



**BİR GÜÇ AKTARIM ŞAFTINI KOMBİNE YÜKLEMELER ALTINDA
TEST EDEBİLECEK MODÜLER TEST DÜZENEĞİ TASARIMI**

Mehmet OĞUZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2024

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Mehmet OĞUZ

12/06/2024

BİR GÜÇ AKTARIM ŞAFTINI KOMBİNE YÜKLEMELER ALTINDA TEST EDEBİLECEK MODÜLER TEST DÜZENEGİ TASARIMI

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet OĞUZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2024

ÖZET

Bu tez çalışmasının amacı, bir güç aktarım şaftının tekil ve kombine yüklemeler altında yapısal testlerini yapabilecek bir test düzeneğinin tasarım, analiz ve doğrulama çalışmalarını ortaya koymaktır. Güç aktarım organları, çalışma koşullarına uygun olarak yüksek performans ve dayanıklılık sağlamak için karmaşık ve pahalı bir tasarım sürecine tabidirler. Bu organlardan biri olan şaftın tasarımı ve üretimi kadar testleri de hayati önem taşımaktadır. Havacılık, otomotiv, denizcilik gibi sektörlerde güç aktarım sistemlerinin bir parçası olan şaftlar, ticari veya sertifikasyon amaçlı olarak yapısal testlere maruz bırakılırlar. Bu testler tek eksenli veya çok eksenli statik ve yorulma testleridir. Bu testleri gerçekleştirmek için uygun bir test düzeneği kurulması gerekmektedir. Bu çalışmada, test numunesini tekil ve kombine yüklemeler altında test edilebilirliğine imkân sağlayabilecek bir test düzeneğinin tasarımı, analizi ve imalatı yapılmıştır. Ayrıca, bir taklit şaft test numunesi bu test düzeneğine yerleştirilerek numunenin hem tek yönlü hem de çok eksenli kombine yüklemeler altında test edilebilirliği araştırılmıştır. Bu araştırma, taklit şaft test numunesine gerinim pulları ve gerinim köprüleri yerleştirerek yapılmıştır. Taklit şaft test numunesinin 3 boyutlu tasarım modeli bilgisayar ortamında oluşturulacak ticari bir sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak FEM modellemesi yapılmış ve FEM modeline uygulanan girdi yükleri modelden alınan sonuç çıktısı gerinim değerleri ile gerçek ortamda test düzeneğinde hidrolik ekipman ve yük hücreleri vasıtasıyla uygulanan aynı girdi yükleri sonucu sensörlerden okunan gerinim değerleri karşılaştırılmıştır. Test sonuçları ile sonlu elemanlar analizleri sonuçları kıyaslandığında 4,1% ile 20,3% oranları arasında değişkenlik gösteren farklar gözlemlenmiştir. Test düzeneği arayüz detaylarının montajında oluşabilecek tolerans yığılmaları ve pozisyon kaçıklıkları, ekipman ve sensörlerin hata oranları, gürültü ve sıcaklık gibi çevresel faktörlerin de oluşturabileceği sapmaların alınan sonuçlar üzerindeki hata oranlarına etkisi düşünüldüğünde tasarlanan bu test düzeneğinin performansı maksimum 20,3% hata oranıyla doğrulanmıştır. Bu çalışma ile şaft ve benzeri yük aktarma yapısal parçalarının çeşitli yükleme koşulları altında nasıl davrandığını test edecek bir düzenek tasarımı çalışmasıyla bu alanda çalışanlara bir rehberlik sağlaması ve literatüre katkı vermesi hedeflenmiştir.

Bilim Kodu : 91439
Anahtar Kelimeler : Yapısal test, kombine yüklemeler, şaft, yük aktarma organı, statik test, yorulma testi, test düzeneği, test tasarım, modüler tasarım
Sayfa Adedi : 101
Danışman : Doç. Dr. Mehmet Fatih AYCAN

DESIGN OF MODULAR TEST RIG TO TEST A POWER TRANSMISSION SHAFT UNDER COMBINED LOADS

(M. Sc. Thesis)

Mehmet OĞUZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2024

ABSTRACT

The purpose of this thesis is to present the design, analysis, and validation studies of a test setup that can perform structural tests on a power transmission shaft under singular and combined loadings. Power transmission components are subject to a complex and expensive design process to provide high performance and durability according to the working conditions. The tests of the shaft, which is one of these components, are also vital as well as its design and production. Shafts, which are part of the power transmission systems in industries such as aviation, automotive, maritime, are exposed to various structural tests for commercial or certification purposes. These tests are single or multi axis static and fatigue tests. A suitable test setup is required to perform these tests. In this study, the design, analysis and manufacturing of a test setup that can enable the test specimen to be tested under single and combined loads were performed. In addition, a mock shaft test specimen was placed in this test setup and its testability under both unidirectional and multi-axial combined loads was investigated. This research was done by placing strain gauges and strain bridges on the mock shaft test specimen. The 3D design model of the mock shaft test specimen was created in the computer environment and FEM modeling was done using a commercial finite element software. The input loads applied to the FEM model and the output strain values obtained from the model were compared with the strain values read from the sensors as a result of the same input loads applied by hydraulic equipment and load cells in the real environment test setup. When comparing the test results with the finite element analysis results, differences varying between 4.1% and 20.3% were observed. Considering the effects of potential tolerance accumulations and positional deviations during the assembly of the test setup interface details, error rates of equipment and sensors, and deviations that environmental factors such as noise and temperature could cause, the performance of this designed test setup has been verified with a maximum error rate of 20.3%. The aim of this study is to provide guidance to researchers working in this field and to make contribute to the literature by designing a test bench that will test how shafts and similar load transfer structural parts behave under different load conditions.

Science Code	: 91439
Key Words	: Structural test, combine loading, shaft, power transmission, static test, fatigue test, test rig, test set up, test design, modular design
Page Number	: 101
Supervisor	: Assoc. Prof. Dr. Mehmet Fatih AYCAN

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada bana her zaman güven duyan, bilgi birikimi ve yönlendirmeleriyle bana destek olan, motivasyonumu yüksek tutan değerli danışman hocam Doç. Dr. Mehmet Fatih AYCAN'a, çalışmamın test ve doğrulama sürecinde katkılarını ve desteklerini veren Dr. Salim ÇALIŞKAN ve Furkan TUNCER'e minnettarlığımı ifade ederim.

Bu günlere gelmemde şüphesiz en büyük emeği olan, bana değer veren, anneme babama ve manevi desteğiyle bana güç veren eşim ile hayatıma neşe katan sevgili kızıma sonsuz teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR.....	5
3. SİSTEM TANITIMI VE TEST DÜZENEGİ TASARIMI.....	13
3.1. Taklit Test Numunesi Tanıtımı	13
3.2. Test Veri Toplama Sisteminin Tanıtımı.....	16
3.2.1. Test icra ekipmanları	17
3.2.2. Sensörler	18
3.3. Test Yükleri ve Yükleme Senaryoları	23
3.4. Aktüatör Yükleri Hesaplaması ve Konsept Tasarım.....	27
3.5. Test Ekipmanları ve Sensör Seçimleri	32
3.6. Detay Tasarım ve Test Ara yüz Detayları.....	34
3.6.1. Test düzeneği destek yapı elemanları	34
3.6.2. Test düzeneği yük aktarma elemanları	40
4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	47
4.1. Test Düzeneği Analizi ve Sonuçları.....	48
4.1.1. Analizi yapılan detaylar ve malzeme seçimi	48

	Sayfa
4.1.2. Analiz yükleri	49
4.1.3. Malzeme ve bağlayıcı dayanım verileri.....	49
4.1.4. FEM tanımı metot ve hesaplama yöntemleri.....	50
4.1.5. Mukavemet Analizi	51
4.2. Test Numunesi FEM Modellemesi	66
5. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	69
5.1. Taklit Test Numunesi Enstrümantasyon İşlemleri	69
5.2. Test Düzenegi Kurulum Çalışmaları.....	78
5.3. Testlerin İcrası ve Sonuç Verileri	87
6. KIYASLAMA VE SONUÇ	95
6.1. Sonuç.....	96
6.2. Öneriler ve Gelecek Çalışmalar	97
KAYNAKLAR	99
ÖZGEÇMİŞ	101

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Gerinim köprü pulları kalibrasyon yükleri	25
Çizelge 3.2. Test numunesi yük uygulama senaryoları @STA0	25
Çizelge 3.3. Test numunesi statik test yük uygulama senaryoları @STA0	26
Çizelge 3.4. Test numunesi yorulma testi @STA0 yük değerleri	26
Çizelge 3.5. Statik test senaryoları aktüatör yükleri	31
Çizelge 3.6. Yorulma testi (Senaryo 10) aktüatör yükleri	32
Çizelge 4.1. Test rigi FEM analizi yükleme senaryosu (Senaryo 9*200%)	47
Çizelge 4.2. Analizi yapılan parçalar ve malzeme listesi	49
Çizelge 4.3. Test düzeneği analiz yükleri	49
Çizelge 4.4. Malzeme mukavemet bilgileri	50
Çizelge 4.5. Cıvata maximum FEM yük ve tork verileri.....	57
Çizelge 4.6. Bağlayıcı cıvata dayanım katsayısı ve hesaplanan girdi parametreleri	57
Çizelge 4.7. M20 cıvata diş sıyırma analizi	59
Çizelge 4.8. M16x2 saplama diş sıyırma analizi	60
Çizelge 4.9. M16x2 saplama eksenel dayanım analizi	61
Çizelge 6.1. Senaryo 3 test ve FEM sonuçları kıyaslaması	95
Çizelge 6.2. Senaryo 4 test ve FEM sonuçları kıyaslaması	95
Çizelge 6.3. Senaryo 8 test ve FEM sonuçları kıyaslaması	95
Çizelge 6.4. Senaryo 9 Test ve FEM Sonuçları Kıyaslaması	96

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. İtki sistemi şematik gösterimi	1
Şekil 1.2. Tez metodolojisi	4
Şekil 2.1. FZG dişli test standı.....	5
Şekil 2.2. Test standı konsept görünüm	6
Şekil 2.3. Ana şaft test düzeneği.....	7
Şekil 2.4. Test numunesi üzerindeki gerinim ölçer uygulaması	7
Şekil 2.5. Test düzeneği konsepti ve bileşenleri	9
Şekil 2.6. Test makinesinin şematik diyagramı ve 3D model.....	10
Şekil 2.7. Test düzeneği genel görünümü	11
Şekil 3.1. Taklit test numunesi genel görünüm (CAD)	13
Şekil 3.2. Taklit test numunesi detay kesit görünüm (CAD).....	14
Şekil 3.3. Montajlı taklit test numunesi (CAD)	15
Şekil 3.4. Taklit test numunesi koordinat sistemi	15
Şekil 3.5. Test kontrol sistemi şematik gösterimi	16
Şekil 3.6. Doğrusal çift taraflı aktüatörlere örnek bir görsel	17
Şekil 3.7. Veri toplama sistemi örnek görsel	18
Şekil 3.8. Yük hücresi.....	19
Şekil 3.9. Gerinim pulu yapısı	20
Şekil 3.10. Wheatstone köprüsü şeması.....	21
Şekil 3.11. Tam köprü uygulamalı gerinim pulları şematik gösterimi	21
Şekil 3.12. Gerinim ölçer rozet konfigürasyonları.....	22
Şekil 3.13. Enstrümantasyon istasyon bölgeleri	24
Şekil 3.14. Test numunesi yorulma testi yükleri ve faz ilişkisi	27
Şekil 3.15. Konsept tasarım y-z şematik görünüm	28
Şekil 3.16. Konsept tasarım y-z şematik görünüm	29

Şekil	Sayfa
Şekil 3.17. Konsept tasarım x-y şematik görünüm.....	30
Şekil 3.18. Yorulma testi aktüatör yükleri ve faz ilişkisi.....	32
Şekil 3.19. Rota teknik hidrolik aktüatör spekt bilgisi.....	33
Şekil 3.20. MTS 25kN kapasiteli yük hücresi spekt bilgisi.....	34
Şekil 3.21. Test masası tasarımı (CAD).....	35
Şekil 3.22. T-slot spekt bilgileri.....	36
Şekil 3.23. T-slot kanala DIN 508 T somun ve cıvata montajı.....	36
Şekil 3.24. HE 300 B çelik profil spekt bilgileri.....	37
Şekil 3.25. Güçlendirilmiş HE 300 B profil tasarımları (CAD)	38
Şekil 3.26. Hidrolik aktüatör-destek kolonu bağlantı detayları (CAD)	39
Şekil 3.27. Hidrolik aktüatör test masası bağlantı detayları genel görünüm (CAD)	39
Şekil 3.28. Hidrolik aktüatör montajı (CAD)	40
Şekil 3.29. Hidrolik aktüatör montaj bağlantısı detay görünüm (CAD).....	40
Şekil 3.30. INAFAG GIR 20-UK rod end spektleri	41
Şekil 3.31. Aktüatör yük aktarma ara yüz detayı (CAD).....	42
Şekil 3.32. Hidrolik aktüatör ve yük aktarma organı bağlantısı genel görünüm (CAD)	43
Şekil 3.33. Hidrolik aktüatör ve yük aktarma organı bağlantısı detay görünüm (CAD)	43
Şekil 3.34. Test numunesinin test masasına sabitleyen detaylar (CAD)	44
Şekil 3.35. Detay tasarım y-z görünüm ve yükleme konsepti	44
Şekil 3.36. Detay tasarım x-z görünüm ve yükleme konsepti	45
Şekil 3.37. Detay tasarım x-y görünüm ve yükleme konsepti	45
Şekil 3.38. Test düzeneği tasarımı genel görünüm (CAD).....	46
Şekil 4.1. Test düzeneği FEM modeli.....	51
Şekil 4.2. Test düzeneği FEM deplasman değişimi (mm).....	52
Şekil 4.3. Von-Mises HE 300 B profil FEM analizi.....	53
Şekil 4.4. a) T kanallı plaka FEM analiz sonucu, b) T kanallı plaka CAD modeli	54

Şekil	Sayfa
Şekil 4.5. a) Ara destek plakası FEM analiz sonucu, b) CAD modeli.....	54
Şekil 4.6. Destek yapı bağlantı cıvataları fem analizi (N)	55
Şekil 4.7. Metrik diş profili.....	58
Şekil 4.8. Hidrolik aktüatör montajı ve saplama bağlantısı (CAD).....	60
Şekil 4.9. Yük aktarma arayüz parçası ve bağlantı detayları	61
Şekil 4.10. Çatal (lug) dayanım analizi geometrik özellikleri	62
Şekil 4.11. Kesme rulman yatağı verimlilik faktör grafiği	63
Şekil 4.12. Gerilim verimlilik faktörü grafiği.....	64
Şekil 4.13. Eğilme dayanımı analiz parametreleri	65
Şekil 4.14. Taklit test numunesi FEM modeli	67
Şekil 5.1. Bükme köprüsü diagramı şematik görünüm.....	70
Şekil 5.2. Burulma köprüsü diagramı şematik görünüm	70
Şekil 5.3. Eksenel köprü diagramı şematik görünüm	71
Şekil 5.4. Test numunesi enstrümantasyon işlemleri şematik görünüm (CAD).....	72
Şekil 5.5. Senaryo 3 F_z köprüsü voltaj ve strain grafiği	88
Şekil 5.6. Senaryo 4 M_x köprüsü voltaj ve strain grafiği.....	89
Şekil 5.7. Senaryo 8 F_z köprüsü voltaj ve strain grafiği	90
Şekil 5.8. Senaryo 8 M_x köprüsü voltaj ve strain grafiği.....	90
Şekil 5.9. Senaryo 8 M_y köprüsü voltaj ve strain grafiği.....	91
Şekil 5.10. Senaryo 8 M_z köprüsü voltaj ve strain grafiği	91
Şekil 5.11. Senaryo 9 F_z köprüsü voltaj ve strain grafiği	92
Şekil 5.12. Senaryo 8 M_x köprüsü voltaj ve strain grafiği.....	92
Şekil 5.13. Senaryo 9 M_y köprüsü voltaj ve strain grafiği.....	93
Şekil 5.14. Senaryo 9 M_z köprüsü voltaj ve strain grafiği	93

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 5.1. Enstrümantasyon işlemlerinde kullanılan gerinim pulları.....	73
Resim 5.2. Test numunesi köprü uygulamaları-1	75
Resim 5.3. Test numunesi köprü uygulamaları-2	76
Resim 5.4. Test numunesi köprü uygulamaları-3	77
Resim 5.5. Test numunesi köprü uygulamaları-4	78
Resim 5.6. Test düzeneği destek yapı elemanları	80
Resim 5.7. Hidrolik aktüatör, hortum ve yük hücresi montajı.....	81
Resim 5.8. Test numunesinin montaj adımı-1	82
Resim 5.9. Test numunesinin montaj adımı-2	83
Resim 5.10. Yük aktarma arayüz parçasının test numunesine montajı	84
Resim 5.11. Montaj adımları tamamlanmış test düzeneği-1.....	85
Resim 5.12. Montaj adımları tamamlanmış test düzeneği-2.....	86
Resim 5.13. Test numunesi ve yük aktarma arayüz parçasının lazer pozisyonlaması ...	87

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler Açıklamalar

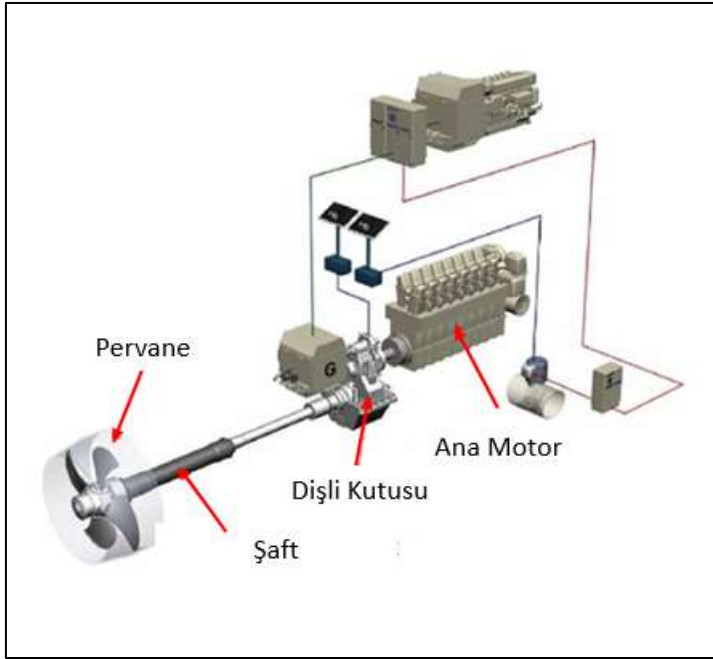
μstrain	Mikrostrain
kN	Kilonewton
mm	Milimetre
N	Newton
Nm	Newtonmetre
ε	Strain

Kısaltmalar Açıklamalar

ACT	Aktüatör/Actuator
DAQ	Data Toplama Sistemi
FEM	Sonlu Elemanlar Modeli
GF	Gösterge Faktör/Gauge Factor
GP/SG	Gerinim Pulu/Strain Gage
STA	İstasyon/Station
V	Voltaj

1. GİRİŞ

Güç aktarma organları, bir sistem içinde mekanik enerjinin bir yerden başka bir yere iletilmesini sağlayan unsurlardır. Bu organlar; motorlar, jeneratörler veya diğer enerji kaynaklarından sağlanan gücü kullanarak makinelerin veya ekipmanların mekanik olarak çalışmasına yardımcı olurlar. Aşağıdaki Şekil 1.1 de gösterildiği gibi güç aktarma organlarının bir bileşeni olan şaftlar bu enerjinin aktarılmasında önemli rol alırlar [1].



Şekil 1.1. İtki sistemi şematik gösterimi [2]

Otomotiv sektöründe araçların hareket etmesini sağlayan güç aktarım şaftları, motorun ürettiği gücü şanzıman veya diferansiyel gibi mekanik sistemlere aktarır. Bu şaftlar, otomobil, kamyon, otobüs gibi farklı araç tiplerinde kullanılır.

Deniz araçları, gemiler ve yatlar gibi denizcilik endüstrisindeki taşıtlar, motor gücünü su üzerinde ilerlemek için pervane ve diğer tahrik sistemlerine aktaran güç aktarım şaftlarına sahiptirler.

Havacılık sektöründe de şaftlar önemli bir rol oynar. Jet motorları, havacılık endüstrisindeki çeşitli sistemlere güç sağlar. Bu güç, şaftlar vasıtasıyla motorun hareket ettirdiği pervaneler

veya diğ er araçlar aracılığıyla iletilir. Bu  aftlar, g   aktarımını sağlamak için dönme hareketini kullanır.

 aftların, y k aktarma organı olarak çok çeşitli uygulama alanları olduğu, yukarıdaki örneklerden de anlaşılabilmektedir. Bu  rnekler, rüzgâr enerjisi türbin kanatlarında kullanılan  aftlara kadar uzatılabilir.

 aftlar, güç aktarım organları oldukları için, çalışma koşullarına uygun en optimum tasarıma sahip olmaları, yüksek performans ve dayanıklılık özelliklerinin yanı sıra minimum maliyetle üretilibilmeleri gerektiği bilinmektedir. Bu nedenle, tasarım süreçleri pahalı ve karmaşıktır. Bu  aftların tasarımı tamamlandıktan sonra, bilgisayar destekli ortamlarda analizleri yapılırsa bile, seri üretim öncesinde, ticari ve sertifikasyon gerekliliklerini karşılayabilmek için fiziksel dayanım testlerinin de yapılıp doğrulanması gerekmektedir.

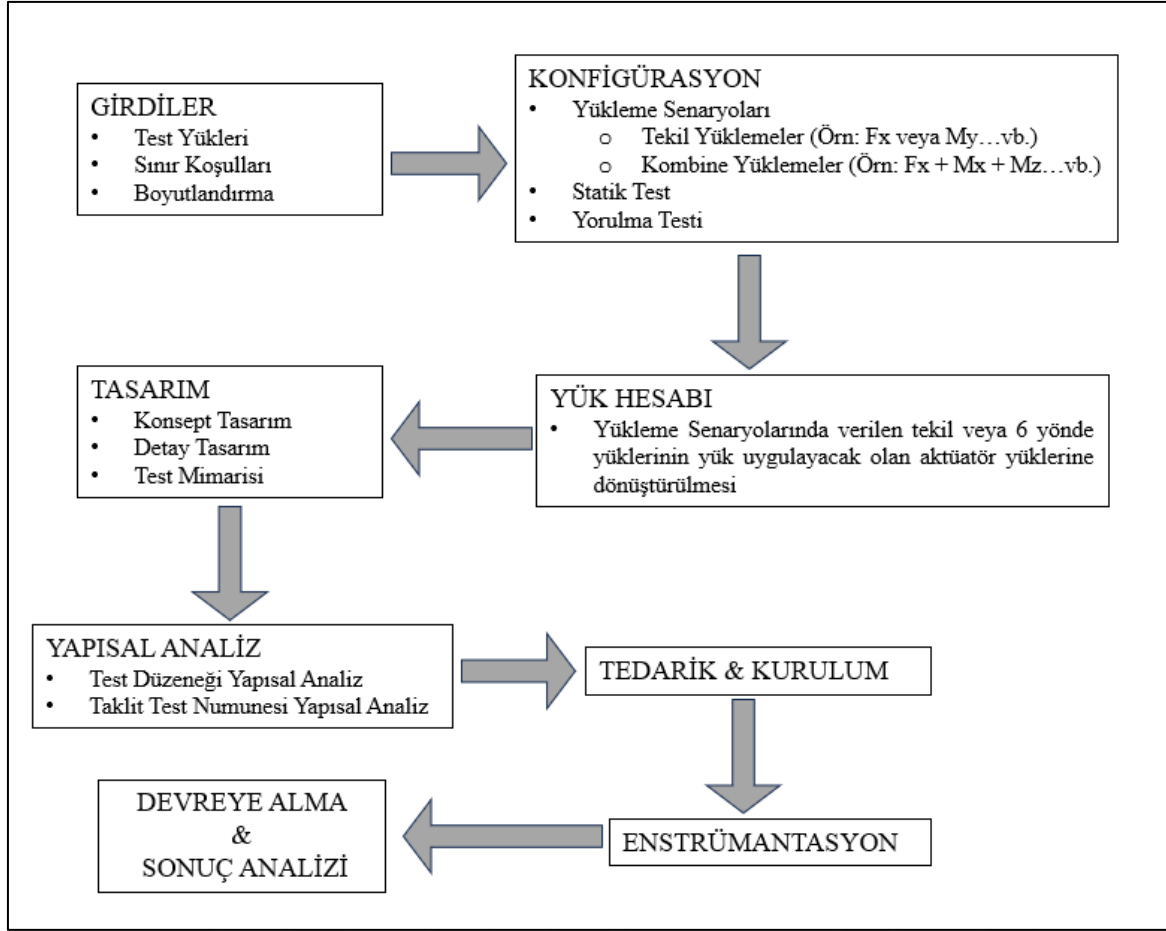
Literatürde yapılan çalışmaların değerlendirilmesi sonucunda, bu  aftlara yönelik yapılan yapısal testlerde, genellikle parçaya özgü kurulan test düzenekleri ve burkulma, bükme gibi tek yönlü ya da birkaç yönde test yapabilen test düzenekleri tasarımları görülmektedir. Bu çalışmanın amacı, herhangi bir yük aktarma organı olan bir şaft numunesinin hem tek hem de kombine yüklemeler altındaki yapısal davranışını test edebilecek bir test düzeneği tasarımı geliştirmektir. Tasarlanan bu test düzeneği ile ilgili test numunesinin hem statik hem de yorulma testleri, tek yönde yüklemelerden 6 yönde ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$) yüklemelere kadar tüm kombine yüklemeleri gerçekleştirebilecek esneklikte olması hedeflenmiştir.

Bu çalışmada, silindirik şekilli y k aktarma elemanları ( rneğin şaft) ile ilgili literatürde yapılmış çalışmaların bir  zeti sunulduktan sonra, çalışmanın yöntem ve kapsamı detaylı bir şekilde anlatılarak, sonlu elemanlar programı ile oluşturulan test numunesine uygulanan farklı yükleme durumlarının sonuçları ile tasarlanan test düzeneğine yerleştirilen taklit test numunesine uygulanan aynı yükleme durumlarının sonuçları kar ıla tırılarak, test düzeneğinin çok fonksiyonlu olarak kullanılabilirliğinin gösterilmesi amaçlanmaktadır.

Metodoloji

Bu bölümde, Bir Güç Aktarım  aftını Kombine Yüklemeler Altında Test Edebilecek Bir Test Düzeneği tasarımının  ekil 1.2'de gösterilen adımlarla nasıl gerçekleştirileceği

anlatılmaktadır. İlk olarak, bir tasarım konsepti oluşturmak için gerekli olan veriler girdi olarak alınır. Bu veriler ve literatür incelemesi sonucunda bir tasarım konfigürasyonu seçilir. Seçilen konfigürasyon doğrultusunda yük hesabı yapılır. Yük hesabına göre aktüatörler ve yük hücreleri belirlenir. Bu test düzeneği tasarımında hidrolik aktüatörler yük uygulayıcı elemanlar olarak kullanılacaktır. Bu bilgiler ışığında, kavramsal tasarım alternatifleri sunulur ve bir kavram seçilerek ayrıntılı tasarım süreci başlatılır. Ayrıntılı tasarımda, test sisteminin mimarisi oluşturulur. Ayrıntılı tasarım tamamlandığında, test düzeneğinde kullanılacak olan arayüz ve destek parçalarının yapısal analizi yapılır. Yapısal analizde, test düzeneğinin test numunesine uygulanacak olan test yüklerine karşı yeterli mukavemete sahip olup olmadığı kontrol edilir. Yapısal analiz sonuçları uygun ise, tedarik süreci başlar. Bu çalışmanın yanında test numunesi üzerinde bir noktadan uygulanacak olan farklı girdi yükleme senaryoları belirlenir ve test numunesi sonlu elemanlar analizi ile incelenerek test numunesinin belirli lokasyonlarından gerinim değerleri elde edilir. Ardından test numunesinin bu gerinim okuma lokasyonlarına gerinim ölçer ve gerinim köprü uygulamalarıyla enstrümantasyon işlemleri gerçekleştirilir. Son olarak devreye alma çalışmalarının ardından test numunesi test düzeneğine yerleştirilerek farklı yükleme senaryolarına göre oluşturulan girdi yükleri test numunesine hidrolik aktüatörler sayesinde tek noktadan uygulanır ve test numunesinin farklı noktalarına yerleştirilen gerinim ölçer pulları üzerinden gerinim değerleri test verisi olarak toplanır. Sonuç olarak, sonlu elemanlar analizi üzerinden alınan gerinim çıktı değerleriyle toplanan test verisi değerleri karşılaştırılarak tasarlanan bu test düzeneğinin verimliliği ve kullanılabilirliğinin gösterilmesi hedeflenir.

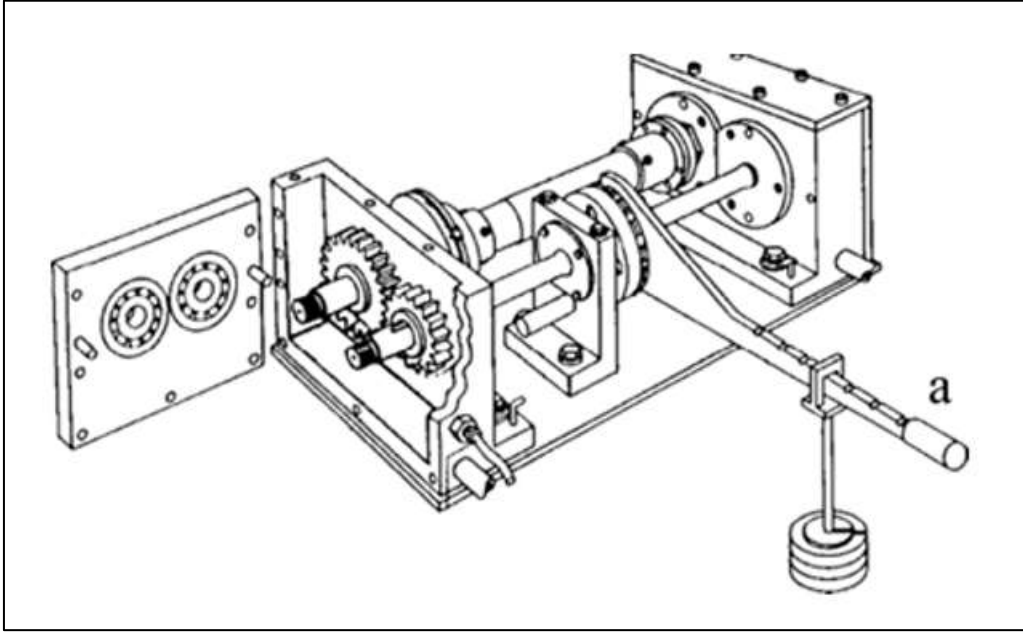


Şekil 1.2. Tez metodolojisi

2. LİTERATÜR

Van Hooreweder ve arkadaşları [3] yaptıkları çok eksenli yorulma test tezgahının tasarımı ve simülasyonu çalışması 5-15 mm arasında değişen kritik çaplara sahip silindirik numuneleri bükme ve burulma gerilmesinin birleşiminde test etmeyi hedeflemişlerdir. Test düzeneği, senkron ve asenkron yükleme koşullarında yorulma kriterlerini araştırmak ve metal ve plastik bileşenlerin yorulma ömrüne boyutun etkisini değerlendirmek için kullanılmıştır. Test kurulumunda 1. şaft silindirik test numunesini tutar ve döner bükme yükleri uygulamak üzere ayarlanır. 2. şaft ise iletim döngüsüne dalgali tork sağlamak üzere ayarlanmıştır. Her iki şaft da sistemin ataletini azaltmak için çift bağlantılı mekanizma ile bağlanmıştır. Silindirik numunedeki zamana bağlı çok eksenli gerilme durumu, bükme ve burulma yük durumlarının genliklerine ve frekanslarına göre incelenmiştir.

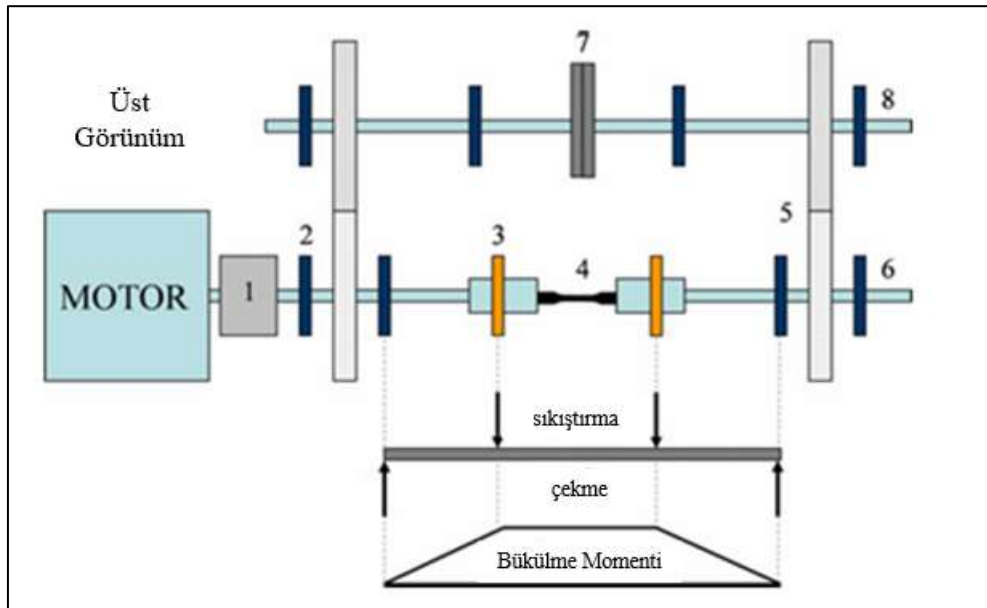
Test başlamadan önce, Şekil 2.1 de gösterilen kaldıraç kolu (a), kapalı devrede sabit bir tork sağlamak için kullanılmıştır. Kapalı devre sayesinde, motor sadece millerden birine bağlanmış ve iki şanzıman ve yataklardaki kayıplara denk gelen az miktarda enerji vermiştir.



Şekil 2.1. FZG dişli test standı [4]

Şekil 2.2'de görüldüğü gibi, sunulan kavram da aynı kapalı devre prensibini izlemiştir. Motor, esnek bir bağlantı (1) ile silindirik deney numunesi (4) bulunan birincil mil (6) ile bağlanmıştır. İkincil mil (8), iki eş şanzıman (5) tarafından sürülmüş ve bir tork uygulama

mekanizması (7) içermiştir. Test numunesine döner dört noktalı bükme prensibiyle dalgalanma bükme gerilimi uygulanmıştır. İki kendiliğinden hizalanabilen bilyeli yatak (3), yatay düzlemde doğrusal bir kayıcı üzerinde hareket etmiştir. Bu iki iç yatağın yerini değiştirerek, Şekil 2.2'nin alt diyagramında görüldüğü gibi saf bükme momenti oluşturulmuştur. Böylece, dönen mil deney numunesinde gerilme ve basınç gerilmeleri değiştirilmiştir.

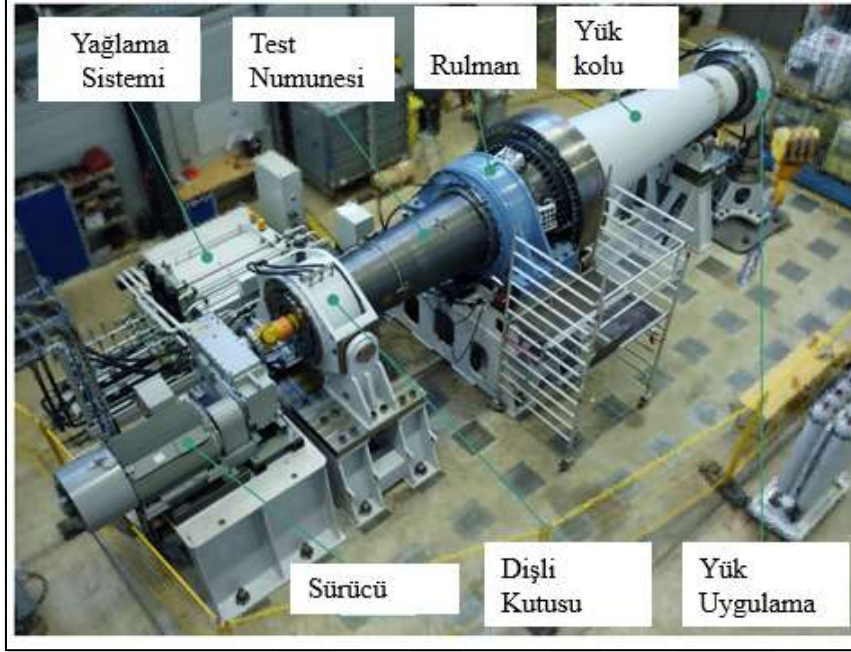


Şekil 2.2. Test standı konsept görünüm [3]

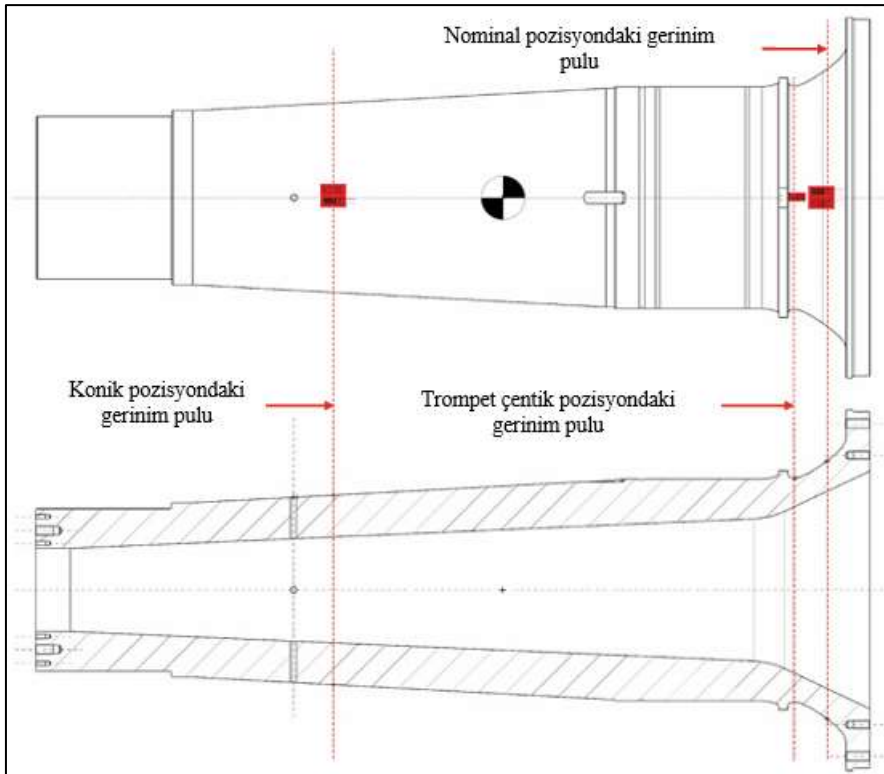
Bir yük aktarma organı olan şaft yapısal parçaları özelinde yapılan bir diğer çalışma Kyling ve arkadaşları [5] yaptıkları tam ölçekli dökme demir rüzgâr türbini rotor mili yorulma testidir.

Bu çalışmada küresel grafitli dökme demir (EN-GJS), yüksek derecede tasarım esnekliği ve hafif tasarım olanağı sağlayarak rüzgâr türbinlerinde yapısal parçaların kullanımında faydalı bir malzeme olması, ham malzemesinden imal edilen tam ölçekli rotor mil yorgunluk deneyi için nihai kurulum ve test planının açıklamasını ve sonuçlarını sunmuşlardır. Çalışmalarının temel amacı, bu malzeme ve imalat sürecine dayalı hafif bir bileşen için ne kanıtlanmış bir tasarım kılavuzu ne de güvenilir malzeme girdi verisi bulunmamasıdır. Öncelikle tam ölçekli rotor mili yapısal parçasını FEM modellemesini yaparak incelemek istedikleri bölgelerden aldıkları gerilme sonuçlarını tasarladıkları bir test düzeneğinden aldıkları yorulma test sonuçlarıyla kıyaslayarak malzeme hakkında bilgi edinmeyi amaçlamışlardır. Tasarlanan bu test düzeneğinde parçayı bükme yönünde yükleyerek yorulma testine tabii tutmuşlardır.

Aşağıdaki görsellerde test numunesi için tasarlanmış test düzeneği görseli ve test numunesi üzerinde yapılan gerinim ölçer uygulamaları belirtilmiştir.



Şekil 2.3. Ana şaft test düzeneği [5]



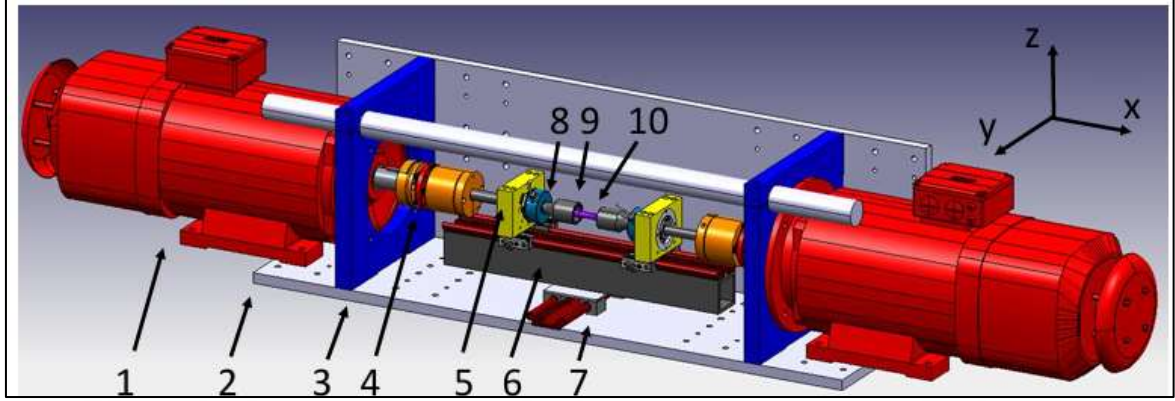
Şekil 2.4. Test numunesi üzerindeki gerinim ölçer uygulaması [5]

Şekil 2.3'te gösterildiği gibi test düzeneği, rüzgâr türbini montajında da kullanılan orijinal ana yataklama rulmanı ile desteklenen ana şafttan (numune) oluşur. Taklit dişli kutusu, türbin montajındaki orijinal dişli kutusu ile aynı serbestlik derecelerine izin verecek şekilde tasarlanmıştır ve aynı zamanda maliyetleri düşürürken yorgunluk arızasına karşı dayanıklıdır. Yük kaldıracının uç kısmında, hidrolik yük uygulaması yardımıyla bir kesme kuvveti uygulanır. Bu kesme kuvveti, yük kaldıracı aracılığıyla, mil omuzunun yakınındaki kritik çentik bölgesinde istenen eğilme momentine dönüşür. Sürücü, tahrik milini 60 rpm'ye kadar döndürebilir ve rotor milinde döner bir eğilme momentine yol açar. Yağlama sistemi, tüm ilgili yatakların yeterli yağlama ve soğutmasını sağlar.

Bu çalışmanın sonucunda rotor milinin yorulma ömrü tahminleri ile malzeme seviyesi testleri ve tam ölçekli test arasında iyi bir fikir birliği sağlanmıştır. Büyük döküm parçalar için beklenen mukavemet artışı, rotor milinin örneğinde gösterilebilirliğini ve yaklaşık %50 aralığında olduğunu saptanmıştır. Çok büyük döküm parçaların servis ömrünü tahmin etmek için yeterli örnekleme ile malzeme testlerinin yapılmasının yeterli olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte, büyük ölçekli bir test, özellikle diğer etkileyici değişkenler ve hasar modları açısından riski en aza indirme anlamında bu tahmini tamamlayabildiği sonucuna varılmıştır.

Van Hooreweder ve diğerleri [6] farklı boyut ve malzemelerdeki silindirik test numunesi örnekleri için bir yorulma test tezgâhı düzeneği tasarımı yapmışlardır. Yaptıkları bu test düzeneği test numunesini burulma ve bükme yönünde test edebilecek kabiliyete sahiptir. Test düzeneğinde güç sağlayıcı unsur olarak elektrik motoru kullanmışlardır. Şekil 2.5'te de görüleceği üzere test numunesinin her iki ucu 1 numara ile gösterilen elektrik motorlarına bağlanarak numune M_x yönünde burulma yönünde yükleme maruz bırakılmıştır. Bu yükleme motorlardan birisi test numunesini sabit hızda döndürmek için kullanılır. Diğer motor test numunesine dalgalı bir tork uygular. Bu şekilde burulma yüklemesi dalgalı bir yükleme profiline büründürülmüştür. Diğer yandan test numunesinin yakınındaki 5 numaralı görselde gösterilen iki rulman yatak noktası 7 numaralı zemine doğrusal kızak vasıtasıyla bağlanmıştır. Bu kızığın ileri geri y yönündeki hareketleri vasıtasıyla da test numunesi bükme yüklemesine maruz bırakılmıştır. Yapılan bu çalışmada test düzeneği 3-26 mm arasındaki çaplarda değişkenlik gösteren test numunesine uygulanabildiği belirtilmektedir. Sonuç olarak bu çalışmada sunulan test donanımı konsepti, çelik numuneler üzerinde hızlandırılmış çok eksenli yorulma testlerine olanak tanıyarak analitik ve sayısal yorulma

hesaplamalarının deneysel doğrulanması için gereken zaman ve maliyetin azalmasına olanak tanıdığı sonucuna varılmıştır.

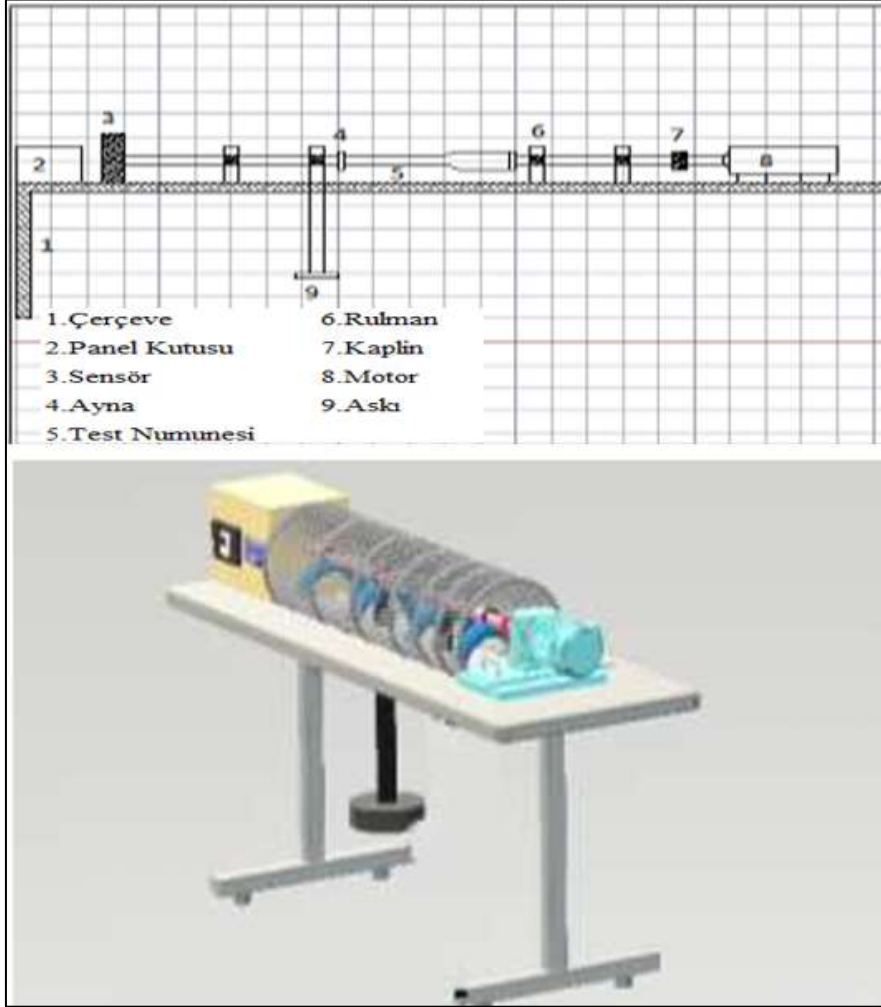


Şekil 2.5. Test düzeneği konsepti ve bileşenleri [6]

Shoukat ve diğerleri [7] yaptıkları çalışmada farklı minimum çaplardaki çeşitli numunelerinin yorulma ömrünü test edebilen ve numunesinin kırılması için gereken döngü sayısını hesaplayabilen, döner uçlu bir yorulma test makinesi tasarlama ve üretmeyi amaçlamışlardır. Tasarlanan cihazın uygun maliyetli olmasına önem vermişlerdir. Yorulma testi makinesi, dönen kiriş türündendir.

Yorulma test makinesi döner kirişli türündendir. Numune, bir ucunda yüklenen tek bir konsol kiriş olarak işlev görür. Yarım tur değiştirildiğinde, örneğin nötr ekseninde başlangıçta olan liflerdeki gerilme, eşit yoğunluk için sıkıştırmadan (compression) çekmeye (tension) dönüştürülür. Devir tamamlandıktan sonra gerilimler tekrar tersine çevrilir, böylece test numunesi tam bir devir sırasında tam bir bükülme gerilimleri döngüsünden geçer, yani numune çekme ve sıkıştırma döngülerine tabi tutulur. Döngüler yakınlık sensörü aracılığıyla kaydedilir ve çıktı, bir devir sayacında görüntülenir. Makine, dakika başına devri (rpm) göstermek için tako sensörüyle donatılmıştır. Numune, mandallar aracılığıyla sıkılır. Makine, bir motor aracılığıyla döndürülen bir tahrik milini ve numuneyi desteklemek ve yük uygulamak için kullanılan bir tahrik milini içerir. Test makinesinin şematik diyagramı ve 3D model görünümü Şekil 2.6'da belirtilmiştir. Yapılan bu çalışmanın sonucu olarak deney sonuçları teorik hesaplamalarla karşılaştırıldığında sonuçlarda çok az değişiklik olduğu belirtilmiştir. Ayrıca makinenin güvenilir bükülme “gerilme-döngü sayısı” verilerini üretme potansiyeline sahip olduğunun da gözlemlendiği vurgulanmıştır. Ancak, yorulma altında malzeme hasarının yalnızca ters yükleme ile değil aynı zamanda dalgalanan

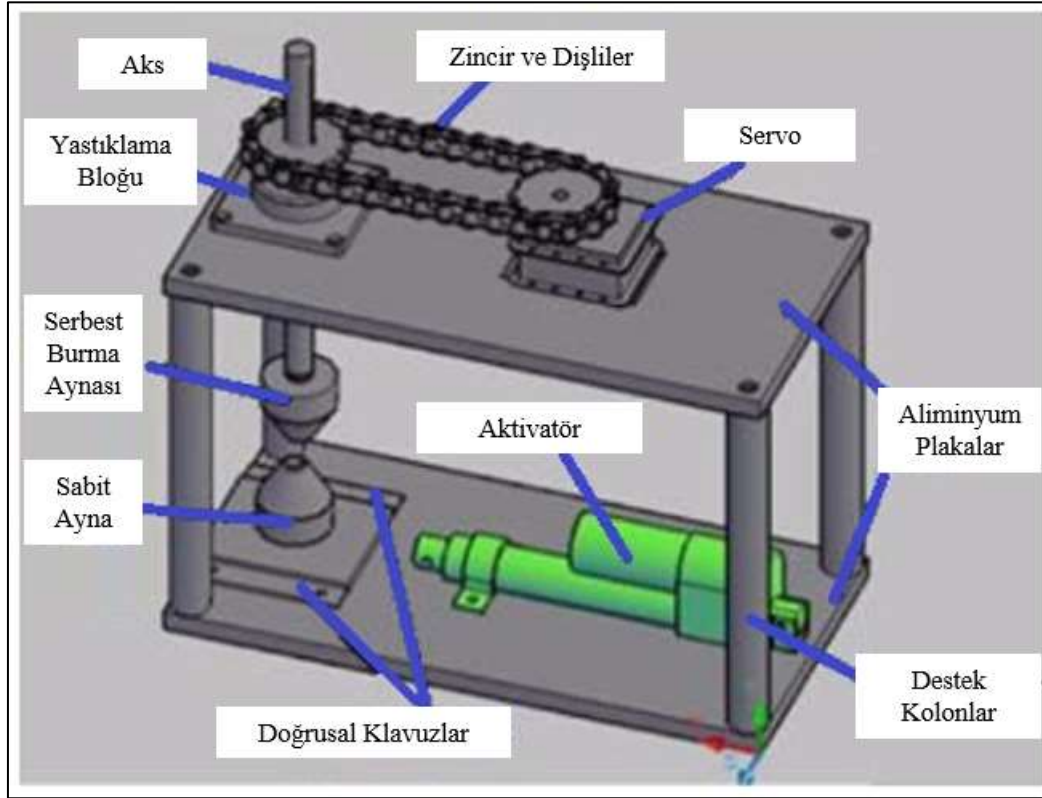
stres, sıcaklık, atmosferik koşullar, malzeme üzerindeki hem iç hem de dış kusur gibi faktörler nedeniyle yorulma hasarının doğru bir şekilde tahmin edilemediği de yapılan bu çalışmada bir sonuç olarak vurgulanmıştır.



Şekil 2.6. Test makinesinin şematik diyagramı ve 3D model [7]

Avila Ambriz ve arkadaşları [8] çalışmalarında burulma yorgunluk testi yapan bir test düzeneği tasarımından bahsetmişlerdir. Tasarımda belirtilen servo motor, dönen hareketi bir zincir ve dişliler aracılığıyla dikey veya ana eksene iletmek için kullanılmıştır; bunun yanında bir lineer aktüatör, bükme modunu elde etmek için sapmayı indüklemeye görevini üstlenmiştir. Her iki aktüatör de dönme hareketinin 0,1 derece hassasiyetle iletilmesine olanak sağlamıştır. Bu tasarım çözümüyle, dikey eksen, serbest bir burulma aynası aracılığıyla test numunesine bağlanmış ve numunenin alt ucu, ikinci bir sabit ayna ile sıkıştırılmıştır. Şekil 2.7’de tasarım genel görünümü ve bileşenleri belirtilmiştir. İki

alüminyum plaka, lineer ve döner aktüatörü desteklerken, dört sütun, makinenin üst ve alt alüminyum plakalarını izole etmiştir.



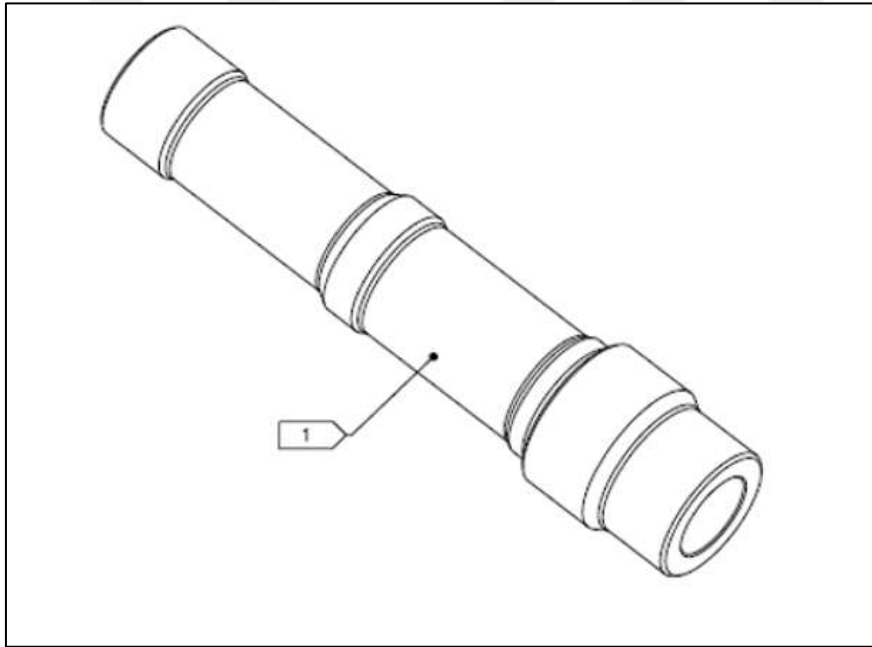
Şekil 2.7. Test düzeneği genel görünümü [8]



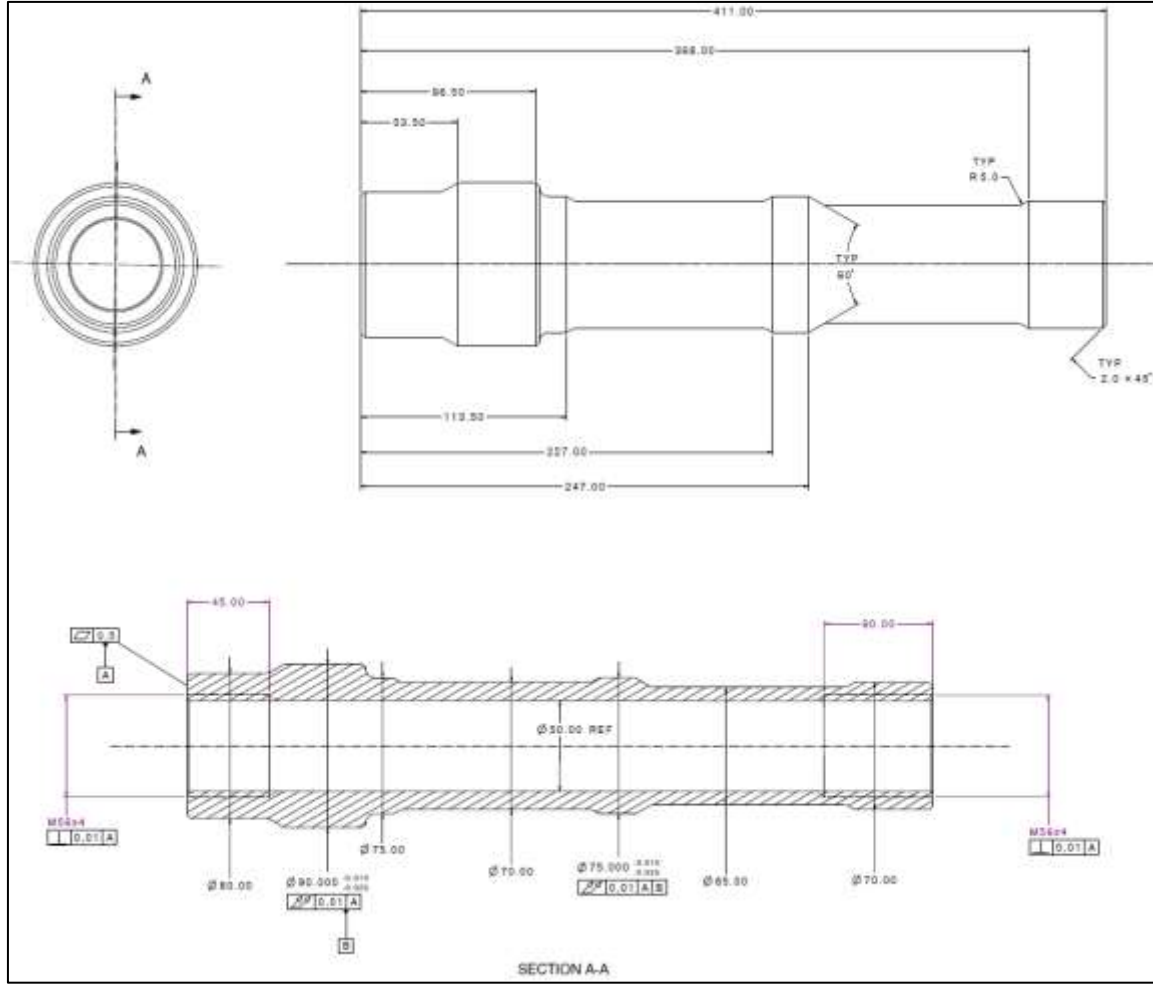
3. SİSTEM TANITIMI VE TEST DÜZENEĞİ TASARIMI

3.1. Taklit Test Numunesi Tanıtımı

Bu çalışmada kullanılacak olan test numunesi farklı kesit alanlarına sahip içi boşluklu St52-3 çelik ham malzemesinden imal edilmiş bir taklit yapıdan oluşmaktadır. Otomotiv, havacılık ve denizcilik gibi farklı endüstrilerde kullanılan yük aktarma organlarından bir tanesi olan şaftlar geometri olarak küçük çap ve boylardan yüksek çap ve boylara kadar değişken ölçülerde olabilmektedir. Bu tez çalışmasında kullanılacak olan şaftın geometrisi Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de belirtildiği gibi seçilmiş ve imal edilmiştir.



Şekil 3.1. Taklit test numunesi genel görünüm (CAD)

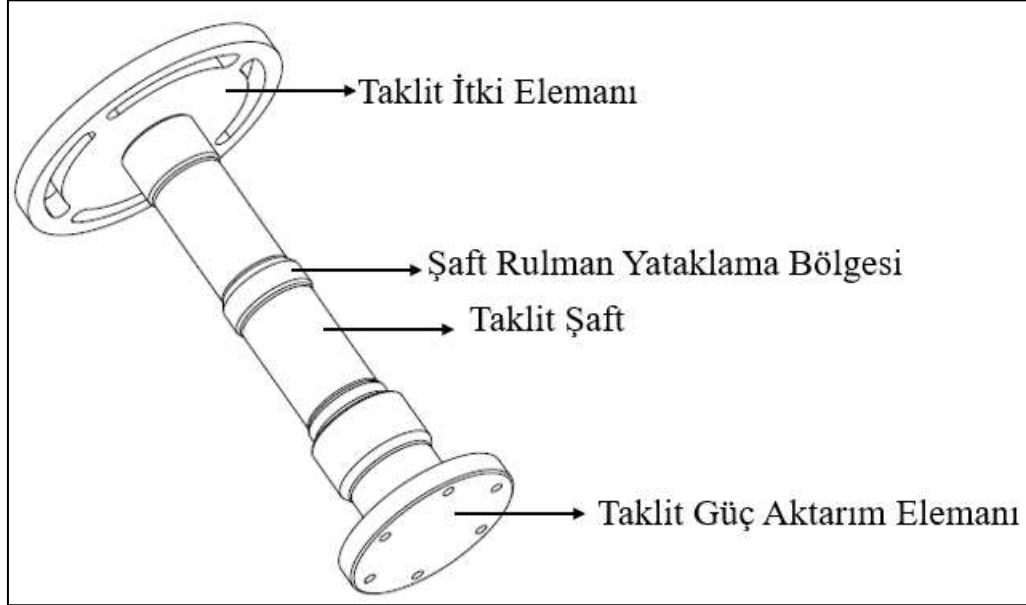


Şekil 3.2. Taklit test numunesi detay kesit görünüm (CAD)

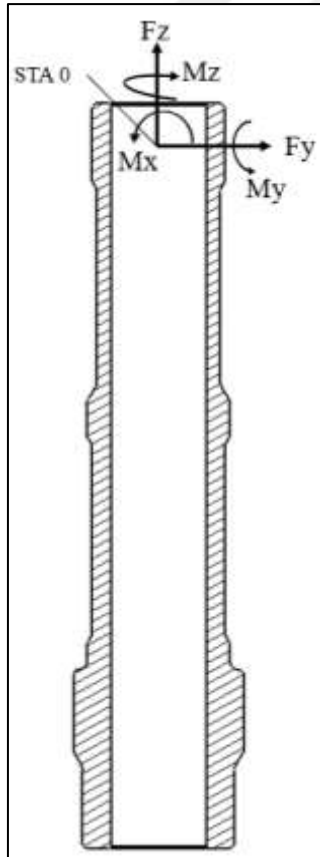
Yük aktarma organlarından biri olan şaftlar Şekil 1.1’de belirtilen temsili görselde de anlatıldığı üzere bir ucundan dişli kutusu, motor gibi güç sağlayan ve/veya güç aktaran elemanlara bağlanırken bir diğer ucundan da pervane, kanat gibi itki elemanlarına bağlanır. Bu güç aktarma ve itki elemanlarını temsilen testte kullanılacak taklit şaft parçasının 2 ucuna taklit güç aktarım ve itki detayları tasarlanarak montaj seviyesine getirilmiştir. Aşağıdaki şekilde bu elemanların montaj görselleri belirtilmiştir.

Şekil 3.3’te gösterilen test düzeneği tasarımında kullanılacak olan bu taklit şaft montaj detayında sınır koşulları olarak taklit güç aktarım elemanından test düzeneğine sabitlenecek, rulman yataklama bölgesinden taklit bir silindirik rulman ile tutulacak ve taklit itki detayına bağlanılacak bir arayüz yük aktarma detayı sayesinde yükleme senaryoları uygulanacaktır. Tasarlanacak olan bu arayüz yük aktarma detayı test numunesinin koordinat eksen takımına

göre 6 yönde ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$) yükleri test numunesine aktarabilecek olgunlukta olması gerekmektedir. Test numunesi koordinat eksen takımı Şekil 3.4’de belirtilmiştir.



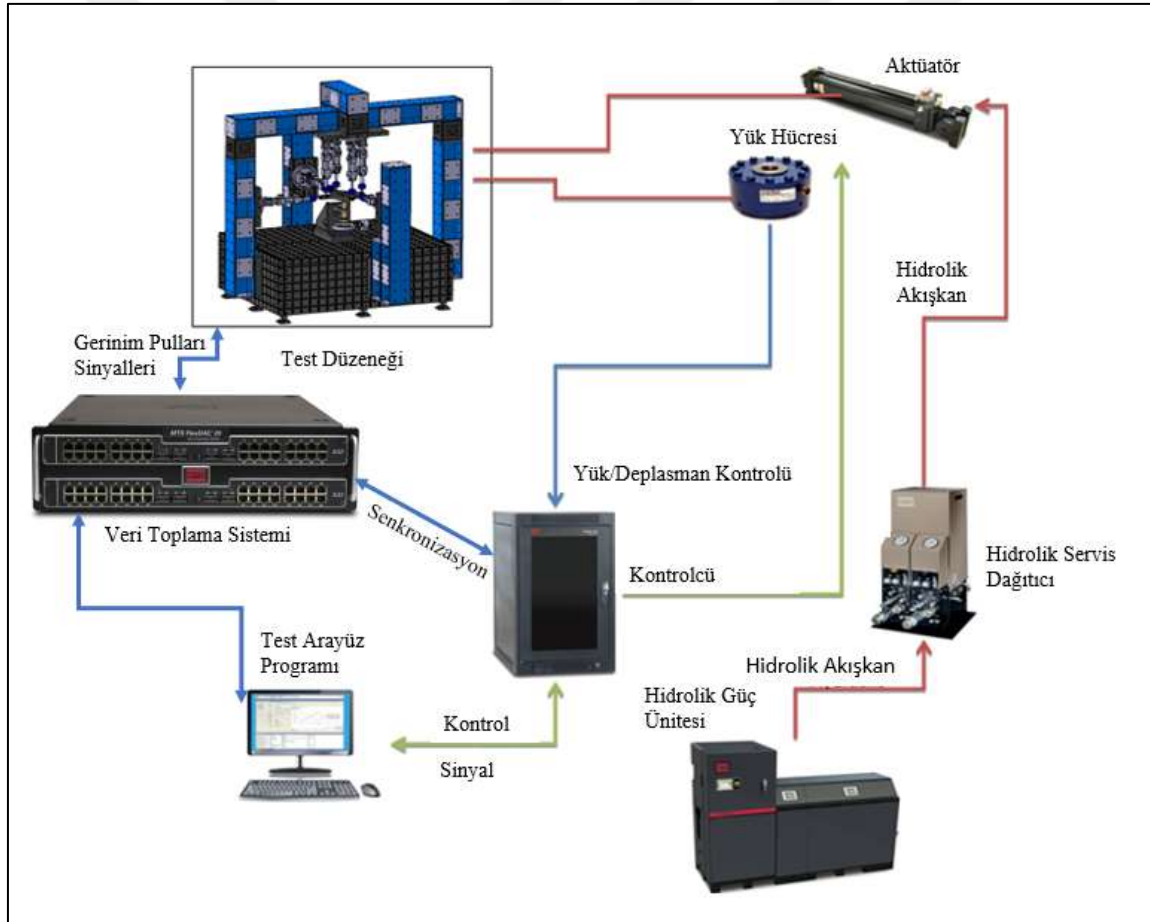
Şekil 3.3. Montajlı taklit test numunesi (CAD)



Şekil 3.4. Taklit test numunesi koordinat sistemi

3.2. Test Veri Toplama Sisteminin Tanıtımı

Veri toplama sistemi ekipmanları hakkında genel bilgilendirmeler vermeden önce bir test esnasında genel hatlarıyla veri toplanması anlatılmak istenirse; test sırasında veriler sensörlerden (bu çalışmada sensör olarak gerinim ölçerler ve yük hücreleri kullanılacaktır) bir veri toplama sistemi yardımıyla sürekli olarak toplanır. Test sisteminin kontrolü için geri bildirim vermek üzere bir denetleyiciye bağlanır. Bu denetleyici, hidrolik pompa ünitelerini ve hidrolik servis manifoldlarını kontrol ederek hidrolik aktüatörlere komut vermek için de kullanılır. Bu şekilde kapalı bir kontrol çevrimi içerisinde testin kontrolü gerçekleştirilmiş olur. Şekil 3.5'te test kontrol sisteminin şematik gösterimi verilmiştir.

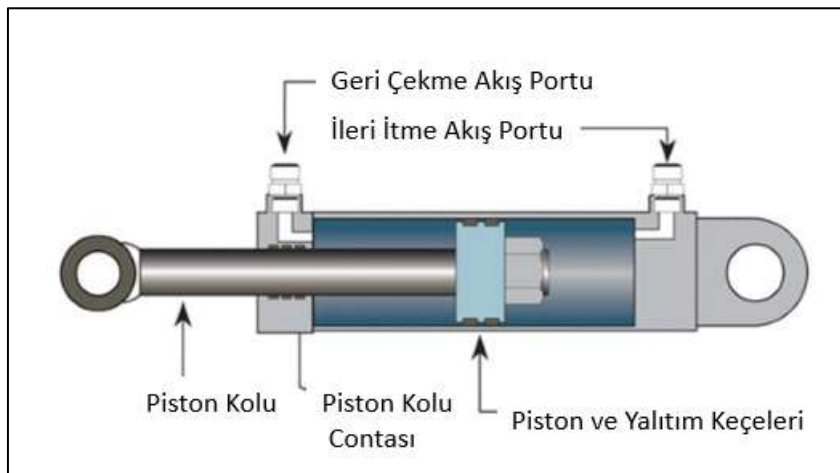


Şekil 3.5. Test kontrol sistemi şematik gösterimi

3.2.1. Test icra ekipmanları

Hidrolik aktüatörler (silindir)

Hidrolik aktüatörler, kontrol sistemlerinin vazgeçilmez elemanlarıdır ve birçok endüstriyel ve otomasyon uygulamasında yaygın olarak kullanılır. Sistemden aldıkları giriş sinyali fiziksel bir harekete dönüştürerek sistemin çıkışını sağlarlar. Hidrolik aktüatörler, hidrolik sıvılarla çalışır ve sıvıların sıkıştırılmaz özelliğinden yararlanır. Doğrusal ve döner olmak üzere iki çeşidi bulunur. Doğrusal tipte olan aktüatörler de tek taraflı doğrusal aktüatör ve çift taraflı doğrusal aktüatör olarak sınıflandırılır. Çift taraflı doğrusal aktüatörlerde hidrolik sıvının baş ve son uçlarda iki giriş-çıkış noktası vardır. Baş uçtaki sıvı pistonu ittirirken, son uçtaki sıvı pistonu ters yönde ittirir. Böylece piston kolu, iki uçtaki basınç farkına göre ileri veya geri doğrusal hareket eder. Basınç değeri arttıkça, sıvı yan tarafındaki pistonun yüzeyini ittirir [9]. Bu çalışmada yük aktarma ekipmanı olarak çift taraflı doğrusal aktüatörler kullanılacaktır. Aktüatör piston kolunun ileri yönlü hareketinde temas ettiği parça üzerinde bir sıkıştırma etkisi oluşturacağından dolayı ileri yönlü hareket neticesinden oluşacak kuvvet sıkıştırma kapasitesi olarak adlandırılacak ve kuvvetin değerini pozitif olarak kabul edilecektir. Aktüatör piston kolunun geri yönde hareketinde ise tutunduğu parça üzerinde bir germe etkisi oluşturacağından dolayı geri yönde hareket neticesinde oluşacak kuvvet gerilme kapasitesi olarak adlandırılacak ve kuvvetin değeri negatif olarak kabul edilecektir. Testte kullanılacak aktüatör tipi kapasitesi seçimi ise test yüklerinin piston yüklerine dönüştürülmesi safhasında yapılan yük hesaplamaları neticesinde seçilir.



Şekil 3.6. Doğrusal çift taraflı aktüatörlere örnek bir görsel [9]

Veri toplama sistemi (DAQ)

Gerinim pullarından gelen elektriksel akımları içerisindeki elektrik kartları vasıtasıyla işleyen veri (bilgi) toplama sistemleri, gerinim pulu kat sayıları oranına göre sistemine önceden tanımlanan çıktıları toplar. Bu çıktılar Excel tabanlı yazılım ile kolayca sınıflandırılabilir ve analiz edilebilir. Şekil 3.7’de örnek bir veri toplama sistemi görseli mevcuttur.



Şekil 3.7. Veri toplama sistemi örnek görsel [10]

3.2.2. Sensörler

Yük hücreleri

Yük hücreleri, Şekil 3.8, eksenel yük aktarımı sırasında uygulanan kuvveti ölçmek için kullanılan cihazlardır. Bu cihazlar, gerinim pullarından oluşan köprü devreleri ile elektronik bir sinyal üreten sistemlerdir. Hücreye yük uygulandığında, belirli bir geometriye sahip kesitte yük akışı oluşur. Kesit üzerine yerleştirilen gerinim pulları, yükü elektriksel bir sinyale dönüştürür. Bu sinyal, sistemin kalibrasyon parametreleri ve bazı hesaplamalarla gerinime dönüştürülür. Sonuç olarak, ekranda görülen kuvvet değeri elde edilir.

Bu hücreler, sıcaklık ve çalışma koşullarından etkilenebildiği için periyodik olarak kalibre edilmeleri gerekmektedir. Kalibrasyon yaparken, aynı eksenel yük altında seri bağlanmış ve doğruluğu kesin olan başka bir yük hücresi ile kalibre edilecek yük hücresinin sinyalleri karşılaştırılır ve kalibrasyon eğrisi çıkarılır. Bu eğri, yük hücresi her kullanılmadan önce giriş olarak verilerek yük hücresinin doğrulanması sağlanır.



Şekil 3.8. Yük hücresi [11]

Gerinim pulları

Gerinim pulları (strain gauge), cisimlere etki eden yüklerin neden olduğu küçük boyut değişikliklerini ölçmek için kullanılan sensörlerdir. Gerinim ölçümleri, bir parçanın bu yükler altında ne kadar dayanabileceğini ve ne zaman hasar göreceğini belirlemenin önemli bir yöntemidir. Gerinim pulu kullanımının amacını anlamak için gerinim ve gerilim kavramlarına değinmekte fayda olacaktır. Gerilme bir stres değeri olup, uygulanan kuvvetin cismin kesit alanına bölünmesiyle elde edilir. Uygulanan bu kuvvet karşısında kuvvete maruz kalan cisimde bir deformasyon gözlemlenir ve cisim uygulanan kuvvet yönünde uzar. İşte bu uzunluktaki değişimin cismin ilk uzunluğuna oranına gerinim denir.

Gerilme dayanım analizlerinde kullanılan önemli bir niceliktir. Yüksek gerilmeler cisimlerde bozulma ya da yorulma hasarlarına sebep olur. Dolayısıyla parçanın tasarımından maliyetlendirilmesine kadar optimum seviyede ve parça ömrünü maksimum seviyede tutmak için gerilme analizleri parça tasarımında çok önemli bir yer tutar. Gerilme ölçümü zor bir niceliktir. Bazı beton gerilme sensörleri gibi sensörler doğrudan gerilme ölçümü yapabilirken bazı sensörler tipik olarak Hooke kanunu kullanarak gerinimin gerilmeye dönüşümünü dolaylı olarak ölçer.

Gerinim, gerinim pulu denilen bir sensörle ölçülür. Bir gerinim pulu tipik olarak dikdörtgen bir ızgara şeklinde bükülmüş ince bir metal telden yapılan tek eksenli bir dönüştürücüdür. Bir gerinim pulunda gerinim ölçmek için 2 prensip kullanılır. İlk prensip, bir telin direncinin

telin uzunluğuna ve kesit alanına bağlı olmasıdır. Eğer uygulanan bir yükte telin uzunluğu ve kesit alanı değişiyorsa direnci de değişecektir. İkinci prensip ise telin direncindeki değişimin gerinim ile ilişkilendirilmesi üzerine kurulmuştur. Bu durum gösterge faktörü GF (Gauge Factor) olarak bilinen bir özellik ile kontrol edilir [12].

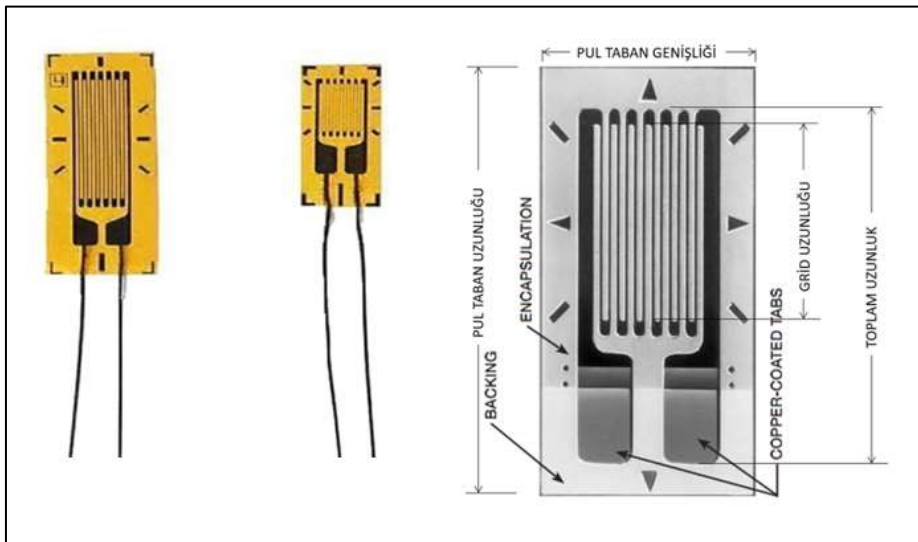
$$R = \rho L / A \quad (3.1)$$

$$GF = \frac{\Delta R / R}{\varepsilon} \quad (3.2)$$

Burada;

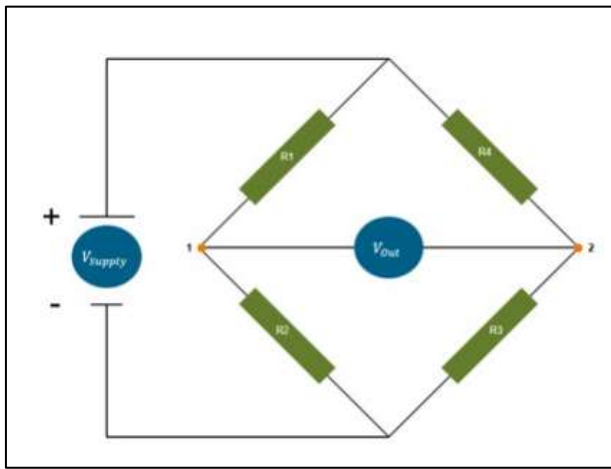
- GF, gerinim pulu gösterge faktörüdür.
- $\Delta R / R$, ölçerin direncindeki değişikliğin nominal (anma) direncine bölümüdür.
- ε , ölçülen gerinimdir.
- R, telin elektrik direncidir (Ohm).
- L, telin uzunluğudur.
- ρ , malzemenin öz direncidir. Öz direnç, sıcaklığa göre değişir
- A, telin kesit alanıdır.

Bir gerinim pulunun nominal (anma) direnci, başka direnç değerleri de olmasına rağmen tipik olarak 120 veya 350 ohm'dur. Şekil 3.9'da örnek bir gerinim pulu yapısını bulabilirsiniz.

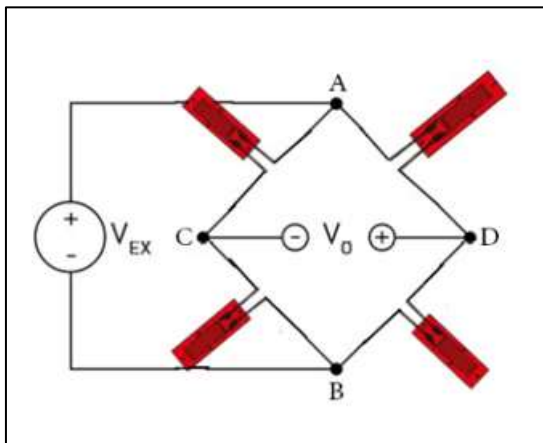


Şekil 3.9. Gerinim pulu yapısı

Gerinim pulları birkaç gerinim pulu kullanılarak köprü yapısı oluşturulur. Bu yapı sayesinde sadece gerinim pullarının istenilen yönde gerinim ölçmesi sağlanır. Gerinim ölçebilmek için gerinim pulundaki direnç değişimini ölçmek gerekir. Dolayısıyla bu dirençteki değişimin bir voltaja dönüştürülmesi gerekmektedir. Bunun için de yukarıda bahsettiğimiz üzere bir köprü uygulaması yapmak gerekir. Bu köprü'nün ismine Wheatstone Köprü'sü denir. Wheatstone köprü'sü, dirençteki küçük değişiklikleri algılayabilen bir gerilim bölücü devredir [13]. Şekil 3.10'da örnek bir Wheatstone köprü şeması ve Şekil 3.11'de örnek bir tam köprü uygulanan gerinim pulları şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.10. Wheatstone köprü'sü şeması [13]



Şekil 3.11. Tam köprü uygulaması gerinim pulları şematik gösterimi

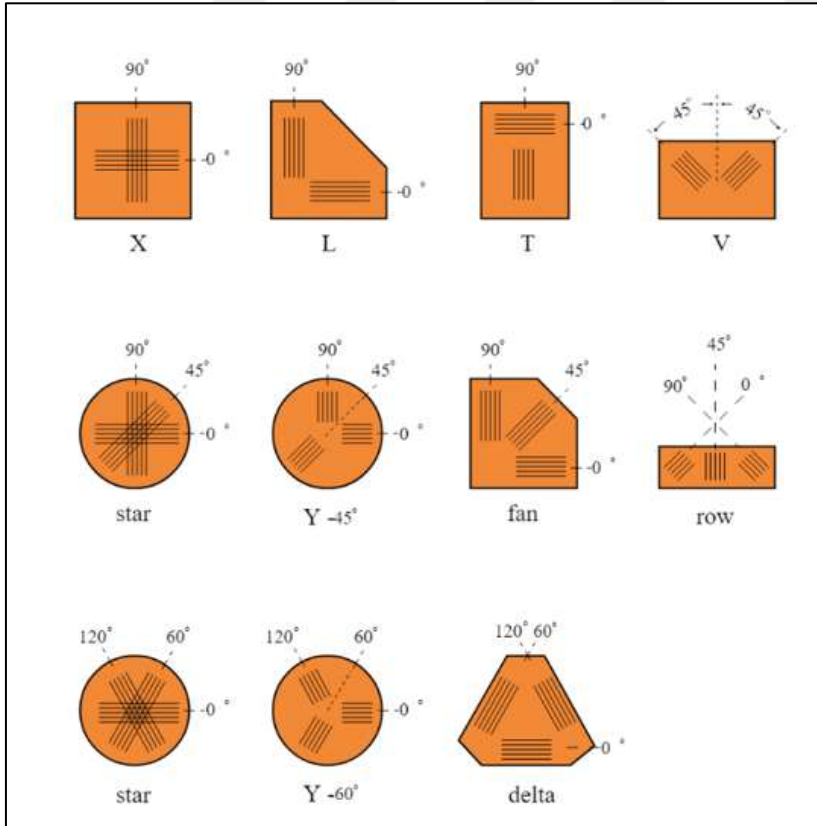
Şekil 3.11'de belirtilen elektriksel voltaj çıktısı aşağıdaki formül ile hesaplanır. Burada sisteme verilen besleme voltajı (V_i) ile köprü üzerinden ölçülen çıktı voltajı (V_o) bilinmekte olup ϵ (gerinim) değeri bilinmemektedir.

$$\frac{V_o}{V_i} = \frac{GF \times BF}{4} (\varepsilon) \quad (3.3)$$

Burada;

- V_o/V_i , çıkış geriliminin besleme gerilimine oranıdır
- GF, gerinim pulunun gösterge faktörüdür.
- BF, Wheatstone köprü faktörü (Bridge Factor)
- ε , Wheatstone köprüsü tarafından ölçülen toplam gerinimdir

Aynı anda birden fazla yönden gerinim ölçülmek istenmesi durumlarında birden fazla sensöre sahip gerinim ölçerler kullanılır. Bu tip sensörlere gerinim ölçer rozetler denir ve farklı uygulamalar için farklı geometride olanları vardır. En yaygın rozet tipleri, iki sensörün 0° ve 90° 'de (birbirine dik) monte edildiği çift eksenli rozet ve üç ölçerin belirli bir açıda düzenlendiği üç eksenli rozettir (örneğin 0° - 60° - 120° veya 0° - 45° - 90° gibi). Aşağıda Şekil 3.12'de bazı yaygın gerinim ölçer rozeti konfigürasyonları verilmiştir.



Şekil 3.12. Gerinim ölçer rozet konfigürasyonları [14]

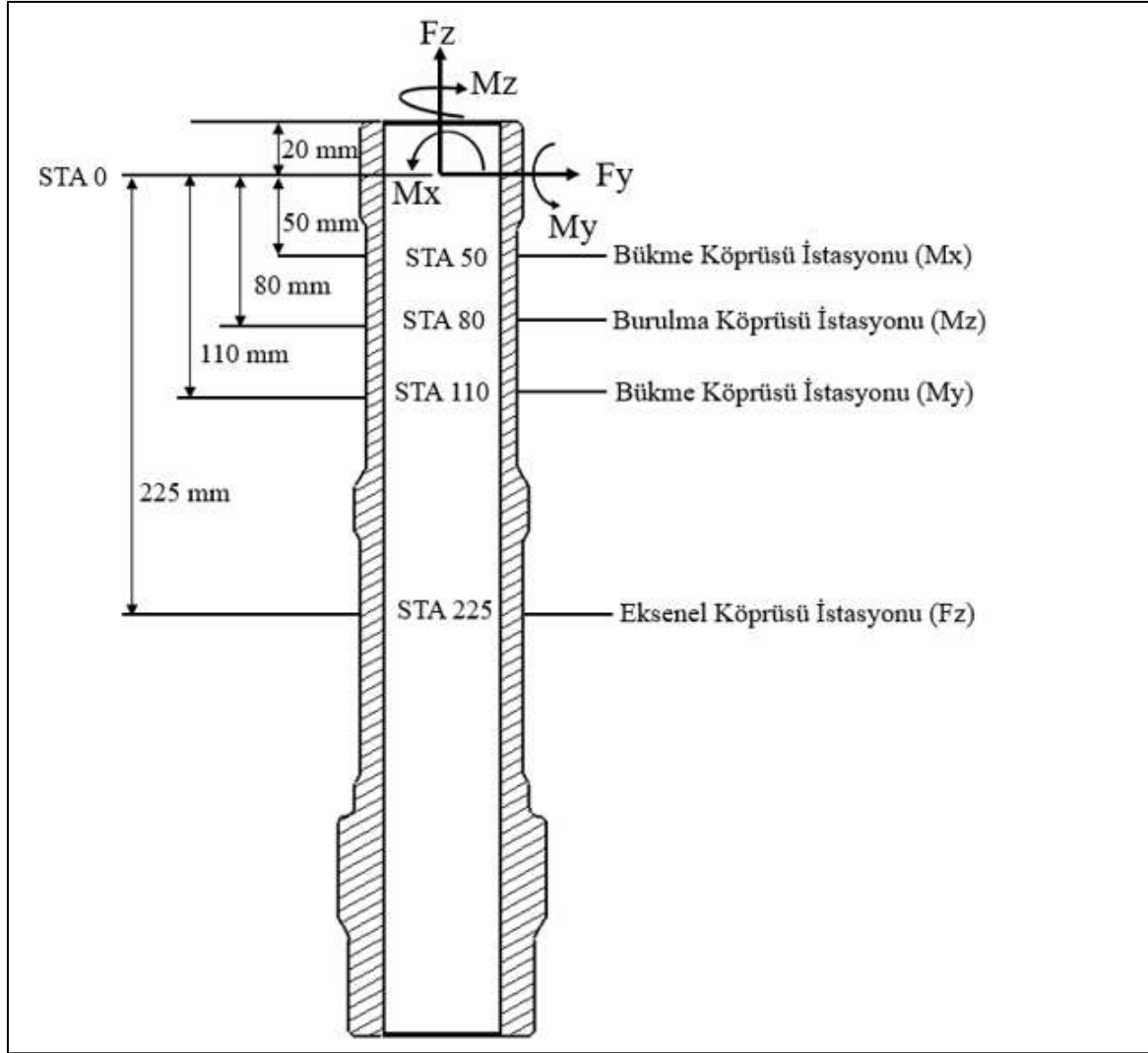
3.3. Test Yükleri ve Yükleme Senaryoları

Bu çalışmada şekil 3.4'te belirtilen test numunesi koordinat eksen takımına göre STA 0 noktasında 10 farklı yükleme senaryosu kurgulanmıştır. STA 0 noktasındaki 10 farklı yükleme senaryosundan 9 tanesi statik test, 1 tanesi 1000 devirlik bir yorulma testi yükleme senaryolarından oluşmaktadır.

Kurgulanan yükleme senaryolarında STA 0 noktasında oluşması beklenen yük değerlerinin harici noktalardan uygulanacak yüklemelerle oluşturulması hedeflenmektedir. Harici noktalardan uygulanacak bu yüklemeler hidrolik aktüatörler ve yk hücreleri kullanılarak oluşturulacaktır.

STA 0 noktasının dışında şaftın yüzeyinde farklı lokasyonlara yerleştirilecek olan gerinim ölçer pulları ve gerinim köprüleri yapıştırma uygulamaları sayesinde de uygulanan bu yükleme senaryoları sonucu test çıktı verisi olarak gerinim değerleri okunabilecektir. Elde edilen bu test sonuç verileri ile sonlu elemanlar analizinden elde edilen gerinim değerleri kıyaslanarak tasarlanmış olan test düzeneğinin verimliliği ve kullanılabilirliği gözlenmiş olacaktır. Sonlu elemanlar analiz programında yükleme senaryolarının girdi yükleri modellenen test numunesine STA 0 noktasından uygulanacaktır.

Aşağıdaki şekil 3.13'te enstrümantasyon uygulaması yapılacak olan istasyonların yerleri belirtilmiştir. Her bir istasyonda şaft üzerinden 90°veya 180° aralıklarla 2 veya 4 farklı noktaya aynı tip gerinim köprüleri kurularak parçanın basma ve çekme davranışları altında pozitif ve negatif gerinim değerlerini sağlıklı okunabilecektir. Gerinim ler ve gerinim köprü uygulama pullarının farklı istasyonlara uygulanmasının sebebi; gerinim pullarının kapladığı yüzey alanından dolayı şaft geometrisi üzerinde gerinim pulu yapıştırma operasyonun dar bir alanda yapılmasının önüne geçilerek ilgili gerinim pullarının doğru pozisyonda ve doğru lokasyona uygulandığından emin olunması isteğidir.



Şekil 3.13. Enstrümantasyon istasyon bölgeleri

Kurgulanan yükleme senaryolarından önce şaft numunesi üzerine uygulanacak olan gerinim köprü pullarının kalibre edilmesi gerekmektedir. Kalibrasyon yükleri aşağıdaki Çizelge 3.1’de belirtildiği gibi belirlenmiştir.

Çizelge 3.1. Gerinim köprü pulları kalibrasyon yükleri

Gerinim Köprü Pulları Kalibrasyon Yükleri		
STA	Yükleme Tipleri	Kalibrasyon Yükleri
STA50(M_x)	Bükme Momenti (M_x)	+/- 1800 N.m
STA80(M_z)	Burulma Momenti (M_z)	-1500 N.m
STA110(M_y)	Bükme Momenti (M_y)	+/- 1800 N.m
STA225(F_z)	İtme Yüğü (F_z)	- 30000 N

Gerinim köprüleri kalibrasyon çalışması tamamlandıktan sonra test numunesine STA 0 noktası üzerinden aşağıdaki tabloda belirtildiği gibi statik ve yorulma testleri altında tekil ve kombine yük uygulamaları gerçekleştirilecektir.

Statik test altında 9 farklı yükleme senaryosu için uygulanacak olan yük değerleri Çizelge 3.2’de belirtildiği gibidir.

Yorulma testi için 1000 devirlik bir çevrim uygulanacak olup, STA 0 noktasında oluşturulmak istenen ortalama ve alternatif yük değerleri ile faz ilişkileri Çizelge 3.4 ve Şekil 3.14’te belirtilmiştir. M_y momentinin maksimumu ile F_x kuvvetinin maksimumu aynı fazda iken bunlardan 90° faz farkıyla F_y kuvvetinin minimumu ile M_x momentinin maksimumu aynı fazdadır. F_z kuvveti çevrim boyunca sabit tutulurken M_z momentinin minimumu ile F_x kuvveti ve M_y momentlerinin maksimumları aynı fazda olacak şekilde bir yorulma testi kurgulanarak şaft ucundaki pervane gibi itki elemanlarının akış altındaki hareketsetel davranışı simüle edilmesi planlanmıştır.

Çizelge 3.2. Test numunesi yük uygulama senaryoları @STA0

Test Numunesi Yük Uygulama Senaryoları @STA0		
Test	Senaryo	Yükler
STATİK	Senaryo 1	F_x
	Senaryo 2	F_y
	Senaryo 3	F_z
	Senaryo 4	M_x
	Senaryo 5	M_y
	Senaryo 6	M_z
	Senaryo 7	M_z, F_x, M_x
	Senaryo 8	F_y, F_z, M_y
	Senaryo 9	$F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$
YORULMA (1000 çevrim)	Senaryo 10	$F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$

Çizelge 3.3. Test numunesi statik test yük uygulama senaryoları @STA0

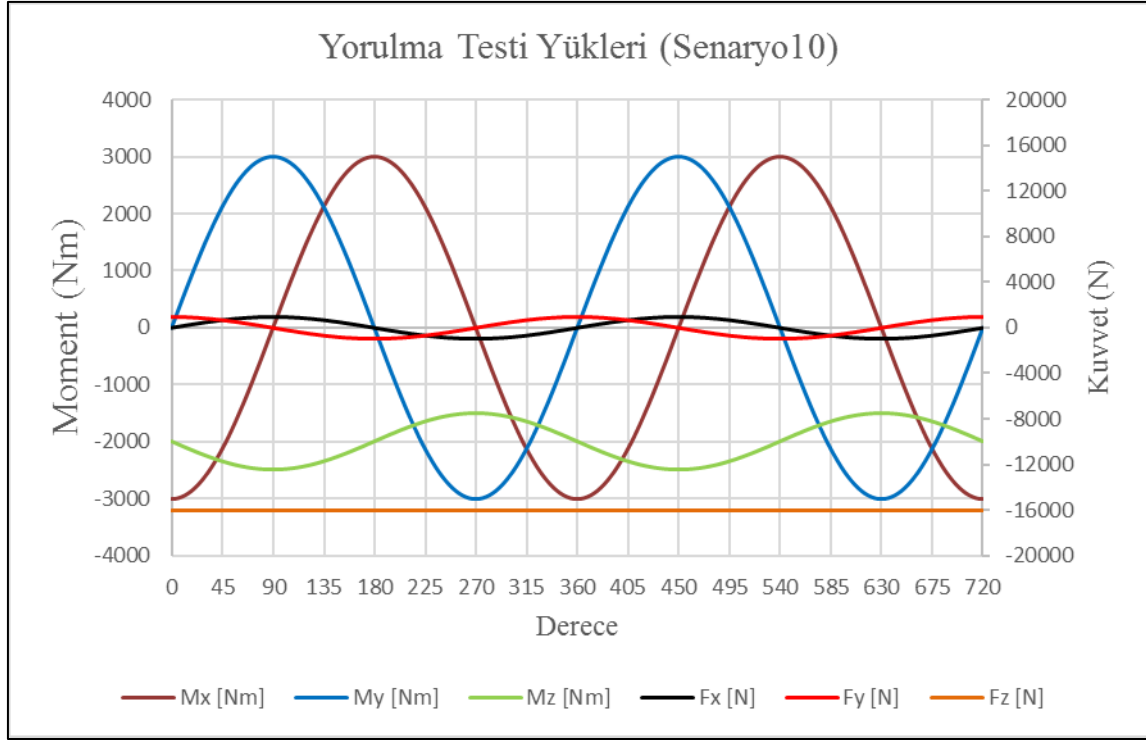
SENARYO 1						SENARYO 2						SENARYO 3					
Test Yükleri @STA 0			Yük			Test Yükleri @STA 0			Yük			Test Yükleri @STA 0			Yük		
F _x [N]			5000			F _x [N]			0			F _x [N]			0		
F _y [N]			0			F _y [N]			7500			F _y [N]			0		
F _z [N]			0			F _z [N]			0			F _z [N]			-15000		
M _x [Nm]			0			M _x [Nm]			0			M _x [Nm]			0		
M _y [Nm]			0			M _y [Nm]			0			M _y [Nm]			0		
M _z [Nm]			0			M _z [Nm]			0			M _z [Nm]			0		

SENARYO 4						SENARYO 5						SENARYO 6					
Test Yükleri @STA 0			Yük			Test Yükleri @STA 0			Yük			Test Yükleri @STA 0			Yük		
F _x [N]			0			F _x [N]			0			F _x [N]			0		
F _y [N]			0			F _y [N]			0			F _y [N]			0		
F _z [N]			0			F _z [N]			0			F _z [N]			0		
M _x [Nm]			1125			M _x [Nm]			0			M _x [Nm]			0		
M _y [Nm]			0			M _y [Nm]			1125			M _y [Nm]			0		
M _z [Nm]			0			M _z [Nm]			0			M _z [Nm]			-900		

SENARYO 7						SENARYO 8						SENARYO 9					
Test Yükleri @STA 0			Yük			Test Yükleri @STA 0			Yük			Test Yükleri @STA 0			Yük		
F _x [N]			5000			F _x [N]			0			F _x [N]			5000		
F _y [N]			0			F _y [N]			7500			F _y [N]			7500		
F _z [N]			0			F _z [N]			-15000			F _z [N]			-15000		
M _x [Nm]			1125			M _x [Nm]			0			M _x [Nm]			1125		
M _y [Nm]			0			M _y [Nm]			1125			M _y [Nm]			1125		
M _z [Nm]			-900			M _z [Nm]			0			M _z [Nm]			-900		

Çizelge 3.4. Test numunesi yorulma testi @STA0 yük değerleri

SENARYO 10 (Yorulma Testi 1000 çevrim)		
Test Yükleri @STA 0	Ortalama Yük	Alternatif Yük
F _x [N]	0	1000
F _y [N]	0	1000
F _z [N]	-16000	0
M _x [Nm]	0	3000
M _y [Nm]	0	3000
M _z [Nm]	-2000	500

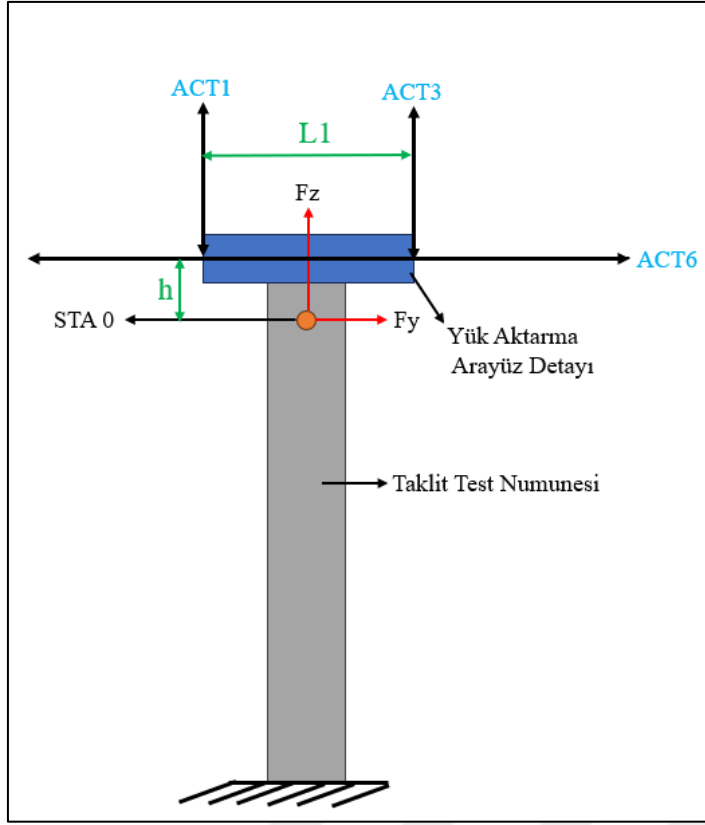


Şekil 3.14. Test numunesi yorulma testi yükleri ve faz ilişkisi

3.4. Aktüatör Yükleri Hesaplaması ve Konsept Tasarım

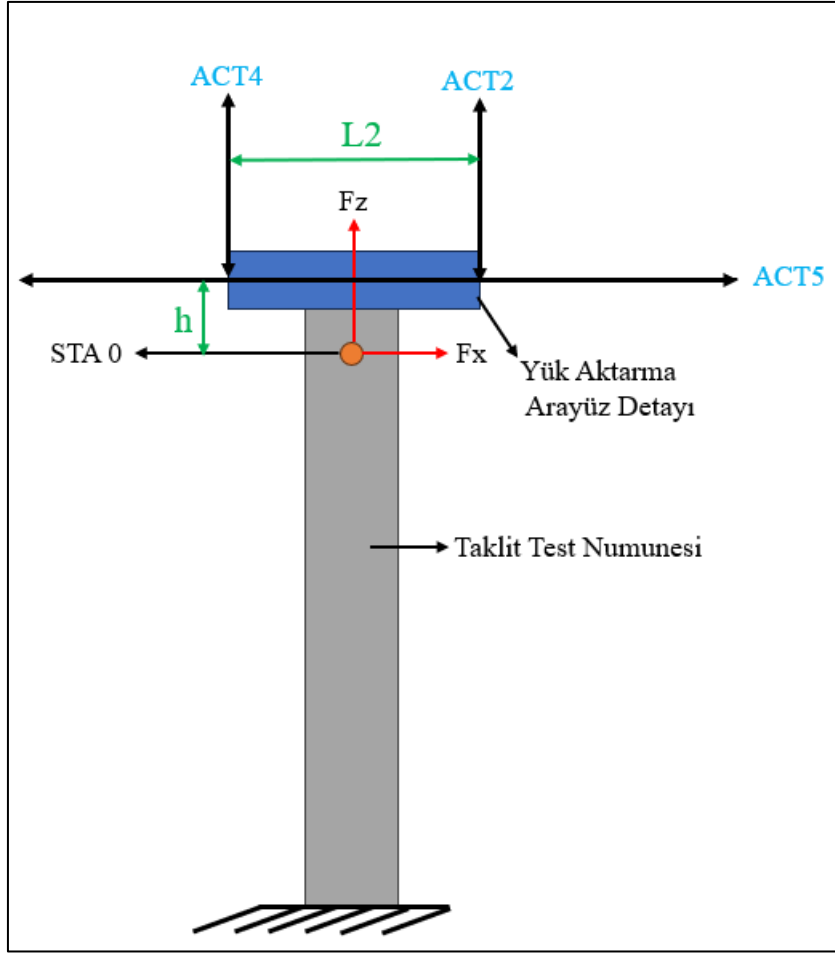
Test düzeneği tasarım mimarisi oluşturabilmek için öncelikle girdi yüklerini karşılayacak harici aktüatör (ACT) yüklerinin ve yerleşim konseptinin belirlenmesi gerekmektedir. Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4'te belirtilen girdi yükleri doğrultusunda yükleme senaryolarına göre tekil bir aktüatör kullanılabileceği gibi kombine yükleme senaryoları için de birden fazla aktüatör eş zamanlı çalıştırılması gerekecektir.

Şekil 3.15'te oluşturulmuş konsept tasarım y-z kesit görünümünde ACT6 isimli aktüatör STA 0 noktasında istenilen F_y kuvvetini harici olarak oluşturabilmektedir. Ancak, ACT 6 aktüatörü STA 0 noktasından h birim kadar saptığı için (STA 0 noktasından harici bir noktaya tasarlanacak olan yük aktarma arayüz detayı vasıtasıyla yükleme yapılacağından dolayı) aynı zamanda M_y moment etkisi de yaratacaktır. Salt bir F_y yüklemesi yapabilmek için M_y moment etkisini ortadan kaldıracak (Şekil 3.15'de görüldüğü gibi) ACT1 ve ACT3 aktüatörlerinin eş zamanlı ve birbirine zıt yönlerde yükleme yapacak şekilde çalıştırılması gerekmektedir. Böylece ACT1 ve ACT3 isimli aktüatörler birbirlerine zıt yönde ve aynı birimde yük uyguladıklarında oluşabilecek olan F_z kuvveti de oluşturulmamış olur.



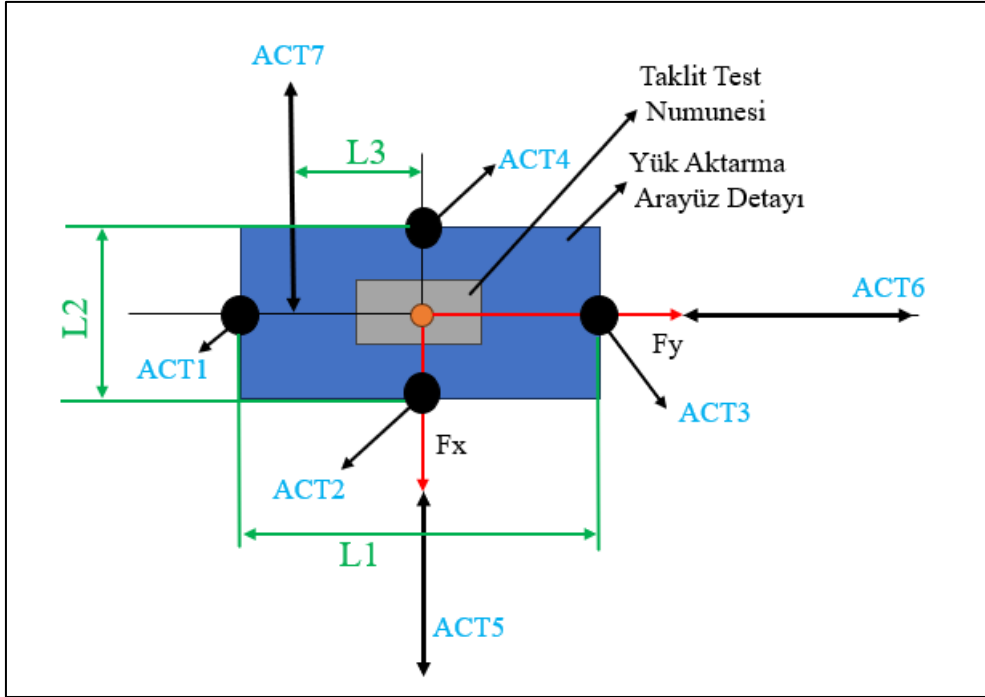
Şekil 3.15. Konsept tasarım y-z şematik görünüm

Şekil 3.16'da oluşturulmuş konsept tasarım x-z kesit görünümünde ise ACT5 isimli aktüatör STA 0 noktasında istenilen F_x kuvvetini harici olarak oluşturabilmektedir. Ancak, ACT 5 aktüatörü STA 0 noktasından h birim kadar saptığı için (STA 0 noktasından harici bir noktaya tasarlanacak olan yük aktarma arayüz detayı vasıtasıyla yükleme yapılacağından dolayı) aynı zamanda M_x moment etkisi de yaratacaktır. Salt bir F_x yüklemesi yapabilmek için M_x moment etkisini ortadan kaldıracak (Şekil 3.16'da görüldüğü gibi) ACT2 ve ACT4 aktüatörlerinin eş zamanlı ve birbirine zıt yönlerde yükleme yapacak şekilde çalıştırılması gerekmektedir. Böylece ACT2 ve ACT4 isimli aktüatörler birbirlerine zıt yönde ve aynı birimde yük uyguladıklarında oluşabilecek olan F_z kuvveti de oluşturulmamış olur.



Şekil 3.16. Konsept tasarım y-z şematik görünüm

Şekil 3.17’de yukarıda bahsedilen tüm aktüatörlerin şematik konumlandırılması yapılmıştır. İlave olarak ACT7 isimli aktüatör konseptte eklenerek M_z momenti de oluşturulmuş olacaktır. Ancak, ACT7 tekil olarak çalıştırıldığında test parçası üzerinde M_z yönünde bir burulma momenti oluştururken aynı zamanda F_x yönünde de bir F_x kuvveti yaratacaktır. Salt bir M_z momenti oluşturabilmek için ACT5 isimli aktüatörün ACT 7 isimli aktüatörün oluşturacağı kuvvetle aynı büyüklükte ve ters yönde bir kuvvet oluşturması gerekmektedir.



Şekil 3.17. Konsept tasarım x-y şematik görünüm

Sonuç olarak konsept tasarım kurgusunda ilgili aktüatörler STA 0 noktasında aşağıdaki gibi kuvvet etkileri yaratacaktır;

- ACT1: F_z , M_x
- ACT2: F_z , M_y
- ACT3: F_z , M_x
- ACT4: F_z , M_y
- ACT5: F_x , M_y
- ACT6: F_y , M_x
- ACT7: F_x , M_z

Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4’de STA 0 noktasında belirtilen test girdi yükleri yukarıda bahsedilen aktüatörler tekil ve kombine olarak çalıştırılarak her bir yükleme senaryosunda oluşturulmak istenilen salt yüklemeler oluşturulabilir.

Harici aktüatörlerle yapılacak olan bu yükleme senaryolarında istenilen moment değerlerini oluşturabilmek ve aktüatörlerin vereceği kuvvet kapasitelerini hesaplayabilmek için belirlenmesi gereken bir diğer parametre de moment kolları olan h , $L1$, $L2$, $L3$ mesafe değerleridir. Bu değerler belirlenirken optimum ya da optimuma yakın seviyede bir değer

olmalıdır ki; bu değerlerin çok yüksek olması tasarlanacak olan yük aktarma arayüz detayının geometrisine etki edecek ve stok ebat büyüklüğünden dolayı imalat maliyetini yükseltecektir. Moment kol mesafelerinin çok yüksek olmasının bir diğer olumsuz etkisi de yük uygulayacak olan aktüatörlerin çalışma yük kapasitelerini çok düşürerek hidrolik akış kontrollerinin sağlıklı yapılmasına engel teşkil edebilir.

Yukarıdaki konsept yaklaşımı doğrultusunda moment kolları mesafeleri aşağıdaki gibi belirlenmiştir;

- h : 66 mm
- L1: 520 mm
- L2: 520 mm
- L3: 180mm

Çizelge 3.3'te belirtilen STA 0 noktasındaki girdi yüklerini harici yüklemelerle oluşturacak olan aktüatör yükleri aşağıdaki tabloda belirtildiği gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 3.5. Statik test senaryoları aktüatör yükleri

STATİK TEST AKTÜATÖR YÜKLERİ							
ACT Yükleri	ACT1 [N]	ACT2 [N]	ACT3 [N]	ACT4 [N]	ACT5 [N]	ACT6 [N]	ACT7 [N]
Senaryo 1	0	-634,5	0	634,5	-5000	0	0
Senaryo 2	952	0	-952	0	0	-7500	0
Senaryo 3	3750	3750	3750	3750	0	0	0
Senaryo 4	2163,5	0	-2163,5	0	0	0	0
Senaryo 5	0	2163,5	0	-2163,5	0	0	0
Senaryo 6	0	0	0	0	-5000	0	-5000
Senaryo 7	2163,5	-634,5	-2163,5	634,5	-10000	0	-5000
Senaryo 8	4702	5913,5	2798	1586,5	0	-7500	0
Senaryo 9	6865,5	5279	634,5	2221	-10000	-7500	-5000

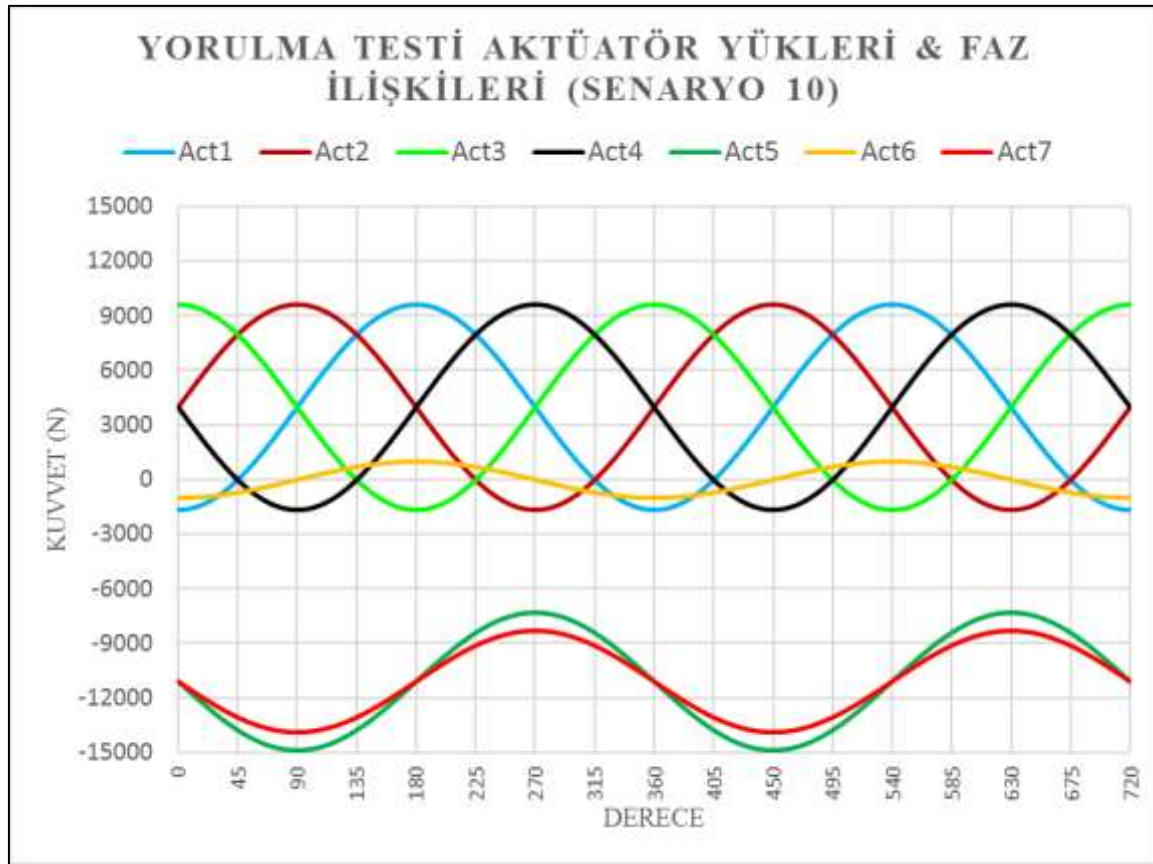
Not: Şekil 3.6'da belirtilen temsili aktüatöre göre; aktüatör mili açılma yönünde hareketinden doğacak kuvvet pozitif, kapanma yönündeki hareketinden doğacak kuvvetin işareti negatif olarak belirlenmiştir. (Bkz: Çizelge 3.5)

Çizelge 3.4'de belirtilen STA 0 noktasındaki yorulma girdi yüklerini harici yüklemelerle oluşturacak olan aktüatör yükleri Çizelge 3.6'da belirtildiği gibi hesaplanmıştır. Şekil 3.14'te belirtilen girdi yükleri faz ilişkilerini sağlayacak olan harici yorulma testi aktüatörlerinin faz ilişkisi Şekil 3.18'de belirtilmiştir.

Çizelge 3.6. Yorulma testi (Senaryo 10) aktüatör yükleri

YORULMA TESTİ AKTÜATÖR YÜKLERİ				
ACT Yükleri	Maksimum	Minimum	Ortalama	Alternatif
ACT1 [N]	9642	-1642	4000	5642
ACT2 [N]	9642	-1642	4000	5642
ACT3 [N]	9642	-1642	4000	5642
ACT4 [N]	9642	-1642	4000	5642
ACT5 [N]	-7333	-14889	-11111	3778
ACT6 [N]	1000	-1000	0	1000
ACT7 [N]	-8333	-13889	-11111	2778

Not: Şekil 3.6’da belirtilen temsili aktüatöre göre; aktüatör mili açılma yönünde hareketinden doğacak kuvvet pozitif, kapanma yönündeki hareketinden doğacak kuvvetin işareti negatif olarak belirlenmiştir. (Bkz: Çizelge 3.6)

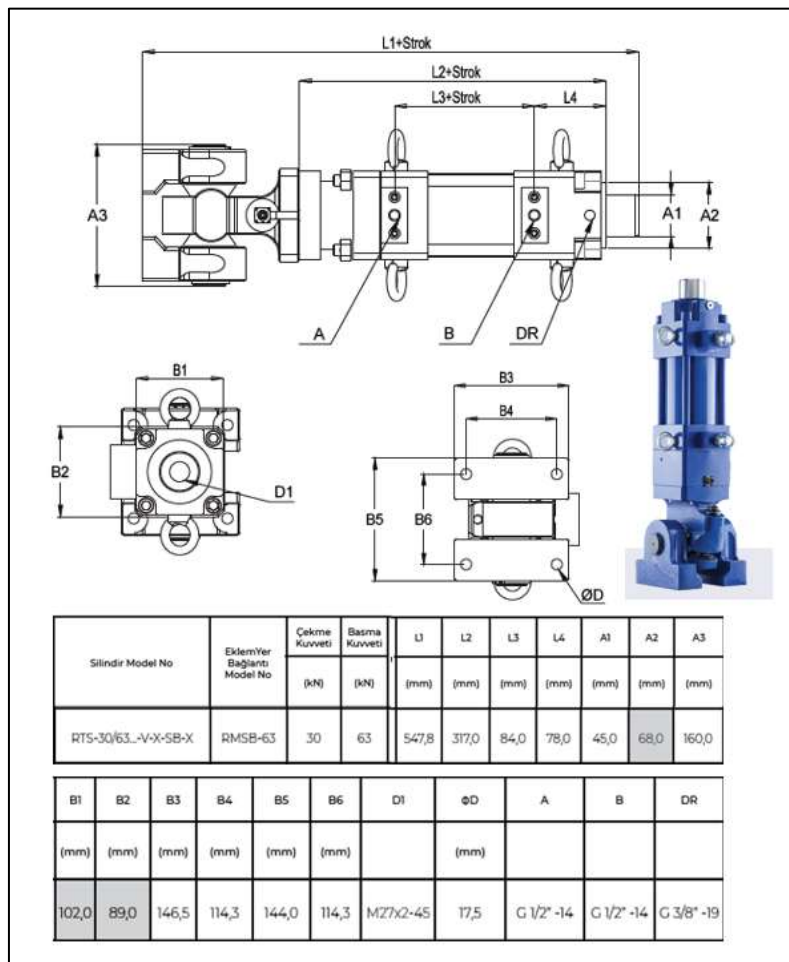


Şekil 3.18. Yorulma testi aktüatör yükleri ve faz ilişkisi

3.5. Test Ekipmanları ve Sensör Seçimleri

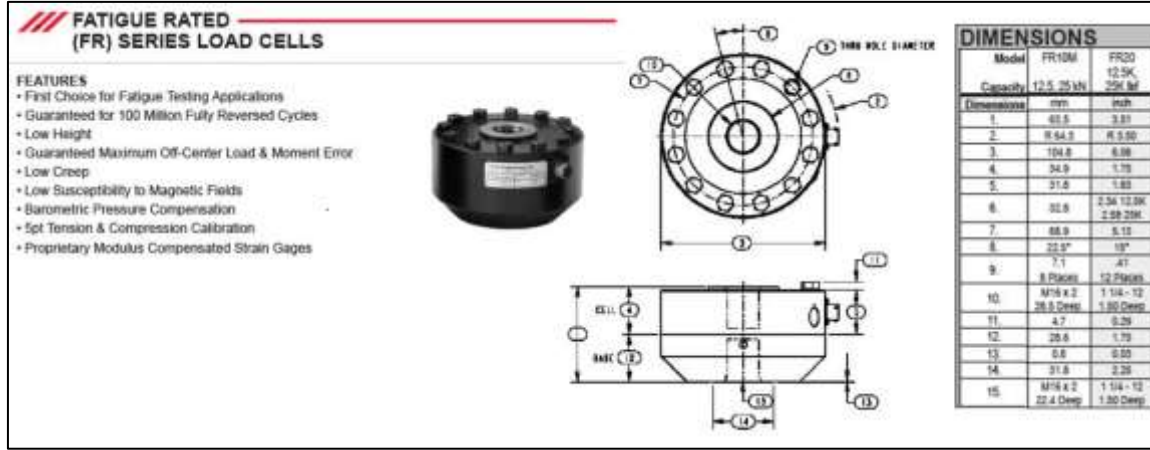
Bu çalışmada Bölüm 3.4’te belirlenen yükler tasarlanan test düzeneğinde test edilecek olan taklit test numunesine hidrolik aktüatörler vasıtasıyla uygulanacaktır. Taklit test numunesine uygulanan yük mertebesini kontrol edebilmek ve istenilen seviyelerdeki test yüklerine çıkıldığından emin olabilmek için hidrolik aktüatörlerin ucuna yük hücreleri

yerleştirilecektir. Piyasada kullanılan hidrolik aktüatörler araştırıldığında, yerel tedarikçi olan Rota teknik firmasının imal ettiği hidrolik aktüatörler kullanılmasına karar verilmiştir. Tedarikçi firmanın envanterinde bulunan düşük kapasiteden yüksek kapasitelere kadar değişkenlik gösteren aktüatörler arasından sıkıştırma kapasitesi 63 kN, germe kapasitesi 30 kN olan 150 mm piston kol deplasmanına sahip olan 7 adet hidrolik aktüatör seçilmiştir. Seçilen bu hidrolik aktüatörlerin tabanındaki ayak bağlantılarında küresel rulman mevcut olup, 3 yönde dönme serbestliğine sahiptir. Test esnasında kullanılacak olan hidrolik aktüatör modeli ve montaj resmi aşağıda Şekil 3.19’da belirtilmiştir.



Şekil 3.19. Rota teknik hidrolik aktüatör spekt bilgisi [15]

Yapılan yük hücresi araştırmaları neticesinde hassasiyeti yüksek MTS marka 25 kN kapasiteli 7 adet yük hücresi kullanımına karar verilmiştir.



Şekil 3.20. MTS 25kN kapasiteli yük hücresi şpekt bilgisi [16]

3.6. Detay Tasarım ve Test Ara yüz Detayları

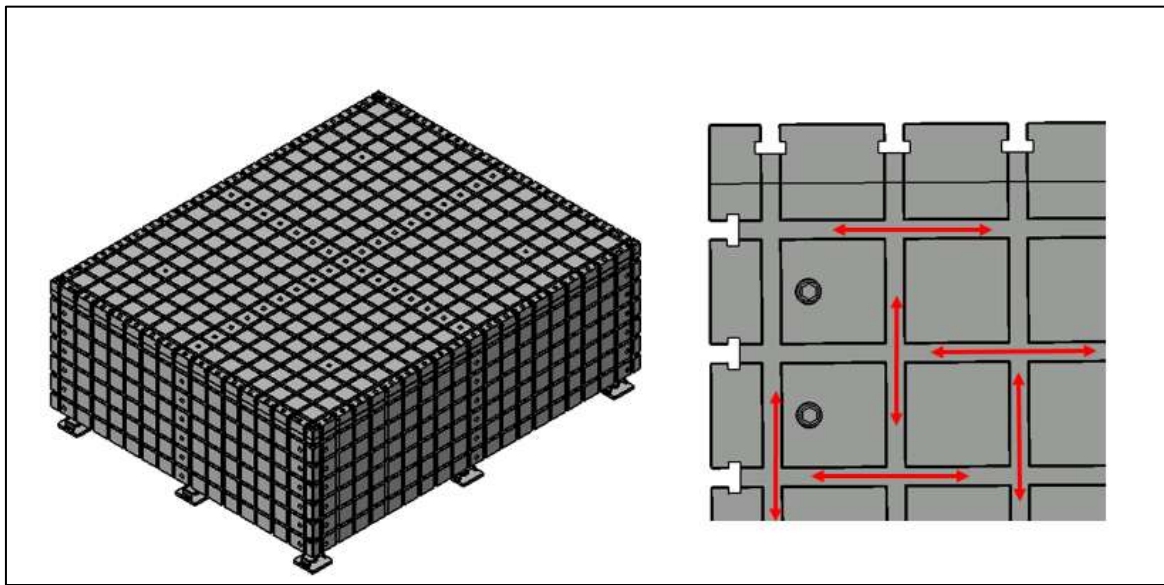
Bir güç aktarım şaftının tekil ve kombine yüklemeler altında test edilebilmesi için tasarlanan test düzeneği test numunesi, test masası, destek yapılar, yük aktarma ara yüz organları, test numunesini sabitleyen ara yüz detayları hidrolik aktüatörler, yük hücreleri ve veri toplama sistemlerinden oluşmaktadır.

Şekil 3.3'te belirtildiği gibi test numunesi taklit güç aktarım elemanını tutan bir ara yüz detayı tasarımıyla test masasına sabitlenmektedir. Şekil 3.3'de belirtilen taklit itki elemanını bağlanan bir ara yüz yük aktarma organı sayesinde hidrolik aktüatörlerin bu yük aktarma organına bağlantısı yapılarak test numunesine test yükleri aktarılabilecektir. İlave olarak test numunesi orta bölgesinden bir silindirik rulman ve bu rulmanı tutacak bir yuva detay tasarımıyla yataklaması yapılmıştır.

3.6.1. Test düzeneği destek yapı elemanları

Test masası 2000x2500 mm ebatlarında St52-3 yapısal çeliğinden imal edilmiştir. Test masası tasarımı yapılırken tabanı hariç kalan beş yüzeyi T-slotlu kanalları olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu sayede masaya bağlantısı yapılacak olan herhangi bir destek yapı veya test numunesini sabitleyecek ara yüz detaylarının montajı kolaylıkla yapılabilecektir. Test masasının yüzeyindeki T-slot kanallar 125 mm mesafe aralıklarla boydan boya açılmıştır. Bu sayede masaya bağlanılacak olan destek yapı elemanları masa üzerindeki bu T-slot kanallar vasıtasıyla düşey ve yatay yönde kolaylıkla kaydırılabilecektir. Bu durum test

numunesine yük aktaracak olan aktüatörlerin taban bağlantılarını yapacağımız destek yapının pozisyonunun kaydırılabilmesi esnekliğini yaratacak olup test düzeneği mimarisinin farklı boylarda test numunesini test edebilecek bir mimari esnekliğe kavuşturacaktır. T-slot kanallı tasarım sayesinde herhangi bir detay herhangi bir noktadan kolaylıkla masaya bağlanılabilir ve bu durum da masa tasarımını başka testler için de kullanılabilirliğine esneklik sağlayan bir modüler yapıya dönüştürür. Şekil 3.21’de test masası tasarımı CAD görüntüsü mevcut olup, kanallar vasıtasıyla masaya bağlantısı yapılacak detayların pozisyon kaydırılabilmesi esnekliği gösterilmiştir.

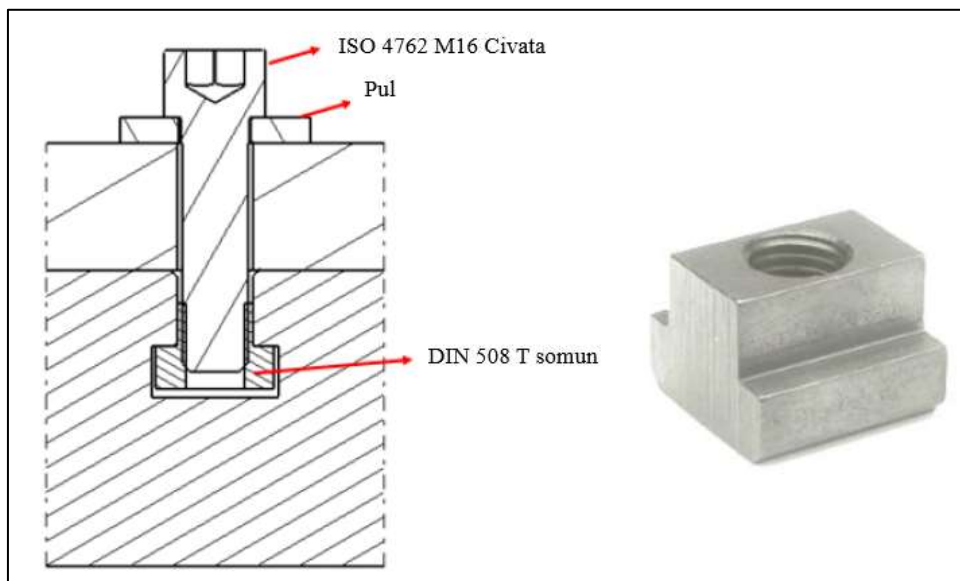


Şekil 3.21. Test masası tasarımı (CAD)

T-slot kanallı tasarım DIN650 standardına göre tasarlanmış olup, yaygın kullanımı olan ISO 4762 standardına sahip 10.9 kalite M16 cıvata ve DIN 508 standardına sahip T somun bağlantısı yapılacak şekilde tasarımı yapılmıştır. Şekil 3.22’de T-slot tasarımı aşamasında faydalanılan spekt bilgileri belirtilmiştir. Şekil 3.23’te T kanallı yapılarda T somun ve cıvata montajı görseli paylaşılmıştır.

A	B		C		H		N	R1	R2	T	
		tol.		tol.	max.	min.	max.	max.	max.		
5	10	+1 0	3	+0,5 0	10	8	1	0,6	1	0,5	
6	11	+1,5 0	5	+1 0	13	11					
8	14,5		7		18	15					
10	16	+2 0	7		21	17					
12	19		8		25	20					
14	23		9		28	23					
18	30		12	+2 0	36	30	1,6		1,0		
22	37	+3 0	16	+3 0	45	38	2,5	1	2,5	1	
28	46	+4 0	20		56	48		1,6	4		
36	56		25		71	61					
42	68	0	32	0	85	74		2	6		
48	80	+5 0	36	+4 0	95	84					
54	90	0	40	0	106	94					

Şekil 3.22. T-slot spekt bilgileri [17]



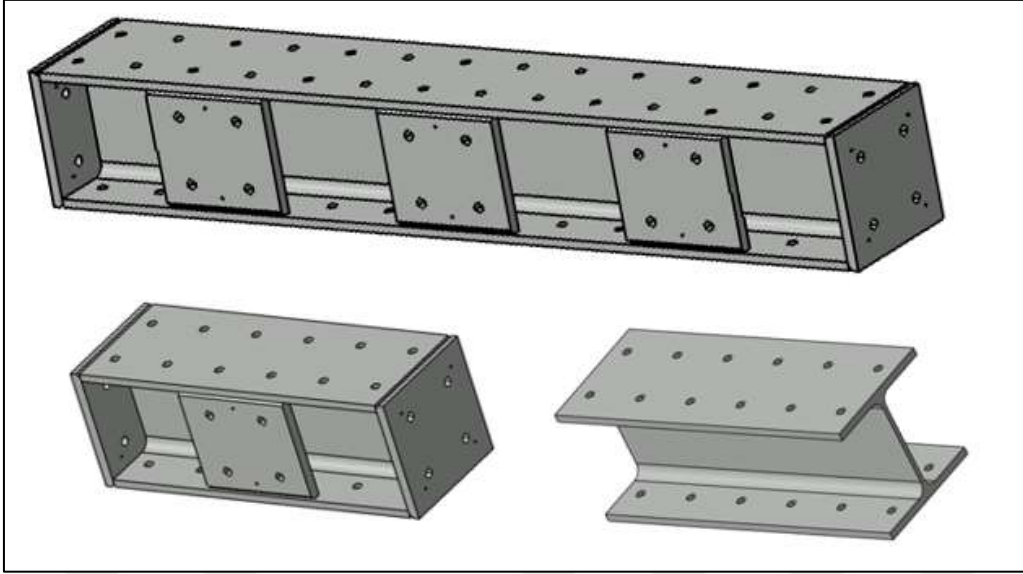
Şekil 3.23. T-slot kanala DIN 508 T somun [18] ve cıvata montajı

Hidrolik aktüatörlerin test düzeneğine bağlantısında kullanılacak ana destek yapılar Şekil 3.24'te belirtildiği gibi HE 300 B tipinde St52-3 yapısal çeliğinden imal edilmiş çelik profillerden oluşmaktadır.

Kesit	G kg/m	Boyutlar						Alan A cm ²	Boyutlar		Kesit Bilgileri					
		h mm	b mm	tw mm	tf mm	r mm	d mm		Ø	y-y aksı			z-z aksı			
		h mm	b mm	tw mm	tf mm	r mm			d mm	Ø	Iy cm ⁴	Wy cm ³	Iy cm	Iz cm ⁴	Wz cm ³	Iz cm
HE 280 A	76.4	270	280	8.0	13.0	24	97.26		196	M27	13670.0	1013.0	11.86	4763	340.2	7.00
HE 280 B	103	280	280	10.5	18.0	24	131.40		196	M27	19270.0	1376.0	12.11	6595	471.0	7.09
HE 280 M	189.0	310	288	18.5	33.0	24	240.20		196	M27	39550.0	2551.0	12.83	13160	914.1	7.40
HE 300 AA	69.8	283	300	7.5	10.5	27	88.91		208	M27	13800.0	976	12.46	4734	315.6	7.30
HE 300 A	88	290	300	8.5	14.0	27	112.25		208	M27	18260.0	1260	12.74	6310	420.6	7.49
HE 300 B	117.0	300	300	11.0	19.0	27	149.10		208	M27	25170.0	1678.0	12.99	8563	570.9	7.58
HE 300 M	238.0	340	310	21.0	39.0	27	303.10		208	M27	59200.0	3482	13.98	19400	1252.0	8.00

Şekil 3.24. HE 300 B çelik profil spekt bilgileri

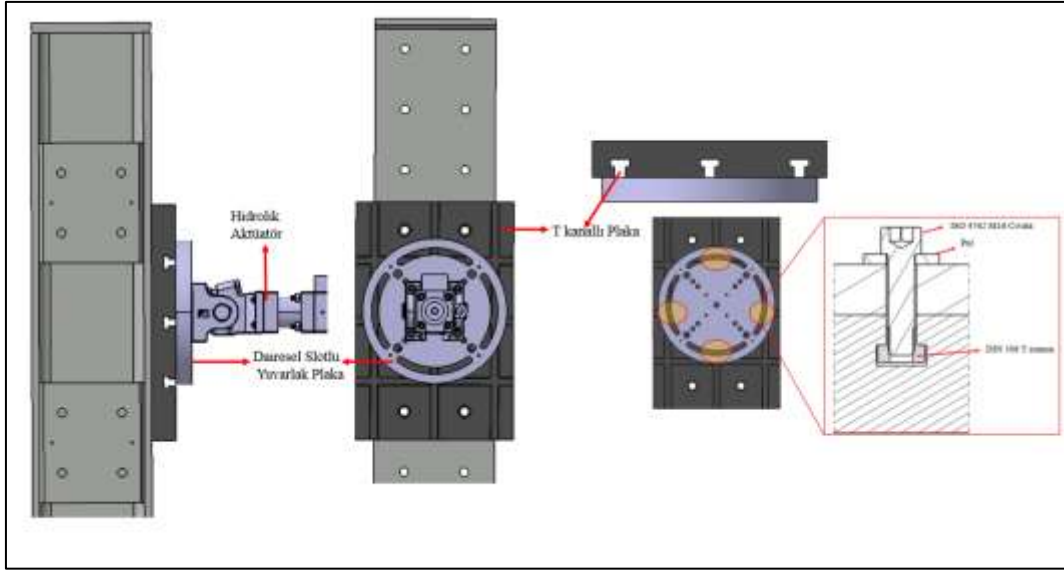
Test düzeneği tasarım mimarisi ihtiyacına göre HE 300 B profillerden farklı boylarda kullanılmıştır. Destek yapıdaki yük uygulayıcı hidrolik aktüatörlerin bağlanacağı ana kolonlar yüksek dayanım kapasitelerine sahip olmalıdırlar. Bu yüksek dayanım sayesinde test esnasında maruz kalacağı test yükleri karşısında herhangi bir deformasyona uğramaması beklenmektedir. Bu gerekçelerden dolayı ana kolon HE 300 B çelik profiller üzerine Şekil 3.25'te görüldüğü gibi 300x300x25 mm ebatlarında St 52-3 yapısal çeliğinden imal edilen kare profiller kaynatılarak mukavemet dayanımları artırılmıştır. Kare plakalarla kaynak yapılarak güçlendirilmiş HE 300 B destek yapıları üzerinde 150 mm mesafe aralıklarla 22 mm çapında delikler açılarak test düzeneğine M20 cıvatalarla bağlantıları yapılabilir hale getirilmiştir.



Şekil 3.25. Güçlendirilmiş HE 300 B profil tasarımları (CAD)

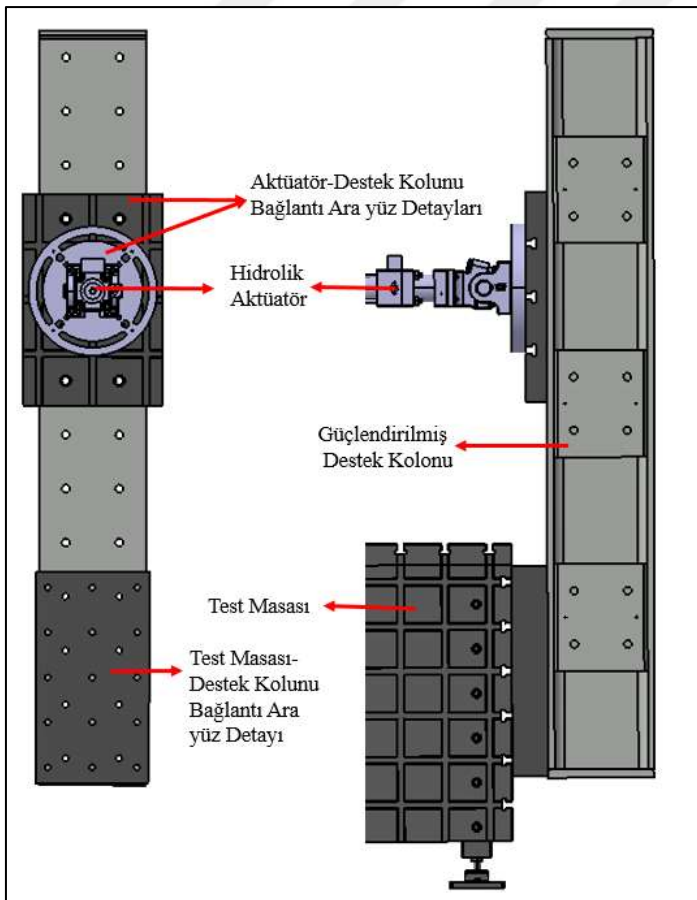
Şekil 3.19’da belirtilen hidrolik aktüatörler ayak taban bağlantılarından test düzeneğinin güçlendirilmiş HE 300 B destek kolonlarına Şekil 3.26’da görüldüğü gibi üzerine dairesel slot açılmış (aktüatör ayaklarından bağlantı yapacak şekilde dış çekilmiş) yuvarlak plakalara bağlanmıştır. Tasarlanan bu yuvarlak plakaları güçlendirilmiş HE 300 B ana destek kolonlarına geçiş bağlantısını yapacak DIN650 standardına göre T kanallı olarak tasarlanmış dikdörtgen ara yüz plakalar vasıtasıyla montajlayacak bir tasarım çözümüne gidilmiştir.

Üzerinde dairesel slotlar bulunan yuvarlak plakalar sayesinde hidrolik aktüatörler arkasındaki T kanallı dikdörtgen plakalar üzerinde düzlemsel olarak kaydırılabilir esnekliğe sahip olmuştur. Bu tasarım avantajı sayesinde test düzeneği başka geometrilerde şaft numunelerini de test edebilecek esneklikte modüler bir yapıya büründürülmüştür.



Şekil 3.26. Hidrolik aktüatör-destek kolunu bağlantı detayları (CAD)

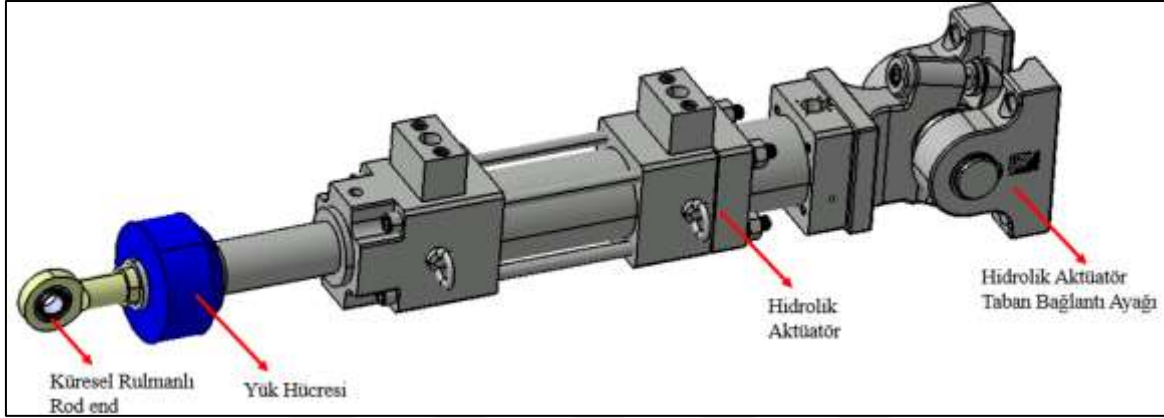
Şekil 3.27’de genel olarak destek yapı, test masası ve hidrolik aktüatör bağlantı detayı verilmiştir.



Şekil 3.27. Hidrolik aktüatör test masası bağlantı detayları genel görünüm (CAD)

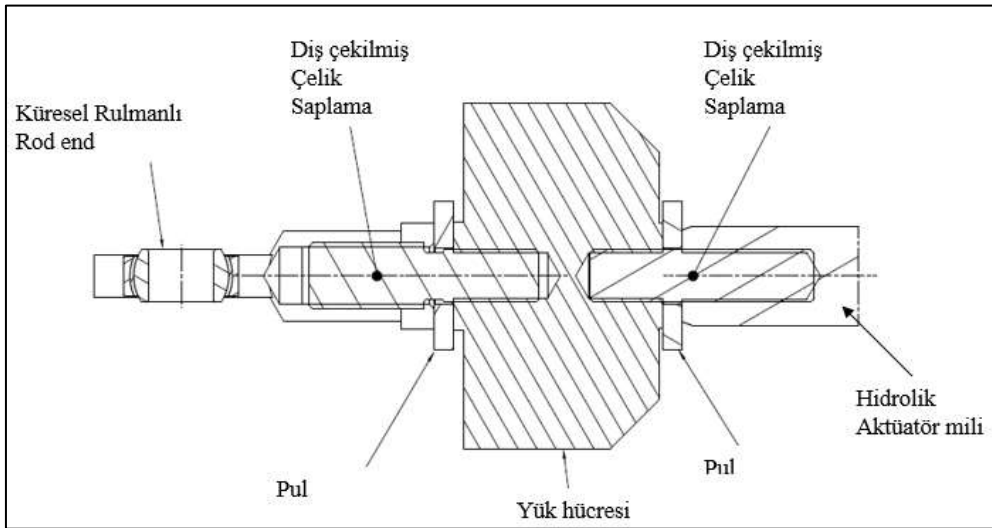
3.6.2. Test düzeneği yük aktarma elemanları

Bölüm 3.5’te test yüklerini kapasitesini karşılayacak olan aktüatör tipi ve yük hücresi tipi seçimleri yapılmıştır. Bu seçimlere göre aktüatör, yük hücresi montaj seviyesindeki tasarımı aşağıda Şekil 3.28’de belirtildiği gibi tamamlanmıştır. Yük hücresi, hidrolik aktüatör ve küresel rulmanlı rodend bağlantılarında metrik diş çekilmiş çelik saplama kullanılmıştır.



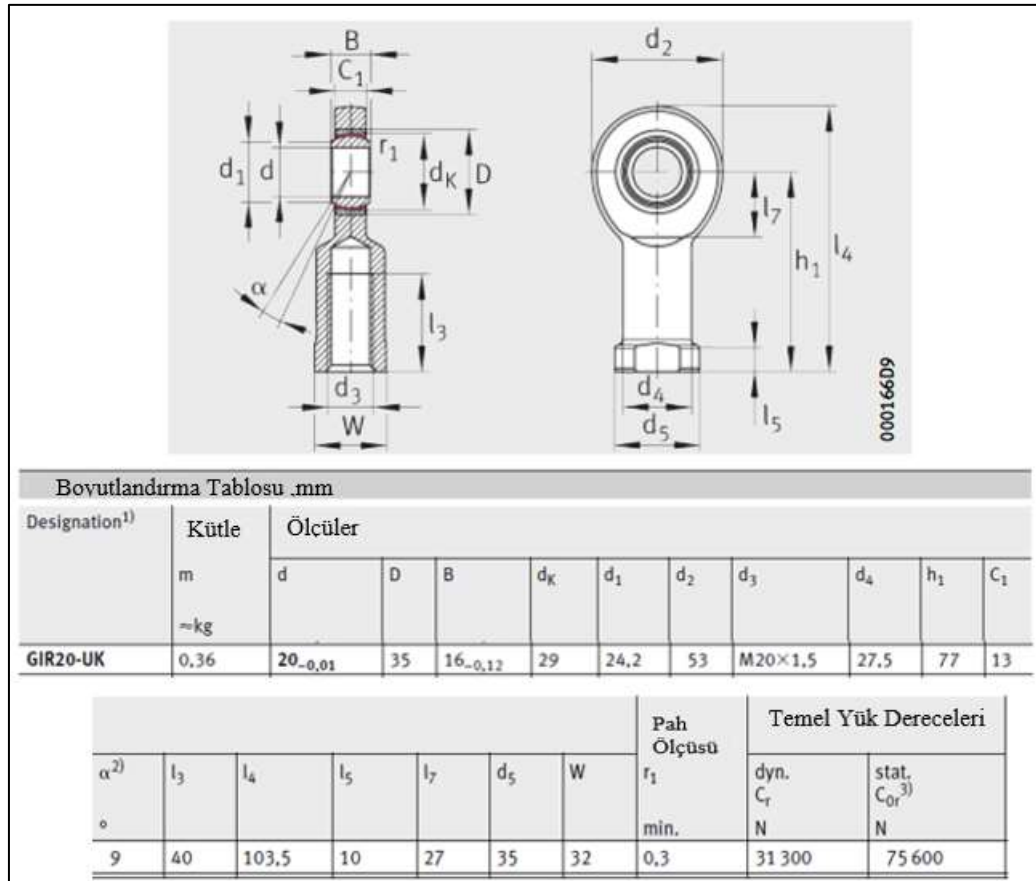
Şekil 3.28. Hidrolik aktüatör montajı (CAD)

Şekil 3.31’te yük hücresi, hidrolik aktüatör ve küresel rulmanlı rodend detaylarının birbirleriyle olan bağlantılarının detay görünümü verilmiştir. Hidrolik aktüatör montajında küresel rulmanlı rod end kullanılarak, kombine yüklemeler altında test parçasının deplasman değişiminde yükün test parçasına akışının kısıtlanmasının önüne geçilmiştir.



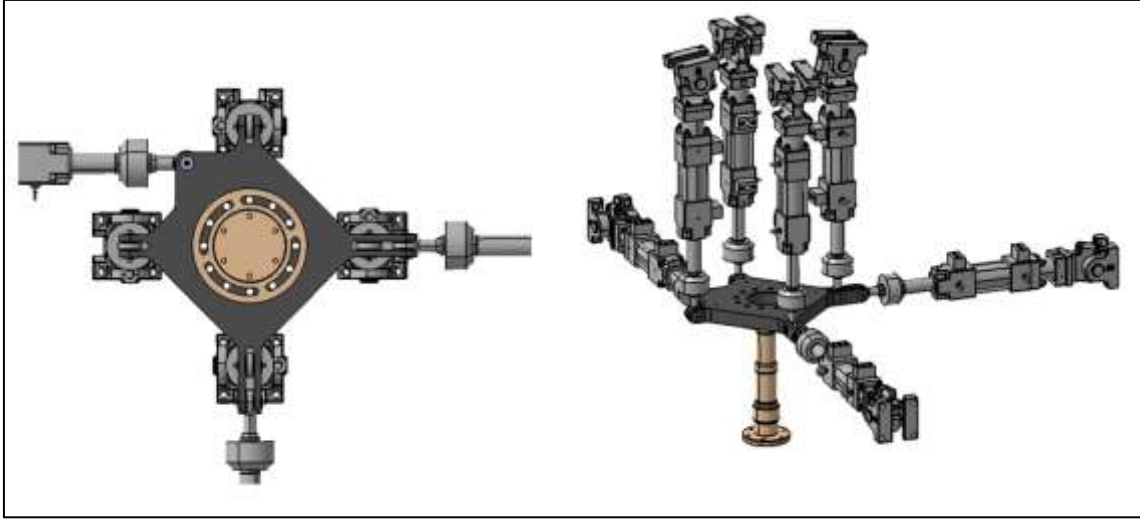
Şekil 3.29. Hidrolik aktüatör montaj bağlantısı detay görünüm (CAD)

Çizelge 3.5 ve Çizelge 3.6’da hesaplanan aktüatör yüklerine göre maksimum yük değeri 20 kN mertebesinde olup, tasarımda ve uygulamada kullanılacak olan küresel rulmanlı rod end statik dayanım kapasitesi maksimum aktüatör yük mertebesini taşıyacak kapasitede olması gerekmektedir. Yapılan araştırmalar neticesinde uygun rod end seçimi için INAFAG kataloğundan GIR 20-UK tip rod end kullanımı uygun görülmüştür. Seçilen rod end statik dayanım kapasitesi 75,6 kN mertebesinde olup test aktüatör yüklerine göre güvenlik faktörü 3’ün üzerindedir. İlgili rod end’in dinamik dayanım kapasitesi de dinamik aktüatör test yüklerinin üzerinde olması sebebiyle hem statik hem de dinamik test için kullanıma elverişlidir.

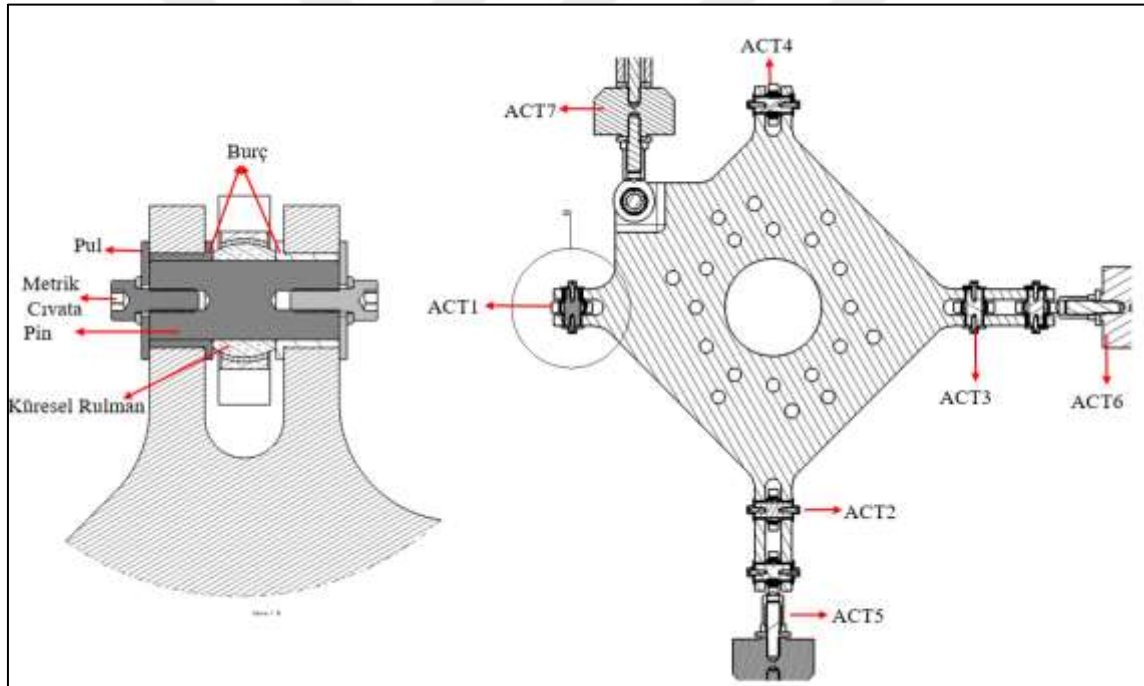


Şekil 3.30. INAFAG GIR 20-UK rod end spektleri [19]

Şekil 3.3’te belirtilen taklit itki elemanı ile hidrolik aktüatörlerin bağlantısını sağlayacak ara yüz yük aktarma detayının tasarımı bölüm 3.4’te konsept tasarım aşamasında belirlenen aşağıdaki moment kolu mesafeleri referans alınarak yapılmıştır.

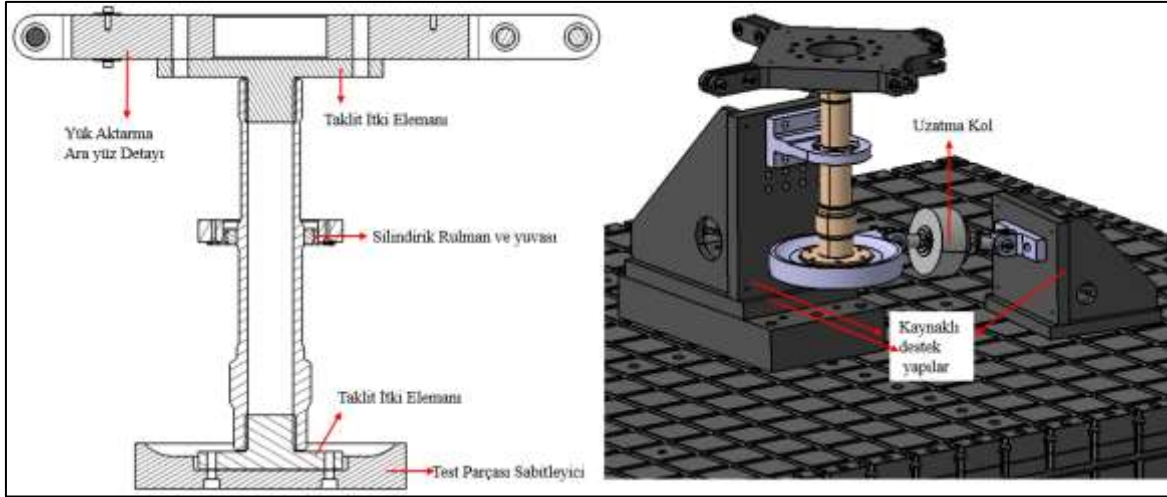


Şekil 3.32. Hidrolik aktüatör ve yük aktarma organı bağlantısı genel görünüm (CAD)



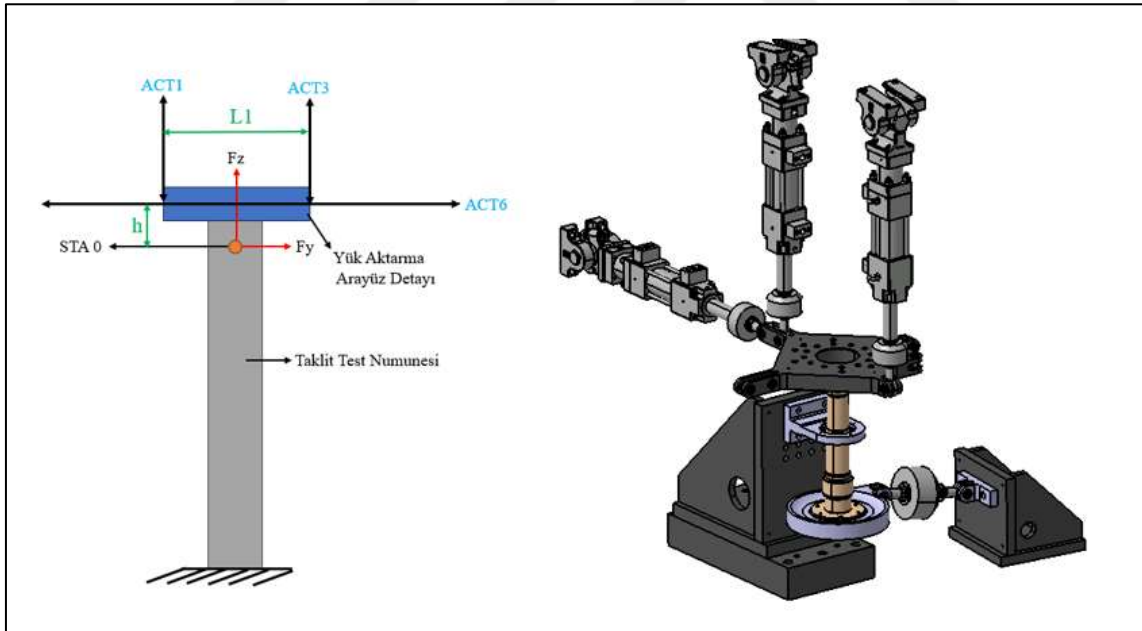
Şekil 3.33. Hidrolik aktüatör ve yük aktarma organı bağlantısı detay görünüm (CAD)

Şekil 3.3'te belirtildiği gibi test numunesi montajındaki taklit güç aktarım elemanını test masasına sabitlemek için St52-3 yapısal çeliğinden imal edilmiş yuva detayı aşağıda şekilde gösterildiği gibi tasarlanmış ve üzerinde açılmış havşa başlı dairesel delik detayları sayesinde taklit güç aktarım elemanına cıvata somun bağlantısıyla montajlanmıştır. Tasarlanan bu detay harici bir uzatma kol vasıtasıyla test masası üzerine konumlandırılan kaynaklı üçgen desteğine sabitlenmiştir.



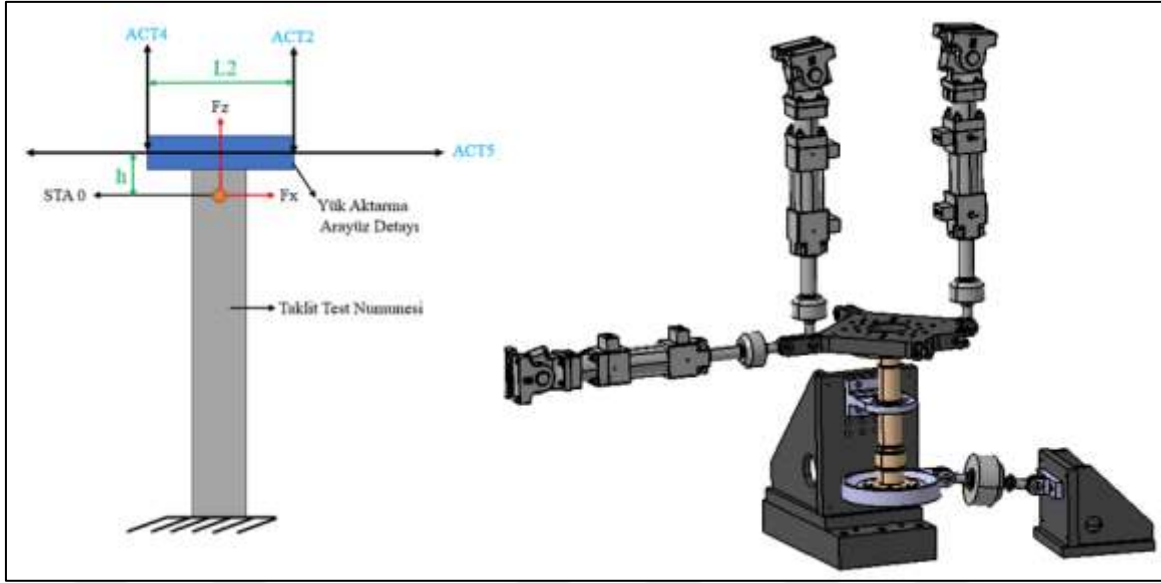
Şekil 3.34. Test numunesinin test masasına sabitleyen detaylar (CAD)

Sonuç olarak, Bölüm 3.4 ve Şekil 3.15’te bahsedilen konsept tasarım doğrultusunda M_x momentleri, F_z ve F_y kuvvetleri ACT1, ACT3 ve ACT 6 ile sağlayacak olan aktüatör montaj tasarımı Şekil 3.35’te belirtildiği gibi olacaktır.



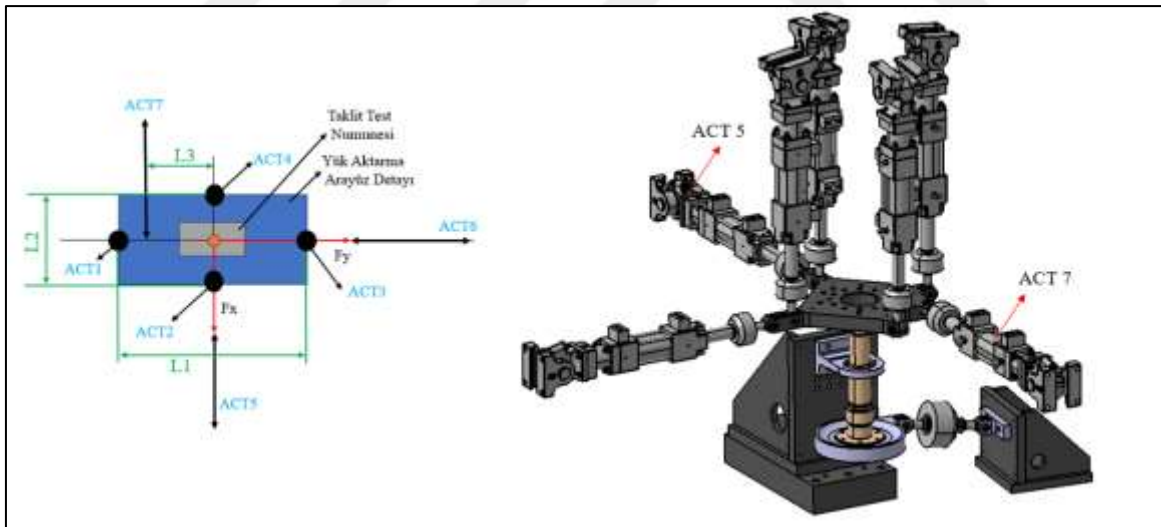
Şekil 3.35. Detay tasarım y-z görünüm ve yükleme konsepti

M_y momentleri, F_z ve F_x kuvvetleri ACT2, ACT4ve ACT 5 ile sağlayacak olan aktüatör montaj tasarımı Şekil 3.36’da belirtildiği gibi olacaktır.



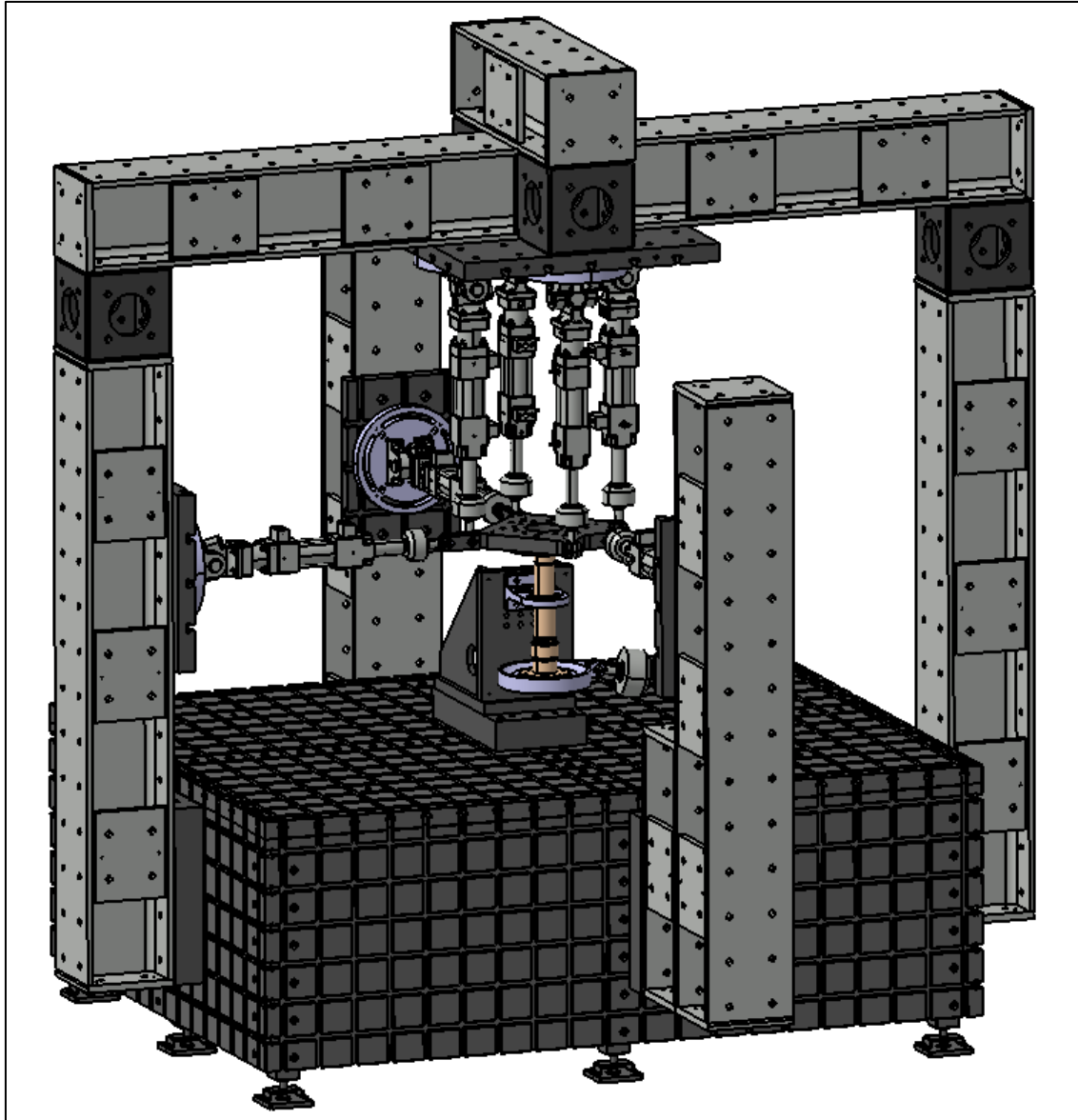
Şekil 3.36. Detay tasarım x-z görünüm ve yükleme konsepti

Sisteme ilave olarak 7 numaralı hidrolik aktüatörün dahil edilmesiyle de M_z momenti verilebilecektir.



Şekil 3.37. Detay tasarım x-y görünüm ve yükleme konsepti

Sonuç olarak; bir güç aktarım şaftının tekil ve kombine yüklemeler altında test edilebilmesi için gerekli olan bir test düzeneğinin tamamlanmış detay tasarımı Şekil 3.38’de gösterilmiştir. Yükleme senaryolarına göre hidrolik aktüatörlerini tekil ya da kombine çalıştırarak istenilen yükleme senaryoları hidrolik aktüatörler vasıtasıyla test numunesine aktarımı sağlanabilir.



Şekil 3.38. Test düzeneği tasarımı genel görünüm (CAD)

4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Test düzeneği tasarımı tamamlandıktan sonra imalat aşamasına geçmeden önce sonlu elemanlar analizi yapılarak test düzeneğinin testi icra ederken test yükleri karşısında yeterli dayanıma sahip olduğundan emin olunması gerekmektedir. Çizelge 3.5 ve Çizelge 3.6’da hesaplanmış olan hidrolik aktüatör yüklerine bakıldığında Çizelge 4.1’de de görüleceği üzere test düzeneğinin maruz kalacağı en zorlu yükleme senaryosu Senaryo 9 olduğu görülmektedir. Güvenli bölgede kalabilmek adına Senaryo 9’da belirtilen yüklerin iki katı değerindeki yüklere göre test düzeneği FEM analizi gerçekleştirilmiştir. Doğrusal statik analiz ve el hesabı yöntemleri kullanılarak test düzeneği analizi gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.1. Test rigi FEM analizi yükleme senaryosu (Senaryo 9*200%)

STATİK TEST AKTÜATÖR YÜKLERİ							
ACT Yükleri	ACT1 [N]	ACT2 [N]	ACT3 [N]	ACT4 [N]	ACT5 [N]	ACT6 [N]	ACT7 [N]
Senaryo 1	0	-634,5	0	634,5	-5000	0	0
Senaryo 2	952	0	-952	0	0	-7500	0
Senaryo 3	3750	3750	3750	3750	0	0	0
Senaryo 4	2163,5	0	-2163,5	0	0	0	0
Senaryo 5	0	2163,5	0	-2163,5	0	0	0
Senaryo 6	0	0	0	0	-5000	0	-5000
Senaryo 7	2163,5	-634,5	-2163,5	634,5	-10000	0	-5000
Senaryo 8	4702	5913,5	2798	1586,5	0	-7500	0
Senaryo 9	6865,5	5279	634,5	2221	-10000	-7500	-5000
(Senaryo 9) *200%	13731	10558	1269	4442	-20000	-15000	-10000

Test düzeneğinin yapılan analiz çalışmaları sonrasında yeterli dayanıma sahip olduğundan emin olduktan sonra, analiz çalışmasının ikinci safhası olan taklit test numunesinin analiz çalışmalarına bakılmıştır. Taklit test numunesinin analizinde ise Çizelge 3.3’te belirtilen tüm yükleme senaryoları sonlu elemanlar analizinde test numunesine uygulanmış ve Şekil 3.13’te belirtilen istasyonlardaki gerinim değerleri FEM analizinden alınmıştır. Analizden alınan bu gerinim değerleri ile deneysel çalışma aşamasında testin icrası sonrasında veri toplama sisteminden toplanan gerinim değerleri kıyaslanacaktır. Bu kıyaslama sonrasında tasarlanan test düzeneğinin testi gerçekleştirme başarısı ortaya konulacaktır.

4.1. Test Düzeneği Analizi ve Sonuçları

Test düzeneği ana destek kolonları, yük aktarma ara yüz elemanları, hidrolik aktüatör setlerinden oluşmakta olup analiz çalışmalarında bu ana detayların statik dayanım analizlerine bakılmıştır. İlk olarak ana destek kolonlarını oluşturan tasarım aşamasında kullanılan HE 300 B güçlendirilmiş profil yapılarla T slotlu plakaların FEM modellemeleri yapılmıştır. Sonrasında bu detaylara malzeme tanımlamaları yapılarak FEM ortamında cıvata somun bağlantıları ilgili FEM elemanlarıyla modellenmiştir. Statik analizin simülasyon aşamasında ise ana destek yapılarını test masasıyla bağlantısını sağlayan plakalar üzerinden sabit tutularak hidrolik aktüatörlerin Senaryo 9'da belirtilen yük değerleri sonlu elemanlar analizinde ana destek yapılara uygulanmıştır.

4.1.1. Analizi yapılan detaylar ve malzeme seçimi

Test düzeneğinin analizi yapılan detayların listesi ve malzeme bilgileri Çizelge 4.2'de belirtilmiştir.

HE 300 B güçlendirilmiş profil yapıları test düzeneği tasarımında 900 mm boyunda 2 adet, 2100 mm boyunda 4 adet ve 3300 mm boyunda 1 adet olmak üzere toplamda 7 adet kullanılmıştır.

T kanallı dikdörtgen çelik plakalar HEB 300 B profil yapılarla hidrolik aktüatörlerin bağlantısında kullanılan ara geçiş elemanlarıdır. 392x500x40 mm ebatlarında 3 adet ve 590x590x40 mm ebatlarında 1 adet olmak üzere toplamda 4 adet kullanılmıştır.

Test numunesi ile hidrolik aktüatörlerin geçiş bağlantısında ise 1 adet yük aktarma arayüz detayı kullanılmıştır.

Test masası ile HE300B profillerin ve T kanallı dikdörtgen plakaların birbiriyle olan bağlantılarında ise 12.9 kalite M20 karbon çeliği endüstriyel cıvata somun bağlantılarıyla yapılmıştır.

Test numunesini destek yapıya ortadan rulmanla yataklamasını yapacak olan 1 adet yuva detayı AISI 4140 malzemesinden üretilmek üzere sabitleyici yapı olarak kullanılmıştır.

Hidrolik aktüatörlerin yük hücreleri ve INA FAG 20 UK rod end bağlantılarında M16 dış çekilmiş 14 adet saplama kullanılmıştır.

Montajlı hidrolik aktüatörler ile yük aktarma ara yüz detayının birbiriyle olan bağlantılarında ise pin detayları kullanılmıştır (Bkz: Şekil 3.33).

Çizelge 4.2. Analizi yapılan parçalar ve malzeme listesi

Parça Tanımı	Malzeme
HE300 B Güçlendirilmiş Çelik Profil Yapılar	St 52-3
T kanallı Dikdörtgen Çelik Plakalar	St 52-3
Yük Aktarma Ara yüz Detayları	AISI 4140
Test Masası-HE300B Ara Bağlantı Plakaları	St 52-3
M20 Destek Yapı Bağlantı Cıvataları	12.9 Kalite Karbon Çeliği
Aktüatör Montaj Metrik Saplamları	AISI 4140
Pin Bağlayıcılar	AISI 4140

4.1.2. Analiz yükleri

Test yüklerini karşılayacak olan Bölüm 3.4’de hesaplanmış aktüatör yükleri arasında en baskın olan yükleme senaryosundaki yükler analiz yükleri olarak seçilmiştir. Çizelge 4.3’te sonlu elemanlar analizinde kullanılacak olan aktüatör yükleri verilmiştir.

Çizelge 4.3. Test düzeneği analiz yükleri

Senaryo 9 *200%	
ACT1 [N]	13731
ACT2 [N]	10558
ACT3 [N]	1269
ACT4 [N]	4442
ACT5 [N]	-20000
ACT6 [N]	-15000
ACT7 [N]	-10000

4.1.3. Malzeme ve bağlayıcı dayanım verileri

Tasarlanan test düzeneği detaylarının ham malzemelerinin dayanım verileri Çizelge 4.4’te belirtilmiştir.

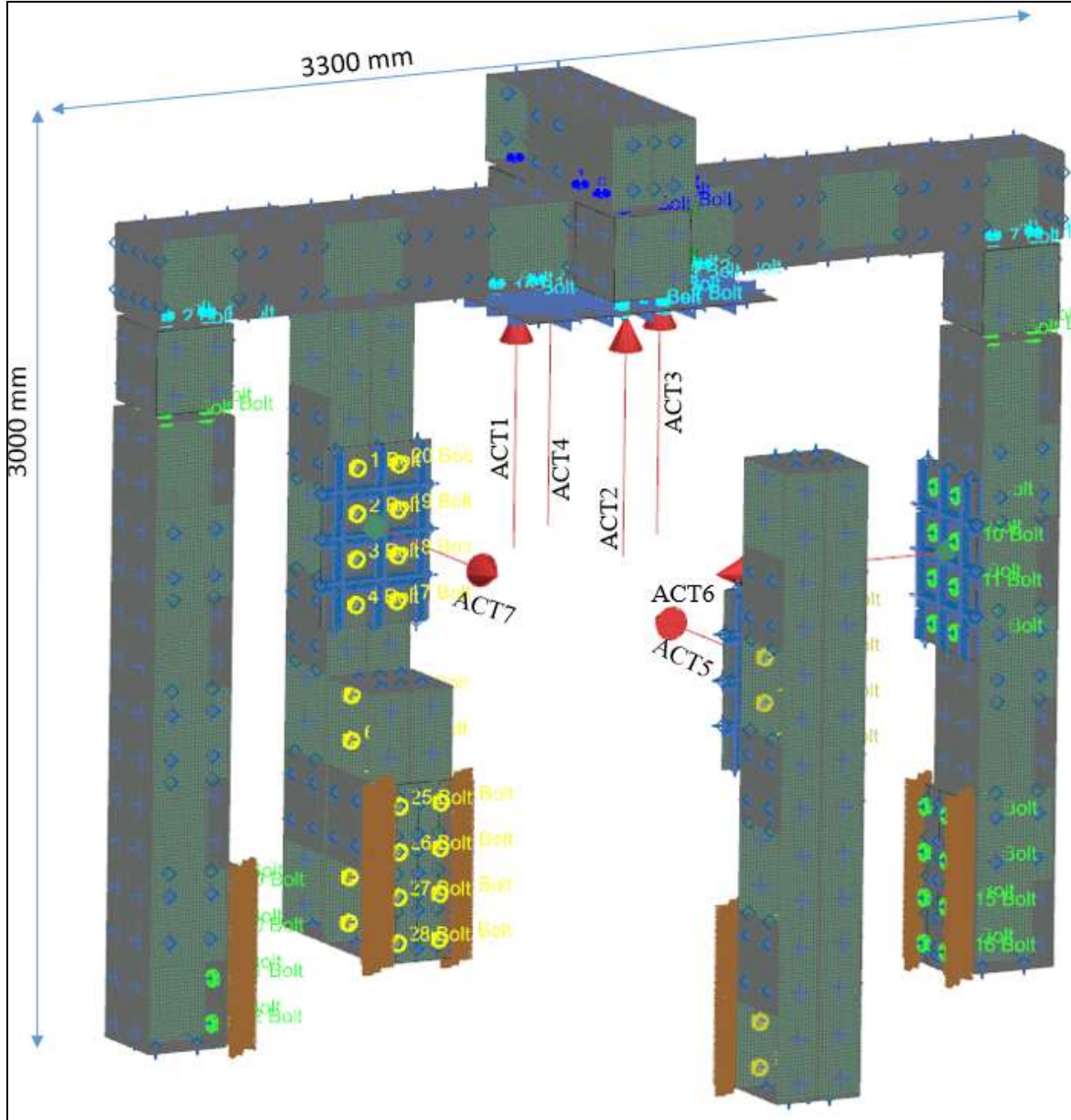
Çizelge 4.4. Malzeme mukavemet bilgileri [20-23]

Malzeme	F_{ty} [MPa]	F_{sy} [MPa]	E [MPa]	γ
Carbon Steel Grade 12.9	1100	660	205000	0.29
AISI 4140 Water Quenched from 845 C° and Tempered at 540 C°	986	591,6	205000	0.29
St52-3	345	207	211000	0.30
TOOLOX 44	1350	810	205000	0.29

4.1.4. FEM tanımı metot ve hesaplama yöntemleri

Test düzeneği detaylarının analiz yöntemlerinde farklı hesaplama metotları kullanılmıştır. Hesaplama metotları detayları ve kullanılan hesaplama yöntemleri [22-23] mukavemet analizi bölümünde detaylı olarak bahsedilecektir.

HE300 B güçlendirilmiş çelik profil yapılar, test masası-HE300B ara bağlantı plakaları, T kanallı dikdörtgen çelik plakalar NX Simcenter analiz yazılımı kullanılarak FEM modellemesi yapılmıştır. Modellenen detaylar 2D olarak modellenmiş ve eleman olarak CQUAD8 elemanlar kullanılmıştır. Detayların birbirleriyle olan cıvata, somun bağlantılarında ise CBEAM ve RB2 elemanlar kullanılmıştır. Analiz programında modellenen detaylar test masası-HE300B profillerinin bağlantısını yapan ara bağlantı plakalarından sabit tutulmuş ve yükler RB3 elemanlar vasıtasıyla Çizelge 4.3'te verilen yükler sisteme reaksiyon yükleri olarak tanıtılmıştır. Toplam eleman sayısı 637.586'dır. Test düzeneğinin FEM modeli Şekil 4.1'de belirtilmiştir.



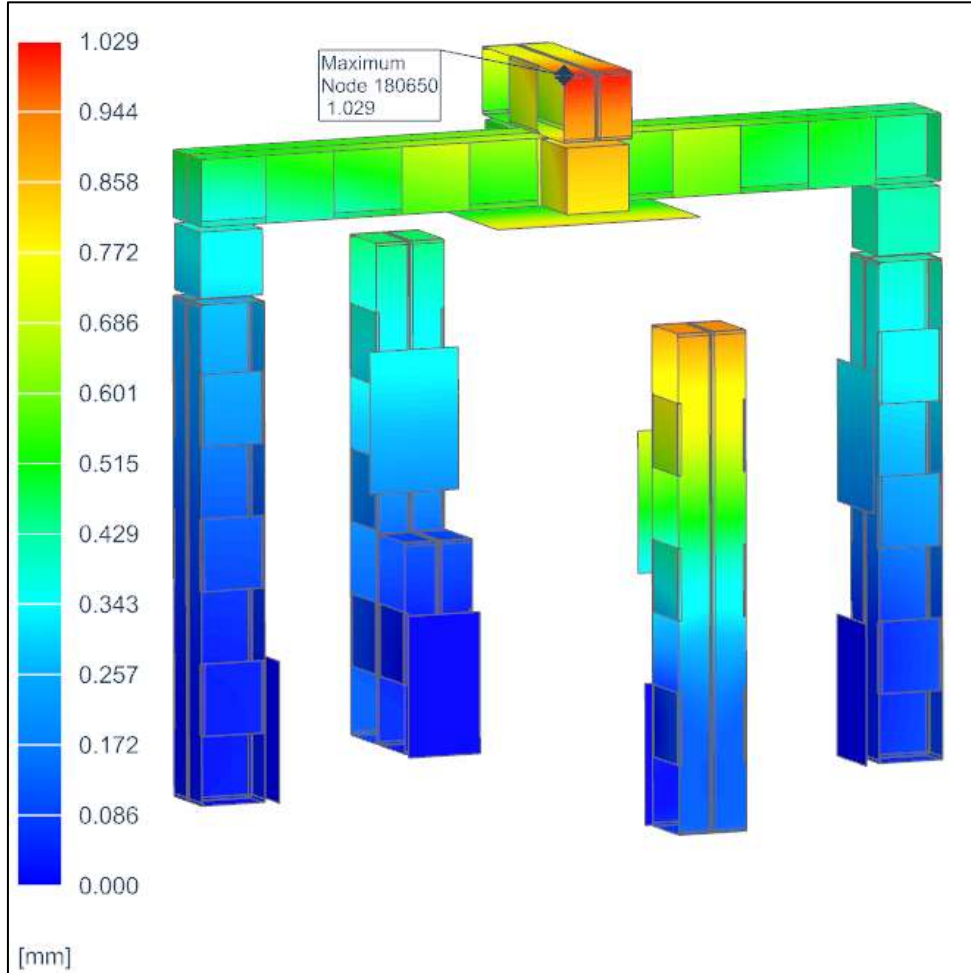
Şekil 4.1. Test düzeneği FEM modeli

4.1.5. Mukavemet Analizi

Test düzeneği mukavemet analizi sonlu elemanlar analiz ve el hesabı yöntemleri kullanılarak yapılmıştır. Hesaplama metotları sonrası bulunan dayanım değerleri ile malzeme dayanım değerleri kıyaslanarak parçaların güvenlik faktörleri hesaplanmıştır.

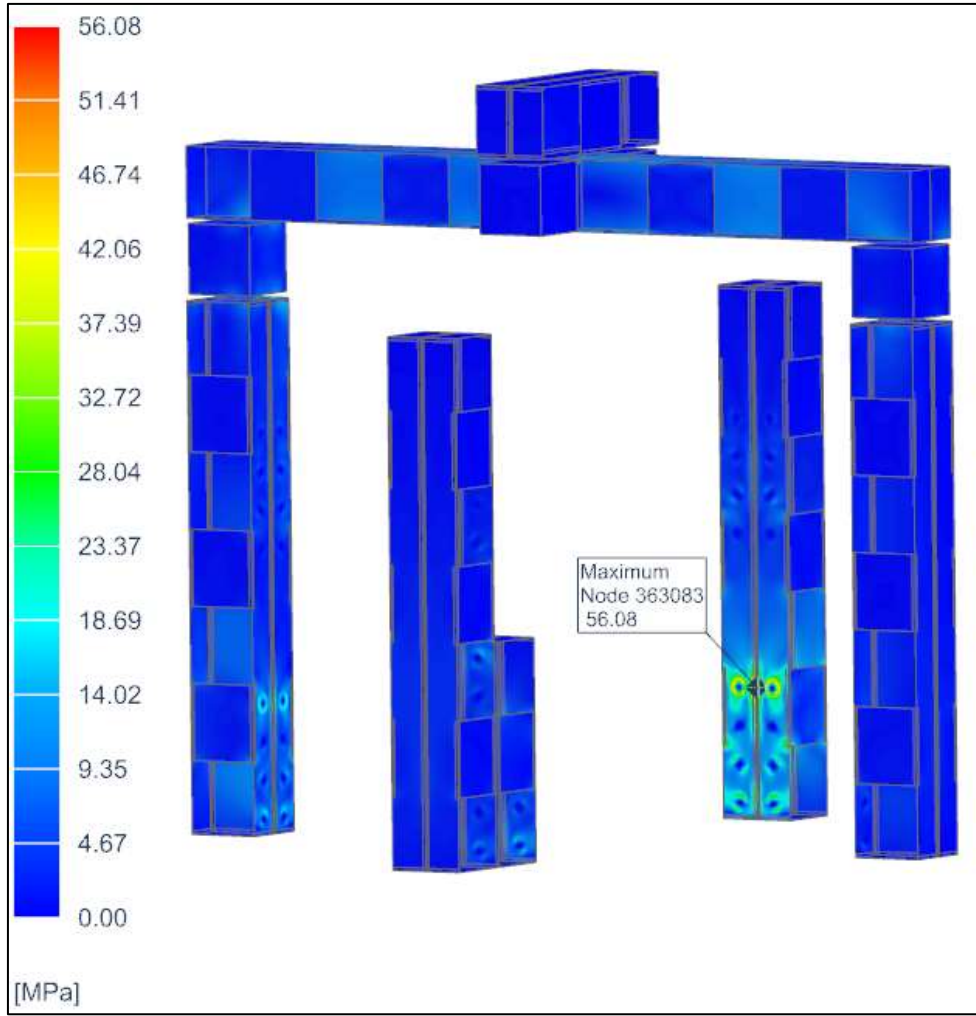
Test düzeneğinin FEM analiz hesaplamaları sonrasında maksimum test yükleri yükleme senaryosu altında deplasman değişim sonucu görselde belirtildiği gibi 1,029 mm'dir. Test düzeneğinin tasarım ebatlarının 3000x3100x3300 mm olduğu göz önüne alınırsa deplasman

değişimi 0.03% altında olup test düzeneğinin deplasman açısından oldukça dayanıklı olduğu sonucuna varabiliriz.



Şekil 4.2. Test düzeneği FEM deplasman değişimi (mm)

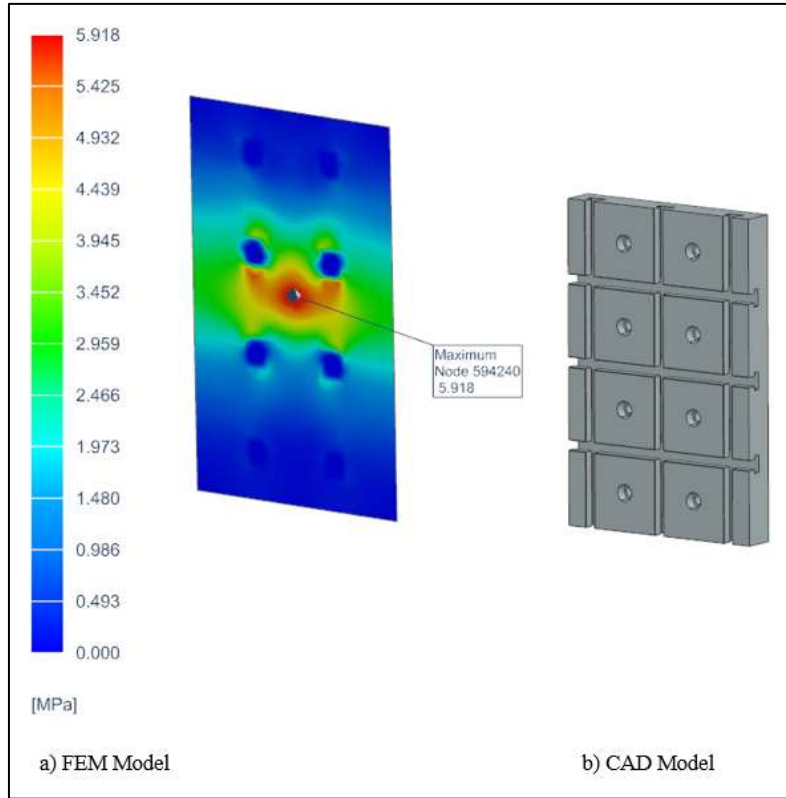
Test düzeneğinin HE 300 B destek yapı profilleri Von-Mises maksimum gerilme değeri 56,08 MPa FEM çıktısı olarak alınmıştır. HE300B profillerinin FEM analiz sonucu Şekil 4.3'de gösterilmiştir. HE 300 B profil yapıların malzemesi 345 MPa akma dayanımına sahip St 52-3 yapısal çeliğidir. FEM analiz sonuçlarına göre ana kolon destek yapıları en baskın yükleme senaryosu altında güvenlik faktörü RF 6,15 olarak hesaplanmıştır.



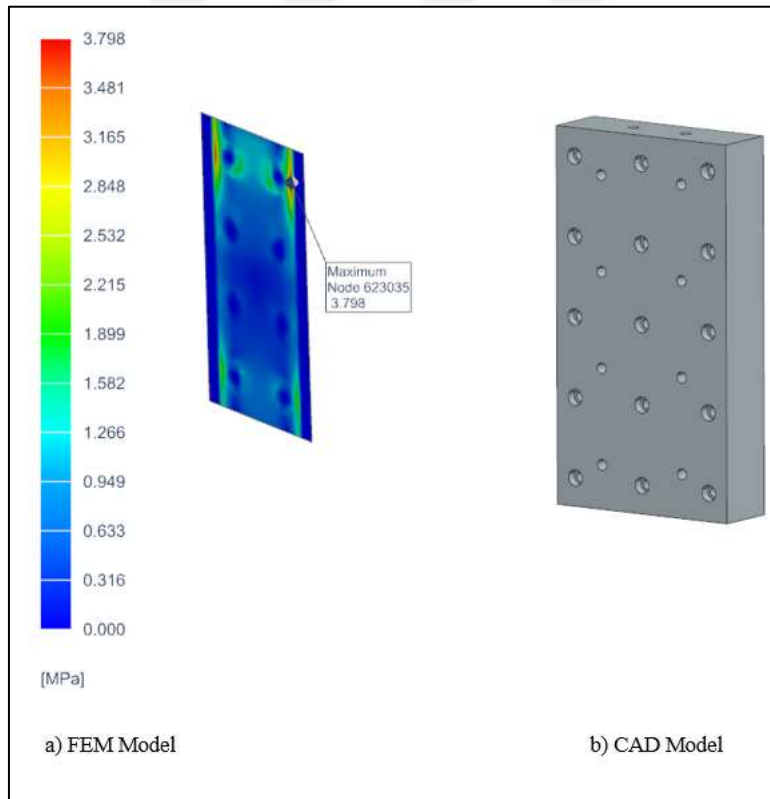
Şekil 4.3. Von-Mises HE 300 B profil FEM analizi

Hidrolik aktüatörler ile HE300B profil yapıların bağlantılarında kullanılan ara geçiş T kanallı plakalar Von-Mises maksimum gerilme değeri 5,92 MPa FEM çıktısı olarak alınmıştır. T kanallı plakaların FEM analiz sonucu Şekil 4.4’de gösterilmiştir. T kanallı plakaların malzemesi 345 MPa akma dayanımına sahip St 52-3 yapısal çeliğidir. FEM analiz sonuçlarına göre T kanallı plakaların en baskın yükleme senaryosu altında güvenlik faktörü RF 58,28 olarak hesaplanmıştır.

Test masası ile HE300B profil yapıların bağlantılarında kullanılan ara destek plakaların Von-Mises maksimum gerilme değeri 3,80 MPa FEM çıktısı olarak alınmıştır. Ara destek plakaların FEM analiz sonucu Şekil 4.5’de gösterilmiştir. T kanallı plakaların malzemesi 345 MPa akma dayanımına sahip St 52-3 yapısal çeliğidir. FEM analiz sonuçlarına göre T kanallı plakaların en baskın yükleme senaryosu altında güvenlik faktörü RF 90,79 olarak hesaplanmıştır.

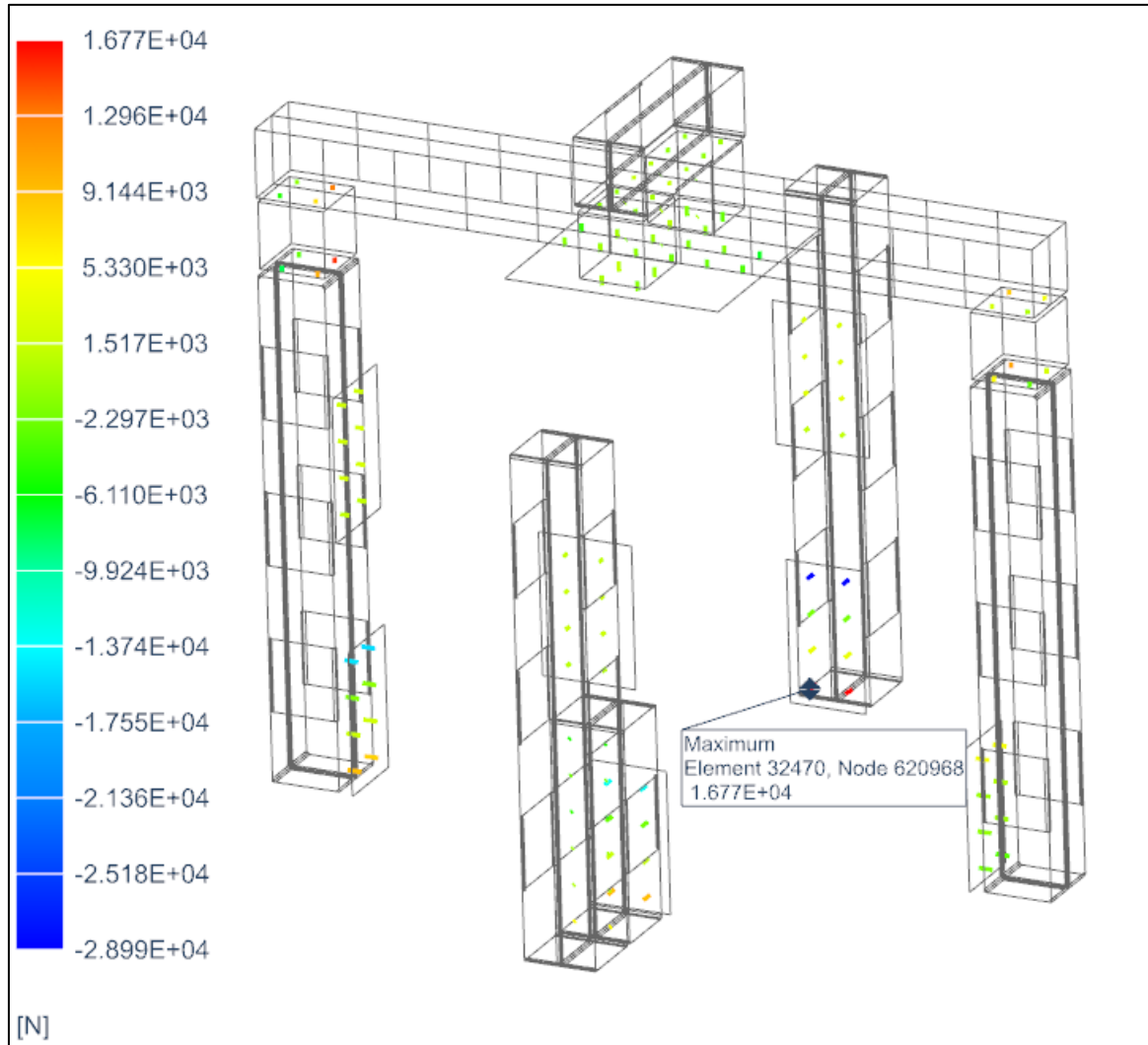


Şekil 4.4. a) T kanallı plaka FEM analiz sonucu, b) T kanallı plaka CAD modeli



Şekil 4.5. a) Ara destek plakası FEM analiz sonucu, b) CAD modeli

Test düzeneği destek yapı elemanlarının birbiri ile olan bağlantılarında Imbus başlı 10.9 kalite M20 cıvata kullanılmıştır. Test esnasında test düzeneğinde herhangi bir olumsuzluk yaşamamak için kullanılan metrik bağlayıcılar FEM ortamında CBEAM elemanlar ile modellenmiştir. Şekil 4.6’da modellemesi yapılan bağlayıcıların maksimum maruz kaldığı eksenel yük bilgisi gösterilmiştir. Cıvata-somun bağlantılarında dikkat edilmesi gereken temel hususları; cıvatanın eksenel dayanımı, verilecek olan ön torklama yükü karşısında oluşturacağı sürtünme kuvvetinin cıvata üzerine gelen yanal yükleri yenerek kaymaması ve cıvata-somun bağlantılarında üzerindeki toplam eksenel yük karşısında diş sıyırmaması beklenmektedir.



Şekil 4.6. Destek yapı bağlantı cıvataları fem analizi (N)

Civataların eksenel dayanım güvenlik faktörü hesabı aşağıdaki formüller [22-24] kullanılarak hesaplanmıştır.

$$RF_{tensile} = \frac{F_{ty}A_t - P_i}{CP_{tensile}} \quad (4.1)$$

Burada;

- F_{ty} :civata eksenel yönde dayanım mukavemeti
- A_t : civatanın eksenel yük altındaki yüzey alanı
- P_i : civata ön torklama yükü
- C : dayanım (stiffness) sabiti
- $P_{tensile}$:civata üzerindeki eksenel FEM yükü

Dayanım (stiffness) sabiti aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanmıştır.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (4.2)$$

$$k_b = \frac{\left(\pi \frac{D_{bolt}^2}{4}\right) E_{bolt}}{l_d} \quad (4.3)$$

$$k_m = \frac{0.5774\pi E_m d}{2 \ln\left(5 \frac{0.5774 l_m + 0.5d}{0.5774 l_m + 2.5d}\right)} \quad (4.4)$$

Burada;

- k_b : Cıvata sertlik dayanımı
- k_m : Bağlantı plakaları sertlik dayanımı
- D_{bolt} : Cıvata majör çapı
- E_{bolt} : Cıvata Young's modulus
- l_d : Cıvata dış çekilmemiş boyu
- E_m : Bağlantı plakası Young's modulus
- d : Cıvata çapı
- l_m :Cıvata bağlantı yapılan bölgenin toplam kalınlık değeri

$$F_{sürtünme} = kF_m \quad (4.5)$$

$$F_m = P_i - P_{tensile}(1 - C) \quad (4.6)$$

Burada;

- k : Sürtünme katsayısı (0,15 alınmıştır)
- F_m : Ön torklama sonrası bağlantı plakalarının aldığı eksenel yük

Yukarıda belirtilen hesaplamalar neticesinde hesaplanan sürtünme kuvveti ve cıvatanın eksenel dayanım güvenlik faktörü Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6'da belirtildiği gibi bulunmuştur.

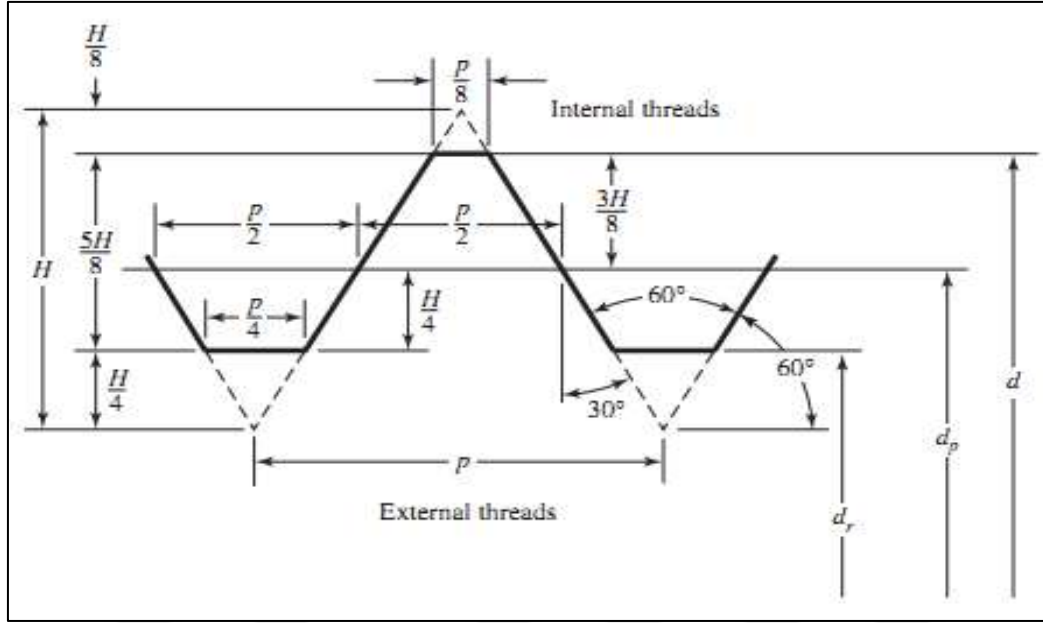
Çizelge 4.5. Cıvata maximum FEM yük ve tork verileri

Maksimum Eksenel FEM Yüğü [N]	Maksimum Yanal FEM Yüğü [N]	Ön-Tork verisi [N]	Ön Torklama Sonrası Oluşan Sürtünme Kuvveti [N]
16770	3791	69000	10775

Çizelge 4.6. Bağlayıcı cıvata dayanım katsayısı ve hesaplanan girdi parametreleri

D_{bolt} [mm]	E_{bolt} [MPa]	l_d [mm]	k_b	E_m [MPa]	d [mm]	l_m [mm]	k_m	C	F_y [MPa]	A_t [mm ²]	$RF_{tensile}$
18,38	205000	28	1048887	211000	20	50	3766839	0,22	940	244,8	44,1

Bağlayıcı cıvataların maruz kaldığı eksenel yükler altında diş sıyrma hesabı aşağıdaki formüller [25] kullanılarak hesaplanmıştır. Şekil 4.7'de metrik temel diş profili görseli verilmiştir.



Şekil 4.7. Metrik diş profili [22]

$$A_s = \pi n L_e K_{n_{max}} \left(\frac{1}{2n} + 0.57735 (E_{s_{min}} - K_{n_{max}}) \right) \quad (4.7)$$

$$K_{n_{max}} = d - 1.226869p \quad (4.8)$$

$$E_{s_{min}} = d - 0.649519p \quad (4.9)$$

Burada;

- A_s : Dişli bölgenin yanal alanı
- n : mm'ye düşen diş sayısı
- L_e : cıvata temaslı diş boyu
- $K_{n_{max}}$: maksimum minor çap (dişli bölge)
- $E_{s_{min}}$: minimum pitch çapı (dişli bölge)
- d : major çap, mm
- p : pitch, mm.

$$\tau_{ext} = \frac{F}{A_s} \quad (4.10)$$

$$RF_{ext} = \frac{F_{sy}}{\tau_{ext}} \quad (4.11)$$

Burada;

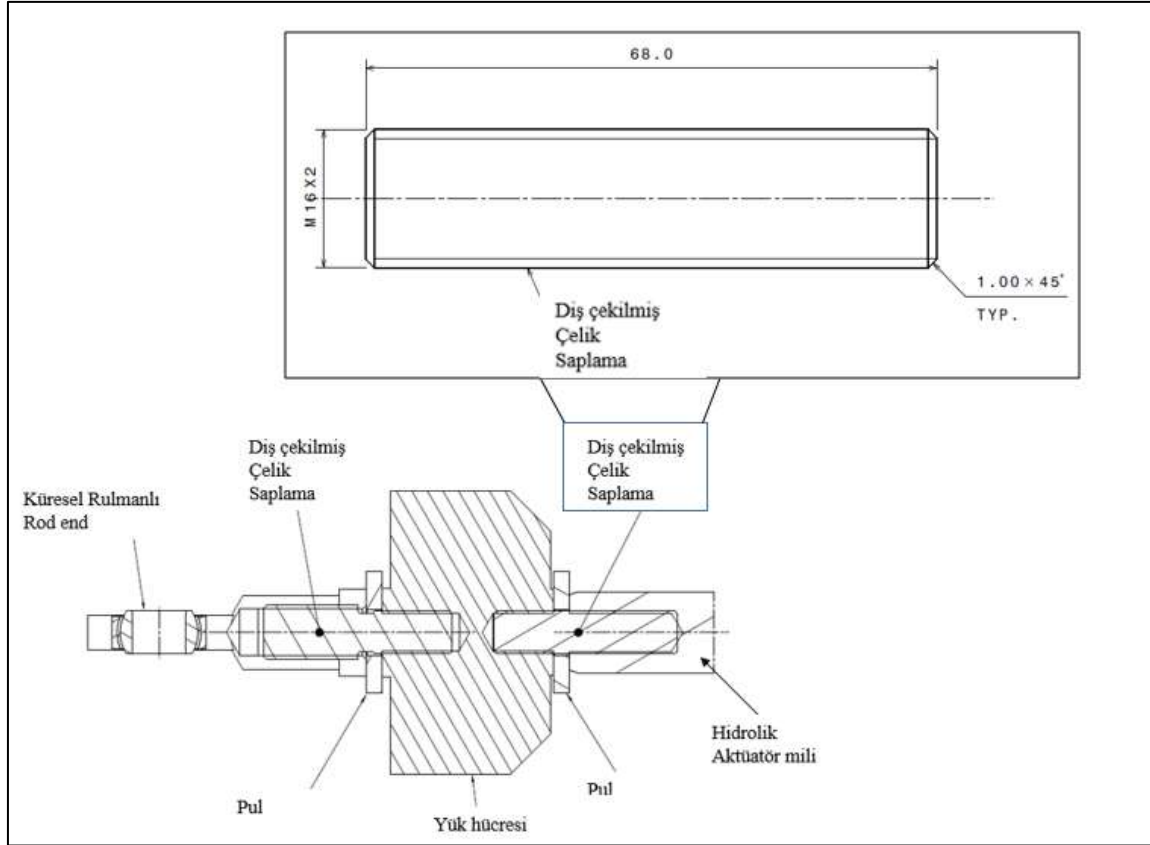
- F : Cıvata üzerindeki (ön torklama dahil) eksenel yük
- τ_{ext} : Cıvata dişli bölgede oluşan stress
- F_{sy} : Malzeme yanal (shear) akma dayanımı

Yukarıda bahsedilen diş sıyırma hesabı neticesinde destek yapı elemanlarının bağlantısında kullanılan cıvata somun bağlantı tipinde cıvatanın taşıdığı eksenel yük altında dayanım güvenlik faktörü tabloda belirtilmiştir.

Çizelge 4.7. M20 cıvata diş sıyırma analizi

Parça	Cıvata Üzerindeki Eksenel Yük (ön torklama dahil)[N]	d [mm]	As [mm ²]	τ_{ext} [MPa]	F_{sy} [MPa]	RF_{ext}
M20 Cıvata Diş Sıyırma Analizi	72689	20	709,28	102,5	660	6,44

Hidrolik aktüatör montaj detaylarında ise analiz olarak Şekil 4.8’de belirtilen yük hücresi ile hidrolik aktüatör bağlantısında kullanılan çelik saplama detayı incelenmiştir. Montajlı aktüatör detayında kesit alanı en küçük ve en zayıf bağlantı elemanı olarak bu parça olduğu için bu parçanın dayanım analizine bakılması ve analiz sonrası yeterli dayanıma sahip olduğundan emin olunması durumunda hidrolik aktüatör montajındaki diğer detayların incelenmesine gerek olmadığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.8. Hidrolik aktüatör montajı ve saplama bağlantısı (CAD)

Çizelge 4.1’de verilen hidrolik aktüatör yüklerine baktığımızda en fazla yüke sahip olan senaryo 9’daki ACT 5 yüküdür. Bu yük eksenel yönde 20000N değerindedir ve test esnasında Şekil 4.8’de belirtilen çelik saplama üzerinden de akmaktadır. Çelik saplama TOOLOX 44 malzemesinden üretilmiştir. Saplama üzerinde eksenel dayanım analizine ve diş sıyrma analizine bakılmıştır. Eksenel dayanım analizinde parça üzerindeki stres (σ) eksenel yükün saplamanın kesit alanına oranı kullanılarak hesaplanmıştır. Diş sıyrma hesabında ise yukarıda bahsedilen diş sıyrma formülleri kullanılarak hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonrasında bulunan eksenel dayanım güvenlik faktörü ve diş sıyrma güvenlik faktörü Çizelge 4.8 ve Çizelge 4.9’da belirtilmiştir.

Çizelge 4.8. M16x2 saplama diş sıyrma analizi

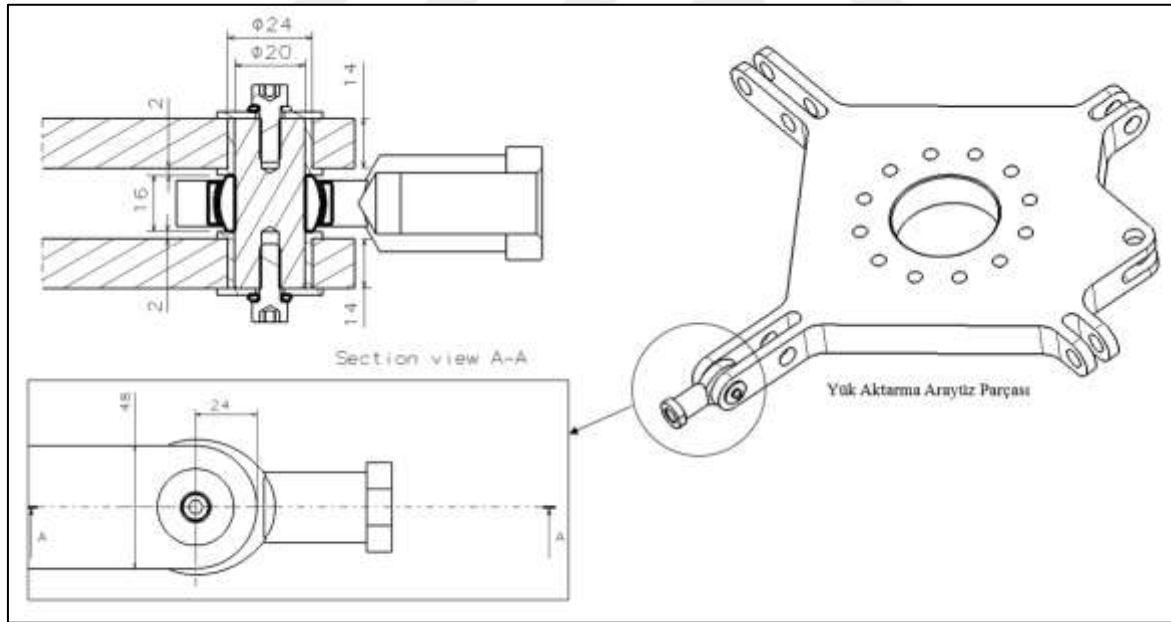
Parça	Parça Üzerindeki Yük [N]	d [mm]	As [mm ²]	τ_{ext} [MPa]	F _{sy} [MPa]	RF _{ext}
M16x2 Saplama	20000	16	2127,84	9,4	810	86,18

Çizelge 4.9. M16x2 saplama eksenel dayanım analizi

Parça	Parça Üzerindeki Yük [N]	d [mm]	σ [MPa]	$RF_{tensile}$
M16x2 Saplama	20000	16	99,47	13,57

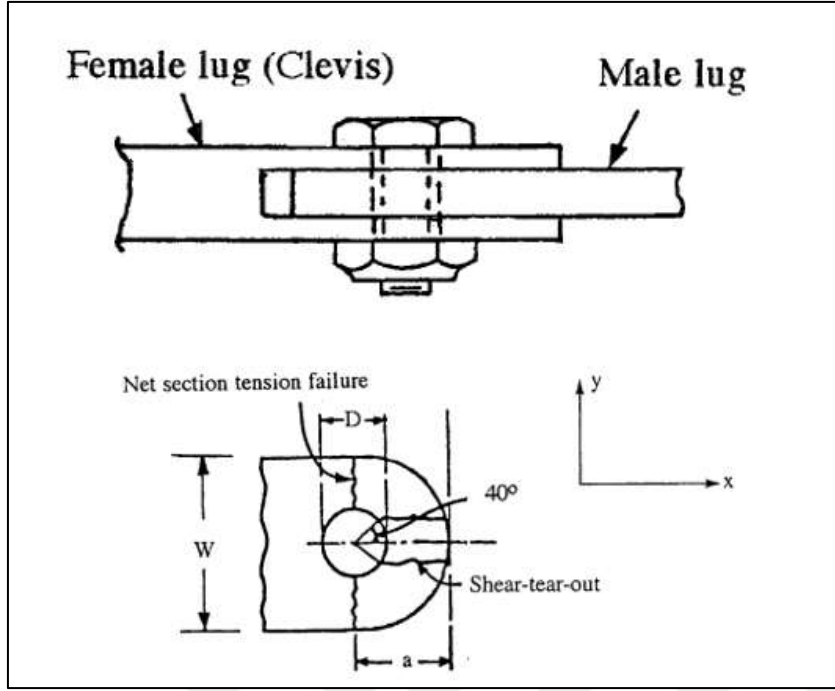
Yük uygulayan Hidrolik aktüatörlerle test parçası arasında yük aktarma organı olarak görev yapan parçanın izometrik görünüm ve bağlantı noktasındaki detay görünümleri Şekil 4.9’da gösterilmiştir. Yük aktarma arayüz parçası AISI 4140 malzemesinden imal edilmiştir. Yük aktarma arayüz parçasının tasarımında en zayıf olarak görebileceğimiz bölge hidrolik pistonların bağlantısını yaptığımız çatal bağlantı bölgesidir. İlgili parçanın analizinde çatal bağlantı bölgesinin dayanımına bakılmıştır.

Çizelge 4.1’de hesaplanan hidrolik piston yükleri arasında en baskın olan yük 20000N değerinde olan eksenel yönde uygulanan ACT5 yüküdür. Aşağıda görselde belirtilen çatal bağlantı bölgesi ACT5 bağlantı bölgesidir.



Şekil 4.9. Yük aktarma arayüz parçası ve bağlantı detayları

İlk olarak kesme yatağı dayanım (shear bearing failure) analizine ve sonrasında da eksenel yönde kopma dayanım analizine bakılmıştır. Şekil 4.10’da bakılan analiz tipleri için geometrik gösterim verilmiştir. Yapılan analiz hesaplamalarında kullanılan formüller referans [23-24]’den alınmıştır.



Şekil 4.10. Çatal (lug) dayanım analizi geometrik özellikleri [23]

Kesme yatağı dayanım (shear bearing failure) analizi için aşağıda belirtilen formüller [23] ve Şekil 4.9’da belirtilen geometrik ölçüsel değerler kullanılarak güvenlik faktörü RF 20,17 olarak hesaplanmıştır.

$$P_{bru} = k_{br} F_{tux} A_{br} \quad (4.12)$$

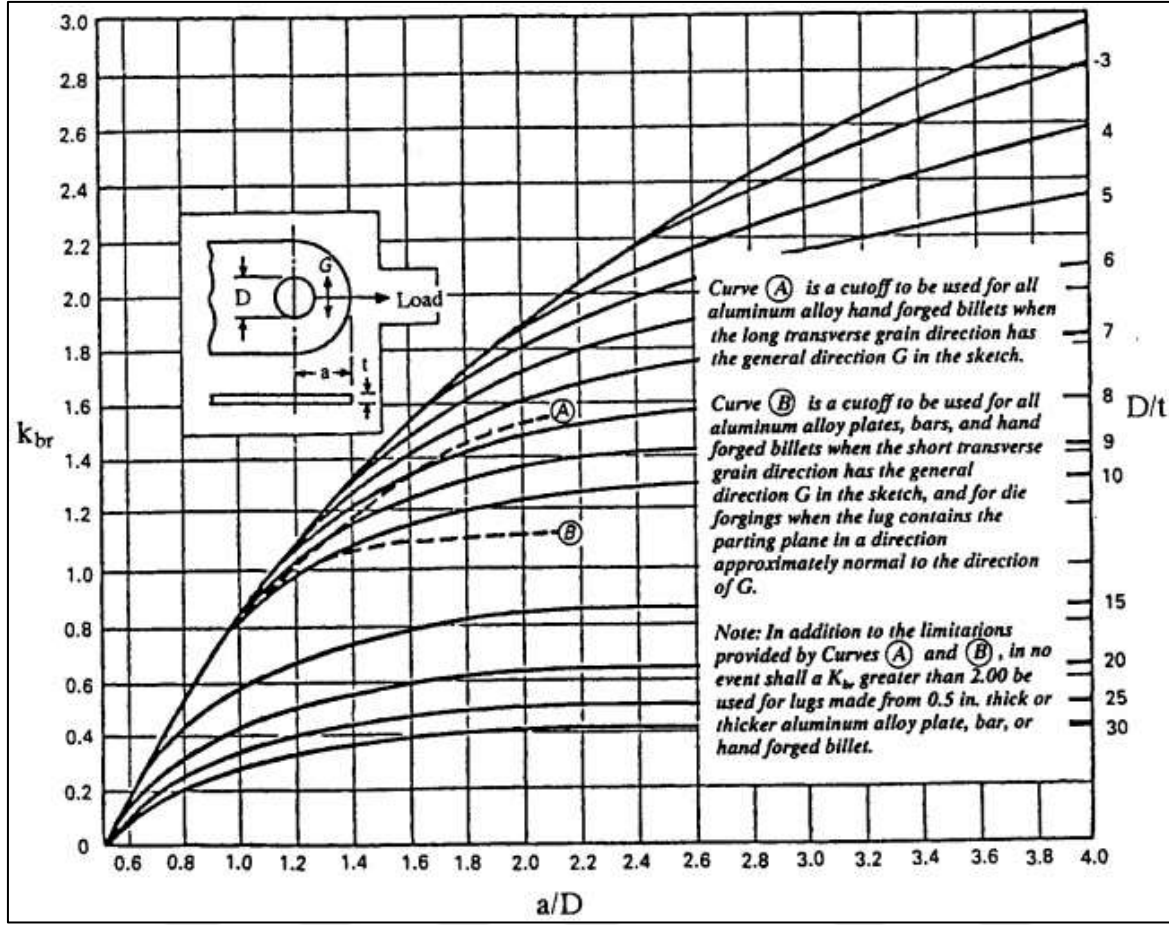
$$A_{br} = Dt \quad (4.13)$$

$$RF_{bru} = \frac{P_{bru}}{\lambda F} \quad (4.14)$$

λ : 1,15 olarak alınmıştır [23].

Burada;

- F_{tux} : parçanın x yönündeki akma dayanımı
- A_{br} : Kesme yatağı iz düşüm alanı (projected bearing area)
- k_{br} : Kesme verimlilik faktörü (shear bearing efficiency factor) Şekil 4.11
- F : Uygulanan kuvvet
- RF_{bru} : Kesme yatağı Dayanım Güvenlik Faktörü



Şekil 4.11. Kesme rulman yatağı verimlilik faktör grafiği [23]

Eksenel gerilim dayanım analizi için aşağıda belirtilen formüller [23] ve Şekil 4.9'da belirtilen geometrik ölçüsel değerler kullanılarak güvenlik faktörü RF 23,27 olarak hesaplanmıştır.

$$P_{tu} = k_t F_{tux} A_t \quad (4.14)$$

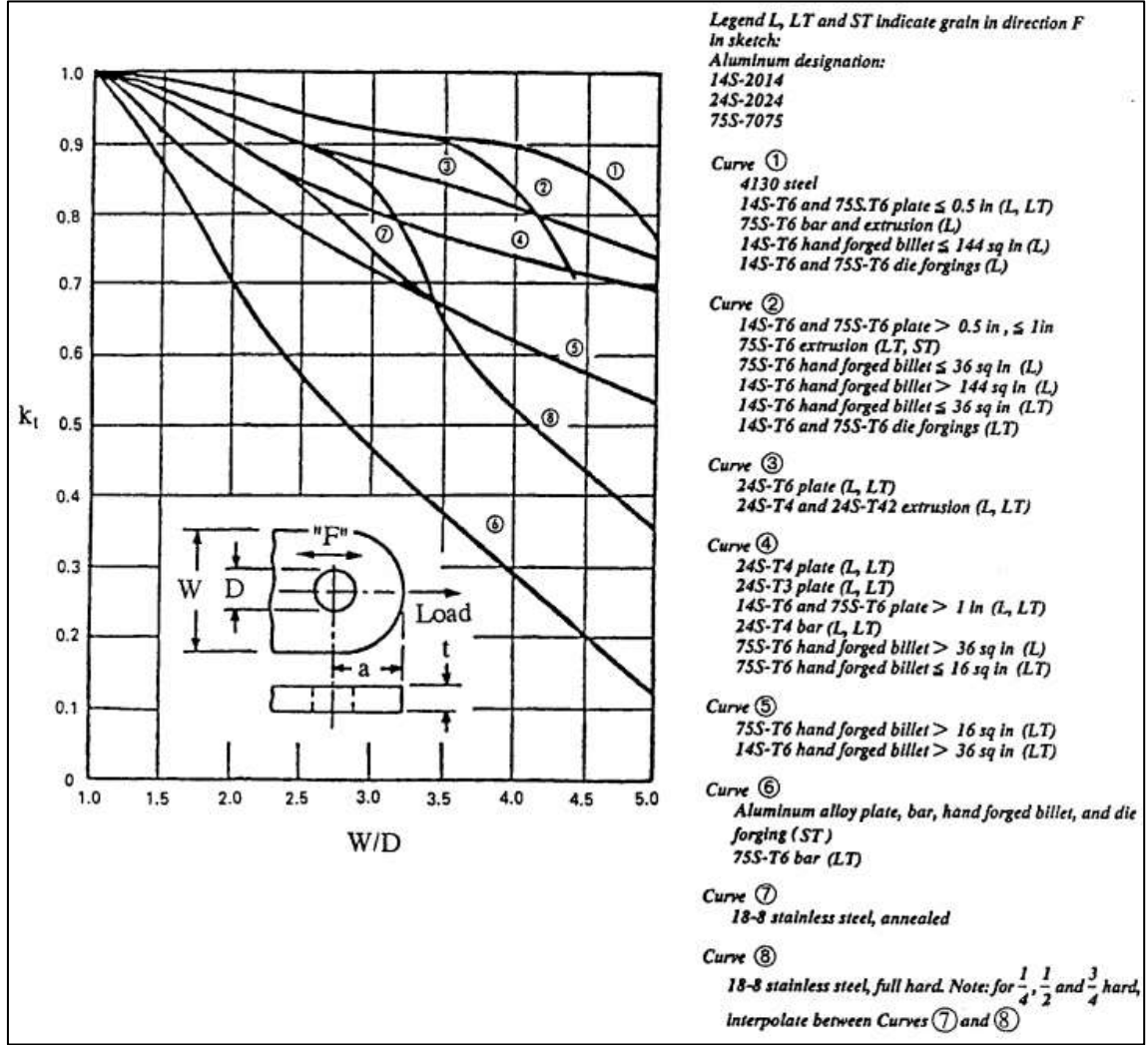
$$A_t = (W - D)t \quad (4.15)$$

$$RF_{tu} = \frac{P_{tu}}{\lambda F} \quad (4.16)$$

Burada;

- F_{tux} : parçanın x yönündeki akma dayanımı
- A_t : Parçanın eksenel yöndeki kesit alanı
- k_t : Gerilim verimlilik faktörü (shear bearing efficiency factor) Şekil 4.11
- F : Uygulanan kuvvet

- RF_{tu} :Eksenel Gerilim Dayanım Güvenlik Faktörü
- λ : 1,15 olarak alınmıştır [23].



Şekil 4.12. Gerilim verimlilik faktörü grafiği [23]

Son olarak test düzeneği için tasarlanmış parçalar arasında kritik olarak düşünülen Şekil 4.9'da da belirtilen hidrolik aktüatör ve yük aktarma detaylarının birbiri ile bağlantısında kullanılan TOOLOX 44 ham malzemesinden imal edilmiş olan bağlayıcı pin parçalarının mukavemet analiz hesaplamalarına bakılmıştır.

Belirtilen bu bağlantı tipinde pin kesme (shear) yönünde bir kuvvete maruz kalmaktadır. Dolayısıyla pin detayı üzerinde kesme dayanım analizine ve eğilme dayanım analize bakılmıştır. Belirtilen analiz hesaplamaları için aşağıda belirtilen formüller [23] kullanılmıştır.

Kesme dayanım analizi için aşağıda belirtilen formüller ve Şekil 4.9'da belirtilen geometrik ölçüsel değerler kullanılarak güvenlik faktörü RF 22,13 olarak hesaplanmıştır.

$$P_{p,s} = 2F_{su} \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \quad (4.17)$$

$$RF_{p,s} = \frac{P_{p,s}}{\lambda F} \quad (4.18)$$

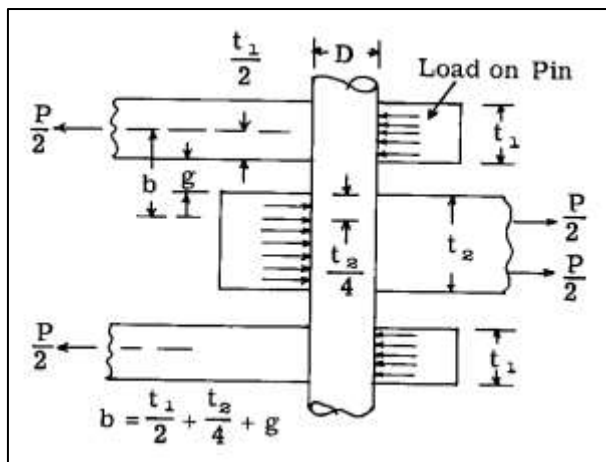
Burada;

- F_{su} : malzemenin kesme akma dayanımı
- D : Pin çapı
- F : Uygulanan kuvvet
- λ : 1,15 olarak alınmıştır [23].

Pin eğilme dayanım analizi için aşağıda belirtilen formüller ve Şekil 4.9'da belirtilen geometrik ölçüsel değerler Şekil 4.13'de belirtilen referans parametreleri kullanılarak güvenlik faktörü RF 22,13 olarak hesaplanmıştır.

$$M = \frac{P}{2} b \quad (4.19)$$

$$b = \frac{t_1}{2} + \frac{t_2}{4} + g \quad (4.20)$$



Şekil 4.13. Eğilme dayanımı analiz parametreleri [23]

$$RF_{pb} = \frac{F_{ty}}{\frac{\lambda M \frac{D}{2}}{I_{pin}}} \quad (4.21)$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (4.22)$$

Burada;

- M : Pin üzerindeki bükme momenti
- b : Moment kolu
- P : Uygulanan kuvvet
- I : Pin atalet momenti

Sonuç olarak; Bölüm 4.1’de tasarımı yapılmış test düzeneği detaylarının statik analizleri sonlu elemanlar analizi ya da el hesaplama yöntemleri kullanılarak yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonrasında test düzeneği uygulanacak olan test yükleri karşısında yeterli mukavemete sahip olduğu görülmüştür.

4.2. Test Numunesi FEM Modellemesi

Gerinim pulu yapıştırma, köprü devresi kurma ve kablolama işlemleri tamamlanmış taklit test numunesinin test aşamasında test yükleri uygulama safhasına geçmeden önce uygulanan bu köprü devrelerinin kalibre edilmesi gerekmektedir.

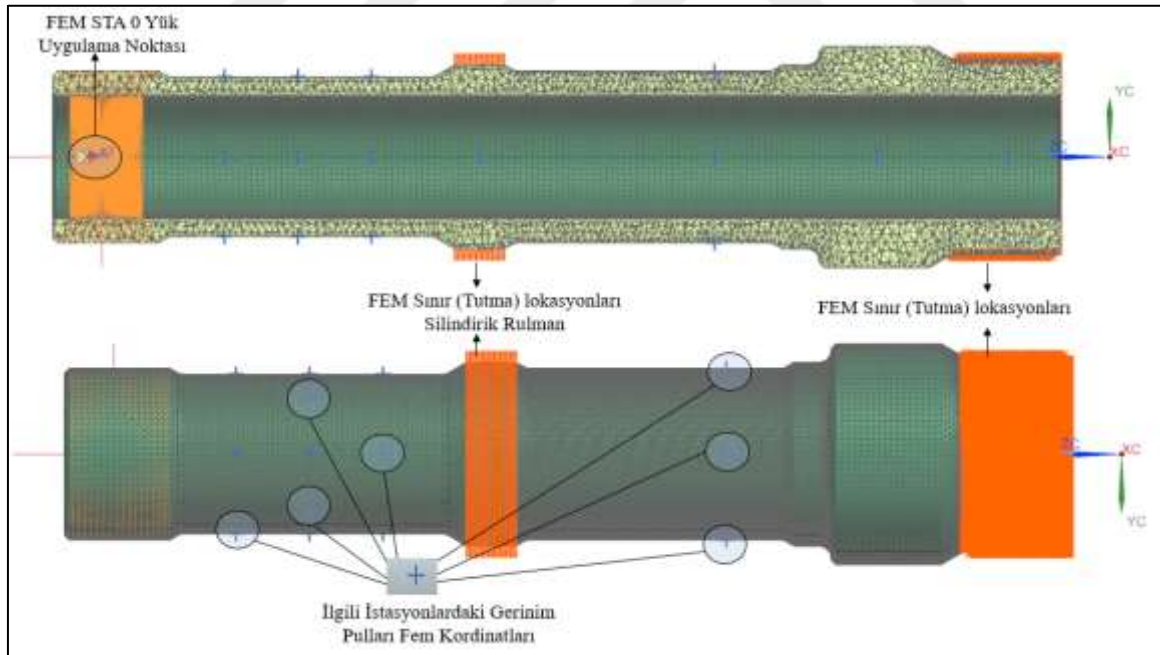
Kalibrasyon, gerinim tabanlı bir ölçüm çıktısını kuvvet gibi bilinen bir referans girdisine dönüştürme prosesidir. Kalibrasyon, kuvvet ölçümünün testi talep eden kişinin ihtiyaçlarını karşıladığından ve gerekli belirsizlik derecesine ulaştığından ve belirsizlik derecesini en minimum seviyede tutulduğundan emin olmak için gereklidir.

Çizelge 3.1’de belirtilen kalibrasyon yükleri Şekil 3.13’de belirtildiği gibi STA 0 yük uygulama noktasından test parçasına teker teker ve kademeli olarak yükle boşalt şeklinde en az üç kere uygulanmalıdır. Tekrarlı uygulanan bu yükleme senaryosunda amaç kalibrasyon sonuçlarının tekrarlanabilirliğinden emin olmaktır. Yeterli seviyede tekrarlı yükleme senaryosunun uygulanmasından ve tekrarlanabilirliğin gözlemlenmesinden sonra gerinim tabanlı ölçüm kalibrasyon sonuç eğrileri belirtilen yöntem ve işlem adımlarıyla çıkartılır [26].

Kalibrasyon işlemlerinin tamamlanmasıyla birlikte Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4'te belirtilen test yükleri uygulama safhasına geçilir.

FEM analiz çıktıları Şekil 3.13'de belirtilen ve Bölüm 5.1'de detaylı olarak anlatılan gerinim pullarının yapıştırıldığı istasyonlardaki koordinatlara karşılık gelen analiz modelindeki FEM eleman numaraları üzerinden alınmıştır.

Taklit test numunesi St52-3 yapısal çeliğinden imal edilmiştir. St52-3 yapısal çeliğinin mekanik dayanım özellikleri Çizelge 4.4'te belirtilmiştir. NX Simcenter analiz yazılımı kullanılarak test numunesinin 3D mesh CTETRA(10) elemanlar kullanılarak FEM modellemesi yapılmıştır. Test yükleri olarak Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.3'te belirtilen test yükleri STA 0 noktasından RBE3 elemanlar aracılığıyla FEM analizinde test numunesine aktarılmıştır. Taklit şaft numunesi FEM ortamında rulman yataklama ve güç aktarım organı bağlantı bölgelerinden sınır koşulları olarak tutulmuştur. Şekil 4.14'de taklit test numunesi FEM model görseli belirtilmiştir.



Şekil 4.14. Taklit test numunesi FEM modeli



5. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölüm taklit test numunesi üzerine gerinim ölçer yapıştırılması, köprü uygulamaları ve kablolama ile ilgili süreçleri kapsamaktadır. İlave olarak imalat işlemleri tamamlanan test düzeneği montaj ve kurulum işlemlerinden bahsedilmiştir. Son olarak, test numunesi test düzeneğine montajı ile köprü uygulamalarındaki gerinim ölçerlerin kalibrasyon işlemleri yapılmış devamında da test yükleme senaryoları hidrolik aktüatörler vasıtasıyla test numunesine uygulanarak test numunesi üzerindeki gerinim pullarından alınan gerinim değerleri çıktısı elde edilmiştir.

5.1. Taklit Test Numunesi Enstrümantasyon İşlemleri

Şekil 3.13’de belirlenen istasyonlarda yükleme koşulları altında oluşacak gerinimleri ölçmek için bükme, burulma ve eksenel köprü uygulamaları yapılmıştır. Voltaj çıkışını, yani gerinim çıkışını artırmak için, tüm gerinim köprülerinde dört adet gerinim ölçeri bulunan tam köprü uygulaması kullanılmıştır.

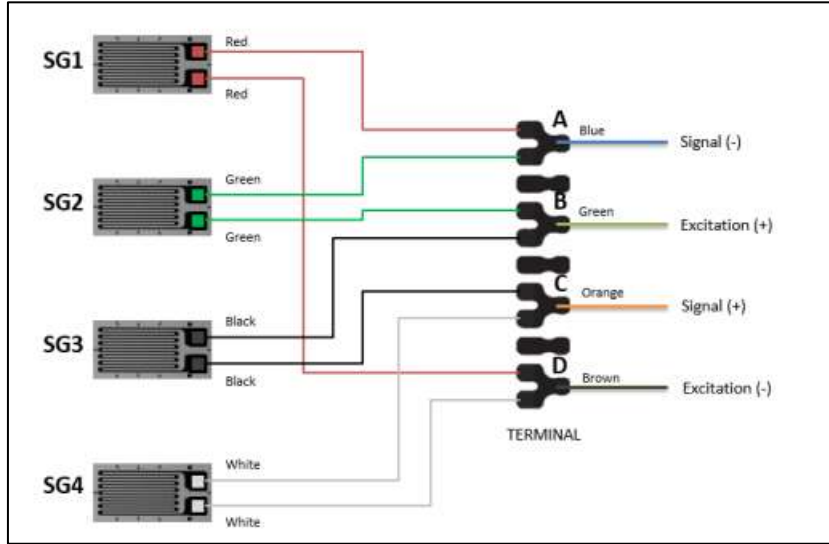
Bükme köprüleri dört adet tek eksenli gerinim pullarından oluşturulmuştur. Bu gerinim pulları, bükme ana gerinme yönlerine paralel olarak yapıştırılmıştır.

Burulma köprüleri için V şeklinde rozetler kullanılmıştır, bunlar iki bacağın arasındaki iç açı olan 45° hizalamaya sahip iki ölçere sahiptir ve beklenen en yüksek torsiyonel gerinim yönüne paralel olarak yapıştırılmıştır.

Eksenel köprü için, eksenel gerinimler üzerindeki bükülme gerinimi etkilerini ortadan kaldırmak için T rozetleri kullanılmıştır ve T'nin bir tarafı eksenel kuvvet yönüne paralel olarak yapıştırılmıştır.

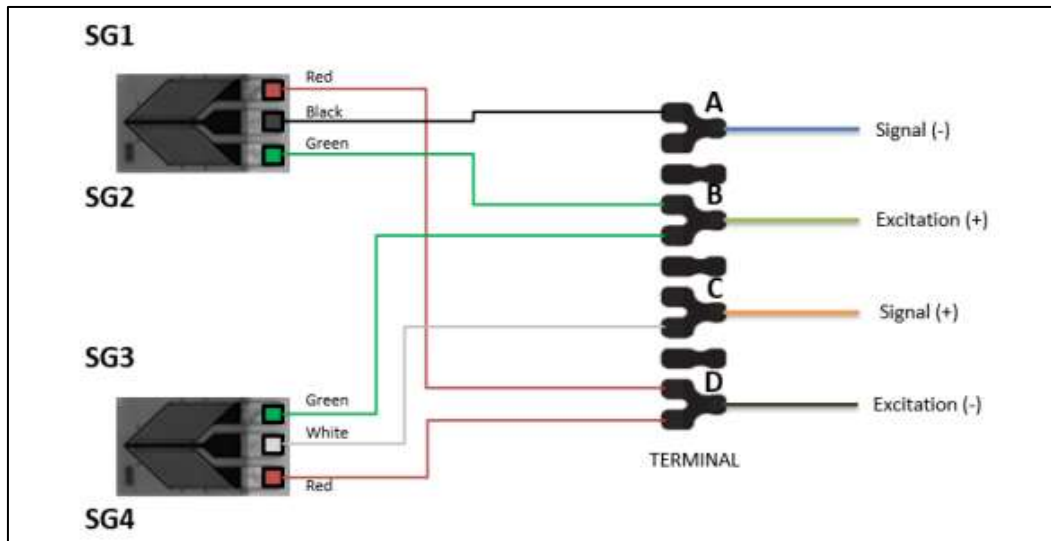
Gerinim ölçer pullarının yapıştırılması işlemi tamamlanmasıyla beraber kablolama işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.11’de belirtilen şemaya göre gerinim pulları isimlendirmesi yapılmıştır. Gerinim köprülerindeki ölçerlerin numaralandırılması maksimum gerinim çıkışı elde edecek şekilde yapılmıştır. Bükme köprülerinin bir ve üç numaralı ölçerleri bileşenin pozitif uzama tarafına, iki ve dört numaralı ölçerleri ise bileşenin karşı tarafına konulmuştur.

Bükme köprüsü oluşturmak için kullanılan diyagramın şematik görünümü Şekil 5.1’de verilmiştir.



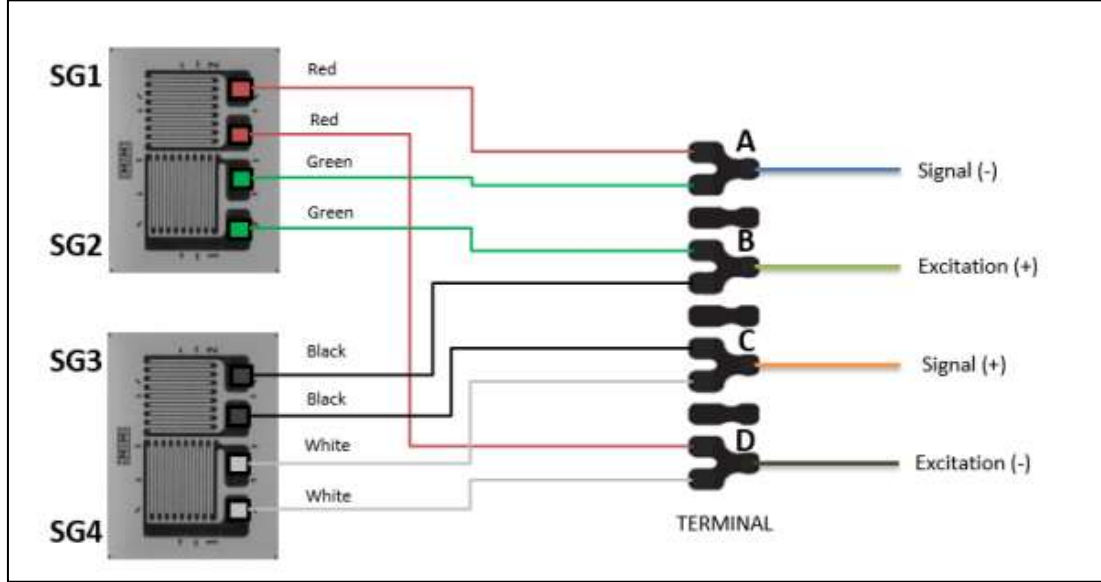
Şekil 5.1. Bükme köprüsü diagramı şematik görünüm [27]

Burulma köprüsünde ise bir ve üç numaralı gerinim ölçerler maksimum pozitif uzama tarafına yerleştirilirken, iki ve dört numaralı bileşenler ise maksimum negatif uzama tarafına yerleştirilmiştir. Burulma köprüsü oluşturmak için kullanılan diyagramın şematik görünümü Şekil 5.2’de verilmiştir.



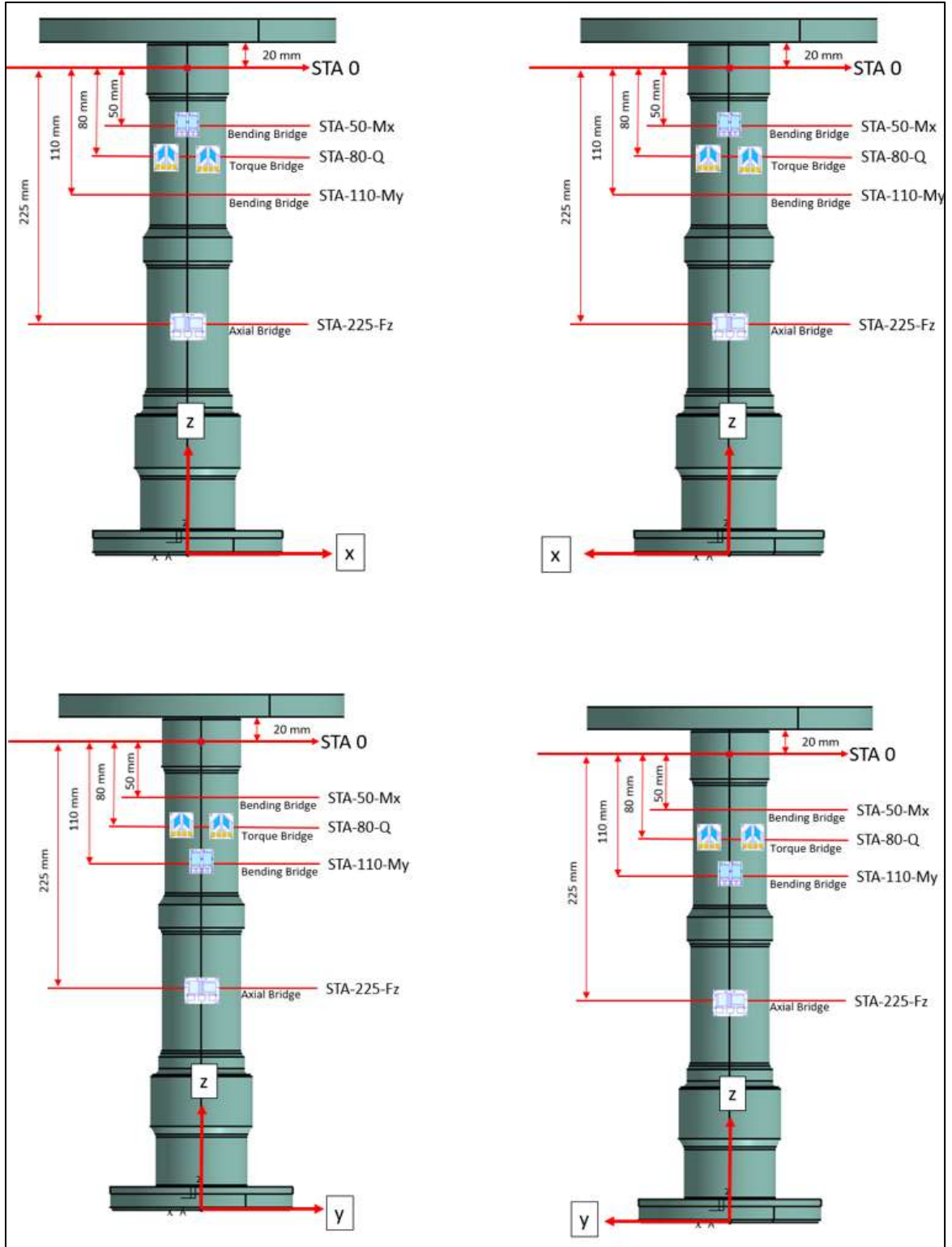
Şekil 5.2. Burulma köprüsü diagramı şematik görünüm [27]

Eksenel köprü oluşturulmasında kullanılan diyagramın şematik görünümü Şekil 5.3'te belirtilmiştir.



Şekil 5.3. Eksenel köprü diyagramı şematik görünüm [27]

Şekil 5.4'te test numunesi üzerine kurulacak köprü uygulamalarının istasyon bilgileri ile birlikte şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 5.4. Test numunesi enstrümantasyon işlemleri şematik görünüm (CAD)

Köprü uygulamalarında Micro-Measurement marka gerinim pulları kullanılmıştır. Resim 5.1’de kullanılan gerinim pulları görseli verilmiştir.



Resim 5.1. Enstrümantasyon işlemlerinde kullanılan gerinim pulları

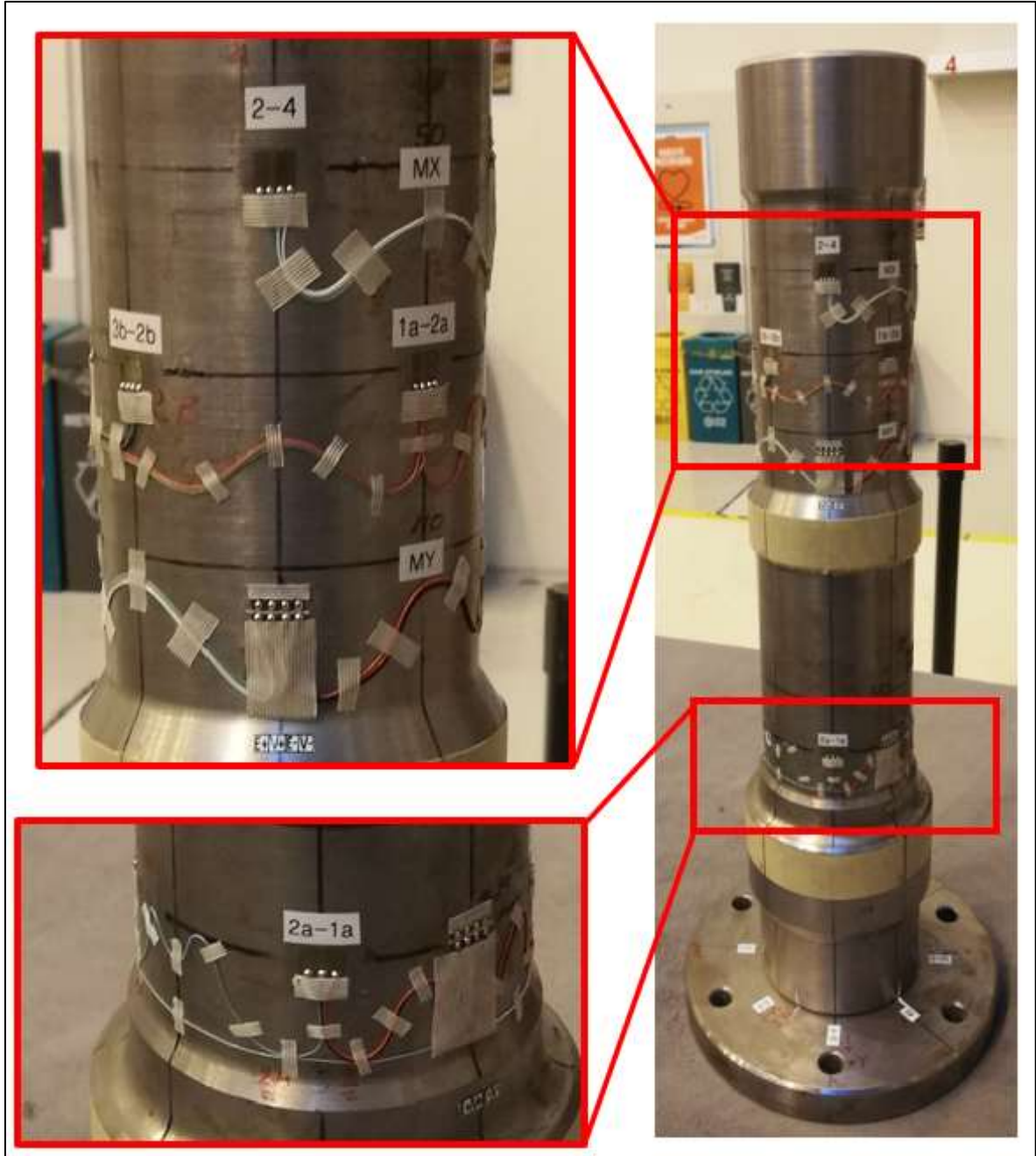
STA 50 noktasında test numunesinin 0° - 180° simetrik lokasyonlarına numune üzerine gelen yüklemeler neticesinde oluşacak M_x bükme momenti kaynaklı gerinimleri ölçmek için bükme köprü uygulamaları yapılmıştır.

STA 80 noktasında test numunesinin maksimum kesme yüklerinin oluşacağı 45° - 135° - 225° - 315° lokasyonlarına numune üzerine gelen yüklemeler neticesinde oluşacak M_z burulma momenti kaynaklı gerinimleri ölçmek için burulma köprü uygulamaları yapılmıştır.

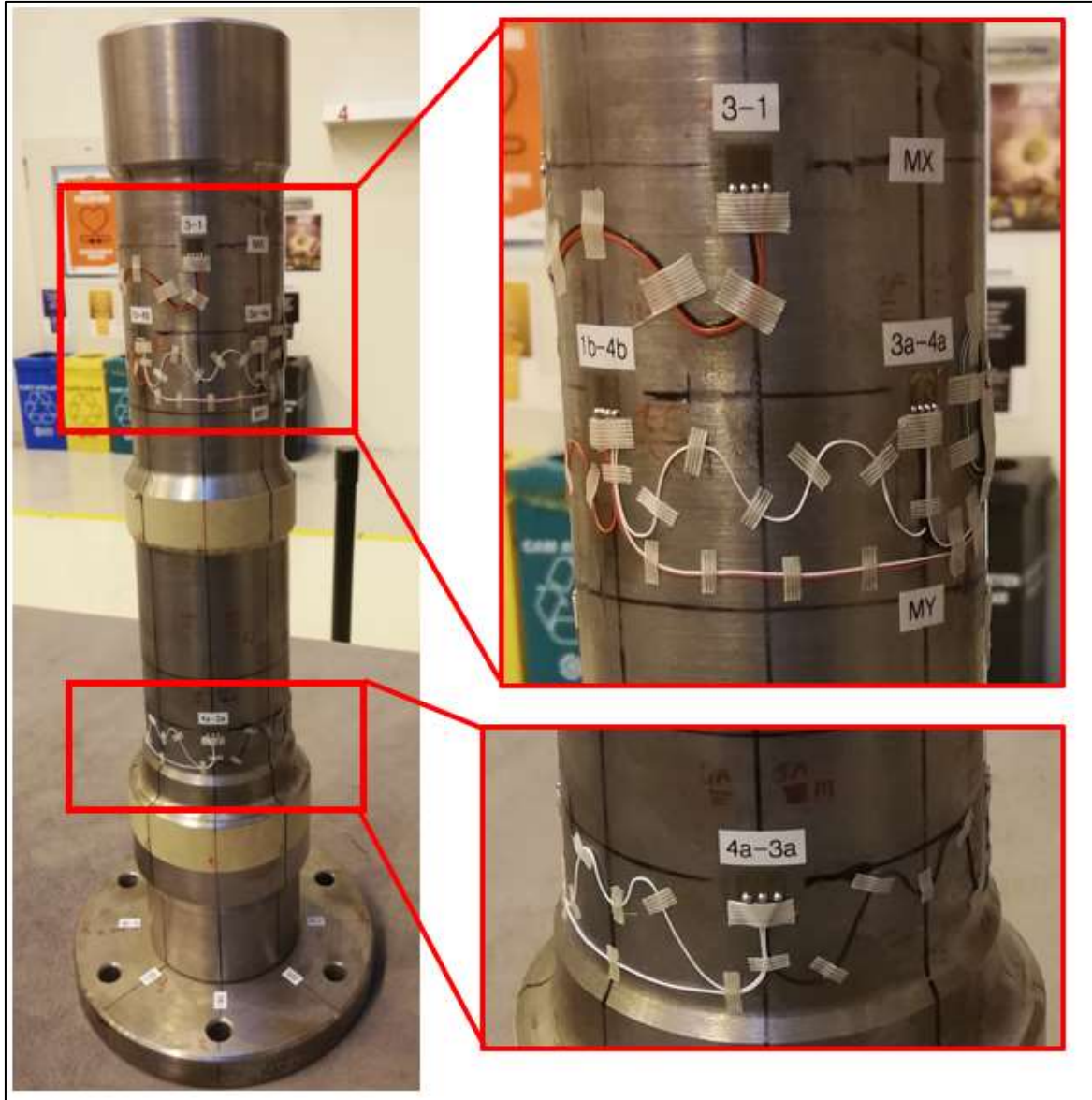
STA 110 noktasında test numunesinin 90° - 270° simetrik lokasyonlarına numune üzerine gelen yüklemeler neticesinde oluşacak M_y bükme momenti kaynaklı gerinimleri ölçmek için bükme köprü uygulamaları yapılmıştır.

STA 225 noktasında test numunesinin 0° - 90° - 180° - 270° lokasyonlarına numune üzerine gelen yüklemeler neticesinde oluşacak eksenel F_z kuvvetleri kaynaklı gerinimleri ölçmek için eksenel köprü uygulamaları yapılmıştır.

Test numunesi üzerinde kablolama, gerinim ölçer yapıştırma ve eksenel-eğme-burulma tamamlanmış köprü uygulamaları görselleri aşağıdaki şekillerde belirtilmiştir.



Resim 5.2. Test numunesi köprü uygulamaları-1



Resim 5.3. Test numunesi köprü uygulamaları-2



Resim 5.4. Test numunesi köprü uygulamaları-3



Resim 5.5. Test numunesi köprü uygulamaları-4

5.2. Test Düzeneği Kurulum Çalışmaları

Bölüm 3.6’da bahsedilen detay tasarım aşamaları ve analiz çalışmaları sonrasında test düzeneği destek yapı elemanları ve arayüz yük aktarma detayları imalat aşamasına geçilmiş ve imalat işlemleri tamamlanmıştır. Resim 5.6’da imalatı tamamlanmış olan bazı test düzeneği destek yapı elemanları görseli mevcuttur. Test numunesinin test düzeneğine montaj etme çalışmaları Resim 5.7’den Resim 5.10’a kadar verilen kesitler üzerinden görselleştirilmiştir. Hidrolik aktüatör montaj ve hidrolik hortumlama işlemleri tamamlanmış

test düzeneğinin nihai kullanıma hazır hale getirilerek test numunesini test etmeye elverişli görseli Resim 5.11 ve Resim 5.12’de verilmiştir.

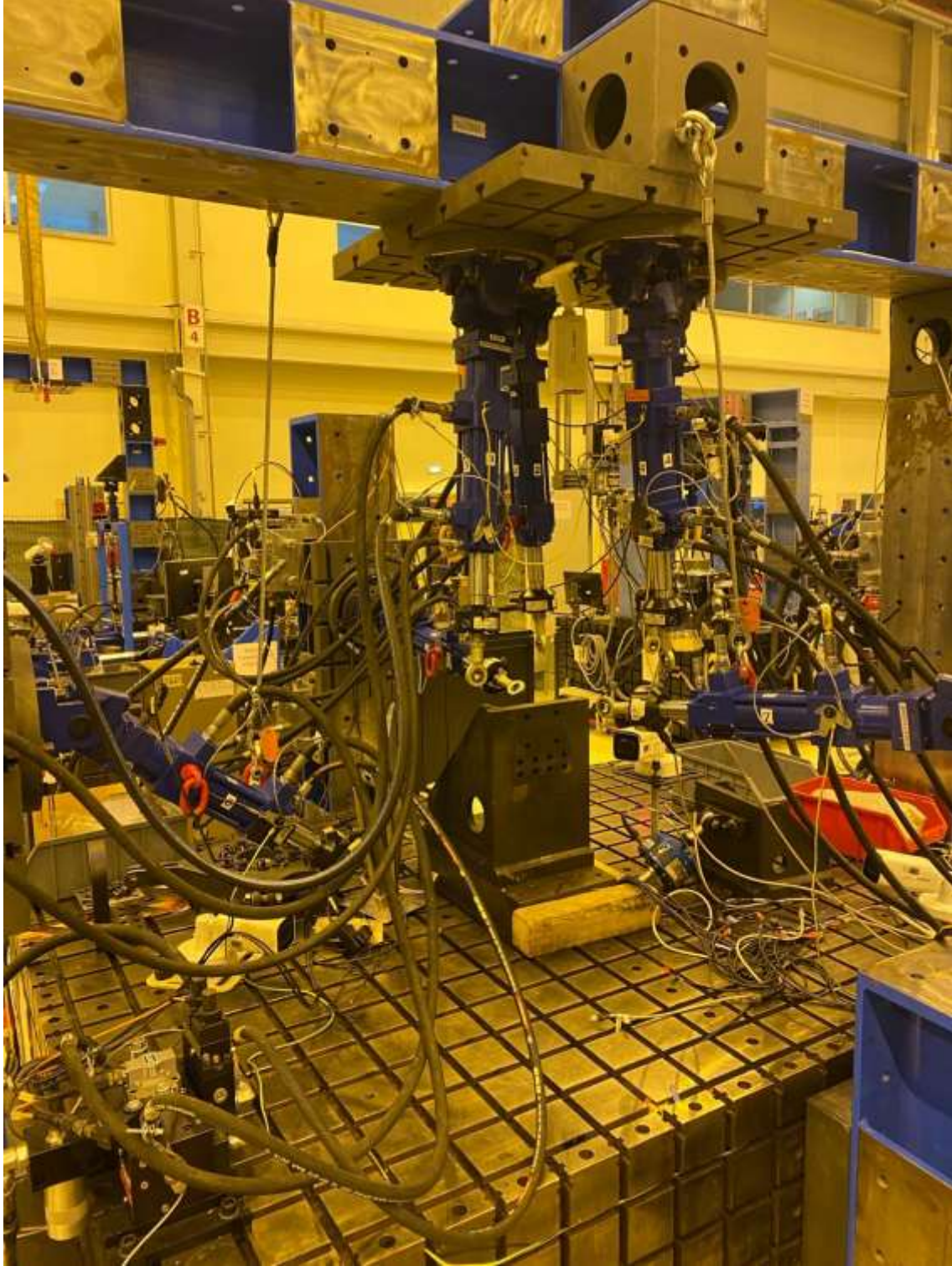
Testin sağlıklı bir şekilde icra edilebilmesi için montaj adımlarının ideale en yakın şekilde tamamlanmış olması büyük önem taşımaktadır. Test numunesi üzerine uygulanan gerinim ölçer pullarının izdüşüm pozisyonu ile yük uygulayacak olan hidrolik aktüatörlerin eksenel uzantısının mümkün mertebe aynı doğrusalılıkta olması gerekmektedir. Belirtilen bu doğrusalılıktan ne kadar çok sapma olursa, gerinim pulları harici yanal yüklere maruz kalacağından dolayı gerinim pullarından okunacak gerinim/voltaj çıktı değerlerinde ideal değerlerinden sapmalar meydana gelecektir. Belirtilen bu montaj probleminin önüne geçebilmek için, test numunesi üzerine montajı yapılan yük aktarma arayüz parçasının konumlandırılmasında şekilde de görüldüğü üzere lazer pozisyonlama yönteminden faydalanılmıştır. Lazer ışınları sayesinde gerinim ölçer pullarının eksen çizgileri ile yük aktarma arayüz parçasındaki çatal bağlantı detaylarının eksenel izdüşümleri karşılaştırılmıştır.

İmal edilen detayların birbirleriyle olan montajlarında karşılaşılan problemlerden bazıları ve bu problemleri gidermek için uygulanan çözüm yöntemleri kısaca aşağıdaki maddelerde bahsedildiği şekilde sıralanmıştır;

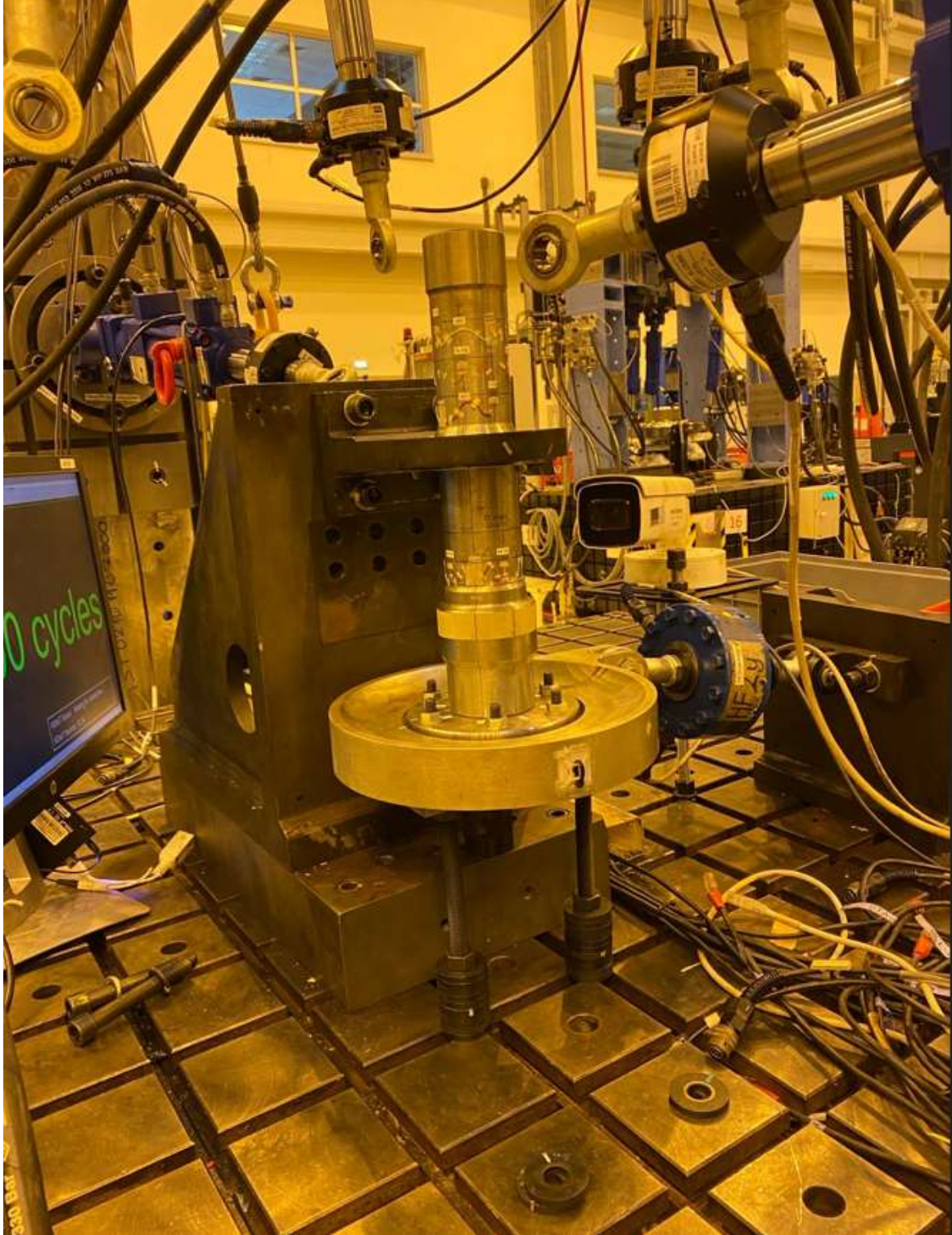
- Metrik diş açma operasyonu olan detayların birbirleriyle olan diş dibi tolerans uyumsuzlukları (problem karşılıklı detayların birbiriyle master alıştırılmaları yapılarak giderilmiştir)
- Şekil 3.33’te görselde belirtilen yük aktarma arayüz detaylarıyla hidrolik aktüatör detaylarının birbiriyle olan bağlantılarında kullanılan pinlerin deliklerden geçmemesi, tolerans dışı gelmesi (problem pin yüzeylerinde zımparalama gibi operasyonlarla küçük talaş kaldırma işlemleri uygulanarak giderilmiştir)
- Şekil 3.26’da görselde belirtilen hidrolik aktüatörlerin test destek yapı kolonlarına bağlantısında kullanılan dairesel yuvarlak plakaların montajında yaşanan zorluklar (ilgili yuvarlak plakalar test düzeneğine bağlanırken hidrolik aktüatörlerin yük aktarma eksenile aynı doğrultuda olması beklenmektedir. Olası bir eksen kaçıklığı test numunesinde istenmeyen yanal yüklere ve momentlere sebebiyet verebilir. İlgili problemi aşmak için CAD modelden alınan referans ölçülerden en az sapma yapabilecek şekilde montaj edilmeye çalışılmıştır).



Resim 5.6. Test düzeneği destek yapı elemanları



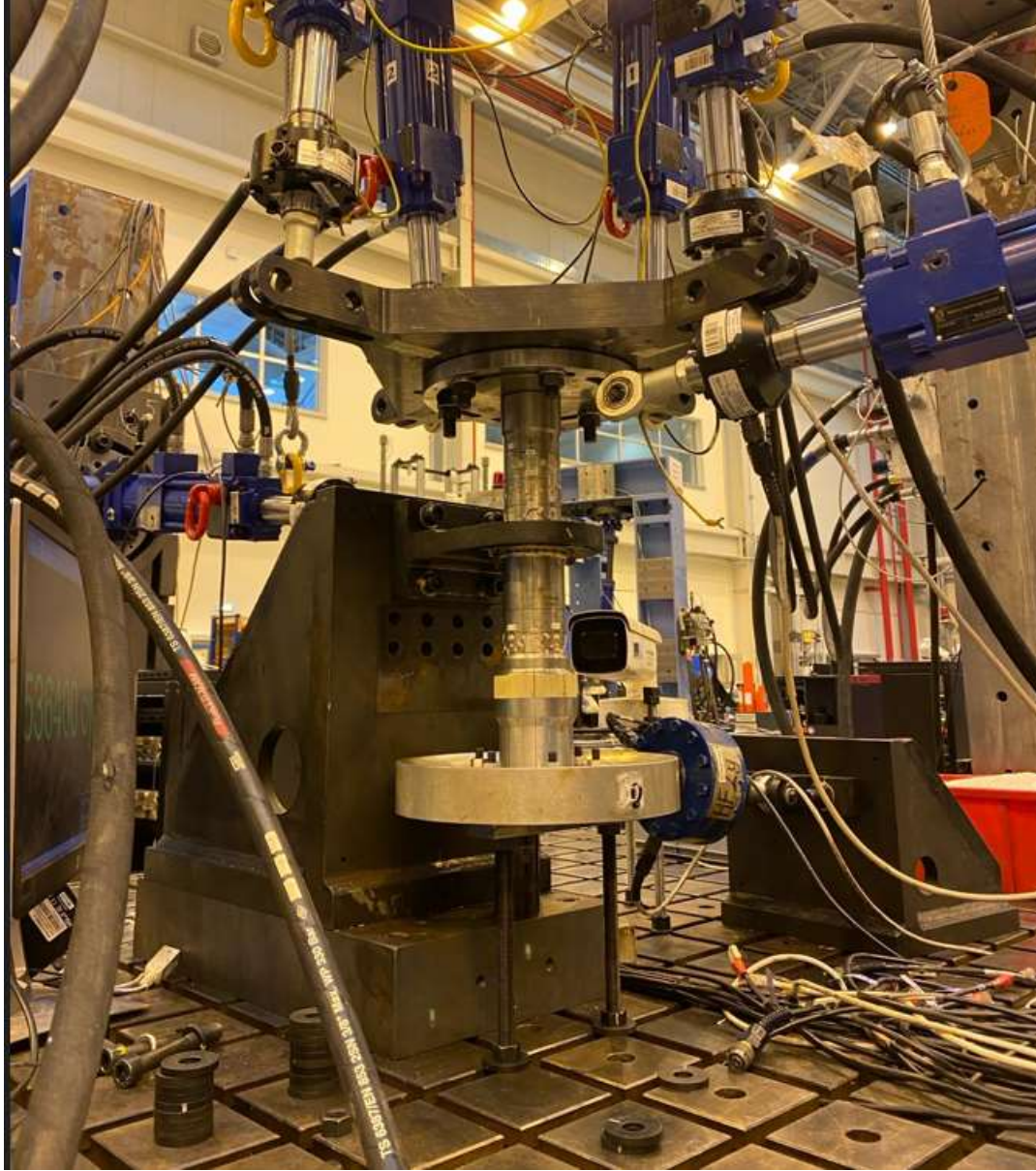
Resim 5.7. Hidrolik aktüatör, hortum ve yük hücresi montajı



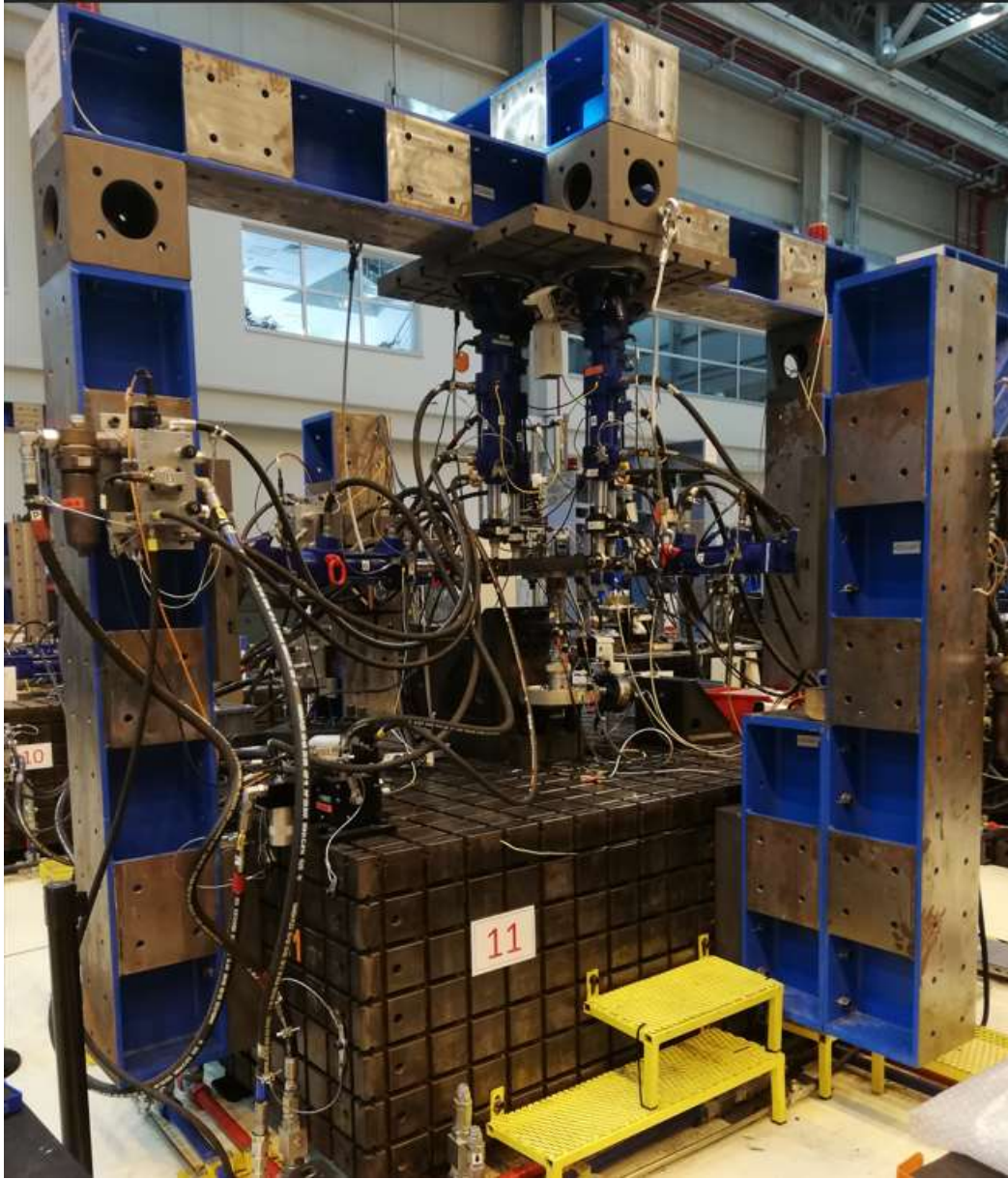
Resim 5.8. Test numunesinin montaj adımı-1



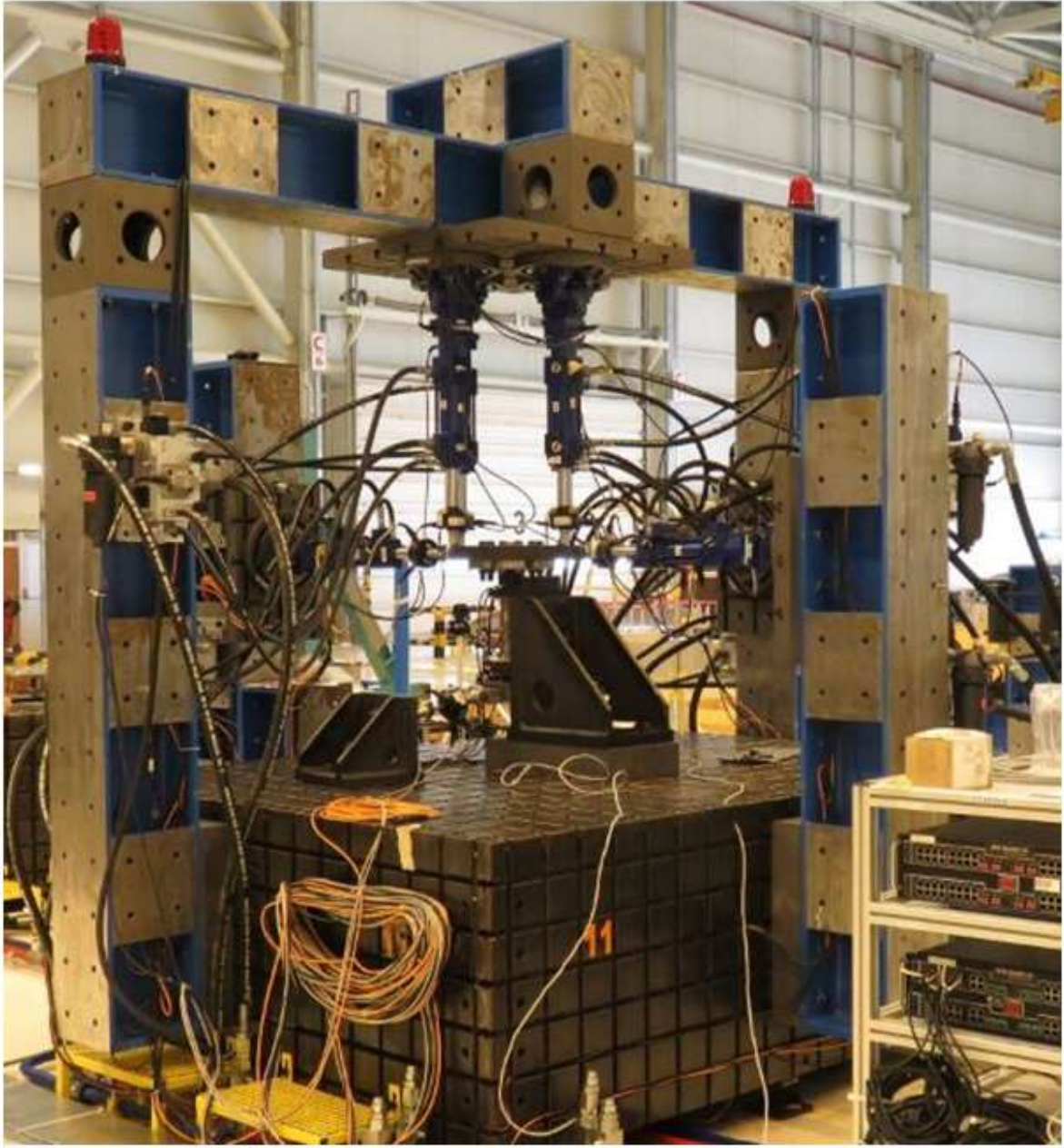
Resim 5.9. Test numunesinin montaj adımı-2



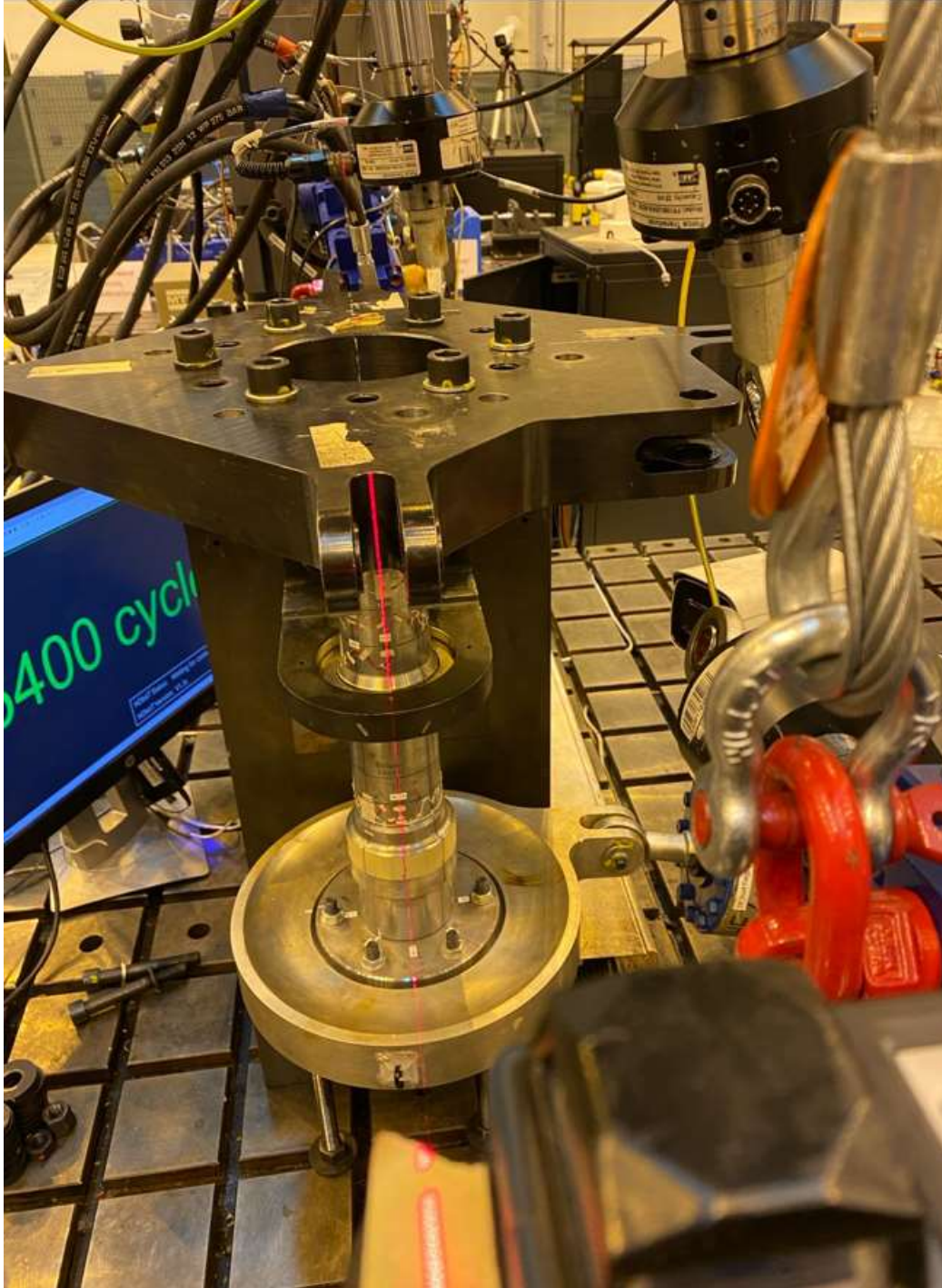
Resim 5.10. Yk aktarma arayüz parçasının test numunesine montajı



Resim 5.11. Montaj adımları tamamlanmış test düzeneği-1



Resim 5.12. Montaj adımları tamamlanmış test düzeneği-2



Resim 5.13. Test numunesi ve yük aktarma arayüz parçasının lazer pozisyonlaması

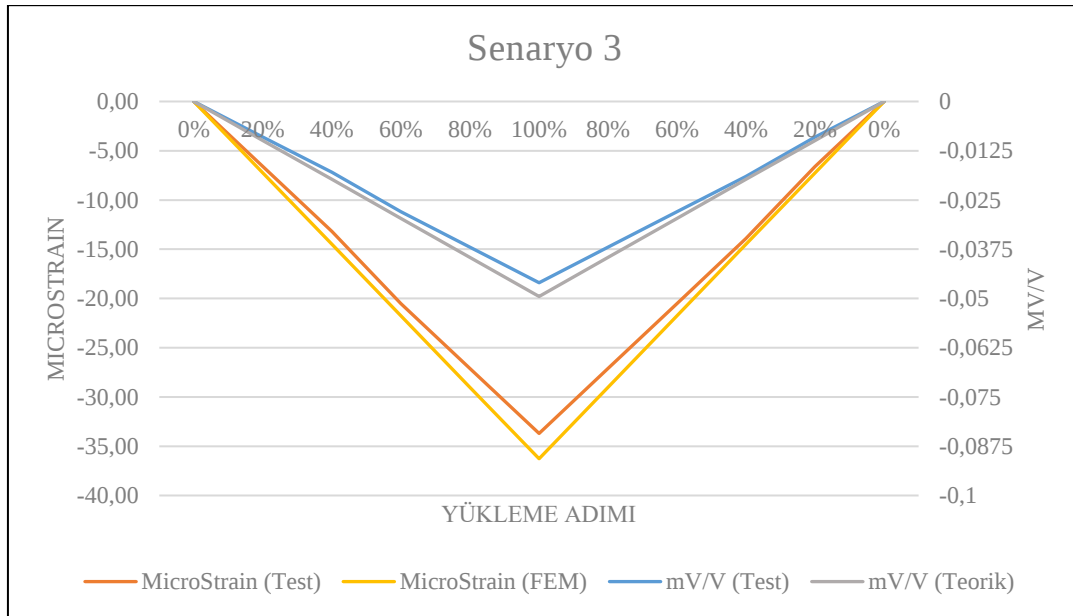
5.3. Testlerin İcrası ve Sonuç Verileri

Bir güç aktarım organı olan şaft ve benzeri yapılar, maruz kaldıkları çalışma ortamlarına göre tekil veya kombine yüklerin etkisinde kalabilirler. Güç aktarım organları çalışma koşullarından dolayı yüksek performans ve dayanım kriterlerini sağlamak zorundadır.

Dolayısıyla her ne kadar çeşitli sonlu elemanlar analiz metotlarıyla bu kriterler belirlenmeye çalışılsa da gerçek testlere tabi tutularak doğrulanması parça performansı açısından önem taşımaktadır.

Bu çalışma ile şaft ve benzeri yapıları tekil ve kombine yüklemeler altında test edebilecek bir test düzeneği çalışması ortaya konulmuştur. Bu bölümde tasarımı ve imalat işlemleri tamamlanmış olan bu test düzeneğinin doğrulama çalışması yapılmıştır. Tasarlanan bu test düzeneği kullanılarak Çizelge 3.3'te belirtilen yükleme senaryoları içerisinde örneklem olarak bazı tekil ve kombine yükleme senaryoları seçilmiştir. Seçilen bu örneklem yükleme senaryoları test düzeneğine montajı yapılan taklit test numunesi üzerinde uygulanmıştır. İcra edilen test yükleme senaryoları;

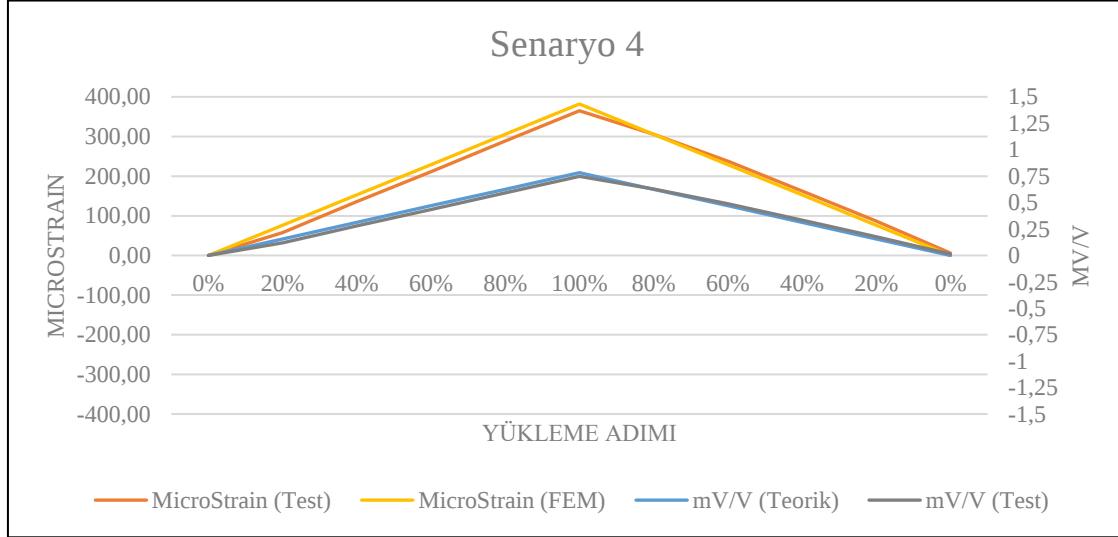
- Senaryo 3: Tekil F_z yükleme senaryosudur. Çizelge 3.5'te belirtilen Act1, Act2, Act3 ve Act4 aktüatörleri koşturularak ilgili çizelgede belirtilen yük değerleri uygulanmıştır. STA 225 noktasına uygulanan F_z gerinim pullarından oluşturulan tam köprüden alınan voltaj değerleri formül 3.3 kullanılarak gerinim/strain dönüşümü yapılmıştır. Aşağıdaki görselde test ve FEM strain/gerinim ile voltaj çıktıları sonuçları verilmiştir.



Şekil 5.5. Senaryo 3 F_z köprüsü voltaj ve strain grafiği

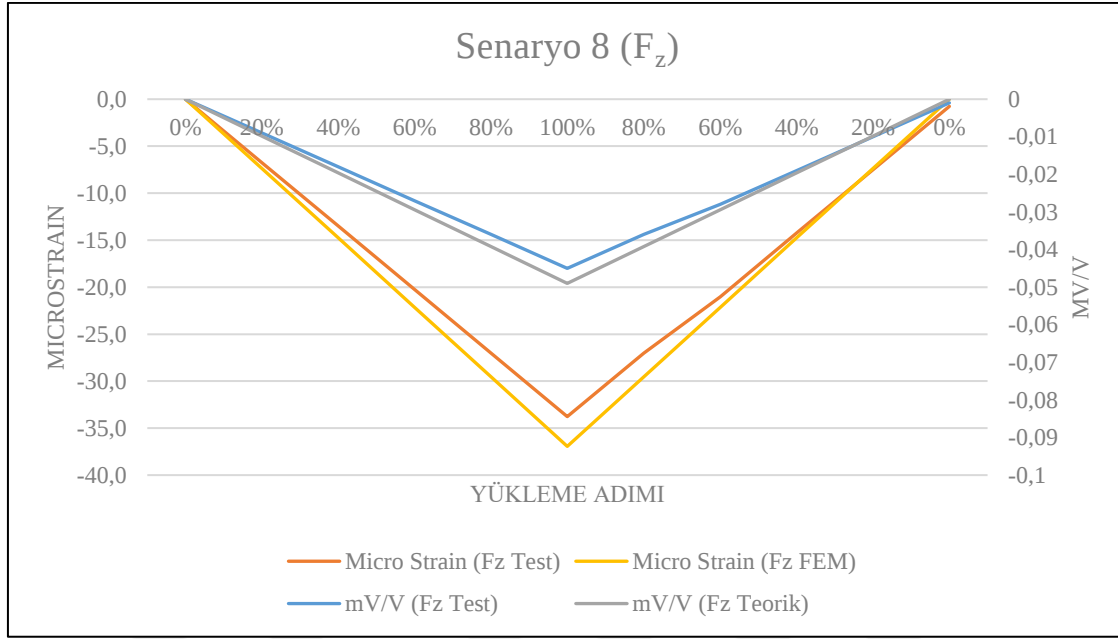
- Senaryo 4: Tekil M_x yükleme senaryosudur. Çizelge 3.5'de belirtilen Act1 ve Act3 aktüatörleri koşturularak ilgili çizelgede belirtilen yük değerleri uygulanmıştır. STA 50

noktasına uygulanan M_x gerinim pullarından oluşturulan tam köprüden alınan voltaj değerleri formül 3.3 kullanılarak gerinim/strain dönüşümü yapılmıştır. Aşağıdaki görselde test ve FEM strain/gerinim ile voltaj çıktıları sonuçları verilmiştir.

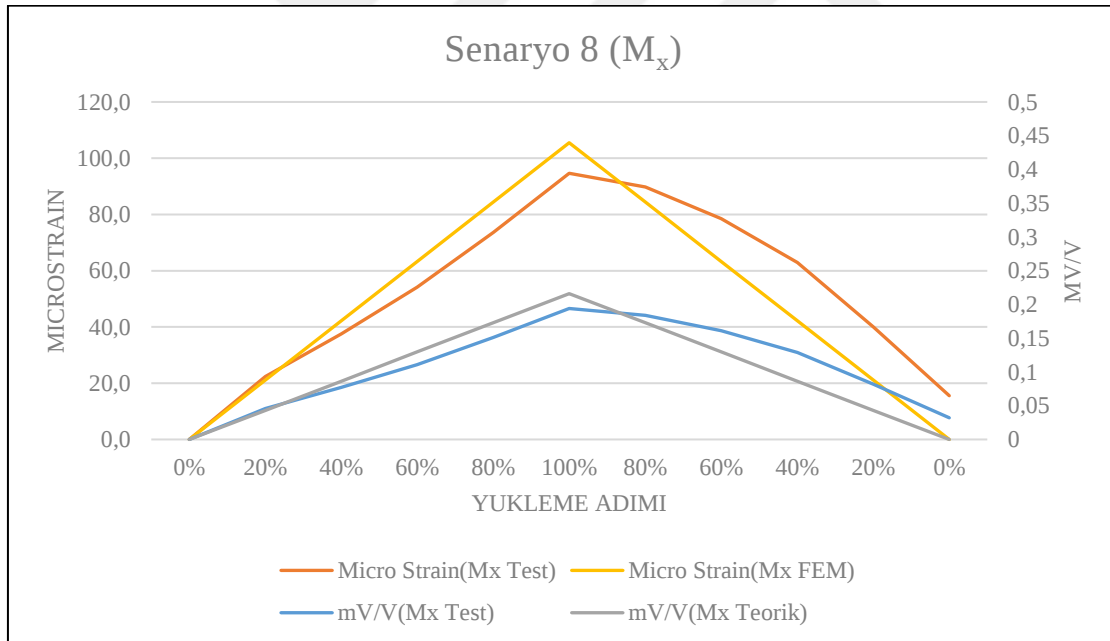


Şekil 5.6. Senaryo 4 M_x köprüsü voltaj ve strain grafiği

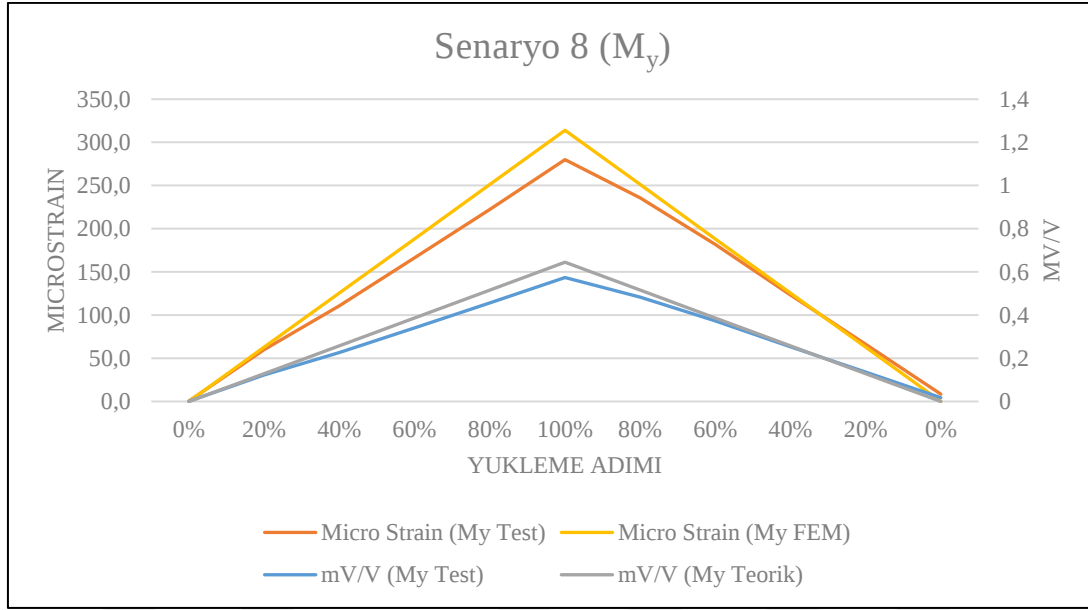
- Senaryo 8: Kombine F_y , F_z ve M_y yükleme senaryosudur. Çizelge 3.5’de belirtilen Act1, Act2, Act3, Act4 ve Act6 aktüatörleri koşturularak ilgili çizelgede belirtilen yük değerleri uygulanmıştır. F_y yüklemesi test parçası üzerinde M_x moment etkisi oluşturmaktadır. STA 50, STA80, STA110 ve STA225 noktalarına uygulanan sırasıyla M_x , M_z , M_y ve F_z gerinim pullarından oluşturulan tam köprü uygulamalarından alınan voltaj değerleri formül 3.3 kullanılarak gerinim/strain dönüşümü yapılmıştır. Aşağıdaki görsellerde uygulanan bu kombine yüklemenin test ve FEM strain/gerinim ile voltaj çıktıları sonuçları verilmiştir.



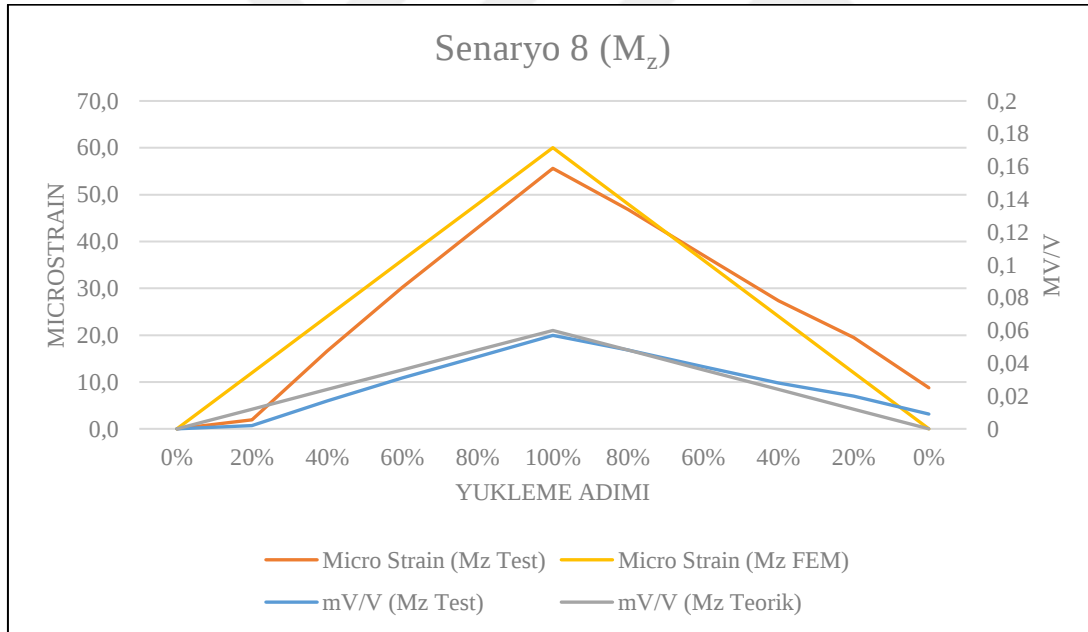
Şekil 5.7. Senaryo 8 F_z köprüsü voltaj ve strain grafiği



Şekil 5.8. Senaryo 8 M_x köprüsü voltaj ve strain grafiği



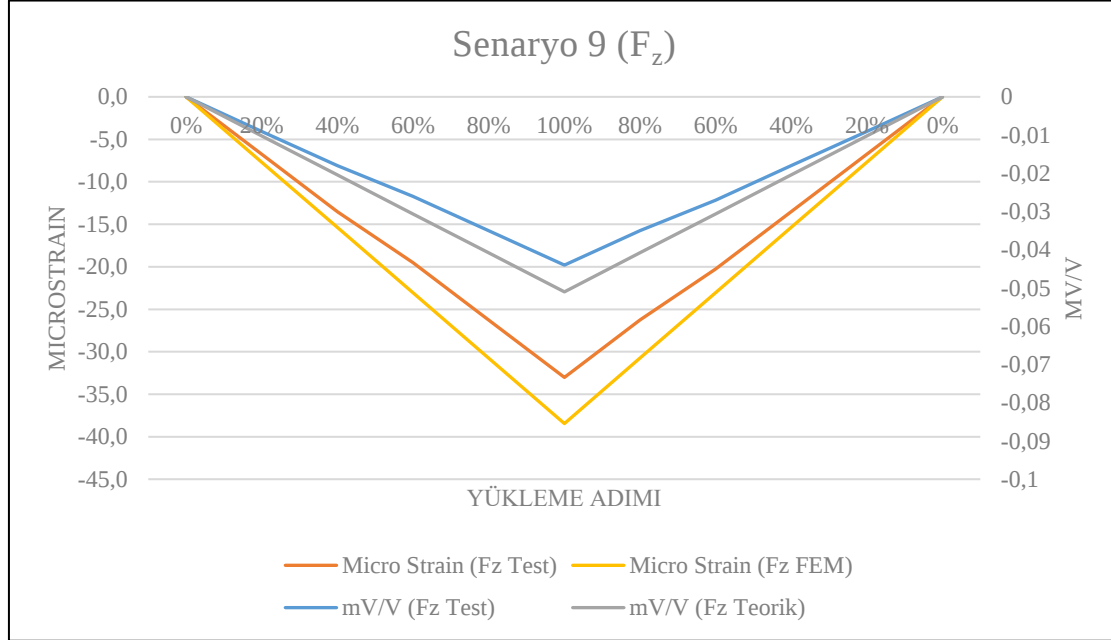
Şekil 5.9. Senaryo 8 M_y köprüsü voltaj ve strain grafiği



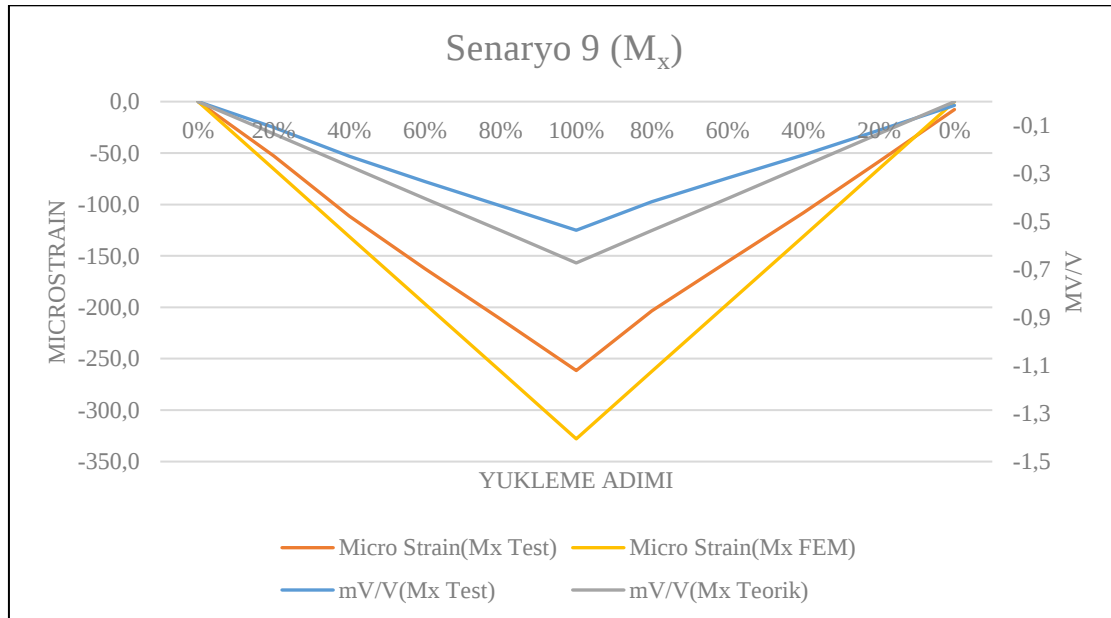
Şekil 5.10. Senaryo 8 M_z köprüsü voltaj ve strain grafiği

- Senaryo 9: Kombine F_x , F_y , F_z , M_x , M_y ve M_z yükleme senaryosudur. Çizelge 3.5’de belirtilen Act1, Act2, Act3, Act4, Act5, Act6 ve Act7 aktüatörleri koşturularak ilgili çizelgede belirtilen yük değerleri uygulanmıştır. F_y yükleme test parçası üzerinde M_x moment etkisi oluştururken F_x yükleme test parçası üzerinde M_y moment etkisi meydana getirmektedir. STA 50, STA80, STA110 ve STA225 noktalarına uygulanan sırasıyla M_x , M_z , M_y ve F_z gerinim pullarından oluşturulan tam köprü uygulamalarından

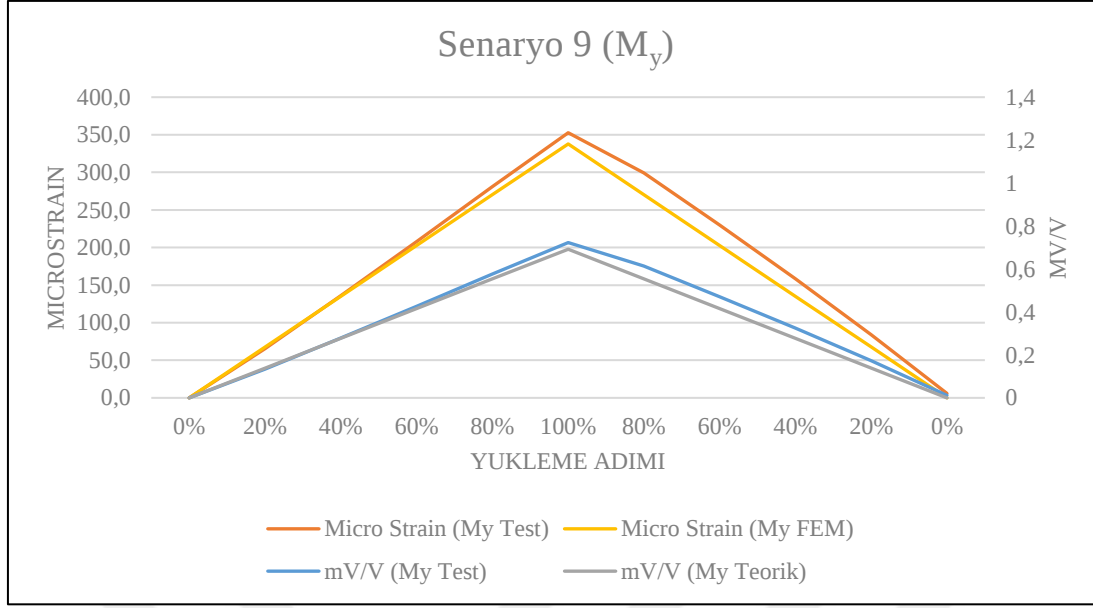
alınan voltaj değerleri formül 3.3 kullanılarak gerinim/strain dönüşümü yapılmıştır. Aşağıdaki görsellerde uygulanan bu kombine yüklemenin test ve FEM strain/gerinim ile voltaj çıktıları sonuçları verilmiştir.



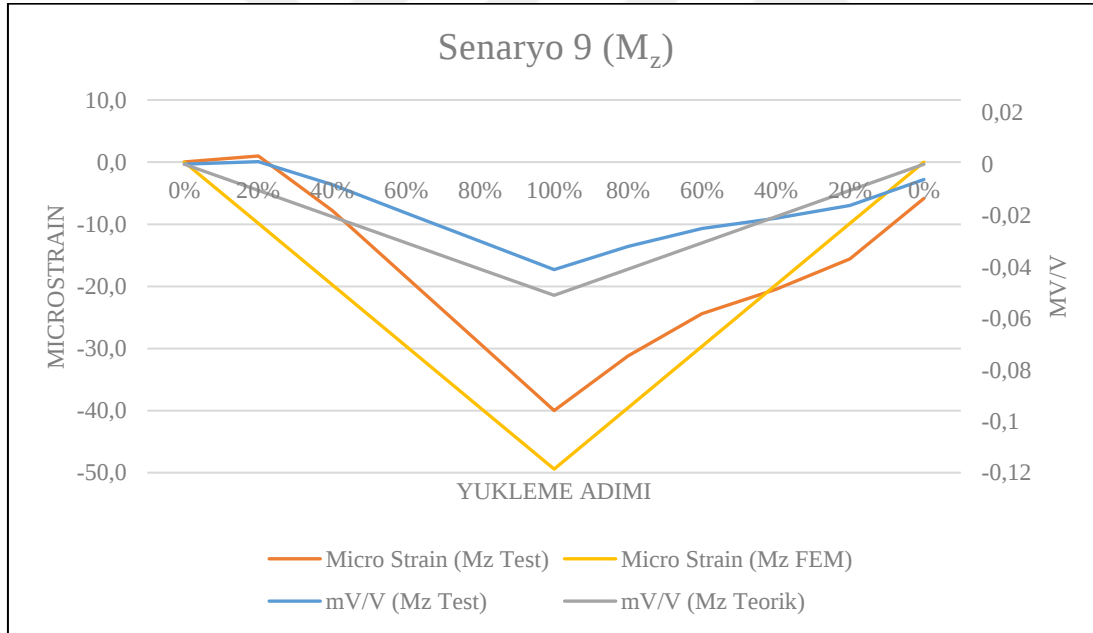
Şekil 5.11. Senaryo 9 F_z köprüsü voltaj ve strain grafiği



Şekil 5.12. Senaryo 8 M_x köprüsü voltaj ve strain grafiği



Şekil 5.13. Senaryo 9 M_y köprüsü voltaj ve strain grafiği



Şekil 5.14. Senaryo 9 M_z köprüsü voltaj ve strain grafiği



6. KIYASLAMA VE SONUÇ

Çizelge 3.3’de belirtilen yükleme senaryoları içerisinde örneklem olarak seçilmiş Senaryo 3, Senaryo 4, Senaryo 8 ve Senaryo 9 tekil ve kombine yükleme tipleri test sonuçlarından alınan voltaj çıktıları ile sonlu elemanlar modeli strain/gerinim sonuçlarının karşılaştırılması aşağıdaki çizelgelerde belirtilmiştir. Voltaj ve strain/gerinim değerleri arasındaki geçiş eşitlik 3.3’te belirtilen hesaplama ile yapılmıştır. Burada sonuçlar arasındaki yüzdesel fark hesaplaması test ve sonlu elemanlar maksimum (100%) yükleme adımındaki değerler farkının (delta), FEM (sonlu elemanlar analizi) analizlerinden alınan değerlere oranı yöntemi kullanılarak elde edilmiştir.

- Senaryo 3:

Çizelge 6.1. Senaryo 3 test ve FEM sonuçları kıyaslaması

Köprü	STA	Toplam MicroStrain (FEM)	Teorik Mv/V	Toplam MicroStrain (Test)	Test Mv/V	Fark %
F _z	225	-36,27	-0,05	-33,7	-0,046	8,0%

- Senaryo 4

Çizelge 6.2. Senaryo 4 test ve FEM sonuçları kıyaslaması

Köprü	STA	Toplam MicroStrain (FEM)	Teorik Mv/V	Toplam MicroStrain (Test)	Test Mv/V	Fark %
M _x	50	381,98	0,78	364,88	0,748	4,1%

- Senaryo 8

Çizelge 6.3. Senaryo 8 test ve FEM sonuçları kıyaslaması

Köprü	STA	Toplam MicroStrain (FEM)	Teorik Mv/V	Toplam MicroStrain (Test)	Test Mv/V	Fark %
M _x	50	105,5	0,216	94,63	0,194	10,2%
M _z	80	60,02	0,06	55,61	0,057	5,0%
M _y	110	314	0,645	280,00	0,574	11,0%
F _z	225	-36,94	-0,049	-33,77	-0,045	8,2%

- Senaryo 9

Çizelge 6.4. Senaryo 9 Test ve FEM Sonuçları Kıyaslaması

Köprü	STA	Toplam MicroStrain (FEM)	Teorik Mv/V	Toplam MicroStrain (Test)	Test Mv/V	Fark %
M _x	50	-327,92	-0,672	-261,46	-0,536	20,3%
M _z	80	-49,42	-0,051	-40,00	-0,041	19,6%
M _y	110	337,80	0,692	352,68	0,723	4,5%
F _z	225	-38,45	-0,051	-33,02	-0,044	13,7%

6.1. Sonuç

Test sonuçları ile sonlu elemanlar analizleri sonuçları kıyaslandığında minimum fark 4,1% ile maksimum fark 20,3% olarak arasında değişkenlik gösterdiği gözlemlenmiştir. Test ve FEM sonuçları arasında oluşan bu yüzdesel farkların olası sebepleri aşağıda belirtilmiştir;

- Test düzeneği çok fazla montajlı ve detay parçadan oluşmaktadır. Bu detay parçalardan oluşabilecek imalat kaynaklı tolerans farklılıkları ve montaj aşamasında oluşabilecek bu tolerans farklılıklarının neticesinde doğan tolerans yığılmaları test numunesi üzerinde oluşacak yükleme noktalarının ideal pozisyonundan sapmalarına sebebiyet verebilir. Bu durum da test sonuçlarını doğrudan etkileyecektir.
- Test düzeneği üzerinde kullanılan yük hücresi, data toplama sistemi, gerinim pulları ve hidrolik aktüatör gibi ekipman ve sensörlerde belirli hata oranların bulunması ve kabuller sonucu veri toplayabilmesi test sonuçlarına etki edebilir
- Test esnasında yardımcı gruplar olarak değerlendirilebilecek elektrik ve hidrolik yapılarındaki gürültüler ve sıcaklık gibi çevresel faktörler de test sonuçlarına etki edebilir.
- Taklit test numunesi ham malzemesinin sertlik (stiffness), elastik modülü (elastic modulus) gibi gerçek değerleri ile sonlu elemanlar analizinde girilen teorik değerler arasındaki farklılıklar okunan strain/gerilim değerlerinde farklılıklara sebebiyet verebilir
- Yük uygulayan hidrolik aktüatörlerinin test düzeneğine bağlanmasında kullanılan arka yuvarlak plaka detaylarının test düzeneğine montajı esnasında olması gereken pozisyondan kaçık montajlanması test numunesi üzerine istenilen pozisyondan kaçık yüklemelere sebebiyet verebilir. Bu durum test esnasında gerinim ölçer pullarından okunana voltaj çıktılarında sapmalara sebebiyet verecektir.
- Sonlu elemanlar yaklaşımında kullanılan basitleştirilmiş sınır koşulları ve yüklemeler ile tam olarak test mekanizması simüle edilemiyor olabilir.

- Test numunesinin kendi eksenini etrafında dönmemesi için tabanına montajlanmış bir arayüz detayı test düzeneği destek yapısına bağlanmıştır. Bu montaj bağlantı tipinde Resim 5.9’da da görüleceği gibi küresel rod end kullanılmıştır. M_z moment yüklemelerinde test numunesi kullanılan rod endin α eğim açısı (tilt angle) mertebesindeki hareket serbestliği kadar kendi ekseninde test esnasında dönme yapmıştır. Bu dönme test numunesi gerinim pulları üzerinde ideal yönde yüklemekten sapmaya ve yanal yüklemelerin gelmesine sebebiyet olmuştur. Bu durum sonlu elemanlar analizinden alınan gerinim değerleriyle testten alınan değerler arasında farklılıklara sebebiyet vermiş olabilir.

6.2. Öneriler ve Gelecek Çalışmalar

Bir güç aktarma organı olan şaft ve benzeri yapıların maruz kaldığı çalışma ortam ve koşullarından dolayı performans ve mekanik dayanım gibi özellikleri kritik öneme sahiptir. Özellikle bu yük aktarma organı havacılık sektöründe hava aracında kullanılan bir detay ise ticari veya sertifikasyon gereksinimlerini karşılayabilmesi için mutlaka mekanik dayanım testlerine tabii tutulması gerekmektedir. Yapılan testlerden alınan sonuçlara göre şaft ve benzeri yapılarda tasarımsal iyileştirmeler yoluna gidilmektedir. Dolayısıyla şaft ve benzeri yapıların testlerini yapacak olan test düzenekleri ne kadar iyileştirir ve geliştirilebilirse o kadar hata payı az ve ideale daha yakın test sonuçları elde etmek mümkün olacaktır.

Bölüm 6.1’de belirtilen olası yüzdesel farklılıkların önüne geçebilecek çalışmaların yapılması test düzeneğinin iyileştirilmesine ve doğrudan alınan test sonuçlarının daha sağlıklı, ideale yakın olmasına olanak sağlayacaktır. Yukarıda bahsedilen sonuç farklılıklarının olası sebepleri belirtilen şu önlemlerle çözümlenebilir;

- Olası tolerans yığılmaların ve aktüatör arkası yuvarlak plakaların test düzeneğine montajı esnasında çok daha hassas lazer kurulum cihazları gibi cihazlarla montaj yapılabilir
- Gürültü, sıcaklık gibi çevresel faktörler minimize edilmesi amacıyla testler daha kontrollü bir laboratuvar ortamında icra edilebilir
- Test numunesinin tutma konsepti daha geliştirilebilir, test esnasında istenmeyen hareketlenmelerin önüne geçilerek, ideal pozisyonda yük aktarımı sağlanabilir

Gelecek çalışmalarda yukarıda belirtilen iyileştirme nerilerinin ışığında, test dzeneginin tasarımı farklı geometri ve boylarda test numunesini farklı yükleme aralıklarında ve yüksek frekanslarda hızlı test edebilecek mobil esneklikte konseptlere sahip farklı test düzenekleri tasarımı geliştirilebilir.



KAYNAKLAR

1. İnternet: Wikipedia. (2023). Shaft (mechanical engineering). Web: [https://en.wikipedia.org/wiki/Shaft_\(mechanical_engineering\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Shaft_(mechanical_engineering)) , Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.
2. Xia, C., Zhu, Y., Zhou, S., Peng, H., Feng, Y., Zhou, W. and Zhang, J. (2023). Simulation study on transient performance of a marine engine matched with high-pressure SCR system. *International Journal of Engine Research*, 24(4), 1327-1345.
3. Van Hooreweder, B., Moens, D., Boonen, R. and Sas, P. (2012). Design and simulation of a novel multi-axial fatigue test rig. *Experimental Mechanics*, 52(4), 513-524.
4. DIN ISO 14635–1. (2006). *Gears*, FZG test procedures.
5. Kyling, H., Siddiqui, M. O. (2023). Full-scale fatigue testing of a cast-iron wind turbine rotor shaft. *Forsch Ingenieurwes*, 87(2), 235-246.
6. Van Hooreweder, B., Moens, D., Boonen, R. and Sas, P. (2012). Design and implementation of a fatigue test rig for fluctuating loading in bending and torsion. *15th International Conference on Experimental Mechanics*, Porto, 122-145.
7. Ali, S., Tahir, M. H., Saeed, M. A., Zaffar, N. and Khan, M. K. (2019). Design and development of fatigue machine: Rotating bending fatigue testing on different materials. *International Journal of Advanced Engineering and Management*, 4(2), 8-15.
8. Avila Ambriz, J. L., Dominguez Almaraz, G. M., Verduzco Juarez, J. C., Correa Gomez, E. and Zuñiga Tello, I. F. (2017). Design and construction of a torsion fatigue machine: Torsion fatigue tests on two industrial aluminum alloys. *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*, 79, 169-182.
9. İnternet: Çevik, R. (2023). Aktüatör nedir? Aktüatörler nasıl çalışır? Aktüatörler seçerken dikkat edilmesi gerekenler nelerdir? *Elektrik Tesisat Mühendisleri Derneği*. Web: <https://www.etmd.org.tr/aktuator-nedir-aktuator-calisma-prensibi/>, Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.
10. İnternet: MTS. (2023). MTS FlexDAC20 Data Acquisition Systems. Web: <https://www.mts.com/en/products/test-system-components/flexdac>, Son Erişim Tarihi: 16/03/2024.
11. İnternet: MTS. (2023). Insight Universal Test System Load Cells. Web: <https://www.mts.com/en/products/materials/load-cells/universal-test-system-load-cells>, Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.
12. İnternet: Wikipedia. (2023). Gage factor. Web: https://en.wikipedia.org/wiki/Gauge_factor, Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.
13. İnternet: DTA Mühendislik. (2022). Gerinim pulu (strain gauge) nedir? Web: <https://blog.dta.com.tr/gerinim-pulu-strain-gauge-nedir/>, Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.

14. İnternet: Smith, G. M. (2020). What is a strain gauge sensor and how does it work? Web: <https://dewesoft.com/blog/measure-strain-and-pressure>, Son Erişim Tarihi: 23/02/2024.
15. İnternet: RotaTeknik Inc. (2019). RotaTeknik Test Ekipmanları Kataloğu. Web: <https://rota-website-strap.s3.eu-west-1.amazonaws.com/Rota+Teknik+-+Test+Silindirleri+Katalogu.pdf>, Son Erişim Tarihi: 12/03/2024.
16. İnternet: MTS Systems. (2019). MTS Test Equipment Catalogue. Web: <https://www.mts.com>, Son Erişim Tarihi: 08/02/2024.
17. İnternet: Fabchip CNC. (2019). T-slot dimensions according to DIN650. Web: <https://www.fabchipcnc.com/floor-plates-new>, Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.
18. İnternet: Elesä. (2019). DIN 508 T-nuts. Web: <https://www.elesa.com/en/elesab2bstoreoc/Machine-elements--T-Nuts--DIN508>, Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.
19. İnternet: Schaeffler. (2018). INAFAG GIR20-UK. Web: https://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/GIR..-UK*GIR20-UK, Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.
20. ASM International Handbook Committee. (1989). *ASM handbook* (2nd ed.). Metals Park, Ohio: ASM International, 122-136.
21. İnternet: MatWeb. (2019). Material allowable data. Web: <http://www.matweb.com>, Son Erişim Tarihi: 17/03/2024.
22. Shigley, J. E. and Mischke, C. R. (1989). *Mechanical engineering design* (5th ed.). Blacklick, OH: McGraw-Hill College, 145-163.
23. Niu, C. (2011). *Airframe stress analysis and sizing*. New York: Conmilit Press, 85-93.
24. Bruhn, E. F. (1973). *Analysis and design of flight vehicle structures*. Cincinnati, OH: Tri-State Offset Company, 89-103.
25. İnternet: Federal Standard. (1994). *FED-STD-H28A. Screw-thread standards for federal services*. Web: http://everyspec.com/FED-STD/FED-STD-H28_19_37079/, Son Erişim Tarihi: 03/02/2024.
26. Hovell, P., Webber, D., Roberts, T. (1968). *The use of calibrated strain gauges for flight load determination*. Farnborough: Royal Aircraft Establishment, 122-145.
27. Limon, A. U. (2018). *Actuator load calculation tool for a multiaxial test system of a rotating beam like aerostructure*. Master's Thesis, Middle East Technical University, Ankara, 38-42.



Gazili olmak ayrıcalıktır...