

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SU TÜRBİNİ DENEY DÜZENEĞİ BİLEŞENLERİNİN TASARIMI VE  
DENEYSEL DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Fevzi BÜYÜKSOLAK**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Yiğit TAŞCIOĞLU**

**AĞUSTOS 2017**



Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....  
**Prof. Dr. Osman EROĞUL**  
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....  
**Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**  
Anabilim Dalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 141511018 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Fevzi BÜYÜKSOLAK**'ın ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**SU TÜRBİNİ DENEY DÜZENEGİ BİLEŞENLERİNİN TASARIMI VE DENEYSEL DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI**" başlıklı tezi **03.08.2017** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı :** **Yrd.Doç.Dr. Yiğit TAŞÇIOĞLU** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Eş Danışman:** **Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU** .....  
TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi

**Jüri Üyeleri :** **Doç.Dr. M. Metin YAVUZ** .....  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

**Doç.Dr. Mehmet Bülent ÖZER (Başkan)**.....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi



## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Fevzi BÜYÜKSOLAK



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### SU TÜRBİNİ DENEY DÜZENEĞİ BİLEŞENLERİNİN TASARIMI VE DENEYSEL DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

Fevzi BÜYÜKSOLAK

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniveritesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Yiğit TAŞCIOĞLU

Tarih: Ağustos 2017

Hidrolik türbinlerin performans ve kavitasyon karakteristiklerinin belirlenmesinde günümüzde yaygın olarak kullanılan gelişmiş numerik yöntemler ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği metotlarına rağmen model türbin testlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu testlerin gerçekleştirildiği dünya üzerindeki çeşitli laboratuvarlara benzer şekilde ülkemize de uluslararası standartlarda bir test düzeneğinin kazandırılması için Kalkınma Bakanlığı desteği ile TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniveritesi bünyesinde Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi'nde çalışmalar yapılmış ve nihayete ermiştir. Yapılan tez çalışması bu kapsamda gerçekleştirilen bazı tasarım ve test çalışmalarını sunmaktadır. Tez çalışması içerisinde deney düzeneğinde generatörün ve model türbinin yerleştirildiği test hücresinin tasarımı yapılmış ve sonlu elemanlar yöntemi ile mekanik dayanımı incelenmiştir. Generatörün test hücresi üzerinde yataklanması ve türbin çarkından iletilen zararlı eksenel ve radyal kuvvetlerden yalıtılması amacıyla bir hidrostatik yatağın kavramsal tasarımının yapılması tez kapsamında tamamlanan çalışmalardandır. Hidrostatik yatak, sabit generatör gövdesinin de sürtünmesiz olarak yağ filmi üzerinde yüzdürülmesini sağlayarak model türbin testlerinde uluslararası standarda uygun olarak tork ölçümü yapılabilmesini sağlamaktadır. Tez çalışması dahilinde bu ölçüm mekanizmasının tasarımı verilmiştir. Bu amaçla hidrostatik yatağa bağlı bir kol kullanılarak shaft torku bir yük hücresine iletilmektedir. Ölçüm sistemi

dahilinde bu yük hücresinin ölçümlerini teyit etmek için bir mekanizma yardımıyla kola bağlı kalibreli ağırlıklar kullanılmaktadır. Yapılan çalışma ile TÜBİTAK KAMAG tarafından desteklenen MİLHES Projesi'nde rehabilitasyon çalışmalarının yürütüldüğü Kepez-1 Hidroelektrik Santrali'nin mevcut prototip türbininin testleri için ölçekli model tasarım çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda üniteye ait orijinal paftalar ve sahada yapılan tarama çalışmasında elde edilen veriler kullanılarak model türbin parçalarının bilgisayar ortamında katı modelleri hazırlanmıştır. Bu katı modeller test merkezinin üretim yetenekleri doğrultusunda uygun hale getirilerek imalat öncesinde sonlu elemanlar yöntemi ile mekanik dayanım analizine tabi tutulmuştur. Tasarımı doğrulanan parçalar imalat birimine iletilmiştir. Bu tez çalışmasında tasarım çalışmalarının akabinde test faaliyetleri de gerçekleştirilmiştir. Üretim ve montaj sonrasında hidrostatik yatak için bazı saha testleri tamamlanmış ve akış ayırıştırıcılarda ölçülen basınç değerleri tez çalışması içerisinde verilmiştir. Test merkezinde hizmet verilebilecek kapasitelerin belirlenmesi için deney düzeneğindeki iki adet pompa ile tekli, seri ve paralel çalışma sıralamalarında testler yapılmıştır. Yapılan testlerde farklı devirler için debi ve düşü değerleri ölçülerek not edilmiş ve tez kapsamında sunulmuştur. Test düzeneğine ait sistem eğrilerinin elde edilerek model testi öncesinde farklı modellere özel test koşullarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Tez içeriğinde bu amaçla pompa, kayıp ve model türbin eğrilerinin kullanıldığı bir yöntem sunulmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Test hücresi, Hidrostatik yatak, Tork ölçümü, Model türbin tasarımı, Pompa testi



## ABSTRACT

Master of Science

### COMPONENT DESIGN FOR A HYDRAULIC TURBINE TEST RIG AND VERIFICATION STUDY BY EXPERIMENTS

Fevzi BÜYÜKSOLAK

TOBB University of Economics and Technology

Institute of Natural and Applied Sciences

Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Asst. Prof. Yiğit TAŞCIOĞLU

Date: Ağustos 2017

Although improved numerical methods and computational fluid dynamics technique in turbine design, experiments are still popular to validate the performance and cavitation characteristic. There are a few laboratories specialized for model turbine tests. The significant effort is made by Hydraulic Turbine Design and Test Center of TOBB University of Economics and Technology supported by Ministry of Development to establish such a facility in Turkey. Given study introduces some design and test processes as a part of this effort. The test cell, which is required to accommodate the generator-bearing assembly and model turbines to be tested, is designed as a frame structure and validation work with finite element methods is accomplished. Conceptual design of a hydrostatic bearing that isolates generator from harmful forces of turbine runner is made. Stator of the generator rotates freely on the hydrostatic bearing and it allows the measurement of torque respect to the international standards. Another aspect of the study is to have a measurement system that consists of an arm, a force transducer and calibration weights for the transducer. Length of the arm multiplied by the measured force gives the torque produced by the turbine runner. In the context of the thesis work, the model turbine of Kepez-1 HEPP that is under rehabilitation as a part of MILHES project supported by TUBITAK KAMAG is designed. Original technical drawings of turbine parts and scanned point cloud are

used to obtain 3d models of the turbine. By regarding manufacturing capabilities, design process is finalized and finite element work is made. After the validation, production unit starts processing. Test activities are another branch of this study. The hydrostatic bearing is put under function tests and pressure readings from flow dividers are recorded and presented. To determine capacity that could be reached by two pumps in serial or paralel, pump test are arranged. Test result as flow rate and pressure for different pump speeds are measured and noted as a part of this study. Finally, a methodology to determeine test conditions for different model turbines by defyning system curves before the model test. It includes a graph with axes as a flow rate and pressure and pump, loss and turbine curves on it.

**Keywords:** Test cell, Hydrostatic bearing, Torque measurement, Model turbine design, Pump test

## TEŞEKKÜR

Henüz lisans eğitimim sırasında kendisiyle çalışma fırsatı bulduğum, her zaman paylaştığı ilgi çekici çalışmalarla bana ilham vermiş, benim teslim tarihleriyle olan mücadelede her zaman sabır göstermiş, lisans bitirme projemde olduğu gibi yüksek lisans eğitimimde de danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Yiğit Taşcıoğlu'na sonsuz teşekkür ederim.

Mühendislik üzerine edindiğim bilgilerin büyük çoğunluğuna doğrudan veya dolaylı olarak katkıda bulunmuş, daima verdiği fikirlerle yol gösterici olmuş, yaptığım çalışmalarda her zaman destekleyici olmuş, kazandırdığı sorumluluk alabilme bilinciyle birçok konuda ilerlememi sağlamış danışman hocam Dr. Kutay Çelebioğlu'na sonsuz teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim için beni HİDRO ekibine kabul ederek benim için yeni ufuklar açmış, ilk günden beri daima destekleyici olmuş, her problemimde içtenlikle yardımcı olmuş, verdiği sorumluluklar da duyduğu güvenle ilham verici olmuş sayın hocam Doç. Dr. Selin Aradağ'a sonsuz teşekkür ederim.

Tez jürisi üyeleri Doç.Dr. M. Metin Yavuz'a ve Doç.Dr. M. Bülent Özer'e zaman ayırıp tezimi değerlendirdikleri ve jürimde buldukları için teşekkür ederim.

Her zaman fikir alışverişinde bulunduğum, büyük bir sabırla beni ödev yapmaya ve çalışmaya zorlayarak yüksek lisans derslerimi bitirmemi sağlamış kıymetli dostum Alev Elikalfa Köksal'a sonsuz teşekkür ederim.

Zor günlerimde daima yanımda olan, en kıymetli anıları paylaştığım ve ikinci ailem olarak gördüğüm sevgili dostlarım Cengiz Yıldırım ve Zeynep Öziş'e sonsuz teşekkür ederim.

Destek ve sevgilerini benden hiçbir zaman esirgemeyen, benim için hiçbir fedakarlıktan kaçınmayan sevgili aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans yaptığım sürece boyunca HİDRO bünyesinde beraber çalışma fırsatı bulduğum tüm arkadaşlarıma katkıları ve destekleri için teşekkür ederim.

Tez çalışmalarımı tamamladığım TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test merkezi altyapısının oluşturulmasındaki maddi desteği sebebiyle, Kalkınma Bakanlığı'na teşekkür ederim. Çalışmalarım sırasındaki sağladığı burs ile katkıda bulunan TOBB ETÜ ve 113G109 no'lu TÜBİTAK projesine teşekkür ediyorum.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>vi</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>viii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>ix</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>x</b>
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	<b>xii</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>SEMBOLE LİSTESİ</b> .....	<b>xiv</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı .....	2
1.2 Tez Planı.....	2
<b>2. TEST HÜCRESİ MEKANİK TASARIMI</b> .....	<b>5</b>
2.1 Test Hücresi Tasarımı.....	5
2.2 Hidrostatik Yatak Tasarımı .....	13
2.3 Tork Ölçüm Mekanizması Tasarımı.....	24
<b>3. DENEY DÜZENİĞİNİN DEBİ VE DÜŞÜ ARALIKLARININ BELİRLENMESİ</b> .....	<b>39</b>
3.1 Deney Düzenineğin Genel Görünümü .....	39
3.2 Test Yöntemi .....	41
3.3 Elde Edilen Sonuçların Fabrika Verileriyle Karşılaştırılması .....	44
<b>4. KEPEZ 1 HES MODEL TÜRBİN MEKANİK TASARIMI</b> .....	<b>51</b>
4.1 Salyangoz Grubu Tasarımı .....	53
4.2 Regülasyon Grubu Tasarımı.....	67
4.3 Çark Grubu Tasarımı .....	79
4.4 Şaft Grubu Tasarımı .....	81
4.5 Emme Borusu Grubu Tasarımı.....	83
<b>5. MODEL TÜRBİN İÇİN TEST KOŞULLARININ BELİRLENMESİ</b> .....	<b>89</b>
5.1 Genel Bir Yöntemin Geliştirilmesi.....	89
5.2 Kepez 1 Model Türbin Testi için Pompa Çalışma Koşullarının Belirlenmesi .	94
<b>6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER</b> .....	<b>101</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>105</b>
<b>EKLER</b> .....	<b>109</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>115</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1: "Fine Institute of Hydraulic Machinery" deney düzeneği test hücresi [12]	5
Şekil 2.2: "Hydraulic Laboratory of Voith" deney düzeneği test hücresi [13]	6
Şekil 2.3: "Laboratory for Hydraulic Machines of EPFL" test hücresi [14]	6
Şekil 2.4: Test hücresinin deney düzeneğinde konumu (Üst görünüm)	8
Şekil 2.5: Taşıyıcı platformların hareket esnekliği (Ön görünüm)	8
Şekil 2.6: Test hücresi mekanik analiz sınır şartları (Ön görünüm)	10
Şekil 2.7: Test hücresi mekanik analiz sınır şartları (Yan görünüm)	10
Şekil 2.8: Test hücresi eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı	11
Şekil 2.9: Test hücresi maksimum kayma gerilimi dağılımı	12
Şekil 2.10: Test hücresi toplam deformasyon dağılımı	13
Şekil 2.11: Francis tipi türbin kesiti	15
Şekil 2.12: Hidrostatik yatak ön tasarımı	16
Şekil 2.13: Hidrostatik yatak kesit görünümü	17
Şekil 2.14: Hidrostatik yatak detay tasarımı	18
Şekil 2.15: Montajı yapılmış hidrostatik yatak	18
Şekil 2.16: Hidrostatik yatak yağ ünitesi ön tasarımı	20
Şekil 2.17: Hidrostatik yatak yağ ünitesi detay tasarımı	20
Şekil 2.18: Hidrostatik yatak testi ölçüm noktaları	21
Şekil 2.19: Balanslı ve balans yapılmamış makine örnekleri [10]	25
Şekil 2.20: Tork ölçüm sistemi genel görünümü	27
Şekil 2.21: Tork ölçüm kolu ve bağlı bileşenlerin görünümü	28
Şekil 2.22: Generatör fabrika testi tork-devir eğrisi	29
Şekil 2.23: Tork ölçüm kolu	30
Şekil 2.24: Tork ölçüm kolu mekanik analiz sınır şartları	30
Şekil 2.25: Tork ölçüm kolu toplam deformasyon dağılımı	31
Şekil 2.26: Tork ölçüm kolu eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı	31
Şekil 2.27: Tork ölçüm kolu maksimum kayma gerilimi dağılımı	32
Şekil 2.28: Sensör bağlantı aparatı mekanik analiz sınır şartları	33
Şekil 2.29: Sensör bağlantı aparatı toplam deformasyon dağılımı	34
Şekil 2.30: Sensör bağlantı aparatı eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı	34
Şekil 2.31: Sensör bağlantı aparatı maksimum kayma gerilimi dağılımı	35
Şekil 2.32: Makaraya uygulanan kuvvetlerin gösterimi	36
Şekil 2.33: Tork ölçüm sistemi	37
Şekil 3.1: Deney düzeneği genel görünümü	40
Şekil 3.2: Deney düzeneği vana yerleşimi	42
Şekil 3.3: Deney düzeneği test çevrimi	43
Şekil 3.4: Deney düzeneği pompaları garanti edilmiş performans eğrileri	46
Şekil 3.5: Pompa 2 600 rpm için test sonuçları	47
Şekil 3.6: Pompa 2 800 rpm için test sonuçları	47
Şekil 3.7: Pompa 2 1000 rpm için test sonuçları	48
Şekil 3.8: Pompa 3 600 rpm için test sonuçları	48
Şekil 3.9: Pompa 3 800 rpm için test sonuçları	49
Şekil 3.10: Pompa 3 1000 rpm için test sonuçları	49

Şekil 4.1: Model türbin kompleksi .....	52
Şekil 4.2: Model türbin kompleksi kesit görünümü .....	52
Şekil 4.3: Montaj aşamasında model türbin görünümü.....	53
Şekil 4.4: Kepez-1 hes prototip türbin genel görünümü .....	54
Şekil 4.5: Model türbin salyangoz grubu bileşenleri.....	55
Şekil 4.6: Model türbin salyangoz üst parçası (Üst görünüm) .....	56
Şekil 4.7: Model türbin salyangoz üst parçası (Alt görünüm) .....	57
Şekil 4.8: Model türbin salyangoz alt parçası (Üst görünüm).....	57
Şekil 4.9: Model türbin salyangoz alt parçası (Alt görünüm) .....	58
Şekil 4.10: Model türbin alt kapağı .....	58
Şekil 4.11: Salyangoz üst parçası mekanik analiz sınır şartları .....	59
Şekil 4.12: Salyangoz alt parçası mekanik analiz sınır şartları (Alt Görünüm) .....	60
Şekil 4.13: Salyangoz alt parçası mekanik analiz sınır şartları (Üst Görünüm).....	60
Şekil 4.14: Salyangoz üst parçası toplam deformasyon dağılımı.....	62
Şekil 4.15: Salyangoz üst parçası eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı .....	63
Şekil 4.16: Salyangoz üst Parçası Maksimum Kayma Gerilimi Dağılımı .....	64
Şekil 4.17: Salyangoz alt parçası toplam deformasyon dağılımı .....	65
Şekil 4.18: Salyangoz alt parçası eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı .....	66
Şekil 4.19: Salyangoz alt parçası maksimum kayma gerilimi dağılımı .....	66
Şekil 4.20: Regülasyon sistemi final tasarımı .....	67
Şekil 4.21: Ayar kanadı .....	68
Şekil 4.22: Ayar kanadı mekanik analiz sınır şartları .....	69
Şekil 4.23: Ayar kanadı eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı .....	70
Şekil 4.24: Ayar kanadı maksimum kayma gerilimi dağılımı.....	71
Şekil 4.25: Ayar kanadı toplam deformasyon dağılımı.....	72
Şekil 4.26: Montaja hazır ayar kanadı.....	72
Şekil 4.27: Regülasyon sistemi ön tasarımı.....	73
Şekil 4.28 Regülasyon sisteminde dört çubuk mekanizmasının gösterimi .....	74
Şekil 4.29: Moment hesabında kullanılan kanat profili boyutları .....	75
Şekil 4.30: Ayar kanadı üzerine etkiyen basınç kuvvetleri .....	76
Şekil 4.31: Mafsal kolu bağlantı pimi üzerinde kuvvet dengesi .....	77
Şekil 4.32: Mafsal kolu linki üzerinde kuvvet dengesi .....	78
Şekil 4.33: Mafsal kolu linki bağlantı pimi üzerinde kuvvet dengesi .....	78
Şekil 4.34: Montajı yapılmış regülasyon sistemi .....	79
Şekil 4.35: Çark kompleksi patlatılmış görünüm .....	80
Şekil 4.36: Çark kompleksi .....	81
Şekil 4.37: Şaft grubu bileşenleri kesit görünümü .....	82
Şekil 4.38: Sızdırmazlık labirenti kesit görünümü .....	82
Şekil 4.39: Montaja hazır şaft grubu parçaları .....	83
Şekil 4.40: Emme borusu kompleksi.....	84
Şekil 4.41: Model türbin emme borusu gözlem konisi .....	85
Şekil 4.42: Model türbin emme borusu ikinci konisi .....	85
Şekil 4.43: Model türbin emme borusu dirseği .....	86
Şekil 4.44: Model türbin emme borusu gövdesi.....	87
Şekil 4.45: Montaja hazır emme borusu bileşenleri .....	88
Şekil 5.1: Sistem Eğrileri (Pompa ve sistem kayıpları).....	93
Şekil 5.2: Sistem Eğrileri (Pompa, sistem kayıpları ve türbin) .....	97
Şekil 5.3: Sistem Eğrileri (Pompa, sistem kayıpları, türbin, düzeltilmiş türbin) .....	98
Şekil 5.4: Çalışma aralığında sistem eğrileri yakınlaştırılmış görünüm .....	100



## ÇİZELGE LİSTESİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
Çizelge 2.1: Test hücresi için tasarım limitleri .....	9
Çizelge 2.2: Test hücresi mekanik analiz sonuçları .....	11
Çizelge 2.3: Hidrostatik yatak teknik özellikler.....	19
Çizelge 2.4: Hidrostatik yatak sürtünme ünitesi test sonuçları.....	22
Çizelge 2.5: Hidrostatik yatak dönen mil ünitesi test sonuçları.....	23
Çizelge 2.6: Tork kolu mekanik analiz sonuçları .....	31
Çizelge 2.7: Sensör bağlantı aparatı mekanik analiz sonuçları.....	34
Çizelge 4.1: Salyangoz alt parçası analiz sonuçları .....	61
Çizelge 4.2: Salyangoz üst parçası analiz sonuçları .....	61
Çizelge 5.1: Pompaların farklı devirlerde fabrika test verileri.....	91
Çizelge 5.2: Pompaların seri sıralaması için düşü kayıpları [18] .....	92
Çizelge 5.3: Pompaların paralel sıralaması için düşü kayıpları [18] .....	92
Çizelge 5.4: Farklı ayar kanadı açıklıklarında türbine giren debiler ve düşüler .....	96
Çizelge 5.5: Prototip türbin için çalışma aralığı sınır noktaları [29] .....	99
Çizelge 5.6: Model türbin için çalışma aralığı sınır noktaları.....	99



## KISALTMALAR

<b>IEC</b>	: Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (International Electrotechnical Commission)
<b>EPFL</b>	: Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
<b>TOBB ETÜ</b>	: Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
<b>TÜBİTAK</b>	: Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu
<b>KAMAG</b>	: TÜBİTAK Kamu Araştırmaları Destek Grubu
<b>MİLHES</b>	: Hidroelektrik Santral Bileşenlerinin Yerli Olarak Tasarımı ve Üretimi
<b>HES</b>	: Hidroelektrik Santrali
<b>ISO</b>	: Uluslararası Standartlar Örgütü (International Organization for Standardization)
<b>VG</b>	: Viskosite Seviyesi (Viscosity Grade)
<b>EÜAŞ</b>	: Elektrik Üretim Anonim Şirketi
<b>MAM</b>	: TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği



## SEMBOL LİSTESİ

### Simgeler

### Açıklama

A	Kesit alanı
$\alpha$	Link ve mafsal kolu tepki kuvvetleri arasındaki açı
$\beta$	Link ve çember tepki kuvvetleri arasındaki açı
d	Çap
F	Normal kuvvet
g	Yerçekimi ivmesi
H	Düşü
$\mu_s$	Statik sürtünme katsayısı
Q	Debi
P	Statik Basınç
M	Moment
V	Yatağa iletilen tepki kuvvet
r	Yarıçap
$\rho$	Yoğunluk
$\eta_h$	Hidrolik verim
T	Tork
$T_m$	Çarkta üretilen tork
w	Açısal hız
$P_{mekanik}$	Mekanik güç
$P_{hidrolik}$	Hidrolik güç
L	Dönme noktasına uzaklık
$f_{Tm,s}$	Toplam sistematik belirsizlik
$f_{r,s}$	Uzunluk ölçümünde belirsizlik
$f_{F,s}$	Kuvvet ölçümünde belirsizlik
$F_s$	Sürtünme kuvveti
$\mu_s$	Sürtünme katsayısı



## 1. GİRİŞ

Hidrolik türbinler akan suyun enerjisinin mekanik enerjiye çevrildiği elemanlardır. Elde edilen mekanik enerji hidrolik türbinle akuple edilen generatör aracılığıyla elektrik enerjisine dönüştürülmektedir [1]. Literatürde yaygın olarak üç temel hidrolik türbin tasarımı Francis, Kaplan ve Pelton türbinleri olarak görülmektedir [2]. Uygulamada bir hidroelektrik santral için türbin tipinin seçiminde çalışma koşulları (debi, düşü ve enerji üretim büyüklüğü) belirleyici olmaktadır [3]. Geniş debi ve düşü aralıklarında uygulanabilir olması Francis tipi türbinleri öne çıkarmaktadır [4]. Hidrolik türbinler gelişmiş numerik metotlar ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak tasarlanmaktadır [5]–[8]. Ancak tasarımın doğrulanması için hala çeşitli standart testlerin gerçekleştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır [9]. Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC) tarafından standartları belirlenmiş bu testlerde ölçeklenmiş model türbinler kullanılmaktadır. Model testinde hidrolik türbinin performans ölçütleri ve kavitasyon karakteristiği incelenmektedir [10].

Model türbin testi için özelleşmiş ve testin yanı sıra hidrolik türbinler üzerine araştırmalar yapmakta olan merkezler bulunmaktadır. Bunlar, bir kısmı ilgili sektörde faaliyet gösteren ticari firmaların bir kısmı ise bağımsız araştırmalar yapan akademik kurumların işlettiği laboratuvarlardır [11]. Model test laboratuvarlarına Fine Institute of Hydraulic Machinery [12], S.Morgan Smith Memorial Hydraulic Laboratory of Voith [13], Laboratory for Hydraulic Machines of Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL) [14], Dongfang Electric Machinery Hydraulic Laboratory [15] ve Alstom Test Rig for Francis, Kaplan and Bulb Turbines [16] gibi örnekler verilebilir. Fine Institute of Hydraulic Machinery 90 m düşü ve 1.8 m<sup>3</sup>/s debiye kadar Francis, Kaplan ve Bulb tipi türbin testleri yapabilmektedir [12]. S.Morgan Smith Memorial Hydraulic Laboratory of Voith ise 131 m düşü ve 1.13 m<sup>3</sup>/s debiye kadar Francis ve Kaplan tipi türbinlerin performans ve kavitasyon testlerini gerçekleştirebilmektedir [13]. Birçok farklı türbin tipinin 120 m düşü ve 1.4 m<sup>3</sup>/s debiye kadar test imkanı bulunan bir diğer laboratuvar ise Laboratory for Hydraulic Machines of EPFL'dir [14]. Dongfang Electric Machinery Hydraulic Laboratory, dört farklı test sisteminde 1,5

$m^3/s$  debi ve 150 m düşüye kadar testlere uygunluk göstermektedir [15]. Son olarak Alstrom firmasına ait laboratuvar, bünyesinde bulunan iki pompanın seri çalıştırılmasıyla 45 m düşü, paralel çalıştırılmasıyla ise  $2,8 m^3/s$  debi kapasitesine ulaşabilmektedir [16].

## **1.1 Tezin Amacı**

Model türbin testleri için Kalkınma Bakanlığı desteğiyle TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi (ETÜ) bünyesinde test merkezi kurulmuştur. Bu tez çalışmasında test laboratuvarının kurulumu aşamasında çeşitli bileşenlerin tasarımları gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda laboratuvarın en önemli bileşenleri olarak görülebilecek generatör ve model türbinin konumlandırıldığı test hücresinin tasarlanarak sonlu elemanlar yöntemleriyle mekanik analizleri tamamlanmıştır. Benzer şekilde generatörün test hücresi üzerinde yataklanması için bir hidrostatik yatağın kavramsal tasarımlarının yapılması ve sonrasında testlerinin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Model türbin testleri ile ilgili şartların sunulduğu IEC tarafından hazırlanmış 60193 standardına uygun bir tork ölçüm sisteminin tasarımının gerçekleştirilmesi tez çalışmasında amaçlanmıştır. Bu çalışma kapsamında yapılan pompa testleri ile deney düzeneğinin tasarımda belirlenen debi ve düşü kapasitesinin doğrulanması hedeflenmiştir. TÜBİTAK KAMAG tarafından yürütülen MİLHES projesi kapsamında test merkezinde gerçekleştirilecek Kepez-1 HES'in model türbin testlerinde kullanılacak santralde kurulu prototipe ait model türbinin mekanik tasarımlarının oluşturulması bu çalışma kapsamında elde edilmek istenen çıktılardandır. Son olarak laboratuvarında yapılacak model türbin testleri için deney sırasında uygulanacak test koşullarının her model türbine özgü şekilde kolayca belirlenebilmesi için bir yöntemin geliştirilmesi bu tez çalışması ile elde edilmek istenen katkılardandır.

## **1.2 Tez Planı**

Bu tez çalışmasında TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi'nde model Francis tipi türbin testi yapılabilen test düzeneği için gerçekleştirilen çeşitli tasarım ve test uygulamaları sunulmaktadır. Bölüm 2'de test düzeneğinde generatör ve model türbinin konumlandırıldığı test hücresinin mekanik tasarımı ve tasarımın sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak doğrulanması verilmektedir. Bu kapsamda ön ve detay



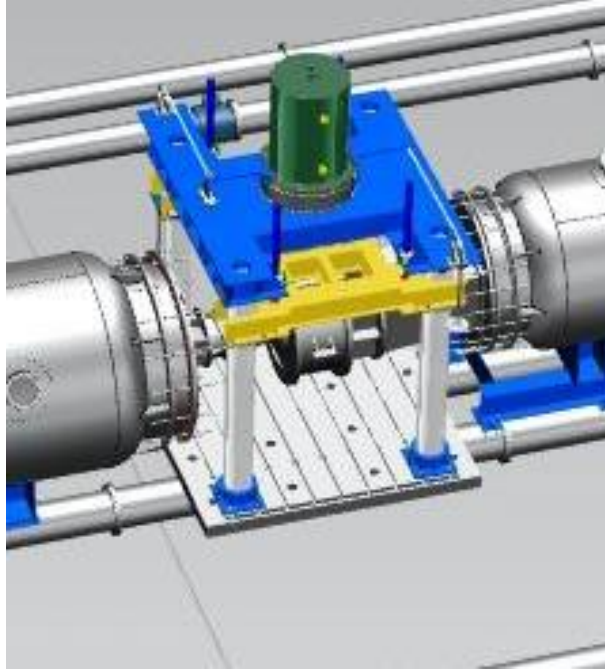
tasarım çalışmaları aktarılarak sonrasında mekanik analiz sonuçları paylaşılmaktadır. Test hücresinde yer alan generatör ile model türbini birleştiren bir hidrostatik yatağın kavramsal tasarımı ve ürünün montajı sonrası yapılan testleri de bu bölümde yer almaktadır. Yine bu başlık altında ilgili yatak için yağ ünitesinin tasarım çalışmaları verilmektedir. İlgili bölüm IEC tarafından testlerde talep edilen tork ölçümü için hidrostatik yatak ile bağlantılı bir ölçüm mekanizmasının tasarımı da kapsamaktadır. Bölüm 3 test düzeneğinde gerçekleştirilebilecek model testlerinin kapasitesini belirlemek amacıyla düzeneğin ulaşabileceği tasarımda belirlenen debi ve düşü değerlerinin doğrulandığı pompa testlerini kapsamaktadır. Deney düzeneği ile ilgili genel bilgiler sunulduktan sonra pompa testlerinde uygulanan yöntem anlatılmaktadır. Son olarak elde edilen verilerin fabrika testlerindeki sonuçlarla karşılaştırılması yapılmaktadır. Bölüm 4 ile testi gerçekleştirilecek bir model türbinin tasarım çalışmaları anlatılmaktadır. Bileşenlerin detaylı tasarım adımları gerektiğinde mekanik analizlerle gruplar halinde sunulmaktadır. Bu bölüm çalışmaları içerisinde model türbinlerin ayar kanatlarının konumlarını ayarlayarak çarka giren suyun debisini belirleyen regülasyon sisteminin tasarımı da yer almaktadır. Bölüm 5’de model türbin testleri için test koşullarının belirlenmesi aktarılmaktadır. Pompaların test sırasında kullanıldığı devirlerin ve tekli, seri veya paralel olarak çalışma sıralamalarının tespit edilmesi için uygulanan yöntem verilmektedir. 6.bölüm ise tez çalışması ile ilgili değerlendirmeleri, tezin sağladığı katkıları ve gelecekte yapılması planlanan çalışmaları sunmaktadır.



## 2. TEST HÜCRESİ MEKANİK TASARIMI

### 2.1 Test Hücresi Tasarımı

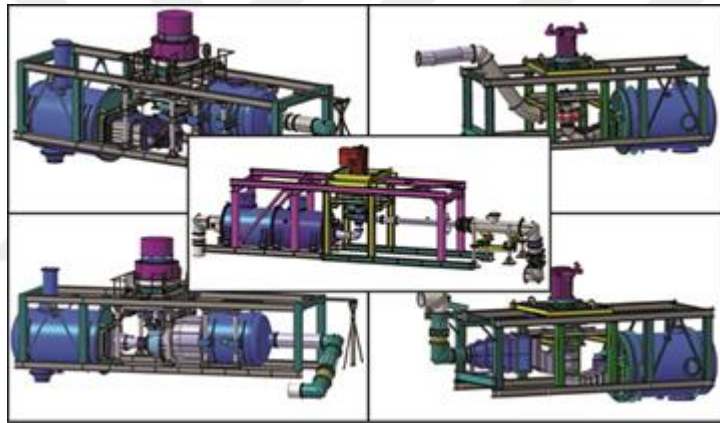
Model test laboratuvarlarında generatör ve model türbinin konumlandırıldığı bölüm test hücresidir. Taşıyıcı görev üstlenen bu yapısal bileşenin tasarımı laboratuvar ortamındaki ihtiyaca göre farklılıklar göstermektedir. Fine Institute of Hydraulic Machinery [12] ve S.Morgan Smith Memorial Hydraulic Laboratory of Voith [13] Şekil 2.1’de ve Şekil 2.2’de görüldüğü gibi dört köşesinden kirişler üzerine yerleştirilmiş düz bir platformun bulunduğu test hücresi kullanmaktadır. Diğer taraftan Laboratory for Hydraulic Machines of EPFL [14], platformun değişik model türbinlere göre farklı konum ve yüksekliklerde yerleştirilebilmesine olanak sağlayan Şekil 2.3’deki hareketli kirişlerin bulunduğu test hücresini kullanmaktadır. Tez çalışmasında da sistemin farklı model türbinlere göre uyarlanabilirliği düşünülerek bir tasarım gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.1:”Fine Institute of Hydraulic Machinery” deney düzeneği test hücresi [12].



Şekil 2.2: “Hydraulic Laboratory of Voith” deney düzeneği test hücresi [13].

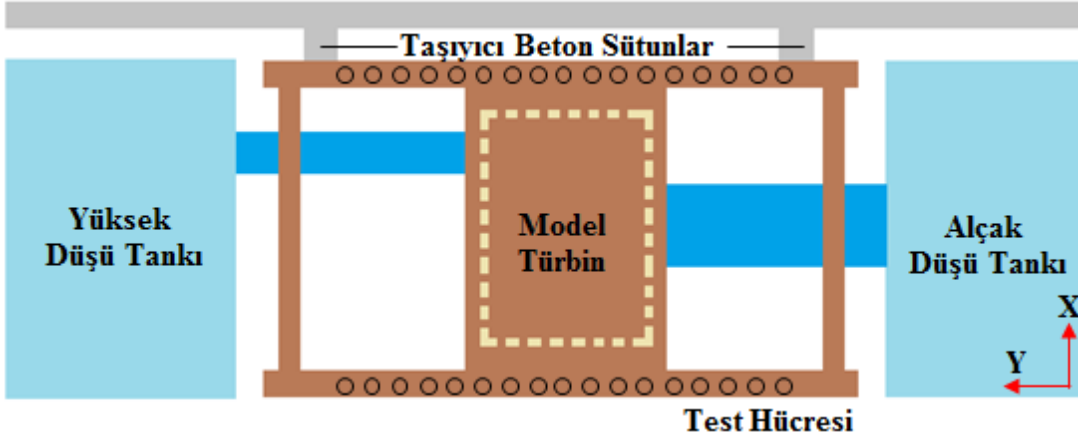


Şekil 2.3: “Laboratory for Hydraulic Machines of EPFL” test hücresi [14].

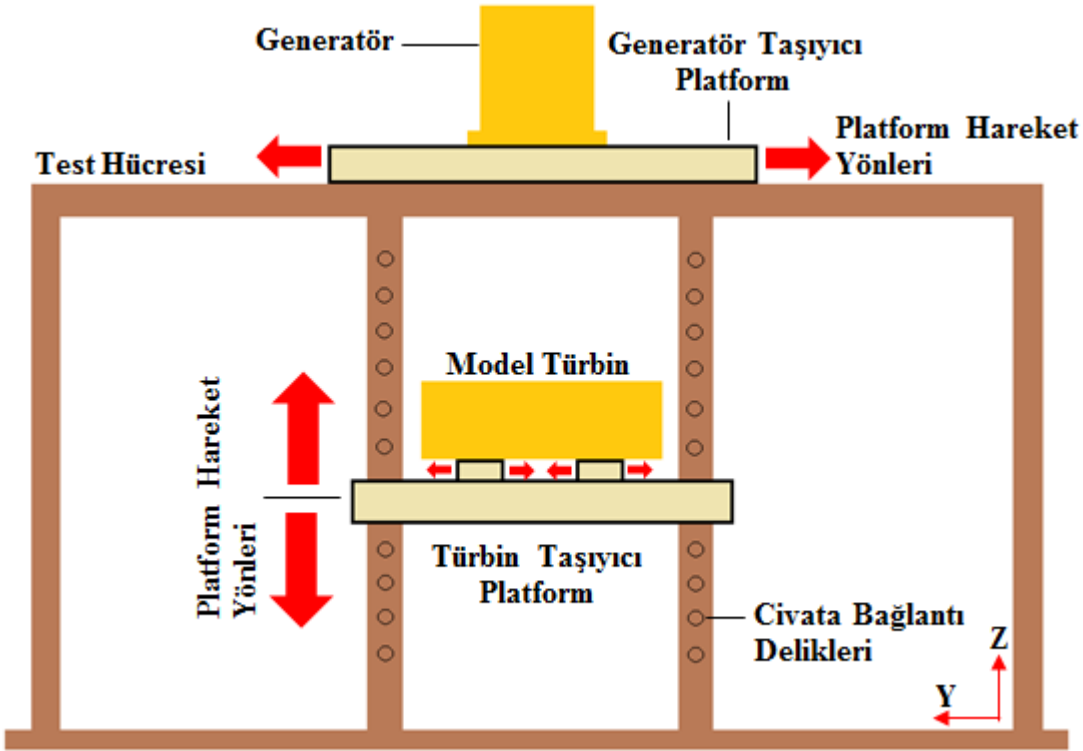
Test hücresi deney düzeneği içerisinde generatör ve yatak kompleksinin konumlandırıldığı taşıyıcı bir çerçeveyi ifade etmektedir. Bu çerçeve ST52 ve ST44 çelik malzemedен standart boyutlarda I ve U profilli kirişler kullanılarak oluşturulmuştur.. Testi gerçekleştirilen model türbin de test hücresine montajlanmaktadır. Model türbinin boyutlarının ve test hücresindeki konumunun her bir proje için farklı olması test hücresinin de uyarlanabilir bir tasarıma sahip olmasını gerektirmektedir [17]. Model türbinler arasında geçiş test hücresinde minimum değişiklik yaparak olabilmelidir. Bu nedenle test hücresi için ön tasarım yapılırken mümkün olan en kritik model türbin durumu göz önünde bulundurulmuştur. En kritik model türbin durumu deney düzeneğinin düşü, debi ve güç kapasitesi içerisinde testi

yapılabilecek en büyük boyutlara ve ağırlığa sahip olabilecek modeli ifade etmektedir. Test düzeneği, 205 m düşü ve 2,5 m<sup>3</sup>/s debi kapasitesinde tasarlanmıştır [18]. Bu test kapasitesi göz önünde bulundurularak deney düzeneğine yerleştirilecek en büyük model türbin salyangozunun dikdörtgenler prizması şeklinde kütük olarak boyutlarının 1,5 m uzunlukta, 1,5 m genişlikte ve 1 m yükseklikte olacağı daha önce yapılan türbin projelerinden hareketle tahmin edilmiştir. Alüminyum malzeme ile bu boyutlarda üretilecek model salyangozun diğer türbin bileşenleriyle birlikte yaklaşık 100 kN'luk bir ağırlık kuvvetine sahip olacağı hesaplanmıştır. Belirlenen ağırlık ve boyutlar test hücresi tasarımı için kısıt olarak alınmıştır.

Test hücresi deney düzeneğinde yüksek düşü tankı ve alçak düşü tankları arasında bulunmaktadır (Şekil 2.4). Bu tanklar sırasıyla santralin su havzasını ve kuyruk suyunu ifade etmektedir. Test hücresinin uzunluk sınırı bu iki tank arasındaki konuma göre belirlenmiştir. Genişlik sınırı için ise deney düzeneğindeki müsait alan göz önüne alınmıştır. Ayrıca test hücresi ekstra yapısal destek sağlamak için deney düzeneği duvarına sabitlenmiştir. Bu durum test hücresinin genişlik ve konumunu belirlemiştir. Deney düzeneğinin tavan ve vinç yüksekliği ise generatör ile beraber test hücresinin toplam yüksekliğinin maksimum sınırını belirlemiştir. Bu faktörler göz önünde bulundurularak test hücresi ön tasarımı için genel boyutları 9600 mm uzunluk x 5750 mm genişlik ve 4830 mm yükseklik olarak tespit edilmiştir. Farklı projeler için model türbinlerin konum ve boyutlarının da farklı olması test hücresinin de kolay bir şekilde test hücresinin modifiye edilebilmesini gerektirmektedir. Montaj kolaylığı ve sistem bütünlüğü sağlamak amacıyla test hücresinde generatör taşıyıcı ve model türbin taşıyıcı platformlar hareket edebilir biçimde tasarlanmıştır (Şekil 2.5). Model türbin taşıyıcı kirişler üzerinde birçok civata deliği açılarak model türbinlerin çeşitli konumlarda yerleştirilebilmesi sağlanmıştır.



Şekil 2.4: Test hücresinin deney düzeneğinde konumu (Üst görünüm).



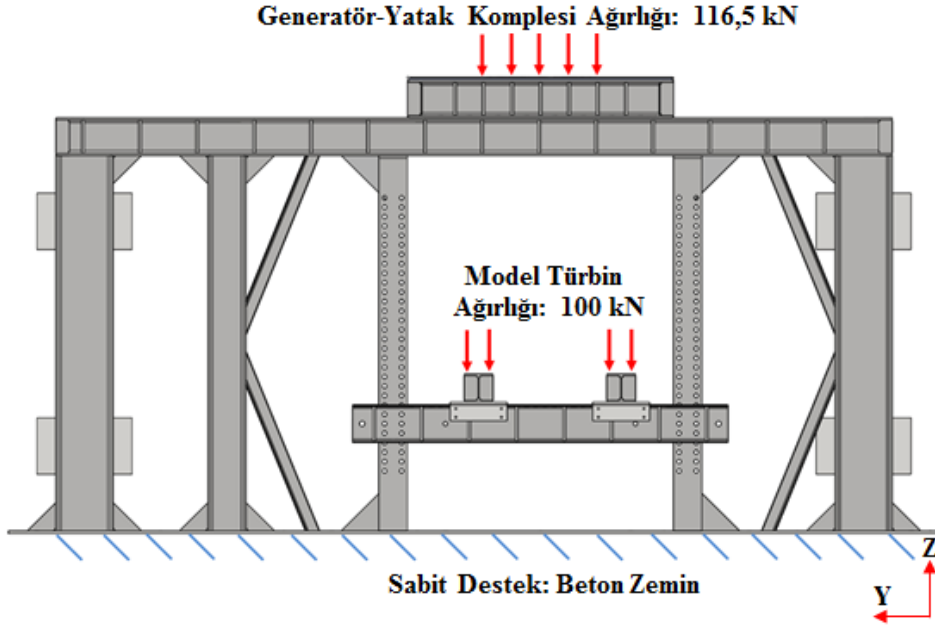
Şekil 2.5: Taşıyıcı platformların hareket esnekliği (Ön görünüm).

Ön tasarımdan detay tasarıma geçiş iteratif bir tasarım aşaması ile olmuştur. Bu süreç sonlu elemanlar yöntemi ile Ansys yazılımında Statik Yapısal modülünde [19] mekanik analizlerin yapılmasını içermiştir. Başlangıç modeli olan ön tasarım Solidworks yazılımı [20] ile basit bir kutu şeklinde çerçeve olarak hazırlanmıştır. Test hücresi için Çizelge 2.1'de verilen tasarım limitleri malzemelerin akma dayanımları göz önünde bulundurularak güvenlik faktörü eklenerek belirlenmiştir. Bu değerlere ulaşılan kadar katı model üzerinde kiriş eklemeleri yapılmıştır. Sonra mekanik analiz

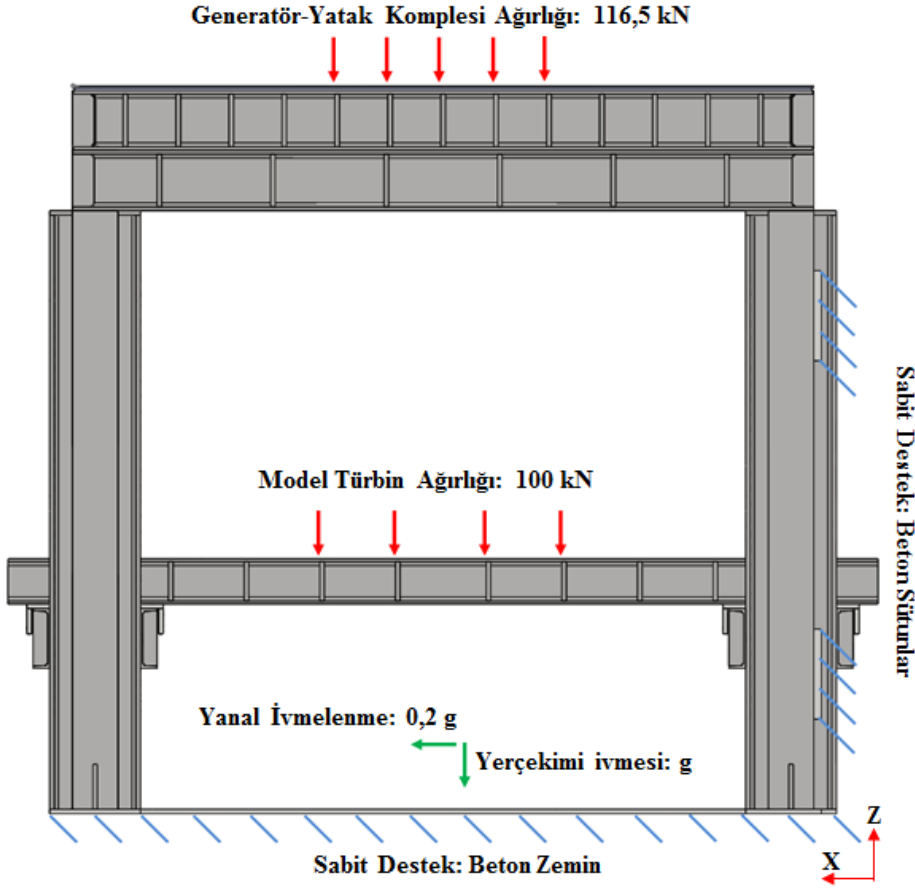
yapılarak tasarım limitleri kontrol edilmiştir. Mekanik analizlerin ilk aşamasını geometrinin Solidworks programından [20] içe aktarılması oluşturmuştur. Sonrasında kullanılacak malzeme alüminyum olarak tanımlanarak geometri için ağ yapısı çalışması yapılmıştır. Test hücresi için ağ yapısı 1473981 adet dört yüzlü eleman ile oluşturulmuştur. Ağ yapısı çalışması tamamlanan model için sınır koşulları girilmiştir. Test hücresi zeminine ve test hücresinin duvar ile birleştiği yüzeye sabit destek sınır koşulu tanımlanmıştır. Generatör ve yatak kompleksinin 116,5 kN ağırlık kuvvetine sahip olacağı hesaplanarak generatör taşıyıcı platforma yük olarak uygulanmıştır (Şekil 2.6 - Şekil 2.7 - Şekil 2.9). Aynı şekilde 100 kN olarak belirlenen model türbin ağırlığı türbin taşıyıcı platforma yük olarak uygulanmıştır. Analizde ayrıca kirişlerin ağırlığını hesaba katmak için yerçekimi sınır koşulu ve deprem gibi etkileri hesaba katmak için yatay olarak 0,2 g büyüklüğünde ivme sınır koşulu tanımlanmıştır. Mekanik analiz sonucunda eşdeğer Von-Mises gerilimi, Maksimum Kayma gerilimi ve toplam deformasyon çıktı olarak alınmıştır.

Çizelge 2.1: Test hücresi için tasarım limitleri.

<b>Tasarım Hedefi</b>	<b>ST44 KİRİŞ</b>	<b>ST52 KİRİŞ</b>
Maksimum Eşdeğer (Von-Mises) Gerilim (%50 Akma Dayanımı)	137,5 MPa	177,5 MPa
Maksimum Kayma Gerilimi (%15 Akma Dayanımı)	41,25 MPa	53,25 MPa
	<b>Akma Dayanımı:</b>	<b>Akma Dayanımı:</b>
	275 MPa	355 MPa



Şekil 2.6: Test hücresi mekanik analiz sınır şartları (Ön görünüm).



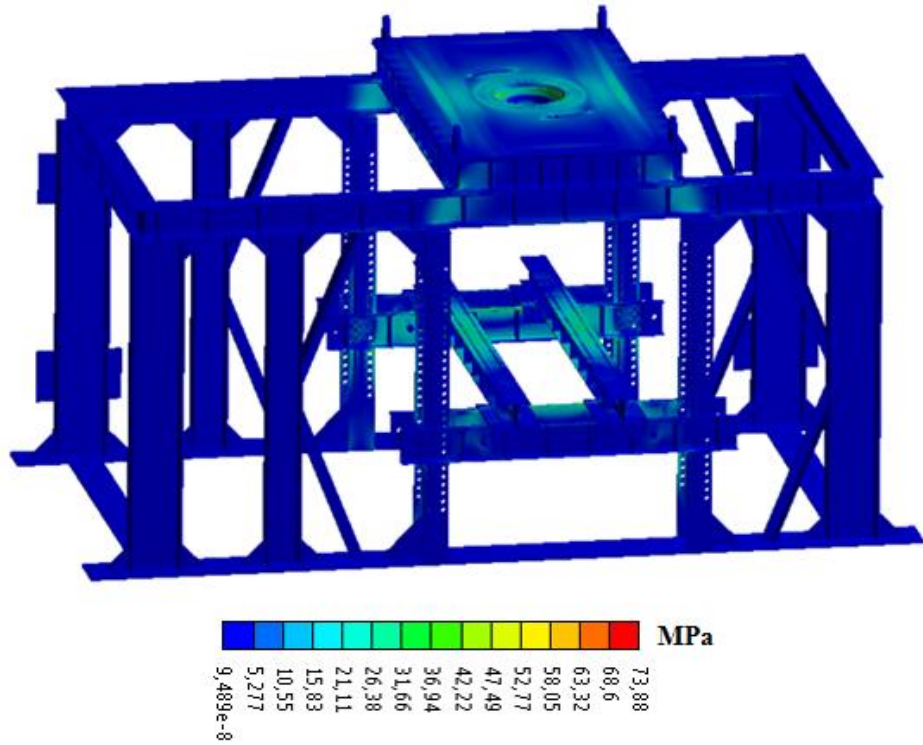
Şekil 2.7: Test hücresi mekanik analiz sınır şartları (Yan görünüm).



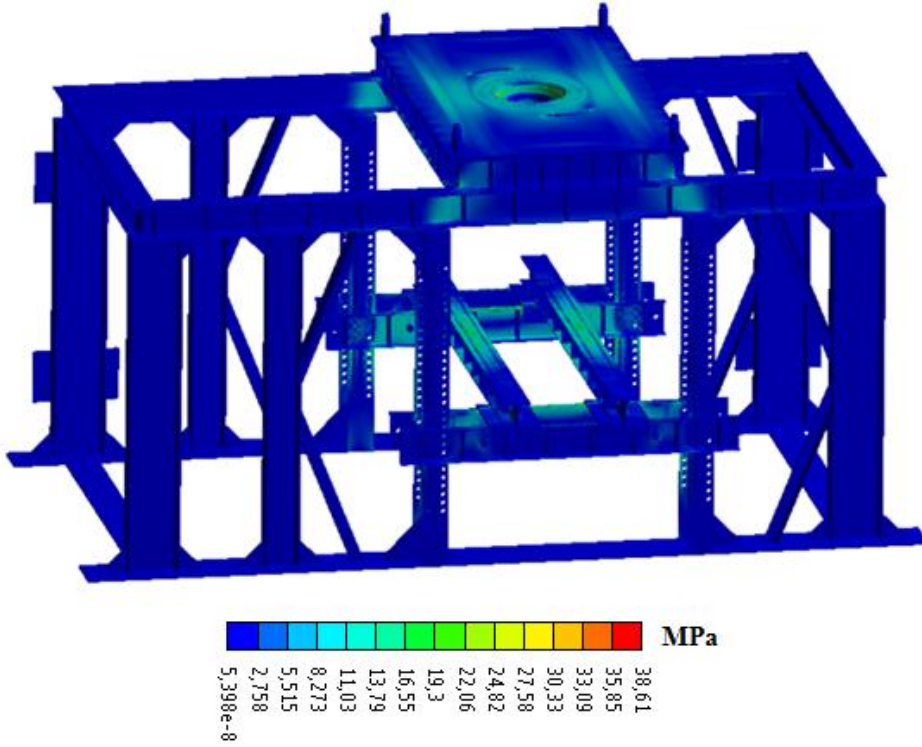
Şekil 2.8 final tasarımının eşdeğer Von-Mises gerilim dağılımını göstermektedir. Beklendiği üzere gerilim yoğunlaşması generatör ve model türbin taşıyıcı platformlarda olmuştur. Maksimum gerilim değerinin Çizelge 2.1 ile verilen tasarım limitini sağladığı Çizelge 2.2’de görülmektedir. Çizelge 2.2, maksimum kayma gerilmesinin de tasarım limitlerinin güvenli şekilde sağlandığını sunmaktadır. Maksimum kayma gerilmesi dağılımı Şekil 2.9 ile verilmektedir.

Çizelge 2.2: Test hücresi mekanik analiz sonuçları.

Malzeme Bilgisi	Maksimum Eşdeğer (Von-Mises) Gerilimi	Güvenlik Faktörü	Maksimum Kayma Gerilimi	Güvenlik Faktörü
ST44 Kiriş (Akma Dayanımı: 275 MPa)	45,25 MPa	6,1	23,57 MPa	11,67
ST52 Kiriş (Akma Dayanımı: 355 MPa)	73,88 MPa	3,72	38,61 MPa	9,19

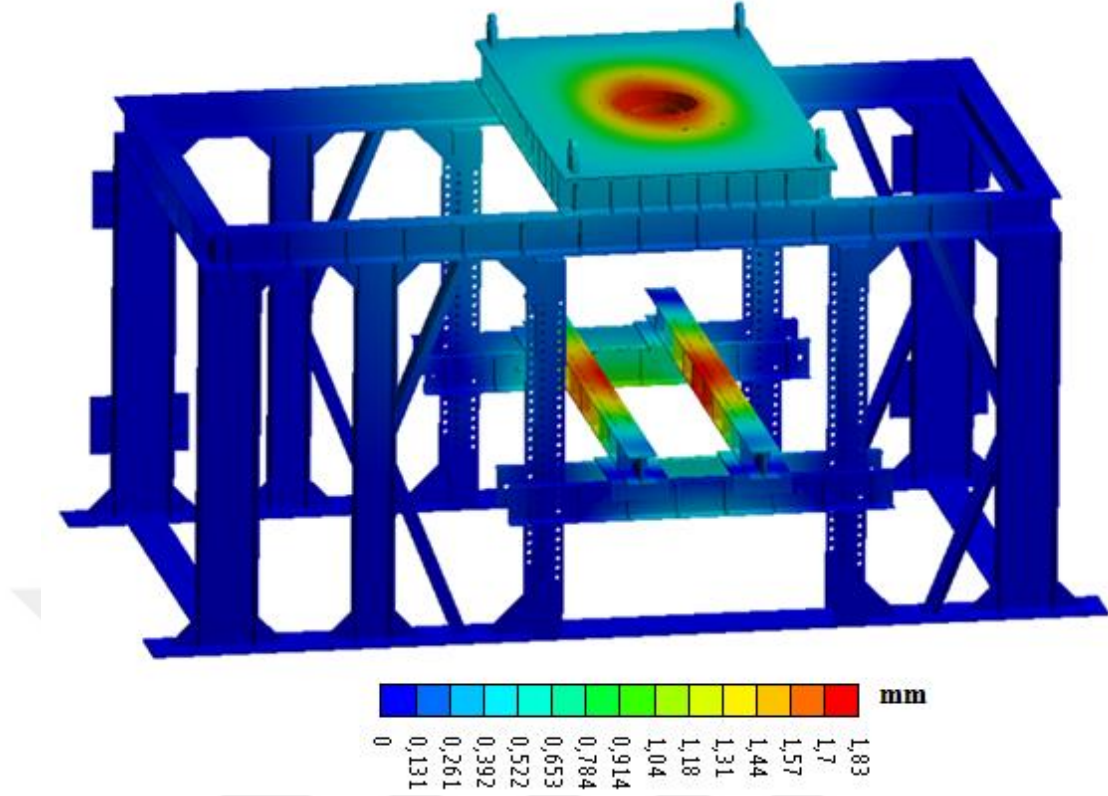


Şekil 2.8: Test hücresi eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı.



Şekil 2.9: Test hücresi maksimum kayma gerilimi dağılımı.

Toplam deformasyon ise mekanik analiz sonucunda kontrol edilen diğer bir faktör olmuştur. Bir tasarım limiti belirtilmemiş olan toplam deformasyonun final tasarımında elde edilen maksimum değerinin test hücresindeki daha büyük ölçülere göre önemsiz olduğu görülmektedir (Şekil 2.10). Yapılan çalışmalar ile değişik model türbinlere kolaylıkla adapte edilebilen taşıyıcı bir çerçevenin tasarımı gerçekleştirilmiş ve sonlu elemanlar yöntemi ile mekanik dayanımı analiz edilmiştir. Analiz sonuçları ile tasarım limitlerinin sağlandığı doğrulanmıştır. Üretimi tamamlanan test hücresinin deney düzeneğinde kullanımına başlanmıştır.



Şekil 2.10: test hücresi toplam deformasyon dağılımı.

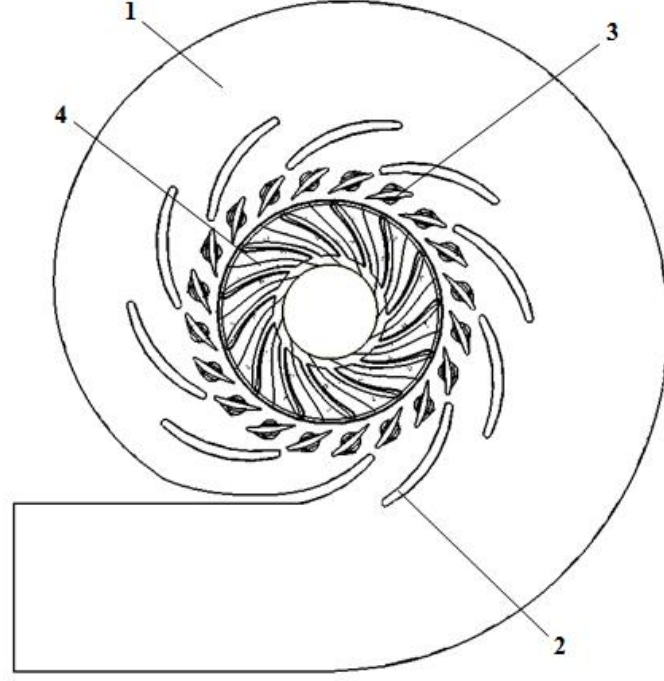
## 2.2 Hidrostatik Yatak Tasarımı

Hidrolik türbinlerde çarkta elde edilen mekanik enerji generatöre tork olarak aktarılmaktadır [21]. Torkun iletimi generatör ve türbin çarkını birbirine montajlayan şaft aracılığıyla olmaktadır [22]. Şaft ile tork aktarımı yapılırken generatörün çarkta oluşan radyal ve aksel kuvvetlerden yalıtılması gerekmektedir. Bu kuvvetler türbin çarkına giren akışta meydana gelen dengesizliklerden kaynaklanmaktadır. Şaftın uygun şekilde yataklanması bu kuvvetlerin yol açabileceği zararlı etkileri önlemek adına önem arz etmektedir [23]. Uygulamada şaftların yataklanması için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Birçok makine tasarımında yaygın olarak görülen rulmanlar bunlardan birisidir. Rulmanlarda sabit ve hareketli yüzey arasında küre veya silindir şeklinde elemanlar kullanılmaktadır. İç bilezikler şaft malzemesi ile temas halindedir. Rulmanlar ucuz ve basit bir yöntem olarak uygulanabilmektedir. Diğer bir yöntem ise karşılıklı iki yüzey arasında ince bir akışkan filmi oluşturarak yataklamanın yapıldığı hidrostatik yataklardır. Hidrostatik yataklar pahalı ve karmaşık tasarıma sahip ürünlerdir. Yatakla şaft arasında akışkan filmi bulunduğu için direk temas söz

konusu değildir. Hidrostatik yataklar, iyi titreşim sönümlenme özellikleri ve yüksek yataklama kapasiteleri ile avantaj sağlamaktadır [24].

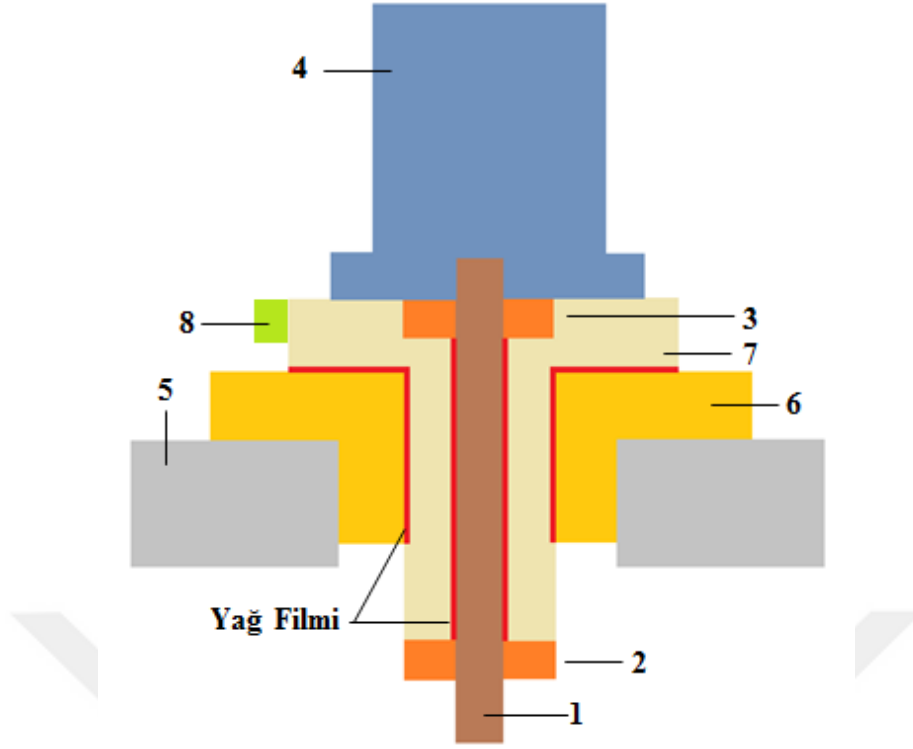
Model türbin testleri ile ilgili gerekliliklerin verildiği “IEC 60193 Model Kabul Testleri” standardında şaft ile aktarılan torkun ölçümünün yapılması beklenmektedir. İlgili standartta tork ölçümü için bölüm 2.3’te detayları verilen çeşitli ölçüm metotları tanımlanmaktadır. Standard, sürtünme kayıplarıyla beraber toplam torkun ölçülmesini beklemektedir [10]. Fine Institute of Hydraulic Machinery [12], S.Morgan Smith Memorial Hydraulic Laboratory of Voith [13], Laboratory for Hydraulic Machines of EPFL [14] ve Dongfang Electric Machinery Hydraulic Laboratory gibi model test laboratuvarlarında hem aksenal ve radyal kuvvetleri taşımak hem standardın gerekliliğini karşılayarak tork ölçümü için hidrostatik yatak kullanılmaktadır. Benzer şekilde TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi’nde de bu tez çalışması kapsamında tasarımı ve testleri gerçekleştirilen bir hidrostatik yatak kullanılmaktadır. Yapılan ön tasarım sonrasında yatak üreticisi bir firma tarafından detay tasarımları tamamlanarak üretimi gerçekleştirilen hidrostatik yatağın montaj sonrasında saha testleri yapılmıştır.

Şekil 2.11’de kesit görünümü verilen Francis tipi türbinlerde akış salyangoza (1) giriş yaparak sabit kanatlar (2) ve ayar kanatlarından (3) geçtikten sonra türbin çarkına (4) girmektedir [25]. Salyangoza giren akıştaki debi ve basınçta dalgalanmalar olmaktadır. Ayrıca salyangozda debinin eşit dağıtılamadığı grubumuz tarafından yapılan tez çalışmasında belirtilmektedir [26]. Akış koşullarındaki bu değişimler türbin çarkında radyal ve aksenal yönde kuvvetlerin doğmasına neden olmaktadır. Yapılan bu çalışmada hidrostatik yatak tasarımına deney düzeneğinde meydana gelebilecek maksimum radyal ve aksenal kuvvetler belirlenerek başlanmıştır. Bu amaçla test merkezinin kısıtları (205 m düşü ve 2,5 m<sup>3</sup>/s debi [18]) göz önüne alınarak daha önce yapılan türbin projelerinden hareketle 20 kN radyal yük ve 75 kN aksenal yük olarak belirlenmiştir.



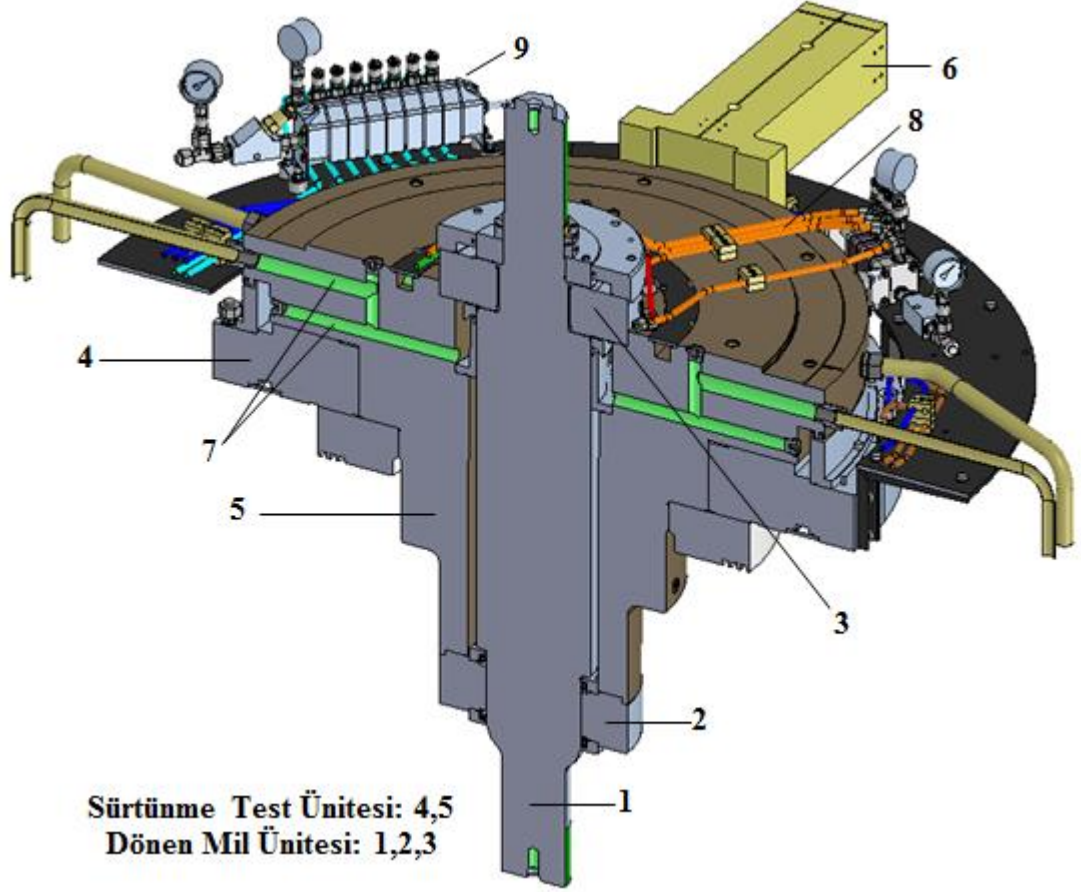
Şekil 2.11: Francis tipi türbin kesiti.

Hidrostatik yatak için ihtiyaç duyulan kuvvet kapasitesinin tespitinin ardından kavramsal tasarım gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla Şekil 2.12 ile sunulan ön tasarım hazırlanmıştır. Hidrostatik yatakta şaft (1) için iki adet yatak kullanılmıştır. Türbin tarafında radyal yatak (2) ve generatör tarafında hem radyal hem aksenal yatak (3) tercih edilmiştir. Şaft dönme momentini engellemek için hem alttan hem üstten radyal olarak yataklanırken tek bir taraftan aksenal olarak yataklanması yeterli görülmüştür. Ayrıca sürtünme torku ve makine torkunun toplamının ölçümü için generatörün (4) sabit kısmının yüzdürülmesi ilgili standartta beklenmektedir [10]. Bu amaçla hidrostatik yatağın test hücreğine (5) sabitlenmiş kısmı (6) ile şaft arasında serbestçe dönebilen bir ünitenin (7) eklenmesi düşünülmüştür. Bu ünite ölçüm kolu için bir bağlantı mekanizması (8) konumlandırılarak kuvvet transdüseri ile tork ölçümünün yapılması planlanmıştır. Tork ölçüm mekanizmasının tasarımı detaylı olarak bölüm 2.3'te verilmektedir.



Şekil 2.12: Hidrostatik yatak ön tasarımı.

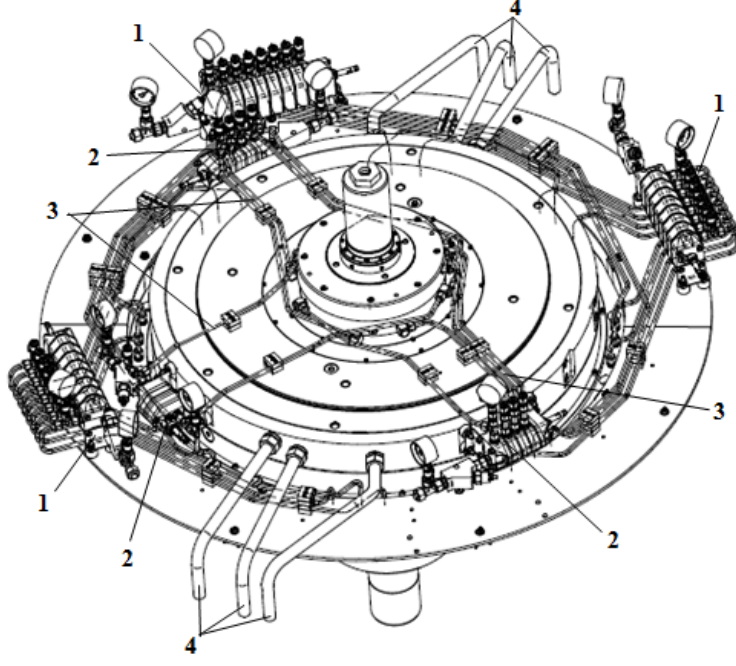
Belirlenen ön tasarım üzerinde bir yatak firması tarafından özellikli tasarım çalışmaları yapılarak Şekil 2.13 ile verilen detay tasarım oluşturulmuştur. Hidrostatik yatak ön tasarıma uygun olarak iki ana üniteye “sürtünme test ünitesi” ve “dönen mil ünitesi” olarak ayrılmıştır. Dönen mil ünitesi şaft (1) ve şaftın yataklarından (2,3) oluşmaktadır. Sürtünme test ünitesi ise iki ayrı parçadan oluşmaktadır. Birinci parça (4) diğer ünitelerin taşıyıcılığını ve yatak kompleksinin zemine montajını sağlamaktadır. İkinci parça (5) ise generatörü taşıyan ve tork ölçümü için kol bağlantısı bulunan serbestçe dönebilen bir ünite dir. Bu ünitenin hareketi tork kolu (6) ile sınırlandırılmıştır. Hidrostatik yatakta akışkan olarak yağ kullanılmıştır. Karşılıklı yüzeyler arasında ince yağ filmi oluşturmak için gövdeler üzerinde bulunan hidrolik yağ hatlarına (7) besleme boruları (8) ile akış ayırıştırıcılardan (9) yağ gönderilmektedir.



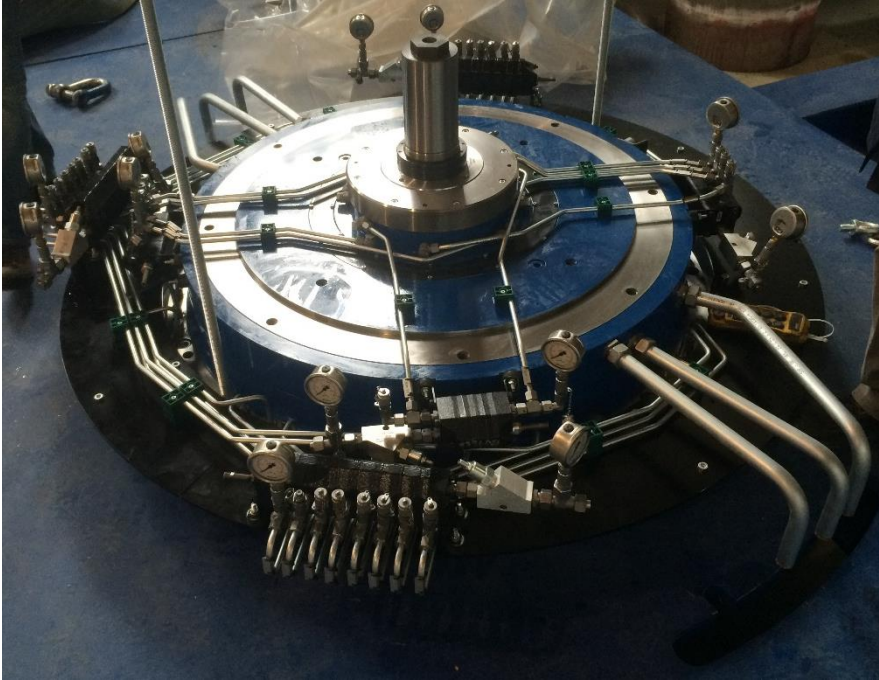
Şekil 2.13: Hidrostatik yatak kesit görünümü.

Hidrostatik yatak üzerinde Şekil 2.14’da görüldüğü gibi altı akış ayırıcısı yerleştirilmiştir. Bu ayırıcıların üçü (1) sürtünme test ünitesi için, diğerleri (2) ise dönen mil ünitesi için kullanılmaktadır. Sürtünme test ünitesi ve dönen mil ünitesi için viskoziteleri farklı iki tip yağ seçilmiştir. Bu nedenle her iki üniteye ait akış ayırıcılar, besleme (3) ve dönüş hatları (4) tamamen birbirinden yalıtılmıştır. Viskozite değeri 68 olan hidrolik yağı generatörün ağırlığını taşıyan sürtünme test ünitesi için tercih edilirken, viskozite değeri 10 olan hidrolik yağı dönen mil ünitesi için kullanılmıştır. Her bir akış ayırıcısı üzerinde dağıtım hızını takip etmek için indüktif yakınlık sensörü ve yağ basınçlarını gözlemlemek için analog basınç sensörleri konumlandırılmıştır.

Çizelge 2.3 ile sürtünme test ünitesi ve dönen mil ünitesi için önemli teknik özellikleri verilmektedir. Şekil 2.15 ile test hücreesine montajı yapılmış hidrostatik yatak görülmektedir.



Şekil 2.14: Hidrostatik yatak detay tasarımı.



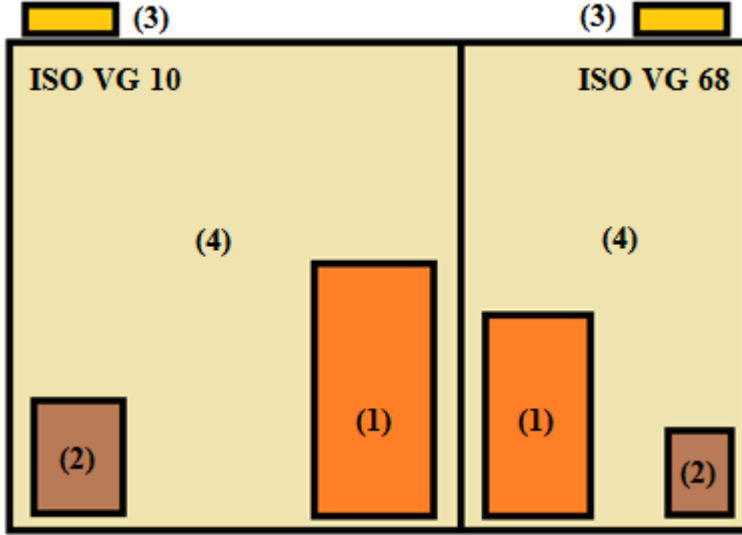
Şekil 2.15: Montajı yapılmış hidrostatik yatak.



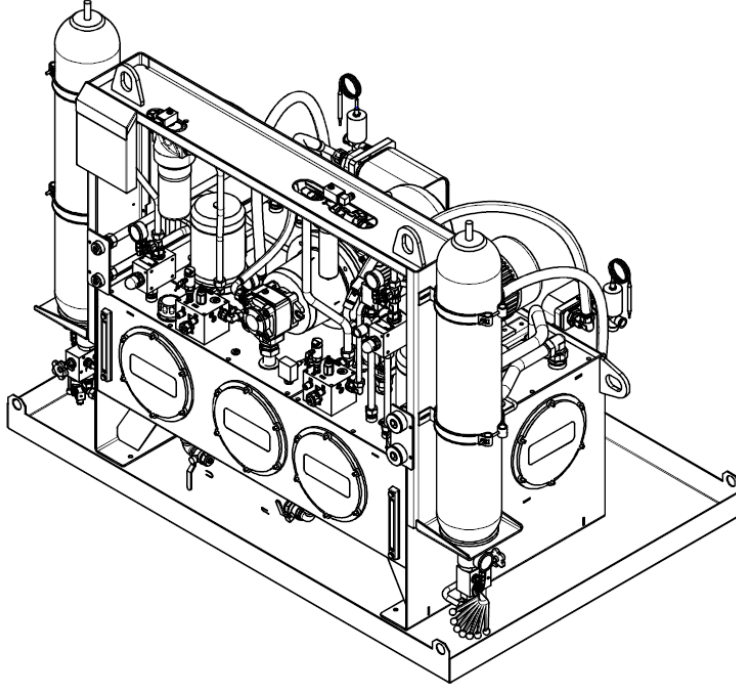
Çizelge 2.3: Hidrostatik yatak teknik özellikler.

<b>Teknik Özellikler</b>	<b>Dönen Mil Ünitesi</b>	<b>Sürtünme Test Ünitesi</b>
<b>Yağ Viskozitesi</b>	ISO VG10	ISO VG68
<b>Maksimum Devir (1/dk)</b>	3000	0
<b>Yağ Giriş Sıcaklığı (°C)</b>	20-25	20-25
<b>Pompa Basıncı (bar)</b>	80	45
<b>Yağ Debisi (lt/dk)</b>	45	36
<b>Basınç Filtresi (µm)</b>	10	10
<b>Sürtünme Gücü (kW)</b>	14	0
<b>Soğutma Gücü (kW)</b>	28	4

Hidrostatik yatak için temel çalışma prensibi oluşturulan ince akışkan filmidir. Bu akışkanın çalışma sırasında aynı debi ve basınç ile üniteye beslenmesi ve çalışma sonunda da uygun şartlarda depolanması gerekmektedir. Öte yandan iki yüzey arasında sıkışan bu akışkanın sıcaklığı çalışma sırasında zamanla sürtünme etkisi ile artmaktadır. Artan sıcaklık da akışkanın viskozitesinin artmasına neden olmaktadır. Bu artış zamanla yağ filminin ortadan kalkmasına ve iki metal yüzeyin birbiri ile sürtünmesine neden olabilmektedir. Sıcaklık artışının zararlı etkilerine mani olmak için akışkanın belirli bir sıcaklık aralığında tutulması gerekmektedir. Sıralanan besleme, soğutma ve depolama ihtiyaçları için hidrostatik yatak ile birlikte bir hidrolik yağ ünitesinin tasarımı da yapılmıştır. Yatak üzerinde iki farklı tipte yağ kullanıldığı için bu ünitenin de iki farklı yağ için ayrı ayrı görev yapan kısımları bulunmalıdır. Şekil 2.16 ile ön tasarımı sunulan hidrolik yağ ünitesinde her bir yağ tipi için ayrı ayrı ünite besleme pompası (1), eşanjör besleme pompası (2), eşanjör (3), yağ tankı (4) ve vana, sensör, filtre gibi çeşitli yardımcı elemanlar bulunmaktadır. Ünite besleme pompaları, ilgili yağ tanklarından hidrostatik yatağ üzerindeki akış ayırıştırıcılara yağ beslemesi yapmaktadır. Eşanjör besleme pompaları ise yataktan dönen sıcak yağı uygun sıcaklığa soğutulması için eşanjöre pompalamaktadır. Sıcak yağ eşanjörde su ile soğutulmuş olarak tekrar tanka dönmektedir. Ayrıca ünite durumunu gözlemek için yağ seviyesi, sıcaklığı ve basıncını ölçen dijital sensörler bulunmaktadır. Hidrolik yağ ünitesi final tasarımı Şekil 2.17’de görülmektedir.



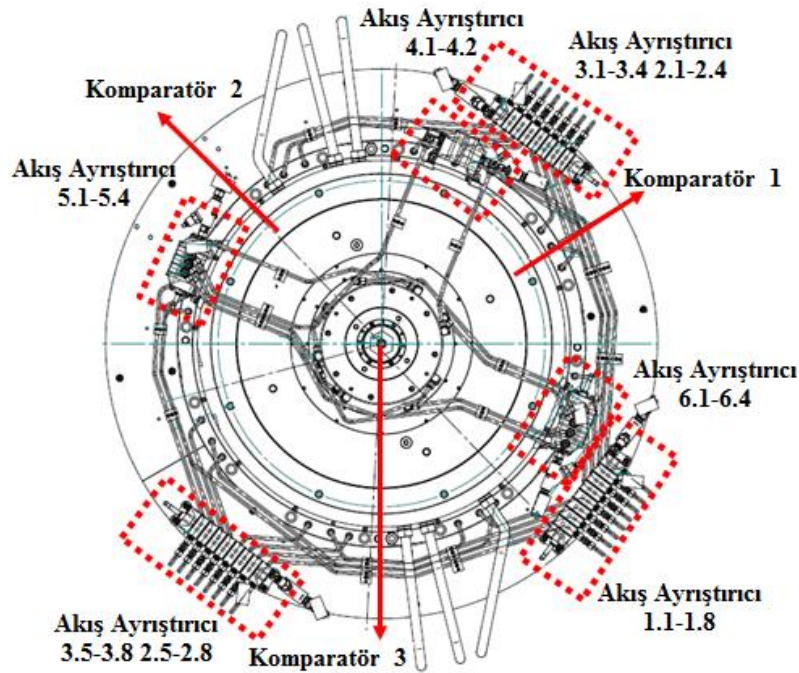
Şekil 2.16: Hidrostatik yatak yağ ünitesi ön tasarımı.



Şekil 2.17: Hidrostatik yatak yağ ünitesi detay tasarımı.

Detay tasarımı sonrasında üretimleri gerçekleştirilen hidrostatik yatağın fabrika kabul testleri sonrasında deney düzeneğinde test hücreğine montajı gerçekleştirilmiştir. Montaj sonrasında hidrostatik yatağın saha testleri yapılmıştır. Saha testleri, test öncesi kontrolleri, fonksiyon testini, yüksüz çalışma testini ve yüklü çalışma testini kapsamıştır. Test öncesi kontrolleri üç aşamada yapılmıştır. Birinci aşama bütün mekanik bağlantıların torkmetre kullanılarak kontrolünü içermiştir. İkinci aşamada hidrolik yağ ve hava bağlantılarının doğruluğu kontrol edilmiştir. Son aşamada ise

ünite üzerinde yapılan elektriksel bağlantıların gözle kontrolü yapılmıştır. Test öncesi kontrollerin tamamlanmasının ardından fonksiyon testine geçilmiştir. Fonksiyon testi temel olarak generatör devreye alınmadan önce mevcut durumda hidrostatik yatağın işlevlerinin doğruluğunun tespiti amacıyla yapılmıştır. Bu kapsamda öncelikle hidrolik yağ ünitesi aktif hale geçirilerek hidrostatik yatağa yağ pompalanmıştır. Oluşan yağ filminin etkisiyle yatağın yükselmesi gözlemlenmiş ve test öncesinde yatak üzerinde 120 derece açı ile konumlandırılan üç adet komparatör saati (Şekil 2.18) ile yükselme miktarı ölçülmüştür. Ayrıca sistem kompleksi herhangi bir sızıntı olup olmadığına yönelik incelenmiştir. Herhangi bir problem tespit edilmediği için Şekil 2.18’de konumları gösterilen akış ayırıştırıcıların tüm kanallarındaki basınçlar analog basınç sensörleri ile incelenmiştir. Yapılan ölçümler kayıt altına alınarak Çizelge 2.4 ve Çizelge 2.5 ile sunulan tasarım verileriyle ve fabrika kabul testlerinde ölçülen değerlerle karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.18: Hidrostatik yatak testi ölçüm noktaları.

Fonksiyon testlerinde herhangi bir problem ile karşılaşılmamış ve tamamlanan ölçüm değerleriyle de hidrostatik yatağın yüksüz test için uygunluğu tespit edilmiştir. Yüksüz çalışma testi, hidrostatik yatak üzerinde sadece generatör bağlıyken yapılan testi ifade etmektedir. Bu testte fonksiyon testinden farklı olarak generatör belirli hızlarda döndürülerek basınç ölçümleri alınmakta ve generatör yükselme miktarı

ölçülmektedir. Elde edilen verilerin uygunluğu doğrulandıktan sonra yüklü çalışma testine geçilmektedir. Yüklü çalışma testi, hidrostatik yatak türbin çarkı ile montajlandıktan sonra yapılan saha testidir. Hidrostatik yatağın tüm fonksiyonlarıyla uygun şekilde görev yaptığı bu test sonrasında onaylanarak saha testleri tamamlanmaktadır. Yüksüz ve yüklü saha testleri bu tez çalışmasının devamında gerçekleştirilecek çalışma olarak verilmektedir.

Çizelge 2.4: Hidrostatik yatak sürtünme ünitesi test sonuçları.

Test Tipi:		FONKSİYON TESTİ			
Yatak Yağ Cepleri Basınç Ölçümü					
Yatak Ünitesi:		SÜRTÜNME TEST ÜNİTESİ			
Akış Bölücü:	1.1	1.2	1.3	1.4	
Tasarım	12-20 bar	12-20 bar	12-20 bar	12-20 bar	12-20 bar
Fabrika Testi	14,8 bar	15,2 bar	14,6 bar	15,4 bar	
Saha Testi	15 bar	15 bar	15 bar	15 bar	
Akış Bölücü:	1.5	1.6	1.7	1.8	
Tasarım	12-20 bar	12-20 bar	12-20 bar	12-20 bar	12-20 bar
Fabrika Testi	15,2 bar	14,8 bar	15 bar	16 bar	
Saha Testi	15 bar	15 bar	15 bar	15 bar	
Akış Bölücü:	2.1	2.2	2.3	2.4	
Tasarım	7-14 bar	7-14 bar	7-14 bar	7-14 bar	7-14 bar
Fabrika Testi	7,2 bar	7 bar	6,4 bar	6,6 bar	
Saha Testi	7 bar	5 bar	10 bar	18 bar	
Akış Bölücü:	2.5	2.6	2.7	2.8	
Tasarım	7-14 bar	7-14 bar	7-14 bar	7-14 bar	7-14 bar
Fabrika Testi	7,4 bar	7 bar	7 bar	7 bar	
Saha Testi	6 bar	6 bar	13 bar	13 bar	
Akış Bölücü:	3.1	3.2	3.3	3.4	
Tasarım	18-35 bar	18-35 bar	18-35 bar	18-35 bar	18-35 bar
Fabrika Testi	14,2 bar	14 bar	14,6 bar	16,4 bar	
Saha Testi	24 bar	27 bar	16 bar	11 bar	
Akış Bölücü:	3.5	3.6	3.7	3.8	
Tasarım	18-35 bar	18-35 bar	18-35 bar	18-35 bar	18-35 bar
Fabrika Testi	15,2 bar	14,4 bar	15,8 bar	17 bar	
Saha Testi	20 bar	20 bar	15 bar	11 bar	

Çizelge 2.4 ile verilen sonuçlar incelendiğinde sürtünme test ünitesinin 1.grup akış ayırıştırıcılarda sahada ulaşılan verilerin tasarım sınırları içerisinde kaldığı ve fabrika test sonuçları ile uyduğu görülmektedir. Aynı tabloda 2.2, 2.5 ve 2.6 numaralı

ayrıştırıcılarda elde edilen verilerin tasarım değerinin 1-2 bar altında kalmaktadır, ancak fabrika test sonuçları ile yakın değerlere sahiptir. Öte yandan 2.3, 2.4, 2.7 ve 2.8 numaralı ayrıştırıcılara ait sonuçlar ise tasarım sınırları içerisinde olmasına rağmen fabrika verileriyle oldukça farklıdır. 2.grup ayrıştırıcıdaki basınç verileri fonksiyonellik açısından bir problem oluşturmamaktadır. Oluşan farklılıkların sebebinin ise test düzeneğinin yapısal durumu ve mekanik bağlantıların etkisi olduğu düşünülmektedir. 3.1, 3.2, 3.5 ve 3.6 numaralı ayrıştırıcılarda fabrika verilerinden oldukça farklı ancak hala tasarım sınırları içerisinde veriler elde edilmiştir. Diğer 3.grup ayrıştırıcılarda ise fabrika verileriyle uyumlu ve tasarım sınırlarının birkaç bar altında sonuçların bulunduğu görülmektedir. Benzer şekilde 3.grup ayrıştırıcılardaki bu farklılıkların da test düzeneğindeki mevcut yapısal durumla ilgili olduğu ve hidrostatik yatağın çalışmasında bir problem oluşturmayacağı düşünülmektedir.

Çizelge 2.5: Hidrostatik yatak dönen mil ünitesi test sonuçları.

Test Tipi:		FONKSİYON TESTİ		
Yatak Yağ Cepleri Basınç Ölçümü				
Yatak Ünitesi:		DÖNEN MİL ÜNİTESİ		
<b>Akış Bölücü:</b>	<b>4.1</b>	<b>4.2</b>		
<b>Tasarım</b>	12-30 bar	12-30 bar		
<b>Fabrika Testi</b>	9,4 bar	7,6 bar		
<b>Saha Testi</b>	9 bar	6 bar		
<b>Akış Bölücü:</b>	<b>5.1</b>	<b>5.2</b>	<b>5.3</b>	<b>5.4</b>
<b>Tasarım</b>	22-50 bar	22-50 bar	22-50 bar	22-50 bar
<b>Fabrika Testi</b>	33 bar	32,8 bar	32,8 bar	32,6 bar
<b>Saha Testi</b>	35 bar	38 bar	38 bar	38 bar
<b>Akış Bölücü:</b>	<b>6.1</b>	<b>6.2</b>	<b>6.3</b>	<b>6.4</b>
<b>Tasarım</b>	20-40 bar	20-40 bar	20-40 bar	20-40 bar
<b>Fabrika Testi</b>	24,5 bar	23,5 bar	23,5 bar	23,5 bar
<b>Saha Testi</b>	30 bar	30 bar	30 bar	30 bar

Çizelge 2.5'te dönen mil ünitesine ait 4.grup akış ayrıştırıcılarda tasarım sınırının altında ancak fabrika test verileriyle uyumlu sonuçlar elde edildiği görülmektedir. 5. ve 6. grup ayrıştırıcılarda tasarım sınırları içerisinde ancak fabrika test verilerinden oldukça farklı basınçlar ölçülmüştür. Sonuçlardaki farklılıkların test düzeneğindeki mevcut yapısal durumdan kaynaklandığı ve hidrostatik yatağın çalışmasında bir problem oluşturmayacaktır. Çeşitli akış ayrıştırıcı gruplarında oluşan farklılıkların

kaynağının, test hücresindeki yapısal durum olduğu öngörülmüştür. Hidrostatik yatak temel prensipte sabit ve hareketli parça arasında oluşan yağ filmi ile işlev görmektedir. İki parça arasındaki boşluklar 0,10 mm mertebesindedir. Bu boşlukların büyüklüğünü etkileyen faktörler yağ basıncına da etkide bulunmaktadır. Test hücresi ile yatak arasındaki yapısal ilişki bu büyüklük üzerinde önemli derecede etkide bulunmaktadır. Hidrostatik yatağın sürtünme test ünitesinde yer alan sabit kısmı test hücresine oturmakta ve civatalar yardımıyla sabitlenmektedir. Çevresel olarak civataların sıkma farklılıkları sabit kısmın duruş pozisyonunu etkilemektedir. Bu durumda sürtünme test ünitesindeki sabit kısım ve serbest dönebilen parça arasındaki boşluk çevresel olarak eşit olmayacağı için basınç farklılığının olduğu düşünülmektedir. Benzer şekilde sabit kısım ve dönen mil ünitesindeki yatak ve şaftlar arasındaki yağ boşluklarının da bu durumdan etkilenmesi akış ayırıştırıcılardaki farklılıkların kaynaklarından. Yatak üzerinde test hücresinin önemli etkilerinden bir diğeri ise Şekil 2.10'da test hücresi için sunulan toplam deformasyon dağılımında görülmektedir. Test hücresi üzerinde yatağın yerleştirildiği bölümde 1,83 mm esneme görülmektedir. Bu yapısal etkinin yatak bileşenlerinde de deformasyona neden olduğu ve basınç değerlerinin değiştiği düşünülmektedir.

### 2.3 Tork Ölçüm Mekanizması Tasarımı

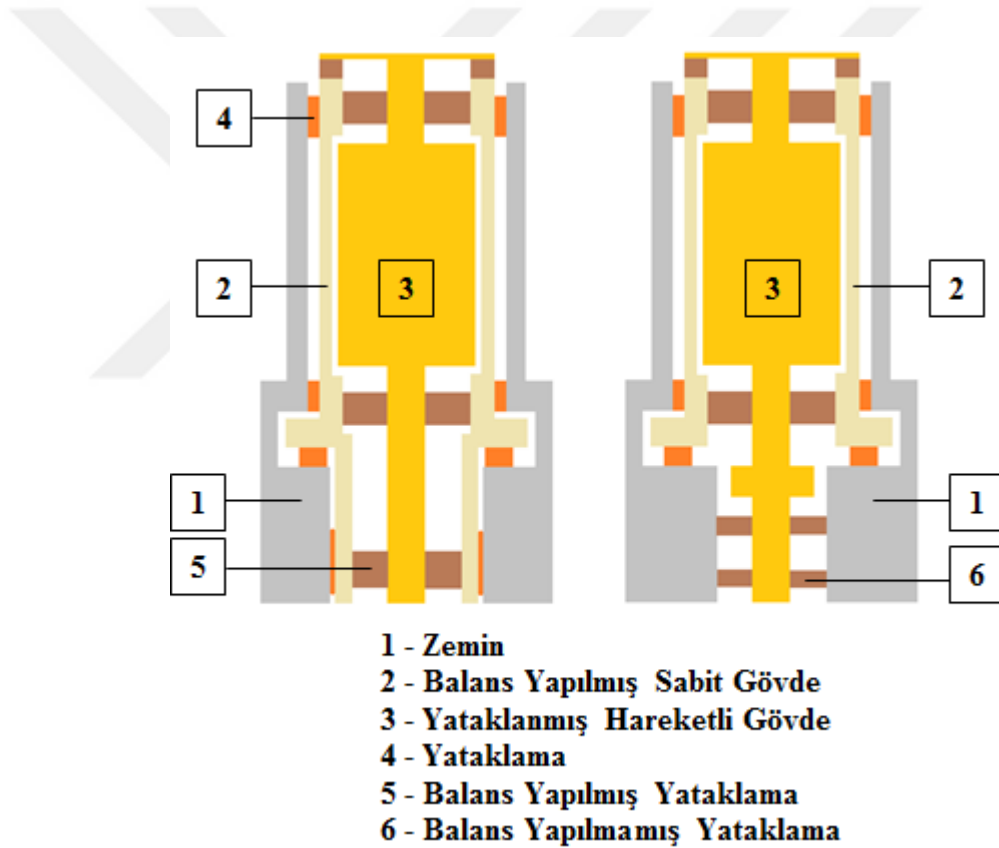
Bir hidrolik türbinin performansı değerlendirilirken türbinden elde edilen verim önemli bir parametredir. Türbin verimi çarktan elde edilen mekanik güç ile doğrudan ilişkilidir [27]. Eşitlik (2.1)'deki gibi çarktan elde edilen mekanik gücün ( $P_{mekanik}$ ) çarkın hidrolik gücüne ( $P_{hidrolik}$ ) oranı türbin çarkının hidrolik verimini ( $\eta_h$ ) vermektedir. Eşitlik (2.2) ise mekanik güç ifadesini vermektedir. Mekanik güç şafta çark tarafından uygulanan tork ile doğru orantılıdır.

$$\eta_h = \frac{P_{mekanik}}{P_{hidrolik}} \quad (2.1)$$

$$P_{mekanik} = T_m w \quad (2.2)$$

Burada ' $w$ ' açısal hızı (rad/s) ve ' $T_m$ ' çarkta üretilen torku (Nm) ifade etmektedir. Bu nedenle IEC tarafından hazırlanan model türbin testleri ile ilgili şartları belirleyen 60193 numaralı standartta tork ölçümünün yapılması istenmektedir. İlgili standartta yapısal olarak iki farklı sistem tanımlanmaktadır. İki sistem, yataklama ve sızdırmazlık

elemanlarının dengelenmesine göre birbirinden ayrılmaktadır. Bileşenlerin uygun şekilde dengelendiği sistemlerde sızdırmazlık elemanları ve yataklarda meydana gelen sürtünme kayıpları sistemin kendi içerisine dâhil edilmektedir. Balans yapılmamış sistemlerde ise Eşitlik (2.2)'de verilen tork ( $T_m$ ) shafttan generatöre iletilen torkun ve yataklar ile sızdırmazlık elemanlarından kaynaklı sürtünme torkunun toplamına eşit olmaktadır. Bu iki tork bileşeninin ayrı ayrı ölçülmesi gerekmektedir [10]. Şekil 2.19 ile bu iki farklı sistem için örnek gösterilmektedir. Makinenin hareketli gövdesi (3), zemine (1) yataklar (4) ile montajlanmış sabit gövdenin (2) içerisinde yer almaktadır. Birinci sistemde hareketli parça sabit gövde içerisine balans yapılmış yataklar (5) ile yerleştirilmiştir. İkinci sistemde ise şekilde görüldüğü gibi hareketli parçanın bir kısmı balans yapılmamış yataklar (6) ile zemine montajlanmıştır.



Şekil 2.19: Balanslı ve balans yapılmamış makine örnekleri [10].

Tork ölçümü için IEC tarafından ilgili standartta iki farklı ölçüm metodu sunulmaktadır. Birincil metot torkun Eşitlik (2.3) ile verildiği gibi hesaplanmasını kapsamaktadır.

$$T = FL \quad (2.3)$$

Eşitlik 2.3'de ' $F$ ' ölçüm koluna uygulanan kuvveti (N) ve ' $L$ ' ölçüm noktasının dönme merkezine olan uzaklığını (m) ifade etmektedir. Bu yöntemde Eşitlik (2.2)'deki kuvvet bileşeni bir ölçüm kolu kullanılarak tespit edilmektedir. İlgili kuvvetin ölçümü için kolun ucunda kalibre edilmiş ağırlıklar veya kuvvet transdüseri gibi yöntemler kullanılabilir. Eşitlik (2.3)'ye göre ölçüm noktasının dönme merkezine uzaklığı da tork hesabı için ölçülmesi gereken ikinci parametredir. Bu değer ölçümü mikrometre kullanılarak yapılabilir. Standartta göre ikincil ölçüm metodu ise burulma gerinimini ölçen torkmetrelerin kullanılmasıdır [10].

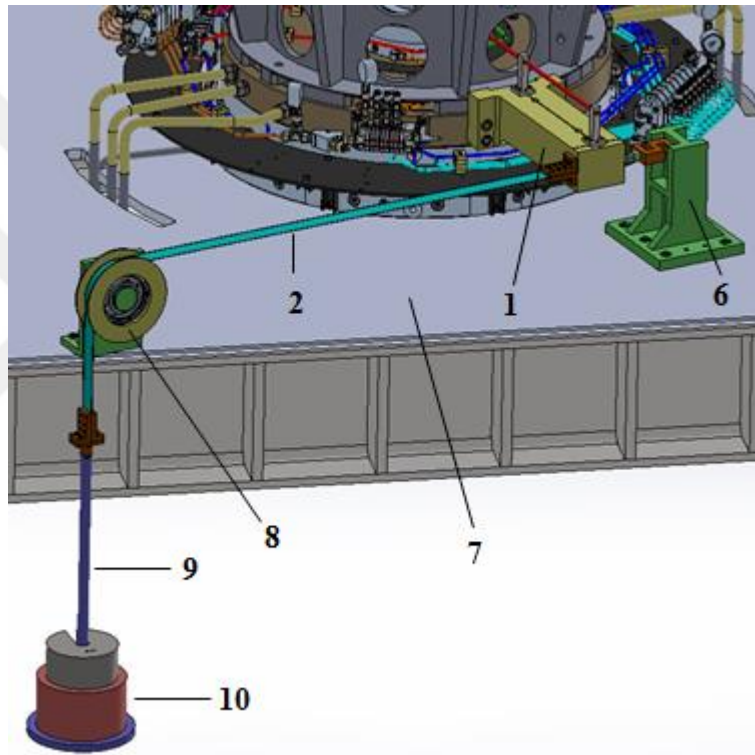
Ölçüm mekanizmasının kalibrasyonu elde edilen verilerin doğruluğunun sağlanması açısından büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle birincil metotta moment kolunun uzunluğunun ve kol üzerindeki kuvvetin kalibre edilmesi gerekmektedir. İkincil metotta ise torkmetrenin birincil metotlar kullanılarak kalibre edilmesi önem taşımaktadır. Tork ölçüm mekanizmasında yalnızca kalibrasyon değil ölçümdeki belirsizliklerin de doğru şekilde tanımlanması gerekmektedir. İlgili standart ölçüm için belirsizlik sınırlarını da tanımlamaktadır [10].

Alstom firması tarafından kurulan model test laboratuvarında standartta belirtilen birinci ölçüm metodu ile çalışılmaktadır. Bu amaçla hidrostatik yatak üzerinde generatör yüzdürülmektedir. Generatöre bağlı bir ölçüm koluna montajlanmış kuvvet transdüseri ve kalibreli ağırlıklar ile ölçüm yapılmaktadır [16]. Dong Fang Elektrik Şirketi tarafından işletilen model test laboratuvarında benzer şekilde yüzdürülen generatöre bağlı bir ölçüm koluna kuvvet transdüseri bağlanarak ölçüm yapılmaktadır. Kalibreli ağırlıklar sensörün kalibrasyonunda kullanılmaktadır [15]. Fine Institute of Hydraulic Machinery ise balanslı olmayan bir sisteme sahip olduğu için gerçek torku ve sürtünme torkunu ayrı ayrı ölçecek şekilde iki farklı yük hücresi kullanılmaktadır [12]. S.Morgan Smith Memorial Hydraulic Laboratory of Voith [13] ise model test laboratuvarında yine birincil metotla kola bağlı bir yük hücresi ile ölçüm yapmakta ve kalibreli ağırlıklar sensör kalibrasyonu için yer almaktadır. Ölçüm koluna bağlı ikinci bir yük hücresi ise doğrulama amacıyla bulunmaktadır. Bu çalışmada deney düzeneği için birincil ölçüm metodunu referans alan bir ölçüm sisteminin tasarımı yapılmıştır.

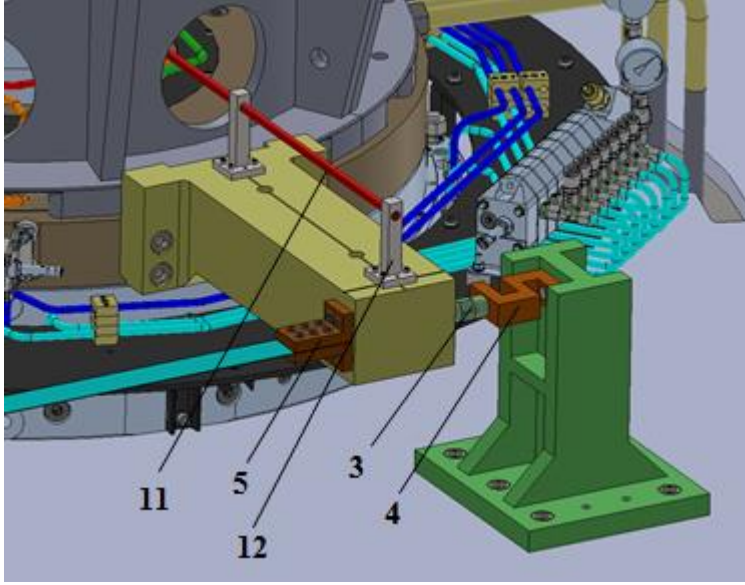
Tork ölçüm sisteminin final tasarımı Şekil 2.20 ve Şekil 2.21 ile verilmektedir. Hidrostatik yatak üzerinde ölçüm kolunun montajı için bağlantı noktaları bulunmaktadır. Ölçüm kolu (1) bir ucundan yatağa bağlanırken diğer ucundan



kalibrasyon şeridine (2) ve bir ara parça (3) ile yük hücresine (4) bağlanmıştır. Kalibrasyon şeridi ve tork kolu arasındaki bağlantı iki parçalı bir aparat (5) ile sağlanmıştır. Yük hücresi, sensör bağlantı aparatı (6) ile test hücresine (7) sabitlenmiştir. Kalibrasyon şeridi ise bir makara (8) etrafında dönerek ağırlık tutucu parçanın (9) dikey yönde serbest olarak sallanmasını sağlamıştır. Kalibrasyon ağırlıkları (10) bu ağırlık tutucu parçanın üzerine ihtiyaca göre yerleştirilebilmektedir. Standarda göre ölçüm noktasının dönme merkezine uzaklığının ölçümü için iç çap mikrometresi (11) kullanılmıştır. Bu ölçümün doğrulunun sağlanması için mikrometreyi eksenleyici (12) aparatlar tasarımı yer almıştır.

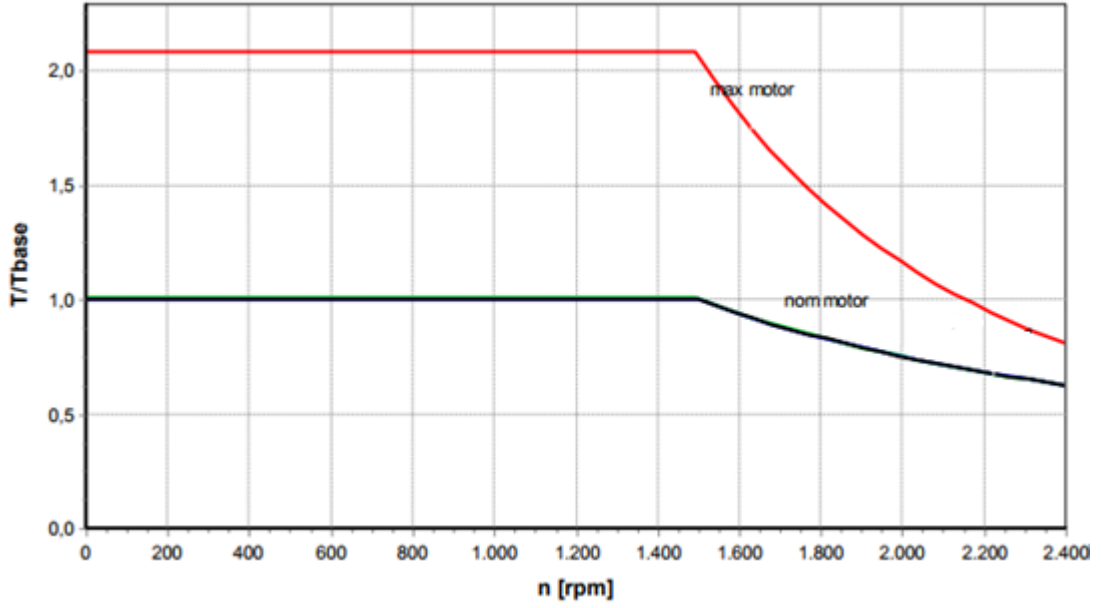


Şekil 2.20: Tork ölçüm sistemi genel görünümü.



Şekil 2.21: Tork ölçüm kolu ve bağlı bileşenlerin görünümü.

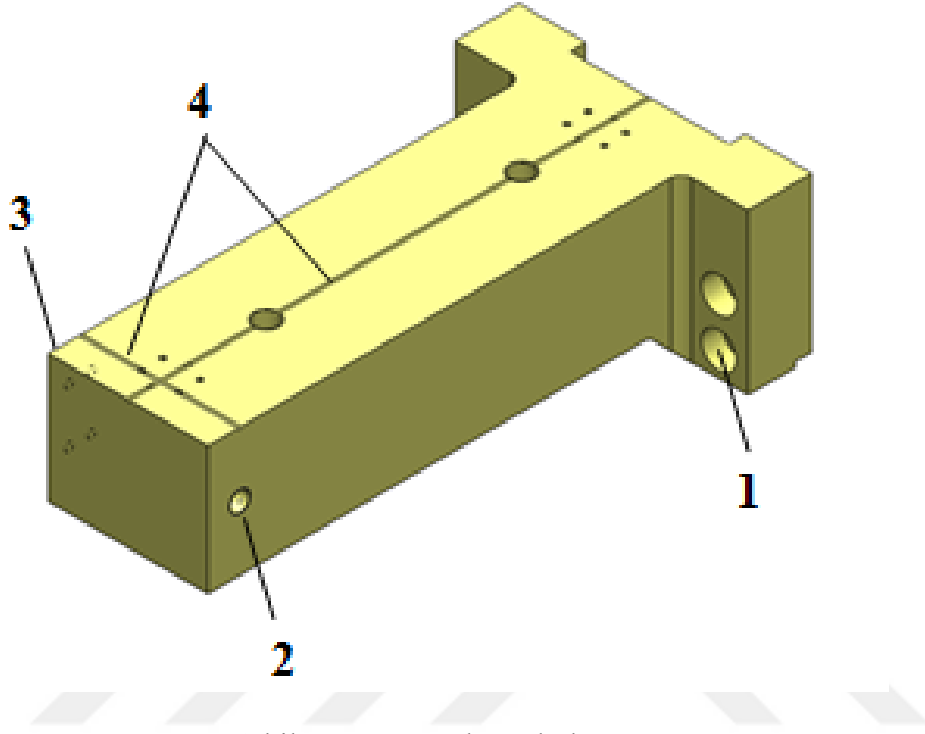
Tork ölçüm mekanizmasının tasarımında ilk adımı sistemde ölçülecek maksimum tork değerinin belirlenmesi oluşturmuştur. Her projeye göre model türbinden elde edilecek güç kapasitesi dolayısıyla shaft torku çeşitlilik göstermektedir. Bu sebeple tasarımda belirleyici kriter her model testinde yer alan deney düzeneğinde kurulu generatördür. Sistem tasarımını generatörün torkuna göre yapmak daha doğru bir yöntemdir. Şekil 2.22’de generatörün fabrika test sonuçları verilmektedir. Test sonuçları grafikte generatörün nominal ve maksimum çalışma durumu tork-devir eğrileri olarak bulunmaktadır. Maksimum çalışma eğrisi genellikle generatörün ilk çalıştırılmasında karşılaşılan anlık yükleme durumunu ifade etmektedir. Nominal çalışma eğrisi ise generatörün normal operasyon koşullarında elde edilen veridir. Nominal durumda, grafiğe göre 1514 rpm’e kadar tork (T) generatörün 13 kNm olarak test sonuçlarında verilmiş baz torkuna ( $T_{base}$ ) eşittir. İlgili devirden sonra Eşitlik 2.2’ye göre gücün sabit kalması için hızın artışı ile tork düşmektedir. Generatörün maksimum devri 2400 rpm’de test sonuçlarına göre 8,2 kNm tork elde edilmektedir. Tasarım aşamalarında generatörün nominal çalışma koşulunda elde edilen maksimum torku (13 kNm) kullanılmıştır.



Şekil 2.22: Generatör fabrika testi tork-devir eğrisi.

Tork ölçüm mekanizmasının tasarımına öncelikli olarak tork ölçüm kolunun tasarımı ile başlanmıştır. Kol boyu test hücresi üzerinde kullanılabilir alan göz önüne alınarak ölçüm noktasının dönme merkezinden uzaklığı 1.3 m olacak şekilde belirlenmiştir. Bu durumda ölçüm noktasında maksimum yük 10 kN olarak hesaplanmıştır. Şekil 2.23 ile verilen ölçüm kolu yatak bağlantısının (1) yanında yük hücresi bağlantısı (2) ve kalibrasyon şeridi için aparat bağlantısına (3) da uygunluk göstermektedir. Ayrıca kol üzerinde mikrometre ve sensör için eksen hizalama kanalları (4) açılmıştır. Tork ölçümünde dikkat edilmesi gereken noktalardan birisi elde edilen torkun doğru bir şekilde ölçülmesi için kuvvetin yük hücresine dik bir şekilde iletilmesidir. Bu gereklilik, ölçüm kolunun maksimum yük altında ölçüm noktasındaki esnemesinin tasarım aşamasında kontrol edilmesini gerektirmektedir. Bu esnemenin tespiti ve maksimum yük altındaki kolda oluşan gerilimleri tespit etmek amacıyla Şekil 2.24 ile sınır şartları verilen mekanik analiz Ansys Statik Yapısal modülünde [19] gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla analize tork kolu için malzeme tanımı ST52 çeliği olarak yapılarak başlanmıştır. Geometri hazırlanarak içeriye aktarılmış ve ağ yapısı çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Tork kolu için ağ yapısında 638485 adet dört yüzlü eleman kullanılmıştır. Ağ yapısı çalışması tamamlanan model için sınır koşulları girilerek sonrasında dayanım analizi yapılmıştır. Şekil 2.25 ile verilen toplam deformasyon sonuçlarında maksimum yük altında ölçüm noktasında esnemenin 0,06

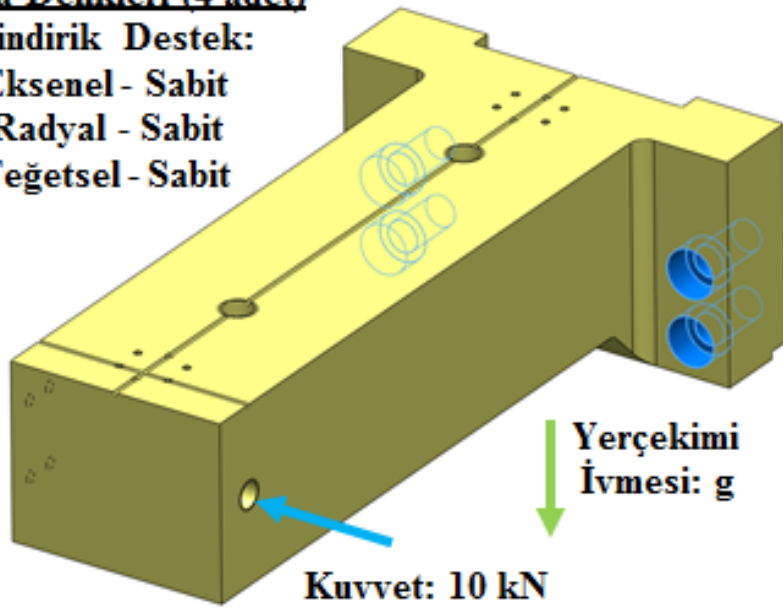
mm olduğu görülmektedir. Elde edilen bu değerin kuvvet ölçümündeki doğruluğu etkilemeyeceği düşünülmektedir. Tork ölçüm kolu için Şekil 2.26 ve Şekil 2.27 ile gerilim dağılımları verilen tork kolunun maksimum yük altında güvenli şekilde yapısal durumunu koruduğu Çizelge 2.6'da sunulan sonuçlar ile de anlaşılmaktadır.



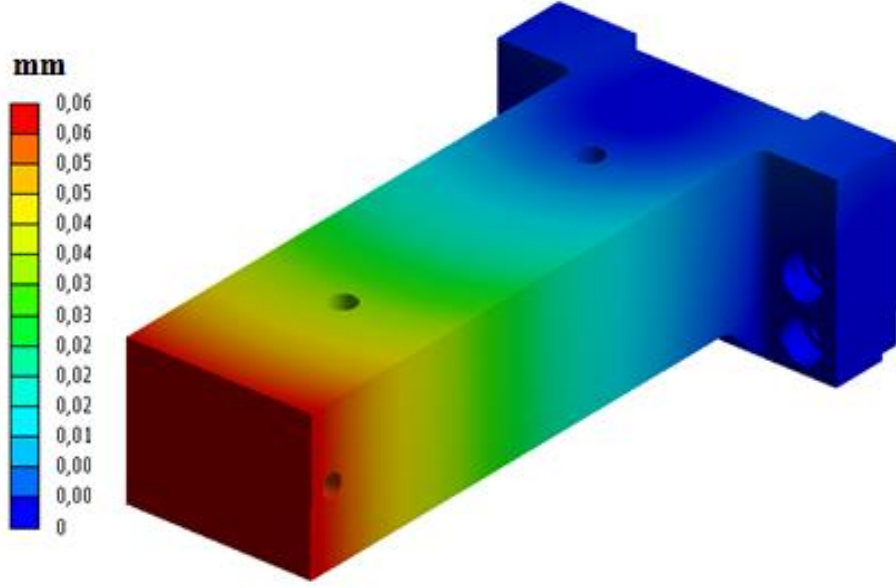
Şekil 2.23: Tork ölçüm kolu.

**Cıvata Delikleri (4 adet)**

**Silindirik Destek:**  
Eksenel - Sabit  
Radyal - Sabit  
Teğetsel - Sabit



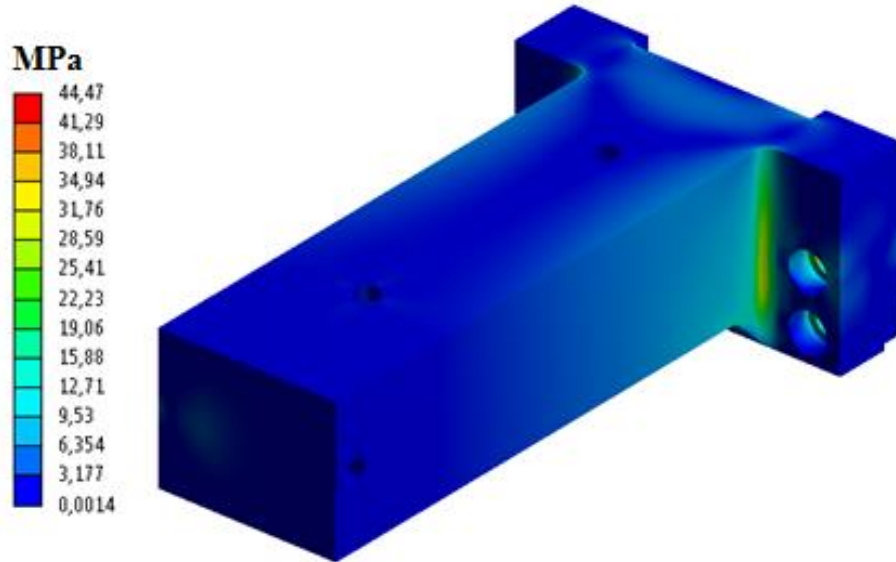
Şekil 2.24: Tork ölçüm kolu mekanik analiz sınır şartları.



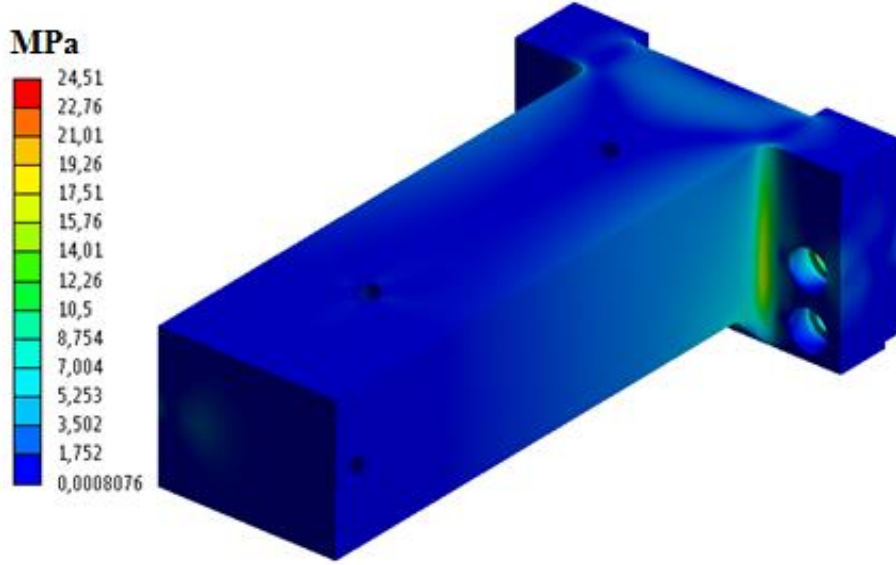
Şekil 2.25: Tork ölçüm kolu toplam deformasyon dağılımı.

Çizelge 2.6: Tork kolu mekanik analiz sonuçları.

Malzeme Bilgisi	Maksimum Eşdeğer (Von-Mises) Gerilimi	Güvenlik Faktörü	Maksimum Kayma Gerilimi	Güvenlik Faktörü
ST52 Çeliği (Akma Dayanımı: 355 MPa)	44,47 MPa	7,98	24,51 MPa	14,48



Şekil 2.26: Tork ölçüm kolu eşdeğer Von-Mises gerilimi dağılımı.



Şekil 2.27: Tork ölçüm kolu maksimum kayma gerilimi dağılımı.

Ölçüm noktasının dönme merkezine olan uzaklığının tespiti için 40 µm hassasiyete sahip iç çap mikrometresi seçilmiştir. Mikrometre ile hidrostatik yatak şaftı üzerinde 5 µm ölçü toleransı ile işlenmiş bir yüzeyden ölçüm alınmaktadır. İlgili standart ölçüm için belirtilen uzunluğun 0,05 % - 0,1 %'i aralığında belirsizlik tanımlamaktadır [10]. Bu sistem için hesaplandığında standarda göre belirsizliğin 650 µm ile 1300 µm arasında olması beklenmektedir. Tasarıma göre bu değer 45 µm'dir. Kuvvet, kol üzerindeki ölçüm noktasından yük hücresine iki kuvvet uzvu şeklinde tasarlanmış bir sensör-kol ara parçası ile iletilmiştir. Tork ölçüm sisteminde 2000 kg kapasiteli universal basma-çekme yük hücresi kuvvet ölçümü için seçilmiştir. İlgili standart ölçüm için toplam yükün 0,05 % - 0,1 %'i aralığında belirsizlik tanımlamaktadır [10]. Bu sistem için hesaplandığında standarda göre belirsizliğin 0,5 kg ile 1 kg arasında olması beklenmektedir. Sensörün hassasiyeti ve histeresesi 0,4 kg olarak üretici firma tarafından belirtilmiştir. Tork ölçümünün birincil metod için sistematik belirsizliği Eşitlik (2.4) ile tanımlanmaktadır [10].

$$f_{T_{m,s}} = \sqrt{(f_{r,s}^2) + (f_{F,s}^2)} \quad (2.4)$$

Burada toplam sistematik belirsizlik ( $f_{T_{m,s}}$ ), uzunluk ölçümündeki belirsizlik ( $f_{r,s}$ ) ve kuvvet ölçümündeki belirsizlik kullanılarak hesaplanmıştır. Deney düzeneği için

Eşitlik (2.4)'e göre belirsizlik hesabı yapıldığında sistem için toplam belirsizlik 0,04 % olarak bulunmaktadır.

Yük hücresi, sensör bağlantı aparatı ile test hücresine sabitlenmiştir. Sensördeki ölçüm doğruluğunu sağlamak için moment koluna benzer şekilde sensör bağlantı aparatının da sensör bağlantı noktasındaki deformasyonunun tasarım aşamasında kontrol edilmesi gerekmiştir. Bu amaçla ilgili parçaya Şekil 2.28'de verilen sınır koşulları ile mekanik analiz gerçekleştirilmiştir. Analizde tork kolu için malzeme tanımı ST52 çeliği olarak yapılmıştır. Geometri hazırlanarak içeriye aktarılmış ve ağ yapısı çalışmaları 533343 adet dört yüzlü eleman kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Model için sınır koşulları girilerek çözüm yaptırılmıştır. Şekil 2.29 ile verilen toplam deformasyon sonuçlarında maksimum yük altında bağlantı noktasında esnemenin 0,06 mm olduğu görülmüştür. Maksimum yük altında bağlantı aparatında oluşan gerilmelerin kritik seviyeye ulaşmadığı ve güvenli bir tasarımın olduğu Çizelge 2.7 ile verilmektedir. Gerilim dağılımları Şekil 2.30 ve Şekil 2.31 ile görülmektedir.

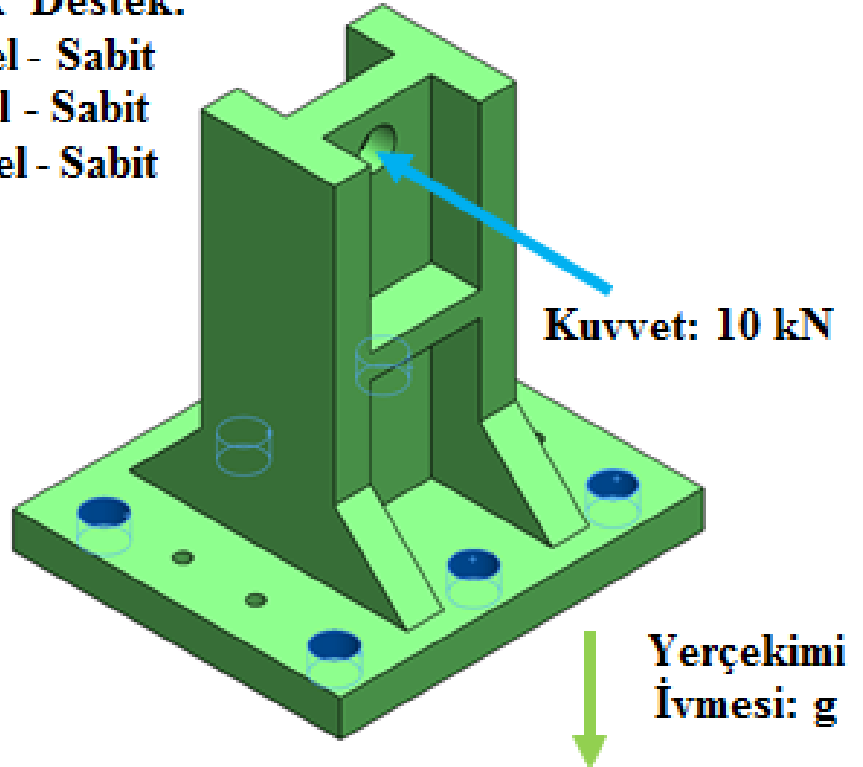
### **Cıvata Delikleri (6 adet)**

#### **Silindirik Destek:**

**Eksenel - Sabit**

**Radyal - Sabit**

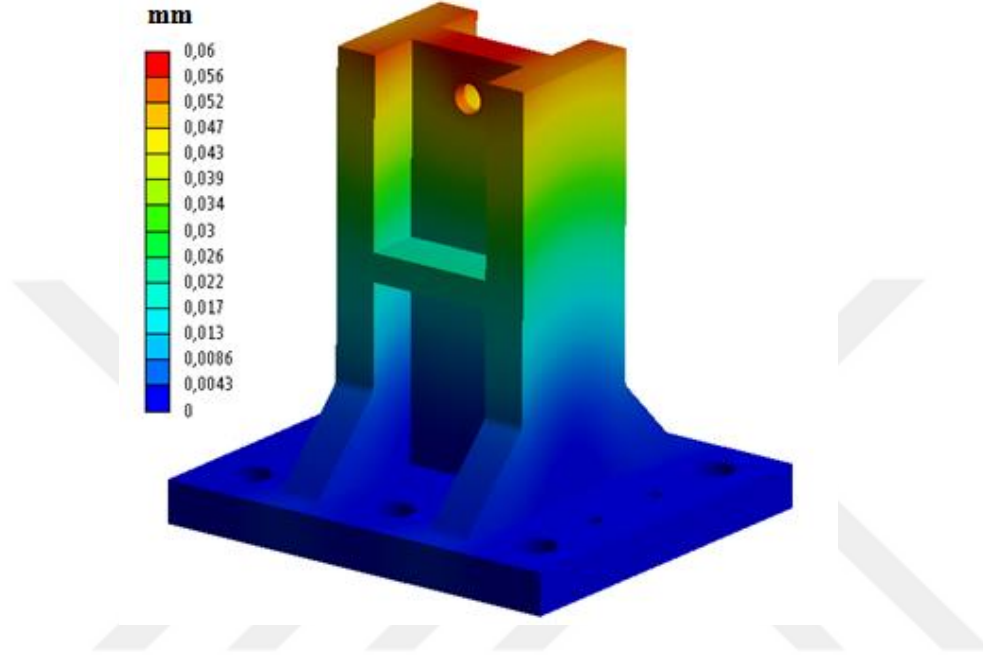
**Teğetsel - Sabit**



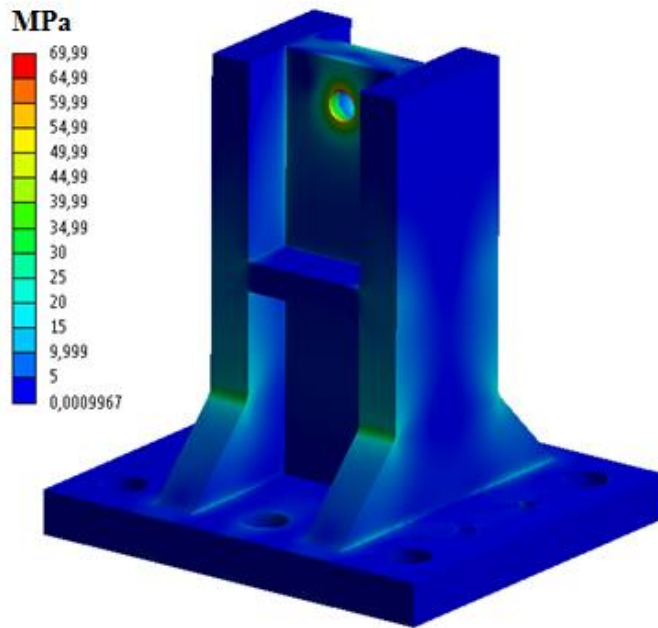
Şekil 2.28: Sensör bağlantı aparatı mekanik analiz sınır şartları.

Çizelge 2.7: Sensör bağlantı aparatı mekanik analiz sonuçları.

Malzeme Bilgisi	Maksimum Eşdeğer (Von-Mises) Gerilimi	Güvenlik Faktörü	Maksimum Kayma Gerilimi	Güvenlik Faktörü
ST52 Çeliği (Akma Dayanımı: 355 MPa)	69,99 MPa	5,07	38,58 MPa	9,20

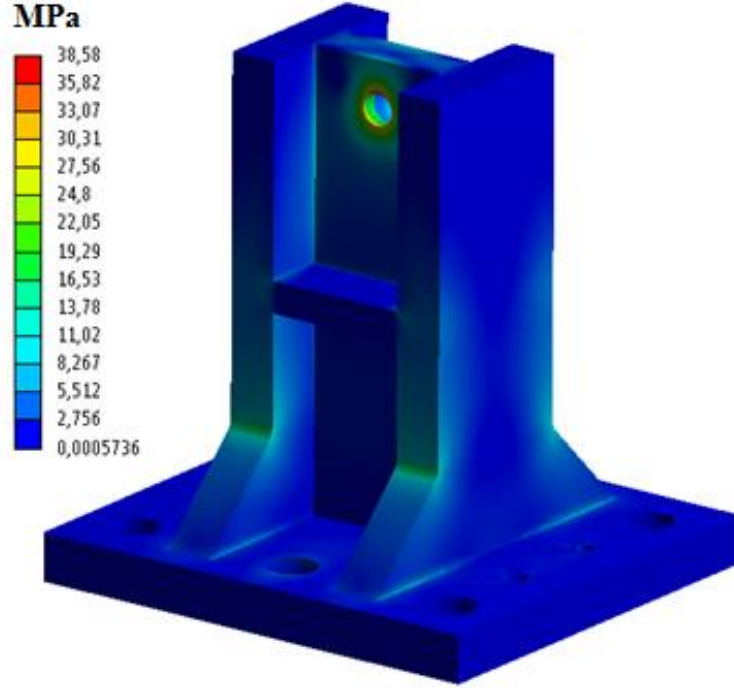


Şekil 2.29: Sensör bağlantı aparatı toplam deformasyon dağılımı.



Şekil 2.30: Sensör bağlantı aparatı eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı.





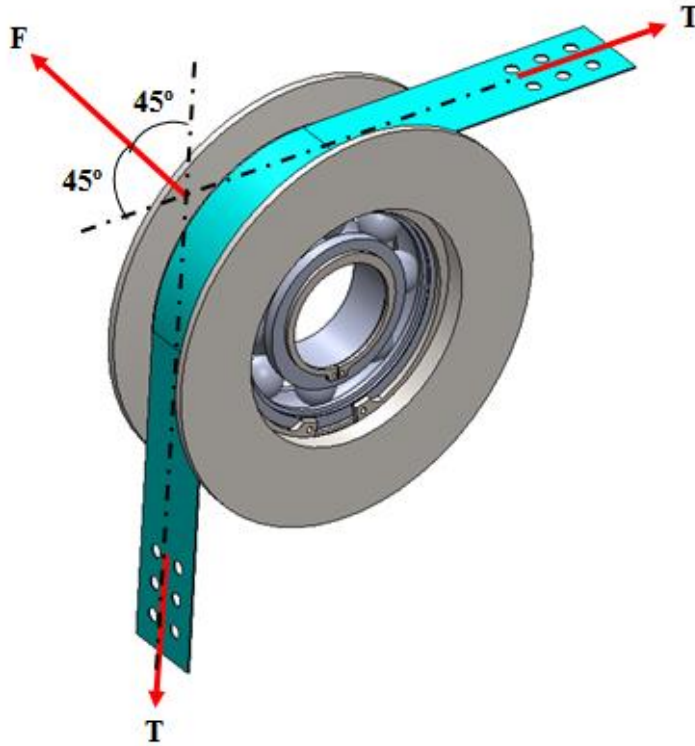
Şekil 2.31: Sensör bağlantı aparatı maksimum kayma gerilimi dağılımı.

Yapılan tork ölçümlerinin doğruluğunu sağlamak için yük hücresinin kalibre edileceği bir sistemin ölçüm mekanizmasında yer alması gerekmektedir [10]. Bu gerekliliği sağlamak adına standarda uygun şekilde yapılan tasarımda kalibreli ağırlıklar kullanılmıştır. 25 kg ve 50 kg olarak iki farklı tipte çeşitli sayılarda hazırlanan ağırlıklar bağımsız bir kuruluştaki sertifikalandırılmıştır. Kalibrasyon ağırlıkları, ağırlık tutucu aparat yardımıyla istenen miktarda sisteme yüklenecek yük hücresinin kalibrasyonunda kullanılmaktadır. Ağırlık tutucu aparat ile ölçüm kolu arasındaki kalibrasyon şeridi AISI 304 paslanmaz çelik malzemeden 0,5 mm kalınlığında şerit levha olarak tasarlanmıştır. Kalibrasyon şeridi yataydan dikeye merkezinde rulman bulunan bir makara ile geçiş yapmaktadır. Sistemde yapılan kalibrasyonun doğruluğunu temin etmek adına makara rulmanındaki sürtünme kaybının da hesaplanması gerekmektedir. Tasarımda yer verilen rulman için üretici firma tarafından sürtünme katsayısı 0,0015 olarak verilmiştir [28]. Tork kolu için sistemde hesaplanan maksimum yük (10 kN) aynı zamanda kalibrasyon şeridine uygulanmaktadır. Şekil 2.32’de verilen serbest cisim diyagramı kullanılarak kalibrasyon şeridinin makaraya uyguladığı dik kuvvet 14,1 kN olarak bulunmuştur. Bu durumda makara ve kalibrasyon şeridi arasındaki sürtünme kuvveti ( $F_s$ ) Eşitlik

(2.5) kullanılarak makara üzerindeki normal kuvvetin ( $F$ ) sürtünme katsayısı ( $\mu_s$ ) ile çarpımıyla 21,15 N olarak hesaplanmıştır.

$$F_s = F\mu_s \quad (2.5)$$

Kalibrasyon sırasında sürtünme kaybı nedeniyle yük hücresi tarafından kalibreli ağırlıkların oluşturduğu kuvvet gerçek değer in altında ölçülecektir. Elde edilen sonuçlara göre maksimum yükte kalibrasyon yapılması durumunda yük hücresinde toplam yükün 0,02 % 'si kadar düşük bir değer tespit edilecektir.



Şekil 2.32: Makaraya uygulanan kuvvetlerin gösterimi.

Tasarım çalışması ve mekanik analizleri tamamlanan tork ölçümü sistemi bileşenlerinin üretimi tamamlanmış ve deney düzeğine montajı yapılmıştır. Montajlı ölçüm sisteminin görünümü Şekil 2.33 ile sunulmaktadır.



Şekil 2.33: Tork ölçüm sistemi.



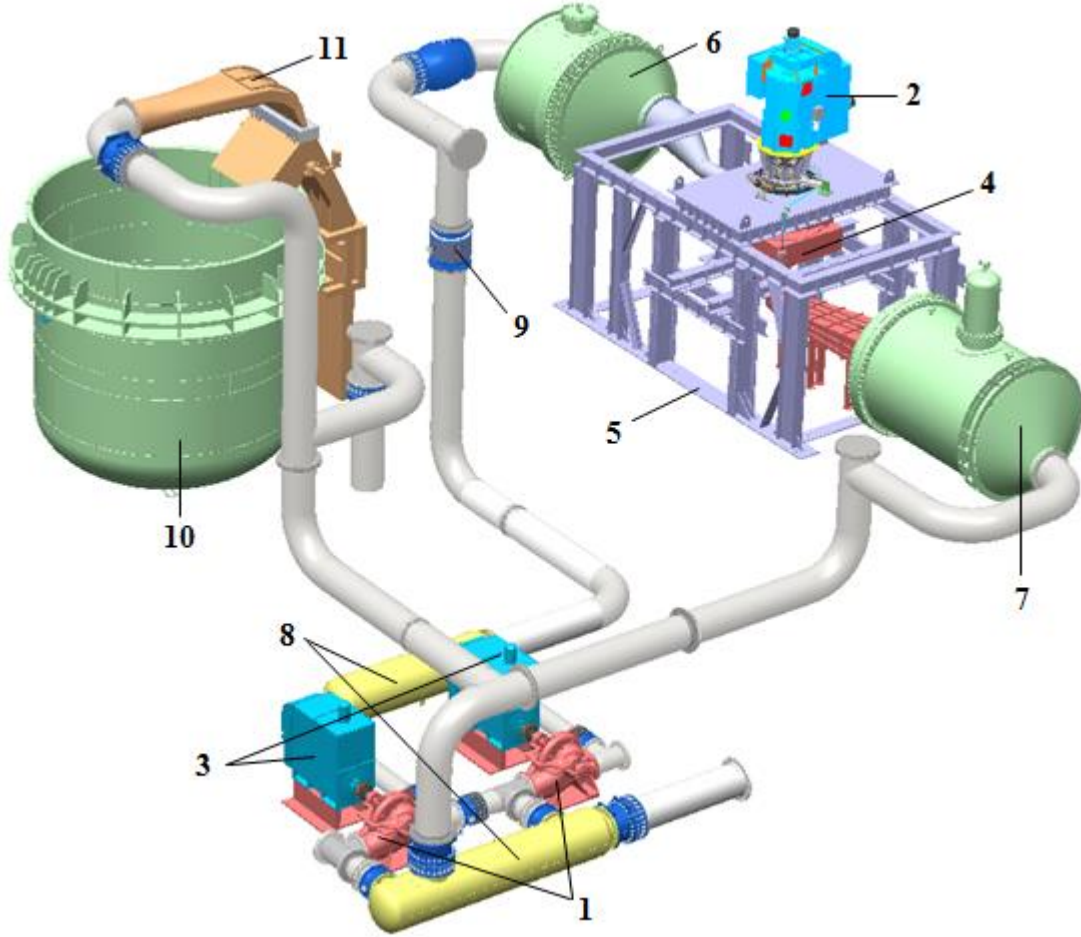
### **3. DENEY DÜZENEĞİNİN DEBİ VE DÜŞÜ ARALIKLARININ BELİRLENMESİ**

Bir prototipin test için model ölçeği belirlenirken test laboratuvarının kısıtları öne çıkmaktadır. Bu kısıtlamalara örnek olarak laboratuvarın üretim kapasitesine bağlı olarak modelin sahip olabileceği en büyük boyutlar verilebilmektedir. Diğer önemli bir kısıtlama ise deney düzeneğinde yer alan pompa ve generatörlerin çalışma kapasiteleridir [29]. TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi 205 m düşü ve 2,5 m<sup>3</sup>/s debi kapasitesinde tasarlanmıştır [18]. Bu tez çalışmasında pompaların değişik kombinasyonlarında çalıştırılarak tasarım verilerinin doğrulanması ve ulaşılabilecek maksimum debi ve düşü değerlerinin belirlenmesi hedeflenmiştir. Bunun yanı sıra pompaların saha testler gerçekleştirilerek performans eğrileri çıkarılmış ve pompaların isterleri karşılayıp karşılamadığı değerlendirilmiştir. Yapılan pompa testleri ile aynı zamanda deney düzeneğinin sızdırmazlığı ile vana ve motor sürücüleri gibi ekipmanların işlevleri test edilmiştir.

#### **3.1 Deney Düzeneğinin Genel Görünümü**

Test düzeneği Francis tipi hidrolik türbinlerin model testlerine özel olarak tasarlanmıştır [30]. Diğer tip hidrolik türbinlerin test edilmesi deney düzeneğine yapılacak eklentilerle mümkün olabilmektedir. Boru sisteminin ve diğer ekipmanların çift yönlü çalışabilecek şekilde seçilmiş olması pompa testlerinin yapılabilmesine imkân sağlamaktadır. Deney düzeneğinde model türbinlerin yüksek hassasiyetle performans ölçümlerinin yapılabilmesi amaçlanmaktadır. Güç, verim, basınç gibi parametreler ölçülerek türbin tepe diyagramları oluşturulabilmekte ve kavitasyon karakteristikleri çıkarılabilmektedir. Model türbin testleri sahada ortaya çıkabilecek olumsuz sonuçların belirlenerek türbin sahaya transfer edilmeden önce tespit edilmesini sağlamaktadır.

Şekil 3.1 ile genel görünümü verilen test merkezinde başlıca bileşenler pompalar (1), generatör (2), pompa motorları (3), test hücresi (4), model türbin (5), yüksek ve alçak düşü tankları (6,7), stabilizasyon tankları (8), elektromanyetik debimetre (9), kalibrasyon tankı (10), nozül sistemi (11) ve bunların yanı sıra çeşitli vana, sensör ve borular olarak listelenmektedir.



Şekil 3.1: Deneysel düzeneğin genel görünümü.

Test merkezinde nominal çalışma noktasında  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  debisi ve 80 m düşü sağlayan iki adet pompa kullanılmaktadır. Boru hatları iki pompanın seri ve paralel olarak birlikte çalıştırılmasına izin verecek şekilde tasarlanmaktadır. Sistemde pompalar için 1,5 MW güce sahip, generatör için ise 2 MW güce sahip çift yönlü çalışabilen motorlar bulunmaktadır [18]. Motorların çift yönlü çalışabilmesi test merkezinin pompa testleri de yapabilmelerini sağlamaktadır. Sistemde üç adet motordan generatör 1 numara olarak belirlenmiş ve pompa motorları 2 ve 3 olarak isimlendirilmiştir. Bu nedenle çalışma içerisinde pompalar, pompa 2 ve pompa 3 olarak adlandırılmaktadır. Santral havzası

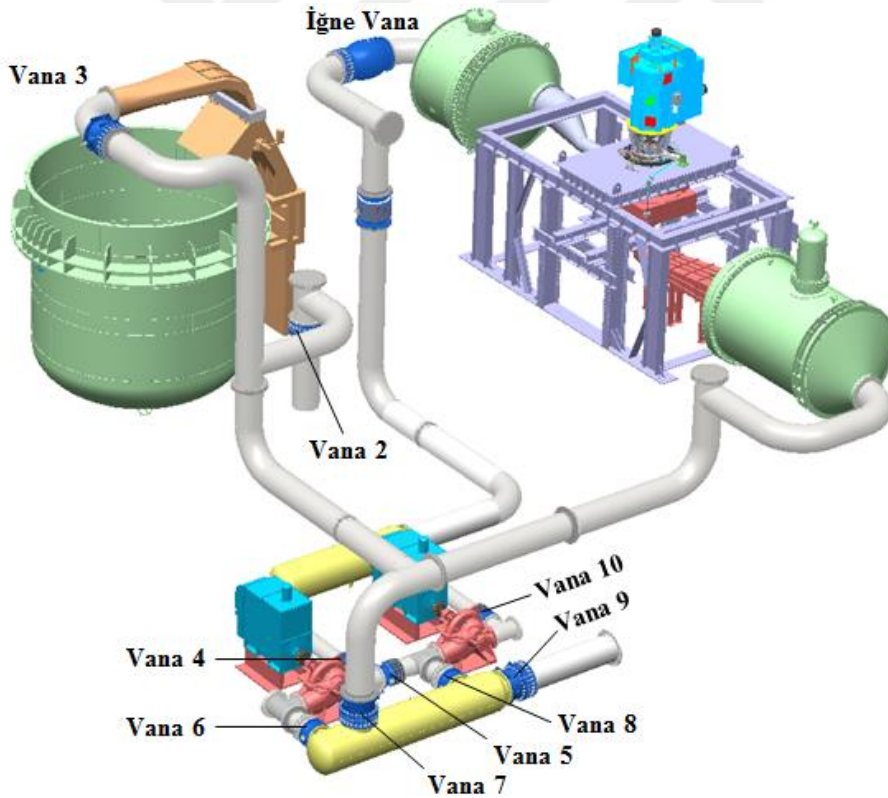
yüksek düşü tankı ve santral kuyruk suyu alçak düşü tankı kullanılarak simüle edilmektedir. Havuzdan alınan suyun pompalara girmeden önce, pompadan çıkan suyun ise test bölümüne geçiş yapmadan önce akıştaki çalkantıların durgunlaştırılması için iki adet stabilizasyon tankı pompa katında yer almaktadır. Test laboratuvarında ölçümü yapılacak en önemli parametrelerden birisi akışın debisidir. Bu parametrenin ölçümü için düzenekte elektromanyetik debimetre kullanılmaktadır. Aynı zamanda kullanılan debimetrede yapılan ölçümlerin doğruluğundan emin olmak için bir kalibrasyon sistemi kullanılmaktadır. Kalibrasyon sisteminde 200 m<sup>3</sup> hacimli bir tank, suyun jet akışı şeklinde çıkış yaptığı nozül, nozülün altında akışın yönlendirilmesini sağlayan bir akış ayırıştırıcı plaka ve bu plakanın hareketini sağlayan piston sistemi yer almaktadır. İlgili standartta belirtildiği üzere tanka belirli sürede belirli hacimde su doldurulması yöntemi ile debi hesaplanmakta ve debimetrenin kalibrasyonu için kullanılmaktadır [31].

Test laboratuvarı model türbin ile yapılacak ölçümlere göre üç farklı sistem varyasyonunda işletilebilmektedir. Deney düzeneğinde model türbinin performans kıstaslarının belirlenmesi için açık çevrim kullanılmaktadır. Elektromanyetik debimetrenin kalibrasyonu için düzenek kalibrasyon çevriminde çalıştırılmaktadır. Model türbinin kavitasyon karakteristiklerinin incelenmesi kapalı çevrimde çalıştırma ile sağlanmaktadır. Temel olarak açık çevrim pompalarla ile rezervuardan alınan suyun sistemde çevrimi yapıldıktan sonra tekrar rezervuara döndürülmesini kapsamaktadır. Açık çevrime benzer şekilde işlev gören kalibrasyon çevriminde su havuza döndürülmeyip nozüle yönlendirilerek debi ölçümünün yapılması sağlanmaktadır. Kavitasyon karakteristiğinin belirlenmesinde kullanılan kapalı çevrimde ise sistem belirli seviyede su ile doldurduktan sonra havuzdan su almadan ve havuza su boşaltmadan çevrim yapılmaktadır.

### **3.2 Test Yöntemi**

Hidrolik türbinlere benzer şekilde pompalar için de performans değerlerinin belirlenmesi için testler yapılmaktadır. Bu testlerde pompaların karakteristik çalışma eğrileri elde edilmektedir. 9906 numaralı ISO standardı bu deneyler için kural ve tanımları belirlemektedir. İlgili standart ile pompalar performans sınıfına göre ayırıştırılmaktadır. Her pompa sınıfı için kabul toleransları farklılık göstermektedir.

Standart ile pompa deneyleri için uygulama yöntemi verilmektedir [32]. TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi bünyesinde kurulan Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi'nde deney düzeneğinin çalışma aralığını belirlemek amacıyla, test merkezinde bulunan her iki pompa için tekli, seri ve paralel çalışma koşullarında testler gerçekleştirilmiştir. Ancak ilgili standarda bağlı kalınmadan benzer yöntemle pompa testleri uygulanmıştır. Bu çalışmayla test merkezinin tasarım debi ve düşü kapasitelerinin (205 m düşü ve 2,5 m<sup>3</sup>/s debi [18]) doğrulanarak deney düzeneğinde ulaşılabilen maksimum debi ve düşü değerlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Pompalar seri çalıştırıldığında maksimum düşüye ulaşılırken paralel çalıştırılması maksimum debiyi temin etmektedir. İki pompanın seri kombinasyona alınması Şekil 3.2 ile verilen 5 numaralı vananın açık konuma alınması ile olmaktadır. Bu esnada pompa 3'ün giriş vanası (8) ve pompa 2'nin çıkış vanası (4) kapalı konumda bulunmaktadır. Paralel kombinasyonda çalışırken her iki pompanın giriş ve çıkış vanaları açık tutulmakta ve 5 numaralı vana kapalı olmaktadır.

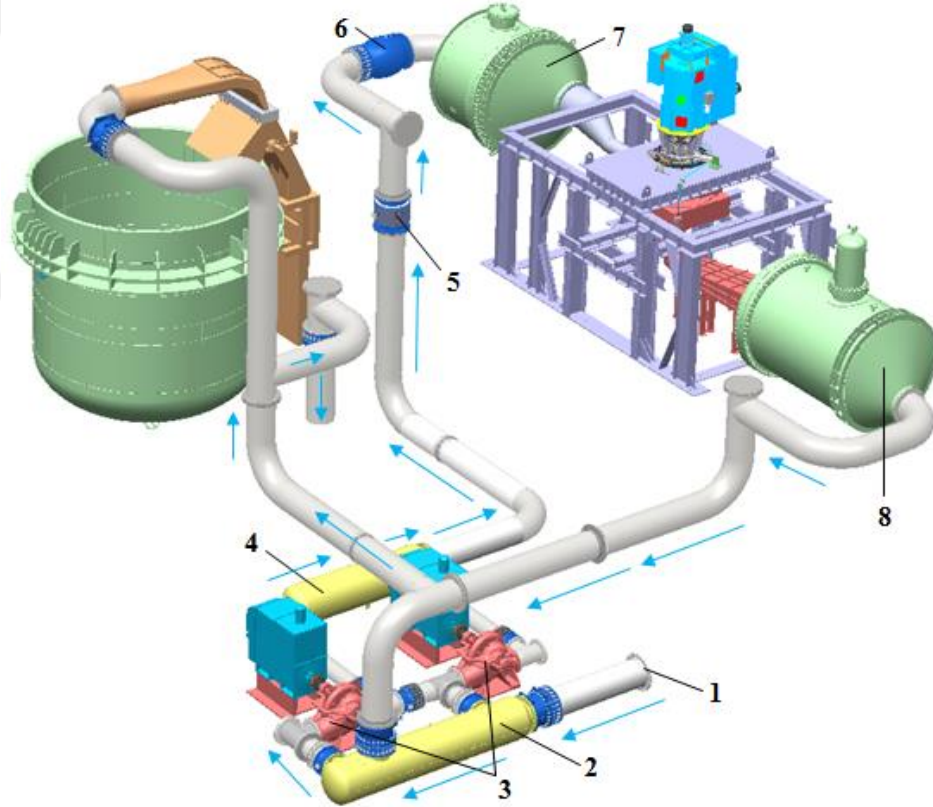


Şekil 3.2: Deney düzeneği vana yerleşimi.

İlgili testler, türbin performans testlerinin gerçekleştirileceği açık çevrimde yapılmıştır. Şekil 3.3'te görüldüğü gibi rezervuar girişinden (1) alınan su öncelikli



olarak emme tarafı stabilizasyon tankına (2) giriş yapmıştır. Tanktan pompalar (3) tarafından emilen su basma tarafı stabilizasyon tankından (4) geçerek önce debimetreye (5) sonra iğne vanaya (6) ulaşmıştır. Testler esnasında yüksek düşü tankı (7) öncesinde yer alan iğne vana enerji kırmak için türbin gibi kullanılmıştır. İğne vananın açıklığı değiştirilerek debi ve düşü ayarlanmıştır. İğne vanadan sonra su yüksek düşü tankına gelmiştir. Pompa testleri türbin düzeneğe montajlanmadan yapıldığı için yüksek düşü tankı ile alçak düşü tankı arasında düz bir boruyla bağlantı gerçekleştirilmiştir. Alçak düşü tankına (8) gelen su çevrimini tamamlayarak tekrar rezervuara boşaltılmıştır. Test sırasında pompaların giriş ve çıkışlarındaki basınçlar kalibreli analog sensörler yardımıyla, akış debisi elektromanyetik debimetre kullanılarak ve pompa hızı motor sürücülerinden dijital olarak okunarak raporlanmıştır. İlave olarak iğne vana açıklığı da not edilmiştir.



Şekil 3.3: Deney düzeneği test çevrimi.

Pompa testleri sırasında aşağıda verilen prosedür takip edilmiştir:

1. Test başlangıcında pompa giriş ve çıkış vanalarının planlanan teste uygun kombinasyonda ayarlanması.
2. Rezervuar giriş vanasının açılarak suyun rezervuar ykseklilğine kendiliğinden ulaşmasının beklenmesi.
3. Rezervuar ykseklilğinin altında kalan hava alma noktalarından boru ve pompalarda sıkışan havanın tahliyesinin sağlanması
4. Pompaların 400 rpm devire kadar hızlandırılarak iğne vanaya kadar su dolmasının beklenmesi ve bu esnada iğne vana öncesinde tekrar manometre çıkışından hava alınması.
5. İğne vananın toplam aıklılığın çeyreğine yakın bir konuma alınarak suyun yüksek düşü tankı ve alçak düşü tankına dolmasının sağlanması
6. Pompaların hızları sabit tutulurken tanklardaki hava alma vanalarının açılarak sistemdeki havanın atılması.
7. Dzenekteki havanın tamamen atıldığından emin olunduğunda rezervuar dönüş vanasının açılarak çevrimin tamamlanması.
8. Kademeli olarak pompa hızının 600, 800, 1000 ve 1100 devire yükseltilerek ölüm yapılması.

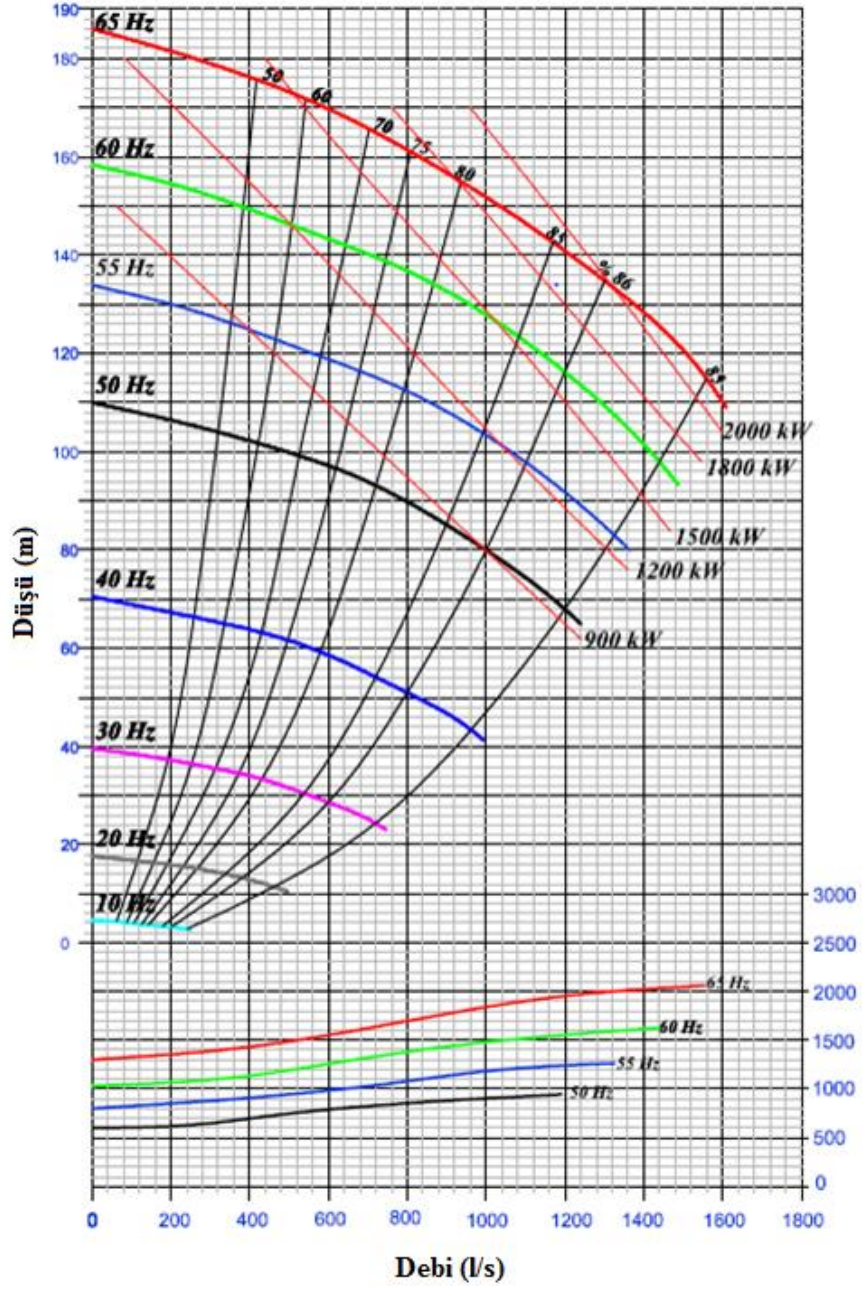
Ölüm öncesinde ilk olarak motor hızı ayarlanarak sistemin kararlı hale gelmesi beklenmiştir. Bu amaçla debimetre takip edilerek okunan debinin sabit hale gelmesi gözlenmiştir. Sistemin dengeye geldiği belirlendiğinde okunan debi ve hız not edilmiştir. Ardından pompa girişindeki ve çıkışındaki basınç değerleri kayıt edilmiştir. Benzer şekilde sabit devirde iğne vana aıklılığı değiştirilerek değişik debi ve düşü değerleri taranmıştır. Bu işlemlerde de aynı prosedür uygulanarak ölümler yapılmıştır.

### **3.3 Elde Edilen Sonuçların Fabrika Verileriyle Karşılaştırılması**

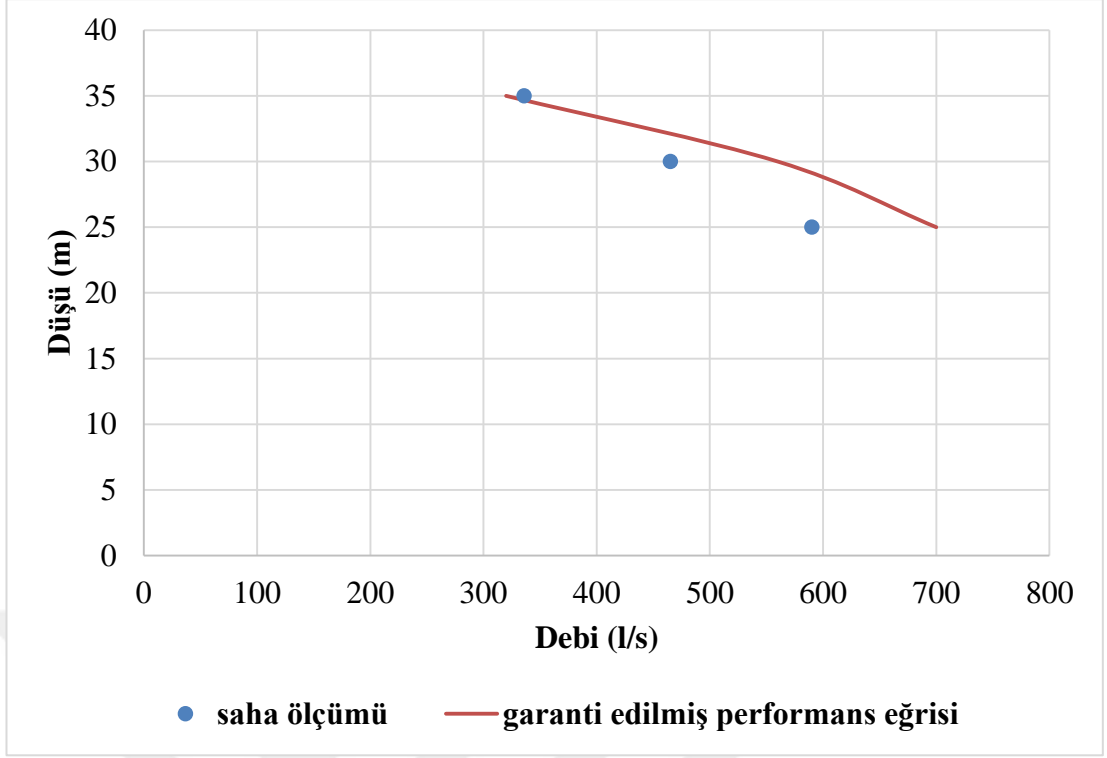
Deney düzeneğinde kullanılmakta olan pompalar için üretici firma tarafından şekil 3.4 ile verilen performans eğrileri karakteristik çalışma eğrileri olarak garanti edilmiştir. Performans eğrisinde sabit pompa devrinde bir debiye karşılık gelen düşü değer

gösterilmektedir. Ayrıca eğri üzerinde gösterilen güç eğrileri yardımıyla spesifik bir debi ve düşü değerinde elde edilebilen güç gösterilmektedir. Yapılan bu tez çalışmasında benzer şekilde deney düzeneğinin debi ve düşü aralıklarının belirlenmesi kapsamında deneyler yapılmış ve pompalar için ayrı ayrı karakteristik eğriler oluşturulmuştur. Ayrıca yapılan ölçümlerle düzenekte elde edilebilen maksimum debi ve düşü değerleri belirlenmiştir. Gerçekleştirilen testler sonucunda, pompaların seri olarak 1000 rpm ile çalıştırıldığı ve iğne vananın 17 % açıklıkta tutulduğu koşulda deney düzeneğinin maksimum düşüsü 200 m olarak ölçülmüştür. Maksimum debi ise pompaların paralel olarak 1000 rpm ile çalıştırıldığı ve iğne vananın %50 açıklıkta tutulduğu koşulda 2 m<sup>3</sup>/s olarak belirlenmiştir. Motor sürücülerinde üst akım limitine ulaşıldığı için deney düzeneğinde verilen değerlerin üstüne çıkılamamıştır.

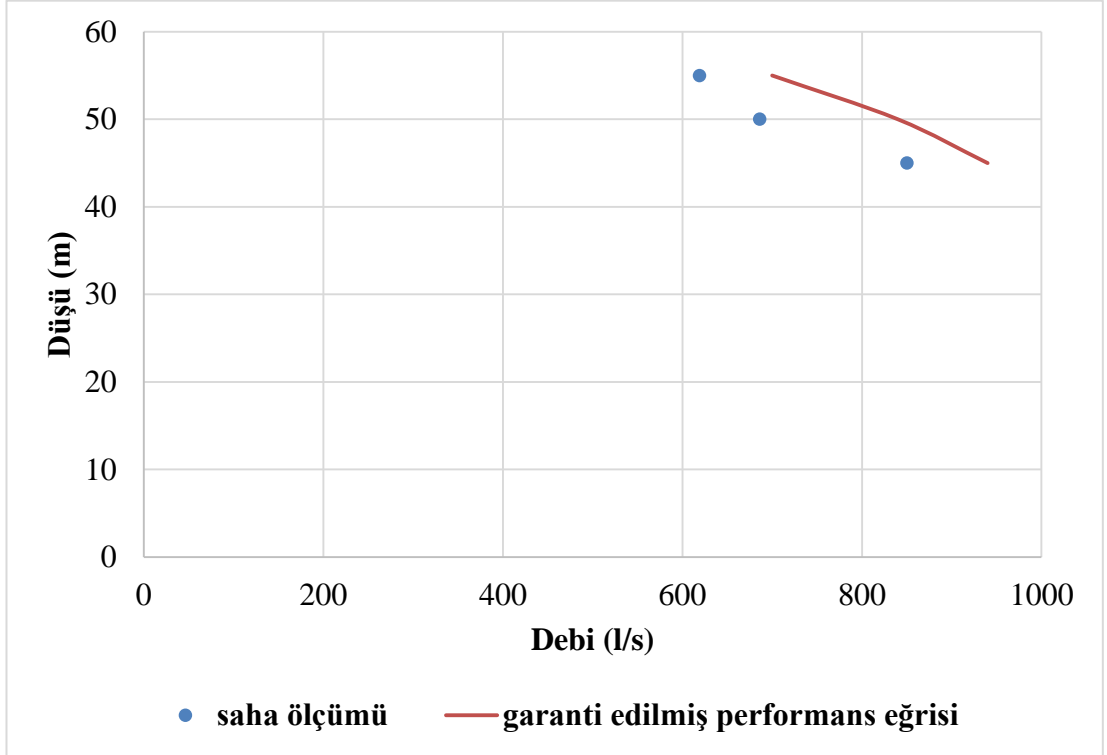
Pompa testlerinde alınan debi ve düşü ölçümleri kullanılarak üretici tarafından garanti edilen performans eğrilerine benzer şekilde karakteristik çalışma eğrileri oluşturulmuştur. Şekil 3.5 ile pompa 2 için 600 rpm'de, Şekil 3.6 ile 800 rpm'de ve Şekil 3.7 ile 1000 rpm'de elde edilen deney verileri garanti edilmiş performans eğrisi ile birlikte verilmiştir. Pompa 3 için aynı veriler Şekil 3.8 ile 600 rpm'de, Şekil 3.9 ile 800 rpm'de ve Şekil 3.10 ile 1000 rpm'de sunulmuştur.



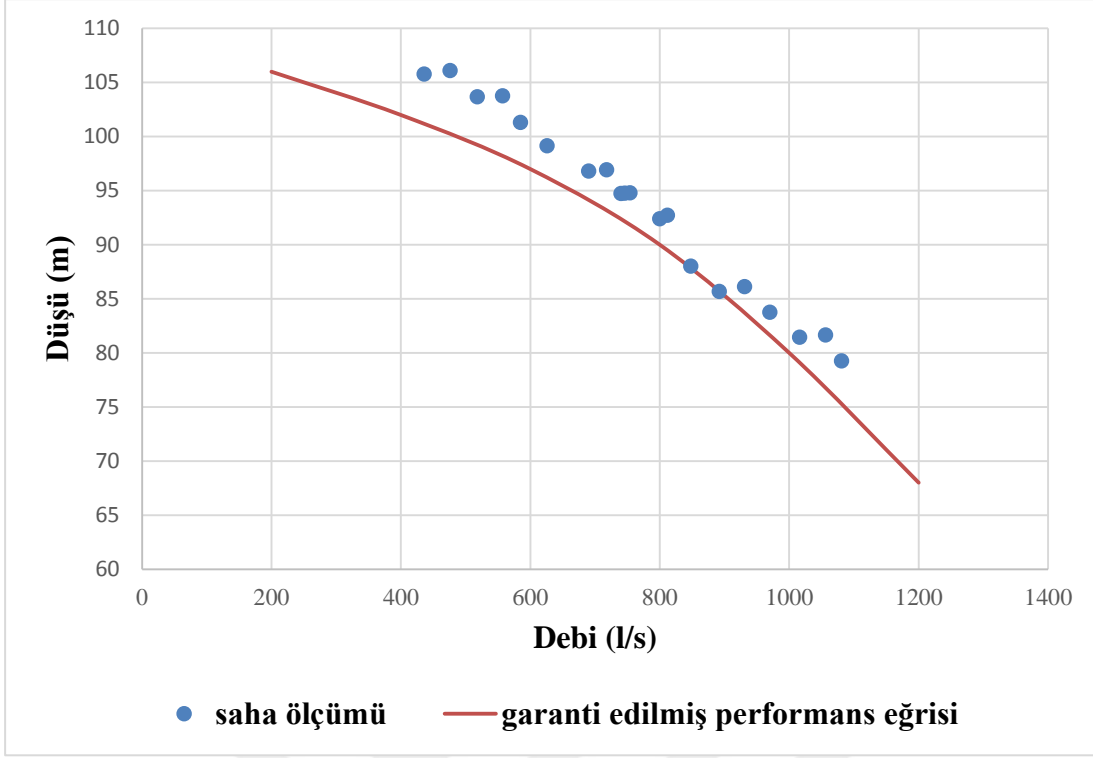
Şekil 3.4: Deneş düzeneği pompaları garanti edilmiş performans eğrileri.



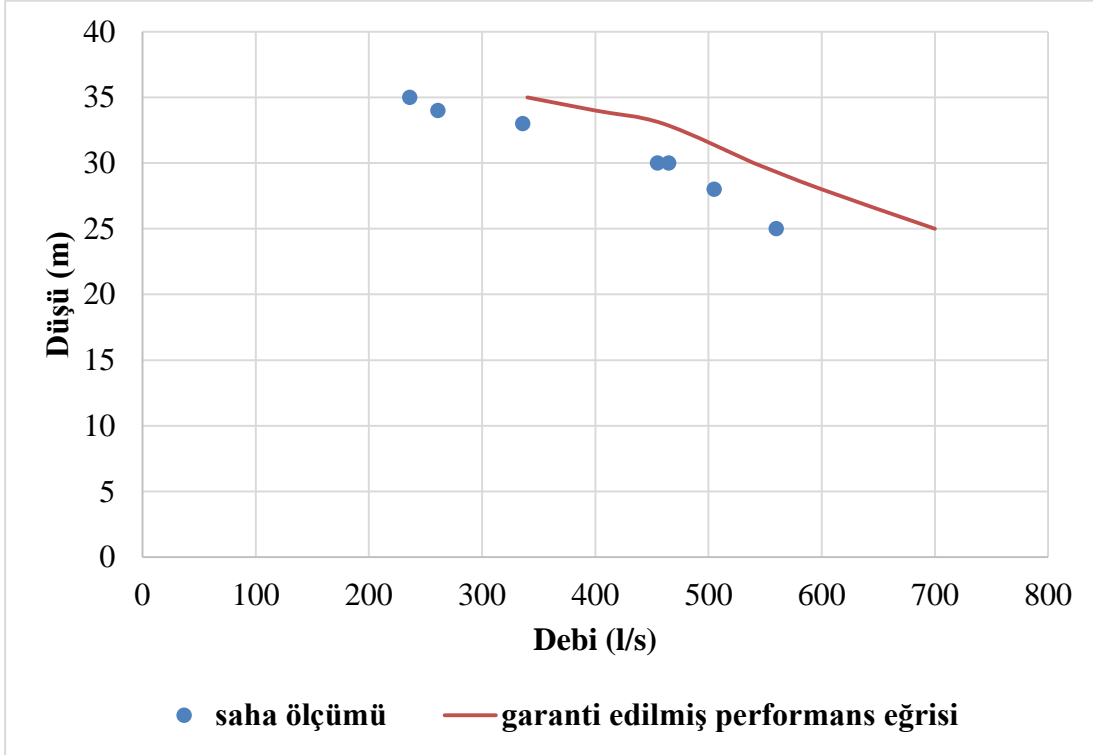
Şekil 3.5: Pompa 2 600 rpm için test sonuçları.



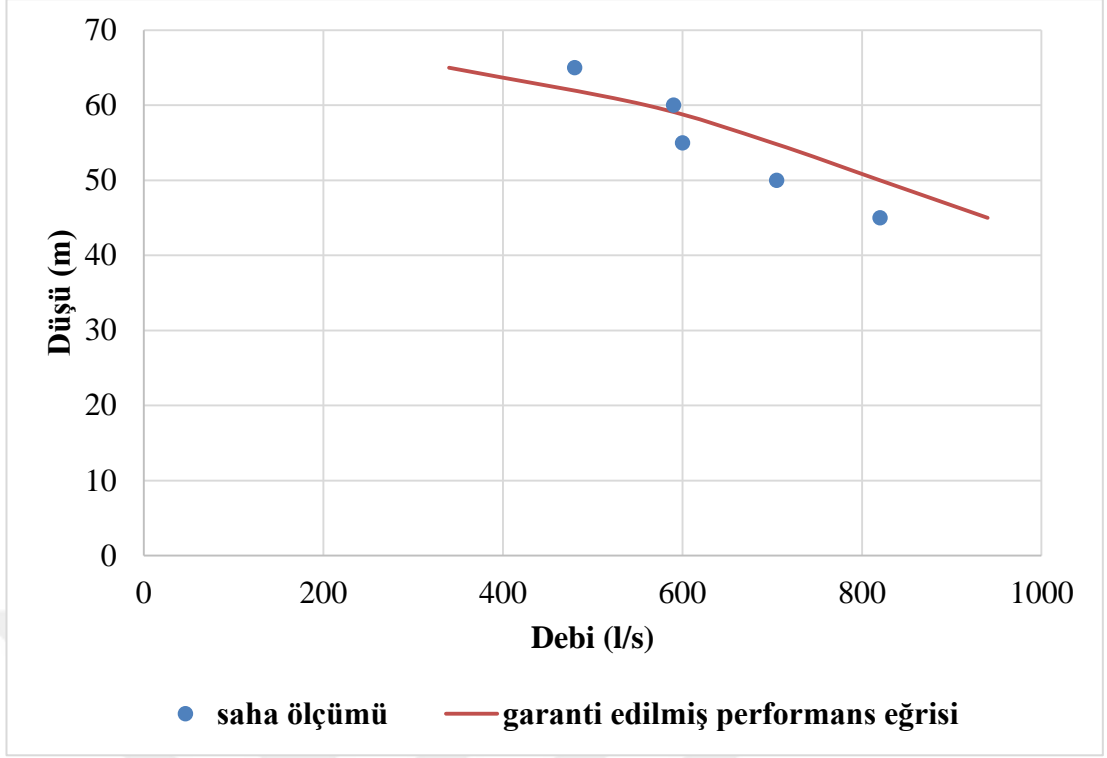
Şekil 3.6: Pompa 2 800 rpm için test sonuçları.



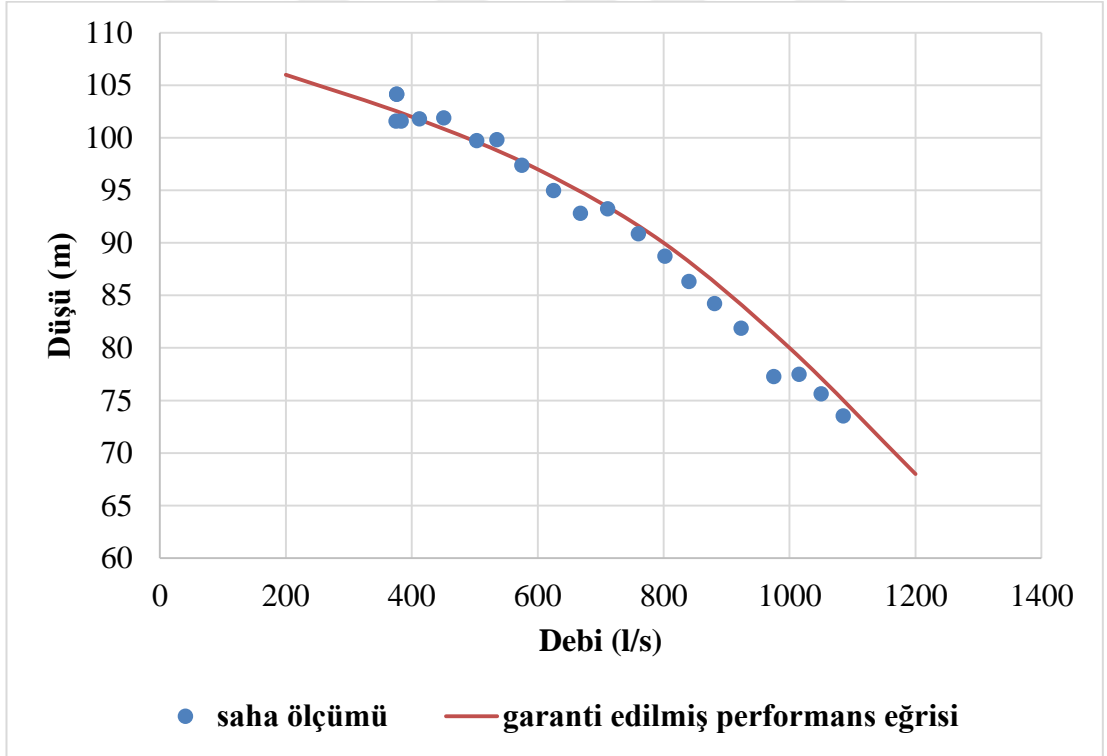
Şekil 3.7: Pompa 2 1000 rpm için test sonuçları.



Şekil 3.8: Pompa 3 600 rpm için test sonuçları.



Şekil 3.9: Pompa 3 800 rpm için test sonuçları.



Şekil 3.10: Pompa 3 1000 rpm için test sonuçları.

Her iki pompa için nominal çalışma devri 1000 rpm'in altında yapılan 600 rpm ve 800 rpm devirli testlerde garanti edilmiş performans eğrileri ile saha test sonuçları arasında farklılıklar olduğu ancak genel manada aynı eğilimde eğriler bulunduğu pompa 2 için Şekil 3.5 ile Şekil 3.6'da ve pompa 3 için Şekil 3.8 ile Şekil 3.9'da görülmektedir. İlgili sonuçlardaki farklılığın nedeni alınan veri noktası sayısının oldukça az olması olarak belirtilebilir. Şekil 3.7 ve Şekil 3.10 ile verilen grafikler ışığında her iki pompanın nominal çalışma devri 1000 rpm'de performans eğrileriyle benzerlik gösterdiği söylenebilmektedir. Deney düzeneğindeki pompa yerleşim düzeninin saha ölçümleri garanti edilmiş performans eğrileri arasındaki farklılığı oluşturduğu düşünülmektedir. Elde edilen grafikler pompa 2 ve pompa 3 arasında da farklılıklar olduğunu göstermektedir. Bu farklılık deney düzeneğinde pompaların emme ve basma taraflarındaki bağlantılardan kaynaklanmaktadır. Rezervuardan çekilen suyun pompa 2 ve pompa 3'ün emme girişlerine ulaştığı su hattı Şekil 3.3'de görüldüğü üzere değişiklik göstermektedir.

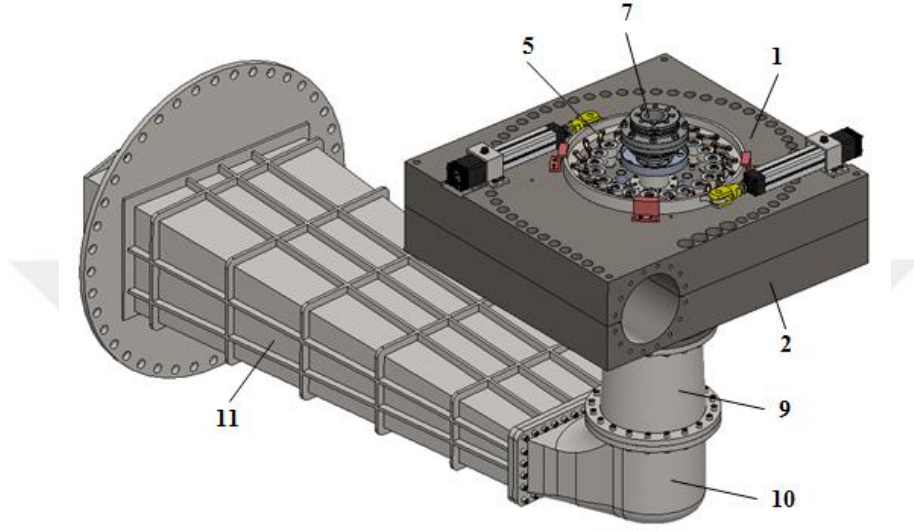


#### 4. KEPEZ 1 HES MODEL TÜRBİN MEKANİK TASARIMI

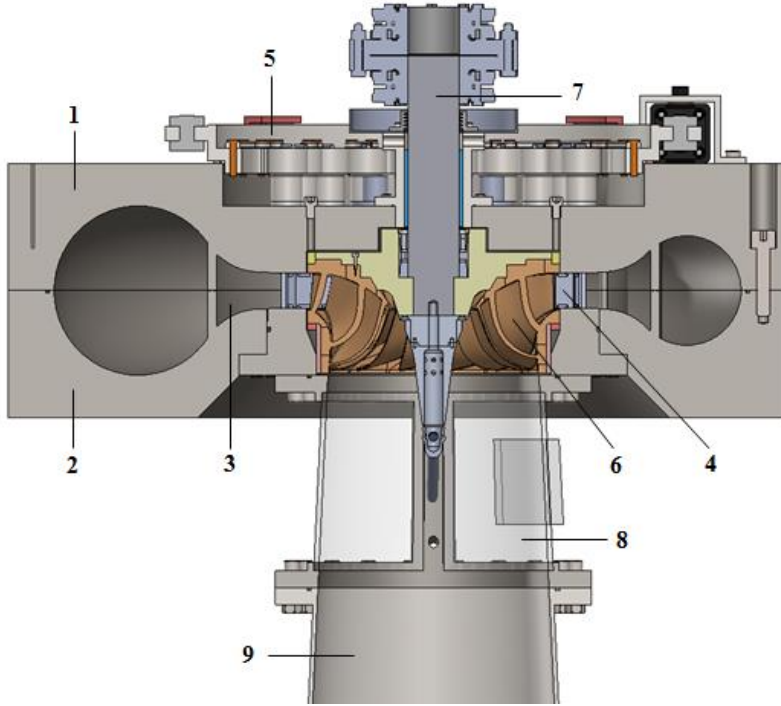
TOBB ETU Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi, TÜBİTAK KAMAG tarafından yürütülmekte olan MİLHES Projesinde türbin tasarımından ve model türbin testinden sorumlu kuruluş olarak yer almaktadır. Proje kapsamında EÜAŞ'a ait Kepez-1 HES'in 8,8 MW'lık bir ünitesinin milli olarak rehabilitasyonu amaçlanmaktadır [33]. Yapılan bu tez çalışmasında MİLHES projesi kapsamında deney düzeneğinde model testi gerçekleştirilecek mevcut prototip türbinin test modelinin mekanik tasarımı yapılmıştır. Model türbinin tasarım sürecinde ilk adımı prototip ve model arasındaki ölçekleme oranının belirlenmesi oluşturmuştur. Benzerlik denklemleri kullanılarak ölçekleme oranı tanımlanmıştır. Benzerlik denklemleri kullanılırken deney kısıtlarının göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Bu kısıtlar pompa ve generatör kapasiteleri ile üretim tezgâhlarının boyut sınırlandırması olarak özetlenebilmektedir [29]. Ayrıca diğer bir kısıtlama da IEC 60193 standardı ile Reynolds sayısı, özgül hidrolik enerji ve referans çap için getirilmektedir [10].

MİLHES projesinde mevcut prototipin model testi için ölçekleme oranının belirlenmesi grubumuz içerisinde tamamlanan tez çalışması ile yapılmıştır [29]. Belirtilen çalışmada ölçekleme oranı 0,486 olarak hesaplanmıştır. Model türbin bileşenlerinin boyutlandırılması yapılırken bu oran kullanılmıştır. Model türbin testinin doğruluğunu sağlamak adına akış alanında bulunan bileşenlerin tamamı için mevcut tasarımla birebir aynı olacak şekilde santralin orijinal paftaları kullanılarak katı modeller oluşturulmuştur. Akış alanlarına etki etmeyen bileşenlerin tasarımı ise prototipe bağlı kalmaksızın üretim yetkinliği göz önüne alınarak özgün olarak oluşturulmuştur. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 model türbinin elde edilen final tasarımını göstermektedir. Akış model türbine ilk olarak iki parça halinde tasarımı yapılan salyangoz ile (1,2) ile giriş yapmaktadır. Salyangoz, akışı sabit kanatlara (3) dağıtmaktadır. Sabit kanatlar ise ayar kanatlarına (4) akışın uygun açı ile yönlendirilmesini sağlamaktadır. Regülasyon sistemi (5) ile ayar kanatlarının açıklığı

değiştirilerek çarka (6) giren akışın debisi ayarlanmaktadır. Türbin çarkında elde edilen mekanik enerji şaft (7) ile generatöre aktarılmaktadır. Akış çark sonrasında emme borusu gözlem konisinden (8) geçmektedir. Gözlem konisinin cam yapısı, çark çıkışında kavitasyonun gözlenmesini sağlamaktadır. Akış emme borusu içerisinde sırasıyla ikinci koni (9), dirsek (10) ve gövde (11) kısımlarından geçerek türbinden tahliye olmaktadır.

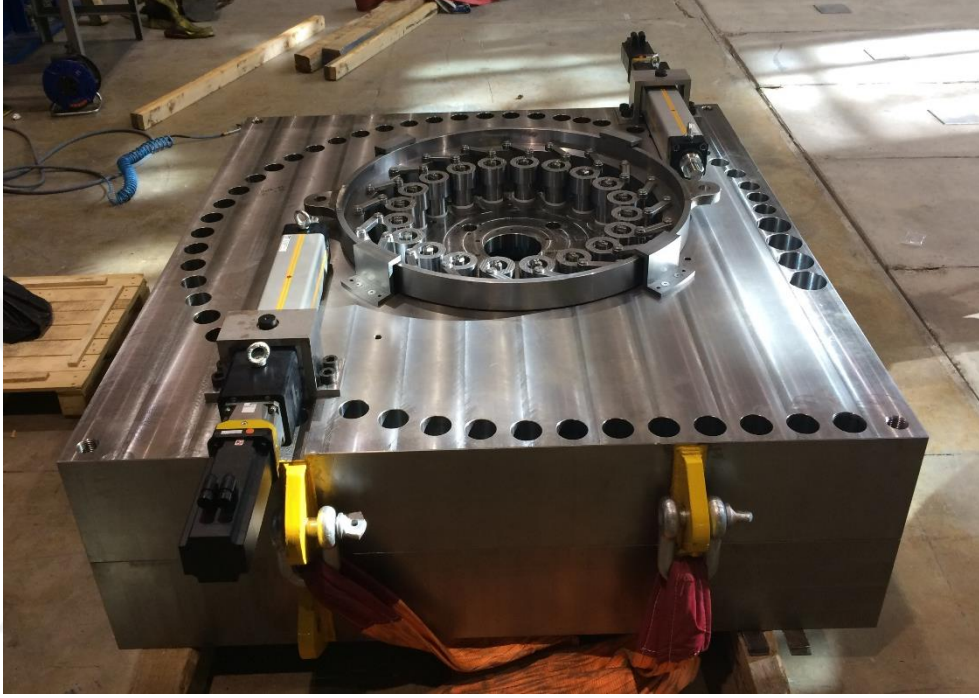


Şekil 4.1: Model türbin kompleksi.



Şekil 4.2: Model türbin kompleksi kesit görünümü.

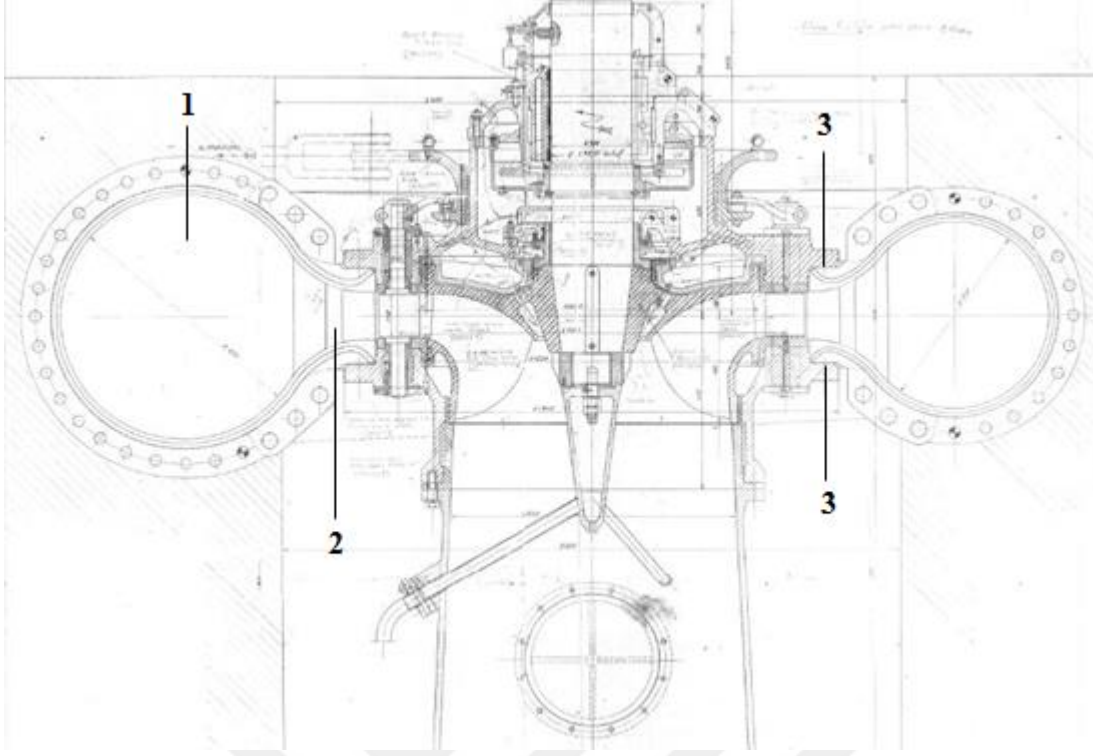
Şekil 4.3 salyangoz, sabit kanat, ayar kanadı ve regülasyon sistemi bileşenleri montajlanmış model türbine ait görünümü vermektedir. Türbin bileşenleri, tasarım sürecini kolaylaştırmak adına salyangoz, regülasyon, çark ve şaft olmak üzere beş ana gruba toplanmıştır. Tüm gruplar için detaylı tasarım çalışmaları alt başlıklarda anlatılmaktadır. Akış alanında bulunan önemli bileşenler için mekanik analiz çalışmaları açıklanmaktadır.



Şekil 4.3: Montaj aşamasında model türbin görünümü.

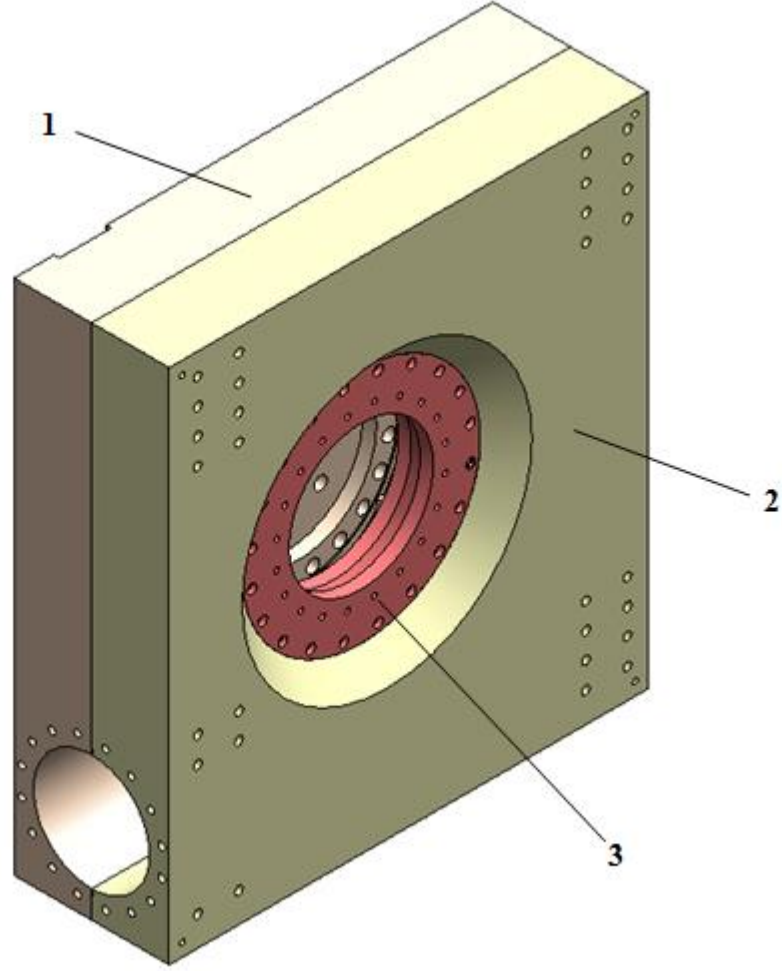
#### 4.1 Salyangoz Grubu Tasarımı

Salyangoz tasarım grubu, tipik bir dikey Francis tipi türbine ait Şekil 4.4 ile sunulan kesitte gösterilen salyangozu (1), sabit kanatları (2) ve hız ringlerini (3) içermektedir. Francis tipi türbinlerde cebri boru ile gelen akışın sabit kanatlara dağıtılmasını salyangoz sağlamaktadır [34]. Fiziksel şeklinin getirdiği üretim zorluğu nedeniyle genellikle çelik malzemedeki parçalar halinde üretilip sonrasında bu parçaların kaynakla birleştirilmesi ile üretilen salyangoz santralde sıklıkla betona gömülü şekilde bulunmaktadır. Salyangoza kaynaklanan hız ringleri ise birçok türbin bileşeninin salyangoza sabitlenmesini sağlamaktadır. Sabit kanatlar, salyangozdan iletilen akışı ayar kanatlarına yönlendirmektedir [35].



Şekil 4.4: Kepez-1 HES prototip türbin genel görünümü.

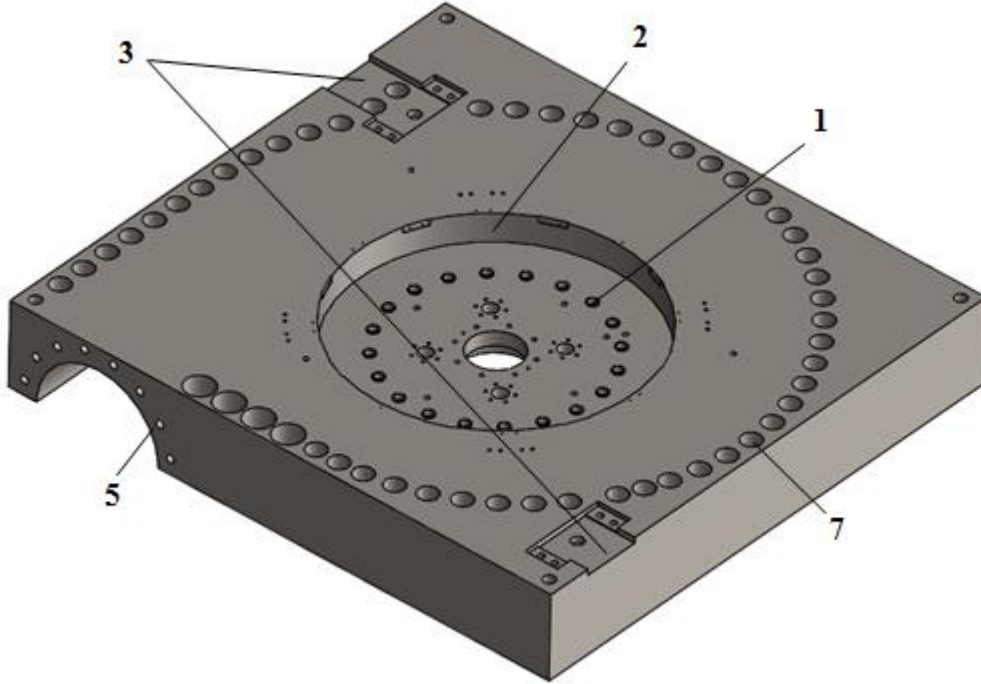
Model türbin tasarımında salyangoz grubu Şekil 4.5’de görüldüğü gibi salyangoz üst parçası (1), salyangoz alt parçası (2) ve alt kapak (3) olmak üzere üç parça şeklinde modellenmiştir. Boyutlarının malzeme temin edebilecek küçüklükte olması ve üretim kolaylığı düşünülerek model salyangozu dikdörtgenler prizması biçiminde bir kütük şeklinde tasarlanmıştır. Bu tasarımda hız ringlerinin ve sabit kanatların salyangoz ile yekpare üretilmesi düşünülmüştür. Bu amaçla öncelikli olarak Ek-1’de Şekil Ek.1.1 ile verilen mevcut prototipe ait paftalar kullanılarak prototip boyutunda sabit kanatları da içeren akış alanı oluşturulmuştur. Belirlenen ölçekleme oranı ile akış alanı model boyutuna indirgenmiştir. Sonrasında dikdörtgenler prizması şeklinde kütük yapısı bu akış alanını içerecek şekilde hazırlanmıştır. Bu tasarım üretim ve montaj kolaylığı sağlamak için orta eksenden iki parçaya ayrılmıştır. Model salyangoz ile tek parça olarak tasarlanan sabit kanatlar da bu şekilde iki yarıma ayrılmıştır.



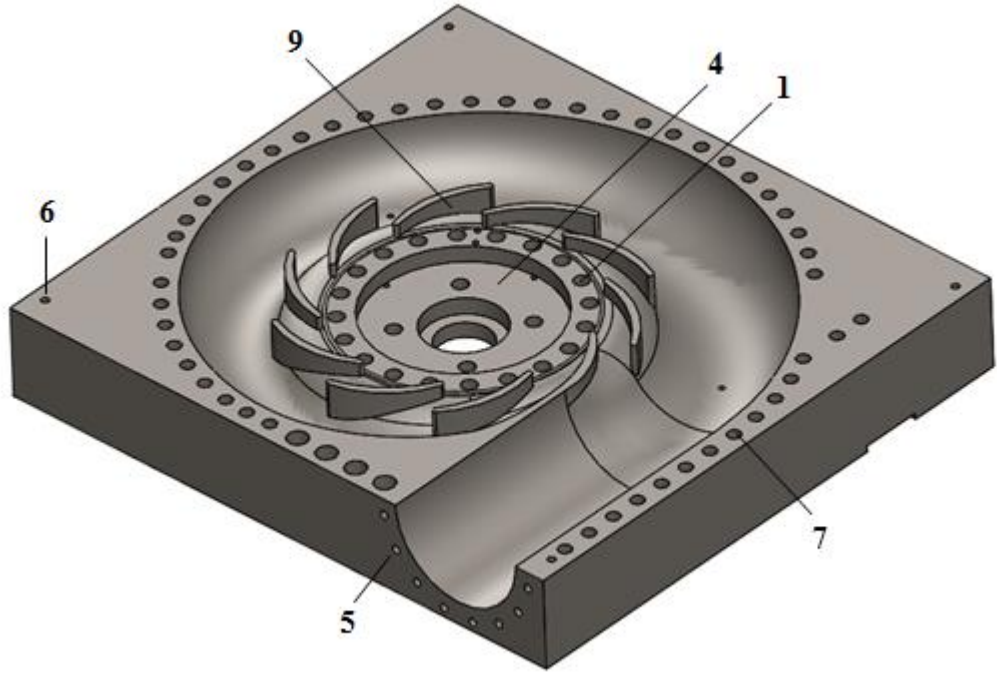
Şekil 4.5: Model türbin salyangoz grubu bileşenleri.

Model salyangoz üst parçası (Şekil 4.6 ve Şekil 4.7) ve alt parçası (Şekil 4.8 ve Şekil 4.9) prototip türbinlerde görülen üst kapak ve alt kapak yapıları ile benzer şekilde regülasyon, şaft ve emme borusu gruplarına ait bileşenler için taşıyıcı görev yapmaktadır. İlgili bileşenlerin tasarımı gerçekleştirilirken gerekli bağlantılar için model salyangoz parçalarında çalışmalar yapılmıştır. Bu amaçla ayar kanatları millerinin geçtiği 20 adet yuva (1) model salyangoz üst parçasında oluşturulmuştur. Regülasyon çemberinin yerleştirildiği boşluk (2) üst parçada hazırlanmıştır. Benzer şekilde çember pistonlarının konumlandırıldığı yuvalar (3) açılmıştır. Model salyangoz üst parçasında çarkın oturduğu boşluk (4) oluşturulmuştur. Cebri boru bağlantısı için civata delikleri (5) her iki parçada yerleştirilmiştir. Alt ve üst parçanın birbirine montajı sırasında kolaylık sağlamak için hizalama pimleri kullanılacaktır. Bu sebeple pim delikleri (6) açılmıştır. Alt ve üst parçanın birbirine montajında kullanılan

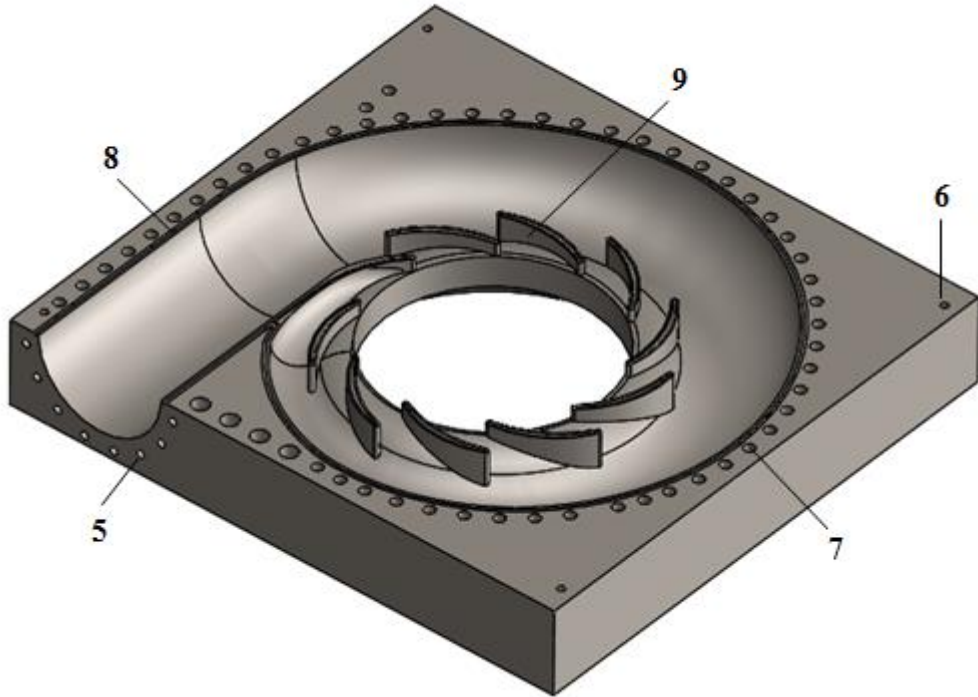
54 adet M42 civata deliği (7) tasarımda hazırlanmıştır. Model salyangozun alt ve üst parçaları arasında sızdırmazlık o-ring kullanılarak sağlanmıştır. Bu nedenle alt parça üzerinde sızdırmazlık elemanı için kanal (8) açılmıştır. Sabit kanatların (9) iki yarımı arasında su sızıntısının olması akışta düzensizliklere neden olacaktır. Aynı şekilde sabit kanatların iki yarımı arasında da birleşme yüzeyinde o-ring kullanımı için kanal yerleştirilmiştir. Model salyangozun test hücreesine montajı salyangoz alt parçasında civatalı olarak yapılmıştır. İlgili civatalar için 30 adet civata deliği (10) açılmıştır. Model salyangoz alt parçası içerisinde alt kapak için bir yuva (11) ve bağlantı delikleri (12) tasarlanmıştır. Alt kapak, ayar kanatlarının ve çark kompleksinin salyangozdan bağımsız olarak kolayca sökülüp takılabilmesi için ayrı bir parça olarak tasarlanmıştır (Şekil 4.10). Aynı zamanda emme borusu kompleksi salyangoza alt kapak ile montajlanmıştır. Sabit kısım alt kapak ile hareketli kısım çark arasında çapta 1 mm'lik boşluk bırakılmıştır. Alt kapak üzerinde sızdırmazlık model salyangoza benzer şekilde o-ring ile sağlanmıştır.



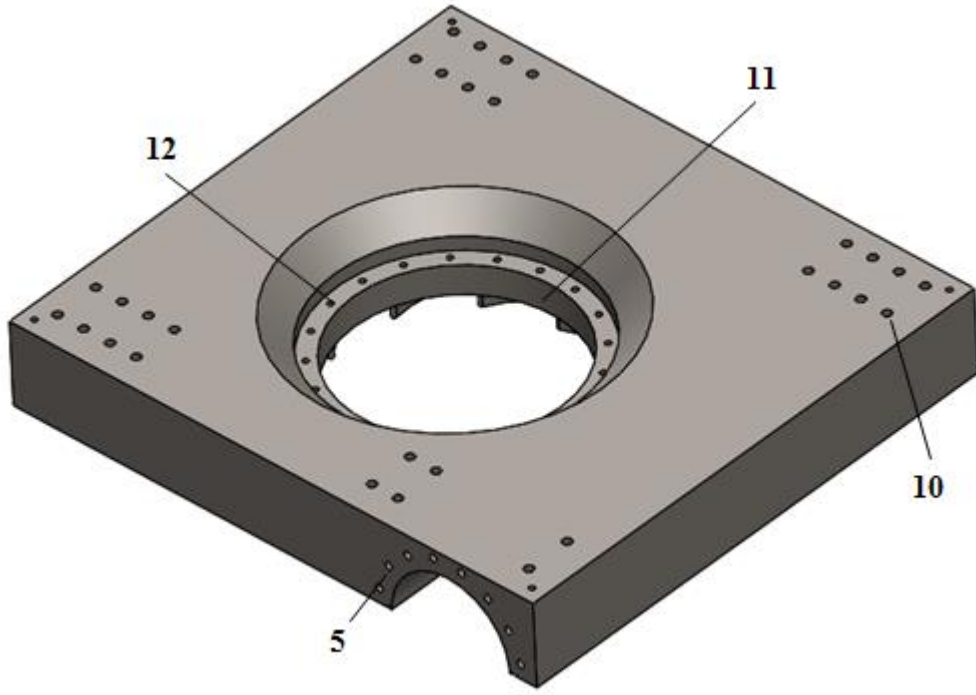
Şekil 4.6: Model türbin salyangoz üst parçası (Üst görünüm).



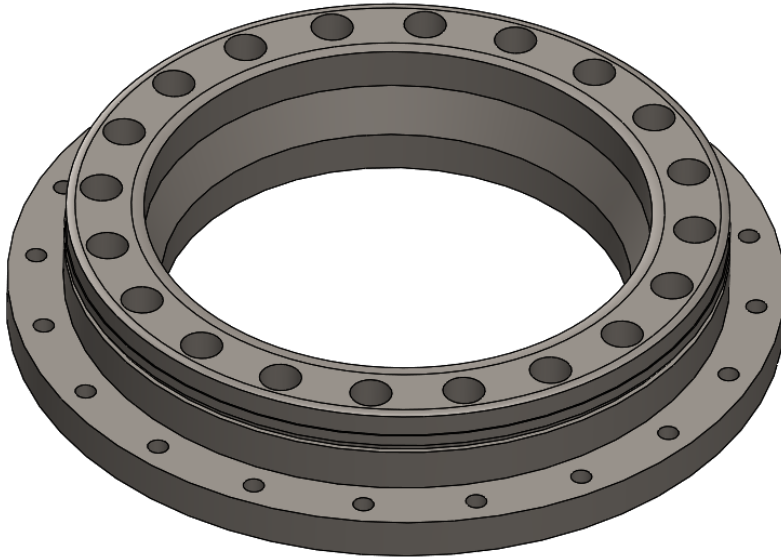
Şekil 4.7: Model türbin salyangoz üst parçası (Alt görünüm).



Şekil 4.8: Model türbin salyangoz alt parçası (Üst görünüm).



Şekil 4.9: Model türbin salyangoz alt parçası (Alt görünüm).



Şekil 4.10: Model türbin alt kapağı.

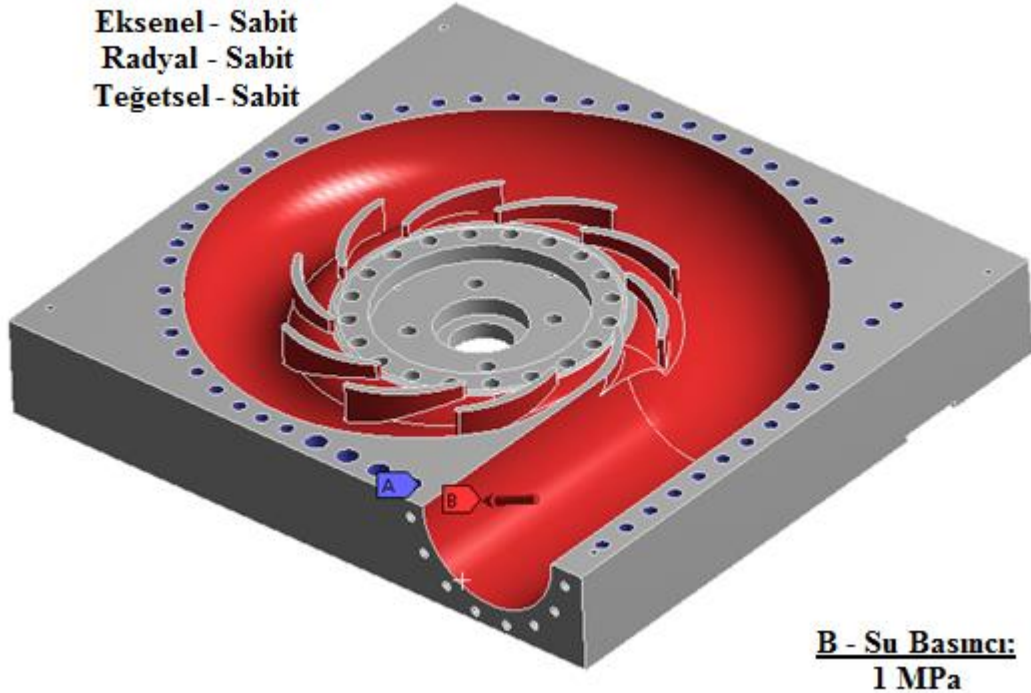
Model tasarımında en kritik iki bileşen olan model salyangoz alt ve üst parçaları için Ansys Statik Yapsısal modülü [19] kullanılarak analiz çalışması yapılmıştır. İlgili bileşenler için öncelikli olarak malzeme CK45 çeliği olarak tanımlanmıştır. Ağ yapısı çalışmalarında dört yüzlü elemanlar alt parça için 1963865 adet ve üst parça için



3712285 adet oluşturulmuştur. Her iki bileşende de gerilim yoğunlaşmasının beklendiği delik çevreleri için ağ yapısı iyileştirilmesi gerçekleştirilmiştir. Akış koşulları ve montajlı bileşenlerin etkisi düşünülerek sınır koşulları belirlenmiş ve Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’de görüldüğü gibi parça üzerinde uygulanmıştır. Şekil 4.11’de ve Şekil 4.13’te gösterilen model salyangoz yüzeylerine su basıncı olarak model türbin için grubumuz içinde yapılan tez çalışması kapsamında hesaplanan 100 m düşü değeri uygulanmıştır [29]. Model salyangoz üst parçası için cvatalar sabit destek olarak alınmıştır. Yapılan analiz sonucunda bu desteklerdeki kuvvetler hesaplanarak alt parçaya Şekil 4.13’de verildiği üzere kuvvet olarak uygulanmıştır. Ayrıca alt parçaya Şekil 4.12’de sunulan emme borusu kompleksinin ağırlığı kuvvet olarak yüklenmiştir. Model salyangoz alt parçası için test hücresi ile bağlantı sağlanan cıvata delikleri sabit destek olarak tanımlanmıştır.

**A - Cıvata Delikleri (54 adet)**

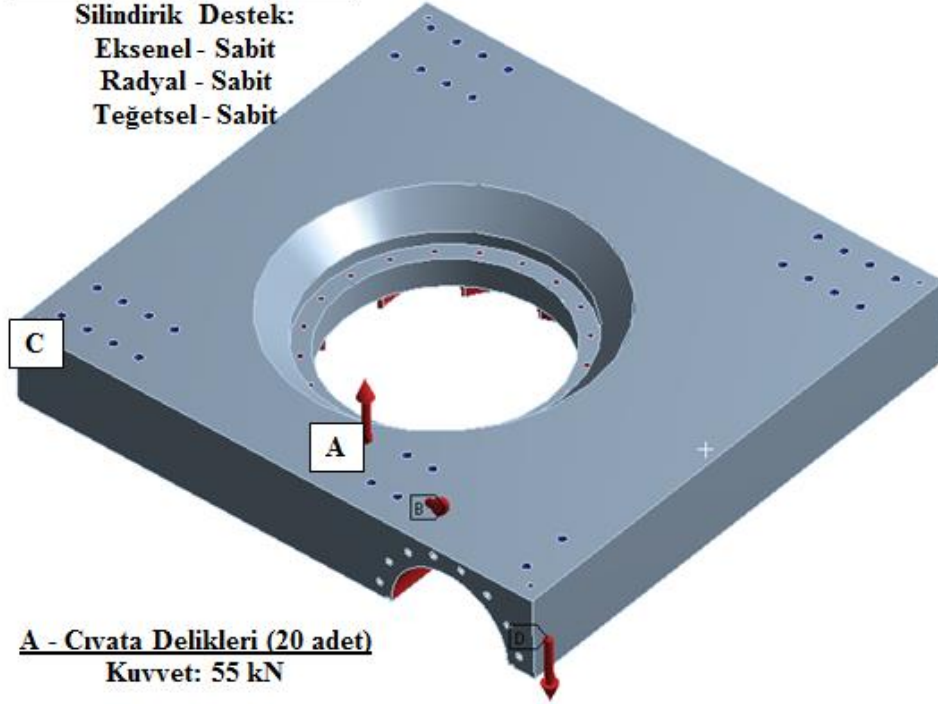
**Silindirik Destek:**  
**Eksenel - Sabit**  
**Radyal - Sabit**  
**Teğetsel - Sabit**



Şekil 4.11: Salyangoz üst parçası mekanik analiz sınır şartları.

**C - Cıvata Delikleri (30 adet)**

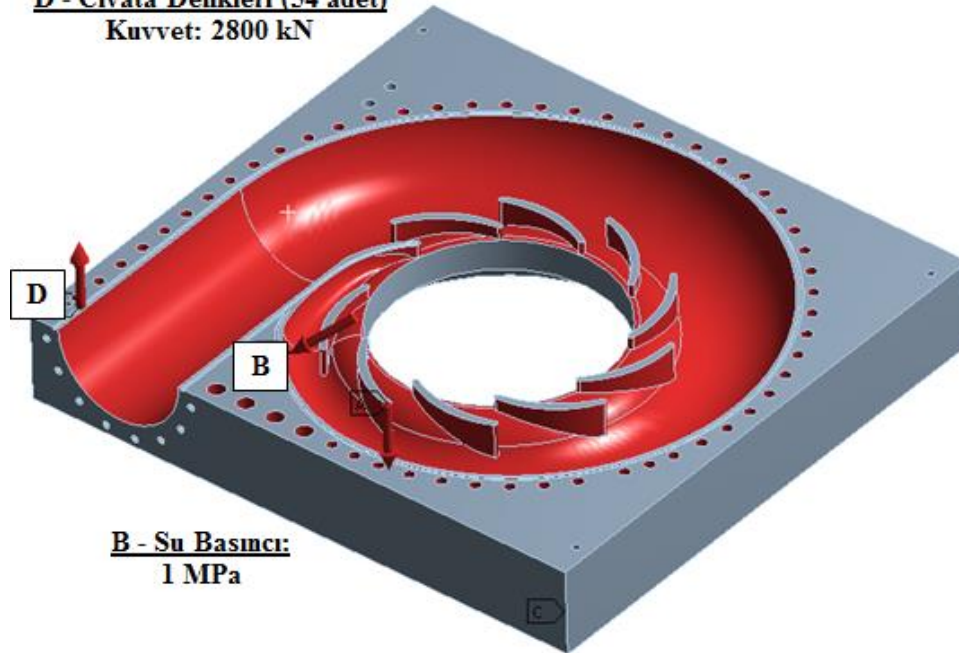
Silindirik Destek:  
Eksenel - Sabit  
Radyal - Sabit  
Teğetsel - Sabit



**A - Cıvata Delikleri (20 adet)**  
Kuvvet: 55 kN

Şekil 4.12: Salyangoz alt parçası mekanik analiz sınır şartları (Alt görünüm).

**D - Cıvata Delikleri (54 adet)**  
Kuvvet: 2800 kN



**B - Su Basıncı:**  
1 MPa

Şekil 4.13: Salyangoz alt parçası mekanik analiz sınır şartları (Üst görünüm).

Analiz çalışmalarında bileşenler üzerinde deformasyon, eşdeğer Von-Mises gerilimi ve maksimum kayma gerilimi incelenmiştir. Bileşenler üzerindeki maksimum

gerilmeler ve hesaplanan güvenlik faktörleri Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2 ile sunulmaktadır. Şekil 4.14'ten Şekil 4.19'a kadar ise sonuçların parçalar üzerinde dağılımı verilmektedir.

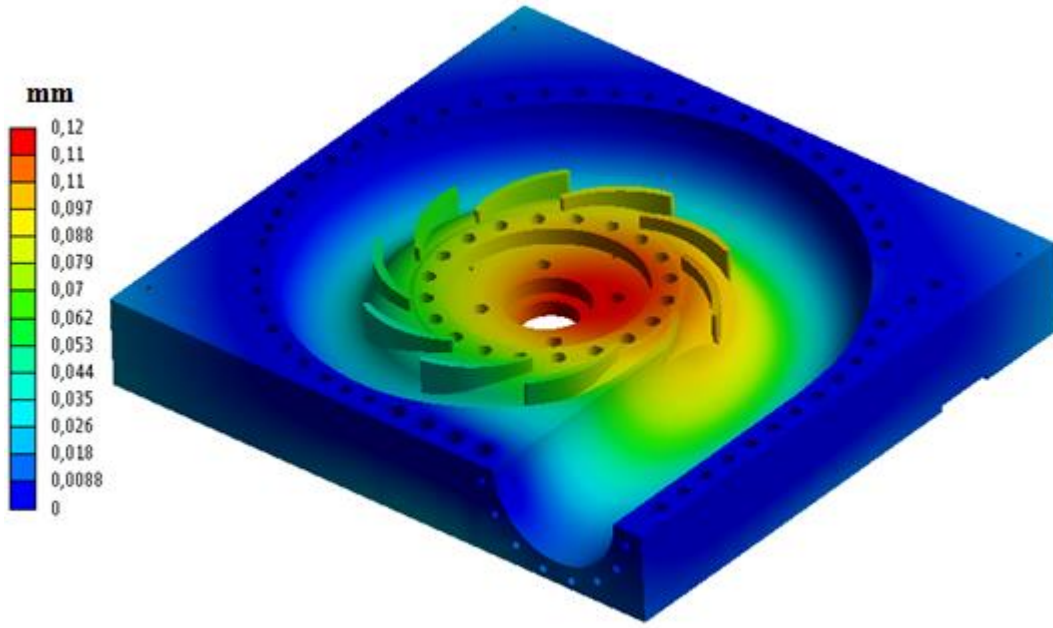
Çizelge 4.1: Salyangoz alt parçası analiz sonuçları.

Malzeme Bilgisi	Maksimum Eşdeğer (Von-Mises) Gerilimi	Güvenlik Faktörü	Maksimum Kayma Gerilimi	Güvenlik Faktörü
CK45 Çeliği (Akma Dayanımı: 485 MPa)	114,37 MPa	4,24	63,83 MPa	7,60

Çizelge 4.2: Salyangoz üst parçası analiz sonuçları.

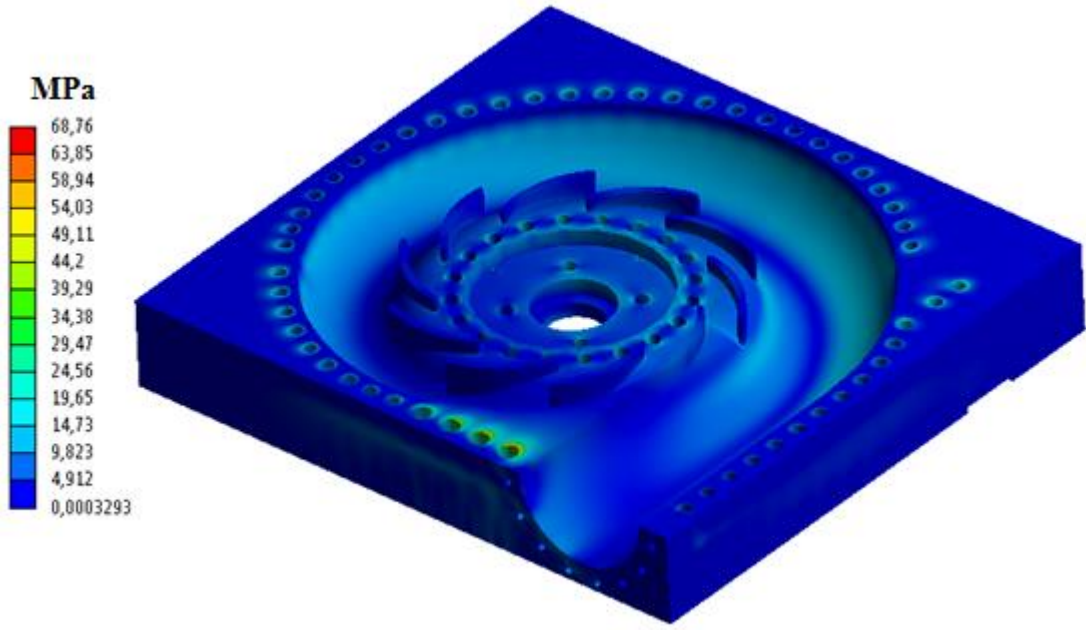
Malzeme Bilgisi	Maksimum Eşdeğer (Von-Mises) Gerilimi	Güvenlik Faktörü	Maksimum Kayma Gerilimi	Güvenlik Faktörü
CK45 Çeliği (Akma Dayanımı: 485 MPa)	68,76 MPa	7,05	37,55 MPa	12,92

Şekil 4.14 ile salyangoz üst parçasında mekanik analiz sonucunda elde edilen toplam deformasyon dağılımı gösterilmektedir. Salyangoz şekli dolayısıyla dağılım dikdörtgen kütük üzerinde simetrik bir şekilde oluşmamıştır. En yüksek deformasyonun olduğu bölgenin malzeme kalınlığının en ince olduğu çark üzerine denk gelen bölgede olduğu görülmüştür. Ancak uygulamada bu yüzeyde sızıntı su olacağı ve tahliye edileceği için yüksek basınç oluşmayacaktır. Bu nedenle ilgili deformasyon değerine ulaşılmayacaktır. Öte yandan sabit kanatlar üzerindeki deformasyon dağılımı incelendiğinde 0,11 m'nin altında kaldığı görülmektedir. Bu deformasyon değerinin akış koşullarını değiştirecek bir etkide bulunmayacağı düşünülmektedir. Salyangoz profilinde giriş ve çıkış arasında kalan bölgede malzeme kalınlığının düşük olduğu görülmektedir. Deformasyon dağılımları incelendiğinde bölgedeki değerlerin düşük olduğu ve önem arz etmeyeceği öngörülmektedir.



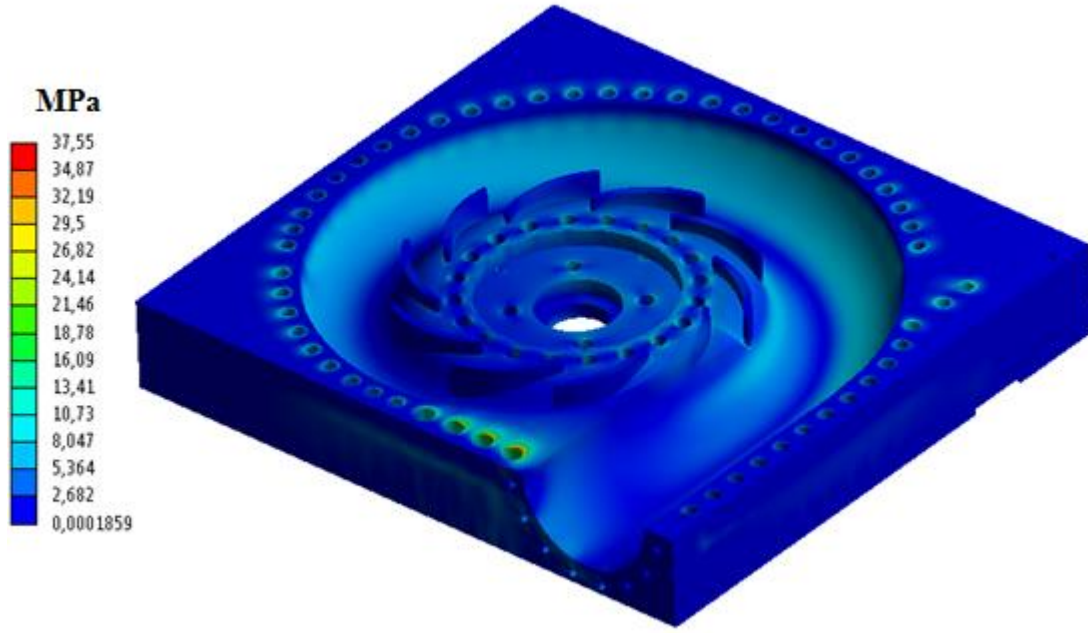
Şekil 4.14: Salyangoz üst parçası toplam deformasyon dağılımı.

Salyangoz üst parçası için Von-Mises gerilimi dağılımı Şekil 4.15 ile verilmektedir. Gerilmenin yoğun olduğu yerlerin su basıncının etkideği salyangoz iç yüzeyi ve sabit destek olarak tanımlanan civata deliklerinin çevresi olduğu görülmektedir. Civataların çevresindeki yoğunlaşma basınç etkisi ile beklendiği üzere alt ve üst parçanın birbirinden ayrılmaya çalışacağını ve civatalarda gerilme oluşacağını ifade etmektedir. Analiz sonuçlarına göre salyangozun giriş ve çıkış profilleri arasında kalan bölgede yer alan civataların en yüksek gerilmeye maruz kaldığını göstermektedir. Ancak bu bölgede görülen 68,76 MPa değerinin malzemenin akma dayanımından oldukça düşük olması tasarımın güvenli olduğu sonucunu doğurmaktadır (Çizelge 4.2).



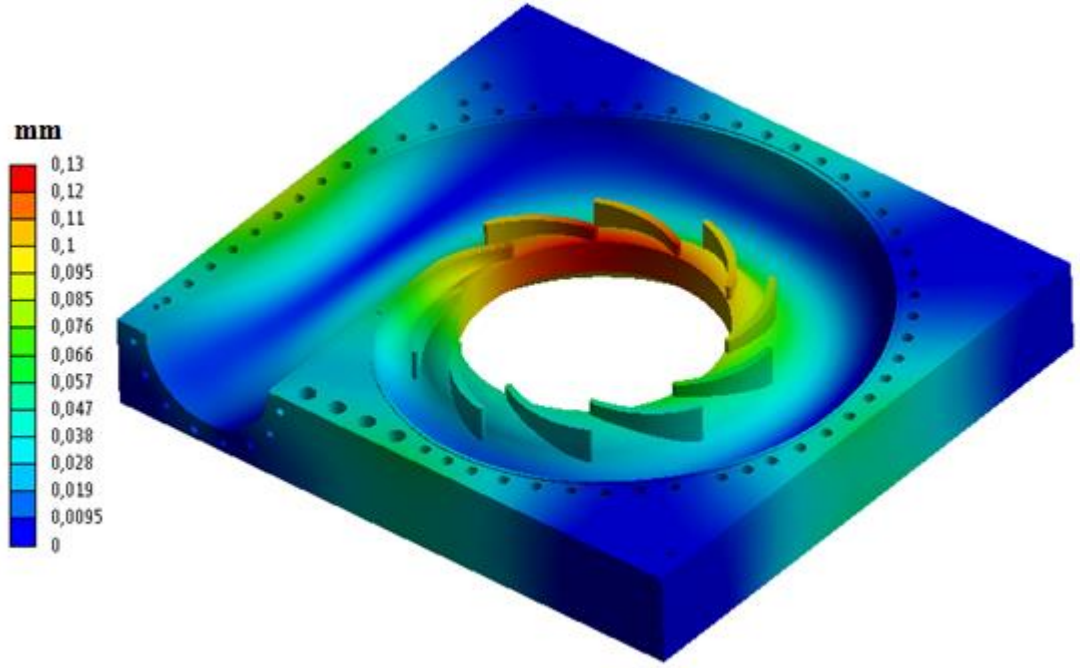
Şekil 4.15: Salyangoz üst parçası eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı.

Şekil 4.16 ile salyangoz üst parçası için maksimum kayma gerilmesinin dağılımı sunulmaktadır. Von-Mises gerilimine benzer şekilde maksimum kayma gerilmesinin de su basıncının etkidiği iç yüzeyde ve civata çevrelerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Gerilmenin en kritik olduğu bölge aynı şekilde salyangoz giriş ve çıkış profilleri arasında kalan alandır. Malzemenin akma dayanımının 12,92 güvenlik faktörü ile altında kalan maksimum değer, tasarımın uygunluğunu doğrulamaktadır (Çizelge 4.2).



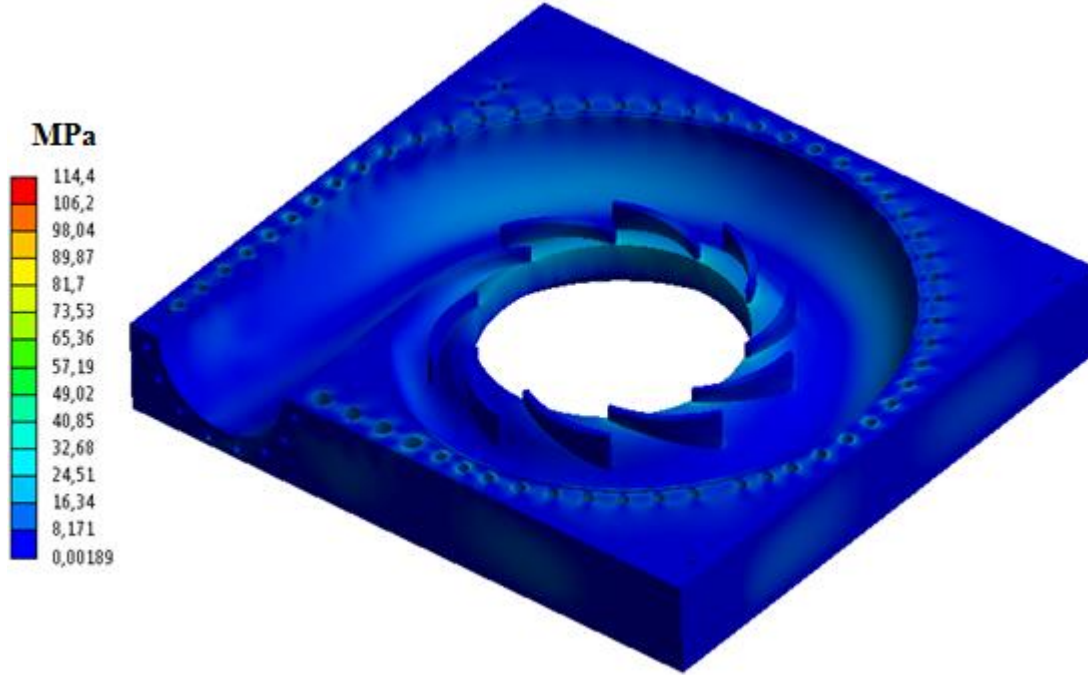
Şekil 4.16: Salyangoz üst parçası maksimum kayma gerilimi dağılımı.

Salyangoz alt parçasının ortasında alt kapak için yuva bulunmaktadır. Bu yuva çevresinde yerleştirilen deliklerden emme borusunun montajı yapılmaktadır. Şekil 4.17 ile verilen alt parça üzerindeki toplam deformasyon dağılımı bu ağırlığın etkisiyle sabit kanat çıkışlarının bulunduğu alanda en yüksek deformasyonun olduğunu göstermektedir. Ancak hesaplanan maksimum deformasyon değeri 0,13 mm'nin akış koşullarını değiştirecek bir etkisinin olmayacağı düşünülmektedir. Öte yandan salyangoz kütüğünün duvar kalınlığının azaldığı yerlerde malzemenin köşelerine göre daha fazla deformasyona maruz kaldığı görülmektedir. Bunun sebebi daha düşük bir kalınlıkta hem su basıncının hem cıvata kuvvetlerinin etkisi olmasıdır.

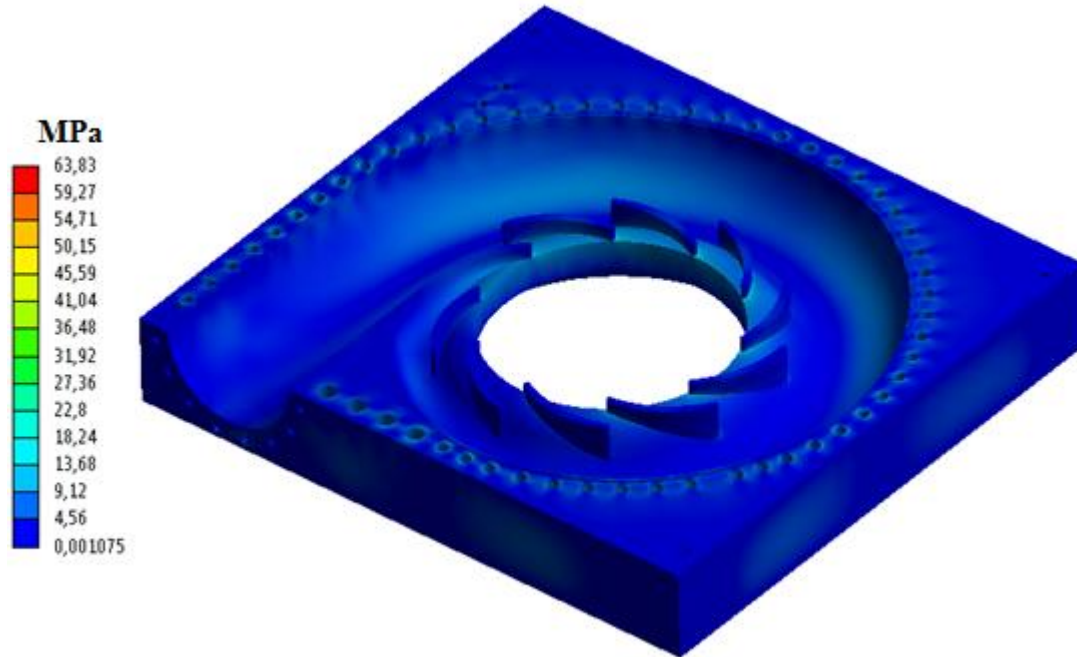


Şekil 4.17: Salyangoz alt parçası toplam deformasyon dağılımı.

Salyangoz alt parçası için Von-Mises gerilimi dağılımı Şekil 4.18 ile verilmektedir. Üst parçaya benzer şekilde gerilmenin yoğun olduğu yerlerin su basıncının etkideği salyangoz iç yüzeyi ve yük tanımlanan cıvata deliklerinin çevresi olduğu görülmektedir. Ayrıca sabit kanat çıkışlarında da gerilimin yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Ancak alt parçada görülen maksimum gerilim değerinin malzemenin akma dayanımından düşük olması tasarımın güvenli olduğunu göstermektedir (Çizelge 4.1). Şekil 4.19 ile gösterilen maksimum kayma gerilmesi dağılımı Von-Mises gerilmesine benzer şekilde sabit kanat çıkışlarında, cıvata çevrelerinde ve salyangoz iç yüzeyinde yoğunlaşmaktadır. Analiz sonucunda elde edilen maksimum kayma gerilmesinin tasarımı doğruladığı anlaşılmaktadır (Çizelge 4.1).



Şekil 4.18: Salyangoz alt parçası eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı.

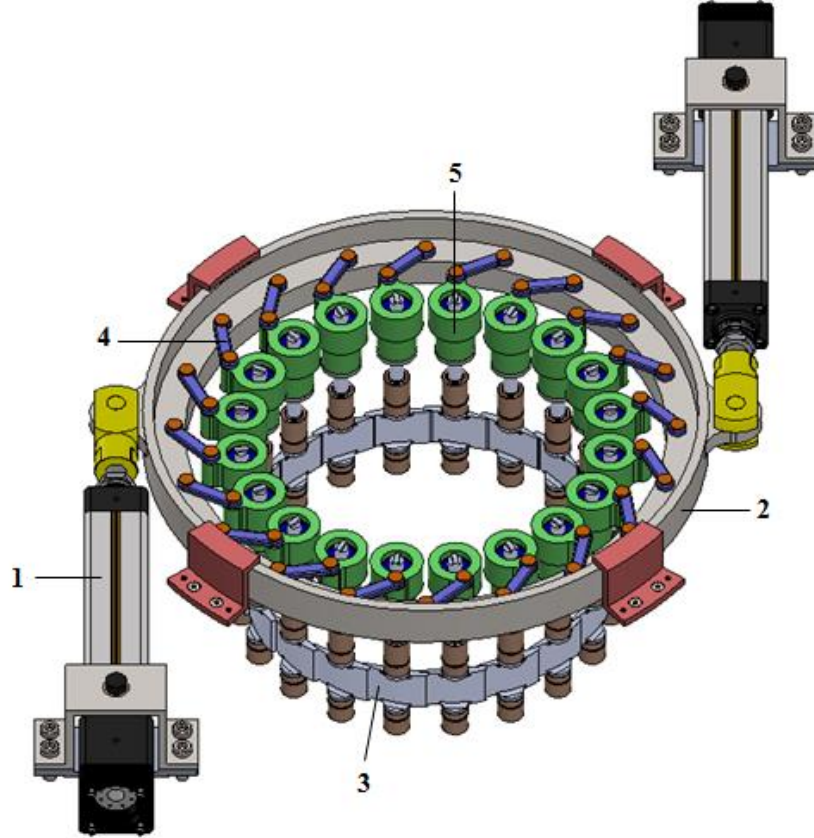


Şekil 4.19: Salyangoz alt parçası maksimum kayma gerilimi dağılımı.



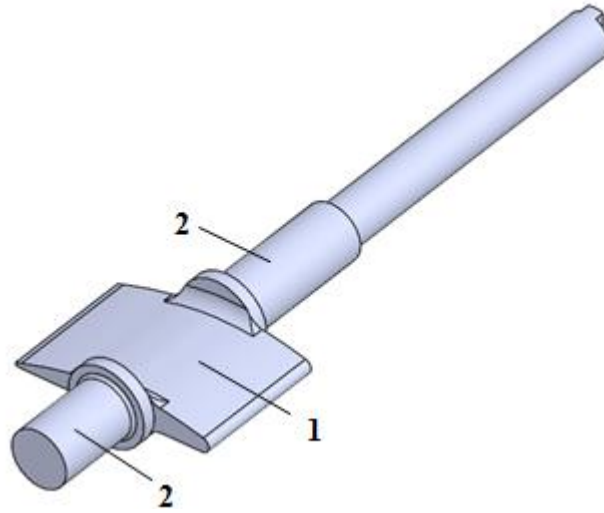
## 4.2 Regülasyon Grubu Tasarımı

Hidroelektrik santrallerinde ihtiyaç duyulan enerji üretimine göre türbinden elde edilen gücün ayarlanması gerekmektedir. Bir hidrolik türbinde elde edilen güç türbin çarkından geçen debi ile doğru orantılıdır. Bu nedenle hidrolik gücü değiştirmek için türbin çarkından geçen debinin ayarlanması gerekmektedir [36]. Francis tipi türbinlerde ayar kanatları arasındaki açıklık türbin çarkından geçen debiyi belirleyen faktördür. Ayar kanatlarının duruş açısı değiştirilerek bu açıklık ayarlanabilmekte ve debi uygun gücü elde edebilecek değere getirilebilmektedir [2]. Regülasyon sistemi Francis tipi bir türbinde ayar kanatlarının duruş açısını ayarlamak için kullanılmaktadır. Şekil 4.20’de final tasarımı verilen sistemde pistonlar (1) yardımıyla regülasyon çemberi (2) döndürülerek ayar kanatlarının (3) açıklığı değiştirilmektedir. Çemberin dönme hareketi ayar kanatlarına linkler (4) ve mafsal kolları (5) ile iletilmektedir.



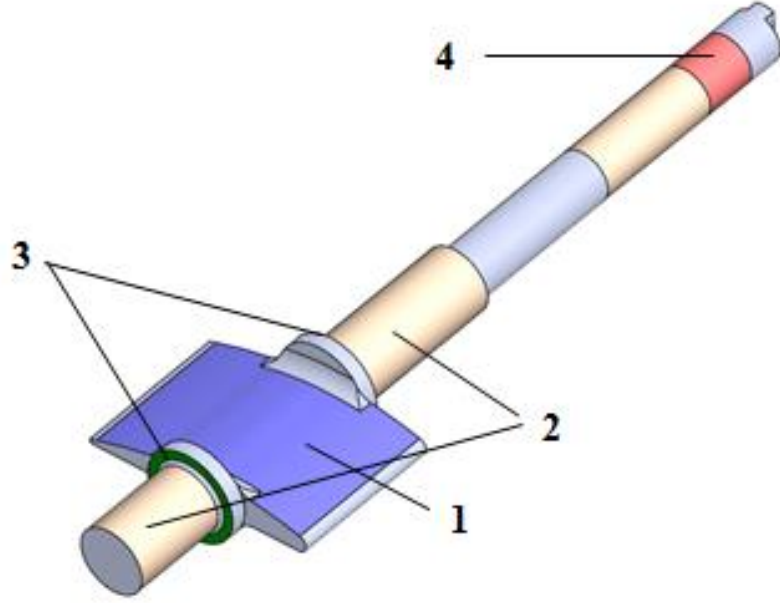
Şekil 4.20: Regülasyon sistemi final tasarımı.

Ayar kanatları, hem sabit kanatlardan gelen akışın çark kanatlarına giriş açısını ayarlamak hem de akışın debisini kontrol etmek için kullanılmaktadır [35]. Ayar kanatlarında da salyangoz ve sabit kanada benzer şekilde öncelikle akış profili oluşturulmuştur. Bu profil, MİLHES projesi yürütücü kuruluşlarından TÜBİTAK MAM tarafından santralde yapılan üç boyutlu geometri tarama çalışması ile hazırlanmıştır. Elde edilen akış profili, ölçekleme oranı ile model seviyesine çekilmiştir. Şekil 4.21’de görüldüğü gibi kanat profili (1) oluşturulduktan sonra model salyangoz üst parçası ve alt kapağa uygun şekilde mil çap ve uzunlukları belirlenerek ayar kanadı geometrisi elde edilmiştir. Ayar kanadı, mil üzerinde yer alan yataklama yüzeylerine (2) silindirik bronz parçalar montajlanarak salyangoz içerisine yerleştirilecektir. Böylece çalışma sırasında ayar kanadı millerinin değil bronz yatakların aşınması sağlanacaktır.



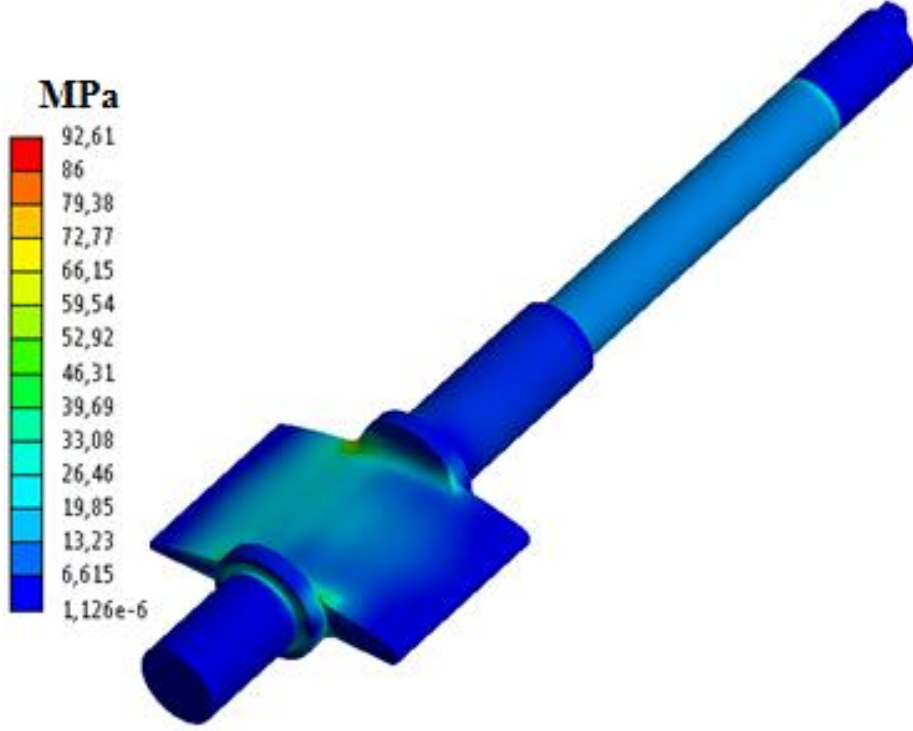
Şekil 4.21: Ayar kanadı.

Tasarımı doğrulamak için ayar kanatlarına da mekanik analiz yapılmıştır. Bu kapsamda ayar kanadı malzemesi AISI 304 paslanmaz çelik malzeme olarak tanımlanmıştır. Ağ yapısı için 1062535 adet dört yüzlü eleman oluşturulmuştur. Şekil 4.22 uygulanan sınır şartlarını göstermektedir. Yapılan çalışma en kötü duruma göre modellendiği için model türbinin nominal düşüşü su basıncı (1) olarak kanadın tek yüzeyine yüklenmiştir. Ayar kanatları millerindeki yatak yüzeylerine silindirik destekler (2) tanımlanmıştır. Ayrıca ayar kanadı flanşlarına normal yönünde kısıtlı destekler (3) uygulanmıştır. Son olarak mafsal kolu ve ayar kanadı bağlantısını sağlayan kamasız bağlantı aparatları sabit destek (4) olarak tanımlanmıştır.



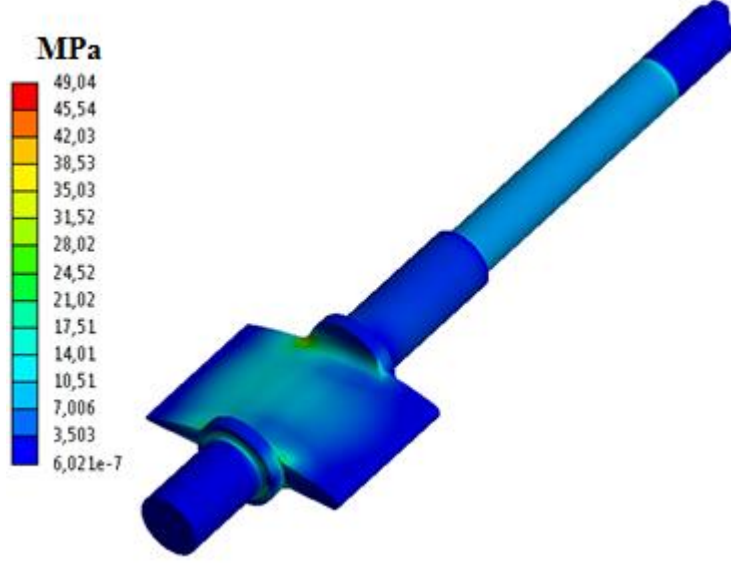
Şekil 4.22: Ayar kanadı mekanik analiz sınır şartları.

Şekil 4.23 ile ayar kanadı üzerinde Von-Mises geriliminin dağılımı gösterilmektedir. Beklendiği üzere su basıncının etkideği kanat profili üzerinde gerilmenin daha büyük olduğu görülmektedir. Maksimum gerilmenin kanat profili ile millerin birleştiği kısımda olduğu analiz sonuçlarından elde edilmektedir. Kanat üzerinde görülen maksimum 92,61 MPa gerilme değeri AISI 304 malzemenin 205 MPa akma dayanımı için 2,21 güvenlik faktörü sağlamaktadır.



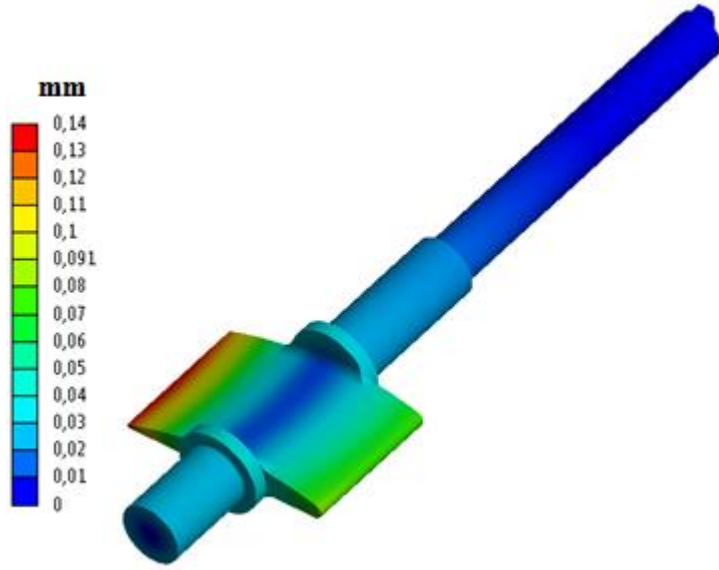
Şekil 4.23: Ayar kanadı eşdeğer von-mises gerilimi dağılımı.

Ayar kanadı üzerinde maksimum kayma geriliminin dağılımı da Şekil 4.24'da sunulduğu üzere Von-Mises gerilimi dağılımına benzerlik göstermektedir. Gerilimin yoğun olduğu bölge yine kanat profilidir. Maksimum değer kanat profilinin mile bağlandığı noktada oluşmaktadır. Kanat üzerinde görülen maksimum 49,04 MPa gerilme değeri AISI 304 malzemenin 205 MPa akma dayanımı için 2,21 güvenlik faktörü sağlamaktadır.

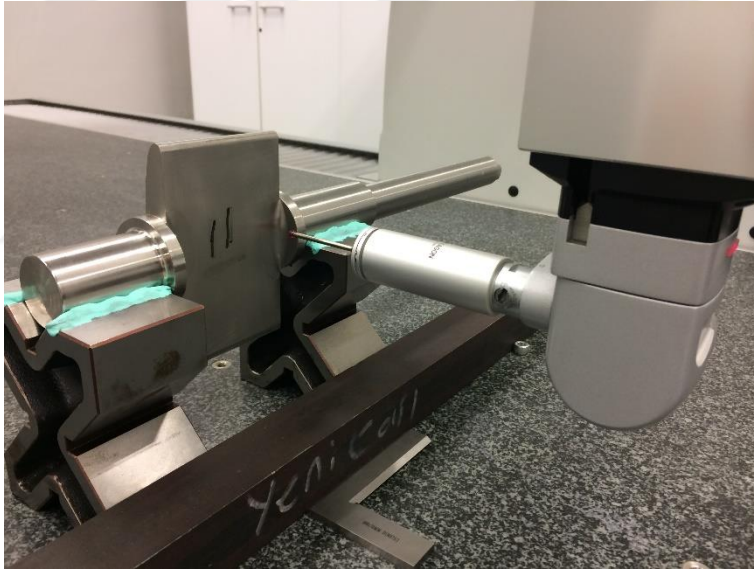


Şekil 4.24: Ayar kanadı maksimum kayma gerilimi dağılımı.

Kapalı konumda iken ayar kanatları Şekil 4.20’de görüldüğü üzere komşu kanatlara yaslanmaktadır. Bu bütünlüğün içerisinde sızdırmazlığın sağlanması için ayar kanatlarının basınç altındaki deformasyonunun iki komşu kanat arasındaki yaslanma yüzeyinde açıklığa sebep olmaması gerekmektedir. Şekil 4.25’de ayar kanatlarının toplam deformasyon dağılımı gösterilmektedir. Dağılım incelendiğinde beklendiği gibi kanat profiline giriş ve çıkış kısımlarının merkeze göre daha çok esnediği görülmektedir. Maksimum 0,14 mm olarak hesaplanan deformasyon değerinin herhangi bir sızdırma problemine neden olmayacağı düşünülmektedir. Öte yandan analiz sonuçları kanat profiline etkiyen basınç ile yataklama yüzeylerinde milde 0,05 mm mertebesine kadar esneme olduğunu göstermektedir. Bu sonuç dönme esnasında milin bronz yataklarda aşınmaya neden olacağını göstermektedir. Yapılan analizlerle tasarım doğrulaması gerçekleşen ayar kanatlarının üretimi tamamlanmış ve Şekil 4.26’de görüldüğü gibi montaja hazır hale getirilmiştir.



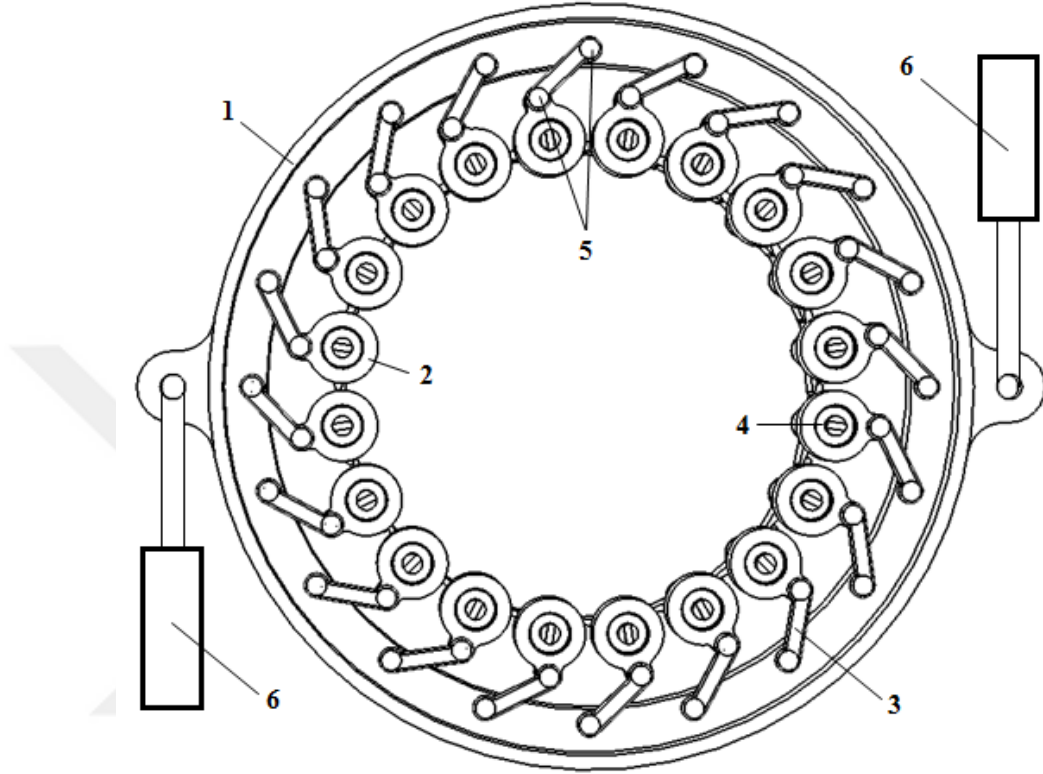
Şekil 4.25: Ayar kanadı toplam deformasyon dağılımı.



Şekil 4.26: Montaja hazır ayar kanadı.

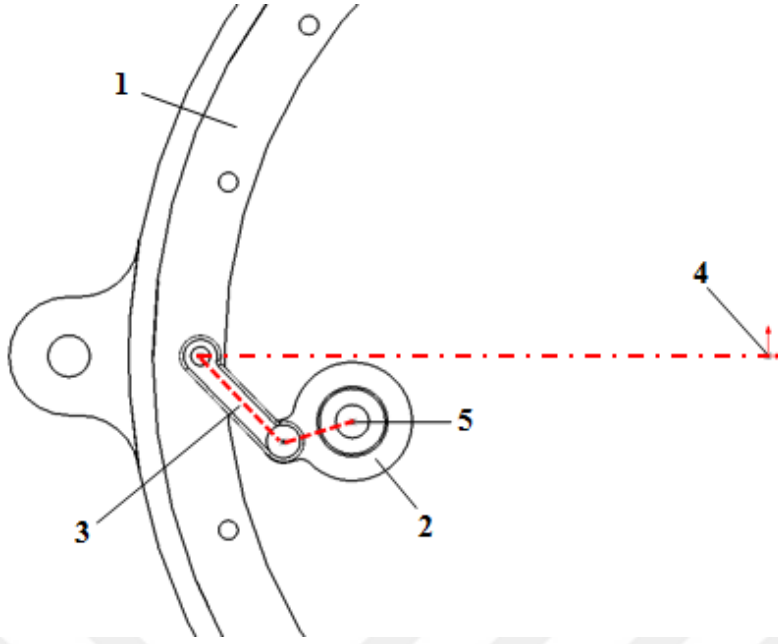
Debinin düzenli dağılımını temin etmek amacıyla ayar kanatlarının tamamının duruş açılarının eşit olması ve ayar sırasında eşit hızlarda dönmesi önem arz etmektedir [2], [23], [36]. Bu gerekliliği sağlamak için Şekil 4.27 ile gösterilen bir mekanizma tasarımı öngörülmüştür. Burada regülasyon çemberi (1), merkezi etrafında döndürülerek ayar kanatlarının tamamının duruş açılarının aynı anda ve eşit miktarda değiştirilmesi sağlanmıştır. Ayar kanatlarının çemberle olan bağlantısı için mafsallı kolları (2) ve linkler (3) kullanılmıştır. Mafsallı kolu, ayar kanadına kamasız bağlantı

aparaları (4) ile sabitlenmiştir. Mafsal kolu-link ve link-çember bağlantısı için pimler (5) tercih edilmiştir. Regülasyon çemberinin konumunun ayarlanması için pistonlar (6) kullanılmıştır. Sistemde bu ana bileşenlerin yanında çemberi yataklayan bronz parçalar, pimleri sabitlemek için sekmanlar ve çeşitli bağlantı elemanları yer almıştır.



Şekil 4.27: Regülasyon sistemi ön tasarımı.

Regülasyon sistemi temelde her bir ayar kanadı için ayrı ayrı dört çubuk mekanizması içermektedir. Tüm mekanizmaların ortak elemanı olan regülasyon çemberi, tamamının eşzamanlı çalışmasını sağlamaktadır. Şekil 4.28’de kırmızı çizgilerle regülasyon sistemindeki dört çubuk mekanizmalarından biri gösterilmiştir. Regülasyon çemberi (1), mafsal kolu (2) ve link (3) mekanizmanın uzuvlarını oluşturmuştur. Ayar kanadının dönme merkezi (4) ve regülasyon çemberinin dönme merkezi (5) dört çubuk mekanizmasındaki mesnetleri temsil etmektedir.



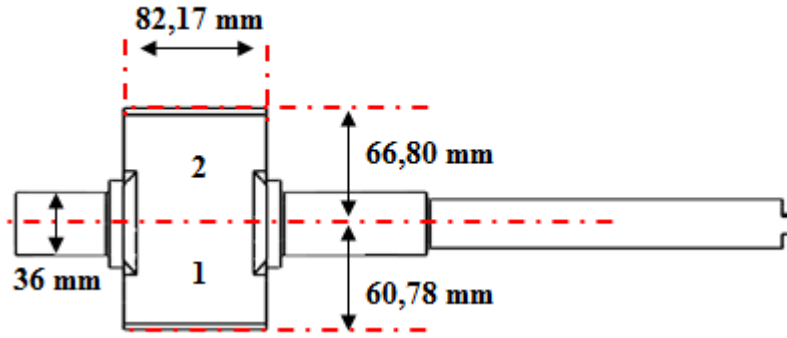
Şekil 4.28 Regülasyon sisteminde dört çubuk mekanizmasının gösterimi.

Öngörülen tasarım üzerinden öncelikli olarak boyutlandırma çalışmaları yapılmıştır. Boyutlandırma yapılırken ayar kanatlarının oturduğu eksen çapı (704,7 mm) göz önüne alınarak regülasyon çemberinin salyangoz üzerinde oturduğu çap 1 m olarak belirlenmiştir. İki çap arasındaki mesafe mafsal kolu ve link boyunun tespitinde kullanılmıştır. Bu noktada dikkat edilmesi gereken diğer önemli bir faktör ise link ve mafsal kolu arasındaki açıdır. İlgili açının çalışma esnasında dik açığa yakın değerlere ulaşmasının uygulamalarda linklerin kitlenmesine neden olabildiği görülmüştür. Bu nedenle aradaki açı tasarımda daima  $80^\circ$  altında veya  $100^\circ$  üstünde olacak şekilde düşünülmüştür. Ayar kanatlarının kapalı pozisyonu ile maksimum açıklıktaki pozisyonu arasındaki dönme miktarı ( $26^\circ$ ) çemberin yaptığı dönme hareketinin sınırlarını vermiştir. Bu sınırlar pistonların kurs boyunun belirlenmesini sağlamıştır. Regülasyon sisteminin tasarımına göre çeşitli sayılarda değişik kombinasyonlarda pistonlar kullanılabilir. Uygulamalarda çoğunlukla hidrolik pistonlar kullanılmasına rağmen sistem tasarımına ve çemberi hareket ettirmek için gerekli kuvvete göre elektromekanik ve pnömatik piston kullanımı da mümkündür. Bu çalışmada elektromekanik servomotorlar tercih edilmiştir.

Yapılan boyutlandırma çalışması sonrasında tasarımın mekanik dayanımının doğrulanması gerekmiştir. Ayrıca kullanılacak piston için ihtiyaç duyulan kuvvetin belirlenmesi gerekmiştir. Bu sebeplerle mekanizma için kuvvet analizi yapılmıştır.



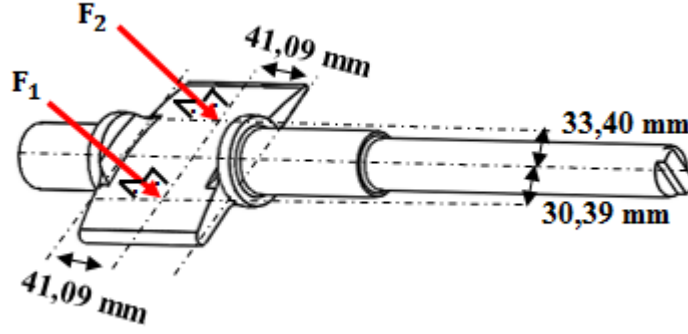
Regülasyon sisteminde bileşenler üzerindeki kuvvetleri ve sistemi çalıştıracak piston kapasitesini belirlemek için akışın ayar kanadı üzerindeki etkisinden yola çıkmak gerekmektedir. Regülasyon sistemi üzerindeki en büyük kuvvetler ayar kanatlarını akışın önünde kapalı tutmaya çalışırken ve açık olan bir ayar kanadını kapalı konuma almaya çalışırken oluşmaktadır. Şekil 4.29'daki ayar kanadı geometrisi incelendiğinde 1 ve 2 alanlarının farkından dolayı ayar kanadı mili etrafında net moment oluşmaktadır. Ayrıca ayar kanadı millerini, içerisinde döndüğü yataklara bastırarak sürtünme momentine neden olan bir normal kuvvet bulunmaktadır. Akış etkisi ve sürtünme ile oluşan net moment mafsal koluna, mafsal kolu pimlerine ve regülasyon çemberine iletilmektedir. Nihayetinde çemberi döndürmeye çalışan bir tork oluşmakta ve pistonlar bu torka karşı çemberi sabit tutmaya çalışmaktadır. Regülasyon sistemi için yapılan kuvvet analizi aşağıda adım adım verilmiştir.



Şekil 4.29: Moment hesabında kullanılan kanat profili boyutları.

Ayar kanadı için kuvvet analizinde başvuru olan ölçüler Şekil 4.29'de verilmektedir. Model türbin test koşullarında ayar kanadının yüzeyine etkiyen basınç Eşitlik (4.1) ile bulunabilmektedir.

$$P = \rho g H = \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) (100 m) = 0,981 MPa \quad (4.1)$$



Şekil 4.30: Ayar kanadı üzerine etkiyen basınç kuvvetleri.

Şekil 4.30'da ayar kanadına etkiyen normal kuvvetlerinin hesaplanması ise Eşitlik (4.2) ve (4.3) ile olmaktadır. Ayar kanadı profiline etkiyen toplam basınç kuvveti ise Eşitlik (4.4)'de verilmektedir.

$$F_1 = PA_1 = (1,37 \text{ MPa})(60,78 \text{ mm} \times 82,17 \text{ mm}) = 4899,4 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$F_2 = PA_2 = (1,37 \text{ MPa})(66,80 \text{ mm} \times 82,17 \text{ mm}) = 5385,5 \text{ N} \quad (4.3)$$

$$F_{Total} = F_1 + F_2 = 10284,9 \text{ N} \quad (4.4)$$

$F_1$  ve  $F_2$  kuvvetlerinin ayar kanadının mili etrafında oluşturduğu momentler Eşitlik (4.5) ve Eşitlik (4.6) ile bulunmaktadır.

$$M_1 = F_1 r_1 = (4899,4 \text{ N})(0,06078 \text{ m} / 2) = 148,9 \text{ Nm} \quad (4.5)$$

$$M_2 = F_2 r_2 = (5385,5 \text{ N})(0,06681 \text{ m} / 2) = 179,9 \text{ Nm} \quad (4.6)$$

Ayar kanadı etrafında akıştan kaynaklı net moment Eşitlik (4.7) ile aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$M_{Akış} = M_2 - M_1 = 31 \text{ Nm} \quad (4.7)$$

Ayar kanadı mili ve yatak arasında sürtünme kuvveti ( $\mu_s=0,5$ ) Eşitlik (4.8) ile elde edilmektedir.

$$F_s = \mu_s F_{Total} = 5142,4 \text{ N} \quad (4.8)$$

Ayar kanadı mili etrafındaki sürtünme kuvveti ve mil çapı kullanılarak Eşitlik (4.9) ile sunulan sürtünme momenti hesaplanmaktadır.

$$M_s = 0,5 F_s d_{mil} = 72 \text{ Nm} \quad (4.9)$$

Ayar kanadından mafsalsal koluna iletilen toplam moment Eşitlik (4.10) ile bulunmaktadır.

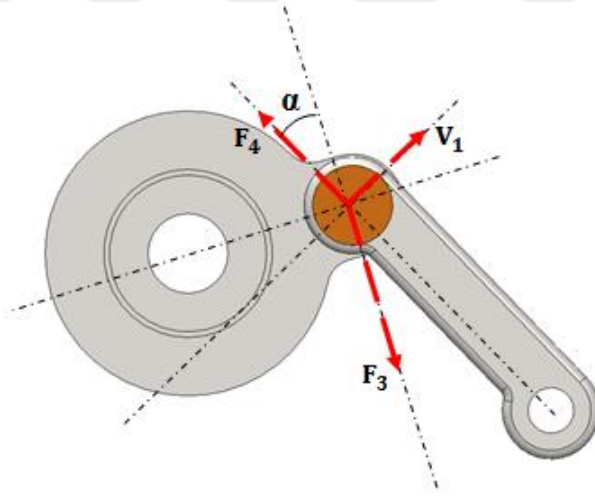
$$M_{total} = M_s + M_{akış} = 103 \text{ Nm} \quad (4.10)$$

Mafsalsal kolunda oluşan momentin link bağlantı pimine bir  $F_3$  kuvveti olarak etkidiği kabul edilince Eşitlik (4.11) kullanılarak  $F_3$  kuvveti aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$F_3 = \frac{M_{toplam}}{0,06} = 1716,7 \text{ N} \quad (4.11)$$

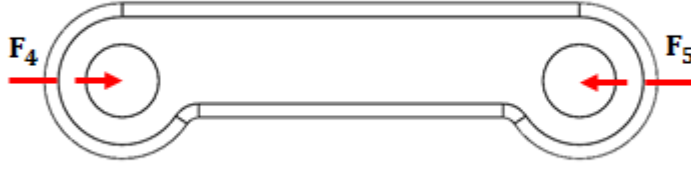
Bu kuvvete karşılık pimin bağlı olduğu mafsalsal kolu linki üzerinde bir  $F_4$  tepki kuvveti olacaktır. Şekil 4.31, bağlantı piminin serbest cisim diyagramını göstermektedir. Mafsalsal kolu ve link arasındaki pim üzerinde oluşan kuvvet dengesinden Eşitlik (4.12) kullanılarak bu tepki kuvveti hesaplanmaktadır ( $\alpha=27,42^\circ$ ). Burada  $V_1$  kuvveti, pim üzerinden mafsalsal kolu yataklarına aktarılan tepki kuvvetini göstermektedir.

$$F_4 = F_3 \cos \alpha = 2707,59 \text{ N} \quad (4.12)$$



Şekil 4.31: Mafsalsal kolu bağlantı pimi üzerinde kuvvet dengesi.

Link çift-kuvvet elemanı olduğu için iki ucundaki tepki kuvvetleri birbirine eş olmaktadır (Şekil 4.32).



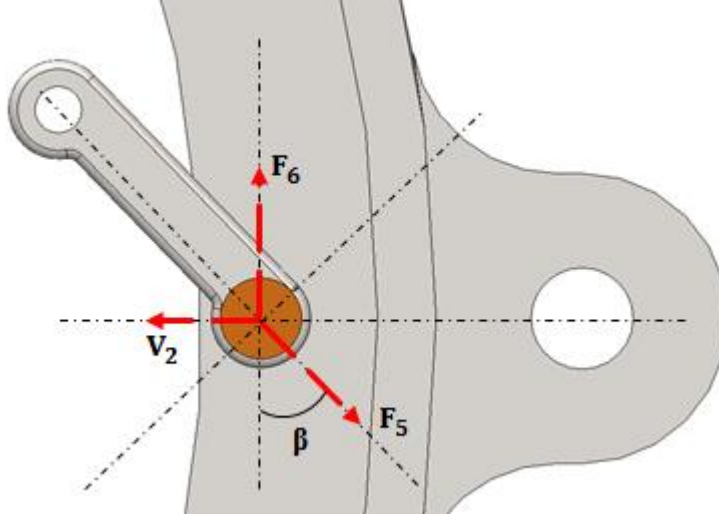
Şekil 4.32: Mafsal kolu linki üzerinde kuvvet dengesi.

Link ve çember arasındaki pim üzerinde Şekil 4.33 ile verilen kuvvet dengesinde Eşitlik (4.13)'deki gibi regülasyon çemberi üzerindeki kuvvet bileşeni bulunmaktadır ( $\beta = 46,15^\circ$ ).

$$F_6 = F_5 \cos \beta = 1952,59 \text{ N} \quad (4.13)$$

Tek bir link üzerinden çembere aktarılan yatak kuvveti ise Eşitlik (4.14)'deki gibi bulunmaktadır.

$$V_2 = F_5 \sin \beta = 1875,74 \text{ N} \quad (4.14)$$

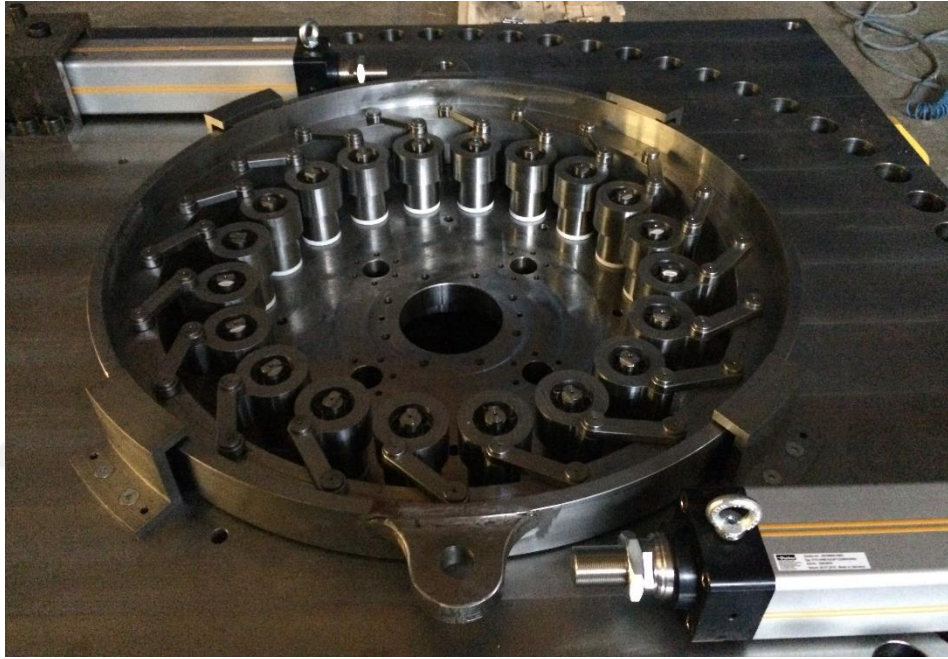


Şekil 4.33: Mafsal kolu linki bağlantı pimi üzerinde kuvvet dengesi.

Çember link bağlantısı ve piston bağlantısı arasındaki moment ilişkisi ( $r_{\text{çember}} = 0,475 \text{ m}$ ;  $r_{\text{kulak}} = 0,585 \text{ m}$ ) parametreleri kullanılarak Eşitlik (4.15)'deki gibi yazılabilmektedir.

$$20F_6 r_{\text{çember}} = 2F_{\text{kulak}} r_{\text{kulak}} \quad (4.15)$$

Çember piston bağlantı kulağında ayar kanatlarını kapalı tutmak için gereken minimum kuvvet ( $F_{kulak}$ ) yapılan hesaplamalar sonucunda 31708,8 N olarak elde edilmektedir. Analiz sonucu elde edilen gerekli piston kuvveti kullanılarak piston seçimi yapılmıştır. Bu uygulama da gereken kuvvetin düşük olması ve hidrolik sistemlerin karmaşıklığı sebebiyle elektromekanik servomotor tercih edilmiştir. Kuvvet analizi sonucunda elde edilen veriler her bileşen için Ansys Mekanik yazılımında yapılan dayanım analizlerinde kullanılmıştır. Tasarımın doğrulanmasının ardından sistem bileşenlerinin üretimleri tamamlanmıştır. Model salyangoz üzerine montajlanmış regülasyon sistemi bileşenleri Şekil 4.34’da görülmektedir.

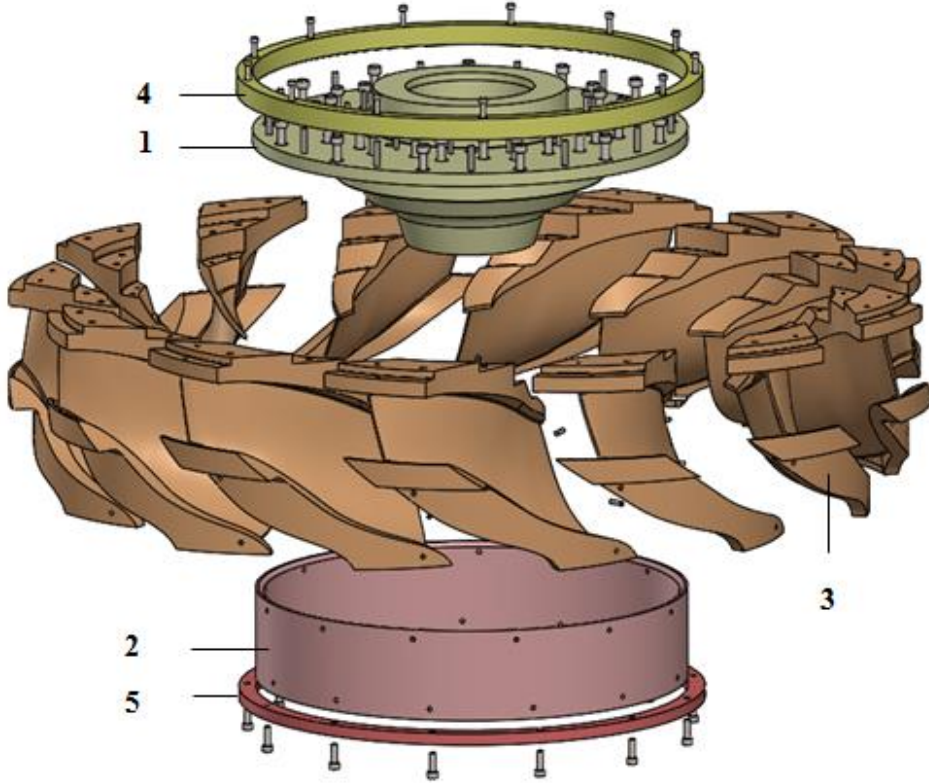


Şekil 4.34: Montajı yapılmış regülasyon sistemi.

### 4.3 Çark Grubu Tasarımı

Ayar kanatlarına benzer biçimde çark kanatlarının akış geometrisi, saha da yapılan üç boyutlu tarama ile elde edilmiştir. Elde edilen geometri öncelikle grubumuz için de Ansys BladeGen [37] yazılımına aktarılmıştır. Sonrasında bu yazılım ile otomatik olarak kanat geometrisinin katı modeli oluşturulmuştur. Ek-1 Şekil Ek.1.2 ile verilen pafta yardımıyla çarkın taç (1) ve bilezik (2) eğrileri çizilerek ayrı ayrı katı modelleri oluşturulmuştur. Sonrasında on üç adet kanat geometrisi (3), taç ve bilezik birleştirilerek çark katı modeli elde edilmiştir. Oluşturulan geometri ölçeklenerek model çarkı oluşturulmuştur. Çark kanatlarının kompleks şekli ve iki kanat arasındaki

kısıtlı mesafe üretim zorluğu yaratmıştır. Bu sebeple çark geometrisi her bir kanat ayrı üretilcek biçimde Şekil 4.35 ile verildiği gibi parçalara ayrılmıştır. Kanatların düzgün birleşmesini sağlamak adına taç ve bilezik tarafında iki adet çember (4,5) kullanılmıştır. Tüm kanatlar ve hizalama çemberleri taç ve bilezik parçalarına pim ve cıvata kullanılarak sabitlenmiştir. Şekil 4.36’de çark kompleksinin montajlanmış hali görülmektedir.



Şekil 4.35: Çark kompleksi patlatılmış görünüm.

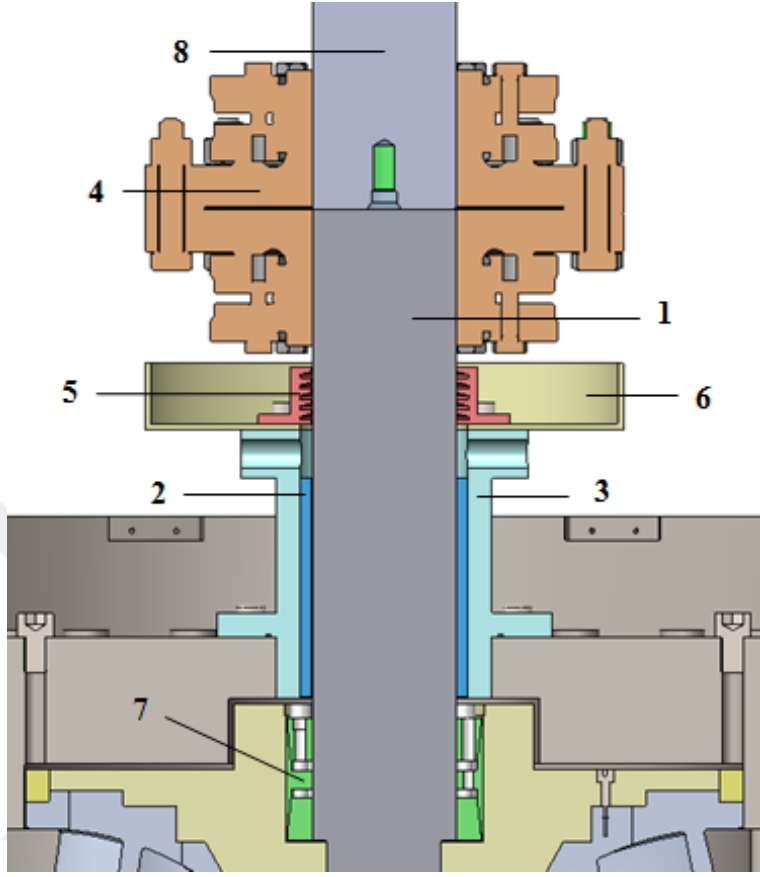


Şekil 4.36: Çark kompleksi.

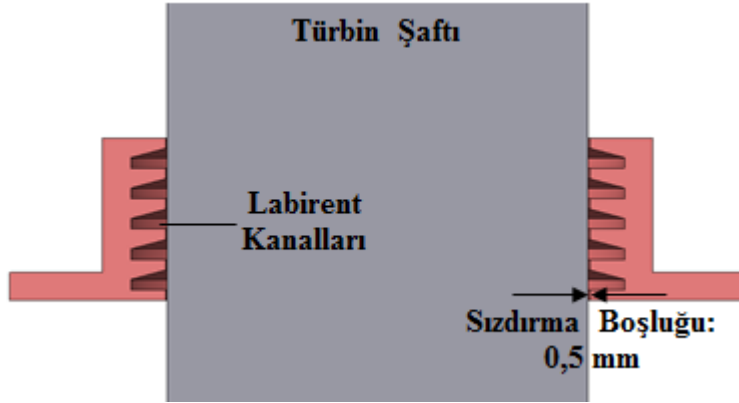
#### 4.4 Şaft Grubu Tasarımı

Model türbin şaft grubu içerisinde Şekil 4.37 ile verilen türbin şaftı (1), radyal yatak (2), yatak muhafazası (3), flanşlı kaplin (4), sızdırmazlık labirenti (5) ve su toplama kabı (6) yer almaktadır. İlgili bileşenler akış alanı içerisinde olmadığından tasarımları prototipten bağımsız olarak yapılmıştır. Türbin şaftı, çarkta üretilen torkun generatöre aktarılmasını sağlamaktadır. Kamasız bağlantı aparatı (7) şaft ile çark bağlantısı için kullanılmıştır. Türbin şaftı ile hidrostatik yatak şaftı (8) arasındaki bağlantı ise flanşlı kaplin ile yapılmıştır. Flanşlı kaplin hem şafttan tork iletimi yapmakta hem de çarktan iletilen aksel kuvveti taşımaktadır. Radyal yatak türbin şaftının yataklanması için kullanılmıştır. Aynı zamanda türbin çarkından kaynaklı radyal kuvvetleri taşımaktadır. Radyal yatak sulu tip bir yataktır. Yataklama, şaft ile yatak arasındaki basınçlı su filmi ile sağlanmaktadır. Yatak muhafazası hem radyal yatağın zemine sabitlenmesini sağlamakta hem de radyal yatak için su girişi içermektedir. Yatak muhafazasından su girişi yapıldığında yataktan geçemeyen su üst taraftan tahliye olmaya çalışacaktır. Bu sebeple sızdırmazlık labirenti kullanılmıştır. Şekil 4.38 ile kesit görünümü verilen labirent içerisindeki dişler ile şaft arasında 0,5 mm'lik boşluk bulunmaktadır. Ayrıca dişler arasında suyun birikebileceği küçük yuvalar bulunmaktadır. Böylece sızıntı su

miktarı oldukça düşürülmektedir. Sızan su için su toplama kabı kullanılmıştır. Şaft grubunun montaja hazır bileşenleri Şekil 4.39 ile verilmektedir.



Şekil 4.37: Şaft grubu bileşenleri kesit görünümü.



Şekil 4.38: Sızdırmazlık labirenti kesit görünümü.

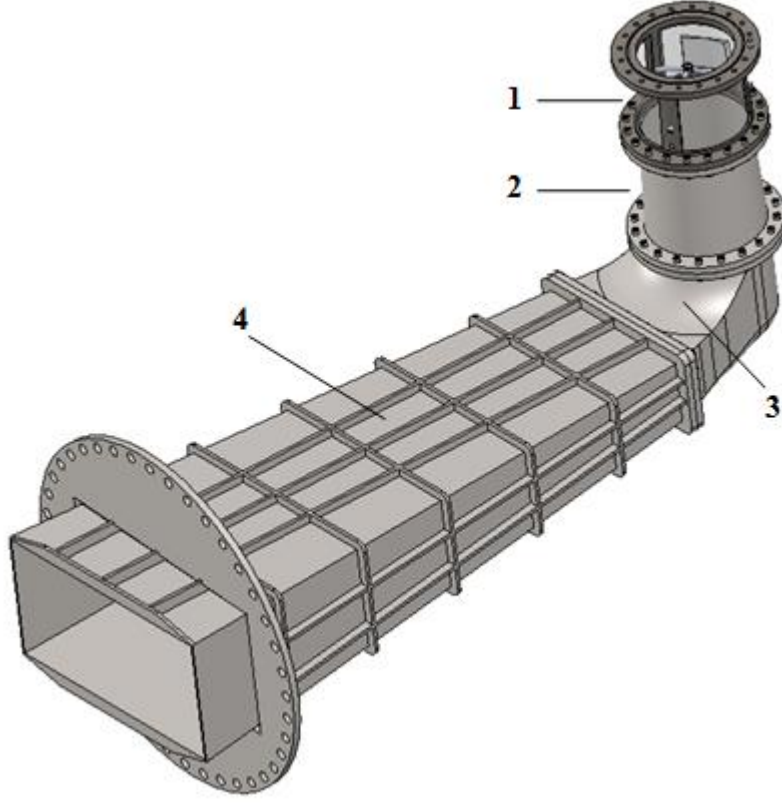




Şekil 4.39: Montaja hazır şaft grubu parçaları.

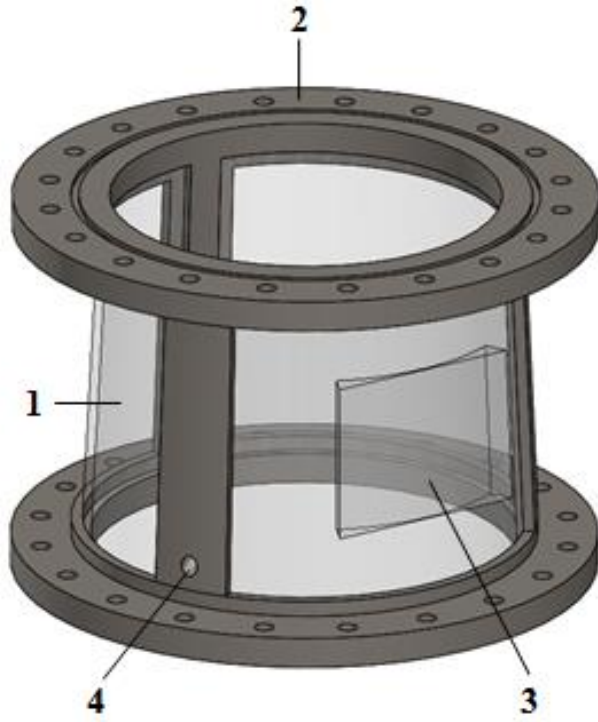
#### 4.5 Emme Borusu Grubu Tasarımı

Francis türbinlerinde çark çıkışında emme borusu adı verilen bileşen yer almaktadır. Bu bileşen yardımıyla suyun çarkta tamamen kullanılmayan kinetik enerjisinin statik basınç olarak geri kazanımı sağlanarak türbin veriminin artması temin edilmektedir [38]. Santralde emme borusu üç parça halinde bulunmaktadır. Türbin alt kapağı ile emme borusunun montajını sağlayan konik parça, çark montajı için araba ile taşınabilir olarak tasarlanan ve operatör giriş delikleri bulunan ikincil bir koni parçası ve betona gömülü bulunan dirsek ve gövde kısmı emme borusunun kompleksini oluşturmaktadır. Tasarım çalışmasında öncelikli olarak mevcut prototipe ait Ek 1 Şekil 1.3, Şekil 1.4 ve Şekil 1.5 ile verilen paftalar kullanılarak emme borusu kompleksinin akış alanı katı model olarak elde edilmiştir. Model türbin tasarımında bu yapı akış alanı değiştirilmeden ölçekli olarak kullanılmış ancak farklı bir fiziksel bütünlükte yer almıştır. Şekil 4.40'de görülen emme borusu grubu, gözlem konisi (1), ikincil koni (2), dirsek (3) ve gövde (4) olmak üzere dört parçadan oluşturulmuştur..

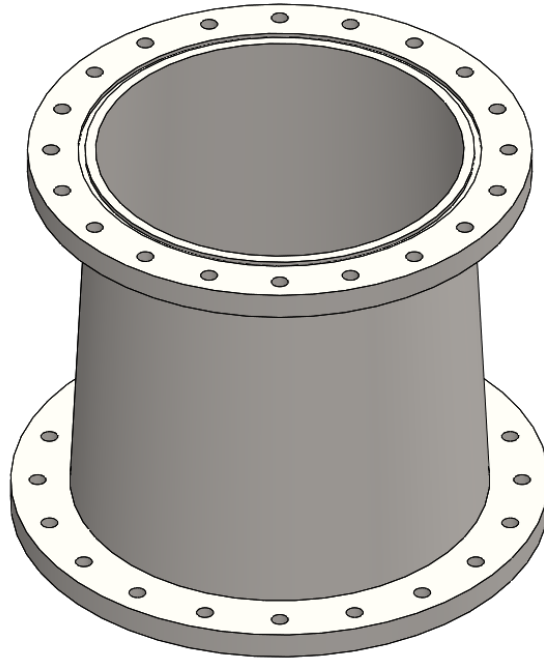


Şekil 4.40: Emme borusu kompleksi.

Prototip türbin emme borusunun tüm konik kısımları bir bütün hale getirilerek model türbine ölçeklenmiştir. Ölçekli koninin bir kısmı gözlem konisi olarak ayrılmıştır. Gözlem konisi kavitasyon gözlemine imkân verecek şekilde şeffaf bir yapıda düşünülmüştür. Bu amaçla üç parça halinde cam (1) ve bu camların oturtulduğu bir çerçeve (2) olarak Şekil 4.41 ile sunulduğu gibi hazırlanmıştır. Kameranın görüntüsünün bozulmaması için ayrıca cam üzerinde düz bir gözlem ekranı (3) yerleştirilmiştir. Hidrolik türbinde tasarım ve çalışma koşuluna göre karşılaşılabilen kavitasyon, türbin bileşenlerine fiziksel olarak zarar verirken aynı zamanda gürültü ve titreşim gibi problemlere neden olmaktadır. Kavitasyonun önlenmesi için uygulanan yöntemlerden birisi çark çıkışına hava emilimi yapılmasıdır [39]. Emme borusu gözlem konisi çerçevesinde bu amaçla havalandırma delikleri (4) yer almıştır. Çerçeve hem camlara taşıyıcılık yapmış hem de flanş ile emme borusu kompleksinin salyangoza bağlantısını sağlamıştır. Konik akış alanı bütününde kalan ikinci parça ise alt ve üst bağlantı flanşlarıyla sac malzemeden üretilecek biçimde Şekil 4.42'deki gibi oluşturulmuştur.



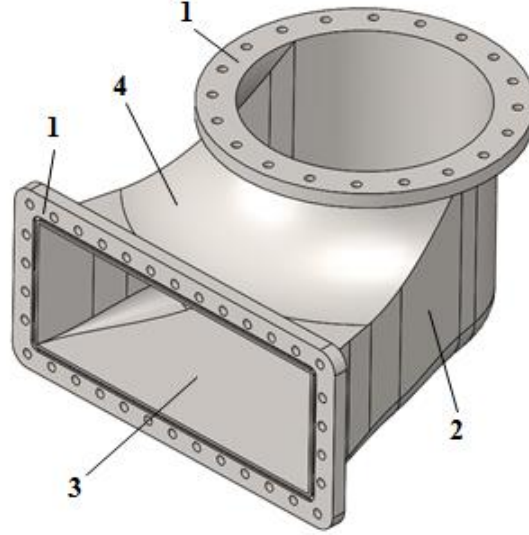
Şekil 4.41: Model türbin emme borusu gözlem konisi.



Şekil 4.42: Model türbin emme borusu ikinci konisi.

Model türbin emme borusunun konik bölümünden sonra tasarlanan üçüncü bölümü ise dirsek kısmıdır. Emme borusunun dirsek kısmında çembersel bir kesit dikdörtgenel

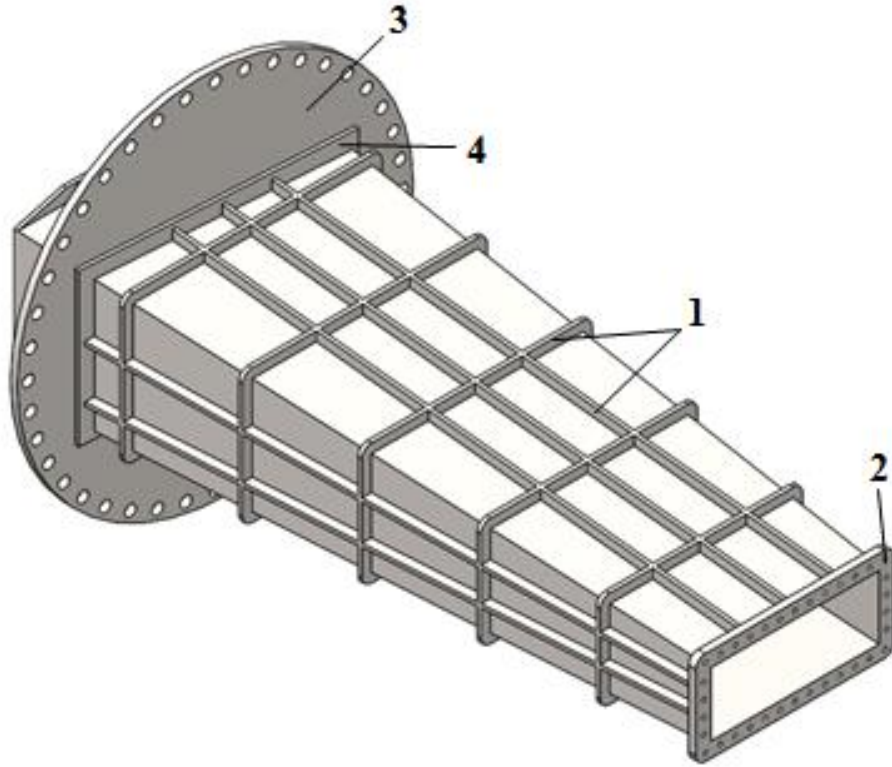
bir kesite geçiş yapmaktadır. Kesitteki bu değişim yekpare üretimde zorluklara neden olmaktadır. Bu sebeple Şekil 4.43’de sunulan final tasarımında dirsek parçası beş parçadan üretilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Emme borusu dirsek parçası iki adet flanş (1), sacdan bükülerek üretilecek yan yüzeyler (2), talaşlı imalat ile ST52 kütük malzemedan üretilecek taban yüzeyi (3) ve talaşlı imalat ile ST52 kütük malzemedan üretilecek eğri üst yüzeyden (4) oluşturulmuştur.



Şekil 4.43: Model türbin emme borusu dirseği.

Model türbin emme borusunun son parçasını ise gövde kısmı oluşturmuştur. Dikdörtgensel bir konikliğe sahip emme borusu gövdesi sac malzemedan üretilecek şekilde tasarlanmıştır. Bileşenden boyutları nedeniyle yüksek hacimde su geçmektedir. Boyunun uzun ve genişliğinin fazla olması nedeniyle kullanılacak parça yüzeylerinde büyük miktarda esnemelerin olacağı Ansys Statik Yapısal modülünde [19] yapılan mekanik analizle tespit edilmiştir. Bu sebeple gövde etrafına kesitler halinde Şekil 4.44’de gösterilen destek parçaları (1) yerleştirilmiştir. Gövde parçası üzerinde tasarımı yapılan diğer bir konu ise bağlantı flanşlarıdır. Gövde ve dirsek arasında dikdörtgensel bir flanş (2) kullanılmıştır. Emme borusu kompleksinin alçak düşü tankına montajı gövde üzerindeki dairesel flanş (3) ile sağlanmıştır. Ancak bu flanşın konumu yüzde yüz doğrulukla katı model üzerinde belirlenememiştir. Bunun nedeni alçak düşü tankının karşılık gelen flanşının test merkezinde üretilmiş haldeki konumunun üç boyutlu ortamda tasarlanan konumu ile uyuşup uyuşmadığının

doğrulanamamasıdır. Bahsi geçen parçaların büyüklükleri sebebiyle üretim toleranslarının yüksek olması ve ölçüm için uygun ekipmanların bulunmaması bu belirsizliğe neden olmaktadır. Bu sebeple farklı bir tasarım yöntemi uygulanmıştır. Gövde ile alçak düşü tankı arasında iki farklı flanş kullanılmıştır. Tasarımda karar verilen metodolojiye göre emme borusu kompleksinin test hücrelerinde montajı tamamlandıktan sonra dairesel flanşın emme borusundan bağımsız şekilde alçak düşü tankına montajı yapılacaktır. İki bileşenin sabitlenmesinin ardından gövde üzerindeki kesitlerdekine benzer profillerle kaynaklı birleştirme yapılarak dairesel flanş ve gövde arasındaki boşluk ikincil bir flanşla (4) kapatılmış olacaktır. Gövde parçasının tasarımının tamamlanmasıyla emme borusu kompleksinin ve model türbinin tasarım süreci tamamlanmıştır. Üretimi tamamlanan ve montaja hazır durumdaki emme borusu bileşenleri Şekil 4.45’de görülmektedir.



Şekil 4.44: Model türbin emme borusu gövdesi.



Şekil 4.45: Montaja hazır emme borusu bileşenleri.



## 5. MODEL TÜRBİN İÇİN TEST KOŞULLARININ BELİRLENMESİ

Test merkezinde Francis tipi su türbinleri için ölçekli modeller kullanılarak deneyler yapılmaktadır. Yapılan bu testlerde türbinin performans karakteristiğini belirlemek için deney düzeneği açık çevrim olarak adlandırılan çalışma modu ile işletilmektedir. Bu yöntem suyun rezervuardan alınıp pompalar ile türbine basılmasını ve tekrar rezervuara boşaltılmasını ifade etmektedir. Bu süreç içerisinde ayar kanatlarının açıklığı değiştirilerek türbin çarkına giriş yapan debi ayarlanabilmektedir. Öte yandan pompaların çalışma devri türbine giren suyun düşüsünü etkilemektedir. Bu sebeple test öncesinde yapılacak deneyin debi ve düşü isterleri göz önünde bulundurularak pompaların devirlerinin ve çalışma sıralamalarının belirlenmesi gerekmektedir. Yapılan bu çalışma ile deney düzeneğindeki kayıplar da göz önüne alınarak test sırasında uygulanacak pompa çalışma şartlarının belirlenmesi için bir yöntem sunulmaktadır.

### 5.1 Genel Bir Yöntemin Geliştirilmesi

Deney düzeneğinde tekli, seri veya paralel şekilde kullanılabilen iki adet pompa yer almaktadır. Bu pompaların tasarımları türbinlere benzer şekilde gelişmiş numerik yöntemler ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak yapılmaktadır. Üretim sonrasında sahaya sevk edilmeden önce ilgili standarda [32] uygun biçimde testleri gerçekleştirilerek farklı devirlerde performans eğrileri oluşturulmaktadır. Performans eğrilerinin pompaların tekli çalışması için hazırlandığına dikkat edilmektedir. Seri çalışma durumunda düşülerin iki pompa için toplandığı, paralel çalışma için ise debilerin iki pompa için toplandığı göz önüne alınmaktadır. Pompaların sahada gerçekleştirilen testlere ait Şekil 3.7 ve Şekil 3.10 ile verilen sonuçları incelendiğinde standart testlerle elde edilen Şekil 3.4 ile sunulan eğrilerden farklılıkların bulunduğu görülmektedir. Bu farklılıkların temel nedeni deney düzeneğinde meydana gelen kayıplardır. Deney düzeneğini oluşturan temel yapı akışın rezervuar, pompalar, tanklar

ve türbin arasında iletiildiği boru hatlarıdır. Sistem içerisinde oldukça uzun ve büyük çaplı boru hatları bulunmaktadır. Deney düzeneğindeki bu boru hatlarındaki sürtünme kayıpları düşü kaybına neden olan faktörlerden birisidir. Sürtünme kayıplarının yanı sıra düzenekteki boru hatları üzerinde birçok dirsek, vana ve ölçüm ekipmanı gibi değişik bileşenler yer almaktadır. Sistem içerisindeki bu elemanlarda yerel kayıplar oluşmaktadır. Çalışma koşulları belirlenirken sürtünme kayıplarının ve yerel kayıpların da dikkate alınması gerekmektedir.

Test koşullarının belirlenmesi için geliştirilen yöntem tüm sistem için bir debi-düşü eğrisinin elde edilmesine dayanmaktadır. Bu amaçla öncelikli olarak pompaların standart testlerle elde edilen performans eğrilerinin oluşturulması gerekmektedir. Bu sebeple ilgili eğrilerden veri noktaları okunarak Çizelge 5.1'e işlenmiştir. Tabloya işlenen bu veriler ikinci dereceden bir polinom ile ifade edilerek debi-düşü grafiği çizdirilmiştir. Bu eğriler, geliştirilen yöntem ile model testi sırasında pompaların çalışma sıralamalarının ve devirlerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. İkinci aşama ise ilgili yöntemin temelindeki debi-düşü grafiğinin tamamlanması için sistem kayıplarının tespitini içermektedir. Bu işlem Bentley WaterCAD [40] yazılımında deney düzeneğinin modellenerek hidrolik sistem tasarımının yapılmasını kapsamaktadır. Dirsekler, vanalar, ölçüm cihazları ve seri veya paralel çalışmaya uygun şekilde boru hatları ile test çevrimlerinin modelleri oluşturulmuştur. Deney düzeneğinin tasarımı kapsamında grubumuz içerisinde yapılan tez çalışmasında [18] bu amaçla bahsi geçen analizler tamamlanmıştır. İlgili çalışma da pompaların seri ve paralel çalışma sıralamaları için analizler gerçekleştirilmiş ve Çizelge 5.3 ile Çizelge 5.4'de verilen düşü kayıpları elde edilmiştir. Tabloda görüldüğü üzere artan debi ile birlikte sistemdeki düşü kaybı artmaktadır. Elde edilen veriler kullanılarak seri ve paralel çalışma koşulları için debiye karşılık gelen düşü kayıplarını veren ayrı ayrı ikinci dereceden polinomlar oluşturulmuştur. Pompa ve kayıp eğrileri Şekil 5.1'deki debi ve düşü grafiğine işlenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda sistem grafiği üzerinde farklı devirlerde pompa performansını temsil eden ve deney düzeneğindeki sistem kayıplarını gösteren birçok çalışma eğrisi bulunmaktadır. Elde edilen bu grafik model türbinden bağımsız olarak deney düzeneğinin her model testi için genel sistem eğrilerini ifade etmektedir.



Çizelge 5.1: Pompaların farklı devirlerde fabrika test verileri.

	H (m)	Q (l/s)		H (m)	Q (l/s)
55 Hz - 1100 rpm	134	0		106	940
	132	100		104	990
	130	200		102	1030
	128	280		100	1060
	126	360		98	1100
	124	430		96	1130
	122	490		94	1160
	120	560		92	1200
	118	630		90	1230
	116	690		88	1260
	114	760		86	1280
	112	810		84	1310
	110	860		82	1340
	108	900		80	1360
50 Hz - 1000 rpm	110	0		86	880
	108	120		84	920
	106	210		82	960
	104	320		80	1000
	102	410		78	1040
	100	500		76	1070
	98	570		74	1100
	96	640		72	1140
	94	700		70	1170
	92	750		68	1200
	90	800		66	1230
	88	840			
40 Hz - 800 rpm	70	0		54	720
	68	160		52	770
	66	280		50	820
	64	400		48	870
	62	480		46	920
	60	560		44	950
	58	620		42	980
	56	680			

Çizelge 5.2 (devam): Pompaların farklı devirlerde fabrika test verileri.

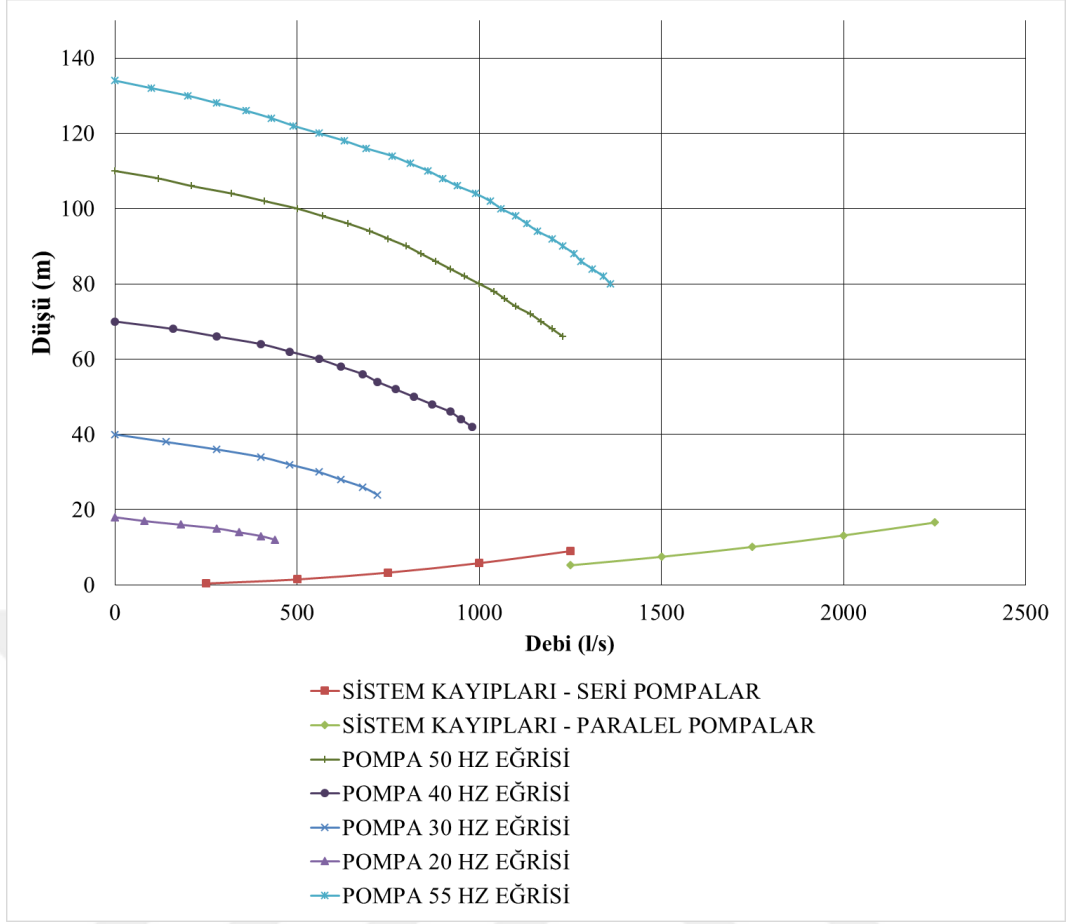
	H (m)	Q (l/s)		H (m)	Q (l/s)
<b>30 Hz - 600 rpm</b>	40	0		30	560
	38	140		28	620
	36	280		26	680
	34	400		24	720
	32	480			
<b>20 Hz - 400 rpm</b>	18	0		14	340
	17	80		13	400
	16	180		12	440
	15	280			

Çizelge 5.3: Pompaların seri sıralaması için düşü kayıpları [18].

<b>Düşü Kaybı (m)</b>	0,38	1,46	3,27	5,79	8,99
<b>Model Türbin Debisi (l/s)</b>	250	500	750	1000	1250

Çizelge 5.4: Pompaların paralel sıralaması için düşü kayıpları [18].

<b>Düşü Kaybı (m)</b>	5,215	7,47	10,11	13,155	16,585
<b>Model Türbin Debisi (l/s)</b>	1250	1500	1750	2000	2250



Şekil 5.1: Sistem eğrileri (Pompa ve sistem kayıpları).

İlgili yöntemde sonraki adım model türbinle ilgili verilerin grafik üzerinde yerleştirilmesini kapsamaktadır. Hidrolik türbinlerin performansları tepe diyagramları kullanılarak incelenmektedir. Tepe diyagramlarının oluşturulmasında türbin için uygulanan HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar kullanılmaktadır. Bu sonuçlar farklı ayar kanadı açıklıkları ve farklı düşüler için türbin çarkına giren debiyi, gücü ve hem türbin kompleksi hem de teker teker bileşenler için bulunan verimleri içermektedir. Bu noktada farklı ayar kanadı açıklıkları için debi ve düşü değerleri bu çalışma kapsamında not edilmiştir. Ayrı ayrı her bir ayar kanadı açıklığı için debi ve düşü değerleri için ikinci dereceden polinomlar oluşturulmuş ve eğriler şeklinde genel sistem eğrilerini içeren debi-düşü grafiğine çizdirilmiştir. Sonrasında yine ayrı ayrı her bir ayar kanadı açıklığı için polinomlar ile seri ve paralel çalışma şartlarını temsilen yerleştirilen polinomlar uygun biçimde birbiri ile toplanarak yeni ikinci dereceden polinomlar oluşturulmuştur. Bu model ideal durumda türbinde ihtiyaç duyulan debiye ve düşüye deney düzeneği kaynaklı kayıpları da ekleyerek pompaların test sırasında

sağlaması gereken akış özelliklerine ait grafiksel gösterimin oluşturulmasını sağlamıştır. Pompaların performansını ifade eden farklı devirler için çizilmiş ideale yakın eğrileri ile kayıpları içeren gerçek eğrilerin kesişim noktaları test için belirlenen debi ve düşü için uygulanmada kullanılması gereken pompa devrinin hesaplanmasını sağlamaktadır. İlave olarak tepe diyagramı üzerinde türbinin çalışma aralığının sınır noktalarının işaretlenmesi gerekmektedir. Bu sınır noktaları santralin tek veya çoklu türbin çalışmasına bağlı olarak Bentley WaterCAD [40] yazılımında yapılan hidrolik sistem analizleri ile elde edilmiştir. Yapılan analizler ile ilgili türbin için belirlenerek tepe diyagramları üzerinde işaretlenmiş sınır noktalarının aynı şekilde buradaki debi-düşü grafiğine yerleştirilebilmesi mümkün olmaktadır. Grafik üzerinde işaretlenen bu noktalar, model türbin testi boyunca farklı ayar kanadı açıklıklarında ölçümü yapılacak debi ve düşü için maksimum ve minimum değerlerin tespit edilmesini sağlamaktadır. Test öncesinde hangi debi değerleri için elektromanyetik debimetrenin kalibre edileceğine ve pompaların tekli, seri veya paralel olarak hangi sistem ile çalıştırılacağına bu bilgiler ışığında karar verilebilmektedir. Anlatılan yöntemin deney düzeneğinde testi planlanan bir model türbin için uygulaması bir sonraki bölümde aktarılmaktadır.

## **5.2 Kepez 1 Model Türbin Testi için Pompa Çalışma Koşullarının Belirlenmesi**

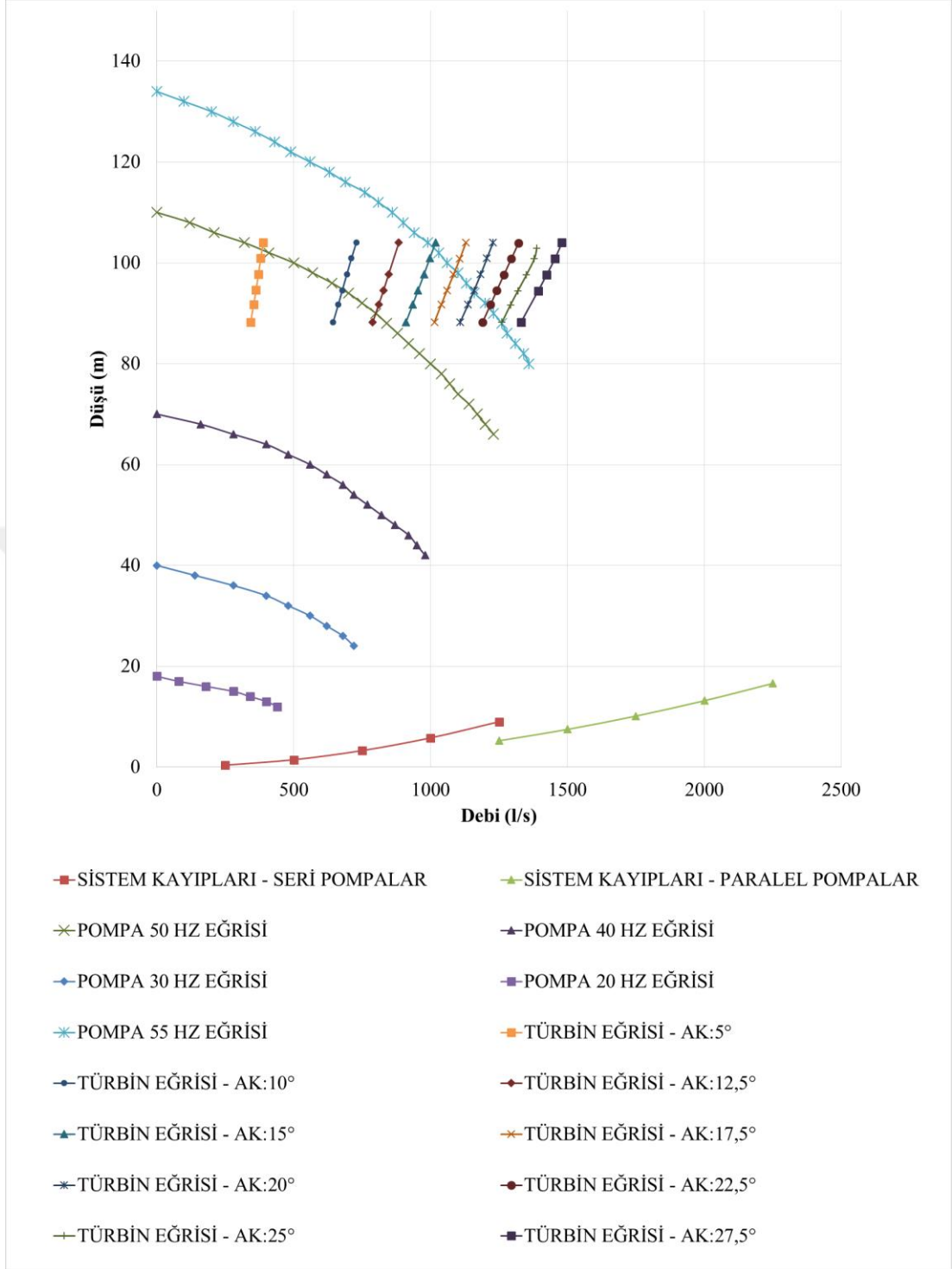
Model türbinin performans testinde tepe diyagramlarının elde edildiği farklı ayar kanadı açıklıklarında değişik debiler ve düşüler ile ölçümler yapılmaktadır. Bu nedenle teste başlamadan önce debi ve düşü için maksimum ve minimum sınırların belirlenmesi test sırasında bir problem yaşamamak adına önem arz etmektedir. Belirlenen sınırlar dâhilinde değerlendirme yapılarak pompaların çalışma sıralamaları tespit edilmektedir. Böylece test esnasında farklı çalışma sıralamalarına geçilmeye çalışılmadan (eğer mümkünse) tek bir düzen ile devam edilebilmesi sağlanmaktadır. Diğer taraftan belirlenen sınırlar ile test öncesinde kalibrasyon sürecinde elektromanyetik debimetre için kalibre edilecek debiler belirlenebilmektedir.

Kepez-1 santrali prototip ve model türbin için grubumuz içerisinde hazırlanan tez çalışmasında [29] HAD analizleri yapılarak tepe diyagramları oluşturulmuştur. Model türbine özel test koşullarının belirlenebilmesi için geliştirilen ve önceki bölümde

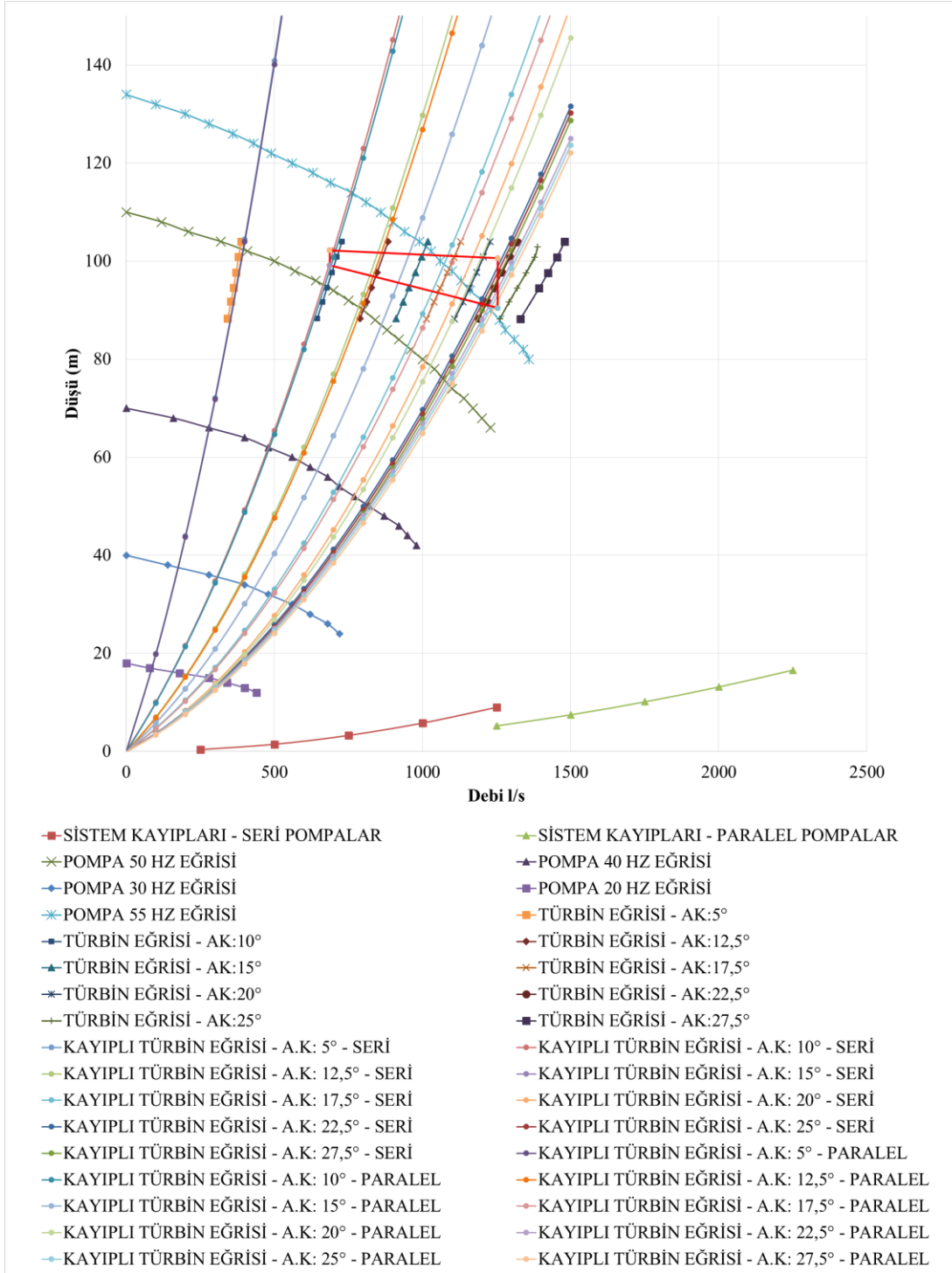
anlatılan yöntemin uygulanması debi düşü grafiğinde türbin eğrilerinin oluşturulmasını gerektirmektedir. Bu sebeple debi ve düşülerin tüm ayar kanadı açıklarında gösterildiği tepe diyagramlarından farklı olarak bu yöntemde sabit bir ayar kanadı açıklığı için debi ve düşü eğrileri çizdirilmiştir. Model türbin için ilgili tez çalışmasında verilen [29] HAD analizi sonuçları kullanılarak ayrı ayrı ayar kanadı açıkları için debi ve düşü sonuçlarının gösterildiği Çizelge 5.5 hazırlanmıştır. Burada her veri setini ifade eden ikinci dereceden polinomlar elde edilmiştir. Sonrasında bu polinomlar Şekil 5.2’de görüldüğü gibi debi ve düşü grafiğinde pompa ve kayıp eğrileri ile birlikte çizdirilmiştir. Bu eğriler sabit bir ayar kanadı açıklığında türbine sağlanması gereken debi ve düşüyü göstermektedir. Ancak deney düzeneğindeki kayıplar sebebiyle pompaların bu eğrilere göre çalıştırılması uygun olmamaktadır, düzeltme yapılması gerekmektedir. Bu amaçla türbin eğrisi ile kayıp eğrileri toplanarak yeni bir ikinci dereceden polinom elde edilmiştir. Bu işlem farklı ayar kanadı açıklıklarının hem seri hem paralel çalışması için ayrı ayrı yapılmış elde edilen polinomlar Şekil 5.3’de verildiği üzere debi ve düşü grafiğinde çizdirilmiştir. Oluşturulan bu yeni eğriler belirli bir ayar kanadı açıklığında ve kullanılan pompa çalışma sıralamasına uygun şekilde istenen debi ve düşüye göre pompaların hangi devirde çalıştırılacağı belirlenmesini sağlamaktadır. Elde edilen bu debi ve düşü grafiğinde ayrıca testin gerçekleştirileceği çalışma aralığı belirlenmiştir. Bu amaçla Kepez 1 santrali prototip türbini için yapılan HAD analizleri sonucunda tez çalışmasında [29] sunulmuş çalışma aralığının sınır değerleri Çizelge 5.6’te verilmiştir. Santralde hem tek türbinin hem de çoklu türbinin çalıştırılması senaryoları için tabloda verilen debi ve düşü değerleri sunulmuştur. Bu değerler benzerlik denklemleri kullanılarak model türbine Çizelge 5.7’de sunulduğu gibi indirgenebilmektedir. Ancak deney düzeneğinde sadece tek türbin ile test yapılacağı için çalışma aralığı belirlenirken Çizelge 5.6’teki tek türbin debisi ( $Q_{\text{türbin}}$ ) hesaplamalarda kullanılmıştır. Belirlenen sınır değerleri Şekil 5.3 ile gösterilen grafikte işaretlenerek Kepez-1 mevcut model türbin için test esnasında uygulanacak debi ve düşü değerleri kırmızı çizgilerle işaretlenmiş alan olarak elde edilmiştir.

Çizelge 5.5: Farklı ayar kanadı açıklıklarında türbine giren debiler ve düşümler.

Açıklık	H (m)	Q (l/s)	Açıklık	H (m)	Q (l/s)
5°	88,27	342,6	20°	88,23	1108
	91,74	353,7		91,7	1137
	94,58	362,6		94,54	1159
	97,73	371,2		97,7	1183
	100,9	379,4		100,9	1206
	104	388,6		104	1228
10°	88,26	644,2	22,5°	88,25	1190
	91,73	663		91,71	1219
	94,56	677,6		94,54	1242
	97,71	694,1		97,64	1268
	100,9	711,1		100,8	1295
	104	728,7		103,9	1321
12,5°	88,26	789	25°	88,24	1261
	91,73	810,7		91,67	1292
	94,56	828,2		94,46	1319
	97,71	846,7		97,61	1350
	104	884,1		100,8	1379
15°	88,25	910,3	27,5°	102,9	1388
	91,71	934,8		88,2	1330
	94,55	954,4		94,45	1393
	97,7	976		97,63	1424
	100,9	997,2		100,8	1454
	104	1018		104	1480
17,5°	88,24	1014			
	91,71	1039			
	94,54	1060			
	97,69	1084			
	100,8	1107			
	104	1129			



Şekil 5.2: Sistem eğrileri (pompa, sistem kayıpları ve türbin).



Şekil 5.3: Sistem eğrileri (pompa, sistem kayıpları, türbin, düzeltilmiş türbin).



Çizelge 5.6: Prototip türbin için çalışma aralığı sınır noktaları [29].

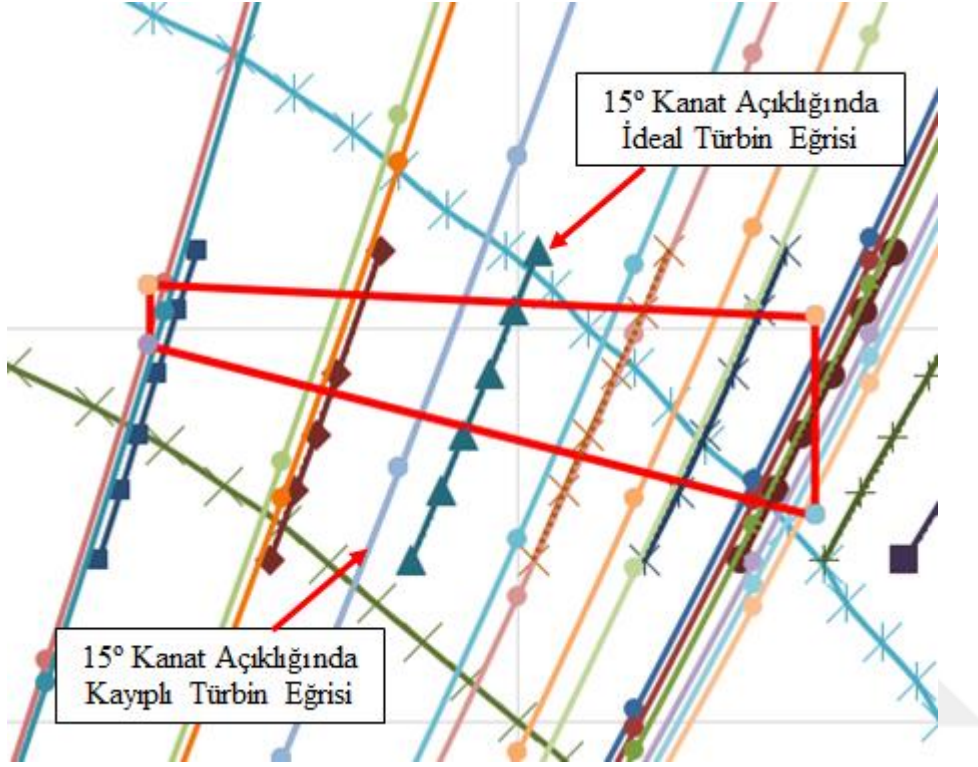
Çalışma Noktası	Çalışan Türbin Sayısı	H (m)	Qtürbin (l/s)	Qtoplam (l/s)
1	1	165,55	3700	3700
2	3	160,61	3700	11100
3	3	146,56	6750	20250
4	1	162,99	6750	6750

Çizelge 5.7: Model türbin için çalışma aralığı sınır noktaları.

Çalışma Noktası	H (m)	Q (l/s)
1	102,20	687
2	99,14	687
3	90,46	1254
4	100,62	1254

Geliştirilen sistematik yöntem tek bir grafik üzerinde sisteme ait tüm eğrilerin görülebilmelerini sağlamıştır. Farklı model türbinler için sadece sabit ayar kanadı açıklıklarında debi ve düşü değerleriyle türbin eğrileri oluşturularak grafik yardımıyla kolaylıkla pompaların çalışma koşulları belirlenebilmektedir. İlgili koşulların belirlenmesi ile test öncesinde pompa sıralamalarına ve deney düzeneği vana kombinasyonlarına ulaşılabilir. Ayrıca kalibrasyon sürecinde elektromanyetik debimetre için kalibre edilmesi beklenen debilerin tespiti mümkün olmaktadır. Şekil 5.3 ile Kepez-1 model türbin testi için hazırlanan sistem eğrileri verilmiştir. Bu grafikte işaretlenen çalışma aralığından pompaların test sırasında 50 Hz devirden 55 Hz'den biraz daha yüksek bir devire kadar olan aralıkta çalıştırılacağı görülebilmektedir. Şekil 5.3'de sunulan sistem eğrileri incelendiğinde kayıpların eklendiği gerçek türbin eğrileri ile ideal türbin eğrilerinin hem seri hem paralel çalışma için yakın olduğu görülmektedir. Bu durum çalışma aralığında bulunan ideal ve kayıplı türbin eğrileri için Şekil 5.3'ten yakınlştırılmış bir görünüm veren Şekil 5.4 ile daha açık olarak sunulmaktadır. Sabit bir düşü değeri için 15° ayar kanadı açıklığındaki eğriler için hesaplama yapıldığında iki eğri arasındaki farkın debi olarak yaklaşık 45 l/s'ye denk geldiği bulunabilmektedir. Bu değer tasarım noktasındaki debinin %4'üne eşit olmaktadır. Elde edilen sonuç doğrultusunda Kepez-1 HES model türbin testi için

sistem kayıplarının pompa çalışma sıralamalarının belirlenmesinde önemli bir farklılık oluşturmayacağı söylenebilmektedir.



şekil 5.4: Çalışma aralığında sistem eğrileri yakınladıştırılmış görünümü.

## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Model türbin testleri günümüzde hala hidrolik türbinlerin performans değerlerinin doğrulanması için önemini korumaktadır. Dünya üzerinde yer alan çeşitli laboratuvarlar bu amaçla faaliyet göstermektedir. Kalkınma Bakanlığı desteği ile kurulmakta olan TOBB ETÜ Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi bu bil-yapın ülkemize kazandırılmasını amaçlamaktadır. Yapılan tez çalışması ile bu laboratuvarın kuruluşu aşamasında çeşitli bileşenlerin tasarımları yapılmaktadır. Generatörün ve model türbinin taşıyıcılığını yapan test hücresinin tasarımı bu kapsamda gerçekleştirilmiştir. Tasarım çalışmalarında test hücresinin değişik model türbinler için kolay bir şekilde adapte edilebilmesi öngörülmüştür. Tasarım çalışmasını takiben sonlu elemanlar yöntemleri ile doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlarla güvenli ve isterleri sağlayan bir tasarım oluşturulduğu doğrulanmıştır. Sonrasında test hücresinin üretimleri tamamlanarak deney düzeneğinde yerine montajı gerçekleştirilmiştir.

Test hücresi generatörün ve model türbinin deney düzeneğinde konumlandırılmasını sağlamaktadır. Generatörün test hücresine yerleştirilmesi bu çalışma kapsamında kavramsal tasarımı yapılan bir hidrostatik yatak ile olmaktadır. Karşılıklı iki yüzey arasında oluşturulan akışkan filmi ile yataklama sağlayan hidrostatik yatak, generatörün sabit gövde kısmını ve hareketli şaft kısmını ayrı ayrı yataklamaktadır. Generatörün yatak üzerinde sıfır sürtünme ile yüzdürülmesi standartlara uygun tork ölçümünü de sağlamaktadır. Bu amaçla tasarım çalışmasında tork ölçümüne izin verecek bir bağlantı da yatak üzerinde yerleştirilmiştir. Kavramsal tasarımı tez çalışması kapsamında yapılan hidrostatik yatağın detaylı hidrolik tasarımı bir ticari firma tarafından yapılarak üretimleri gerçekleştirilmiştir. Üretim sonrasında sahaya iletilen yatağın, fonksiyon testleri de tez çalışması kapsamında tamamlanmıştır. Yapılan testler sonucunda hidrostatik yatağın problemsiz olarak tasarım verilerine uygun biçimde görevini yaptığı tespit edilmiştir.

Deney düzeneği için bir tork ölçüm mekanizması tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarım ilgili model test standardına uygun ölçüm metodunu sağlayacak şekilde yapılmıştır. Bu amaçla hidrostatik yatağa montajlanan bir kol yardımıyla türbin çarkından şafta

aktarılan torkun yük hücrelerine iletilmesi sağlanmıştır. Standarda uygun olarak bu sensörü kalibre edecek ağırlıklar hazırlanarak sisteme entegre edilmiştir.

Test laboratuvarının devreye alınması sürecinde bu çalışma kapsamında düzeneğin kapasite belirleme çalışmaları tamamlanmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan iki adet pompanın tekli, seri ve paralel çalışma sıralamalarında ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler esnasında sistemde henüz bir model türbin bulunmadığı için enerji kırmak amacıyla yüksek düşü tankı girişindeki iğne vananın açıklığı değiştirilmiştir. Bu yöntem ile değişik devirler için pompa eğrileri elde edilmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda pompa giriş ve çıkışlarında basınç değerleri okunmuş, elektromanyetik debimetre ile debi verisi elde edilmiştir. Bu veriler kullanılarak pompa eğrileri çizilmiş ve fabrika testleri sonucu elde edilen grafiklerle karşılaştırma yapılmıştır.

Test merkezinin türbin tasarım grubu olarak yer aldığı MILHES projesi kapsamında testi yapılacak Kepez-1 HES mevcut model türbinin üretime yönelik mekanik tasarımı yapılmıştır. Bu amaçla türbin bileşenleri çeşitli gruplarda toplanmış ve tasarımlar sırasıyla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen model türbin parçaları için test koşulları göz önüne alınarak mekanik analizler gerçekleştirilmiştir. Uygun görülen bileşenler için merkez bünyesinde üretimler gerçekleştirilmiştir.

Her projenin kendine özgü çalışma koşulları farklı model türbin testleri için uygun test şartlarının hesaplanarak sistemin ona göre teste hazırlanması gerekmektedir. Bu amaçla test koşullarının pratik bir şekilde elde edilmesi için tez çalışması dahilinde her model türbin testi için uygulanabilir bir yöntem geliştirilmiştir. Bu amaçla öncelikli olarak model türbinden bağımsız olarak sistemdeki sabit elemanlar olan pompaların performans eğrileri bir debi düşü grafiğine yerleştirilmiştir. Model türbin haricinde deney düzeneğindeki diğer bileşenlerin sabit olması sebebiyle sistem kayıpları da pompaların farklı çalışma sıralamaları için sabit olacaktır. Sistem kayıplarından pompalara benzer şekilde eğriler oluşturularak sisteme ait debi ve düşü grafiğine işlenmiştir. Elde edilen grafiklerde eksik kalan bileşen türbin için performans eğrileri sabit ayar kanadı açıklıkları için elde edilerek sistem eğrisinde gösterilmiştir. Debi ve düşü eksenleri ile ifade edilen deney düzeneğine ait bu sistem grafiğinde türbin ve kayıp eğrileri birleştirilerek ilgili test koşullarının sağlanması için gerçek türbin eğrileri elde edilmiştir. Tanımlı bir debi düşü koşulunun sağlanması için gerekli pompa devri gerçek türbin eğrisinin pompa eğrisi ile kesiştiği nokta okunarak bulunabilmiştir.

Ayrıca bu eğriler kullanılarak tepe diyagramındaki çalışma alanı sınır noktaları tespit edilmiş ve pompaların bir model türbin testi için hangi çalışma aralıklarında kullanılacağı ve bu sebeple hangi çalışma sıralamaları ile kullanılmasının uygun olacağı tanımlanabilmiştir.

Bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmalar ışığında gelecekte yapılabilecek çeşitli faaliyetler öngörülebilir. Hidrostatik yatak tasarımının ardından gerçekleştirilen saha testlerinin sadece fonksiyon testleri bu tez kapsamında tamamlanabilmiştir. Generatörün belirli bir hız ile döndürülmeye başlanıldığı yüksüz çalışma testi bu kapsamda yapılabilir. Sonrasında model türbinin montajını takiben yüklü çalışma testi de gelecekte yapılabilecek çalışma olarak belirtilebilir. Benzer şekilde tork kolu ölçüm sistemi için tasarımlar ve üretimler yapılmış ancak herhangi bir test faaliyetinde bulunulmamıştır. Ölçüm sistemi ile yapılacak boşta ve yüklü tork ölçümleri bu kapsamda yapılabilir. Tez çalışması içerisinde farklı model türbinler için test koşullarının belirlenebilmesini sağlamak amacıyla bir yöntem sunulmaktadır. Bu yöntem ilgili test koşullarının bilgisayar programı üzerinde yazılacak bir kod ile iyileştirilmesi şeklinde ileri çalışma olarak düşünülebilir. Bu kod kullanılarak ilgili model türbinin test koşullarına göre sistem vanalarının, pompa devirlerinin ve ayar kanadı açıklıklarının otomatik olarak deney düzeneği kontrol sistemi üzerinden ayarlanabilmesi yapılacak çalışmalar ile temin edilebilir.



## KAYNAKLAR

- [1] **Bornard, L., Debeissat, F., Labrecque, Y., Sabourin, M., Tomas, L.,** (2014). Turbine hydraulic assessment and optimization in rehabilitation projects, *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, c. 22, sayı 1, s. 12033.
- [2] **Oh, H. W., Yoon, E. S.,** (2007). Application of computational fluid dynamics to performance analysis of a Francis hydraulic turbin, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, c. 221, sayı 4, ss. 583–589.
- [3] **US Bureau of Reclamation,** (1976). Selecting hydraulic reaction turbines, *Eng. Monogr.*, sayı 20.
- [4] **Raabe, J.,** *Hydropower: The Design, Use, and Function of Hydromechanical, Hydraulic, and Electrical Equipment*, Düsseldorf, VDI-Verlag, (1985).
- [5] **Drtina, P., Sallaberger, M.,** (1999). Hydraulic turbines - basic principles and state-of-the-art computational fluid dynamics applications, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C-Journal Mech. Eng. Sci.*, c. 213, sayı 1, ss. 85–102.
- [6] **Carija, Z., Mrsa, Z., Fucak, S.,** (2008). Validation of francis water turbine CFD simulations”, *Strojarstvo*, c. 50, sayı 1, ss. 5–14.
- [7] **Ruprecht, A., Eisinger, R., Göde, E., Rainer, D.,** (1999). Virtual numerical test bed for intuitive design of hydro turbine components, *Hydropower into Next Century*.
- [8] **Xiao, H., Yu, B.,** (2010). Hydraulic design of water turbine based on the computational fluid dynamics, *2010 Int. Conf. Electr. Control Eng.*, ss. 2789–2792.
- [9] **Thapa, B. S., Thapa, B., Dahlhaug, O. G.,** (2010). Center of excellence at Kathmandu University for R & D, *Proceedings of International Conference on Hydraulic Efficiency Measurement, India*, ss. 1–9.
- [10] **International Standard on Hydraulic Turbines,** (1999). Storage Pumps and Pump-turbines, Model Acceptance Tests, IEC 60193.
- [11] **Demirel, G., Ayli, E., Celebioglu, K., Tascioglu, Y., Aradag, S.,** (2015). Experimental determination of cavitation characteristics of hydraulic turbines”, *Proc. World Congr. Eng. 2015*, c. II, ss. 0–4.
- [12] Fine Institute of Hydraulic Machinery, Introduction of Universal Laboratory for Hydraulic Machinery, Hangzhou, Zhejiang.
- [13] Voith, S. Morgan Smith Memorial Hydraulic Laboratory, York, Pennsylvania, U.S.A.
- [14] EPFL-LMH, “Hydraulic Machine Experimental Test Rigs - LMH.”  
[Çevrimiçi]. Erişim adresi: <http://lmh.epfl.ch/page-57350-en.html>.  
[Erişim: 12 Haziran 2017].
- [15] Dongfang Electric Machinery Co. Ltd., Introduction to Universal Test Stand for Hydraulic Machinery, 2012.

- [16] Alstom, Test Rig for Francis, Kaplan and Bulb Turbines, 2013.
- [17] **Shukla, M. K.**, (2011). CFD analysis of 3-D flow for francis turbine, c. 1, sayı 2, ss. 93–100.
- [18] **Kavurmacı, B. Ç.**, Su türbini testleri için deney düzeneği tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, (2015).
- [19] Ansys Inc., Ansys Statik Yapısal Modülü, Sürüm 15.0.
- [20] Dassault Systems, Solidworks, Sürüm 2015.
- [21] **Patel, K., Desai, J.**, (2011). Development of francis turbine using computational fluid dynamics”, *11th Asian Int. Conf. Fluid Mach.*, ss. 1–9.
- [22] **Sangal, S., Garg, A., Kumar, D.**, (2013). Review of optimal selection of turbines for hydroelectric projects, *Rev. Optim. Sel. Turbines Hydroelectr. Proj.*, c. 3, sayı 3, ss. 424–430.
- [23] **Krivchenko, G.I.**, *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*, Moscow, Mir Publishers, (1986).
- [24] **Przybyl, R.**, (2008). Some aspects of application of the hydrostatic bearings in machine tools, c. 12, sayı 3, ss. 243–253.
- [25] **Akin, H., Aytac, Z., Ayancik, F., Ozkaya, E., Ario, E., Celebioglu, K., Aradag, S.**, (2013). A CFD aided hydraulic turbine design methodology applied to francis turbines, *4th Int. Conf. Power Eng. Energy Electr. Drives*, pp. 694-699
- [26] **Çetintürk H.**, Boru içerisinde francis tipi türbin tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, (2016).
- [27] **Dixon, S.L.**, **Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery**, Elsevier Butterworth–Heinemann, Fifth edition, (1995).
- [28] SKF, “SKF Estimating the Frictional Moment”. [Çevrimiçi]. Available at: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/friction/estimating-frictional-moment/index.html>.
- [29] **Aylı İnce, Ü. E.**, Francis tipi türbinlerin sayısal yöntemler ile tasarımı, parametre optimizasyonu ve model testlerinin sayısal alt yapısının geliştirilmesi, *Doktora Tezi*, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, (2016).
- [30] **Aylı İnce, U. E., Kavurmacı, B., Akin, H., Aytac, Z., Ayancik, F., Aradag, U., Mert, B., Celebioglu, K., Unver, O., Tascioglu, Y., Aradag, S.**, (2013) Su türbini tasarım ve testleri merkezi, *ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*.
- [31] **Cetinturk, H., Aytac, F. Z., Tascioglu, Y., Celebioglu, K., Aradag, S.**, (2014). Design of a flow diverter mechanism and a nozzle for a hydro turbine experimental test rig, *ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA 2014*, c. 2.
- [32] **TSE EN ISO 9906** (1999). Rotodinamik Pompalar - Hidrolik performans kabul deneyleri - Sınıf 1, Sınıf 2 ve Sınıf 3 Rotodynamic, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.
- [33] TÜBİTAK, “Hidroelektrik Santral Bileşenlerinin Yerli Olarak Tasarımı ve Üretimi (MİLHES)”. [Çevrimiçi]. Available at:



<https://www.tubitak.gov.tr/tr/duyuru/hidroelektrik-santral-bilesenlerinin-yerli-olarak-tasarimi-ve-uretimi-milhes-cagrisi>.

- [34] **Chembedu, G., Sunkara, A., Srivastava, M.,** (2014). Automizing the design of francis turbine spiral case, *Int. J. Adv. Mech. Eng.*, c. 4, sayı 5, ss. 463–472.
- [35] **Ayancik, F., Aytac, F. Z., Gur, H. B., Akyol, M. V., Cakmak, Y. A., Celebioglu, K., Unver, O., Aradag, S.,** (2012). Design and manufacturing of flow control blades for hydraulic turbines, ss. 272–279.
- [36] **Aytaç F., Z.,** Su türbini ayar kanadı tasarım sistemi geliştirilmesi ve çeşitli Francis tipi türbinler için uygulanması, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, (2014).
- [37] Ansys Inc., “Ansys BladeGen Modülü, Sürüm 15.0”.
- [38] **Tridon, S., Barre, S., Ciocan, G. D., Tomas, L.,** (2010). Experimental analysis of the swirling flow in a francis turbine draft tube: focus on radial velocity component determination, *Eur. J. Mech. B/Fluids*, c. 29, sayı 4, ss. 321–335.
- [39] **Dorji, U., Ghomashchi, R.,** (2014). Hydro turbine failure mechanisms: an overview, *Eng. Fail. Anal.*, c. 44, ss. 136–147.
- [40] Bentley, “WaterCAD v8i”.

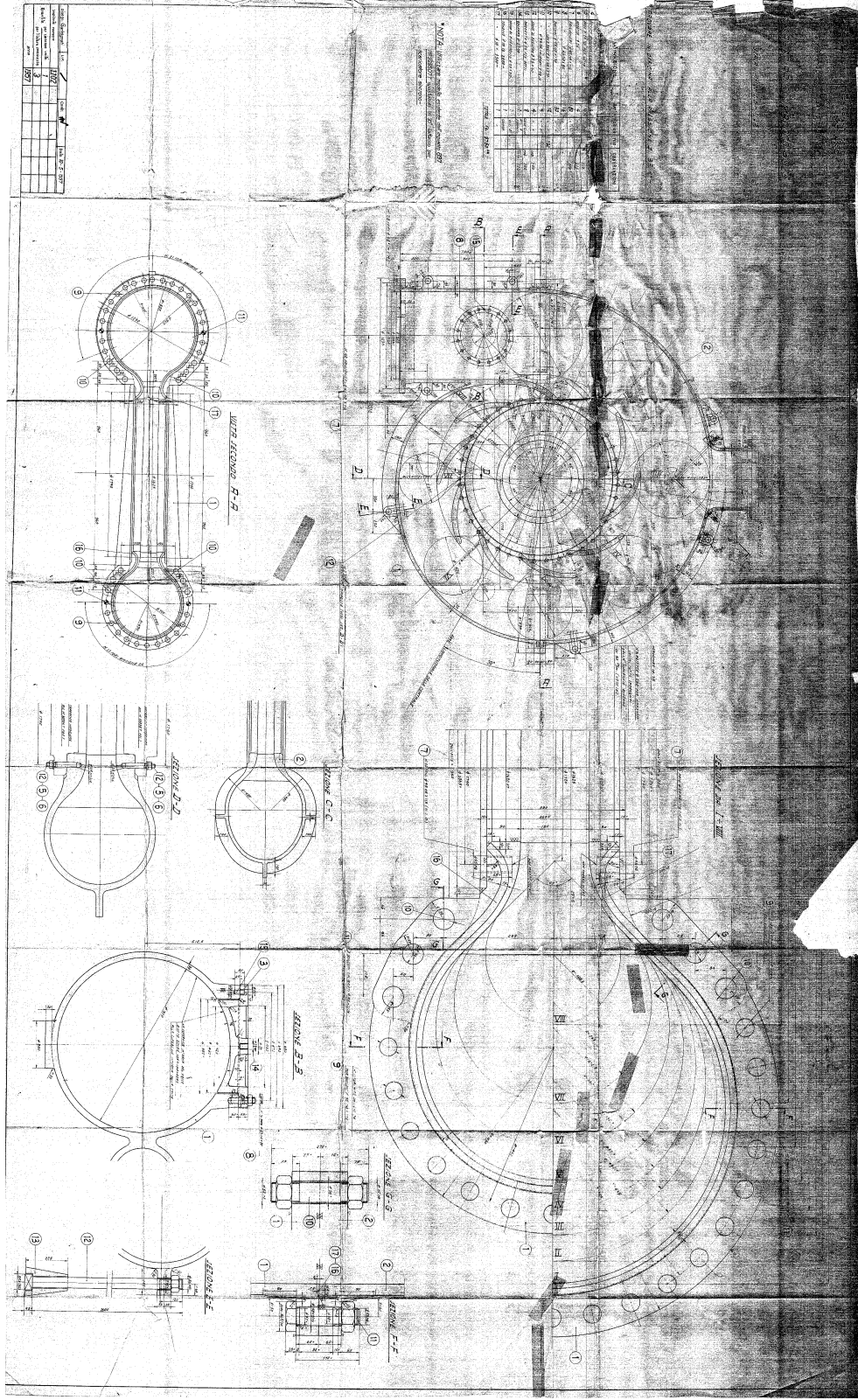


## **EKLER**

EK 1: Kepez-1 HES Mevcut Prototip Türbin Paftaları



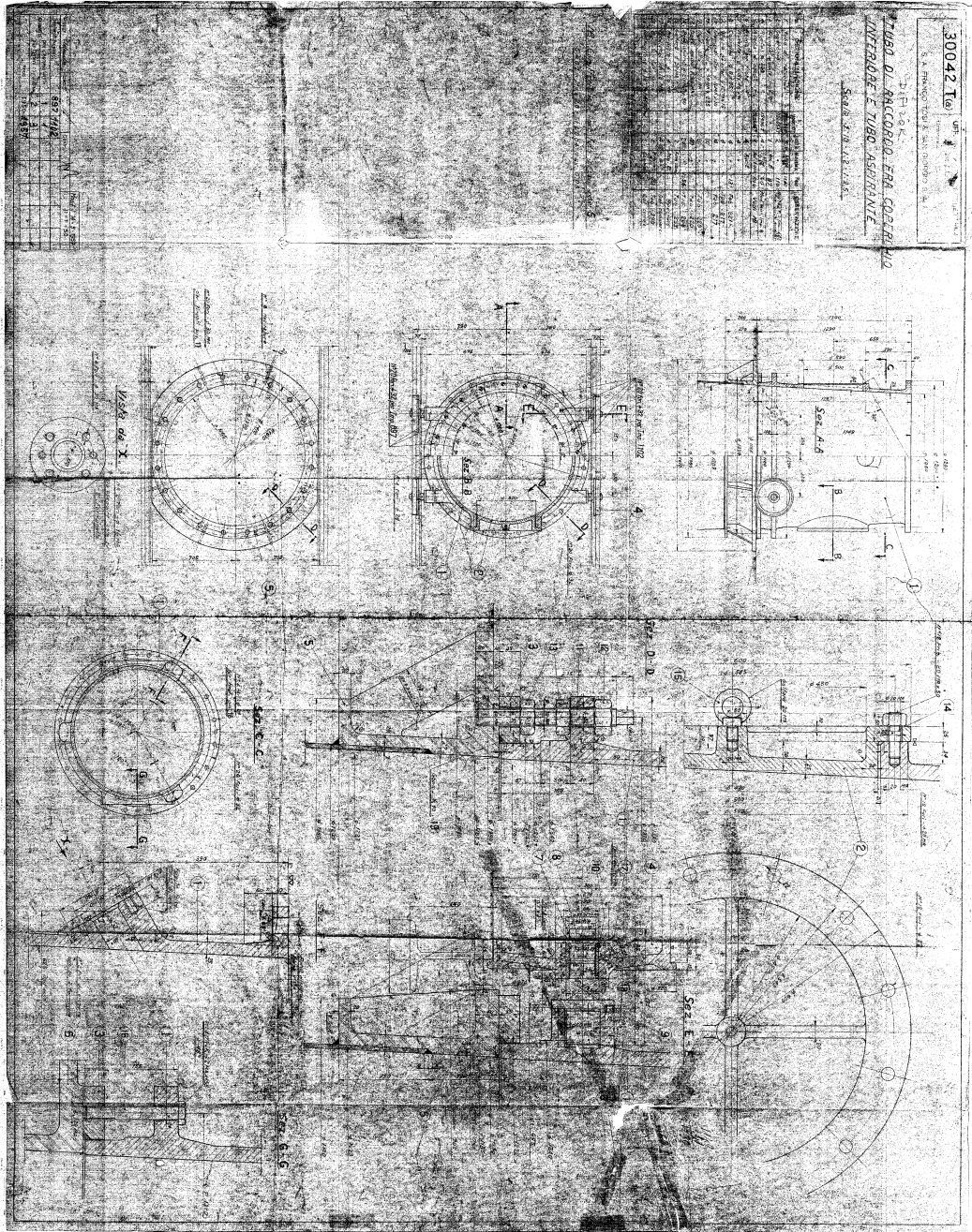
## EK 1: Kepez-1 HES Mevcut Prototip Türbin Paftaları



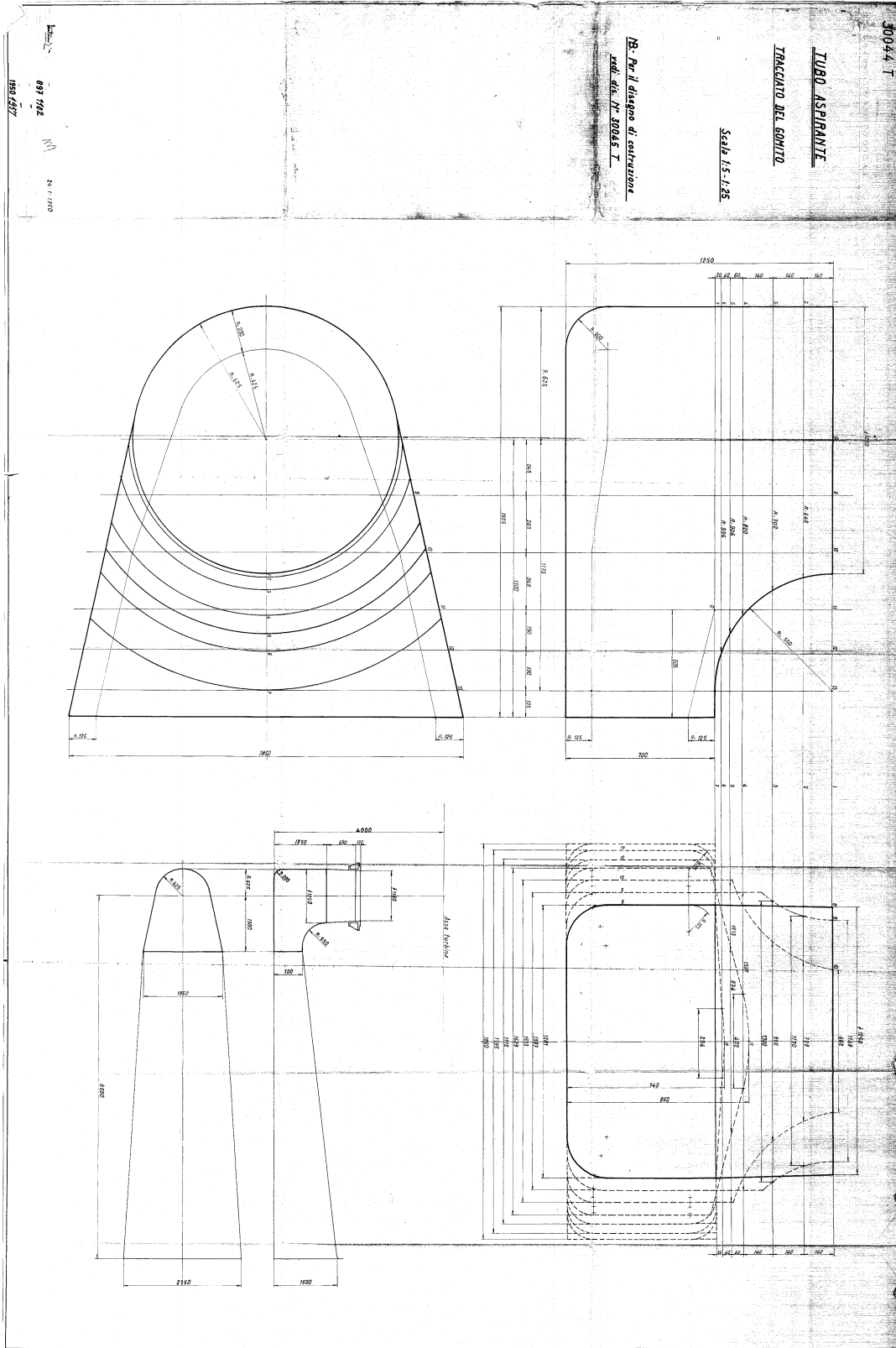
Şekil Ek.1.1: Mevcut Prototip Türbin Salyangoz ve Hız Ringi Paftası







Şekil Ek.1.4: Mevcut Prototip Türbin Emme Borusu Giriş Konisi Paftası



Şekil Ek.1.5: Mevcut Prototip Türbin Emme Borusu Dirsek ve Gövde Paftası



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Fevzi Büyüksolak  
**Uyruğu** : T.C  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 13/03/1991, Ankara  
**E-posta** : fevizbuyuksolak@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans:** 2014, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü.

### İŞ DENEYİMİ:

Yıl	Yer	Görev
2013	Türk Traktör A.Ş.	Ortak Eğitim Öğrencisi
2013	TOBB ETÜ	Ortak Eğitim Öğrencisi
2012	KARSAN	Ortak Eğitim Öğrencisi

### YABANCI DİL:

- İngilizce (ileri düzeyde)
- Almanca (temel düzeyde).

### TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR:

- **Buyuksolak F.**, Dr. Celebioglu K., Asst. Prof. Tascioglu Y., Assoc. Prof. Aradag S., 2016. Design of a test cell for model hydraulic turbines, 13th International Scientific Congress Machines, Technologies, Materials Winter Session, 16-19 Mart, Borovets, Bulgaristan.