

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SU TÜRBİNLERİNDE KAVİTASYON KARAKTERİSTİKLERİNİN  
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Burak ALTINTAŞ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Selin ARADAĞ**

**ARALIK 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 141511017 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Burak ALTINTAŞ**'ın ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**SU TÜRBİNLERİNDE KAVİTASYON KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**" başlıklı tezi **5.12.2017** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Selin ARADAĞ** .....  
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

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

**Jüri Üyeleri :** **Doç. Dr. Cüneyt SERT** .....  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

**Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU (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.

Burak ALTINTAŞ



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### SU TÜRBİNLERİNDE KAVİTASYON KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Burak ALTINTAŞ

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Selin ARADAĞ

Tarih: Aralık 2017

Hidrolik türbinler arasında geniş düşü aralığında işletilebilmeleri ve yüksek güç üretebilmeleri sebebiyle Francis türbinleri dünyada en çok kullanılan su türbini tipidir. Francis türbinleri diğer hidrolik türbin çeşitleri gibi saha koşullarına özel belirli bir debi ve düşü değerinde tasarlanır. Ancak, değişen debi ve düşü değerleri sebebiyle tasarım koşullarının dışında da işletilebilirler. Tasarım koşullarının dışındaki işletim kavitasyona sebep olabilir. Kavitasyon, aşınmaya, verim azalmasına, işletim kararsızlığına, şiddetli gürültüye ve titreşime yol açabilir. Hızla gelişen bilgisayar teknolojisinin yardımıyla, üstün yeteneklere ve doğruluğa sahip olan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) hidrolik makinelerin tasarımında, performans ve kavitasyon özelliklerinin incelenmesinde vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir. Bu tezde, HAD araçları ile Kepez-1 Francis türbinin ayar kanadı ve çark geometrisi çalışma aralığında yüksek verim elde etmek ve kavitasyonu en aza indirmek amacıyla yeniden tasarlanmıştır. Rehabilitasyonu yapılan türbinin çalışma aralığındaki altmış işletim koşulunda tek fazlı, kararlı hal simülasyonları yapılarak türbinin tepe diyagramı ve kavitasyon sınırları belirlenmiştir. Mevcut türbin HAD

sonuçları ile kıyaslandığında tasarım noktasında 94.48% türbin verimi ile 2.9% verim artışı elde edilmiştir ve tüm işletim aralığında 90% veya üzeri türbin verimi ile performans hedefleri yerine getirilmiştir. Kararlı hal simülasyon sonucu göstermektedir ki, aşırı yükleme işletim koşulunda gezer baloncuk ve emme borusu kavitasyonu görülmektedir. Aynı işletim koşulunda yapılan iki fazlı, zamana bağlı simülasyon sonuçlarında ise aynı kavitasyon özellikleri görülmemektedir. Ayrıca türbin verimi zamana bağlı sonuçlarda daha yüksek tahmin edilmektedir. Bunun sebebi kararlı hal simülasyonlarında kullanılan donmuş rotor arayüzünün akış düzensizliklerini fazla tahmin etmesidir. Zamana bağlı sonuçlarda azalan akış düzensizlikleri kavitasyonun ve kayıpların daha düşük, türbin veriminin daha yüksek tahmin edilmesini sağlamıştır. Aşırı yükleme işletim koşuluna ek olarak tasarım noktasında ve kısmi yüklemede de yapılan iki fazlı, zamana bağlı simülasyonlar ile türbinin, verim ve tork dalgalanması, rotor-stator etkileşimleri ve basınç dalgalanmaları detaylı incelenmiştir. Sonuç olarak, yeni Kepez-1 türbinini, tasarım noktasında 95.3% ortalama türbin verimi ile işletilebilmektedir. Ayrıca, kararlı hal sonuçlarına kıyasla işletim aralığında daha yüksek verime ve daha düşük kavitasyon özelliklerine sahiptir.

**Anahtar Kelimeler:** Kavitasyon, Francis türbinini, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Tepe diyagramı, Akışın zamana bağlı etkileri



## **ABSTRACT**

Master of Science

### **NUMERICAL INVESTIGATION OF CAVITATION PROPERTIES FOR HYDRAULIC TURBINES**

Burak ALTINTAŞ

TOBB University of Economics and Technology  
Institute of Natural and Applied Sciences  
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Selin ARADAĞ

Date: December 2017

Francis turbines are the most common water turbine type in the world due to their large head range and higher power capacity. Francis turbines, as other hydraulic turbines, are custom-designed for nominal operating conditions specific to each power plant. They also need to be operated at off-design flow conditions because of variable head and flowrate. Operating the turbine at off-design points may cause cavitation, which may cause erosion, reduction in efficiency, instability of operation, severe noise, and vibration. By the help of rapidly developing computer technology, Computational Fluid Dynamics (CFD), having outstanding abilities and accuracy, became an irreplaceable tool in designing, examining performance and cavitation properties. In this thesis, the guide vane and runner geometries of Kepez-1 Francis turbine are redesigned with CFD tools in order to obtain high efficiency and minimize cavitation in its operating range. The hill-chart and cavitation limits of the rehabilitated turbine are determined by performing single-phase, steady-state simulations for the sixty operating conditions in its operating range. When compared with the CFD results of the existing turbine, it is obtained a 2.9% efficiency increase

reaching 94.48% turbine efficiency in the design point, and the performance targets are accomplished by providing 90% or more turbine efficiency in the entire operating range. The result of steady state simulation shows that travelling bubble and draft tube vortex cavitations are observed at the overload operating condition. The same cavitation properties are not observed when two-phase, unsteady simulation is performed at the same operating condition. Additionally, turbine efficiency is predicted higher. This is because frozen rotor interface used for steady-state simulations overestimates flow irregularities. In the results of unsteady simulations, this causes less cavitation and hydraulic losses, therefore higher turbine efficiency is obtained. Efficiency and torque fluctuations, rotor-stator interactions, and pressure fluctuations are investigated in detail with simulations performing at both design and partload operating points in addition to overload operating point. As a result, new Kepez-1 turbine can be operated at its design point with 95.3% turbine efficiency. Additionally, when compared with the results of steady-state simulations, it has higher turbine efficiency and less cavitation properties in its operating range.

**Keywords:** Cavitation, Francis turbine, Computational fluid dynamics, Hill chart, Transient effects of flow

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardımları ve katkıları ile beni yönlendiren danışman hocalarım Prof. Dr. Selin ARADAĞ ve Dr. Kutay ÇELEBİOĞLU'na teşekkür ederim.

Tez jürisi üyeleri Doç.Dr. Cüneyt Sert'e ve Yrd. Doç. Dr. Sıtkı Uslu'ya zaman ayırıp tezimi değerlendirdikleri ve jürimde buldukları için teşekkür ederim.

Tez yazım sürecinde manevi destekleriyle yanımda olan proje arkadaşım Fevzi BÜYÜKSOLAK'a, ofis arkadaşlarım Kübra Asena GELİŞLİ, Kasım Enes KALIN, Elçin Ceren YALDIR ve Mustafa Can GÜÇLÜ'ye teşekkür ederim.

Hayatım boyunca fedakarlıklarıyla hep yanımda olan, hayatta aldığım her kararında desteklerini her zaman hissettiğim annem Cemile ALTINTAŞ ve babam Hüseyin ALTINTAŞ'a çok teşekkür ederim. İyi dilekleriyle her zaman yanımda hissettiğim ablalarım Arzu ÇOLAK ve Aslı AKÇABEY'e çok teşekkürler.

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'ye ve 113G109 no'lu TÜBİTAK projesine teşekkür ediyorum. Bu tez çalışması 113G109 no'lu MİLHES adlı Tübitak Kamag projesi kapsamında yapılmıştır.



## 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>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	<b>xiv</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1. Francis Türbinleri ve Kaviteasyon.....	1
1.2. Tezin Amacı .....	1
1.3. Literatür Araştırması .....	2
1.3.1. Francis tipi su türbinleri .....	5
1.3.2. Türbin çalışma prensibi.....	7
1.3.3. Kaviteasyon .....	9
<b>2. TASARIM</b> .....	<b>21</b>
2.1. Türbin İşletim Aralığının Belirlenmesi .....	21
2.2. Çark Tasarımı.....	23
2.3. Ayar Kanadı Tasarımı .....	28
<b>3. SAYISAL YÖNTEM</b> .....	<b>31</b>
3.1. Korunum Denklemleri .....	31
3.2. Türbülans Modeli .....	323
3.3. Kaviteasyon Modeli .....	33
3.4. Sayısal Çözüm Ağı.....	34
3.4.1. Çözüm ağı üretimi.....	34
3.4.2. Çözüm ağı bağlantısı.....	38
3.5. Simülasyon Yöntemi .....	39
<b>4. SONUÇLAR</b> .....	<b>41</b>
4.1. Kararlı Hal, Tez Fazlı Prototip Türbin Performans ve Kaviteasyon Analizi..	41
4.1.1. Tasarım noktası .....	42
4.1.2. Kısmi yükleme .....	47
4.1.3. Aşırı yükleme .....	51
4.2. Zamana Bağlı, İki Fazlı Prototip Türbin Kaviteasyon Analizi .....	55
4.2.1. Tasarım noktası .....	60
4.2.2. Kısmi yükleme .....	71
4.2.3. Aşırı yükleme .....	82
<b>5. DEĞERLENDİRME</b> .....	<b>93</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>97</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>101</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Francis türbini bileşenleri .....	6
Şekil 1.2 : Ayar kanadı ve çark içindeki akış gösterimi.....	7
Şekil 1.3 : Türbin kurulum seviyesi [1] .....	10
Şekil 1.4 : Hücum kenarı kavitasyonu açıklama hız üçgenleri .....	14
Şekil 1.5 : Hücum kenarı kavitasyonu [3].....	14
Şekil 1.6 : Kavitasyon eğrisi .....	15
Şekil 1.7 : Gezer baloncuk kavitasyonu [3] .....	16
Şekil 1.8 : Gezer baloncuk kavitasyonu sebebiyle aşınmış Francis çarkı [27] .....	16
Şekil 1.9 : KY’de (a) ve AY’de (b) emme borusu kavitasyonu [1] .....	18
Şekil 1.10 : Kanatlar arası girdap kavitasyonu [16].....	19
Şekil 1.11 : Kanatlar arası girdap kavitasyonu sebebiyle aşınmış Francis çarkı [28] .....	19
Şekil 2.1 : Meridyonel profil (a) ve çarkın üstten görünümü (b) [21] .....	23
Şekil 2.2 : Meridyonel profil karşılaştırması.....	24
Şekil 2.3 : Taç kesiti (a), 50% kesiti (b) ve bilezik kesiti (c) kalınlık karşılaştırması .....	25
Şekil 2.4 : Geleneksel (solda) ve X-Blade tasarımı (sağda).....	26
Şekil 2.5 : Yeni çark teta ( $\theta$ ) açısı dağılımı .....	27
Şekil 2.6 : Yeni çark delta ( $\delta$ ) açısı dağılımı .....	27
Şekil 2.7 : Yeni çark geometrisi .....	28
Şekil 2.8 : Mevcut ve yeni ayar kanadı kalınlıkları .....	29
Şekil 2.9 : Yeni ayar kanadı geometrisi .....	29
Şekil 3.1 : Salyangoz çözüm ağı .....	34
Şekil 3.2 : Ayar kanadı çözüm ağı .....	35
Şekil 3.3 : Çark çözüm ağı .....	36
Şekil 3.4 : Emme borusu çözüm ağı .....	36
Şekil 3.5 : Türbin bileşenleri için çözüm ağı çalışması .....	37
Şekil 3.6 : Üç ana rotor-stator arayüz çeşidi [36].....	38
Şekil 4.1 : Kepez-1 türbini tepe diyagramı .....	42
Şekil 4.2 : TN’de çark (üst), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları .....	44
Şekil 4.3 : TN’de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı .....	44
Şekil 4.4 : TN’de üstten ve yandan çark akış çizgileri.....	45
Şekil 4.5 : TN’de emme borusu basınç konturları .....	46
Şekil 4.6 : TN’de emme borusu akış çizgileri.....	46
Şekil 4.7 : KY’de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları .....	48
Şekil 4.8 : KY’de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı .....	49
Şekil 4.9 : KY’de üstten ve yandan çark akış çizgileri .....	49
Şekil 4.10 : KY’de emme borusu basınç konturları .....	50
Şekil 4.11 : KY’de emme borusu akış çizgileri .....	50
Şekil 4.12 : AY’de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları.....	52
Şekil 4.13 : AY’de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı .....	53

Şekil 4.14 : AY’de üstten ve yandan çark akış çizgileri .....	53
Şekil 4.15 : AY’de emme borusu basınç konturları .....	54
Şekil 4.16 : AY’de emme borusu akış çizgileri .....	55
Şekil 4.17 : Kepez-1 prototip türbini kavitasyon sınırları ile tepe diyagramı .....	56
Şekil 4.18 : Sonuçların işlenme yöntemi.....	58
Şekil 4.19 : Türbin içerisindeki gözlem noktaları .....	59
Şekil 4.20 : TN’de türbin verimi dalgalanması .....	60
Şekil 4.21 : TN’de tork dalgalanması.....	60
Şekil 4.22 : TN’de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları ( $t=0.887$ s).....	62
Şekil 4.23 : TN’de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı ( $t=0.887$ s) .....	62
Şekil 4.24 : TN’de kararlı hal (I) ve $t=0.887$ s (II) çark akış çizgileri karşılaştırması.....	63
Şekil 4.25 : TN’de kararlı hal (I) ve $t=0.887$ s’de (II) emme borusu basınç konturları .....	64
Şekil 4.26 : TN’de emme borusu akış çizgileri ( $t=0.887$ s) .....	65
Şekil 4.27 : TN’de salyangoz basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri .....	66
Şekil 4.28 : TN’de ayar kanadı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.....	67
Şekil 4.29 : TN’de çark basınç tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.....	68
Şekil 4.30 : TN’de çark emme tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri .....	69
Şekil 4.31 : TN’de emme borusu basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.....	70
Şekil 4.32 : KY’de türbin verimi dalgalanması.....	71
Şekil 4.33 : KY’de tork dalgalanması .....	71
Şekil 4.34 : KY’de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları ( $t=1.36$ s).....	73
Şekil 4.35 : KY’de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı ( $t=1.36$ s).....	73
Şekil 4.36 : KY’de üstten ve yandan çark akış çizgileri ( $t=1.36$ s).....	74
Şekil 4.37 : KY’de kararlı hal (I) ve $t=1.36$ s’de (II) emme borusu basınç konturları .....	75
Şekil 4.38 : KY’de kararlı hal (a) ve $t=1.36$ s (b) emme borusu akış çizgileri .....	76
Şekil 4.39 : KY’de salyangoz basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.....	77
Şekil 4.40 : KY’de ayar kanadı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri .....	78
Şekil 4.41 : KY’de çark basınç tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri .....	79
Şekil 4.42 : KY’de çark emme tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.....	80
Şekil 4.43 : KY’de emme borusu basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri .....	81
Şekil 4.44 : AY’de türbin verimi dalgalanması.....	82
Şekil 4.45 : AY’de tork dalgalanması .....	82
Şekil 4.46 : AY’de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları ( $t=0.8$ s) .....	84
Şekil 4.47 : AY’de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı ( $t=0.8$ s).....	84
Şekil 4.48 : AY’de üstten ve yandan çark akış çizgileri ( $t=0.8$ s).....	85
Şekil 4.49 : AY’de kararlı hal (I) ve $t=0.8$ s’de (II) emme borusu basınç konturları .....	86
Şekil 4.50 : AY’de emme borusu akış çizgileri ( $t=0.8$ s).....	86
Şekil 4.51 : AY’de salyangoz basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.....	87
Şekil 4.52 : AY’de ayar kanadı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri .....	88
Şekil 4.53 : AY’de çark basınç tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri .....	89
Şekil 4.54 : AY’de çark emme tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.....	90
Şekil 4.55 : AY’de emme borusu basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri .....	91



## ÇİZELGE LİSTESİ

	<b><u>Sayfa</u></b>
Çizelge 2.1 : Kepez-1 türbini teknik özellikleri .....	21
Çizelge 2.2 : Hesaplanan düşü değerleri .....	22
Çizelge 3.1 : Türbin bileşenlerinin çözüm ağı bilgileri.....	36
Çizelge 4.1 : TN’de türbin performans değerleri .....	43
Çizelge 4.2 : KY’de türbin performans değerleri.....	47
Çizelge 4.3 : AY’de türbin performans değerleri.....	51
Çizelge 4.4 : Rotor-stator etkileşimi için beklenen frekanslar .....	58
Çizelge 4.5 : Beklenen frekansların zaman adımı çözünürlüğü.....	58
Çizelge 4.6 : TN’de ortalama türbin performans değerleri .....	61
Çizelge 4.7 : KY’de ortalama türbin performans değerleri.....	72
Çizelge 4.8 : AY’de ortalama türbin performans değerleri.....	83



## KISALTMALAR

<b>IEC</b>	: Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (International Electrotechnical Commission)
<b>TOBB ETÜ</b>	: Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
<b>TÜBİTAK</b>	: Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu
<b>MİLHES</b>	: Hidroelektrik Santral Bileşenlerinin Yerli Olarak Tasarımı ve Üretimi
<b>HES</b>	: Hidroelektrik Santrali
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>TN</b>	: Tasarım Noktası
<b>KY</b>	: Kısmi Yükleme
<b>AY</b>	: Aşırı Yükleme
<b>FFT</b>	: Hızlı Fourier Dönüşümü
<b>PIV</b>	: Parçacık Akış Ölçüm Cihazı
<b>RANS</b>	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
<b>DNS</b>	: Doğrudan Numerik Simülasyon
<b>GGI</b>	: Genel Ağ Arayüzü
<b>MFR</b>	: Çoklu Çerçeve Referans Sistemi
<b>SC</b>	: Salyangoz
<b>GV</b>	: Ayar Kanadı
<b>RPS</b>	: Çark Basınç Tarafı
<b>RSS</b>	: Çark Emme Tarafı
<b>DT</b>	: Emme Borusu
<b>ZGB</b>	: Zwart-Gerber-Belamri



## SEMBOL LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
$H_s$	Kurulum seviyesi
$\alpha$	Mutlak hız açısı
$\beta$	Bağıl hız açısı
$\delta$	Kanat açısı
$\theta$	Azimut açısı
D	Çap
$v$	Mutlak hız vektörü
$v_u$	Çevresel hız bileşeni
$v_m$	Meridyonel hız bileşeni
$v_r$	Radyal hız bileşeni
$b_0$	Ayar kanadı yüksekliği
$w$	Bağıl hız vektörü
$u$	Taşınma hız vektörü
Q	Debi
H	Net düşü
$\Gamma$	Sirkülasyon
M	Çark torku
$\omega$	Açısal hız
r	Yarıçap
$\rho$	Suyun yoğunluğu
$\eta$	Türbin verimi
$P_s$	Şaft gücü
$P_h$	Hidrolik güç
$p_v$	Buhar basıncı
$P_{atm}$	Atmosfer basıncı
$\sigma_c$	Thoma sayısı(lokal)
$\sigma_p$	Saha Thoma sayısı
$H_\Lambda$	Tasarım noktası net düşüsü
$Q_\Lambda$	Tasarım noktası debisi



## **1. GİRİŞ**

### **1.1. Francis Türbinleri ve Kaviteasyon**

Francis tipi su türbinleri, 40 m den 700 m ye kadar geniş düşü aralığında işletilebilmeleri ve 800 MW'a kadar güç üretebilmeleri sebebiyle dünyada en çok kullanılan hidrolik türbin çeşididir. Ayrıca Francis tipi türbinlerinin birim elektrik üretim fiyatı diğerlerine göre daha azdır. Ancak, sabit çark kanatlarına sahip olması sebebiyle düşük debilerde verim daha fazla düşer ve tasarım dışı işletim koşullarında kaviteasyona girme eğilimi daha fazladır.

Francis türbinler diğer hidrolik türbin çeşitleri gibi saha koşullarına özel belirli bir debi ve düşü değerinde tasarlanır. Ancak, değişen debi ve düşü değerleri sebebiyle tasarım koşullarının dışında da işletilebilirler. Tasarım koşullarının dışındaki işletim kaviteasyona sebep olabilir. Kaviteasyon, aşınmaya, verim azalmasına, işletim kararsızlığına, şiddetli gürültüye ve titreşime yol açabilir. Bu sonuçlar doğrudan ve dolaylı olarak mali kayıplara yol açar. Türbin yenileme masrafları ve işletim sırasında verim düşüklüğünün sebep olduğu kayıplar mali kayıplara örnek gösterilebilir. Böylelikle, türbin tasarım sürecinde kaviteasyonun incelenmesinin önemi çok büyüktür. Ayrıca türbinin tüm işletim aralığında kaviteasyon özellikleri incelenerek, kaviteasyon sınırları belirlenmelidir. Böylelikle, türbinin işletim sırasında kaviteasyona gireceği işletim koşulları bilinmiş olacak ve kaviteasyon kaynaklı zararlar en aza indirilebilecektir.

### **1.2. Tezin Amacı**

Ülkemiz hidroelektrik santral inşaatında büyük tecrübeye sahiptir. Ancak, hidrolik santrallerin en önemli parçası olan hidrolik türbinlerin tasarımı ve üretimi teknolojisinde oldukça geridir. Bu teknolojinin ülkeye kazandırılması adına son yıllarda büyük ilerleme kaydedilmiştir. Kalkınma Bakanlığı'nın maddi desteği ile TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'nde Türbin Tasarım ve Test Merkezi kurulmuştur. Bu merkez, yerli olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile

türbin tasarımı, model çark ve ayar kanadı üretimini en gelişmiş teknoloji araçlarını kullanarak yapabilmektedir ve tasarlanan türbinin model testleri yapılabilecektir. Böylelikle, tasarlanan türbinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile elde edilen sonuçları, model testlerden elde edilen deneysel sonuçlar ile doğrulanabilmektedir. TÜBİTAK destekli Hidroelektrik Santral Bileşenlerinin Yerli Olarak Tasarımı ve Üretimi (MİLHES) projesinde TOBB ETU Su Türbini Tasarım ve Test Merkezi (ETÜ Hidro) Antalya'daki Kepez-1 hidroelektrik santralının model türbin tasarım, model üretim ve test faaliyetlerini üstlenmiştir. Bu rehabilitasyon projesinde, salyangoz ve emme borusu değişmeyecek, ayar kanadı ve çark Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile tasarlanacak, model üretilip, montajı gerçekleştirilecek ve türbinin model testleri yapılarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile elde edilen sonuçlarla doğrulanacaktır.

Bu tezin amacı, Kepez-1 hidroelektrik santralının çark ve ayar kanadı bileşenlerini performans ve kavitasyon isteklerini dikkate alarak yeniden tasarlamak ve türbinin kavitasyon özelliklerinin tüm işletim aralığında detaylı incelemesini yapmaktır. Ayrıca türbin içerisindeki verim dalgalanması, tork dalgalanması, rotor-stator etkileşimi ve basınç dalgalanmaları gibi akışın zamana bağlı etkilerini ve kavitasyon sebebiyle oluşabilecek verim düşmesi ve basınç dalgalanmasını tahmin edebilmek için tasarım noktasında, kısmi yüklemde ve aşırı yüklemde iki fazlı, zamana bağlı akış simülasyonlar yapmaktır.

### **1.3. Literatür Araştırması**

Hidrolik makinelerde kavitasyonun daha iyi öğrenilmesi için birçok makale, bildiri ve tez okunmuştur. Bunlar arasında faydalanılanlar aşağıda sıralanmaktadır.

Avellan [1], santrifüj pompa, Francis türbin ve Kaplan türbini için kavitasyon testleri yaparak bu hidrolik makinelerde görülen kavitasyon çeşitlerini incelemiş, her bir kavitasyon çeşidinin sebep olduğu verim azalmasını ve aşınmayı deneysel olarak gözlemlemiş, uygun kurulum seviyesinin ( $H_s$ ) belirlenmesinin kavitasyon için önemini göstermiştir.

Pierrat vd. [2] helico-santrifüj pompanın tek kanadı ve salyangozunun iki fazlı akış analizi yaparak hücum kenarı kavitasyonunu simule etmiş ve deneysel verilerle kıyaslayarak yakın bir sonuçlar elde etmiştir.



Escaler vd. [3] bir Kaplan prototip türbini, bir prototip pompa türbini, iki Francis prototip türbini ve bir Francis model türbini için kavitasyon ölçümleri yapmıştır. Hücum kenarı, emme borusu girdabı ve gezer baloncuk kavitasyonlarının titreşim ve gürültü spektrumlarını incelemiştir.

Escaler vd. [4] bir Francis türbin modelinin kavitasyon testlerini yapmış ve türbinin kavitasyonsuz ve çeşitli kavitasyonların görüldüğü işletim koşullarında basınç dalgalanmalarını, rotor-stator etkileşimini ve shaft titreşimini incelemiş ve kıyaslamıştır.

Wack ve Riedelbauch [5], bir Francis türbin modelinde kanatlar arası girdap kavitasyonunu simüle etmek için zamana bağlı kavitasyon analizi yapmıştır ve deney görüntüleri ile kıyaslamıştır.

Gohil ve Saini [6], küçük ölçekli bir Francis türbininde sıcaklığın, kurulum seviyesinin ve akış hızının kavitasyon üzerindeki etkisini zamana bağlı kavitasyon analizleri ile incelemiştir.

Anup vd. [7], [8] küçük ölçekli bir Francis türbini için iki ayrı çalışma yapmıştır. İlk çalışmada  $k - \omega$  SST türbülans modeli ile zamana bağlı tek fazlı akış analizleri yaparak rotor-stator etkileşimini incelemiştir. İkinci çalışmada, kısmi yüklemde görülen emme borusu girdabının simüle etmiştir. Girdabın oluşturduğu basınç ve güç dalgalanmalarını azaltmak amacıyla emme konisi duvarına açılmış J şekilli oluklarının ve hizasız ayar kanatlarının etkisini incelemek için RNG  $k - \varepsilon$  türbülans modeli ve Rayleigh Plesset kavitasyon modeli ile zamana bağlı kavitasyon analizleri yapmıştır.

Zhi-gang vd. [9] kanatlar arası girdap kavitasyonunun oluşturduğu basınç dalgalanmalarını tahmin edebilmek için RNG  $k - \varepsilon$  türbülans modeli ve Zwart-Gerber-Belamri (ZGB) kavitasyon modeli ile zamana bağlı kavitasyon analizleri yapmıştır. Deneyde gözlenen kavitasyon davranışı sayısal sonuçları doğrulamaktadır.

Necker vd. [10] tarafından bir bulb türbini için  $k - \omega$  SST türbülans modelini kullanılarak zamana bağlı kavitasyon analizleri yapılmıştır ve bu sayısal sonuçlar aynı işletim koşullarında yapılan deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca yine hem deneysel hem sayısal olarak saha Thoma sayısı azalması ile meydana gelen verim düşümü incelenmiş ve sayısal sonuçların deney sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Dan Ciocan vd. [11], bir Francis türbinde görülen emme borusu girdap ipinin PIV sistemi ile deneysel olarak elde edilen sonuçlarının, standart  $k - \varepsilon$  türbülans modeli ile zamana bağlı tek fazlı akış analizinden elde edilen sonuçları ile oldukça uyumlu olduğunu bulmuştur. Bu çalışmanın devamı olarak Iliescu vd. [12] aynı Francis türbin için emme borusu girdap ipinin boyutunu, konumunu, davranışını PIV sistemi ile detaylı incelemesini yapmıştır.

Lewis vd. [13] tarafından tasarım dışı işletimlerde hidrotürbinlerin performansını arttırmak için kuyruk kenarındaki slotlardan su enjekte eden ayar kanadı tasarımı yapılmıştır. Bu tasarım ile tasarım dışı işletim koşullarında ayar kanadının dönüşüyle değişen geliş açısının sebep olduğu akış düzensizliklerin azaltmak amaçlanmıştır. Bu tasarım için yapılan kararlı hal ve zamana bağlı akış analizleri ile kısmi yüklemde su jeti için gerekli olan pompa gücü çıkıldığında 0.9%'luk verim artışı elde edilmiştir. Ayrıca bu tasarım ayar kanadı çıkışında oluşabilecek Von-Karman girdaplarını bozmaktadır.

Cote vd. [14] tarafından bir Francis türbinin yük atma sırasındaki akış davranışını zamana bağlı HAD analizleri ile incelenmiştir. Yük atmanın şiddetli akış ayrılmalarına ve dinamik kuvvetlere sebep olduğu görülmüştür.

Krappel vd. [15] bir Francis türbinin kısmi yüklemdeki performans özelliklerini ve zaman bağlı akış kararsızlıklarını çeşitli türbülans modelleri ve eleman sayıları kullanarak HAD analizlerini yapmıştır. Bu analizler sonucunda hibrid RANS-LES türbülans modeli beklenildiği gibi en ayrıntılı modellerken, onu SAS-SST türbülans modeli ve  $k - \omega$  SST türbülans modeli takip etmektedir. Ayrıca  $k - \omega$  SST türbülans modeli ile yapılan kararlı hal akış analizleri çark ve emme borusundaki kayıpları fazla, böylelikle türbin verimini daha az tahmin ettiği görülmüştür.

Yamamoto vd. [16] aşırı kısmi yüklemelerde görülen kanatlar arası girdap kaviteyonunu kaviteyon testlerinde gözlemleyebilmek için ayar kanadı içerisine yerleştirilen kamera sistemi ile bir görüntüleme tekniği geliştirmiştir. Böylelikle kanatlar arası girdabın taçtan başlayarak kanatlar arası davranışı başarıyla görüntülenmiştir.

Trivedi ve Cervantes [17] bir Francis türbin için farklı türbülans modelleri kullanarak yaptıkları kararlı hal akış analizleri ile performans sonuçlarını kıyaslamışlardır.

Okyay [18] ve Akın [19], tez çalışmalarında sırasıyla Türkiye’de kurulan Cuniş HES’in ve Köprübaşı HES’in Francis türbin bileşenlerinin tasarımını yapmışlar ve tez fazlı karar hal akış analizlerini yaparak türbinin performans özelliklerini incelemişlerdir.

Ayancık [20], tez çalışmasında Francis tipi türbinlerin çark geometrisinin HAD ile tasarımını için bir eniyileme metodolojisi geliştirmiştir ve tasarım sürecindeki analiz süresi 8.8 kat azaltmıştır. Tasarlanan yeni çark ile verim artışı ve kaviteyonun azaldığı görülmüştür.

Celebioglu vd. [21] bir Francis çark kanadı geometrisini kaviteyonu en aza indirmek amacıyla tasarlamıştır. Yeni tasarlanan çark kanadı akış alanında  $y^+ < 2.5$  küçük bir çözüm ağı kullanılarak, 33 farklı işletim noktasında iki fazlı, kararlı hal simülasyonları yapılarak tepe diyagramı ve kaviteyon sınırları belirlenmiştir. Ayrıca hücum kenarı, gezer baloncuk kaviteyonu ve kanatlar arası girdabı beklenen işletim koşullarında gözlemlenmiştir. Bu tez çalışmasında bu çalışmadan farklı olarak, yeniden tasarlanan Kepez-1 türbininin 60 farklı işletim noktasında tek fazlı, kararlı hal simülasyonları ile performans ve kaviteyon isterlerini sağladığı gösterilmiş ve türbin içerisindeki akışın zamana bağlı etkilerini gözlemleyebilmek için tasarım noktasında, kısmi yüklemde ve aşırı yüklemde zamana bağlı simülasyonlar yapılmıştır.

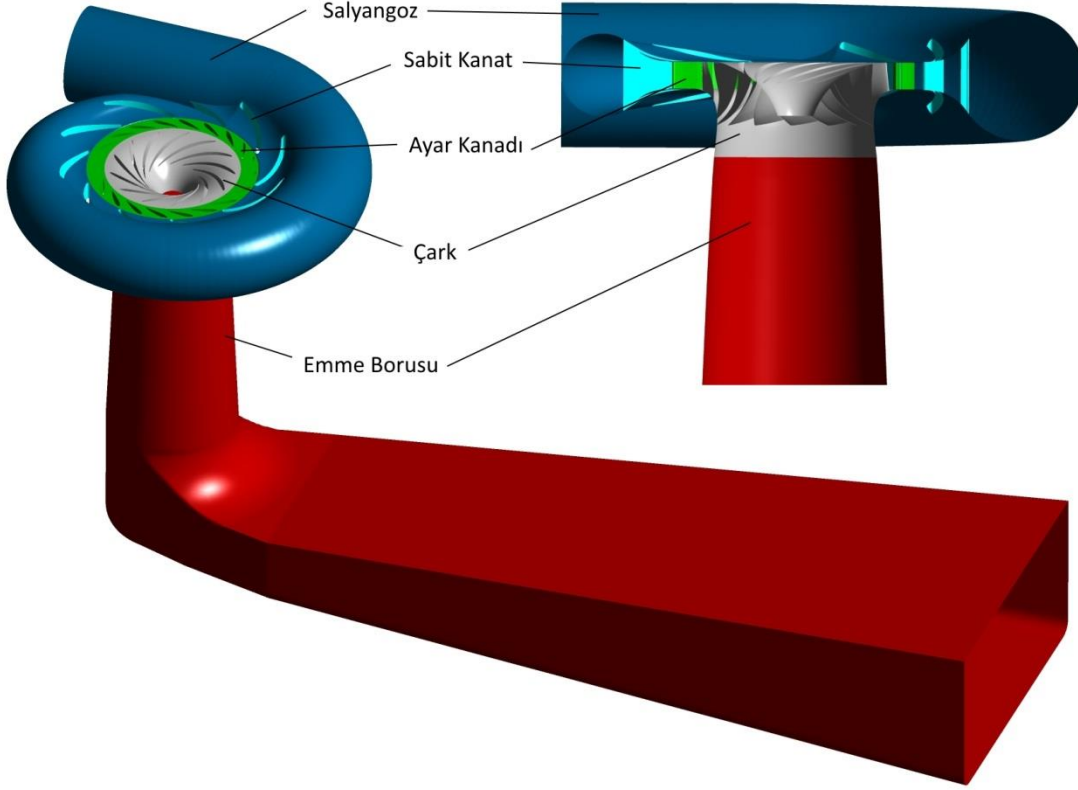
### **1.3.1. Francis tipi su türbinleri**

Francis türbinleri salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, çark ve emme borusu olmak üzere Şekil 1.1’de görüldüğü gibi 5 bileşenden oluşur. Salyangozdan başlayarak her bir bileşenin görevi temel olarak aşağıda bahsedilmektedir.

Salyangozun görevi cebri borulardan gelen suyu sabit kanatlara eşit hızda aktarılmasını sağlamaktır. Bunu salyangoz şekli sayesinde yapabilmektedir. Su, salyangoz içinde sarmal olarak ilerlerken debi kaybetmektedir. Salyangoz çıkışında eşit hız sağlamak için debi kaybını karşılayacak şekilde sarmal akış çizgisi boyunca kesit alanı daralır. Böylelikle sabit kanatlara eşit hızda suyun girişi sağlanmış olur.

Salyangozdan çıkan su, sabit kanatlara gider. Bu bileşenin görevi suyu ayar kanatlarına aktarmaktır. Hem salyangoz hem sabit kanatlar, hidrolik kayıpları minimum olacak şekilde tasarlanmalıdır.

Sabit kanatlardan çıkan su, ayar kanatlarına gider. Ayar kanadının temel görevi, kendi eksenini etrafında dönebilmeleri sayesinde debiyi değiştirebilmesidir. Debi değişimiyle türbinin gücü ayarlanır.



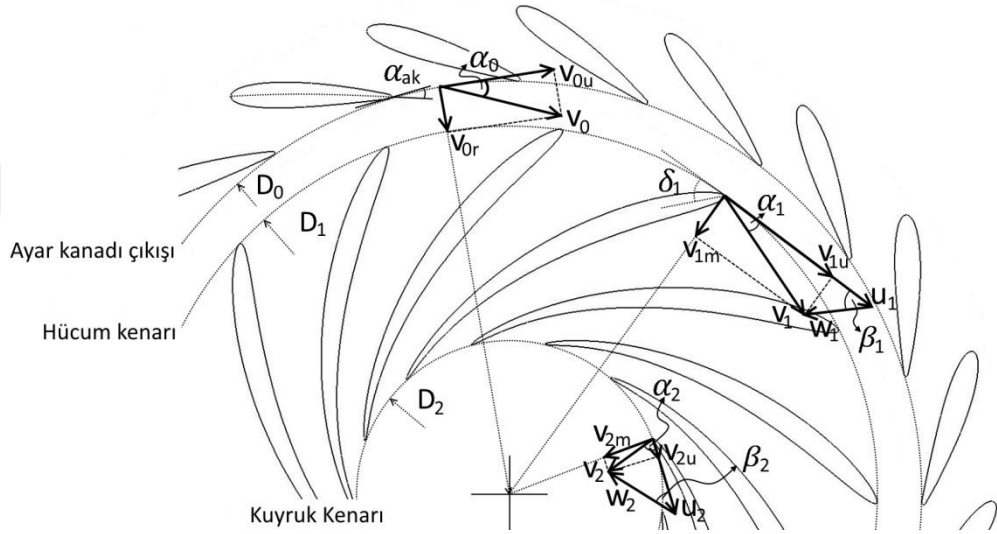
Şekil 1.1 : Francis türbini bileşenleri.

Çark, en önemli türbin bileşenidir. Ayar kanatlarından çıkan su, çarka radyal yönde girer ve aksenal yönde çıkar. Bu sebeple Francis türbinleri radyal-eksenel türbinleri olarak da adlandırılmaktadır. Çarkın görevi, suyun potansiyel enerjisini çarkı döndürerek mekanik enerjiye dönüştürmektir. Böylelikle aynı şafta bağlı jeneratörler ile elektrik enerjisi üretilebilmektedir.

Çarktan çıkan su emme borusuna girer. Su çarktan yüksek hızda ve düşük basınçta çıkar. Suyun hızını düşürmek ve basıncını yükseltmek için emme borusu akış alanı genişletilerek tasarlanır. Bu sayede hem kavitasyon önlenir hem de kayıplar en aza indirilir.

### 1.3.2. Türbin çalışma prensibi

Ayar kanadından çıkan suyun, çarkın akış özellikleri üzerinde büyük etkisi vardır. Bu yüzden çarka gelen akışın özelliklerini bilmek için ayar kanadı çıkışı ile çark girişi arasındaki akışın özelliklerini bilmek gerekmektedir. Şekil 1.2’de görüldüğü gibi akış  $D_0$  çapındaki ayar kanadı kuyruk kenarından  $v_0$  hızı ile çıkmaktadır. Bu hız radyal bileşen ( $v_{0r}$ ) ve çevresel bileşenden ( $v_{0u}$ ) oluşur.  $v_0$  hızının çıkış açısı ( $\alpha_0$ ), ayar kanadı kuyruk kenarının duruş açısı  $\alpha_{ak}$  ile aynı kabul edilebilir.



Şekil 1.2 : Ayar kanadı ve çark içindeki akış gösterimi.

$$v_0 = v_{0r} + v_{0u} \quad (1.1)$$

Sistemden geçen debinin  $D_0$  kesitindeki akış alanına bölümü ile  $v_{0r}$  hızı bulunur.

$$v_{0r} = \frac{Q}{\pi D_0 b_0} \quad (1.2)$$

$Q$  debiyi,  $b_0$  ise ayar kanadı yüksekliğini ifade eder. Böylelikle,  $v_0$  ve  $v_{0u}$  hızları aşağıdaki gibi bulunur.

$$v_0 = \frac{v_{0r}}{\sin \alpha_0} \quad ve \quad v_{0u} = \frac{v_0}{\cos \alpha_0} \quad (1.3)$$

Çevresel hız bileşeni sebebiyle ayar kanadı çıkışındaki hız 0 ekseninde döner. Bu dönüş aşağıdaki sirkülasyon formülü ile açıklanabilir.

$$\Gamma = \int_S v \cos(\widehat{v dS}) dS \quad (1.4)$$

Herhangi bir D çapında sirkülasyon ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\Gamma = 2\pi r v_u = \pi D v \cos\alpha \quad (1.5)$$

Ayar kanadından çıkan suyun, çark girişine gelene kadar akışın hızındaki değişimi belirlemek için bu bölgede momentum kuralını uyguladığında  $v_u r = \text{sabit}$  olduğu görülür. Böylelikle, ayar kanadı çıkışı ile çark girişi arasındaki serbest akış bölgesinde sirkülasyon değişmez, diğer bir deyişle ayar kanadıyla oluşturulan sirkülasyon çark girişinde korunmuş olur.

$$\Gamma = \Gamma_0 = \text{sabit} \quad (1.6)$$

Çark içerisindeki suyun hızı iki bileşenden oluşur, bunlar taşınma ( $u$ ) ve bağıl ( $w$ ) hız vektörleridir. Bağıl hız bileşeni çarka göre suyun bağıl hızını ifade eder. Taşınma hızı ise çark içerisinde herhangi bir  $r$  yarıçapında bulunan suyun çarkın dönüş hızına göre çizgisel hızıdır. Bağıl ve taşınma hızlarının vektörel toplamı mutlak hızı ( $v$ ) verir.  $u$  ile  $v$  arasındaki açı  $\alpha$  açısı,  $u$  ile  $w$  arasındaki açı ise  $\beta$  açısıdır.

$$v = u + w \quad (1.7)$$

Çark kanadının fiziksel ölçüleri ve işletim parametreleri (debi, düşü, çark dönüş hızı) bilindiğinde hücum kenarından kuyruk kenarına kadar tüm hız üçgenleri Şekil 1.2'de gösterildiği gibi belirlenebilir.

Çarkta dönüştürülen mekanik gücü bulmak için Şekil 1.2'deki çarkın hücum kenarı ile kuyruk kenarı arasında momentum kuralı uygulanır. Böylelikle, aşağıdaki çark torku ( $M$ ) formülü elde edilir.

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (1.8)$$

Bu ifade göstermektedir ki, çarkda oluşturulan tork kanadın girişi ve çıkışı arasındaki sirkülasyon farkı ile oluşmaktadır. Çarkın dönmesiyle oluşan shaft gücü ( $P_s$ ) çarkın açısal hızı ( $\omega$ ) ile torkun çarpımına eşittir.

$$P_s = M\omega \quad (1.9)$$

Türbin verimi, shaft gücünün hidrolik güce oranıdır.

$$\eta = \frac{P_s}{P_h} = \frac{M\omega}{\rho g Q H} \quad (1.10)$$

Bu denklem Denklem (1.8) ile birlikte düzenlendiğinde *Euler Denklemi* elde edilir.

$$H\eta = \frac{\omega}{g2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (1.11)$$

Euler denkleminin sol tarafındaki  $H\eta$  ifadesi çarktan çekilen düşüyü temsil eder. Sağ tarafındaki ifade ise çarkın girişi ve çıkışı arasındaki kinematik parametreleri içerir. Böylelikle, Euler denklemi çarktan çekilen düşü ile kinematik parametreler arasındaki ilişkiyi gösterir. Ayrıca bu denklem göstermektedir ki  $\Gamma_2$ 'nin sifıra eşit olduğu durumda türbin verimi en iyi değerine ulaşır [22].

### 1.3.3. Kaviteasyon

Hidrolik makinelerde akan suyun statik basıncı, suyun sıcaklığına karşılık gelen buhar basıncına düştüğünde baloncuklar oluşmaya başlar. Bu baloncuklar akış boyunca daha yüksek basınçlı bölgelerden geçtiği zaman aniden patlar, bu olaya kaviteasyon denir. Baloncuk patlaması birkaç nanosaniye gibi çok kısa zamanda gerçekleşir ve yüksek genlikte şok dalgaları yayar. Katı yüzeyin yanından geçen baloncuklar patladığında oluşan basınç pulslarının şiddeti malzemenin mekanik dayanım sınırından büyük olursa mikrometre boyutlarında çukurlar oluşur. Kaviteasyon devam ettikçe bu çukurlar büyür ve malzeme aşınır [3].

#### 1.3.3.1. Kaviteasyon (Thoma) sayısı

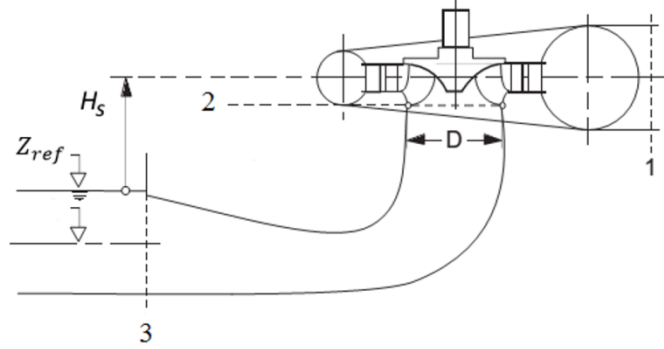
Kaviteasyon, akışın herhangi bir yerinde Denklem (1.12) geçerli olduğu sürece gerçekleşmez. Hidrolik makinelerde kaviteasyon birimsiz bir sayı olan Thoma sayısı ile ifade edilir. Thoma sayısı denklemini türetmek için Şekil 1.3'teki bir Francis türbin çarkının herhangi bir c noktasındaki statik basıncı ( $p_c$ ) o noktadaki suyun sıcaklığına karşılık gelen buhar basıncından ( $p_v$ ) büyük olmalıdır.

$$p_c > p_v \quad (1.12)$$

Yukarıdaki denklemin sağlandığını bilmemiz için  $p_c$  değerini bilmemiz gerekmektedir.  $p_c$  basıncı çarkın herhangi bir yerindeki statik basıncı temsil eder. Akışkanlar mekaniğinin temel eşitliği olan Bernoulli eşitliği gereği akış alanı daraldıkça hız artar, statik basınç düşer [23]. Burdan hareketle  $p_c$  basıncı emme borusu girişindeki statik basınçtan küçüktür. Böylelikle  $p_c$ 'yi aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$p_c = p_2 - \Delta p_{c-2} \quad (1.13)$$

Burada  $\Delta p_{c-2}$ , c noktasından emme borusu girişine kadar ki basınç artışını temsil eder.  $p_2$  basıncının değerini Şekil 1.3'teki 2 ile 3 kesitleri arasında Bernoulli eşitliğini kullanarak Denklem (1.14) görüldüğü gibi yazabiliriz.



Şekil 1.3 : Türbin kurulum seviyesi [1].

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \left( H_s + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} - h_{dt} \right) \quad (1.14)$$

Burada  $H_s$  çark ile kuyruk suyu seviyesi arasındaki yüksekliktir, kurulum seviyesi olarak adlandırılır.  $h_{dt}$  emme borusundaki kayıpları temsil etmektedir.  $\alpha_2$  ve  $\alpha_3$  ise 2 ve 3 kesitlerindeki düzensizlik katsayısıdır. Denklem (1.13)'teki  $\Delta p_{c-2}$  terimini ifade etmemiz gerekirse yerel kayıp ifadesi cinsinden aşağıdaki gibi yazabiliriz [23].

$$\frac{\Delta p_{c-2}}{\rho g} = k_{c-2} \frac{v_c^2}{2g} \quad (1.15)$$



Burada  $k_{c-2}$  c noktasından emme borusu girişine arasındaki kayıp katsayısını ifade eder. Denklem (1.14) ve (1.15)'i Denklem (1.13)'te yerlerine yerleştirilirse,

$$\frac{p_c}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \left( \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} - h_{dt} + k_{c-2} \frac{v_c^2}{2g} \right) \quad (1.16)$$

Ayrıca,  $h_{dt}$ 'de bir kayıp terimi olduğu için aşağıdaki gibi yazabiliriz.  $\xi_{dt}$  emme borusu için kayıp katsayısıdır.

$$h_{dt} = \xi_{dt} \frac{v_2^2}{2g} \quad (1.17)$$

Türbin içerisindeki herhangi bir i kesiti için hız aşağıdaki gibi yazılabilir.  $k_i$ , i kesitindeki düzensizlik faktörü,  $a_i$  i kesitindeki alan katsayısı ve  $Q'_i$  ise indirgenmiş debidir.

$$v_i = k_i \frac{Q}{A_i} = k_i \frac{Q'_i D^2 \sqrt{H}}{a_i \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{4k_i}{a_i \pi} Q'_i \sqrt{H} \quad (1.18)$$

Böylelikle Denklem (1.16) tekrar düzenlendiğinde,

$$\frac{p_c}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \left( \frac{\alpha_2 k_2^2}{a_2^2} - \frac{\alpha_3 k_3^2}{a_3^2} - \xi_{dt} \frac{k_2^2}{a_2^2} + k_{c-2} \frac{k_c^2}{a_c^2} \right) \frac{1}{2g} \left( \frac{4}{\pi} \right)^2 Q_i'^2 H \quad (1.19)$$

$p_c$  basıncı bu denklem ile ifade edilir. Denklem sağ tarafında kalan katsayıların bilinmemesi sebebiyle bu kısma  $\sigma_c$  denilerek basitleştirilebilir.

$$\sigma_c = \left( \frac{\alpha_2 k_2^2}{a_2^2} - \frac{\alpha_3 k_3^2}{a_3^2} - \xi_{dt} \frac{k_2^2}{a_2^2} + k_{c-2} \frac{k_c^2}{a_c^2} \right) \frac{1}{2g} \left( \frac{4}{\pi} \right)^2 Q_i'^2 \quad (1.20)$$

$\sigma_c$  kavitezyon (Thoma) sayısıdır. Denklem (1.19) düzenlendiğinde aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{p_c}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \sigma_c H \quad (1.21)$$

Yukarıdaki denklemde  $\sigma_c$  yalnız bırakıldığında Thoma sayısı formülü elde edilir. Bu sayı türbinin herhangi bir noktasındaki boyutsuz kavitezyon sayısıdır [22].

$$\sigma_c = \frac{\frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \frac{p_c}{\rho g}}{H} \quad (1.22)$$

Denklem (1.21)'i Denklem (1.12)'ye yerleştirirsek aşağıdaki eşitsizliğı elde ederiz.

$$\frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \sigma_c H > p_v \quad (1.23)$$

Yukarıdaki denklemi aşağıdaki gibi düzenleyelim.

$$\frac{\frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \frac{p_v}{\rho g}}{H} > \sigma_c \quad (1.24)$$

Eşitsizliğin sol tarafındaki ifade Denklem (1.25)'deki gibi yazılır, saha kaviteyon sayısı veya saha Thoma sayısı ( $\sigma_p$ ) olarak adlandırılır. Bunun sebebi formüldeki  $p_{atm}$  sahanın deniz seviyesi yüksekliğine,  $H_s$  türbinin kuyruk suyu seviyesine göre yüksekliğine ve  $p_v$  suyun sıcaklığına bağıdır, yani tüm parametreler saha koşullarına bağıdır.

$$\sigma_p = \frac{\frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \frac{p_v}{\rho g}}{H} \quad (1.25)$$

Böylelikle Denklem (1.12)'ye karşılık gelen Thoma sayısı cinsinden ifade aşağıdaki gibi yazılabilir. Aşağıdaki eşitsizlik işletim sırasında bir türbinin her yerinde sağılandığı sürece türbinde kaviteyon görülmez.

$$\sigma_p > \sigma_c \quad (1.26)$$

Kaviteyonun başlaması ve gelişimi üç şeye bağıdır, bunlar çark tasarımı, kurulum seviyesi ( $H_s$ ) ve tasarım dışı işletim koşullarıdır [3]. Bunlardan kaviteyon çeşitlerinde detaylı bahsedilecektir.

### 1.3.3.2. Kaviteyon çeşitleri

Francis türbinler diğer hidrolik türbin çeşitleri gibi saha koşullarına özel belirli bir debi ve düşü değerinde tasarlanır. Buna tasarım koşulu veya tasarım noktası denir. Ancak çeşitli sebepler ile tasarım noktasının dışında da türbin işletilebilir. Böylelikle

değişen debi, düşü veya ayar kanadı açıklığı çark geometrisine uygun olmayan akış kinematiği oluşturur. Bu da akış ayrılmalara, girdablı akışa ve kavitasyona neden olabilir. Tasarım dışı işletim koşullarında görülebilecek 4 temel kavitasyon çeşidi vardır. Bunlar hücum kenarı kavitasyonu, gezer baloncuk kavitasyonu, emme borusu girdabı ve kanat arası girdabı kavitasyonlarıdır. Bu kavitasyon çeşitlerinin bir çoğu tek çark kanadı için yapılan iki-fazlı HAD simülasyonları ile önceki çalışmalarda incelenmiştir [21].

### **Hücum kenarı kavitasyonu**

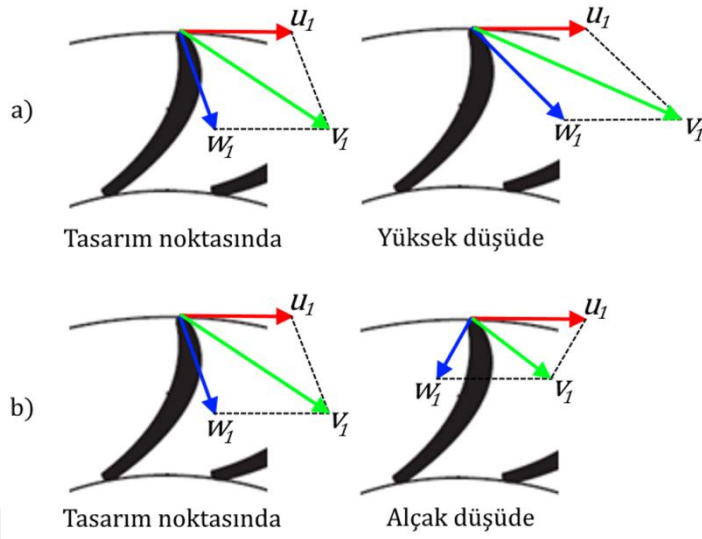
Hücum kenarı kavitasyonu çark kanadının emme ve basınç tarafında meydana gelebilir. Emme tarafında meydana gelen hücum kenarı kavitasyonu tasarım düşüsünden daha büyük düşülerde ( $H/H_\Lambda > 1$ ) meydana gelirken, tasarım düşüsünden daha küçük düşülerde ( $H/H_\Lambda < 1$ ) basınç tarafında meydana gelir. Bunun sebebi hız üçgenleri ile açıklanabilir.

Tüm işletim aralığında sabit dönme hızı ( $n$ ) ile işletilen bir türbin düşünelim. Bu türbinin  $u_1$  hız vektörü her zaman sabittir. Sabit debide,  $H/H_\Lambda > 1$  olduğu durumda ayar kanadı açıklığının azalması gerekmektedir. Böylelikle  $v_1$  hızının şiddeti artar ve geliş açısı ( $\alpha_1$ ) azalır. Bunun sonucu olarak Şekil 1.4 (a)'da görüldüğü gibi  $\beta_1 > \delta_1$  olur,  $w_1$  hız vektörü emme tarafına yönelir ve emme tarafında akış ayrılmaları görülür. Akış ayrılmaları ise emme tarafında basıncın düşmesine ve kavitasyona sebep olur. Yine sabit debide, bu sefer  $H/H_\Lambda < 1$  olduğu durumda ayar kanadı açıklığının artması gerekmektedir. Böylelikle  $v_1$  hızının şiddeti azalır ve geliş açısı ( $\alpha_1$ ) artar. Bunun sonucu olarak Şekil 1.4 (b)'de görüldüğü gibi  $\beta_1 < \delta_1$  olur,  $w_1$  hız vektörü basınç tarafına yönelir ve basınç tarafında akış ayrılmalara görülür. Akış ayrılmaları ise basınç tarafında basıncın düşmesine ve kavitasyona sebep olur.

Şekil 1.5'te hücum kenarı kavitasyonu görülmektedir. Bu kavitasyon hücum kenarında meydana geldiği için su baloncukları kanat boyunca patlayarak ciddi aşınmalara neden olabilir. Ayrıca basınç dalgalanmaları ve verim düşmesine de sebep olabilir [1], [3].

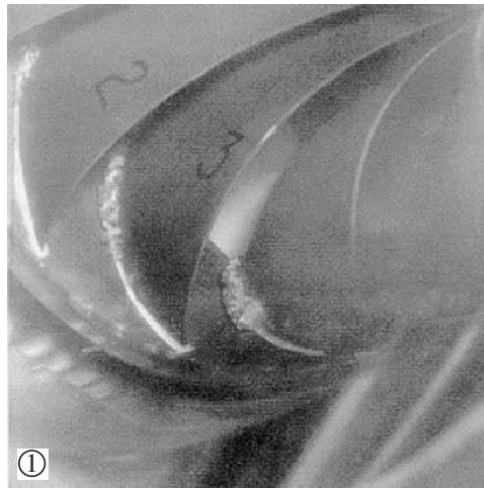
Bu kavitasyonu tasarım koşulunda önlemek için çark kanadı tasarımı iyi yapılmalıdır. Şekil 1.4'te görüldüğü gibi kanadın hücum kenarının her yerinde  $\beta_1$  açısı kanat açısı ( $\delta_1$ ) ile aynı veya yakın olmalıdır ki kanadın emme veya basınç

tarafında girdaplı akış oluşmasını. Çünkü girdaplı akış enerji kaybına sebebiyet vererek verimi düşürür.



Şekil 1.4 : Hücum kenarı kavitasyonu açıklama hız üçgenleri.

Tasarım dışı işletim koşullarında ise bu kavitasyon çeşidi önlenemeyebilir. Türbinin performans eğrileri (tepe diyagramı) üzerinde kavitasyonun sınırları belirlenir. Bu sınırların içerisinde türbin işletilmez ise bu kavitasyon görülmeyecektir. Eğer türbin bu sınırlar içerisinde işletilme durumunda kalırsa IEC 60609 standardı yüksek düşü ve alçak düşü geçici işletim aralıklarında senelik maximum 50'şer saat işletim önermektedir [24].

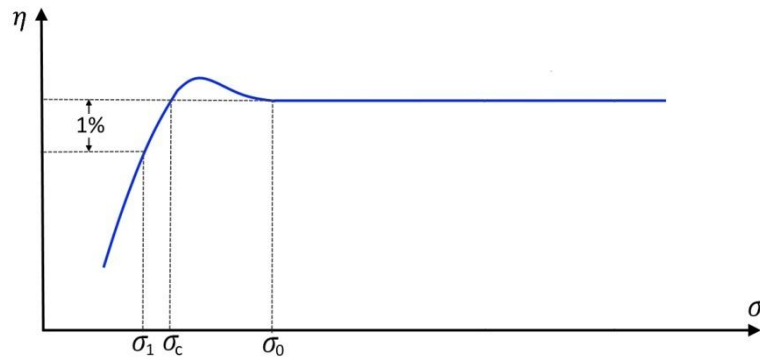


Şekil 1.5 : Hücum kenarı kavitasyonu [3].

## Gezer baloncuk kavitasyonu

Bu kavitasyon düşük saha Thoma sayısı ( $\sigma_p$ ) ve/veya aşırı yüklemelerde ( $Q/Q_\Lambda > 1$ ) görülür. Denklem (1.20)'den de görüldüğü gibi çarkın herhangi bir yerindeki Thoma sayısı ( $\sigma_c$ ) debi ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Aşırı yüklemelerde Denklem (1.26)'daki eşitsizlik bozulur ve baloncuklar oluşur.

Bu kavitasyonun başlaması ve şiddeti saha Thoma sayısına ( $\sigma_p$ ) birincil derecede bağlıdır. Bu sebeple bu kavitasyon çeşidine göre saha Thoma sayısı, model türbin test düzeneklerinde kavitasyon testleri ile belirlenir [3], [25]. Bu kavitasyon testlerinde saha Thoma sayısı dışında tüm parametreler sabit tutularak Şekil 1.6'daki kavitasyon eğrisi çıkarılır. Bu eğrinin nasıl oluşturulduğunu açıklayacak olursak, kavitasyon testi sırasında diğer işletim parametreleri sabit tutularak, alçak düşü tankı içerisinde basınç ( $p_{atm}$ ) vakum pompası ile azaltılır ve saha Thoma sayısı düşürülür ve azalan saha thoma sayısına karşılık gelen türbin verimi kaydedilir. Bu veriler çizdirilerek kavitasyon eğrisi elde edilmiş olur. Türbin verimi  $\sigma_0$ 'a kadar sabit kalır. Bu saha Thoma sayısı kavitasyonun etkilerinin verime etki etmeye başladığı değerdir. Eğer saha Thoma sayısı kritik Thoma sayısına kadar azaltılırsa buradan sonra verim hızlıca düşer.  $\sigma_1$  Thoma sayısı ise verimin 1% azaldığı değerdir. Yapılan kavitasyon testlerinde görülmüştür ki, kanat çıkışının çoğunu kaplayan gezer baloncuk kavitasyonu 2-3% verim düşümüne sebep olmaktadır ve şiddetli gürültü oluşmaktadır [1], [25], [26].



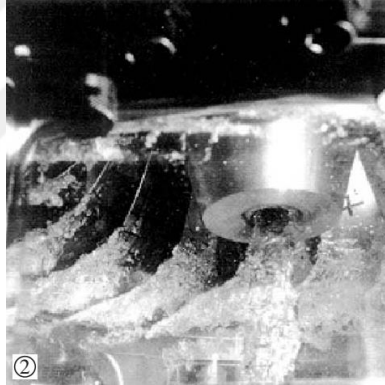
Şekil 1.6 : Kavitasyon eğrisi.

Bu kavitasyon eğrisi türbinin işletim aralığındaki bir çok işletim koşulu için ayrı ayrı çizilir ve tüm bu eğriler birlikte değerlendirilerek türbinin prototipi için optimum

kurulum seviyesi belirlenir ve yeni tasarlanan türbin bu seviyeye göre montajlanır. Kepez-1 türbini için böyle bir çalışmaya gerek yoktur. Çünkü 1957'de tasarlanmış olan Kepez-1 türbininin kurulum seviyesi bellidir ve 1.45 m'dir.

Şekil 1.7'de görüldüğü gibi bu kavitasyon genellikle kanadın kuyruk kenarına doğru kanadın ortası ile bilezik kısmı arasında oluşur. Bu kavitasyon çeşidi ciddi sorunlara yol açabilir, öyle ki gürültüye, önemli derecede verim azalmasına sebep olur. Ayrıca baloncuklar kanat üzerinde patlar ise Şekil 1.8'de görüldüğü gibi aşınmaya ve çarkın yenilenmesine kadar varacak büyük hasarlara yol açabilir.

Bu kavitasyon çeşidi optimum  $H_s$  belirlenerek önlenebilir. Bu sayede uygun saha Thoma sayısı belirlenir. Ancak kurulum seviyesini çok azaltmak çarktan çekilen düşüyü azaltır, böylelikle güç kaybına yol açar. Ayrıca işletim aralığında kavitasyon sınırının belirlenmesi ile bu kavitasyonun sebep olacağı zararlar en aza indirilebilir. IEC 60609 [24] standartı aşırı yüklemdeki geçici işletim aralığında senelik maximum 100 saatlik işletim önermektedir.



Şekil 1.7 : Gezer baloncuk kavitasyonu [3].



Şekil 1.8 : Gezer baloncuk kavitasyonu sebebiyle aşınmış Francis çarkı [27].

## Emme borusu girdap kavitasyonu

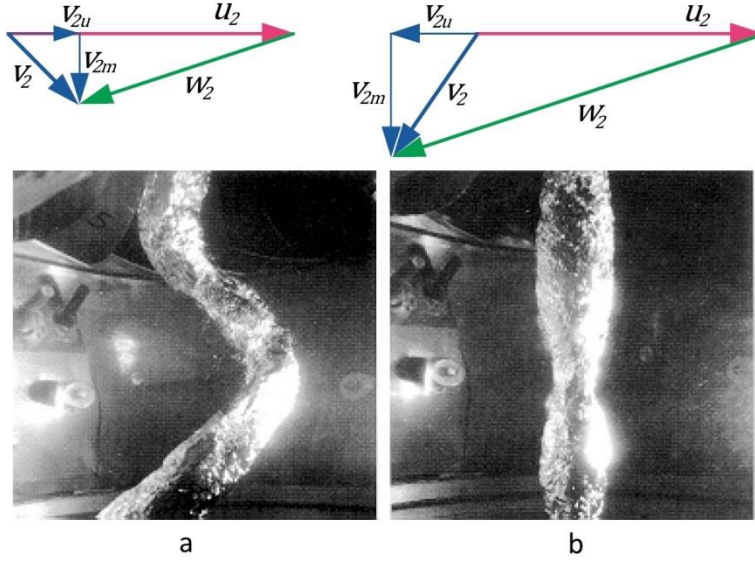
Emme borusu girdabı kısmi yüklemelerde ( $Q/Q_\Lambda < 1$ ) ve aşırı yüklemelerde ( $Q/Q_\Lambda > 1$ ) emme borusu merkezinde çark taç konisinin hemen altında görülür. Buradaki basınç yeterince düştüğünde kavitasyon oluşur. Böylelikle girdabın hacmi ve kavitasyonun şiddeti saha Thoma sayısına bağlıdır.  $\sigma_p$  arttıkça vortex hacmi azalır, azaldıkça artar [12], [25]. Emme borusu girdabının oluşumu çark kanadı çıkışıdaki hız üçgenleri ile açıklanabilir.

Tüm işletim aralığında sabit dönme hızı ( $n$ ) ile işletilen bir türbinde,  $u_1$  hız vektörü her zaman sabittir. Tasarım noktasında işletilen türbinde, çark kanadı çıkışıdaki  $\alpha_2$  açısı  $90^\circ$ 'ye eşit veya yakın olmalıdır. Böylelikle çevresel hız bileşeni 0 olur ve girdap oluşmaz. Ancak türbin kısmi yüklemelerde işletildiğinde ( $Q/Q_\Lambda < 1$ ) debi azalmasında bağlı olarak meridyonel hız bileşeni azalır ve  $\alpha_2$  açısı da azalır ( $\alpha_2 < 90^\circ$ ), böylelikle Şekil 1.9 (a)'daki gibi taşınma hız vektörü ile aynı yönde çevresel hız bileşeni oluşur ve girdap çark ile aynı yönde döner. Girdap çarkın dönme hızının 0.25-0.35 katı arasında bir frekans ile Şekil 1.9 (a)'daki gibi sarmal yapıda döner. Aşırı yüklemelerde gerçekleşen girdap ise çark ile zıt yönde döner. Türbin tasarım debisinden daha büyük debilerde işletildiğinde ( $Q/Q_\Lambda > 1$ ) benzer mantıkla debi arttıkça meridyonel hız bileşeni ve  $\alpha_2$  açısı da artar ( $\alpha_2 > 90^\circ$ ), böylelikle Şekil 1.9 (b)'deki gibi taşınma hız vektörü ile zıt yönde çevresel hız bileşeni oluşur ve girdap çarkın tersi yönünde döner. Ayrıca, girdap Şekil 1.9 (b)'deki gibi emme borusu merkezli döner.

Bu kavitasyon çeşidi aşınmaya sebep olmaz. Ancak düşük frekansta basınç dalgalanmalarına ve güç dalgalanmalarına sebep olur. Tasarım debisinin 50-60% gibi debilerde çok güçlü dalgalanmalara sebep olur ki, eğer türbinin doğal frekanslarından biri ile salınırsa santralde hissedilecek derecede şiddetli titreşim ve gürültü meydana gelir [25].

İyi tasarlanmış bir çark geometrisi ile tasarım noktasında çark kanadı çıkışında  $\alpha_2$  açısı  $90$  dereceye eşit veya yakın tutularak bu kavitasyon çeşidi önlenabilir. Ayrıca saha Thoma sayısı iyi belirlenmelidir, aksi takdirde kavitasyon eğilimi artar ve kavitasyonun başlaması öne çekilir. Tasarım dışı işletim koşullarında bu kavitasyon önlenemeyebilir. Çünkü Francis türbinleri işletim koşullarına göre ayarlanabilen çark kanatlarına sahip değildir, bu yüzden tasarım dışı işletim koşullarında emme borusu

girdabının görülmesi kaçınılmazdır. Böylelikle bu kavitasyonun işletim aralığındaki sınırları belirlenmelidir. IEC 60609 standardı kısmi yüklemdeki geçici işletim aralığında senelik maximum 500 saat, aşırı yüklemdeki geçici işletim aralığında ise senelik maximum 100 saat işletim önermektedir [24].



Şekil 1.9 : KY'de (a) ve AY'de (b) emme borusu kavitasyonu [1].

Kavitasyon sınırının içerisinde işletme durumunda kalındığında, kavitasyonun zararlarını azaltmak için uygulanan iki yöntem vardır. En sık kullanılanı hava eklemektir. Eklenen hava emme borusundaki basınç dalgalanmalarını azaltarak emme borusunun titreşimini azaltır, böylelikle gürültü ve titreşim bastırılmış olur. Ancak eklenen havanın miktarı çok önemlidir, optimize edilmelidir. Aksi takdirde verim azalmasına sebep olur. Diğer yöntem ise fin kullanmaktır. Emme borusunun duvarına monte edilir. Bu finler sayesinde vortex yoğunluğu azalır. Ancak fin sayısı ve ölçüleri optimize edilmelidir. Aksi takdirde verim kaybına yol açar [25].

### Kanat arası girdap kavitasyonu

Aşırı kısmi yüklemelerde ( $Q/Q_{\Lambda} \ll 1$ ) ayar kanadı açıklığının çok azalması, taçtan bileziğe ani geliş açısı değişimi sebebiyle ortaya çıkan akış ayrılmalarına sebep olur. Böylelikle Şekil 1.10'de görüldüğü gibi kanatlar arasında ikincil girdaplar meydana gelir. Yüksek düşü değerlerinde ( $H/H_{\Lambda} > 1$ ) şiddetli titreşimlere sebep olur [3], [5], [9], [25].





Şekil 1.10 : Kanatlar arası girdap kavitasyonu [16].

Bu kavitasyon çark tasarımına ve/veya işletim koşullarına bağlı olarak tacın hücum kenarına yakın bölgesinden, orta kısmından veya kuyruk kenarına yakın bölgesinden başlayabilir. Böylelikle Şekil 1.11’de gibi taç kısmında kavitasyonun başladığı yerde erozyona sebep olabilir. Bunun dışında girdabın ucu kanada temas etmediği sürece erozyona sebep olmaz [3].



Şekil 1.11 : Kanatlar arası girdap kavitasyonu sebebiyle aşınmış Francis çarkı [28].



## 2. TASARIM

Kepez-1 HES Antalya ilinin Kepez ilçesinde Düden Çayı üzerinde, orta ölçekli bir santraldir ve düşey eksenli Francis türbin içeren üç üniteden oluşur. MİLHES projesi kapsamında Kepez-1 santralının bir ünitesinin tüm bileşenlerinin yerli olarak tasarımı ve üretimi amaçlanmaktadır. Bu amaç doğrultusunda bir ünitenin türbin bileşenleri de yeniden tasarlanacak ve üretilecektir. Bu proje bir rehabilitasyon projesi olması sebebiyle türbinin salyangoz ve emme borusu geometrileri değişmeyecektir. Bu bileşenlerin durumları incelenerek gerekli bakımlar yapılacaktır. Çark ve ayar kanadı ise mevcut giriş-çıkış ölçüleri korunacak şekilde yeniden tasarlanacaktır [29]. Kepez-1 türbininin mevcut teknik özellikleri Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Kepez-1 türbini teknik özellikleri.

Net Düşü	160 m
Debi	6.1 m <sup>3</sup> /s
Dönme Hızı	750 dev/dk
Kurulum Seviyesi	1.45 m
Çark Çapı	1.234 m
Sabit Kanat Sayısı	10
Ayar Kanadı Sayısı	20
Çark Kanadı Sayısı	13

### 2.1. Türbin İşletim Aralığının Belirlenmesi

Sepetci [30] tez çalışmasında sistem analizi ile optimum, maksimum ve minimum debi değerlerine karşılık gelen düşü değerlerinin hesaplanmasına yönelik çalışmalar yapmıştır. Bu düşü değerlerinin hesaplanabilmesi için kirecin sürtünme katsayısı araştırmış ve manning’s  $n = 0,015$  olarak bulmuştur. Bulunan bu sürtünme katsayısı ile analizler maksimum, minimum ve optimum debi değerlerinde tekrarlamış, tek

türbin ve üç türbine karşılık gelen düşü değerleri hesaplamıştır. Hesaplanan düşü değerleri Çizelge 2.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 2.2 : Hesaplanan düşü değerleri.

	Debi (m <sup>3</sup> /s)	Düşü (m)
1 Türbin	3,7	165,55
	6,10	163,66
	6,75	162,99
2 Türbin	7,4	163,43
	12,2	157,88
	13,5	155,91
3 Türbin	11,1	160,11
	18,3	150,24
	20,25	146,55

Yapılan yeni çark tasarımında tablodan da görüldüğü üzere, türbinlerin çalışması için gerekli minimum debi 3.7 m<sup>3</sup>/s, maksimum debi de 6.75 m<sup>3</sup>/s olarak alınmıştır. Bunun nedeni, türbinlerin santraldeki işletiminden kaynaklanmaktadır.

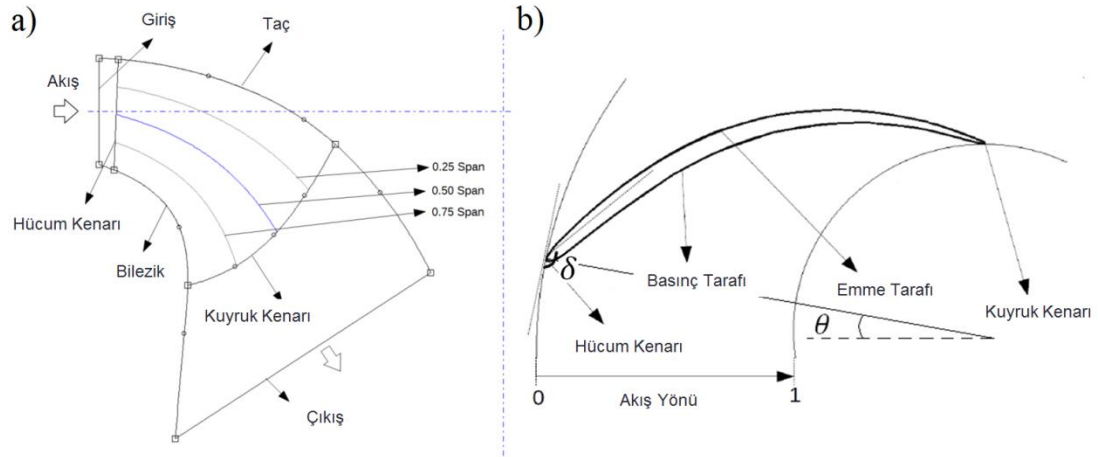
Şekil 4.1’de türbin tepe diyagramında çizildiği gibi işletim aralığı, sol üst noktada 3.7 m<sup>3</sup>/s debide çalışan tek türbinin, sağ üst noktada 6.75 m<sup>3</sup>/s debide çalışan tek türbinin, sol alt noktada her biri 3.7 m<sup>3</sup>/s debide çalışan üç türbinin, sağ alt noktada her biri 6.75 m<sup>3</sup>/s çalışan üç türbinin düşü değerleri kullanılarak oluşturulmuştur. Türbin sayısının artması ile düşünün azalması cebri borulardaki kayıpların artmasından kaynaklanmaktadır. Borulardaki ana kayıp formülünde kayıp debinin artışının karesi kadar artmaktadır [23]. Örneğin tek türbinde 6.1 m<sup>3</sup>/s debiye karşılık 163.66 m düşü sağlanabilirken, 3 türbinde 18.3 m<sup>3</sup>/s debiye karşılık 150.24 m düşü sağlanabilmektedir. Debideki üç kat artış, 13.42 m düşü kaybına sebep olmaktadır.

Yeni tasarlanacak olan türbinin çalışma aralığı da aynı olacaktır fakat tasarım noktası mevcut türbinden farklı olarak 160 m net düşü olarak belirlenmiştir. Tasarım noktasının işletim aralığında daha ortaya çekilmesinin nedenleri; santral tek ve üç

türbin olmak üzere iki farklı senaryoda çalıştığında aralarındaki verim farkını daha azaltmak ve tasarım noktasını daha ortaya çekerek daha geniş bir alanın daha yüksek bir verimle çalışmasını sağlamaktır.

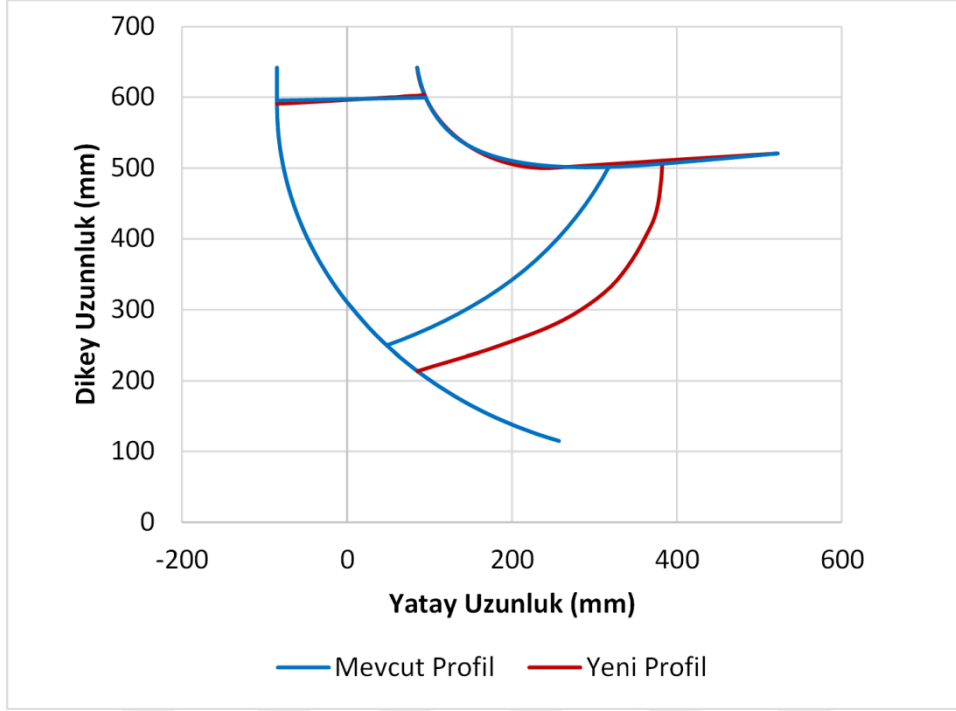
## 2.2. Çark Tasarımı

Çark tasarımı ANSYS BladeGen programı ile yapılmaktadır. Bu program ile çarkın meridyonel profili Şekil 2.1 (a)'da görüldüğü gibi giriş, çıkış, taç, bilezik, hücum kenarı ve kuyruk kenarı eğrilerini belirleyerek tasarlanabilir. Ayrıca kanadın kalınlığı, uzunluğu ve taç kesitinden bilezik kesitine kadar beş kesit için tüm delta ( $\delta$ )-teta ( $\theta$ ) açıları belirlenerek tasarım yapılır.  $\theta$  açısı çark kanadının hücum kenarından kuyruk kenarına kadar herhangi bir yerindeki azimut açısıdır. Şekil 2.1 (b)'de hücum kenarı için  $\theta$  açısı gösterilmektedir.  $\delta$  açısı çark kanadının hücum kenarından kuyruk kenarına kadar herhangi bir yerindeki kanat açısıdır. Hücum kenarı için  $\delta$  açısı da şekilde gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : Meridyonel profil (a) ve çarkın üstten görünümü (b) [21].

Şekil 2.2'de mevcut çark kanadı ile yeni çark kanadının meridyonel profili verilmiştir. Görüldüğü gibi taç eğrisi mevcut ile aynıdır, bilezik eğrisinde ise çok az değişiklik yaparak daha yumuşak bir geçişe sahip eğri kullanılmıştır. Hücum kenarı eğrisinde de benzer şekilde az bir değişiklik yaparak hemen hemen düz konuma getirilmiştir. Kuyruk kenarı eğrisi ise yeni tasarımda geriye çekilerek kanat uzunluğu kısaltılmıştır.

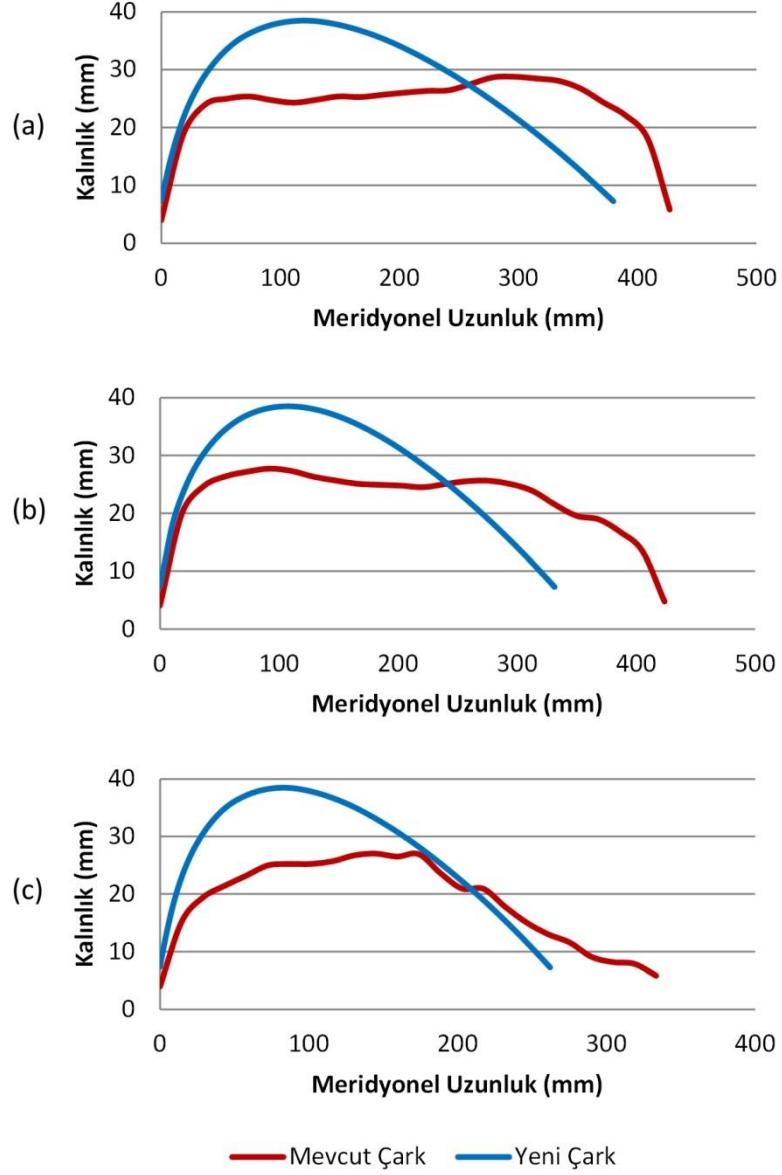


Şekil 2.2 : Meridyonel profil karşılaştırması.

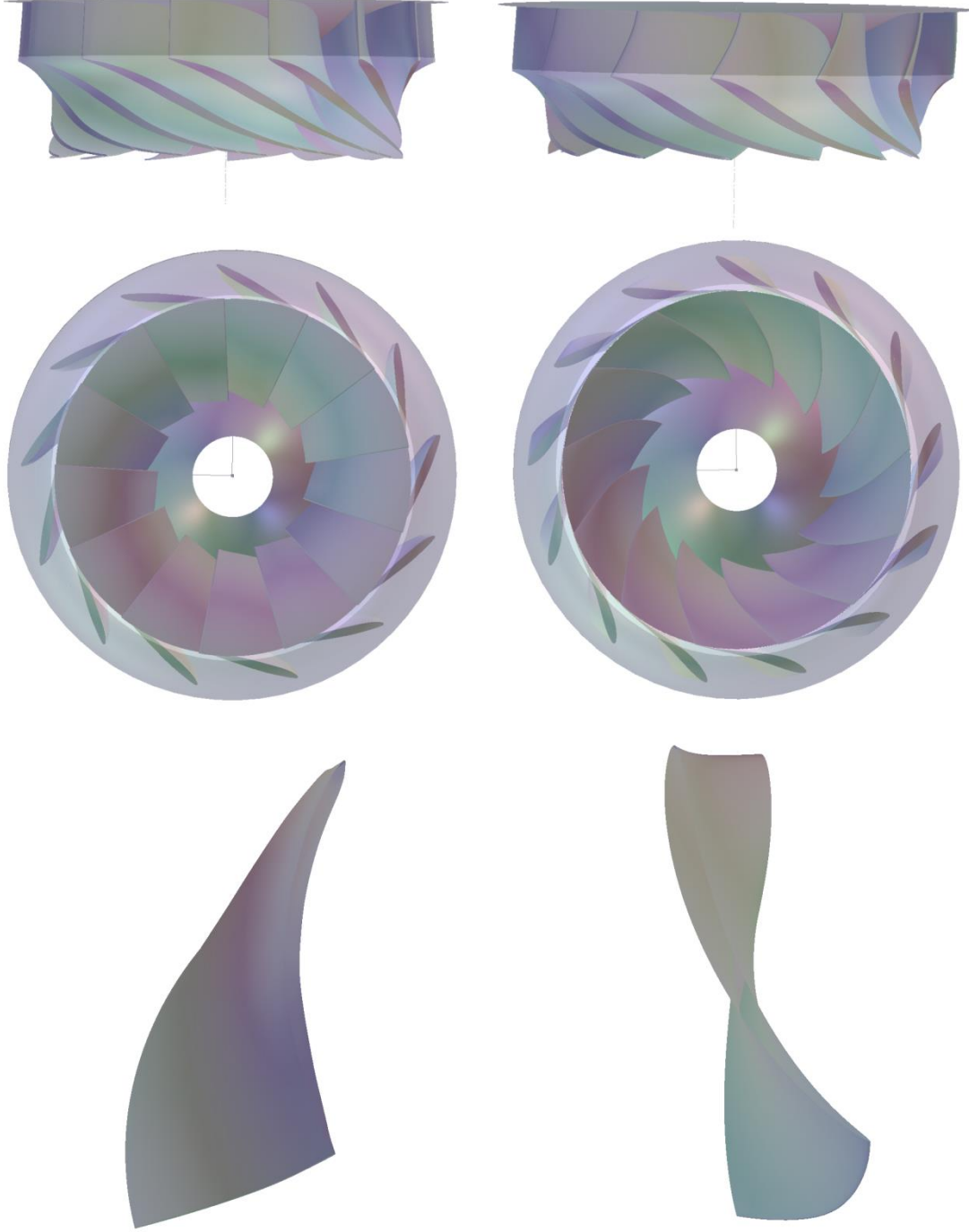
Şekil 2.3'te mevcut ile yeni çarkın taç, orta (50%) ve bilezik kesitlerinin meridyonel uzunluğa göre kalınlık dağılımı gösterilmiştir. Kanat uzunluğu yeni tasarımda büyük oranda kısaltılmıştır. Böylelikle, çarkın daha kısa olması sağlanarak üretiminin kolaylaştırılması amaçlanmıştır. Ayrıca yeni çark tasarımının kanat kalınlığı için NACA0006 profili kullanılmıştır.

Yeni tasarımda X-blade tasarımı kullanılmıştır. X-blade tasarımı Francis türbin tipleri için GE Energy tarafından geliştirilmiş ve birçok HES projesine uygulanmıştır. Şekil 2.4'te görüldüğü gibi X-blade tasarımı geleneksel tasarıma göre hücum kenarı düz değil eğimlidir. Ayrıca çark çıkışından bakıldığında kuyruk kenarı eğimlidir, geleneksel tasarımda ise düzdür. X-blade olarak adlandırılması kanada girişten veya üstten bakıldığında X şeklinde görünmesinden kaynaklanmaktadır. Geleneksel tasarımda hücum kenarındaki düzlük hücum kenarının bilezik kesitinde basıncın ani düşmesine ve girdaplı akışa sebep olur, bu durum hücum kenarı kaviteye, basınç titreşimlerine ve verim düşmesine sebep olur. Geleneksel tasarımdaki kuyruk kenarının düz olması, kanat uzunluğunun (özellikle bilezik kesitinde) artmasına ve kanadın daha eğimli bir şekil almasına yol açmaktadır ve üretimi zorlaştırmaktadır. Sonuç olarak X-blade tasarımı, kaviteye azalmasına, yüksek verime, daha düşük titreşime, geniş işletim aralığına, geniş işletim aralığında

daha kararlı işleme ve daha kolay üretime sebep olmaktadır. Yeni tasarımda X-blade tasarımına geçilmesi kavitasyon üzerinde büyük iyileşme sağlamıştır [31], [32].



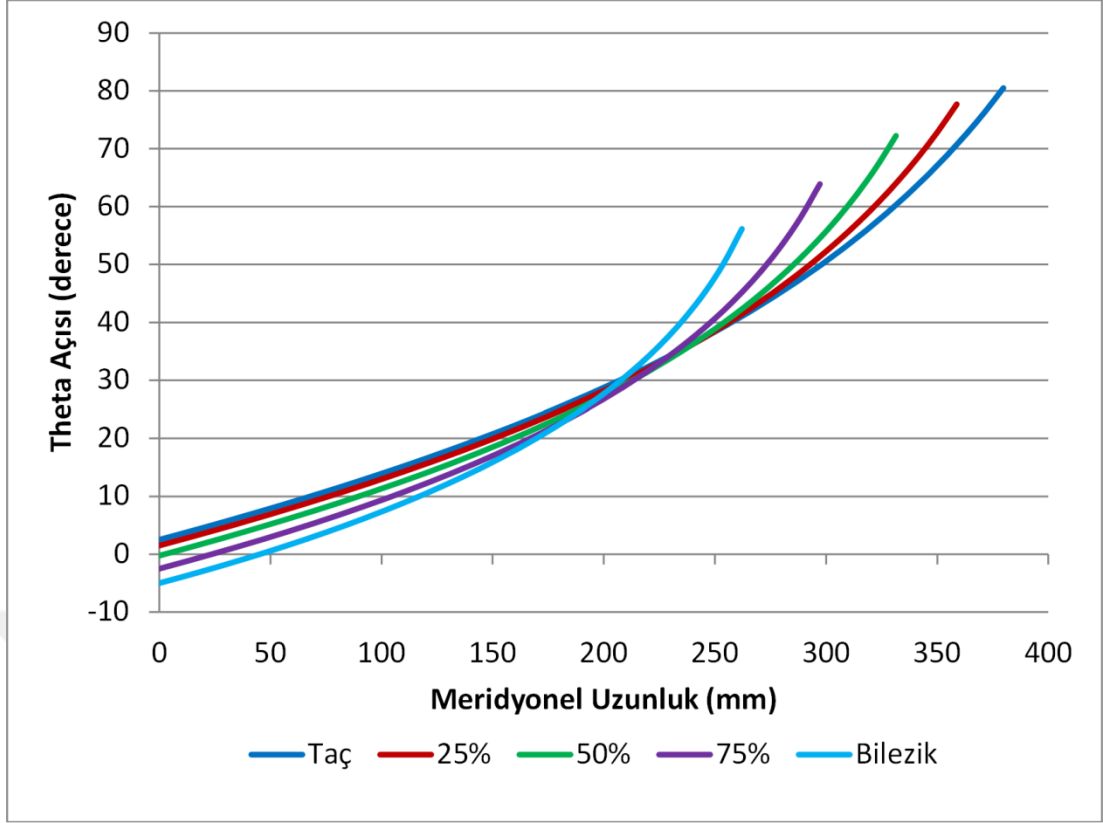
Şekil 2.3 : Taç kesiti (a), 50% kesiti (b) ve bilezik kesiti (c) kalınlık karşılaştırması.



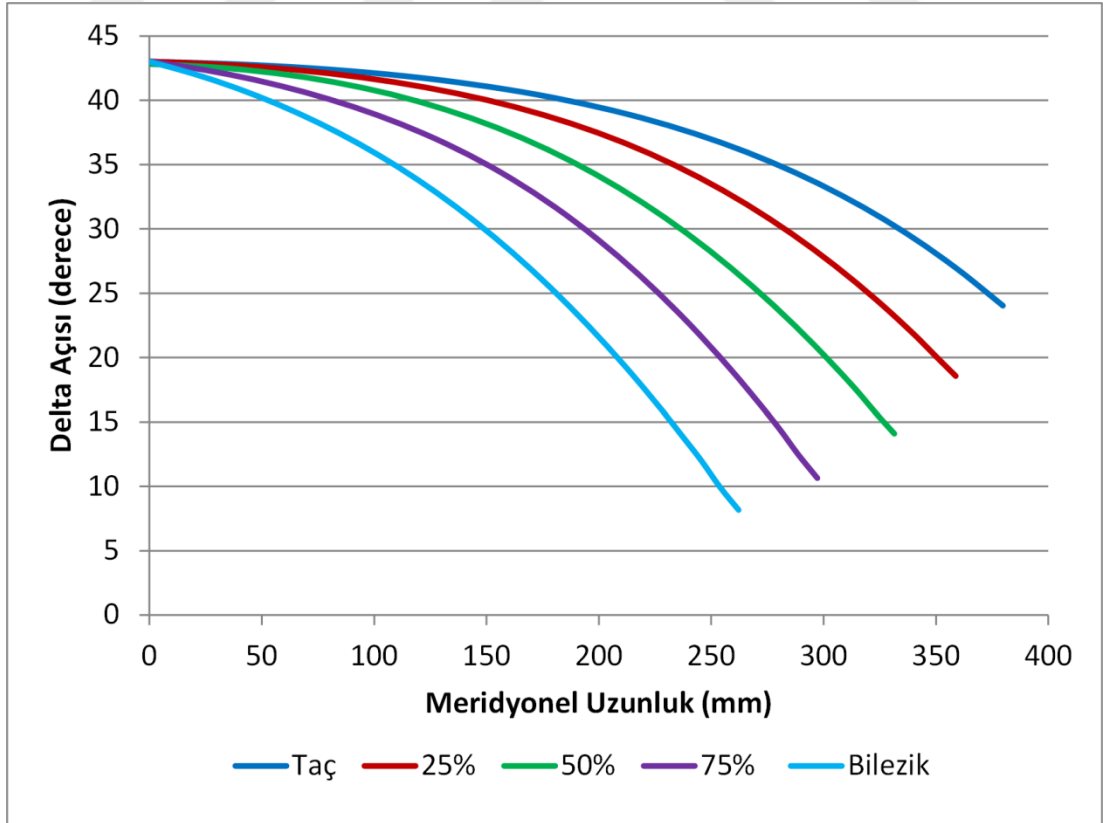
Şekil 2.4 : Geleneksel (solda) ve X-Blade tasarımı (sağda).

Şekil 2.5'te ve Şekil 2.6'da yeni çarkın  $\theta$  ve  $\delta$  açılarının dağılımı gösterilmiştir.  $\theta$  dağılımındaki açı çaprazlamasından X-blade tasarımı oldukça açık bir şekilde görülmektedir. Şekil 2.7'de yeniden tasarlanmış olan çark geometrisi gösterilmektedir.

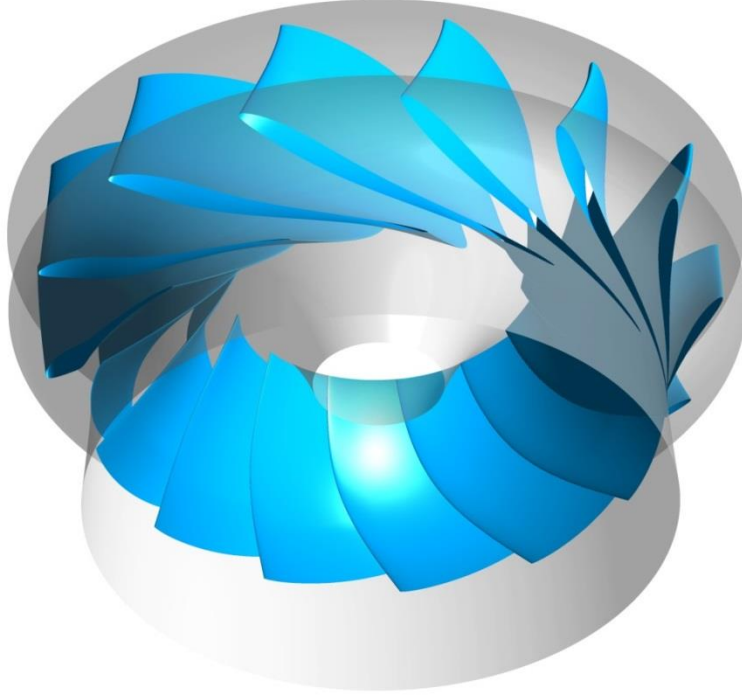




Şekil 2.5 : Yeni çark teta ( $\theta$ ) açısı dağılımı.



Şekil 2.6 : Yeni çark delta ( $\delta$ ) açısı dağılımı.



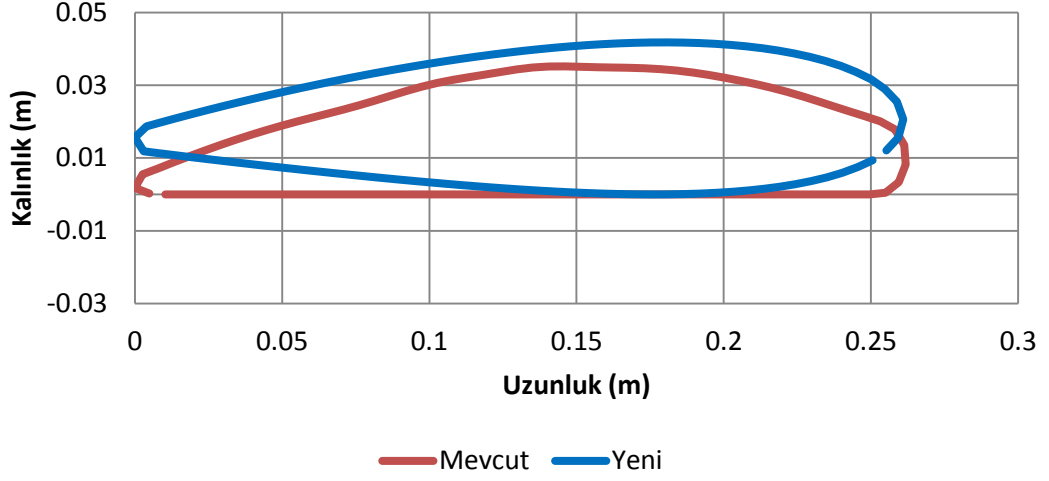
Şekil 2.7 : Yeni çark geometrisi.

### 2.3. Ayar Kanadı Tasarımı

Ayar kanadı tasarımına çark tasarımı tamamlandıktan sonra başlanmıştır. Çark tasarımında olduğu gibi ayar kanadı tasarımı da ANSYS BladeGen programı ile yapılmıştır. Ayar kanadının tasarımında önemli olan parametreler çarka giren debinin ayarlanması ve yine suyun çarka, çarkın tasarlandığı akış açısına göre girmesinin sağlanmasıdır.

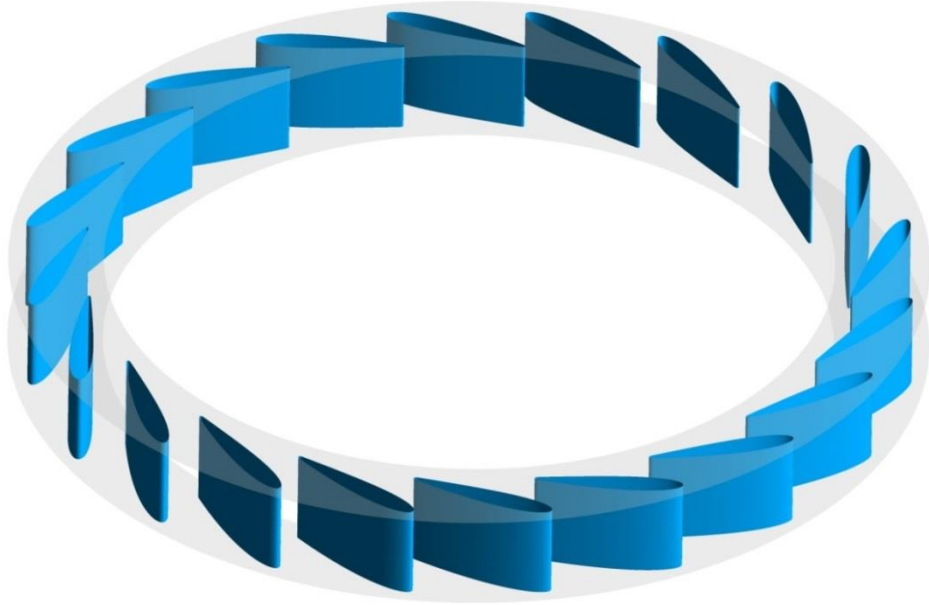
Ayar kanadı tasarımı için türbin analizleri gerçekleştirilmiş ve tasarım noktası için yapılan türbin analizlerinde  $6.1 \text{ m}^3/\text{s}$  debinin ve  $16.5$  derecelik giriş açısının sağlanması beklenmiştir.

Bu aşamada önemli olan değişken ilk olarak ayar kanadının açıklığının kaç derece belirlendiği ve bir başka deyişle ayar kanadının ne kadar döndürüldüğü olup ikinci değişken de ayar kanadının kalınlığıdır. Ayar kanadı kalınlığının artırılması geçen debiyi ve çarka giriş açısını direkt olarak etkilemekte, değiştirmektedir. Bu aşamada iteratif bir çalışma gerçekleştirilmiş ve istenen verilere ulaşılması beklenmiştir. Tasarım noktasında yapılan türbin analizlerinde,  $6.1 \text{ m}^3/\text{s}$  debinin ve  $16.5$  dereceyi çarka sağlayan ayar kanadının, kalınlığı NACA0016 olarak, açıklığı da  $23$  derece olarak belirlenmiştir.



Şekil 2.8 : Mevcut ve yeni ayar kanadı kalınlıkları.

Şekil 2.8’de mevcut ayar kanadının ve yeni çarka göre tasarlanan ayar kanadının kalınlık karşılaştırılması yapılabilmektedir. Yeni ayar kanadı mevcut ayar kanadından yaklaşık 7 mm daha kalındır. Ayrıca yeni ayar kanadında mevcut ayar kanadına göre hücum kenarının kütlüğü düzeltilmiş ve NACA profili seçilerek akış düzensizliklerini tetikleyecek etmenler en aza indirilmiştir. Tasarlanan ayar kanatları Şekil 2.9’da gösterilmektedir.



Şekil 2.9 : Yeni ayar kanadı geometrisi.



### 3. SAYISAL YÖNTEM

#### 3.1. Korunum Denklemleri

Sıkıştırılmaz, üç boyutlu, tek fazlı, viskoz akışı çözebilmek için aşağıdaki kütle korunum ve Navier-Stokes momentum denklemlerini çözmek gereklidir.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0$$

(3.1)

$$\rho \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2}$$

Hem laminer hem de türbülanslı akışlar için geçerli olan Denklem (3.1)'de kütle korunum ve x,y,z momentum denklemleri olmak üzere 4 denklem,  $u, v, w, p$  olmak üzere 4 bilinmeyen vardır. Ancak bu denklemler doğrusal olmayan, ikinci dereceden kısmi diferansiyel denklemler oldukları için analitik çözümü yapılamamaktadır. Doğrudan Nümerik Simülasyon (DNS) ile bu denklemler nümerik olarak çözülebilir ama bu simülasyon ile türbülanslı akışı çözümlenmek için çok fazla çözüm ağı elemanı, böylelikle çok fazla bilgisayar gücü gerekmektedir [33].

Türbülans etkilerini tahmin edebilmek için birçok yöntem ve bu yöntemlerin altında çalışan türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bunlardan en yaygın olarak kullanılan Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS) yöntemidir. Denklem (3.1)'e uygulandığında aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0$$

(3.2)

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = F_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right)$$

Denklem (3.2)'deki  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  terimi Reynolds-stress olarak adlandırılır ve bu terim her bir momentum denklemi için iki tane kayma gerilmesi ekleyerek bilinmeyen sayısını ona çıkarır. Buna karşılık denklem sayısı dört olduğu için sistemin kapalılık sorunu

ortaya çıkar. Bu sorunu çözmek için eddy viskozite modeli Reynolds-stress terimlerinin ortalama hız gradyanları ile ilişkili olduğunu kabul eder. Böylelikle kapalılık sorunu çözülür ve aşağıdaki denklem elde edilir [33], [34].

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (3.3)$$

Bu çalışmada kavitasyon analizi yapıldığı için iki fazlı, zamana bağlı simülasyonlar da yapılmıştır. Su ve buhar fazlarını aynı hız ve basınçta kabul eden homojen çok fazlı model kullanılmıştır [6], [35]. İki fazlı kütle ve momentum denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0$$

$$\rho_m \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (3.4)$$

Kavitasyon sebebiyle su-buhar kütle transferi aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\frac{\partial (\alpha_v \rho_v)}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_v \rho_v v_j)}{\partial x_j} = R_e - R_c \quad (3.5)$$

Bu denklemde  $\rho_v$  buhar yoğunluğu,  $\alpha_v$  buhar hacim oranı,  $R_e$  ve  $R_c$  sırasıyla kavitasyon sırasındaki buharlaşma ve yoğunlaşmaya karşılık gelen kütle transferleridir. Karışım yoğunluğu ( $\rho_m$ ) ve karışım dinamik viskozite denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\rho_m = \rho_v \alpha_v + \rho_f (1 - \alpha_v) \quad (3.6)$$

$$\mu = \mu_v \alpha_v + \mu_f (1 - \alpha_v) \quad (3.7)$$

Burada  $\rho_f$  sıvı yoğunluğu,  $\mu_v$  ve  $\mu_f$  sırasıyla buhar ve sıvı viskoziteleridir [6].

### 3.2. Türbülans Modeli

$k - \omega$  SST modeli iki denklemlili türbülans modelleri arasında geçerli sonuç veren türbülans modellerinden biridir. Bu model  $k - \omega$  ve  $k - \varepsilon$  türbülans modellerini birlikte kullanır.  $k - \omega$  modeli ile duvara yakın akışı çözerken serbest akış için  $k - \varepsilon$  modelini kullanır. Böylelikle sınır tabakada ters basınç değişimleri sebebiyle oluşan akış ayrılmalarının başlamasının ve miktarının tahminini yüksek doğrulukta yaparken serbest akışta geçerli sonuçlar verir. Bu modelin üstünlüğünün sebebi BSL  $k - \omega$  modelinin eddy-viscosity formülüne aşağıdaki sınırlayıcı ifade eklemesidir.

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (3.8)$$

Formüldeki  $F_2$  karıştırma fonksiyonu,  $S$  ise gerinim oranının sabit bir ölçüsüdür [6], [7].

### 3.3. Kaviteasyon Modeli

Türbin içerisindeki kaviteasyonlu akışı tek fazlı HAD analizi ile incelendiğinde, kaviteasyonlu akışın sebep olduğu verim düşümü ve dinamik kuvvetler çözümlenemez, bu nedenle iki fazlı akış analizi yapmak gerekmektedir. Bu etkileri görebilmek için, kaviteasyonlu bir akışta buhar baloncuklarının oluşumunu ve sona ermesini matematiksel olarak ifade eden bir çok model bulunmaktadır. Bu modeller arasında sıkça kullanılan Rayleigh-Plesset modeli karmaşık kaviteasyonlu akışları modellemede üstün yeteneğe sahiptir. Hidromakineler için yapılan kaviteasyon analizleri geçerli sonuçlar vermektedir ve deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. ANSYS CFX çözücüsü bu modeli kullanmaktadır [6], [36].

Sıvı içerisindeki baloncuğun büyümesini tanımlayan Rayleigh-Plesset denklemi aşağıdadır.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (3.9)$$

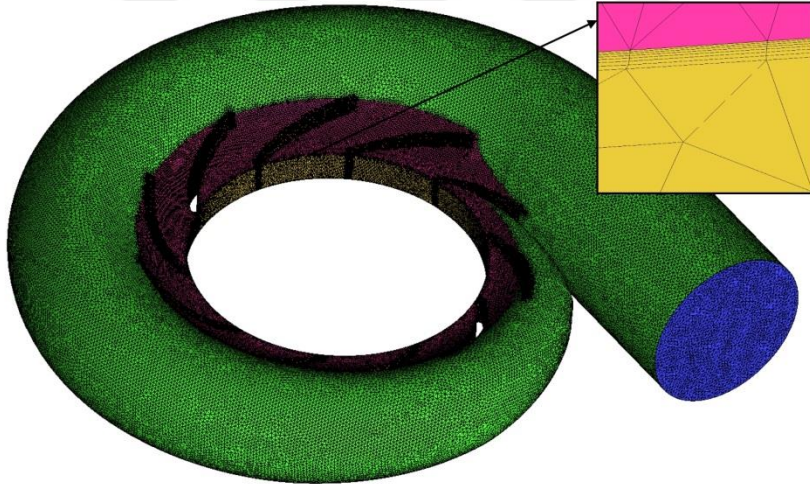
Buradaki  $R_B$  baloncuk yarıçapını,  $p_v$  buharlaşma basıncını,  $p$  baloncuk yüzeyindeki sıvı basıncını,  $\rho_f$  sıvının yoğunluğunu ve  $\sigma$  ise buhar ve sıvı arasındaki yüzey

gerilmesini temsil eder. Bu tez çalışmasında kavitasyon modeli olarak Rayleigh-Plesset modeli kullanılmıştır [33].

### 3.4. Sayısal Çözüm Ağı

#### 3.4.1. Çözüm ağı üretimi

HAD analizi yapılacak akış alanı, salyangoz girişinden emme borusu çıkışına kadar olan Kepez-1 türbinidir, yani sabit kanatları içeren salyangoz, yeniden tasarlanan ayar kanadı ve çark, emme borusudur. Bu bileşenlerin çözüm ağı ICEM-CFD ve TurboGrid programları kullanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca her bir bileşen için çözüm ağı çalışması yapılmıştır. Bu çalışma şu şekilde yapılmaktadır; belirlenen bir parametrenin yakınsamış sonucu eleman sayısından bağımsız olana kadar eleman sayısı artırılır. Hesaplama süresini en aza indirmek için sonucu değiştirmeyen en düşük eleman sayısına sahip çözüm ağı seçilir. Sırasıyla türbin bileşenlerinin çözüm ağı bilgileri aşağıda anlatılmaktadır.

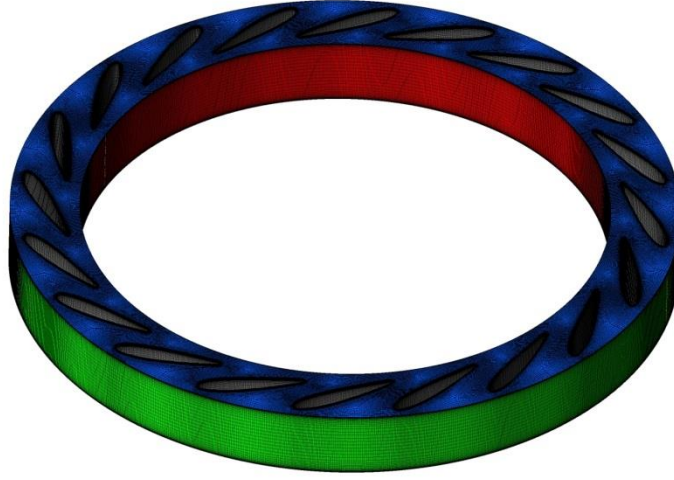


Şekil 3.1 : Salyangoz çözüm ağı.

Salyangoz için çözüm ağı yapısal olmayan dört yüzlü elemanlar ile ICEM-CFD programında oluşturulmuştur. Çünkü salyangozun geometrisi altı yüzlü elemanlar ile oluşturulamayacak kadar karışık bir geometridir. Bu sebeple karmaşık geometrilere çok rahat uyum sağlayan dört yüzlü elemanlar kullanılmıştır. Yapılan çözüm ağı çalışması salyangozun hidrolik verimi üzerinden yapılmıştır. Şekil 3.5 (a)'daki grafikte görüldüğü gibi ikinci çözüm ağından sonra hidrolik verim neredeyse değişmemektedir. Böylelikle 8013242 eleman sayılı çözüm ağı seçilmiştir.



Salyangoz duvarında ve sabit kanat duvarlarında 7 tabakalı prizma elemanları kullanılmıştır. Şekil 3.1’de salyangoz çözüm ağı gösterilmektedir.

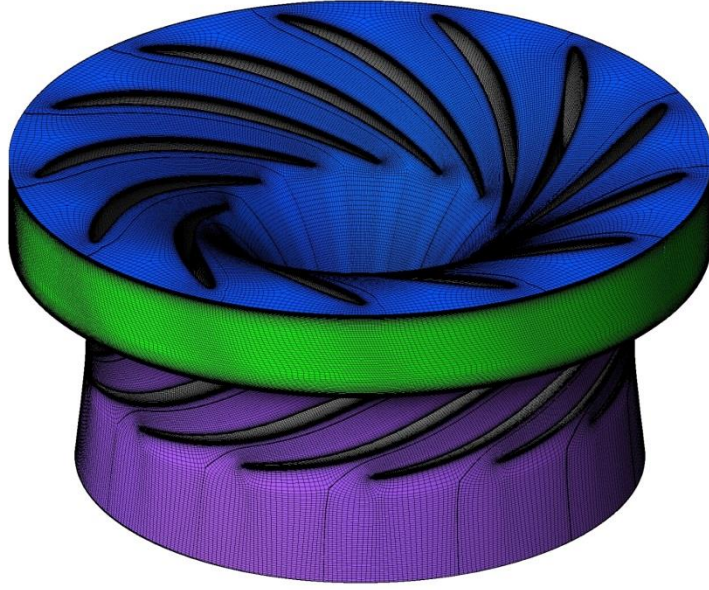


Şekil 3.2 : Ayar kanatları çözüm ağı.

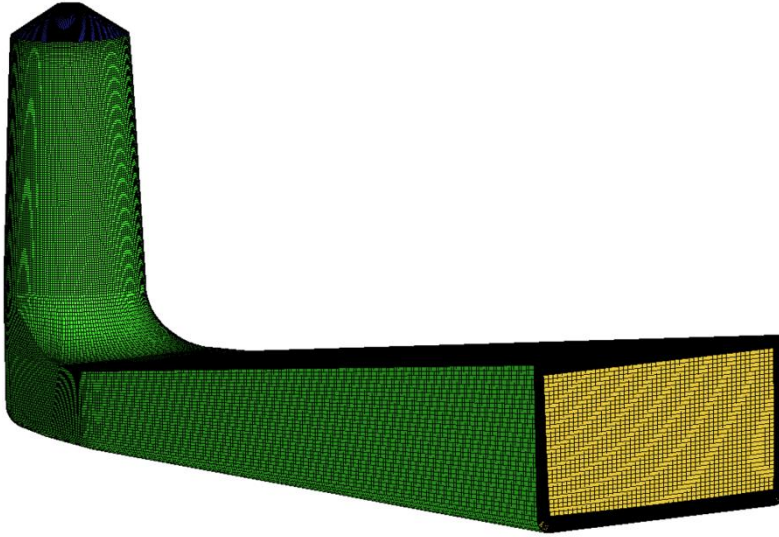
Ayar kanadı çözüm ağı TurboGrid programı kullanılarak oluşturulmuştur. TurboGrid programı karmaşık kanat geometrilerine “ATM Optimized Topology” ile yüksek kalitede altı yüzlü çözüm ağlarını kolaylıkla oluşturabilmektedir. Çözüm ağı çalışması parametre olarak ayar kanadı çıkış açısına göre yapılmıştır. Şekil 3.5 (b)’deki grafikte görüldüğü gibi ikinci çözüm ağından sonra çıkış açısı değişmemektedir. Böylelikle 6471280 eleman sayılı çözüm ağı seçilmiştir. Şekil 3.2’de ayar kanatları çözüm ağı gösterilmektedir.

Çarkın çözüm ağı da TurboGrid programı kullanarak altı yüzlü elemanlar ile oluşturulmuştur. Yapılan çözüm ağı çalışması çark verimi üzerinden yapılmıştır. Şekil 3.5 (c)’deki grafikte görüldüğü gibi üçüncü çözüm ağından sonra çıkış açısı çok az değişmektedir. Böylelikle 8504106 eleman sayılı çözüm ağı seçilmiştir. Şekil 3.3’te çarkın çözüm ağı gösterilmektedir.

Emme borusu için çözüm ağı altı yüzlü elemanlar ile ICEM-CFD programında oluşturulmuştur. Yapılan çözüm ağı çalışması emme borusunun basınç geri kazanım oranı üzerinden yapılmıştır. Şekil 3.5 (d)’deki grafikte görüldüğü gibi ikinci çözüm ağından sonra basınç geri kazanım oranı neredeyse değişmemektedir. Buna rağmen emme borusu girdabını daha iyi çözümleyebilmek için 3176566 eleman sayılı çözüm ağı tercih edilmiştir. Şekil 3.4’te emme borusu çözüm ağı gösterilmektedir.



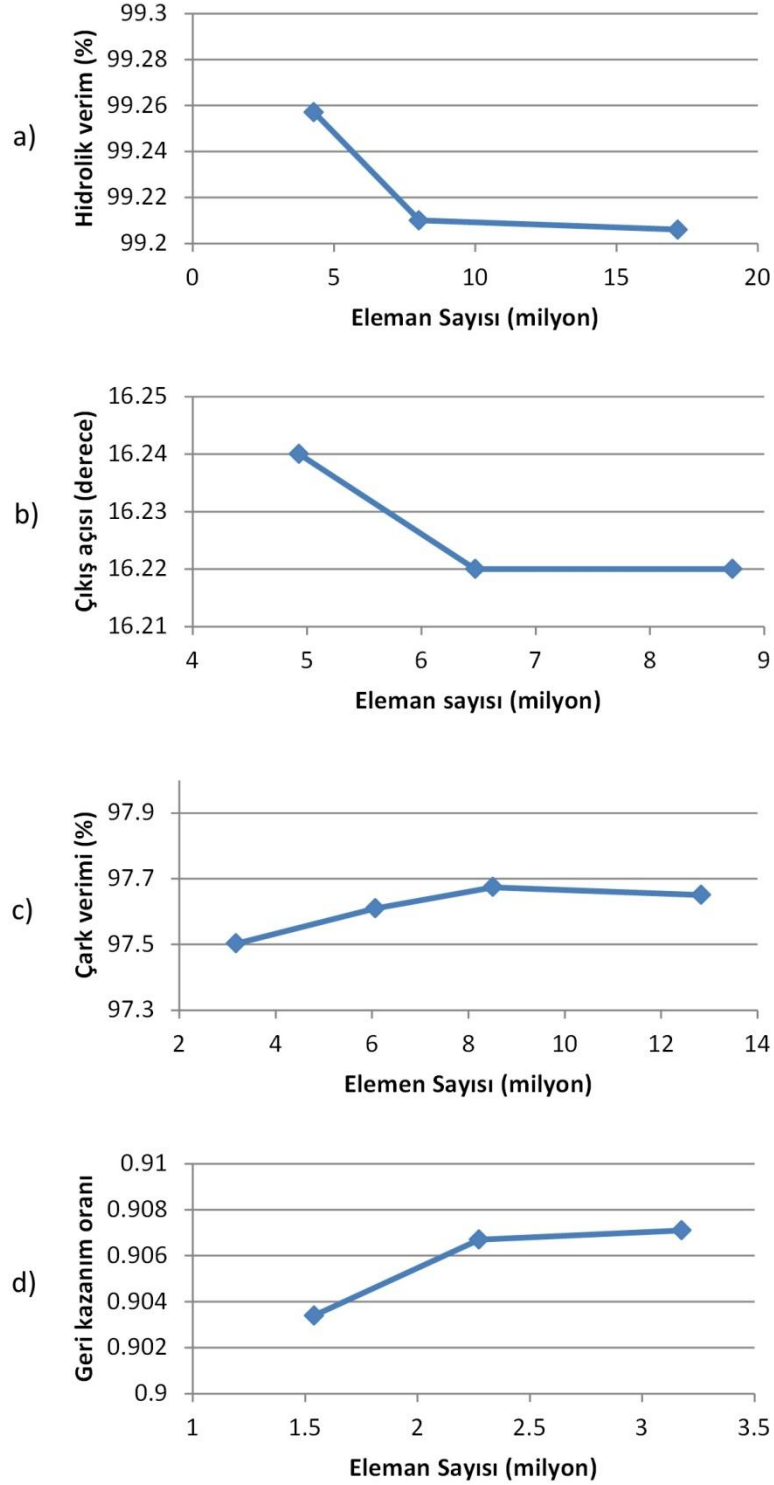
Şekil 3.3 : Çark çözüm ağı.



Şekil 3.4 : Emme borusu çözüm ağı.

Çizelge 3.1 : Türbin bileşenlerinin çözüm ağı bilgileri.

	Eleman Tipi	Eleman Sayısı	$y_{ort}^+$
Salyangoz	Dört yüzlü	8013242	41
Ayar Kanatları	Altı yüzlü	6471280	107
Çark	Altı yüzlü	8504106	110
Emme Borusu	Altı yüzlü	3176566	46
Toplam		26165194	



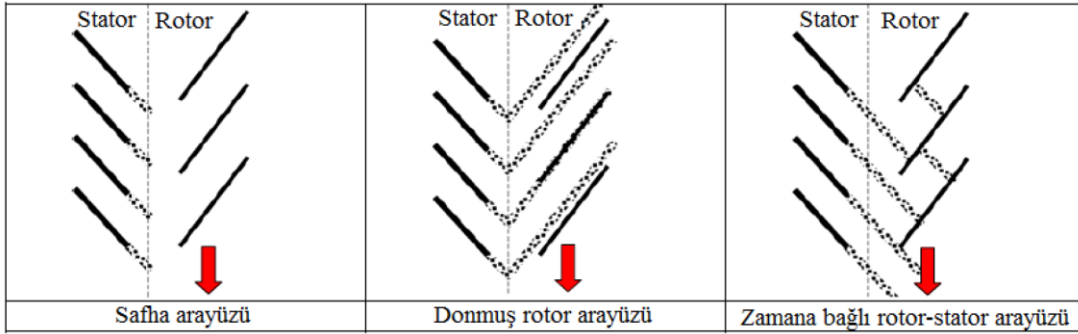
Şekil 3.5 : Türbin bileşenleri için çözüm ağı çalışması.

Türbin bileşenlerinin çözüm ağları belirlenmiştir. Bu çalışmadaki türbin HAD analizlerinin hepsi bu çözüm ağları kullanılarak yapılmıştır. Bu çözüm ağları ile ilgili bilgiler Çizelge 3.1’de toplanmıştır. Görüldüğü gibi türbinin toplam eleman sayısı yaklaşık 26 milyondur. Ayrıca tüm bileşenlerin ortalama boyutsuz duvar ağ uzunluğu

( $y_{ort}^+$ ) verilmiştir. Sınır tabakanın çözülebilmesi için  $y^+ < 1$  olma durumu sağlanamamıştır. Çünkü eleman sayısı çok artacağı için hesaplama zamanı çok artmaktadır. Böylelikle sınır tabaka logaritmik duvar kuralı denklemi ile çözülür.

### 3.4.2. Çözüm ağı bağlantısı

Türbin bileşenlerinin çözüm ağları ayrı ayrı oluşturulmuştur. Böylelikle birleştirilen çözüm ağlarının birbirine bağlanan yüzeyleri aynı değildir. ANSYS CFX bu yüzeyleri Genel Ağ Arayüzü (GGI) algoritması ile başarıyla yapar. Birbirine göre dönen bileşenler arasındaki çözüm ağı bağlantısı ise GGI tabanlı Çoklu Çerçeve Referans Sistemi (MFR) ile yapılır. Böylelikle, her türbin bileşeni için en uygun çözüm ağı üretilebilir [33].



Şekil 3.6 : Üç ana rotor-stator arayüz çeşidi [36].

Dönen ve sabit bileşenler arasındaki rotor-stator etkileşimini hesaplamak için çeşitli matematiksel modeller geliştirilmiştir. Bu modeller sırasıyla safha, donmuş rotor ve zamana bağlı rotor-stator arayüzleridir [36].

Safha arayüzü, dönen ve sabit bileşenler arasında akış özelliklerinin çevresel olarak ortalamasını aktarır. Bu arayüz sadece kararlı hal analizlerinde kullanılabilir. Bu yüzden zamana bağlı rotor-stator etkilerini çözümleyemez. Buna rağmen akışı temsil eden uygun sonuçlar verir. Ancak arayüz boyunca akış özelliklerinin ortalamasını aldığı için çevresel değişimlerin önemli olduğu akışlarda uygun bir model değildir [35], [37].

Donmuş rotor arayüzü, isminden de anlaşılacağı gibi dönen ve sabit bileşenleri değişmeyen bağıl bir konumda tutar. Dönen bölümler üzerinde dönme etkilerini dahil edebilmek için arayüzde çerçeve dönüşümü yapar. Bu arayüz de sadece kararlı hal analizlerinde kullanılabilir ve zamana bağlı etkileri çözümleyemez. Böylelikle tüm

akış düzensizlikleri aynı konumda kalır. Bu durum bu arayüz modelini, dönen ve dönmeyen bileşenlerin nasıl konumlandırıldığına bağımlı yapar ve akış düzensizliklerini konumlandırmaya göre gerçekçi olmayacak şekilde fazla tahmin eder. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi stator kanadından çıkan girdap rotor kanadına boylu boyunca vurmaktadır. Bunlara rağmen donmuş rotor modeli, arayüz boyunca çevresel değişimler fazla ise oldukça kullanışlı bir modeldir. Ek olarak bu model üç model arasında en hızlı sonuç veren modeldir [35]–[37].

Zamana bağlı rotor-stator arayüzü tüm akış düzensizliklerini düzgün bir şekilde arayüz boyunca aktarır. Zamana bağlı olarak arayüzü kaydırır, böylelikle zamana bağlı rotor-stator etkileşimlerini doğru tahmin eder. Ancak zamana bağlı simülasyon yapıldığından simülasyon süresi çok daha fazladır, böylelikle kullanılan bilgisayarın çok güçlü olması gerekmektedir. Bunun yanı sıra sonuçları işlemek için yüksek disk kapasitesi gerekmektedir [35], [36].

Rotor-stator arayüzlerini birbirleri ile kıyaslayacak olursak, en gerçekçi sonuçlar veren arayüz çeşidi zamana bağlı rotor-stator arayüzüdür. Çünkü birbirine göre dönen bileşenler arasındaki tüm akış özelliklerini başarıyla hesaplar. Safha arayüzü genellikle donmuş rotor arayüzüne göre daha iyi sonuçlar verir. Ancak donmuş rotor arayüzü ile kararlı hal simülasyonu, zamana bağlı rotor-stator arayüzü ile zamana bağlı simülasyon yapmadan önce akış alanı için iyi bir başlangıç tahminidir [35]–[37].

Bu çalışmada tüm kararlı hal simülasyonlarında donmuş rotor arayüzü kullanılmıştır. Kepez-1 türbininin tasarım dışı işletim koşullarında rotor-stator etkileşimi sonucunda arayüz boyunca oluşabilecek çevresel değişimleri daha iyi tahmin edebilecektir ve yakınsama ve hesaplama süresini azaltacaktır. Ayrıca zamana bağlı simülasyonlarda ise doğal olarak zamana bağlı rotor-stator arayüzü kullanılmıştır.

### **3.5. Simülasyon Yöntemi**

Bu çalışmada tek fazlı, kararlı hal simülasyonlar ile iki fazlı, zamana bağlı simülasyonlar olmak üzere iki farklı HAD analizi yapılmıştır. Tüm simülasyonlar ANSYS CFX 15.0 ile yapılmıştır.

Kepez-1 türbininin işletim aralığında türbin performansını tahmin edebilmek için 60 farklı işletim noktasında tek fazlı, kararlı hal simülasyonları yapılmıştır. Bu

simülasyonlar  $14^\circ$ ,  $15.5^\circ$ ,  $17^\circ$ ,  $18.5^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $21.5^\circ$ ,  $23^\circ$ ,  $24.5^\circ$ ,  $26^\circ$  ve  $29^\circ$  olmak üzere 10 farklı ayar kanadı açıklığında yapılmıştır. Sınır koşulu olarak salyangoz girişine toplam basınç, emme borusu çıkışına ise statik basınç verilmiştir. Türbin içerisindeki duvarların pürüzlülüğü için pürüzsüz duvar tanımlanmıştır. Adveksiyon şeması ve türbülans nümeriği yüksek çözünürlük ile gerçekleştirilmiştir.

Türbin içerisindeki akışta zamana bağlı etkileri tahmin edebilmek ve kavitasyonun zararlarını görebilmek için iki fazlı, zamana bağlı kavitasyon simülasyonları tasarım noktasında, aşırı yüklemeye ve kısmi yüklemeye olmak üzere üç işletim noktasında yapılmıştır. Zamana bağlı şeması ikinci dereceden geri Euler ile yapılmıştır. Zaman adımı için 0.00044444 saniye kullanılmıştır, bu da çarkın  $2^\circ$  dönüş süresine eşittir.

Türbin HAD simülasyonlarının hepsi ETU Hidro demet bilgisayarı ile yapılmıştır. Bu bilgisayar dokuz adet 12 çekirdekli HP Proliant DL380p Gen8 düğünden oluşmaktadır. Yani tüm simülasyonlar 108 çekirdek ile çözülmüştür. Kararlı hal simülasyonlarının her biri 6 saat sürmektedir. Böylelikle 60 simülasyon 15 gün sürmüştür. İki fazlı, zamana bağlı sonuçlar elde etmek için öncelikle kararlı hal simülasyonu yapılmıştır, sonrasında bu sonuçları tek fazlı zamana bağlı simülasyon için başlangıç tahmini olarak kullanılmıştır, iki fazlı zamana bağlı simülasyon için ise tek fazlı zamana bağlı sonuçlar başlangıç tahmini olarak kullanılmıştır. 3 işletim koşulu için iki fazlı zamana bağlı sonuçlar 36.5 gün sonrasında elde edilmiştir. Böylelikle bu tezin sonuçlarını elde etmek için 51.5 gün boyunca 108 çekirdekli demet bilgisayarı kullanılmıştır.

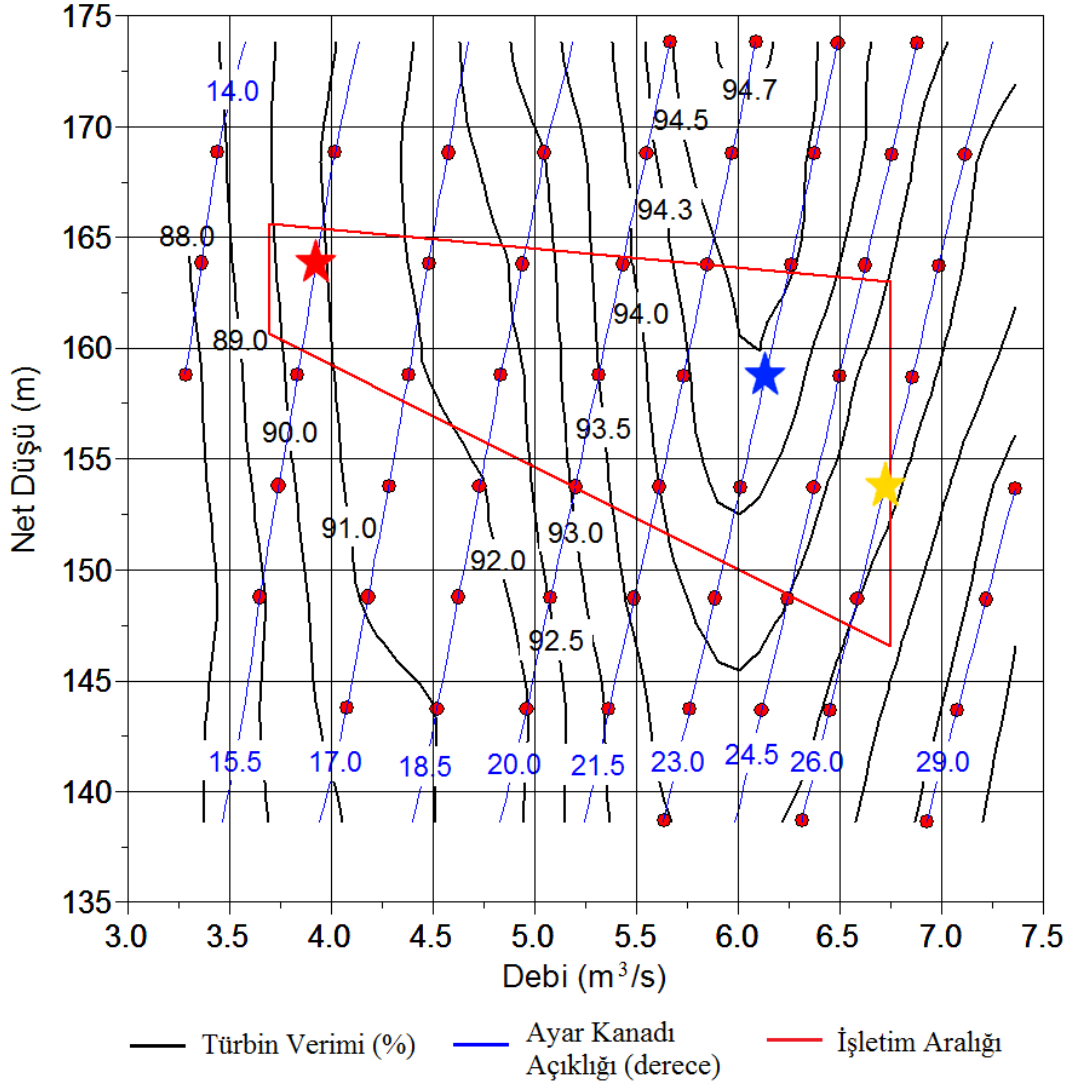
## 4. SONUÇLAR

### 4.1. Kararlı Hal, Tez Fazlı Prototip Türbin Performans ve Kaviteasyon Analizi

Kepez-1 türbininin çark ve ayar kanadı geometrisi yeniden tasarlanmıştır. Rehabilitasyonu yapılmış olan türbinin işletim aralığındaki performansını tahmin edebilmek için 140 m ile 175 m düşü aralığında 14°'den 29°'ye kadar on farklı ayar kanadı açıklığında toplam 60 işletim noktası için kararlı, tek fazlı simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlar Şekil 4.1'de kırmızı noktalar ile gösterilmektedir. Bu noktaların her birinden elde edilen debi, net düşü ve türbin verimi değerleri ile Kepez-1 prototip türbininin tepe diyagramı oluşturulmuştur.

Türbinin işletim aralığı Çizelge 2.2'deki türbinin minimum (3.7 m<sup>3</sup>/s) ve maximum (6.75 m<sup>3</sup>/s) debi değerlerine karşılık gelen tek ve üç türbin düşü değerleri Şekil 4.1'de kırmızı çizgiler ile gösterilmektedir. Türbin, mavi yıldız ile gösterilen tasarım noktasında 94.48% türbin verimi ile çalışmaktadır, ayrıca tüm işletim aralığında 90% veya üzeri türbin verimi ile çalışmaktadır. Mevcut türbin için yapılan HAD analizinde tasarım debisi olan 6.1 m<sup>3</sup>/s'ye karşılık gelen türbin verimi 91.6%'ya karşılık gelmektedir [38]. Böylelikle yeni tasarlanan türbin ile yaklaşık 2.9% verim artışı sağlanmıştır.

Simülasyonu yapılan 60 işletim noktasının sonuçlarını ayrıntılı bir şekilde göstermek mümkün olmadığından dolayı Şekil 4.1'de mavi, kırmızı ve sarı yıldızlar ile gösterilen sırasıyla tasarım noktası, kısmi yükleme ve aşırı yükleme işletim koşullarının kararlı hal sonuçları gösterilecektir.



Şekil 4.1 : Kepez-1 türbini tepe diyagramı.

#### 4.1.1. Tasarım noktası

Tasarım noktası simülasyonu 160 m düşüde ve 23 derece ayar kanadı açıklığında yapılmıştır. Bu simülasyonun performans sonuçları Çizelge 4.1’de gösterilmektedir. Tasarım noktasında türbin 94.48% verim ile yaklaşık 9 MW güç üretmektedir. Salyangoz, ayar kanadı hidrolik verimi 99%’un üzerindedir. Ayrıca tasarım koşullarında çark çıkışındaki çevresel hız bileşeni  $v_{2u}$  minimize edilmiştir. Böylelikle emme borusunda girdap oluşumu giderilerek emme borusu verimi arttırılmıştır.

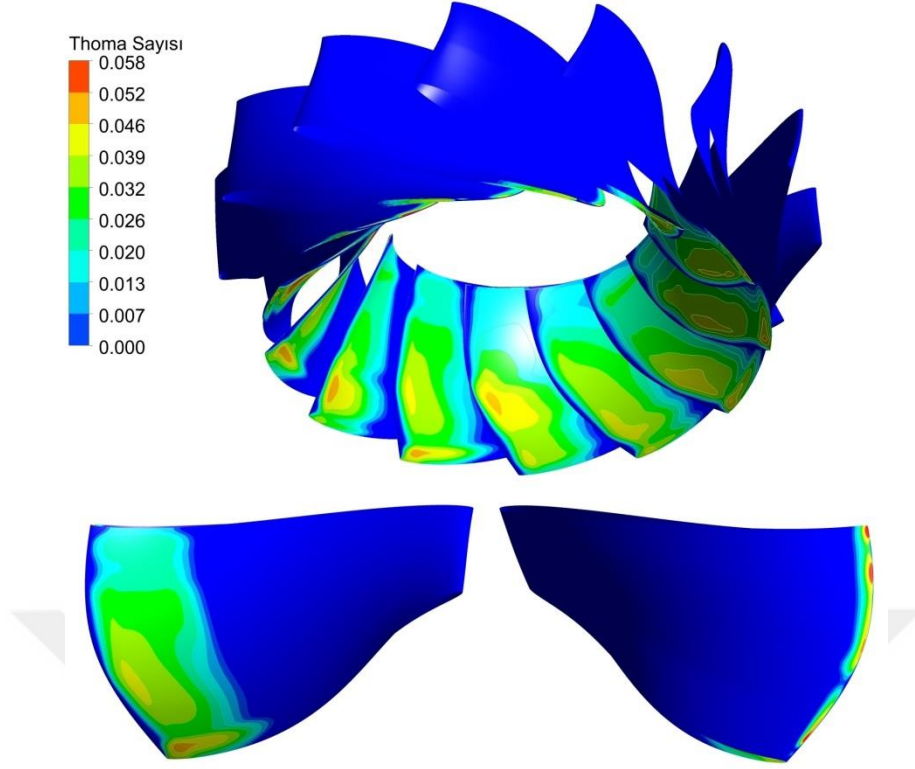


Çizelge 4.1 : TN’de türbin performans değerleri.

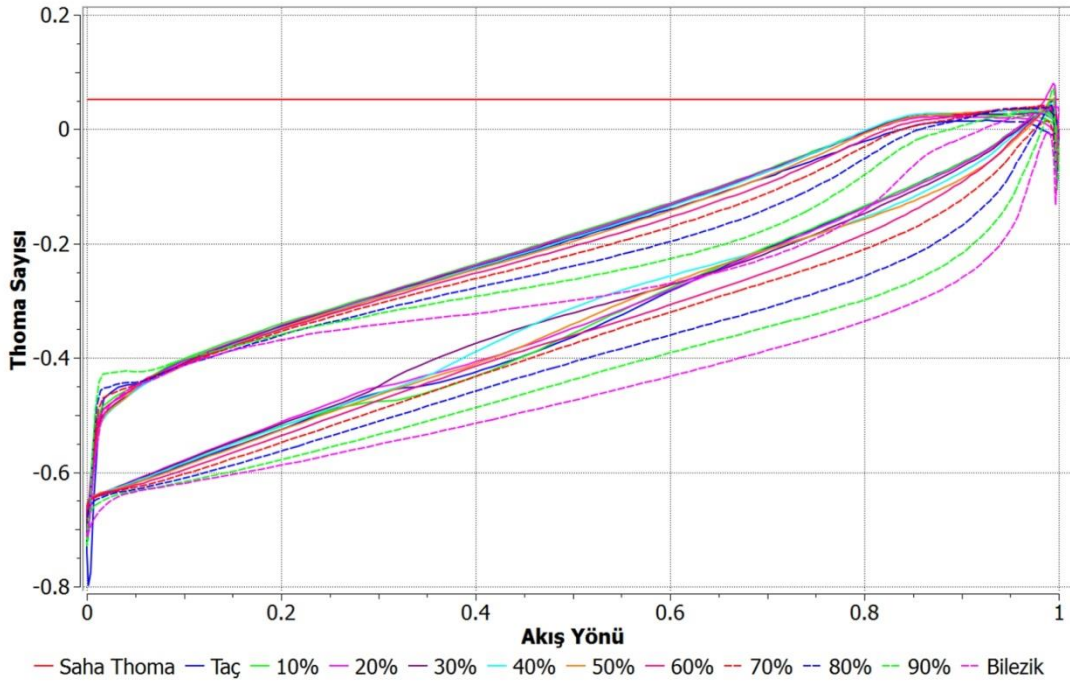
<b>Debi (m<sup>3</sup>/s)</b>	6.135
<b>Türbin Düşüsü (m)</b>	158.73
<b>Salyangoz Verimi (%)</b>	99.44
<b>Ayar Kanadı Verimi (%)</b>	99.29
<b>Çark Verimi (%)</b>	96.13
<b>Emme Borusu Verimi (%)</b>	99.67
<b>Türbin Verimi (%)</b>	94.48
<b>Güç (kW)</b>	8995.81

Tasarım koşulunda çark Şekil 4.2’de görüldüğü gibi kuyruk kenarında kabul edilebilir olan kavitasyon dışında kavitasyona girmemektedir. Bu kavitasyon basınç tarafı konturunda kuyruk kenarında 3 yerde görülmektedir. Ayrıca bu kavitasyon Şekil 4.3’te akış yönünün 1’e yakın olduğu kısımlarda yani kuyruk kenarında görülmektedir. Çünkü taç, 20% ve 90% kesitlerinde Thoma sayısı, saha Thoma sayısı olan 0.052’yi geçmiştir. Ancak bu kavitasyon çark kanadında aşınmaya sebep olmaz çünkü kuyruk kenarında oluştuğu için oluşan baloncuklar emme borusu içerisinde patlar [25]. Thoma dağılımı grafiğini detaylı inceleyecek olursak, tüm kesitlerde Thoma sayısı hücum kenarından (0) kuyruk kenarına düzgün bir değişim göstermektedir. Özellikle 0’a yakın akış yönünde yani hücum kenarında tüm kesitlerde ani Thoma sayısı değişimi görülmemektedir. Çünkü bu ani değişim tasarım dışı işletim koşullarında kanat için en zararlı kavitasyon türü olan hücum kenarı kavitasyonu eğilimini artırır. Bu zıplamaya Şekil 4.8’deki Thoma dağılımındaki hücum kenarında oluşan zıplama örnek gösterilebilir.

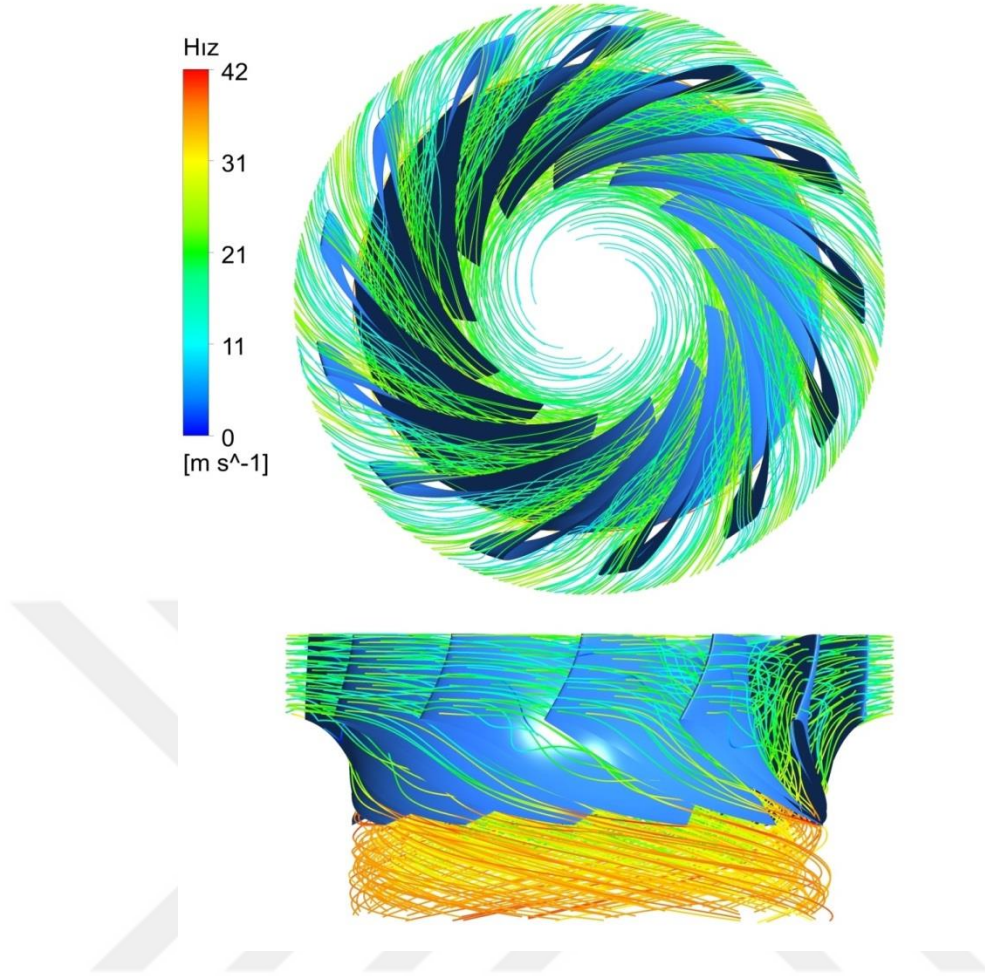
Şekil 4.4’te çarkın akış çizgileri görülmektedir. Akış kanat boyunca düzgün ilerlemektedir. Ancak çarkın bazı kanatlarının hücum kenarlarında akış kopmaları görülmektedir. Yandan görünümünden bu kopmaların kanadın basınç tarafında bilezik kesitine yakın bölgelerinde olduğu görülebilmektedir.



Şekil 4.2 : TN’de çark (üst), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları.



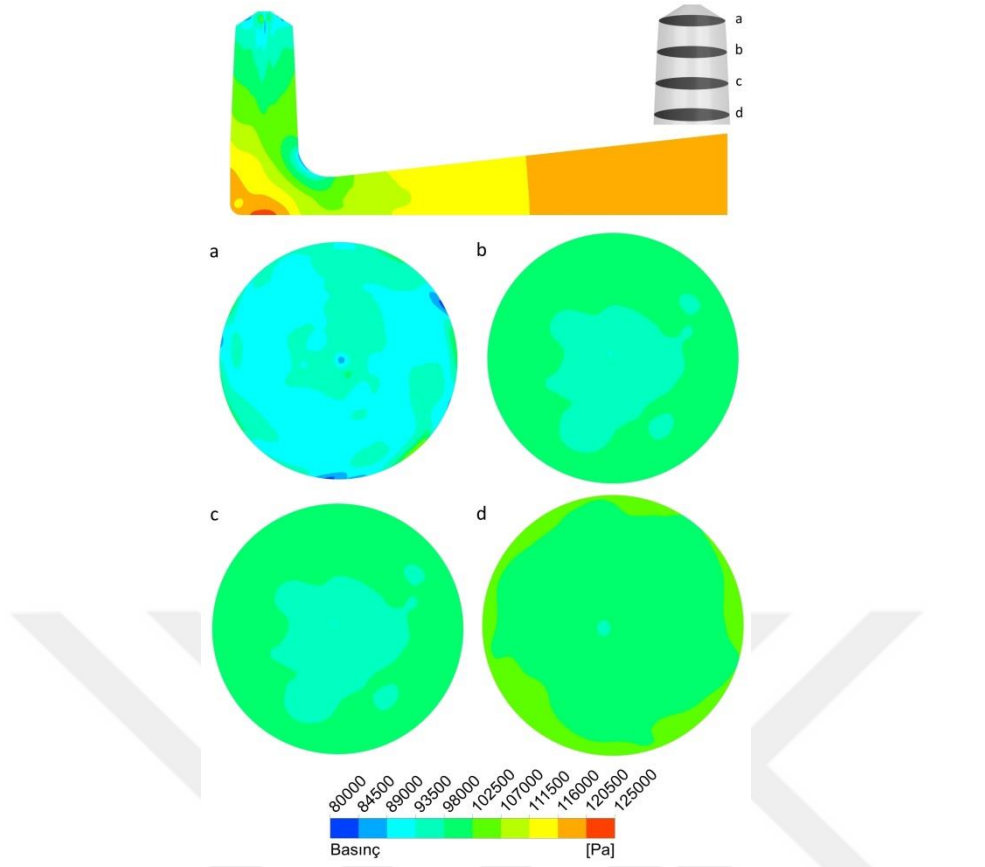
Şekil 4.3 : TN’de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı.



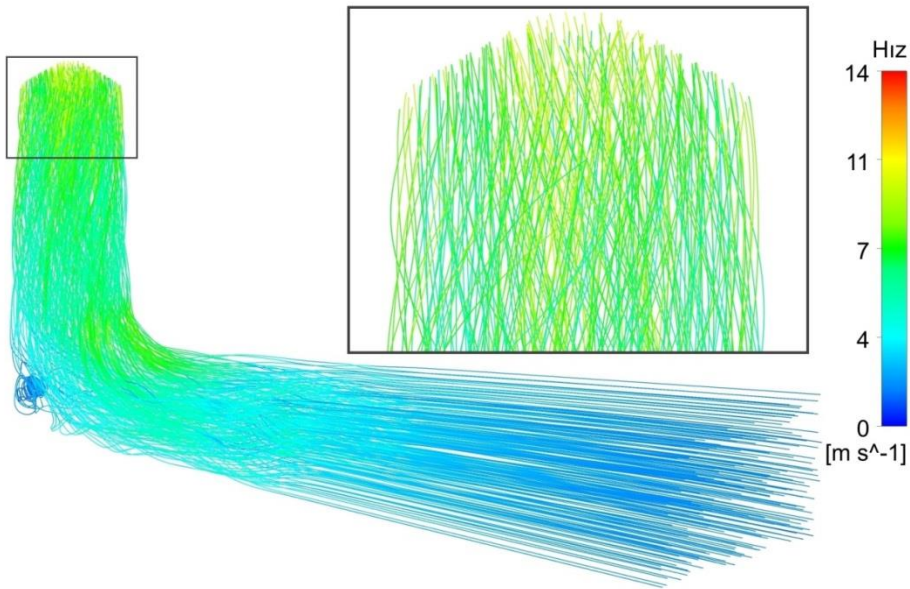
Şekil 4.4 : TN'de üstten ve yandan çark akış çizgileri.

Şekil 4.5'te emme borusu basınç konturuna ve a,b,c,d konturlarına bakıldığında emme borusu vorteksi olmadığı görülmektedir. Emme borusundaki en düşük basınç 80 kPa civarındadır, böylelikle emme borusu kavitasyonu olmadığı rahatlıkla söylenebilir. Emme borusunun 90 derecelik dirsek kısmının sebep olduğu ani basınç değişimleri dışında emme borusu girişinden çıkışına kadar basınç düzgün bir şekilde artmaktadır.

Şekil 4.6'da emme borusu akış çizgilerine bakıldığında akışın 90 derecelik dirsek kısmına kadar düzgün bir şekilde ilerlediği görülmektedir. Dirsek kısmı o bölgede akış düzensizliklerine sebep olmaktadır. Ayrıca emme borusu girişinde girdap oluşmadığını Şekil 4.6'daki yakınlaştırılmış şeklinden rahatlıkla görebilmekteyiz. Bunu çark çıkışındaki çevresel hız bileşeninin ( $v_{2u}$ ) minimize edilmesi sağlamıştır.



Şekil 4.5 : TN’de emme borusu basınç konturları.



Şekil 4.6 : TN’de emme borusu akış çizgileri.

#### 4.1.2. Kısmi yükleme

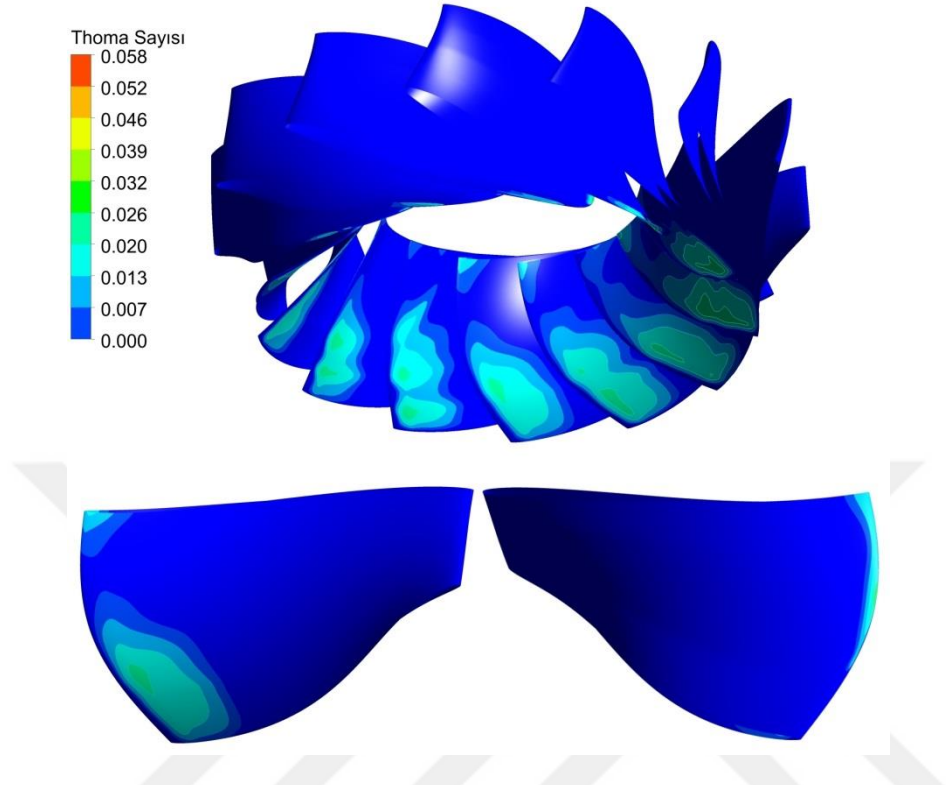
Kısmi yükleme simülasyonu 165 m düşüde ve 15.5 derece ayar kanadı açıklığında yapılmıştır. Tasarım debisinden daha düşük debide bir işletim koşulu olması sebebiyle kısmi yükleme olarak adlandırılmaktadır. Bu simülasyonun performans sonuçları Çizelge 4.2’de gösterilmektedir. Kısmi yüklemde türbin 90.83% verim ile yaklaşık 5.7 MW güç üretmektedir. Türbin veriminin düşmesinin sebebi ayar kanadı açıklığının çok azalması sebebiyle çark geometrisine uygun olmayan akış kinematığıdır. Tasarım noktası performans değerleri ile kıyaslandığında şunlar söylenebilir ki; debi azaldığı için salyangozun hidrolik kayıpları azalmıştır, böylelikle verimi artmıştır, ayar kanadı açıklığı 15.5 dereceye düştüğü için suyun ayar kanadından geçişi oldukça zorlaşmıştır, böylelikle kayıplar artmış, verim yaklaşık 1% azalmıştır. Emme borusu verimi kısmi yüklemelerde şiddetli olan emme borusu girdabının yarattığı kayıplar sebebiyle 3% düşmüştür.

Çizelge 4.2 : KY’de türbin performans değerleri.

<b>Debi (m<sup>3</sup>/s)</b>	3.93
<b>Türbin Düşüsü (m)</b>	163.81
<b>Salyangoz Verimi (%)</b>	99.74
<b>Ayar Kanadı Verimi (%)</b>	98.38
<b>Çark Verimi (%)</b>	96.23
<b>Emme Borusu Verimi (%)</b>	96.66
<b>Türbin Verimi (%)</b>	90.83
<b>Güç (kW)</b>	5712.73

Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de görüldüğü gibi kısmi yüklemde çark kavitasyona girmemektedir. Çünkü konturlarda ve kanat üzerindeki Thoma dağılımı grafiğinde saha Thoma sayısı aşılmamıştır. Şekil 4.8’deki Thoma dağılımı grafiğini detaylı inceleyecek olursak, hücum kenarında düşük geliş açısı sebebiyle emme tarafında ani basınç değişimi oluşmuştur. Ayrıca kuyruk kenarının taç kesiti taraflarında basınç dönmesi meydana gelmiştir, bunun etkisini Thoma konturlarında o bölgede görülebilmektedir. Bu durum kanatlar arası girdap kavitasyonunun oluşma sebebidir.

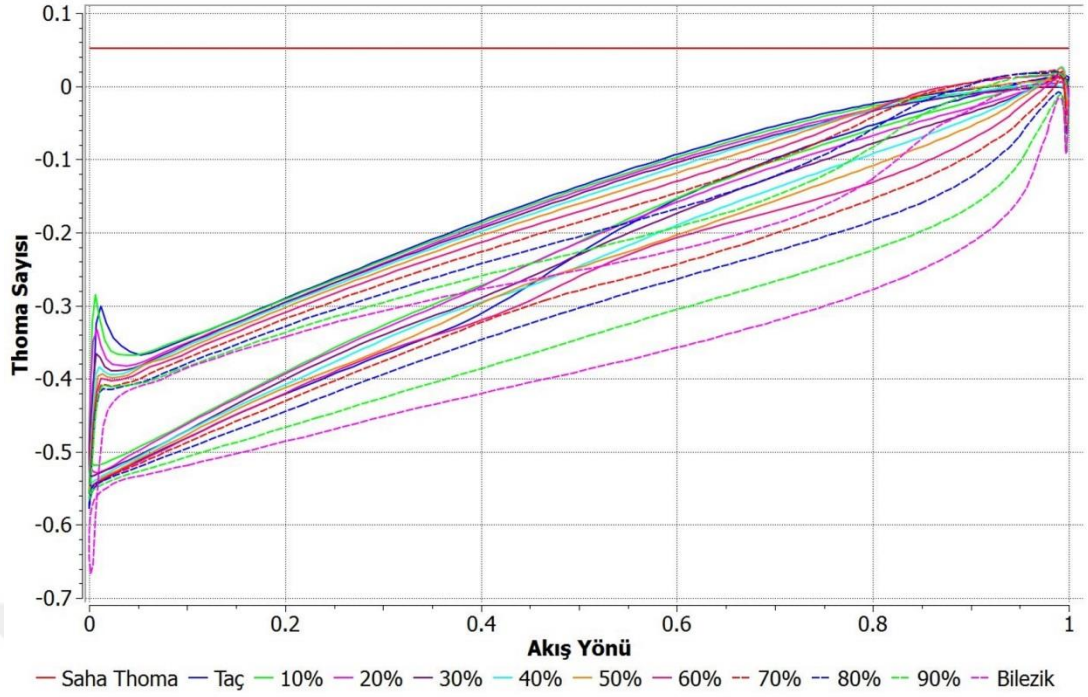
Bu işletim koşulunda daha düşük debilerde ve/veya daha yüksek düşülerde türbin işletilirse kanatlar arası girdap kavitasyonu gözlemlenebilir.



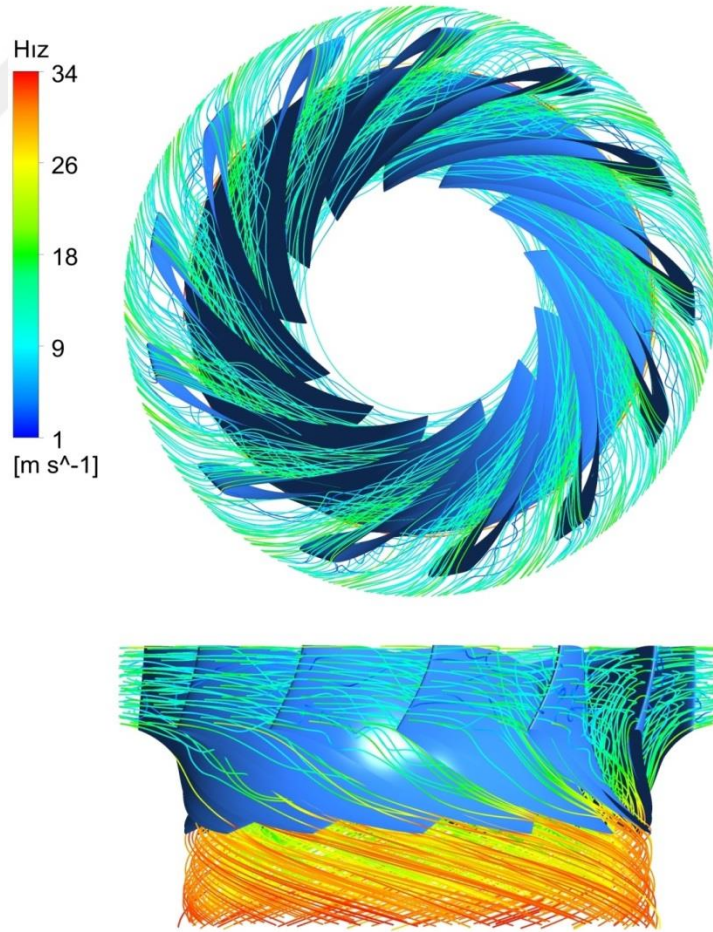
Şekil 4.7 : KY’de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları.

Şekil 4.9’da kısmi yüklemde çarkın akış çizgileri görülmektedir. Beklenildiği gibi çark tasarımına uymayan akış kinematiği sebebiyle çark içerisindeki akış çizgileri tasarım noktasına göre oldukça bozulmuştur. Çarkın basınç tarafında hücum kenarından başlayan girdaplar ve akış ayrılmaları görülmektedir. Basınç tarafındaki bu akış düzensizlikleri taç kesitinden bilezik kesitine kadar görülmektedir.

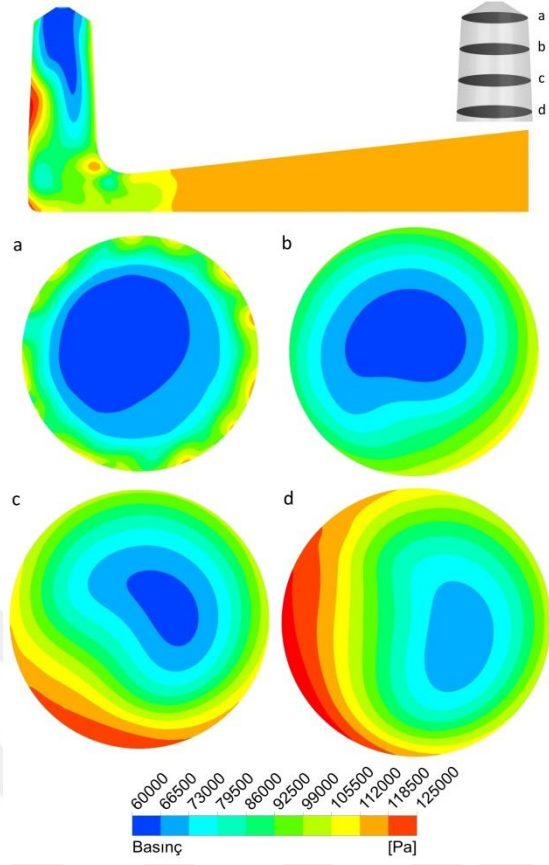
Emme borusu basınç konturlarına bakıldığında şiddetli bir emme borusu girdabı görülmektedir. Emme borusu girişinin büyük bir bölümününü kaplamaktadır. Ayrıca kısmi yüklemelerde beklenildiği gibi sarmal yapıda dönmektedir. Böylelikle a kesitinden d kesitine doğru girdabın düşük basınç bölgeleri yer değiştirmektedir. Şiddetli girdap salınımı sebebiyle c ve d konturlarında daha fazla görülen yatay ekseninde basınç farkları oluşmaktadır. Örnek olarak d konturunda yaklaşık 25 kPa basınç farkı oluşmaktadır. Bu durum titreşime sebep olur. Buna rağmen emme borusu girdabı kavitasyonu görülmemektedir.



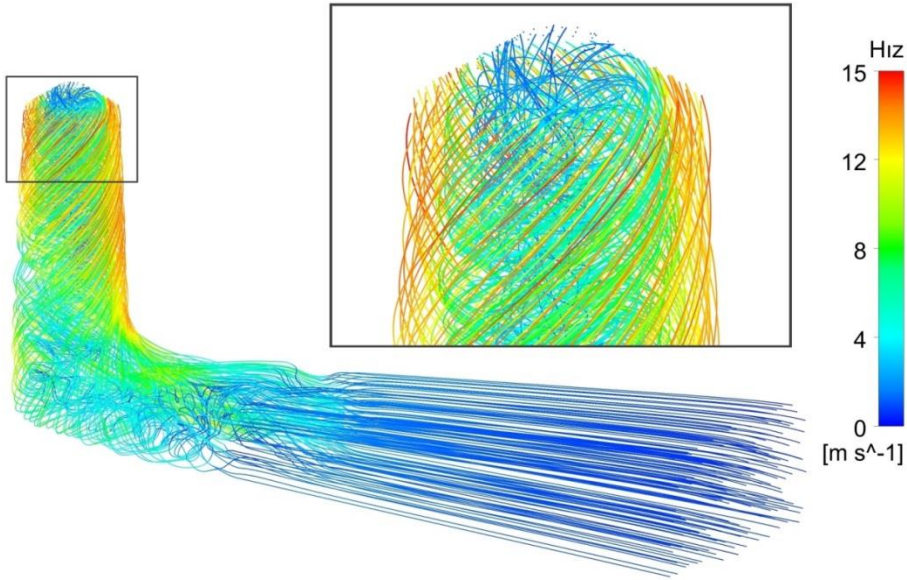
Şekil 4.8 : KY'de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı.



Şekil 4.9 : KY'de üstten ve yandan çark akış çizgileri.



Şekil 4.10 : KY’de emme borusu basınç konturları.



Şekil 4.11 : KY’de emme borusu akış çizgileri.

Şekil 4.11’de emme borusu akış çizgileri görülmektedir. Yakınlaştırılmış şekilde büyük bir girdap olduğu görülmektedir. Çünkü çark çıkışındaki çevresel hız



bileşeninin ( $v_{2u}$ ) büyüktür. Girdap beklenildiği gibi çarkın dönüş yönünde dönmektedir. 90 derecelik dirsekten sonra bile girdabın etkileri görülmektedir.

#### 4.1.3. Aşırı yükleme

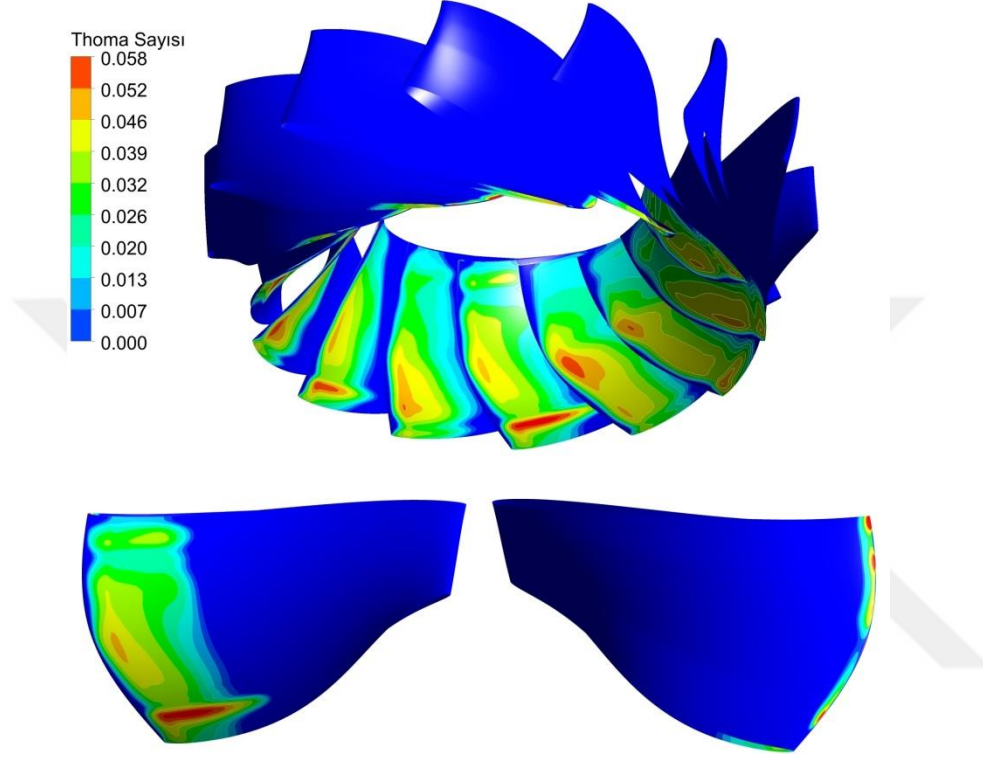
Aşırı yükleme simülasyonu 155 m düşüde ve 26 derece ayar kanadı açıklığında yapılmıştır. Tasarım debisinden daha büyük debide bir işletim koşulu olması sebebiyle aşırı yükleme olarak adlandırılmaktadır. Bu simülasyonun performans sonuçları Çizelge 4.3'te gösterilmektedir. Aşırı yüklemelerde türbin 93.65% verim ile yaklaşık 9.5 MW güç üretmektedir. Tasarım noktası performans değerleri ile kıyaslandığında şunlar söylenebilir ki; debi arttığı için salyangozun hidrolik kayıpları artmıştır, böylelikle verimi azalmıştır, ayar kanadı açıklığı 26 dereceye çıktığı için suyun ayar kanadından geçişi oldukça kolaylaşmış, böylelikle kayıplar azalmış, verim artmıştır. Emme borusu verimi aşırı yüklemelerde oluşan emme borusu girdabının yarattığı kayıplar ile biraz azalmıştır.

Çizelge 4.3 : AY'de türbin performans değerleri

<b>Debi (<math>m^3/s</math>)</b>	6.72
<b>Türbin Düşüsü (m)</b>	153.69
<b>Salyangoz Verimi (%)</b>	99.32
<b>Ayar Kanadı Verimi (%)</b>	99.45
<b>Çark Verimi (%)</b>	95.70
<b>Emme Borusu Verimi (%)</b>	99.24
<b>Türbin Verimi (%)</b>	93.65
<b>Güç (kW)</b>	9459.92

Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te görüldüğü gibi aşırı yüklemelerde çark gezer baloncuk kaviteye girmektedir. Thoma konturlarına bakıldığında beklenildiği gibi kanadın emme tarafının kuyruk kenarına yakın yerlerinde kaviteye girmektedir. Bu kavite çeşidi verim kaybına yol açabilir, ama bu işletim koşulunda görülen kavite kanadın küçük bir yüzeyinde görülmektedir, hatta birkaç kanatta görülmemektedir. Yapılan kavite testlerinde görülmüştür ki, kanat çıkışının

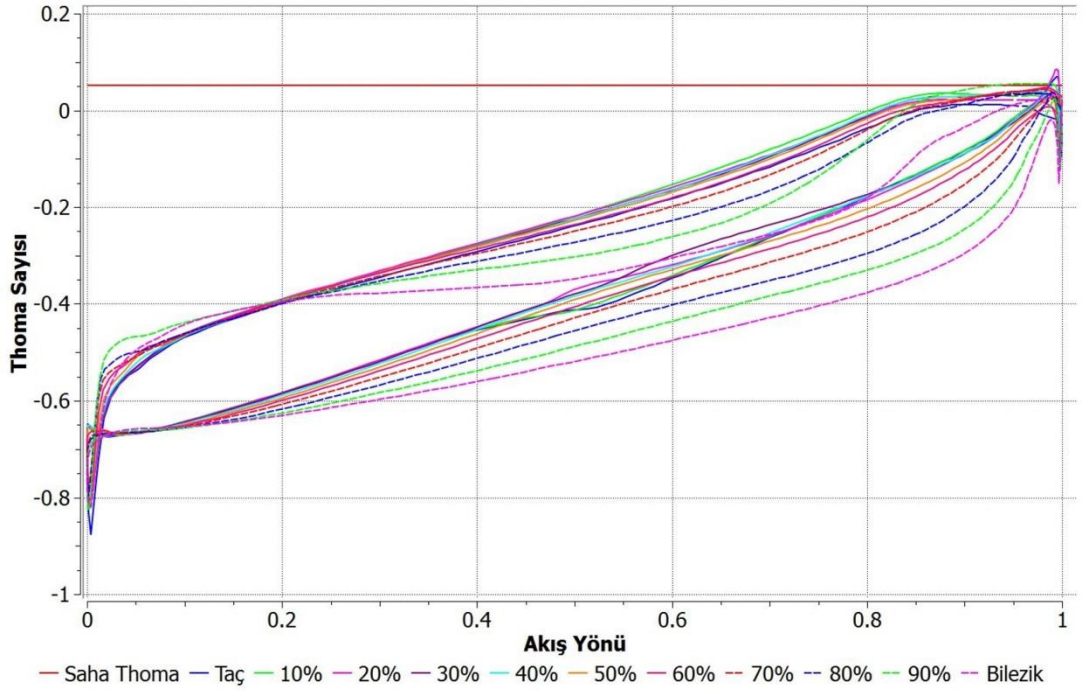
çoğunu kaplayan gezer baloncuk kavitasyonu 2-3% verim düşüşüne sebep olmaktadır ve şiddetli gürültü oluşmaktadır [25]. Thoma dağılımı grafiğini detaylı inceleyecek olursak, hücum kenarında basınç dönmesi görülmektedir. Ayrıca kuyruk kenarına doğru 90% kesitinin emme tarafından saha Thoma sayısını geçtiği görülmektedir.



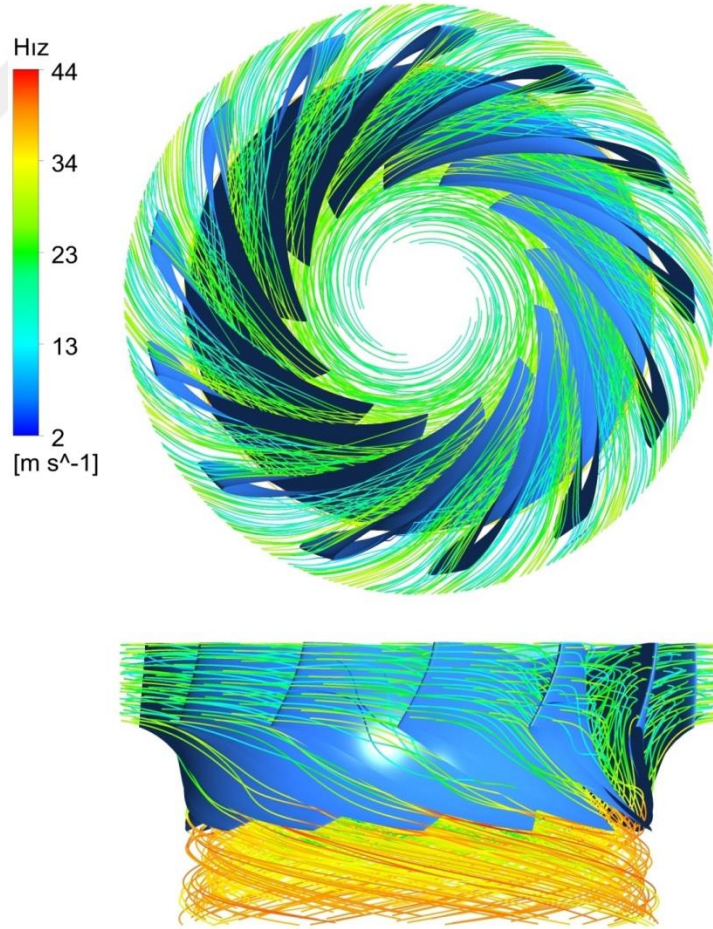
Şekil 4.12 : AY'de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları.

Şekil 4.14'te çarkın akış çizgileri görülmektedir. Akış kanat boyunca oldukça düzgün ilerlemektedir. Ancak çarkın bazı kanatlarının hücum kenarlarında akış kopmaları görülmektedir. Yandan görünümünden bu kopmaların kanadın basınç tarafında orta ve bilezik kesitine yakın bölgelerinde olduğu görülmektedir.

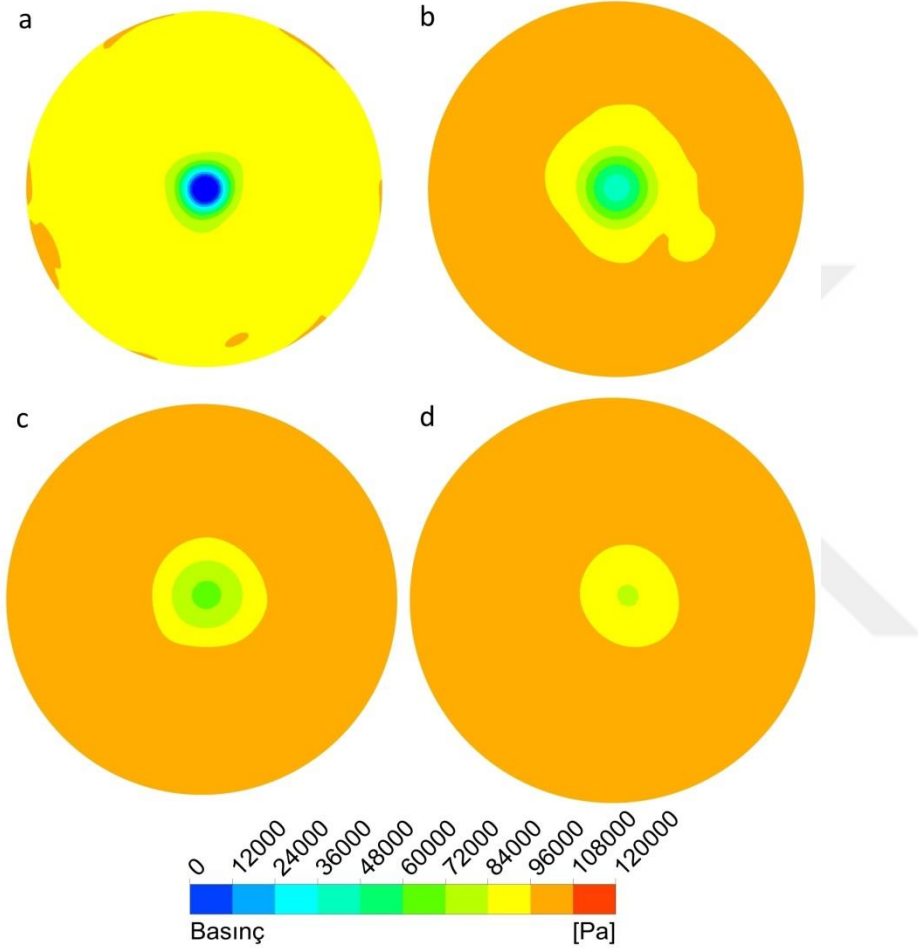
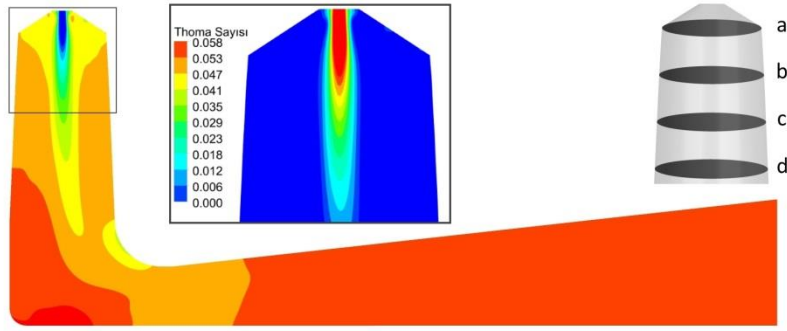
Şekil 4.15'teki Thoma sayısı konturuna bakıldığında, çark çıkışında tacın hemen altında emme borusu girdap kavitasyonu görülmektedir. Aşırı yüklemelerde girdabın emme borusu merkezli dönmesi beklenir ki; basınç konturlarına bakıldığında bu beklenti doğrulanmaktadır.



Şekil 4.13 : AY'de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı.

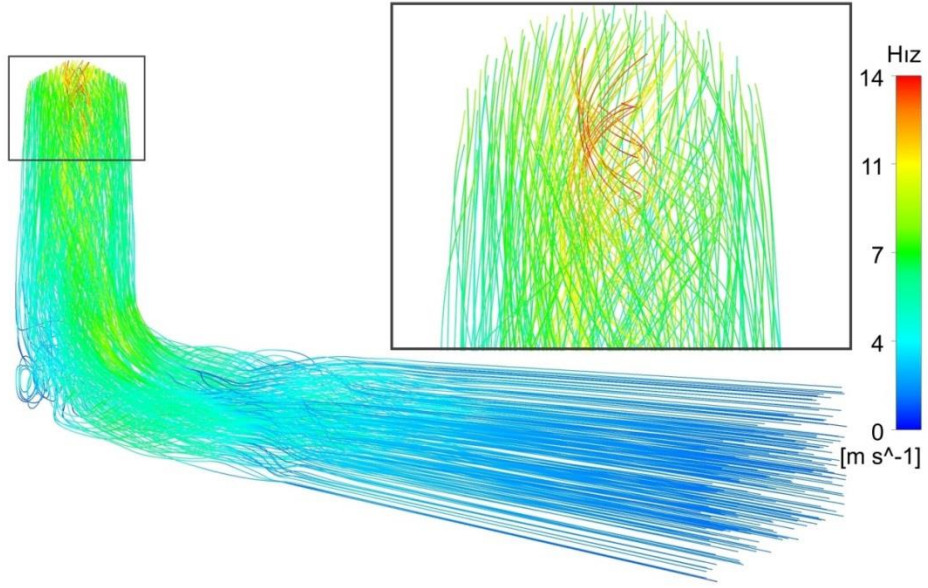


Şekil 4.14 : AY'de üstten ve yandan çark akış çizgileri.



Şekil 4.15 : AY’de emme borusu basınç konturları.

Emme borusu girdabı Şekil 4.16’deki emme borusu akış çizgileri ile de görülmektedir. Emme borusu girişine yaklaştırılmış görüntüsüne bakıldığında girdabın çarkın dönüş yönünün tersine döndüğü anlaşılmaktadır. Bunun sebebi çevresel hız bileşeninin ( $v_{2u}$ ) çarkın dönüş yönünün tersine olmasıdır. Emme borusu girdabı ve 90 derecelik dirsek kısmının sebep olduğu akış düzensizlikleri dışında emme borusunda akış düzgün görünmektedir. Bundan dolayı emme borusu verimi tasarım noktasına göre 0.4% azalmıştır.



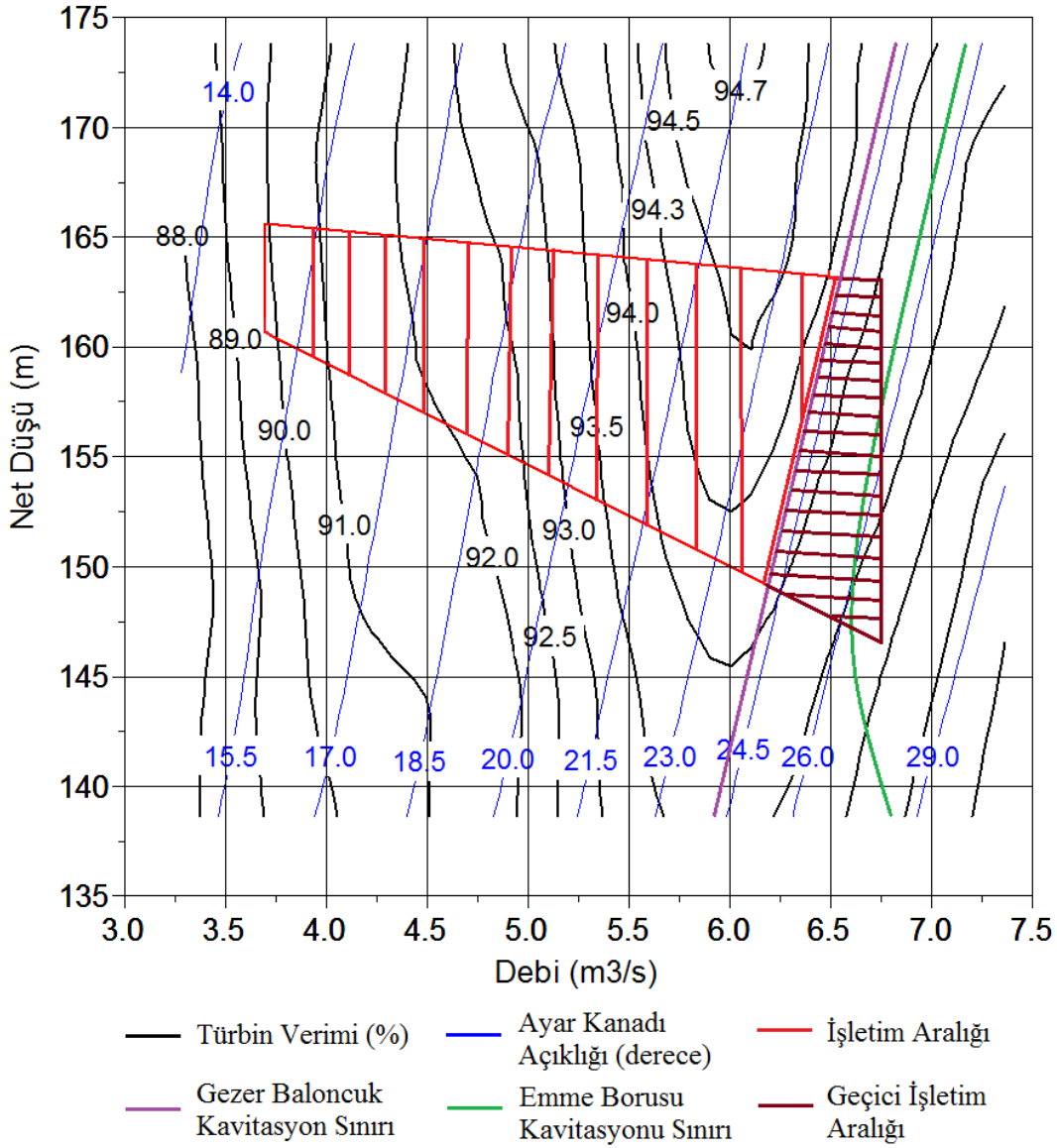
Şekil 4.16 : AY'de emme borusu akış çizgileri.

Türbinin kavitezyon analizi, yapılan 60 simülasyonun her birini yukarıda üç işletim koşulu için incelediğimiz gibi incelenerek yapılmıştır, böylelikle hangi işletim noktasında kavitezyon olup olmadığı, oldu ise hangi kavitezyon çeşidi olduğu tespit edilmiştir. Böylelikle prototip türbinin kavitezyon sınırları Şekil 4.17'de belirlenmiştir. Yeni türbinin tepe diyagramında görüldüğü gibi hücum kenarı kavitezyonu tüm işletim koşullarında görülmemektedir. Aynı şekilde kanatlar arası girdap kavitezyonu da tüm işletim koşullarında görülmemektedir. Ancak tasarım noktasından büyük debilerde (aşırı yükleme) yani şekildeki mor çizgi ve sağında kalan işletim koşullarında gezer baloncuk kavitezyonu görülebilmektedir. Ek olarak yine aşırı yüklemelerde, şekilde yeşil çizgi ve sağında kalan işletim koşullarında türbin emme borusu kavitezyonuna girmektedir ancak bu kavitezyon çeşidi türbinin çalışma aralığında oldukça dar bir alanda görülmektedir. Böylelikle yeni türbin kırmızı ile gösterilen işletim aralığında kavitezyonsuz olarak işletilebilir. Çalışma aralığının kavitezyona giren bordo renk ile taranmış bölgesi de geçici işletim aralığı olarak belirlenmiştir. IEC 60609'da [24] aşırı yüklemelerde senelik geçici işletim aralığında maximum 100 saatlik işletim önermektedir.

#### 4.2. Zamana Bağlı, İki Fazlı Prototip Türbin Kavitezyon Analizi

Kararlı hal, tek fazlı HAD analizleri ile türbinin performans parametrelerini ve kavitezyon özellikleri tahmin edilebilmektedir [7]. Ancak zamana bağlı akış

etkilerini, rotor-stator etkileşimini, türbin bileşenleri üzerindeki dinamik kuvvetleri, tork dalgalanmasını, kavitasyonun sebep olduğu verim düşümünü ve basınç dalgalanmalarını görebilmek için zamana bağlı, iki fazlı HAD analizi yapmak gerekmektedir.



Şekil 4.17 : Kepez-1 prototip türbini kavitasyon sınırları ile tepe diyagramı.

Bu çalışmada kararlı hal, tez fazlı HAD analizinde detaylı incelenen 3 işletim noktası için (tasarım noktası, kısmi yüklem ve aşırı yüklem) zamana bağlı, iki fazlı HAD analizi yapılmıştır. Böylelikle hem akışın zamana bağlı etkileri elde edilmiştir hem de iki analizin kavitasyon sonuçları arasındaki farklar incelenmiştir. Aynı işletim noktalarında yapılan bu simülasyonlar arasındaki tek fark rotor-stator arayüzüdür,

kararlı halde donmuş rotor arayüzü kullanırken, zamana bağlı simülasyonlarda zamana bağlı rotor-stator arayüzü kullanılmıştır.

Türbin içerisindeki basınç dalgalanmalarını ve titreşim seviyesini incelemek için sırasıyla salyangozda 4, ayar kanadında 3, çarkta 8 ve emme borusunda 6 olmak üzere toplam 21 gözlem noktası oluşturulmuş ve Şekil 4.19'de konumları görülen bu noktalarda zamanla değişen basınç değerleri kaydedilmiştir. Kaydedilen basınç dalgalanmalarının baskın frekanslarını ve genliğini elde etmek için Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) yapılmıştır [8]. Elde edilen frekans ( $f$ ) ve basınç dalgalanmaları ( $\tilde{p}$ ) IEC 60193 standartına göre boyutsuzlaştırılmıştır. Frekans değeri çarkın dönüş frekansı ( $n$ ) kullanılarak boyutsuzlaştırılmıştır ve frekans katsayısı olarak adlandırılmıştır.

$$f_n = \frac{f}{n} \quad (4.1)$$

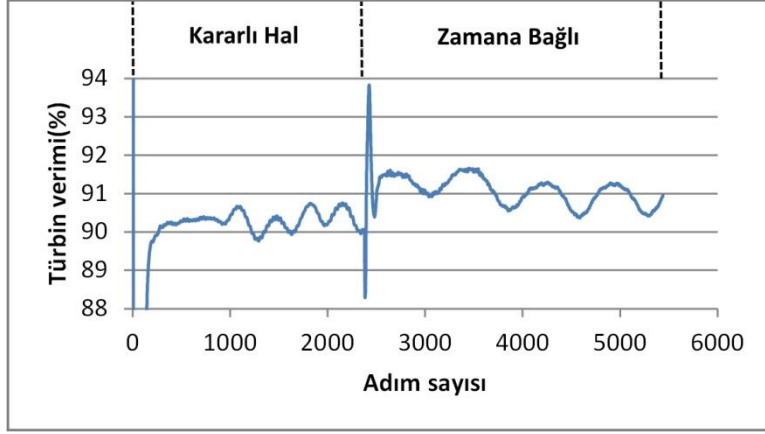
Basınç dalgalanmaları genlikleri ise özel hidrolik enerjiden ( $E = gH$ ) elde edilen basınç ile boyutsuzlaştırılmıştır ve basınç dalgalanma faktörü olarak adlandırılmıştır.

$$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E} = \frac{p - p_{ort}}{\rho g H} \quad (4.2)$$

$p$  belirli bir zamandaki basınç değeri,  $p_{ort}$  zamanla değişen basınç değerlerini ortalaması,  $H$  net düşüdüdür [26]. Böylelikle bu çalışmada türbin içerisindeki basınç dalgalanmalarını ve titreşim seviyesini incelemek için bu boyutsuz parametreler kullanılacaktır.

Zamana bağlı yapılan üç simülasyonda olması gerektiği gibi yakınsamış olan sonuçlar incelenmiştir. Bu duruma bir örnek verilecek olursa, Şekil 4.18'de kısmi yüklemdeki türbin veriminin adım sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Bu sonuçlardan yakınsamış olan 4361'nci adım sayısı ve sonrasındaki sonuçlar Şekil 4.32'de çizdirilmiştir. Böylelikle kısmi yüklemde 4360'nci adımdan (11'nci devir) 5440'nci adıma (17'nci devir) kadar olan sonuçlar incelenmiştir.

Rotor-stator etkileşimi için beklenen frekanslar Çizelge 4.4'te gösterilmiştir. Salyangoz, ayar kanadı ve emme borusunda çark kanadı geçiş frekansı ve onun harmonik frekanslarının görülmesi beklenirken, çarkta ise sabit kanat ve ayar kanadı geçiş frekanslarının görülmesi beklenilmektedir.



Şekil 4.18 : Sonuçların işleme yöntemi.

Çizelge 4.4 : Rotor-stator etkileşimi için beklenen frekanslar.

Sabit kanat geçiş frekansı	Ayar kanadı geçiş frekansı	Çark kanadı geçiş frekansı
$10 \times n$	$20 \times n$	$13 \times n$

Zamana bağlı simülasyonlarda zaman adımı olarak çarkın  $2^\circ$ 'lik dönüş açısı yani 0.0004444 s seçilmiştir. Bu zamana adımının örnekleme frekansı ( $f_s$ ) 2250 Hz'dir.

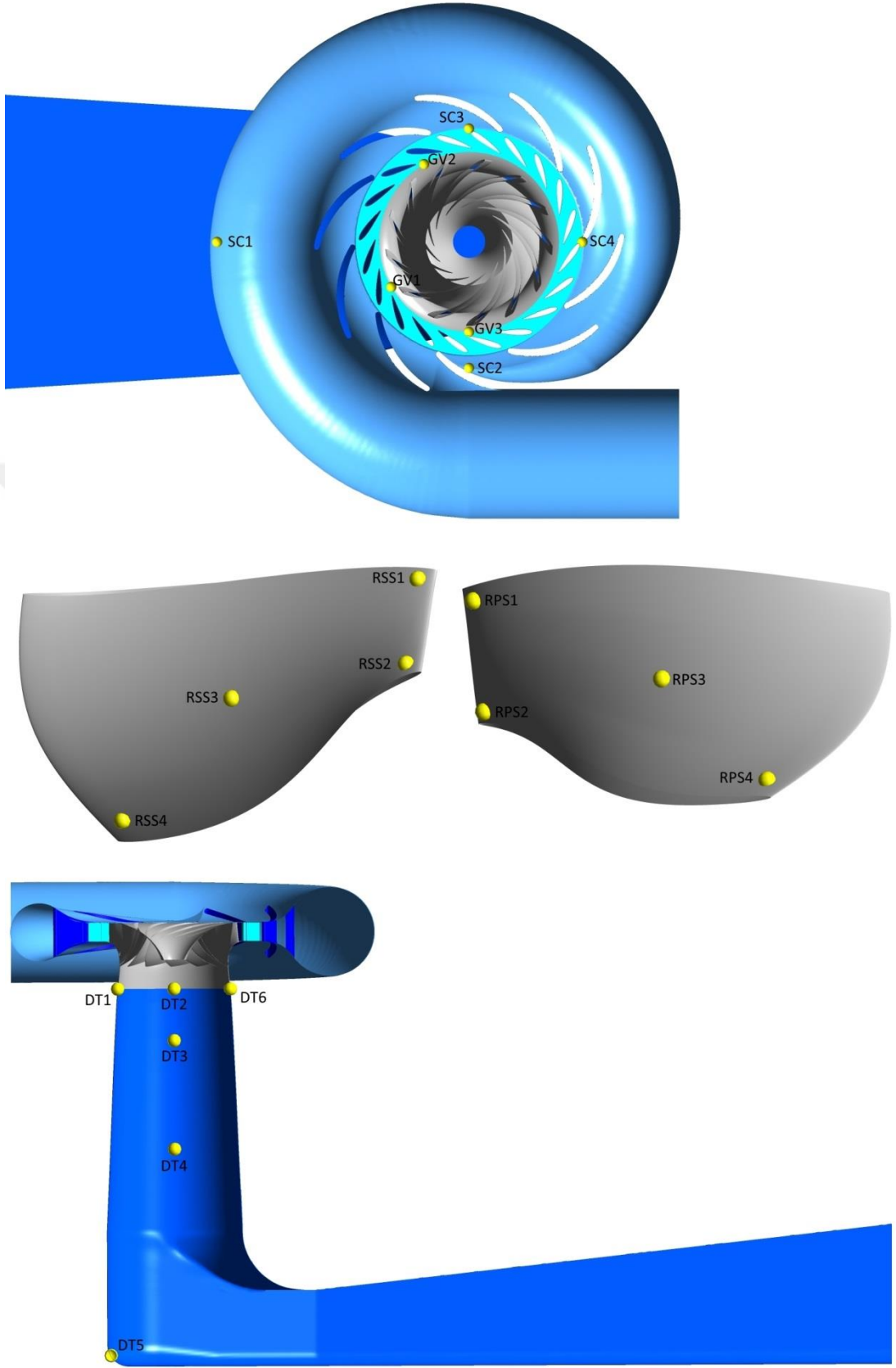
$$\Delta = \frac{f_s}{f_n \times n} + 1 \quad (4.3)$$

Bu zaman adımıyla belli bir frekansdaki salınımın bir periyodunun kaç zaman adımı ile çözüldüğünü yukarıdaki formül ile bulabiliriz. Beklenen frekanslar için bir periyodun kaç zaman adımı ile çözüldüğü Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.5 : Beklenen frekansların zaman adımı çözünürlüğü.

	$f_n$	$\Delta$
Sabit kanat geçiş frekansı	10	19
Ayar kanadı geçiş frekansı	20	10
Çark kanadı geçiş frekansı	13	14.8
Çark kanadı ikincil harmonik frekansı	26	7.9
Çark kanadı üçüncül harmonik frekansı	39	5.6

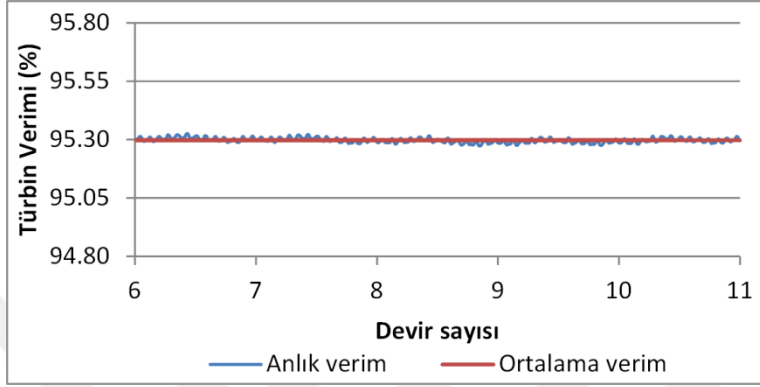




Şekil 4.19 : Türbin içerisindeki gözlem noktaları.

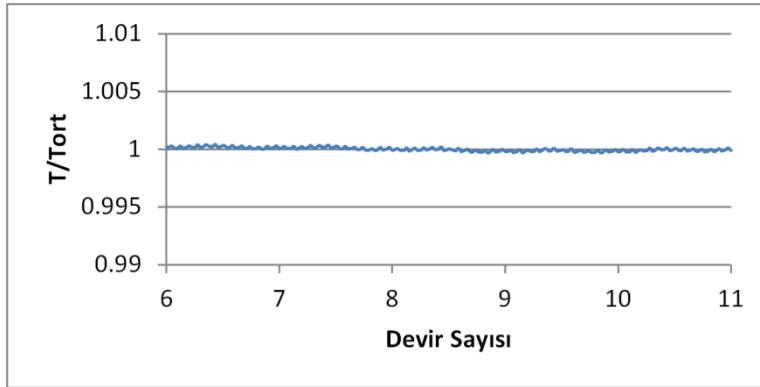
#### 4.2.1. Tasarım noktası

Şekil 4.20’de yakınsamış olan son beş devirdeki türbin verimi dalgalanması gösterilmektedir. Verim dalgalanması yok denecek kadar azdır. Görüldüğü gibi ortalama türbin verimi yaklaşık olarak 95.3%’dür. Bu değer kararlı hal sonucundan 0.8% daha fazladır.



Şekil 4.20 : TN’de türbin verimi dalgalanması.

Şekil 4.21’e bakıldığında tork dalgalanması da yok denecek kadar azdır. Ortalama tork 113779 Nm’dir, türbinin açısız momentumu ile çarparsak ortalama şaft gücü 8936 kW’dir. Bu değer kararlı hal sonucundan 60 kW kadar daha azdır. Çünkü bu simülasyon kararlı hal simülasyonuna göre debiyi daha düşük tahmin etmektedir.



Şekil 4.21 : TN’de tork dalgalanması.

Çizelge 4.6’da ortalama türbin performans değerleri belirtilmiştir. Bu değerleri kararlı hal sonuçları (Çizelge 4.1) ile kıyaslırsak, debiyi  $0.095 \text{ m}^3/\text{s}$  daha düşük tahmin ettiği görülür. Diğer parametrelerde de ufak değişimler vardır ama çark veriminin 1.15% arttığı görülmektedir. Tüm bu değişimlerin sebebi rotor-stator arayüzünün değişmesidir. Literatürde zamana bağlı rotor-stator algoritmasının daha

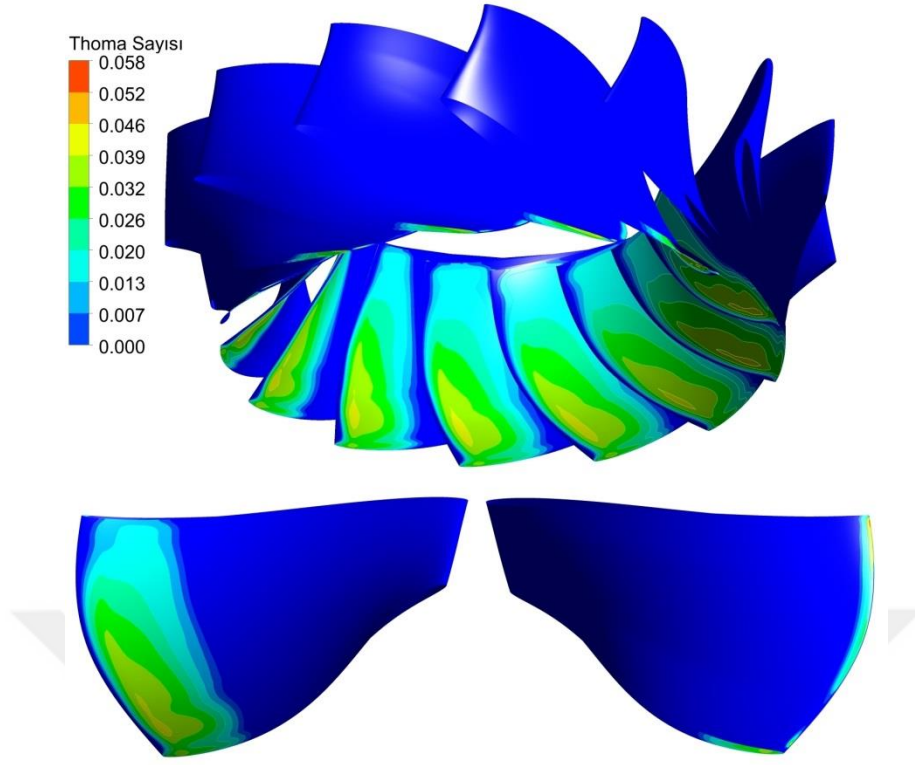
doğru sonuçlar verdiğini, donmuş rotor algoritmasının ise akış düzensizliklerini fazla tahmin ettiği belirtilmişti. Böylelikle zamana bağlı sonuçlarda akış düzensizlikleri azaldığı için kayıplar azalmış, çark verimi dolayısıyla türbin verimi artmıştır.

Çizelge 4.6 : TN’de ortalama türbin performans değerleri.

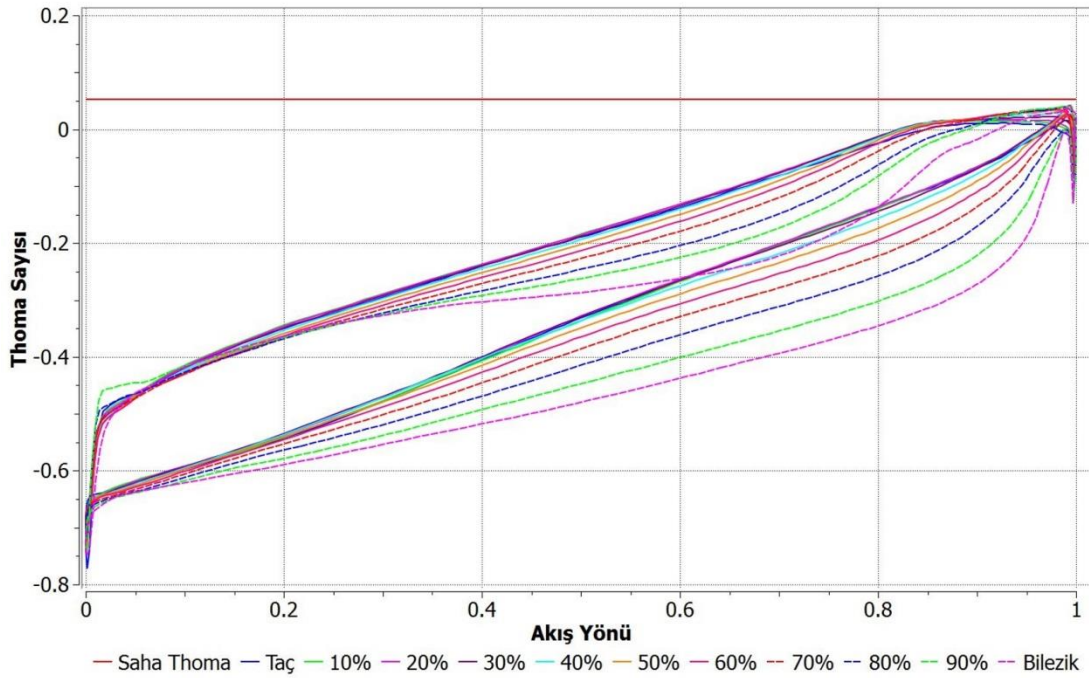
<b>Debi (m<sup>3</sup>/s)</b>	6.04
<b>Türbin Düşüsü (m)</b>	158.72
<b>Salyangoz Verimi (%)</b>	99.48
<b>Ayar Kanadı Verimi (%)</b>	99.11
<b>Çark Verimi (%)</b>	97.28
<b>Emme Borusu Verimi (%)</b>	99.55
<b>Türbin Verimi (%)</b>	95.30
<b>Güç (kW)</b>	8936.2

Şekil 4.22 ve Şekil 4.23’te  $t=0.887$  s anındaki çarkın Thoma konturlarına ve Thoma dağılım grafiğine bakıldığında kavitasyon görülmemektedir. Şekil 4.2 ile kıyaslandığında zamana bağlı sonuçların kavitasyonu daha düşük tahmin ettiği görülmektedir, öyle ki kabul edilebilir olan kuyruk kenarı kavitasyonu bile kanadın basınç tarafında yok denecek kadar azalmıştır.

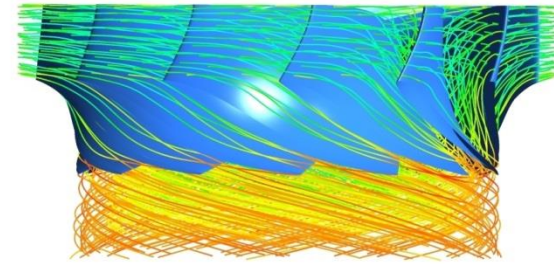
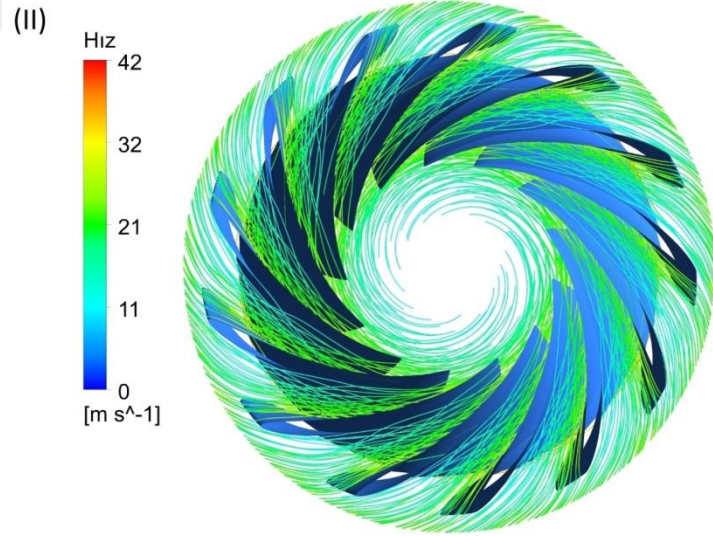
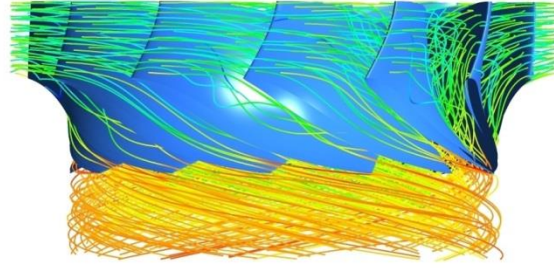
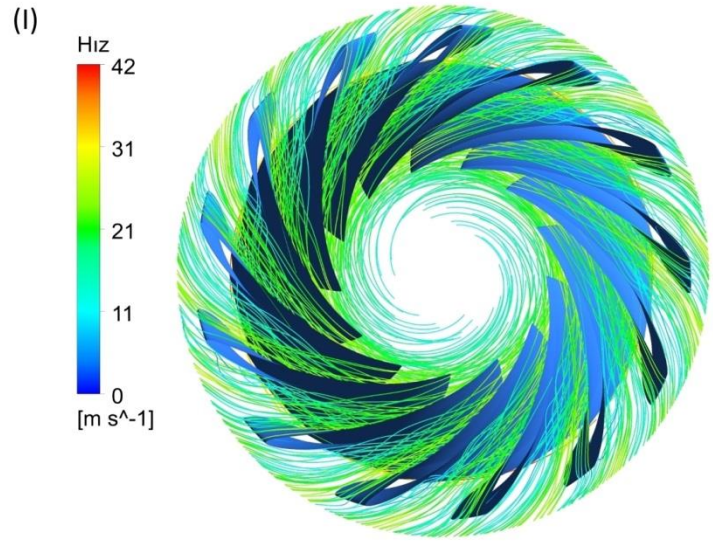
Şekil 4.24’te kararlı hal ve  $t=0.887$  s’de çarkın akış çizgileri gösterilmektedir. Kararlı hal sonuçlarına göre daha düzgün hatta çok düzgün akış çizgileri görülmektedir. Öyle ki; kararlı hal sonucunda çarkın bazı kanatlarının hücum kenarlarında görülen akış kopmaları görülmemektedir. Bunun sebebi donmuş rotor arayüzünün akış düzensizliklerini fazla tahmin etmesidir.



Şekil 4.22 : TN'de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları (t=0.887 s).

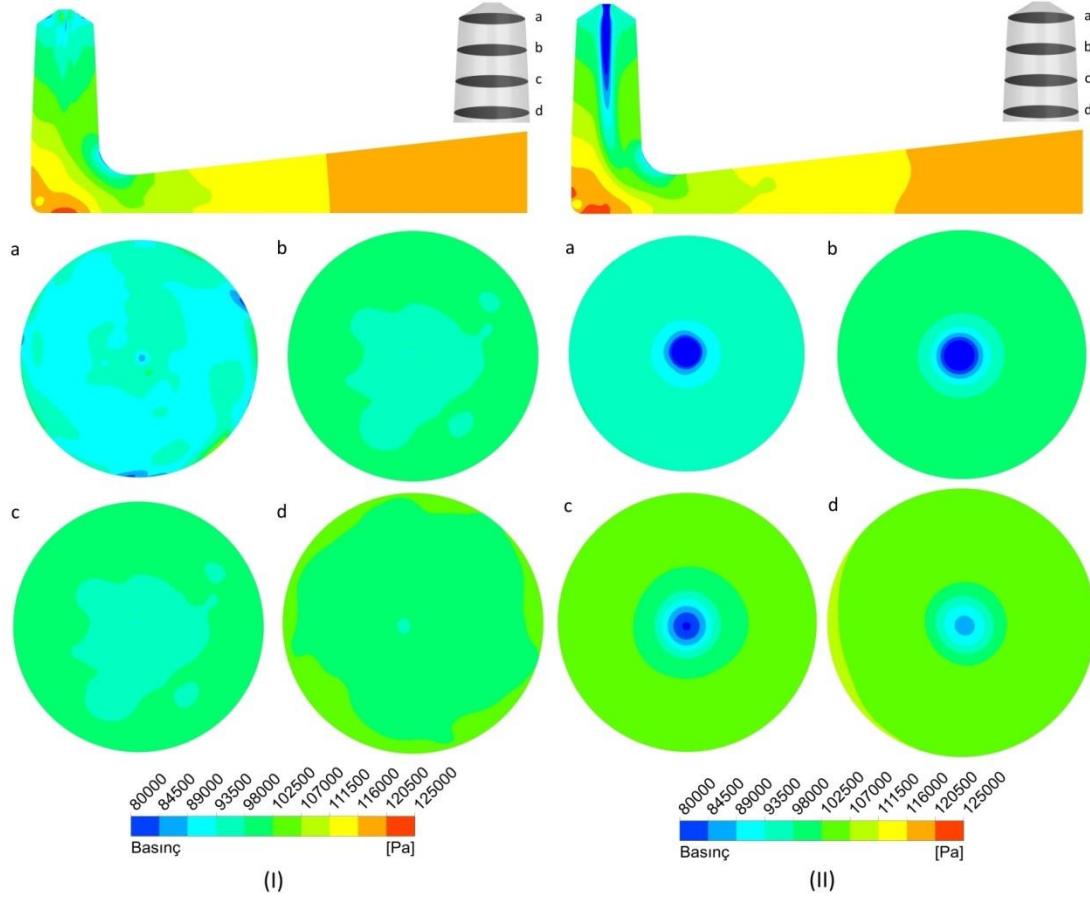


Şekil 4.23 : TN'de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı (t=0.887 s).



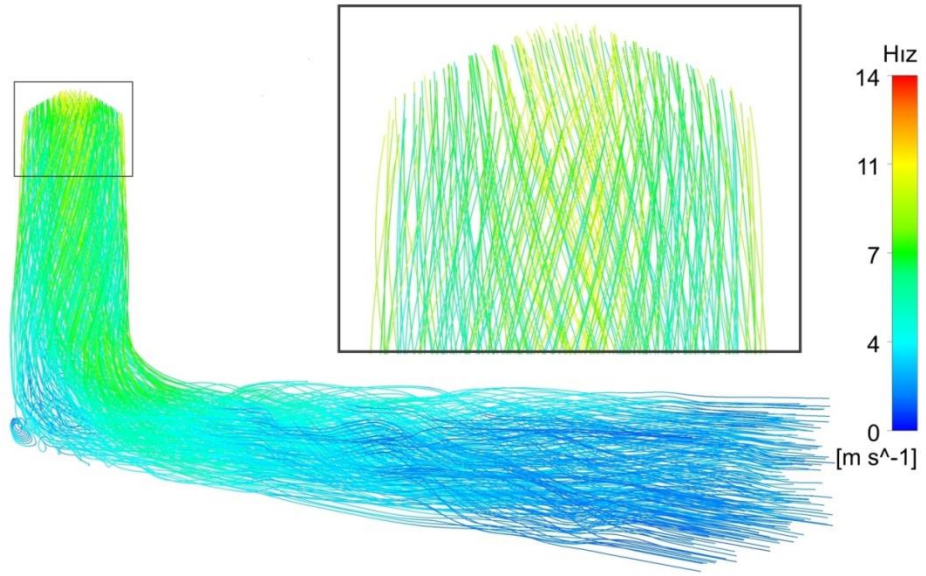
Şekil 4.24 : TN’de kararlı hal (I) ve t=0.887 s (II) çark akış çizgileri karşılaştırması.

Şekil 4.25'te kararlı hal ve  $t=0.887$  s'de emme borusu basınç konturları görülmektedir. Kararlı hal sonucunda girdap görülmezken,  $t=0.887$  s anında girdap görülmektedir. Bunun sebebi yine rotor-stator arayüzü değişimi kaynaklıdır, çünkü zamana bağlı simülasyon sonucunda çark çıkışı  $\alpha_2$  açısı daha düşük tahmin edilmektedir, böylelikle çevresel hız bileşeni artmış ve girdap oluşmuştur. Girdabın minimum basıncı 32 kPa civarında olduğu için kavitasyon yoktur.



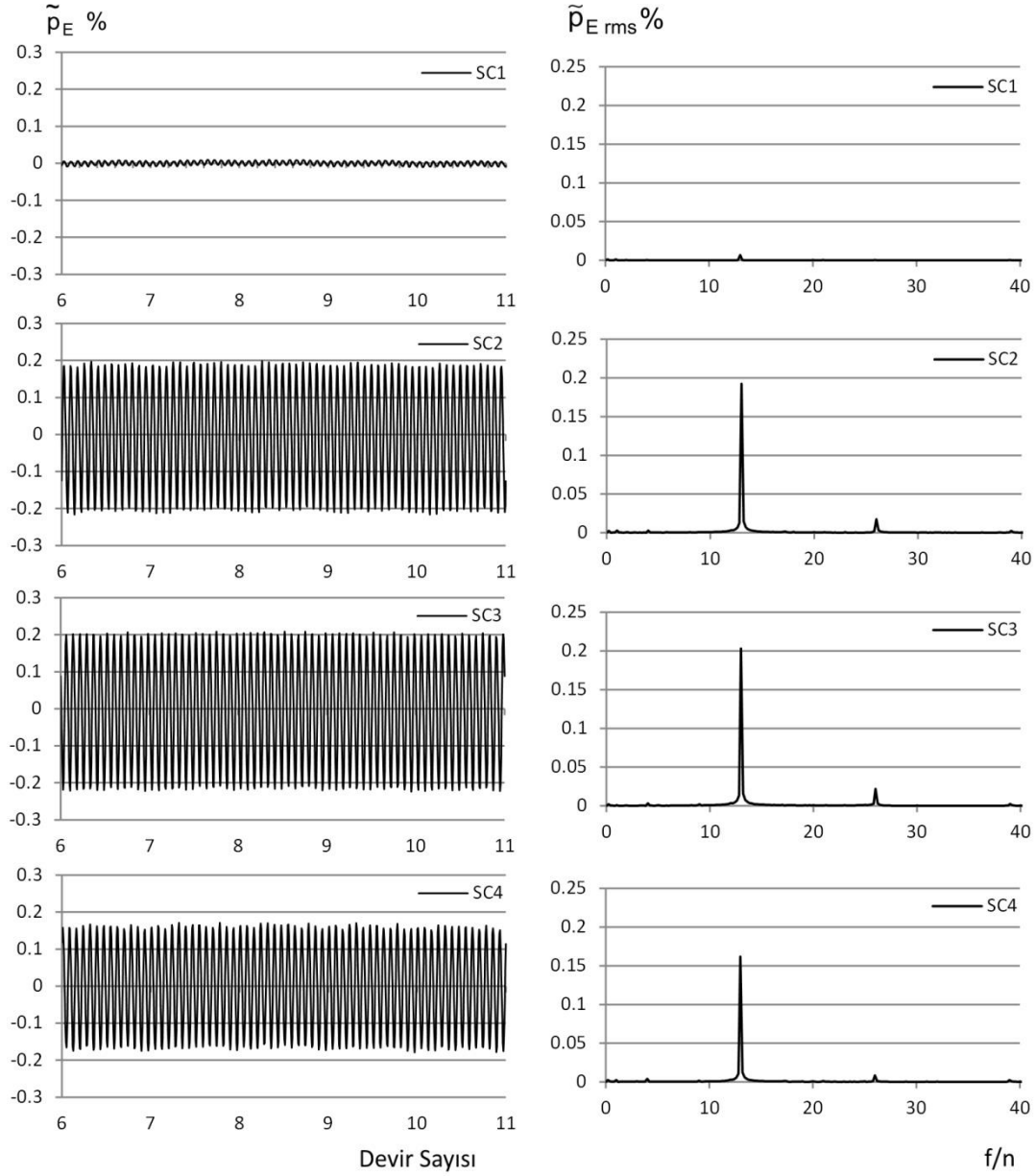
Şekil 4.25 : TN'de kararlı hal (I) ve  $t=0.887$  s'de (II) emme borusu basınç konturları.

Şekil 4.26'daki emme borusu akış çizgilerine ve hız değişimlerine bakıldığında emme borusu girdabı belli olmamaktadır. Şekil 4.25'te kararlı hal ile  $t=0.887$  s sonuçlarının lejantları karşılaştırma amaçlı aynı tutulduğu için Şekil 4.25 (II)'de girdap büyük görülmektedir. Bunun dışında kararlı hal sonuçları ile benzer akış çizgilerine sahiptirler.



Şekil 4.26 : TN'de emme borusu akış çizgileri ( $t=0.887$  s).

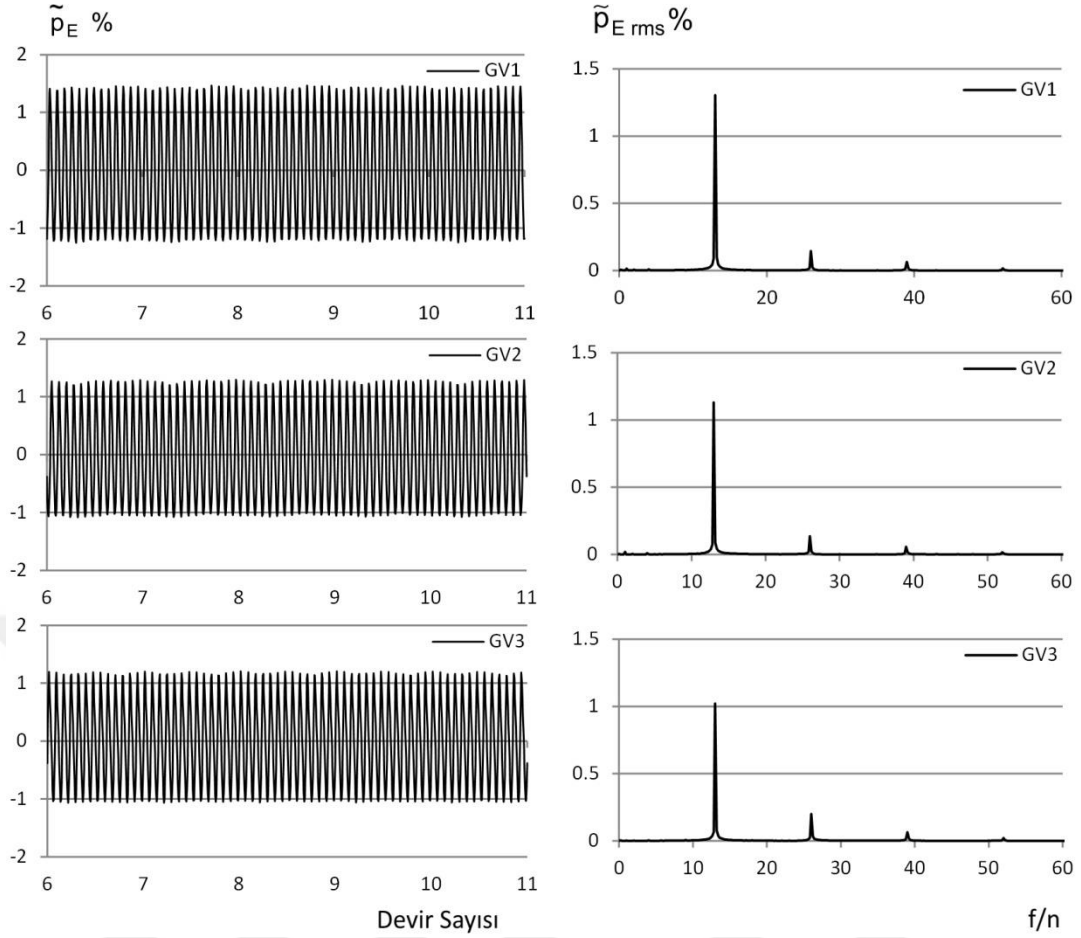
Şekil 4.27'de SC2, SC3 ve SC4 gözlem noktalarının basınç sinyallerine bakıldığında beklenildiği gibi çark kanadı geçiş frekansı olan 13 ve onun ikincil harmonik frekansı olan 26 görülmektedir. SC1 noktasında ise diğer gözlem noktalarına kıyasla çok daha düşük bir genlikle sadece çark geçiş frekansı görülmektedir. Çünkü bu nokta salyangoz duvarına yakın konumlandırıldığı için çarka daha uzaktır.



Şekil 4.27 : TN'de salyongoz basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

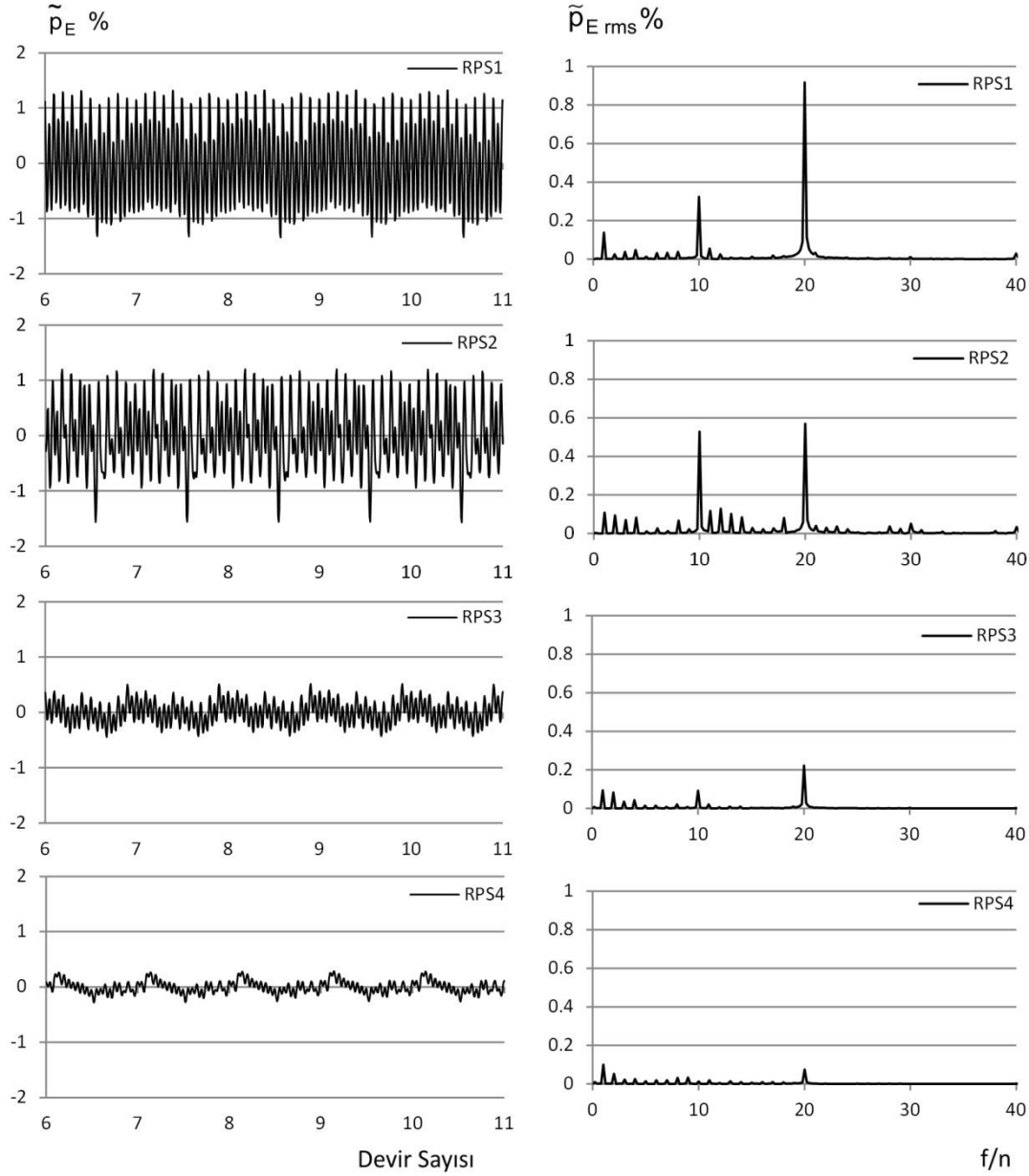
Ayar kanadındaki üç gözlem noktası rotor-stator etkileşimini incelemek için ayar kanadı çıkışında konumlandırılmıştır. Şekil 4.28'deki ayar kanadı basınç frekansları beklenildiği gibi çark kanadı geçiş frekansı ve onun harmonik frekanslarıdır. Çark kanadına daha yakın olması sebebiyle bu frekansların genlikleri daha fazladır. Böylelikle üçüncül harmonik frekans olan 39'u da görebilmekteyiz. En şiddetli basınç dalgalanması 1.3% genliğe sahiptir.





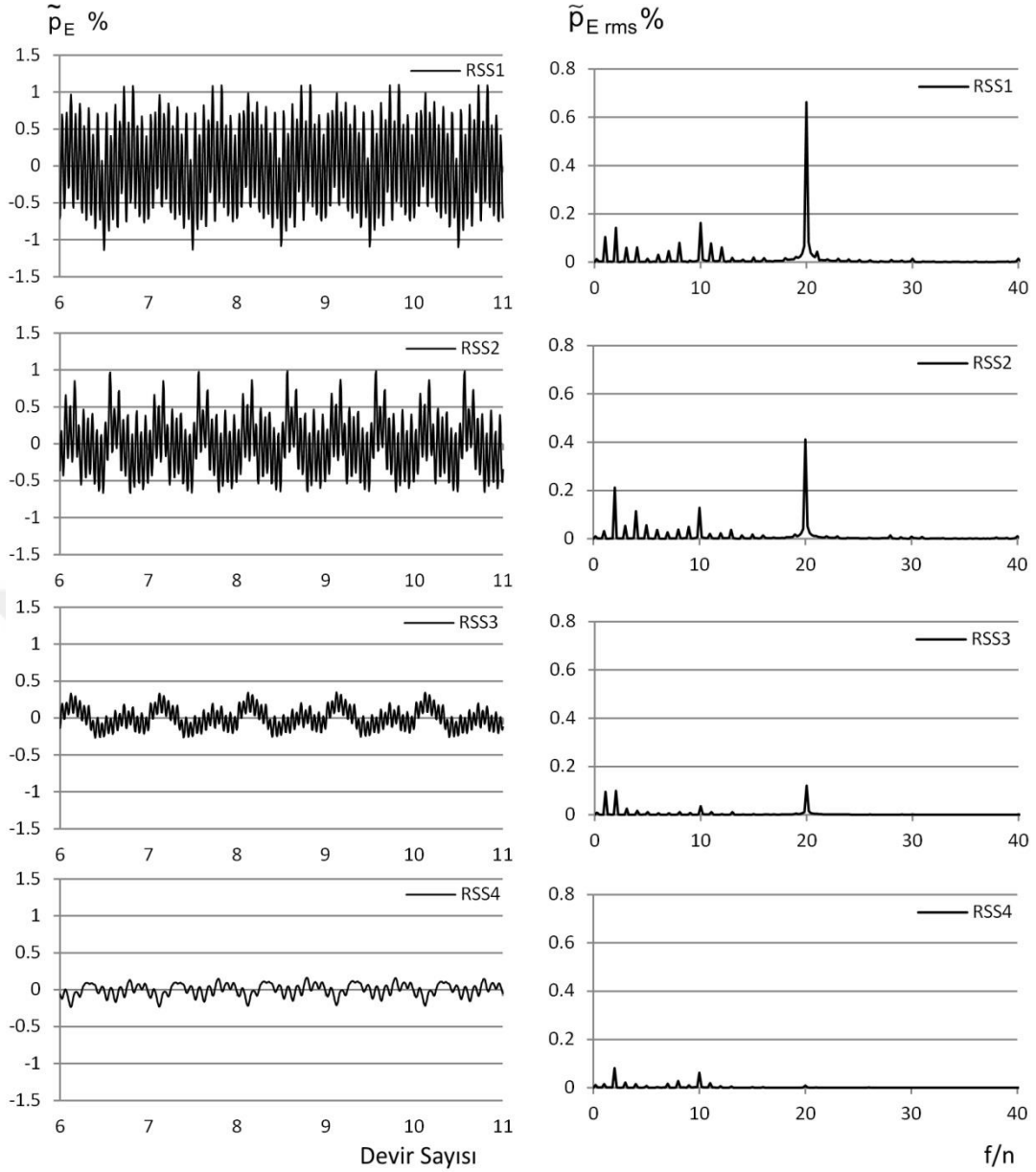
Şekil 4.28 : TN’de ayar kanadı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

Şekil 4.29’da çarkın basınç tarafında ilk üç gözlem noktası için birincil baskın olarak ayar kanadı geçiş frekansı görülmektedir. Çark çıkışına doğru ilerlendikçe yani ayar kanadından uzaklaştıkça görüldüğü gibi bu salınımın genliği azalmaktadır. Diğer beklenen frekans olan sabit kanat geçiş frekansı da benzer özelliğe sahiptir. Sabit kanatlar ayar kanatlarına göre çarka daha uzak olduğu için basınç salınım genlikleri ayar kanadı geçiş frekans genliklerine göre daha düşüktür. Ancak hücum kenarındaki RPS1 ve RPS2 basınç sinyallerine bakıldığında bilezik kesitine yakın olan RPS2 noktasında sabit kanat geçiş frekansının daha şiddetli olduğu görülmektedir. Sabit kanatların bilezik kesitinde oluşan bir girdabın bu duruma sebep olduğu söylenebilir. RPS4’ün birincil baskın frekansı olan 0.2 frekans katsayısı 0.1% genlik ile salınmaktadır.



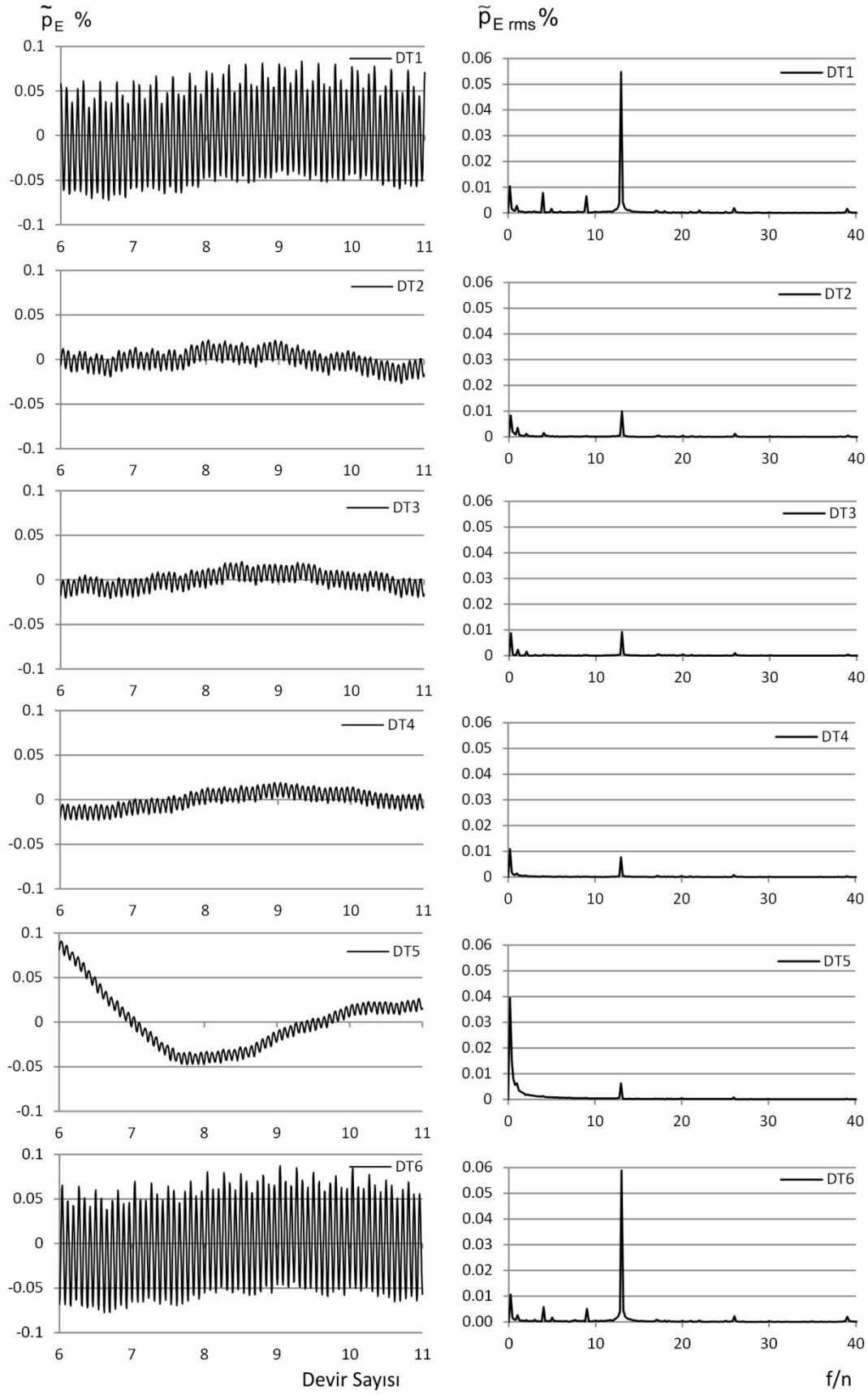
Şekil 4.29 : TN’de çark basınç tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

Şekil 4.30’da çarkın emme tarafında ilk üç gözlem noktası için birincil basınç frekans ayar kanadı geçiş frekansıdır. Sabit kanat geçiş frekansı ise tüm gözlem noktalarında görülmektedir. Öyle ki; RSS4 noktasında sabit kanat geçiş frekansının genliği ayar kanadinkine göre daha fazladır. Ayrıca RSS4 noktası için 0.08% genliğinde birincil basınç frekansı çark dönüş frekansının 2 katına eşittir. Bu frekansın en şiddetli görüldüğü nokta 0.21% genlik ile RSS2 noktasıdır. Bu nokta hücum kenarının bilezik kesitine yakın yerinde bulunduğu için bu basınç dalgalanmasının kaynağı o bölgede oluşan bir girdap olduğu söylenebilir. RSS3 noktasında 0.096% genlik ile çark dönüş frekansında basınç sinyali görülmektedir.



Şekil 4.30 : TN’de çark emme tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

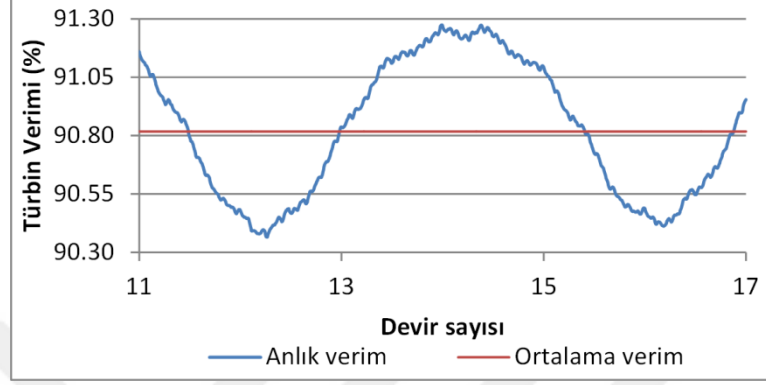
Şekil 4.31’de emme borusu gözlem noktalarında beklenildiği gibi çark geçiş frekansı ve çok düşük genlikte onun harmonik frekansları görülmektedir. Bu frekansların genlik değerleri çarktan uzaklaştıkça azalmaktadır. Ayrıca emme borusu girdabının salınım frekansı çark dönüş frekansınının 0.2 katına eşit olduğu görülmektedir. Bu frekanstan kaynaklanan en şiddetli basınç dalgalanması 0.04% genlik ile DT5 noktasında görülmektedir. Girdaplı akışın emme borusunun 90°’lik dirseğine çarpması sebebiyle DT5’in genlikleri artmıştır. Bu genlik yaklaşık 600 Pa’a karşılık gelmektedir.



Şekil 4.31 : TN’de emme borusu basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

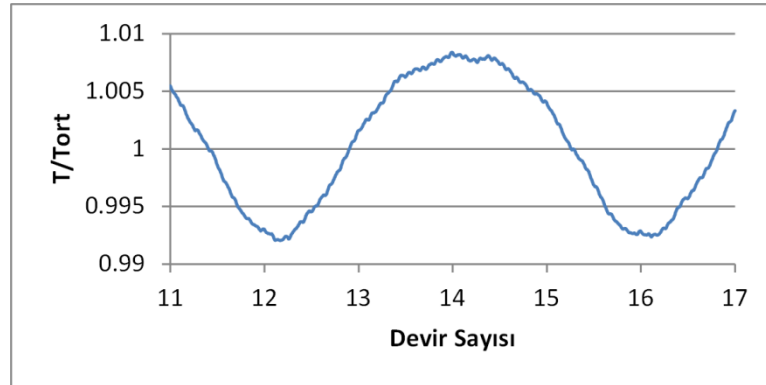
#### 4.2.2. Kısmi yükleme

Şekil 4.32’de yakınsamış olan son altı devirdeki türbin verimi dalgalanması gösterilmektedir. Görüldüğü gibi ortalama türbin verimi yaklaşık olarak 90.82%’dir. Bu değer kararlı hal ile neredeyse aynıdır. Verim değişimi tepeden tepeye 0.8%’dir.



Şekil 4.32 : KY’de türbin verimi dalgalanması.

Bu işletim koşulu için tork dalgalanması, Şekil 4.33’e bakıldığında tepeden tepeye yaklaşık 1.6% değişim göstermektedir. Ortalama tork 72227 Nm’dir, türbinin açılal momentumu ile çarparsak ortalama şaft gücü 5673 kW’dır. Bu değer kararlı hal sonucundan 40 kW kadar daha azdır. Bu değişimin sebebi bu simülasyonun kararlı hal simülasyonuna göre debiyi ve net düşüyü daha düşük tahmin etmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.33 : KY’de tork dalgalanması.

Çizelge 4.7’de ortalama türbin performans değerleri belirtilmiştir. Bu değerleri kararlı hal sonuçları (Çizelge 4.2) ile kıyaslırsak, debiyi 0.03 m<sup>3</sup>/s daha az tahmin ettiği görülür. Diğer parametrelerde de ufak değişimler vardır ama çark veriminin 1.25% arttığı görülmektedir. Kısmi yüklemde kararlı hal ile zamana bağlı sonuçlar

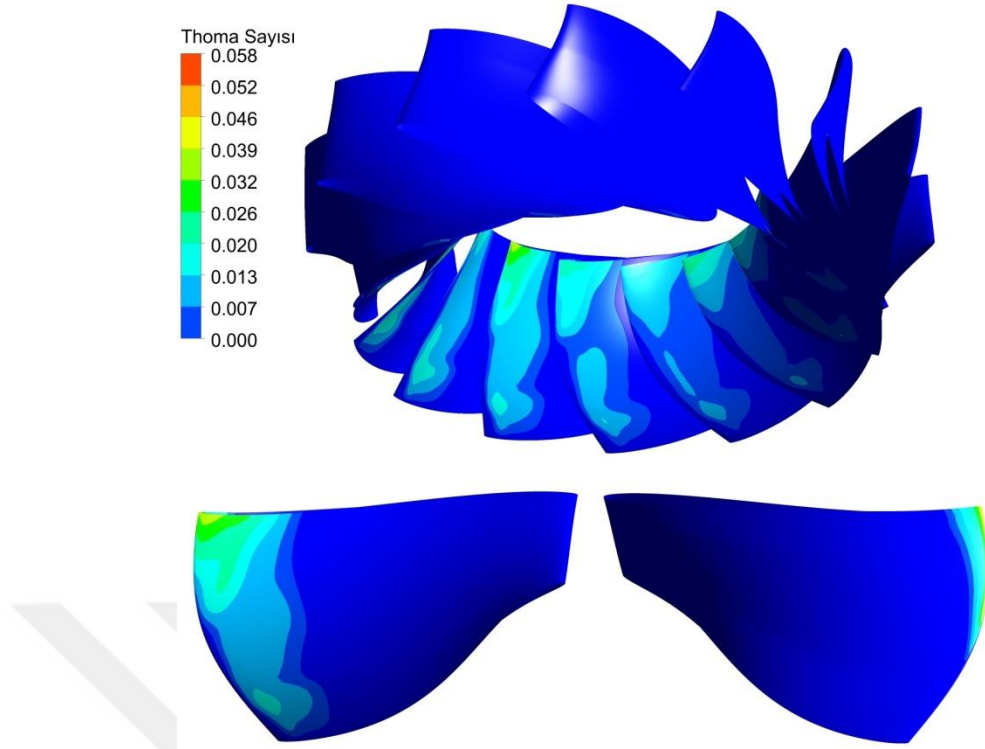
arasındaki debi azalmasının diğerk iki işletim koşuluna g6re daha az olduğu g6r6lm6řt6r.

Çizelge 4.7 : KY’de ortalama t6rbin performans değerleri.

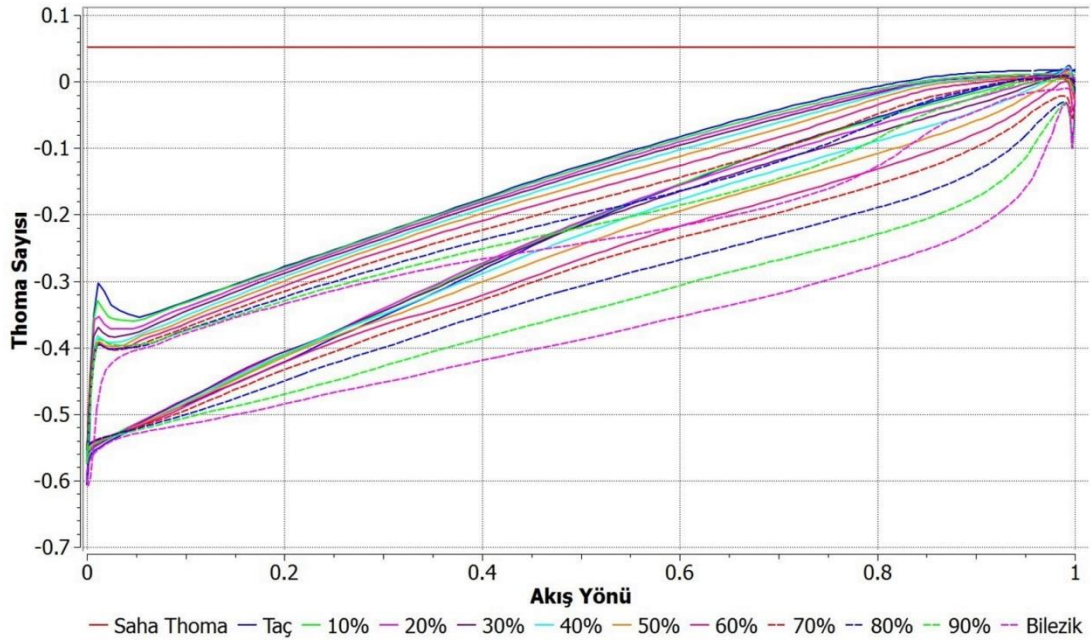
<b>Debi (m<sup>3</sup>/s)</b>	3.9
<b>T6rbin D6ř6s6 (m)</b>	163.78
<b>Salyangoz Verimi (%)</b>	99.78
<b>Ayar Kanadı Verimi (%)</b>	98.17
<b>Çark Verimi (%)</b>	97.48
<b>Emme Borusu Verimi (%)</b>	95.7
<b>T6rbin Verimi (%)</b>	90.82
<b>G6ç (kW)</b>	5672.68

şekil 4.34 ve şekil 4.35’te t=1.36 s anındaki çarkın Thoma konturlarına ve Thoma dağılım grafiğine bakıldığında kavitasyon g6r6lmemektedir.

şekil 4.36’da kısmi y6klemde çarkın akış çizgileri g6r6lmektedir. Çarkın basınç tarafında h6cum kenarından başlayan girdaplar ve akış ayrılmaları g6r6lmektedir. Kararlı hal sonucu olan şekil 4.9 ile kıyaslandığında daha d6zg6n bir akış g6r6lmektedir.



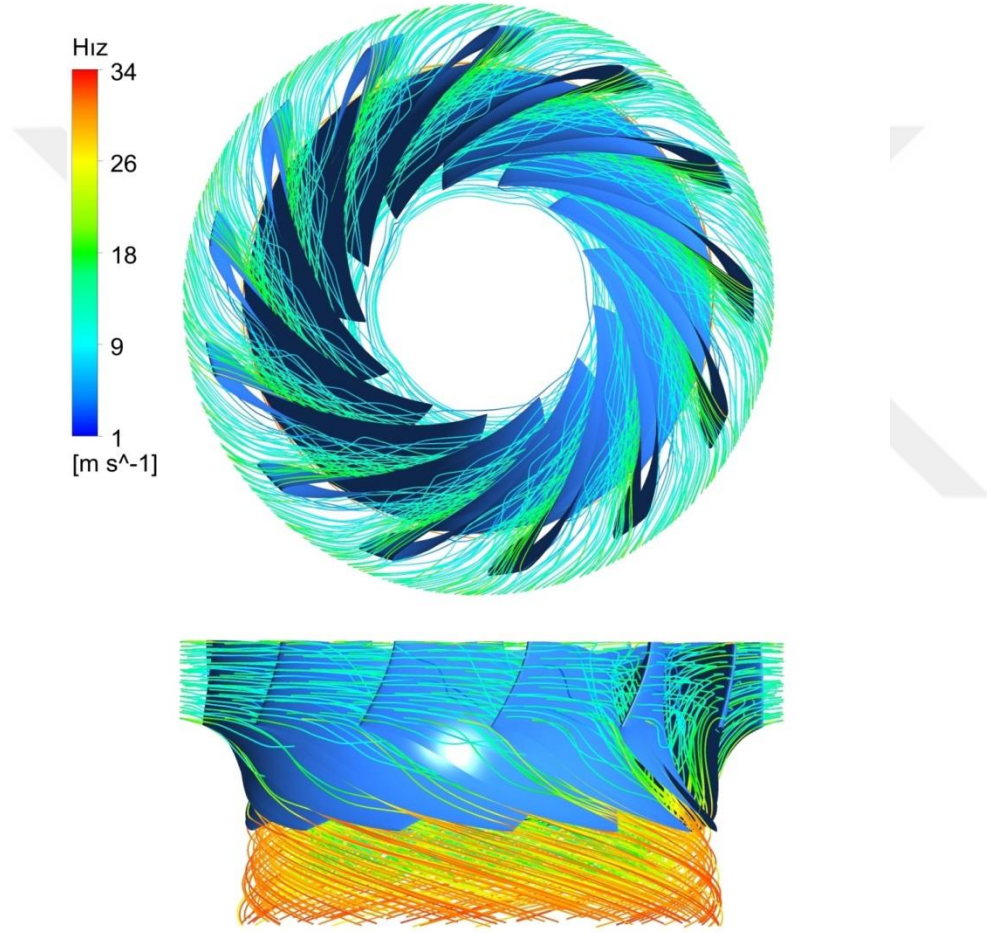
Şekil 4.34 : KY’de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları (t=1.36 s).



Şekil 4.35 : KY’de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı (t=1.36 s).

Şekil 4.37 (II)’deki emme borusu basınç konturlarına bakıldığında şiddetli bir emme borusu girdabı görülmektedir. Emme borusu girişinin büyük bir bölümünü kaplamaktadır. Ayrıca kısmi yüklemelerde beklenildiği gibi sarmal yapıda

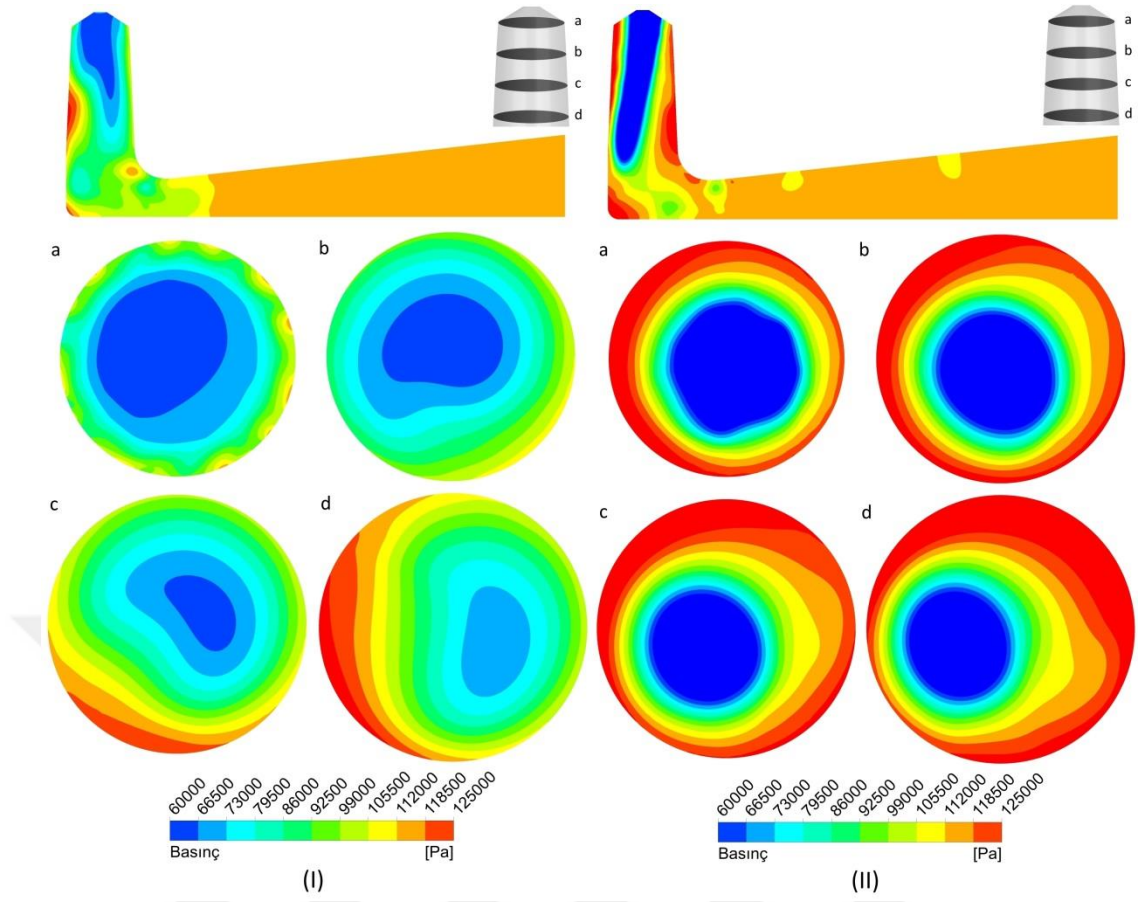
dönmektedir. Böylelikle a kesitinden d kesitine doğru girdabın düşük basınç bölgeleri yer değiştirmektedir. Şekil 4.37 (I)'deki kararlı hal sonucu ile karşılaştırıldığında girdap büyüklüğü artmıştır. Bunun sebebi zamana bağlı rotor-stator arayüzünün çark çıkışı  $\alpha_2$  açısını daha düşük tahmin etmesidir, böylelikle çevresel hız bileşeni artmış ve girdap daha da büyümüştür. Tasarım noktasının zamana bağlı sonucunda da benzer değişim gözlemlenmiştir. Emme borusu girdabı kavitasyonu görülmemektedir, çünkü  $t=1.36$  s anında girdabın minimum basıncı yaklaşık 11.5 kPa'dır.



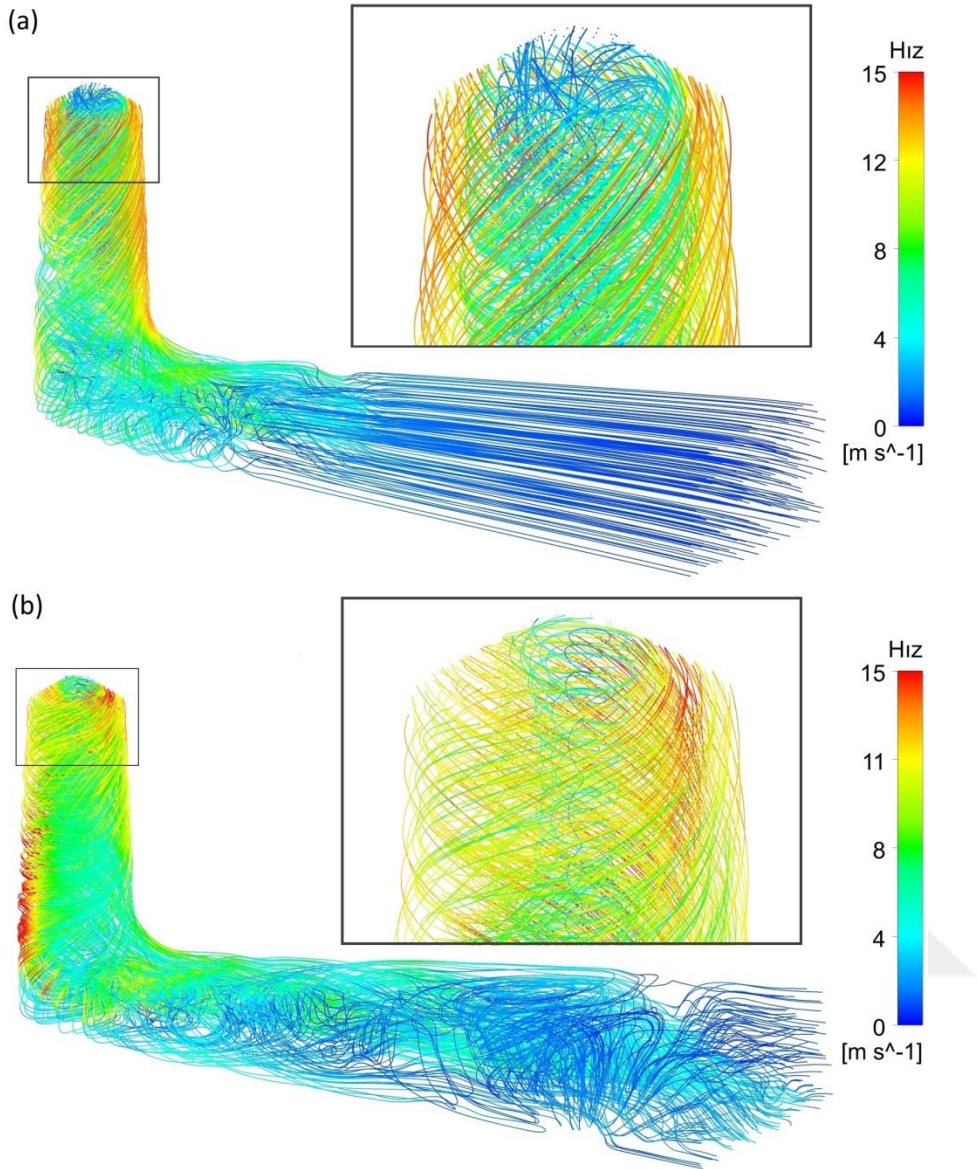
Şekil 4.36 : KY'de üstten ve yandan çark akış çizgileri ( $t=1.36$  s).

Şekil 4.38'de kararlı hal ve  $t=1.36$  s'deki emme borusu akış çizgileri görülmektedir. Her iki sonucun yakınlştırılmış şekillerinde büyük bir girdap olduğu görülmektedir. Ancak Şekil 4.38 (b)'de akış çizgilerinin daha yatay bir şekilde çarktan ayrıldığı görülmektedir. Çünkü bahsedildiği gibi zamana bağlı sonuçlarda çark çıkışı  $\alpha_2$  açısı daha düşük tahmin edilmektedir.



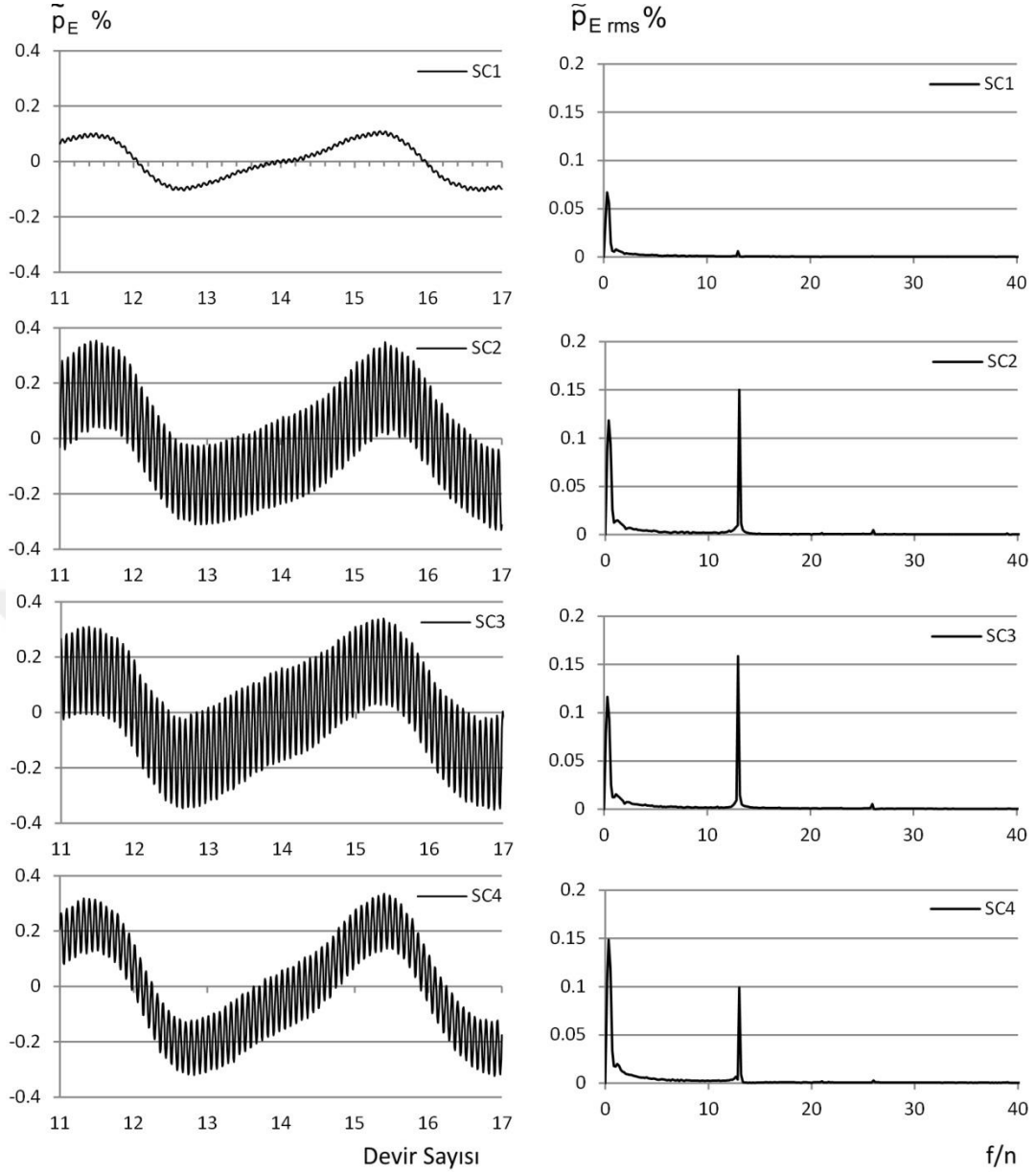


Şekil 4.37 : KY’de kararlı hal (I) ve  $t=1.36$  s’de (II) emme borusu basınç konturları.



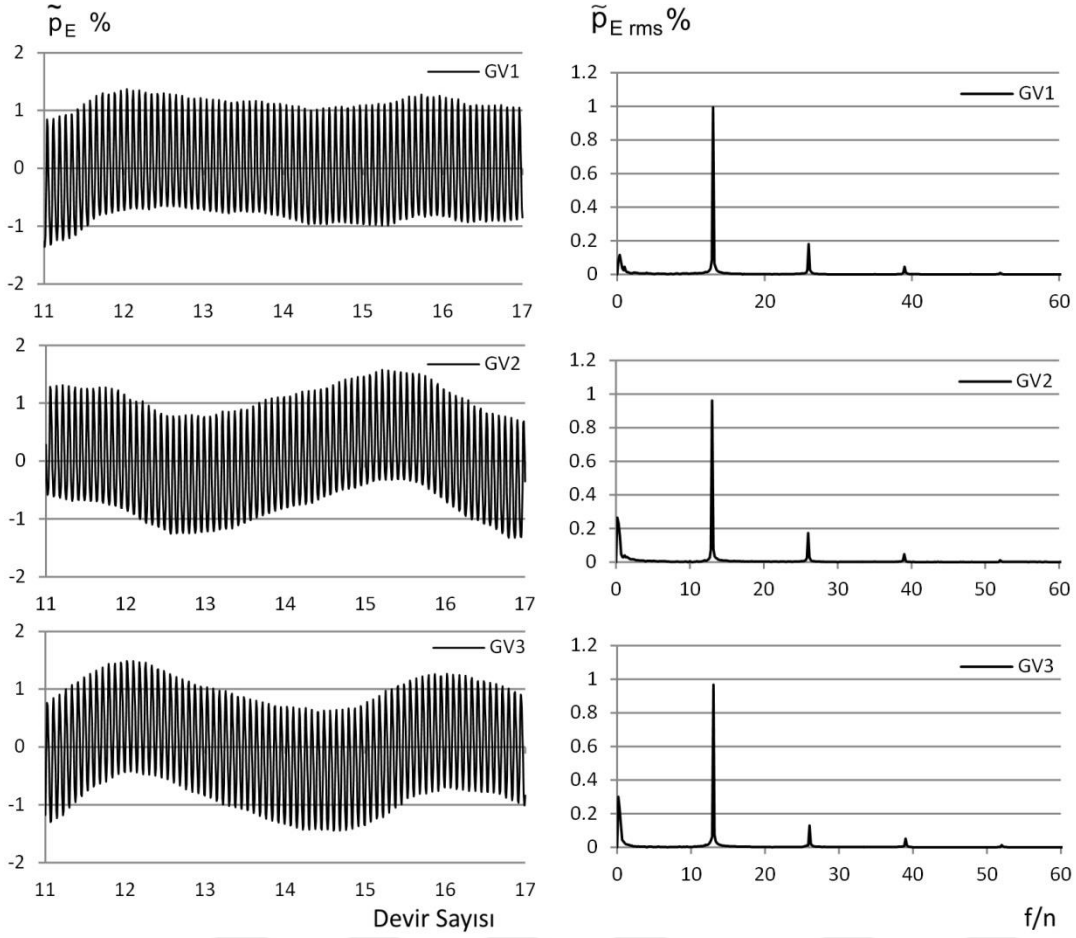
Şekil 4.38 : KY’de kararlı hal (a) ve  $t=1.36$  s (b) emme borusu akış çizgileri.

Şekil 4.39’da SC2, SC3 ve SC4 gözlem noktalarının basınç sinyallerine bakıldığında beklenildiği gibi çark kanadı geçiş frekansı olan 13 birincil baskın frekans olarak görülmektedir ve 0.1-0.15% arası genlik değerlerine sahiptir. SC1 noktasında da aynı frekans gözükmesine rağmen 0.33 frekans katsayısının genliği daha büyüktür. Bu frekans, emme borusu girdabının salınım frekansıdır. Salyangoz duvarında bile bu basınç dalgalanması görülmektedir.



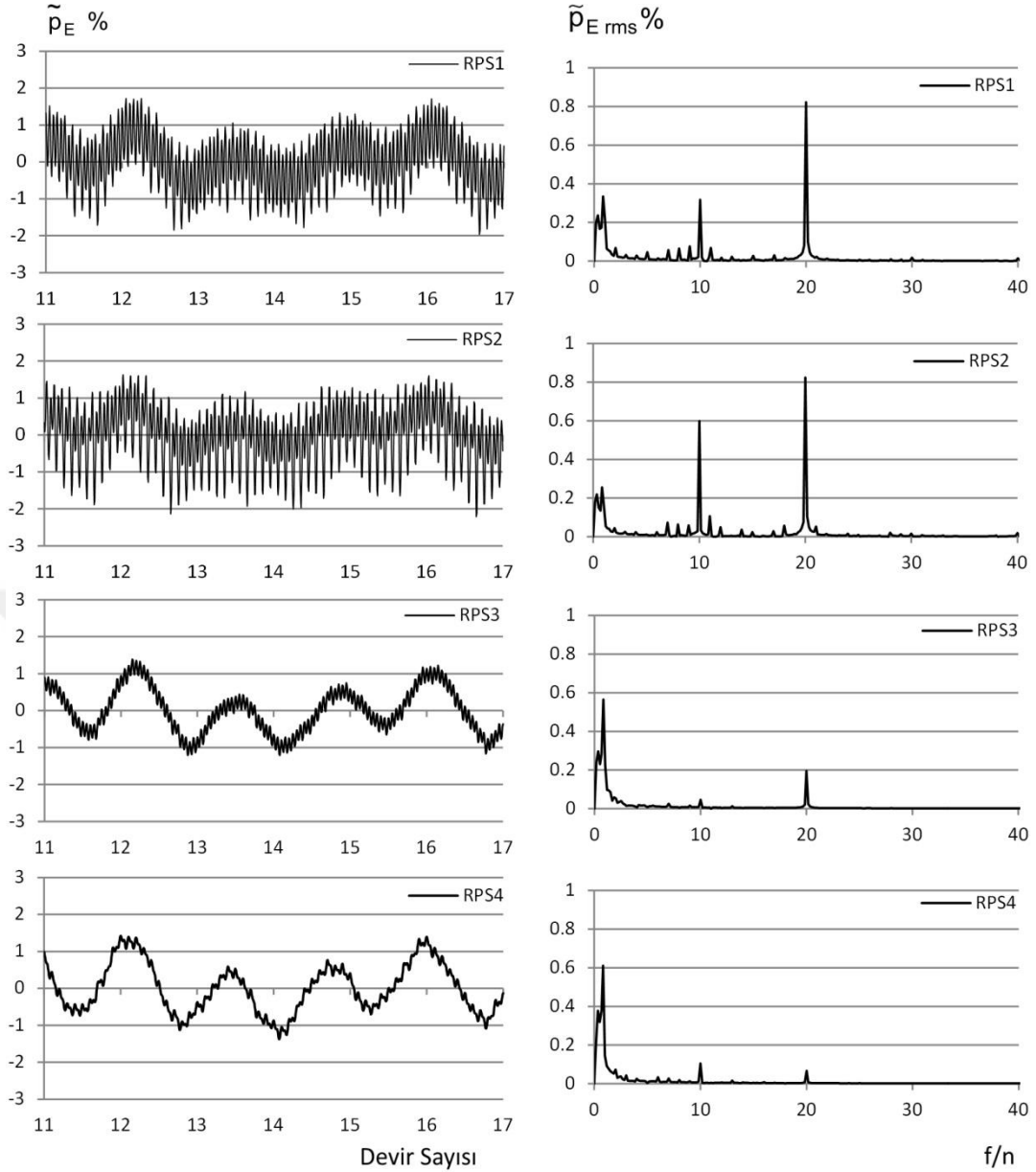
Şekil 4.39 : KY’de salyangoz basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

Şekil 4.40’deki ayar kanadı baskın frekansları beklenildiği gibi çark kanadı geçiş frekansı ve onun harmonik frekansları olan 13, 26 ve 39’dur. Türbin içerisindeki en şiddetli basınç dalgalanması tasarım noktasında ve aşırı yükleme işletim koşullarında da olduğu gibi ayar kanadı ile çark arasındadır. Ayrıca 0.33 frekans katsayısı ile emme borusu girdabı tüm gözlem noktalarında baskın frekanslar arasında görülmektedir.



Şekil 4.40 : KY’de ayar kanadı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

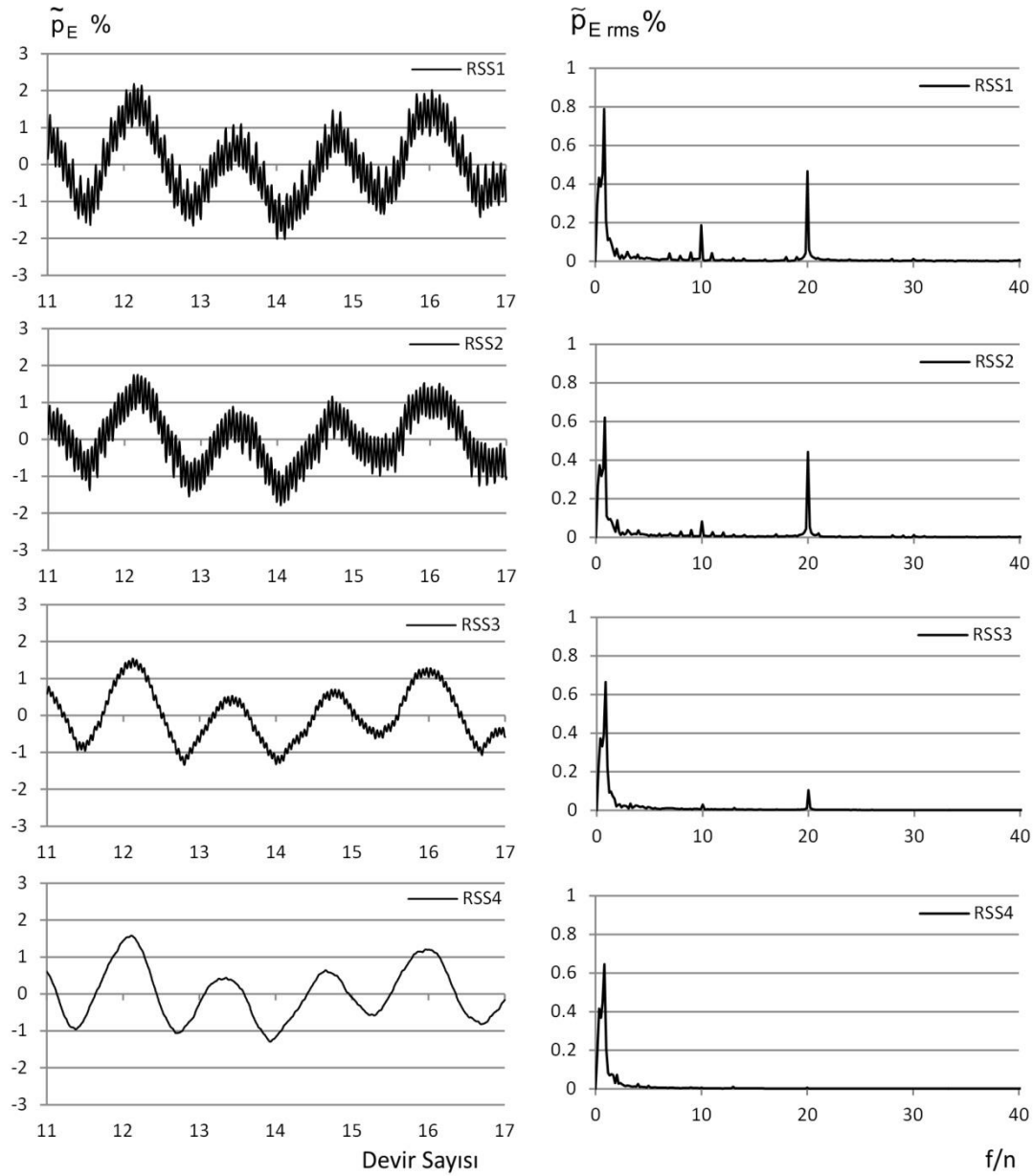
Şekil 4.41’de çarkın basınç tarafında ilk iki gözlem noktası yani hücum kenarı için ayar kanatlarına yakınlığı sebebiyle birincil baskın frekans ayar kanadı geçiş frekansıdır. Sabit kanat geçiş frekansı da beklenildiği gibi tüm noktalarda görülmektedir. Ancak hücum kenarında bilezik kesitine yakın olan RPS2 noktasında sabit kanat geçiş frekansının genliği RPS1’e göre daha şiddetlidir. Sabit kanatların bilezik kesitinde oluşan bir girdabın bu duruma sebep olduğu söylenebilir. RPS3 ve RPS4 noktalarında birincil baskın frekans çark dönüş frekansının 0.83 katına eşittir. Bu frekans RPS1 ve RPS2 için de baskın frekanslar arasındadır. Ayrıca tüm noktalarda 0.33 frekans katsayısında olan emme borusu girdabının basınç dalgalanması görülmektedir.



Şekil 4.41 : KY’de çark basınç tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

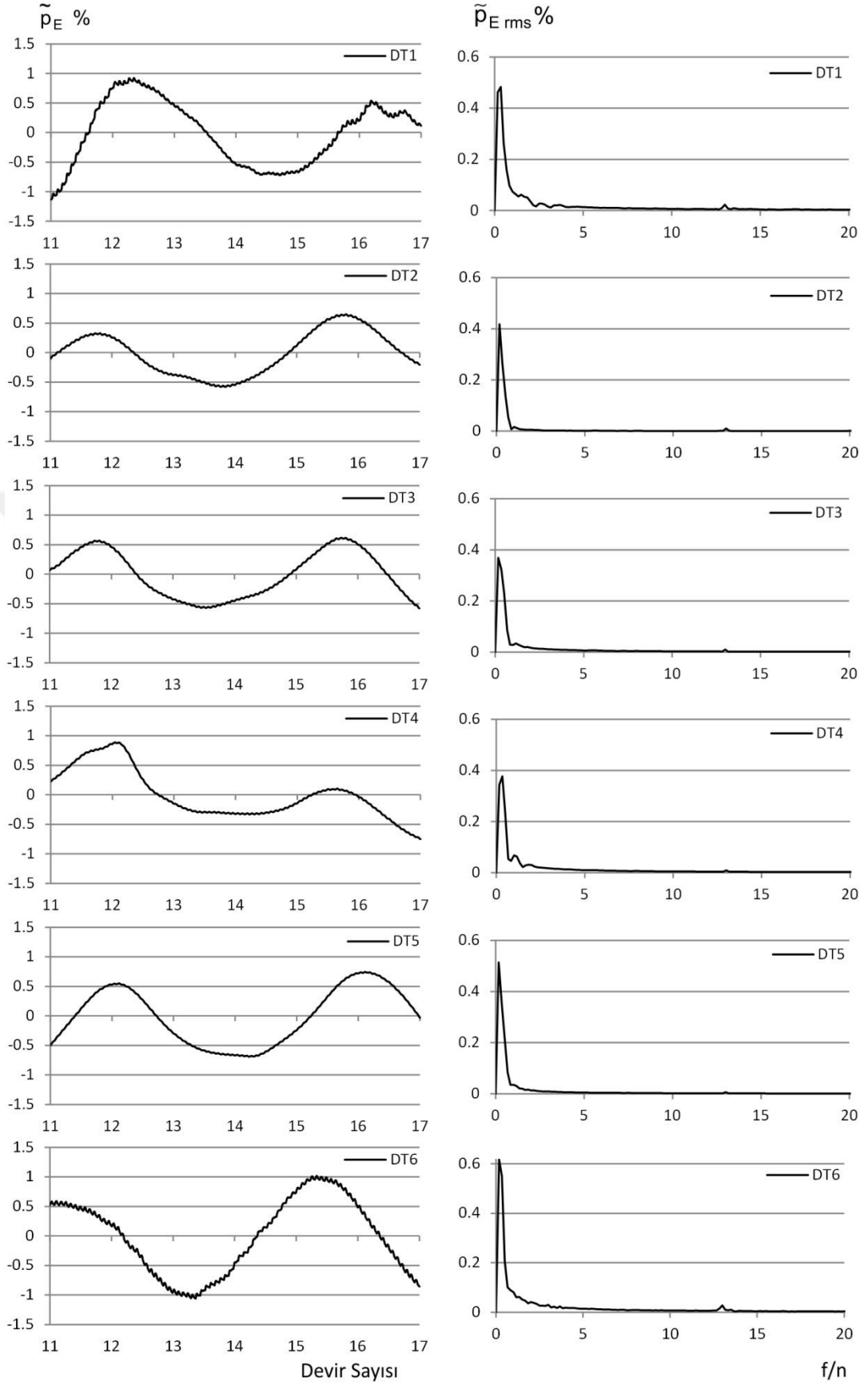
Şekil 4.42’de çarkın emme tarafında tüm gözlem noktaları için birincil baskın frekans 0.83 frekans katsayısıdır. Bu basınç dalgalanmasının kaynağı kanadın hücum kenarının taç kesitine yakın yerinde başlayan kanatlar arası girdabıdır. Kanatlar arası girdabın oluşturduğu basınç salınımları çarkta görülmesi beklenen ayar kanadı ve sabit kanat geçiş frekanslarından daha şiddetlidir. Öyle ki; RSS1’de 12.6 kPa’lık basınç dalgalanmasına sebep olmaktadır. Bu girdabın bir diğer göstergesi de Şekil 4.35’te kanadın emme tarafının taç kesitinde görülen basınç düşmeleridir. Ayrıca 0.33 frekans katsayısında salınan emme borusu girdabının şiddeti kanadın basınç

tarafına göre daha fazladır. Bunun sebebi girdabın emme tarafına daha yakın olmasıdır.



Şekil 4.42 : KY’de çark emme tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

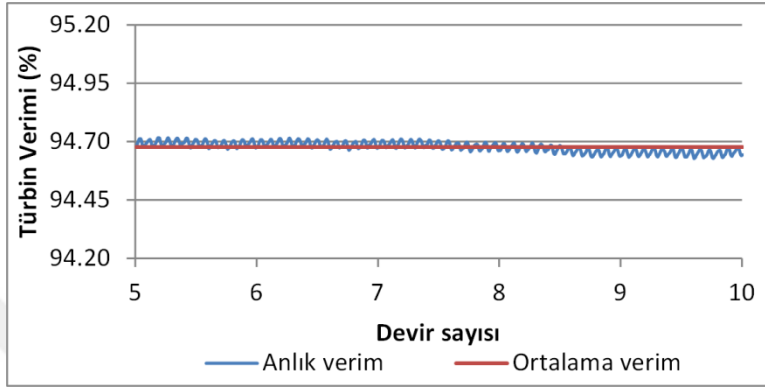
Şekil 4.43’te emme borusu tüm noktalarında emme borusu girdap frekansı olan 0.33 frekans katsayısı görülmektedir. Görülmesi beklenen çark geçiş frekansının genliği girdap genliğine göre oldukça küçüktür. Türbin içerisindeki tüm gözlem noktalarında emme borusu girdabının sebep olduğu basınç salınımları görülmektedir. Düşük frekansta olan emme borusu girdabı titreşim ve sese sebep olabilir. Emme borusu içerisinde girdabın sebep olduğu en büyük basınç dalgalanması DT6’da görülür ve yaklaşık 10 kPa seviyesindedir.



Şekil 4.43 : KY’de emme borusu basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

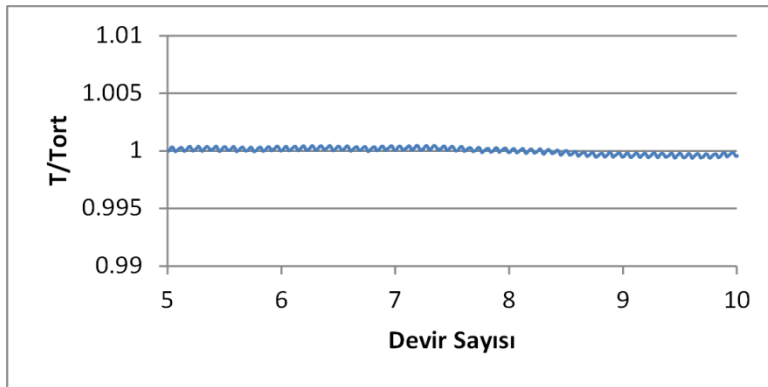
### 4.2.3. Aşırı yükleme

Şekil 4.44'te yakınsamış olan son beş devirdeki türbin verimi dalgalanması gösterilmektedir. Dalgalanma tasarım noktasına göre daha fazla olmasına rağmen yok denecek kadar azdır. Görüldüğü gibi ortalama türbin verimi yaklaşık olarak 94.68%'dir. Bu değer kararlı hal sonucundan 1% daha fazladır.



Şekil 4.44 : AY'de türbin verimi dalgalanması.

Bu işletim koşulu için tork dalgalanması, Şekil 4.45'e bakıldığında tepeden tepeye yaklaşık 0.1% değişim göstermektedir. Ortalama tork 119274 Nm'dir, türbinin açısai momentum ile çarparsak ortalama şaft gücü 9367.8 kW'dir. Bu değer kararlı hal sonucundan 100 kW kadar daha azdır. Çünkü bu simülasyon kararlı hal simülasyonuna göre debiyi daha az tahmin etmektedir.



Şekil 4.45 : AY'de tork dalgalanması.

Çizelge 4.8'de ortalama türbin performans değerleri belirtilmiştir. Bu değerleri kararlı hal sonuçları (Çizelge 4.3) ile kıyaslırsak, debiyi 0.13 m<sup>3</sup>/s daha az tahmin ettiği görülür. Diğer parametrelerde de ufak değişimler vardır ama çark veriminin 1.17% arttığı görülmektedir. Tüm bu değişimlerin sebebi rotor-stator arayüzünün



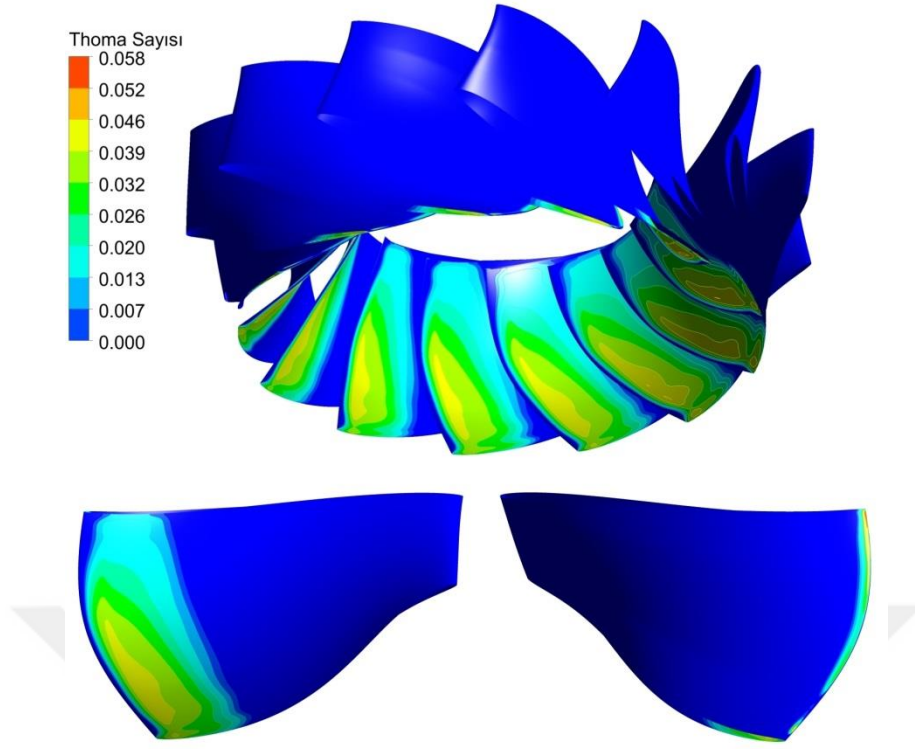
değişmesidir. Literatürde zamana bağlı rotor-stator algoritmasının daha doğru sonuçlar verdiğini, donmuş rotor algoritmasının ise akış düzensizliklerini fazla tahmin ettiği belirtilmiştir. Bu sebeple çark verimi dolayısıyla türbin verimi artmıştır.

Çizelge 4.8 : AY’de ortalama türbin performans değerleri.

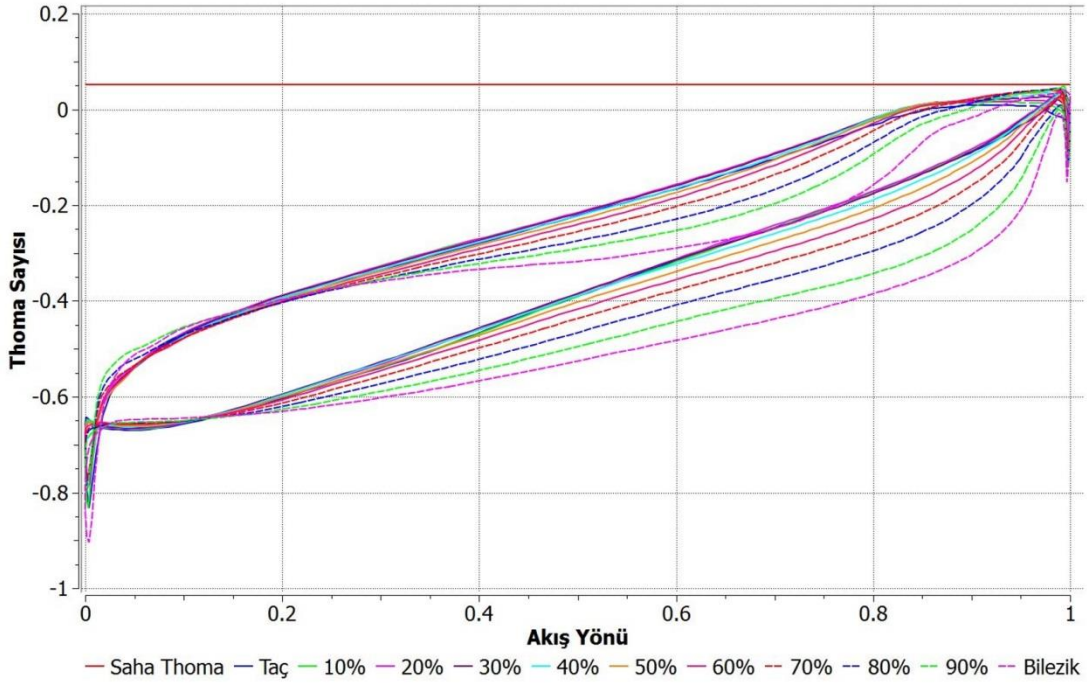
<b>Debi (m<sup>3</sup>/s)</b>	6.59
<b>Türbin Düşüsü (m)</b>	153.66
<b>Salyangoz Verimi (%)</b>	99.37
<b>Ayar Kanadı Verimi (%)</b>	99.27
<b>Çark Verimi (%)</b>	96.87
<b>Emme Borusu Verimi (%)</b>	99.20
<b>Türbin Verimi (%)</b>	94.68
<b>Güç (kW)</b>	9367.79

Şekil 4.46 ve Şekil 4.47’de  $t=0.8$  s anında çarkın Thoma konturlarına ve Thoma dağılım grafiğine bakıldığında kavitasyon görülmemektedir. Hatta kabul edilebilir olan kuyruk kenarı kavitasyonu bile kanadın basınç tarafında görülmemektedir. Ancak, aşırı yüklemdeki kararlı hal simülasyonunda (Şekil 4.13) gezer baloncuk kavitasyonu görülmektedir. Rotor-stator arayüzü değişiminin bu durumun sebebi olmasının yanısıra diğer sebebi zamana bağlı sonuçlarda debinin daha düşük tahmin edilmesidir. Debi azaldıkça kanat üzerindeki Thoma sayısının azaldığı Denklem (1.20)’den bilinmektedir.

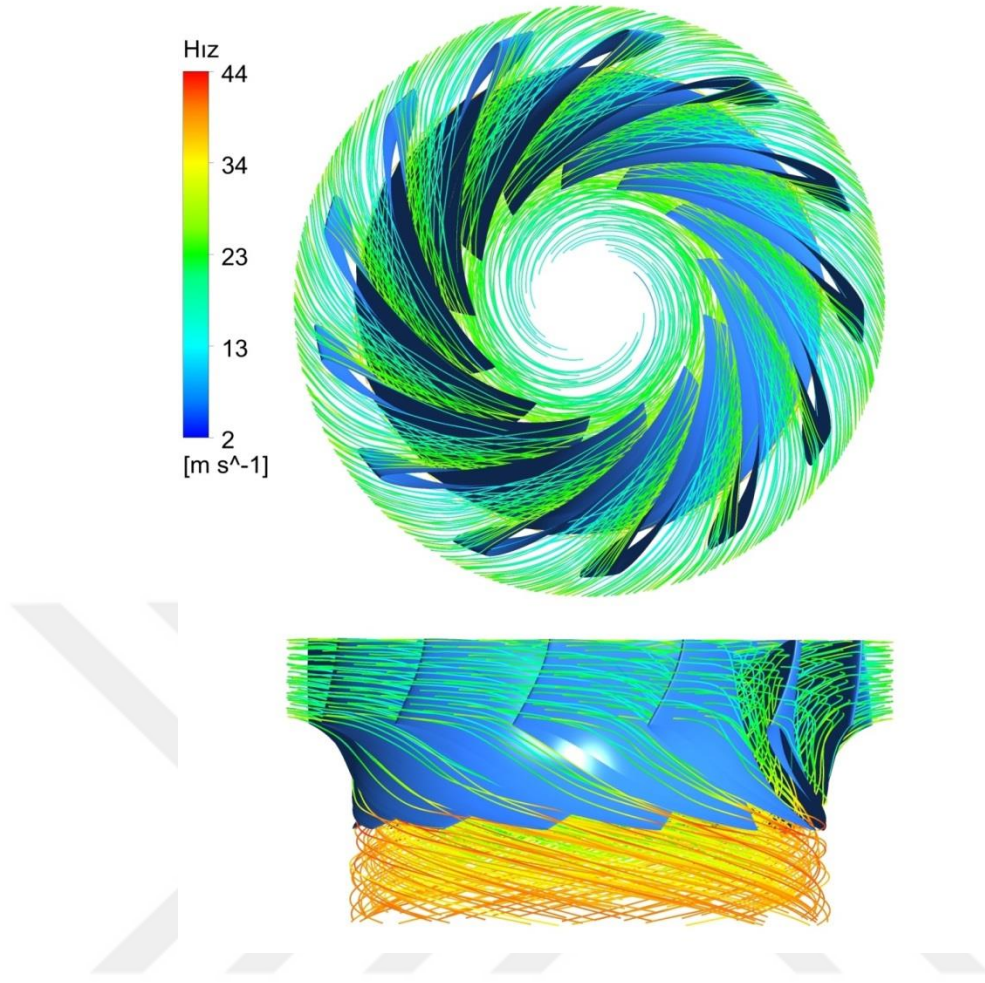
Şekil 4.48’deki çarkın akış çizgilerine bakıldığında benzer şekilde kararlı hal sonuçlarına (Şekil 4.14) göre çok daha düzgün akış çizgileri görülmektedir. Akış hiç bir akış düzensizliği olmadan kanat boyunca ilerlemektedir. Bunun sebebi yine donmuş rotor arayüzünün akış düzensizliklerini fazla tahmin etmesidir.



Şekil 4.46 : AY'de çark (üstte), çark kanadı emme tarafı (alt sol), basınç tarafı (alt sağ) Thoma konturları (t=0.8 s).

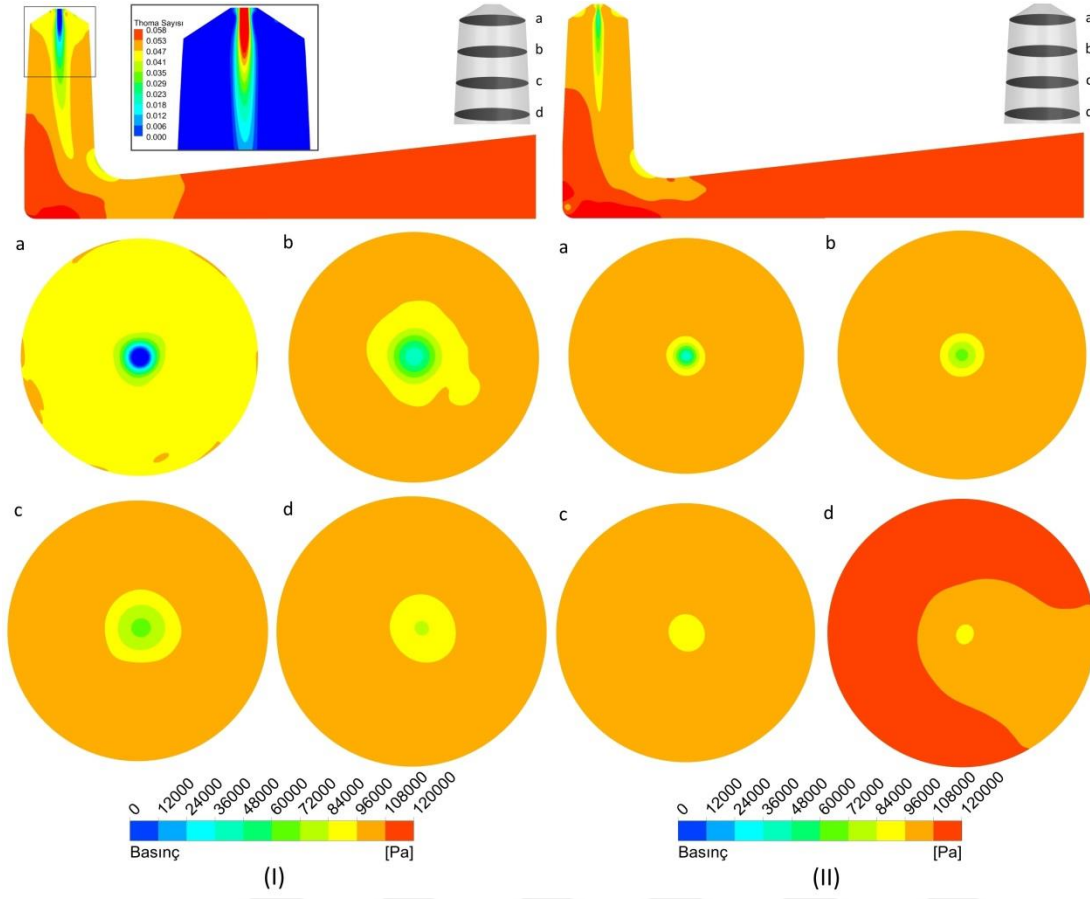


Şekil 4.47 : AY'de çark kanadı üzerindeki Thoma dağılımı (t=0.8 s).

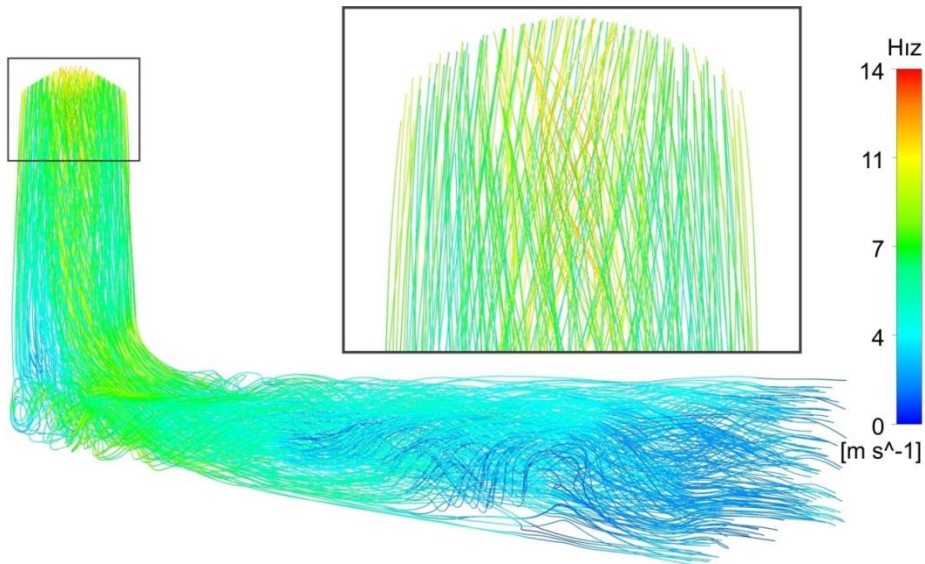


Şekil 4.48 : AY'de üstten ve yandan çark akış çizgileri (t=0.8 s).

Şekil 4.49'da kararlı hal ve t=0.8 s'deki emme borusu basınç konturları görülmektedir. Kararlı hal sonucunda kavitasyon görülürken, t=0.8 s anında girdabın minimum basıncı yaklaşık 24 kPa'dır, böylelikle kavitasyon görülmemektedir. Ayrıca zamana bağlı sonuçta girdap hacmi küçülmüştür. Bu durum yine çark çıkış  $\alpha_2$  açısının zamana bağlı sonuçlarda daha düşük tahmin edilmesinden kaynaklanmaktadır. Daha düşük  $\alpha_2$  açısı 90 dereceye yaklaşmış ve çevresel hız bileşeni azalmıştır, böylelikle girdap hacmi küçülmüştür. Şekil 4.50'deki emme borusu girişine yaklaştırılmış akış çizgilerinden kararlı hal sonucuna göre (Şekil 4.16) girdabın küçüldüğü de görülür. Ayrıca emme borusundaki akış çizgilerinde bu simülasyonda akışın çarktan daha düzgün çıktığı görülmektedir.

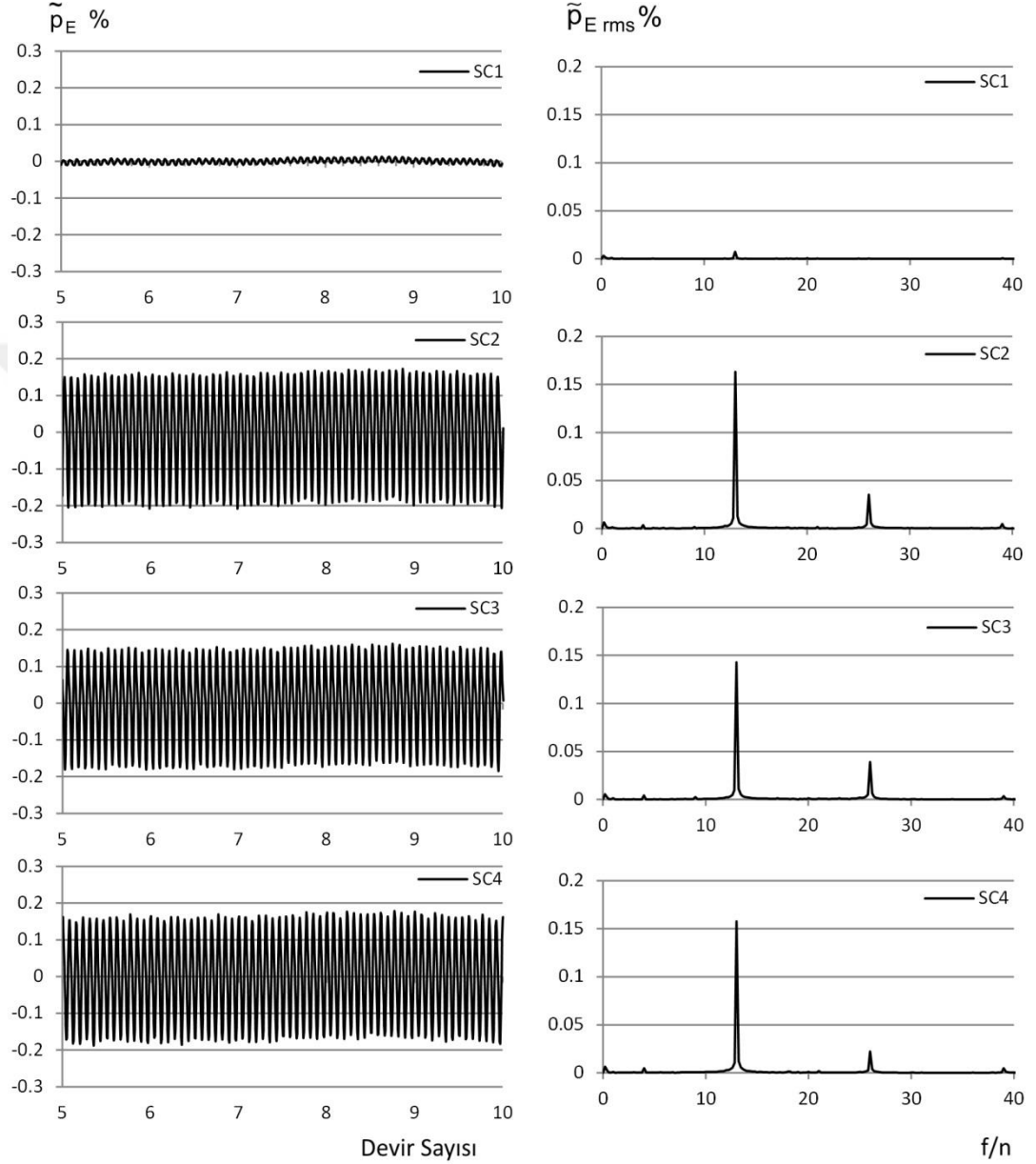


Şekil 4.49 : AY'de kararlı hal (I) ve  $t=0.8$  s'de (II) emme borusu basınç konturları.



Şekil 4.50 : AY'de emme borusu akış çizgileri ( $t=0.8$  s).

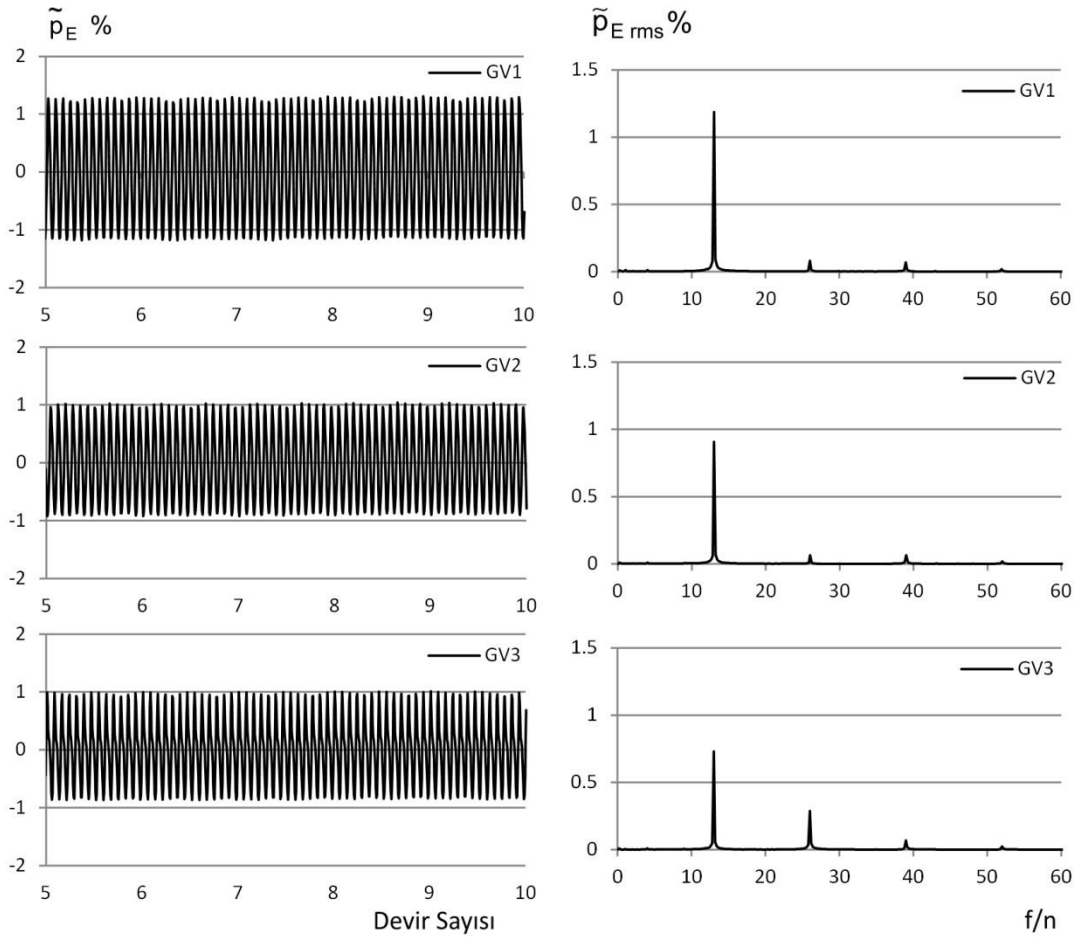
Şekil 4.51'deki SC2, SC3 ve SC4 gözlem noktalarında beklenildiği gibi çark kanadı geçiş frekansı olan 13 ve harmonik frekansları olan 26 ve 39 görülmektedir. Salyangoz duvarına yakın konumlandırılan SC1 noktasında basınç salınım genliği çok düşük olduğu için çark kanadı ikincil harmonik frekansı görülmemektedir.



Şekil 4.51 : AY'de salyangoz basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

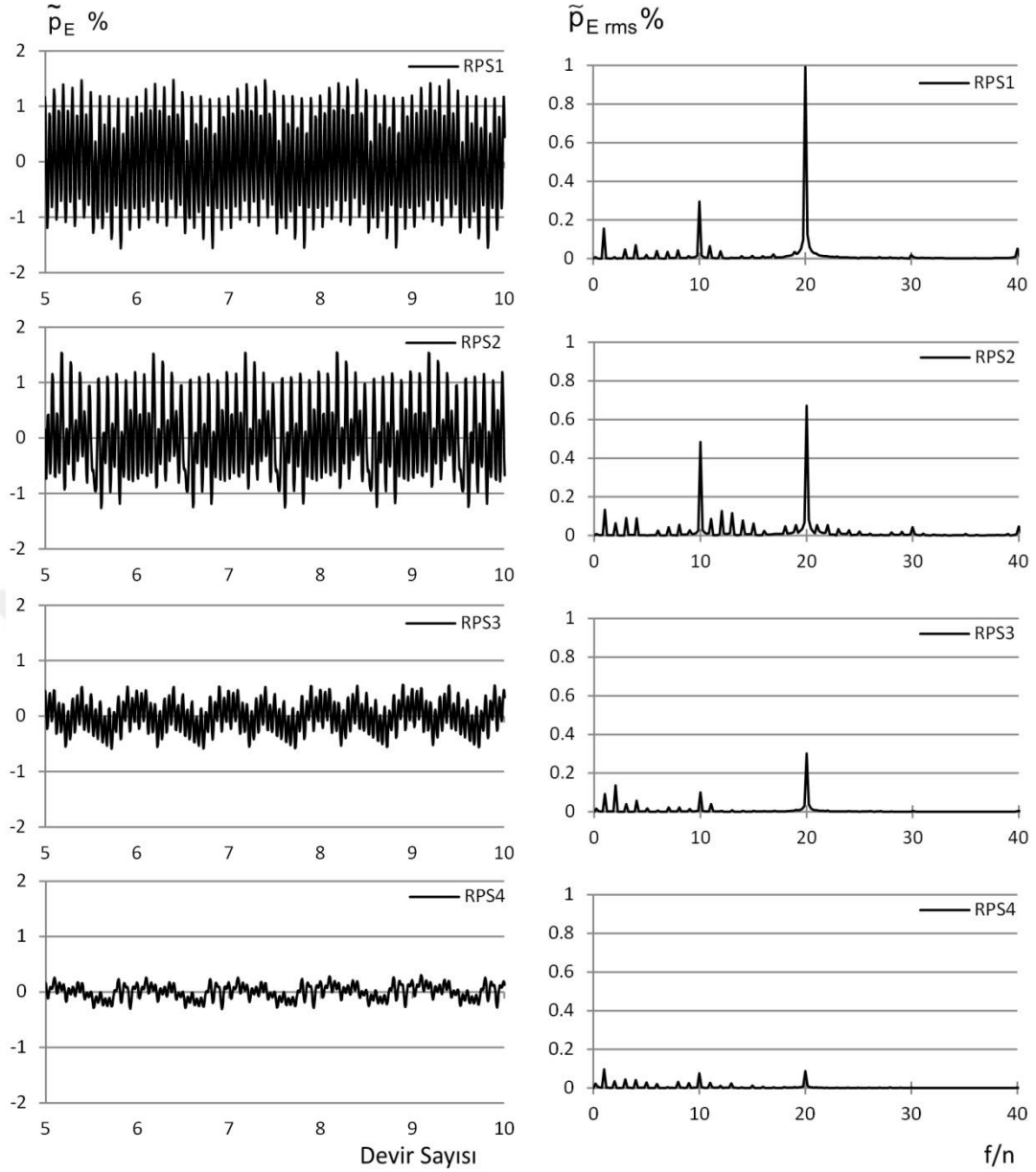
Şekil 4.52'ye bakıldığında beklenen frekanslar görülmektedir. GV1 noktasında en şiddetli dalgalanma görülmektedir. Akış salyangoz boyunca ilerledikçe bu noktadaki basınç dalgalanmalarının şiddeti azalmaktadır. Diğer işletim koşullarında da olduğu gibi türbin içerisindeki gözlem noktaları arasında en şiddetli

basınç dalgalanmaları rotor-stator arasında yani ayar kanadı ile çark arasında görülmektedir.



Şekil 4.52 : AY’de ayar kanadı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

Şekil 4.53’te tüm gözlem noktaları için beklenen sabit kanat ve ayar kanadı geçiş frekansları görülmektedir. 20 frekans katsayısının genliği, ayar kanatlarının çarka yakınlığı sebebiyle sabit kanat geçiş frekans genliğine göre daha fazladır ve çark çıkışına doğru beklenileceği gibi genliklerin şiddeti azalmaktadır. Aynı durum 10 frekans katsayısı için de geçerlidir. Hücum kenarının bilezik kesitine yakın konumlandırılan RPS2 noktasında genlik RPS1’e göre daha fazladır. Sabit kanatların bilezik kesitinde oluşan bir girdabın bu duruma sebep olduğu söylenebilir.

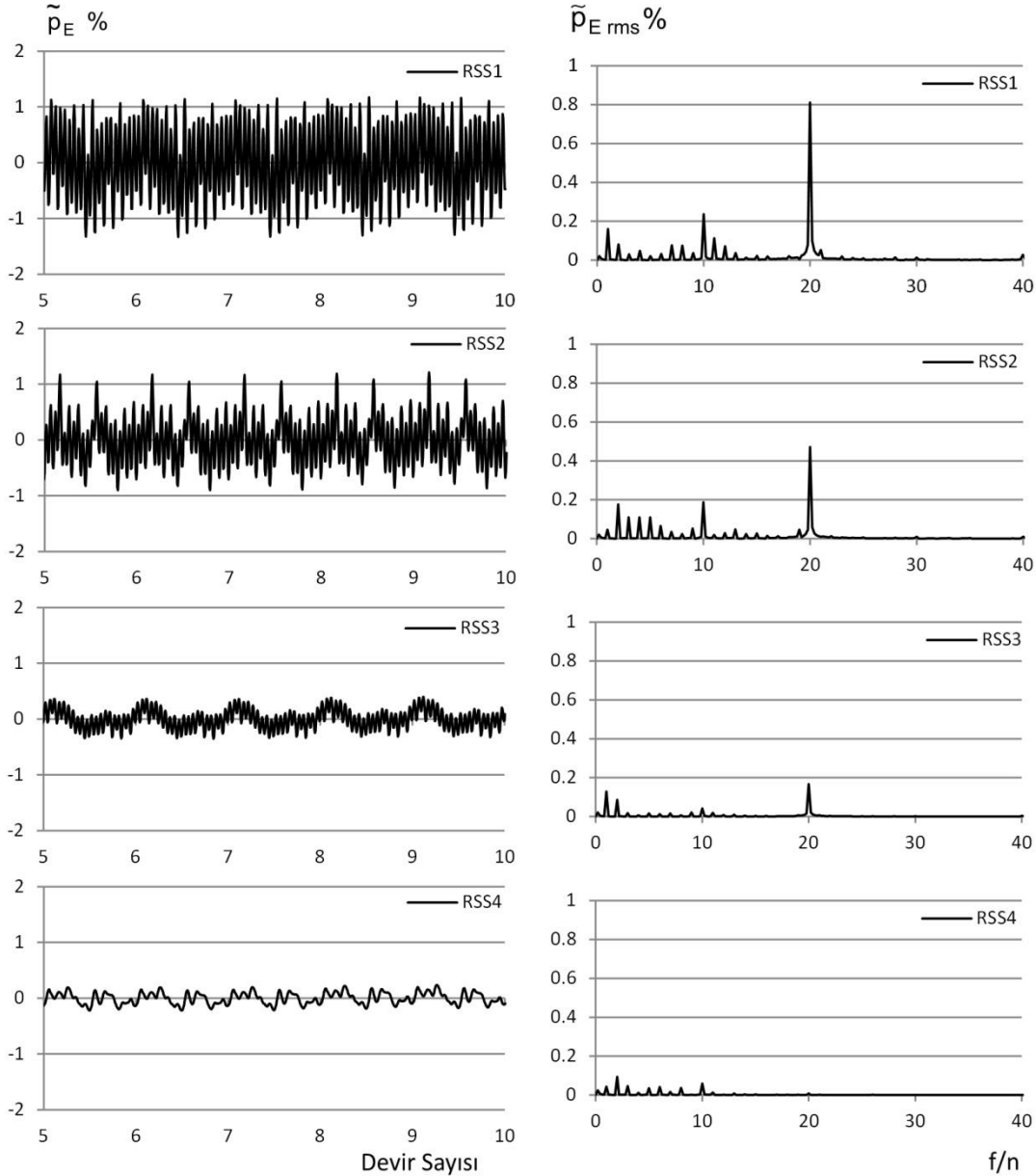


Şekil 4.53 : AY’de çark basınç tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.

Şekil 4.54’te çarkın emme tarafında ilk üç gözlem noktası için birincil baskın frekans ayar kanadı geçiş frekansı olan 20 frekans katsayısıdır. Sabit kanat geçiş frekansı olan 10 frekans katsayısı RSS1 ve RSS2 noktaları için ikincil baskın frekanstır ve tüm gözlem noktalarında görülmektedir. RSS4 noktası için birincil baskın frekansı 2 frekans katsayısıdır.

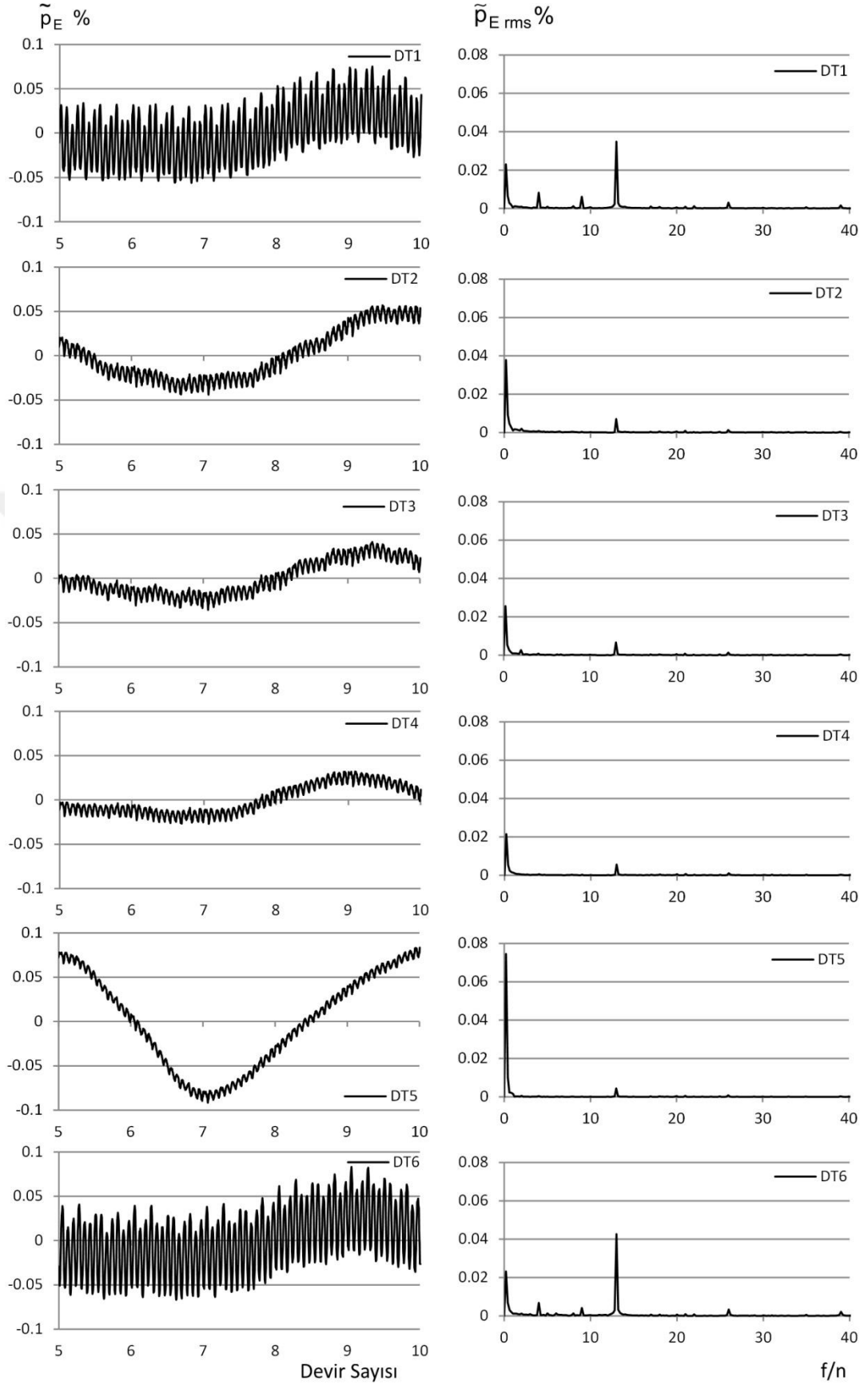
Emme borusu girişinde duvar üzerinde karşılıklı konumlandırılmış olan DT1 ve DT6’nın basınç dalgalanmalarına Şekil 4.55’ten bakıldığında ikisi içinde birincil baskın frekans katsayısı 13 yani çark geçiş frekansıdır. İkincil baskın frekans katsayısı ise emme borusu girdabının dönüş frekansı olan 0.2’dir. Bu noktalar çarka

en yakın noktalar oldukları için rotor-stator etkileşiminde rotorun etkisi baskın gelmiştir. Ama diğer noktalarda girdabın frekans katsayısı 0.2 birincil baskın frekanstır. DT2, DT3 ve DT4 noktalarının genliklerine bakıldığında akış çarktan uzaklaştıkça genliğin düştüğü görülmektedir. Ancak DT5'te yani dirsek kısmında gelen akış direk oraya çarptığı için basınçlar artar ve dolayısıyla orada oluşan girdapların da katkısıyla genliği de artar. Bu noktada emme borusu girdabının oluşturduğu basınç dalgalanması yaklaşık 1120 Pa'dır.



Şekil 4.54 : AY'de çark emme tarafı basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.





Şekil 4.55 : AY’de emme borusu basınç dalgalanmaları ve basınç sinyalleri.



## 5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışma 1957'li yılların teknolojisi ile tasarlanmış, orta ölçekli, düşey eksenli Kepez-1 Francis türbininin HAD analizi ile rehabilitasyonunu içermektedir. Bu çalışmanın ana hedefi türbine tasarım noktasında minimum 94% olacak şekilde yüksek verimli ve kavitasyonsuz geniş işletim aralığı sağlamaktır.

Türbinin çark tasarımı, türbinin işletim aralığında görülebilecek kavitasyon çeşitlerini en aza indirme ve yüksek verim elde etme odaklı tasarım işletim koşulunda iteratif olarak gerçekleştirilmiştir. Ayar kanadı tasarımında ise tasarım işletim koşulu olan 6.1 m<sup>3</sup>/s debi ve 16.5 derecelik giriş açısını sağlayacak ayar kanadı profili ve dönüş açısı iteratif olarak belirlenmiştir.

Türbin çalışma aralığında performans değerlerini gösteren tepe diyagramını oluşturmak ve kavitasyon sınırlarını belirlemek için 60 farklı işletim koşulunda türbinin kararlı hal, tez fazlı HAD analizleri yapılmıştır. Bunun sonucunda tasarım noktasında 94.48% türbin verimi elde edilmiş ve tüm işletim aralığında 90% veya üzeri türbin verimi ile performans hedefleri yerine getirilmiştir. Mevcut türbin HAD sonuçları ile kıyaslandığında tasarım noktasında 2.9% verim artışı sağlanmıştır. Ayrıca türbin çalışma aralığında hücum kenarı, kanatlar arası girdap ve kısmi yüklemde emme borusu kavitasyonları görülmemektedir. Aşırı yüklemde gezer baloncuk kavitasyonu görülmektedir. Ayrıca aşırı yüklemde dar bir çalışma aralığında emme borusu girdap kavitasyonu görülmektedir. Böylelikle türbinin kavitasyonsuz işletim aralığı belirlenmiştir. Kavitasyon görülen çalışma aralığı da genişletilmiş işletim aralığı olarak belirlenmiştir. Türbin bu aralıkta senelik 100 saat işletilebilmektedir.

Türbin içerisindeki akışın zamana bağlı etkilerini görebilmek için tasarım noktasında, kısmi yüklemde ve aşırı yüklemde zamana bağlı, iki fazlı HAD analizleri yapılmıştır. Görülmüştür ki; kararlı hal sonucuna göre ortalama türbin verimi tasarım noktasında 0.8% daha fazla yani 95.3% bulunmuştur. Ayrıca türbin içerisindeki akış düzensizliklerinin ve kavitasyonun zamana bağlı sonuçlarda azaldığı görülmüştür. Öyle ki; kararlı hal sonuçlarında aşırı yüklemde emme borusu

girdap ve gezer baloncuk kavitasyonu görülürken, zamana bağlı sonuçlarda bu kavitasyonlar görülmemektedir. Bu değişim zamana bağlı simülasyonların debiyi daha düşük tahmin etmesinden ve kararlı hal simülasyonlarında kullanılan donmuş rotor algoritmasının akış düzensizliklerini fazla tahmin etmesinden kaynaklanmaktadır. Böylelikle donmuş rotor arayüzünün akış düzensizliklerini fazla tahmin ettiği doğrulanmıştır. Rotor-stator arasındaki akış özelliklerini daha gerçekçi çözümleyen zamana bağlı rotor-stator algoritmasının kullanıldığı zamana bağlı simülasyonların daha doğru sonuçlar verdiği bilinmektedir. Böylelikle, zamana bağlı sonuçlarda verimin daha yüksek çıkması ve kavitasyonun görülmemesi Kepez-1 türbininin işletim aralığında daha yüksek türbin verimi ile ve kavitasyonsuz daha geniş bir işletim aralığında çalışabileceğini göstermektedir.

Bu sonuçlara ek olarak üç işletim koşulu için verim ve tork dalgalanması hesaplanmıştır. Tasarım noktasında ve aşırı yüklemde verim ve tork dalgalanması yok denecek kadar azdır. Ancak kısmi yüklemde şiddetli emme borusu girdabının sebep olduğu tepeden tepeye 0.8% verim dalgalanması ve 1.6% tork dalgalanması vardır. Ayrıca türbin bileşenleri arasındaki rotor-stator etkileşimi incelenmiştir, beklenildiği gibi rotorda sabit kanat ve ayar kanadı geçiş frekansları olan 10 ve 20 frekans katsayıları görülürken, stator bileşenlerde çark kanadı geçiş frekansı olan 13 ve harmonik frekansları olan 26 ve 39 frekans katsayıları görülmüştür. Türbin içerisinde titreşim ve sese sebep olan düşük frekanstaki basınç dalgalanmaları incelenmiş, Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) ile frekans ve genlikleri bulunmuştur. Tasarım noktasında emme borusu girdabı 0.2 frekans katsayısı ile salınmakta ve emme borusunda görülen maximum genliği 600 Pa civarındadır. Aşırı yüklemde de aynı frekans ile salınan emme borusu girdabının sebep olduğu en büyük basınç dalgalanması tasarım noktasının yaklaşık iki katı kadardır. Kısmi yüklemde ise emme borusu girdabı 0.33 frekans katsayısı ile salınmakta ve emme borusunda görülen en büyük dalgalanma tasarım noktasının yaklaşık on yedi katıdır. Ayrıca kısmi yüklemde kanatlar arası girdabı da görülmektedir, 0.83 frekans katsayısı ile salınan girdap emme borusu girdabından daha şiddetli basınç dalgalanmasına sebep olmaktadır.

Gelecek çalışmalarda, bu çalışmada yeniden tasarlanan Kepez-1 türbininin model test sonuçları ile HAD sonuçları doğrulanabilir ve deneysel sonuçların hangi rotor-stator arayüzünün rotor-stator etkileşimini daha doğru tahmin ettiği belirlenebilir.

Ayrıca yeni tasarlanacak bir türbinin HAD analizleri ile kavitasyon testlerini yaparak türbinin optimum kurulum seviyesini belirlenebilir ve bu sonuçları kavitasyon model testlerinin sonuçları ile doğrulanabilir.





## KAYNAKLAR

- [1] **F. Avellan**, (2004). Introduction to cavitation in hydraulic machinery, *The 6<sup>th</sup> International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timisoara*, 11-22.
- [2] **D. Pierrat, L.Gros, G. Pintrand, B. Le Fur, and P. Gyomlai**, (2008). Experimental and Numerical Investigations of Leading Edge Cavitation in a Helico-Centrifugal Pump, *12th Int. Symposium Transp. Phenom. Dyn. Rotating Mach. ISROMAC12-2008*, 1–19.
- [3] **X. Escaler, E. Egusquiza, M. Farhat, F. Avellan, and M. Coussirat**, (2006). Detection of cavitation in hydraulic turbines, *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 20, no. 4, 983–1007.
- [4] **X. Escaler, M. Farhat, P. Ausoni, and E. Egusquiza**, (2006). Cavitation monitoring of hydroturbines : Tests in a Francis turbine model, *6th Int. Symp. Cavitation*, 1–5.
- [5] **J. Wack and S. Riedelbauch**, (2015). Numerical simulations of the cavitation phenomena in a Francis turbine at deep part load conditions, *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 656, 1–4.
- [6] **P. P. Gohil and R. P. Saini**, (2015). Effect of temperature, suction head and flow velocity on cavitation in a Francis turbine of small hydro power plant, *Energy*, vol. 93, 613–624.
- [7] **A. KC, B. Thapa, and Y. H. Lee**, (2014). Transient numerical analysis of rotor-stator interaction in a Francis turbine, *Renew. Energy*, vol. 65, 227–235.
- [8] **A. KC, Y. H. Lee, and B. Thapa**, (2016). CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control techniques, *Renew. Energy*, vol. 86, 1406–1421.

- [9] **Z. G. Zuo, S. H. Liu, D. M. Liu, D. Q. Qin, and Y. L. Wu**, (2015). Numerical analyses of pressure fluctuations induced by interblade vortices in a model Francis turbine, *J. Hydrodyn.*, vol. 27, no. 4, 513–521.
- [8] **A. KC, Y. H. Lee, and B. Thapa**, (2016). CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control techniques, *Renew. Energy*, vol. 86, 1406–1421.
- [9] **Z. G. Zuo, S. H. Liu, D. M. Liu, D. Q. Qin, and Y. L. Wu**, (2015). Numerical analyses of pressure fluctuations induced by interblade vortices in a model Francis turbine, *J. Hydrodyn.*, vol. 27, no. 4, 513–521.
- [10] **J. Necker, T. Aschenbrenner, and W. Moser**, (2009). Cavitation in a bulb turbine, *Proc. 7th Int. Symp. Cavitation CAV2009*, no. 91, 1–7.
- [11] **G. D. Ciocan, M. S. Ilescu, T. C. Vu, B. Nennemann, and F. Avellan**, (2007). Experimental Study and Numerical Simulation of the FLINDT Draft Tube Rotating Vortex, *J. Fluids Eng.*, vol. 129, 146–158.
- [12] **M. S. Ilescu, G. D. Ciocan, and F. Avellan**, (2008). Analysis of the Cavitating Draft Tube Vortex in a Francis Turbine Using Particle Image Velocimetry Measurements in Two-Phase Flow, *J. Fluids Eng.*, vol. 130, 1–10.
- [13] **B. J. Lewis, J. M. Cimbalá, and a M. Wouden**, (2014). Wicket gate trailing-edge blowing : A method for improving off-design hydroturbine performance by adjusting the runner inlet swirl angle, *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 22, 1–11.
- [14] **P. Côté, G. Dumas, É. Moisan, and G. Boutet-Blais**, (2014). Numerical investigation of the flow behavior into a Francis runner during load rejection, *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 22, 1–11.
- [15] **T. Krappel, A. Ruprecht, S. Riedelbauch, R. Jester-Zuerker, and A. Jung**, (2013). Flow Simulation of Francis Turbine using a Hybrid RANS-LES Turbulence Model, *5th IAHR Int. Work. Cavitation Dyn. Probl. Hydraul. Mach. Sept. 8-11*, vol. 32001, 1–15.



- [16] **K. Yamamoto, A. Müller, A. Favrel, and C. Landry**, (2015). Guide Vanes Embedded Visualization Technique For Investigating Francis Runner Inter-Blade, *6th IAHR Int. Meet. Workgr. Cavitation Dyn. Probl. Hydraul. Mach. Syst.*.
- [17] **C. Trivedi and M. J. Cervantes**, (2016). State of the art in numerical simulation of high head Francis turbines, *Renew. Energy Environ. Sustain.*, vol. 1, no. 20, 1–5.
- [18] **G. Okyay**, (2010). Utilization of CFD Tools in the Design Process of a Francis Turbine, *Yüksek Lisans Tezi*, ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [19] **H. Akın**, (2014). Su Türbini Tasarımı Amaçlı Sayısal Yöntemler Geliştirilmesi ve Uygulanması, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [20] **F. Ayancık**, (2014). Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yardımıyla Su Türbini Çarkı Tasarımı Ve Eniyilemesi, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [21] **K. Celebioglu, B. Altintas, S. Aradag, and Y. Tascioglu**, (2017). Numerical research of cavitation on Francis turbine runners, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 28, 17771–17781.
- [22] **G. I. Krivchenko**, (1986). *Hydraulic Machines Turbines and Pumps*, Moscow: Mir Publishers.
- [23] **B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi, and W. W. Huebsch**, (2013). *Fundamentals of fluids Mechanics*, 6th ed., John Wiley & Sons.
- [24] IEC 60609, (2005). Hydraulic turbines , storage pumps and cavitation pitting evaluation - Part 1: Evaluation in reaction turbines, storage pumps and pump-turbines.
- [25] **S.C. Li**, (2000). *Cavitation of Hydraulic Machinery*. Imperial College Press.
- [26] IEC 60193, (1999). Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests.
- [27] **C. E. Brennen**, “Hydrodynamics of Pumps - Bubble Dynamics, Damage and Noise.” [Online]. Available:

<https://authors.library.caltech.edu/25019/1/chap6.htm>. [Accessed: 12-Nov-2017].

- [28] **P. Kumar and R. P. Saini**, (2010). Study of cavitation in hydro turbines-A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 1, 374–383.
- [29] EÜAŞ Hidrolik Santraller Daire Başkanlığı, “EK-1 Teknik Detaylar” (2013).
- [30] **G. Sepetci**, (2017). Kepez Hidroelektrik Santrali’nin Saha Ölçümleri ve Sayısal Bazlı Hidrolik Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [31] **J. T. Billdal**, “The X factor.” [Online]. Available: <http://www.waterpowermagazine.com/features/featurethe-x-factor/>. [Accessed: 17-Oct-2017].
- [32] **H. Brekke**, (2010). A Review on Oscillatory Problems in Francis turbines, *New Trends Technol. Devices, Comput. Commun. Ind. Syst.*, 217–232.
- [33] ANSYS Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, *ANSYS CFX Release 15.0*, (2013).
- [34] **H. Schlichting and G. Klaus**, (2017). *Boundary- Layer Theory*. Springer.
- [35] ANSYS Inc. ANSYS CFX-Solver Modelling Guide, *ANSYS CFX Release 15.0*, (2013).
- [36] **H. Keck and M. Sick**, (2008). Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines, *Acta Mech.*, vol. 201, 211–229.
- [37] “Best practice guidelines for turbomachinery CFD” [Online]. Available: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Best\\_practice\\_guidelines\\_for\\_turbomachinery\\_CFD](https://www.cfd-online.com/Wiki/Best_practice_guidelines_for_turbomachinery_CFD). [Accessed: 24-Oct-2017].
- [38] Tübitak MAM EE, “Türbin Verim Ölçüm Raporu,” *MLS.İP11.D.80.3009.V30*, (2017).

## ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Burak ALTINTAŞ  
Uyruğu : T.C.  
Doğum Tarihi ve Yeri : 30.04.1990 - Ankara  
E-posta : [burakaltintas@yandex.com](mailto:burakaltintas@yandex.com)

### ÖĞRENİM DURUMU :

**Lisans** : 2014, Hacettepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Nükleer Enerji Mühendisliği Bölümü

**Yüksek Lisans** : 2017, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği

### İŞ DENEYİMİ :

Yıl	Yer	Görev
2013	İTÜ Enerji Enstitüsü	Stajyer
2013	ÇNAEM	Stajyer
2012	Çatalağzı Termik Santrali	Stajyer

**YABANCI DİL** : İngilizce (İleri Düzeyde)

### SUNUMLAR VE YAYINLAR:

- **Altintas, B., Celebioglu, K., Aradag, S.,** (2016). Investigation of cavitation properties of a Francis turbine runner, *4th European Conference on Renewable Energy Systems (ECRES)*, 28-31 August.

- **K. Celebioglu, B. Altintas, S. Aradag, and Y. Tascioglu, (2017).** Numerical research of cavitation on Francis turbine runners, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 28, 17771–17781.
- **K. Celebioglu, S. Aradag, B. Altintas, E. Ayli, (2017).** Rehabilitation of Francis Turbines of Power Plants with Computational Methods. *Hittite Journal of Science & Engineering* (Kabul edildi).

