

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ DOKTORA PROGRAMI**

**FRANCIS TÜRBİNLERİ İÇİN BİR VORTEKS ÖNLEYİCİ BİLEŞEN  
TASARIMI VE TÜRBİN PERFORMANSININ İNCELENMESİ**

**HAZIRLAYAN**

**DENİZ SARPER SEMERCİ**

**DOKTORA TEZİ**

**ANKARA – 2022**



**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ DOKTORA PROGRAMI**

**FRANCIS TÜRBİNLERİ İÇİN BİR VORTEKS ÖNLEYİCİ BİLEŞEN  
TASARIMI VE TÜRBİN PERFORMANSININ İNCELENMESİ**

**HAZIRLAYAN**

**DENİZ SARPER SEMERCİ**

**DOKTORA TEZİ**

**TEZ DANIŞMANI**

**PROF. DR. TAHİR YAVUZ**

**ANKARA – 2022**

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora Programı çerçevesinde Deniz Sarper Semerci tarafından hazırlanan bu çalışma, aşağıdaki jüri tarafından Doktora Tezi olarak kabul edilmiştir.

**Tez Savunma Tarihi:** 19 / 09 / 2022

**Tez Adı:** Francis Türbinleri İçin Bir Vorteks Önleyici Bileşen Tasarımı ve Türbin Performansının İncelenmesi

**Tez Jüri Üyeleri ( Unvanı, Adı - Soyadı, Kurumu )**

**İmza**

Prof. Dr. Tahir YAVUZ, Başkent Üniversitesi

.....

Prof Dr. Demir BAYKA, Başkent Üniversitesi

.....

Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ, Gazi Üniversitesi

.....

Prof. Dr. Adem ACIR, Gazi Üniversitesi

.....

Dr. Öğr. Üyesi Levent ÇOLAK, Başkent Üniversitesi

.....

**ONAY**

Prof. Dr. Faruk ELALDI

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Tarih : ... / ... / 2022

**BAŞKENT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ**  
**DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU**

Tarih: 23 / 09 / 2022

Öğrencinin Adı, Soyadı: Deniz Sarper Semerci

Öğrencinin Numarası: 21610456

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Doktora

Danışmanın Unvanı/Adı, Soyadı: Prof. Dr. Tahir Yavuz

Tez Başlığı: Francis Türbinleri İçin Bir Vorteks Önleyici Bileşen Tasarımı ve Türbin Performansının İncelenmesi

Yukarıda başlığı belirtilen Doktora tez çalışmamın; Giriş, Ana Bölümler ve Sonuç Bölümünden oluşan, toplam 104 sayfalık kısmına ilişkin, 23/09/2022 tarihinde şahsım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 6'dır. Uygulanan filtrelemeler:

1. Kaynakça hariç
2. Alıntılar hariç
3. Beş (5) kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

“Başkent Üniversitesi Enstitüleri Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Usul ve Esaslarını” inceledim ve bu uygulama esaslarında belirtilen azami benzerlik oranlarına tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Öğrenci İmzası:

**ONAY**

Tarih: 23 / 09 / 2022

Öğrenci Danışmanı Unvan, Adı, Soyadı, İmza:

Prof. Dr. Tahir YAVUZ

## TEŞEKKÜR

Çalışmanın yürütölmesi ve sonuca ulaştırılmasında her zaman yardımcı ve yol gösterici olduğu ve akademik yolculuğum boyunca hep yanımda olduğu için tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Tahir YAVUZ'a;

Çalışma boyunca değerli fikirleriyle çalışmaya destek olan ve çalışmanın özellikle optimizasyon kısmında tecrübelerini paylaşmaktan çekinmeyen Sayın Dr. Emre KOÇ'a;

Koşullar her ne olursa olsun beni destekleyen, arkamda duran ve bugünlere gelmemde en çok emeği bulunan annem İlker SEMERCİ ve babam Birol SEMERCİ'ye;

Çalışmanın zorlu dönemlerinde varlığıyla bana güç veren ve motive olmamı sağlayan, her defasında devam etme hırsını bana aşılayan yol arkadaşım, sevgili eşim Dicle AKKAYA SEMERCİ'ye çok teşekkür ederim.

## ÖZET

**Deniz Sarper Semerci**

### **FRANCIS TÜRBİNLERİ İÇİN BİR VORTEKS ÖNLEYİCİ BİLEŞEN TASARIMI VE TÜRBİN PERFORMANSININ İNCELENMESİ**

**Başkent Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**2022**

Bu tez çalışması kapsamında, Francis türbinlerinin emme borusunda meydana gelen ani basınç dalgalanmaları ve buna bağlı oluşabilen vorteks halatı olayının önüne geçebilmek adına yeni bir bileşen tasarlanmıştır. Çalışma kapsamında performans analizlerinin gerçekleştirilmesinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri kullanılmış, kullanılan model daha önce bir çalışmada elde edilen deneysel verilerle doğrulanmıştır. Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayısı, Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliği ve ayar kanatları açısı parametreleri seçilerek bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Parametreler arası doğrusal ilişki olmaması ve deney sayısının azlığı sebebiyle Box-Behnken deney tasarımı metodu ile Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri eş zamanlı yürütülmüş ve çalışmanın sonucunda regresyon denklemi elde edilmiştir. Buna göre, türbin performansına en çok etki eden parametrenin ayar kanatları açısı olduğu, sonraki etkin parametrenin ise ayar kanatları ve Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayısı interaksiyon ilişkisi olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, Vorteks Önleyici Bileşenin tek kademeli olarak tasarımda kullanıldığı durumda, emme borusunda meydana gelen vorteks halatını emme borusu çeperlerine dağıttığı ve türbin veriminde yaklaşık %1'lik bir artışa sebebiyet verdiği gözlemlenmiştir.

**ANAHTAR KELİMELER:** Hidrolik Türbinler, Francis Türbinleri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Türbin Verimi, Vorteks.

# **ABSTRACT**

**Deniz Sarper Semerci**

**A NEW VORTEX PREVENTING ELEMENT DESIGN FOR FRANCIS TURBINES  
AND INVESTIGATION OF TURBINE PERFORMANCE**

**Başkent University Institute of Science**

**Mechanical Engineering Department**

**2022**

In this study, a new design is made to prevent vortex rope phenomena which may occur due to instant pressure fluctuations at the draft tube of Francis turbines. In this study, Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses are used to obtain the turbine performance and the data is verified with experimental results extracted from a previous study. Stage number of Vortex Preventing Element, the height of Vortex Preventing Element and guide vanes angle of Francis turbine is selected as factors to carry out an optimization study. Box-Behnken experimental design is selected due to lower experiment number and the non-linear relationship between the specified parameters. Optimization and CFD studies are carried out simultaneously and as a consequence, a regression equation is obtained. Accordingly, the most effective parameter on turbine performance is observed as guide vanes angle, and the second one is the relation between guide vanes angle and stage number of Vortex Preventing Element. Besides, if the single-staged Vortex Preventing Element is used in Francis turbine design, it is seen that the component shreds the vortex rope through the draft tube wall. Also, the VPE forges an %1 additional increment on turbine efficiency.

**KEYWORDS:** Hydraulic Turbines, Francis Turbines, Computational Fluid Dynamics, Turbine Efficiency, Vortex.



# İÇİNDEKİLER

Sayfa

TEŞEKKÜR.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT .....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	xi
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
1.1. Yenilenebilir Enerji.....	1
1.2. Francis Türbinleri.....	7
1.3. Literatür Araştırması .....	7
1.4. Tezin Amaç ve Kapsamı.....	16
<b>2. TÜRBİN TASARIMI .....</b>	<b>19</b>
2.1. Ön Tasarım.....	19
2.1.1. Geometrik benzeşim.....	19
2.1.2. Türbin boyutlarının belirlenmesi.....	21
2.1.3. Türbin çarkı tasarımı.....	21
2.1.4. Salyangoz tasarımı .....	22
2.1.5. Emme borusu tasarımı.....	24
2.1.6. Ayar kanatları tasarımı .....	25
2.2. Vorteks Önleyici Bileşen Tasarımı .....	27
<b>3. MATEMATİKSEL MODELLEME VE HAD ANALİZLERİ .....</b>	<b>31</b>
3.1. Sayısal Modelin Oluşturulması.....	31

3.1.1. Ağ yapısı .....	31
3.1.2. Sınır koşulları .....	33
3.1.3. Türbülans modeli .....	33
3.2. Korunum Denklemleri.....	34
3.3. Doğrulama Analizi .....	35
<b>4. TÜRBİN VE VPE PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU .....</b>	<b>42</b>
4.1. Genel Bilgiler .....	42
4.2. Yanıt Yüzeyi Metodu .....	43
4.2.1. Birinci dereceden yanıt yüzeyleri.....	43
4.2.2. İkinci dereceden yanıt yüzeyleri .....	45
4.3. Optimizasyon Parametrelerinin Belirlenmesi .....	46
<b>5. ANALİZ BULGULARI VE TARTIŞMA .....</b>	<b>49</b>
5.1. HAD Analizleri Bulguları.....	49
5.1.1. Hız ve basınç dağılımları .....	49
5.1.2. Vorteks oluşumu.....	79
5.1.3. Verim değerleri.....	95
5.2. Optimizasyon Bulguları.....	95
<b>6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>	<b>101</b>
6.1. Sonuçlar .....	101
6.2. Öneriler .....	103
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>105</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>109</b>

## TABLULAR LİSTESİ

	<b>Sayfa</b>
Tablo 1.1: Türkiye'deki bazı santrallerin nitelikleri .....	6
Tablo 2.1: Gerçek türbin parametreleri .....	20
Tablo 2.2: Model türbin parametreleri .....	21
Tablo 3.1: Referans çalışmada yapılan ölçümler.....	37
Tablo 3.2: Tez çalışmasında elde edilen veriler .....	38
Tablo 3.3: Referans çalışma ile tez çalışması verileri arasındaki standart sapma (%).....	39
Tablo 4.1: Örnek bir Box-Behnken deneme düzeni .....	45
Tablo 4.2: Box-Behnken Deney Tasarımı .....	48
Tablo 5.1: Tasarımlara göre verim değerleri .....	95

## ŞEKİLLER LİSTESİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1: Türkiye'deki santrallerinin yaşlarına göre kurulu güç dağılımları .....	4
Şekil 1.2: J-grooveların kullanımı .....	9
Şekil 1.3: J-groove yapısı ve klasik emme borusu karşılaştırması .....	10
Şekil 1.4 J-groove katı modeli ve çalışmanın gerçekleştirildiği deney düzeneği .....	11
Şekil 1.5: Muntean ve ekibinin deney düzeneği .....	11
Şekil 1.6: Farklı türbülans modellerinde sayısal analizler .....	12
Şekil 1.7: Vorteks halatının zamana bağlı gelişimi .....	12
Şekil 1.8: Su jeti ve klasik emme borusu tasarımının karşılaştırılması .....	14
Şekil 1.9: Deney düzeneği .....	14
Şekil 1.10: Görüntü işleme tekniği .....	15
Şekil 1.11: Akış diyagramı .....	18
Şekil 2.1: Tasarım metodu .....	19
Şekil 2.2: Türbin rotoru (çarkı) ana boyutları .....	21
Şekil 2.3: Salyangoz ana boyutları .....	23
Şekil 2.4: Emme borusu ana boyutları .....	24
Şekil 2.5: Ayar kanatları ana boyutları .....	25
Şekil 2.6: Francis türbini bileşenleri 3D modeli .....	26
Şekil 2.7: Vorteks Önleyici Bileşen görünümü .....	27
Şekil 2.8: Vorteks Önleyici Bileşen parametreleri .....	28
Şekil 2.9: Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayıları .....	28
Şekil 2.10: Vorteks Önleyici Bileşenin yeri .....	29
Şekil 3.1: Ağ yapısından bağımsızlık .....	31
Şekil 3.2: Bileşenlerin ağ yapıları .....	32
Şekil 3.3: Deney düzeneği kesit görünüşü .....	36
Şekil 3.4: Salyangoz giriş basıncı karşılaştırması .....	40
Şekil 3.5: Emme borusu basınç dağılımı karşılaştırması .....	40
Şekil 5.1: VPE hız vektörleri( $h_{VPE}=0.25$ m) .....	49
Şekil 5.2: VPE hız vektörleri( $h_{VPE}=0.2$ m) .....	50
Şekil 5.3: VPE hız vektörleri( $h_{VPE}=0.3$ m) .....	50

Şekil 5.4: Emme borusu basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$ m).....	51
Şekil 5.5: Emme borusu basınç dağılımı( $h_{VPE}=0.25$ m).....	52
Şekil 5.6: Emme borusu basınç dağılımı( $h_{VPE}=0.3$ m).....	52
Şekil 5.7: BEP noktasındaki hız vektörleri.....	53
Şekil 5.8: PL noktasındaki hız vektörleri .....	54
Şekil 5.9: OL noktasındaki hız vektörleri.....	55
Şekil 5.10: PL noktasındaki emme borusu basınç dağılımı.....	56
Şekil 5.11: BEP noktasındaki emme borusu basınç dağılımı .....	56
Şekil 5.12: OL noktasındaki emme borusu basınç dağılımı .....	57
Şekil 5.13: PL noktasındaki rotor basınç dağılımı .....	58
Şekil 5.14: BEP noktasındaki rotor basınç dağılımı.....	58
Şekil 5.15: OL noktasındaki rotor basınç dağılımı.....	59
Şekil 5.16: PL noktasındaki salyangoz basınç dağılımı .....	60
Şekil 5.17: BEP noktasındaki salyangoz basınç dağılımı .....	60
Şekil 5.18: OL noktasındaki salyangoz basınç dağılımı .....	61
Şekil 5.19: PL noktasında ayar kanatları etrafındaki hız vektörleri .....	62
Şekil 5.20: BEP noktasında ayar kanatları etrafındaki hız vektörleri.....	62
Şekil 5.21: OL noktasında ayar kanatları etrafındaki hız vektörleri .....	63
Şekil 5.22: Salyangoz basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$ m).....	64
Şekil 5.23: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$ m) .....	64
Şekil 5.24: Şekil 5.24: Rotor basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$ m).....	65
Şekil 5.25: Hız vektörleri dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$ m) .....	65
Şekil 5.26: Ayar kanatları hız dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$ m).....	66
Şekil 5.27: Salyangoz basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$ m).....	66
Şekil 5.28: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$ m) .....	67
Şekil 5.29: Rotor basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$ m) .....	67
Şekil 5.30: Hız vektörleri dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$ m) .....	68
Şekil 5.31: Ayar kanatları hız dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$ m).....	68
Şekil 5.32: Salyangoz basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$ m).....	69
Şekil 5.33: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$ m) .....	69
Şekil 5.34: Rotor basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$ m) .....	70

Şekil 5.35: Hız vektörleri dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$ m) .....	70
Şekil 5.36: Ayar kanatları hız dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$ m).....	71
Şekil 5.37: Salyangoz basınç dağılımı ( $S_{VPE}=1$ ) .....	71
Şekil 5.38: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $S_{VPE}=1$ ) .....	72
Şekil 5.39: Rotor basınç dağılımı ( $S_{VPE}=1$ ) .....	72
Şekil 5.40: Hız vektörleri dağılımı ( $S_{VPE}=1$ ) .....	73
Şekil 5.41: Ayar kanatları hız dağılımı ( $S_{VPE}=1$ ) .....	73
Şekil 5.42: Salyangoz basınç dağılımı ( $S_{VPE}=2$ ) .....	74
Şekil 5.43: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $S_{VPE}=2$ ) .....	74
Şekil 5.44: Rotor basınç dağılımı ( $S_{VPE}=2$ ) .....	75
Şekil 5.45: Hız vektörleri dağılımı ( $S_{VPE}=2$ ) .....	75
Şekil 5.46: Ayar kanatları hız dağılımı ( $S_{VPE}=2$ ) .....	76
Şekil 5.47: Salyangoz basınç dağılımı ( $S_{VPE}=3$ ) .....	76
Şekil 5.48: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $S_{VPE}=3$ ) .....	77
Şekil 5.49: Rotor basınç dağılımı ( $S_{VPE}=3$ ) .....	77
Şekil 5.50: Hız vektörleri dağılımı ( $S_{VPE}=3$ ) .....	78
Şekil 5.51: Ayar kanatları hız dağılımı ( $S_{VPE}=3$ ) .....	78
Şekil 5.52: Standart türbin emme borusunda oluşan vorteks halatı .....	79
Şekil 5.53: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $S_{VPE}=1$ ) .....	80
Şekil 5.54: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $S_{VPE}=2$ ) .....	81
Şekil 5.55: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $S_{VPE}=3$ ) .....	82
Şekil 5.56: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $h_{VPE}=0,2$ m).....	83
Şekil 5.57: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $h_{VPE}=0,25$ m).....	83
Şekil 5.58: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $h_{VPE}=0,3$ m).....	84
Şekil 5.59: PL durumundaki VPE’li türbin emme borusunda oluşan vorteks halatı.....	85
Şekil 5.60: BEP durumundaki VPE’li türbin emme borusunda oluşan vorteks halatı .....	85
Şekil 5.61: OL durumundaki VPE’li türbin emme borusunda oluşan vorteks halatı .....	86
Şekil 5.62: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0,2$ m).....	87
Şekil 5.63: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0,25$ m).....	88
Şekil 5.64: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0,3$ m).....	88
Şekil 5.65: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $S_{VPE}=1$ ).....	89

Şekil 5.66: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $S_{VPE}=2$ ).....	90
Şekil 5.67: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $S_{VPE}=3$ ).....	90
Şekil 5.68: PL noktasındaki VPE tasarımı kesitlere göre basınç dağılımı .....	91
Şekil 5.69: BEP noktasındaki VPE tasarımı kesitlere göre basınç dağılımı .....	92
Şekil 5.70: OL noktasındaki VPE tasarımı kesitlere göre basınç dağılımı .....	92
Şekil 5.71: Kademe sayısına göre basınç dağılımı .....	93
Şekil 5.72: VPE yüksekliğine göre basınç dağılımı .....	94
Şekil 5.73: Ayar kanatları açısına göre basınç dağılımı .....	94
Şekil 5.74: Standart ve VPE'li türbinlerin güç eğrileri .....	95
Şekil 5.75: Ayar kanatları açısı, VPE kademe sayısı ilişkisi.....	96
Şekil 5.76: Ayar kanatları açısı, VPE yükseklik ilişkisi.....	97
Şekil 5.77: VPE kademe sayısı, VPE yükseklik ilişkisi.....	97
Şekil 5.78: Parametrelerin verim üzerindeki etkisi .....	98
Şekil 5.79: Etkileşim ilişkilerinin verim üzerindeki etkisi .....	98
Şekil 5.80: Varyans analizi sonuçları .....	99
Şekil 5.80: Pareto çizelgesi.....	100

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

VPE	Vorteks önleyici bileşen
J-groove	J tipi oluklu yapı
LDV	Lazer Doppler Hız Ölçümü
RSM	Yanıt Yüzey Metodu
RANS	Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri
DES	Ayrık Eddy Simülasyonu
PIV	Partikül takipli hız ölçümü
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
g	Yerçekimi ivmesi
H	Düşü
N	Devir sayısı
D	Çap
Q	Debi
P	Güç
$\rho$	Yoğunluk
$n_s$	Özgül hız
$\omega$	Açısal hız
a	Türbin rotor yüksekliği
b	Türbin rotoru giriş ağzı
$L_g$	Ayar kanadı uzunluğu
$t_g$	İki ayar kanadı merkezi arası mesafe
A.K.S.	Ayar kanadı sayısı
BEP	En verimli çalışma noktası
PL	Kısmi yükte çalışma noktası
OL	Aşırı yükte çalışma noktası
$\eta$	Verim
$S_{VPE}$	Vorteks önleyici bileşen kademe sayısı
$h_{VPE}$	Vorteks önleyici bileşen yüksekliği
w-VPE	VPE'li türbin tasarımı
w/o-VPE	VPE'siz türbin tasarımı



# 1. GİRİŞ

## 1.1. Yenilenebilir Enerji

Dünya genelinde hızla artan insan nüfusu ve yoğunluğu, birçok ihtiyacı da beraberinde getirmektedir. Bu ihtiyaçların büyük çoğunluğunun temel kaynağı enerjidir. Artan enerji ihtiyacı, ülkelerin yeni enerji politikalarına yönelmelerine neden olmuştur. Yenilenebilir enerji, bu noktada Dünya ülkelerinin en popüler tercihi haline gelmiştir. Bu popülerliğin en temel sebepleri yenilenebilir enerji kaynaklarının günden güne değişmemesi ve bu yöntemle elde edilen enerji sürecinin sürdürülebilir olmasıdır.

Türkiye’de elektrik enerjisi tüketimi 2021 yılında bir önceki yıla göre %7,7 artış göstererek 329,6 milyar kWh seviyelerinde, elektrik enerjisi üretimi ise bir önceki yıla göre %8,1 artış göstererek 331,5 milyar kWh olarak seyir göstermiştir. 2022 yılı Mayıs ayı itibarı ile ülkemizin kurulu gücü 100667 MW’a ulaşmıştır. Bu kurulu gücün %32,7’si doğalgazdan; %31,4’ü kömürden; %16,8’i hidrolik enerjiden; %9,4’ü rüzgar enerjisinden; %3,2’si jeotermal enerjiden ve %2,4’ü de diğer kaynaklardan elde edilmektedir [1]. Görüldüğü gibi ülkemizin enerji ihtiyacının büyük %64’lük kısmı fosil kaynaklardan karşılanmakta, kalan %36’lık kısım yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanmaktadır. Fosil yakıtlara kıyasla düşük kalmış gibi görünen yenilenebilir enerji kurulu gücü, ülkemiz için oldukça yüksek önem teşkil etmektedir. Mayıs ayı sonu ile ülkemizde lisanssız santraller dahil toplam 10790 adet enerji santrali olduğu kayıtlara geçmiştir. Bu mevcut santrallerin 748 adeti hidroelektrik santral, 67 adedi kömür, 356 adedi rüzgar, 63 adedi jeotermal, 346 adedi doğalgaz, 8725 adedi güneş, 485 adedi ise diğer kaynaklı santrallerdir. Kurulan santral sayısından da anlaşılacağı üzere ülkemiz, fosil kaynakların yanında yenilenebilir enerji kaynaklarına da büyük önem vermektedir.

Yenilenebilir kaynakları, fosil kaynaklardan ayıran en önemli husus, karbondioksit salımı ve zararlı çevresel atıklar gibi ekosistemi ve dünya geleceğini tehlikeye atan tehditlerinin olmamasıdır. Fosil yakıtlardan elektrik enerjisi elde etme sürecinde santral yanma odalarında yanma işlemi gerçekleştiğinden karbondioksit salımı gerçekleşmektedir. Burada süreç, fosil kaynağın yakılarak akışkana ısı kazandırılması ve bu ısı sayesinde basıncı artan akışkanın enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülmesi prensibine dayanır. Yenilenebilir enerjide ise süreç genellikle doğal ortamda bulunan bir akışkanın potansiyel veya kinetik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürülmesi yolunu izlediğinden herhangi bir karbondioksit salımı gerçekleşmemektedir.

Dünya liderleri arasında imzalanan Paris Antlaşması'nı 2016 yılında ülkemiz de imzalamıştır. Bu kapsamda, hedef, küresel ortalama sıcaklık artışının sanayileşme öncesi döneme göre 2°C altında tutulması; ilave olarak ise bu artışın 1,5°C'nin altında tutulmasına yönelik küresel çabaların sürdürülmesi olarak ifade edilmektedir. İklim değişikliğinin olumsuz etkilerine karşı uyum kabiliyetinin ve iklim direncinin artırılması; düşük sera gazı emisyonlu kalkınmanın temin edilmesi büyük önem taşımaktadır. Türkiye'nin ulusal katkı beyanına göre, sera gazı emisyonlarının 2030 yılında referans senaryoya göre artıştan %21 oranına kadar azaltılması öngörülmüştür. Görüldüğü gibi Dünya'nın geleceği için atılan adımlarda Türkiye'nin de önemli vaatleri ve hedefleri bulunmaktadır. Yenilenebilir enerji, ülkemizin bu hedeflere ulaşılabilmesi için oldukça kritik bir pozisyonda bulunmaktadır [2].

Öyle ki, ülkemiz Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'nın 2019-2023 Stratejik Planı'na göre, yerli ve yenilenebilir enerji kaynaklarına dayalı elektrik kurulu gücünün toplam kurulu güce oranının %59'dan %65 seviyesine yükseltilmesi hedeflenmektedir. Bunun yanında, stratejik planda belirtildiği üzere, yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilmesi ve enerji verimliliğinin artırılmasına yönelik politikaların ve stratejilerin belirlenmesine yönelik çalışmalarda bulunulması ile enerji kaynaklarının çeşitlendirilmesi, dışa bağımlılığın azaltılması ve ülkemizin yerli ve yenilenebilir enerji potansiyelinin azami verimlilikte değerlendirilerek enerji ve tabii kaynaklarda sürdürülebilirliğin sağlanması, elektrik üretim iletim ve dağıtım altyapısının iyileştirilmesi, zengin yer altı kaynaklarımızın katma değeri yüksek nihai ürünler şeklinde ekonomiye kazandırılması ülkemizin bu süreçteki hedefleri arasındadır.

Ayrıca bakanlığın hazırlamış olduğu raporlarda, son yıllarda rekabetin artması, teşvik politikalarının uygulanması ve teknolojik gelişmelerin yardımıyla yenilenebilir enerji yatırımlarında kayda değer artışlar yaşandığı, enerjide dışa bağımlı ülkelere enerji verimliliğinin kömür, petrol ve doğal gaz ithalatını azaltarak enerji güvenliğini artırdığı, enerji verimliliği çalışmaları sayesinde enerji giderlerinin de azaldığı hususlarına değinilmiştir.

Bununla birlikte bakanlık, yapmış olduğu çalışmada kamu kurumları, sivil toplum kuruluşları ve üniversiteler arasından seçilmiş paydaş gruplara bir anket çalışması yapmış olup katılımcılara açık uçlu olarak sorulan "Bakanlığımız 2019-2023 Stratejik Planı'nda öncelikli olarak yer verilmesi gereken alan nedir?" sorusuna cevaben en çok verilen cevaplar

olarak; yenilenebilir enerjiden azami ölçüde yararlanılması, dışa bağımlılığın azaltılması ve enerji verimliliği konusuna ağırlık verilmesi şeklinde oluşmuştur [3].

Görülmektedir ki, ülkemizde enerji ile ilgili olan kuruluş ve/veya bireylerin enerji politikalarındaki ortak fikri, yenilenebilir enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması esasına dayanmaktadır.

Hidrolik enerji, yenilenebilir enerji kaynaklarından en yaygın olarak kullanılan olanıdır. Dünya çapında yüksek potansiyeli ve elektrik enerjisine kolay dönüşebilirliği sebebiyle ülkeler bu alanda oldukça fazla yatırım yapmaktadır.

Hidrolik enerjinin elektrik enerjisine dönüşümü prensibi, suyun potansiyel enerjisinin öncelikle kinetik enerjiye sonrasında mekanik enerjiye ve en son elektrik enerjisine dönüşmesi süreciyle ilerler. Bir baraj vasıtasıyla belirli bir yükseklikte tutulan su, cebri boru aracılığıyla daha alçakta bulunan bir türbomakine olan türbine gönderilir. Su türbine girene kadar düşey yönde bir seyir izleyeceğinden, suyun potansiyel enerjisi kinetik enerjiye dönüşmüş olur, yani su türbine girdiğinde hızlanır. Türbin içerisinde var olan çeşitli bileşenler sayesinde suyun türbin çarkına girene kadar düzgün ve olabildiğince hızlı bir akım çizgisi izlemesi hedeflenir. Türbin çarkı, suyun yüksek kinetik enerjisine maruz kaldıkça döner ve böylece su enerjisini çarka aktararak mekanik enerjinin elde edilmesini sağlar. Türbin çarkının göbeğinde yer alan ve çark ile eş zamanlı hareket eden bir mil, diğer ucu jeneratöre bağlanmış bir vaziyette döner ve jeneratöre tahrik edilir. Böylece çarkın mekanik enerjisi, mil ve jeneratör aracılığı ile elektrik enerjisine dönüştürülmüş olur.

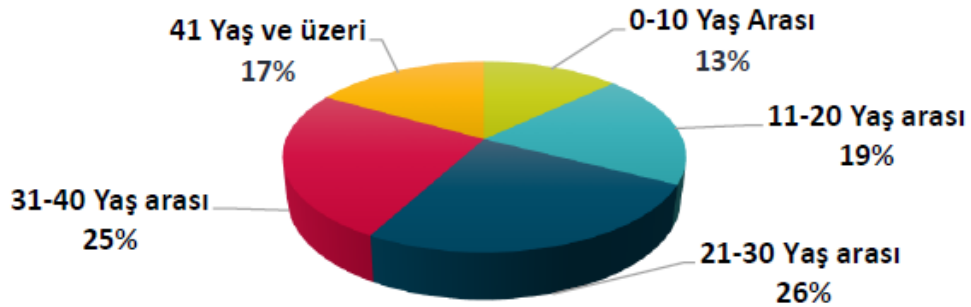
Hidroelektrik santraller; çevreye uyumlu, temiz, yenilenebilir, yüksek verimli, yakıt gideri olmayan, uzun ömürlü, işletme gideri çok düşük dışa bağımlı olmayan yerli bir kaynaktır. Ülkemizin yenilenebilir enerji potansiyeli içinde en önemli yeri tutan hidrolik kaynaklarımızın teorik hidroelektrik potansiyeli 433 milyar kWh olup teknik olarak değerlendirilebilir potansiyel 216 milyar kWh ve ekonomik hidroelektrik enerji potansiyel ise 160 milyar kWh/yıl'dır. 2018 yılında hidroelektrik kaynaklı 59,9 milyar kWh elektrik üretilmiştir. 2019 Ağustos sonu itibariyle hidrolik kaynaklı elektrik üretimi 68.452 GWh değerine ulaşmıştır. Ülkemiz teorik hidroelektrik potansiyeli dünya teorik potansiyelinin %1'i, ekonomik potansiyeli ise Avrupa ekonomik potansiyelinin %16'sıdır.

Uluslararası Enerji Ajansı (IEA) 'nın Mayıs 2021'de yayınlamış olduğu rapora göre, dünyanın küresel sıcaklık artışını 1.5°C değerinin altında tutabilmek için 2050 yılına kadar 2600 GW hidroelektrik kapasitesine ihtiyaç duyulacağı belirtilmiştir. Bu durum önceki

yüzyılda gerçekleştirilen kapasitenin yaklaşık 30 yılda 2 katının hayata geçirilmesi anlamını taşımaktadır. 2020 yılı sonunda dünyada kurulu hidroelektrik kapasitesi 1330 GW olarak kayıtlara geçmiştir. Bu kurulu gücün 31.5 GW'lık bölümü ülkemize aittir. Uluslararası Enerji Ajansı (IEA) ve Uluslararası Yenilenebilir Enerji Ajansı (IRENA) gibi kuruluşlar daha önce dünyada meydana gelen küresel ısınmayı 2°C 'nin altında tutmak için var olan gücün üzerine ek 850 GW'lık yeni hidrolik güce ihtiyaç olduğunu belirtmiştir. Bu hedefe ulaşmak için yılda ortalama %2 civarında yıllık büyüme gerekecektir.

Dünyada hidroelektrik güç üretimi 2020 yılında 4370 TWh ile 2019 yılında olduğu gibi daha önce hiç olmadığı kadar büyüye de, bu durum yıllık %1,6 büyümeyi temsil etmektedir. Ancak bu veri, rapora göre gerekli olan %2'lik büyümenin altında kalmıştır. Bu da, belirlenen hedefler doğrultusunda, hidrolik güce daha fazla önem verilmesi ve daha fazla yatırım yapılması gerektiği anlamını taşımaktadır. 2020 yılı sonunda Türkiye 2.5 GW'lık hidrolik kapasite artışı ile Çin'den sonra kapasitesini en fazla artıran ülke konumundadır. Toplam hidrolik kurulu güç açısından bakıldığında ise Türkiye, dünyada dokuzuncu sırada yer almaktadır. Türkiye'den daha fazla kurulu hidrolik güce sahip olan ülkeler ise Çin, Brezilya, ABD, Kanada, Hindistan, Japonya, Rusya, Norveç olarak kayıtlara geçmiştir [4].

Kurulu gücün artırılmasının yanında, var olan kurulu gücün verimli bir şekilde kullanılması da oldukça büyük önem arz etmektedir. Hidroelektrik santrallerde yıllarca kullanılmış olan türbinler, farklı çalışma koşulları ve düşük ve fazla yük altında çalışmaktan dolayı bazı mekanik problemlerle karşılaşabilmektedir. Bu problemler, hem kısa hem de uzun vadede türbin performansının düşmesine, dolayısıyla enerji verimliliğinin azalmasına neden olmaktadır. Ülkemizde kurulu gücün yaklaşık %42'si 30 yıldan fazla çalışmakta olan santrallerden oluşmaktadır.



Şekil 1.1: Türkiye'deki Santrallerinin Yaşlarına Göre Kurulu Güç Dağılımları [EÜAŞ]

Bu açıdan bakıldığında, mevcut kurulu gücün de olabildiğince verimli kullanılması gerektiği açıktır.

Hidroelektrik santrallerde suyun enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmek adına kullanılan makinelere hidrolik türbinler veya su türbinleri adı verilmektedir. Bu türbinler, çeşitli özelliklere göre sınıflandırılabilirler. Hidrolik türbinlerin sınıflandırılmasında etkili ilk parametre düşüydür. Düşü kavramı, suyun türbine gönderildiği yüksekliği ifade etmektedir. 50 metre ve daha az düşüye sahip türbinlere düşük basınçlı hidrolik türbinler adı verilir. 50 metre ile 300 metre arasında düşüye sahip olan türbinler orta basınçlı hidrolik türbin olarak adlandırılmaktadırlar. 300 metre ve üzeri düşüye sahip olan türbinler ise yüksek basınçlı hidrolik türbinler olarak anılmaktadır. Hidrolik türbinlerin sınıflandırılmasında etkili bir diğer parametre türbin gücüdür. Türbin gücü 5 kW altında olan türbinler piko hidrolik türbinler olarak adlandırılmaktadır. Çıkış gücü 5 kW ile 100 kW arasında olan türbinler mikro hidrolik türbinler olarak adlandırılır. 100 kW ile 1 MW arasında çıkış gücüne sahip olan türbinlere mini hidrolik türbinler adı verilmektedir. 1 MW ile 20 MW arasında güçte çalışan türbinlere küçük güçlü hidrolik türbinler; 20 MW ile 100 MW arasında türbin çıkış gücüne sahip olan türbinlere orta güçlü hidrolik türbinler; 100 MW ve üzeri güce sahip türbinlere ise yüksek güçlü hidrolik türbinler adı verilmektedir. Hidrolik türbin sınıflandırılmasında etkin bir diğer parametre türbin milinin konumlandırılmasıdır. Türbin mili yatay pozisyonda olan türbinlere yatay eksenli hidrolik türbinler; türbin mili dikey pozisyonda olan türbinlere dikey eksenli hidrolik türbinler; türbin mili yatay ve dikey dışında bir pozisyonda olan türbinlere ise eğik eksenli hidrolik türbinler adı verilmektedir. Suyun akış doğrultusu, hidrolik türbinlerin sınıflandırılmasında etkili olan bir başka parametredir. Buna göre suyun türbin çarkına aksel olarak girdiği türbinlere aksel akışlı türbinler denir. Bu türbinlere Kaplan ve Uskur türbinleri örnek olarak gösterilebilir. Suyun türbin çarkına radyal olarak girdiği türbinlere radyal akışlı türbinler denir. Bu tipteki türbinlere Francis tipi türbinler örnek gösterilebilir. Ayrıca yüksek hızlı Francis türbinlerinin örnek olduğu bir başka tip hidrolik türbin, diyagonal akışlı hidrolik türbindir. Teğetsel akışlı hidrolik türbin tipine Pelton ve Banki türbinleri örnek olarak verilebilir. Saptırılmış akışlı hidrolik türbinlere örnek olarak Turgo türbini gösterilebilir. Suyun etki tipine göre sınıflandırılan hidrolik türbinlerde iki kategori bulunmaktadır: aksiyon ve reaksiyon türbinleri. Buradaki temel sınıflandırma prensibi suyun giriş ve çıkıştaki basınç farkıdır. Reaksiyon türbinlerinde giriş ve çıkış basıncı birbirine eşitken aksiyon türbinlerinde bu eşitlik bozulmaktadır. Aksiyon türbinlerine örnek olarak Pelton, Turgo ve Banki türbinleri;

reaksiyon türbinlerine örnek olarak Francis, Kaplan ve Uskur ve Boru tipi türbinler gösterilebilir.

*Tablo 1.1: Türkiye'deki bazı santrallerin nitelikleri[EÜAŞ]*

<b>Santral Adı</b>	<b>Yaş</b>	<b>Güç (MW)</b>	<b>Üretim (milyon kWh/yıl)</b>	<b>Ünite Sayısı</b>	<b>Verim artışı (%)</b>
Keban	32	1328	6600	8	3,5
Karakaya	19	1800	7500	6	2,4
Hasan Uğurlu	27	500	1217	4	3,5
Altinkaya	19	702,6	1632	4	2,4
Kesikköprü	39	76	250	2	5,2
Gökçekaya	33	279	400	3	4,3
Doğankent	25	74,5	176	1	3,2
Arslantaş	22	138	569	3	2,8
Sarıyar	50	160	300	4	6,7
Hirfanlı	46	128	300	4	6,5
Suat Uğurlu	24	69	350	3	3,1
İkizdere	45	18,6	110	3	6,0
Almus	40	27	100	3	5,3
Demirköprü	46	69	80	3	6,2
Kapulukaya	17	54	190	3	2,1

Tablo 1.1'de, Türkiye'deki bazı hidroelektrik santraller ve bu santrallerin yaş, güç, üretim, ünite sayısı gibi bilgileri verilmiştir. EÜAŞ'ın yapmış olduğu çalışmaya göre çoğu otuz yaşından büyük olan bu santrallerde yapılacak rehabilitasyon çalışmaları ve teknolojik iyileştirmeler ile ek verimler elde edilebileceği gözlemlenmiştir. Buna göre tablonun son sütununda verilen verim değerleri, bu santrallerden elde edilebilecek ek verimleri göstermektedir.

Görüldüğü gibi, ülkemizde bulunan hidroelektrik santrallerde kullanılan türbinlerin yaşları dikkate alındığında, ülkemiz enerji stratejisi doğrultusunda bu türbinlere ek verimler kazandırılarak yenilenebilir enerjiden olabildiğince verimli yararlanmak mümkün olabilir.

Mevcut kurulu gücün en verimli şekilde kullanılmasının bir başka yöntemi de daha önce belirtildiği gibi, türbin içerisinde meydana gelen ve hem türbinin mekanik yapısına zarar veren hem de içerisindeki akışı bozarak türbin verimini tehdit eden olayları ortadan kaldırmak veya azaltmak olarak sunulabilir. Bu olaylara kavitasyon, vorteks oluşumu gibi durumlar örnek verilebilir.

## 1.2. Francis Türbinleri

Reaksiyon tipi hidrolik türbin kategorisine giren Francis tipi türbinler, 600 metre düşüye kadar çalışabilmekte ve 500 MW'a kadar çıkış gücü elde edebilmektedirler. Diğer türbinlere göre avantajı daha küçük boyutta imal edilebilmesine rağmen daha yüksek güç eldesi sağlamasıdır. Ülkemizde Devlet Su İşleri bünyesinde çalışmakta olan hidroelektrik santrallerin büyük çoğunluğunda Francis tipi hidrolik türbin kullanılmaktadır.

Francis türbini beş farklı bileşenden oluşmaktadır. Bu bileşenler sırasıyla; salyangoz, sabit kanatlar, ayar kanatları, türbin çarkı ve emme borusudur. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, su bir cebri boru vasıtasıyla belirli bir düşüden türbine düşürülür. Cebri boru, suyu salyangoza iletir. Salyangoz, dıştan içe doğru daralan kesitlere sahip bir bileşendir. Daralan kesitleri sayesinde salyangoz çıkışında suyun tüm kanatlara eşit basınçta gönderilmesi sağlanır. Salyangozdan çıkan su, sabit kanatlara yönelir. Sabit kanatların görevi, suyu ayar kanatlarına doğru yönlendirmek ve radyal akışın düzgün bir seyir izlemesini sağlamaktır. Sabit kanatlardan çıkan su, çarka girmeden önce ayar kanatlarından geçer. Ayar kanatlarının bir diğer adı yönlendirici kanatlardır. Bu kanatlar suyun debisini ayarlamakla birlikte akışı yönlendirerek suyun türbin çarkına yüksek kinetik enerji ile girmesini sağlar. Su türbin çarkına girmesiyle birlikte yüksek çevresel hız vektörleri türbin kanatlarına çarpar ve hareket etmeye zorlar. Türbin çarkı dönmeye başlar ve türbin kanatçıkları üzerinden akan su çarktan aksenel olarak ayrılır. Türbin çarkından ayrılan yüksek hızlı düşük basınçlı su, emme borusunun genişleyen kesitlere sahip olması sayesinde atmosfer basıncına çıkarılarak alt su kanalından tahliye edilir.

## 1.3.Literatür Araştırması

Francis türbinleri ile ilgili literatürde birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları, araştırma konusu ile ilişkilendirilebilecek kısımları ile çalışmaya ışık tutabilecek sonuçları aşağıda verilmiştir.

Francis türbinlerinde kısmi yükte veya aşırı yükte çalışma durumlarında, çıkıştaki akış, türbin rotoru çıkış kesidinin merkezinde vorteks oluşturacak bir dönüş bileşeni içerir. Buradaki dönüş hareketi, akış düzensizliklerine ve basınç dalgalanmalarına yol açar bu da emme borusundaki akış çalkalanmaları sonucunu doğurur. Kısmi yükte, emme borusu içerisinde dönen akışın tam ortasında vorteks halatı(Vortex Rope) adı verilen bir dönel yapı oluşmaktadır. Bu vorteks halatı, basınç dalgalanmaları, torkta, aksenel ve radyal kuvvetlerde

düzensizlik meydana getirmektedir. Ayrıca, gürültü, titreşim, mil kırılması ve bağlantı elemanlarında aşınmaya sebebiyet vermektedir.

Emme borusuna giren akışın hızının azalması ve dönel bileşenin etkisiyle vorteks halatı oluşumu ortaya çıkmaktadır. Bu durum, kısmi yüklerde basınç dalgalanmalarına ve performans düşüşlerine sebebiyet vermektedir. Ayrıca, bu durum türbin kanatlarının emme kısımlarında ayrılmalara sebep olduğu bilinmektedir.

Francis türbinlerinde vorteks oluşumu ile ilgili çalışmalar uzun süredir yapılmakla beraber, bu konu günümüzde daha fazla önem verilen bir konu haline gelmiştir. Literatürde bu konu ile ilgili birçok çalışma mevcuttur. Türbin rotoru çıkışındaki vorteks yapısının tam anlamıyla önüne geçilemese de minimize etmek adına, sistem verimini etkilemeyecek şekilde, bazı çalışmalar yapılmıştır.

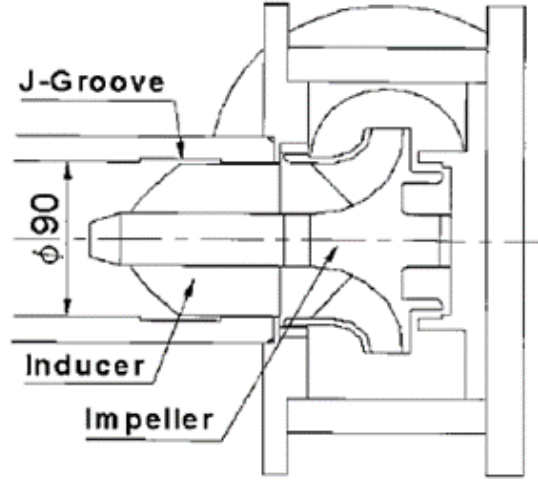
Türbin rotoru çıkışına hava basılması yöntemi, oldukça yaygın bir vorteks önleme yöntemidir. Bu yöntem vorteks halatının oluşturduğu çalkantıları önlemek amacıyla denenmiş olan ilk yöntemdir. Havanın basılması, spiral şekilde ilerleyen akış partiküllerini baloncuklara dönüştürür ve akışı aksel yönde iter.

Papillon ve arkadaşları, üç farklı çark konisi içerisindeki hava basılması olayını incelemişlerdir. Emme borusu girişinde J-groove kullanımı da, bu bölgede ortaya çıkan vorteks oluşumunu bozmak adına kullanılan bir diğer yöntemdir. J-groove, vorteksi bozmaya yarayan bir akış düzleştirici olarak tanımlanabilir.

Bunların yanı sıra, emme borusu girişine yerleştirilen kanatçıklar ve eş merkezli silindirler de bu bölgedeki vorteks oluşumunu önlemek amacıyla incelenmiştir. Emme borusunun bir şnorkel geometrisi gibi uzatılması, türbin çarkına bağlanmış veya emme borusuna monte edilmiş kısımlardan hava enjeksiyonu da bu bölgedeki akış düzensizliklerini önlemek amacıyla literatürde yaygın şekilde kullanılan yöntemlerdir.

Anup, Young ve Boula [5], farklı türbülans modelleri kullanarak, bir Francis türbini rotor çıkışında meydana gelen vorteks oluşumunu incelemişler ve literatürde bununla ilgili yapılan çalışmalara değinmişlerdir.

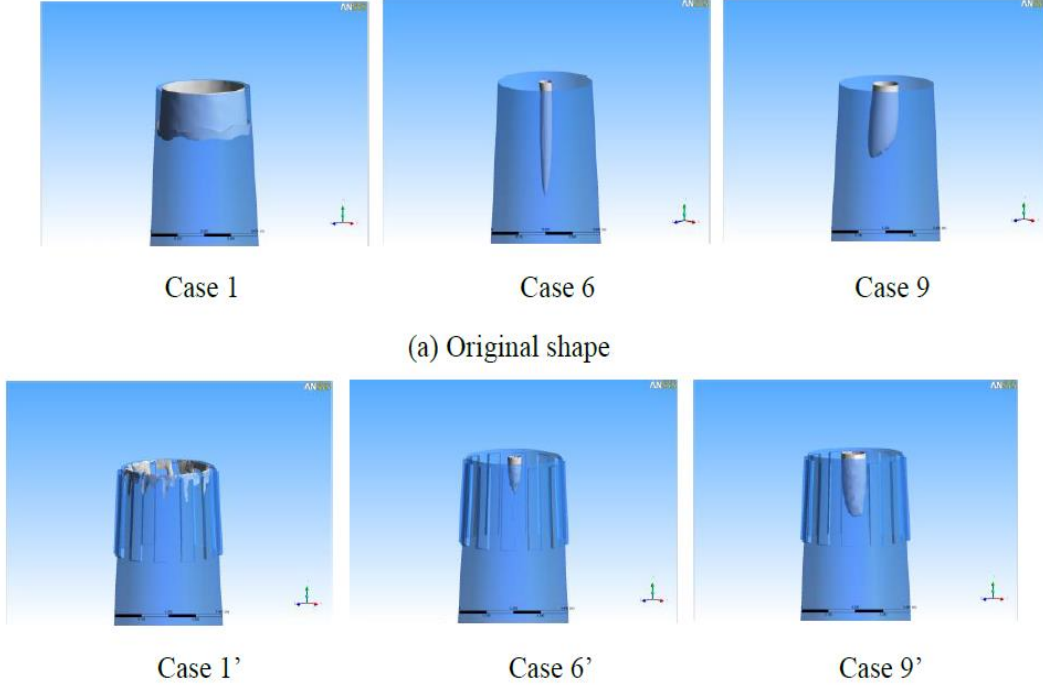




Şekil 1.2: J-grooveların kullanımı [6]

Choi, Kurokawa ve Imamura [6], bir türbin-pompa sisteminde J-groove adı verilen yapıları bir indükleyici ile birlikte kullanarak, vorteks oluşumunun önüne geçmek istemişlerdir. Sonuç olarak, kullanılan yapının hem kısmi yükte hem de dizayn koşullarında türbin kanatlarının emme performansını artırdığını gözlemlemişlerdir. Düşük debilerde ortaya çıkan kavitasyona yol açan dönel akışın ve en verimli çalışma noktası yakınında ortaya çıkan vorteks yapısının kısmen sönümlendiği gözlemlenmiştir. Çalışmanın sonucunda, J-grooves adını verdikleri bu oyukların akışın açısıl momentumunu kontrol ederek dönel bileşenleri elimine ettiğini göstermişlerdir. J-groove oyukları, yüksek basınçlı akışı düşük basınç bölgesine taşıyarak düşük basınç bölgesindeki akışın basıncını artırmaktadır. Çalışmaya göre, yöntemin kavitasyon kontrolü için kullanılması halinde kavitasyondan kaçınılacağı düşünülmektedir.

Wei, Choi ve Zu [7], bir emme borusu içerisinde J-groove oyuklarının monte edilmiş ve edilmemiş olduğu durumları incelemişlerdir. Bu çalışmaya göre, J-groove kullanımı ile emme borusu içerisinde oluşan vorteks yapısının azaltıldığı görülmüştür. J-groove yapısının yarattığı jet etkisi ile hızın çevresel bileşeni azalmakta ve emme borusu orta kesidinde vorteks oluşumları belirli oranda elimine edilebilmektedir. Bu durumun özellikle kısmi yüklerde etkili olduğu görülmüştür.

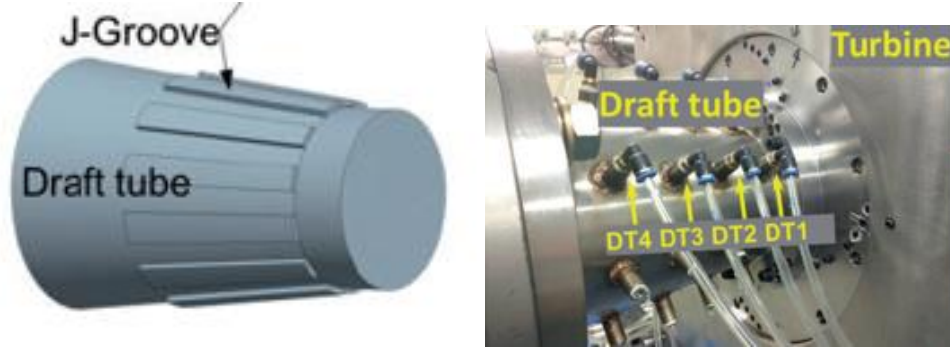


Şekil 1.3: J-groove yapısı ve klasik emme borusu karşılaştırması[7].

Chen ve Choi [8], hidrotürbinlerin performansına olumsuz yönde etki eden kavitasyon olayını ve J-groove tasarımının bu olaya etkisini incelemiştir. Bu çalışmada, J-groove yapısının kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlardaki türbin performansı hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Kavitasyon halatının incelenmesi için deneysel yöntem olarak görüntüleme yöntemi kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, J-groove yapısının türbin performansı üzerinde bir etkisinin olmadığı ancak emme borusu içerisindeki vorteks yapılarını belirli oranda sönmülebiliği görülmüştür. J-groove yapılarının emme borusundaki basınç dalgalanmaları üzerindeki etkisini incelemek amacıyla emme borusu üzerinde dört nokta belirlenerek farklı kavitasyon sayılarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Root Mean Square (RMS) yöntemi kullanılarak basınç dalgalanmalarının büyüklükleri incelenmiştir. Sonuç olarak, J-groove yapılarının emme borusu içerisinde oluşan basınç dalgalanmalarını azalttığı görülmüştür. Buna rağmen, bu yapıların Francis türbinlerinin verimleri üzerinde bir etkiye sahip olmadığı elde edilmiştir.

Prof. Nishi ve grubu [9], yapmış olduğu çalışmalarda basınç çarpıntılarının senkronize ve asenkronize kısımlarının olduğunu göstermiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda ise düz bir emme borusunda senkronize çarpıntıların olmadığı görülmüştür. Böylece, Prof.

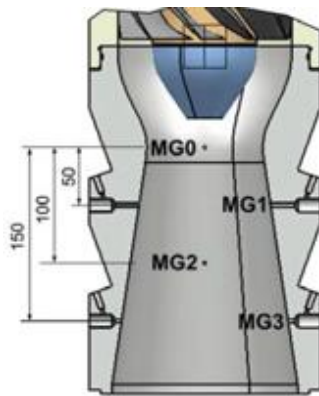
Nishi senkronize çırpıntılarının emme borusu dirseği tarafından oluşturulduğu sonucuna varmıştır.



Şekil 1.4: J-groove katı modeli ve çalışmanın gerçekleştirildiği deney düzeneği[8]

Stuparu ve Susan-Resiga [10] ise basınç çırpıntılarının sarmal vorteks dinamiğinin doğasında olduğunu savunmuşlardır. Buna göre, emme borusunun üç boyutlu, kararsız, türbülans akışlı simülasyonları gerçekleştirilmiş ve sonuç olarak Prof. Nishi'nin söylediği gibi basınç dalgalanmalarının vorteks halatı ile emme borusu dirseğinin etkileşiminden kaynaklanmadığını göstermişlerdir.

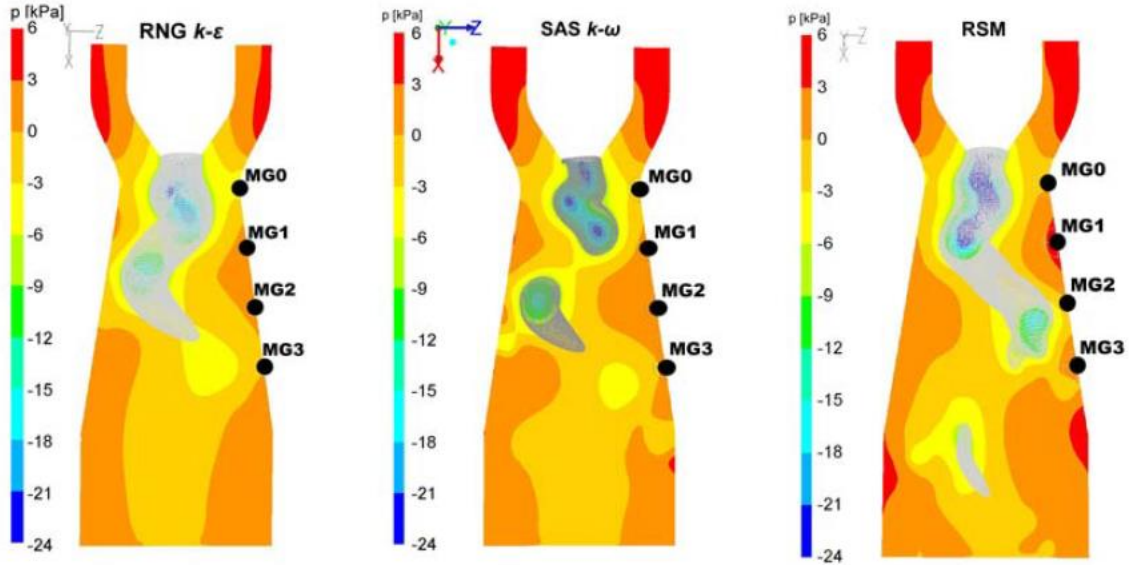
Muntean, Tanasa, Bosioc ve Moş [11], düz bir emme borusu içerisinde dönel akışın oluşturduğu düzensizlikleri ve kararsız basınç alanını incelemişlerdir. Vorteks halatı dinamiklerinin keşfedilebilmesi adına sayısal analizler ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, düz bir emme borusu içerisindeki basınç dalgalanmalarını incelemek adına bir deney düzeneği kurulmuştur.



Şekil 1.5: Muntean ve ekibinin deney düzeneği [11]

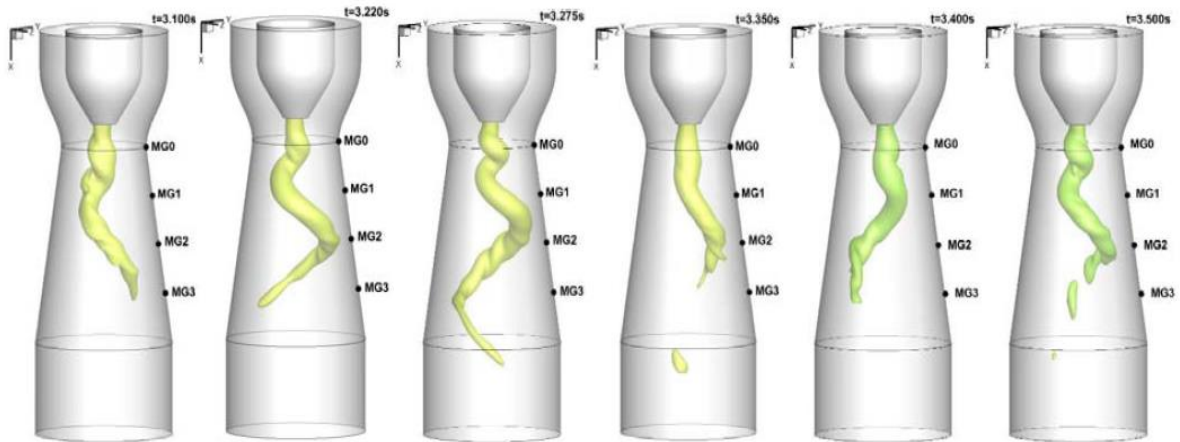
Emme borusu üzerindeki farklı noktalardan ölçüm alarak Fourier spektrumları elde edilmiştir. Bu verilerin elde edilmesi için LDV (Laser Doppler Vibrometer) yöntemi

kullanılmıştır. Ayrıca, üç farklı türbülans modeli ile sayısal analizler gerçekleştirilmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.6: Farklı türbülans modellerinde sayısal analizler[11]

Analizler sonucunda, RNG k- $\epsilon$  ve SAS k- $\omega$  modellerinin emme borusu girişindeki vorteks gelişimini ortaya koymak adına iyi performanslar ortaya koyduğu gösterilmiştir. Ancak bu iki modelin, emme borusunun ilerleyen kısımlarındaki vorteks gelişimini modellemek için RSM modeline göre daha yetersiz kaldığı elde edilmiştir. Zamana bağlı yapılan analizlere göre, altı adet zaman diliminde görüntüler elde edilmiş ve vorteks yapısının zaman göre gelişimi gösterilmiştir. Sonuç olarak düşük frekanslı döngünün, emme borusunda üs üste binen basınç dalgalanmalarının oluşmasında sorumlu olduğu görülmüştür [11].



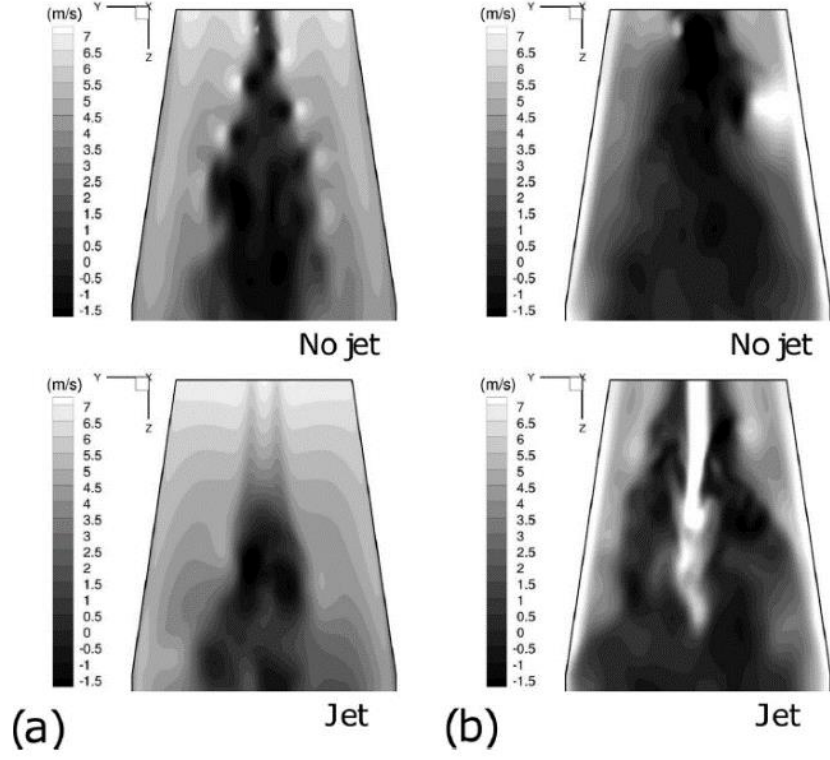
Şekil 1.7: Vorteks halatının zamana bağlı gelişimi[11]

Ayrıca Susan-Resiga [12] ve Zhang'ın [13] yapmış olduğu çalışmalarda vorteks halatının kontrol tekniği için uygulamış olduğu çözümlerin niteliğini özetlemiştir. Buna göre;

- Kontrol tekniği vorteks oluşumunun sebebini göstermelidir.
- Vorteks halatı, emme borusunun girişinde kontrol edilmelidir.
- Kontrol metodu, emme borusu duvarlarını değil, merkezdeki emme borusu ekseninde oluşan durgun bölgeyi hedef almalıdır.
- Kontrol tekniği, türbinin en verimli çalışma noktasındaki türbin verimini düşürmemelidir.

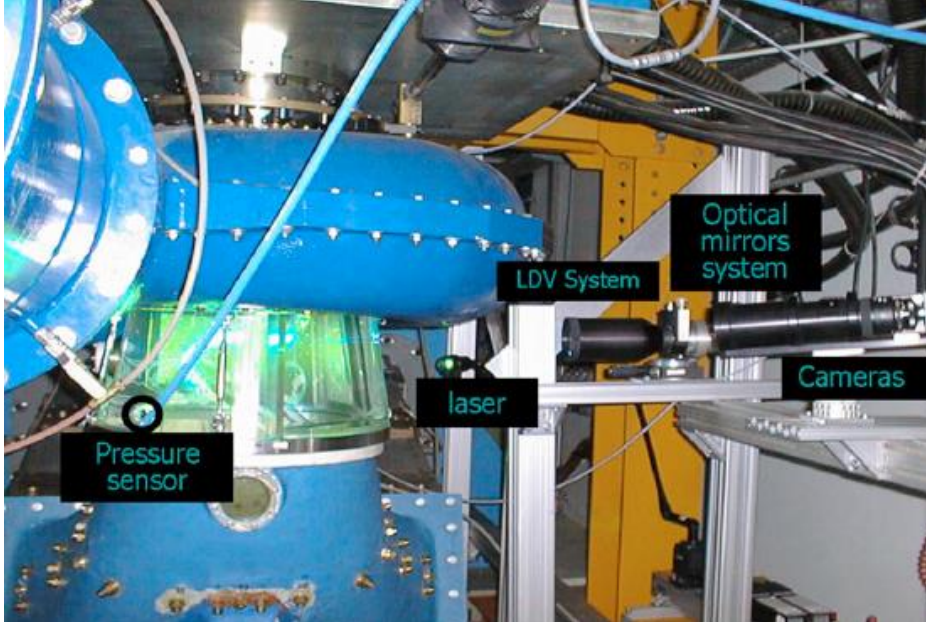
Foroutan ve Yavuzkurt [14], iki kısımdan oluşan çalışmalarında, emme borusunda oluşan vorteks halatının kontrol edilmesi için bir yöntem geliştirmek adına sayısal analizler gerçekleştirmişlerdir. Vorteks halatı oluşumunun, emme borularının merkezinde meydana gelen büyük durma noktalarından kaynaklandığını gözlemlemişlerdir. Bu bölgedeki durgun noktalara bir jet vasıtasıyla su göndermeyi düşünmüşlerdir. Bu su jeti, türbin salyangozundaki yüksek basınçlı akıştan temin edilerek ekstra bir pompa kullanımına gerek kalmayacak şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarımla, emme borusundaki hidrolik kayıpları azaltarak türbin performansını artırmayı hedeflemişlerdir. Üç boyutlu, zamana bağlı analizler jetin emme borusu ortasındaki akışın açısal momentumunu arttırdığını ve böylece durgun nokta ile yüksek hızlı çıkış akışı arasındaki kesişim bölgesindeki kaymayı azalttığını, sonuç olarak da vorteks halatının sönmülmesinde rol oynadığını göstermiştir. Ayrıca, basınç dalgalanmalarının azaltılması, türbinin daha düzgün bir performans sergilemesine olanak sağladığı görülmüştür.

Foroutan ve Yavuzkurt çalışmalarında, türbülans modeli olarak standart  $k-\epsilon$  modelini kullanmışlardır. Kararlı ve zamana bağlı analizler gerçekleştirilmiş ve vorteks halatının su jeti etkisi ile zamana bağlı olarak gelişimini gözlemlenmiştir. Ayrıca, kararsız RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) modellerinin vorteks halatının özelliklerini doğru olarak saptayamadığını bu sebeple DES (Detached Eddy Simulation) modelinin kullanıldığını belirtmişlerdir. Sayısal olarak yapılan analizler sonucunda, su jeti metodunun ekstra bir pompaya gerek kalmadan emme borusundaki basınç dalgalanmalarının büyüklüklerinin 1/3 oranında azaltıldığını ve vorteks halatının oluşumunun önüne geçilebildiğini göstermişlerdir.



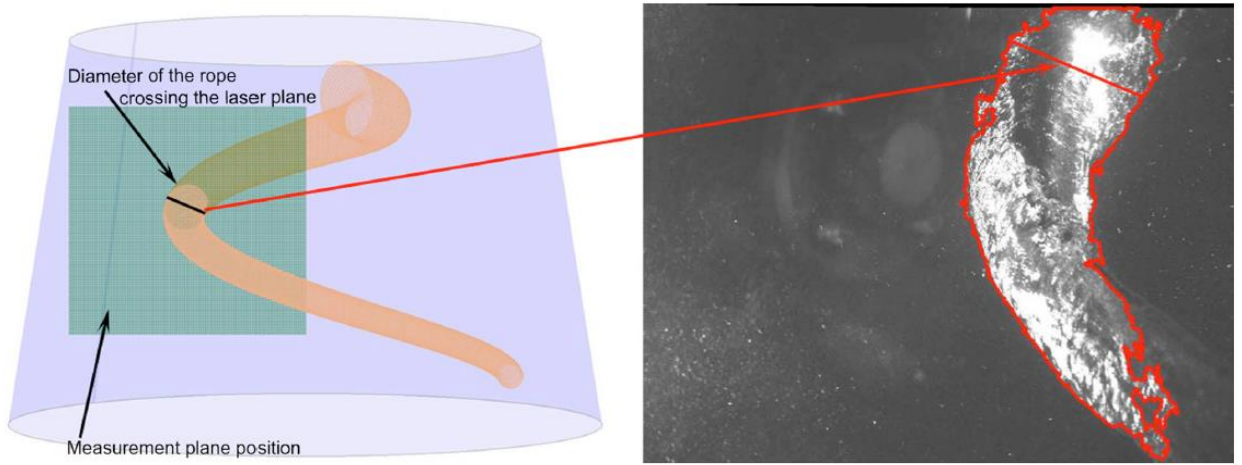
Şekil 1.8: Su jeti ve klasik emme borusu tasarımının karşılaştırılması [14]

Dias ve Riethmuller [15], emme borusunda oluşan durgun akışa hava kabarcıkları enjekte ederek PIV(Particle Image Velocimetry) yöntemi kullanılarak incelemiştir.



Şekil 1.9: Deney düzeneği[16]

Iliescu, Ciocan ve Avellan [16], çalışmalarında sabit eğim açısına sahip rotor kanatlarının emme borusunda düzensiz kavitasyona sebep olan bir akışa yol açtığını göstermişlerdir. PIV yöntemi kullanılarak bir Francis türbininde meydana gelen vorteks oluşumunu incelemişlerdir. Görüntü işleme ve filtreleme teknikleri kullanılarak vorteks halatının oluşumunu ve gelişimini analiz etmişlerdir. Kullanılan iki kameranın görüntüleri ayrı ayrı işlenmiş ve birinci kameranın vorteks halatı karakteristiğinin, pozisyonunun ve çapının belirlenmesinde, ikinci kameranın ise hız alanının belirlenmesinde kullanıldığı belirtilmiştir. Bu sayede Francis türbinlerinde meydana gelen vorteks oluşumunun ve gelişiminin gözlemlenebildiği elde edilmiştir.



Şekil 1.10: Görüntü işleme tekniği [16]

Daha önce tarafımızdan [17] yapılan çalışmalarda, Francis türbinlerinin verimini etkileyen parametrelerin ortaya konması ve ayar kanatlarının açılarının türbin performansı üzerindeki etkisini incelemek amacıyla Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri kullanılmış ve ayar kanat açısının türbin performansında etkin olan en önemli parametre olduğu görülmüştür.

Görüldüğü gibi, Francis türbinlerinin rotorundaki kanat yapısından dolayı akışın dönerek emme borusuna ulaşması, emme borusu girişinde durağan bölgeler oluşmasına ve bu da basınç dalgalanmalarının ve vorteks halatı adı verilen oluşumun meydana gelmesine sebebiyet vermektedir. Bu durum, literatürde belirtildiği gibi hem türbin performansına ve verimine hem de türbin bileşenlerinin mekanik olarak zarar görmesine neden olmaktadır.

Yapılan çalışmalar ışığında, bu bölgedeki basınç dalgalanmalarının önüne geçilmesi açısından ilerlemelerin kaydedildiği ancak türbin verimine etki edecek önemli bir gelişmenin

literatürde bulunmadığı görülmektedir. Bu kapsamda, yapılacak çalışma ile emme borusu girişindeki vorteks oluşumunun önüne geçilerek türbin performansının artırılması adına yeni bir vorteks önleyici bileşen tasarımı yapılması, sayısal ve deneysel çalışmalar yapılarak vorteks oluşumu ve gelişimini incelenmesi ve optimizasyon çalışması ile tasarlanacak olan vorteks önleyici bileşenin optimum geometrisinin ve en uygun çalışma koşullarının gözlemlenmesi ve literatüre sunulması hedeflenmektedir.

Vorteks önleyici bileşenin, türbin rotor çıkışına yerleştirilmesi planlanmıştır. Bileşenin olmadığı durum düşünüldüğünde, su aksel olarak emme borusuna doğru hareket edecektir. Bu bölgeye bileşen konulduğunda, bileşenin spiral yapısı suyu radyal harekete zorlayacaktır ve bu durum, rotor çıkışındaki hız bileşenleri için olası bir olumsuz etki yaratabilir. Hız bileşenlerindeki olası bir olumsuz etki türbomakinelerin Euler denklemi gereği (hız üçgenleri göz önüne alındığında) verimi de olumsuz etkileyebilir. Çalışma kapsamında olası risk olarak bu duruma dikkat edilecektir. Bunun için, spiral yapının konumlandırılması adına, rotor çıkışındaki akışı bozmayacak azami mesafelerin belirlenmesi ve yapının buna göre konumlandırılmasıyla bu problemin önüne geçileceği düşünülmektedir. Bu konumlandırma işleminin bir optimizasyon çalışması ile belirlenmesi planlanmıştır.

Bu araştırma ile, Francis türbinlerinde kısmi yüklerde ve dizayn koşullarında, emme borusu girişinde oluşan vorteks oluşumunun önüne geçilebilmesi ve bu teknikle Francis türbinlerinde ek verimler elde edilebilir mi, sorusu cevaplanmak istenmektedir.

#### **1.4. Tezin Amaç ve Kapsamı**

Literatürdeki birçok araştırmada odaklanılan konulardan ve araştırmaların sonuçlarından da görüldüğü gibi, Francis türbinlerinin emme borusunda meydana gelen durgun basınç bölgeleri, ani basınç dalgalanmaları ve vorteks olayı, emme borusunun mekaniklerine zarar verdiği gibi bazı durumlarda türbin performansının da düşmesine sebebiyet vermektedir.

Bu çalışma kapsamında, Francis türbinlerinin emme borusunda meydana gelmekte olan ani basınç dalgalanmaları ve durgun basınç bölgelerinin ortadan kaldırılmasına yönelik yeni bir bileşen tasarımı öne sürülmüştür. Bu bileşene görevinden ötürü Vorteks Önleyici Bileşen ismi uygun görülmüştür. Bu bileşenin, türbin rotorunun çıkışına, emme borusunun girişine konumlandırılması planlanmıştır. Bu bileşen, rotordan çıkan ve yüksek çevresel hıza sahip olan akışkanın bu dönel hareketine direnç oluşturma prensibine dayanarak ve onu sönmüleyerek bu dönel hareket sebebiyle orta noktada oluşan durgun basınç bölgesini dağıtmak amacıyla tasarlanmıştır.



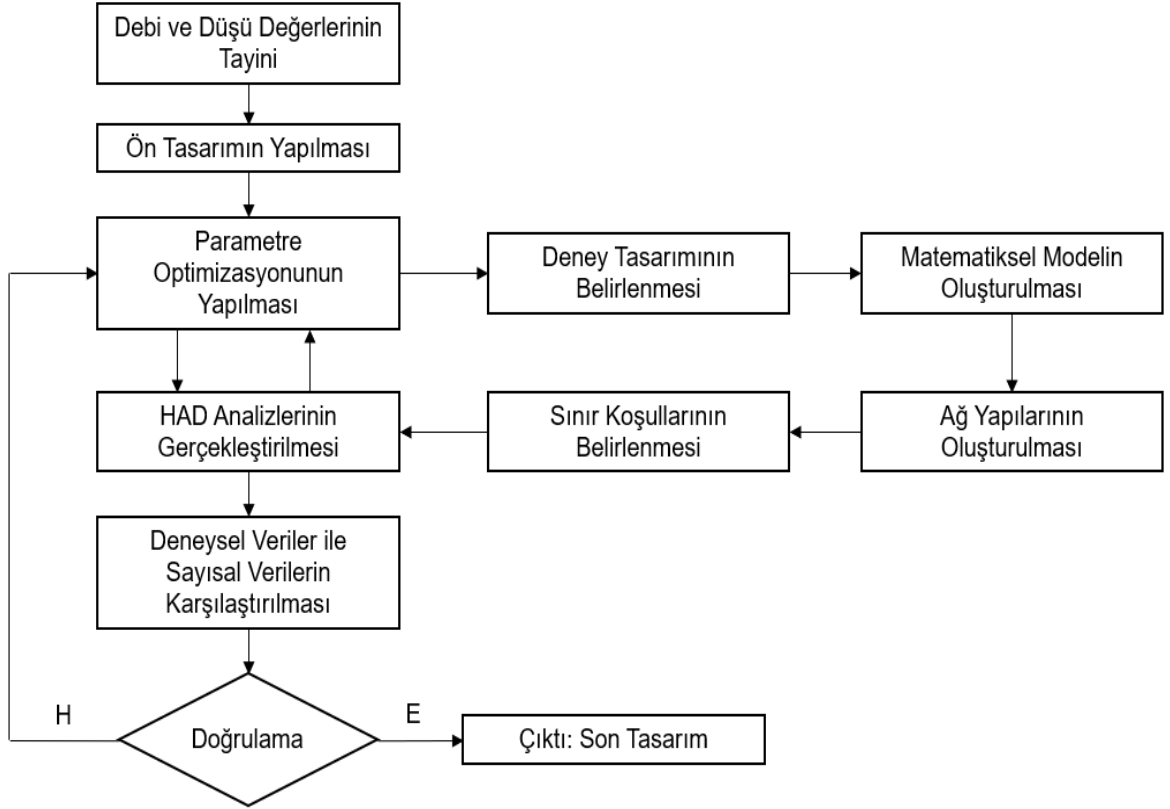
Çalışma süresince, bu yeni bileşenin tasarımının yanı sıra, bazı parametrelerinin türbin performansı üzerindeki etkisi de görülmek istenmiştir. Ayrıca, Francis türbininde akışı etkileyen en önemli parametre olan ayar kanatları açısının değişiminin bu bileşenin çalışma durumunu nasıl etkilediği ve tüm bu parametrelerin türbin performansı üzerindeki etkisinin gözlemlenmesi hedeflenmiştir.

Bu hedefler doğrultusunda, ilk olarak standart bir Francis türbininin performans değerleri belirlenmiş ve sonrasında Vorteks Önleyici Bileşenin konumlandırıldığı tasarımın performansları incelenmiştir. Çalışmada performans değerlerinin ölçülmesi için Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri kullanılmıştır. Analizlerin modelinin doğrulanması için literatürde daha önce yapılmış çalışmada kullanılan deneysel veri setinden yararlanılmıştır. Model doğrulandıktan sonra HAD analizlerine devam edilmiştir.

Çalışmanın ana hedeflerinden biri olan, en verimli performans durumunun ve performansa üzerindeki en etkin parametrenin bulunması adına bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon çalışmasında kullanılacak deney tasarımı yöntemi, tasarım üzerindeki parametrelerin birbirleriyle ilişkisi düşünülerek, doğrusal olmayan deneysel tasarım yöntemlerinden Box-Behnken deney tasarımı olarak belirlenmiştir. Farklı parametrelerin performans üzerindeki etkisini incelemek adına verim değeri yanıt fonksiyonu olarak belirlenmiştir.

HAD analizleri ile Box-Behnken deney tasarımı yöntemi koordineli bir şekilde gerçekleştirilmiş ve analizler sonucunda bir regresyon analizi yapılarak bir regresyon denklemi elde edilmiştir. Bu sayede, türbin performansı üzerinde etkin olan parametreler ve etki oranları gözlemlenmiştir.

Çalışma kapsamında izlenen akış diyagramı şekilde gösterilmiştir. Buna göre izlenecek adımlar sırasıyla; türbinin debi ve düşü değerlerinin tayini, ön tasarımın yapılması, parametre optimizasyonunun yapılması, deney tasarımının belirlenmesi, matematiksel modelin oluşturulması, ağ yapısının oluşturulması, sınır koşullarının belirlenmesi, HAD analizlerinin gerçekleştirilmesi, deneysel veriler ile sayısal verilerin karşılaştırılması, sonuçların doğrulanması ve nihai tasarımın elde edilmesi şeklinde yazılabilir.



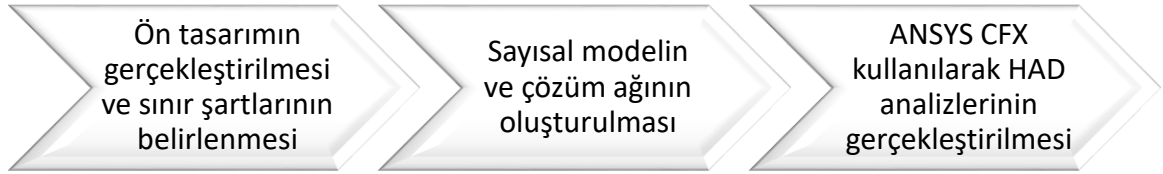
*Şekil 1.11: Akış diyagramı*

Buna göre, çalışma sonucunda, emme borusu girişindeki emme borusu ekseninde meydana gelen vorteks oluşumunun dışardan herhangi bir güç gerektirmeksizin söndürülerek türbin performansının artırılması amaçlanmıştır.

## 2. TÜRİN TASARIMI

Çalışma kapsamında yapılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri üç farklı çalışma koşuluna göre yürütülmüştür. Bu üç farklı durum, gerçek türbinden geometrik benzeşim yoluyla boyutları hesaplanarak tasarlanan model türbinin çalışma koşulları esas alınarak belirlenmiştir. Buna göre, ilk durumda ayar kanatları açısı  $6.72^\circ$  belirlenmiştir. Bu durum, türbinin düşük/kısmi yük altında çalışmakta olduğu durumdur. İkinci durumda ayar kanatları açısı  $9.84^\circ$  olarak belirlenmiştir. Bu durum, türbinin en verimli noktada çalışmakta olduğu durumdur. Üçüncü ve son olarak belirlenen durumda ise türbin ayar kanatlarının açısı  $12.43^\circ$  olarak belirlenmiştir. Bu durumda ise türbin yüksek yük altında çalıştığı durumdur.

Ayar kanatları açıları belirlenen bu türbin tasarımlarının sayısal modelleri ANSYS Design Modeler ve Solidworks programları kullanılarak oluşturulmuştur. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerinin gerçekleştirilmesi için izlenen tasarım metodu Şekil 2.1'deki gibidir.



Şekil 2.1: Tasarım metodu

### 2.1. Ön Tasarım

Ön tasarım, türbin bileşenlerinin boyutlarının belirlendiği aşamadır. Buna göre, ilk olarak giriş kısmında belirtilen gerçek türbin boyutlarından yola çıkılarak bir geometrik benzeşim süreci yürütülmüştür.

#### 2.1.1. Geometrik benzeşim

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerinin gerçekleştirilmesi hususunda kullanıcının maliyet konusunda dikkat etmesi gereken iki durum mevcuttur. Bunlar, işlemci maliyeti ve zamandır. Gerçek boyutlu türbinlerin sayısal ortama aktarıldığında oldukça büyük parametrelerde yüksek işlemci maliyeti ve buna paralel olarak oldukça uzun bir analiz süresi gerekmektedir. Bu durumun önüne geçilebilmesi adına, akışkanlar mekaniğinde

kullanılmakta olan benzerlik kanunları devreye sokularak bir model türbin oluşturmak, türbin boyutlarının düşmesine ve işlemci ve zaman maliyetinin de buna bağlı olarak azalmasına vesile olmaktadır. Akışkanlar mekaniğinde kullanılan benzerlik kanunları D.1.1-D.1.3'te verilmiştir.

$$\left(\frac{gH}{N^2D^2}\right)_{model} = \left(\frac{gH}{N^2D^2}\right)_{prototip} \quad (2.1)$$

$$\left(\frac{Q}{ND^3}\right)_{model} = \left(\frac{Q}{ND^3}\right)_{prototip} \quad (2.2)$$

$$\left(\frac{P}{\rho N^3D^5}\right)_{model} = \left(\frac{P}{\rho N^3D^5}\right)_{prototip} \quad (2.3)$$

Benzeşim kurallarının kullanılabilmesi için gerçek türbinin parametrelerinin bilinmesi ve model türbin için güç kabulü yapılması gerekmektedir. Çalışma kapsamında model türbinin gücü 30 kW olarak belirlenmiştir.

Gerçek türbinin boyutları için Norveç'te konumlanmış Tokke Hidroelektrik Santrali'nde çalışmakta olan Francis türbininin parametreleri esas alınmıştır. Gerçek türbinin boyutları Tablo 1'de verilmiştir.

*Tablo 2.1: Gerçek türbin parametreleri*

Giriş Çapı	3.22 m
Çıkış Çapı	1.78 m
Nominal Düşü	377 m
Nominal Güç	110 MW
Sabit Kanat Sayısı	14
Ayar Kanat Sayısı	28
Türbin Rotoru Kanat Sayısı	15 Rotor +15 Ayırıcı
Debi	31 m <sup>3</sup> /s
Devir Sayısı	340 dev/d

Model türbin kanat sayıları ile devir sayısı, gerçek türbin parametreleri ile aynı seçilmiştir. Buna göre model türbin parametreleri Tablo 2'deki gibi bulunmuştur.

Tablo 2.2: Model türbin parametreleri

Çıkış Çapı	0.344 m
Debi	0.224 m <sup>3</sup> /s
Düşü	12 m

### 2.1.2. Türbin boyutlarının belirlenmesi

Literatür kısmında verilmiş olan Siervo'nun [18] yapmış olduğu deneysel çalışmalar sonucunda ortaya konan ampirik veriler ve grafikler ve Raabe'nin [19] kullandığı ampirik bağıntılar kullanılarak türbin boyutları ve parametreleri belirlenmiştir.

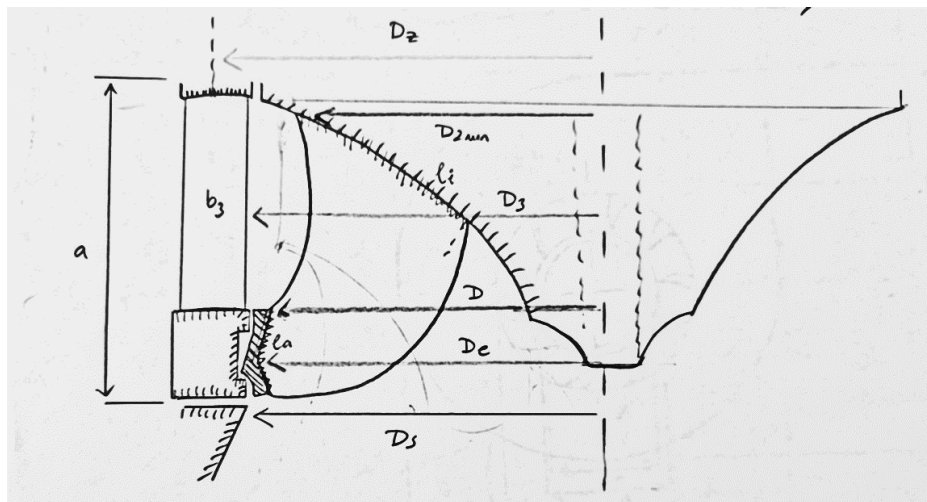
Türbin boyutlarının belirlenmesi sürecinin ilk adımı model türbinin boyutsuz özgül hızı ve açısal hızının belirlenmesidir. Bu değerler, geometrik benzeşim süreci uygulansa bile hem gerçek türbin hem de model türbin için aynı kalacaktır.

$$n_s = \frac{n \cdot P^{1/2}}{H^{1/2}} = 67,88 \quad (2.4)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 35,6 \text{ rad/s} \quad (2.5)$$

### 2.1.3. Türbin çarkı tasarımı

Türbin çarkının ön tasarımı için gerekli parametreler Şekil 2.2'de gösterilmiş ve hesaplamaları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.2: Türbin rotoru (çarkı) ana boyutları

$$\frac{D_s}{D} = 0,64 \quad (2.6)$$

$$D = 0,538 \text{ m} \quad (2.7)$$

$$\frac{D_3}{D} = 1,046 \quad (2.8)$$

$$D_3 = 0,563 \text{ m} \quad (2.9)$$

$$\frac{b_3}{D} = 0,078 \quad (2.10)$$

$$b_3 = 0,042 \quad (2.11)$$

Ayrıca Siervo'nun hesaplamış olduğu  $b_3$  değeri de hesaplanmıştır.

$$\frac{b_3}{D_s} = 0,188 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot n_s \quad (2.12)$$

$$b_{3_{siervo}} = 0,076 \text{ m} \quad (2.13)$$

Bu iki değer in ortalaması alındığında rotor su giriş ağzının değeri  $b_{3_{avg}}=0,059\text{m}$  olarak alınmıştır.

Rotorun aksenal genişliği için gerekli hesaplamalar Denklem 2.14-2.16'da gösterilmiştir.

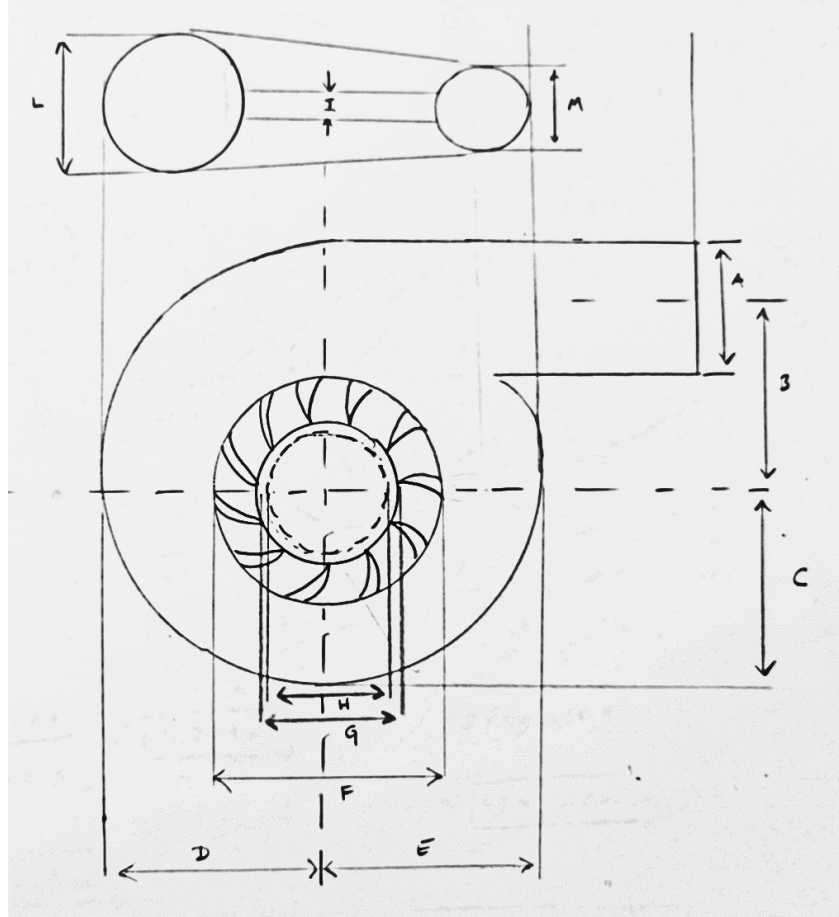
$$\frac{a}{D_s} = \begin{cases} -0,05 + 42/n_s, & 50 < n_s < 100 \\ 1/(3,16 - 0,0013 \cdot n_s), & 110 < n_s < 350 \end{cases} \quad (2.14)$$

$$\frac{a}{D_s} = 0,669 \text{ m} \quad (2.15)$$

$$a = 0,230 \text{ m} \quad (2.16)$$

#### 2.1.4. Salyangoz tasarımı

Salyangoz ön tasarımı için gerekli parametreler Şekil 2.3'te gösterilmiş ve hesaplamaları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.3: Salyangoz ana boyutları

Salyangoz parametrelerinin hesabı Denklem 2.17-2.27'deki gibi yapılmaktadır. Burada  $D_3$  rotor çıkış çapını ifade etmektedir.

$$A = \left( 1,2 - \frac{19,56}{n_s} \right) \cdot D_3 = 0,314m \quad (2.17)$$

$$B = \left( 1,1 + \frac{54,8}{n_s} \right) \cdot D_3 = 0,657m \quad (2.18)$$

$$C = \left( 1,32 + \frac{49,25}{n_s} \right) \cdot D_3 = 0,704m \quad (2.19)$$

$$D = \left( 1,50 + \frac{48,8}{n_s} \right) \cdot D_3 = 0,764m \quad (2.20)$$

$$E = \left( 0,98 + \frac{63,6}{n_s} \right) \cdot D_3 = 0,660m \quad (2.21)$$

$$F = \left( 1,0 + \frac{131,4}{n_s} \right) \cdot D_3 = 1,01m \quad (2.22)$$

$$G = \left( 0,89 + \frac{96,5}{n_s} \right) \cdot D_3 = 0,796 \quad (2.23)$$

$$H = \left( 0,79 + \frac{81,75}{n_s} \right) \cdot D_3 = 0,687m \quad (2.24)$$

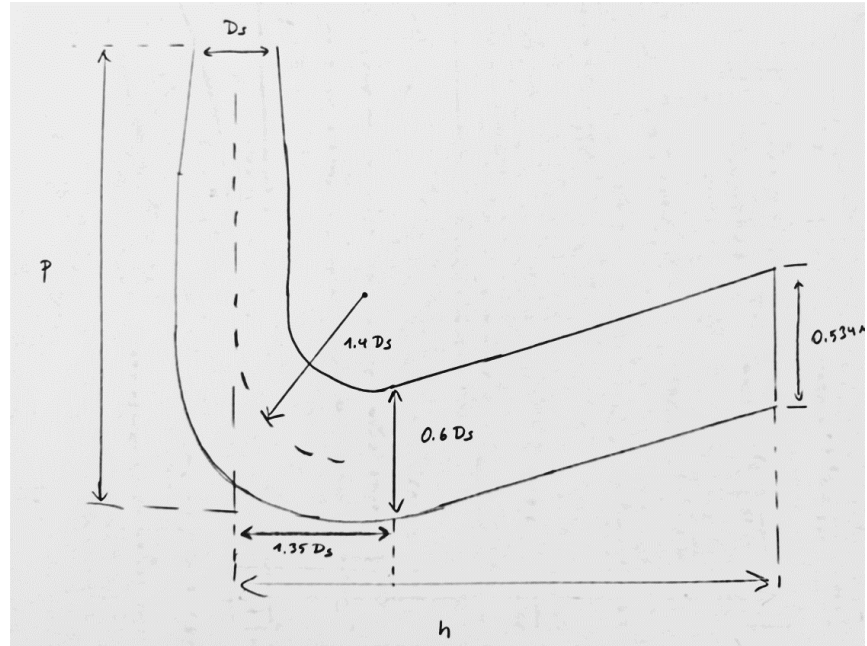
$$I = (0,1 + 0,00065 \cdot n_s) \cdot D_3 = 0,05m \quad (2.25)$$

$$L = (0,88 + 0,00049 \cdot n_s) \cdot D_3 = 0,315m \quad (2.26)$$

$$M = (0,60 + 0,000015 \cdot n_s) \cdot D_3 = 0,207m \quad (2.27)$$

### 2.1.5. Emme borusu tasarımı

Türbin emme borusu boyutlarının hesabı için gerekli formüller Şekil 2.4'te gösterilmektedir.



Şekil 2.4: Emme borusu ana boyutları



Emme borusu derinliği Denklem 2.28 ve 2.29’da verildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\frac{p}{D_s} = 1,54 + \left(\frac{203,5}{n_s}\right) \quad (2.28)$$

$$p = 1,561m \quad (2.29)$$

Emme borusu yatay uzunluğu Denklem 2.30 ve 2.31’de verildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\frac{h}{D_s} = n_s / (-9,28 + 0,25 \cdot n_s) \quad (2.30)$$

$$h = 3,04 m \quad (2.31)$$

Emme borusu boğaz uzunluğu ve boğaz apı Denklem 2.32,2.33 ile ifade edilmektedir.

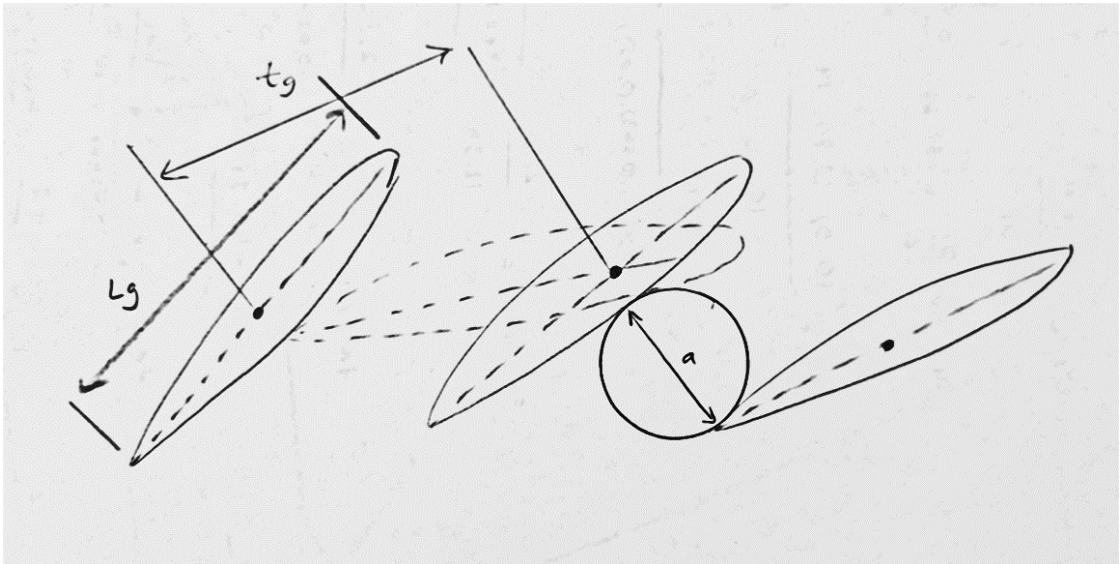
$$h_b = 1,35 \cdot D_s \quad (2.32)$$

$$D_{ebb} = 0,6 \cdot D_s \quad (2.33)$$

Emme borusu çıkış çapı referans çalışmada verilen 0,534 m olarak belirlenmiştir.

### 2.1.6. Ayar kanatları tasarımı

Ayar kanatlarının ön tasarım parametrelerinin hesaplanması işlemi aşağıdaki sürece göre yapılır.



şekil 2.5: Ayar kanatları ana boyutları

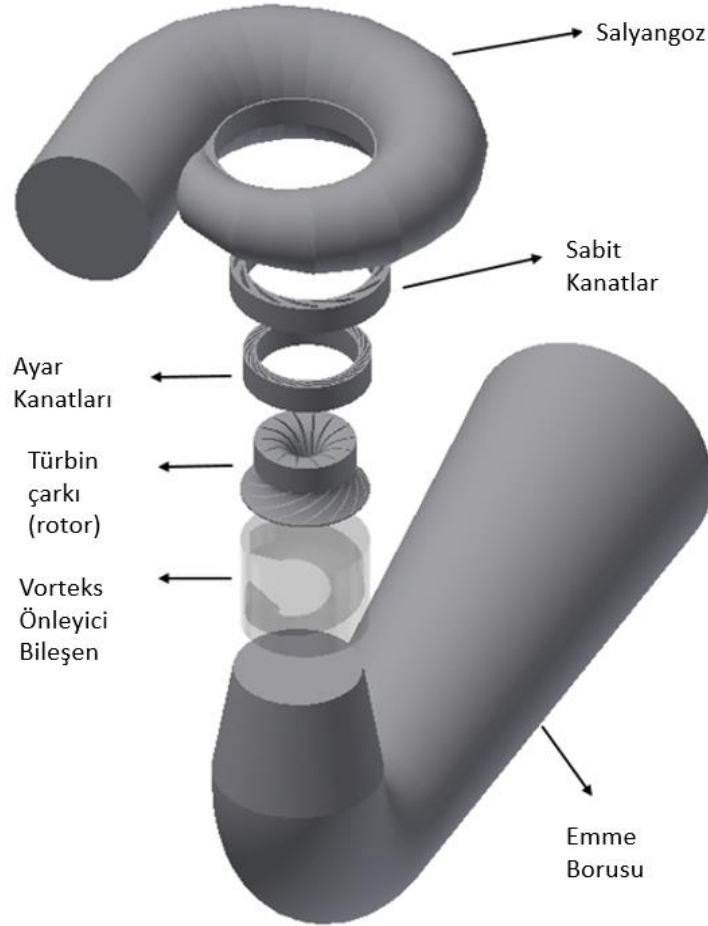
Yönlendirici kanatların boyu ve iki yönlendirici kanat merkezi arasındaki mesafe ile ilgili ilişkiler Denklem 2.34-2.36’da gösterilmektedir.

$$L_g / t_g = 1.1 \quad (2.34)$$

$$L_g = \frac{\pi D_g}{A.K.S.} = 0,071m \quad (2.35)$$

$$D_g = D_1(1,16) = 0,625m \quad (2.36)$$

2.35 numaralı denklemdeki A.K.S. ifadesi, ayar kanatlarının sayısını,  $D_g$  ise ayar kanatları ekseninin çapını temsil etmektedir. Burada ayar kanatlarının sayısı referans çalışmada seçilen değer olan 28 adet olarak belirlenmiştir.



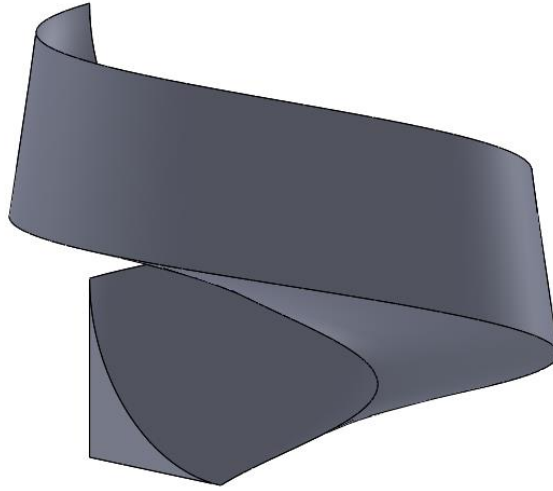
Şekil 2.6: Francis türbini bileşenleri 3D modeli

Parametrik tasarım sonucunda sayısal ortama aktarılarak elde edilen türbin bileşenleri şekilde gösterilmiştir.

## 2.2. Vorteks Önleyici Bileşen Tasarımı

Önceki kısımlarda detaylı bir şekilde anlatılan çalışmanın amacına yönelik yeni bir bileşen tasarımı yapılmak istenmiştir. Yapılacak bu yeni tasarımın hem rotor çıkışındaki akışı bozmaması hem de emme borusu girişinde dönel akış sebebiyle ortaya çıkabilen vorteks halatını sönmlemesi gerekmektedir. Rotor çıkışında meydana gelen akışın bozulmaması, rotor kanatçıklarına doğru akışın dönmemesi adına önemlidir. Bu kısma gelen herhangi bir ikincil akışta türbinin performansının düşebileceği düşünülmektedir.

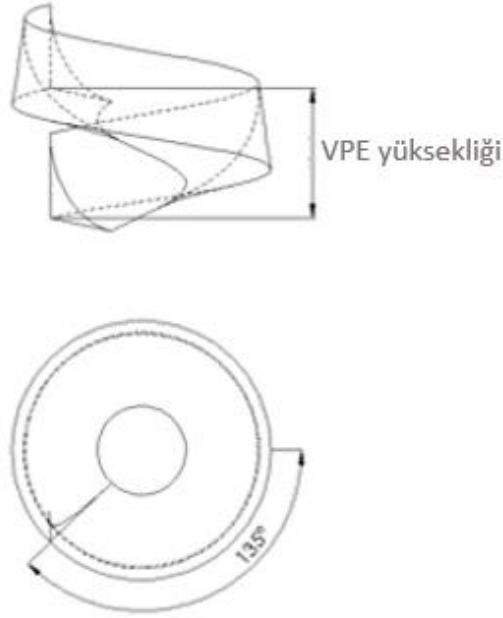
Bu etkenler göz önüne alındığında, rotordan çıkan dönel akışın hareket yönüne ters bir yapı oluşturarak bu dönelliğin sönmmlenebilmesi hedeflenmiştir. Buradaki ana düşünce rotordan çıkan akışın dönmmesini sağlayan çevresel hızını düşürmektir. Tüm bu nedenler göz önüne alındığında, bu hedefler doğrultusunda Şekil 2.7’de gösterilen yapı oluşturulmuştur.



Şekil 2.7: Vorteks Önleyici Bileşen görünümü

Oluşturulan bu yapı giriş ve çıkış kesitleri arasındaki açı farkı  $\epsilon = 135^\circ$  olarak tasarlanmıştır. Bunun sebebi rotordan çıkan tüm suyun direkt olarak giriş kesitine çarpıp ani enerji kaybetmesi yerine helisel rotayı daha rahat takip edebilmesinin düşünülmüş olmasıdır.

Vorteks önleyici bileşenin önemli üç parametresi bulunmaktadır. Bu parametreler, kademe sayısı, VPE yüksekliği ve çap değerleridir. Kademe sayısı basitçe spiral sayısı olarak da söylenebilir. Bir spirale sahip tasarım bir kademeli, iki spirale sahip tasarım iki kademeli ve üç spirale sahip tasarım da üç kademeli Vorteks Önleyici Bileşen olarak adlandırılmıştır.



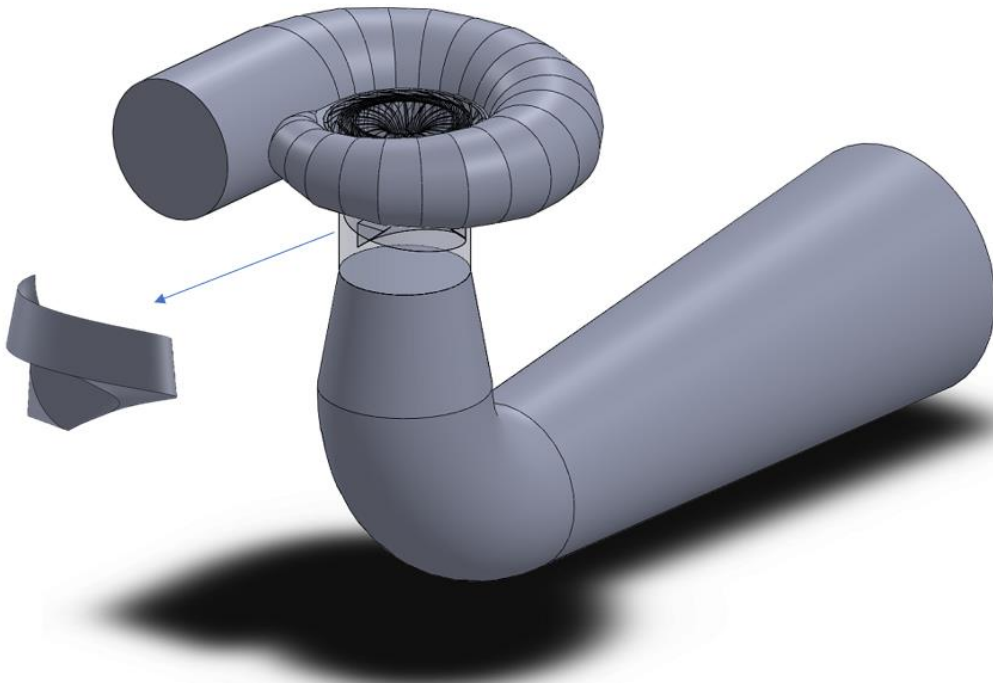
Şekil 2.8: Vorteks Önleyici Bileşen parametreleri

Kademe sayıları, suyun ters yönde izleyeceği yol bazında düşünüldüğünde üçten fazla olması durumunda ters yönde bir halat oluşumuna yol açacağı düşünüldüğünden maksimum olarak üç kademe belirlenmiştir. Kademe sayılarına göre Vorteks Önleyici Bileşen tasarımları Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9: Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayıları

Bu tasarımlarda da yine giriş ve çıkış kesitleri arasındaki projeksiyona bakıldığında açı farkı sabit tutulmuştur. Ancak bu bileşenin emme borusu girişi içerisine yerleştirileceği göz önüne alındığında, çap ve yükseklik değerlerinin emme borusu tasarımı ile birlikte belirlenmesi gerektiği açıktır. Bunun haricinde, bileşen ortasında rotordaki mil boşluğuna karşılık gelen bir boşluğun bırakılması, suyun rotasını izlerken bir yandan da bu kısma yönelmesi düşünülerek oluşturulmuştur. Böylece emme borusu orta noktasında oluşacak durgun basınç bölgelerine su girişi olması ve buradaki basınç değerlerinin yükseltilmesi hedeflenmiştir.



*Şekil 2.10: Vorteks Önleyici Bileşenin yeri*

Şekil 2.10'da Vorteks Önleyici Bileşenin bir Francis türbini içerisindeki konumu gösterilmiştir. Emme borusunun giriş kesitinden biraz aşağıya konumlandırılan bu bileşenin maksimum dış çapının emme borusu giriş çapından küçük olması gerekmektedir.

Bunun haricinde, bileşen boyunun emme borusu boğazına kadar uzanmaması, emme borusu içerisinde gelişmekte olan basınç kazanımı sürecini etkilemeyecektir. Bileşen boyunun boğaza kadar uzanması durumunda düzgün bir dağılım sergilemeye başlayan basınç konturlarının bozulacağı düşünülmektedir.

Böylelikle, Vorteks Önleyici Bileşen için en uygun yerin hem planlanan görevi bakımından hem de emme borusu içerisindeki gelişmekte olan süreci etkilememesi adına, giriş kısmı olması gerektiği düşünülmüştür.

Bunun yanında, tasarım, literatür kısmında yer verilen Susan-Resiga ve Zhang'in çalışmaları sonucunda elde edilen nitelikler içerisindeki "Vorteks halatı emme borusu girişinde kontrol edilmelidir." ve "Kontrol metodu, emme borusu duvarlarını değil, merkezdeki emme borusu eksenini civarında oluşan durgun bölgeyi hedef almalıdır" kriterlerine uymaktadır.

### 3. MATEMATİKSEL MODELLEME VE HAD ANALİZLERİ

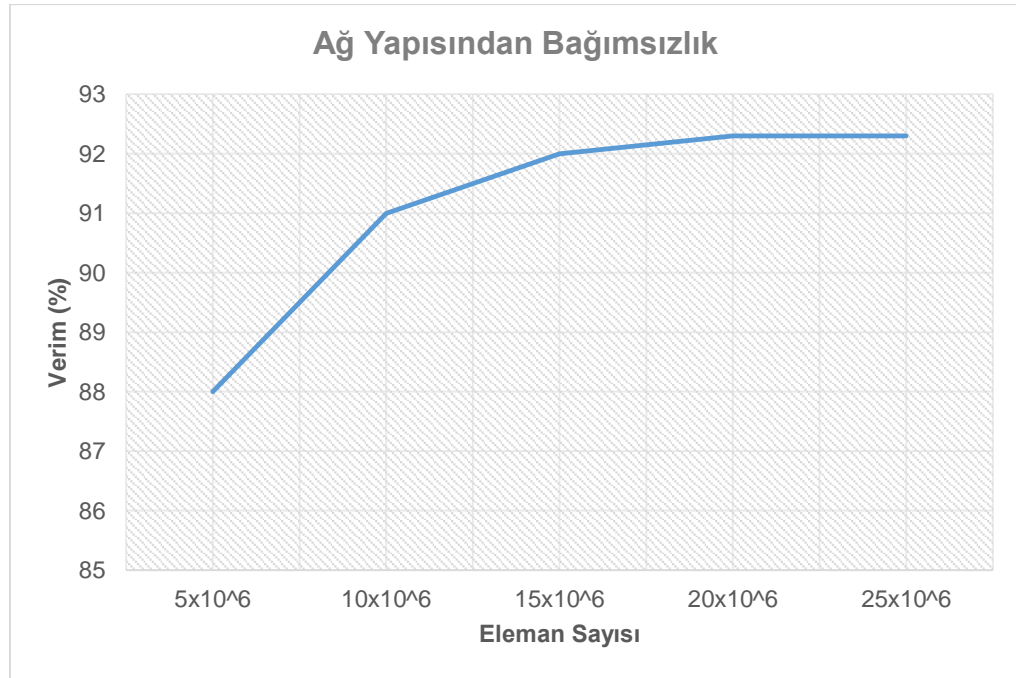
Çalışma kapsamında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği araçlarından türbomakineler alanında verdiği güvenilir sonuçlar ve sıkça tercih edilmesi sebebiyle ANSYS CFX tercih edilmiştir. Ansys CFX üzerinde zamana bağlı analizler yapılarak, türbin emme borusunda meydana gelen vorteks olayı incelenmek istenmiştir.

#### 3.1. Sayısal Modelin Oluşturulması

##### 3.1.1. Ağ yapısı

Ön tasarımdan gelen parametreler ışığında Solidworks, Ansys BladeGen ve Ansys DesignModeler aracılığı ile sayısal tasarım yapılmış ve Ansys Mesher ile tasarımın ağ yapısı oluşturulmuştur.

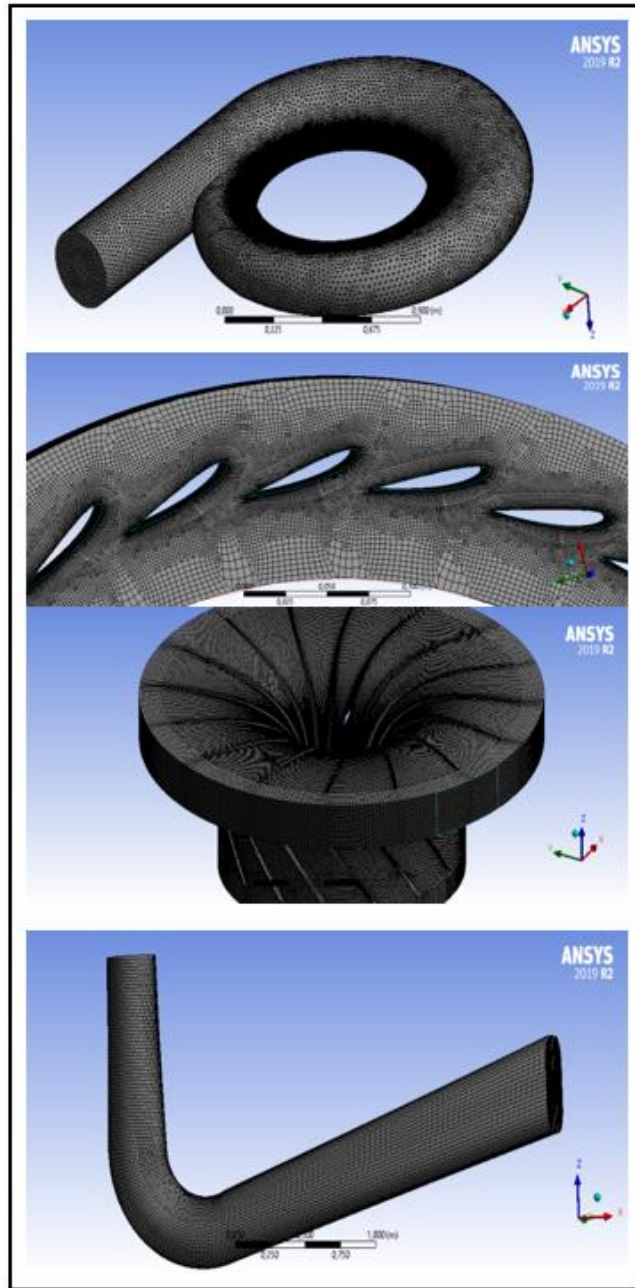
Buna göre, farklı mesh yapılarında ve eleman sayılarında yapılan kararlı analizler sonucunda modelin ağ yapısından bağımsızlığını 20 milyon eleman sayısından sonra kazandığı gözlemlenmiştir. Bu durumda son modelin eleman sayısının 20 milyon, eleman yapısının ise tetrahedron ve hexahedron karışık olarak oluşturulmasına karar verilmiştir.



Şekil 3.1: Ağ yapısından bağımsızlık

Her bileşen için ağ yapıları Ansys Mesher programı vasıtası ile ayrı ayrı oluşturulmuştur. Oluşturulan ağ yapıları Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Burada kanatçıklar

etrafında, özellikle ayar kanatları için sınır tabaka gelişimini iyi bir şekilde modelleyebilmek adına Inflation uygulaması gerçekleştirilmiştir. En yüksek Skewness değeri 0,87 ile karmaşık bir geometriye sahip salyangozda çıkmıştır. Literatürde Skewness değeri için genellikle 0,85 değeri uygun görülse de karmaşık bir geometriye sahip salyangoz için bu değer iyi bir hedef olduğunu söylemek yanlış olmayacaktır. Burada sabit kanatların tasarım aşamasında salyangoz ile bütünleşik olarak çizilmesi de bu değer yüksek çıkmasında etkili olduğu söylenebilir. Aspect Ratio değerinde ise bileşenler genelinde en yüksek değer olarak 14 olarak tespit edilmiştir ve oldukça uygun bir değerdir.



Şekil 3.2: Bileşenlerin ağ yapıları



### 3.1.2. Sınır koşulları

Ansyz Meshher’da ağ yapısı oluşturulan model, ANSYS CFX çözüm aracına gönderilmiş ve burada modelin sınır koşulları atanmıştır. Modelin giriş sınır koşulu olarak salyangoz bileşeninin giriş kesidine 0,224 m<sup>3</sup>/s giriş debisi; emme borusu bileşeninin çıkış kesidine ise 1 atm statik basınç değerleri tanımlanmıştır.

Giriş ve çıkış koşulları belirlenen modelde, birden fazla bileşenin ayrı ayrı ağ yapıları oluşturulduğundan bazı arayüz koşulları tanımlanması ve bu sayede her bir bileşenin ağ yapısının birbirleriyle örtüştürülmesi sağlanmıştır. Buna göre, salyangoz ve ayar kanatları arasındaki arayüzde “General Grid Interface”; ayar kanatları ile rotor ve rotor ile emme borusu arasındaki arayüzde ise “Frozen Rotor” yaklaşımları uygulanmıştır. Bu sayede, modele türbin rotorunun döndüğü ancak ona temas eden diğer bileşenlerin statik kaldığı bilgisi verilmiş olur.

Sınır koşulları belirlendikten sonra, zamana bağlı yapılan analizler için analiz girdilerinin belirlenmesi gerekmektedir. Buna göre, zaman basamağı olarak 0,01 s. toplam zaman olarak ise 1 s’lik süreler belirlenmiştir.

### 3.1.3. Türbülans modeli

Literatürde Francis türbinleri çalışmalarında ve emme borularında meydana gelen vorteks olayının araştırılmasında literatür araştırması kısmında da değinildiği gibi genellikle standart k-ε, RNG k-ε , SAS k-ω ve RANS modellerinin yanı sıra DES modellerinin kullanıldığı görülmektedir.

RNG k-ε modeli, türbülans hareket denklemlerinin etkin Reynolds sayısı ile orantılı olarak değişimini isabetli bir şekilde tahmin edilmesini sağlayan ve bu sayede düşük Reynolds sayısı ve duvar yakını akışta isabetli sonuçlar veren bir model olarak tanımlanmıştır.

Türbülans genel olarak girdaplar ve akışın dönümünden oluşan yapılar olarak tanımlanabilmektedir. RNG modeli, türbülans viskozitesini düzenleyerek girdap etkilerinin hesaba katılmasını sağlamaktadır.

$$\mu_t = \mu_{t0} f \left( \alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon} \right) \quad (3.1)$$

Denklemden,  $\mu_{t0}$  ifadesi türbülans viskozitesinin girdap düzenlemesini hesaba katılmamış halidir.  $\Omega$  ifadesi girdap sayısını ifade etmektedir.  $\alpha_s$  ifadesi girdap sabiti olarak adlandırılmakta ve akışın girdap miktarına göre farklı değerler alabilmektedir.

Standart ve RNG modellerinin arasındaki ana fark, Denklem 3.2’de verilen ek terimdir.

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.2)$$

Bu durumda RNG modeli için k ve  $\epsilon$  denklemleri Denklem 3.3 ve 3.4’teki son hali alır.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (3.3)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R \quad (3.4)$$

Yukarıda açıklandığı gibi, girdap ve akışın dönümlüğüne göre ekstra terim ekleyerek daha isabetli sonuçlar alınmasını sağladığı sebebiyle çalışmada türbülans modeli olarak RNG k- $\epsilon$  modeli tercih edilmiştir.

### 3.2. Korunum Denklemleri

Türbin içerisindeki akış hareketleri Navier-Stokes denklemleri tarafından ifade edilmektedir. HAD analizleri kapsamında çözücünün kullandığı üç boyutlu, sıkıştırılmaz akış için Navier-Stokes denklemleri Denklem 3.5-3.7’de gösterilmiştir.

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho B_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho B_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.6)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho B_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.7)$$

Bu denklemler, çalışmada kullanılacak olan türbülans modeli olan Reynolds ortalama Navier-Stokes yöntemiyle incelendiğinde, Reynolds gerilmeleri ve bu sebeple oluşan hız dalgalanmaları hesaba katılarak Denklem 3.8-3.10’daki gibi yazılabilmektedir.

$$\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} = \rho B_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \overline{u'^2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \overline{u'w'} \right] \quad (3.8)$$

$$\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} = \rho B_y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \rho \overline{u'v'} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \rho \overline{v'^2} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} - \rho \overline{v'w'} \right] \quad (3.9)$$

$$\rho \frac{D\bar{w}}{Dt} = \rho B_z - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \rho \overline{u'w'} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \rho \overline{v'w'} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} - \rho \overline{w'^2} \right] \quad (3.10)$$

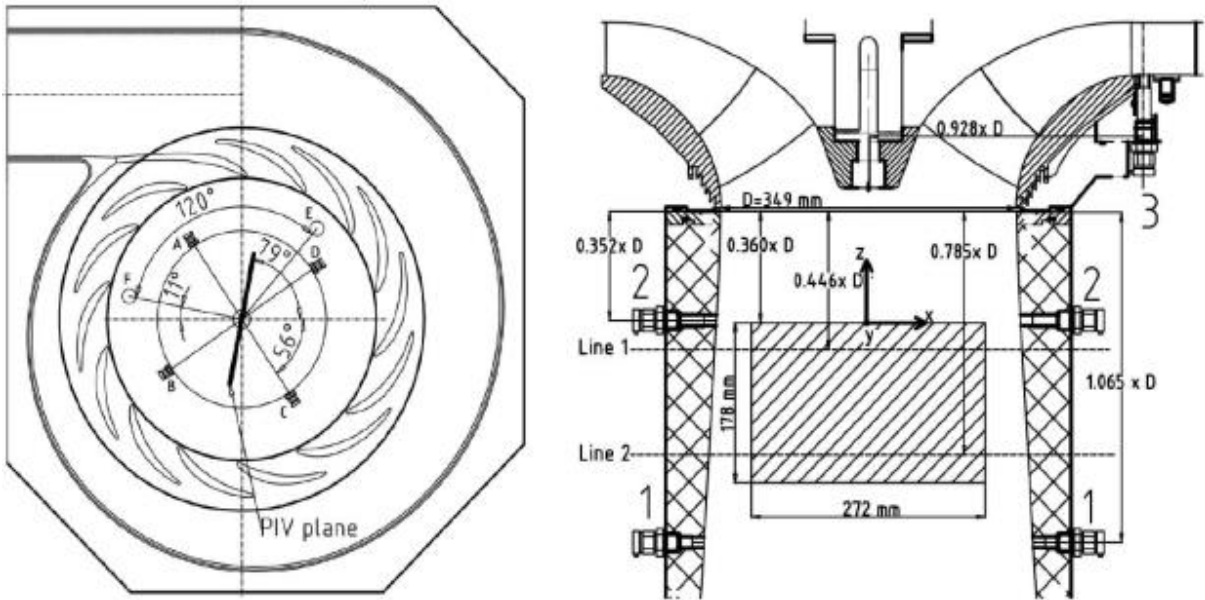
### 3.3. Doğrulama Analizi

Tez kapsamında, oluşturulan modelin doğrulaması daha önce yapılmış olan bir deneysel çalışma [20] ile gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma, Norveç Bilim ve Teknoloji Üniversitesi (NTNU) bünyesinde bulunan Norveç Hidrolik Güç Merkezi (NVKS)'nde çalışan bir araştırma grubunun yapmış olduğu Francis-99 adlı çalışmadır. Bu çalışmanın seçilmesinin sebebi, oldukça geniş kapsamlı bir çalışma olması ve birçok sayıda yayın ve teze temel sağlamasıdır.

Referans çalışmada, Norveç'te bulunan Tokke Hidroelektrik Santrali'ne ait bir Francis türbini baz alınarak, geometrik benzeşim yoluyla bir model türbin elde edilmiştir. Bu model türbinin test düzeneği kurularak test üzerinde hem zamana bağlı hem de kararlı ölçümler alınmıştır. Test düzeneğinde Particle Image Velocimetry (PIV) yöntemi kullanılarak hız ve basınç sensörleri ile ölçümler yapılmıştır. Grup, kararlı ölçümler olarak tanımladığı ölçümlerde, üç farklı durum için ölçümler gerçekleştirmiştir. Bu üç durum, en verimli nokta, kısmi yük noktası ve aşırı yük noktası olarak seçilmiştir. Bu noktadaki temel fark, ayar kanadı açısının değiştirilerek türbine giren debi değerinin değiştirilmesine dayanmaktadır. Zamana bağlı olarak tanımlanan analizlerde ise, yine üç farklı nokta seçilmiştir. Bu noktalarda ise kararlı durumda belirtilen durumların geçiş süreçleri incelenmiştir. Buna göre ilk durum kısmi yük noktasından en verimli noktaya yük artışı, ikinci durum en verimli noktadan kısmi yük noktasına yük azalışı ve son durum ise türbinin kapanma sürecinin incelenmek istendiği durumdur. Zamana bağlı olarak gerçekleştirilen analizlerde kararlı analizlerden farklı olarak, ayar kanadı açısı farklı durumların yanı sıra analiz içerisinde de değişkenlik göstermektedir.

Burada dikkat edilmesi gereken nokta, NVKS grubunun kararlı olarak tabir ettiği durumlarda da deneysel verilerin belirli zaman aralıkları ile alındığıdır. Dolayısıyla bu değerlerin doğrulanabilmesi için zamana bağlı bir analiz yapılması gerekmektedir. Kararlı olarak bahsedilen durum analizinin tipini değil, ayar kanadı açısının değişkenliğini ifade etmektedir.

Çalışmada, birer adet basınç transdüseri rotor kanatçıklarının emme ve dönme yönleri giriş ve çıkışına, dört adet basınç transdüseri ise emme borusu girişinde farklı koordinatlara konumlandırılmıştır. Bu durumda, toplamda sekiz adet ölçüm noktası bulunmaktadır. Bu noktalardan alınan ölçümler, grubun web sitesinde yayınlanmıştır. Grubun web sitesinde belirttiği gibi, verilerin akademik çalışma ve eğitim için kullanılması grup tarafından uygun görülmüştür.



Şekil 3.3: Deney düzeneği kesit görünüşü[20]

Tez çalışması kapsamında referans çalışmada belirlenen ve ölçülen belirli parametrelerin birbirleriyle karşılaştırılarak çalışmanın doğrulanması hedeflenmiştir. Bunun yanı sıra, elde edilen verim değerlerinin de karşılaştırılması hedeflenmiştir.

Tablo ve grafiklerle sonuçların karşılaştırılarak analiz modelinin doğruluğu kanıtlanmak istenmiştir.

Tablo 3.1: Referans çalışmada yapılan ölçümler[20]

Parametre	Kısmi Yük Noktası (PL)	En Verimli Nokta (BEP)	Aşırı Yük Noktası (OL)	Belirsizlik (%)
Ayar Kanatları Açısı (°)	6,720	9,840	12,430	0,040
Net Düşü (m)	11,870	11,940	11,880	0,011
Debi (m <sup>3</sup> /s)	0,140	0,200	0,242	0,100
Jeneratör Torku (Nm)	416,390	616,130	740,540	0,030
Sürtünme Torku (Nm)	4,400	4,520	3,850	1,500
Rotor Açısal Hızı (rpm)	332,840	332,590	332,590	0,050
Salyangoz Giriş Basıncı (kPa)	218,080	215,570	212,380	0,047
Emme Borusu Çıkış Basıncı (kPa)	113,170	111,130	109,590	0,001
Hidrolik Verim (%)	90,130	92,390	91,710	0,140
Su Yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )	999,800	999,800	999,800	0,010
Kinematik Viskozite (m <sup>2</sup> /s)	0,000000957	0,000000957	0,000000957	N/A
Yerçekimi İvmesi (m/s <sup>2</sup> )	9,820	9,820	9,820	N/A

Tablo 3.1’de referans çalışmada yapılan deneyler sonucu elde edilen veriler gösterilmiştir. Buna göre, deneyler sonucunda, ayar kanatları açısı, net düşü, debi, jeneratör torku, sürtünme torku, rotor açısal hızı, salyangoz giriş basıncı, emme borusu çıkış basıncı,

hidrolik verim, su yoğunluğu, kinematik viskozite, yerçekimi ivmesi parametreleri ölçüm parametreleri olarak belirlenmiştir.

Çalışma kapsamında belirlenen bu parametreler ile yapılan analizlerden elde edilen aynı parametre değerleri karşılaştırılmıştır. Tablo 3.2’de ise çalışma sonucunda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerinden elde edilen veriler gösterilmiştir.

Buna göre, iki model arasında ayar kanatları açılarının ve kinematik viskozite değerlerinin aynı olduğu; diğer parametrelerde ise ufak sapmalar olduğu gözlemlenmiştir.

*Tablo 3.2: Tez çalışmasında elde edilen veriler*

<b>Parametre</b>	<b>Kısmi Yük Noktası (PL)</b>	<b>En Verimli Nokta (BEP)</b>	<b>Aşırı Yük Noktası (OL)</b>
Ayar Kanatları Açısı (°)	6,720	9,840	12,430
Net Düşü (m)	12,000	12,000	12,000
Debi (m <sup>3</sup> /s)	0,139	0,200	0,240
Jeneratör Torku (Nm)	431,960	622,240	741,270
Sürtünme Torku (Nm)	N/A	N/A	N/A
Rotor Açıl Hızı (rpm)	333,000	333,000	333,000
Salyangoz Giriş Basıncı (kPa)	226,800	224,100	223,900
Emme Borusu Çıkış Basıncı (kPa)	106,400	104,500	102,600
Hidrolik Verim (%)	N/A	92,3 (w/o -VPE)	N/A
	92,15 (w-VPE)	93,3 (w-VPE)	91,63 (w-VPE)
Su Yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )	998	998	998
Kinematik Viskozite (m <sup>2</sup> /s)	0,000000957	0,000000957	0,000000957
Yerçekimi İvmesi (m/s <sup>2</sup> )	9,81	9,81	9,81

Tez çalışması ile referans çalışma verileri arasındaki hata oranlarını daha iyi inceleyebilmek adına bu veriler arasındaki standart sapma değerleri bulunmuştur. Standart sapma değerleri Tablo 3.3'te detaylı bir biçimde gösterilmiştir. Buna göre en yüksek sapma değerleri emme borusu çıkışı basınç değerleri ile salyangoz girişi basınç değerleri arasında gözlemlenmiştir. Ancak bu değerler de %5 civarında seyreden değerler olduğundan sapma değerlerinin kabul edilebilir aralıklarda olduğu rahatlıkla söylenebilir.

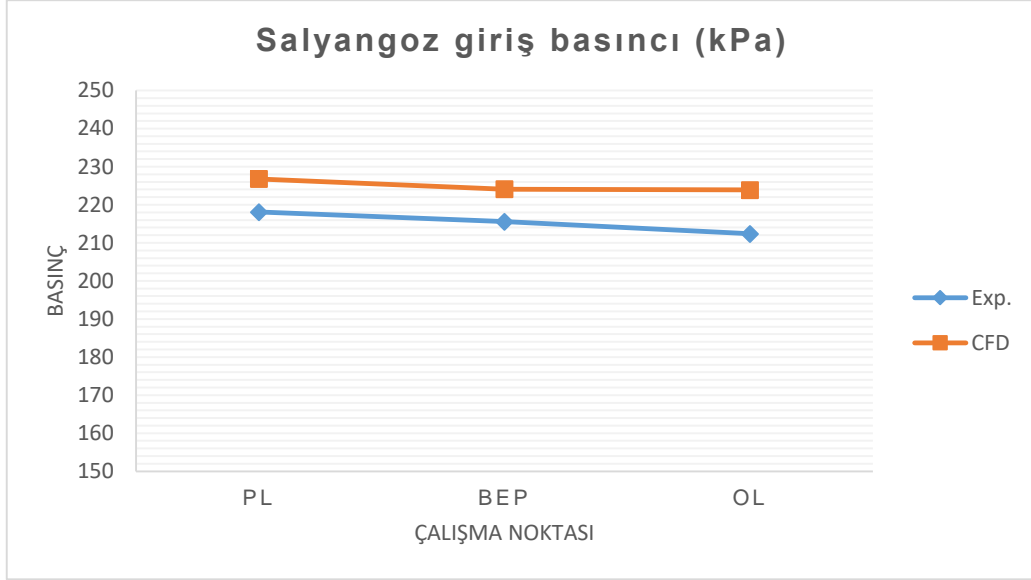
Bunun yanında, tork verileriyle hesaplanan sapma değerlerinden de anlaşılacağı gibi, referans çalışmada sürtünme torku ölçümü yapılmasına karşın, tez çalışmasında bu parametre hesaba katılmamıştır.

Hidrolik verim değerlerinde tez çalışmasında, hem yeni tasarım türbin verimi hem de standart türbin verimi bulunarak tablo oluşturulmuş ve sapmalar buna göre hesaplanmıştır.

*Tablo 3.3: Referans çalışma ile tez çalışması verileri arasındaki standart sapma (%)*

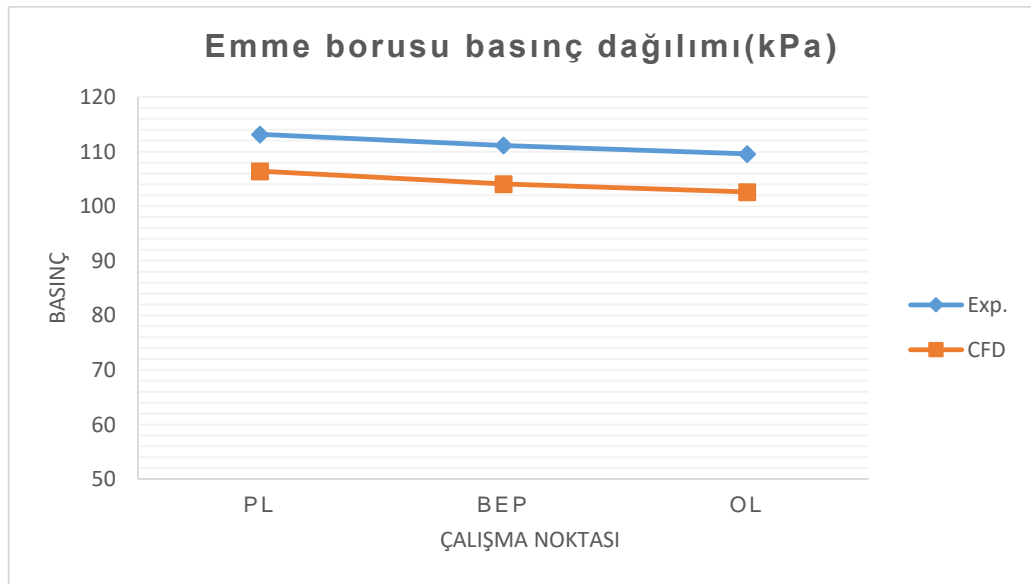
<b>Parametre</b>	<b>Kısmi Yük Noktası(PL)</b>	<b>En Verimli Nokta (BEP)</b>	<b>Aşırı Yük Noktası (OL)</b>
Ayar Kanatları Açısı	0	0	0
Net Düşü	-1,095197978	-0,502512563	-1,01010101
Debi	0,444062455	0	1,014600346
Jeneratör Torku	-3,739282884	-0,991673835	-0,098576714
Sürtünme Torku	N/A	N/A	N/A
Rotor Açısal Hızı	-0,048071145	-0,123274903	-0,123274903
Salyangoz Giriş Basıncı	-3,998532649	-3,956951338	-5,424239571
Emme Borusu Çıkış Basıncı	5,982150747	5,965985782	6,37831919
Hidrolik Verim	N/A	0,09741314	N/A
	-2,241207145	-0,984955082	0,087231491
Su Yoğunluğu	0,180036007	0,180036007	0,180036007
Kinematik Viskozite	0	0	0
Yerçekimi İvmesi	0,101832994	0,101832994	0,101832994

Yapılan kıyaslamaya göre, ayar kanadı açılarına göre değişen kısmı yük, en verimli nokta ve aşırı yük çalışma noktalarında elde edilen salyangoz giriş basıncı değerleri karşılaştırıldığında deneysel veriler ile HAD sonuçları arasındaki farkların diğer parametrelere göre yüksek olsa da kabul edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür.



Şekil 3.4: Salyangoz giriş basıncı karşılaştırması

Her bir çalışma koşulunda buradaki değerlerin değişimine göre elde edilen eğri ile deneysel verilerde aynı sensörden elde edilen veriler karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.5: Emme borusu basınç dağılımı karşılaştırması



Görüldüğü gibi, emme borusu üzerindeki basınç dağılımları arasında belirli bir fark olsa da iki tasarım da benzer bir dağılım izlemektedir.

Bunun yanında, deneysel veriler ile sayısal verilerin uyum içerisinde olduğunu gösteren en önemli gösterge ise, deneysel verilerden elde edilen türbin veriminin %92.39 iken HAD analizi sonucunda elde edilen değerin %92,3 olmasıdır. Görüldüğü gibi iki değer arasında yalnızca %0.1'lik bir fark bulunmaktadır.

## 4. TÜRİN VE VPE PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU

Çalışmanın amacı doğrultusunda, oluşturulan Vorteks Önleyici Bileşen (VPE) tasarımının standart Francis türbini parametreleri ile koordine edilerek en verimli türbin performans noktası tespit edilmek istenmiştir. En verimli durum için Francis türbini ile VPE tasarımlarının hangi parametrelerinin türbin performansını en yüksek düzeyde etkilediği bulunmak istenmiştir. Bu hedef doğrultusunda bir optimizasyon çalışmasının yapılmasına karar verilmiştir.

### 4.1. Genel Bilgiler

Literatürde deney tasarım yöntemi olarak en çok kullanılanlar; Taguchi, Tam Faktöriyel, Merkezi Kompozit Tasarım ve Box-Behnken deney tasarımlarıdır.

Faktörlerin farklı seviyelerinin mümkün olan tüm kombinasyonlarının değerlendirilmesi sebebiyle tam faktöriyel tasarım, faktör etkilerinin değerlendirilmesinde en iyi görünen deney tasarım metodu olarak belirtilmektedir. Tasarım, her faktörün her seviyesinden eşit sayıda deney sonucu alınması ve birbirleriyle karşılaştırılması yönünden dengeli bir tasarım olarak görünse de faktör sayısı fazla olan çalışmalarda kullanılması oldukça güçtür. Faktörlerin sadece alt ve üst seviyeleri dikkate alınan  $2^k$  tasarımda, fazla deney yapılmasına karşın sadece doğrusal bağıntı elde edilmektedir. Faktörler arasında doğrusal bağıntı olmadığı bilinen çalışmalarda bu tasarımın kullanılması doğru olmayacaktır.  $3^k$  tasarımda ise faktörler arasında ikinci dereceden ilişkiler kurulabilir olsa da deney sayısının fazlalığı zaman kaybına neden olmaktadır.

Taguchi deneme düzeninde, tam faktöriyel deneme düzenine göre daha az sayıda istenilen sonuçlara ulaşılabilir de bu tasarımda, belirlenen faktörlerin belirlenen seviyelerinde sonuç vermesi bu yöntemin az tercih edilmesinin sebebidir. Taguchi deney tasarımında parametreler arasında ilişki kuran bir regresyon denkleminin çıktı olarak verilmemesi, sadece belirlenen seviyelerde sonuç alınmasının sebebi olarak gösterilmektedir.

Bir diğer optimizasyon metodu olan Yanıt Yüzeyi Metodu, bağımlı değişken ile bağımsız değişkenler arasında bir regresyon denklemini çıktı olarak vermesi nedeniyle doğrusal olmayan problemlerin çözümünde yaygın olarak kullanılmaktadır. Değişkenlerin varyans analizlerinin yapılmasına imkan veren bu tasarımda bağımlı değişken üzerindeki etkilerinin hesaplanması söz konusu olabilmektedir [21].

Bu metottaki deneysel tasarım yöntemlerinden ise deney sayısının az olmasından dolayı ve parametreler arasında doğrusal bir ilişki beklenmediğinden dolayı Box-Behnken deney tasarımı kullanılmasına karar verilmiştir. Çalışmada regresyon bağıntısının elde edilmesinde ve parametrelerin yanıt fonksiyonuna etkisinin tespitinde MINITAB programı kullanılmıştır.

## **4.2.Yanıt Yüzeyi Metodu**

### **4.2.1. Birinci dereceden yanıt yüzeyleri**

Deney düzenleme yöntemlerinin bilimsel araştırmalarda ve endüstride birçok kullanım alanı ve amacı vardır. Literatürde bulunan tüm deneme düzenlerinde temel amaç, belirlenen yanıt fonksiyonuna etkisi olabileceğİ düşünölen faktörlerin dikkate alınarak deneme hatasının en az düzeye indirilmesidir. Bilimsel araştırmalarda hedef, belirlenen bağımlı yanıt değişkeni üzerinde etkisi olduğu düşünölen faktörlerin etkilerinin istatistiksel olarak anlamlılığının ortaya konulmasıdır.

Yanıt yüzeyi yöntemlerinde model, regresyon analizi yardımıyla oluşturulur. Belirlenen faktörün yanıt fonksiyonu değeri üzerindeki ana ve interaksiyon etkilerinin önem derecesine regresyon katsayıları yardımıyla karar verilir.

İki düzeyli faktörler içeren deneme düzenleri  $2^k$  faktöriyel deneme düzenleri olarak adlandırılırlar. Bu deneme düzenlerinde, model genellikle ana ve birinci dereceden interaksiyon etkilerini içermektedir. Üç düzeyli faktörler içeren deneme düzenlerinin en yaygın olanları Merkezi Kompozit ve Box-Behnken deneme düzenleri olarak sıralanabilir.

Yanıt yüzeyi metodunda, gerçek regresyon modeline yaklaşık bir regresyon modelinin oluşturulması amaçlanmaktadır. Uygulamada genellikle gerçek regresyon modeli bilinmediğinden, oluşturulacak model gözlemlere dayalı olarak oluşturulmaktadır. Bunun yanında, yanıt yüzeyleri yönteminde çoklu regresyon analizi yöntemi kullanılmalıdır. Üç bağımsız değişkene sahip birinci dereceden yanıt yüzeyi modeli Denklem 4.1'de gösterilmiştir.

$$Y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \beta_3x_3 + \varepsilon \quad (4.1)$$

Burada Y, yanıt değişkenini;  $x_i$ , bağımsız değişkenleri;  $\beta_0$ , regresyon denklem sabitini,  $\beta_i$ , kısmi regresyon katsayılarını ve  $\varepsilon$ , hatayı temsil etmektedir.

Y yanıt fonksiyonu üzerinde etkisi olan k adet faktörü içeren çoklu regresyon modeli Denklem 4.2'deki gibi yazılmaktadır.

$$Y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \dots + \beta_kx_k + \varepsilon \quad (4.2)$$

Birinci dereceden yanıt yüzey modeline interaksiyon terimleri eklendiğinde denklem Denklem 4.3'teki hali almaktadır.

$$Y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \beta_{12}x_1x_2 + \varepsilon \quad (4.3)$$

Denklem 4.3, standart regresyon modeli olarak adlandırılmaktadır.

Yanıt yüzeyi metodunda, analiz sonrasında artıkların analizi modelin uygunluğunun test edilebilmesi için büyük önem arz etmektedir. Eğer artıklar, oluşturulan regresyon doğrusu etrafında toplanmışsa, modelin uygunluğu açısından normallik şartının yerine getirildiği anlaşılmaktadır. Bir başka model uygunluğu testi ise artık değerlerine karşı yanıt fonksiyonunun tahmin değerlerinin grafiğinin çizilmesi durumudur. Çizilen grafikte, artık değerlerinin %95 güven aralığı içerisinde yer alması beklenmektedir.

Yanıt yüzeyleri grafikleri, ikiden fazla faktörün düzeylerinin yanıt fonksiyonu üzerindeki etkisinin üç boyutlu olarak gösterilmesi için kullanılmaktadır. İki'den fazla faktör bulunduğu durumlarda, diğer faktörlerin düzeyleri sabitlenerek belirlenen faktörün değerlerinin görülmesi mümkün olmaktadır. Eğer, oluşturulan model doğrusal ise yanıt yüzeyi grafiğinin doğrusal bir şekil alması beklenirken, karesel terimler içeren ikinci dereceden bir model ise yanıt yüzeyi grafiğinin eğrisel bir şekil alması beklenmektedir.

Kontur grafikleri, yanıt yüzeyi metodunun sonuçlarını iyi bir şekilde ortaya koyan grafiklerden bir tanesidir.

Yanıt yüzeyleri grafikleri, ikiden fazla faktörün düzeylerinin yanıt fonksiyonu üzerindeki etkisinin üç boyutlu olarak gösterilmesi için kullanılmaktadır. İki'den fazla faktör bulunduğu durumlarda, diğer faktörlerin düzeyleri sabitlenerek belirlenen faktörün değerlerinin görülmesi mümkün olmaktadır. Eğer, oluşturulan model doğrusal ise yanıt yüzeyi grafiğinin doğrusal bir şekil alması beklenirken, karesel terimler içeren ikinci dereceden bir model ise yanıt yüzeyi grafiğinin eğrisel bir şekil alması beklenmektedir.

Kontur grafikleri, yanıt yüzeyi metodunun sonuçlarını iyi bir şekilde ortaya koyan grafiklerden bir tanesidir. Yanıt yüzeyi grafiklerine benzer olarak eğer model doğrusalsa kontur çizgilerinin doğrusal olması beklenmektedir. Oluşturulan modelin doğrusal olmaması durumunda ise kontur çizgilerinin dairesel bir yapıda oluşması beklenmektedir.

#### 4.2.2. İkinci dereceden yanıt yüzeyleri

İkinci dereceden yanıt yüzey modelini oluşturmak için gerekli olan standart regresyon denklemi Denklem 4.4'te verilmiştir.

$$Y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \beta_{12}x_1^2 + \beta_{22}x_2^2 + \beta_{12}x_1x_2 + \varepsilon \quad (4.4)$$

İkinci dereceden yanıt yüzey modeli bazı özelliklere sahiptir. Buna göre, her faktör en az üç seviyeye sahip olmalıdır ve model,  $1+2.k+k.(k-1).2$  adet farklı parametreye sahip olmalıdır.

Merkezi kompozit deneme düzeni, eksen noktaları ile merkez noktaları yardımıyla sistemin eğriselliğinin test edildiği, modelin ana etkilerinin ve interaksiyon etkilerinin  $2^k$  denemesinden elde edildiği bir yanıt yüzeyi metodudur.

Bir diğer yanıt yüzeyi metodu ise Box-Behnken deneme düzenidir. Box-Behnken tarafından 1980 yılında ortaya çıkarılan bu düzeninde, faktörlerden birinin değeri merkez değerinde sabitlenirken diğer faktörlerin tüm düzeylerinin kombinasyonları uygulanır.

*Tablo 4.1: Örnek bir Box-Behnken deneme düzeni*

<b>Sıralama</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
1	-1	-1	0
2	1	-1	0
3	-1	1	0
4	1	1	0
5	-1	0	1
6	1	0	-1
7	-1	0	1
8	1	0	1
9	0	-1	-1
10	0	1	-1
11	0	-1	1
12	0	1	1
13	0	0	0
14	0	0	0
15	0	0	0

Tablo 4.1’de, üç faktörlü bir Box-Behnken deneme düzeni gösterilmiştir.

Burada, A,B ve C modeldeki faktörleri temsil ederken; -1 değeri faktörün alt seviyesini, 0 değeri faktörün orta seviyesini, 1 değeri ise faktörün üst seviyesini belirtmektedir.

Merkezi kompozit ve Box-Behnken deneme düzenleri literatürde birçok kez kullanılmış olup yaklaşık olarak aynı sonuçları verdiği görülmüştür. Ancak, Box-Behnken deneme düzenlerinin alanı daha iyi sınırlandırarak zamandan tasarruf yaptığı görülmüştür [21].

### **4.3.Optimizasyon Parametrelerinin Belirlenmesi**

Box-Behnken deney tasarımı ile optimizasyon sürecinin başlatılabilmesi için öncelikle optimizasyon için gerekli olan parametrelerin seçilmesi gerekmektedir. Çalışma kapsamında optimizasyon sürecinde etkili olacağı düşünülen üç parametre seçilmiştir. Bunlardan birincisi standart Francis türbininde hali hazırda var olan ve türbin debisinin kontrolünü sağlayan ayar kanatları açısıdır. Diğer iki parametre ise yeni tasarım olan Vorteks Önleyici Bileşen parametrelerinden belirlenmiştir. Bu parametreler, Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayısı ve yüksekliğidir.

Parametreler belirlendikten sonra, Box-Behnken deney tasarımının oluşturulabilmesi için ikinci adım bu parametrelerin alt, üst ve orta sınır değerlerinin belirlenmesidir. İlk parametre olan ayar kanatları açısının alt sınırı, referans çalışmada kısmi yük çalışma noktasına denk gelen ayar kanadı açısı olan  $6,72^\circ$  olarak belirlenmiştir. Yine bu parametrenin üst sınır değeri referans çalışmada aşırı yük çalışma noktasına denk gelen  $12,43^\circ$  olarak belirlenmiştir. Bu parametrenin orta değeri olarak ise en verimli çalışma noktasına denk gelen  $9,84^\circ$  seçilmiştir. Böylece ilk parametrenin sınır değerleri tamamlanmıştır.

İkinci parametre olan Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayısının alt, üst ve orta sınır değerleri belirlenirken, bileşenin yerleştirileceği konumun geometrik özellikleri ve bileşen için belirlenen maksimum çap değeri göz önüne alınarak, geometrik sınırların izin verdiği ölçüde belirlenmiştir. Buna göre bu parametrenin alt sınır değeri 1, orta sınır değeri 2 ve üst sınır değeri 3 olarak seçilmiştir.

Üçüncü ve son parametre olan Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliğinin alt, üst ve orta sınırları da geometrik sınırlar gözetilerek belirlenmiştir. Burada, Vorteks Önleyici Bileşenin merkezinden emme borusu giriş kesidine olan mesafe göz önüne alınmıştır. Ayrıca, rotor kanatçıklarının emme kısmının performansının düşmemesi adına VPE’nin emme borusu

giriş kesitinden belirli bir mesafe sonrasına yerleştirilmesi düşünülmüştür. Tüm bu etkenler göz önüne alındığında, bu parametrenin üst sınırı olarak 0,3 m, orta sınır değeri olarak 0,25 m. ve alt sınır değeri olarak 0,2 m değerleri seçilmiştir.

Bazı alt, üst ve orta değerler arasındaki değişimler ufak olarak gözükse de, geometrik sınırların elverdiği ölçüde gerekli değişimler sağlanmıştır.

Parametrelerin alt, üst ve orta değerleri de belirlendikten sonra, tamamlanması gereken bir diğer adım yanıt fonksiyonunun belirlenmesi adımıdır. Burada, yanıt fonksiyonu olarak birden fazla fonksiyon seçilebileceği gibi, bir fonksiyon da yeterli olabilmektedir.

Çalışmanın amacı irdelendiğinde, yeni tasarlanan bileşenin standart Francis türbini bileşenleri ile birlikte türbin performansı üzerindeki etkisi incelenmek istendiğinden, performans değerinin yanıt fonksiyonu olarak seçilmesi gerektiği oldukça açıktır. Burada performans ölçütü olarak dönme momenti (tork) veya verim değerleri seçilebilir. Ancak verim hesabı kendi içerisinde tork değerini barındırdığından ve yapılan analizlerde tork değerinin ilgili programa gömülerek verim hesabının yapılması düşünüldüğünde, buradaki temel ölçütün verim olması gerektiği kararlaştırılmıştır.

Böylece, Box-Behnken deney tasarımı için gerekli tüm işlemler tamamlanmış olur. MINITAB programı vasıtasıyla deney tasarımı oluşturulmuş ve oluşturulan deney tasarımı Tablo 4.2’de verilmiştir.

Box-Behnken deney tasarımı, parametre sayısına ve deney tekrarına göre farklı sayıda deney tasarımı sunabilmektedir. Bu çalışmada, deney sayısının olabildiğince azaltılması hedefiyle, tek tekrarlı faktörler ile on beş adet deney sayısı sunan deney tasarımı seçeneği kullanılmıştır.

Buradan sonraki aşama, deney tasarımlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri aracılığı ile yanıt fonksiyonlarının belirlenmesi ve her bir deney için verim değerlerinin ilgili satırın karşısına yazılması sonucunda regresyon analizi gerçekleştirilmesi adımı olacaktır.

Bu regresyon analizi sonucunda hangi parametrenin türbin performansı üzerinde daha çok etkili olduğunu ve hangi tasarımın optimum tasarım olduğu belirlenmesi hedeflenmiştir.

Tablo 4.2: Box-Behnken deney tasarımı

<b>Deney No.</b>	<b>Ayar Kanatları Açısı (°)</b>	<b>VPE Kademe Sayısı (adet)</b>	<b>VPE Yüksekliği (m)</b>	<b>Verim</b>
1	9,84	1	0,25	<b>YANIT FONKSİYONU</b>
2	9,84	2	0,2	
3	9,84	3	0,3	
4	6,72	1	0,2	
5	6,72	2	0,25	
6	6,72	3	0,3	
7	12,43	1	0,2	
8	12,43	2	0,25	
9	12,43	3	0,3	
10	6,72	1	0,25	
11	6,72	2	0,2	
12	9,84	2	0,25	
13	6,72	3	0,25	
14	9,84	1	0,25	
15	12,43	1	0,3	



## 5. ANALİZ BULGULARI VE TARTIŞMA

### 5.1. HAD Analizleri Bulguları

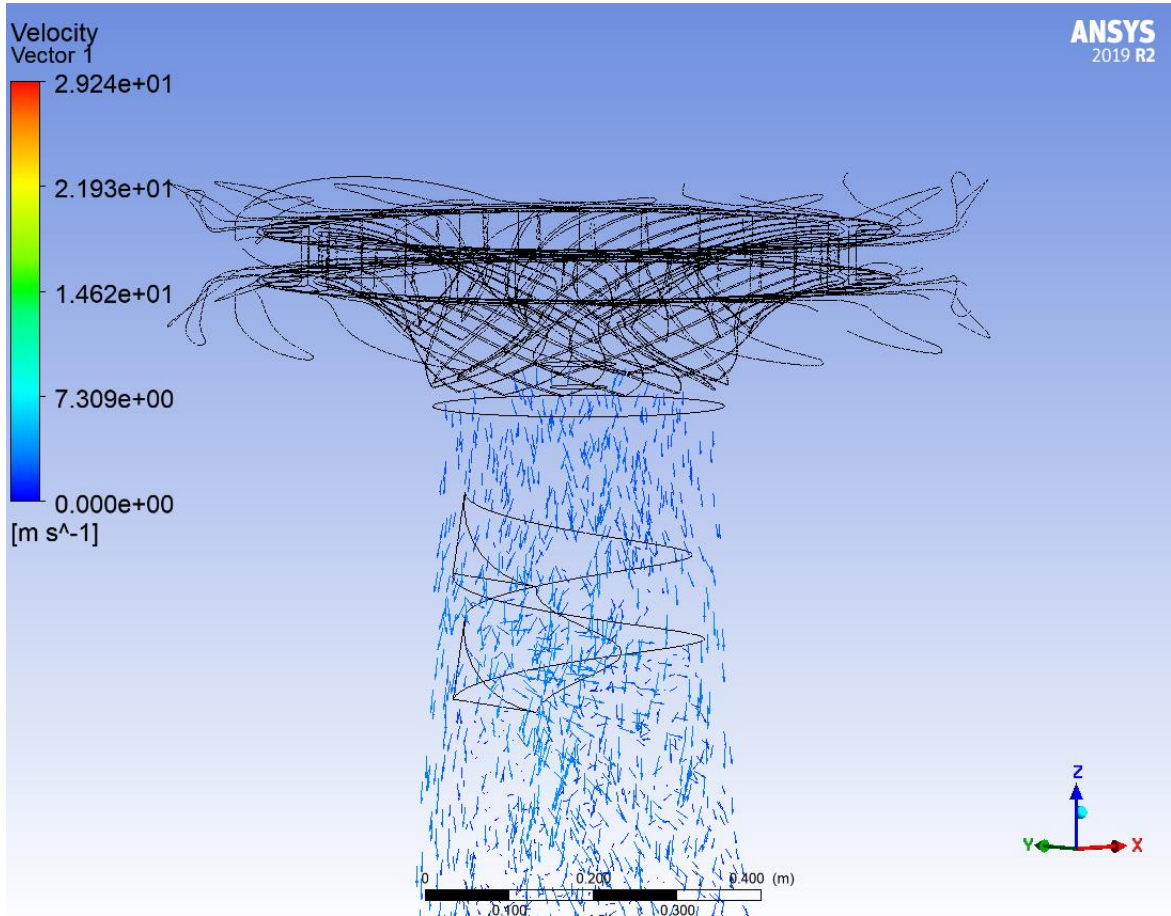
Yapılan analizler sonucunda farklı tasarımların hız vektörleri, basınç konturları ile türbin verim değerleri elde edilmiştir.

Tasarımlar arasındaki değişken parametreler, VPE yüksekliği; VPE kademe sayısı ve ayar kanatları açısı olduğundan bu parametreler ışığında karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir.

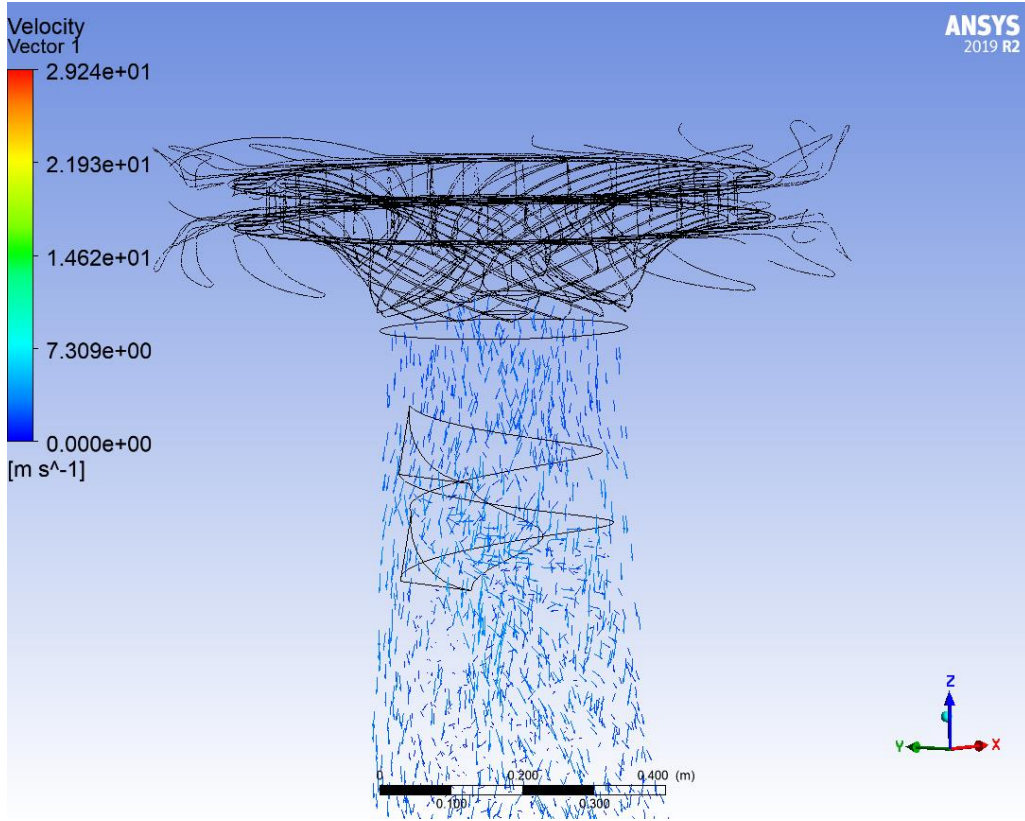
Buna göre ilk olarak VPE yüksekliği farklı olan tasarımların hız ve basınç dağılımları karşılaştırılarak yorumlanmış, daha sonrasında ise sırasıyla VPE kademe sayısına göre farklılık gösteren tasarımların analizlerinden elde edilen bulgular ile, farklı ayar kanatları açısına sahip tasarımların analizleri sonucu elde edilen bulgular tartışılmıştır.

#### 5.1.1. Hız ve basınç dağılımları

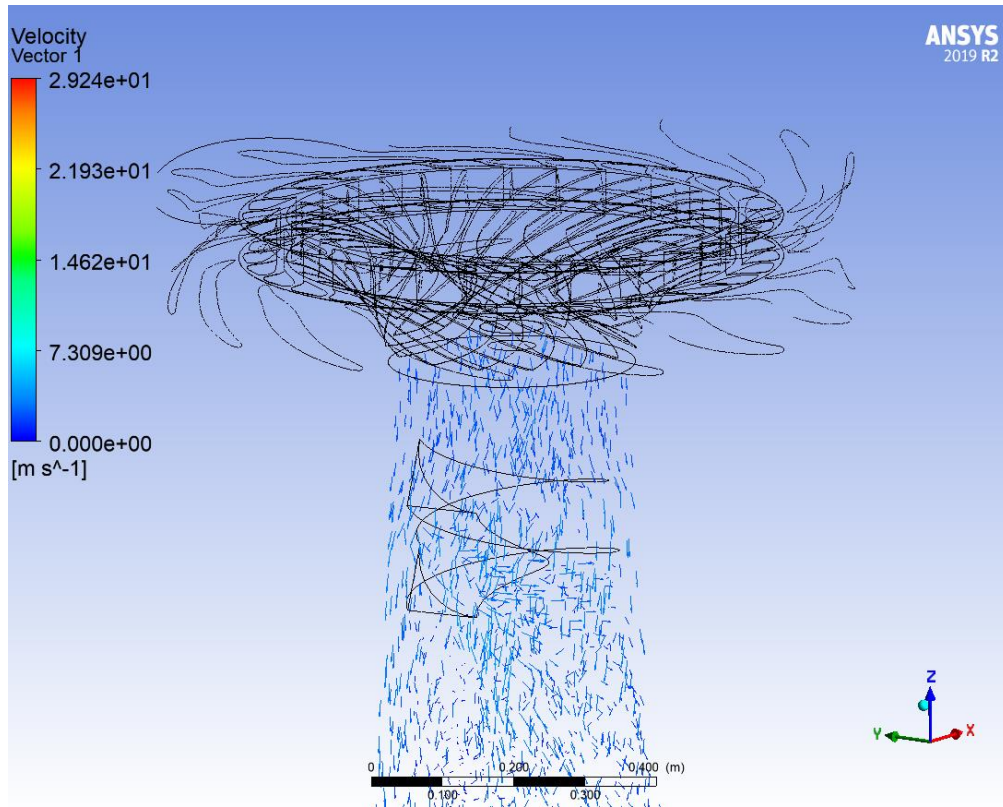
İlk olarak hız ve basınç dağılımları incelenmiştir.



Şekil 5.1: VPE hız vektörleri ( $h_{VPE}=0.25$  m)

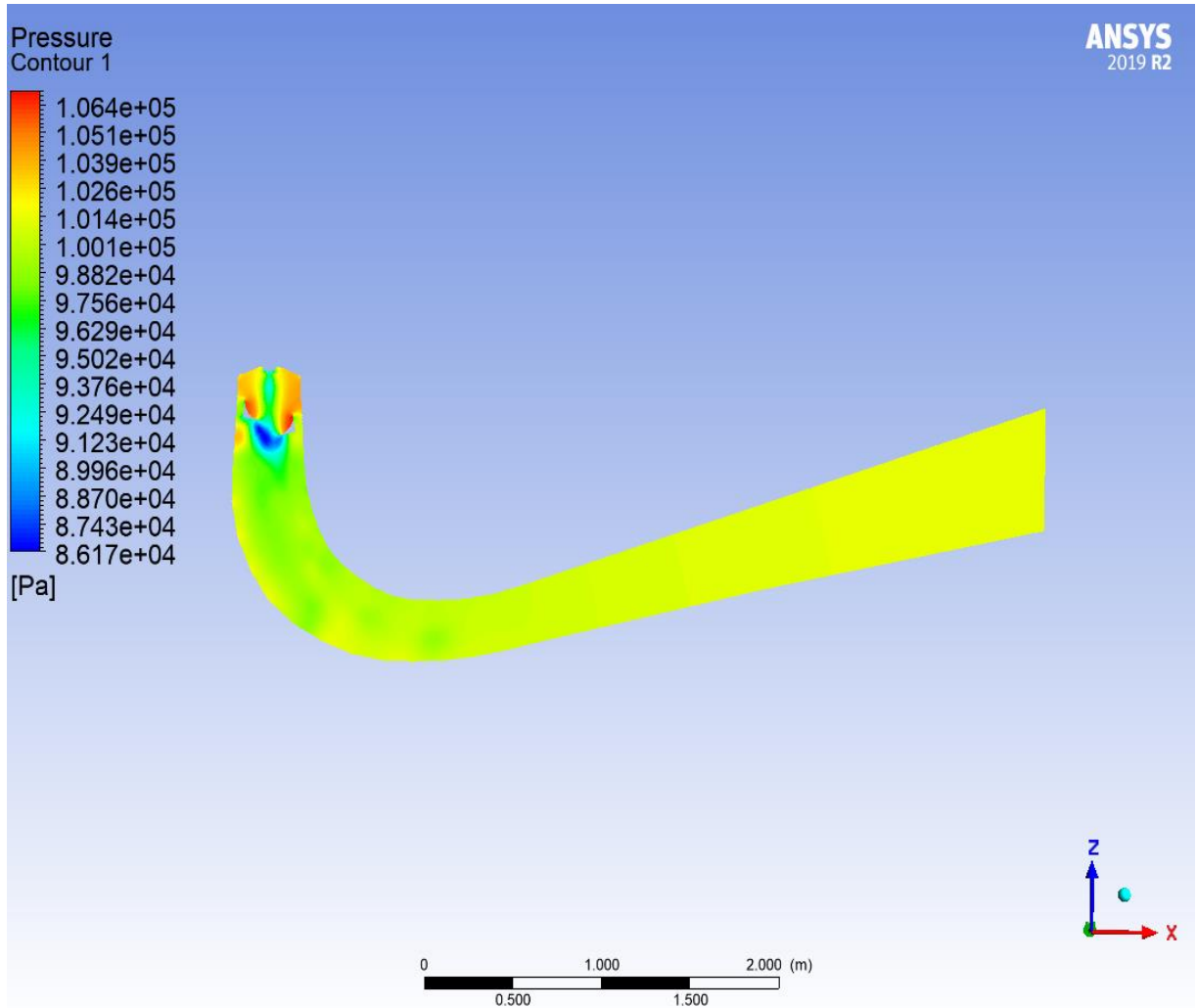


Şekil 5.2: VPE hız vektörleri( $h_{VPE}=0.2$  m)

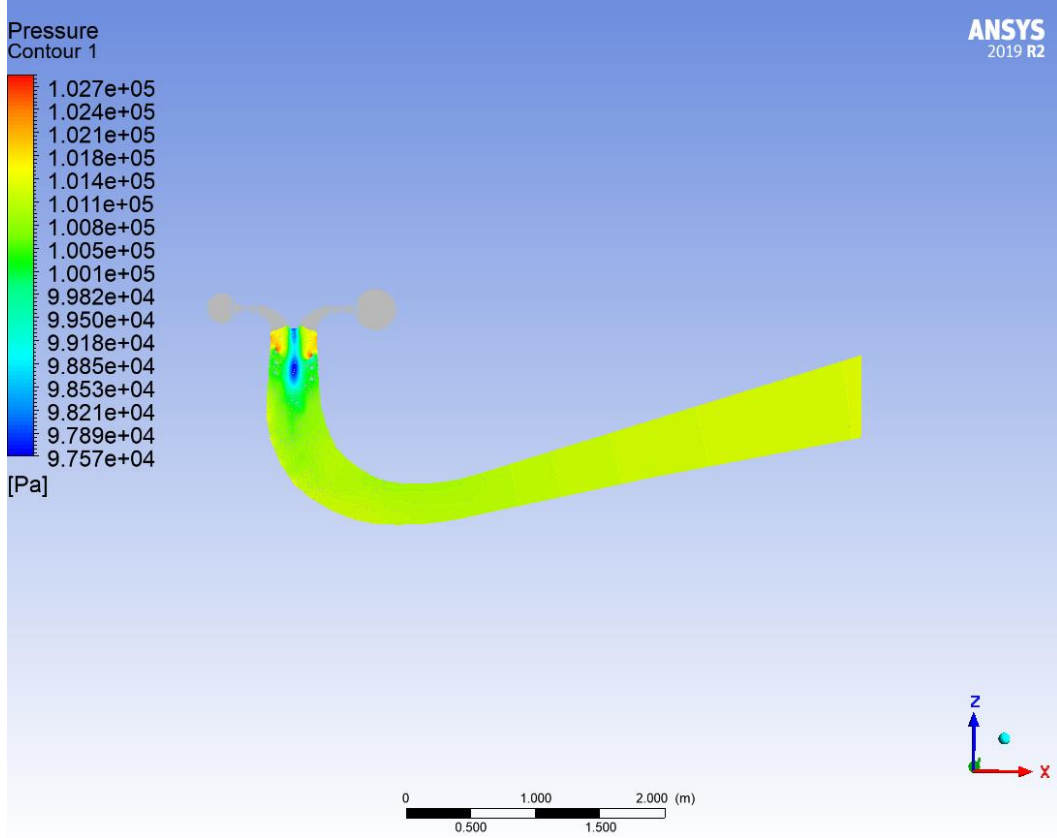


Şekil 5.3: VPE hız vektörleri( $h_{VPE}=0.3$  m)

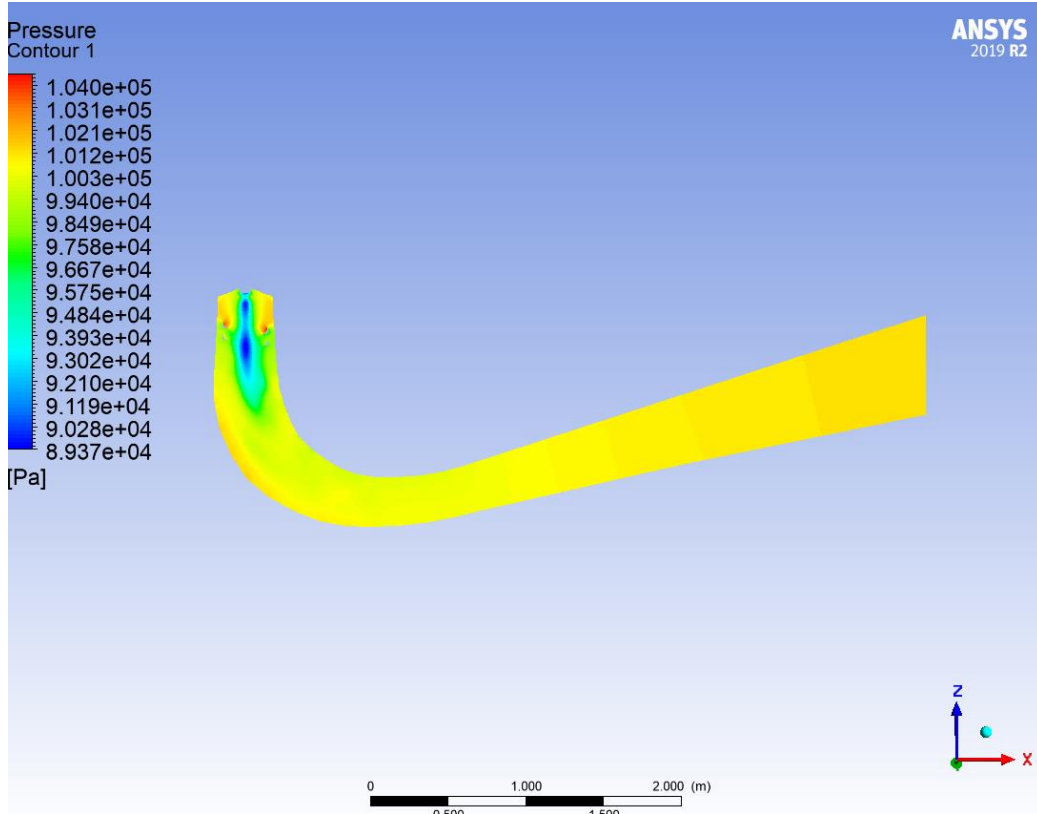
Şekil 5.1-5.3'te üç farklı VPE yüksekliğine sahip tasarım gösterilmiştir. Hız vektörlerinden rahatlıkla görülmektedir ki, VPE yüksekliği parametresi ne akışı ne de türbin genelinde seyreden akışkan hızını ciddi ölçüde etkilememiştir. Rotor çıkışındaki hız vektörlerinin neredeyse birebir aynı olduğu görülmektedir. Ancak unutmamak gerekir ki, bu yorum bu çalışmada seçilen değerler sınırlarında yapılabilir. Ancak yine de seçilen VPE yüksekliği parametre aralığı, emme borusu boyutlarının izin verdiği ölçüde genişletilebildiğinden VPE yüksekliği parametresinin akış üzerinde oldukça az etkisi olduğu yorumu yapılabilir.



Şekil 5.4: Emme borusu basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$  m)



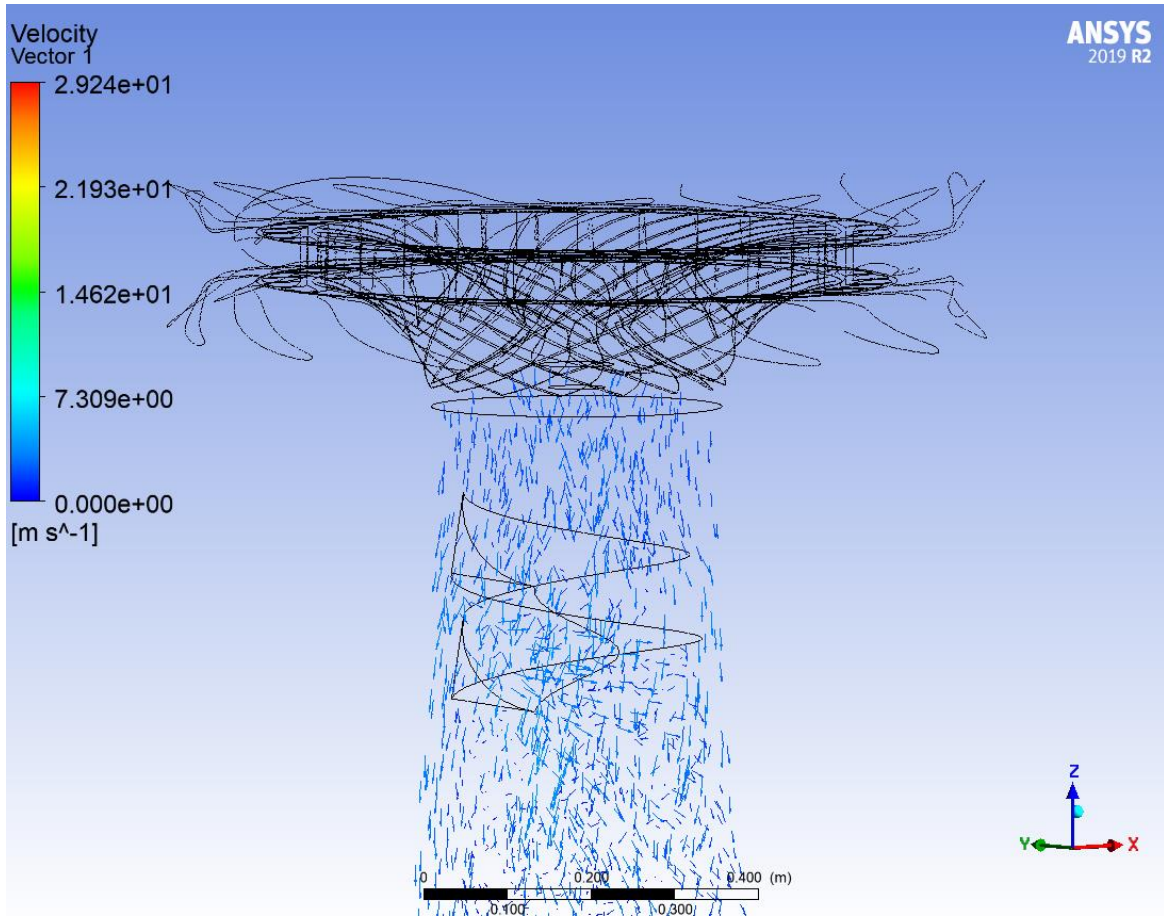
Şekil 5.5: Emme borusu basınç dağılımı( $h_{VPE}=0.25$  m)



Şekil 5.6: Emme borusu basınç dağılımı( $h_{VPE}=0.3$  m)

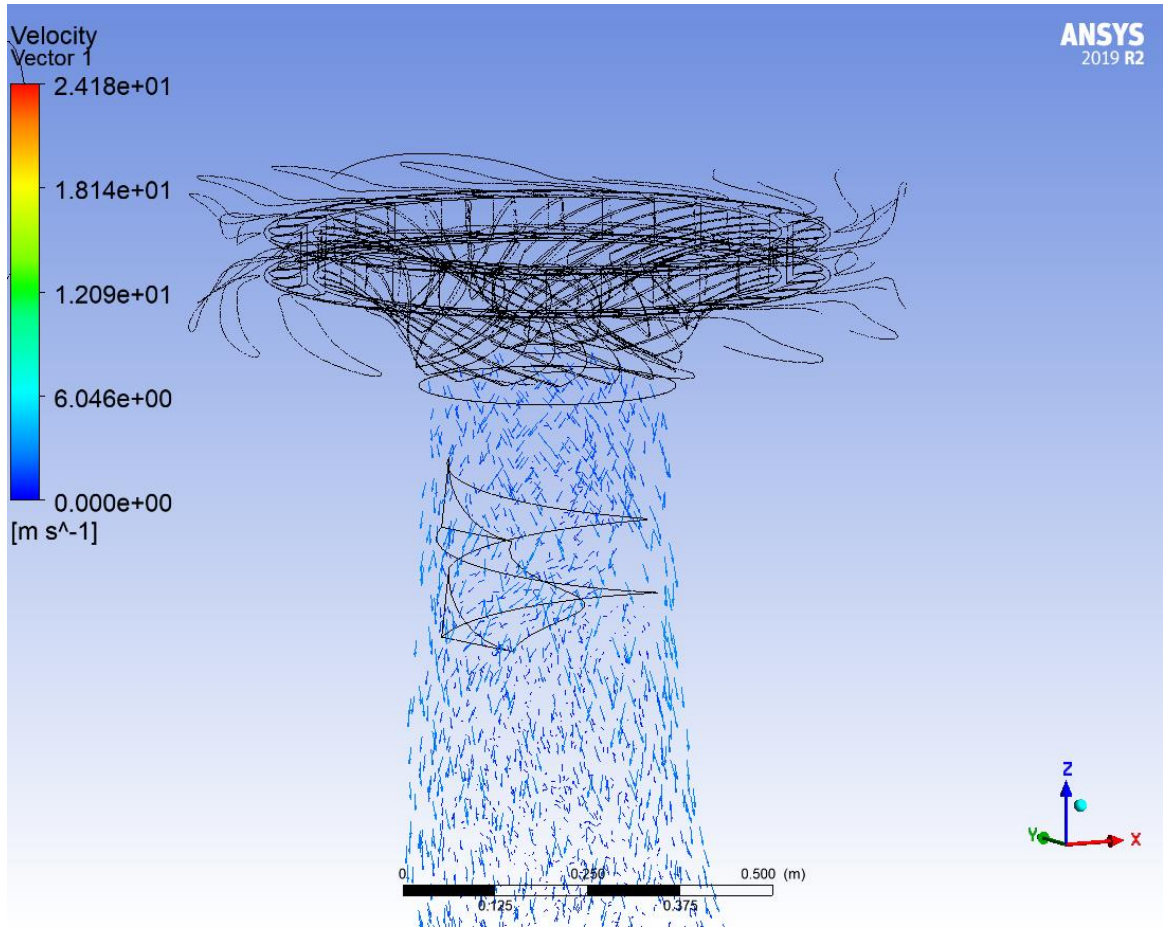
Şekil 5.4-5.6'da üç farklı VPE kademesine sahip tasarımların emme boruları içerisindeki basınç dağılımları görülmektedir. İlk şekilde tek kademeli VPE bileşeninin orta noktada oluşan durgun basınç bölgesini tamamen olmasa da kısmen dağıtmaya başladığı görülmektedir. Bu diğer iki şekildeki durgun basınç bölgelerine bakarak anlaşılabilir. Bunun yanında emme borusu çıkışındaki akışkan basıncının atmosfer basıncına eşit olduğu görülmektedir. Bu durum, emme borusunun performans kaybına yol açmadan oluşan durgun basınç bölgesinin dağıtmaya başladığı anlamına gelmektedir. İkinci şekilde, tasarımın ilk tasarıma nazaran daha az etkili olduğu görülmektedir. Durgun basınç bölgesi emme borusu boğazına doğru ilerlemeye başlamıştır. Üçüncü şekilde ise üç kademeli VPE tasarımının durgun basınç bölgesine pek etkisi olmadığı, emme borusu orta kesitinde boğaza kadar uzanan basınç dalgalanmalarının devam ettiği gözlemlenmiştir.

Tüm bu yorumlar ışığında, tek kademeli VPE bileşeninin bu üç tasarım arasında en iyisi olduğu söylenebilmektedir.



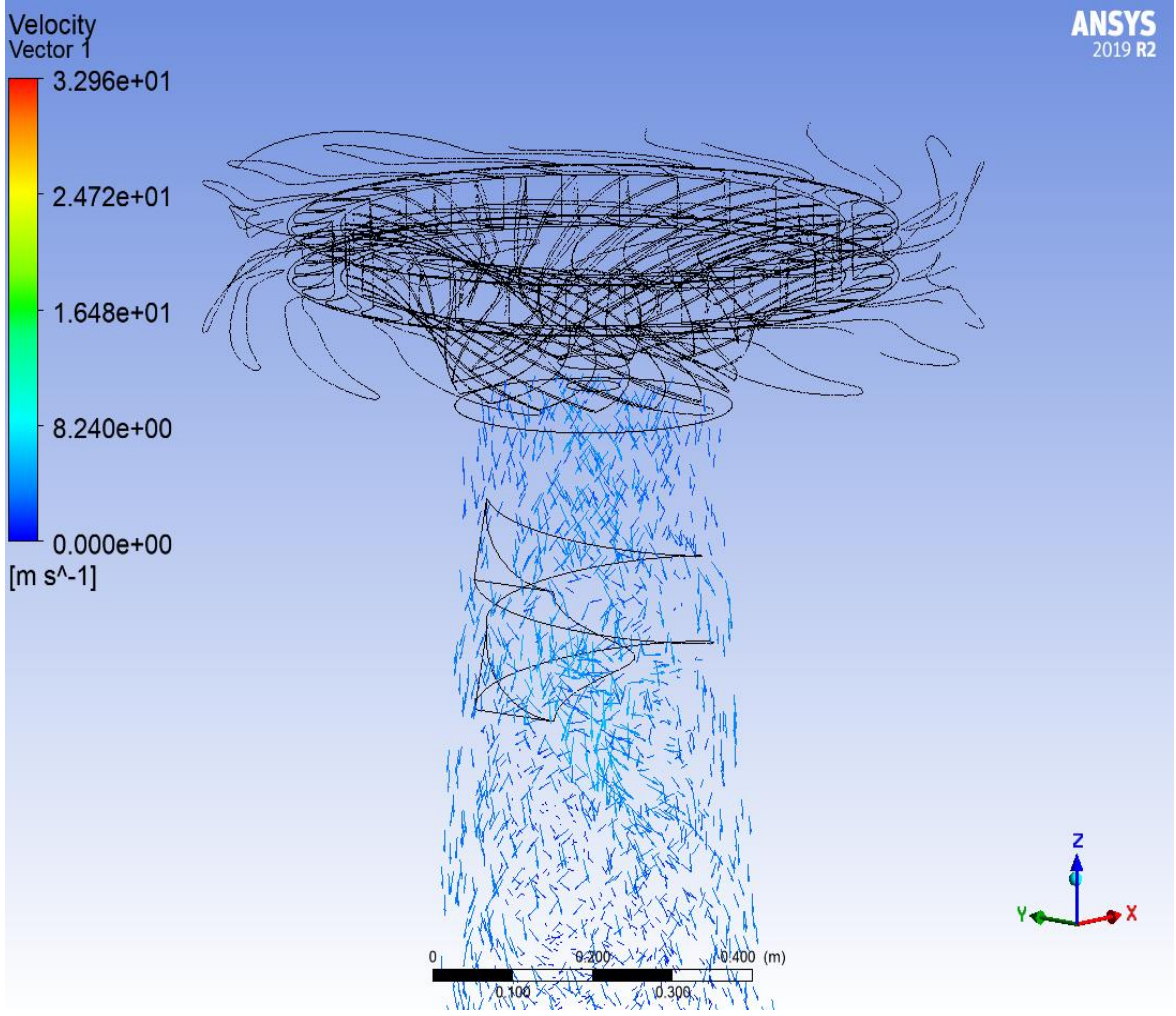
Şekil 5.7: BEP noktasındaki hız vektörleri

Şekil 5.7', Şekil- 5.8 ve Şekil- 5.9'da farklı ayar kanatları açılarında sahip üç farklı tasarımın türbin içerisindeki hız vektörlerinin dağılımı gösterilmiştir. Buna göre, en verimli nokta denilen BEP noktasındaki ayar kanadı açısı olan  $9,84^\circ$  'lik tasarımda türbin içerisindeki en yüksek hız  $29,24$  m/s olarak tespit edilmiş olup türbin rotoru çıkışında bu değerin  $8$  m/s' değerlerine kadar düştüğü görülmektedir. İkinci tasarım olan  $6,72^\circ$  'lik ayar kanadına sahip Francis türbini tasarımında ise türbin genelindeki en yüksek hız  $24,18$  m/s olarak tespit edilmiştir. Türbin rotoru çıkışında ise hız  $6$  m/s değerlerinin altına düşmektedir. Bu durum PL denilen kısmı yükte çalışma durumu olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 5.8: PL noktasındaki hız vektörleri

Şekil 5.9'da ise ayar kanatlarının açısı  $12,43^\circ$  değerine tekabül eden tasarımda, türbin içerisindeki en yüksek hızın  $32,96$  m/s olarak tespit edildiği görülmüştür. Bu hız değerinin, türbin rotorunun çıkışında  $8,24$  m/s değerlerine kadar düştüğü görülmektedir.



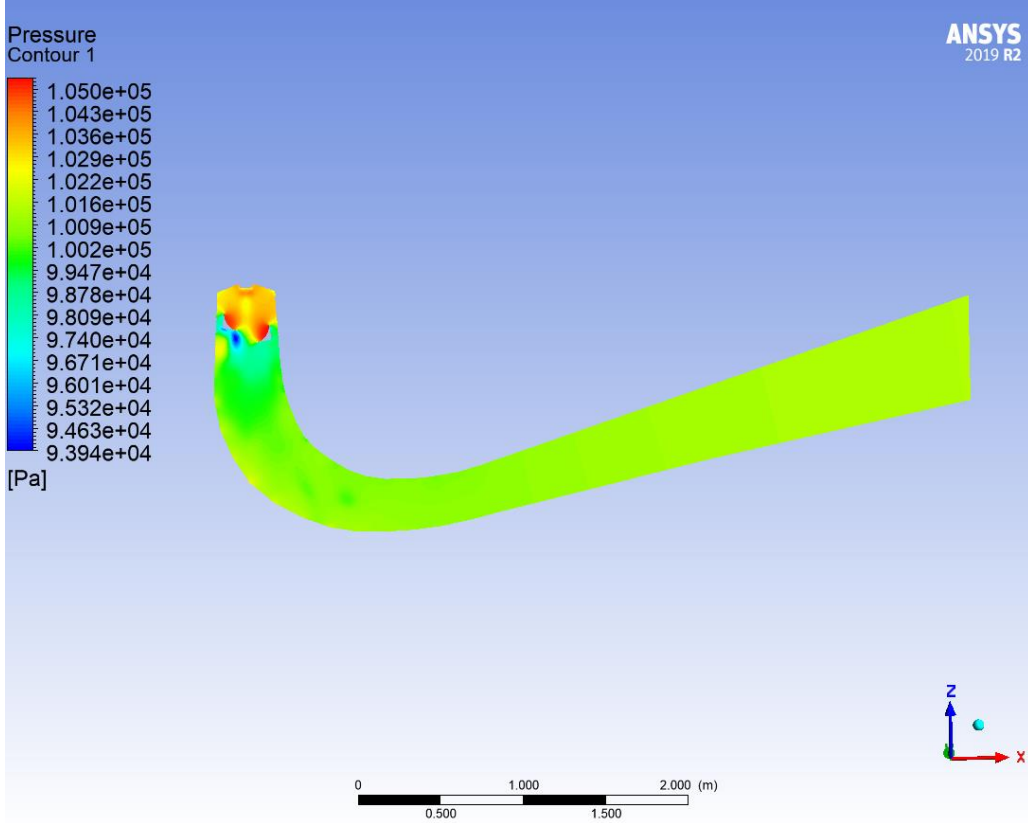
Şekil 5.9: OL noktasındaki hız vektörleri

Bunun yanı sıra, VPE çıkışındaki en düzgün akışın kısmi yük altında çalışmakta olan tasarımda meydana geldiği görülmektedir.

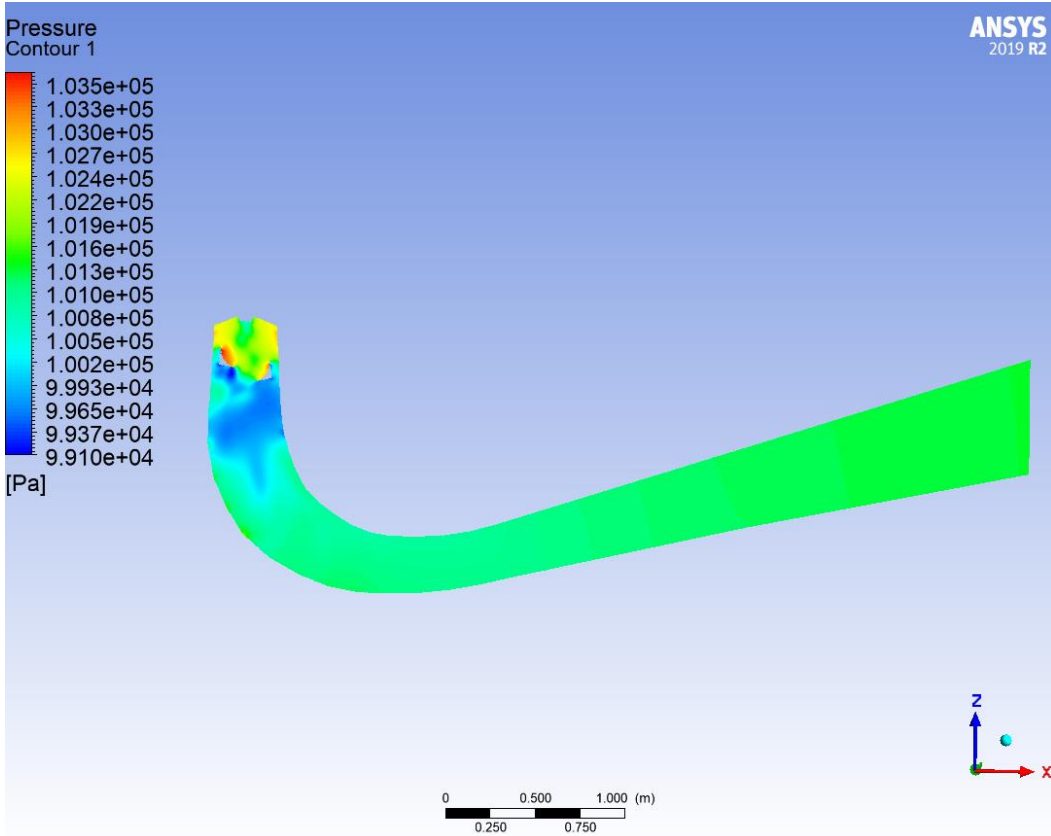
En dağınık akım vektörleri ise aşırı yük kapasitesinde çalışmakta olan tasarımda meydana gelmiştir. BEP tasarımında ise akım vektörlerinin dönelliğinin devam ettiği ancak yine de aşırı yük tasarımına göre daha düzgün bir seyir izlediği görülmüştür.

Hız vektörleri açısından incelendiğinde bu üç tasarım arasından en iyisi üçüncü, yani aşırı yük durumundaki tasarım olarak öne çıkmaktadır. Ancak bu tasarımların emme borusu basınç dağılımları incelendiğinde durum değişmektedir.

Şekil 5.10'da, daha önce hız vektörleri gösterilen tasarımların emme borularında meydana gelen basınç dağılımlarını gösteren şekiller verilmiştir.

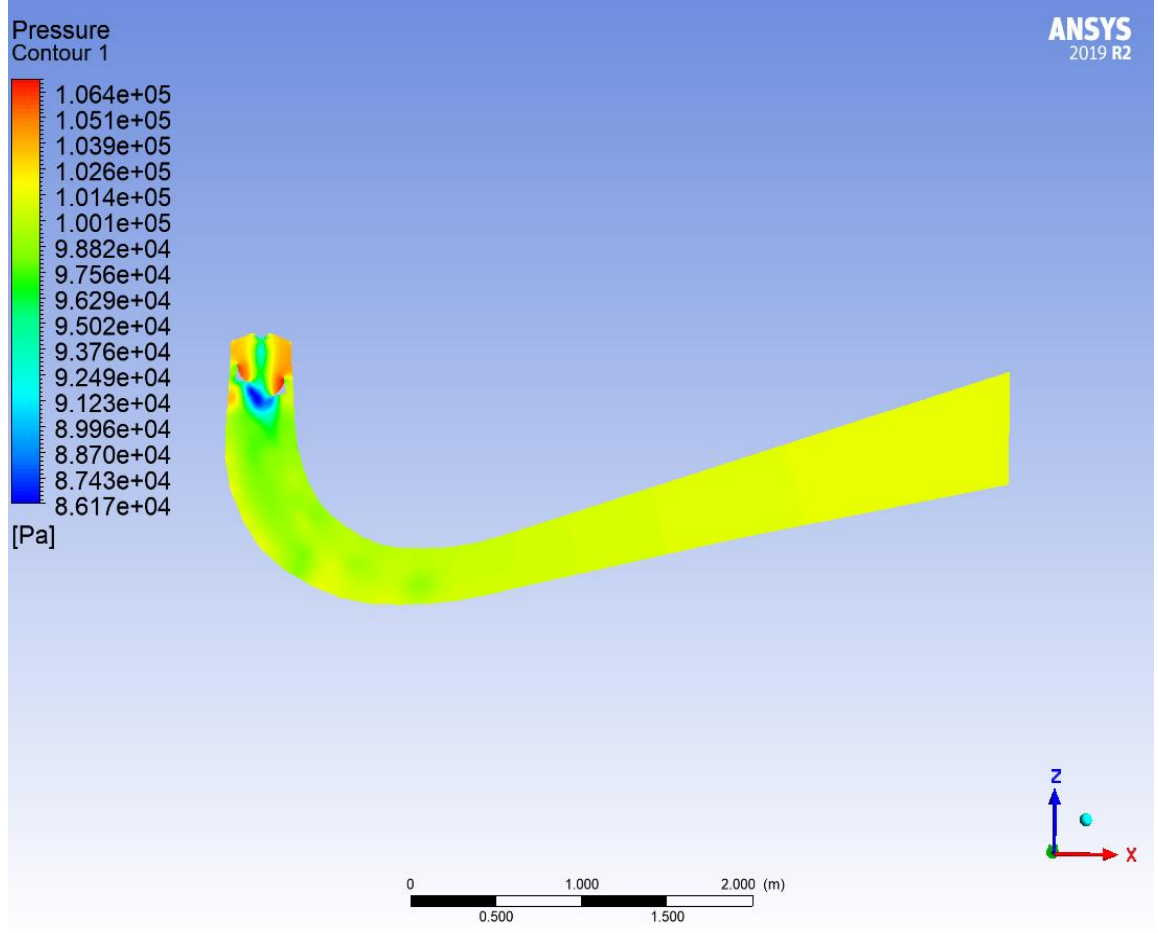


Şekil 5.10: PL noktasındaki emme borusu basınç dağılımı



Şekil 5.11: BEP noktasındaki emme borusu basınç dağılımı



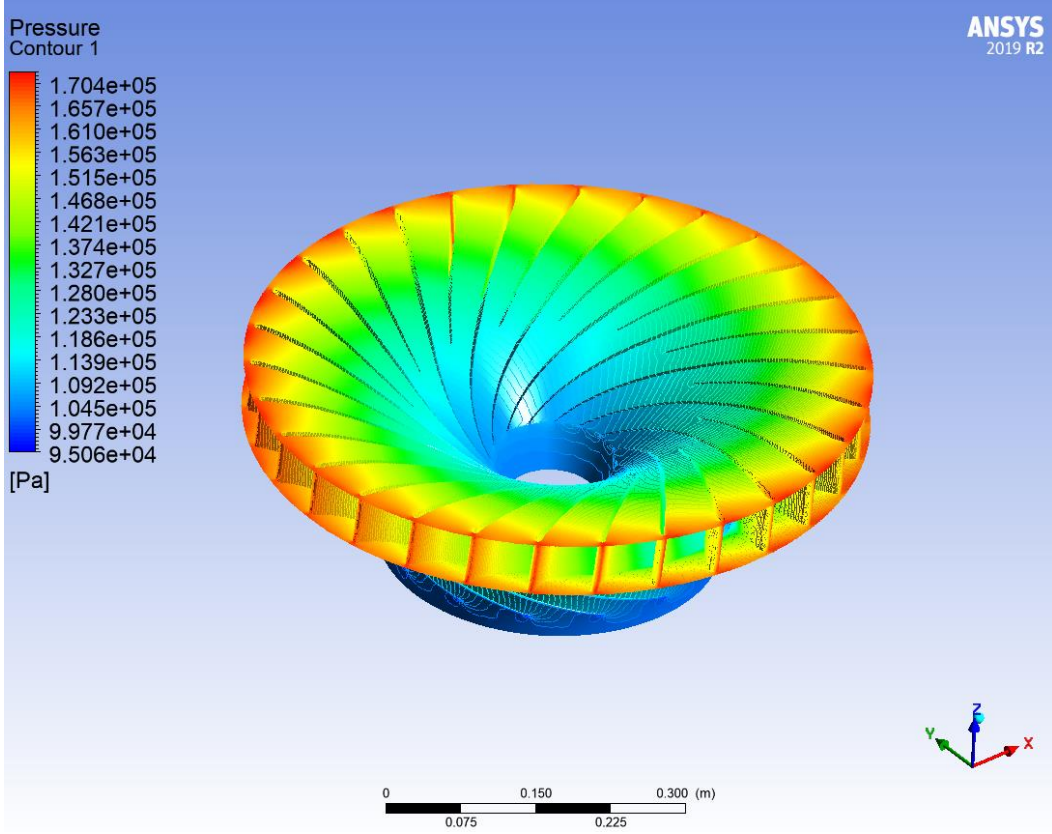


Şekil 5.12: OL noktasındaki emme borusu basınç dağılımı

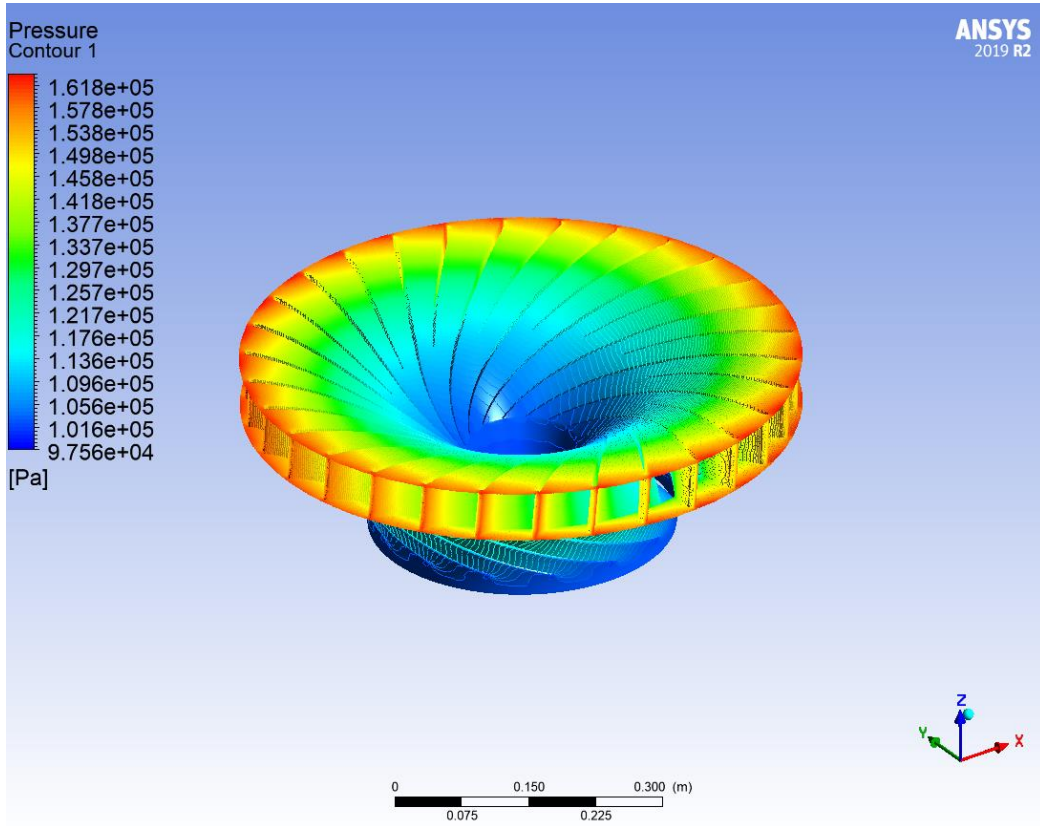
Emme borusu basınç dağılımları gösterilen farklı ayar kanatlarına sahip tasarımlara bakıldığında, aşırı yük ve kısmi yük durumlarında emme borusu içerisinde meydana gelen ani basınç dalgalanmaları sebebiyle yüksek ve düşük basınç bölgeleri kararsız bir seyirde ilerlemektedir.

En verimli durumdaki tasarımın emme borusundaki basınç konturlarına bakılacak olursa, emme borusu girişindeki halat şeklindeki düşük basınç bölgesinin VPE yardımıyla dağıtılmış olduğu gözükmektedir. Emme borusu içerisinde diğer tasarımlara göre daha kararlı bir dağılım görülmektedir.

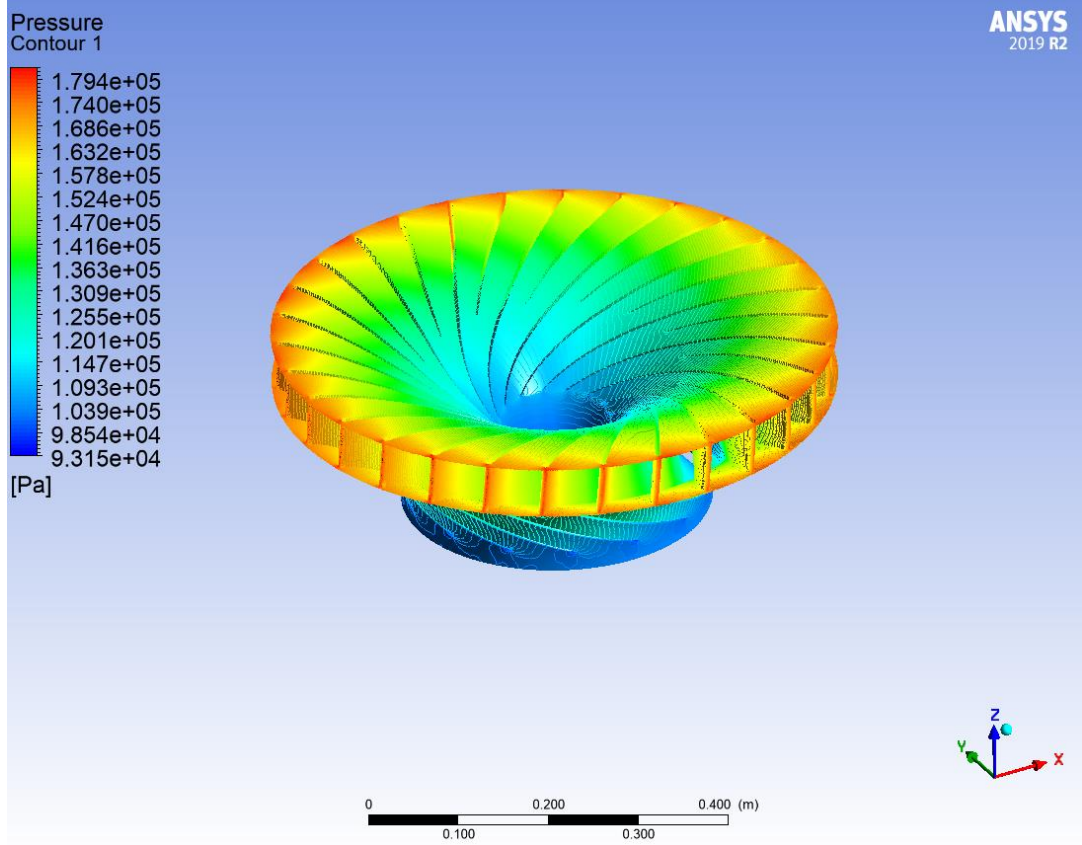
Emme borusu içerisindeki dağılımları izlenen tasarımların diğer bileşenleri üzerinde herhangi bir etki olup olmasının araştırılması açısından rotor, salyangoz ve ayar kanatları üzerindeki basınç ve hız dağılımları da incelenmiş ve analizlerden elde edilen sonuçlar Şekil 5.13-5.51’de verilmiştir.



Şekil 5.13: PL noktasındaki rotor basınç dağılımı



Şekil 5.14: BEP noktasındaki rotor basınç dağılımı

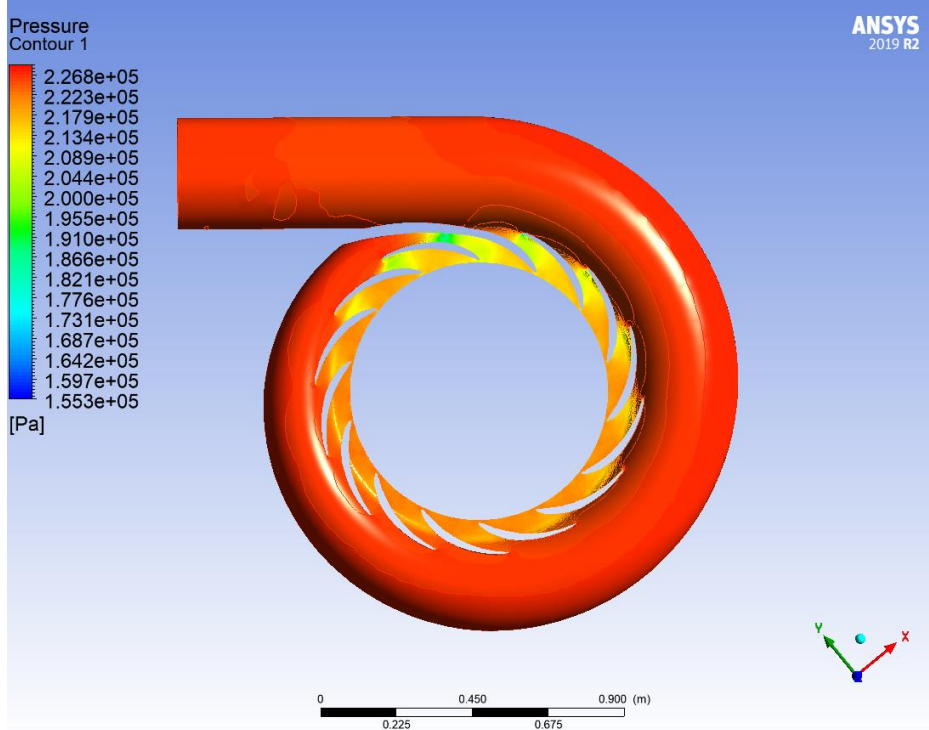


Şekil 5.15: OL noktasındaki rotor basınç dağılımı

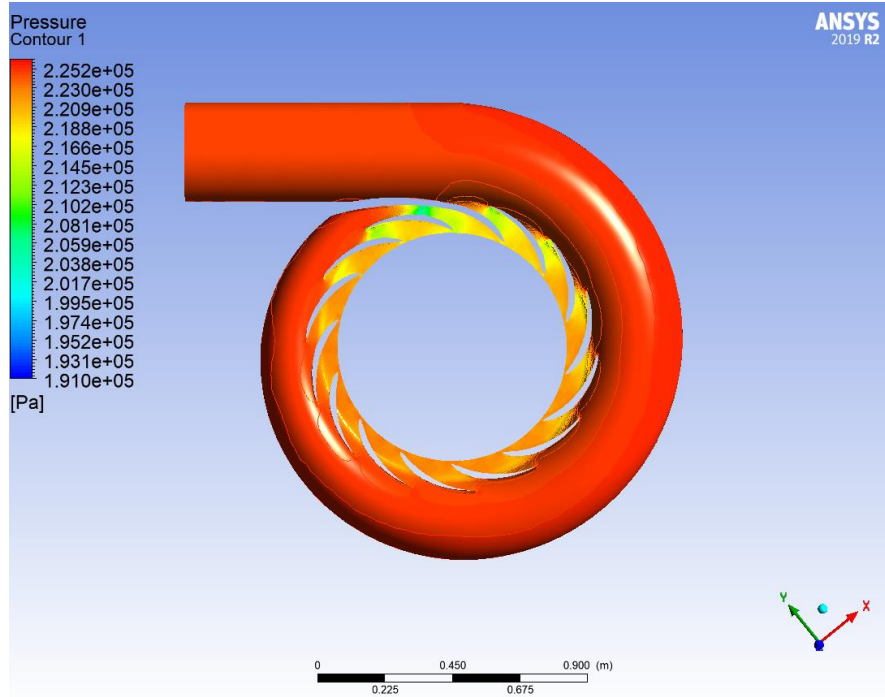
İlgili tasarımların türbin çarkı üzerindeki basınç dağılımları incelendiğinde, rotor çıkışında kanatçıkların emme kısmındaki basınç değerinin en düşük olduğu tasarım en verimli noktada gözlemlenmiştir. Bu durum aynı tasarımın emme borusu basınç dağılımı ile birlikte değerlendirildiğinde görülmektedir ki, VPE tasarımı emme borusu girişinde meydana gelen basınç dalgalanmalarını hem rotor kanatçıklarının emme kısmından uzaklaştırmış, hem de durgun basınç bölgesini dağıtarak emme borusu içerisindeki akışın düzgün bir seyir halinde ilerlemesini sağlamıştır.

Bu çalışmada en önem verilen noktalardan biri emme borusunda meydana gelen vorteks olayı sebebiyle düşük basınç bölgeleri nedeniyle ortaya çıkan basınç dalgalanmalarını rotor kanatçıklarının emme kısmından uzak tutmaktır. Hiçbir durumda kanatçıkların emme kısmında böyle bir etkiye rastlanmamıştır. Böylece, VPE kullanımı ile rotor veriminin kötü etkilenmeyeceği aşıkardır.

Rotorda izlenen basınç dağılımlarının izlenmesinin ardından Şekil 5.16-5.19'da farklı tasarımların salyangozları içerisinde meydana gelen basınç dağılımlarını gösteren şekiller gösterilmiştir.

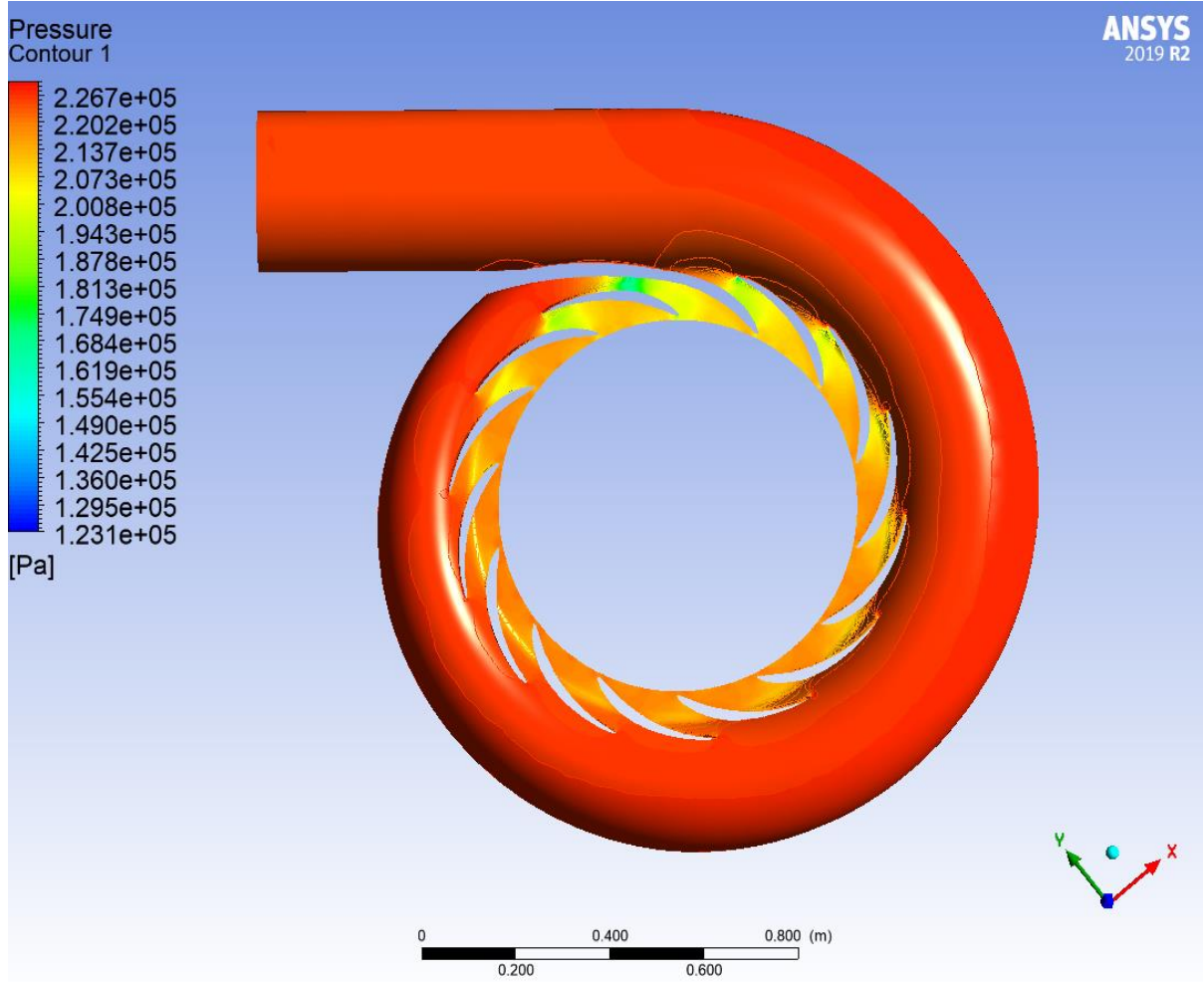


Şekil 5.16: PL noktasındaki salyangoz basınç dağılımı



Şekil 5.17: BEP noktasındaki salyangoz basınç dağılımı

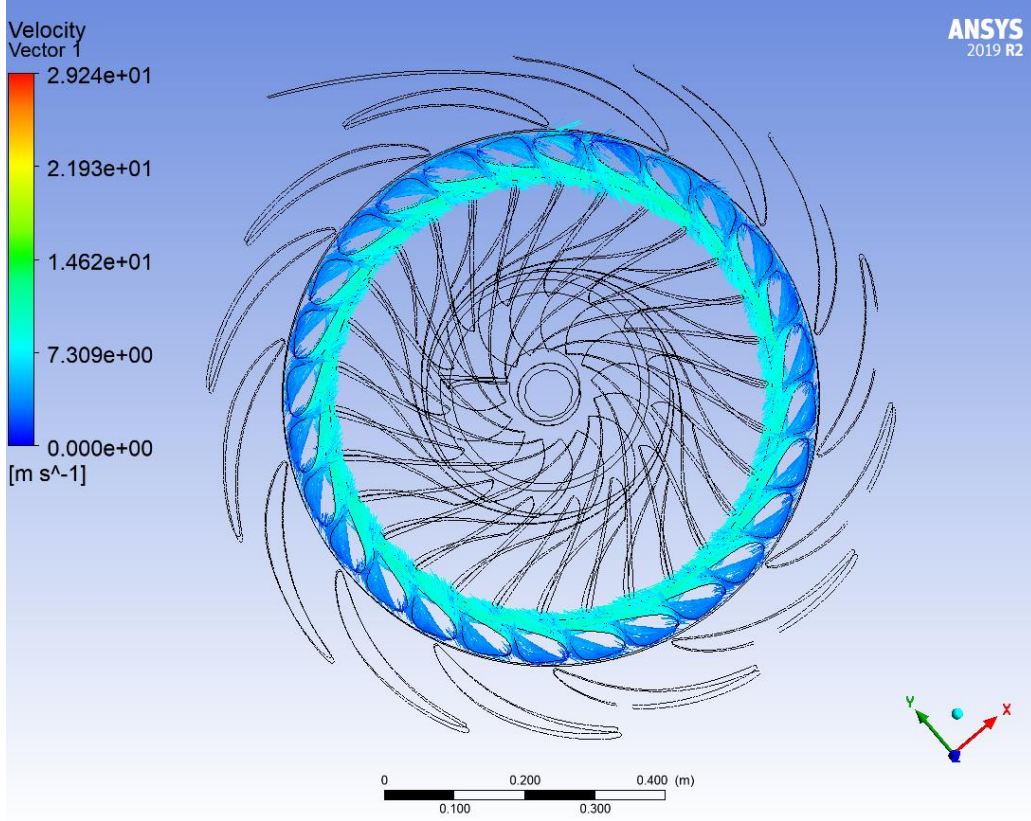
Bunun yanında, salyangozdaki basınç dağılımları incelendiğinde, salyangoz girişinde her durumda basınç değerinin aynı kaldığı görülmüştür. Böylece değişken parametrelerin giriş koşulunu etkilemediği görülmüştür.



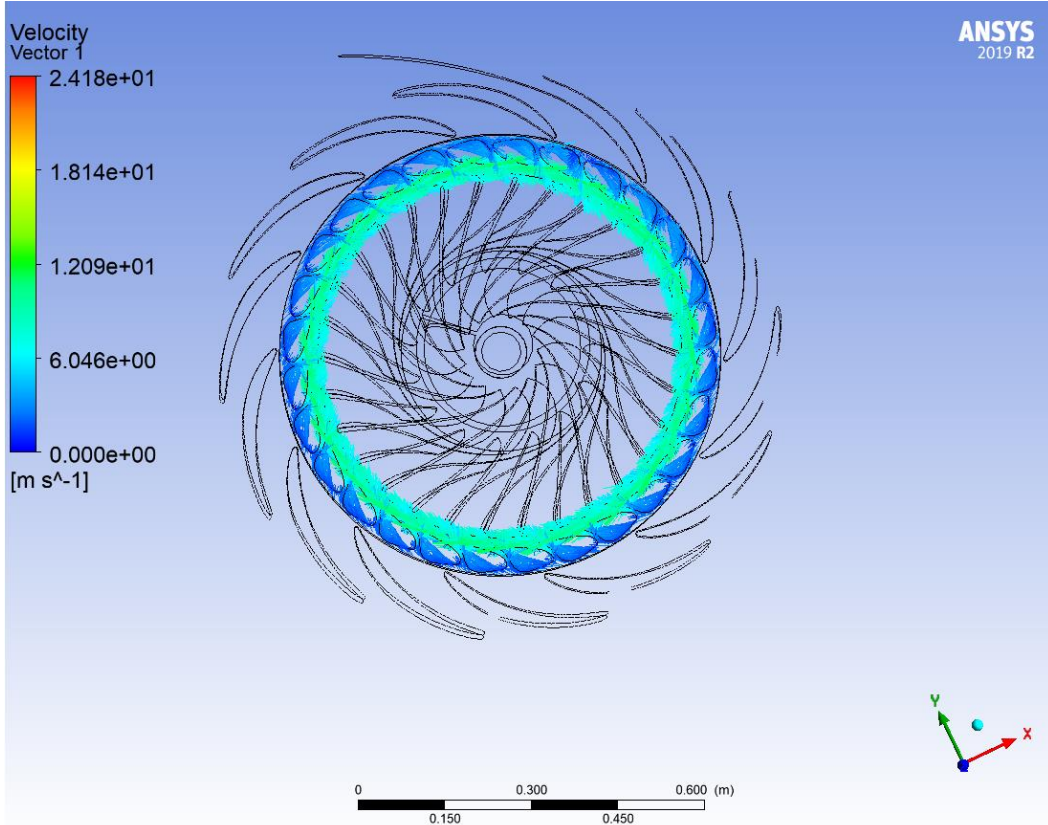
Şekil 5.18: OL noktasındaki salyangoz basınç dağılımı

Salyangoz çıkışında ise, en yüksek basıncın kısmi yük durumunda, en düşük basıncın ise aşırı yük durumunda ortaya çıktığı görülmektedir. Bu, ayar kanatlarına doğru yönelen akış hızının aşırı yük durumunda en fazla olduğunu göstermektedir ki, bu beklenen bir durumdur.

Şekil 5.18-5.21'de farklı çalışma noktalarındaki ayar kanatlarında meydana gelen hız vektörlerinin dağılımları gösterilmiştir.

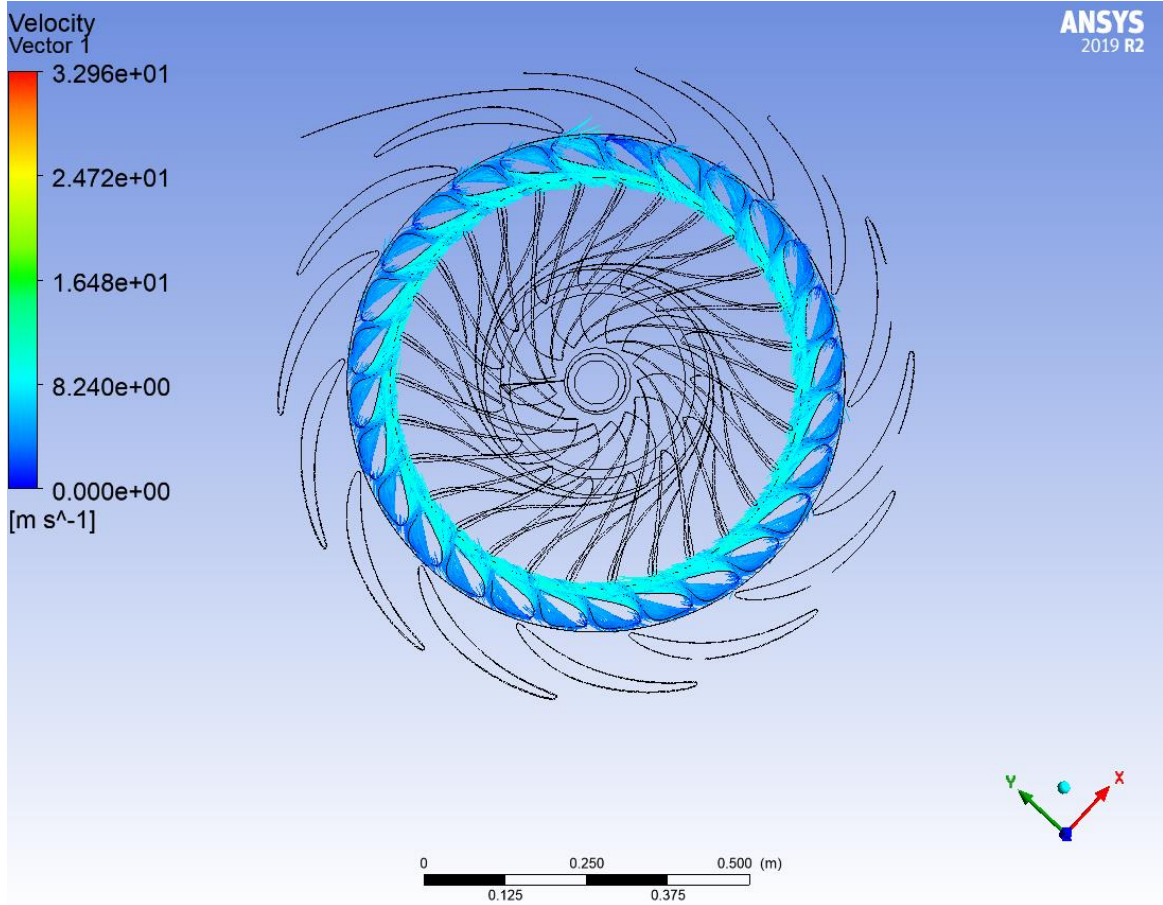


Şekil 5.19: BEP noktasında ayar kanatları etrafındaki hız vektörleri



Şekil 5.20: PL noktasında ayar kanatları etrafındaki hız vektörleri

Salyangoz için belirtilen durum ayar kanatları etrafında seyreden hız vektörlerine bakıldığında da açıkça görülmektedir. Buna göre, ayar kanatları çıkışında en yüksek hıza sahip tasarım aşırı yük tasarımı olup hız değeri 10 m/s civarındadır.



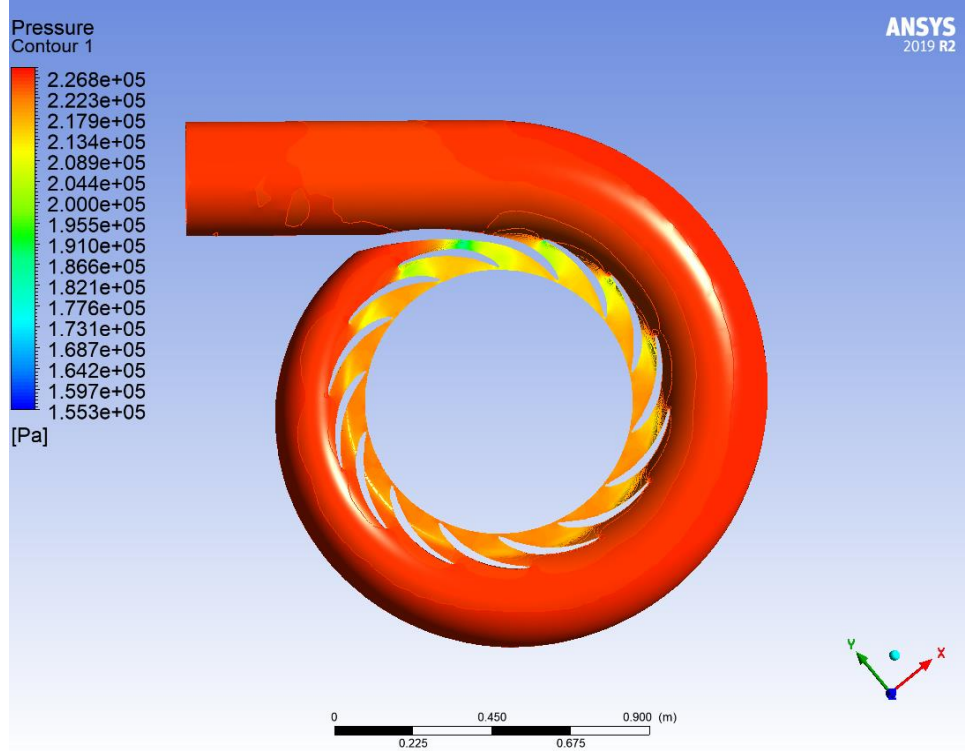
Şekil 5.21: OL noktasında ayar kanatları etrafındaki hız vektörleri

Kısmi yük durumunda ayar kanatları etrafında seyreden akışın hızı 6 m/s civarındadır. En verimli noktada ise bu değer 8 m/s civarında seyretmektedir. Görüldüğü üzere aşırı yük durumunda su hızı yüksek olsa da emme borusunda meydana gelen dalgalanmalar nedeniyle akış bozulmaktadır.

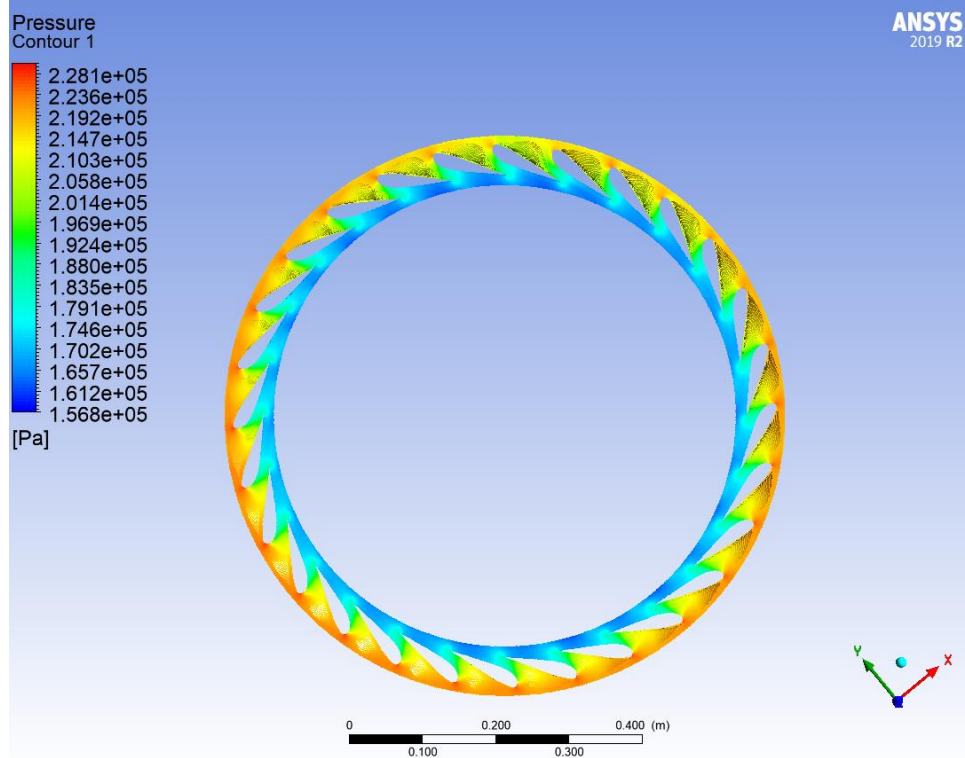
Bu hız vektörleri ve basınç konturlarından çalışmanın amacına dair çıkarılacak en net sonuç, VPE'nin BEP noktasında meydana gelmekte olan basınç dalgalanmalarını dağıttığı, diğer durumlarda ise çok fazla etkisi olmadığıdır.

Farklı VPE yüksekliklerine sahip tasarımların bileşenleri üzerindeki basınç ve hız dağılımları Şekil 5.21-5.52'deki konturlar ile gösterilmiştir.

0,2 m yüksekliğe sahip VPE'li tasarımın salyangoz basınç dağılımı, ayar kanatları basınç dağılımı, rotor basınç dağılımı, VPE hız dağılımı ve ayar kanatları hız dağılımı Şekil 5.22-5.26'da gösterilmiştir.

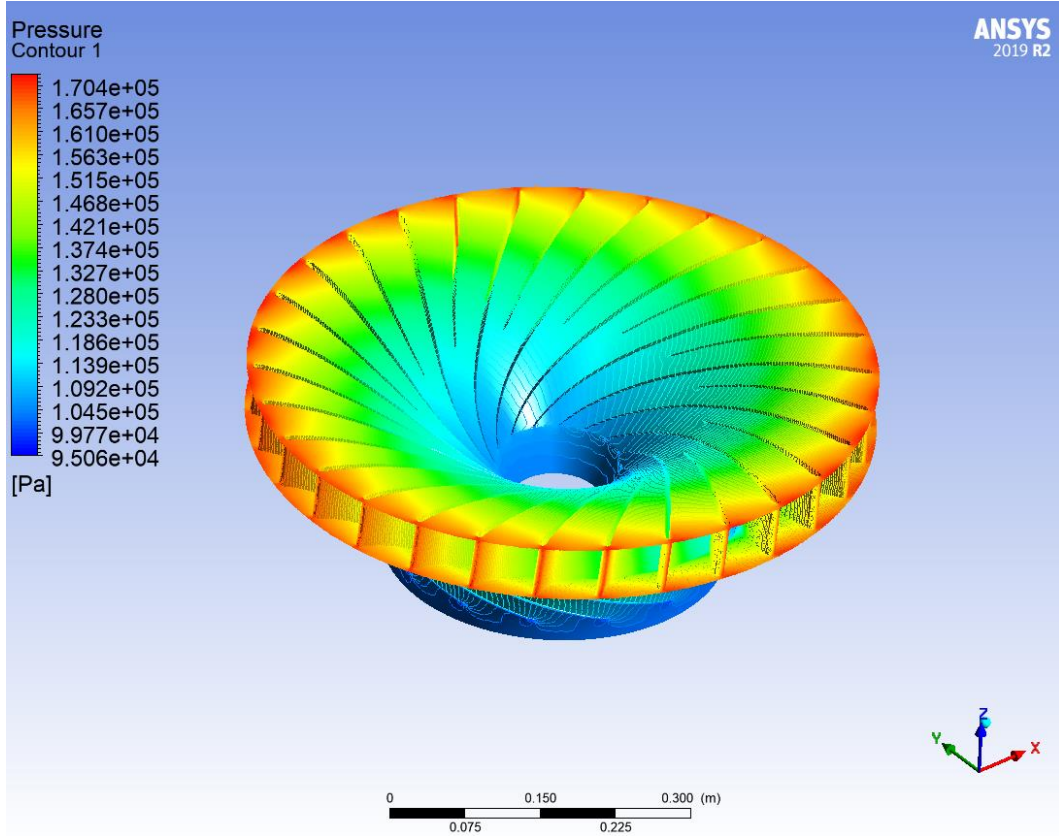


Şekil 5.22: Salyangoz basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$  m)

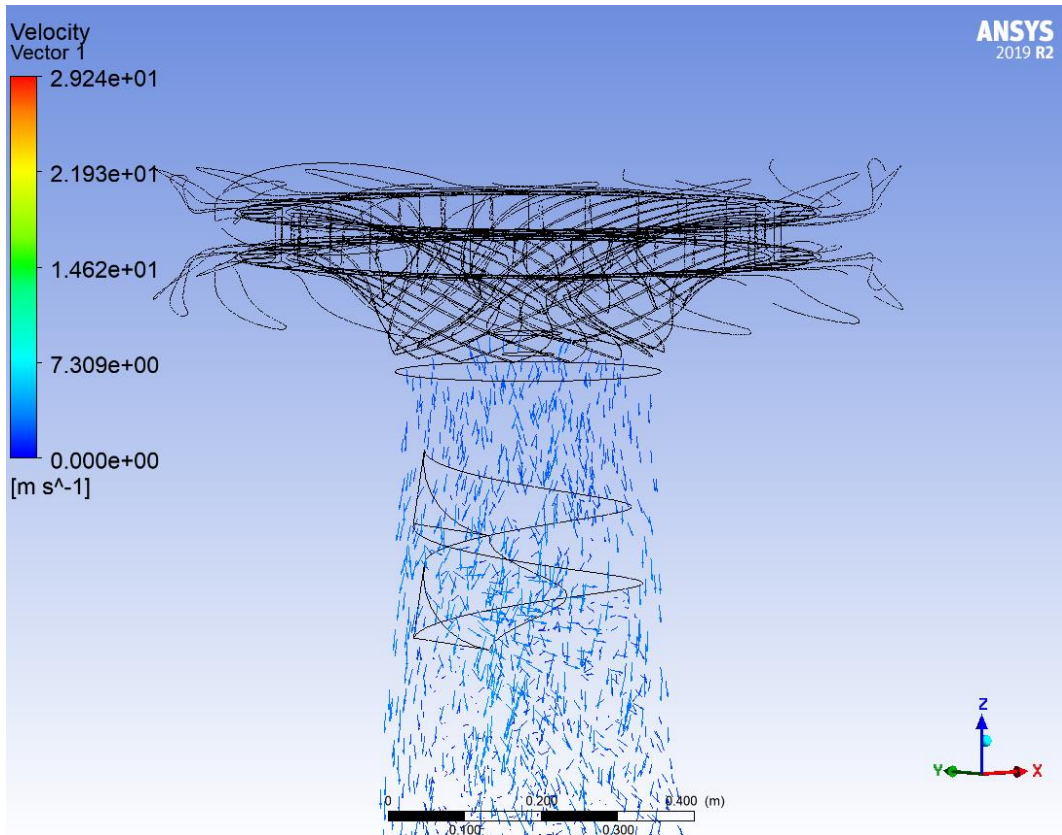


Şekil 5.23: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$  m)

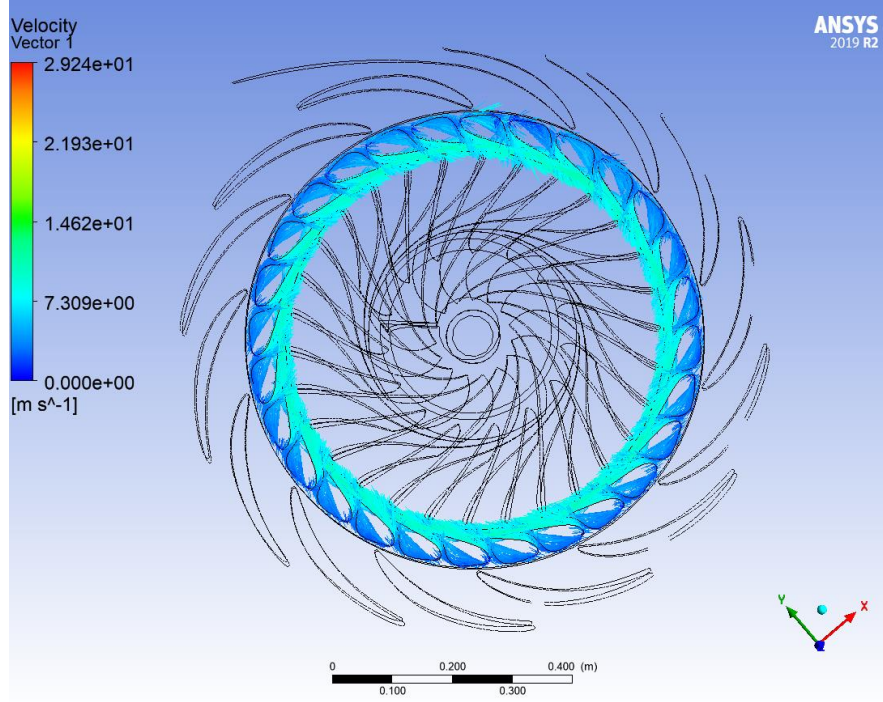




Şekil 5.24: Rotor basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$  m)

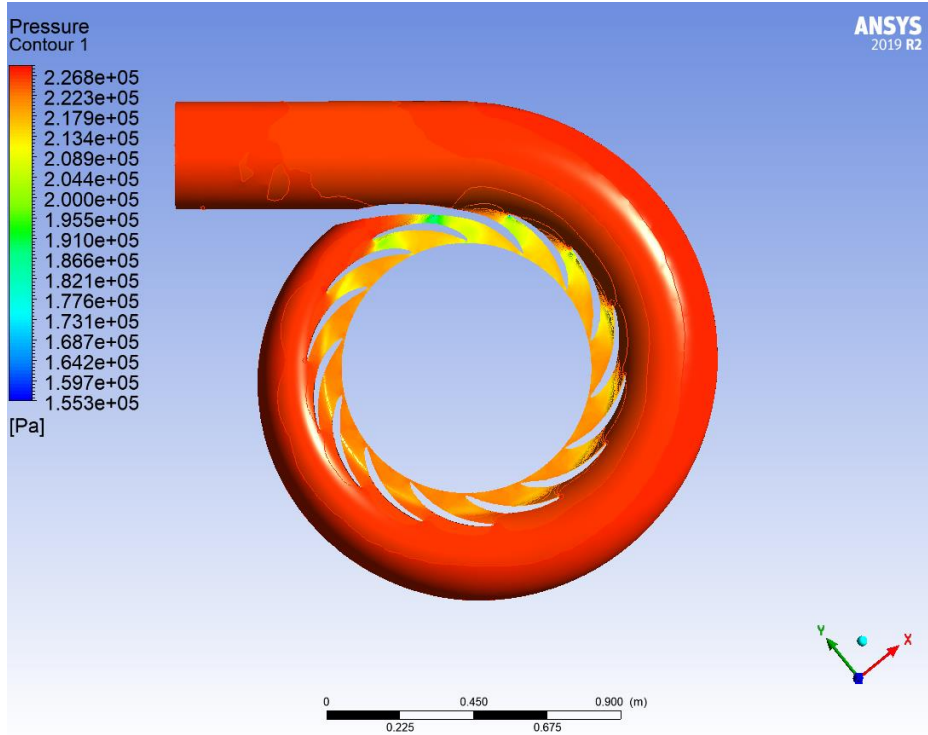


Şekil 5.25: Hız vektörleri dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$  m)

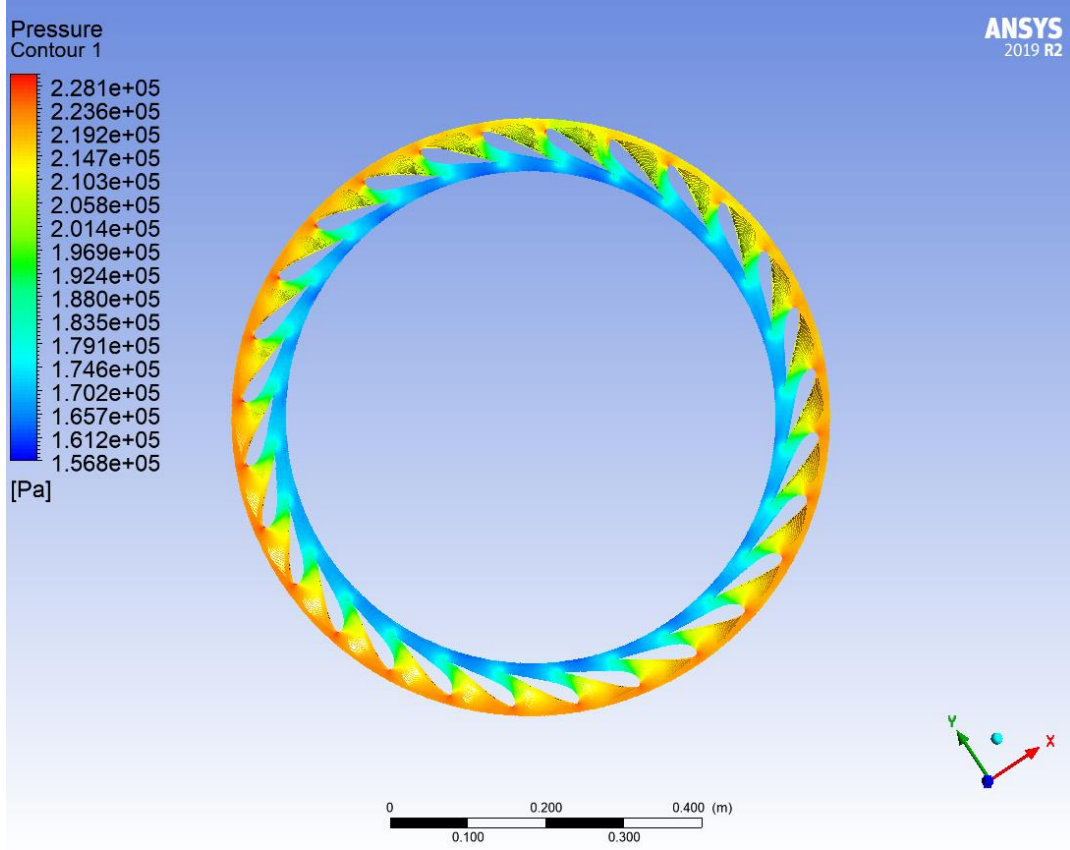


Şekil 5.26: Ayar kanatları hız dağılımı ( $h_{VPE}=0.2$  m)

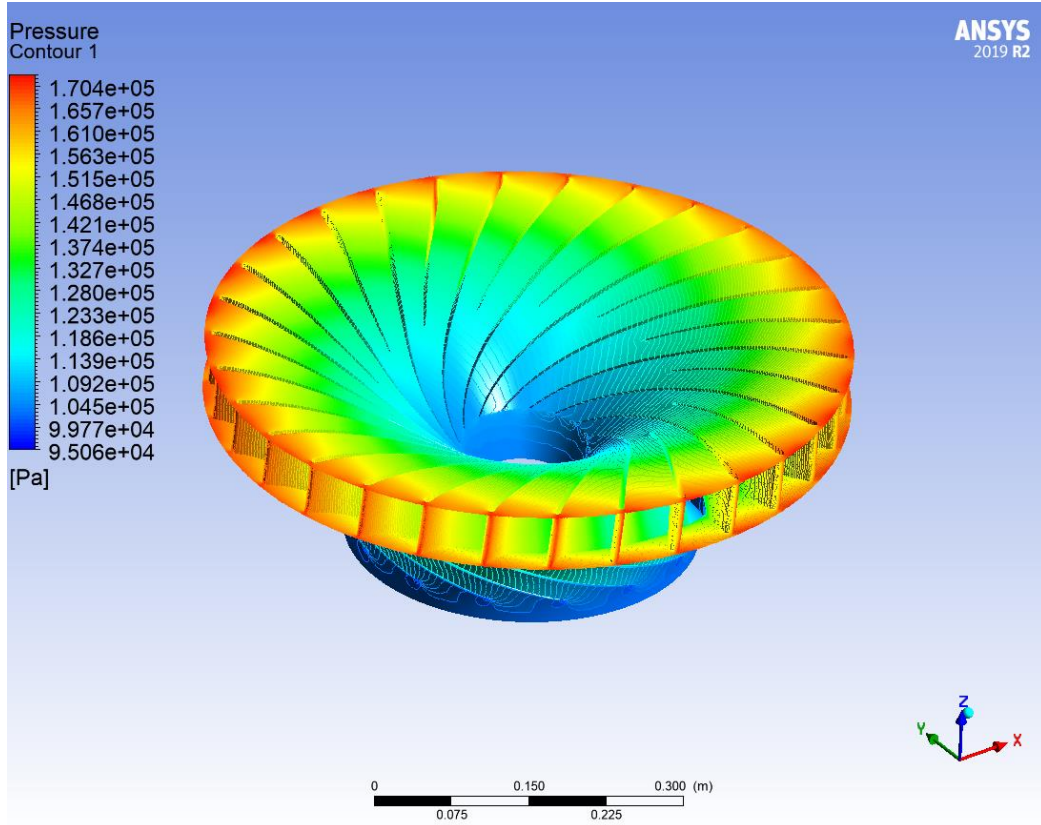
0,25 m yüksekliğe sahip VPE'li tasarımın salyangoz basınç dağılımı, ayar kanatları basınç dağılımı, rotor basınç dağılımı, VPE hız dağılımı ve ayar kanatları hız dağılımı Şekil 5.27-5.31'de gösterilmiştir.



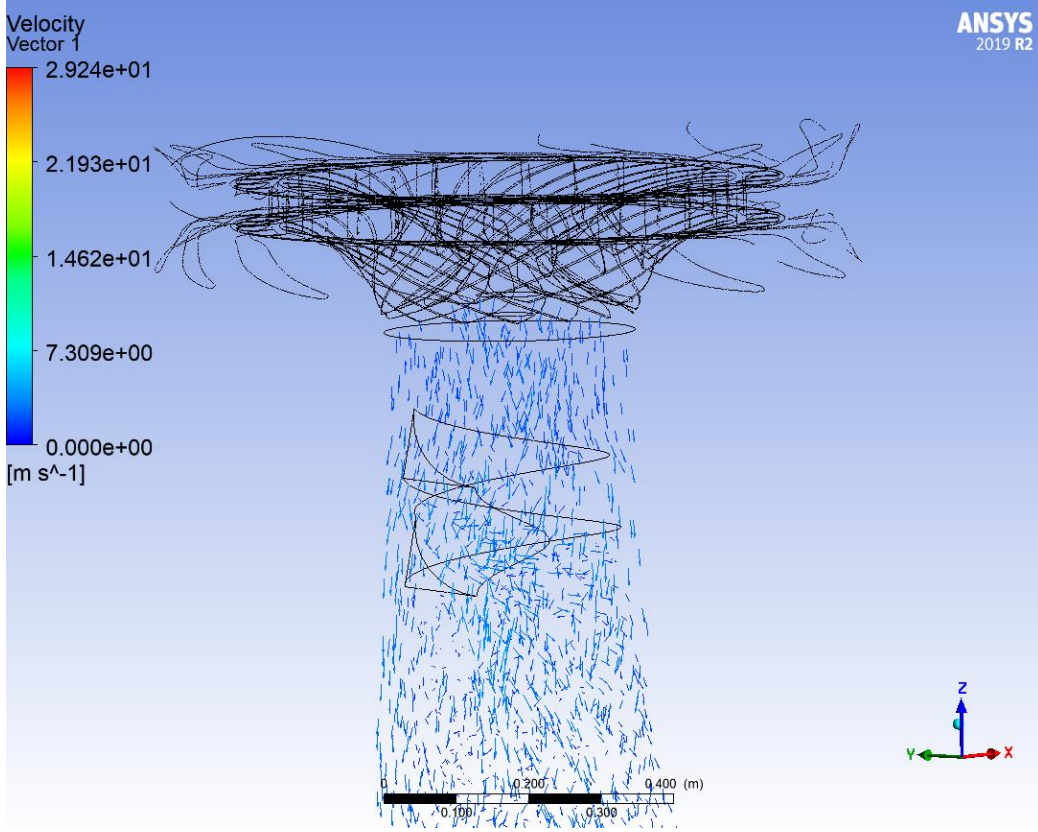
Şekil 5.27: Salyangoz basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$  m)



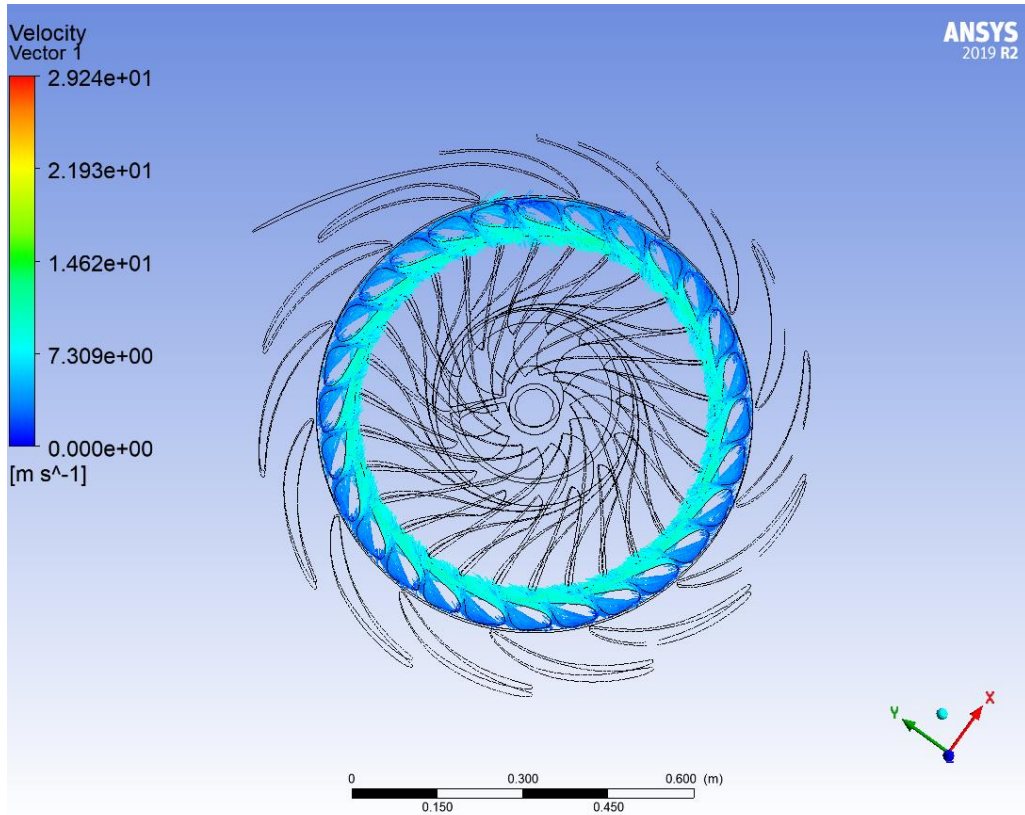
Şekil 5.28: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$  m)



Şekil 5.29: Rotor basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$  m)

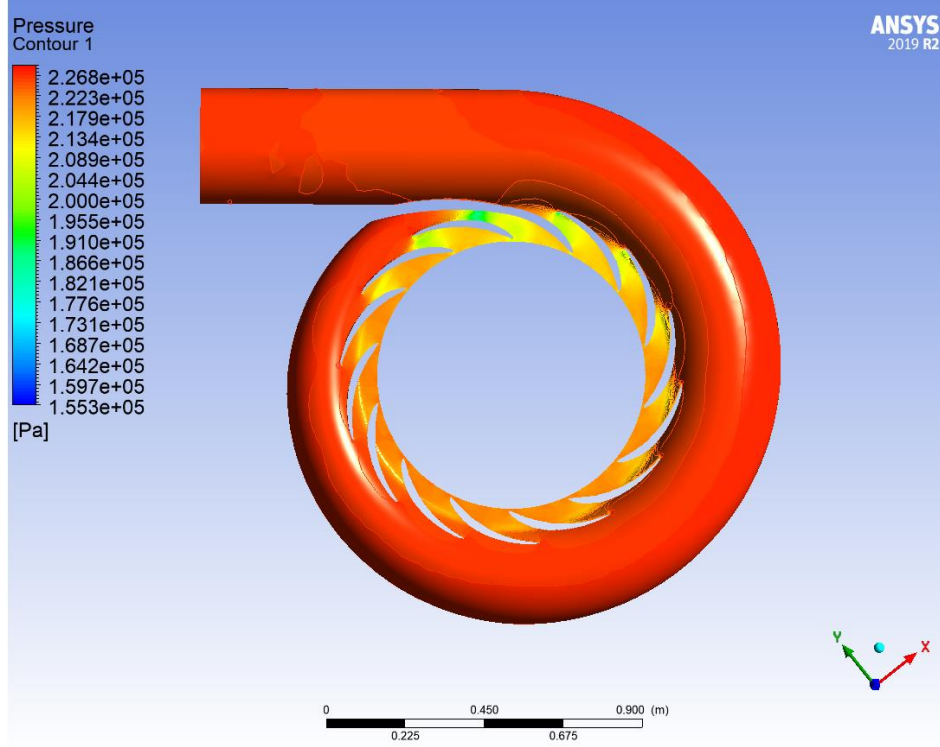


Şekil 5.30: Hız vektörleri dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$  m)

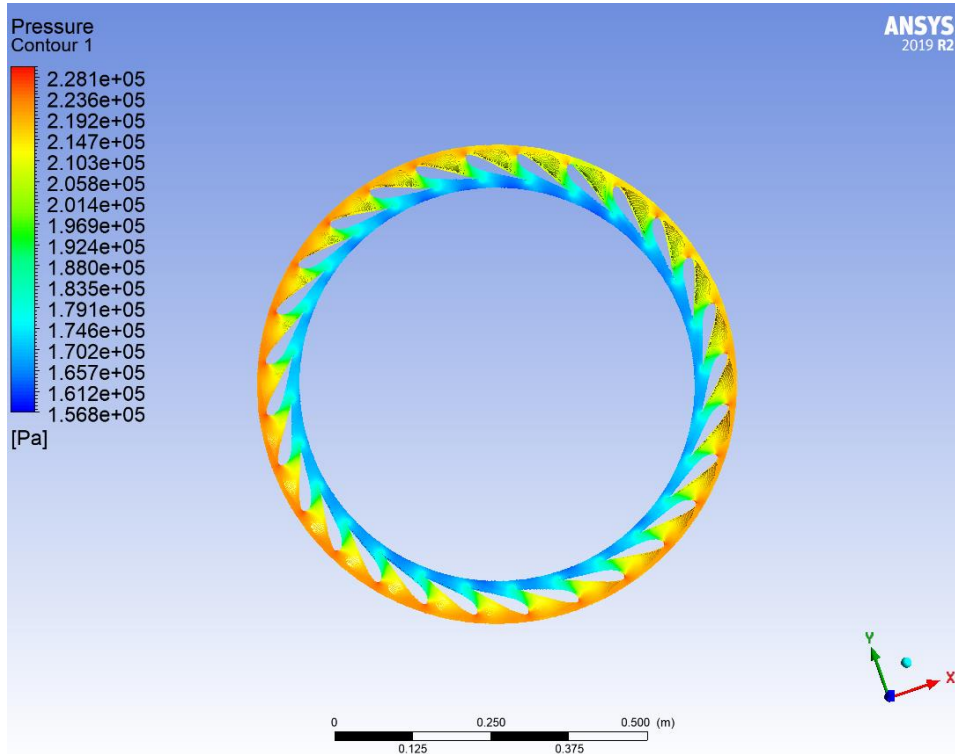


Şekil 5.31: Ayar kanatları hız dağılımı ( $h_{VPE}=0.25$  m)

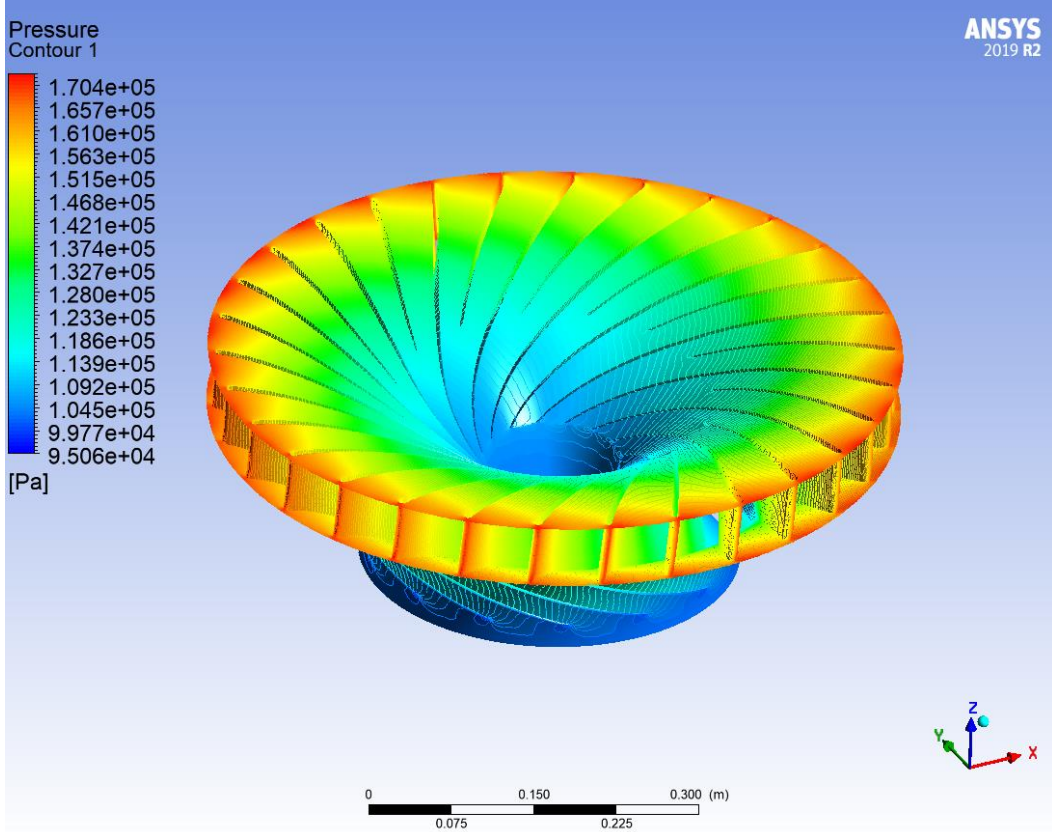
0,3 m yüksekliğe sahip VPE'li tasarımın salyangoz basınç dağılımı, ayar kanatları basınç dağılımı, rotor basınç dağılımı, VPE hız dağılımı ve ayar kanatları hız dağılımı Şekil 5.32-5.36'da gösterilmiştir.



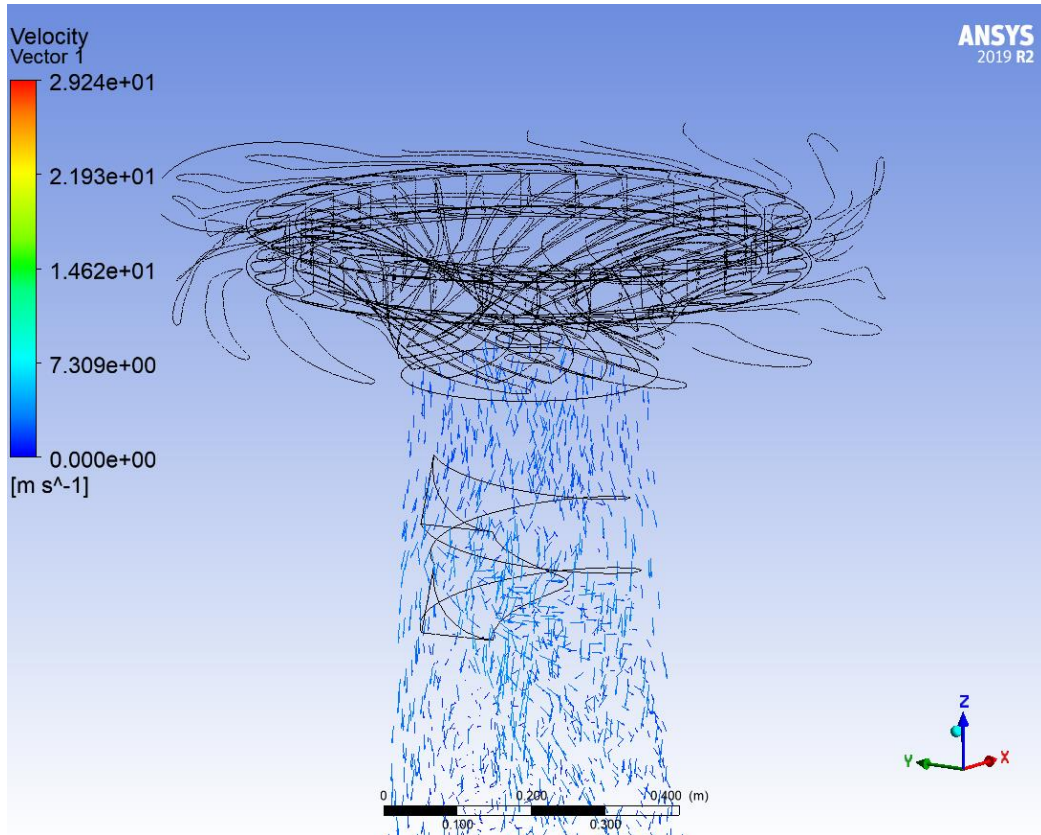
Şekil 5.32: Salyangoz basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$  m)



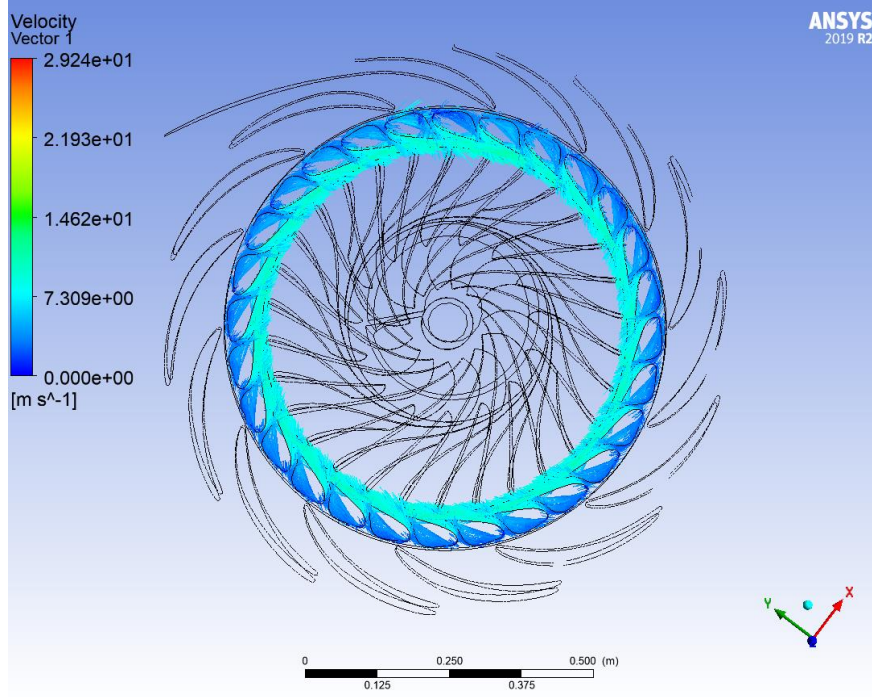
Şekil 5.33: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$  m)



Şekil 5.34: Rotor basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$  m)

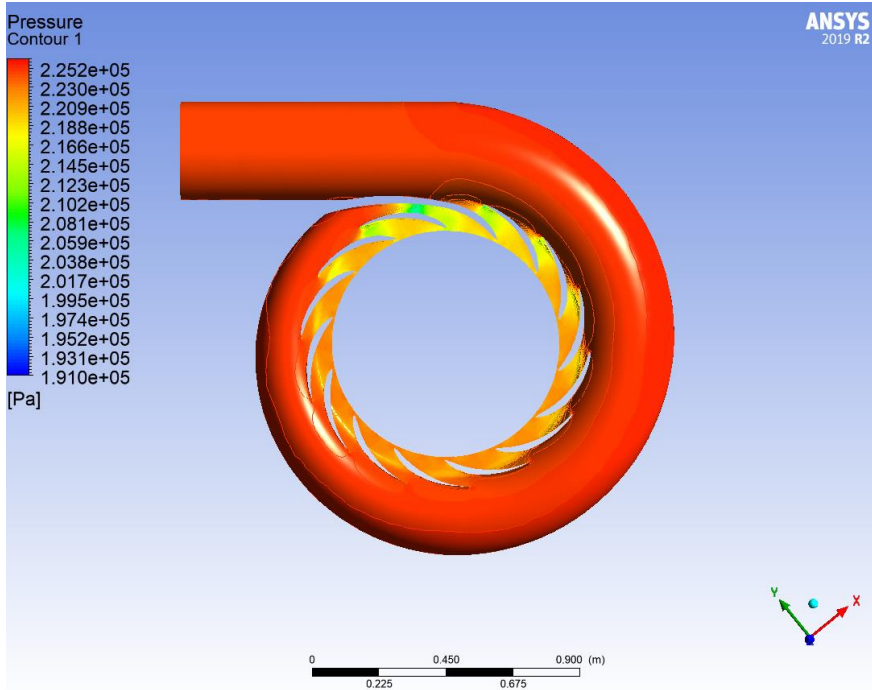


Şekil 5.35: Hız vektörleri dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$  m)

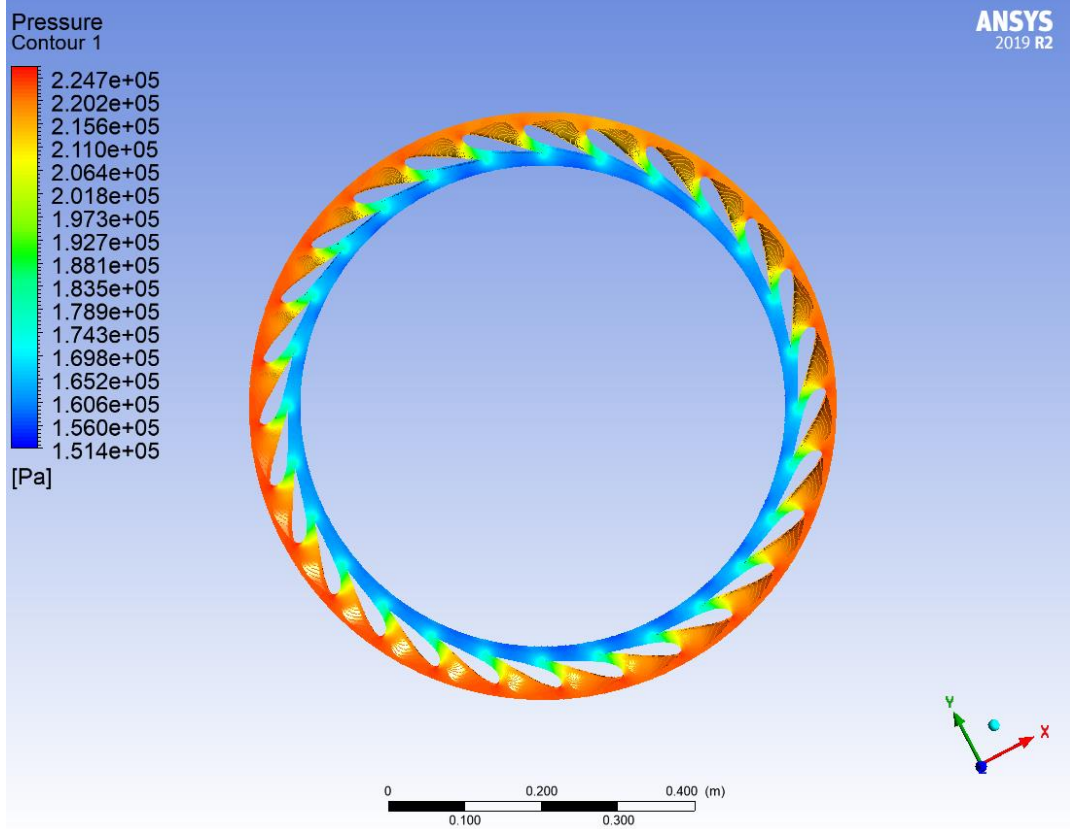


Şekil 5.36: Ayar kanatları hız dağılımı ( $h_{VPE}=0.3$  m)

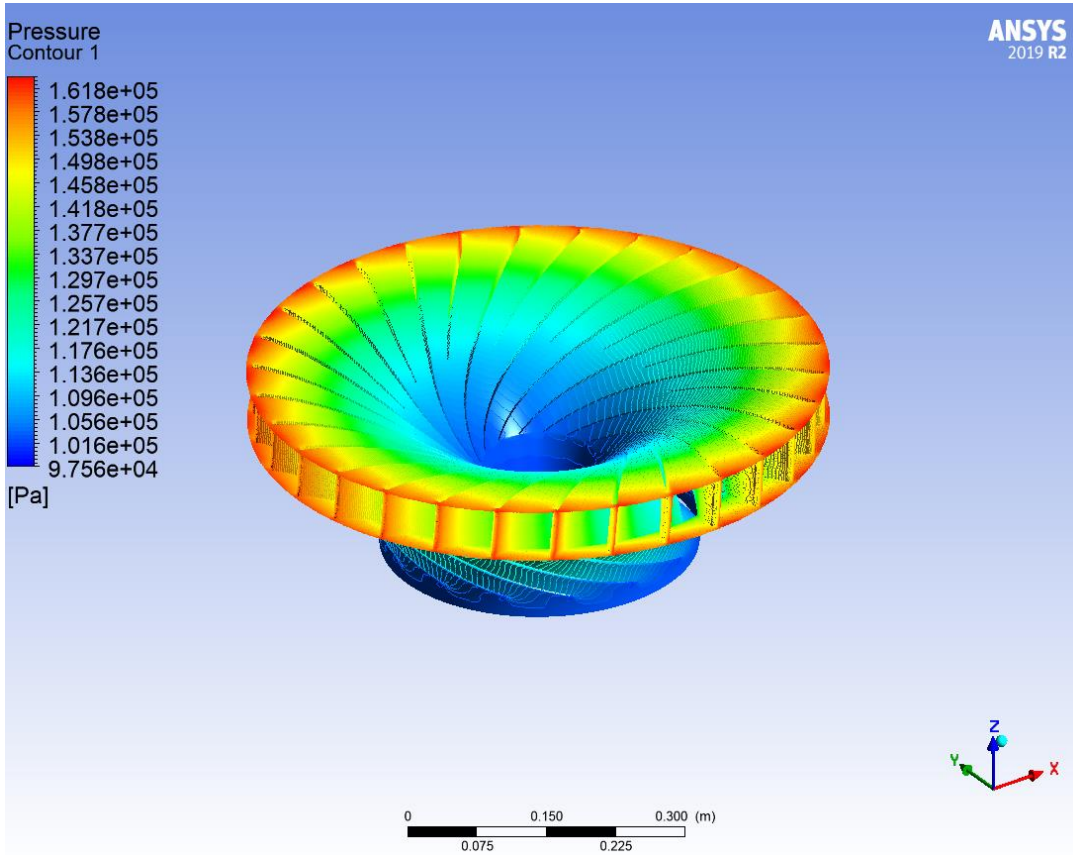
Farklı VPE kademelerine sahip tasarımların bileşenleri üzerindeki basınç ve hız dağılımları aşağıdaki konturlar ile gösterilmiştir. 1 kademeye sahip VPE'li tasarımın salyangoz basınç dağılımı, ayar kanatları basınç dağılımı, rotor basınç dağılımı, VPE hız dağılımı ve ayar kanatları hız dağılımı Şekil 5.37-5.41'de gösterilmiştir.



Şekil 5.37: Salyangoz basınç dağılımı ( $S_{VPE}=1$ )

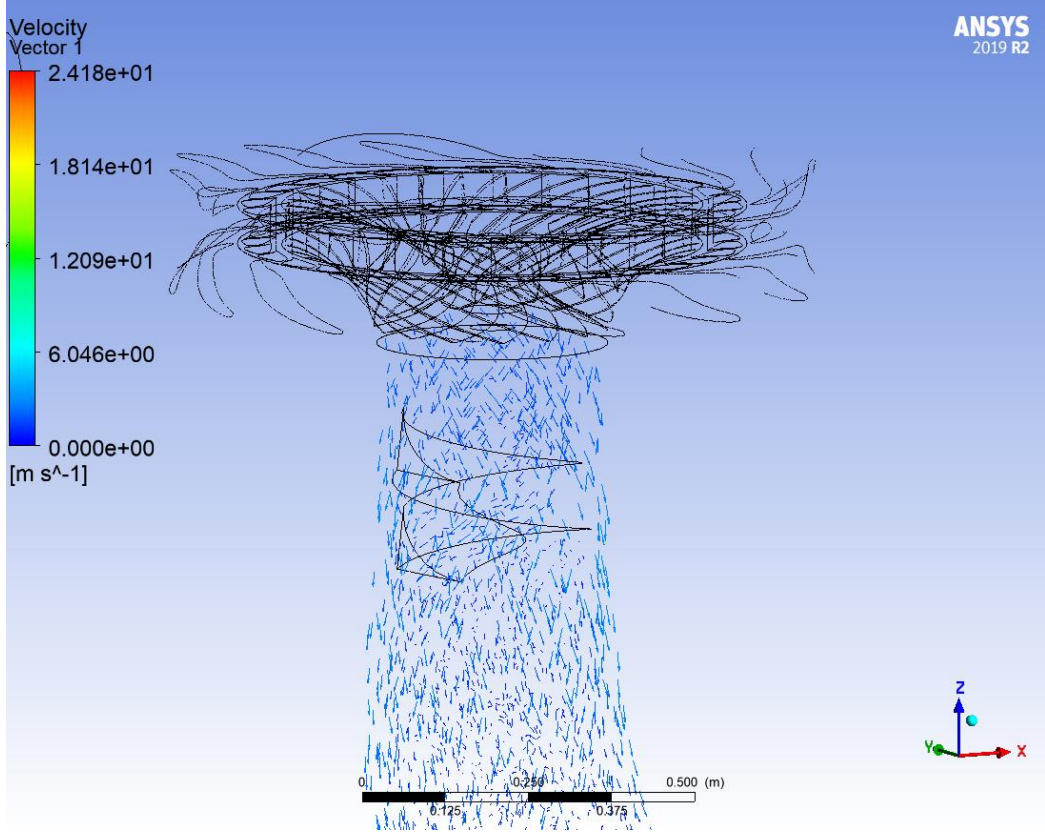


Şekil 5.38: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $S_{VPE}=1$ )

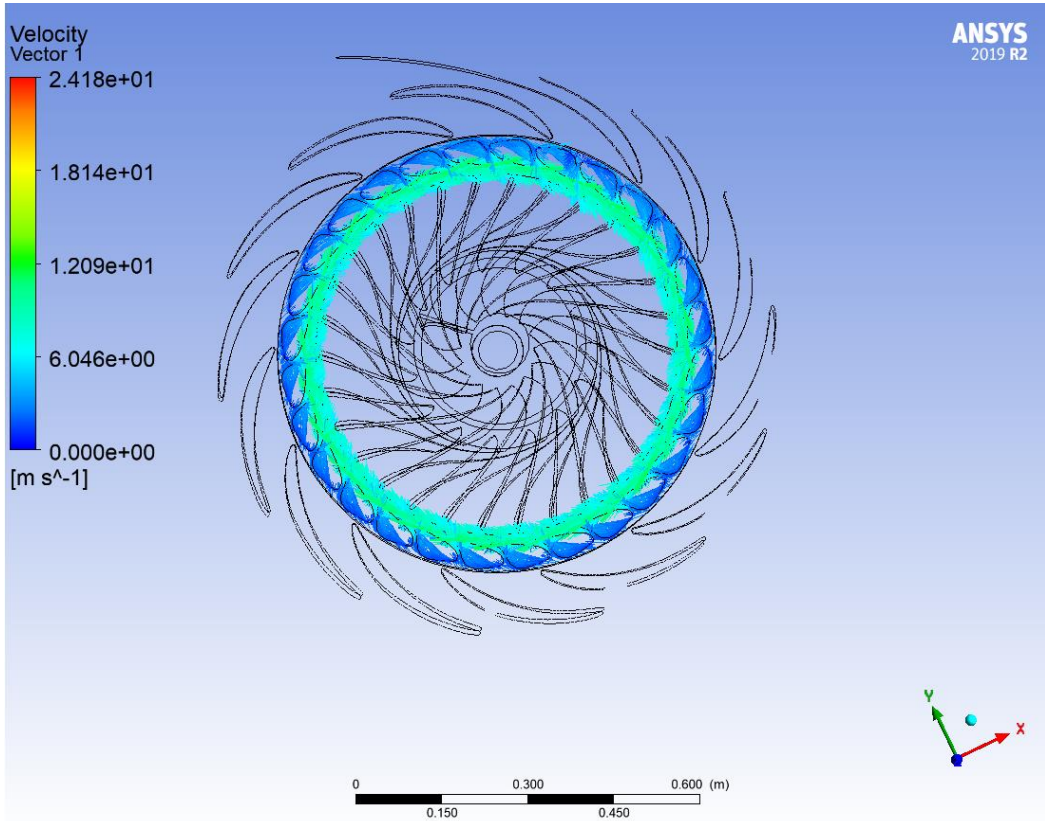


Şekil 5.39: Rotor basınç dağılımı ( $S_{VPE}=1$ )



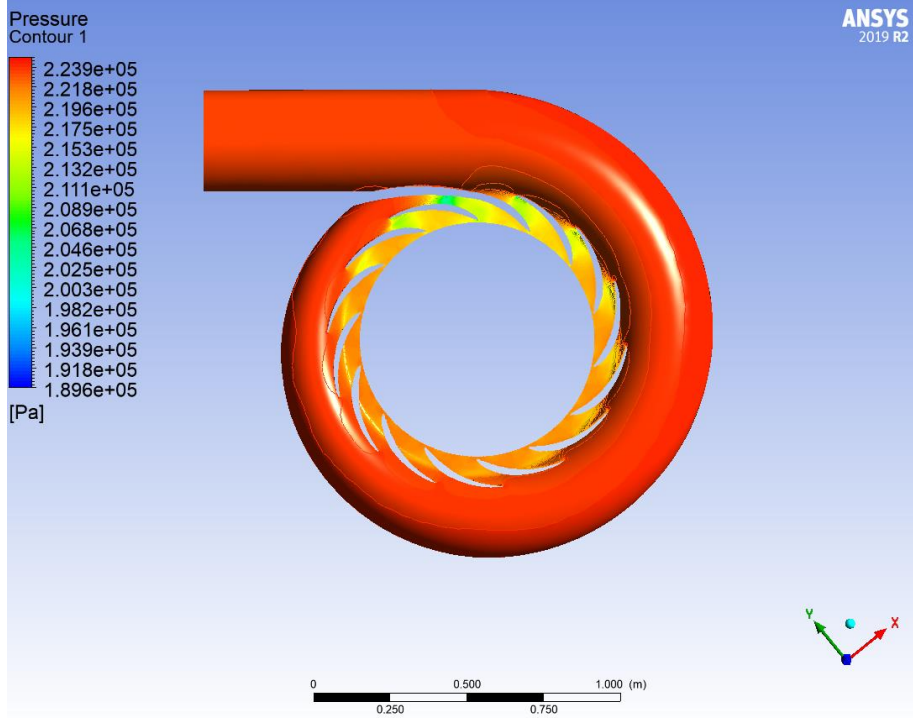


Şekil 5.40: Hız vektörleri dağılımı ( $S_{VPE}=1$ )

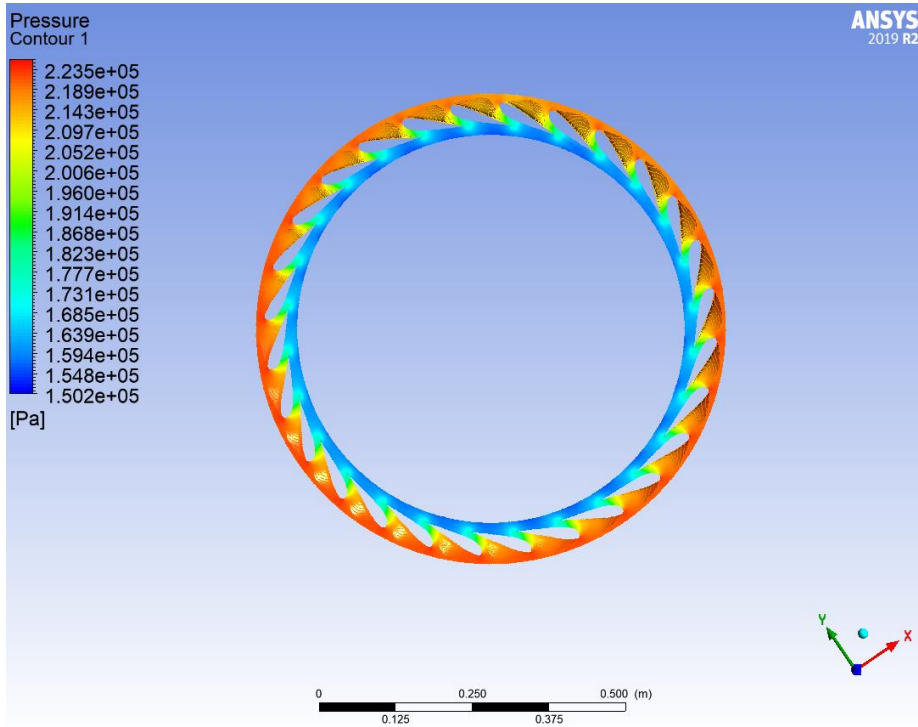


Şekil 5.41: Ayar kanatları hız dağılımı ( $S_{VPE}=1$ )

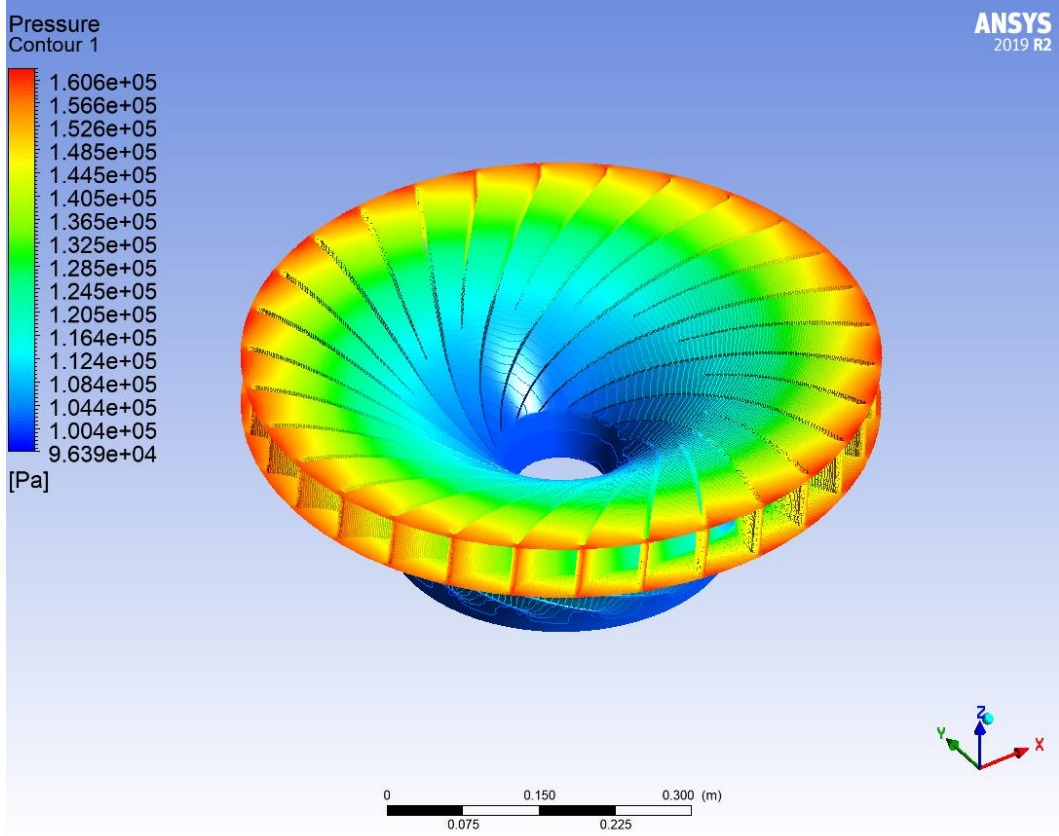
2 kademeye sahip VPE'li tasarımın salyangoz basınç dağılımı, ayar kanatları basınç dağılımı, rotor basınç dağılımı, VPE hız dağılımı ve ayar kanatları hız dağılımı Şekil 5.42-5.46'da gösterilmiştir.



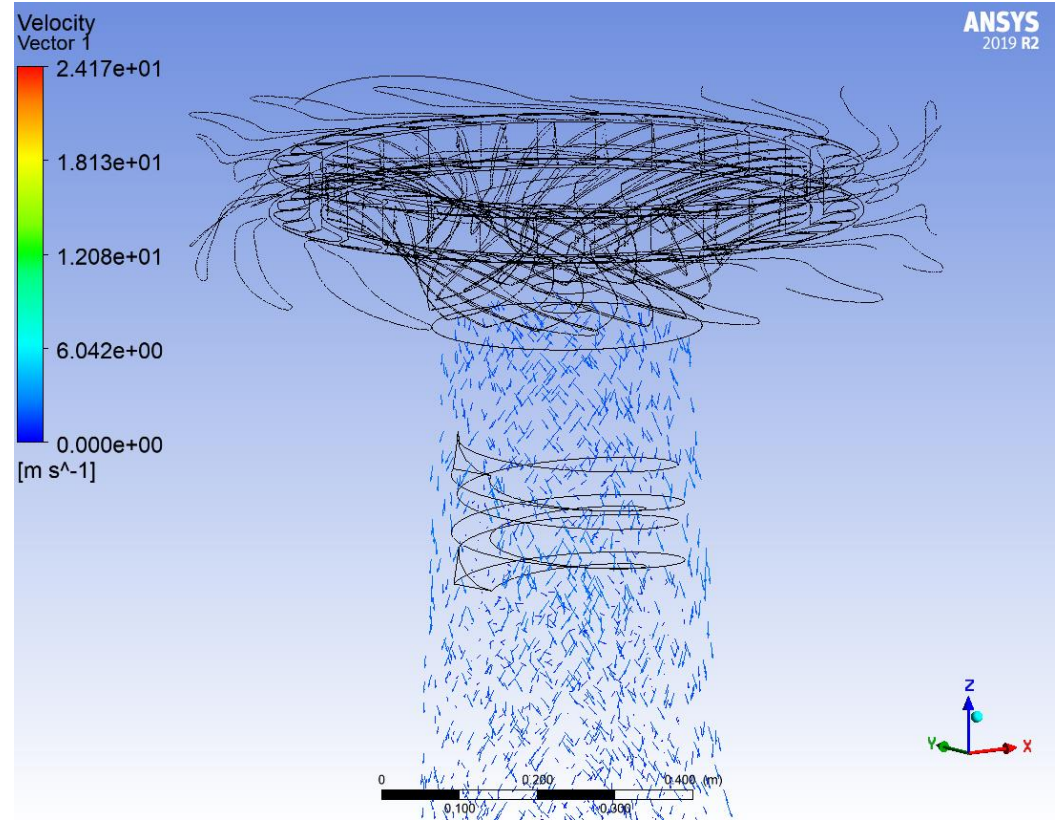
Şekil 5.42: Salyangoz basınç dağılımı ( $S_{VPE}=2$ )



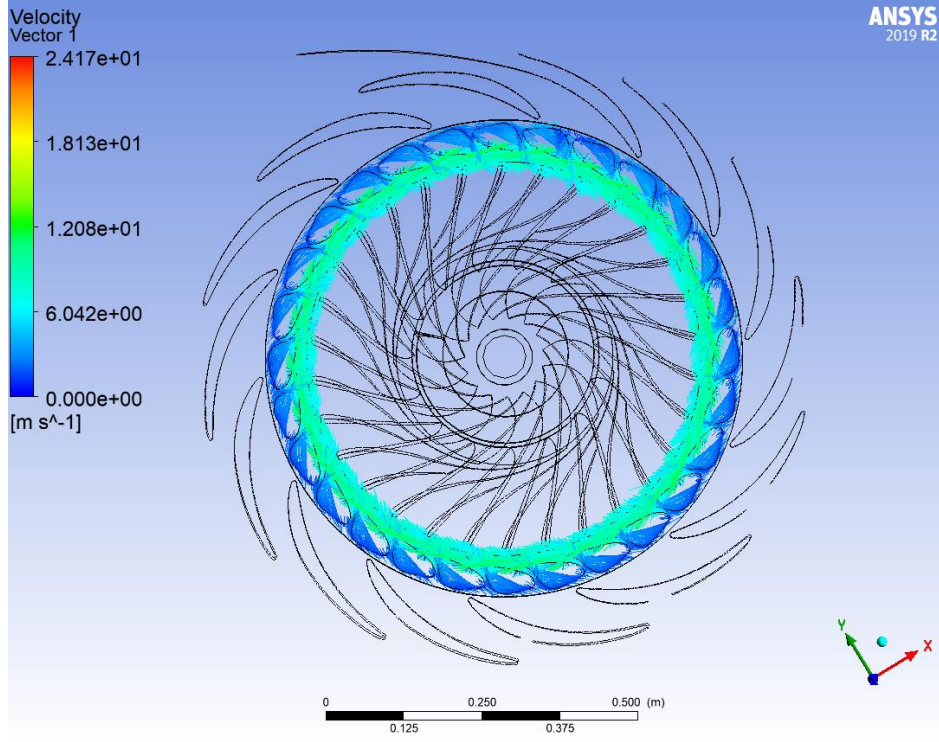
Şekil 5.43: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $S_{VPE}=2$ )



Şekil 5.44: Rotor basınç dağılımı ( $S_{VPE}=2$ )

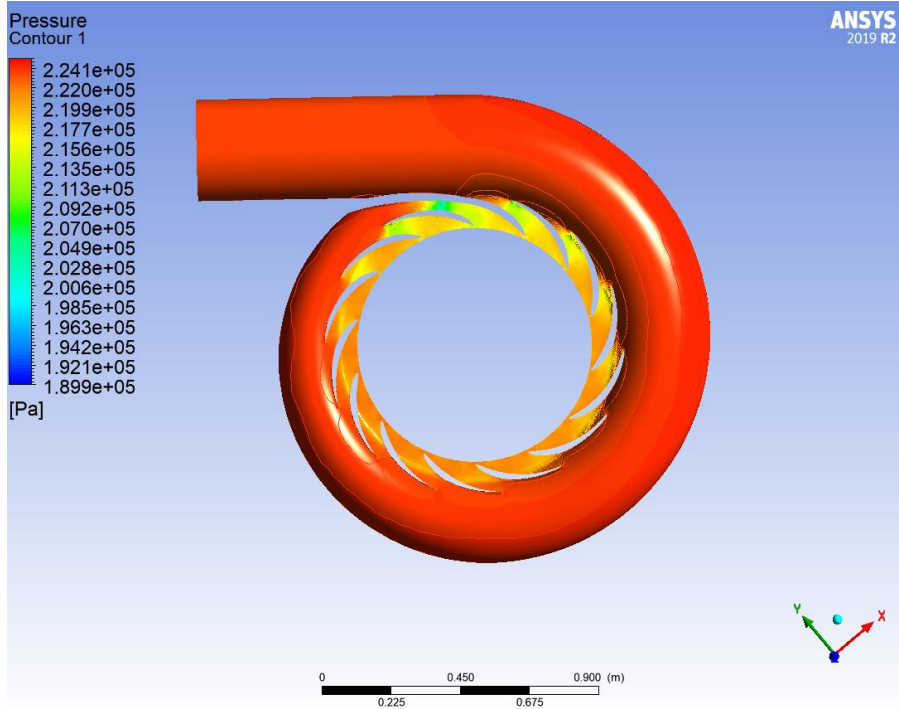


Şekil 5.45: Hız vektörleri dağılımı ( $S_{VPE}=2$ )

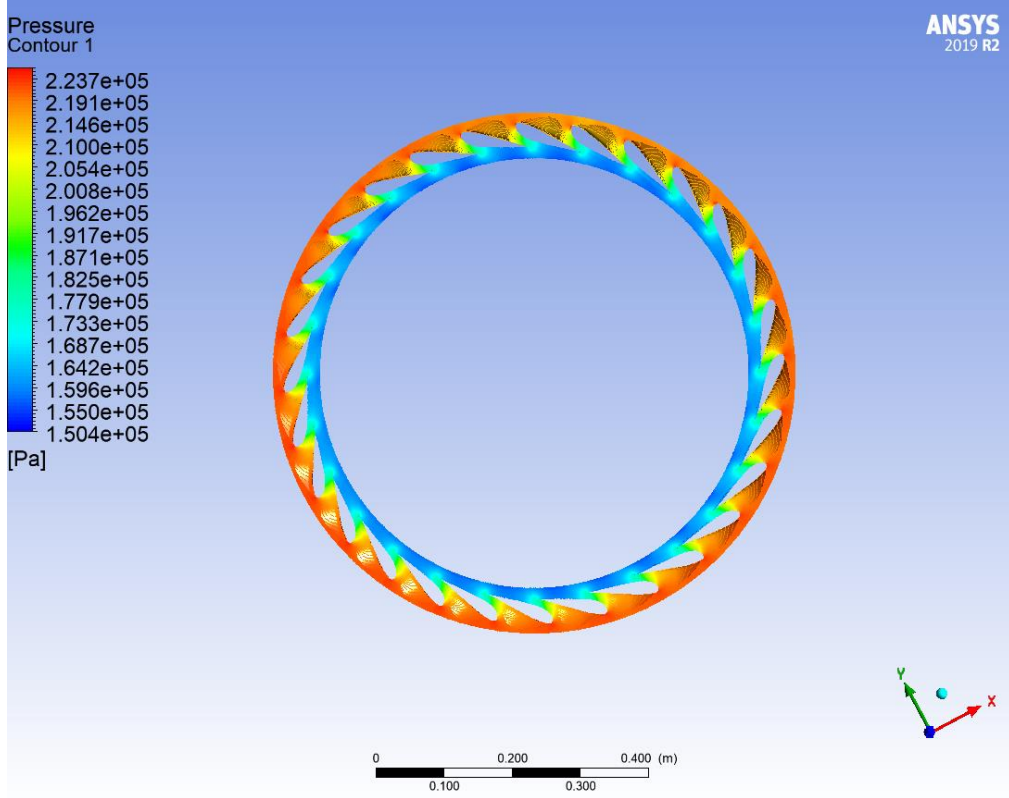


Şekil 5.46: Ayar kanatları hız dağılımı ( $S_{VPE}=2$ )

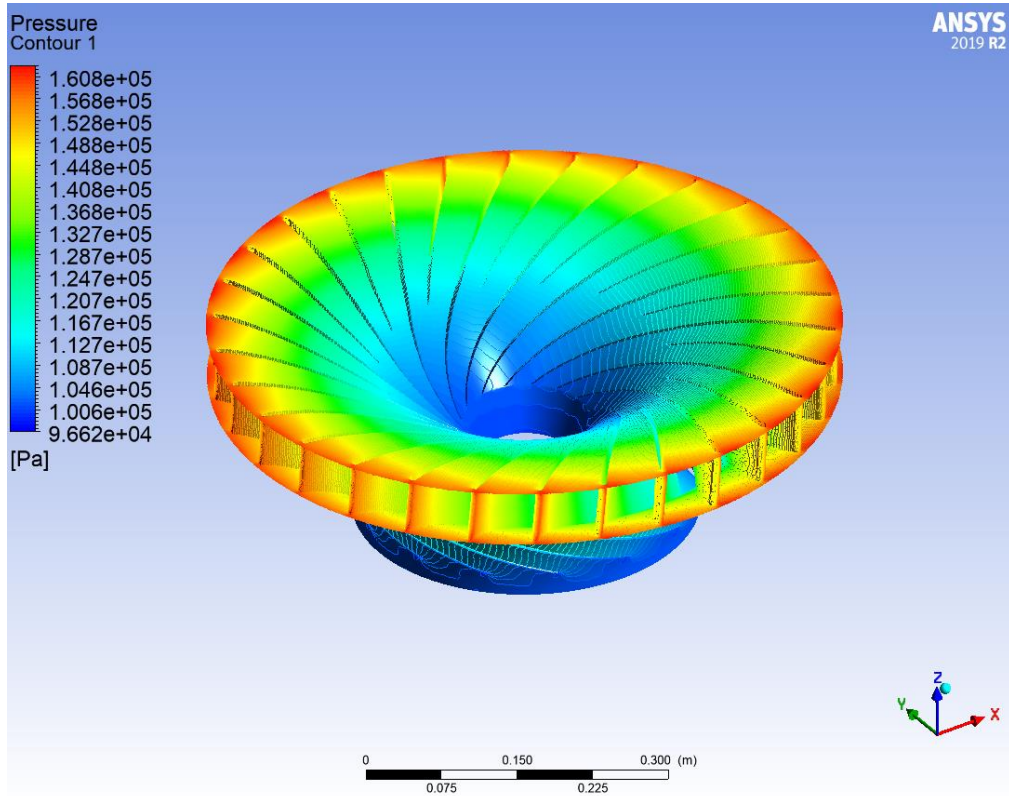
3 kademeye sahip VPE'li tasarımın salyangoz basınç dağılımı, ayar kanatları basınç dağılımı, rotor basınç dağılımı, VPE hız dağılımı ve ayar kanatları hız dağılımı Şekil 5.47-5.52'de gösterilmiştir.



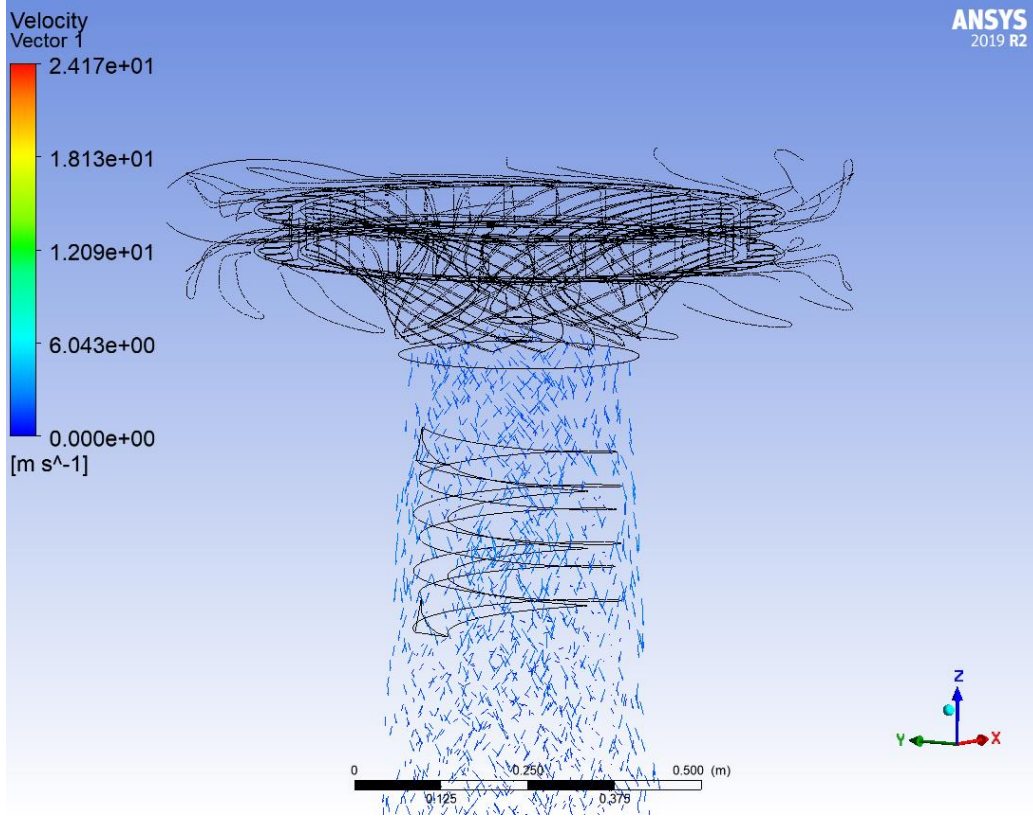
Şekil 5.47: Salyangoz basınç dağılımı ( $S_{VPE}=3$ )



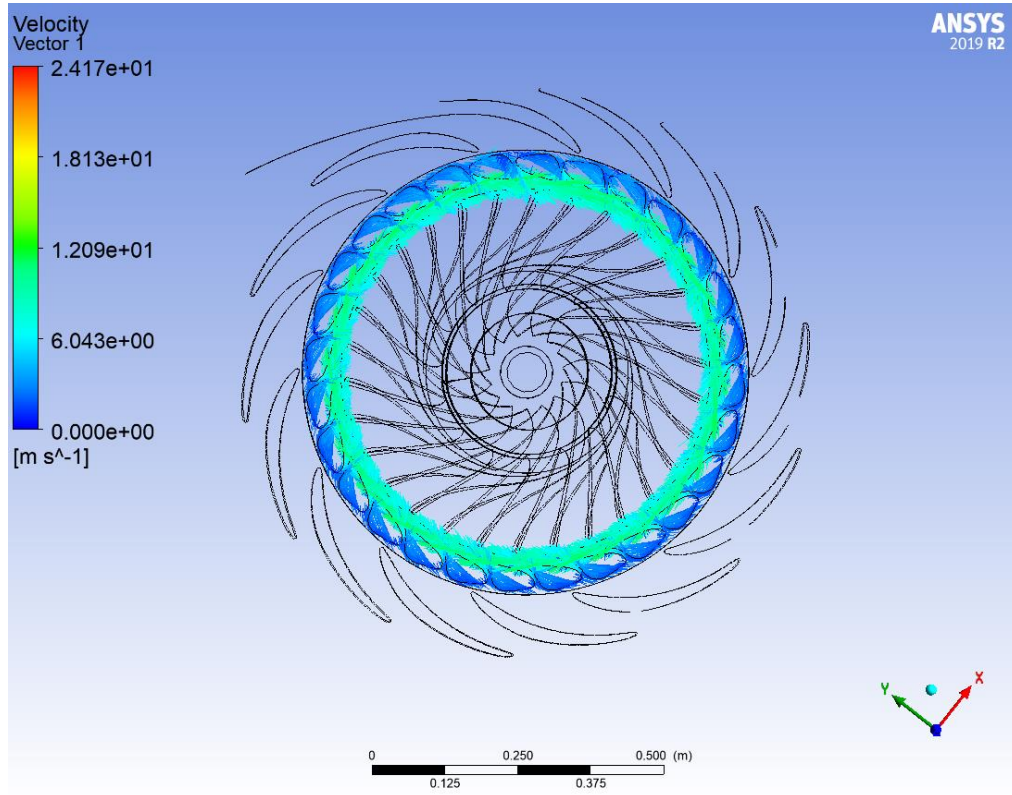
Şekil 5.48: Ayar kanatları basınç dağılımı ( $SV_{PE}=3$ )



Şekil 5.49: Rotor basınç dağılımı ( $SV_{PE}=3$ )



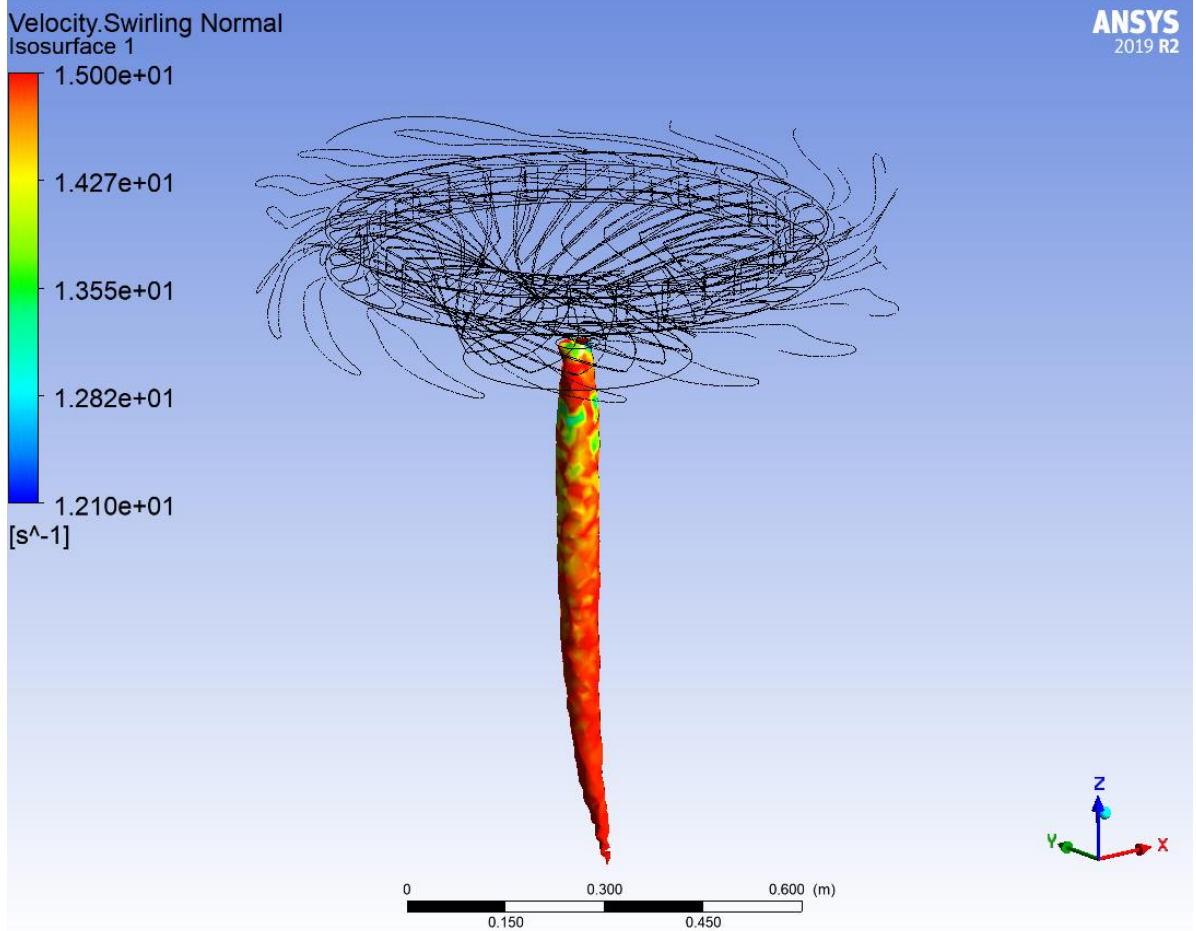
Şekil 5.50: Hız vektörleri dağılımı ( $S_{VPE}=3$ )



Şekil 5.51: Ayar kanatları hız dağılımı ( $S_{VPE}=3$ )

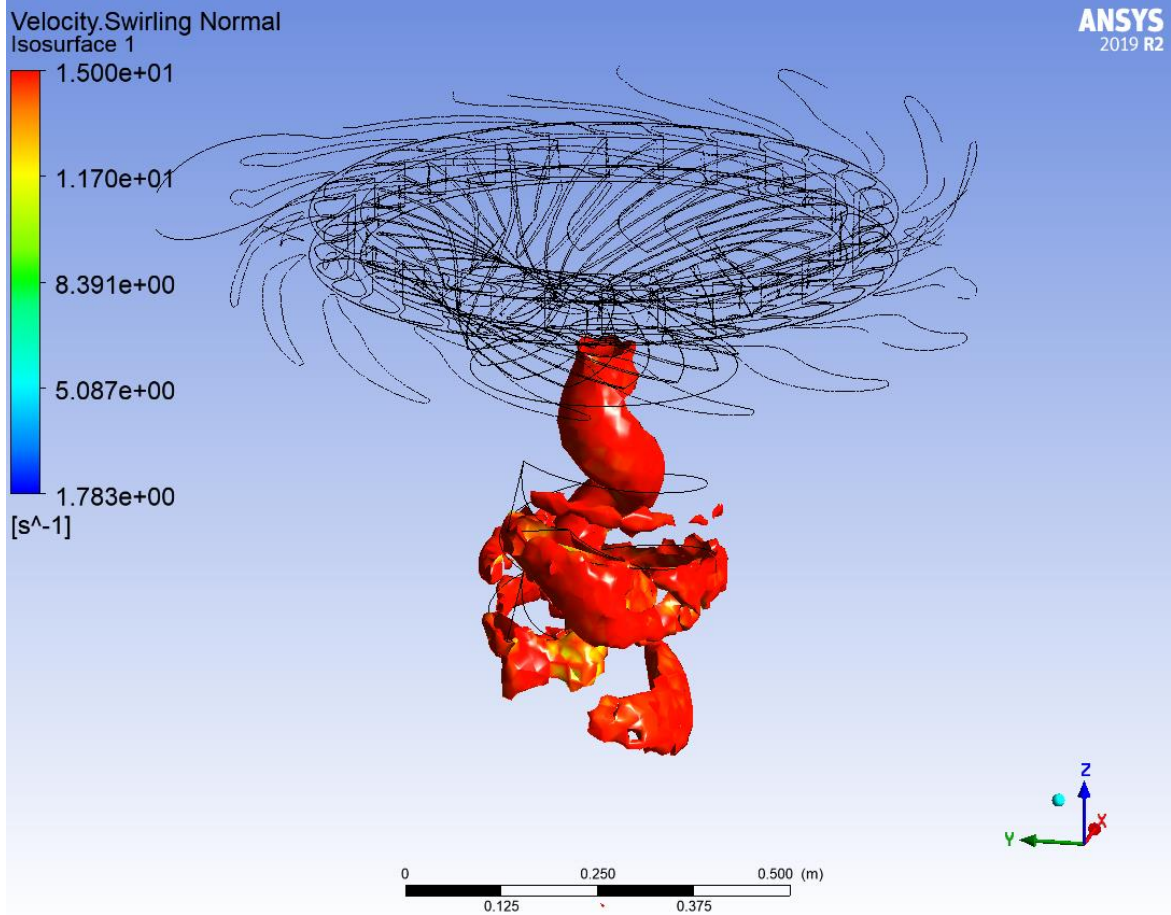
### 5.1.2. Vorteks oluşumu

Çalışmada hız ve basınç konturlarının yanı sıra, emme borusu içerisindeki vorteks oluşumu da incelenmiştir. Farklı VPE kademelerinde ve farklı çalışma koşullarında vorteks olayının emme borusu içerisinde nasıl bir varyasyon gösterdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 5.52: Standart türbin emme borusunda oluşan vorteks halatı

İlk olarak, standart Francis türbinin (VPE kullanılmayan durum) emme borusu içerisinde meydana gelen vorteks olayı incelendiğinde, emme borusu dirseğine kadar uzanan bir yapının oluştuğu görülmektedir.

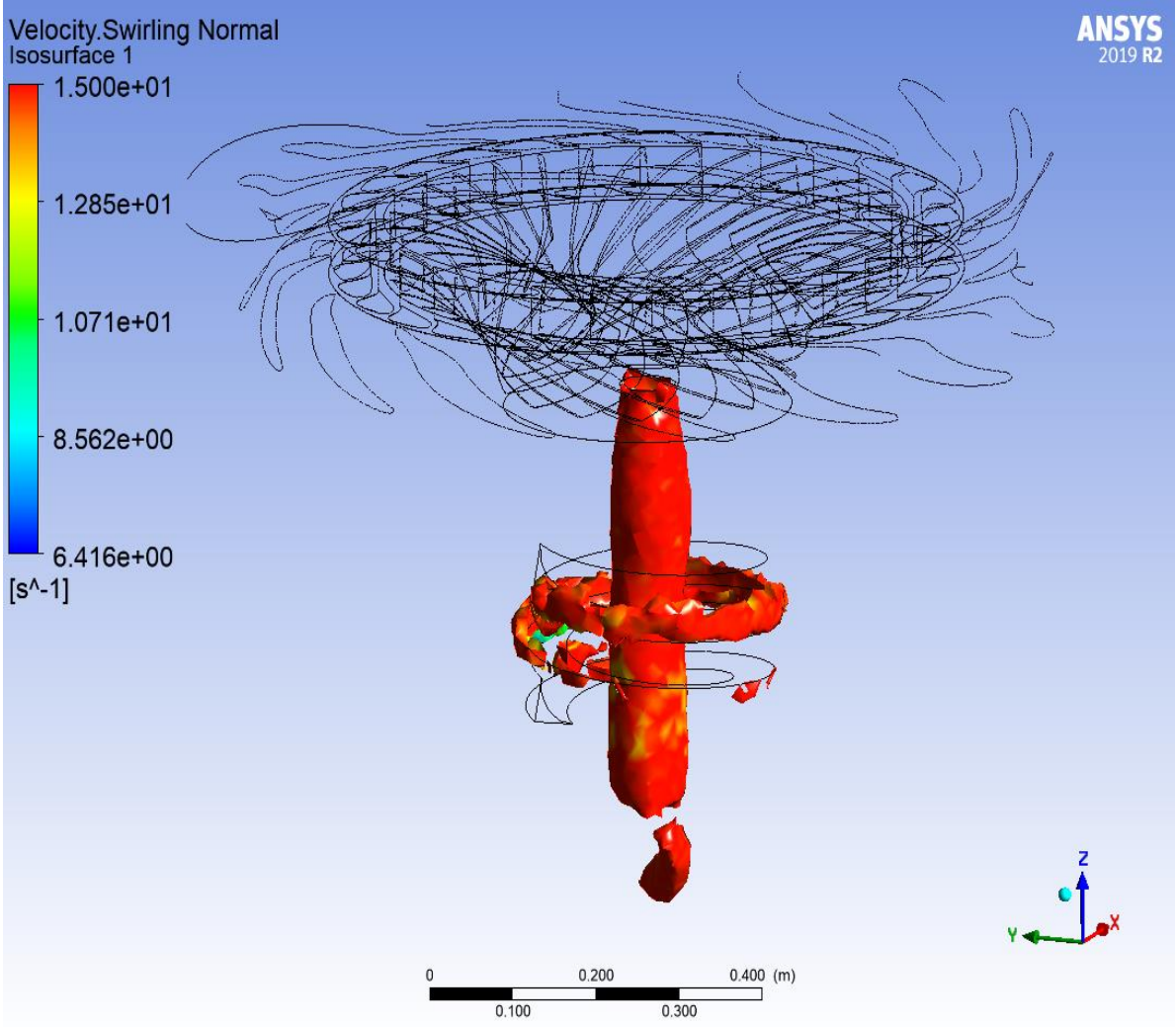


Şekil 5.53: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $S_{VPE}=1$ )

Bir kademeli Vorteks Önleyici Bileşen kullanıldığı durumda, standart türbinde emme borusu dirseğine kadar uzanan yapının Vorteks Önleyici Bileşen sayesinde dağıtıldığı görülmektedir. Bu veriler, emme borusu içerisindeki basınç dağılımı verileriyle birlikte değerlendirildiğinde, bir kademeli VPE bileşeninin vorteks olayının önüne geçmede etkili olduğu ve bu bölgedeki durgun basınç bölgesini emme borusu kenarlarına dağıtarak akışın kademeli bir şekilde basınçlanmasını sağladığı görülebilir.

İki kademeli Vorteks Önleyici Bileşen kullanıldığı durumda ise, vorteks halatının, bileşenin ikinci kademesini geçtikten sonra da dağılmadan ilerlediği gözlemlenmiştir. Ancak burada, oluşan vorteks halatının boyuna bakıldığında, standart türbinde oluşan vorteks halatına göre daha kısa olduğu görülmektedir. Bileşenin birinci kademesi üzerinde görülen dağılmalara bakıldığında, iki kademeli VPE'nin vorteks halatını dağıtmasa da yavaşlattığı söylenebilir.

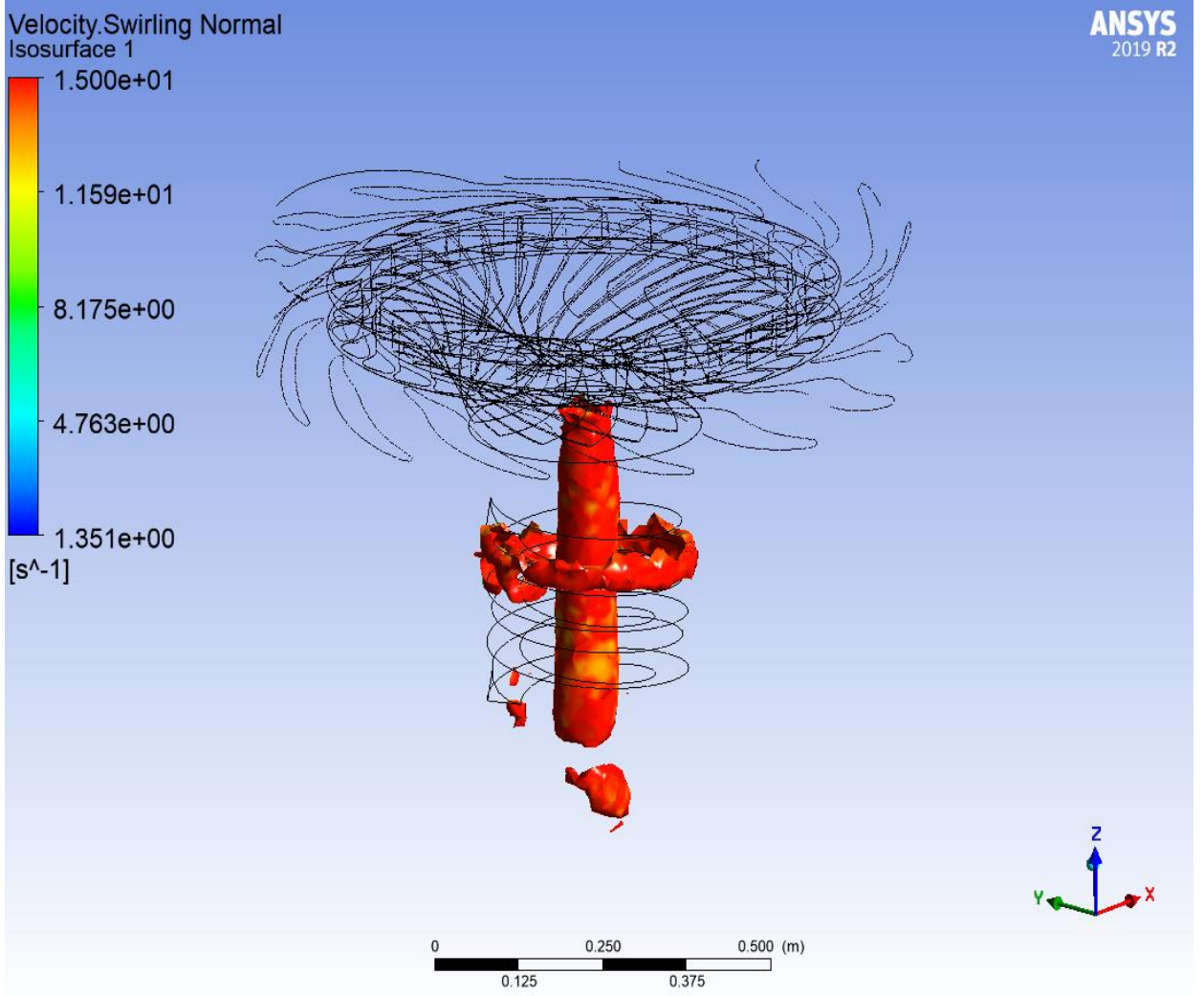




Şekil 5.54: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $S_{VPE}=2$ )

Üç kademeli Vorteks Önleyici Bileşen kullanıldığı durumda, iki kademeli durumdaki vorteks halatına benzer bir yapıya rastlanmıştır. Gözlemlenen vorteks halatının boyu kısalsa da tamamen dağıldığının söylenmesi mümkün değildir.

Bu durumda, bu konturlardan çıkarılacak sonuç; bir kademeli Vorteks Önleyici Bileşenin bu koşullar altında vorteks halatını dağıtabildiği, iki ve üç kademeli Vorteks Önleyici Bileşenlerin ise yine bu koşullar altında vorteks halatının yapısını tamamen bozmasa da, onu yavaşlatabildiği sonucudur.

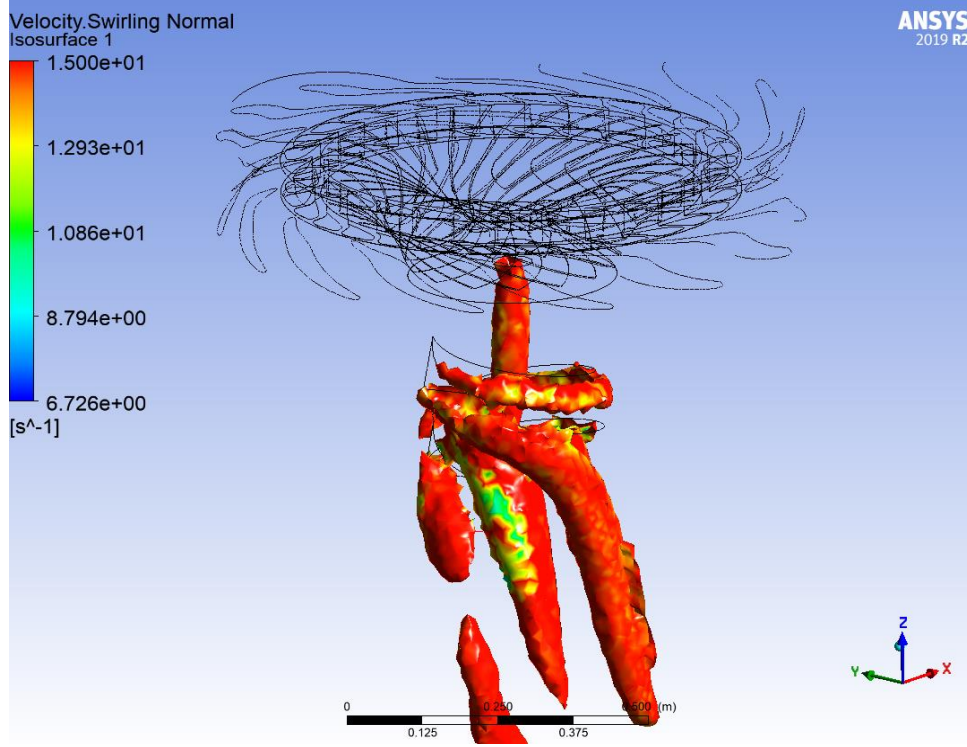


Şekil 5.55: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $S_{VPE}=3$ )

Vorteks Önleyici Bileşenin verim yani dolayısıyla performans üzerindeki etkisine bakılacak olursa yukardaki sonucun verimi de etkilediği gözlemlenmektedir.

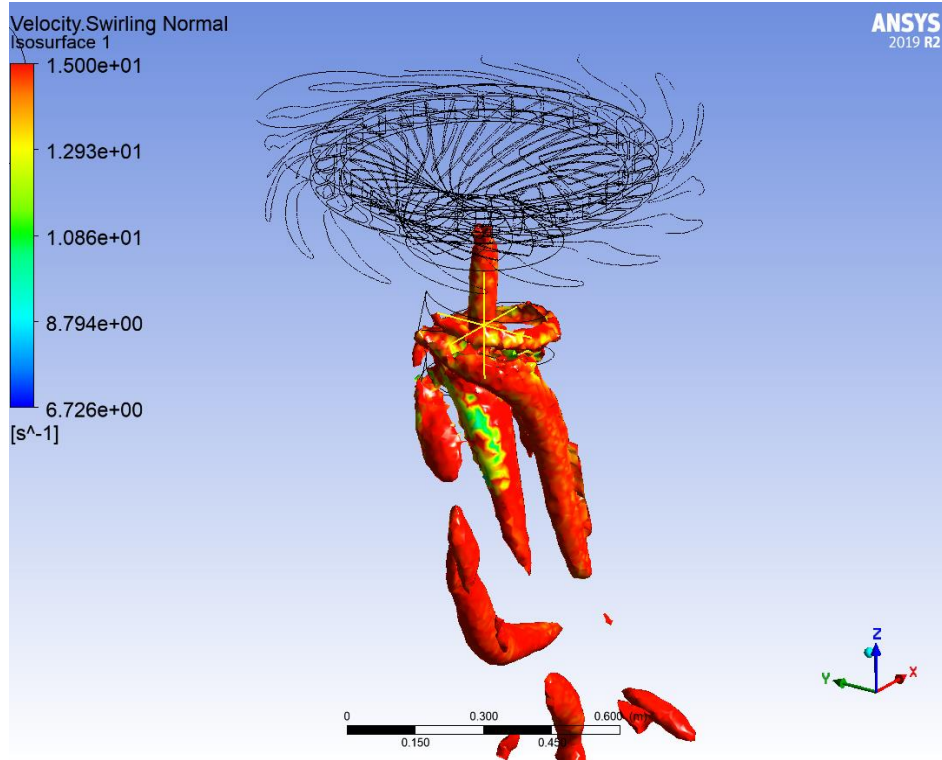
Buraya kadar kademe sayısına göre emme borusunda meydana gelen vorteks olayı incelenmiştir. Bu kısımdan sonra ise VPE yüksekliğine ve ayar kanatları açısına göre farklı tasarımlara sahip durumlar için emme borusunda meydana gelen vorteks olayı incelenecektir.

İlk olarak Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliğine göre değişen tasarımların emme borusunda meydana gelen vorteks oluşumunun görselleri Şekil 5.56-5.58’de verilmiştir.



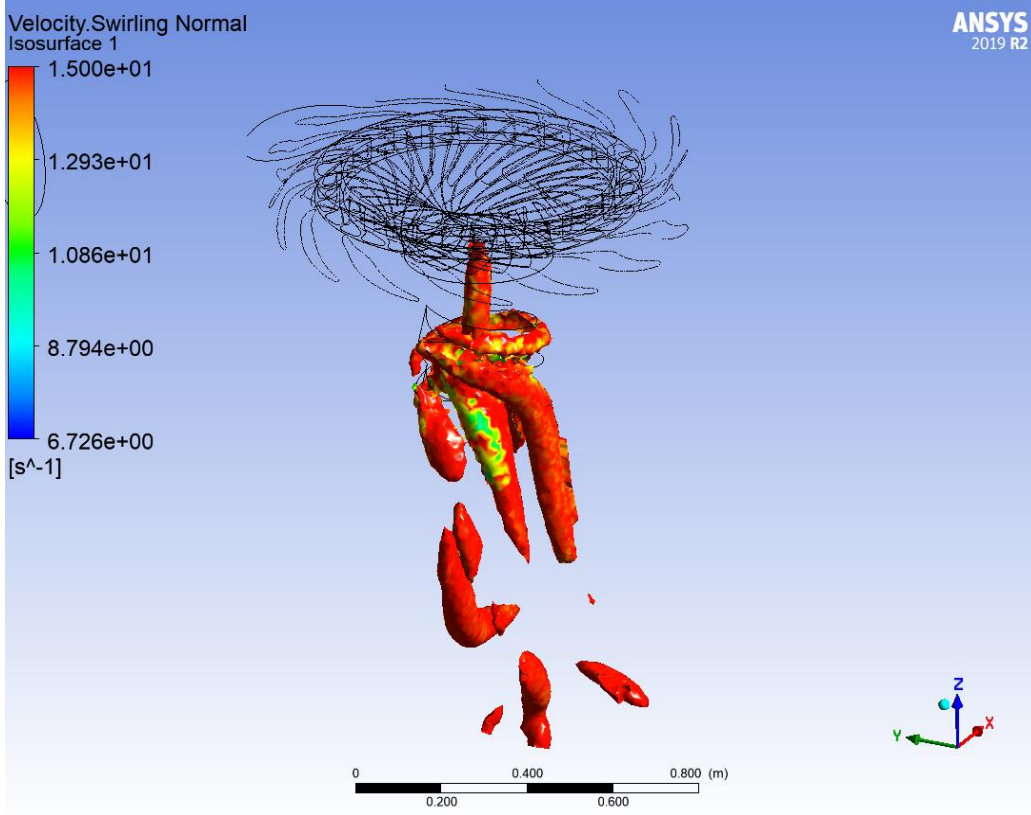
Şekil 5.56: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $h_{VPE}=0,2$  m)

Şekil 5.56’da Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliği 0,2 m olan tasarımın emme borusunda meydana gelen vorteks halatı görseli verilmiştir.



Şekil 5.57: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $h_{VPE}=0,25$  m)

Şekil 5.57’de Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliği 0,25 m olan tasarımın emme borusunda meydana gelen vorteks halatı görseli verilmiştir.

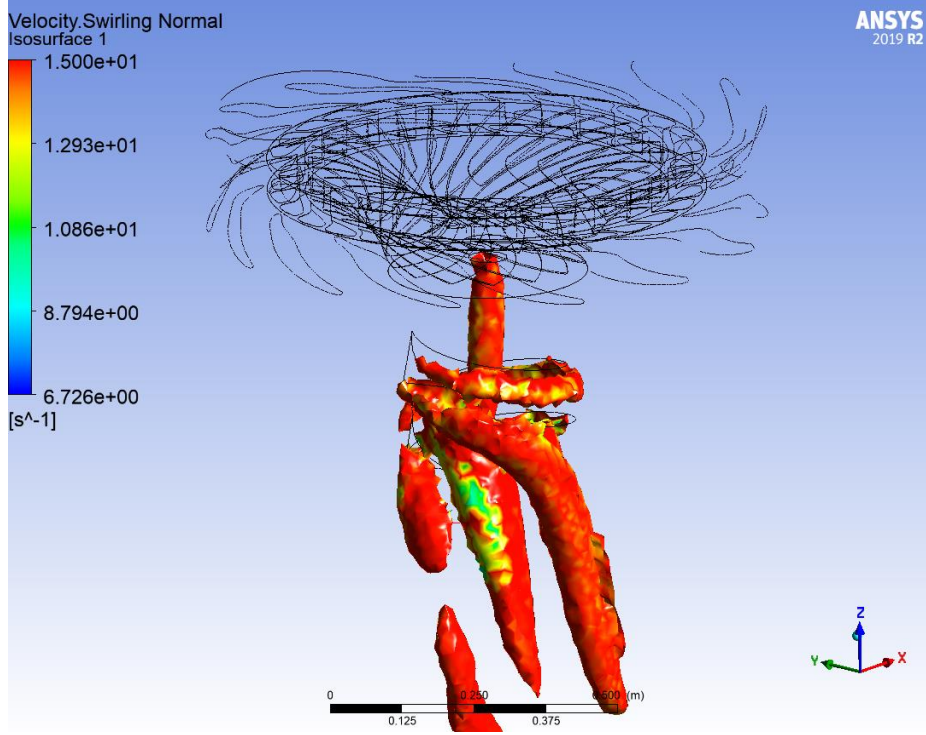


Şekil 5.58: Emme borusunda oluşan vorteks halatı ( $h_{VPE}=0,3$  m)

Şekil 5.58’de, Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliği 0,3 m olan tasarımın emme borusunda meydana gelen vorteks halatı görseli verilmiştir.

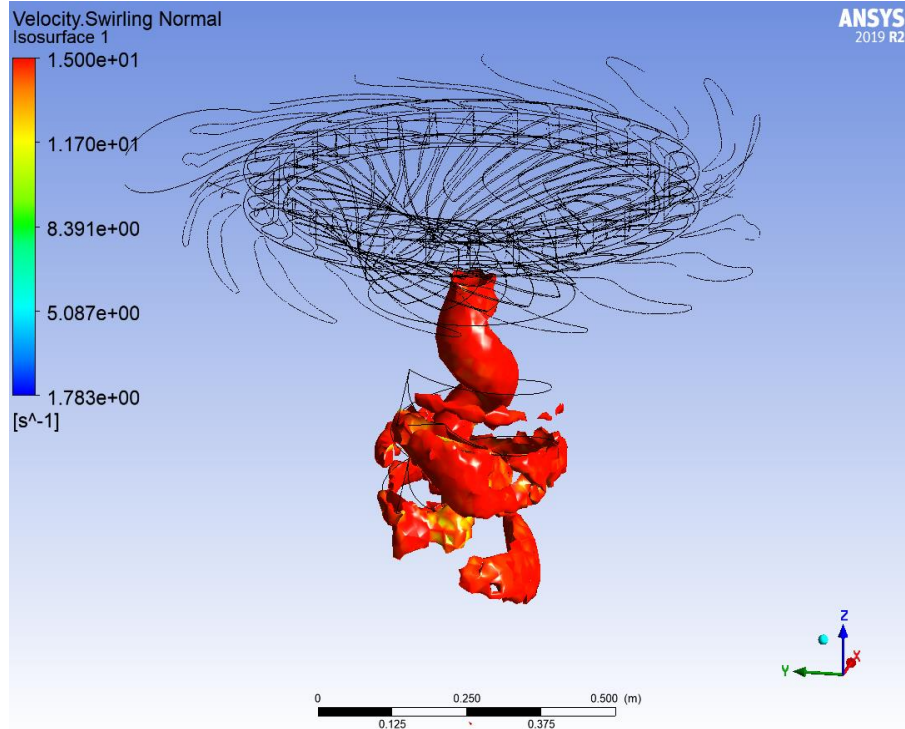
Böylece, farklı Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliklerine sahip tasarımların emme borularında meydana gelen vorteks oluşumu gözlenmiştir. Buna göre, vorteks halatının parçalanarak çeperlere doğru dağıtıldığı ancak dağıtılan bu düşük basınç bölgelerinin emme borusu boğazına kadar uzandığı görülmektedir.

Bunun yanında, Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliğinin sırasıyla 0,2, 0,25 ve 0,3 olduğu tasarımların vorteks yapısı üzerindeki etkisinin değişmediği görülmektedir. Her üç durumda da vorteks halatı aynı şekilde parçalanarak etrafa yayılmıştır. Sadece emme borusu girişi sol alt duvar yakınında bulunan düşük basınç bölgesinin uzunluğunun Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliğine göre değiştiği söylenebilir.



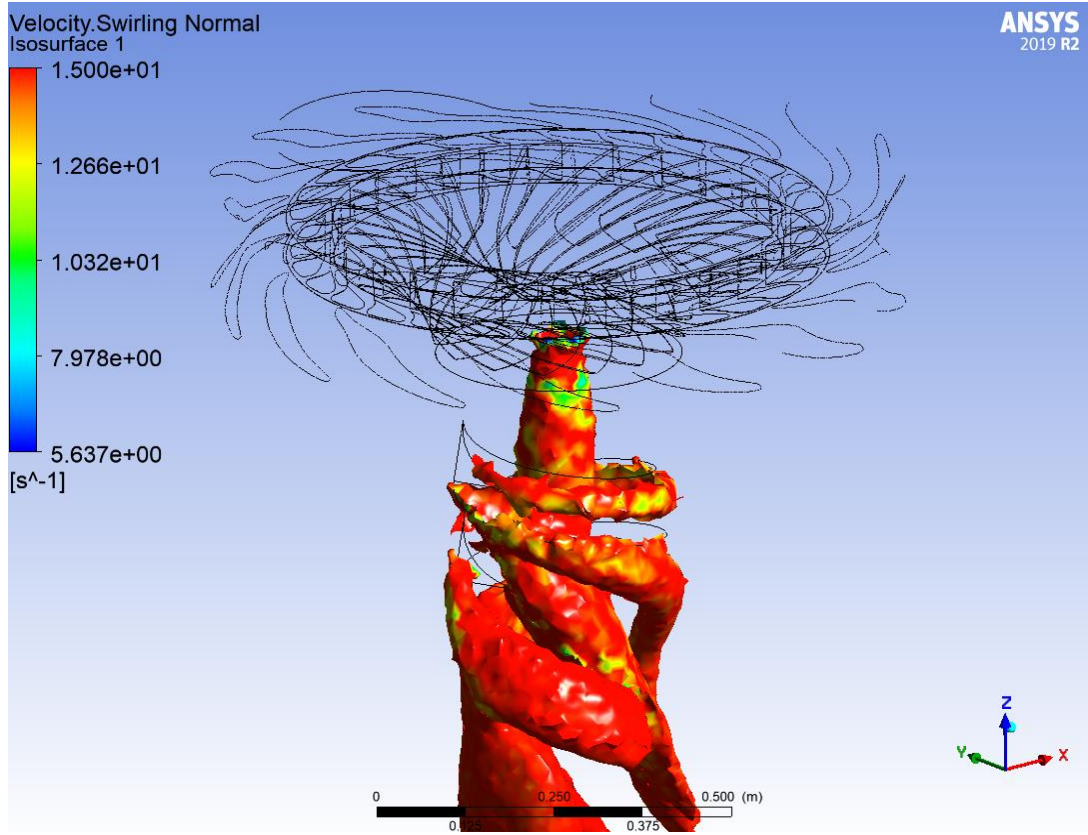
Şekil 5.59: PL durumundaki VPE'li türbin emme borusunda oluşan vorteks halatı

Şekil 5.59'da, ayar kanadı açısının konumuna göre kısmi yük durumunda çalışan tasarımın emme borusunda meydana gelen vorteks olayı gösterilmiştir.



Şekil 5.60: BEP durumundaki VPE'li türbin emme borusunda oluşan vorteks halatı

Şekil 5.60’da, ayar kanadı açısının konumuna göre en verimli durumda çalışan tasarımın emme borusunda meydana gelen vorteks olayı gösterilmiştir.



Şekil 5.61: OL durumundaki VPE’li türbin emme borusunda oluşan vorteks halatı

Şekil 5.61’de, ayar kanadı açısının konumuna göre kısmi yük durumunda çalışan tasarımın emme borusunda meydana gelen vorteks olayı gösterilmiştir.

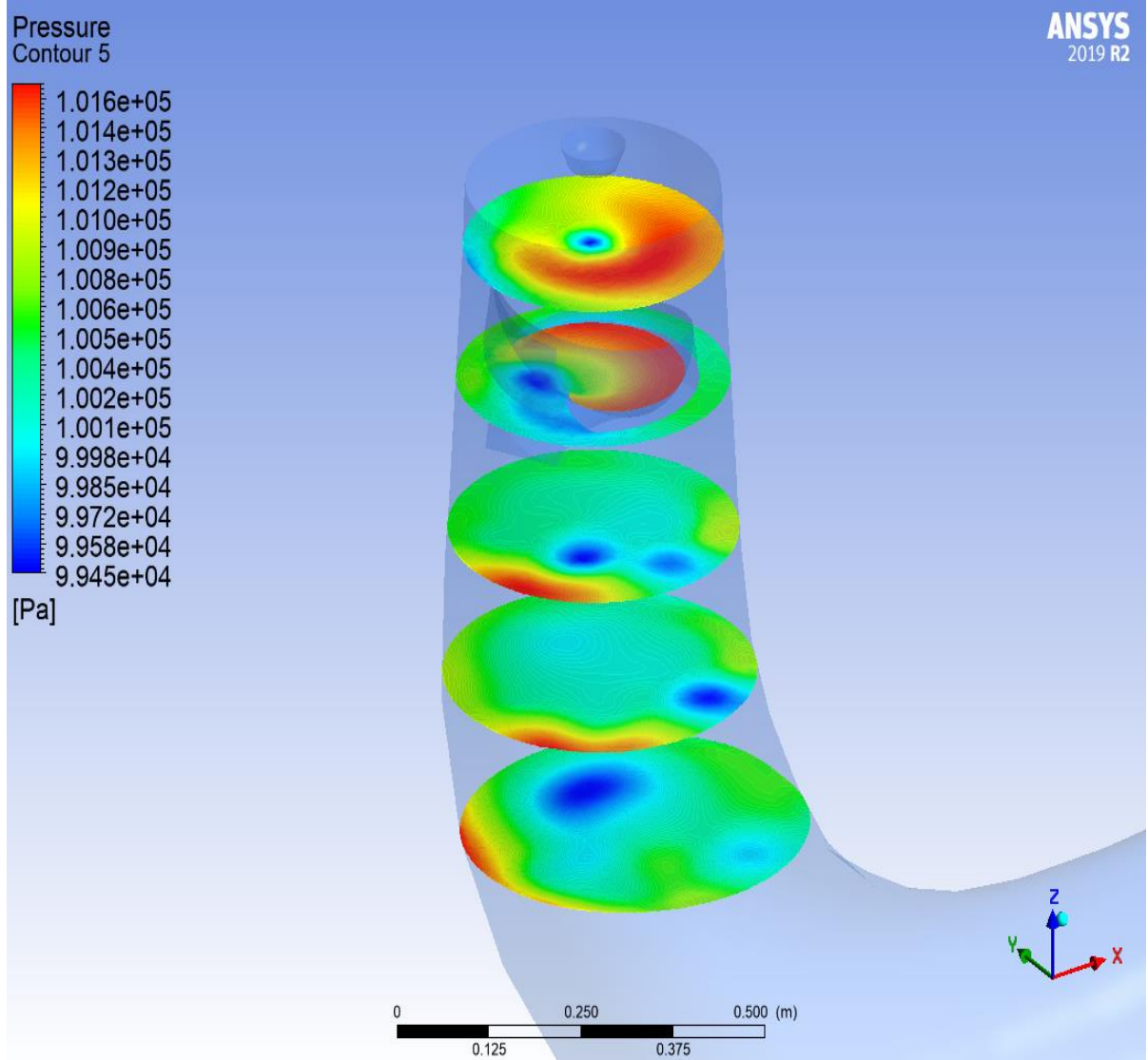
Böylece, farklı ayar kanadı açılarına göre oluşturulmuş tasarımların emme borularında meydana gelen vorteks oluşumu incelenmiştir. Buna göre, kısmi yük durumunda çalışan tasarımda, Vorteks Önleyici Bileşenin vorteks halatını parçaladığı görülse de, emme borusu boğazına doğru uzanan vorteks halatı parçalarının varlığı dikkat çekmektedir.

En verimli durumda çalışan tasarımın emme borusundaki vorteks olayı incelendiğinde, Vorteks Önleyici Bileşenin çıkışında vorteks olayının sonlandığı ve bileşenin görevini başarılı bir şekilde yerine getirdiği gözlemlenmiştir.

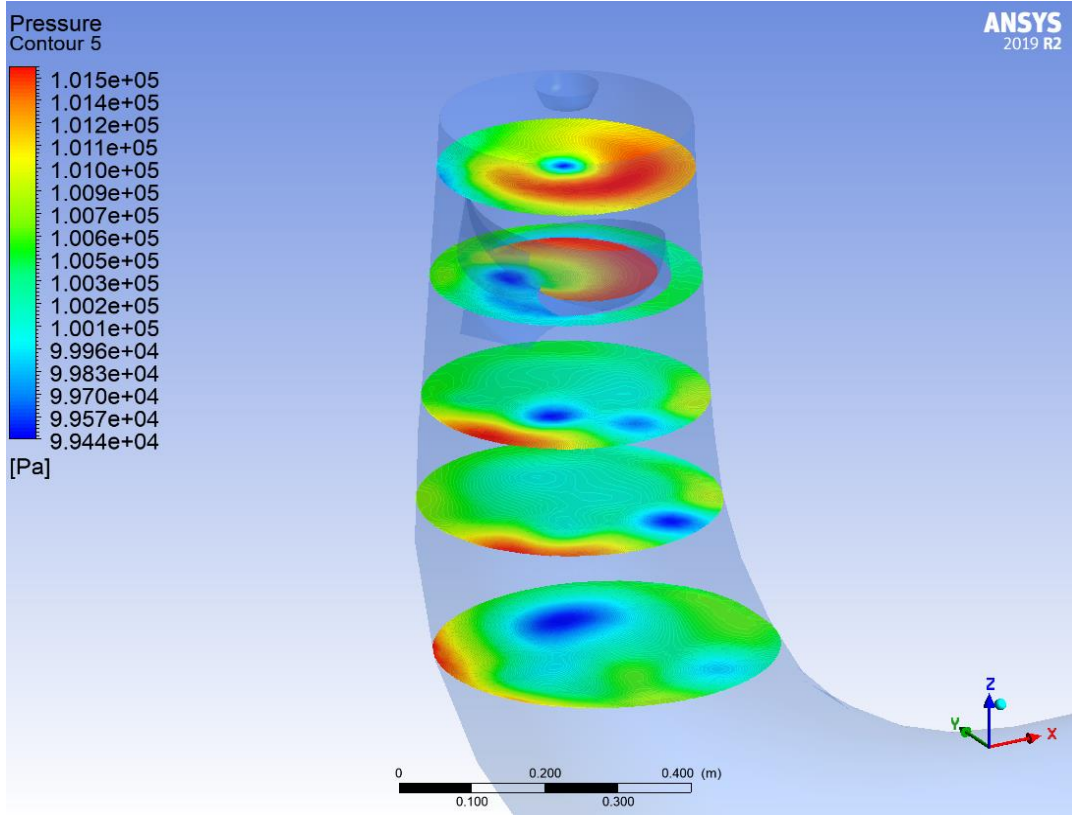
Yüksek yük veya aşırı yük durumunda çalışan tasarımın emme borusunda meydana gelen vorteks olayına bakıldığında ise, kısmi yükte meydana gelen olaya benzer ancak daha şiddetli vorteks halatı parçacıklarının emme borusu duvarlarına doğru dağıtıldığı

gözlemlenmiştir. Bu durumda da yine emme borusu boğazına kadar devam etmekte olan bir vorteks durumuyla karşılaşmıştır.

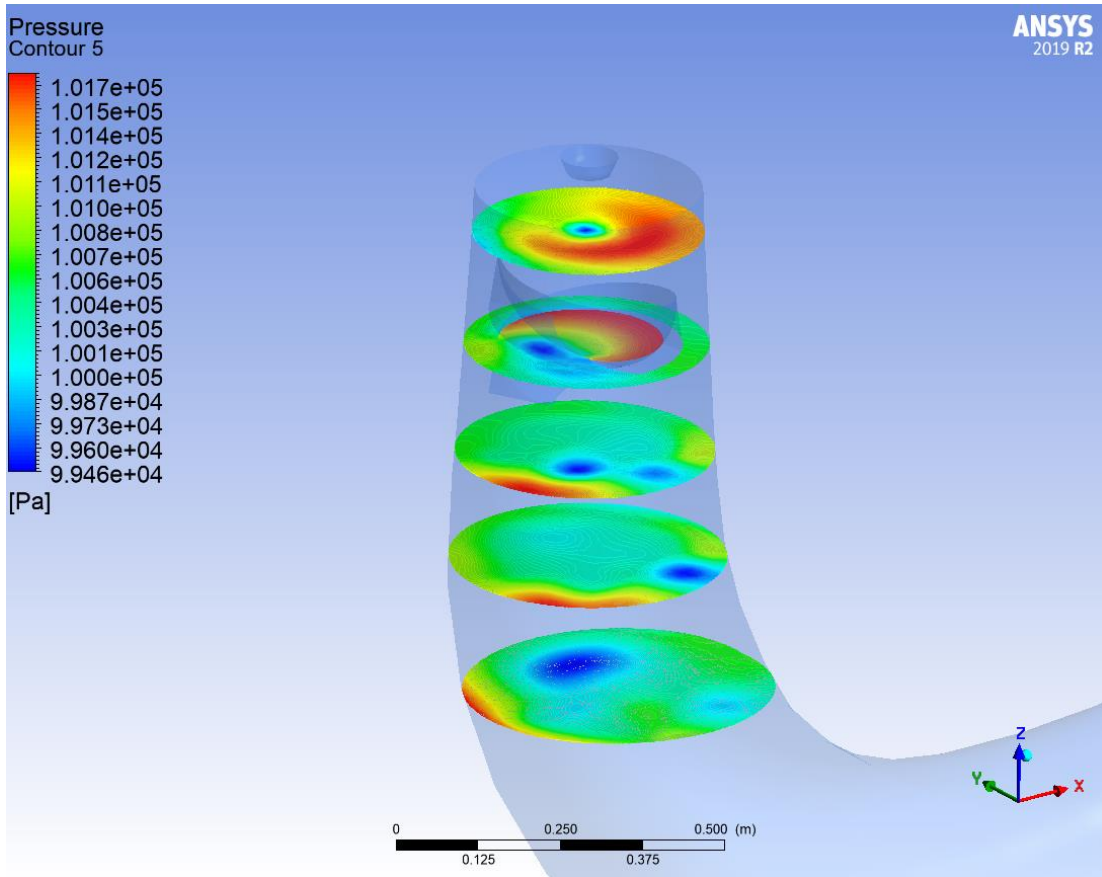
Sonuç olarak, Vorteks Önleyici Bileşenin, bileşen çıkış kesidinden belirli bir mesafeden itibaren, vorteks oluşumunu en verimli noktada tamamen ortadan kaldırdığı, kısmi yükte çalışma durumunda kısmi olarak dağıtabildiği, aşırı yükte çalışma durumunda ise dağıtma konusunda daha başarısız olduğu söylenebilir.



Şekil 5.62: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0,2$  m)



Şekil 5.63: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0,25$  m)

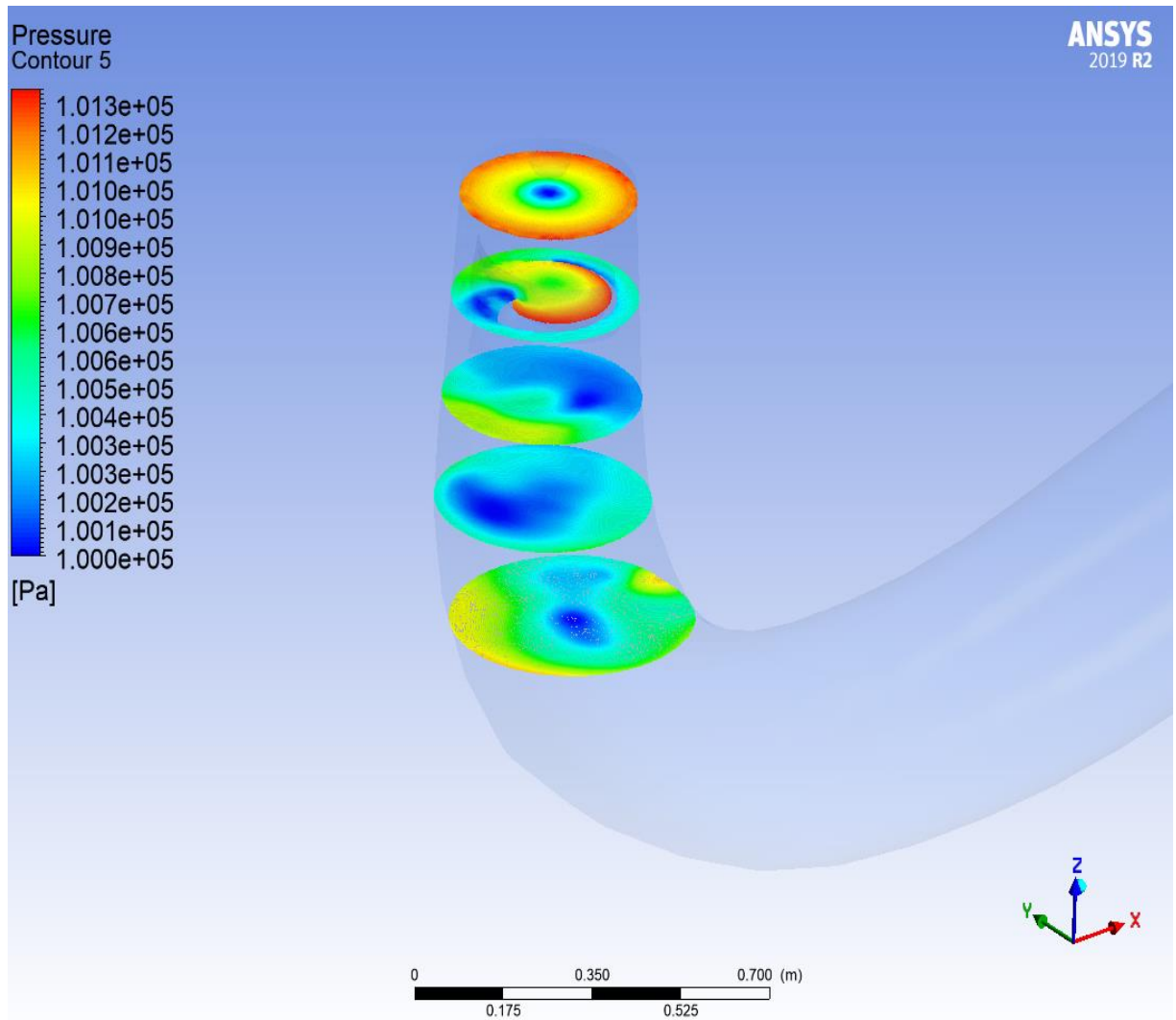


Şekil 5.64: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $h_{VPE}=0,3$  m)

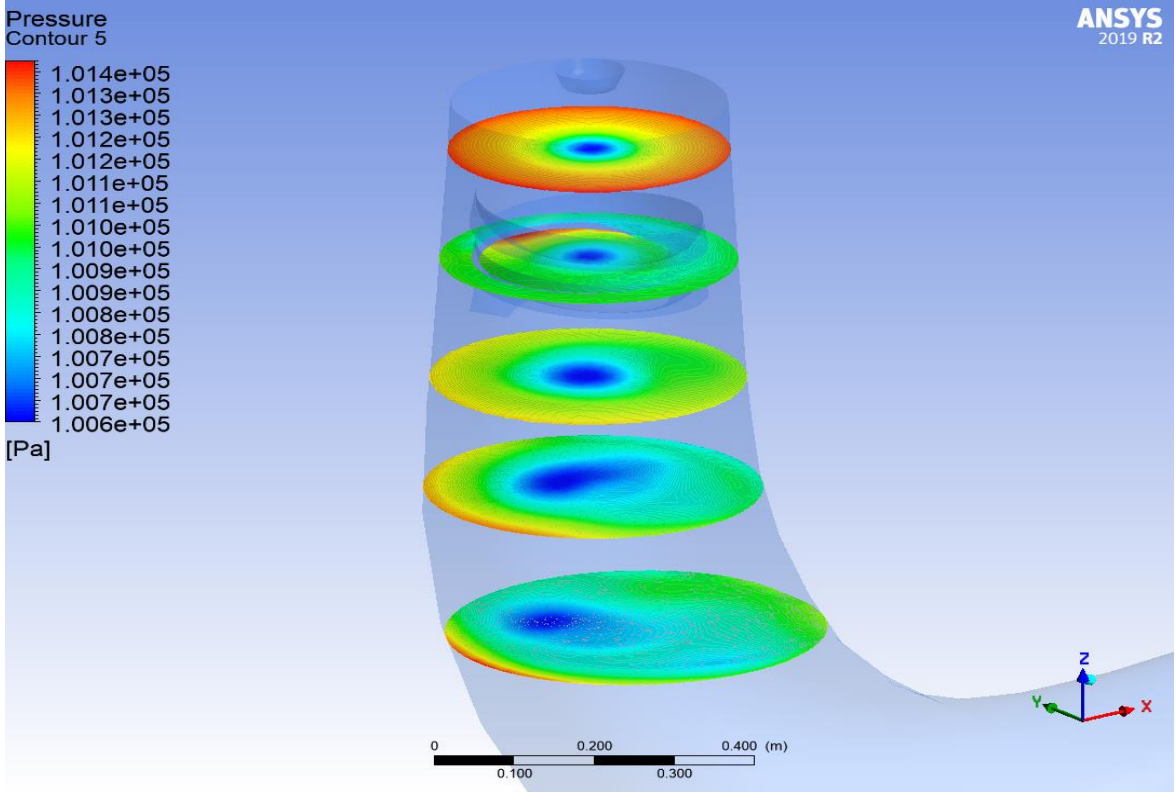


Şekil 5.62-5.64'te farklı VPE yüksekliklerine sahip tasarımlardaki emme borusu içerisindeki basınç dağılımları verilmiştir. Emme borusu içerisinde belirli uzaklıklarla belirlenen kesitlerden alınan basınç konturları göstermektedir ki, VPE orta noktada oluşan düşük basınç bölgesini öteleyerek VPE yüzeyinde dönmesini sağlamaktadır. VPE çıkışında ise düşük basınç bölgesininin parçalanarak ikiye bölündüğü ve çeperlere doğru dağıtıldığı görülmektedir.

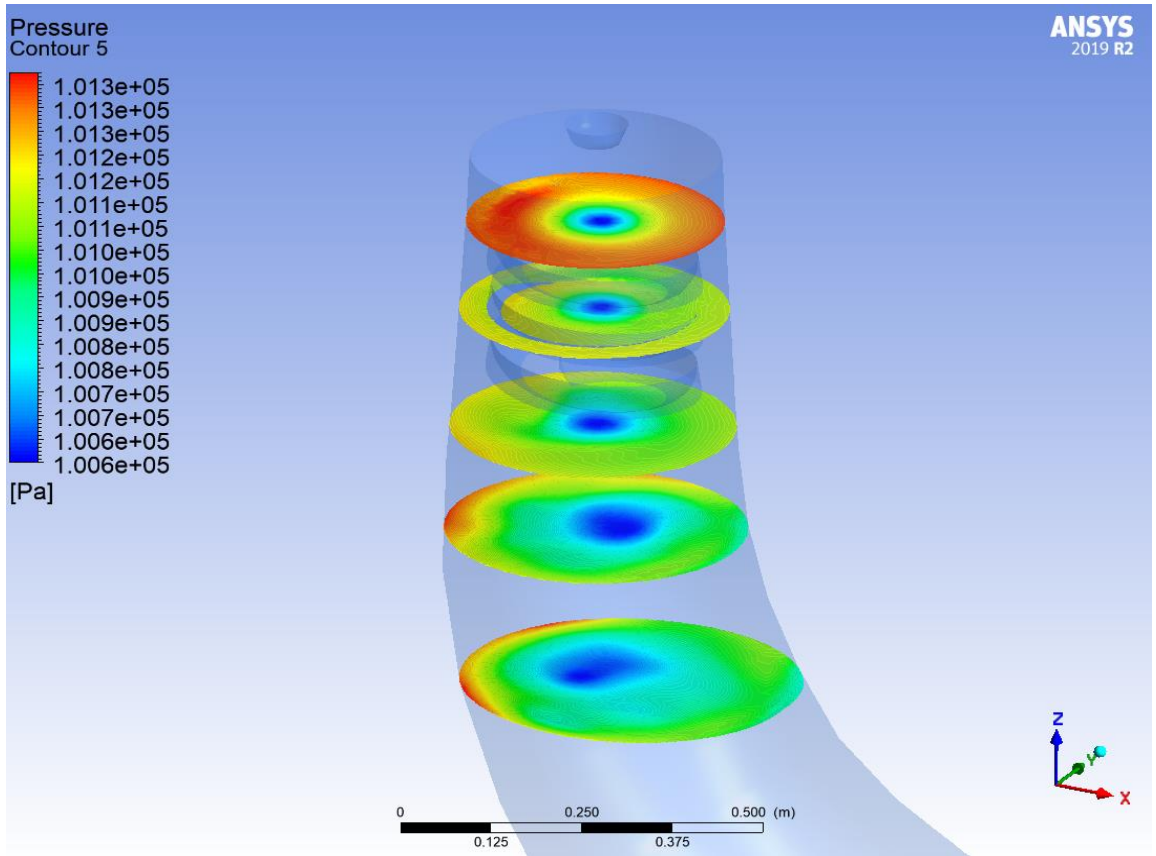
Bunun yanında, bu konturlardan da anlaşılacağı üzere, VPE yüksekliğinin emme borusu içerisindeki akış ve basınç dağılımları üzerinde pek bir etkisi olmadığı görülmektedir. Bu çıkarım nerdeyse birbirinin aynısı olan üç şekilden rahatça anlaşılmaktadır.



Şekil 5.65: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $S_{VPE}=1$ )



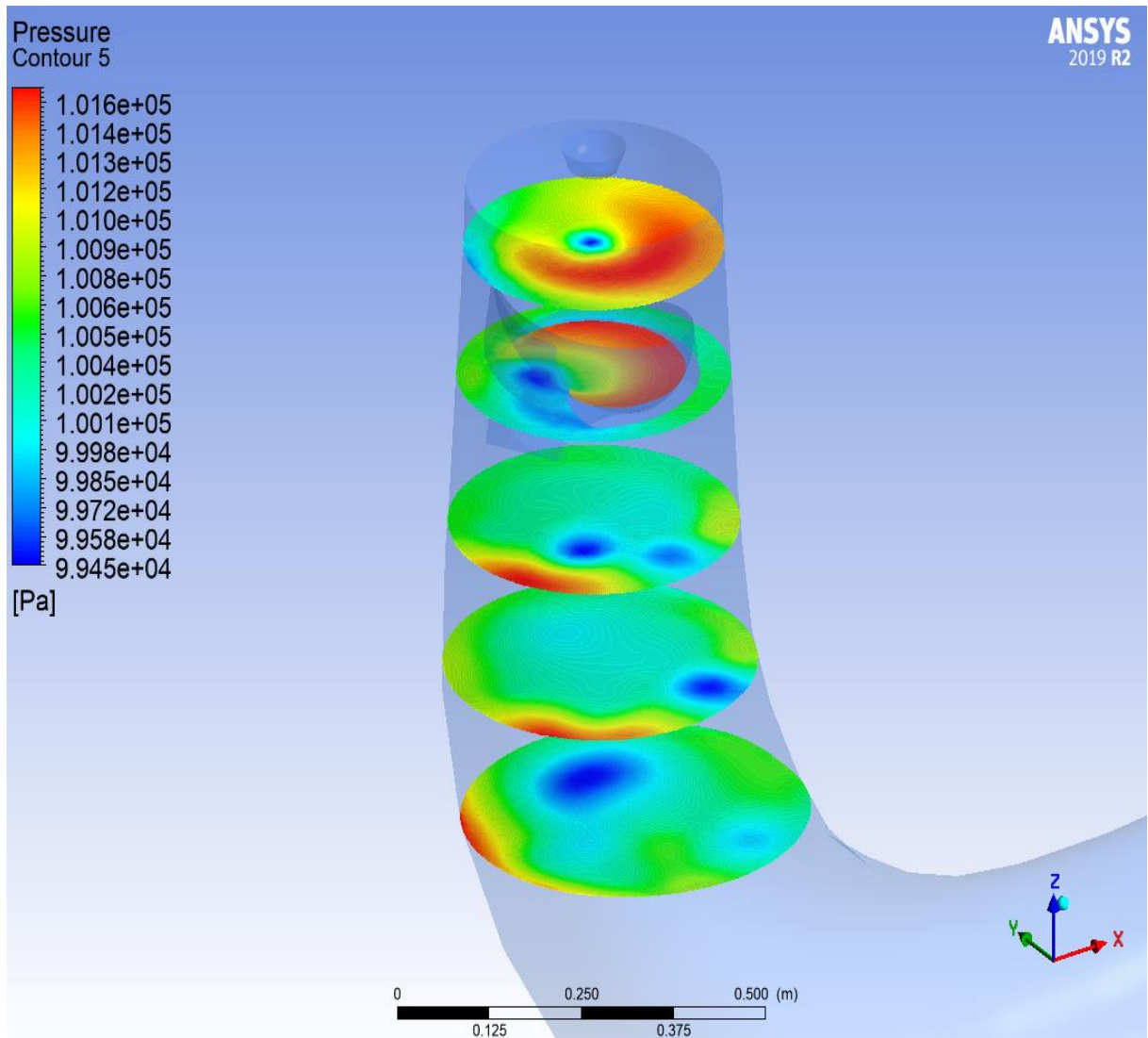
Şekil 5.66: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $S_{VPE}=2$ )



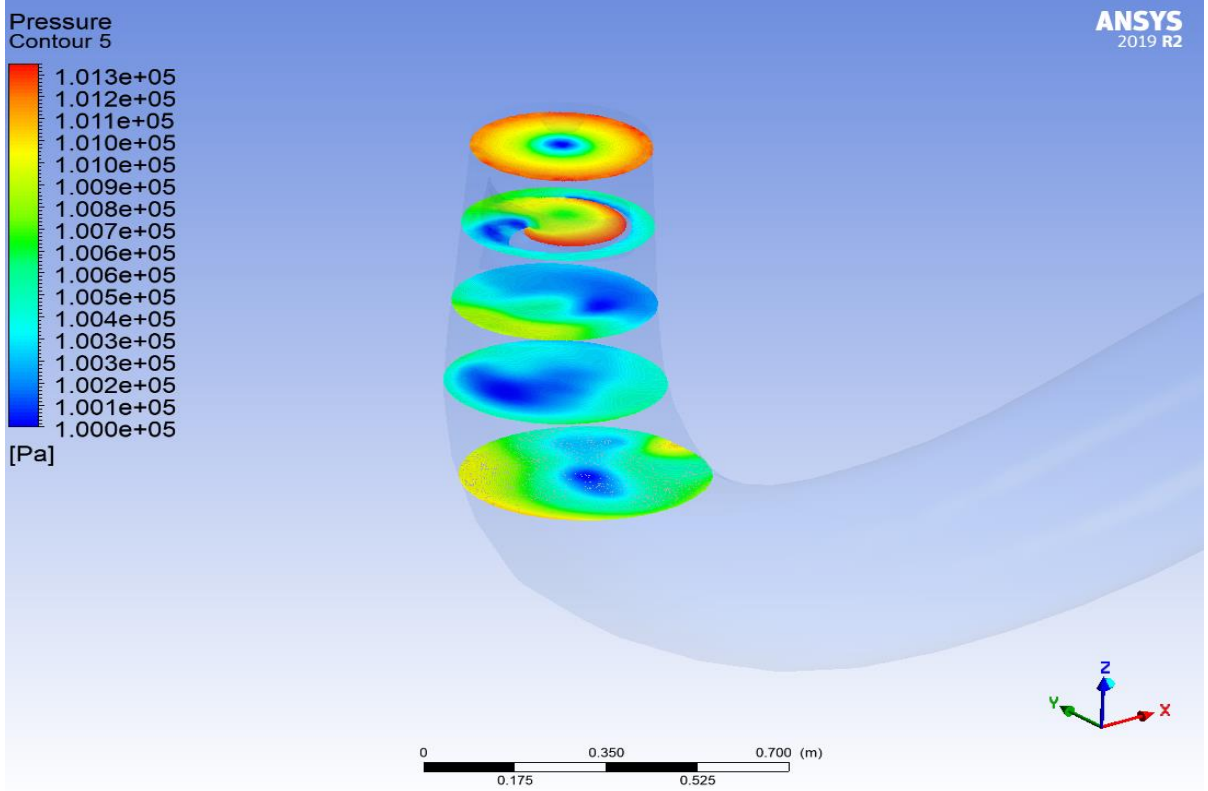
Şekil 5.67: Kesitlere göre basınç dağılımı ( $S_{VPE}=3$ )

Şekil 5.65-5.67’de ise farklı VPE kademelerine sahip tasarımların emme borularında meydana gelen basınç dağılımları gösterilmiştir. Önceki şekillerde olduğu gibi burada da belirlenen beş kesit üzerindeki basınç dağılımları konturlara işlenmiştir.

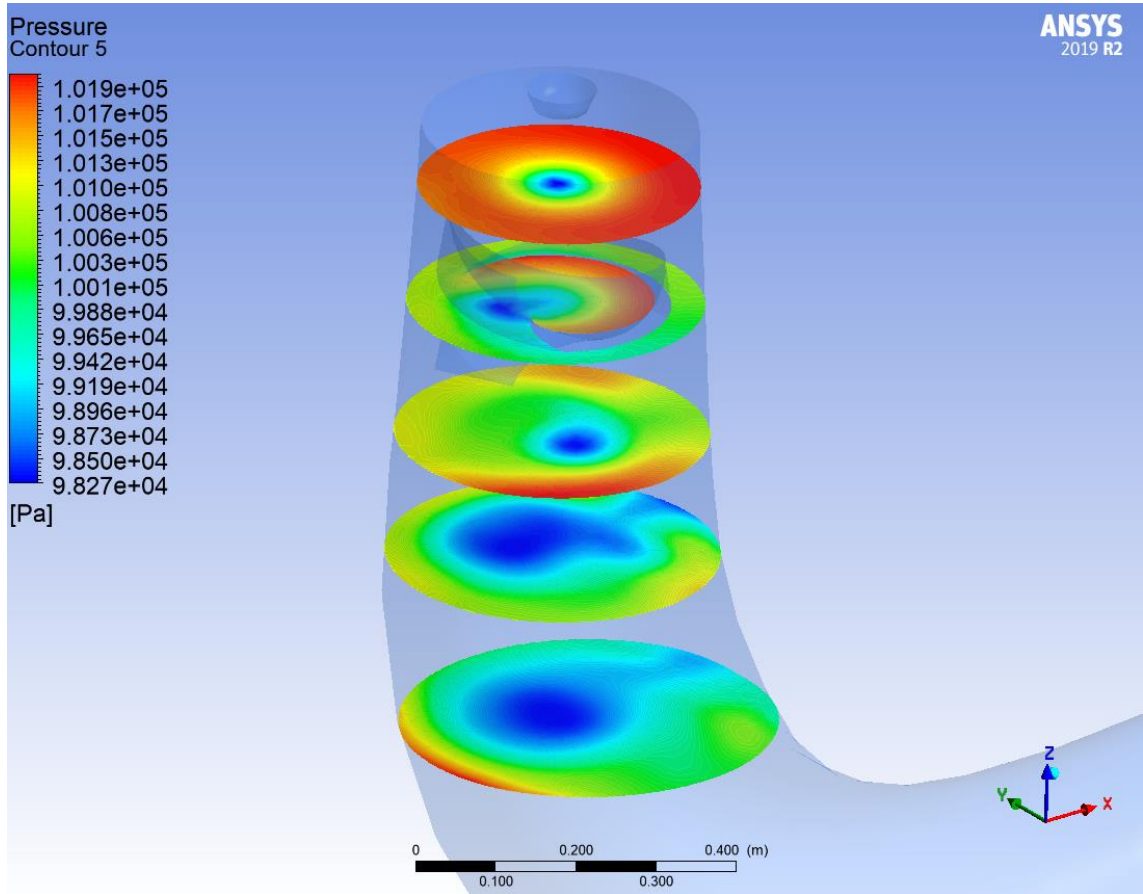
Görüldüğü gibi, bir kademeli VPE orta noktada oluşan düşük basınç bölgesini çeperlere doğru dağıtarak dördüncü kesitten itibaren neredeyse kararlı bir basınç dağılımı elde edilmesine sebebiyet vermiştir. İki kademeli VPE tasarımında beşinci kesitte kararlıya yakın bir dağılım elde edilse de, beş kesidin hiç birinde orta noktadaki düşük basınç bölgesinin dağıtılamadığı gözlemlenmiştir. Üç kademeli VPE tasarımında ise beşinci kesit dahil olmak üzere herhangi bir kesitte kararlıya yakın bir basınç dağılımı dahi gözlenememiştir.



Şekil 5.68: PL noktasındaki VPE tasarımı kesitlere göre basınç dağılımı



Şekil 5.69: BEP noktasındaki VPE tasarımı kesitlere göre basınç dağılımı

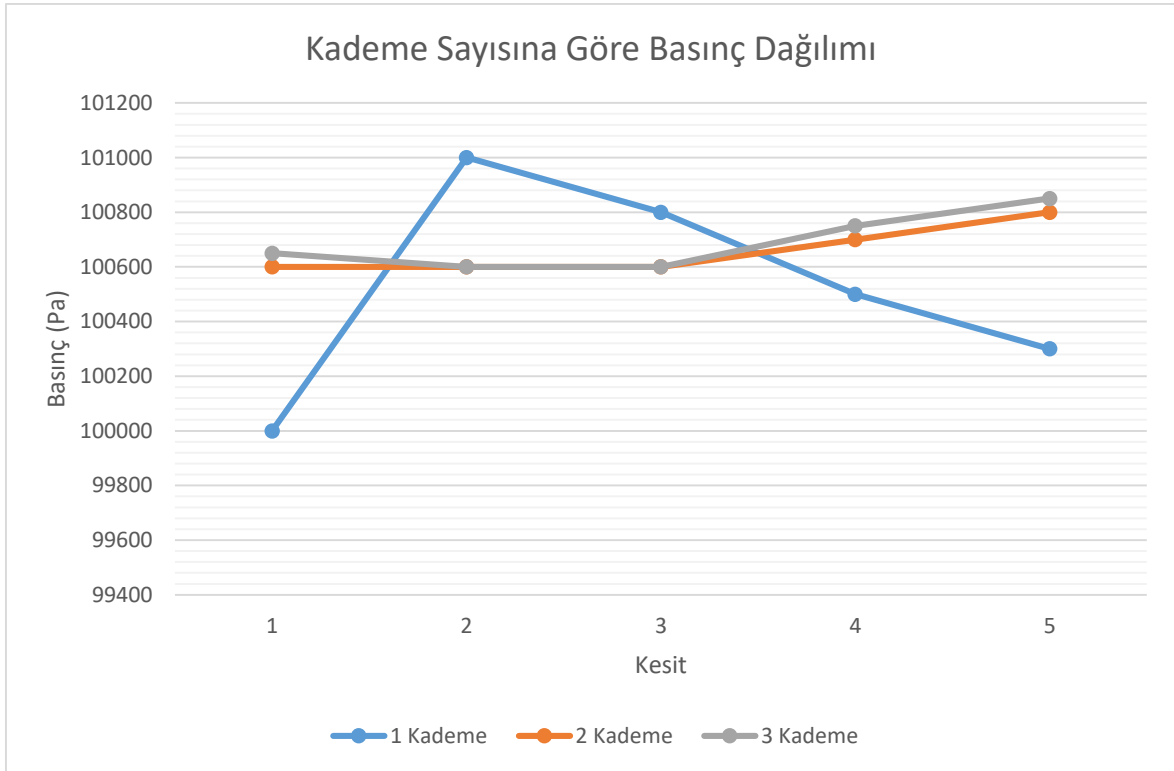


Şekil 5.70: OL noktasındaki VPE tasarımı kesitlere göre basınç dağılımı

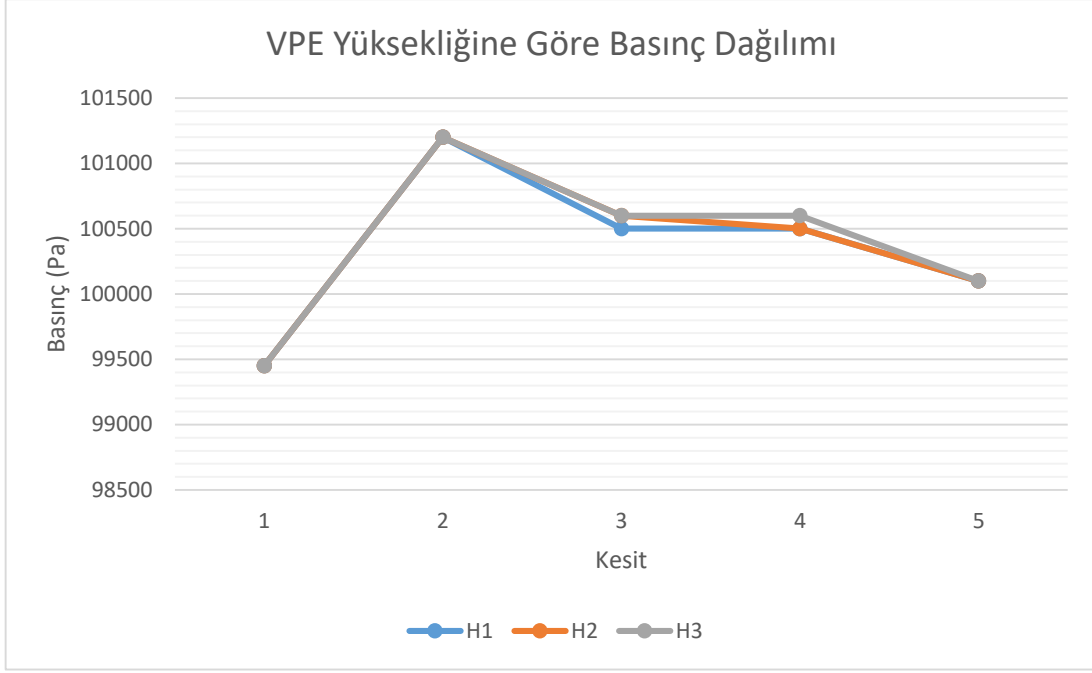
Ayar kanatları açısına göre sıralanan Şekil 5.68-5.70'deki tasarımların farklı kesitlerdeki basınç konturlarına bakıldığında ise, kısmi yük altında ve en verimli noktalarda düşük basınç noktalarının VPE aracılığı ile döndürülerek çeperlere doğru ötelendiği ve parçalandığı görülebilmektedir. Yüksek yük noktasında ise orta noktada oluşan düşük basınç bölgesi çeperlere doğru yayılır bir görüntü izlese de diğer iki tasarıma göre hala belirli bir noktada toplanmış bulunmaktadır.

Beş farklı kesitten alınan verilerle oluşturulan grafikler şekil 5.71-5.73'te verilmiştir. Buna göre, kademe sayısına göre sınıflandırmaya bakıldığında, iki ve üç kademeli VPE tasarımlarının emme borusu içerisindeki basınç dağılımına pek etki etmediği görülürken, bir kademeli VPE tasarımının emme borusu içerisindeki düşük basınç bölgesindeki basıncı özellikle ikinci kesitten itibaren önemli ölçüde arttırdığı görülmektedir.

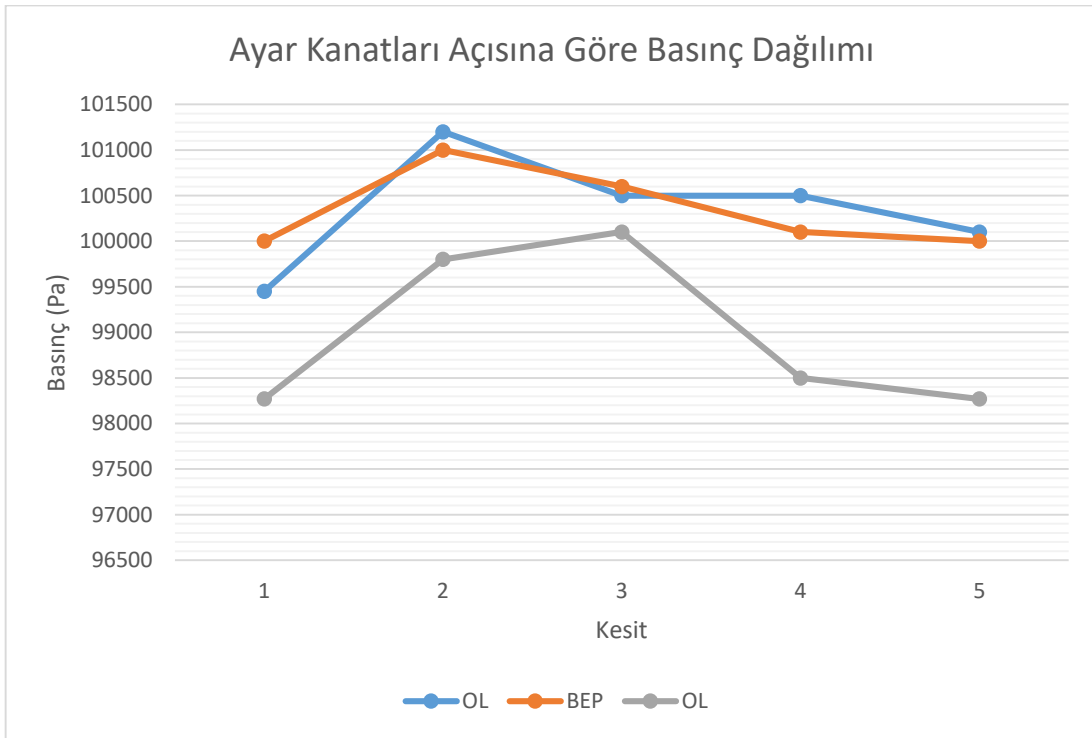
VPE yüksekliğine göre yapılan sınıflandırmaya bakıldığında ise üç tasarım arasında basınç dağılımı yönünden pek değişken bir durum olmadığı görülmektedir.



Şekil 5.71: Kademe sayısına göre basınç dağılımı



Şekil 5.72: VPE yüksekliğine göre basınç dağılımı



Şekil 5.73: Ayar kanatları açısına göre basınç dağılımı

Ayar kanatları açısına göre düzenlenen grafiğe bakıldığında en verimli nokta ile kısmi yük noktalarında düşük basınç bölgesindeki basınç değerlerini belirli oranda yükseltebilse de, yüksek yük noktasında aynı etkiyi gösteremediği gözlemlenmiştir.

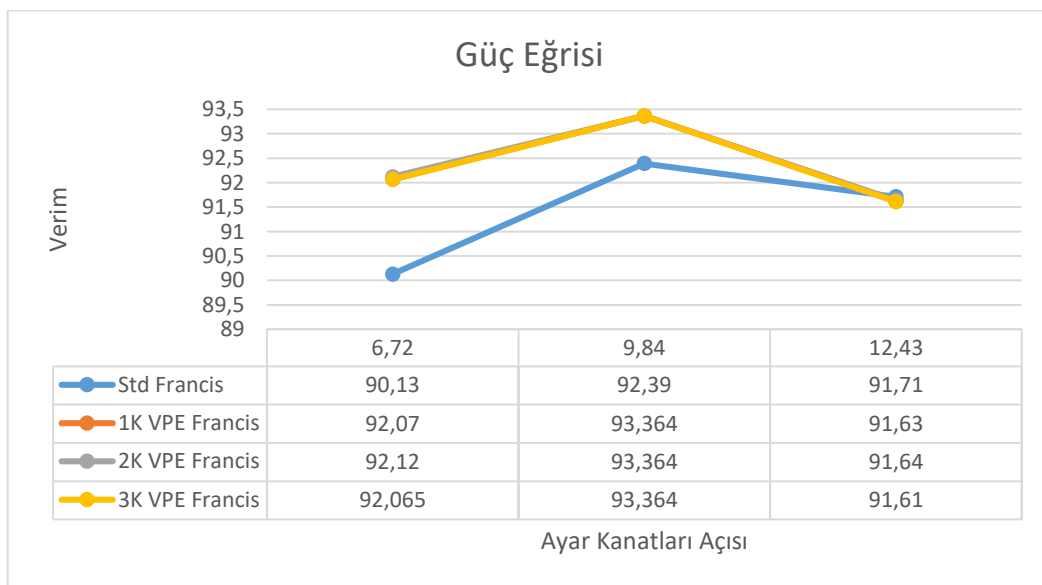
### 5.1.3. Verim değerleri

Analiz sonuçlarında elde edilen verim değerleri Box-Behnken deney tasarımı tablosuna işlenmiş ve karşılaştırmalar yapılmıştır.

Tablo 5.1: Tasarımlara göre verim değerleri

Analiz	Ayar Kanatları Açısı (°)	VPE Kademe (adet)	VPE Yüksekliği (m)	Verim (%)
1	9,84	1	0,25	93,364
2	9,84	2	0,2	93,364
3	9,84	3	0,3	93,364
4	6,72	1	0,2	92,07
5	6,72	2	0,25	92,12
6	6,72	3	0,3	92,06
7	12,43	1	0,2	91,63
8	12,43	2	0,25	91,64
9	12,43	3	0,3	91,61
10	6,72	1	0,25	92,15
11	6,72	2	0,2	92,12
12	9,84	2	0,25	93,3
13	6,72	3	0,25	92,065
14	9,84	1	0,25	93,3
15	12,43	1	0,3	91,57

Tablodan da görüldüğü gibi, bir kademeli Vorteks Önleyici Bileşenin bileşen yüksekliğine bakılmaksızın diğer tasarımlar arasında türbini en yüksek verim değerine ulaştırdığı sonucuna ulaşılmaktadır.

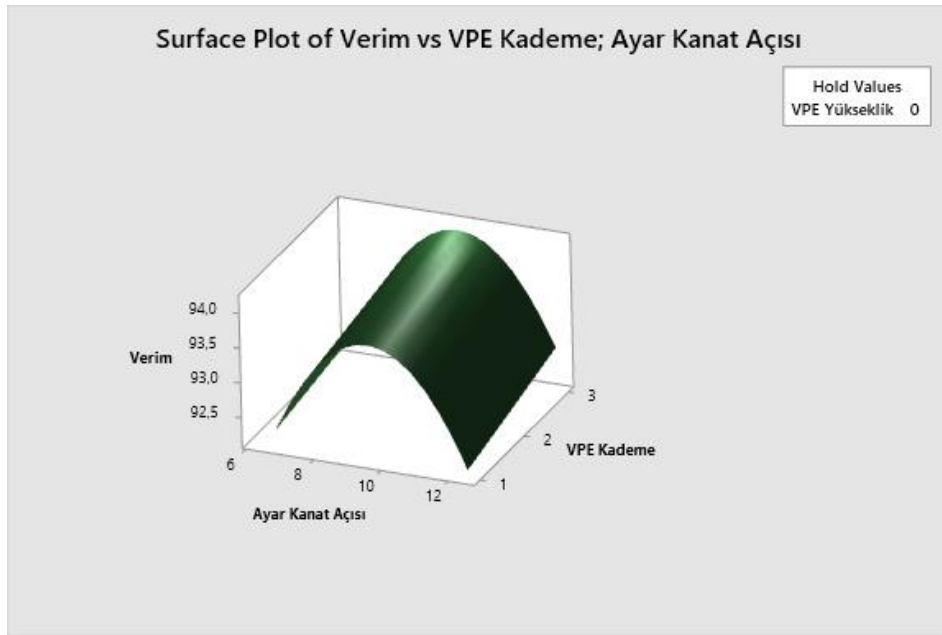


Şekil 5.74: Standart ve VPE'li türbinlerin güç eğrisi

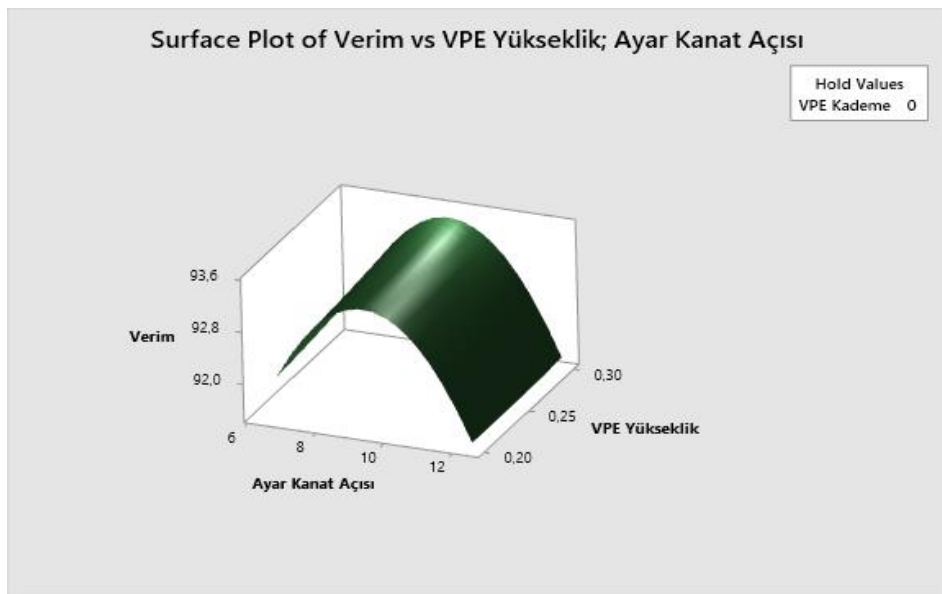
Ayrıca, doğrulama analizinde belirtildiği üzere, standart Francis türbininin verim değeri %92,3 iken bir kademeli VPE kullanıldığında bu değer %93,365 değerine ulaştığı görülmektedir. Bu da yaklaşık %1'lik bir artışa tekabül etmektedir ki verim değerleri %90'ların üzerinde seyreden bir Francis türbini için bu rakam önemli bir iyileştirme değildir.

## 5.2. Optimizasyon Bulguları

Minitab programı vasıtasıyla gerçekleştirilen Yanıt Yüzeyi metodlarından Box-Behnken deney tasarımı ile yapılan regresyon analizinin sonuçları Şekil 5.75-5.79'da verilmiştir.



Şekil 5.75: Ayar kanatları açısı, VPE kademe sayısı ilişkisi

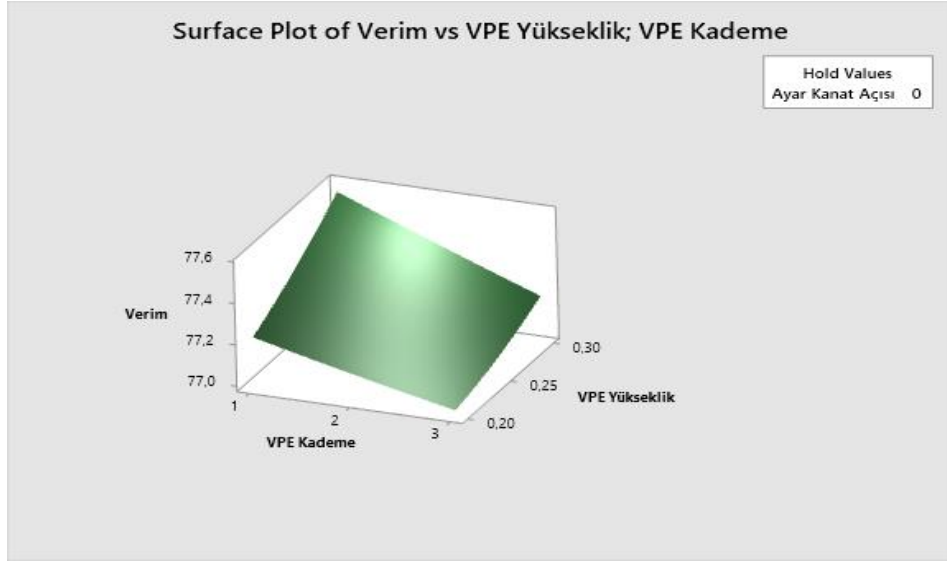


Şekil 5.76: Ayar kanatları açısı, VPE yükseklik ilişkisi



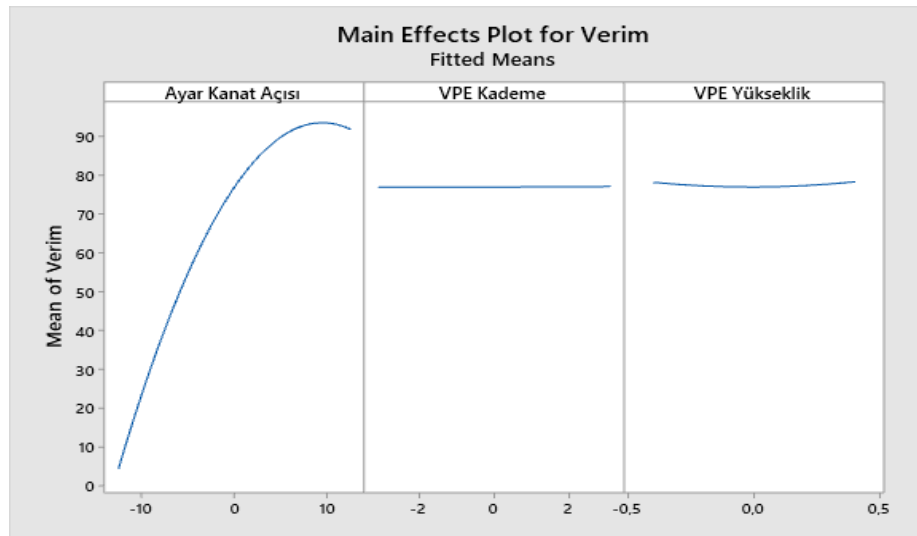
Görüldüğü gibi, yanıt yüzeyleri doğrusal değil, eğri biçimindedir. Bu durum, ikinci dereceden bir yanıt yüzeyinin oluştuğu anlamını taşımaktadır.

Ayar kanatları açısı ve VPE kademe sayısı etkileşim ilişkisinin verim üzerindeki etkisinin diğer parametrelere göre daha yüksek olduğu, ayar kanatları açısı ve VPE yüksekliği etkileşim ilişkisinin bu ilişkiyi takip ettiği görülmektedir.



Şekil 5.77: VPE kademe sayısı, VPE yükseklik ilişkisi

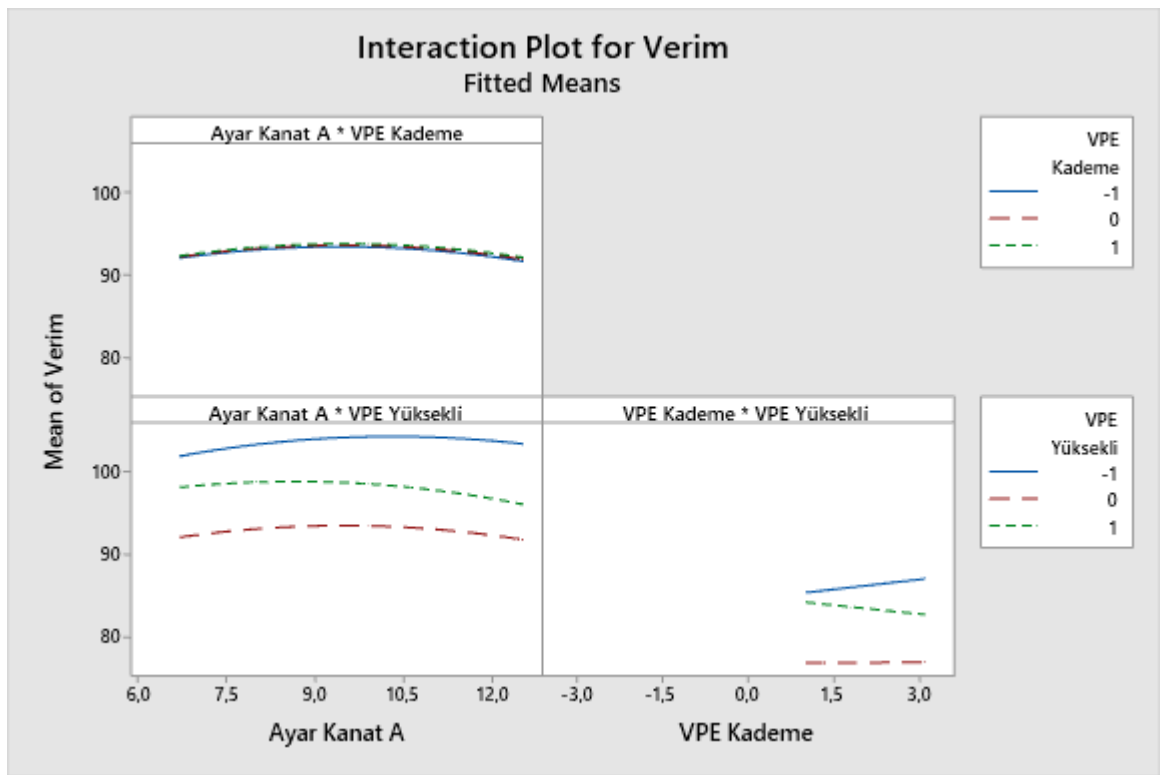
VPE kademe sayısı ve VPE yükseklik etkileşim ilişkisinin ise verim üzerindeki en az etkili ilişki olduğu Şekil 5.77’de görülmektedir.



Şekil 5.78: Parametrelerin verim üzerindeki etkisi

Parametrelerin teker teker etkisi incelendiğinde, ayar kanatları açısının verim üzerinde eğrisel bir etkisi bulunmaktadır. Bu eğri, türbin performans eğrisine benzemektedir ki, bu beklenen bir durumdur; öyle ki belirli bir noktadan itibaren ayar kanatları açısı artsa da performansın düşmesi beklenmektedir.

VPE kademe sayısı ve VPE yüksekliği parametrelerinin ise tek başına verim üzerinde hatırı sayılır bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Buna göre, VPE parametrelerinin ayar kanatları parametreleri ile birlikte değiştiğinde etkili olduğu etkileşim ilişkilerinden görülebilir.



Şekil 5.79: Etkileşim ilişkilerinin verim üzerindeki etkisi

Şekil 5.79’da, verim üzerinde etkisi bulunan etkileşimli parametrelerin ilişkisi grafik üzerinde verilmiştir. Buna göre, VPE kademe sayısının 1, yüksekliğinin ise alt sınır olan 0.2 değerinin verim için en iyi noktalar olduğu söylenebilir.

Regresyon analizi sonucunda, türbin performansı üzerindeki etkin parametrelerin tespiti adına bir regresyon denklemi elde edilmiştir.

$$\eta_{turbine} = 76,997 + 3,4988.\alpha + 0,023.S_{VPE} + 0,17.h_{VPE} - 0,18475.\alpha^2 + 0,0047.S_{VPE}^2 + 7,9.h_{VPE}^2 + 0,0165.\alpha.S_{VPE} - 0,304.\alpha.h_{VPE} - 0,750.S_{VPE}.h_{VPE} \quad (5.1)$$

Denkleimde  $\alpha$ , ayar kanatları açısını;  $S_{VPE}$ , Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayısını,  $h_{VPE}$ , Vorteks Önleyici Bileşenin yüksekliğini ifade etmektedir.

Elde edilen denkleme göre, türbin performansı üzerinde en etkin parametrenin ayar kanatları açısı olduğu görülmektedir. Analizden elde edilen grafikler ve değerlendirmeler Şekil 5.80’de sunulmuştur.

Varyans analizi tablosundan görüldüğü gibi P-değeri en düşük olan ayar kanatları açısının bu analizde en etkin parametre olduğu söylenebilir.

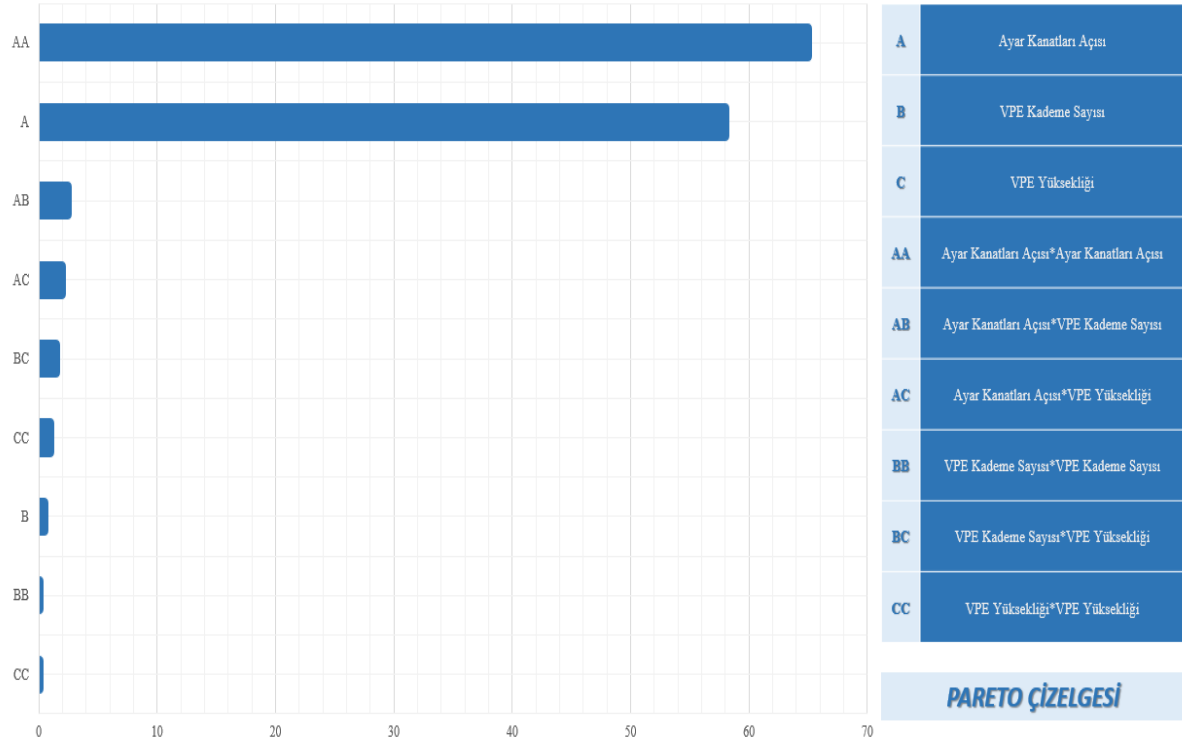
Kaynak	SD	P-Değeri
Model	9	0,000
Doğrusal	3	0,000
Ayar Kanatları Açısı	1	0,000
VPE Kademe	1	0,869
VPE Yükseklik	1	0,973
Karesel	3	0,000
Ayar Kanatları Açısı*Ayar Kanatları Açısı	1	0,000
VPE Kademe*VPE Kademe	1	0,905
VPE Yükseklik*VPE Yükseklik	1	0,555
Etkileşimler	3	0,455
Ayar Kanatları Açısı*VPE Kademe	1	0,164
Ayar Kanatları Açısı*VPE Yükseklik	1	0,228
VPE Kademe*VPE Yükseklik	1	0,419
Hata	5	
Uyumsuzluk	4	0,691
Saf Hata	1	
<b>Toplam</b>	<b>14</b>	

Şekil 5.80: Varyans analizi sonuçları

Pareto tablosuna bakıldığında ise, ayar kanatları açısının ardından sırasıyla ayar kanatları açısı ve Vorteks Önleyici Bileşenin kademe sayısı ile ayar kanatları açısı ve Vorteks Önleyici Bileşenin yüksekliğinin bileşik etkisinin verim üzerinde üçüncü ve

dördüncü etkin parametre olduğu görülse de, etkisinin ayar kanatları etkisinin yanında oldukça düşük kaldığı gözlemlenmiştir.

Standart türbinin verim değerinin, Vorteks Önleyici Bileşen kullanıldığında %1,03 oranında artması bu yorumu kanıtlar niteliktedir. MINITAB’de yapılan regresyon analizi sonucunda R2 değeri 0,9936 olarak belirlenmiştir. Regresyon ve model arasındaki uyumu gösteren bu değer 1’e çok yakın çıkması, modelin doğruluğunu kanıtlamaktadır.



Şekil 5.81: Pareto çizelgesi

## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 6.1. Sonuçlar

Çalışma kapsamında literatürde rastlanan Francis türbinlerinin emme borusu bileşeni içerisinde meydana gelen basınç dalgalanmaları ve buna bağlı olarak oluşan vorteks halatı olayının ortadan kaldırılması hedefiyle yeni bir bileşen tasarımı öne sürülmüştür. Vorteks Önleyici Bileşen adı verilen bu tasarım, Francis türbini rotorunun çıkışında meydana gelen dönel akışın tam tersi yönünde bir direnç yaratma prensibine dayanmakta olup helisel bir yapıya sahiptir. Vorteks Önleyici Bileşen, emme borusunun geometrik özellikleri de dikkate alınarak tasarlanmış ve rotor kanatçıklarının emme kısmındaki performansı düşürmemek üzere emme borusu giriş kesitinden belli bir mesafe gözetilerek konumlandırılmıştır. Bileşenin kademe sayısı ve yükseklik parametrelerinin türbin performansı üzerinde etkili olabileceği düşünüldüğünden, bu parametrelerin farklı değerleri ile farklı tasarımlar oluşturulmuştur.

Tasarlanan bu bileşen, standart Francis türbini tasarımına monte edilmiş ve bileşenin türbin performansı üzerindeki etkisinin görülmesi adına Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda bileşenin 1 kademeli tasarımının, yükseklik değerine bakılmaksızın türbin performansına en büyük katkı yaptığı durum olduğu görülmüştür.

Standart Francis türbininin aynı modelle analizi yapıldığında elde edilen verim değeri %92,3 iken, tek kademeli Vorteks Önleyici Bileşen türbine monte edildikten sonra yapılan analizde elde edilen değer %93,36 olarak elde edilmiştir.

Emme borusunda meydana gelen vorteks halatının ortadan kaldırılması için tasarlanan bu bileşenin, belirli tasarım kıstasları doğrultusunda görevinde başarılı olduğu söylenebilir. Standart Francis türbini için gerçekleştirilen analizde emme borusu girişindeki basınç dalgalanmalarından kaynaklanan bir vorteks halatı oluşumu gözlemlenmiştir. Tek kademeli vorteks önleyici bileşenin emme borusu içerisine konumlandırıldıktan sonra gerçekleştirilen analizde ise, oluşan vorteks halatının başarılı bir şekilde emme borusu çeperlerine doğru dağıtıldığı gözlemlenmiştir. İki kademeli ve üç kademeli Vorteks Önleyici Bileşen kullanıldığı durumda ise vorteks halatı olayının dağıtılamadığı, ancak emme borusu boğazına kadar uzanan bu olayın gelişimini yavaşlatarak daha kısa bir mesafede etki etmesine sebebiyet verdiği gözlemlenmiştir.

Bu durumda, çalışmadan çıkarılacak ilk sonuç, Vorteks Önleyici Bileşenin kullanıldığı durumlarda, kademe sayısına bağlı olarak vorteks halatının dağıtılabileceği ve bu durumun Francis türbini veriminde ek kazançlar getirebileceği durumudur.

Çalışmanın bir diğer amacı olan, belirlenen üç parametreden hangi parametrenin Francis türbini performansı üzerindeki etkisinin en yüksek olduğu sorusudur. Bu hedefe yönelik HAD ve optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Literatürde bulunan birçok yöntem araştırılmış ve seçilen parametreler arasında doğrusal olmayan bir ilişki öngörüldüğünden ve deney sayısının diğer yöntemlere göre daha az olmasından dolayı Box-Behnken deney tasarımında karar kılınmıştır. Ayar kanatları açılı, Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliği ve Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayısı optimizasyon sürecinin faktörleri olarak belirlenmiş ve bu faktörlere alt,üst ve orta sınır değerleri atanmıştır. HAD analizlerinden alınan verim değerinin optimizasyon sürecinde yanıt fonksiyonu olmasına karar verilmiş ve iki süreç koordineli bir şekilde yürütülerek, belirlenen parametrelerin türbin performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Elde edilen denkleme göre, türbin performansı üzerinde en etkin parametrenin ayar kanatları açısı olduğu görülmektedir.

Varyans analizi tablosundan görüldüğü gibi P-değeri en düşük olan ayar kanatları açısının bu analizde en etkin parametre olduğu söylenebilir.

Pareto tablosuna bakıldığında ise, ayar kanatları açısının ardından sırasıyla ayar kanatları açısı ve Vorteks Önleyici Bileşenin kademe sayısı ile ayar kanatları açısı ve Vorteks Önleyici Bileşenin yüksekliğinin bileşik etkisinin verim üzerinde üçüncü ve dördüncü etkin parametre olduğu görülse de, etkisinin ayar kanatları etkisinin yanında oldukça düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Standart türbinin verim değerinin, Vorteks Önleyici Bileşen kullanıldığında %1,03 oranında artması bu yorumu kanıtlar niteliktedir.

Elde edilen tasarım, literatürde belirtilen kriterleri [12,13] sağlamaktadır.

Kriter 1: Kontrol tekniği vorteks oluşumunun sebebini göstermelidir.

Sonuç 1: Türbin tasarımları içerisindeki vorteks oluşumları rotor kanatçıklarının yapısı ve türbin debisine bağlı olarak rotordan çıkan suyun çevresel hızının yüksek olması sebebiyle meydana gelmektedir.

Kriter 2: Vorteks halatı, emme borusunun girişinde kontrol edilmelidir.

Sonuç 2: Tasarlanan Vorteks Önleyici Bileşen, rotor kanatçıklarının emme performansı da düşünülerek emme borusu girişine konumlandırılmıştır.

Kriter 3: Kontrol metodu, emme borusu duvarlarını değil, merkezdeki emme borusu eksenini civarında oluşan durgun bölgeyi hedef almalıdır.

Sonuç 3: Gerçekleştirilen VPE tasarımı, emme borusu girişinde merkezde meydana gelen durgun basınç bölgelerini ortadan kaldırmayı hedef almaktadır. Bu hedefine rotordan çıkan suyun çevresel hızının aksi yönde konumlandırılan helisel yapı ile ulaşmaktadır.

Kriter 4: Kontrol tekniği, türbinin en verimli çalışma noktasındaki türbin verimini düşürmemelidir.

Sonuç 4: Tasarlanan VPE ile türbinin en verimli çalışma noktasındaki türbin verimi düşürülmemiş, aksine yapılan analizler sonucunda türbin veriminin en verimli çalışma noktasında %1,03 arttığı gözlemlenmiştir.

Optimizasyon süreci sonunda, faktörlerin optimal değerleri; ayar kanatları açısı türbin performansında en verimli noktaya denk gelen  $9,84^\circ$ , Vorteks Önleyici Bileşen kademe sayısı 1 ve Vorteks Önleyici Bileşen yüksekliği 0,25 olarak bulunmuştur. Bu değerler ile yapılan analiz sonucunda türbin verimi %93,36 olarak elde edilmiştir.

Çalışma kapsamında yürütülen kararlı ve zamana bağlı analizler ve çıktılarından bazıları kullanılarak oluşturulan makale EK-2’de sunulmuştur. Çalışmanın sonuçları gözlemlendiğinde birçok yayına kaynak oluşturabileceği düşünülmektedir. Bunu yanı sıra, çalışma içerisinde sunulan orijinal fikrin fikri haklarının alınabilmesi için Türk Patent Enstitüsü’ne gerekli başvurular gerçekleştirilmiş ve süreç değerlendirme aşamasındadır.

## **6.2. Öneriler**

Bölümün bu kısmından sonra, gelecek çalışmalara ışık tutabilmesi açısından birkaç öneri sunulmuştur.

Bu çalışmada yapılması önceden planlansa da, zaman ve CPU açısından fazla yük getireceği göz önünde bulundurulmuş Vorteks Önleyici Bileşenin türbin çıkış açısı ile etkileşimi gözlemlenebilir ve optimizasyon çalışması yürütülebilir.

Vorteks Önleyici Bileşenin emme borusu içerisindeki konumunun optimizasyonu yapılarak vorteks halatı üzerindeki etkisi gözlemlenebilir.

Vorteks Önleyici Bileşen'in helisel yapısındaki açılar değiştirilerek, daha dik ve daha yatay yapıların vorteks halatı ve türbin performansı üzerindeki etkileri incelenebilir.

Vorteks Önleyici Bileşenin türbinin mekanik özelliklerini nasıl etkilediği araştırılabilir, türbin içerisinde titreşim, kavitasyon, aşınma gibi olaylar üzerindeki etkileri gözlemlenebilir.

Çalışmanın bir prototipi oluşturularak çeşitli deneylere tabi tutulduktan ve analiz sonuçları ile uyum gözlendikten sonra ve maliyet-fayda analizinin de gerçekleştirilmesi ile ürünün ticarileşmesi ve santrallere konumlandırılması için gerekli adımlar atılabilir.

Unutulmamalıdır ki, küresel ısınma ve hızlı nüfus artışı ve beraberinde gelen yüksek enerji talepleri tehditleri altında, enerjisinin %16'sını hidrolik enerjiden karşılayan ve kurulu santrallerinin çoğu 30 yaş ve üstünde olan bir ülke için her bir türbinden elde edilecek %1'lik ek verimler, ülkenin enerji hedeflerine ulaşmasında küçük de olsa etkili olabilir.



## KAYNAKLAR

- [1] Türkiye Cumhuriyeti Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı web sitesi, <https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-elektrik> , Erişim Tarihi: 10/06/2022.
- [2] Türkiye Cumhuriyeti Çevre ve Şehircilik Bakanlığı web sitesi, <https://iklim.csb.gov.tr/paris-anlasmasi-i-98587> , Erişim Tarihi: 10/06/2022.
- [3] Türkiye Cumhuriyeti 2019-2023 Stratejik Planı web sitesi, [http://www.sp.gov.tr/upload/xSPStratejikPlan/files/muqpM+Stratejik\\_Plan\\_2019-2023.pdf](http://www.sp.gov.tr/upload/xSPStratejikPlan/files/muqpM+Stratejik_Plan_2019-2023.pdf), Erişim Tarihi: 10/06/2022.
- [4] International Energy Agency web sitesi, <https://www.iea.org/reports/net-zero-by-2050>, Erişim Tarihi: 10/06/2022.
- [5] Anup K.C., Young Hoo, L., Bhola, T., “CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control technique”, *Renewable Energy*, 86, 2016, 1406-1421.
- [6] Choi Y.D., Kurokawa J., Imamura H., “Suppression of Cavitation in Inducers by J-Grooves”, *Journal of Fluids Engineering*, 129, 2007, 15-22.
- [7] Wei Q.S., Choi Y.D., Zhu B.S., “Application of J-Groove to the suppression of swirl flow in the draft tube of a Francis hydro turbine”, *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 2012.
- [8] Chen Z., Choi Y.D., “Suppression of cavitation in the draft tube of Francis turbine model by J-Groove”, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018,1-11.
- [9] Nishi M., Matsunaga S., Okamoto M., Uno M. and Nishitani K., “Measurement of three dimensional periodic flow on a conical draft tube at surging condition”, (eds.) *Flows in Non-Rotating Turbomachinery Components FED*,1988, 69, 81-88.
- [10] Stuparu A. and Susan-Resiga R., “The origin of the plunging pressure fluctuations for a swirling flow with precessing vortex rope in a straight diffuser”, in *Proc. of the 6th IAHR Int. Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems (Ljubljana, Slovenia)* 1-8.
- [11] Muntean S., Tanasa C., Bosioc A.I., Moş D.C., “Investigation of the Plunging Pressure Pulsation in a Swirling Flow with Precessing Vortex Rope in a Straight

- Diffuser”, 28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 49,2016,1-10.
- [12] Susan-Resiga, R., Vu, T. C., Muntean, S., Ciocan, G. D., and Nennemann, B., “Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge,” 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Yokohama, Japan,2006, October 17–21.
- [13] Zhang, R. K., Mao, F., Wu, J. Z., Chen, S. Y., Wu, Y. L., and Liu, S. H., “Characteristics and Control of the Draft-Tube Flow in Part-Load Francis Turbine,” ASME J. Fluids Eng., 131(2), p. 021101.
- [14] Foroutan H., Yavuzkurt S., “Flow in the Simplified Draft Tube of a Francis Turbine Operating at Partial Load – Part II: Control of the Vortex Rope”, Journal of Applied Mechanics, 81,061011-1.
- [15] Dias, I., and Riethmuller, M. L., “Visualisation of the Forming Bubble and PIV Measurement of Surrounding Liquid Using Fluorescent Particles,” Proceedings of Eighth International Symposium of Flow Visualisation, Sorrento, Italy,1998.
- [16] Iliescu, M.S., Ciocan G.D., Avellan F., “Analysis of the Cavitating Draft Tube Vortex in a Francis Turbine Using Particle Image Velocimetry Measurements in Two-Phase Flow”, Journal of Fluids Engineering, 130,021102-1.
- [17] Semerci, D.S., Yavuz, T., “Optimization of a Model Francis Turbine Parameters for the Most Efficient Case”, International Conference on Clean Energy, Famagurta/Cyprus, 2018.
- [18] Siervo, J., Leva, F., “Modern trends in selecting and designing francis turbines”, Water Power and Dam cont., Aug., 1976, 28-35.
- [19] Raabe, J., Hydro Power: The Design, Use, and Function of Hydromechanical, Hydraulic, and Electrical Equipment, VDI-Verlag, Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 1985, pp. 50, 171-201, 234-244.
- [20] Norwegian Hydropower Centre web sitesi, <https://www.ntnu.edu/nvks/f99-test-case2>, Erişim Tarihi: 10/12/2021.
- [21] Tekindal, M.A., Yanıt Yüzeyi Metodu ve Bir Uygulama, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009, Yüksek Lisans Tezi.

- [22] Başeşme, H., Hidroelektrik Santraller ve Hidroelektrik Santral Tesisleri, EÜAŞ, 2003.
- [23] Okyay, G., Utilization of CFD Tools in the Design Process of A Francis Turbine, Middle East Technical University, September 2010.
- [24] Dixon, S.L., Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 5th Edition in SI/Metric Units, 1998.
- [25] Çengel, Y., Cimbala, J.M., Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, 2nd Edition in SI Units, 2006.
- [26] Patankar, V.S., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, 1980.
- [27] Kumar, P., Saini, R.P., Study of Cavitation in Hydro-turbines – A Review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 2010, 374-383.
- [28] Round, G.F., Incompressible flow Turbomachines: Design, selection, applications and theory, USA, Gulf Professional Publishing, 2004, pp. 8-24.
- [29] Schweiger, F., Gregori, J., Developments in Francis Turbines, Water Power and Dam Cont., Aug. 1985, 17-21.
- [30] Fanelli, M., Vortex Rope in the Draft Tube of Francis Turbines Operating at Partial Load a Proposal For a Mathematical Model, Journal of Hydraulic Research, 1989, v.27,6, 769-807.
- [31] Khan, M., Preventing Cavitation in Francis Runner, Water Power and Dam Cont., 1987, 15-21.
- [32] Varol, A., Hidrolik Makinaları: Su Türbinleri Çözümlü Problemler, 1984.
- [33] Zangeneh, M.A., Compressible Three Dimensional Blade Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades, International Journal for Numerical Methods in Fluids, 1991; 13; 599-624.
- [34] Semerci D.S., Kesikköprü Hidroelektrik Santrali Model Türbin Tasarımı ve Performans İyileştirme Analizi, Yüksek Lisans Tezi, 2016.
- [35] Semerci D.S., Yavuz T., Controlling Flow in Draft Tube of Francis Turbine by Vortex Preventing Element. Journal of Electrical Power & Energy Systems, 2022, 6(1), 34-43.

- [36] Rayan, M.A., Mostafa, N.H., Ohans, P., Textbook of Machines Hydraulic, Zagazig University.
- [37] Semerci, D.S., Yavuz T., Controlling Flow in Draft Tube of Francis Turbine by Vortex Preventing Element. Journal of Electrical Power & Energy Systems, 2022; 6(1), 34-43.

## **EKLER**

**EK-1 : Çalışmadan Çıkarılan Yayın**

**EK-1: ÇALIŞMADAN ÇIKARILAN YAYIN [37]**

# Controlling Flow in Draft Tube of Francis Turbine by Vortex Preventing Element

Deniz Sarper Semerci\*, Tahir Yavuz

Department of Mechanical Engineering, Başkent University, Ankara, Turkey.

**How to cite this paper:** Deniz Sarper Semerci, Tahir Yavuz. (2022) Controlling Flow in Draft Tube of Francis Turbine by Vortex Preventing Element. *Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 6(1), 34-43.

DOI: 10.26855/jepes.2022.02.001

**Received:** December 30, 2021

**Accepted:** January 25, 2022

**Published:** February 25, 2022

**\*Corresponding author:** Deniz Sarper Semerci, Department of Mechanical Engineering, Başkent University, Ankara, Turkey.

**Email:** dssemerci@baskent.edu.tr

## Abstract

As importance of renewable energy sources increase with respect to energy demands, turbine efficiencies become more important. Francis turbines are one of the most common turbine types in use at hydroelectric power plants. In some cases such as load rejection and high load operations, pressure fluctuations and vortex formation cause Francis turbine efficiency and endurance to decrease. To prevent these effects, a new component named Vortex Preventing Element (VPE) is designed. The main idea of this new design is damping the swirling flow with Vortex Preventing Element and improving the performance of suction side of runner blades. This new element is mounted between turbine runner and draft tube. CFD analyses are carried out with and without VPE. Preliminary results show that VPE with having only one spiral element provides more uniform flow through the draft tube. According to the preliminary results, the new design also provides an efficiency increment about 4%.

## Keywords

Francis Turbine, Computational Fluid Dynamics, Efficiency, Vortex

## 1. Introduction

Energy demands of countries are increasing day by day due to technological developments and ever-growing needs of humanity. Renewable energy resources play quite important role on supplying these energy demands of countries without bringing out environmental pollution and greenhouse gas emission. Hydraulic power is one of the most important renewable energy resource type because of its high potential all over the world and its efficient convertibility to electrical power. In hydro-electrical power plants, potential energy of water is first transformed into kinetic energy by releasing it from a height, called head. Then, kinetic energy of water is transformed into mechanical energy by using a hydraulic turbine. And then, it is transformed into electric energy with generator, shaft and auxiliary equipment. In this process, turbine efficiency is the most effective parameter to obtain more electric energy.

Francis turbine is the most common hydraulic turbine type in use all around the world. In most studies of literature, it is seen that the efficiency values of Francis turbines are reached about 90% and above. Yet, this value can still be increased by preventing some undesirable events during the flow such as cavitation, pressure fluctuations etc. These events would not only damage the turbine's mechanic parts but also cause the turbine's efficiency to decrease. Therefore, some studies have been carried out in recent days to prevent pressure pulsations in draft tube. Anup et al. [1] showed that the runner outflow has a draft tube. Anup et al. [1] showed that the runner outflow has a swirling component at the middle section of turbine runner, when Francis turbines operate at partial loads or over loads. This

swirling flow causes to pressure pulsations and flow irregularities which lead to pressure fluctuations in draft tube. In partial loads, these pressure fluctuations generate a vortex rope at inlet section of draft tube and this vortex structure causes disorders on torque, axial force and radial force. Also, this structure leads vibration, noise and wear on auxiliary equipment. The reasons of vortex formation are decreasing flow velocity at the draft tube inlet section and swirling component. The swirling component rotates the low-velocity flow and that causes the vortex formation to occur. Anup et al. investigated the vortex structure on the draft tube's inlet section by using different turbulence models.

Choi, Kurokawa, and Imamura [2] studied vortex structures in draft tube and they tried to prevent these structures by using J-grooves and inducer together. They obtained that the J-grooves and inducer provides runner blades' suction side to perform better at partial loads. As a consequence, they show that the hollows named J-grooves controlled the angular momentum of the flow and eliminated the swirling components. Wei, Choi, and Zu [3] also and Chen and Choi [4] also investigated the effects of J-grooves on vortex structures. They showed that the quantity of vortex structures would be decreased by using J-grooves. The jet effect of these hollows decreases circumferential velocity component and eliminates a fair amount of vortex structure at partial loads. Chen and Choi studied both numerical and experimental o J-grooves' effects on vortex formation. They determined four different points on draft tube wall and measured pressure pulsations. By using Root Mean Square method, they examined magnitude of pressure fluctuations. They pointed out that these hollow structures partially prevent the vortex rope generation but they would not affect turbine performance.

Prof. Nishi [5] and his group determined pressure fluctuations have two parts: synchronous and asynchronous fluctuations. They carried out experimental studies and as a consequence, they obtained there is no synchronous pressure fluctuations in a straight draft tube so the elbow causes to synchronous fluctuations in a draft tube. But Stuparu and Susan-Resiga [6] claimed that pressure pulsations would always generate a vortex rope and they carried out numerical studies. Their numerical studies show that pressure fluctuations are not related with the interaction between vortex rope and draft tube elbow.

Muntean et al. [7] investigated pressure pulsations caused by swirling flow in a straight draft tube. Pressure sensors are located in several points on draft tube and Fourier spectrum of measurements is determined. They also carried out numerical simulations in different turbulence models. It's seen that RNG k- $\epsilon$  and SAS k- $\omega$  models are better turbulence models to reveal vortex formation at the draft tube inlet. But these two models are insufficient compared to RSM to model vortex development at the onward sections of draft tube.

Susan-Resiga [8] and Zhang [9] revealed the important topics on the vortex control technique. According to them, the control technique must show the reason of vortex formation, the vortex rope should be controlled at the inlet section of draft tube, the technique should aim the stagnant area located at the middle of draft tube and control technique must not decrease the turbine efficiency.

Foroutan and Yavuzkurt [10] used k- $\epsilon$  turbulence model to simulate the vortex rope under the effect of a water jet. They determined that unsteady RANS models are not appropriate to modelling vortex rope properties. Thus, they used Detached Eddy Simulation. As a consequence, they obtain that the water jet partially controlled the pressure pulsations in draft tube.

Dias and Riethmuller [11] injected air bubbles into the stagnant flow located in the inlet section of draft tube. They used Particle Image Velocimetry (PIV) to observe vortex formation.

Iliescu, Ciocan and Avellan [12] showed that runner blades with constant slope angle cause cavitation phenomena. They investigated the cavitating vortex rope formation by using PIV. They use image processing and filtering techniques to analyse the vortex rope development.

As it can be seen, swirling components and stagnant regions are occurring during flow because of Francis turbine's runner blade shapes. And these events are triggering pressure pulsations and vortex rope formation. These phenomena affect the Francis turbine in terms of both mechanical endurance and turbine efficiency.

Since the runner blades causes swirling flow, a vortex formation would occur at draft tube inlet as it is mentioned above. The aim of this study is designing a new component to prevent this stagnant area and vortex formation.

## 2. Methods

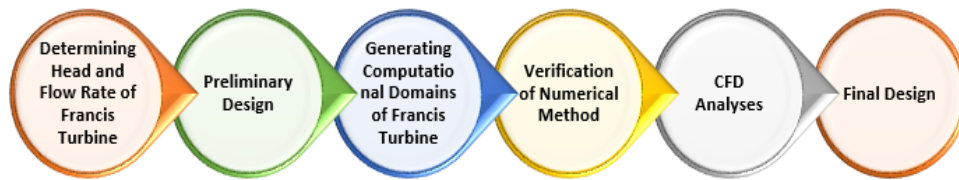
### 2.1. Design Methodology

Francis turbine is a reaction turbine which comprises of several components, such as spiral case, stay vanes, guide vanes, turbine runner, draft tube. Spiral case surrounds entirely the whole turbine components and converts the



water to the stay vanes with equal volume rate and pressure in each section because of its decreasing cross sectional area. Stay vanes provide water to flow in a straight form against the guide vanes. They regulate the incoming flow from spiral case. Guide vanes lead water to flow towards the runner and they're also controlled by servo motors to adjust the flow rate of water by changing their directions. Turbine runner is the component which provides mechanical work to be done. With the rotational torque generated by the forces acting on the turbine wheel in the circumferential direction, the impeller starts to rotate and drives the generator through the connected shaft. Draft tube is the component where the water is released after mechanical work is done. The incoming high flow rate from the turbine runner is converted back to the pressure by increasing cross sectional area of draft tube. Then water discharged into the lower water channel. It is also important for adjusting cavitation number by adjusting the suction height of the turbine.

Designing a Francis turbine is a complex process due to several components and complex geometries of these components. Thus, a design methodology is generated and Francis turbine is designed based on these steps.



**Figure 1. Design Methodology.**

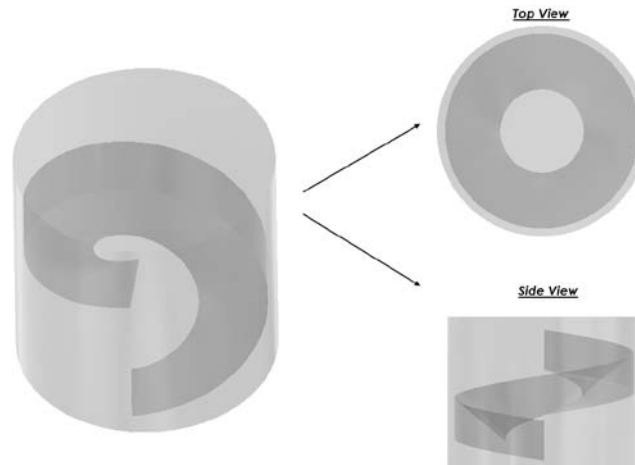
First step of design methodology is determining head and flow rate values. Since all other geometric parameters depend on these two parameters, these parameters should be determined. Second step is specified as preliminary design. Preliminary design is a stage that all the geometric parameters of turbine components obtained from experimental curves and theoretical data in literature. In this study, geometric parameter calculations are carried out by using empirical equations given by Siervo and Leva [13]. But when all the parameters are calculated, it is seen that these turbine parameters are too big to compute in terms of time and CPU since base parameters are taken from an actual turbine. Thus, a scaling process is applied due to affinity laws. Some of the model turbine parameters are given in Table 1.

**Table 1. Preliminary Design Parameters**

Parameter	Value
Head	4.07 m
Flow Rate	4.16 m <sup>3</sup> /s
Spiral Case Inlet Diameter	1.493 m
Stay Vanes Inlet Diameter	1.984 m
Guide Vanes Inlet Diameter	1.663 m
Runner Inlet Diameter	1.003 m
Draft Tube Inlet Diameter	1.326 m

Next step is generating computational domains of Francis turbine. Ansys BladeGen is used to generate blades meridional profiles and Design Modeler is used to generate turbine components' computational domains.

Besides of these components, a new component—which is named as Vortex Preventing Element, is designed to prevent the vortex formations which cause the lower endurance and turbine efficiency. It is spiral structure in a cylinder which has the same diameter with runner outlet and draft tube inlet. It is aimed to damp the swirling effect of the outflow of runner and diminish the vortex formation. The computational domain of vortex preventing element is given in Figure 2.



**Figure 2. Vortex Preventing Element.**

In Figure 3, the full view of computational domain is given. All components are mounted to each other respectively. Water enters into the spiral case firstly. Then stay vanes regulates the flow towards guide vanes. Flow rate is controlled by guide vanes and water will flow towards turbine runner. Runner is rotated by kinetic energy of water and turned into mechanical work. Then water leaves the runner and enters the Vortex Preventing Element and it is thought to be prevented pressure pulsations in the draft tube. Then water will be discharged by draft tube at atmospheric pressure.



**Figure 3. Francis Turbine Computational Domain.**

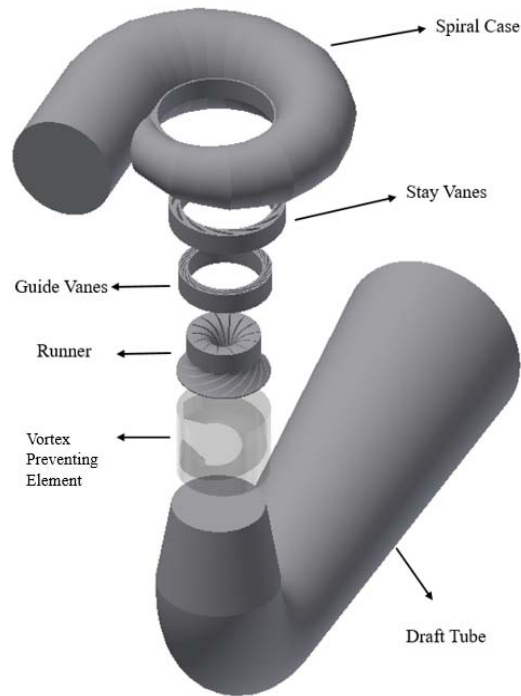
In Figure 4, the position of Vortex Preventing Element is shown.

Remaining steps of design methodology are about Computational Fluid Dynamics. They are detailed in following sections.

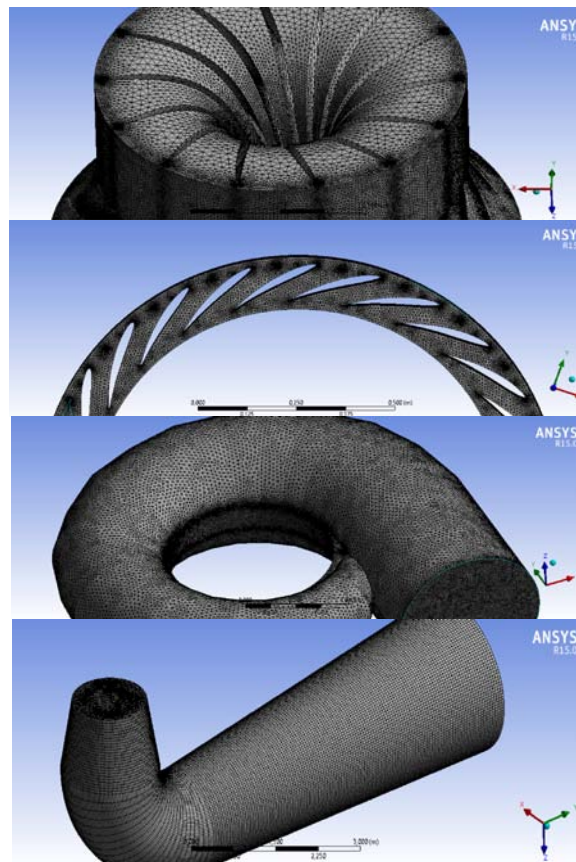
## 2.2. Numerical Method

After computational domains are generated, numerical model is developed. Mesh structure of model is generated by ANSYS Mesher.  $2 \times 10^7$  tetrahedral elements are used. This is a large number of elements needed to analyse the whole system. In Figure 5, mesh structures of Francis turbine's components are given.

ANSYS CFX is used for generating numerical model. The turbulent flow in the Francis turbine is modelled with a Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) model, RNG  $k-\epsilon$ , because of its reliability. The equations are used is given below. Since there are rotating and stationary parts of Francis turbine, some approaches should be applied between mesh interfaces. By using Multiple Reference Frame approach, mesh interfaces are settled. General Grid Interface is used for stationary interfaces. Frozen rotor is used for runner-draft tube and runner-guide vanes interfaces. With this method, runner is specified as rotating but its interfaces between stationary parts such as guide vanes and draft tube remain stationary.



**Figure 4. Francis Turbine Components.**



**Figure 5. Mesh Structures of Computational Domains.**

When scaling process is applied, a discharge value is obtained for model Francis turbine. This value is specified as inlet boundary condition for spiral case inlet section. Since the water flows from draft tube to water channel, the pressure is assumed to be equal the atmospheric pressure, 1 atm. Thus, pressure outlet is defined as outlet boundary condition at draft tube outlet section.

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = F_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left( \frac{\partial \bar{u}'u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial z} \right) \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = F_y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left( \frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}'w'}{\partial z} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = F_z - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left( \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'w'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}'w'}{\partial z} \right) \quad (3)$$

### 2.3. Validation of Numerical Models

For the developed computational model, after  $2 \times 10^7$  elements, the torque value of turbine runner remains almost at a constant value. That means, numerical model is mesh-independent. Also, independency from iteration number is checked by simulating in different iteration numbers. Figure 6 shows that the solution with developed numerical model gains its independency against iteration number at about 1250 iterations.

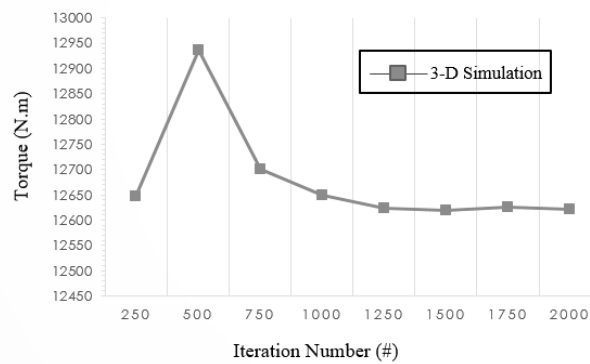


Figure 6. Independency.

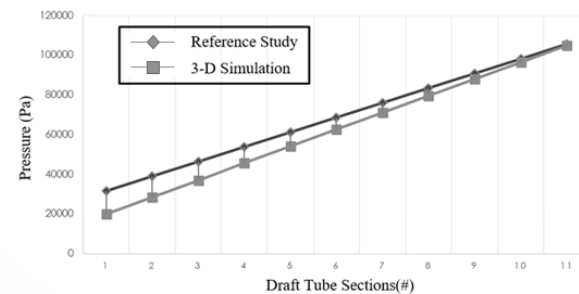


Figure 7. Validation of Numerical Method.

To validate the numerical method, the work [14] is used. From reference study, eleven sections of draft tube are chosen. Pressure values of these sections are compared. It is seen that pressure values are intersecting at the end of

the tube. Yet, there are some differences between these two methods but the differences correspond to 4% after first a few sections of draft tube, which is a negligible difference.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

### 3. Results and Discussion

With developed model, CFD analyses are carried out for a standard Francis turbine and Francis turbine with Vortex Preventing Element. It is aimed to obtain the difference between the cases that Vortex Preventing Element exists and the case it does not exist.

#### 3.1. Analysis without vortex preventing element

First, the design without Vortex Preventive Element is examined. A Francis turbine is designed based on design methodology mentioned above and torque and efficiency values are taken from CFX. A power curve is generated for model Francis turbine.

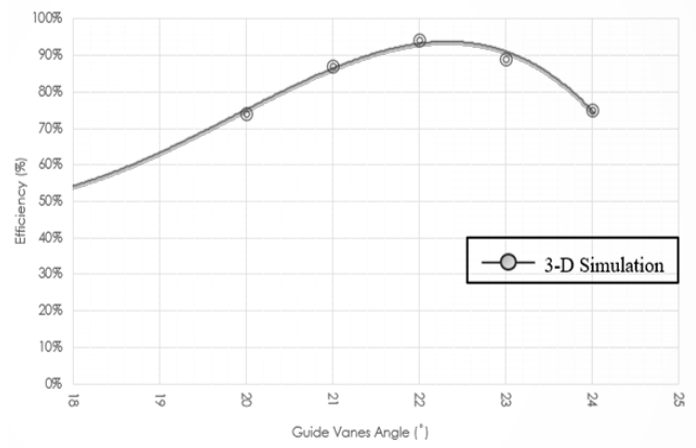


Figure 8. Power Curve of Francis Turbine.

Pressure and velocity distributions are obtained and examined for each component of Francis Turbine at best efficiency point [15]. Pressure decreases gradually towards the outlet section of spiral case, as it can be seen in Figure 9. Flow seems uniform according to the pressure contours.

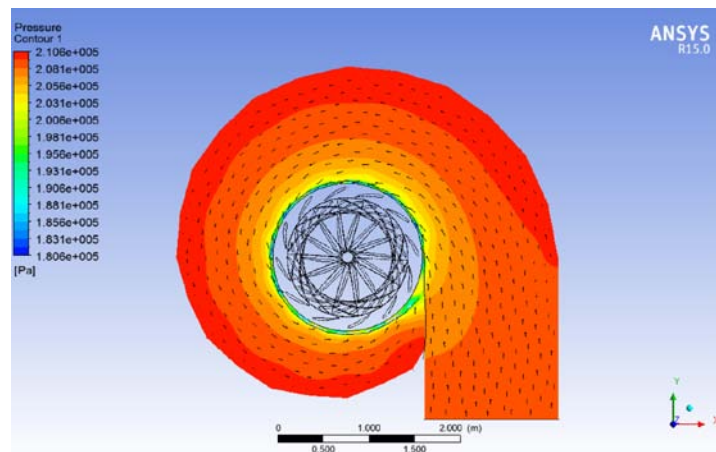


Figure 9. Pressure Distribution in Spiral Case.

Figure 10 shows the pressure and velocity distribution around the guide vane blades. Since guide vanes are the most important parameter on turbine efficiency [16], it is quite essential to obtain straight flow here. The stagnation point is located on the symmetry point of leading edge of guide vanes. Therefore, the flow between stay vanes-guide vanes and guide vanes-runner are fixed and blade angles seem to be selected correctly.

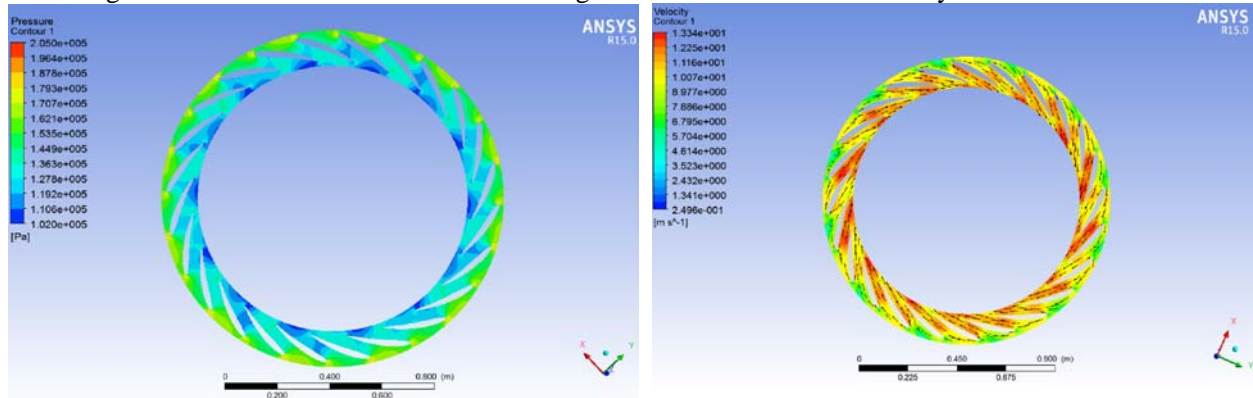


Figure 10. Pressure and Velocity Distributions around the Guide Vanes.

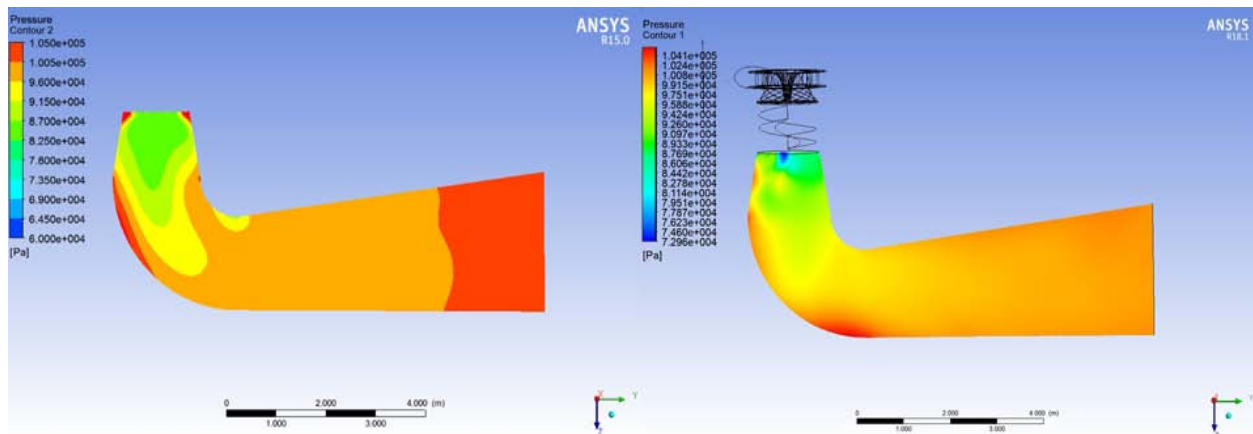


Figure 11. Pressure distribution of Francis Turbine draft tubes without and with Vortex Preventing Element respectively.

### 3.2. Analysis with vortex preventing element

Vortex Preventing Element is designed and mounted between runner and draft tube. A CFD analysis is carried out for the best efficiency point and it is compared with standard Francis turbine. The left hand-side of Figure 11 shows the pressure distribution of standard Francis turbine draft tube. It is seen that there are some pressure fluctuations in the entrance sections. There are symmetric high-pressure regions on the sharp edges located at the entrance sections. It is seen that pressure fluctuations still exist until water passes from the draft tube elbow.

Then it flows uniformly. On the other hand, the right hand-side of the Figure 11 shows pressure distribution of Francis turbine draft tube with Vortex Preventing Element. It is seen that pressure fluctuations are partially diminished. The uniform flow begins more earlier than the other case. Also, the symmetric high-pressure regions located at entrance of draft tube are no longer existed. Pressure transitions are smoother than first case as it can be understood from contours.

Figure 12 represents the velocity vectors of turbine runner and Vortex Preventing Element (VPE). Water enters radially to the runner and leaves axially. As it is seen, the outflow has swirling component and makes flow to rotate around its axis. When Vortex Preventing Element is used, it is seen that, the rotating flow turned into axial flow and the swirling component is eliminated at the outlet of component. The spiral form of VPE, leads water to turn opposite direction of swirling component of velocity and makes a resistance against flow.

This motion causes water to flow with minimum swirling velocity component at the outlet of VPE. The effi-

ciencies with and without the VPE are given in Table 2. The efficiency of turbine is increased about 4 percent by using the VPE. This is the effect of the VPE having only one spiral. The optimization on the number of spirals leading maximum efficiency and uniform flow in the draft tube is needed.

To summarize, it is seen that Vortex Preventing Element provides more uniform flow and higher efficiency at the first glance.

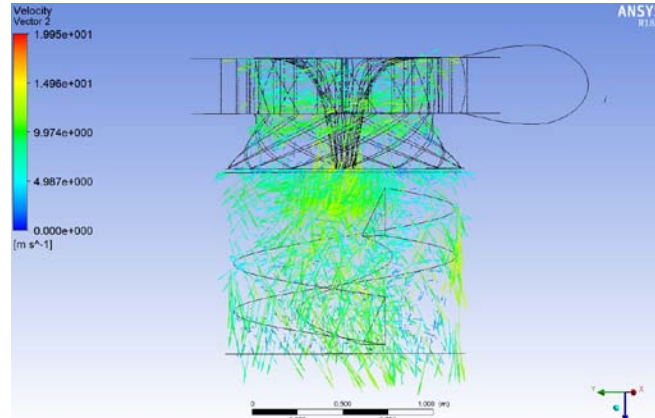


Figure 12. Velocity Vectors of Runner and Vortex Preventive Element.

Table 1. Comparison of Efficiency

Case	Efficiency
Francis Turbine without VPE	89%
Francis Turbine with VPE	92.8%

#### 4. Conclusion

In this study, the vortex preventing element is designed and mounted in the inlet of the draft tube of the Francis turbine.

A preliminary study is carried out on the Francis turbine without and with the vortex preventing element. Conclusions from the study are:

- The Francis turbine without the VPE has pressure fluctuations in its draft tube and an efficiency about 88%.
- The Francis turbine with the VPE the pressure fluctuations are partially diminished and efficiency value reaches to 92.8%.
- The VPE in Francis turbine provides more uniform flow in draft tube and creates higher efficiency by increasing turbine blades suction sides performance.

In oncoming studies, experimental and numerical studies combining with the optimization analysis will be carried out, to obtain optimum spiral form and spiral number leading more uniform flow in the draft tube and high efficiency.

#### References

- [1] Anup, K. C., Young Hoo, L., and Bhola, T. (2016). "CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control technique". *Renewable Energy*, 86, 2016, 1406-1421.
- [2] Choi, Y. D., Kurokawa, J., and Imamura, H. (2007). "Suppression of Cavitation in Inducers by J-Grooves". *Journal of Fluids Engineering*, 129, 2007, 15-22.
- [3] Wei, Q. S., Choi, Y. D., and Zhu B.S. (2012). "Application of J-Groove to the suppression of swirl flow in the draft tube of a Francis hydro turbine", 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2012.
- [4] Chen, Z. and Choi, Y. D. (2018). "Suppression of cavitation in the draft tube of Francis turbine model by J-Groove". *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 1-11.
- [5] Nishi, M., Matsunaga, S., Okamoto, M., Uno, M., and Nishitani, K. (1988). "Measurement of threedimensional periodic flow

- on a conical draft tube at surging condition”, (eds.) *Flows in Non-Rotating Turbomachinery Components FED*, 1988, 69, 81-88.
- [6] Stuparu, A. and Susan-Resiga, R. “The origin of the plunging pressure fluctuations for a swirling flow with precessing vortex rope in a straight diffuser”, in *Proc. of the 6th IAHR Int. Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems (Ljubljana, Slovenia)*, 1-8.
- [7] Muntean, S., Tanasa, C., Bosioc, A. I., and Moş, D. C. (2016). “Investigation of the Plunging Pressure Pulsation in a Swirling Flow with Precessing Vortex Rope in a Straight Diffuser”, *28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, 49, 2016, 1-10.
- [8] Susan-Resiga, R., Vu, T. C., Muntean, S., Ciocan, G. D., and Nennemann, B. (2006). “Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge,” *23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Yokohama, Japan*, 2006, October 17-21.
- [9] Zhang, R. K., Mao, F., Wu, J. Z., Chen, S. Y., Wu, Y. L., and Liu, S. H. “Characteristics and Control of the Draft-Tube Flow in Part-Load Francis Turbine,” *ASME J. Fluids Eng.*, 131(2), p. 021101.
- [10] Foroutan, H. and Yavuzkurt, S. “Flow in the Simplified Draft Tube of a Francis Turbine Operating at Partial Load—Part II: Control of the Vortex Rope”, *Journal of Applied Mechanics*, 81, 061011-1.
- [11] Dias, I. and Riethmuller, M. L. (1998). “Visualisation of the Forming Bubble and PIV Measurement of Surrounding Liquid Using Fluorescent Particles,” *Proceedings of Eighth International Symposium of Flow Visualisation, Sorrento, Italy*, 1998.
- [12] Iliescu, M. S., Ciocan, G. D., Avellan, F. “Analysis of the Cavitating Draft Tube Vortex in a Francis Turbine Using Particle Image Velocimetry Measurements in Two-Phase Flow”, *Journal of Fluids Engineering*, 130, 021102-1.
- [13] Siervo, J., Leva, F. (1976). “Modern trends in selecting and designing francis turbines”, *Water Power and Dam cont.*, Aug., 1976, 28-35.
- [14] Akin, H., Çelebioğlu, K., and Aradağ, S. (2014). A CFD-Based Design Metodology For Hydraulic Turbines Applied to A Case Study in Turkey, *10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Orlando-Floriad-USA*, July 2014.
- [15] Semerci, D. S. and Yavuz, T. (2016). “Increasing Efficiency of an Exising Francis Turbine by Rehabilitation Process”, *The 5th IEEE International Conference on Renewable Energy Research and Applications, Birmingham/UK*, 2016.
- [16] Semerci, D. S., Yavuz, T. (2018). “Optimization of a Model Francis Turbine Paramaters for the Most Efficient Case”, *International Conference on Clean Energy, Famagurta/Cyprus*, 2018.