı vidalı mil hareket sisteminin değerlendirilmesi bakımından önemlidir. Tasarım öncesi bu analizler yapılarak sistemin rijitliği değerlendirildikten sonra sistemin kontrolü üzerine çalışmalarda yapılabilmektedir.

5.SONUÇLAR

Yapılan titreşim analizleri sonucu bilyalı vidalı mil hareket sisteminin titreşim frekansları ve rijitliği hakkında değerlendirmelerde bulunulmuştur. Bu değerlendirmeler sonucu tasarımcıya önerilerde bulunulmuştur. Genel anlamda sonuçları belirtecek olursak;

- Vidalı mil çapının değişmesinin, vida hatvesi ve ön gerilme kuvvetinin değişmesinden daha çok sistemin mod frekanslarını değiştirdiği görülmüştür.
- Tabla konumunun motora daha yakın olduğu durumlarda mod frekanslarının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu da eksen takımı motorlarının spindle tarafında olmasının sistemin rijitliği bakımından daha faydalı olduğunu göstermektedir.
- Bilyalı vidalı mil hareket sisteminin modellenmesinde somun genişliğinin önemli bir kriter olduğu ve modellemeye eklenmesi gerektiği görülmüştür.

Bu bilgiler bilyalı vidalı mil hareket sistemi tasarlayan bir tasarımcıya ve bu sistemin kontrolü üzerinde çalışma yapan kişilere ön bilgiler sağlamaktadır. Bunlarla birlikte ülkemizde takım tezgahlarının üretimi konusunda sanayimizin fazla gelişmemiş olması ve sanayiye destek verecek tarzda bu konularda bilimsel çalışmalarında literatürde fazla bulunmaması hem ülke ekonomisi bakımından hem de takım tezgahlarının stratejik bir sanayi ekipmanı olması sebebiyle üzücü bir durumdur. Sanayimizin temel ekipmanı olan takım tezgahları ihtiyacı yurt dışından yüksek fiyatlara sağlanmaktadır. Bu da ülkeyi kalkındırmak için çaba gösteren sanayi kuruluşlarının kazançlarının bir kısmını bu alımlarla birlikte ülke dışına çıkarmasına sebebiyet vermektedir. Bu nedenlerden dolayı hem kaliteli üretim ihtiyacını kendi bünyemizde sağlamak hem de bu ekipmanlara giden paraları ülke içerisinde tutabilmek amacıyla bu tarz çalışmalar artırılmalı ve sanayi kuruluşları da bu tarz projelere öncülük ederek bu çalışmaları hızlandırmalıdır. Takım tezgahları daha önce de bahsettiğim gibi sanayinin temel taşlarından biridir. Bu yüzden devlet olarak bu konu da dünya ile rekabet edilebilecek pozisyona gelebilmemiz için bu tarz çalışmalara teşvikler artırılmalıdır. Daha da önemlisi bu tarz çalışmaların önemli mühendislik hesaplamaları gerektirdiği unutulmayarak üniversiteler ve araştırma

kurumları sanayiciyi bu konuda rahatlatacak tarzda araştırmalar yapmaları için teşvik edilmelidir. Ülkemizde yerli arabanın önemi neyse yerli sanayiyle gelişmiş yüksek hızlı takım tezgahları yapmakta bir o kadar önemlidir. Bir tüketim toplumu ve pazar olarak görüldüğümüz dünya ekonomisinde söz sahibi olabilmemiz için önce insanlarımıza tüketiciden çok üretici olabilme bilinci eğitimle verilmeli ve sonra da öğretim yolları ile pazar olmaktan ziyade pazarcı olabilmek gayreti içerisine girilmelidir.

KAYNAKLAR

[1] Okwudire C., (2009), "Modeling and control of high speed machine tool feed drives", Doktora Tezi, University of British Columbia.

[2] Altintas Y., Verl A., Brecher C., Uriarte L., Pritschow G., (2011), "Machine tool feed drives", CIRP Annals -Manufacturing Technology 60 (2), 779-796.

[3] Dong L., Tang W. C., (2013), "Hybrid modeling and analysis of structural dynamic of a ball screw feed drive system", MECHANIKA 19(3), 316-323.

[4] Smith D. A., (1999), "Wide bandwidth control of high-speed milling machine of feed drives", Doctor of Philosophy Dissertation, University of Florida.

[5] Hecker R. L., Flores G. M., (2008), "Servo control of Machine-Tools: A Review", Latin American Applied Research, 38, 85-94.

[6] 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.

[7] 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.

[8] 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.

[9] 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.

[10] 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.

[11] 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.

[12] 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.

[13] 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.

[14] 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.

[15] Allotta B., Angioli F., Rinchi M., (2001),"Constraints Identification for Vibration Control of Time-Varying Boundary Conditions Systems", Proceedings of the 2001 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 606-611, Como, Italy, 8-12 July.

[16] Berkermer J.,(2003), "Gekoppelte Simulation von Maschinen-dynamik und Antriebsregelung unter Verwendung linearer Finite Elemente Modelle", Doctor of Philosophy Dissertation, Universität Stuttgart.

[17] Erkorkmaz K., Kamalzadeh A., (2006), "High Bandwidth Control of Ball Screw Drives", Annals of the CIRP, 55(1), 393-398.

[18] 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.

[19] 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.

[20] 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.

[21] 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.

[22] 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.

[23] Lin M.C., Ravani B., Velinsky S.A., (1994), "Kinematics of the Ball Screw Mechanism", ASME Journal of Mechanical Design, 116, 849-855.

[24] Wei C.C., Lin J.F., (2003), "Kinematic Analysis of the Ball Screw Mechanism Considering Variable Contact Angles and Elastic Deformations", ASME Journal of Mechanical Design, 125, 717-733.

[25] 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.

[26] Vicente D.A., Hecker R.L., Villegas F.J., Flores G.M., (2012) "Modeling and vibration mode analysis of a ball screw drive", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 58, 257-265.

[27] Okwudire C.E., Altintas Y**.,** **(**2009), "Hybrid Modeling of Ball Screw Drives With Coupled Axial, Torsional, and Lateral Dynamics", Journal of Mechanical Design 131(7), 071002.

[28] Singiresu S. R., (2011), "Mechanical Vibrations", 5th Edition, Prentice Hall.

[29] Singiresu S. R., (2007), "Vibration of Continuous Systems", 5th Edition, Wiley & Sons Inc.

[30] Hagedorn P., DasGupta A., (2007), "Vibration and Waves in Continuous Mechanical Systems", 5th Edition, Wiley & Sons Inc.

[31] Bamberg E., (2000), "Principles of Rapid Machine Design", Doktora Tezi, Massachusetts Institute of Technology.

[32] Ginsberg J. H., (2001) "Mechanical and Structural Vibrations Theory and Applications ", 1st edition, John Wiley & Sons.

[33] Varanasi K. K., (2002), "On the Design of a Precision Machine for Closed Loop Performance", Master's Thesis, Massachusetts Institute of Technology

[34] Vicente D.A., Hecker R.L., Flores G.M., (2009) "Ball Screw Drive Systems: Evaluations of Axial and Torsional Deformations", Mecanica Computacional, 28, 3265-3277.

ÖZGEÇMİŞ

Muhammet ERDÖL 1988 yılında Trabzon'da doğmuştur. 2007 yılında başladığı Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2011 yılında başarıyla tamamlamıştır. 2012 yılında ise yüksek lisans öğrenimine Gebze Yüksek Teknoloji Enstitü (GYTE), Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başlamıştır. Yüksek lisans öğrenimi sırasında aynı zamanda İzmit Makina ve Akım Metal firmalarında çalışmıştır. Bu süre zarfında çeşitli TEYDEP projelerinde yer almıştır. Daha sonra da bir süreliğine Sabancı Üniversitesi Üretim Araştırma Laboratuvarı'nda Laboratuvar Sorumlusu olarak çalışmıştır.

EKLER

Ek A: BİLYALI MİL HAREKET SİSTEMİNİN GENEL MODELİNİN ANSYS APDL İLE TİTREŞİM ANALİZİNİN MAKRO YAZILIMI

```
finish
/clear,nost
/Title,Bilyalı Vidalı Mil Titreşim Analizi
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!Sabitler!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
pi=acos(-1)
p=7850                          ! Yoğunluk       (kg/m^3)
E=2.06e11                       ! Elastite modülü (N/m^2)
G=8.1e10                        ! Kayma Modülü    (N/m^2)
mc=25                           ! Tabla ağırlığı  (kg)
es=100                          ! Vidanın eleman sayısı
L=1.5                           ! Vida Boyu       (m)
lm=10e-3/(2*pi)                 ! Vida Hatvesi    (m/rad)
r=21.132e-3/2                   ! Vida Kök Yarıçapı   (m)
Ja=2.1e-4                       ! Kaplin Atalet Momenti   (kg.m^2)
Jm=2.5e-4                       ! Motor Atalet Momenti   (kg.m^2)
ka=2500                         ! Kaplin Torsiyonel Rijitlik Katsayısı   (Nm/rad)
kb=3.5e8                        ! Eksenel Rulmanın Rijitlik Katsayısı   (N/m)
kn=3.68e8                       ! Somun Rijitlik Katsayısı   (N/m)
tk=L/2                          !Tablanın Konumu (m)
!!!!!!!!!!!!!!!!Hesaplanan Değerler!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
kt=lm*lm*kn
v=(E/(2*G))-1
ksr=kn*lm
!!!!!!!!!!!!!!!!Modelleme!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
/prep7
!!!!!!!!!!Vidalı Milin Modellenmesi!!!!!!!!!!!!!!
k,1,,,
k,2,L,,
l,1,2
ET,1,BEAM188
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,2.06e11
MPDATA,DENS,1,,p
MPDATA,PRXY,1,,v
SECTYPE,   1, BEAM, CSOLID, , 0
SECDATA,r,0,
TYPE,1
MAT,1
SECNUM,1
ESIZE,0,es,
lmesh,1

n,es+2,tk,,
n,es+3,,,
```

```
!!!!!Vidalı mil somun bağlantısı rijitlik matrisi!!!!!!!!!!
ET,2,matrix27
KEYOPT,2,3,4
R,2,,,,,,
RMODIF,2,1,kn
RMODIF,2,4,ksr
RMODIF,2,7,-kn
RMODIF,2,34,kt
RMODIF,2,37,-ksr
RMODIF,2,58,kn
TYPE,2
REAL,2
E,(tk*es*(1/L))+2,es+2
!!!!!!!!!!!!!!Tabla Kütlesinin Modellenmesi!!!!!!!!!!!!!!!
ET,3,mass21
R,3,mc, , ,, , ,
TYPE,3
REAL,3
E,es+2
!!!!!Rotor ve Kaplin Kütle Matrisinin Modellenmesi!!!!
ET,10,matrix27
KEYOPT,10,3,2
R,10,,,,,,
RMODIF,10,34,Ja/4
RMODIF,10,40,Ja/4
RMODIF,10,73,Jm+Ja/4
TYPE,10
REAL,10
E,1,es+3
!!!!Eksenel Rulman ve Kaplinin Rijitlik Matrisinin Modellenmesi!!!!!!
ET,20,matrix27
KEYOPT,20,3,4
R,20,,,,,,
RMODIF,20,34,ka
RMODIF,20,40,-ka
RMODIF,20,73,ka
RMODIF,20,1,kb
TYPE,20
REAL,20
E,1,es+3
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
FINISH
/SOL
ANTYPE,MODAL             ! Modal Analiz
MODOPT,LANB,20
EQSLV,SPAR
MXPAND,20, , ,0
!!!!!!!!!!!!!!!Sınır Sartlarının Oluşturulması!!!!!!!!!!!!!
D,all,all
DDELE,all,ux
DDELE,all,rotx
D,es+3,ux
SOLVE
FINISH
```

Ek B: BİLYALI MİL HAREKET SİSTEMİ MODELİNİN DİĞER MODELLEMELERLE KARŞILAŞTIRILMASI

Vicente [40]'nin kullandığı parametreler

ρ	7850	[kg/m^3]
E	2,06x10^{11}	[N/m^2]
G	8,1x10^{10}	[N/m^2]
A	4,22x10^{-4}	[m^2]
J_t	2,8x10^{-8}	[m^4]
L	0,743	[m]
J_a	3,8x10^{-4}	[kg m^2]
J_m	2,6x10^{-4}	[kg m^2]
m_c	30	[kg]
k_n	4,3x10^8	[N/m]
k_b	4,5x10^8	[N/m]
k_a	5200	[Nm/rad]
l	1,59x10^{-3}	m/rad

Dong [3]'un kullandığı parametreler

Symbol	Value	Unit
E	2.06e^{11}	N/m^2
G	8.1e^{10}	N/m^2
ρ	7850	kg/m^3
A	1.1341e^{-3}	m^2
J_c	6.5e^{-4}	kg m^2
J_m	6.4e^{-3}	kg m^2
K_b	2.5e^8	N/m
K_c	1.41e^5	Nm/rad
K_{nr}	6e^7	N/m
K_n	5e^8	N/m
L	2000	mm

Sonuçların Karşılaştırılması

Mod Sırası	Kendi Modelimiz	Vicente[40]'nin Modeli
Mod-1	310	321
Mod-2	900	930
Mod-3	2015	2016

Mod Sırası	Kendi Modelimiz	Dong[3]'un Modeli
Mod-1	80,863	83,49
Mod-2	444,18	466,15
Mod-3	868	916

Ek C: ÖN GERİLME KUVVETİYLE İLGİLİ ANALİZLERİN YAPILDIĞI MAKRO YAZILIM

```
finish
/clear,nost
/Title,Feed Drive System Modelling
pi=acos(-1)
p=7850
E=2.06e11
G=8.1e10
mc=25
es=100
L=1.5

lm=10e-3/(2*pi)
r=21.132e-3/2
Ja=2.1e-4
Jm=2.5e-4
ka=2500
kb=3.5e8
k=4.6e8
Ca=28880
Pr=(0.1)*Ca
tk=750e-3

kn=0.8*k*(Pr/(0.1*Ca))**(1/3)
kt=lm*lm*kn
v=(E/(2*G))-1
ksr=kn*lm
/prep7
k,1,,,
k,2,L,,
l,1,2
ET,1,BEAM188
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,2.06e11
MPDATA,DENS,1,,p
MPDATA,PRXY,1,,v
SECTYPE,   1, BEAM, CSOLID, , 0
SECDATA,r,0,
TYPE,1
MAT,1
SECNUM,1
ESIZE,0,es,
lmesh,1
n,es+2,tk,,
n,es+3,,,
ET,2,matrix27
KEYOPT,2,3,4
R,2,,,,,,,
RMODIF,2,1,kn
RMODIF,2,4,ksr
RMODIF,2,7,-kn
RMODIF,2,34,kt
RMODIF,2,37,-ksr
RMODIF,2,58,kn
TYPE,2
REAL,2
E,(tk*es*(1/L))+2,es+2
ET,3,mass21
R,3,mc, , ,, , ,
TYPE,3
REAL,3
E,es+2
ET,10,matrix27
KEYOPT,10,3,2
R,10,,,,,,,
RMODIF,10,34,Ja/4
RMODIF,10,40,Ja/4
RMODIF,10,73,Jm+Ja/4
TYPE,10
REAL,10
E,1,es+3
ET,20,matrix27
KEYOPT,20,3,4
R,20,,,,,,,
RMODIF,20,34,ka
RMODIF,20,40,-ka
RMODIF,20,73,ka
RMODIF,20,1,kb
TYPE,20
REAL,20
E,1,es+3
FINISH
/SOL
ANTYPE,MODAL
MODOPT,LANB,20
EQSLV,SPAR
MXPAND,20, , ,0
D,all,all
DDELE,all,ux
DDELE,all,rotx
D,es+3,ux
SOLVE
FINISH
```

Ek D: SOMUN GENİŞLİĞİ VE ÖN GERİLME KUVVETİNİN DE EKLENDİĞİ MODELİN ANSYS APDL İLE TİTREŞİM ANALİZİNİN MAKRO YAZILIMI

```
finish
/clear,nost
/Title,Feed Drive System Modelling
pi=acos(-1)
p=7850
E=2.06e11
G=8.1e10
mc=25
es=100
L=1.5
lv=10e-3
rd=21.132e-3
Ja=3.8e-4
Jm=2.6e-4
ka=5200
kb=4.5e8
k=4.6e8
Ca=28880
Pr=(0.1)*Ca
tk=1125e-3
Ng=90e-3
lm=lv/(2*pi)
kn=0.8*k*(Pr/(0.1*Ca))**(1/3)
kt=lm*lm*kn
v=(E/(2*G))-1
ksr=kn*lm
r=rd/2
/prep7
k,1,,,
k,2,L,,
l,1,2
ET,1,BEAM188
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,2.06e11
MPDATA,DENS,1,,p
MPDATA,PRXY,1,,v
SECTYPE,   1, BEAM, CSOLID, , 0
SECDATA,r,0,
TYPE,1
SECNUM,1
ESIZE,0,es,
lmesh,1
NSEL,S,LOC,X,tk-(ng/2),tk+(ng/2)
CP,1,ALL,all
alls
n,es+2,tk,,
n,es+3,,
ET,2,matrix27
KEYOPT,2,3,4
R,2,,,,,,,
RMODIF,2,1,kn
RMODIF,2,4,-ksr
RMODIF,2,7,-kn
RMODIF,2,34,kt
RMODIF,2,37,ksr
RMODIF,2,58,kn
TYPE,2
REAL,2
E,(tk*es*(1/L))+2,es+2
ET,3,mass21
R,3,mc, , ,, , ,
TYPE,3
REAL,3
E,es+2
ET,10,matrix27
KEYOPT,10,3,2
R,10,,,,,,,
RMODIF,10,34,Ja/4
RMODIF,10,40,Ja/4
RMODIF,10,73,Jm+Ja/4
TYPE,10
REAL,10
E,1,es+3
ET,20,matrix27
KEYOPT,20,3,4
R,20,,,,,,,
RMODIF,20,34,ka
RMODIF,20,40,-ka
RMODIF,20,73,ka
RMODIF,20,1,kb
TYPE,20
REAL,20
E,1,es+3
FINISH
/SOL
ANTYPE,MODAL
MODOPT,LANB,20
MXPAND,20, , ,0
D,all,all
DDELE,all,ux
DDELE,all,rotx
D,es+3,ux
SOLVE
FINISH
```

Ek E: TAM FAKTÖRİYEL DENEY TASARIMI KULLANILARAK OLUŞTURULAN DENEY MATRİSİ VE TİTREŞİM ANALİZİ SONUÇLARI

Tablo E.1: Tabla, rotor ve elastik kaplinin parametre değerleri

Somun Genişliğinin Etkisi	Vida Hatvesi	Vida Çapı	Ön gerilme kuvveti	Tabla Konumu	Mod-1	Mod-2	Mod-3
VAR	6	15	0,03xCa	L/4	217,92	574,67	1097,4
VAR	6	15	0,03xCa	L/2	162,55	567,95	1511,8
VAR	6	15	0,03xCa	3L/4	135,62	557,75	1597,9
VAR	6	15	0,06xCa	L/4	222,02	574,97	1109,6
VAR	6	15	0,06xCa	L/2	164,23	568,16	1526,3
VAR	6	15	0,06xCa	3L/4	136,6	557,9	1598,7
VAR	6	15	0,1xCa	L/4	224,6	575,15	1117,5
VAR	6	15	0,1xCa	L/2	165,27	568,29	1533,7
VAR	6	15	0,1xCa	3L/4	137,2	557,99	1599,1
VAR	6	20	0,03xCa	L/4	271,49	572,97	1061,3
VAR	6	20	0,03xCa	L/2	214,11	564,11	1433,2
VAR	6	20	0,03xCa	3L/4	183,09	554,06	1492,7
VAR	6	20	0,06xCa	L/4	279,41	573,15	1081,5
VAR	6	20	0,06xCa	L/2	217,92	564,26	1464,6
VAR	6	20	0,06xCa	3L/4	185,48	554,18	1494
VAR	6	20	0,1xCa	L/4	284,49	573,27	1095,3
VAR	6	20	0,1xCa	L/2	220,32	564,36	1476,1
VAR	6	20	0,1xCa	3L/4	186,97	554,25	1494,5
VAR	6	25	0,03xCa	L/4	297,82	576,04	1027,2
VAR	6	25	0,03xCa	L/2	243,63	567,28	1345,8
VAR	6	25	0,03xCa	3L/4	212,19	557,97	1404,1
VAR	6	25	0,06xCa	L/4	308,24	576,14	1052,5
VAR	6	25	0,06xCa	L/2	249,22	567,38	1395
VAR	6	25	0,06xCa	3L/4	215,89	558,05	1406
VAR	6	25	0,1xCa	L/4	315	576,21	1070,4
VAR	6	25	0,1xCa	L/2	252,75	567,45	1409
VAR	6	25	0,1xCa	3L/4	218,21	558,1	1406,7
VAR	10	15	0,03xCa	L/4	210,24	587,44	1072,5
VAR	10	15	0,03xCa	L/2	155,33	589,52	1457
VAR	10	15	0,03xCa	3L/4	129,1	581,37	1583
VAR	10	15	0,06xCa	L/4	213,69	588,08	1081,8
VAR	10	15	0,06xCa	L/2	156,71	589,98	1470,4
VAR	10	15	0,06xCa	3L/4	129,9	581,69	1584,8
VAR	10	15	0,1xCa	L/4	215,85	588,49	1087,8
VAR	10	15	0,1xCa	L/2	157,56	590,26	1478
VAR	10	15	0,1xCa	3L/4	130,38	581,88	1585,8
VAR	10	20	0,03xCa	L/4	271,13	578,14	1049,8
VAR	10	20	0,03xCa	L/2	212,5	573,62	1406
VAR	10	20	0,03xCa	3L/4	181,13	564,87	1482,2
VAR	10	20	0,06xCa	L/4	278,56	578,6	1067,5

VAR	10	20	0,06xCa	L/2	216,02	574,01	1434,2
VAR	10	20	0,06xCa	3L/4	183,32	565,16	1484,9
VAR	10	20	0,1xCa	L/4	283,31	578,9	1079,4
VAR	10	20	0,1xCa	L/2	218,22	574,25	1447,6
VAR	10	20	0,1xCa	3L/4	184,68	565,33	1486,2
VAR	10	25	0,03xCa	L/4	300,02	578,47	1020,5
VAR	10	25	0,03xCa	L/2	244,54	572,18	1334,1
VAR	10	25	0,03xCa	3L/4	212,46	563,75	1394,1
VAR	10	25	0,06xCa	L/4	310,14	578,74	1043,7
VAR	10	25	0,06xCa	L/2	249,91	572,44	1376,7
VAR	10	25	0,06xCa	3L/4	216	563,96	1398,1
VAR	10	25	0,1xCa	L/4	316,69	578,93	1059,8
VAR	10	25	0,1xCa	L/2	253,31	572,61	1393,4
VAR	10	25	0,1xCa	3L/4	218,21	564,09	1399,8
VAR	12	15	0,03xCa	L/4	205,86	594,92	1059,1
VAR	12	15	0,03xCa	L/2	151,31	602,22	1432,1
VAR	12	15	0,03xCa	3L/4	125,49	595,21	1574,5
VAR	12	15	0,06xCa	L/4	208,97	595,73	1067,1
VAR	12	15	0,06xCa	L/2	152,53	602,78	1444,7
VAR	12	15	0,06xCa	3L/4	126,2	595,6	1576,7
VAR	12	15	0,1xCa	L/4	210,91	596,24	1072,2
VAR	12	15	0,1xCa	L/2	153,29	603,13	1451,9
VAR	12	15	0,1xCa	3L/4	126,63	595,83	1577,9
VAR	12	20	0,03xCa	L/4	270,91	581,47	1042,9
VAR	12	20	0,03xCa	L/2	211,51	579,71	1392,6
VAR	12	20	0,03xCa	3L/4	179,94	571,75	1475,9
VAR	12	20	0,06xCa	L/4	278,04	582,1	1059,2
VAR	12	20	0,06xCa	L/2	214,86	580,22	1419,3
VAR	12	20	0,06xCa	3L/4	182,01	572,12	1479,4
VAR	12	20	0,1xCa	L/4	282,59	582,5	1070,1
VAR	12	20	0,1xCa	L/2	216,94	580,54	1432,8
VAR	12	20	0,1xCa	3L/4	183,28	572,36	1481,1
VAR	12	25	0,03xCa	L/4	301,44	580,1	1016,2
VAR	12	25	0,03xCa	L/2	245,12	575,42	1327,5
VAR	12	25	0,03xCa	3L/4	212,63	567,55	1388,2
VAR	12	25	0,06xCa	L/4	311,37	580,48	1038,2
VAR	12	25	0,06xCa	L/2	250,36	575,78	1367,7
VAR	12	25	0,06xCa	3L/4	216,06	567,83	1393,3
VAR	12	25	0,1xCa	L/4	317,78	580,73	1053,3
VAR	12	25	0,1xCa	L/2	253,66	576,01	1384,9
VAR	12	25	0,1xCa	3L/4	218,2	568,01	1395,4
YOK	6	15	0,03xCa	L/4	206,18	538,96	1054,3
YOK	6	15	0,03xCa	L/2	158,02	543,88	1366,6
YOK	6	15	0,03xCa	3L/4	133,26	545,44	1373,3
YOK	6	15	0,06xCa	L/4	209,6	539,23	1065,7
YOK	6	15	0,06xCa	L/2	159,55	544,07	1368,2
YOK	6	15	0,06xCa	3L/4	134,18	545,58	1373,5
YOK	6	15	0,1xCa	L/4	211,73	539,39	1073,1
YOK	6	15	0,1xCa	L/2	160,49	544,19	1369
YOK	6	15	0,1xCa	3L/4	134,73	545,67	1373,6
YOK	6	20	0,03xCa	L/4	256,74	522,53	1019,9

YOK	6	20	0,03xCa	L/2	207,24	524,54	1268,4
YOK	6	20	0,03xCa	3L/4	179,11	545,21	1267,7
YOK	6	20	0,06xCa	L/4	263,3	522,73	1039
YOK	6	20	0,06xCa	L/2	210,66	524,69	1269,1
YOK	6	20	0,06xCa	3L/4	181,32	525,32	1268
YOK	6	20	0,1xCa	L/4	267,48	522,85	1051,8
YOK	6	20	0,1xCa	L/2	212,79	524,78	1269,4
YOK	6	20	0,1xCa	3L/4	182,7	525,39	1268,1
YOK	6	25	0,03xCa	L/4	281,37	508,26	987,56
YOK	6	25	0,03xCa	L/2	234,92	509,26	1203,1
YOK	6	25	0,03xCa	3L/4	206,74	509,6	1200,6
YOK	6	25	0,06xCa	L/4	289,96	508,4	1012
YOK	6	25	0,06xCa	L/2	239,87	509,37	1203,5
YOK	6	25	0,06xCa	3L/4	210,13	509,69	1201
YOK	6	25	0,1xCa	L/4	295,48	508,49	1028,8
YOK	6	25	0,1xCa	L/2	242,99	509,44	1203,6
YOK	6	25	0,1xCa	3L/4	212,25	509,74	1201,2
YOK	10	15	0,03xCa	L/4	200,29	551,92	1028,2
YOK	10	15	0,03xCa	L/2	152,39	564,4	1346,7
YOK	10	15	0,03xCa	3L/4	128,09	568,27	1366,7
YOK	10	15	0,06xCa	L/4	203,16	552,5	1036,9
YOK	10	15	0,06xCa	L/2	153,66	564,81	1350,7
YOK	10	15	0,06xCa	3L/4	128,84	568,57	1367,2
YOK	10	15	0,1xCa	L/4	204,95	552,86	1042,4
YOK	10	15	0,1xCa	L/2	154,43	565,07	1352,8
YOK	10	15	0,1xCa	3L/4	129,3	568,75	1367,4
YOK	10	20	0,03xCa	L/4	257,38	528,57	1006
YOK	10	20	0,03xCa	L/2	207	533,89	1263,1
YOK	10	20	0,03xCa	3L/4	178,48	535,63	1261,5
YOK	10	20	0,06xCa	L/4	263,5	529,05	1022,2
YOK	10	20	0,06xCa	L/2	210,16	534,26	1265
YOK	10	20	0,06xCa	3L/4	180,51	535,91	1262,3
YOK	10	20	0,1xCa	L/4	267,38	529,37	1032,8
YOK	10	20	0,1xCa	L/2	212,13	534,49	1265,8
YOK	10	20	0,1xCa	3L/4	181,77	536,08	1262,7
YOK	10	25	0,03xCa	L/4	283,99	511,63	978,58
YOK	10	25	0,03xCa	L/2	236,75	514,33	1201
YOK	10	25	0,03xCa	3L/4	208,01	515,23	1194,5
YOK	10	25	0,06xCa	L/4	292,27	512	1000,1
YOK	10	25	0,06xCa	L/2	241,5	514,61	1202,1
YOK	10	25	0,06xCa	3L/4	211,25	515,45	1195,6
YOK	10	25	0,1xCa	L/4	297,56	512,24	1014,6
YOK	10	25	0,1xCa	L/2	244,49	514,8	1202,4
YOK	10	25	0,1xCa	3L/4	213,28	515,58	1196,1
YOK	12	15	0,03xCa	L/4	196,99	559,51	1014,4
YOK	12	15	0,03xCa	L/2	149,29	576,5	1333,5
YOK	12	15	0,03xCa	3L/4	125,25	581,68	1362,7
YOK	12	15	0,06xCa	L/4	199,58	560,23	1021,8
YOK	12	15	0,06xCa	L/2	150,41	577,01	1338,6
YOK	12	15	0,06xCa	3L/4	125,92	582,04	1363,3
YOK	12	15	0,1xCa	L/4	201,19	560,68	1026,6

YOK	12	15	0,1xCa	L/2	151,1	577,32	1341,4
YOK	12	15	0,1xCa	3L/4	126,33	582,26	1363,6
YOK	12	20	0,03xCa	L/4	257,77	532,45	997,97
YOK	12	20	0,03xCa	L/2	206,85	539,89	1259,5
YOK	12	20	0,03xCa	3L/4	178,09	542,28	1257,7
YOK	12	20	0,06xCa	L/4	263,62	533,1	1012,7
YOK	12	20	0,06xCa	L/2	209,86	540,39	1262,1
YOK	12	20	0,06xCa	3L/4	180,02	542,65	1258,7
YOK	12	20	0,1xCa	L/4	267,32	533,53	1022,2
YOK	12	20	0,1xCa	L/2	211,72	540,69	1263,2
YOK	12	20	0,1xCa	3L/4	181,22	542,87	1259,3
YOK	12	25	0,03xCa	L/4	285,66	513,88	973,14
YOK	12	25	0,03xCa	L/2	237,9	517,69	1199,6
YOK	12	25	0,03xCa	3L/4	208,81	518,94	1190,6
YOK	12	25	0,06xCa	L/4	293,73	514,39	993,14
YOK	12	25	0,06xCa	L/2	242,53	518,09	1201,1
YOK	12	25	0,06xCa	3L/4	211,96	519,24	1192,1
YOK	12	25	0,1xCa	L/4	298,88	514,73	1006,5
YOK	12	25	0,1xCa	L/2	245,43	518,34	1201,6
YOK	12	25	0,1xCa	3L/4	213,92	519,43	1192,8