

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İKİ ÇIKIŞLI BİR SANTRİFÜJ POMPANIN TASARIMI
VE CFD İLE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muaz KEMERLİ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tahsin ENGİN

Ocak 2015

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İKİ ÇIKIŞLI BİR SANTRİFÜJ POMPANIN TASARIMI
VE CFD İLE OPTİMİZASYONU

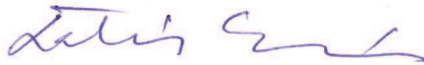
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muaz KEMERLİ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 16 / 01 / 2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

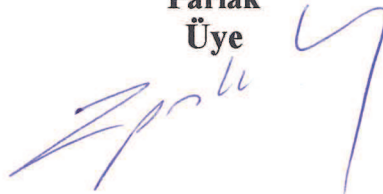


Prof. Dr. Tahsin Engin

Jüri Başkanı

Yrd. Doç. Dr. Zekeriya
Parlak

Üye



Doç. Dr. Vedat Arı

Üye

ÖNSÖZ

Bu tezin ortaya çıkmasında en büyük destekçim olan danışman hocam Prof. Dr. Tahsin Engin'e, çalışmam boyunca yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Zekeriya Parlak'a teşekkürlerimi sunarım. Arçelik A.Ş.'ye ve proje boyunca emeklerini esirgemeyen Mak. Müh. Sercan Çam ve Mak. Müh. Fatih Çelen'e proje boyunca gösterdikleri gayret ve çabadan dolayı teşekkür ederim.

TÜBİTAK'ın 5130031 numaralı 1505 Üniversite-Sanayi İşbirliği Destek Programı kapsamındaki projeden ortaya çıkan bu tez için kendim ve tüm proje çalışanları adına TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Bu çalışmayı, tüm proje boyunca beni sabırla destekleyen sevgili eşim İlknur Fatma Kemerli'ye ithaf etmek isterim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	xi
TABLolar LİSTESİ	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xviii

BÖLÜM 1.

GİRİŞ	1
1.1. Amaç ve Kapsam	1
1.2. Turbomakinalar ve Pompalar.....	2
1.2.1. Pozitif deplasmanlı pompalar	3
1.2.2. Rotodinamik pompalar	5
1.1.2.1.Santrifüj pompalar.....	5

BÖLÜM 2.

LİTERATÜR ÖZETİ	8
-----------------------	---

BÖLÜM 3.

ÇİFT ÇIKIŞLI POMPALAR.....	10
3.1. Çözüm Önerileri	12
3.1.1. Hatta vana kullanmak	12
3.1.1.1. Solenoid vana kullanmak	12
3.1.1.2. Basınç ile yol değiştiren çek valfler kullanmak	13
3.1.1.3. Basınç kuvveti ile çalışan yay mekanizmaları kullanmak	14

3.1.2. Hacimsel pompa kullanmak	15
3.1.3. Santrifüj pompa kullanmak (Öngörülen çözüm)	16

BÖLÜM 4.

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI (CFD)	19
4.1. CFD Yazılımları	20
4.1.1. ANSYS FLUENT	20
4.1.2. CFX	20
4.2. CFD ile turbomakinaların modellenmesi.....	21
4.2.1. Zaman adımlı çözümler	21
4.2.1.1. Kayan ağlar (Sliding Mesh Method SMM)	21
4.2.1.2. Dinamik ağ (Dynamic mesh)	22
4.2.2. Sürekli rejim çözümleri	22
4.2.2.1. Karışan düzlemler (Mixing Plane MPM)	22
4.2.2.2. Çoklu referans alanları (Multiple Reference Frame MRF)	23
4.2.3. Çözüm yöntemleri	23
4.2.3.1. Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri	23
4.2.3.2. Türbülans modeli	24
4.2.3.3. Çoklu faz modeli	25
4.2.3.4. Başlangıç şartları (Initialization)	27
4.3. Çözüm sonrası (Post-Process)	28
4.3.1. Akım çizgileri	29
4.3.2. Basınç konturları.....	29
4.3.3. Hız vektörleri ve konturları	29
4.3.4. Faz konturları	30
4.3.5. Çıkış verileri	30

BÖLÜM 5.

ÖNGÖRÜLEN GEOMETRİNİN MODELLENMESİ VE GELİŞTİRİLMESİ	31
5.1. Problemin Modellenmesi.....	31
5.1.1. Ağyapısı.....	31
5.1.2. Birim sistemi.....	33
5.1.3. Sınır koşulları	33

5.1.3.1. Basınç giriş-çıkış şartları.....	33
5.1.4. Hücre koşulları	34
5.1.5. Çözüm.....	35
5.1.5.1. Tek fazlı model.....	35
5.1.5.2. Çift fazlı model	35
5.2. Benzer Pompaların Denenmesi.....	36
5.3. Farklı Akış Alanı Modelleri	38
5.3.1. Boru uzunluğunun kullanılmadığı model	38
5.3.2. Boru uzunluğunun kullanıldığı model	39
5.4. Çıkış Çapları	40
5.4.1. Farklı çıkış çapları	40
5.4.2. Özdeş çıkış çapları.....	40
5.5. Farklı Açılı Çıkış Kanalları.....	40
5.5.1. Aralarında 0 ° olan çıkış kanalları	41
5.5.2. Aralarında 180 ° olan çıkış kanalları	42
5.5.3. Aralarında 150 ° olan çıkış kanalları	42
5.5.4. Aralarında 90 ° olan çıkış kanalları	43
5.6. Farklı Çark Geometrilerinin Denenmesi	43
5.6.1. Yarı açık çark.....	43
5.6.2. Açık çark.....	44
5.7. Farklı Çaplarda ve Pah Kırılmış Kanatların Denenmesi	45
5.7.1. 18 mm pah kırılmamış çark.....	45
5.7.2. 18 mm pah kırılmış çark.....	46
5.7.3. 20 mm pah kırılmamış çark.....	47
5.7.4. 20 mm pah kırılmış çark.....	48

BÖLÜM 6.

PARAMETRİK İLİŞKİLER VE OPTİMİZASYON.....	50
6.1. DesignXplorer ve Tasarım Noktaları (Design Of Experiment DOE).....	50
6.2. Cevap Yüzeyinin Oluşturulması (Response Surface).....	50
6.3. Hedefe Yönelik Optimizasyon (Goal Driven Optimization).....	51
6.4. Belirlenen parametrik geometri	52
6.5. Parametrelerin Seçimi.....	52

6.6. Giriş Parametreleri.....	52
6.6.1. Yönlendirici parametreleri.....	53
6.6.1.1. Yönlendirici atış açısı veya kavis yarıçapı.....	54
6.6.1.2. Yönlendirici boşluğu.....	55
6.6.1.3. Yönlendirici genişliği.....	55
6.6.2. Çark parametreleri.....	55
6.6.2.1. Kanat yarıçapı.....	56
6.6.2.2. Çark derinliği.....	57
6.6.2.3. Pah açısı.....	57
6.6.2.4. Kanat sayısı.....	57
6.6.3. Pompa gövdesi parametreleri.....	58
6.6.3.1. Giriş çapı.....	58
6.6.3.2. Çıkış çapları.....	58
6.6.3.3. Salyangoz yarıçapı.....	58
6.7. Çıktı Parametreleri.....	59
6.7.1. Güç.....	59
6.7.2. Çıkış debisi.....	60
6.7.3. Pompa verimi.....	60
6.8. Parametre Alt ve Üst Sınırları.....	60
6.9. Hedefler.....	61
6.9.1. Minimum güç.....	61
6.9.2. Minimum debi (İstenmeyen çıkış debisi).....	61
6.9.3. Maksimum debi (İstenen çıkış debisi).....	62
6.10. Cevap Yüzeyinin Oluşturulması.....	62
6.10.1. Parametrik ilişkiler ve yorumlar.....	62
6.10.1.1. Atış açısı/kavis yarıçapı.....	62
6.10.1.2. Yükseklik/Yönlendirici boşluğu.....	65
6.10.1.3. Yönlendirici genişliği.....	67
6.10.1.4. Kanat yarıçapı.....	68
6.10.1.5. Kanat derinliği.....	70
6.10.1.6. Pah açısı.....	72
6.10.1.7. Kanat sayısı.....	73
6.10.1.8. Giriş çapı.....	75

6.10.1.9. Çıkış çapları	77
6.10.1.10. Salyangoz yarıçapı	78
6.11. Optimizasyon	80
6.11.1. Tam optimizasyon	80
6.11.1.1. 3000 d/d düz yönlendirici (1 nolu pompa)	80
6.11.1.2. 3000 d/d kavisli yönlendirici (2 nolu pompa)	83
6.11.2. Sabit parametrelili optimizasyon	86
6.11.2.1. 3000 d/d düz yönlendirici (3 nolu pompa)	87
6.11.2.2. 3000 d/d kavisli yönlendirici (4 nolu pompa)	90
6.11.2.3. 1500 d/d düz yönlendirici (5 nolu pompa)	93
6.11.2.4. 1500 d/d düz yönlendirici (6 nolu pompa)	95

BÖLÜM 7.

POMPA İMALATI VE TEST DÜZENEĞİNİN KURULMASI	99
7.1. Analiz Sonuçlarının Teknik Çizime Dönüştürülmesi	99
7.2. Test Düzeneği	99
7.2.1. Su tankı	101
7.2.2. Bağlantı boruları	102
7.2.3. Kelepçeler	102
7.2.4. Sensör yuvaları	102
7.2.5. Vanalar	103
7.3. Montaj İçin Kullanılan Pompa Elemanları	103
7.3.1. Pompa gövdesi	104
7.3.2. Çark	105
7.3.3. Arka kapak	105
7.3.4. Disk	106
7.3.5. Konum bileziği	106
7.3.6. Kama	106
7.3.7. Motor	107
7.3.8. Güç kaynağı	107
7.4. Test Ekipmanları	108
7.4.1. Veri toplama cihazı (DAQ Kartı)	108
7.4.2. Basınç ölçer	109

7.4.3. Debi ölçer	109
7.4.3.1. Signal Express	110
7.4.4. Devir ölçer	110
7.5. Gerçek Verilerin Alınması	111
7.6. Kayıpların hesaplanması.....	111
7.7. Gerçek Veriler İle Analitik Veriler Arasındaki İlişkiler	112
BÖLÜM 8.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	114
8.1. Sonuçlar	114
8.2. Öneriler	115
KAYNAKLAR.....	118
ÖZGEÇMİŞ	122

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

CFD	: Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
D	: Çap
DC	: Doğru akım
DOE	: Tasarım Noktası (Design of Experiment)
\vec{F}	: Kuvvet
f	: Sürtünme katsayısı
G_b	: Kaldırma kuvveti sonucu oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimi
G_k	: Basınç değişimi sonucu oluşan türbülans kinetik enerji üretimi
\vec{g}	: Yerçekimi ivmesi
H	: Basma yüksekliği
HAD	: Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
h_k	: Kayıp yüksekliği
I	: Akım
I	: Birim tensörü
K_k	: Yerel kayıplar
k	: Türbülans kinetik enerjisi
MISQP	: Ardışık Kareli Programlama (Sequential Quadratic Programming)
MOGA	: Çok Amaçlı Genetik Algoritma (Multi Objective Genetic Algorithm)
MPM	: Karışan Düzlemler Yöntemi (Mixing Plane Model)
MRF	: Çoklu Referans Alanları (Multiple Reference Frame)
\dot{m}	: Kütleli debi
\dot{m}_{pq}	: p fazından q fazına geçen kütleli debi
\dot{m}_{qp}	: q fazından p fazına geçen kütleli debi

NLPQL	: Lagrangian Kareler ile Doğrusal Olmayan Programlama (Non-linear Programming by Quadratic Lagrangian)
n	: Devir sayısı
P	: Basınç
Q	: Hacimsel debi
R	: Yarıçap
Re	: Reynolds sayısı
SMM	: Kayan Ağlar Yöntemi (Sliding Mesh Method)
S_m	: Kütle üretimi
S_{α_q}	: Faz kütle üretimi
T	: Tork
t	: Zaman
u	: x yönündeki hız
V	: Gerilim
VOF	: Sıvı Hacmi Yaklaşımı (Volume of Fluid)
v	: y yönündeki hız
\dot{W}	: Güç
w	: z yönündeki hız
Y_M	: Genleşme dalgalanması türbülans kinetik enerji üretimi
z	: Yükseklik
α_q	: q fazı için kutuluk derecesi
η	: Verim
μ	: Viskozite
ρ	: Yoğunluk
σ	: Gerilme
σ_ε	: ε için Prandtl sayısı
σ_k	: k için Prandtl sayısı
$\bar{\tau}$: Gerilme tensörü
φ	: Hız potansiyeli
∇	: Gradyan

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Pompaların sınıflandırılması	3
Şekil 1.2. Farklı tipteki pozitif deplasmanlı pompalar	4
Şekil 1.3. Farklı tipteki santrifüj pompa çarkları	5
Şekil 1.4. Bir santrifüj pompanın elemanları	6
Şekil 3.1. Solenoid vana bağlantısı şeması	12
Şekil 3.2. Çek valf kullanımının şematik gösterimi	13
Şekil 3.3. Farklı tipteki duckbill ve yaylı vanalar	13
Şekil 3.4. Basınç kuvveti ile çalışan yay mekanizması.....	14
Şekil 3.5 Hacimsel pompa ile suyun “a” çıkışından atılması.....	15
Şekil 3.6. Hacimsel pompa ile suyun “b” çıkışından atılması	16
Şekil 3.7. Yönlendirici kullanılmış santrifüj pompa	17
Şekil 3.8. Farklı tipteki yönlendiricili pompa konseptleri.....	17
Şekil 4.1. CFD'nin disiplinlerle olan ilişkisi.....	18
Şekil 4.2. CFD çözümü için akış diyagramı	20
Şekil 4.3. Bir akış alanındaki MRF bölgesi	23
Şekil 4.4. Çözüm sonrası görsel veriler	29
Şekil 5.1. Problemin ağ yapısı.....	32
Şekil 5.2. Ağ bağımsızlığının grafiksel gösterimi.....	32
Şekil 5.3. Çok fazlı akış sonucu oluşturulan faz konturları	36
Şekil 5.4. Örnek pompa gövdesi ve çarkı	37
Şekil 5.5. Örnek pompaya ait analiz sonuçları.....	37
Şekil 5.6. Örnek pompaya ait deney ve analiz verileri	38
Şekil 5.7. Boru uzunluğunun kullanılmadığı model	39
Şekil 5.8. Boru uzunluğunun modellendiği geometri	40
Şekil 5.9. Çift yönlü çalışan pompa geometrisi	41
Şekil 5.10. Çıkış kanalları arasında 0° açı olan geometri	41

Şekil 5.11. Çıkış kanalları arasında 180° açı olan geometri	42
Şekil 5.12. Çıkış kanalları arasında 150° açı olan geometri	42
Şekil 5.13. Çıkış kanalları arasında 90° açı olan geometri	43
Şekil 5.14. Yarı açık çark geometrisi ve pompadaki konumu	44
Şekil 5.15. Yarı açık çarka ait analiz sonuçları	44
Şekil 5.16. Açık çarkın pompa geometrisindeki konumu	45
Şekil 5.17. 18 mm pah kırılmamış çarka ait analiz sonuçları	46
Şekil 5.18. 18 mm pah kırılmış çarka ait analiz sonuçları.....	47
Şekil 5.19. 20 mm pah kırılmamış çarka ait analiz sonuçları	48
Şekil 5.20. 20 mm pah kırılmış çarka ait analiz sonuçları.....	49
Şekil 6.1. Optimizasyon diyagramı	51
Şekil 6.2. Kavisli yönlendiriciye ait parametrelerin pompa gövdesindeki gösterimi	54
Şekil 6.3. Düz yönlendirici için atış açısı.....	54
Şekil 6.4. Çarka ve gövdeye ait parametrelerin pompa gövdesindeki gösterimi ..	56
Şekil 6.5. Salyangoz yarıçapı	59
Şekil 6.6. Atış açısının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi	63
Şekil 6.7. Atış açısının istenen çıkış üzerindeki etkisi	63
Şekil 6.8. Atış açısının güç üzerindeki etkisi	64
Şekil 6.9. Kavis yarıçapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi.....	64
Şekil 6.10. Kavis yarıçapının istenen çıkış üzerindeki etkisi.....	65
Şekil 6.11. Kavis yarıçapının güç üzerindeki etkisi	65
Şekil 6.12. Yönlendirici boşluğunun istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi	67
Şekil 6.13. Yönlendirici boşluğunun istenen çıkış üzerindeki etkisi	67
Şekil 6.14. Yönlendirici boşluğunun güç üzerindeki etkisi	67
Şekil 6.15. Yönlendirici genişliğinin istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi	68
Şekil 6.16. Yönlendirici genişliğinin istenen çıkış üzerindeki etkisi	69
Şekil 6.17. Yönlendirici genişliğinin güç üzerindeki etkisi	69
Şekil 6.18. Kanat yarıçapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi.....	70
Şekil 6.19. Kanat yarıçapının istenen çıkış üzerindeki etkisi.....	70
Şekil 6.20. Kanat yarıçapının güç üzerindeki etkisi.....	70
Şekil 6.21. Kanat derinliğinin istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi	71
Şekil 6.22. Kanat derinliğinin istenen çıkış üzerindeki etkisi	71
Şekil 6.23. Kanat derinliğinin güç üzerindeki etkisi	72

Şekil 6.24. Pah açısının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi.....	72
Şekil 6.25. Pah açısının istenen çıkış üzerindeki etkisi.....	73
Şekil 6.26. Pah açısının güç üzerindeki etkisi.....	73
Şekil 6.27. Kanat sayısının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi	74
Şekil 6.28. Kanat sayısının istenen çıkış üzerindeki etkisi	74
Şekil 6.29. Kanat sayısının güç üzerindeki etkisi	75
Şekil 6.30. Giriş çapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi	76
Şekil 6.31. Giriş çapının istenen çıkış üzerindeki etkisi	76
Şekil 6.32. Giriş çapının güç üzerindeki etkisi	77
Şekil 6.33. Çıkış çapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi	77
Şekil 6.34. Çıkış çapının istenen çıkış üzerindeki etkisi.....	78
Şekil 6.35. Çıkış çapının güç üzerindeki etkisi	78
Şekil 6.36. Salyangoz yarıçapını istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi.....	79
Şekil 6.37. Salyangoz yarıçapının istenen çıkış üzerindeki etkisi	79
Şekil 6.38. Salyangoz yarıçapının güç üzerindeki etkisi.....	80
Şekil 6.39. 1 nolu pompa için analiz sonuçları	82
Şekil 6.40. 1 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi	83
Şekil 6.41. 1 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi	83
Şekil 6.42. 2 nolu pompa için analiz sonuçları	85
Şekil 6.43. 2 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi	86
Şekil 6.44. 2 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi	86
Şekil 6.45. 3 nolu pompa için analiz sonuçları	88
Şekil 6.46. 3 nolu pompanın geometrisi.....	89
Şekil 6.47. 3 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi	89
Şekil 6.48. 3 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi	90
Şekil 6.49. 4 nolu pompa için analiz sonuçları	91
Şekil 6.50. 4 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi	92
Şekil 6.51.4 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi	92
Şekil 6.52. 5 nolu pompa için analiz sonuçları	94
Şekil 6.53. 5 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi	95
Şekil 6.54. 5 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi	95
Şekil 6.55. 6 nolu pompa için analiz sonuçları	97
Şekil 6.56. 6 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi	98

Şekil 6.57. 6 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi	98
Şekil 7.1 Optimum pompa montaj resimleri	99
Şekil 7.2. Deney şeması	100
Şekil 7.3. Deney tesisatının görünümü	101
Şekil 7.4. Su tankı	101
Şekil 7.5. Bağlantı boruları	102
Şekil 7.6. Kelepçeler	102
Şekil 7.7. Sensör yuvaları.....	103
Şekil 7.8. Patlatılmış pompa montaj resmi.....	104
Şekil 7.9. Pompa gövdesi	104
Şekil 7.10. Çark.....	105
Şekil 7.11. Arka kapak	105
Şekil 7.12. Disk	106
Şekil 7.13. Konum bileziği.....	106
Şekil 7.14. Kama	107
Şekil 7.15. Motor.....	107
Şekil 7.16. Vanalar	108
Şekil 7.17. Veri toplama cihazı (DAQ Kartı)	108
Şekil 7.18. Basınç ölçer	109
Şekil 7.19. Debi ölçer	110
Şekil 7.20. Devir ölçer	110
Şekil 7.21. Deney tesisatının şematik gösterimi	111
Şekil 7.22. Kayıplar için deney tesisatının şematik gösterimi	112
Şekil 7.23. 4 nolu pompa için analiz ve deney sonuçları	113
Şekil 7.24. 6 nolu pompa için analiz ve deney sonuçları	113

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 5.1. Yarı açık çark için analiz verileri.....	45
Tablo 5.2. 18 mm pah kırılmamış çarka ait analiz verileri	46
Tablo 5.3. 18 mm pah kırılmış çarka ait analiz verileri	47
Tablo 5.4. 20 mm pah kırılmamış çarka ait analiz verileri	48
Tablo 5.5. 20 mm pah kırılmış çarka ait analiz verileri	49
Tablo 6.1. Yönlendirici parametreleri.....	53
Tablo 6.2. Çark parametreleri	56
Tablo 6.3. Pompa gövdesi parametreleri.....	58
Tablo 6.4. 3000 d/d düz yönlendiricinin tam optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler	81
Tablo 6.5. 3000 d/d düz yönlendiricinin tam optimizasyonu için hedefler	81
Tablo 6.6. 1 nolu pompa için analiz sonuçları	82
Tablo 6.7. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin tam optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler	84
Tablo 6.8. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin tam optimizasyonu için hedefler.....	84
Tablo 6.9. 2 nolu pompa için analiz sonuçları	85
Tablo 6.10. 3000 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimum noktası için sabit parametreler ve değerleri	87
Tablo 6.11. 3000 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler	87
Tablo 6.12. 3000 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için hedefler.....	88
Tablo 6.13. 3 nolu pompa için analiz sonuçları	89
Tablo 6.14. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için sabit parametreler ve değerleri	90
Tablo 6.15. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler	90

Tablo 6.16. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için hedefler	91
Tablo 6.17. 4 nolu pompa için analiz sonuçları	92
Tablo 6.18. 1500 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için sabit parametreler ve değerleri	93
Tablo 6.19. 1500 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler	93
Tablo 6.20. 1500 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için hedefler	93
Tablo 6.21. 5 nolu pompa için analiz sonuçları	94
Tablo 6.22. 1500 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için sabit parametreler ve değerleri	96
Tablo 6.23. 1500 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler	96
Tablo 6.24. 1500 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için hedefler	96
Tablo 6.25. 6 nolu pompa için analiz sonuçları	98

ÖZET

Anahtar kelimeler: Turbomakine, Santrifüj Pompa, CFD, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Optimizasyon, HAD, Çift çıkışlı pompa

Santrifüj pompalar, kapalı bir hat içerisinde akan akışkanı basınçlandıran turbomakinalardır ve akışkanı aldıkları bir giriş ve akışkanı tahliye ettikleri bir çıkış hattını ihtiva ederler. Akışkanın bir hattan emilerek; farklı zamanlarda, iki farklı hatta sevk edileceği durumlarda ise iki çark ve iki ayrı gövdeden oluşan özel pompalar kullanılmaktadır. Bu çalışmada iki çark ve gövde yerine tek çark ve tek gövde ile akışkanın farklı zamanlarda iki farklı hatta sevk edebilen ve en düşük enerji sarfiyatı ile çalışacak bir pompa tasarlanacaktır.

Bu hedef doğrultusunda öncelikle farklı tipteki tasarımlar ele alınmış, bunların arasından fiziksel olarak gerçekleştirilebilecek farklı tasarımların hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ile analizleri yapılmıştır. Çıkan analiz sonuçları dikkate alınarak pompaya ait geometrik veriler parametrik hale getirilmiş ve giriş verileri ile çıkış verileri arasındaki ilişkiler tespit edilmiş ve yorumlanmıştır. Bu bilgi ve yorumlarla beraber matematiksel algoritmalar kullanılarak optimum pompalara ait geometriler çıkartılmıştır.

Optimizasyon ile belirlenmiş optimum pompalardan iki tanesi imal edilmiş ve kurulmuş olan test düzeneği ile, deneysel veriler ile analiz verileri karşılaştırılmıştır. Deneysel verileri ile analiz verileri arasındaki ilişki incelenmiş ve yorumlanmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda herhangi bir hareketli parçaya ihtiyaç duymadan, pompa çarkının farklı zamanlarda birbirine ters yönde döndürülerek çalışması ile iki farklı yöne su basabilen bir pompanın çalışabileceği ispatlanmış ve bu yönde geliştirilebilecek bir pompa için nasıl bir model önerilebileceği üzerinde farklı fikirler ortaya konulmuştur.

DESIGN OF A DOUBLE OUTLET CENTRIFUGAL PUMP AND ITS OPTIMIZATION WITH CFD TOOLS

SUMMARY

Keywords: Turbomachinery, Centrifugal Pumps, CFD, Computational Fluid Dynamics, Optimization, Response Surface Optimization

Centrifugal pumps are turbomachines which increase the pressure of a fluid in a pipeline and it has one inlet and one outlet to perform this operation. If there is a situation occur to pump the fluid to two different outlets in different times, special pumps are being used which has two different bodies and two different impellers. By this study, a centrifugal pump will be designed which uses single body and a single impeller instead of using two bodies and two impellers to suck the fluid from one inlet and send the fluid through two different outlets in different times with the best efficiency.

To achieve this, there are different types of solutions are being investigated, different concepts are designed among those solutions and the concepts are simulated by using the CFD tools. By considering these simulation results, the geometric values of the pump are being parameterized and the correlation between the input and output parameters are plotted and evaluated. By using the parameterization tools and the correlation between parameters, the optimum pump geometries are designed.

Two of the designed pumps are manufactured and the simulation results are compared with the experiments by using the prototype test set-up. The relation between the tests and the CFD results is explored and interpreted.

As a result of the research, it is proved that a centrifugal pump with one inlet and two outlets can work without any moving parts to pump the water through different outlets within different times by simply changing the rotation of the impeller. There are also different ideas are offered to model and design the pump to improve this study further.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Amaç ve Kapsam

Günümüzde santrifüj pompalar mühendislik alanında uygulamalı olarak yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu pompaların neredeyse tamamı tek giriş ve tek çıkışa sahip pompalardır. Uygulama esnasında akışkanın iki farklı çıkıştan gönderilmesi gerektiği durumlarda iki farklı pompa kullanılmakta, bu da maliyetleri ve enerji tüketimini artırmaktadır.

Bu çalışmayla beraber tek santrifüj pompa kullanılarak iki farklı kanaldan, farklı zamanlarda akışkanın gönderilip gönderilemeyeceği konusu araştırılmıştır. Böyle bir pompanın uygulama alanları oldukça geniş olacaktır ve uygulamada karşılaşılan problemlerin çözümünde etkin bir rol oynayacaktır. Bu çalışma TÜBİTAK Üniversite-Sanayi İşbirliği projeleri çatısı altında, sanayiyle entegre bir şekilde yürütülen 5130031 no'lu proje ile beraber uygulamaya dönük olarak ortaya çıkartılmıştır.

Pompanın geliştirilmesi için CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) kullanılmıştır. Literatürdeki geçmiş çalışmalar dikkate alınarak ve farklı tasarımlar kıyaslanarak bir CFD modeli oluşturulmuştur. Bu model parametrik hale getirilerek optimum tasarımlar belirlenmiş ve sonuçları doğrulamak adına pompanın bir prototipi üretilerek deneysel veriler ile CFD verileri karşılaştırılmıştır.

Tezin birinci bölümünde pompalar kısaca tanıtılmış, ikinci bölümde CFD ve santrifüj pompalar ile ilgili literatür tanıtılmıştır. Üçüncü bölümde çift çıkışlı pompalar için kullanılabilecek yöntemler ele alınmıştır.

Bu yöntemlerin incelenmesinden sonra dördüncü bölümde CFD yöntemleri tanıtılmış ve beşinci bölümde öngörülen model detaylı olarak ele alınmıştır. Altıncı bölümde pompa parametrik hale getirilerek, bu parametreler arasındaki ilişki incelenmiş ve pompanın optimizasyonu yapılarak optimum geometriler ortaya konulmuştur.

Yedinci bölümde önerilen optimum geometrilerin deneysel olarak testlerinin yapılması ile analiz verileri doğrulanmış ve son bölümde çalışmanın sonuçlarından bahsedilmiş ve çalışma konusu ile ilgili yapılabilecek geliştirmeler önerilmiştir.

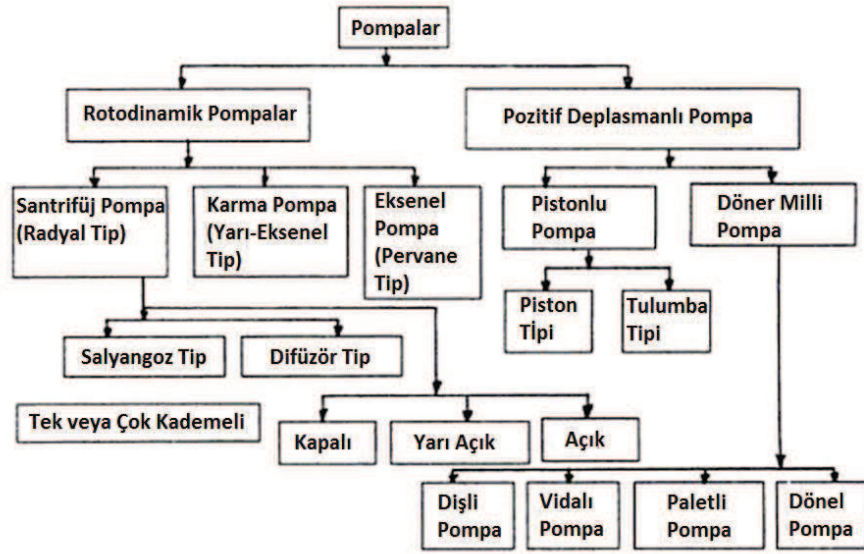
1.2. Turbomakinalar ve Pompalar

Akışkan ile dinamik olarak dönen bir eleman arasında enerji transferi gerçekleştiren ve bu transferin sonucunda akışkanın basınç ve momentumunda değişikliğe yol açan makinalara turbomakina denir. Akışkanın enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren (türbinler gibi) veya mekanik enerjiyi akışkan enerjisine dönüştüren (pompa, fan gibi) tüm makinalar birer turbomakinadır. Enerjinin transferi genellikle daimi akışlarda gerçekleşecek şekildedir. Fakat pozitif deplasmanlı, hacimsel pompalardaki enerji transferi zamana göre periyodik olarak değişen bir formda da olabilir [1].

Turbomakinanın bir diğer tanımı da şu şekildedir. Turbomakinalar, daimi akışa sahip bir akışın enerjisini bir veya birden fazla kanatın dinamik hareketi ile değiştiren cihazlardır [2].

Turbomakinaların çeşitleri ve kullanım alanları oldukça fazladır. Akışkanların taşınmasında, sıkıştırılmasında, iklimlendirmede veya akışkandan enerji üretildiği tüm alanlarda farklı türde bir turbomakina karşımıza çıkmaktadır.

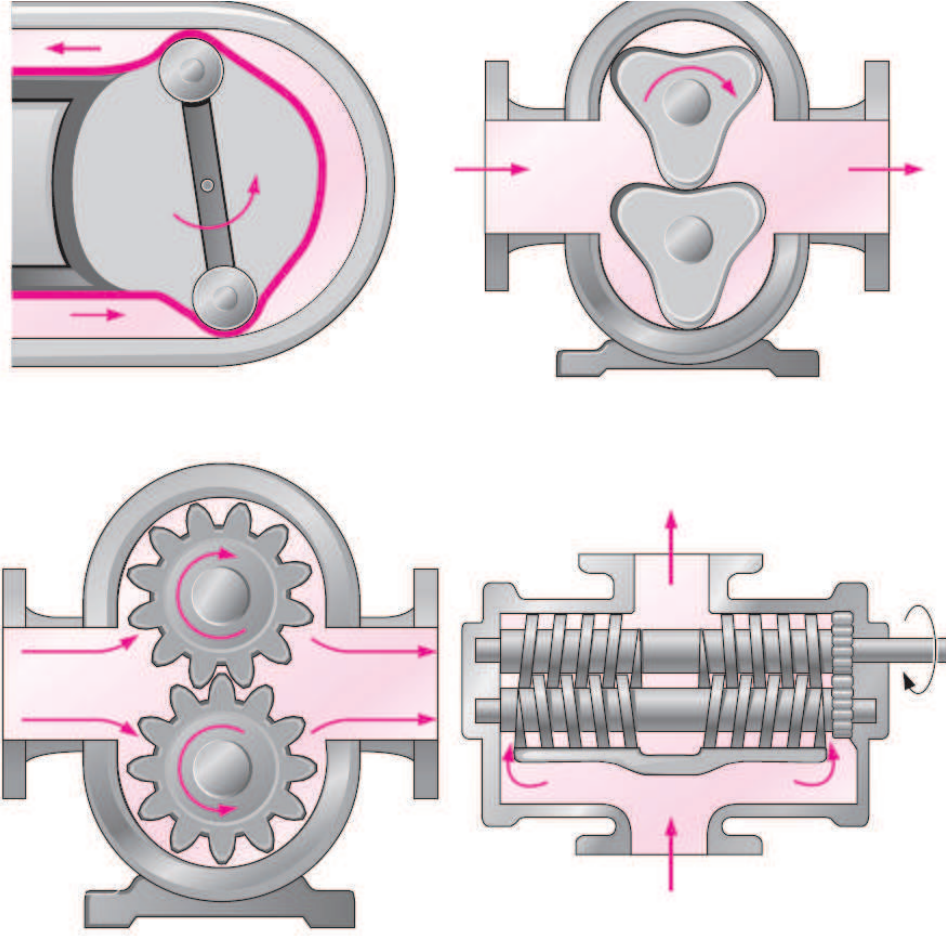
Pompalar; sıvılar ile çalışarak mekanik enerjiyi, basınç enerjisine dönüştüren bir turbomakinadır. Farklı tipte ve oldukça fazla tasarım ihtiva ettiği için pompaları sınıflandırmak oldukça zordur. En yaygın pompa sınıflandırması pompaların hareket şekillerini dinamik ve statik olarak iki ana başlığa ayırmaktır. Farklı pompa tipleri için kullanılan bir sınıflandırma aşağıda verilmiştir.



Şekil 1.1. Pompaların sınıflandırılması [3]

1.2.1. Pozitif deplasmanlı pompalar

Tüm pozitif deplasmanlı pompalarda hareket prensibi tamamen statiktir. Bu tarz pompalar “statik pompa” olarak da bilinmektedir. Bu prensibe göre çalışan pompalar pistonlu pompalar, vidalı pompalar, dalgıç pompalar, dişli pompalar, peristaltik pompalar, diyafram pompalar, radyal veya eksenel pistonlu pompalar olarak sıralanabilir.



Şekil 1.2. Farklı tipteki pozitif deplasmanlı pompalar [4], sol üstten saat yönünde (a) Peristaltik pompa (b) Dönel pompa (c) Dişli pompa (d) Vidalı pompa

Bu tip pompalar en basitten en karmaşığa doğru çok farklı tasarımlarda olabilmektedir. Örneğin bir peristaltik pompa, akışkanı boru kesitinin genişleyip daralması ile bir yerden başka bir yere aktarırken; bir dişli pompa, dişlilerin senkronize hareketi ile akışkanın bulunduğu hacmin genişleyip daralmasını sağlayarak akışkanı pompalamaktadır. Pozitif deplasmanlı pompalar genellikle akışkanın yoğunluğunun büyük olduğu ve yüksek basıncın olduğu durumlarda kullanılmaktadır. Veya akışkan miktarının hassas bir şekilde ayarlanmasının gerektiği tıbbi cihazlarda, bu miktarın doğru bir şekilde belirlenebilmesi için bu tip pompalara müracaat edilmektedir.

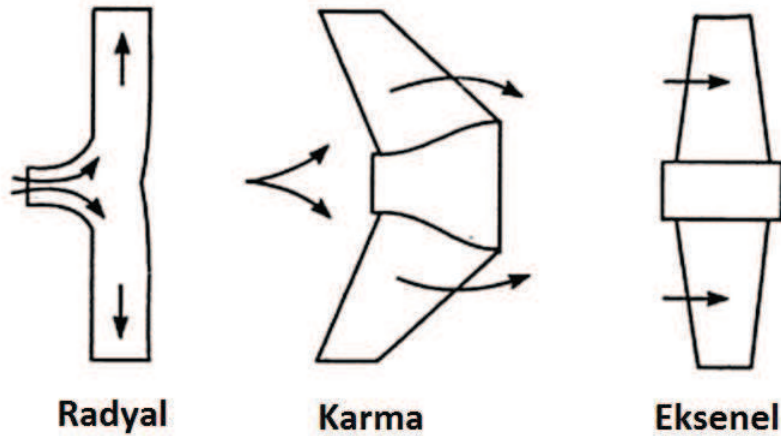
Pozitif deplasmanlı pompalar emme yapabilen ve vakum oluşturabilen pompalardır. Daha düşük devir sayılarında çalışabilirler ve kuvvete karşı viskozitesini değiştiren (Newton tipi olmayan) akışkanlarda daha iyi bir performans gösterirler.

Buna karşın bu tip pompalarda devir sayısı değişmeden debinin değişmesi çok zordur ve akışın herhangi bir sebepten dolayı bloke olması durumunda pompa işlevini kaybedebilir [4].

1.2.2. Rotodinamik pompalar

Rotodinamik pompalarda enerji, bir dönme hareketi ile yani bir dinamik hareket ile aktarılır. Dönen kanat sistemi, akışkanı harekete geçirerek; kanatlar üzerindeki mekanik enerjiyi akışkanın kinetik enerjisine dönüştürür [5].

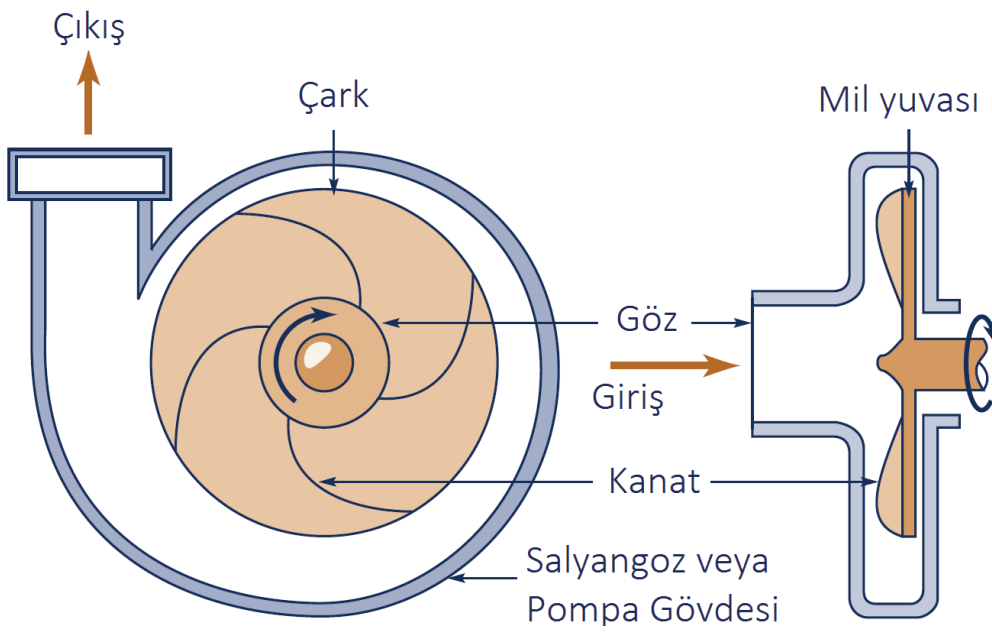
Rotodinamik pompalar ise aksenal ve radyal olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Kimi zaman bu ikisinin bileşimi olarak karma pompalar da karşımıza çıkmaktadır. Radyal (merkezkaç) pompaların kullanım alanı en geniştir [6]. Radyal pompalar santrifüj pompa olarak da bilinirler.



Şekil 1.3. Farklı tipteki santrifüj pompa çarkları [6]

1.2.2.1. Santrifüj pompalar

Santrifüj pompa, dönen bir mile sabitlenmiş bir çarktan ve çarkı çevreleyen düz veya salyangoz şeklinde bir pompa hacminden oluşmaktadır. Çark genellikle belli bir eğime sahip birden çok adetteki kanatlardan oluşur. Bu kanatlar eşit açılar ile çarkın etrafında bulunmaktadır. Çarkın dönüşüyle beraber akışkan gözden emilir ve merkezkaç hareketi ile teğetsel olarak atılır. Akışkan teğetsel olarak çıkarken eğer varsa bir salyangozdan geçer ve hızı azalarak basıncı artar. Böylece akışkana aktarılan kinetik enerji, basınç enerjisine dönüşür [7].



Şekil 1.4. Bir santrifüj pompanın elemanları [7]

Santrifüj pompa çarkları da açık tip veya kapalı tip olarak ikiye ayrılır. Bunun yanı sıra yarı-açık diye nitelendirilen çarklar da vardır. İki tip çark da yaygın olarak kullanılmaktadır.

Açık tip çarklarda kanadı örten hiçbir kısım yoktur. Kanatlar her iki yönden de açıkça görülebilir. Bu tip çarklar parçacıklı sıvıları pompalamaya uygundur ve çark malzemesi genellikle daha kuvvetli malzemelerden seçilmektedir.

Kapalı tip çarklarda ise kanatlar iki taraftan da kapatılmıştır. Bu tip çarklar akışı gözün girişi ile kanatların çıkışı arasında sınırladığı için açık tip çarklara göre daha

verimlidir. Fakat kullanım alanları genellikle saf tip akışkanlar ile sınırlıdır. İçerisinde parçacık olan akışkanlar için tavsiye edilmemektedir [8].

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Turbomakinaların ve özelde santrifüj pompaların modellenmesi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) alanında hala belirli bir standardı yakalamış değildir. Bu konu ile ilgili farklı metotlar ile ilgili farklı çalışmalar vardır. Erik Dick ve arkadaşları [9] santrifüj pompa için Kayar Ağlar Yöntemi (SMM), Karışan Düzlemler Yöntemi (MPM) ve Çoklu Referans Alanları (MRF) yöntemleri arasındaki sonuçları deneysel veriler ile kıyaslamışlardır. Zaman adımı olmayan çözümler için her zaman gerçek sonuçlardan uzaklaşma riskinin dikkate alınması gerektiğini söylemektedirler. S. R. Shah ve arkadaşları [10] ise benzer bir çalışmayı bir sürekli rejim çözümü metodu olan MRF ile gerçekleştirmişler ve sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğunu, fakat verimlerin gerçek sonuçların az da olsa altında çıktığı sonucuna varmışlardır. Yine benzer şekilde Jekim J. Domor ve arkadaşları çalışmalarında sürekli rejimdeki bir santrifüj pompa için performans eğrilerinin gerçek veriler ile uyusabildiğini ispatlamışlardır [11].

B. Jafarzadeh ve arkadaşlarının çalışmasında farklı kanat sayıları ve kanat pozisyonlarının sürekli rejim sonuçlarına olan etkisi ele alınmış, bu parametrelerin çözüme olan etkileri ortaya çıkarılmıştır [12].

Weidong Zhou [13] ve arkadaşları yaptıkları çalışmada farklı kanat tipleri ile verim arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Çalışmalarında kıvrımlı kanat yapılarının daha verimli olduğu kanaatine varmışlardır.

Santrifüj pompa akış alanının tümünün zamana bağlı olarak incelendiği K. W. Cheah ve arkadaşlarının çalışmasında [14], düzensiz akışların ve pompa içindeki geri akış noktalarının CFD kullanılarak kolayca belirlenebileceği anlaşılmıştır. Özellikle salyangoz, çıkış kanalı ve emme bölgesinin oldukça düzensiz ve zamana bağlı olarak incelenmesi gereken bölgeler oldukları ortaya çıkarılmıştır.

Salyangoz ve kanat arasındaki ilişkinin zamana bağılı incelenmesine ait çalışmalar çok erken başlamıştır. Bu alanda iki boyutlu olarak yapılan ilk çalışmalardan birisi D. Croba ve J. L. Kueny'ye aittir. Çalışmalarında 2D olarak bir santrifüj pompadaki ilişki incelenmiş ve CFD'nin sonuçları ile deneysel verilerin oldukça yakın olduğunu doğrulamışlardır [15].

Wen Guang Li çalışmasında CFD kullanarak santrifüj pompalarda kanat çıkış açısının, viskozitenin ve pürüzlülüğün pompa performansına etkilerini incelemiştir. Büyük kanat açılarının büyük hidrolik kayıplara neden olduğunu ve CFD'nin deney sonuçları ile iyi bir yakınlık gösterdiğini tespit etmiştir. Fakat bu tip analizler için türbülans modellerinin halen yetersiz olduğuna vurgu yapmıştır [16].

Miguel Asuaie ve arkadaşları da salyangoz ve kanat ilişkisini incelemişler ve zamana bağılı çözümlerin gerçekteki basınç dalgalanmalarını modelleyebildiğini görmüşlerdir. Ayrıca çarka gelen kuvvetlerin zamana bağılı olarak değiştiğini, dolayısıyla çarka etki eden kuvvetler konusunda net bilginin ancak zaman adımlı bir çözüm ile alınacağını söylemektedirler [17].

Zaman adımlı pompa analizleri oldukça farklı alanlarda yapılabilmektedir. Örneğin Wu Dazhuan ve arkadaşları çalışmalarında bir pompa çıkışındaki vananın açılmasının pompa üzerindeki etkisini zaman adımlı olarak modellemişlerdir. Oluşan vortex ve ani ivmelenmelerin pompaya olan etkisinin dikkate alınması gerektiği kanaatine varmışlardır [18].

Zaman adımlı çözümün Dinamik Çözüm Ağı yaklaşımı ile çözümüne ilişkin Huang Si ve arkadaşlarına ait çalışmada, Dinamik Çözüm Ağı yaklaşımının hareketli çözüm ağlarına göre daha avantajlı olabileceği durumlara değinilmiştir [19].

Optimizasyon alanında R.Spence ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, pompa geometrisine ait farklı parametrelerin Taguchi metodu ile optimize edilmesiyle ve CFD metodu kullanılarak analiz edilmesiyle basınç vurutularının etkisi incelenmiş ve vurutuların doğru geometrik değerler ile azaltılabileceği ispat edilmiştir [20].

Himanshu Nautiyal ve arkadaşları pompaların ters yönde, türbin şeklinde çalıştırılması ile ilgili yaptıkları çalışmaları neticesinde bu alanda kullanılabilecek CFD metotlarının yetersizliğini ortaya çıkartmışlardır [21].

Zamana bağlı olarak kanatların hareketinin modellenmesi sadece turbomakineler ile sınırlı değildir. Bununla ilgili en bilinen çözümlerden birisi tank içindeki bir karıştırıcının modellenmesidir. André Bakker ve arkadaşlarının çalışmalarında böyle bir karıştırıcının Kayan Ağlar Yöntemi (SMM) tekniği kullanılarak doğru bir şekilde modellenmesi ile kanat teknolojisinin çok daha iyi bir şekilde geliştirilebileceği öngörülmektedir [22].

Zamana bağlı olarak pompa geometrisi içerisinde oluşan düzensiz bölgelere ilişkin yapılan çalışmalar arasında Raul Barrio ve arkadaşlarının çalışması bulunmaktadır. Bu çalışmada farklı debilerde zamana bağlı olarak çıkış geometrisindeki düzensizlikler incelenmiştir. Sonuç olarak zaman adımlı çözümlerin pompa geometrisinin en uç köşeleri için bile güvenle kullanılabileceği sonucuna ulaşmışlardır [23].

Bunların yanı sıra CFD kullanılarak yapılan çalışmalar sadece ticari yazılımlar ile değil açık kaynak kodlu yazılımlar kullanarak da yapılmıştır. Örneğin Oliver Petit ve arkadaşları yaptıkları çalışmada açık kaynak kodları kullanarak SMM, MRF ve MPM metotlarının başarıyla kullanılabileceğini göstermişlerdir [24].

BÖLÜM 3. ÇİFT ÇIKIŞLI POMPALAR

Standart bir santrifüj pompanın pompalama operasyonunda bir adet gövde ve bir adet çark bulunmaktadır. Bu pompalar kimi zaman akışkanı bir hattan alıp dışarıya tahliye etmek için kimi zaman ise akışkanın aynı boru hattında devir daim ettirilmesi için kullanılmaktadır. Bu iki vazifenin aynı hat üzerinde farklı zamanlarda yapılması gerektiğinde ise iki gövde ve iki çarka sahip bir santrifüj pompaya ihtiyaç duyulmakta ve bu iki çark birbirinden bağımsız olarak çalışmaktadır. Bu çalışmada, bahsi geçen bu iki gövdenin ve bu iki çarkın birleştirilmesi ve en düşük enerji tüketimiyle ve aynı mil ile tahrik edilerek çalışacak bir pompa için çözüm yöntemleri araştırılmıştır. İki çark ve iki gövde yerine tek çark ve tek gövdeye sahip bir pompanın kullanılmasının gerekçeleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

1. İki çark ve iki gövde kullanılmasının ve buna bağlı olarak iki motor kullanılmasının maliyeti artırması.
2. İkinci bir çark, ikinci bir gövde ve motor kullanımının olumsuz çevresel etkilere neden olması.
3. Enerji verimliliğine yönelik getirilen düzenlemelerin yerine getirilmesi zorunluluğu.

Bu tip pompalara ait literatürdeki çalışmalar oldukça azdır. Var olan çözümlerin çoğu ya bir vana yardımıyla akışı iki farklı çıkışa yönlendirmekte ya da hatta mekanik bir parça kullanarak akışı yönlendirmektedir. Var olan pompa ve çözümlere ait patentlerden bu bölümün ilerleyen kısımlarında bahsedilecektir.

3.1. Çözüm Önerileri

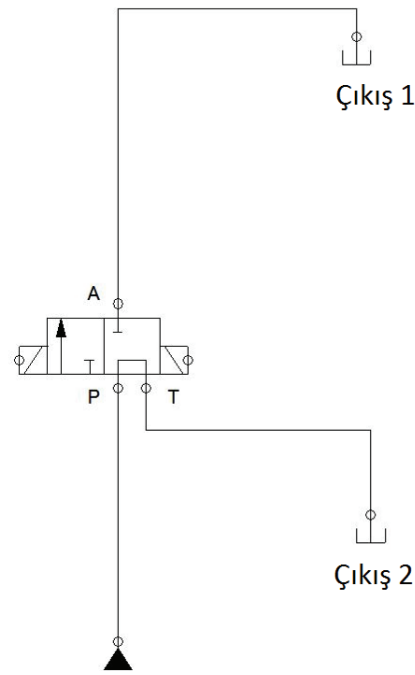
Bir pompanın iki ayrı çıkışa farklı zamanlarda akışkan pompalayabilmesi, mühendislerin geçmişten beri üzerinde çalıştığı bir konudur. Farklı kullanım alanlarına göre geliştirilmiş çok farklı patentler mevcuttur. Önerilebilecek çözümler aşağıda verilmiştir.

3.1.1. Hatta vana kullanmak

İlk, en etkin ve en geçerli çözüm, pompa çıkışına bir vana konulması ve akışın farklı hatlardan çıkmasının sağlanmasıdır. Fakat otomatik bir sistem kurulması gerektiği durumlarda buradaki hareketli parçanın bir kontrol algoritması ile kontrol edilmesi ve vanayı kontrol edecek bir tahrik mekanizmasının bulunması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Çünkü vana kullanımı elektronik bir sistemi ve vanayı çalıştıracak ekstra bir mekanizmanın kullanılmasını zorunlu hale getirmektedir. Böyle bir mekanizmanın kullanılması ise çok daha yüksek maliyetler anlamına gelmektedir. Bu şekildeki bir elektronik sistem yerine mekanik bir sistemi tasarlamak daha pratik ve bozulma riskine karşı daha güvenlidir.

3.1.1.1. Solenoid vana kullanmak

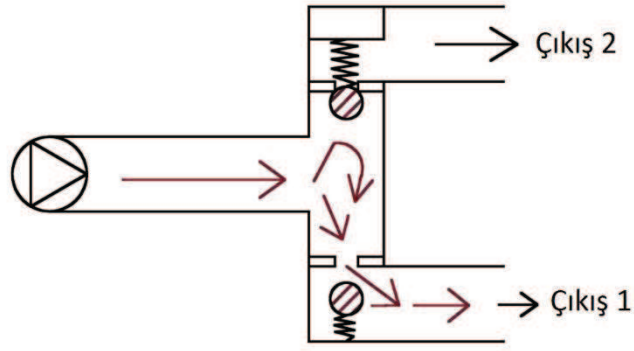
Şekil.3.1’de gösterildiği gibi pompa çıkışına bağlanılacak bir solenoid vana kontrol edilerek akışkan farklı çıkışlara yönlendirilebilmektedir. Vananın birinci pozisyonunda akışkan P girişinden girip T çıkışından çıkmakta, ikinci pozisyonda ise P girişinden girip A çıkışından çıkmaktadır. Fakat böyle bir çözüm için ayrı bir elektrik devresine ve farklı bir hareketli elemana ihtiyaç vardır. Ayrıca vanadaki hareket eden parçalar akışkanda bulunabilecek küçük parçacıkların birikmesiyle kısa zamanda tıkanabilirler.



Şekil 3.1. Solenoid vana bağlantısı şeması

3.1.1.2. Basınç ile yol değiştiren çek valfler kullanmak

Bu çözüm yönteminde düşük ve yüksek devirlerde çalışarak, düşük ve yüksek basınç üreten bir pompa olduğu varsayılmıştır ve Şekil 3.2’de gösterildiği gibi iki adet çek valf çıkış ağızlarına yerleştirilmiştir. Yüksek basınçta birinci vana; basınç kuvvetlerinin yay kuvvetini yenmesi ile akışa yol vermekte, ikinci vana ise basınç kuvvetlerinin etkisiyle bulunduğu çıkışı kapatmaktadır. Düşük basınçta ise; birinci vananın yay kuvvetleri basınç kuvvetlerini yendiği için bulunduğu çıkışı kapatmakta, ikinci vana ise benzer şekilde yay kuvvetleri ile açık kalmaktadır. Böylece farklı basınçlarda akış iki farklı kanala yönlendirilebilmektedir.



Şekil 3.2. Çek valf kullanımının şematik gösterimi

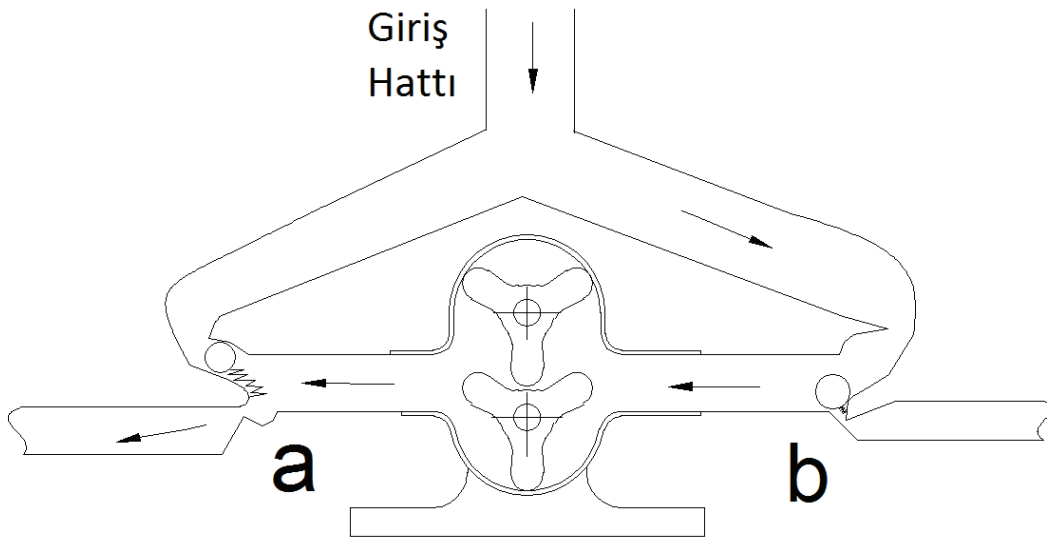
Bu yöntemde birinci vana için yaylı vana kullanmak yerine basınç ile aktif olan duckbill vanalar da kullanılabilir. Bu yöntemin; yayların ömürlerinin kısa olması, hareketli parçaların zamanla partiküller ile tıkanması riski ve yayların korozyon etkilerine maruz kalarak zamanla görevini yapamaz hale gelmesi gibi çeşitli dezavantajları vardır.



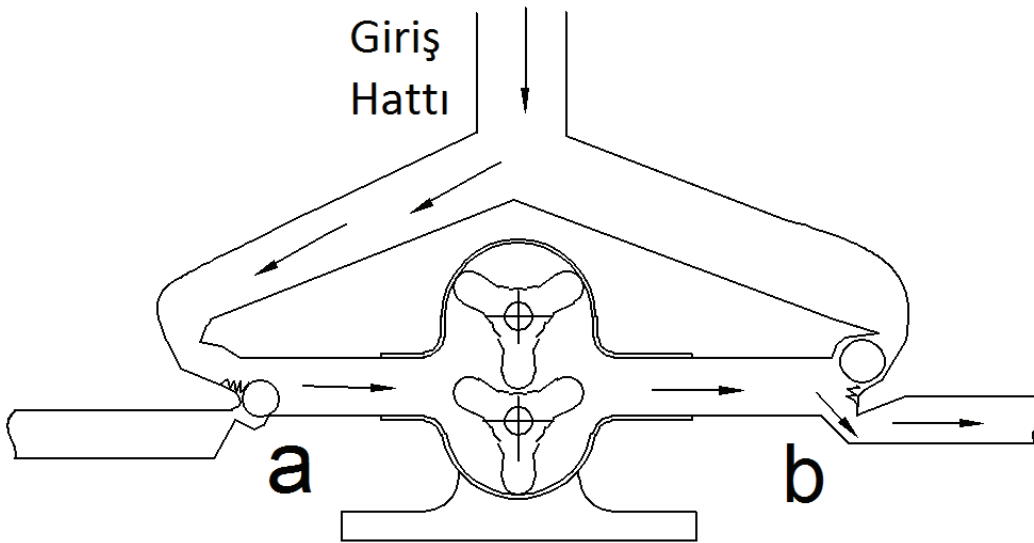
Şekil 3.3. Farklı tipteki duckbill ve yaylı vanalar

3.1.1.3. Basınç kuvveti ile çalışan yay mekanizmaları kullanmak

Bu yöntemde Şekil 3.4'te gösterildiği gibi ve bir önceki yönteme benzer şekilde, farklı devirlerde çalışarak farklı basınçlar üreten bir pompanın ve kangal bir yaya bağlı olarak basınç kuvvetlerine göre farklı yönlere açılan bir kapağın olduğu öngörülmüştür. Yüksek basınç kuvvetleri ile yay bir yönde açılarak diğer yönde kapanmaya zorlanmakta, düşük basınçta ise yay kuvvetleri vanayı diğer yönde açmaya zorlamaktadır. Bu yöntem için vananın kullanılacağı geometrinin oldukça karmaşıktır ve yay kuvvetlerinin hassas bir şekilde tespit edilmesi oldukça zordur.



Şekil 3.5 Hacimsel pompa ile suyun "a" çıkışından atılması



Şekil 3.6. Hacimsel pompa ile suyun "b" çıkışından atılması

3.1.3. Santrifüj pompa kullanmak (Öngörülen çözüm)

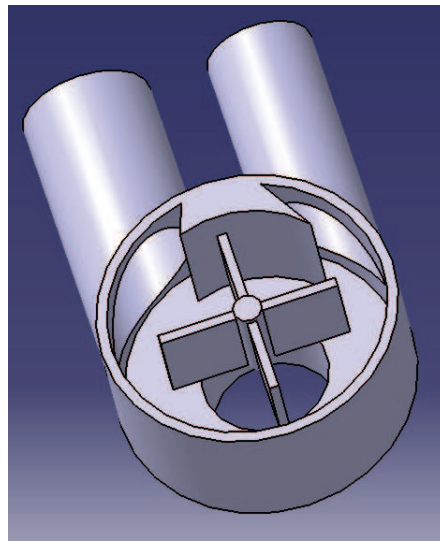
Santrifüj pompaların emme kabiliyeti hacimsel pompalara göre daha düşüktür. Santrifüj pompanın çalışabilmesi için suyun kendi kendine pompa hacmine girmesi gerekmektedir. Pompa içeride hava olması durumunda santrifüj pompanın emme kabiliyeti ciddi oranda azalır. Bunun sebebi havanın yoğunluğunun çok küçük olması ve buna bağlı olarak kanatlar ile aktarılan kinetik enerjinin çok küçük mertebelerde

kalmasıdır. Bir santrifüj pompanın ürettiği basma yüksekliği doğrudan akışkanın yoğunluğu ile ilişkilidir [27].

Bu sebeplerden dolayı santrifüj pompalar için yukarıda hacimsel pompalar için bahsedilen, vakum etkileri ile çalışan bir yöntem düşünülemez. Bu yüzden santrifüj pompada akışkanı farklı kanallara yönlendirecek farklı bir çözüme ihtiyaç vardır. Bunu çözmek için santrifüj pompa geometrisinin iç kısmına akış yönlendiriciler yerleştirilebilir. Böylece çarkın farklı yönlere dönmesi ile farklı kanallardan akış gerçekleştirilebilir.

Bu yöntemlerden birincisi; pompa gövdesi içerisine akışı yönlendiren bir parça koyarak akışkanı, çarkın farklı dönüş yönleri için farklı kanallara yönlendirmektedir. Böyle bir yönleme ait daha önceden başvurulmuş fakat henüz kabul edilmemiş benzer bir patent vardır [28].

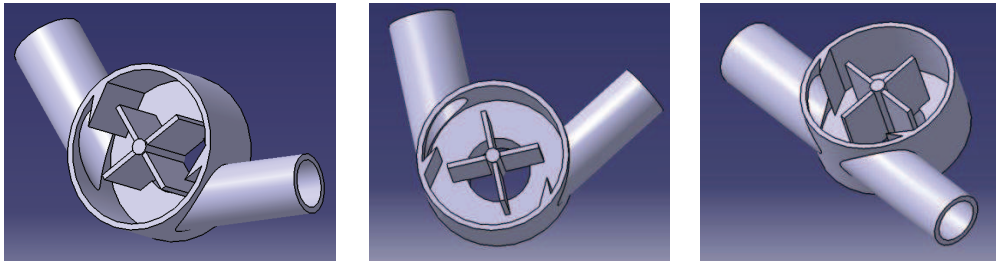
Bu çözüme göre çarkın farklı dönüş yönlerinde, akışkan farklı kanallardan çıkmaya zorlanmakta ve farklı kanallardan akış sağlanmaktadır. Aşağıda verilen şekle göre pompa çarkı saat yönünde döndüğünde akışkan sol çıkıştan, saat yönünün tersine döndüğünde ise sağdaki çıkıştan çıkmaya zorlanmaktadır. Böylece pompa farklı zamanlarda, akışkanı farklı çıkışlardan göndererek istenilen vazifeyi herhangi bir mekanik parça kullanmadan gerçekleştirebilmektedir.



Şekil 3.7. Yönlendirici kullanılmış santrifüj pompa

Ayrıca yukarıdaki yöntemden farklı olarak, çıkış kanalları farklı çıkış pozisyonlarına konularak ve iki adet yönlendirici kullanılarak da aynı sonuç elde edilebilir. Bu çözüm yöntemi, bu çalışmada kabul edilen çözüm yöntemidir ve çalışmanın bundan sonraki kısımlarında bu yöntemin geliştirilmesi üzerine çalışılacaktır.

Farklı pompa tasarımları Şekil 3.8’de verilmiştir. Bu tasarımlardan Bölüm 5’te ayrıntılı olarak bahsedilecektir.

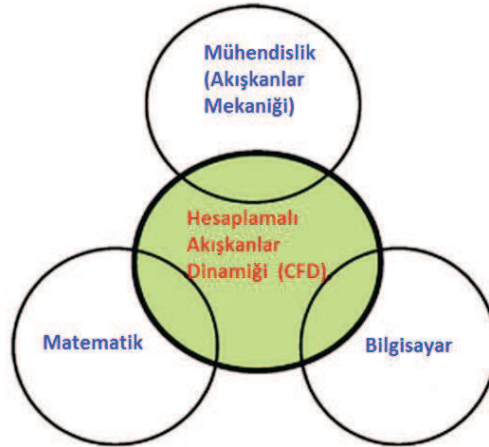


Şekil 3.8. Farklı tipteki yönlendiricili pompa tasarımları

BÖLÜM 4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI (CFD)

Geçmişte katılar veya akışkanlar ile ilgili tüm mühendislik problemleri, elde edilen diferansiyel denklemlerin fizik ve mühendislik ilkelerinin dikkate alınmasıyla, analitik metotlar ile çözülmüyordu. Newton'un ikinci yasası, potansiyel enerji, enerjinin korunumu yasaları, kütlelerin korunumu, Maxwell eşitliği gibi birçok denklem bu şekilde çözülmüştür. Fakat bu formüller genellikle çok basit geometrilerde kullanılabilen, karmaşık geometriler için ise bu diferansiyel denklemlerin çözümü oldukça zordur [29].

Bahsedilen sonsuz küçüklükte diferansiyel elemanların, sonlu elemanlar olarak kabul edilmesiyle yapılan bilgisayar çözümleri ile bu karmaşık diferansiyel denklemlerin çözümü gerçekleştirilmiştir. Gelişen bilgisayar teknolojisi ile her geçen gün daha karmaşık yapıdaki geometriler üzerinde bu diferansiyel denklemlerin çözümü gerçekleştirilmekte ve bilgisayar ortamında gerçeğe yakın simülasyonlar gerçekleştirilerek, problemlerin nümerik çözümleri ortaya konulabilmektedir. Bu yöntem günümüzde dinamik veya statik problemlerde; gerek katı, gerek akışkanların modellenmesinde etkin olarak kullanılmaktadır.



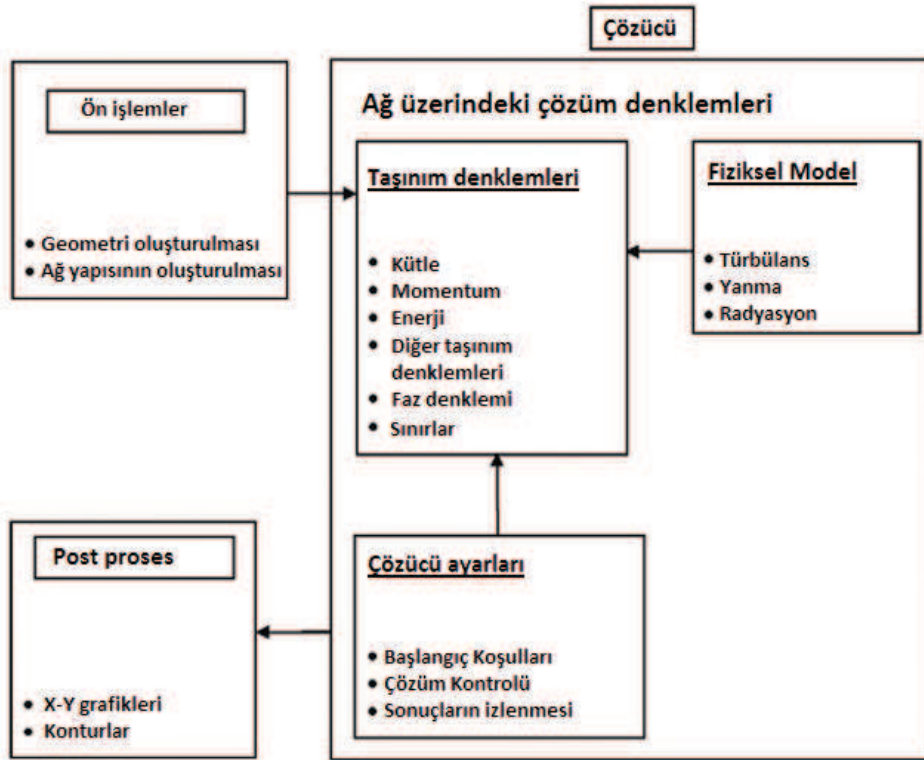
Şekil 4.1. CFD'nin disiplinlerle olan ilişkisi [30]

Sonlu elemanlar yönteminin akışkanlar üzerinde kullanılmasına CFD denilmektedir. CFD (Computational Fluid Dynamics), Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği olarak da bilinmektedir. Navier-Stokes momentum denklemleri, Süreklilik Denklemi, Enerji denklemleri ve farklı türdeki türbülans denklemlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle bir akış hacmine uygulanması ile yapılan bilgisayarlı çözümlerin tamamı bu kategoriye girmektedir. Buradaki en temel ve doğru cevapları oluşturan denklemler kütle, enerji ve momentumun korunumu denklemleridir. Türbülans denklemleri ve diğer modüllerde kullanılan denklemler ise deneysel çalışmalar ile oluşturulmuş bir takım formüller ve sabitlerden oluşmaktadır.

Yazılımda kullanılan tüm formül ve sabitler genellikle bir yazılımın arka planında çalışacak şekilde tasarlanır ve kullanıcıya (mühendislere) daha pratik bir kullanım sağlanır. Günümüzde, yazılım piyasasında lisanslı olarak kullanılan birçok CFD yazılımı vardır.

CFD için çözüm aşamaları aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- a) Akış alanı (domain) sonlu sayıdaki hücrelere ayrılır (Çözüm Ağı)
- b) Kütle, momentum, enerji ve fazlar ile ilgili genel korunum denklemleri her bir hücre için çözülür.
- c) Kısmi diferansiyel denklemler, matematiksel bağıntılara dönüştürülür.
- d) Tüm matematiksel denklemler sayısal olarak çözülerek, akış alanına aktarılır.



Şekil 4.2. CFD çözümü için akış diyagramı [30]

4.1. CFD Yazılımları

4.1.1. ANSYS FLUENT

FLUENT, ANSYS Workbench modülüyle veya tek başına çalışan bir ticari CFD yazılımıdır. Yazılım, ANSYS Workbench üzerindeki birçok diğer yazılım ile iyi bir uyumla çalışmaktadır. Bu diğer programlar sayesinde hem akış geometrisini oluşturmak daha kolay hale gelmekte hem de çözüm verileri daha etkin bir şekilde görselleştirilerek izlenebilmektedir. FLUENT yazılımında kontrol hacimleri hücre merkezli sonlu hacimler olarak modellenmektedir.

4.1.2. CFX

CFX, FLUENT'e benzer şekilde ANSYS Workbench modülleriyle beraber çalışmaktadır. Turbomakineler konusunda daha gelişmiş bir yazılımdır. Kontrol

hacimlerinin modellenmesi düğüm merkezli sonlu farklar kullanılarak yapılmaktadır [31].

4.2. CFD ile turbomakinaların modellenmesi

CFD ile turbomakinaların modellenmesi CFD problemleri arasında önemli bir yere sahiptir. Bu konuda yazılmış çok sayıda makale ve eğitim dokümanı vardır. CFD ile bugüne kadar bilinmeyen, pompa içindeki akış hakkında önemli bilgiler keşfedilmiştir. Fakat hala hangi metodun hangi durum için en geçerli çözümü vereceği tartışılan bir konudur [32].

CFD kullanılarak santrifüj pompaların performansları belirlenmekte, kavitasyon analizleri yapılmakta, parametrik olarak optimize edilmekte, güç tüketimleri tespit edilmekte, deneysel olarak çalışılması zor olabilecek mikro-pompa veya Newton tipi olmayan akışkanlar kolaylıkla analiz edilebilmektedir [32].

4.2.1. Zaman adımlı çözümler

4.2.1.1. Kayan ağlar yöntemi (Sliding Mesh Method, SMM)

Kayan ağlar yöntemi birbirinden ayrı olarak hareket eden iki farklı akış alanının (domain) modellenmesinde kullanılmaktadır. Hareket öteleme veya dönme şeklinde olabilir. Yalnızca zamana bağlı çözümlerde kullanılabilir, çünkü hücreler zamana bağlı olarak yer değiştirmektedir [33].

SMM genellikle hareketli ve belirli bir eksen etrafında dönen sıvı hacimlerinin analizinde kullanılan bir yöntemdir. Çokça kullanıldığı yerlerden birisi mikser veya tank karıştırıcısı gibi zaman bağlı çözüme ihtiyaç duyulan problemlerdir [34][35]. Bu metoda göre turbomakinanın dönen kanatlarının taradığı tüm akış alanı bir hareketli bölge olarak tanımlanır ve kanatlarla beraber belirlenen devir sayısı ile kendi ekseninde dönme hareketi yapmaktadır. Bu yöntemi tanımlamak için FLUENT arayüzünde önceden hazırlanmış modüller vardır.

SMM, turbomakinaların çözümünde kullanıldığında çok fazla veri depolama alanı ve hesaplama süresine ihtiyaç duymaktadır. Optimizasyon gibi çok sayıda analiz noktasına ihtiyaç duyulan uygulamalarda kullanımı pratik değildir.

4.2.1.2. Dinamik ağ (Dynamic mesh)

Dinamik ağ modeli, duvar şeklinde tanımlanmış bölgelerin veya objelerin hareketi ile ağın yeniden düzenlenmesi esasına dayanır. Rijit olarak dönme veya öteleme hareketi yapan sınırlar için kullanılmaktadır. Hareket eden pistonlar, hareket eden bir uçak flapı veya şişen bir balon veya bir insan kalbinin modellenmesi gibi, sınırların değiştiği problemler buna örnek olarak verilebilir [34]. Turbomakinalarda kullanımı ise pratik değildir [36], fakat hareketli parçalar içeren vana, çek valf gibi geometrilerde kullanılmaktadır.

Dinamik ağ metodu zaman adımlı olarak çözüm vermektedir. Bu yüzden çok uzun hesaplama sürelerine ihtiyaç duymaktadır ve yüksek boyutta veri üretmektedir. Optimizasyon gibi çok sayıda analize ihtiyaç duyulan uygulamalarda kullanımı pratik değildir.

4.2.2. Sürekli rejim çözümleri

4.2.2.1. Karışan düzlemler (Mixing Plane MPM)

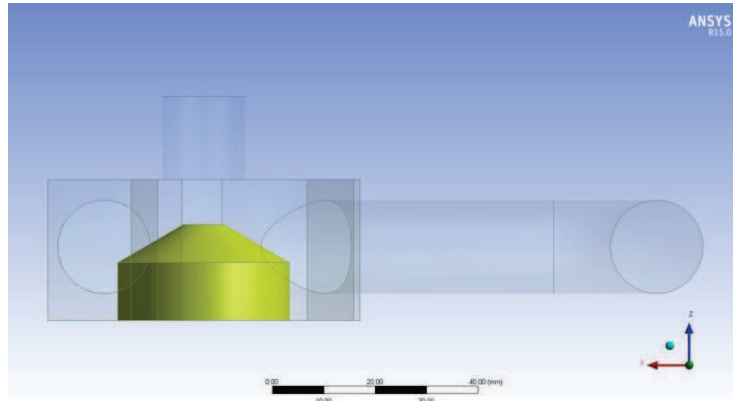
MPM modeli, birbirine göre farklı hareket yapan akış alanları için kullanılan MRF ve SMM modellerine bir alternatif olarak geliştirilmiştir [33]. İki farklı akış alanı tanımlanarak birinci akış alanına ait çıkış verileri, ikinci akış alanında giriş verileri olarak kabul edilerek analiz yapılmaktadır.

Bu yöntem genellikle çok kademeli pompaları modellemek için kullanılır. Zamana bağlı çözümler yerine bu tarz bir çözümü tercih etmek daha ekonomik olmak ile beraber özel yapıdaki turbomakinalar için uygun bir yöntem değildir.

4.2.2.2. Çoklu referans alanları (Multiple Reference Frame MRF)

MRF yöntemi, hareket eden akış alanlarının bulunduğu fakat hareket eden sınırların bulunmadığı problemler için kullanılan bir sürekli rejim çözümdür. Farklı dönme veya öteleme hızlarıyla hareket eden akış alanları ayrı olarak modellenmektedir. Model sürekli rejimler dışında kullanılamamaktadır. Yukarıda geçen çözümlerden en basit olanıdır. Diğer metotlara göre çözüm süresi oldukça kısa olduğundan dolayı optimizasyon için en uygun model olarak kabul edilebilir. Model sürekli rejime göre olduğu için, zamana bağlı değişen dalgalanmalar ve türbülanslar gibi akışı zamana bağlı olarak etkileyen unsurların etkisi ihmal edilmektedir [33].

Bu çalışmada kullanılan MRF modeli Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Sarı ile gösterilen bölge çarkın etrafındaki dönen bölge, kalan kısımlar ise dönüşün olmadığı kısımlardır.



Şekil 4.3. Bir akış alanındaki MRF bölgesi

4.2.3. Çözüm yöntemleri

4.2.3.1. Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri

FLUENT, çözüm oluştururken Navier-Stokes ve Süreklilik denklemlerini esas kabul ederek çözüm yapmaktadır. Süreklilik veya diğer adıyla kütle korunumu denklemi aşağıdaki şekildedir.

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = S_m \quad (4.1)$$

S_m farklı fazlar var ise bu fazlardan çalışılan faza eklenen kütlelerdir (suyun yoğuşması gibi). Navier-Stokes denklemi ise momentumun korunumu esasına dayanır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \cdot \vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4.2)$$

P statik basıncı, $(\bar{\tau})$ ise gerilme tensörünü göstermektedir. $\rho \vec{g}$ ve \vec{F} ise yerçekimi ve dış kuvvetleri temsil etmektedir. Gerilme tensörü aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} I \right] \quad (4.3)$$

μ viskoziteyi, I ise birim tensörü göstermektedir [37].

4.2.3.2. Türbülans modeli

Çözüm için k - ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modele göre türbülans uzunluğu ve zaman boyutu olmak üzere iki adet türbülans modeli kullanılır. Model yarı-ampirik olarak oluşturulmuş bir modeldir. Endüstriyel akış problemleri ve ısı transferi problemlerinde kabul görmüştür ve günümüzde çok farklı CFD yazılımlarında kullanılmaktadır. Denklemler ampirik ölçüm ve deneyler ile oluşturulmuştur.

Standard k - ε modeli, taşınım denklemlerindeki türbülans kinetik enerjisi (k) ve buna ait dağılım oranına (ε) dayanmaktadır. k için olan denklem, taşınım denklemlerinden; ε için olan denklem ise fiziksel akıl yürütme ve matematiksel olarak eş denkleme olan benzerliklere dayanmaktadır.

k - ε modelinde akış tamamen türbülanslı kabul edilir ve moleküler viskozite ihmal edilir. Bu yüzden model sadece tam türbülanslı akış bölgeleri için geçerlidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4.5)$$

Türbülans kinetik enerjisi k ve dağılım oranı ε yukarıdaki denklemlerden elde edilmiştir. G_k , ortalama basınç gradyanlarından dolayı oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimini vermektedir. G_b ise kaldırma kuvvetleri sonucunda üretilen türbülans kinetik enerjisidir. Y_M sıkıştırılabilir akışlar için kullanılmakta ve genişleme dalgalanmalarının etkisini formüle dahil etmektedir. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ birer sabittir. σ_ε ve σ_k , ε ve k için sırasıyla Prandtl sayılarını vermektedir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.6)$$

Türbülans viskozitesi, k ve ε 'nin kullanıldığı yukarıdaki formül ile ifade edilmektedir. C_μ bir sabittir.

Model sabitleri ise aşağıdaki gibidir;

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (4.7)$$

Bu sabitler, yapılan deneyler sonucunda elde edilmiş ve kabul görmüş sabitlerdir [37].

4.2.3.3. Çoklu faz modeli

Akış alanında birden fazla fazın dikkate alınması gerektiği durumlarda aynı akış alanında birden fazla sayıda akışkan modellenebilmektedir. Bu akışkanlar sıvı-sıvı, sıvı-gaz veya gaz-gaz şeklinde olabilmektedir ve her bir özel problem için uygun bir çoklu faz modeli seçilmesi gerekmektedir. Ayrıca FLUENT gaz ve sıvı içerisinde çözünmüş veya partikül halindeki katı maddeleri de modelleyebilmektedir.

Çalışılan problemde iki çıkışlı bir pompa kullanıldığı ve çıkışların birisinde hava bulunduğu için fazların birbiriyle geçişmediği ve sıvı gaz arayüzünün net bir şekilde ayrıldığı bir model aranmıştır. FLUENT arayüzünde bu tür problemler çoklu fazlar çözümlerinden biri olan sıvı hacimler (Volume of Fluid, VOF) yöntemi ile çözülebilmektedir.

Bir veya birden fazla fazın kuruluk dereceleri kullanılarak süreklilik denklemi üzerinden aşağıdaki formül uygulanmaktadır.

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{V}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (4.8)$$

Yukarıdaki denklemde \dot{m}_{pq} faz p'den faz q'ya kütleli debiyi, \dot{m}_{qp} ise faz q'dan faz p'ye kütleli debiyi göstermektedir. S_{α_q} ise 0 olarak tanımlanmıştır ve her iki fazdan da oluşabilecek kütle üretimini ifade etmektedir. Kuruluk derecesi birincil faz için hesaplanmamaktadır ve aşağıdaki formül ile sınırlandırılmıştır.

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (4.9)$$

Akışkan özellikleri ve momentum denklemleri ise sırasıyla aşağıdaki denklemler ile ifade edilmektedir.

$$\rho = \sum \alpha_q \rho_q \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \cdot \vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot [\mu (\nabla \vec{V} + \nabla \vec{V}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4.11)$$

Fazlar arasındaki yüzey gerilimi P_1 ve P_2 arayüzlerdeki basınç değerleri olmak üzere aşağıdaki formüle göre [37].

$$(4.12)$$

$$P_2 - P_1 = \sigma \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right)$$

4.2.3.4. Başlangıç şartları (Initialization)

Hybrid Initialization FLUENT arayüzünde çözüm için başlangıç şartlarını oluşturan algoritmalarından bir tanesidir ve farklı tipte yöntem ve enterpolasyon metotlarının bir birleşimi olarak çalışmaktadır. Hız ve basınç alanlarının hesaplanması için Laplace eşitliği kullanılmaktadır. Sıcaklık, türbülans, kuruluk derecesi gibi tüm diğer tüm değişkenler, alanın ortalama değerlerine göre belirlenmektedir. Yapılan çözümlerde enerji değişkeni olmadığı için bu metodun kullanılması yeterli kabul edilmiştir [33].

Hız alanının başlangıç koşulları aşağıdaki denkleme göre oluşturulmaktadır.

$$\nabla^2 \varphi = 0 \quad (4.13)$$

Hız potansiyeli φ olarak verilmiştir. Hız bileşenleri ise aşağıdaki gradyan potansiyeli ile verilmiştir.

$$\vec{V} = \nabla \varphi \quad (4.14)$$

Duvarlarda hız 0 olduğu için;

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right|_{duvar} = 0 \quad (4.15)$$

giriş koşullarında ve sonsuz uzaklıktaki bölge (far field) için hız vektörlerinin sınırlara dik olması;

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right|_{giris} = V_{\perp} \quad (4.16)$$

Alandan sonsuz uzaklıkta akışkanın doğal akışa ulaşması;

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right|_{\infty} = u_{\infty} \quad \left. \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right|_{\infty} = v_{\infty} \quad \left. \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right|_{\infty} = \omega_{\infty} \quad (4.17)$$

Çıkış sınırları için ise;

$$\varphi = 0 \quad (4.18)$$

olarak kabul edilmiştir.

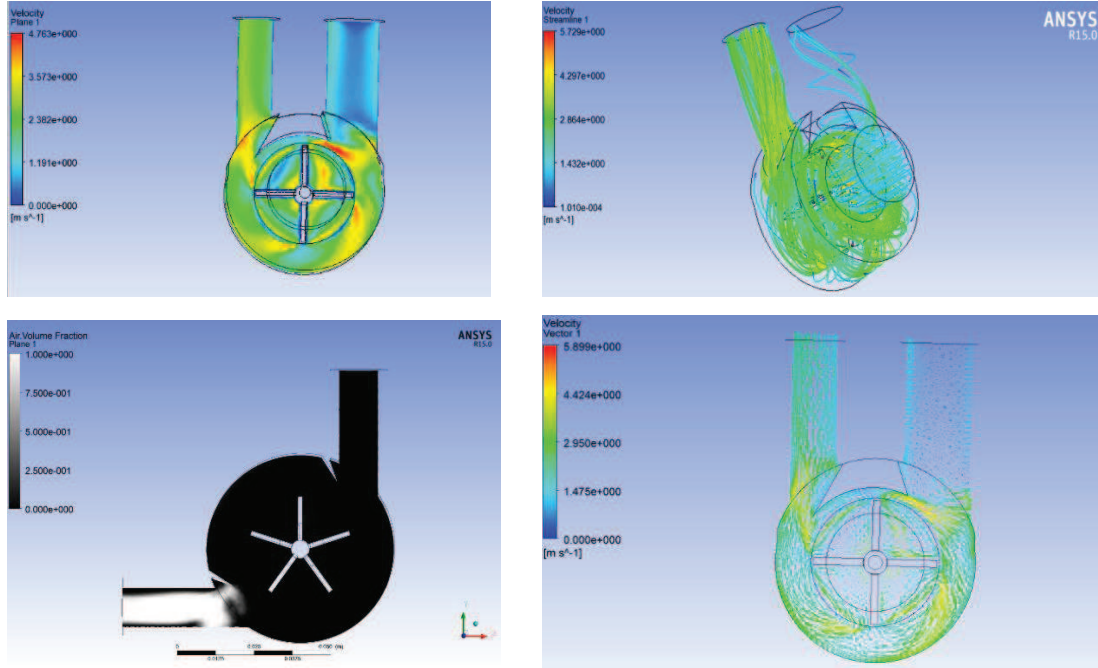
Basınç ile ilgili;

$$\nabla^2 P = 0 \quad (4.19)$$

formülü kullanılmaktadır. P ; giriş şartları için spesifik toplam basıncın %99'u, çıkış için ise gösterge basıncının %1 fazlası olacak şekilde başlatılmaktadır [37].

4.3. Çözüm Sonrası (Post-Process)

Analiz sonrası oluşan çözüm dosyalarının izlenmesi için ANSYS Workbench'in bir alt modülü olan CFD-Post programı kullanılmıştır. Bu program sayesinde çözüme ilişkin veriler görsel hale getirilmekte ve bu görsel veriler ile çözümün yorumlanması kolaylaşmaktadır. Çözüme ilişkin alınan görsel veriler aşağıda sıralanmıştır.



Şekil 4.4. Çözüm sonrası görsel veriler, sol üstten saat yönünde (a) Konturlar (b) Akım çizgileri (c) Hız vektörleri (d) Faz konturları

4.3.1. Akım çizgileri

CFD-Post'un özelliklerinden birisi akış alanına ait, akım çizgilerini görsel hale getirmesidir. Bu çizgiler ayrıca zaman bağlı olarak izlenerek sürekli rejimdeki bir akışkan alanında, akış tanelerinin nasıl bir yörünge izlediği görülebilir.

4.3.2. Basınç konturları

CFD programlarının en önemli çıktılarından birisi eşdeğerdeki verilerin görselleştirildiği konturlardır. Bu konturların basınç olarak çıkarıldığı görsel verilerden, akışan basıncının hangi yerlerde ne ölçüde değiştiği ve geometri ile nasıl bir ilişki içinde olduğu gözlemlenebilir.

4.3.3. Hız vektörleri ve konturları

Hız vektörleri de CFD yazılımlarının önemli çıktılarından biridir. Hız farklı renklerde gösterilerek tüm akış alanında bir kontur olarak veya şiddetine bağlı olarak vektörler ile gösterilebilmektedir.

4.3.4. Faz konturları

Vakum oluşması neticesinde pompa geometrisinde oluşabilen havanın veya hava kabarcıklarının gözlenebilmesi için pompa içindeki kuruluk derecesini gösteren faz konturlarından yararlanılmıştır. Ayrıca su yüksekliğinin ölçülmesi için hava-su arayüzü bu konturlar ile görülebilmektedir.

4.3.5. Çıkış verileri

Analiz sonuçlarının sayısal olarak izlenmesi için çıkış verileri alınabilmekte, parametrik hale getirilmekte ve bu veriler depolanabilmektedir. Parametrik olarak alınan bu verilerin dışında, CFD-Post programı probleme ilişkin tüm fiziksel değerleri raporlamakta ve istenilen noktaya ait önceden belirlenen değerlere ulaşabilmektedir.

BÖLÜM 5. ÖNGÖRÜLEN GEOMETRİNİN MODELLENMESİ VE GELİŞTİRİLMESİ

İki çıkışlı santrifüj pompanın optimizasyonundan önce pompaya ait bir geometrinin seçilmesi zorunludur. Bu bölümde, optimizasyon aşamasına kadar öngörülen geometrinin nasıl modellenerek geliştirildiğinden bahsedilecektir.

Öngörülen geometri tasarlanmadan önce bu tasarıma ait bir CFD modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan CFD modeli benzer pompalar üzerinde doğrulanmış ve ilk olarak hedef değerleri sağlayabilecek geometriler için deneme çözümleri yapılmıştır. Böylece farklı kanat çaplarında pompa performansı test edilerek uygun olabilecek bir geometri aranmıştır. Daha sonra oluşturulan geometrilere ait parametreler belirlenmiş ve simülasyonları yapılarak optimum geometriler aranmıştır. Ayrıca daha sonra modele ilişkin performans eğrilerinin oluşturulmasında kullanılacak çok fazlı modelin kurgusu ve ağ yapılarına ilişkin detaylar bu bölümde anlatılacaktır.

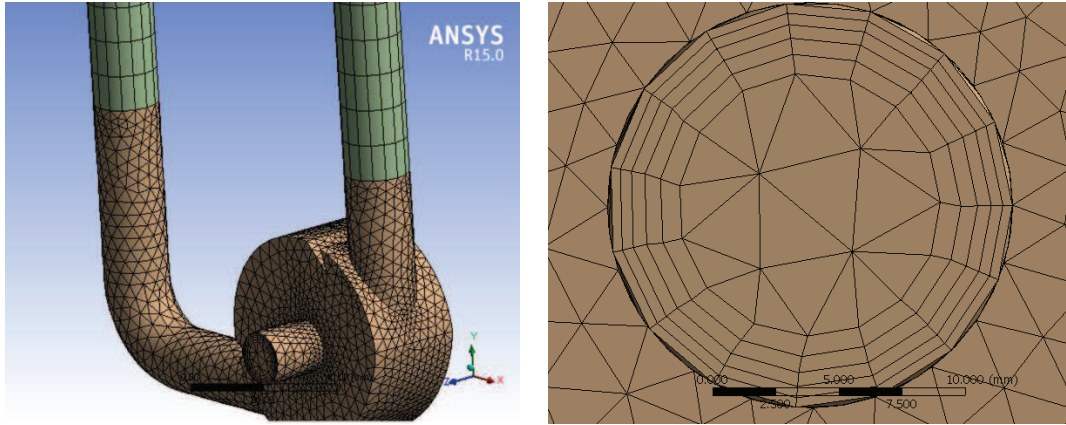
5.1. Problemin Modellenmesi

5.1.1. Ağ yapısı

Bilindiği üzere CFD için çözüm algoritmasının çalışacağı bir ağ yapısının, model geometrisine uygulanması zorunludur. Bu ağ yapısı model üzerinde uygulanmakta ve modelin hücrelere ayrılmasıyla çözüm yapılmaktadır. ANSYS arayüzünde kullanılan ağ oluşturma arayüzü, geometriyi farklı sıklıklardaki ağlara bölebilmektedir. Ağ sayısı her bir geometri için değişkenlik göstermektedir.

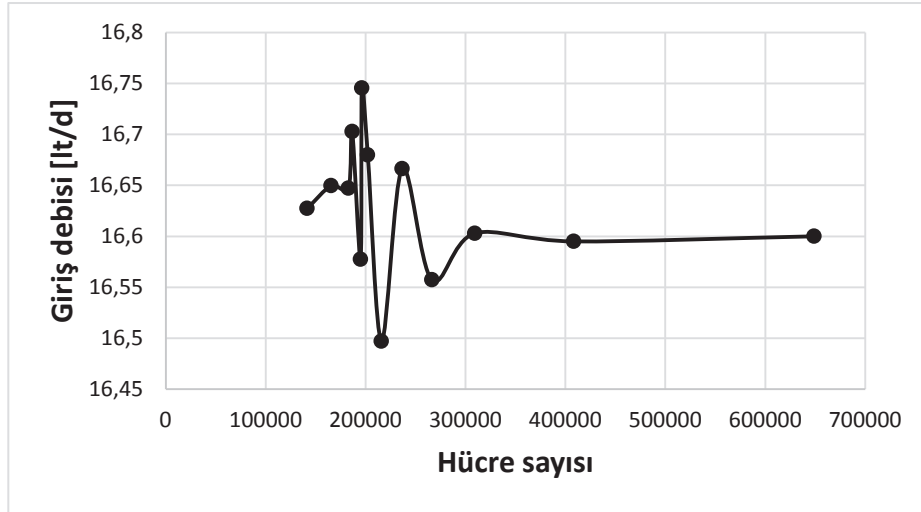
Modele ait boru geometrilerinin modellenmesinde Şekil 5.1.'deki görüldüğü şekilde süpürme tekniği (sweep mesh) ile ağ oluşturulmuş ve böylece fazladan oluşabilecek

hücre sayısı azaltılmıştır. Ayrıca Şekil 5.1.'de görüldüğü üzere sınır koşullarının daha iyi modellenmesi için sınırların, ince ağırlara bölme metodu (inflation layers) ile daha iyi modellenmesi sağlanmıştır. Pompa gövdesi, parametrelere göre değişiklik gösterdiği için pompa gövdesi içindeki ağ yapısı üzerinde özel ağ metotları kullanmak oldukça zordur.



Şekil 5.1. Problemin ağ yapısı, süpürme tekniği (solda), ince ağırlara bölünmüş sınırlar (sağda)

Ağ bağımsızlığının elde edilmesi için çeşitli analizler yapılmış ve örnek olarak aşağıdaki grafik verilmiştir. Pompa gövdesi içindeki ağ yapısı parametrelere göre değiştiğinden dolayı her bir geometri için ağ bağımsızlığını elde etmek çok zordur. Aşağıdaki grafikte 300.000 hücre adedinden sonra probleme ait çıkış değerlerinin sabit bir değere ulaştığı ve ağ sayısından bağımsız hale geldiği görülmektedir. Bu grafik ve benzer veriler dikkate alınarak ortalama 300.000 hücre içeren ağ yapısı yeterli kabul edilmiştir.



Şekil 5.2. Ağ bağımsızlığının grafiksel gösterimi

5.1.2. Birim sistemi

Çözüm yapılırken FLUENT arayüzünde kullanılan SI birim sistemi tercih edilmiştir. Bu birim sisteminden farklı olarak, verilerin izlenmesi için uzunluk [mm] olarak seçilmiş, devir sayısı [d/d] ve debi [lt/d] olarak belirlenmiştir. Bundan sonraki grafik ve tablolarla bu üç birim SI birim sisteminden farklı olarak yukarıdaki formata dönüştürülerek verilecektir.

5.1.3. Sınır koşulları

Sınır koşulları tüm CFD problemlerinde çözümün gerçekleşmesi için belirlenmek zorunda olan değerlerdir. Eğer bu değerler olmaz ise sonlu elemanlar için bir sınır değeri atanamayacağından dolayı diferansiyel denklemlerin çözümü imkansızdır. FLUENT arayüzünde 20'ye yakın farklı sınır koşulu tanımı vardır (Hız girişi-basınç çıkışı, fan girişi-basınç çıkışı vb.). Bu sınır koşullarının her biri farklı bir özel durumu modellemek için geliştirilmiştir. Bu çalışmada basınç girişi-basınç çıkışı sınır değerleri kullanılacaktır.

5.1.3.1. Basınç giriş-çıkış şartları

Basınç giriş-çıkış şartları pompanın hiç basınç üretmediği ve akışkanın sadece debisini arttırdığı yüksüz çalışma durumunu modelleyebilmek için 0 Pa seçilmiştir.

Böylece en yüksek hızlarda yönlendiricilerin simülasyonu yapılarak daha küçük değerlerdeki hızlar kontrol altına alınmış olacaktır.

Pompanın performans eğrileri çıkartılırken ise yerçekimi etkisi dikkate alınacak ve su sütunları kullanılarak pompa çoklu faz (multi-phase) metoduyla ve hava ve suyun etkileşimi dikkate alınarak modellenecektir. Bu yüzden pompanın farklı basma yükseklikleri için sınır şartlarını değiştirmeye ihtiyaç yoktur. Farklı basma yükseklikleri su sütununun artırılmasıyla modellenecektir. Çoklu faz çözümleri için çıkışlardaki geri akışlar hava olacak şekilde tanımlanmıştır.

5.1.4. Hücre koşulları

Hücre koşulları, CFD çözümlerinde sınırların çevrelediği akış alanındaki hücre hacimlerinin (iki boyutlu çözümler için hücre alanının) özelliklerini belirlemektedir. Model için tüm akış alanı FLUENT kütüphanesinde mevcut bulunan su (water-liquid) olarak tanımlanmıştır. Suyun 20°C'deki özellikleri kabul edilmiş ve sıcaklığın sabit olduğu varsayılmıştır. Herhangi bir enerji etkileşimi dikkate alınmadığı ve enerji çözümü yapılmadığı için enerji denklemleri dikkate alınmamıştır. Akış alanı iki bölgeye ayrılmıştır. Birinci bölge MRF bölgesi dediğimiz hareketli bölgedir. Bu bölgedeki akış istenen devir sayısında dönme hareketi yapan hücreler ile modellenmiştir. Bu dönme bölgesinin dışında kalan alan ise sabit, yani dışarıdan bir dönme hareketi verilmeden modellenmiştir.

Pompanın performans eğrilerinin çıkarıldığı durumlarda ise akış alanı hava ve suyun beraber bulunduğu çoklu faz (multi-phase) bir ortam olarak modellenmiştir. Su ve hava için FLUENT kütüphanesinden sırasıyla (water-liquid) ve (air) seçilmiştir. Ayrıca çoklu faz çözümlerinde yerçekimi etkisi dikkate alınarak çözüm yapılmıştır.

Çark için minimum devir sayısı 1500 d/d olarak seçilmiştir. Bu devir sayısı için akışkanın istenen debi için Reynolds sayısı;

(5.1)

$$\vec{V} = \frac{Q}{A}$$

$$Re = \frac{\rho \vec{V} D}{\mu} \quad (5.2)$$

formülünden hesaplanarak 15 lt/d hedef değer için 20.000 civarında çıkmaktadır. Bu da akışın $Re > 4000$ şartında türbülanslı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle $k - \varepsilon$ türbülans modeli seçilmiştir.

5.1.5. Çözüm

5.1.5.1. Tek fazlı model

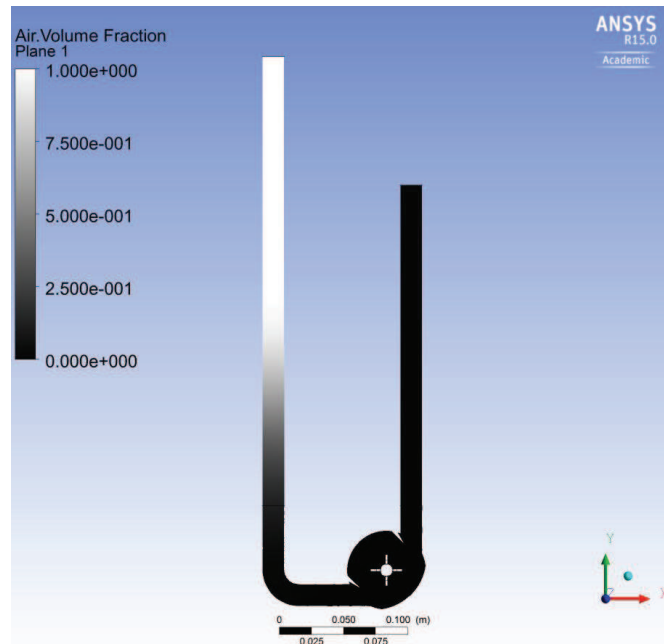
Tek fazlı modelin çözümünün 300 iterasyonda yakınsadığı varsayılmıştır. Gerçekte böyle bir durumun her zaman oluşmasını beklenemez. Fakat güç ve debi değerlerinin iraksamayan bir çözüm için 300 iterasyonda sürekli hale geldiği gözlenilmiş, bunun dışındaki hatalar ise ihmal edilmiştir. Tek fazlı modeller için $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Standard duvar fonksiyonları (Standard Wall Function) dikkate alınmıştır. Hybrid Initializaton ile başlangıç koşulları oluşturulmuştur. Basınç-Hız bileşik çözümü yapılmış ve tüm denklemler ikinci derece olacak şekilde çözülmüştür. Courant Sayısı 200 olarak kabul edilmiştir.

Tek fazlı akış için analizler yapılırken pompaya ait iki çıkış olduğu için her iki çıkıştan da akışkan çıkışı olmakta veya bir kanaldan akışkan çıkarken diğer kanalda ters akış oluşarak pompa hacminin içerisine dolmaktadır. Gerçekte ise böyle bir durum söz konusu değildir. Bu akışın oluşmasının sebebi aslında pompanın diğer kanalında vakum oluşması, fakat model tek fazlı olarak geliştirdiği için buradan hava değil sıvı girişinin gerçekleşmesidir. Bu problemin üstesinden gelmek için performans eğrileri çıkartılırken çift fazlı analizler kullanılmış ve bir kanalda havanın olduğu düşünülerek gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilmiştir.

5.1.5.2. Çift fazlı model

Çoklu fazlar için sıvı ve gaz arasında arayüz oluşturan ve fazlar arasında geçirgenliğin olmadığı Volume of Fluid (VOF) modeli kullanılmıştır. Birincil faz su, ikincil faz ise hava kabul edilmiştir. Türbülans modeli olarak $k-\varepsilon$ türbülans modeli seçilmiş ve standart duvar fonksiyonları dikkate alınmıştır. Giriş koşulları için geri akış sıvı, çıkış koşullarında ise geri akış hava kabul edilmiştir. Coupled çözüm yöntemi ile ikinci derece denklemler kullanılmış ve çoklu faz problemlerde yakınsamanın daha uzun sürebileceği dikkate alınarak 500 iterasyon sayısı yeterli kabul edilmiştir. Kuruluk derecesinin çözümü için Courant sayısı 1 seçilmiştir. Çözüm yapılırken çoklu fazlar için daimi rejim çözümü, yarı-zamana bağlı olarak FLUENT arayüzündeki Pseudo-transient yöntemi ile çözülmektedir. Ayrıca çoklu faz rejimlerde pompa performans eğrileri oluşturulurken yerçekimi etkisi dikkate alınmış ve çalışma yoğunluğu (Operating Density) 0 seçilmiştir. Başlangıç koşulları tüm bölgeler için 0 seçilmiştir.

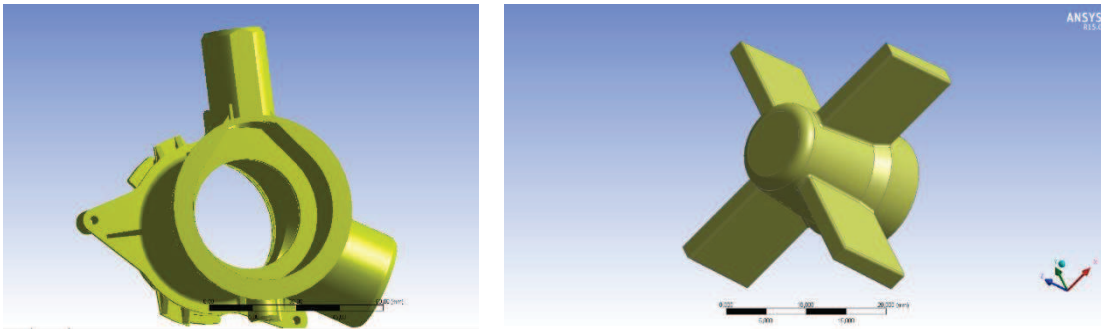
Tüm çözümler daimi rejimde ve akışın sıkıştırılamaz olduğu dikkate alınarak basınç ağırlıklı olarak çözülmüştür.



Şekil 5.3. Çok fazlı akış sonucu oluşturulan faz konturları

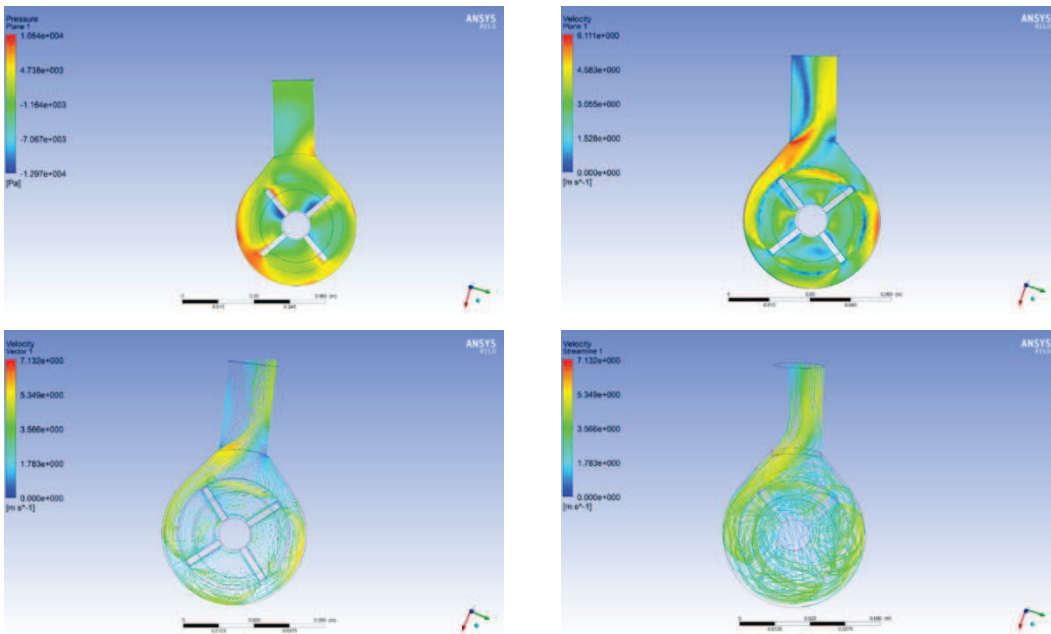
5.2. Benzer Pompaların Denenmesi

CFD sonuçlarının doğrulanması için tasarım şartlarına yakın bir pompa modellenmiştir. Pompanın performans eğrisine göre basma yüksekliği ve debi arasındaki ilişki deneysel olarak bilinmektedir. Tasarlanan CFD modeli kullanılarak, sayısal çözümün deneysel verilere ne kadar yakın olduğu belirlenmiştir.

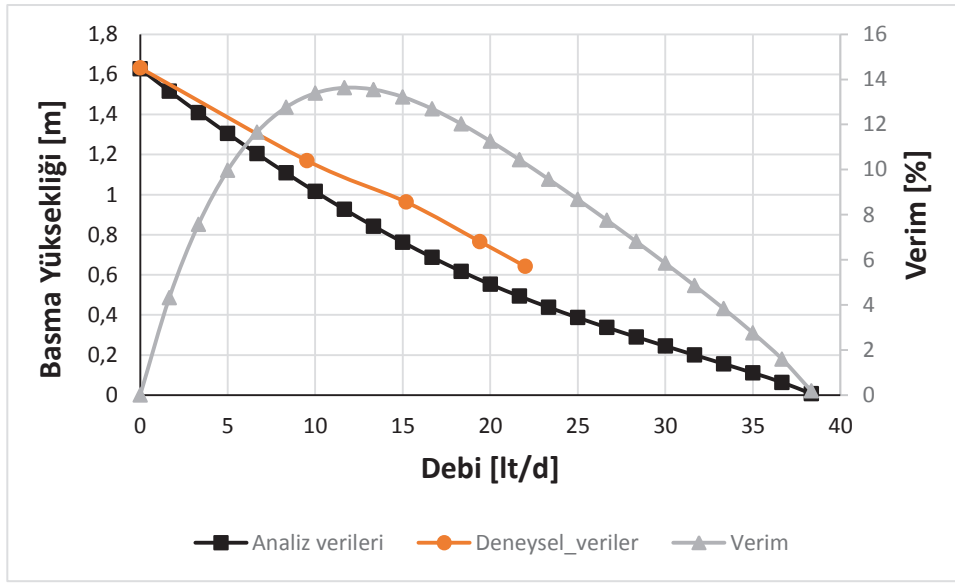


Şekil 5.4. Örnek pompa gövdesi ve çarkı

Veriler dikkate alındığında tek fazlı analizlerde kurgulanan CFD modelinin, pompa yükünün 0 olduğu ve maksimum debiye ulaşıldığı gerçek pompa koşulları ile yakın verilere ulaştığı doğrulanmaktadır.



Şekil 5.5. Örnek pompaya ait analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde (a) Basınç konturları (b) Hız konturları (c) Akım çizgileri (d) Hız vektörleri

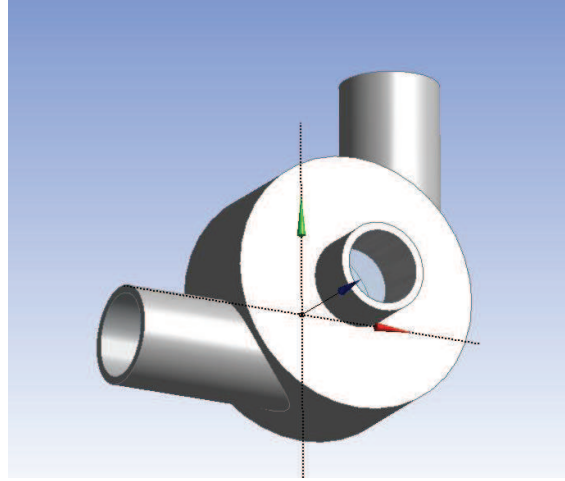


Şekil 5.6. Örnek pompaya ait deney ve analiz verileri

5.3. Farklı Akış Alanı Modelleri

5.3.1. Boru uzunluğunun kullanılmadığı model

Basma yüksekliğinin olmadığı yani pompanın yüksüz olduğu modelde çarkın dışındaki ve çarkın etrafındaki akış alanı MRF modeline uygun olacak şekilde ayrı olarak modellenmiştir. Çarkın etrafındaki akış alanı, çarkın dönüş hızında iken; çarkın dışındaki akış alanı herhangi bir dönüş etkisine maruz değildir. Pompa geometrisi şekilde gösterildiği gibidir. Bu model öngörülen geometrinin geliştirildiği analizlerde kullanılmış, daha sonraki analizlerde ise terk edilmiştir.

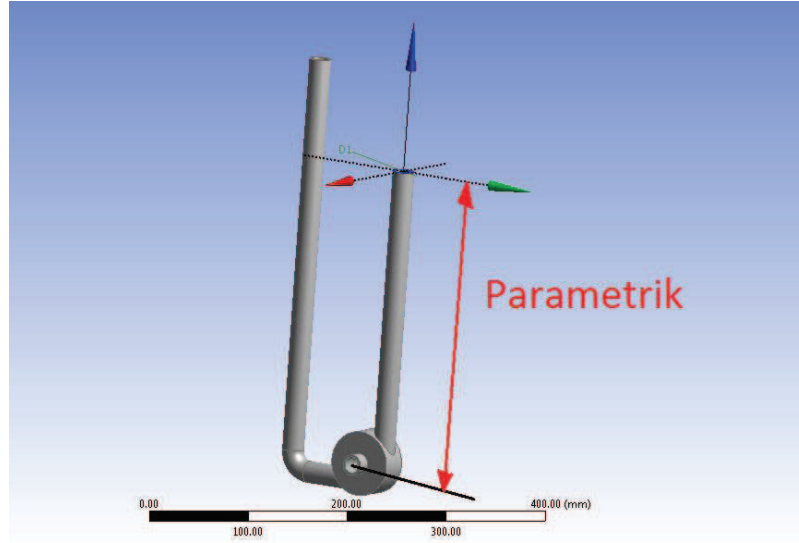


Şekil 5.7. Boru uzunluğunun kullanılmadığı model

5.3.2. Boru uzunluğunun kullanıldığı model

Boru uzunluğunun kullanıldığı modelde, akışın basılacağı yükseklikler de bir akış alanı olarak kabul edilmiştir. Bu model hem tek fazlı hem de çok fazlı modellerde tercih edilmiştir. Tek fazlı çözümlerde öngörülen geometri bulunduktan sonra optimizasyon kısmında tercih edilmiştir. Yerçekimi etkisi dikkate alınmamış, boru uzunlukları akışın daha düzenli bir şekilde çıkışa aktarıldığını ve basınç gradyanlarının daha yavaş bir şekilde pompa çıkışına doğru azalmasını modelleyebilmek için kullanılmıştır.

Aynı yöntem çoklu faz çözümlerde ise yerçekimi etkisi dikkate alınarak kullanılmıştır. Suyun kollardaki yüksekliği ölçülerek, farklı basma yükseklikleri için pompanın debisi ölçülmüş ve bu şekilde performans eğrisi ortaya çıkarılmıştır.



Şekil 5.8. Boru uzunluğunun modellendiği geometri

5.4. Çıkış Çapları

5.4.1. Farklı çıkış çapları

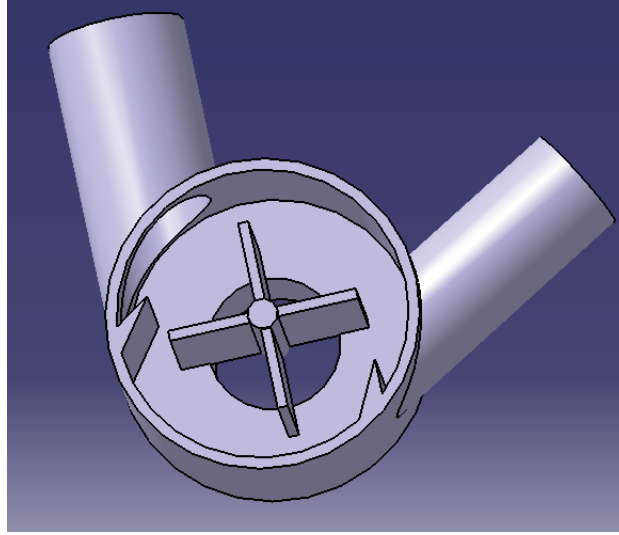
Bu modele göre pompanın iki çıkışı farklı çaplarda modellenmiş ve çıkışlardan farklı debilerde akışkanın çıkması hedeflenmiştir. Yapılan analizler ilk başta bu şekilde yapılmış, fakat optimizasyon parametreleri kullanılmaya başlanıldığında bu yöntemin borular arasındaki hız farklarına neden olmasından ve parametre sayısı arttığı için sonuçların yorumlanmasını daha karmaşık hale getirdiğinden dolayı terk edilmiştir.

5.4.2. Özdeş çıkış çapları

Farklı çıkış çapları yerine özdeş çıkış çapları kullanılarak, pompanın her iki yöndeki dönüşü de özdeş hale getirilmiştir. Böylece sonuç parametreleri pompanın dönüş yönünden bağımsız hale getirilmiştir. Bu sayede pompaya ait performans eğrilerinin çizilmesi ve sonuçların yorumlanması daha kolay hale gelmiştir.

5.5. Farklı Açılı Çıkış Kanalları

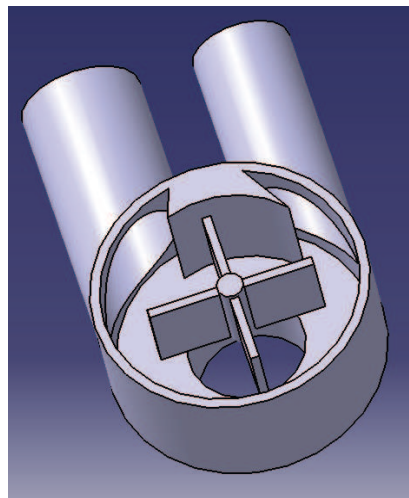
Kavramsal geometri için öncelikle farklı çıkış açlarına sahip dört farklı geometri üzerinde bir seçim yapılmasına karar verilmiştir.



Şekil 5.9. Çift yönlü çalışan pompa geometrisi

5.5.1. Aralarında 0° açılı çıkış kanalları

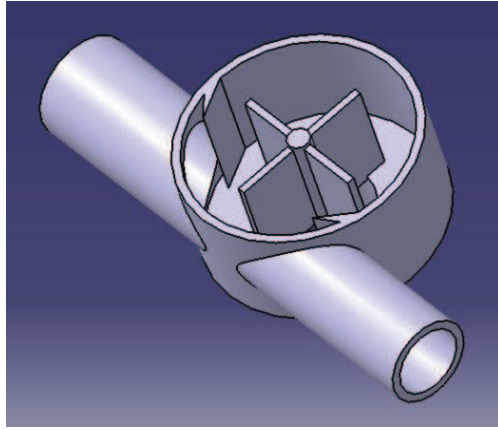
Çıkış kanalları arasında 0° açılı bulunan geometride, iki çıkış kanalı birbirine paralel olarak yukarıya doğru bakmaktadır. Bu geometri daha önce bahsi geçen patent [28] ile doğrudan alakalı olduğu için böyle bir konstrüksiyondan vazgeçilmiştir.



Şekil 5.10. Çıkış kanalları arasında 0° açılı olan geometri

5.5.2. Aralarında 180° açı olan çıkış kanalları

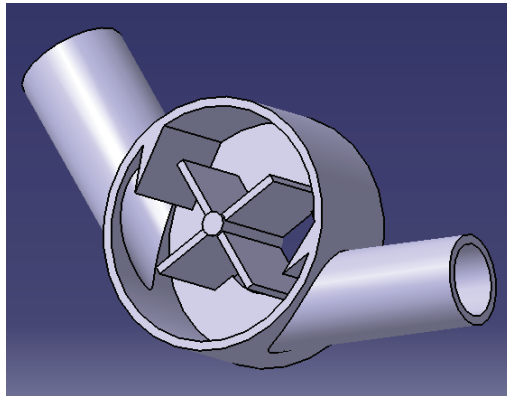
Aralarında 180° açı olan çıkış kanallarına sahip bir geometride yönlendiricilerin pozisyonları çok yakın olmaktadır. Ayrıca çıkış kanallarının birbirine çok yakın olması çift taraflı bir pompa için istenilen bir durum değildir.



Şekil 5.11. Çıkış kanalları arasında 180° açı o geometri

5.5.3. Aralarında 150° açı olan çıkış kanalları

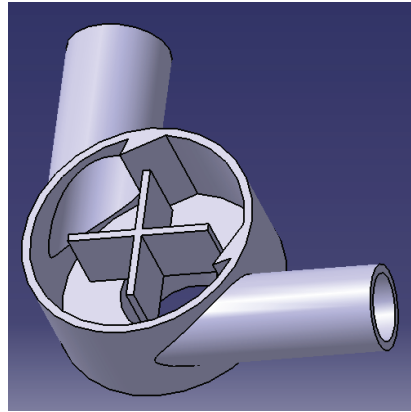
Çıkış kanalları arasında 150° açı bulunan geometri için yönlendiricilerin pozisyonu birbirinden biraz daha uzaktır, fakat böyle bir pompanın çıkış borularının küçük alanlarda yerleşimi zor olabilmektedir.



Şekil 5.12. Çıkış kanalları arasında 150° açı olan geometri

5.5.4. Aralarında 90 ° açı olan çıkış kanalları

Çıkış boruları arasında 90° açı bulunan geometride hem yönlendiriciler birbirinden yeteri kadar uzak olduğu, hem de bahsi geçen patentten farklı bir tasarım olarak kabul edilebileceği için diğerler kavramsal geometrilere göre daha uygundur. Optimizasyon için bu geometri seçilmiştir.



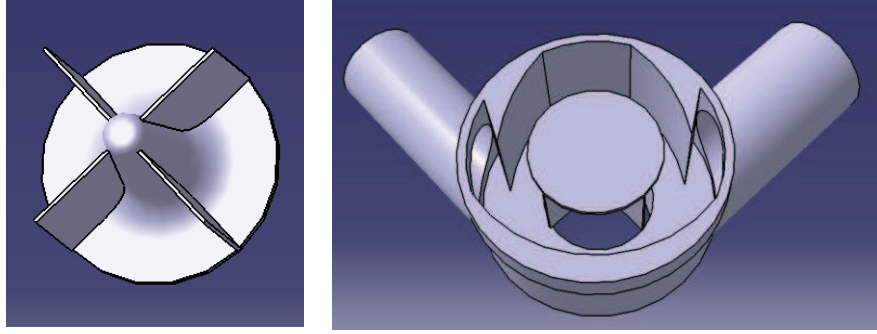
Şekil 5.13. Çıkış kanalları arasında 90° açı olan geometri

5.6. Farklı Çark Geometrilerinin Denenmesi

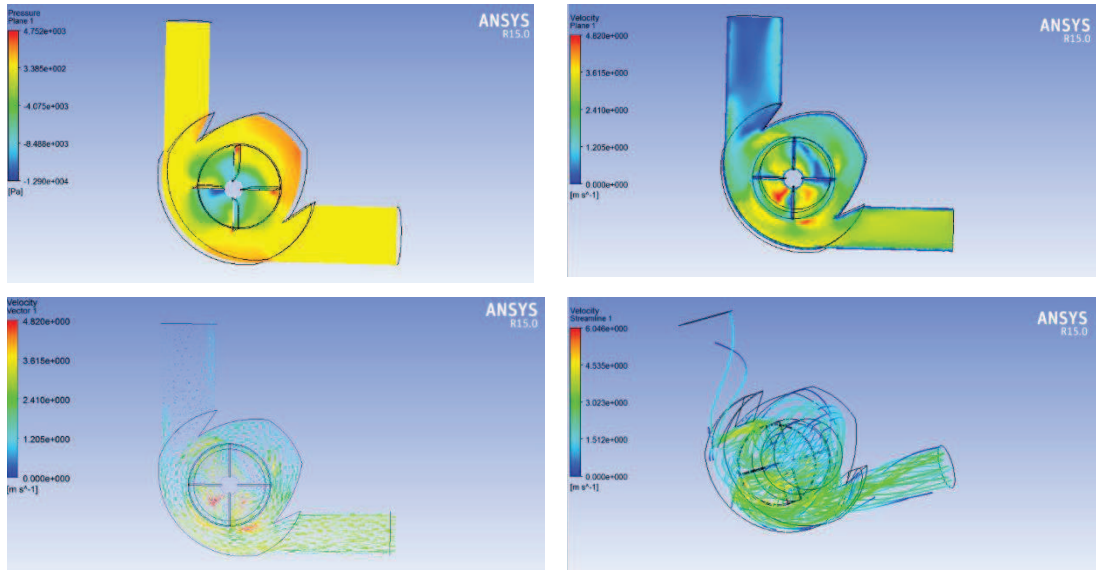
Çark geometrisi hem üretim kolaylığı açısından, hem de çift yönlü çalışacak bir çark olmasından dolayı 0° çıkış açısında seçilmiştir. Kapalı çarkların parçacıklı akışa uygun olmamasından dolayı tercih edilmemiştir [38].

5.6.1. Yarı açık çark

Yarı açık çarkların üretimi, açık çarklara göre daha karmaşıktır. Ayrıca akışkanlarda bulunan parçacıkların sıkışma riski dikkate alınmalıdır. Yarı açık çark ile yapılan analiz sonuçları aşağıda verilmiştir. Analizlerde farklı çaptaki çıkış boruları kullanılmıştır.



Şekil 5.14. Yarı açık çark geometrisi ve pompadaki konumu



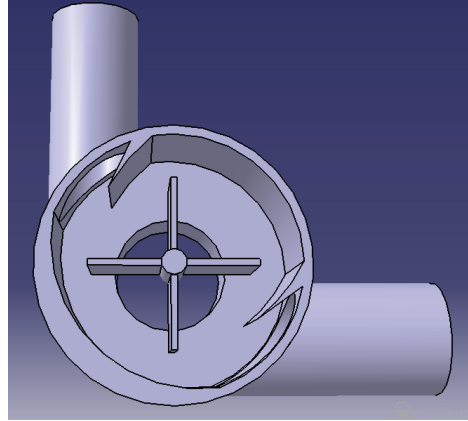
Şekil 5.15. Yarı açık çarka ait analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde (a) Basınç konturları (b) Hız konturları (c) Akım çizgileri (d) Hız vektörleri

Tablo 5.1. Yarı açık çark için analiz verileri

Parametre	Saat Yönünün tersi (+z)	Saat Yönü (-z)
Giriş	52,29 lt/d	44,49 lt/d
İstenen çıkış	52,29 lt/d	37,49 lt/d
İstenmeyen çıkış	1,25 lt/d	6,34 lt/d
Güç	22,63 Watt	20,4 Watt

5.6.2. Açık çark

Açık çark ile yarı açık çark arasındaki analiz sonuçlarında büyük bir fark gözlenmemektedir. Yarı açık çarkın üretiminin zorluğundan dolayı açık çarkın kullanılması tercih edilmiştir.



Şekil 5.16. Açık çarkın pompa geometrisindeki konumu

5.7. Farklı Çaplarda ve Pah Kırılmış Kanatların Denenmesi

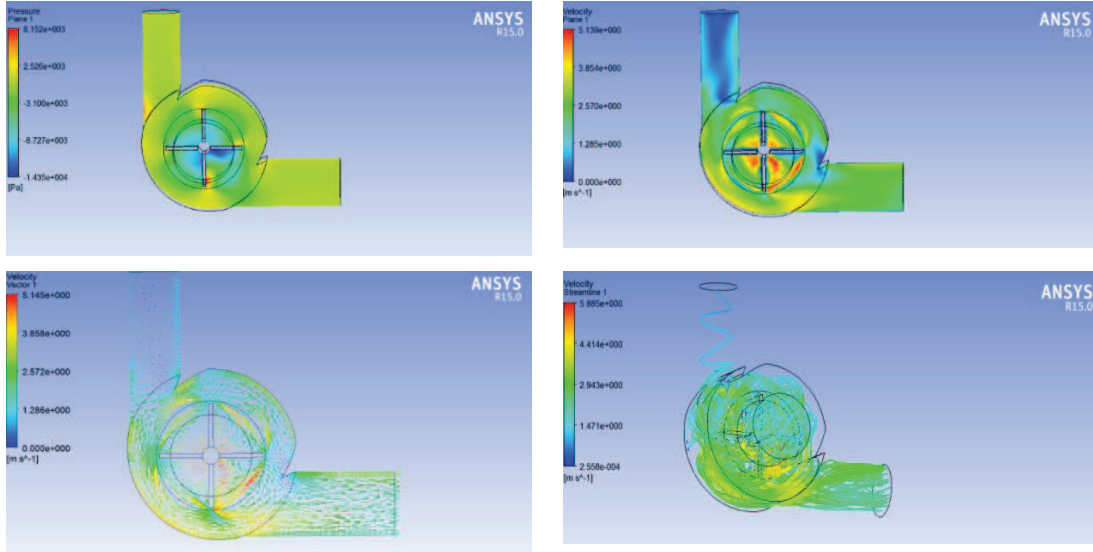
Pompanın parametrik hale getirilmesinden önce hangi kanat yarıçaplarının hedefe daha yakın olduğunun belirlenmesi için önceden belirlenmiş kanat yarıçapları ile bazı denemeler yapılmıştır. Kanat yarıçaplarının yanı sıra, çarkın performansını artırmak adına çarkların köşesinde kırılacak olan pahın etkisi de incelenmek istenmiştir. Pah kırılmış çarklar akışın daha düzenli bir forma girmesini sağlamakta ve güç tüketimini azaltmaktadır. Bu etki aşağıdaki analizlerde incelenecektir. Analizlerde farklı çaptaki çıkış boruları kullanılmıştır.

5.7.1. 18 mm pah kırılmamış çark

Tablo 5.2. 18 mm pah kırılmamış çarka ait analiz verileri

Parametre	Saat Yönünün tersi (+z)	Saat Yönü (-z)
Giriş	56,61 lt/d	55,61 lt/d
İstenen çıkış	52,82 lt/d	39,97 lt/d
İstenmeyen çıkış	3,77 lt/d	16,64 lt/d
Güç	30,91 Watt	28,89 Watt

18 mm pajsız çark ile yapılan saat yönündeki analizlerde istenmeyen çıkıştaki debi değerlerinin yüksek olduğu gözükmektedir. Normal çıkış için debi değerleri yeterlidir. Fakat güç tüketimi pah kırılmış çarka göre biraz daha yüksektir.



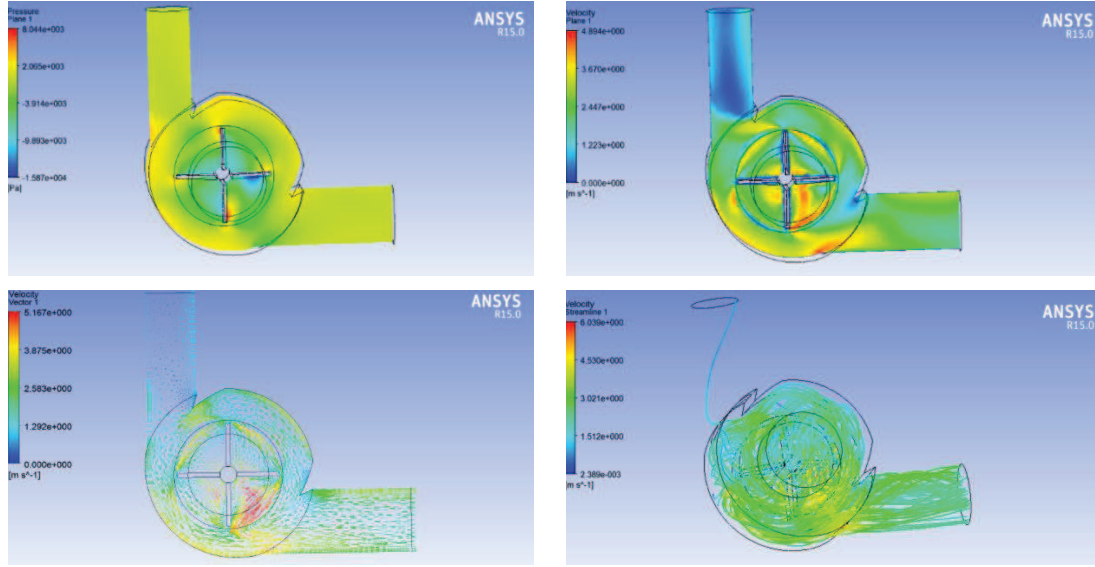
Şekil 5.17. 18 mm pah kırılmamış çarka ait analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde (a) Basınç konturları (b) Hız konturları (c) Akım çizgileri (d) Hız vektörleri

5.7.2. 18 mm pah kırılmış çark

30° pah kırılmış çark geometrisi için aynı analizler tekrar edilmiştir. Bu çarkın kullanımında debi değerleri aynı iken güç tüketiminde olumlu yönde bir fark vardır. Çalışmanın daha sonraki kısımlarında bu fark dikkate alınarak çark pahı bir parametre olarak kabul edilmiştir.

Tablo 5.3. 18 mm pah kırılmış çarka ait analiz verileri

Parametre	Saat Yönünün tersi (+z)	Saat Yönü (-z)
Giriş	60,67 lt/d	54,39 lt/d
İstenen çıkış	54,23 lt/d	37,41 lt/d
İstenmeyen çıkış	6,43lt/d	16,97 lt/d
Güç	28,19 Watt	25,64 Watt



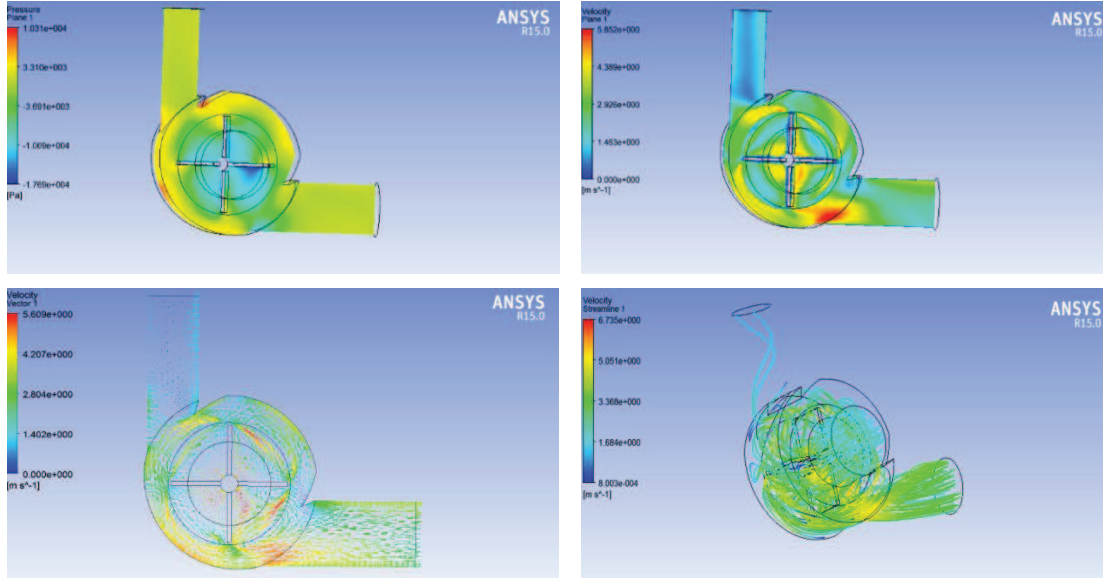
Şekil 5.18. 18 mm pah kırılmış çarka ait analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde (a) Basınç konturları (b) Hız konturları (c) Akım çizgileri (d) Hız vektörleri

5.7.3. 20 mm pah kırılmamış çark

Bu yarıçaptaki bir çark için debi değerleri beklenenin üzerindedir. İstenmeyen yöndeki çıkış miktarı oran olarak neredeyse aynı miktarlardadır.

Tablo 5.4. 20 mm pah kırılmamış çarka ait analiz verileri

Parametre	Saat Yönünün tersi (+z)	Saat Yönü (-z)
Giriş	70,26 lt/d	65,21 lt/d
İstenen çıkış	65,34 lt/d	47,79 lt/d
İstenmeyen çıkış	4,91 lt/d	17,41 lt/d
Güç	48,82 Watt	43,53 Watt



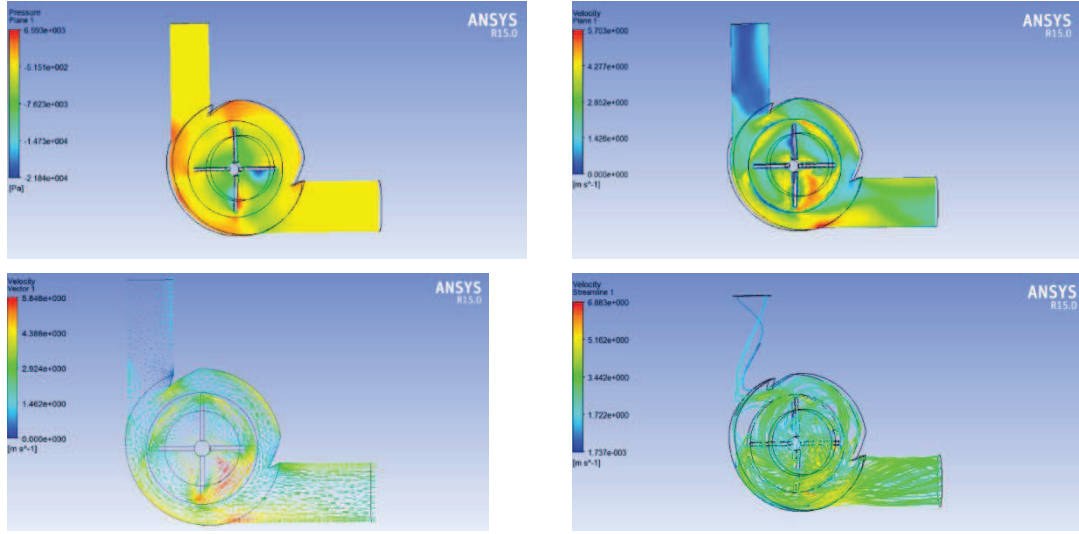
Şekil 5.19. 20 mm pah kırılmamış çarka ait analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde (a) Basınç konturları (b) Hız konturları (c) Akım çizgileri (d) Hız vektörleri

5.7.4. 20 mm pah kırılmış çark

20 mm pah kırılmış çarktaki güç tüketimi pah kırılmamış haline göre daha düşüktür. Debi değerleri ise çok az miktarda küçülmüştür.

Tablo 5.5. 20 mm pah kırılmış çarka ait analiz verileri

Parametre	Saat Yönünün tersi (+z)	Saat Yönü (-z)
Giriş	71,04 lt/d	60,81lt/d
İstenen çıkış	64,45 lt/d	44,14 lt/d
İstenmeyen çıkış	6,58 lt/d	16,67 lt/d
Güç	48,82Watt	37,18 Watt



Şekil 5.20. 20 mm pah kırılmış çarka ait analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde (a) Basınç konturları (b) Hız konturları (c) Akım çizgileri (d) Hız vektörleri

BÖLÜM 6. PARAMETRİK İLİŞKİLER VE OPTİMİZASYON

Bu bölümde öngörülen tasarım parametrik hale getirilerek bu parametreler arasındaki ilişkiler incelenecek ve optimum pompa tasarımları ortaya konulacaktır.

6.1. DesignXplorer ve Tasarım Noktaları (Design Of Experiment DOE)

DesignXplorer, ANSYS Workbench altında çalışan bir modüldür. Bu modül kullanılarak parametrik hale getirilmiş geometri veya giriş şartları, farklı şekillerde değiştirilerek oluşan çıkış değerleri incelenebilmektedir. Kullanıcı tekrar aynı geometri veya giriş şartlarını, kullandığı yazılım üzerinde değiştirmek zorunda kalmamakta; giriş ve çıkış ilişkilerini toplu bir şekilde görerek raporlayabilmekte, tablo ve grafik haline getirebilmektedir. Bu modül kullanılarak oluşturulan her bir noktaya tasarım noktası yani Design of Experiment olarak bilinen yaygın isminin baş harfleri olan DOE denilmektedir [39].

6.2. Cevap Yüzeyinin Oluşturulması (Response Surface)

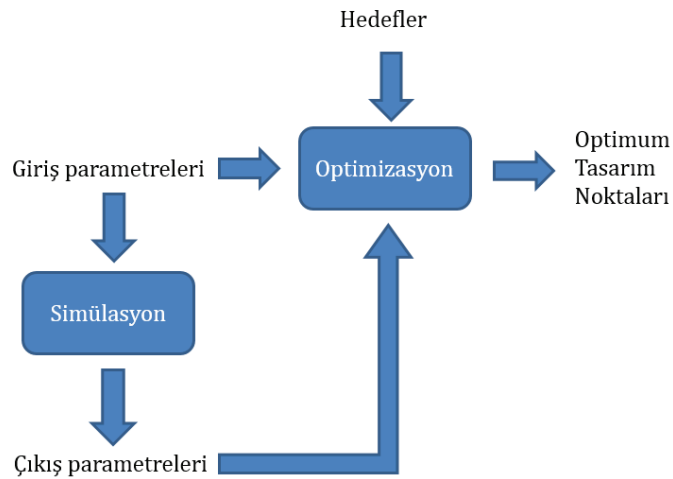
ANSYS yazılımının içerisindeki bir modül olan Response Surface (İlişki Yüzeyi) bir optimizasyon algoritmasıdır ve istatistiksel olarak çalışmaktadır. Response Surface çıkış parametrelerinin giriş parametrelerine göre değişimini belirlemektedir. Veriler daha önceden oluşturulmuş DOE noktalarını kullanırlar ve DOE'nin analizini yapmadığı tüm ara bölgeleri tarayarak, önceden belirlenen sınırlar aralığındaki tüm giriş parametreleri için bir cevap oluştururlar. Yani sınırlar arasındaki farklı giriş parametreleri için hangi değerler seçilirse seçilsin, buna karşılık gelen bir çıkış parametresi değeri oluşturulmuş olur. Oluşturulan bu cevap yüzeyinin tutarlılığı; çözümün karmaşıklığı, DOE nokta sayıları ve seçilen cevap yüzeyi türü gibi birçok faktöre bağlıdır. Cevap yüzeyi oluşturulduktan sonra, her bir parametre için, çeşitli ilişkiler kurulabilir ve grafik olarak yazdırılabilmektedir [40].

6.3. Hedefe Yönelik Optimizasyon (Goal Driven Optimization)

Goal Driven Optimization ANSYS Workbench içinde bulunan bir optimizasyon modülüdür. Modül ya önceden belirlenmiş sınırlara ait bir cevap yüzeyi (Response Surface) ile ya da elindeki DOE verilerini kullanarak doğrudan optimizasyon yapacak şekilde tasarlanmıştır. Bu çalışmada cevap yüzeyleri ile elde edilmiş veriler kullanılarak optimizasyon yapılmıştır.

Cevap yüzeyi üzerinden yapılan optimizasyonun doğruluğu, cevap yüzeyinin kalitesi ile ilişkilidir. Cevap yüzeyinde kullanılmak üzere oluşturulmuş Screening, MOGA, NLPQL ve MISQP gibi farklı optimizasyon algoritmaları vardır [40]. Bu çalışmada bu algoritmaların en basitlerinden olan Screening algoritması kullanılmıştır. Bu algorithmada ise Face-Centered denilen ve eş yüzeylerin oluşturularak optimum noktanın arandığı matematiksel bir bağıntı kullanılmıştır.

Screening algoritmasında 1000 adet örneklem üzerinden 3 adet aday noktası belirlenmiş bu noktalardan en uygun ve fiziksel karşılığı olan tasarım noktası kullanıcı tarafından seçilmiştir.



Şekil 6.1. Optimizasyon diyagramı

6.4. Belirlenen Parametrik Geometri

Parametrik olarak analiz edilecek geometri için daha önce bahsi geçen özdeş çıkış çaplarının kullanıldığı model seçilmiştir. Böylece hem parametre sayısını azaltılmış hem de çıkış verilerini daha sağlıklı yorumlayabilmek mümkün hale gelmiştir. Yine daha önce tercih edilme nedenleri açıklanmış olan, çıkış boruları arasında 90° açı olan ve açık çarklı model tercih edilmiştir.

6.5. Parametrelerin Seçimi

Parametrelerin seçimi, optimizasyon ve cevap yüzeylerinin doğru oluşturulması için en çok dikkat edilmesi gereken kısımdır. Doğru ve tutarlı cevap yüzeylerinin makul sürelerde alınabilmesi için toplam giriş parametreleri 10-15 sınırlarını geçmemesi tavsiye edilmektedir. Parametre sayısı arttıkça DOE noktaları artmakta, bu da daha fazla çözüm süresi anlamına gelmektedir [40]. Özellikle parçalı (discrete), yani sayma sayılarından oluşan parametrelerin birden fazla olması DOE sayısını katlanacak şekilde artırmaktadır. Bu yüzden parametrelerin olabildiğince, sürekli (continuous) parametreler seçilmesi; eğer seçilecekse parçalı parametrelerin sayısının olabildiğince az tutulması gereklidir. Ayrıca parametreler, eğer mantıklı veya yakınsayabilen noktalar üretmiyor ise bu durumda cevap yüzeyinin oluşması imkansızdır. Sadece bir noktanın çözüm verememesi, optimizasyonun gerçekleşmemesi anlamına gelmektedir.

Parametreler seçilirken hangi parametrelerin, niçin parametre olarak seçildiği aşağıda detaylı olarak anlatılacaktır.

6.6. Giriş Parametreleri

İncelenen modelin geometrik veya fiziksel olarak girdisi olabilecek tüm değerler bir giriş parametresi olarak seçilebilirler. Giriş parametrelerinin, fiziksel anlamı olabilecek şekilde değiştirilebilen sınırları vardır. Bu parametreler yukarıda değinildiği üzere geometrik parametreler (uzunluk, yarıçap vb.) olabileceği gibi, basınç, sıcaklık, yoğunluk, ağ sıklığı (mesh) gibi fiziksel bir takım değerler de

olabilmektedir. Giriş parametreleri sayma sayılarından oluşan (delik sayısı, kanat sayısı vs.) şekillerde parçalı olabileceği gibi, (uzunluk, genişlik vs.) gibi sürekli değerlerden de oluşabilir [40].

Çalışmada kullanılan giriş parametreleri, akışın güç ve debi değerlerine doğrudan etki edebilecek geometrik parametrelerden oluşacak şekilde belirlenmiştir. Giriş ve çıkış parametreleri arasında en güçlü etkileşimi oluşturabileceği düşünülen 8 adet giriş değeri, giriş parametresi olarak seçilmiştir.

Bu parametrelerin seçilme nedenleri, sınırları ve etkileri her bir başlık altında tartışılacaktır. Bu sekiz parametreden 3 tanesi yönlendirici, 3 tanesi çark ve 2 tanesi ise pompa gövdesi ile ilgilidir.

6.6.1. Yönlendirici parametreleri

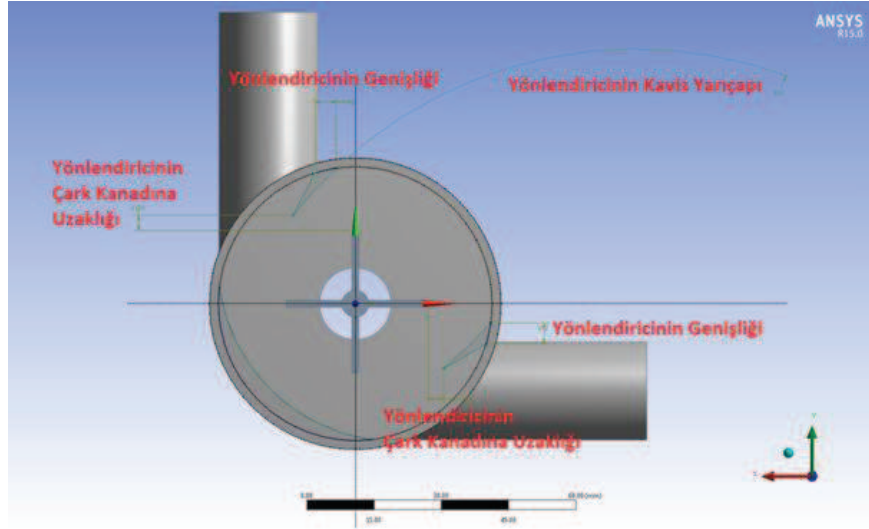
Yönlendiriciler tasarlanırken iki farklı yönlendirici modeli üzerinde çalışılmıştır. Bunlardan birincisi Şekil 6.2’de gösterilen kavisli yönlendiricidir. Bu yönlendiricinin yüzeyi bir merkezin yayı olacak şekilde kavislidir ve akışkanı yuvarlak bir yüzey üzerinden yönlendirmektedir.

İkinci yönlendirici ise düz yönlendiricidir ve akışkanı tamamen düz bir yüzey üzerinden, belirli bir açı ile yönlendirmektedir. Düz yönlendiricinin kullanıldığı pompa geometrisi Şekil 6.3’te görülmektedir.

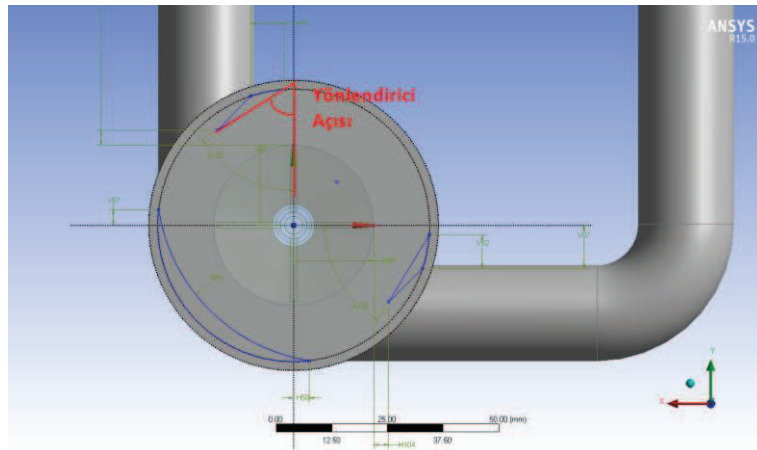
Bu iki farklı tip yönlendirici için birinci parametre dışındaki diğer tüm parametreler aynıdır. Dolayısıyla birinci parametre, iki farklı tip yönlendirici için ayrı ayrı verilmiş, diğer parametrelerden ise ortak olarak bahsedilmiştir.

Tablo 6.1. Yönlendirici parametreleri

Yönlendirici Parametreleri
1. Yönlendirici kavis yarıçapı veya atış açısı
2. Yönlendirici boşluğu
3. Yönlendirici genişliği



Şekil 6.2. Kavisli yönlendiriciye ait parametrelerin pompa gövdesindeki gösterimi



Şekil 6.3. Düz yönlendirici için atış açısı

6.6.1.1. Yönlendirici atış açısı veya kavis yarıçapı

Bu parametre düz yönlendiriciler için atış açısı olarak belirlenen, y eksenini ile yönlendiricinin akışkanla ilk temas eden yüzeyinin yaptığı açıdır. Böylece akışkanın akış profilinin ne derece bozulduğu ve akışın ne kadar çok pompa gövdesi içine girmeye zorlandığı anlaşılmıştır. Büyük açı değerleri akışkanın düşük bir dirence maruz kalıp, dönme ekseninin içine girmeye zorlanmadığı; küçük açılar ise akışkanın dönme merkezine doğru ilerlemeye zorlandığı ve yüksek dirence maruz kaldığı bir durum olarak düşünülmelidir.

Kavisli yönlendiricilerde ise açı yerine, yönlendiricinin istenen çalışma yönünde çalışıldığına akışkanla ilk temas eden yüzeyi; bir çemberin yarıçapı olarak oluşturulmuştur. Bu çemberin çapı büyütüldükçe yönlendirici, düz bir yönlendiriciye benzemektedir. Çap küçüldükçe çember merkezi yönlendiriciye yaklaşarak daha kavisli bir geometri ortaya çıkmaktadır. Kavis yarıçapı büyüdükçe akışkan daha az dirence maruz kalmakta, kavis yarıçapının küçülmesi ise akışkanı pompa merkezine doğru zorlayarak daha büyük dirence maruz kalmasına neden olmaktadır.

6.6.1.2. Yönlendirici boşluğu

Yönlendirici boşluğu yönlendiricinin uç noktası ile çarkın uç noktası arasında kalan mesafedir. Bu mesafe, akışkanın daralarak geçtiği minimum mesafedir. Normalde santrifüj pompalarda akışkanın geçtiği en dar kesit olan “cutwater” olarak ifade edilen mesafe ile benzerlik göstermektedir [41]. Fakat buradaki işlevi akışı daraltmak değil, yönlendirmektir. Bahsedilen mesafenin kısa olması akışkanın daha yüksek hızlara çıkması ve akışkanın daha büyük bir dirençle karşılaştığı anlamına gelmektedir.

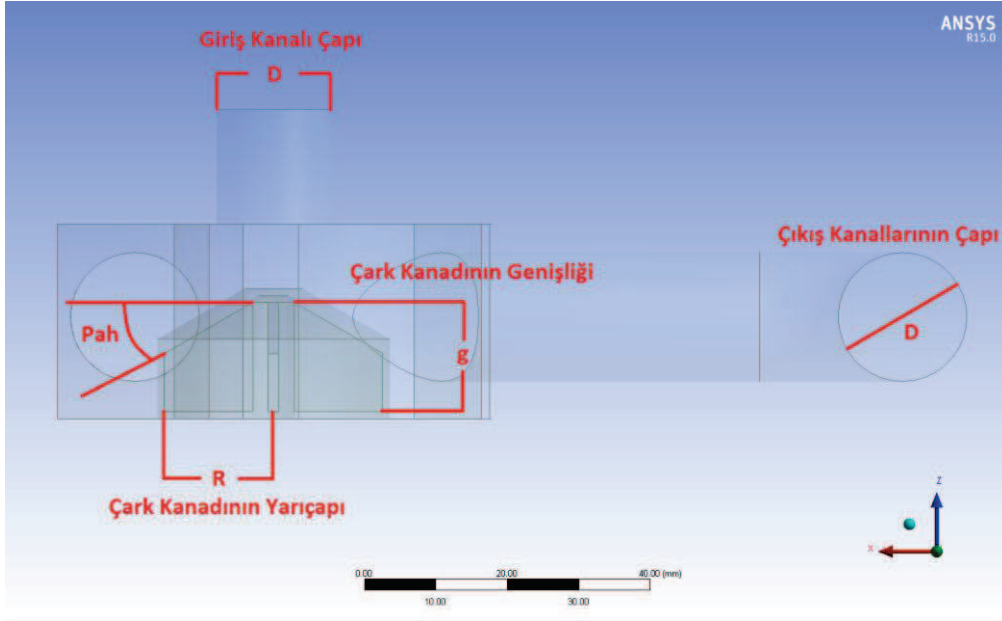
6.6.1.3. Yönlendirici genişliği

Yönlendirici genişliği yönlendiricinin en alt noktasında, gösterilen iki bağlantı noktası arasındaki uzaklıktır. Bu mesafe büyüdükçe yönlendiricinin akış alanında kapladığı hacim büyümektedir.

6.6.2. Çark parametreleri

Tablo 6.2. Çark parametreleri

Çark Parametreleri
1. Kanat yarıçapı
2. Çark derinliği
3. Pah açısı
4. Kanat sayısı



Şekil 6.4. Çarka ve gövdeye ait parametrelerin pompa gövdesindeki gösterimi

6.6.2.1. Kanat yarıçapı

Kanat yarıçapı çarkın her bir kanadı için çark merkezi ile kanadın uç noktası arasındaki mesafe olarak belirlenmiştir. Kanadın yarıçap uzunluğu arttıkça güç tüketiminin ve akışkan debisinin artacağı analitik formüller ile belirlenmiştir. Pompa kanatlarının uzaması ile değişen güç tüketimi, kanat üzerine gelen kuvvetlerin momenti ile ilişkili olduğu için bu artış aşağıdaki formülde devir sayısının sabit olduğu düşünülerek ve sürekli akış için zamana bağlı terimin çıkartılması ile gösterilebilir.

$$\sum \vec{M} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{KH} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV + \int_{KY} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V}_b \cdot \vec{n}) dA \quad (6.1)$$

$$\vec{V} = \vec{r} \times \vec{\omega} \quad (6.2)$$

Formüle göre güç tüketiminin r 'nin iki kez çarpılması ve alan bileşeni dA içerisinde r bileşeni bulunması nedeniyle r 'nin kuvvetleri oranında arttığı anlaşılmaktadır.

Kanat yarıçapının artması aynı zamanda pompa hacminin daralması anlamına da gelmektedir. Karmaşık akış geometrileri ve türbülansın da işin içine girmesinden dolayı bu daralmanın akışı nasıl etkileyeceğinin analitik olarak anlaşılması oldukça zordur. Bunun için analiz sonuçlarına müracaat edilmiştir.

6.6.2.2. Çark derinliği

Çark derinliği çarkın pompa girişi eksenindeki uzunluğudur. Bu derinliğin (b) artması ile sabit giriş hızı için pompanın debisinin ve dolaylı olarak güç değerlerinin artacağı analitik formüller ile bilinmektedir.

$$Q = 2\pi r b \vec{V} \quad (6.3)$$

Fakat az önceki parametreye benzer şekilde, pompa gövdesi sabit kaldığından dolayı pompa gövdesi içindeki alanlar değişmekte ve bu parametrelerin güç ve debi değerlerindeki nihai etkisinin analitik olarak kestirilmesi oldukça zordur.

6.6.2.3. Pah açısı

Kanat üzerindeki kırılacak pah açısıdır. Pahın başlangıç ve bitiş noktaları arasındaki doğrunun, çıkış eksenini ile yaptığı açıdır. Bu açı büyüdükçe kanadın, girişe yakın olan kısımlarında kanat uzunluğu kısalmaktadır. Bu etkinin güç tüketimini nispeten azalttığı kavramsal geometri oluşturulurken tespit edilmiştir.

6.6.2.4. Kanat sayısı

Bazı optimizasyonlarda kullanılabilmesi adına kanat sayısı da bir optimizasyon parametresi haline getirilmiştir. Bu parametre, bir parçalı parametre olduğu için optimizasyon içine katılması DOE sayılarını çok artırmakta, bu da çözüm süresini etkilemektedir. Dolayısıyla kanat sayısının etkisi daha az sayıdaki parametreler ile ayrı olarak incelenmiştir. Giriş parametreleri seçilirken, turbomakinelerde daha çok kullanılan tek kanat sayıları tercih edilmiştir.

6.6.3. Pompa gövdesi parametreleri

Tablo 6.3. Pompa gövdesi parametreleri

Pompa Gövdesi Parametreleri
1. Giriş çapı
2. Çıkış çapı
3. Salyangoz yarıçapı

6.6.3.1. Giriş çapı

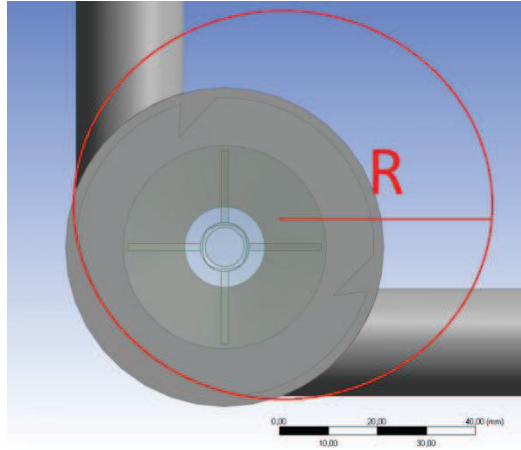
Pompanın katı modeline ait giriş borularının dış çapı olarak verilmiştir.

6.6.3.2. Çıkış çapları

Pompanın katı modeline ait çıkış borularının dış çapı olarak verilmiştir.

6.6.3.3. Salyangoz yarıçapı

Salyangoz, santrifüj pompalarda kullanılan ve akışkanın kesitini dönüşü esnasında artırarak, akışkan hızını düşüren ve böylece çıkışta basıncın artırılmasını sağlayan bir düzendir [42]. Çalıştığımız pompa çift yönlü çalıştığı için böyle bir salyangoz geometrisini tüm pompa gövdesi boyunca oluşturmak mümkün değildir. Bu yüzden pompanın alt kısmına kısmi olarak genişlemenin gerçekleşeceği bir salyangoz geometrisi yerleştirilmiştir. Bu geometrinin büyüüp küçülmesi ile pompa performansı arasındaki ilişki incelenecektir.



Şekil 6.5. Salyangoz yarıçapı

6.7. Çıktı Parametreleri

Çıkış parametreleri analiz sonucunda ortaya çıkan geometrik veya fiziksel büyüklükler olabilmektedir. Örnek vermek gerekirse bunlar hacim, kütle, stres, ısı akısı, eleman sayısı gibi çıktılar olabilir [40]. Çalışılan optimizasyon için çıkış parametrelerinin sayısı, ihtiyaç duyulabilecek çıktılar ile sınırlanmıştır. Optimum nokta aranırken olabildiğince net ve az sayıda çıkış parametresi kullanılarak istenilen hedeflere daha doğru bir şekilde yaklaşılmıştır.

6.7.1. Güç

Güç çıkış parametreleri arasındaki en önemli parametrelerden birisidir. Akışkanın çark geometrisinin üzerine etki eden kayma gerilmeleri dikkate alınarak, çark geometrisi üzerine gelen toplam tork belirlenmiştir. Devir sayısı bilindiği için bu tork kullanılarak pompanın çarkına gelen net güç hesaplanmıştır. Bu güç pompanın görevini yapması için çekilmesi gereken net gücü, yani net güç tüketimini vermektedir. Aşağıdaki formül ile ifade edilmiştir.

$$\dot{W}_{pompa} = \frac{T_{çark} 2\pi n}{60} \quad (6.4)$$

6.7.2. Çıkış debisi

Pompanın çalışması esnasında bir çıkıştan akışkan çıkarken, diğer çıkıştan hiçbir akışkanın çıkmaması yani debinin sıfır olması istenilen bir durumdur. Bu sayede çark bir tarafa dönerken bir çıkış, diğer tarafa dönerken ise diğer çıkış kullanılarak iki farklı hatta suyu basabilmek çalışmanın temel amacıdır. Bunu anlayabilmek için birinci ve ikinci çıkışlardaki akışkan debisi izlenilmiştir.

6.7.3. Pompa verimi

Pompa verimi pompanın çıkışındaki debi ve güç değerleri dikkate alınarak ortaya çıkarılmaktadır ve aşağıdaki formül ile ifade edilmektedir. H , basma yüksekliği, Q ise debiyi ifade etmektedir.

$$\eta_{pompa} = \frac{\rho g H Q}{W_{pompa}} \times 100 \quad (6.5)$$

6.8. Parametre Alt ve Üst Sınırları

Parametre sınırları parametrelere ait dikkate alınan maksimum ve minimum değerlerdir. Parametre sınırları belirlenirken dikkat edilecek en önemli şey, fiziksel olmayan durumlardan kaçınmaktır. Fakat her zaman bu sınırlardan kaçınmak da yeterli olmayabilir. Kimi zaman parametrelerden birisinin değişmesi ile başka bir parametrenin fiziksel sınırları değişebilmektedir. Başka bir deyişle bir parametre, diğer bir parametrenin sınırlarını etkileyebilmekte; tüm bu etkileşimler dikkate alındığında fiziksel sınırları belirlemek oldukça zor bir hal almaktadır. Bu yüzden sınırlar seçilirken olabildiğince dar bantlarda kalınmış ve tasarım noktalarının çalışmaması durumunda parametrik ilişkiler incelenerek yeniden doğru sınırlar belirlenerek parametrelerin son hali verilmiştir.

6.9. Hedefler

Optimizasyonların gerçekleşebilmesi için giriş ve çıkış verileri arasındaki ilişki elde edildikten sonra, hedeflere ihtiyaç vardır. Hedefler aranılan optimum noktanın ne olduğunu ifade ederler. Hedef bir çıkış parametresinin en küçük (minimum) veya en büyük (maksimum) değerinin aranması şeklinde olabileceği gibi, belli parametreler sabit tutularak ve/veya çıkış parametreleri için belirli değerler hedef olarak belirlenerek oluşturulabilir. Yazılım aynı anda birden çok hedef için optimizasyon yapabilmektedir. Ayrıca gerekli durumlarda giriş parametreleri de optimizasyon hedefleri olarak seçilebilmektedir.

Bu çalışmada ANSYS Design Explorer'ın bir alt modülü olan Goal Driven Optimization aracı kullanılmıştır.

6.9.1. Minimum güç

Hedeflerden en önemlisi çarkın üzerine gelen akışkan momentini en aza indirerek, çarka aktarılması gereken gücü en düşük seviyeye indirmektir. Böylece en etkin düzeyde enerji verimliliğinin sağlanmasıdır. Güç değerinin en aşağıya çekilebilmesi için gücün minimum olduğu tasarım noktası (DOE) aranmıştır. Giriş debisi Q tasarım noktaları için yakın değerlerde ve basma yüksekliği H yüksüz durumda olduğu için güç değeri hemen hemen verim ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

6.9.2. Minimum debi (İstenmeyen çıkış debisi)

Daha önce bahsedildiği üzere pompaya ait iki adet çıkış bulunmaktadır. Çark bir yöne döndüğünde akışkan bir çıkıştan tahliye olurken, diğer yöne döndüğünde aynı çıkışta akışın olmaması yani debinin sıfır olması istenmektedir. Bu değer eğer sıfırın altına inerse bu durumda ters akış denilen ve tek fazlı sürekli rejim çözümlerinde fiziksel bir karşılığı olmayan bir durum ile karşı karşıya kalınmaktadır. Bu problemden daha önce 5.1.5. Çözüm bölümünde detaylı olarak bahsedilmiştir. Ters akışın da olmamasını sağlamak adına çıkış debisi hedefi 0 lt/d olarak seçilmiştir.

6.9.3. Maksimum debi (İstenen çıkış debisi)

Pompanın bir çıkışında debi minimum olurken, diğer çıkıştaki akışkan debisinin olabildiğince yüksek olması istenmektedir. Pompanın tasarımı esnasında, pompa ebatları da dikkate alınarak ve tek borudan çıkış sağlanması şartıyla 15 lt/d'lık bir akışkan debisi hedef olarak seçilmiştir.

6.10. Cevap Yüzeyinin Oluşturulması

Yukarıda bahsedilen parametrelerin Merkez Bileşik Tasarım Noktaları (Central Composite Design) kullanılarak çözülmesi ile tüm parametrelere ait bir cevap yüzeyi oluşturulmuştur. Cevap yüzeyi oluşturulurken ikinci dereceden polinomlar kullanılarak Standard Response Surface algoritması kullanılmıştır.

6.10.1. Parametrik ilişkiler ve yorumlar

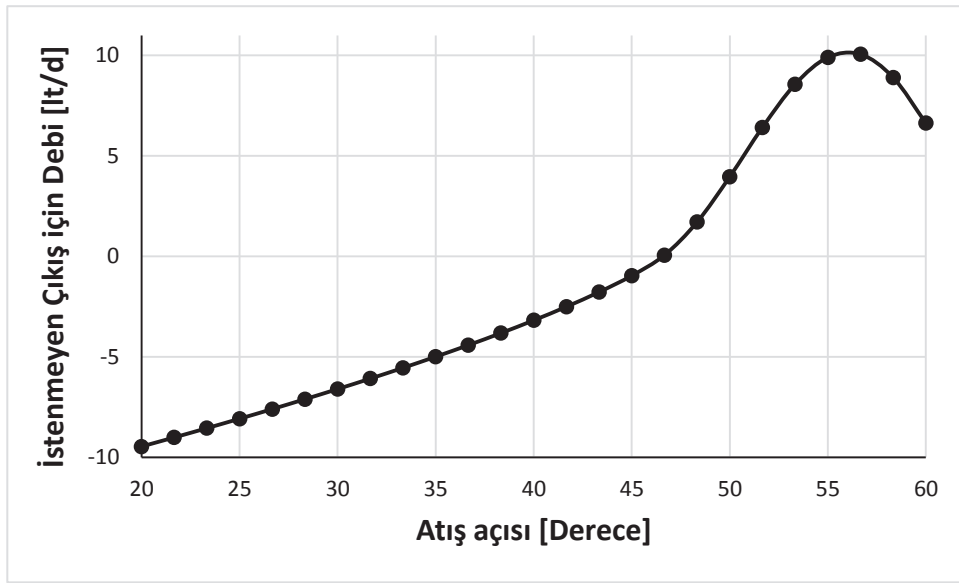
Cevap yüzeyi oluşturulduktan sonra tüm parametrik ilişkiler istatistiksel olarak elde edilmiştir. Bu ilişkiler hangi parametrenin, hangi çıkış parametresini ne yönde etkilediği hakkında net cevaplar sunmaktadır. Analizler sonucunda her bir parametrenin güç, istenen çıkış ve istenmeyen çıkış ile olan ilişkileri oluşturulmuştur. Çünkü parametrelerin değiştirilmesindeki amaç bu üç çıktı parametresinin giriş parametreleri ile nasıl bir ilişki içerisinde olduğunun tespit edilmesidir.

İstenen çıkış çarkın dönüş yönü ekseninde ve akışkanın tahliye edilmesi istenen çıkıştır. İstenmeyen çıkış ise bahsedilen dönüş yönü için kapalı kalması arzu edilen, yani debisinin sıfır olması istenen çıkıştır. Elde edilen ilişkiler aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.

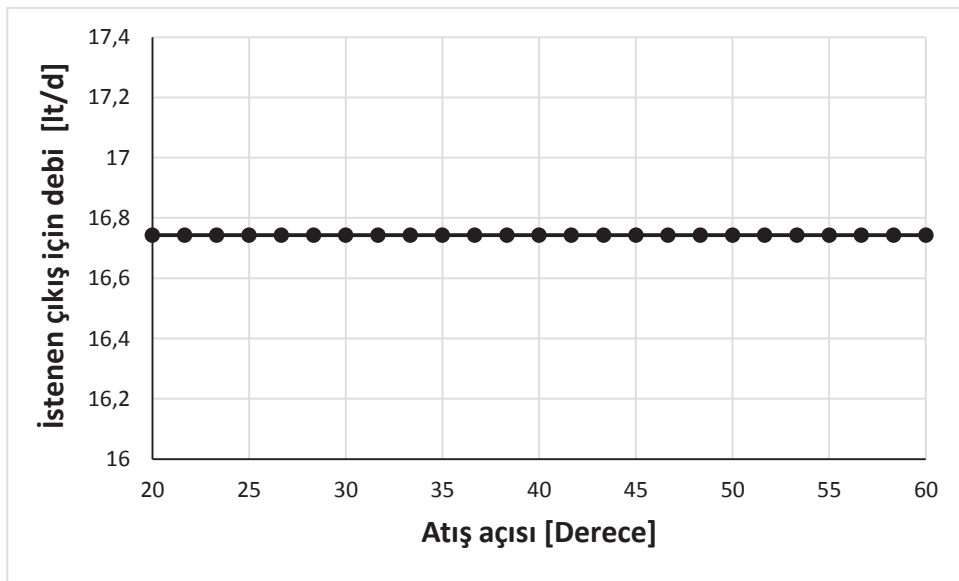
6.10.1.1. Atış açısı/kavis yarıçapı

Aşağıdaki grafiklere göre yönlendiricinin açısı arttıkça pompanın güç tüketimi azalmaktadır. Böyle bir sonuç beklenen bir durumdur. Atış açısı 0'a doğru yaklaştıkça akışın teğetsel yönüne dik bir engel ile karşılaşmakta, bu nedenle

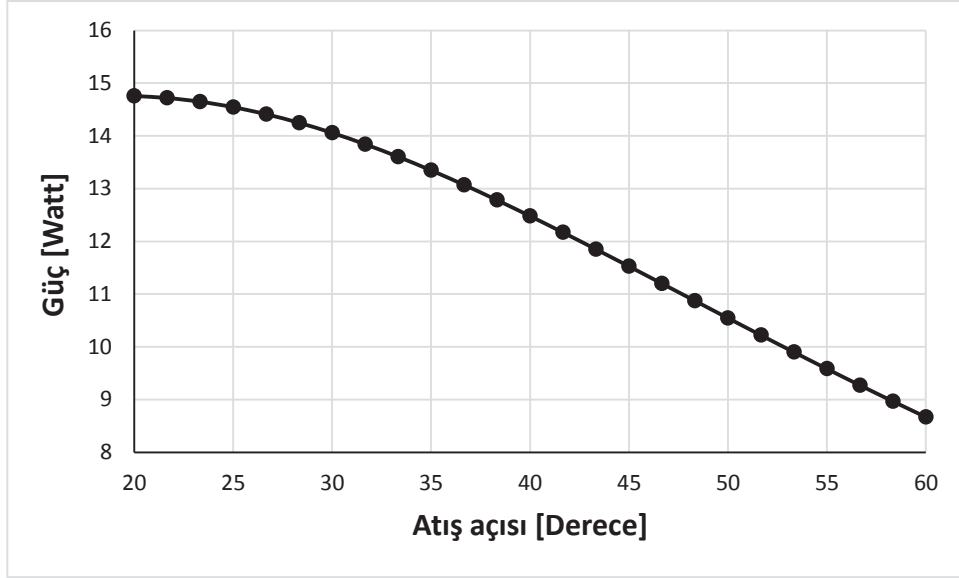
akışkanın dönüşü daha düzensiz hale gelmekte ve güç tüketimi artmaktadır. Buna karşılık atış açısı arttıkça akışkanın istenmeyen çıkıştan kaçıışı da artmaktadır. Atış açısı 0'a yaklaştıkça akışkanın kaçıışı engellenmekte ve güçlü bir vakum etkisi oluşabilmektedir. Debinin artışı bir maksimum noktaya ulaşıldıktan sonra akışkan kaçıışı azalmaya başlanmaktadır. Atış açısı artışının istenen yöndeki akışkan debisine bir etkisi yoktur.



Şekil 6.6. Atış açısının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi

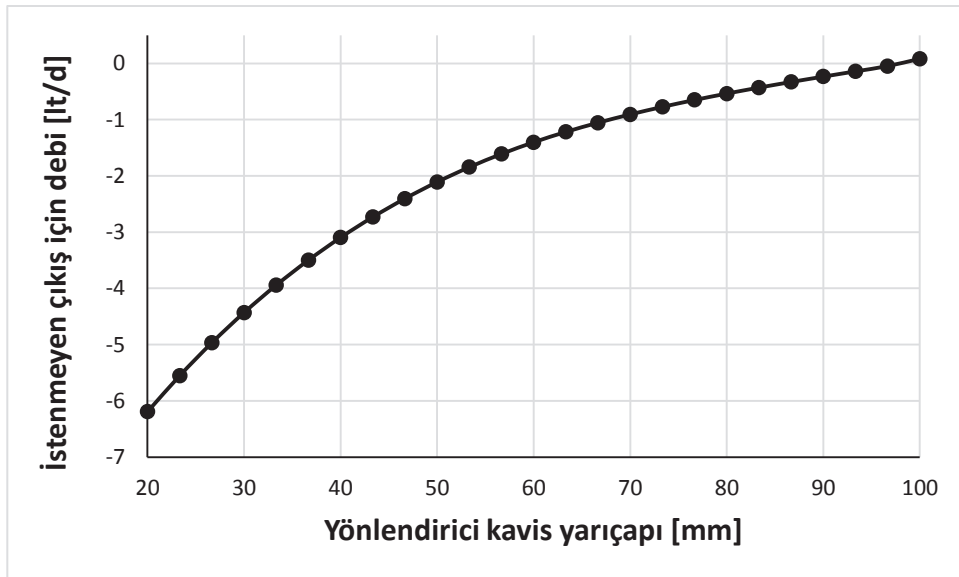


Şekil 6.7. Atış açısının istenen çıkış üzerindeki etkisi

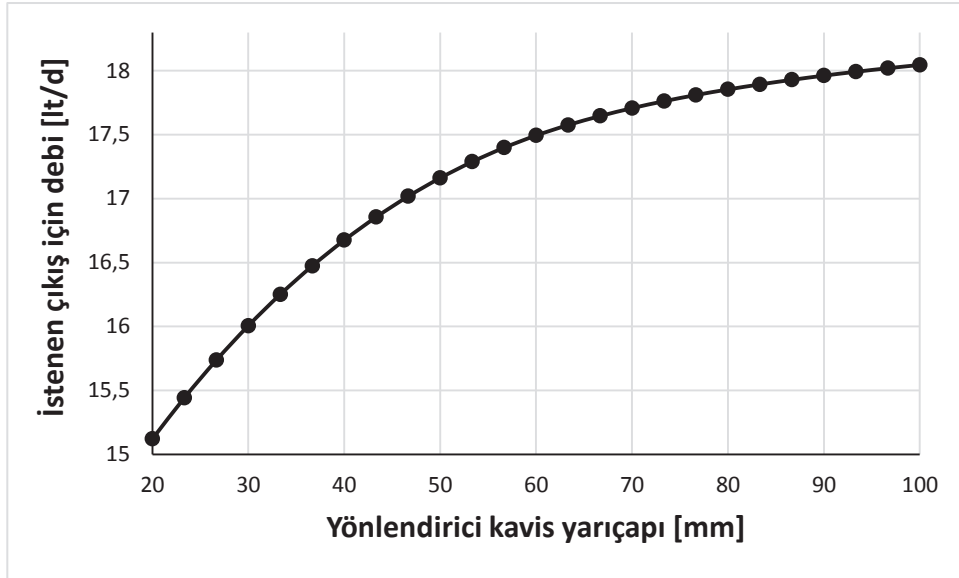


Şekil 6.8. Atış açısının güç üzerindeki etkisi

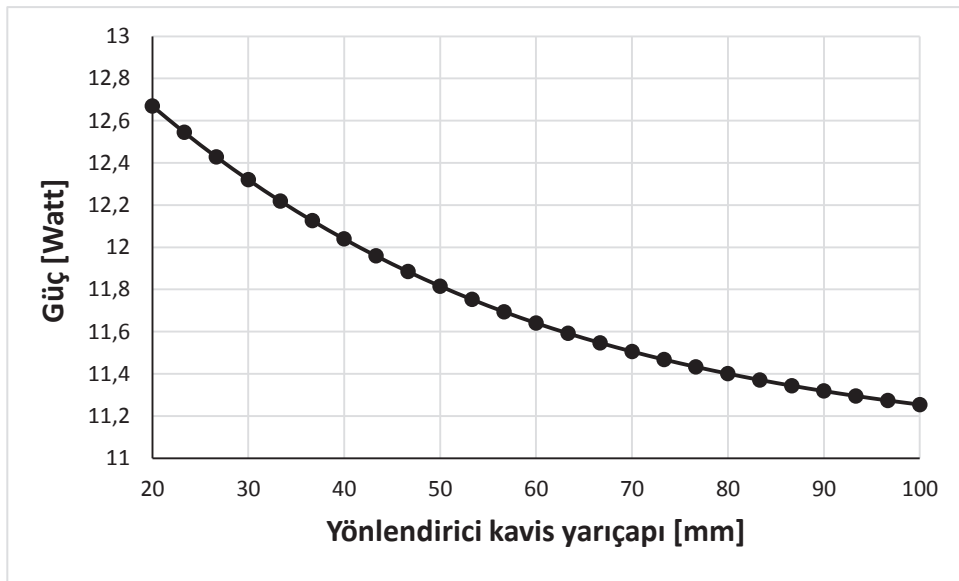
Aynı parametre kavis yarıçapı olarak değiştirildiğinde, düz yönlendiricideki açının büyüklüğünün kavisli yönlendiricide yarıçap büyüklüğüne karşılık geldiği anlaşılmaktadır. Çünkü yarıçap küçüldükçe, küçük açılı yönlendiricide olduğu gibi akış daha büyük bir engelle karşılaşmakta ve dönüş hacmi içine girmeye zorlanmaktadır.



Şekil 6.9. Kavis yarıçapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



Şekil 6.10. Kavis yarıçapının istenen çıkış üzerindeki etkisi

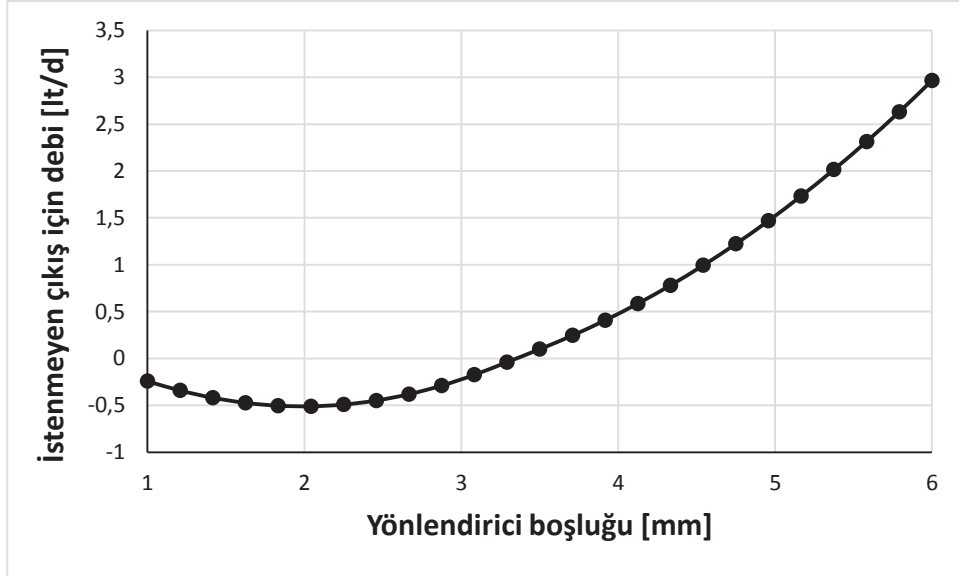


Şekil 6.11. Kavis yarıçapının güç üzerindeki etkisi

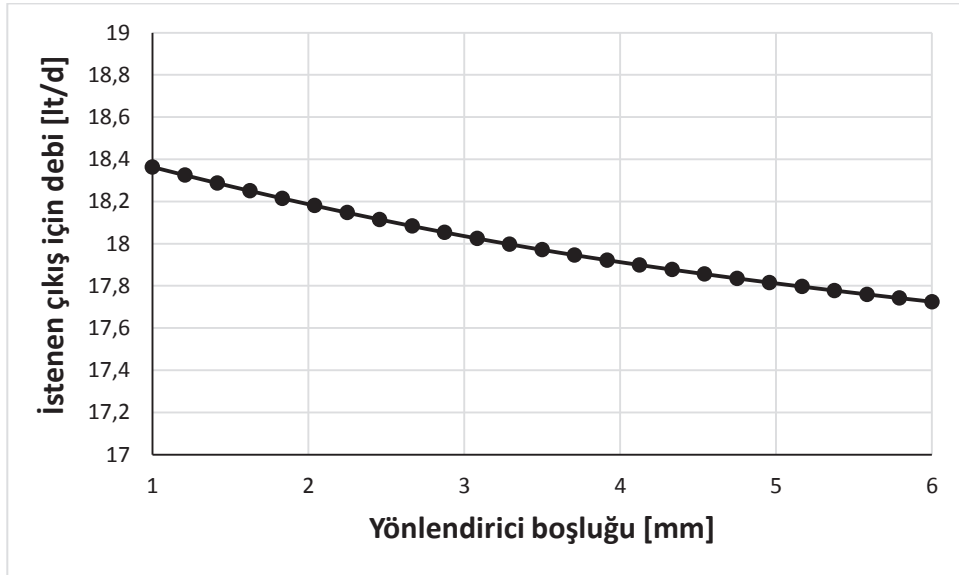
6.10.1.2. Yükseklik/Yönlendirici boşluğu

Yönlendirici ile çark arasındaki boşluk büyüdükçe güç tüketimi azalmaktadır. Bu beklenen bir durumdur çünkü aradaki boşluk arttıkça akışkan teğetsel olarak daha kolay hareket edebilmekte ve akış formu daha düzenli bir hale gelmektedir. Fakat boşluğun büyümesi istenmeyen taraftaki su kaçışını artırmaktadır. Boşluk küçüldükçe pompa istenmeyen çıkışı daha iyi kapatmaktadır. Boşluğun çok küçük

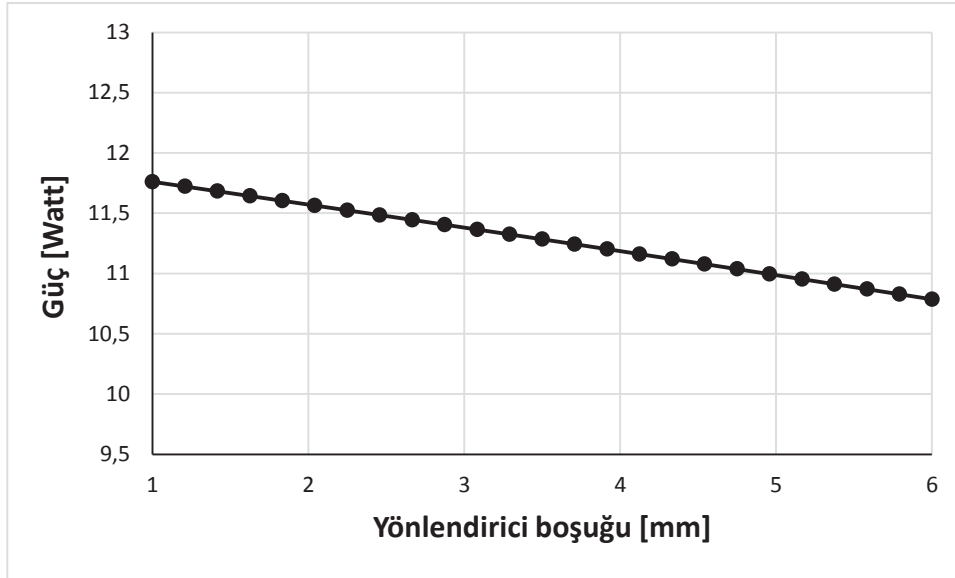
değerlerinde vakumun maksimum olduğu bir optimum noktası oluşmaktadır. İstenen çıkışta ise boşluğun artması akışkan debisini çok küçük miktarlarda azaltmaktadır. Bunun sebebi emilen akışkanın bir kısmının istenmeyen çıkıştan çıkmaya başlamasıdır.



Şekil 6.12. Yönlendirici boşluğunun istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



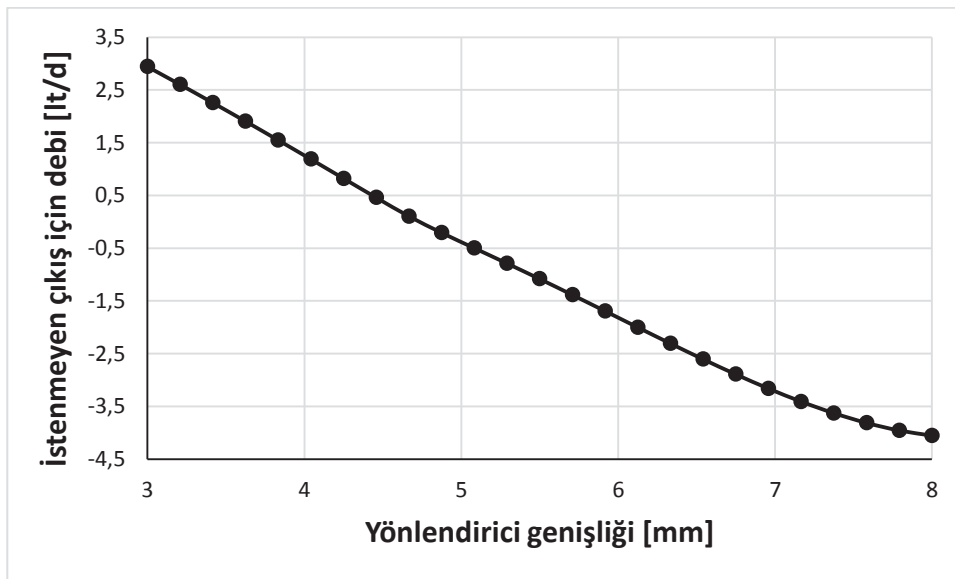
Şekil 6.13. Yönlendirici boşluğunun istenen çıkış üzerindeki etkisi



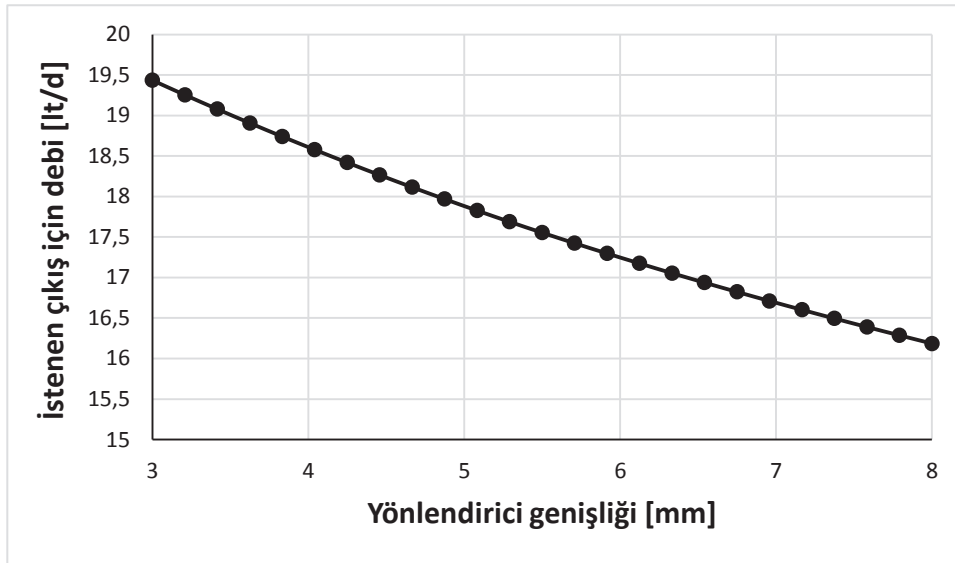
Şekil 6.14. Yönlendirici boşluğunun güç üzerindeki etkisi

6.10.1.3. Yönlendirici genişliği

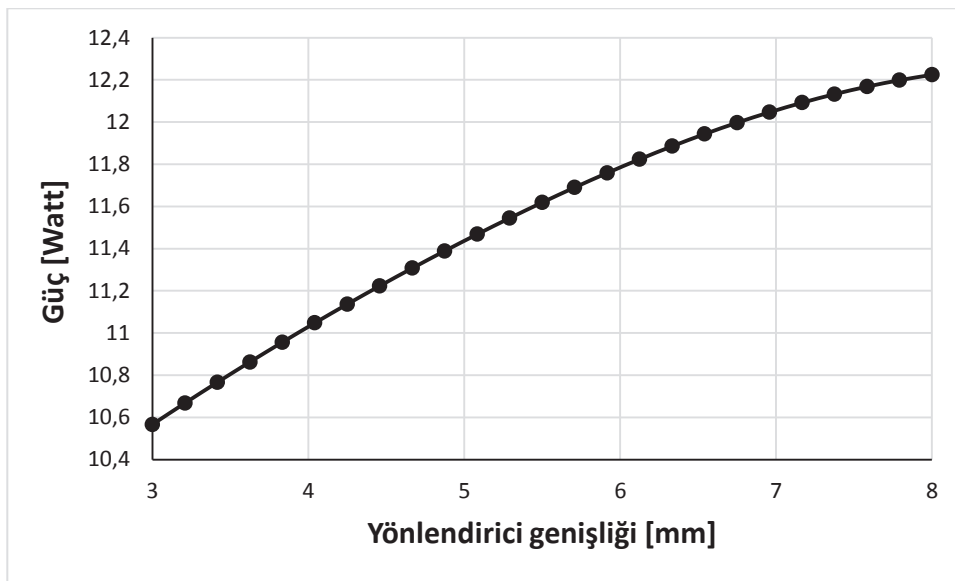
Yönlendirici genişliği arttıkça pompadaki güç tüketimi artmaktadır. Bunun sebebi pompa içindeki akışın daha büyük bir yönlendirici ile kesilmesi ve akışı daha düzensiz bir forma sokmasıdır. Bu yüzden daha büyük yönlendiriciler vakum etkisini artırmakta ve istenmeyen çıkıştan su kaçışını engellemektedir. Bununla beraber yönlendirici genişliği istenen çıkıştan akışkan çıkışını azaltıcı yönde etki yapmaktadır.



Şekil 6.15. Yönlendirici genişliğinin istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



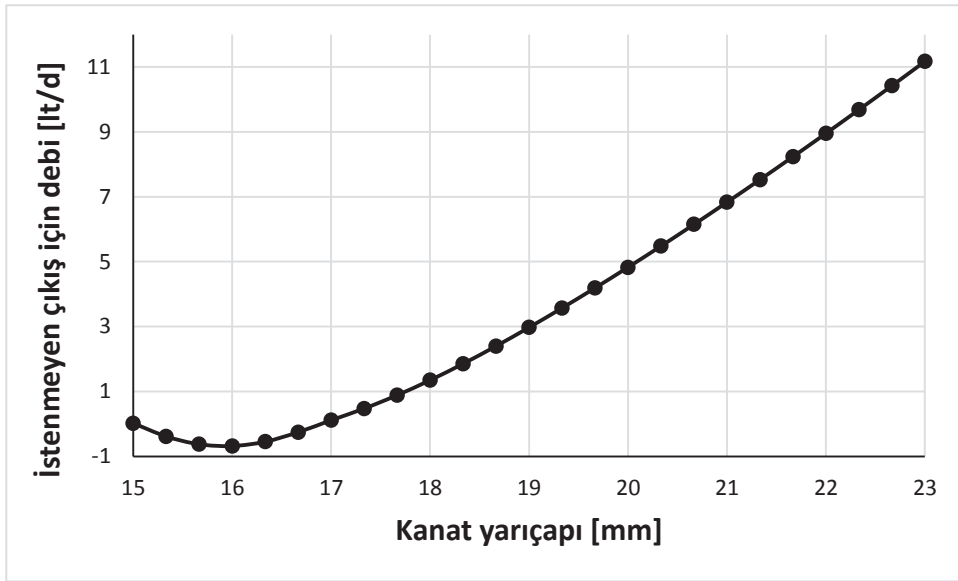
Şekil 6.16. Yönlendirici genişliğinin istenen çıkış üzerindeki etkisi



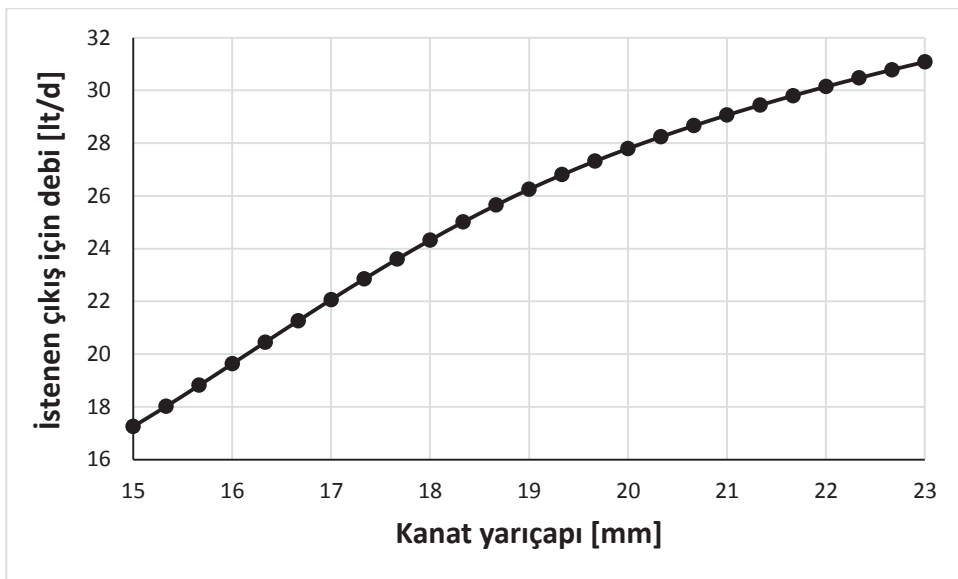
Şekil 6.17. Yönlendirici genişliğinin güç üzerindeki etkisi

6.10.1.4. Kanat yarıçapı

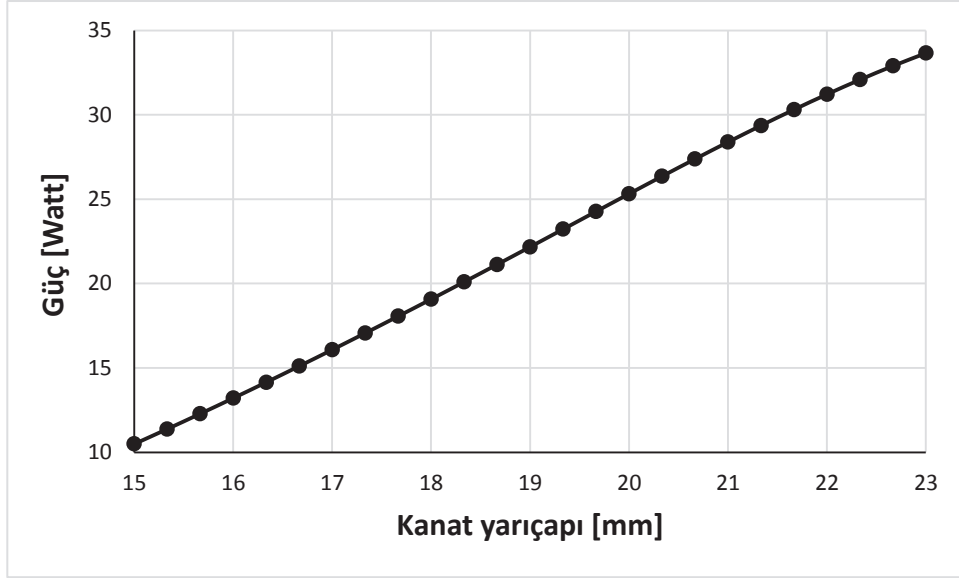
Kanat yarıçapının artması, daha önce bahsedildiği gibi güç tüketimini artırmaktadır. Sınırları dikkate alındığında güce olan etkisi en büyük olan parametredir. İstenmeyen çıkıştan akışkan çıkışı yarıçapın artmasıyla artmaktadır. Yarıçapı daha büyük çarklar yönlendiricinin etkisini zayıflatmaktadır. Daha büyük yarıçapa sahip kanatlar beklenildiği gibi istenen çıkıştaki akışkan debisini artırmaktadır.



Şekil 6.18. Kanat yarıçapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



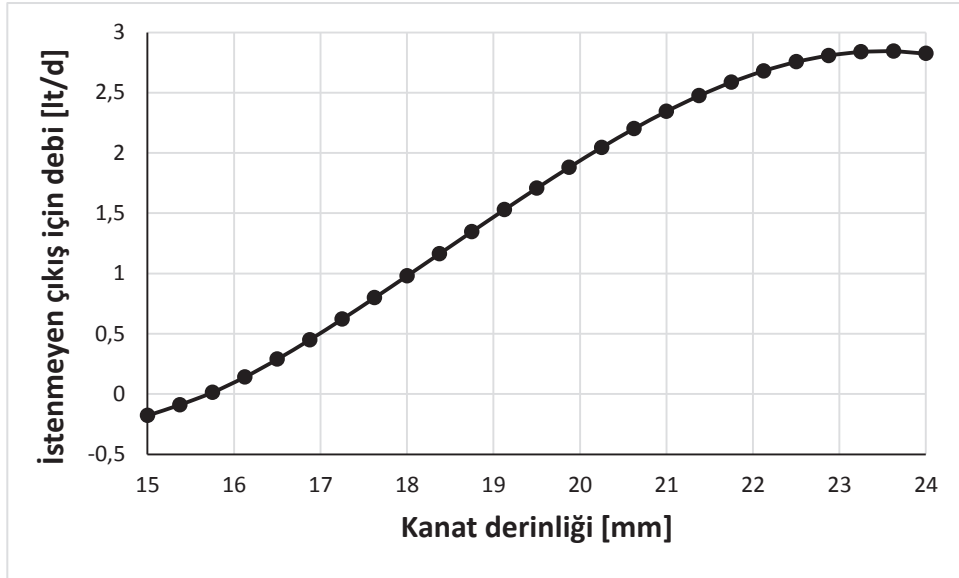
Şekil 6.19. Kanat yarıçapının istenen çıkış üzerindeki etkisi



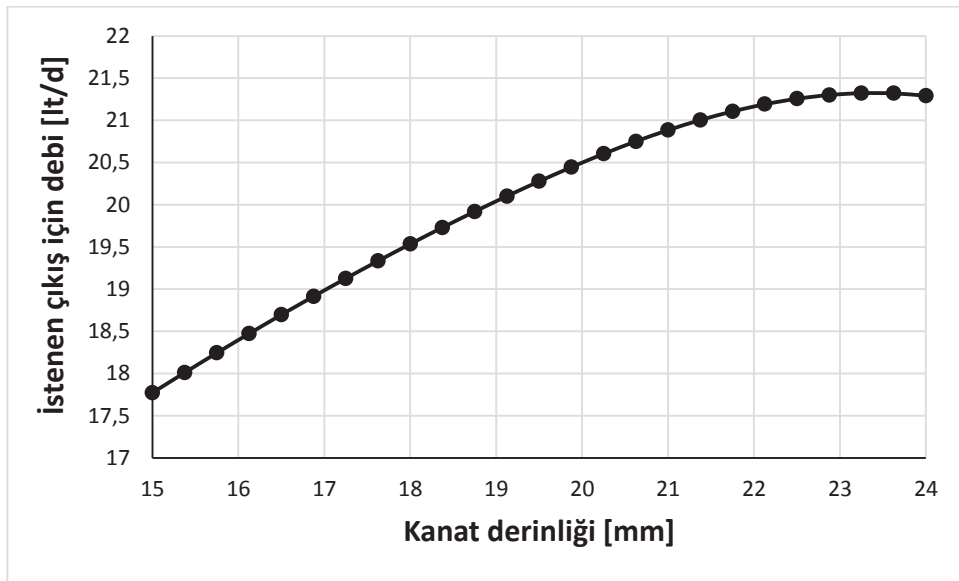
Şekil 6.20. Kanat yarıçapının güç üzerindeki etkisi

6.10.1.5. Kanat derinliği

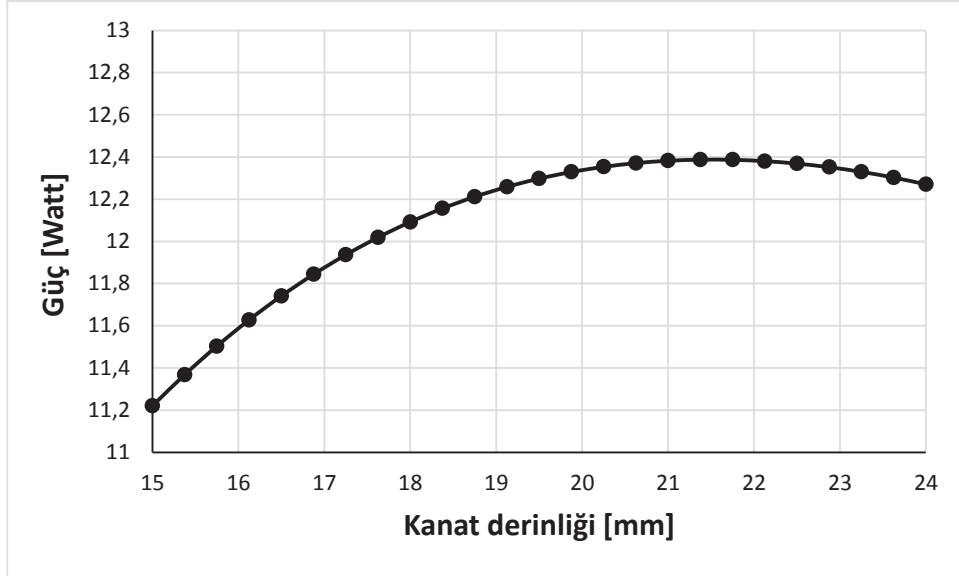
Kanat derinliğinin daha önce bahsedildiği gibi güç tüketimini artırdığı bilinmektedir. Fakat analiz sonuçlarına göre güç tüketiminin belli bir maksimum değerden sonra azaldığı görülmüştür. Bu durum, kanatların derinliğinin artmasıyla beraber pompa gövdesinin sabit kalmasından dolayı çarkın pompa hacminde daha büyük yer kaplamaya başlaması ile ilgilidir. Kanat derinliği arttıkça istenmeyen çıkıştan kaçan akışkan debisi artmış, harcanan güce paralel olarak istenen çıkıştaki debide de bir artış meydana gelmiştir.



Şekil 6.21. Kanat derinliğinin istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



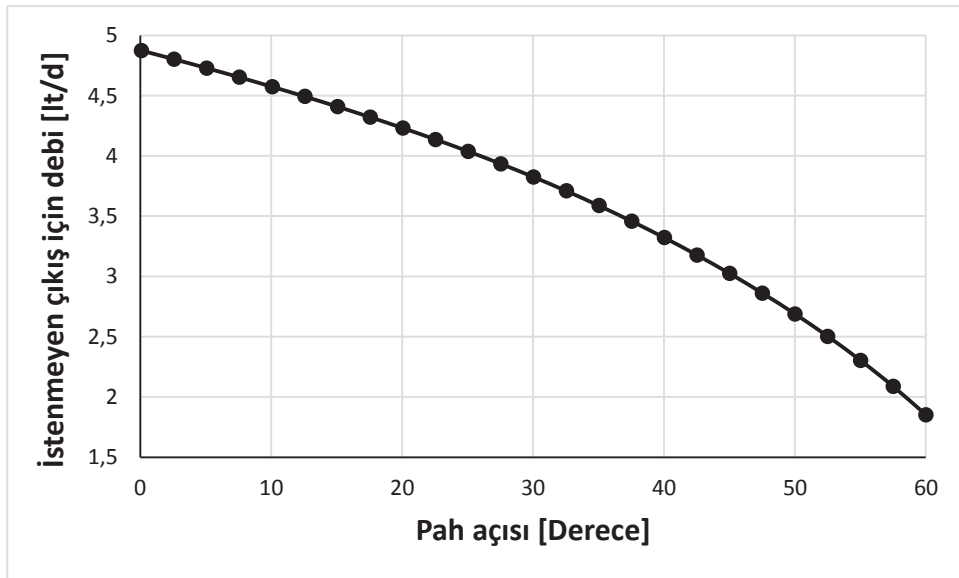
Şekil 6.22. Kanat derinliğinin istenen çıkış üzerindeki etkisi



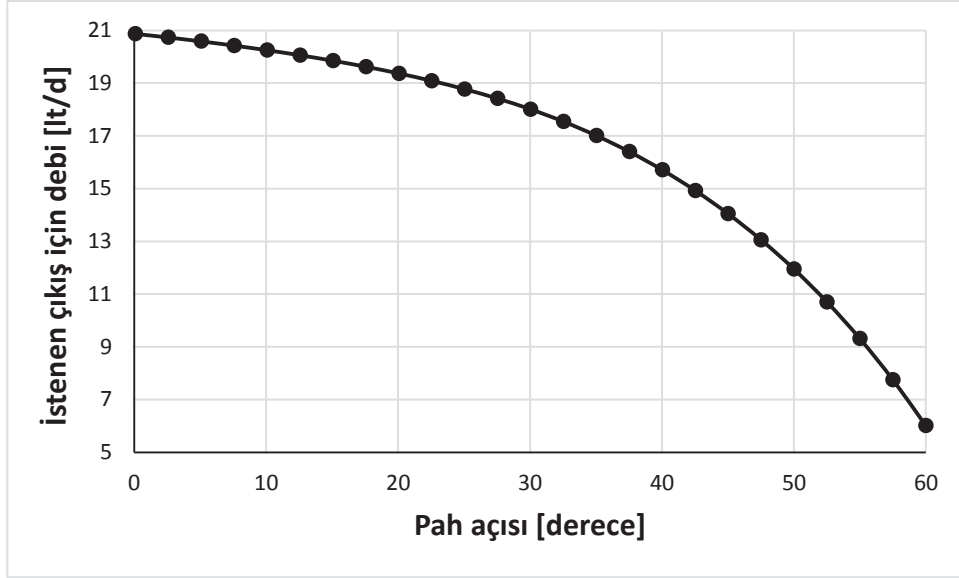
Şekil 6.23. Kanat derinliğinin güç üzerindeki etkisi

6.10.1.6. Pah açısı

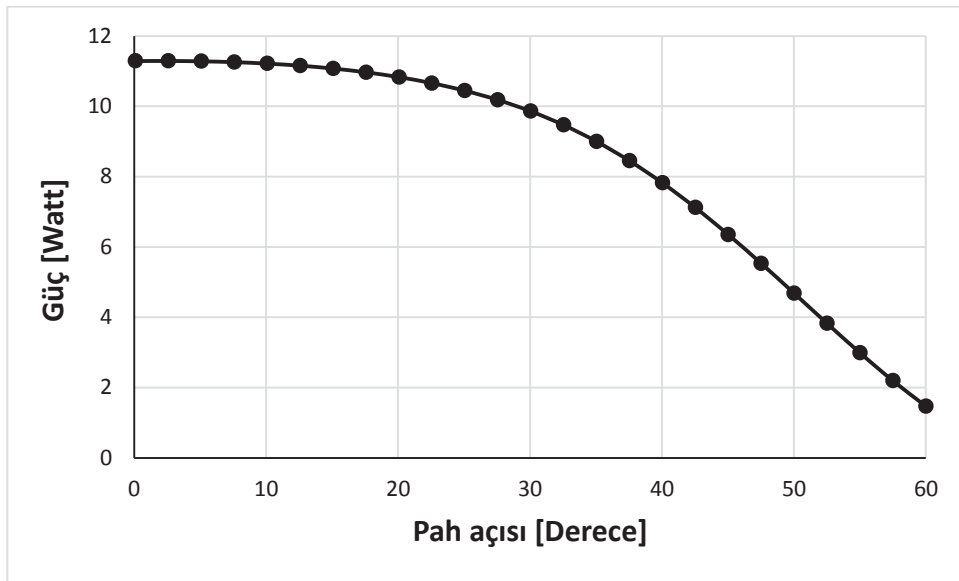
Pah açısının artması güç tüketimini azaltmaktadır. Bunun sebebi kanatlara gelen momentin azalmasıdır. Güçteki bu azalmaya paralel olarak istenen çıkıştaki akışkan debisi de azalmaktadır. Buna karşılık pah açısının büyümesi istenmeyen çıkıştan akışkanın çıkışını engellemede olumlu bir katkı yapmaktadır.



Şekil 6.24. Pah açısının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



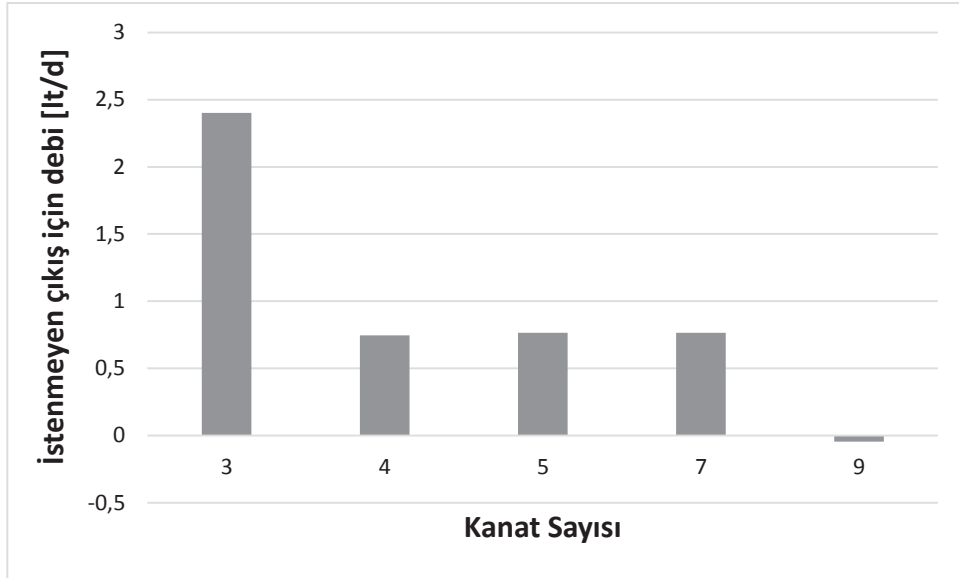
Şekil 6.25. Pah açısının istenen çıkış üzerindeki etkisi



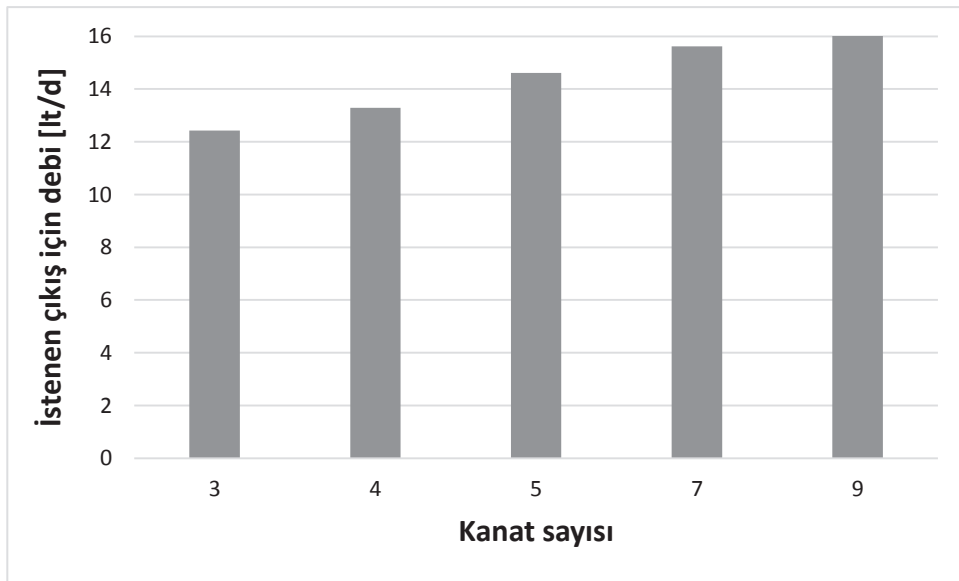
Şekil 6.26. Pah açısının güç üzerindeki etkisi

6.10.1.7. Kanat sayısı

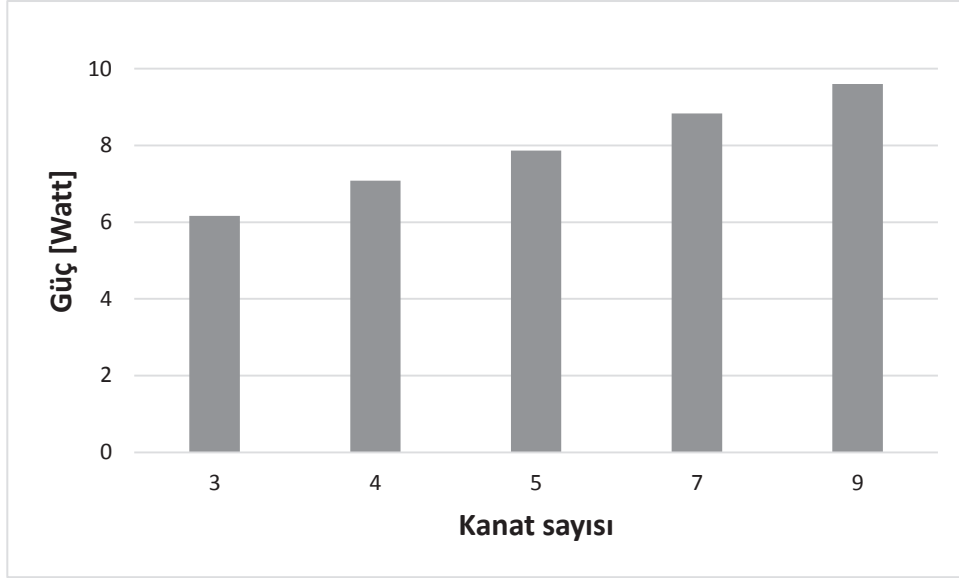
Kanat sayısı optimizasyonu bazı parametrelerin çıkartılması ile yapılmıştır. Güç tüketiminin kanat sayısının artışı ile arttığı görülmüştür. Bu beklenen bir sonuçtur [43]. Kanat sayısının istenmeyen çıkışta minimum olduğu değer 4 kanat ile sağlanmaktadır. İstenen çıkıştaki debi ise beklenildiği üzere güç tüketimine paralel olarak kanat sayısının artması ile artmaktadır.



Şekil 6.27. Kanat sayısının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



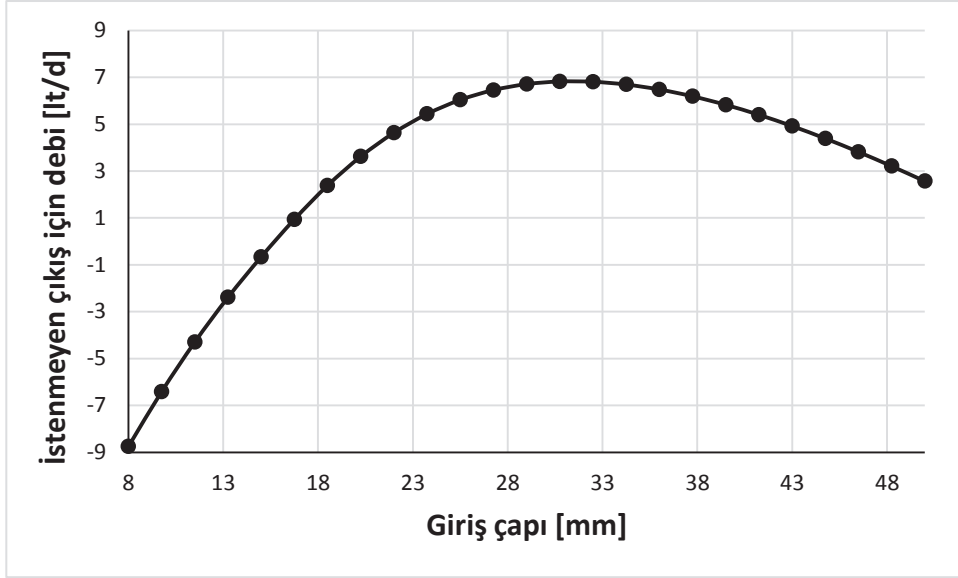
Şekil 6.28. Kanat sayısının istenen çıkış üzerindeki etkisi



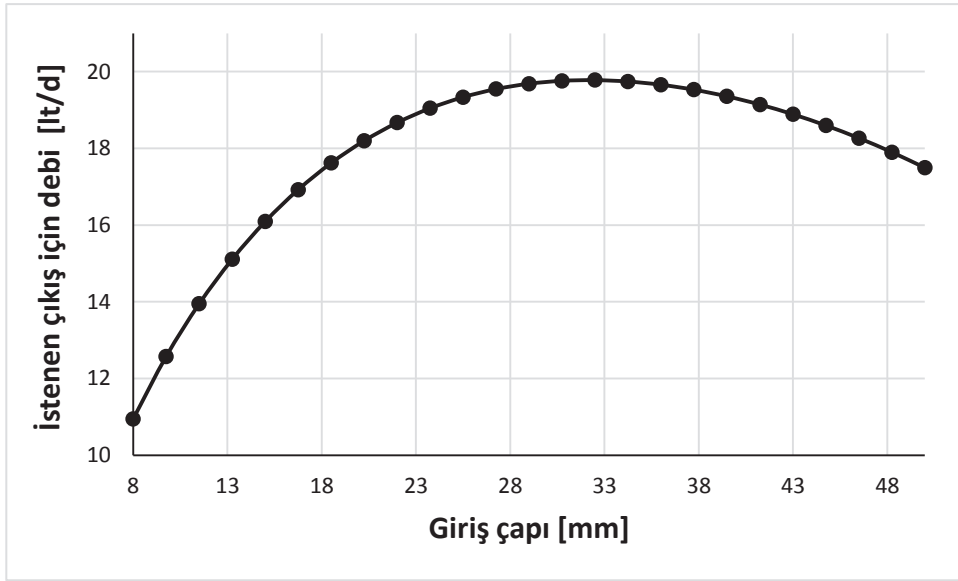
Şekil 6.29. Kanat sayısının güç üzerindeki etkisi

6.10.1.8. Giriş çapı

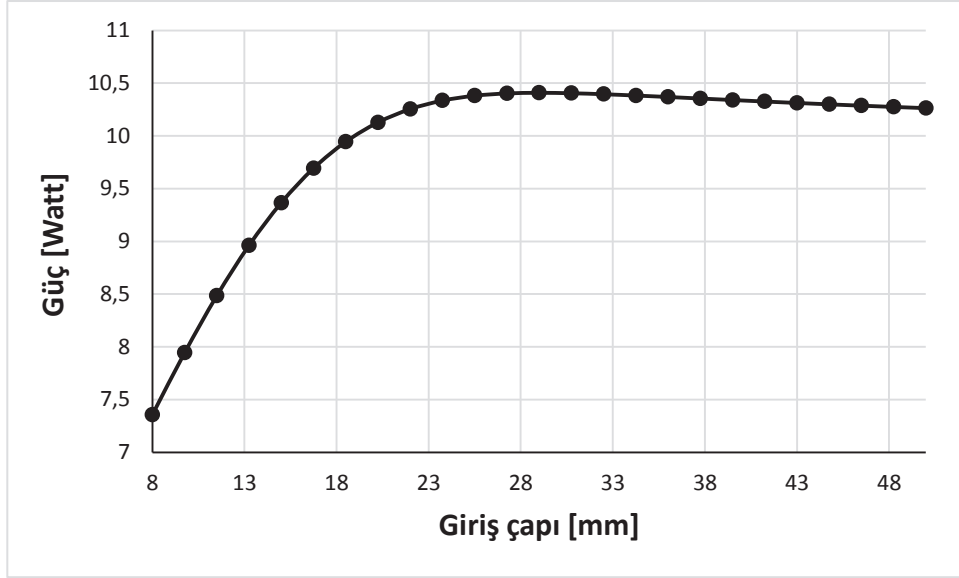
Giriş çapının büyümesi güç tüketimini belirli bir çapa kadar artırmakta, daha büyük çaplarda ise yavaş yavaş azalmaktadır. Bunun sebebi küçük giriş çaplarında akışkanın pompa hacmine çok düzenli bir akış formunda girmesi ve düzensiz akışların minimize olmasıdır. Daha büyük çaplarda ise güç tüketiminin azalması, debilerin yeniden azalmaya başlamasına bağlıdır. Giriş çapı büyüdükçe istenmeyen çıkıştan akışkan daha çok kaçmaktadır. Değer belirli bir maksimumdan geçtikten sonra yeniden azalmaktadır. Giriş çapının artışına bağlı olarak istenen çıkıştaki debi de artmaktadır. Çapın çok büyümesi ile bu debi tekrardan azalmaktadır.



Şekil 6.30. Giriş çapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



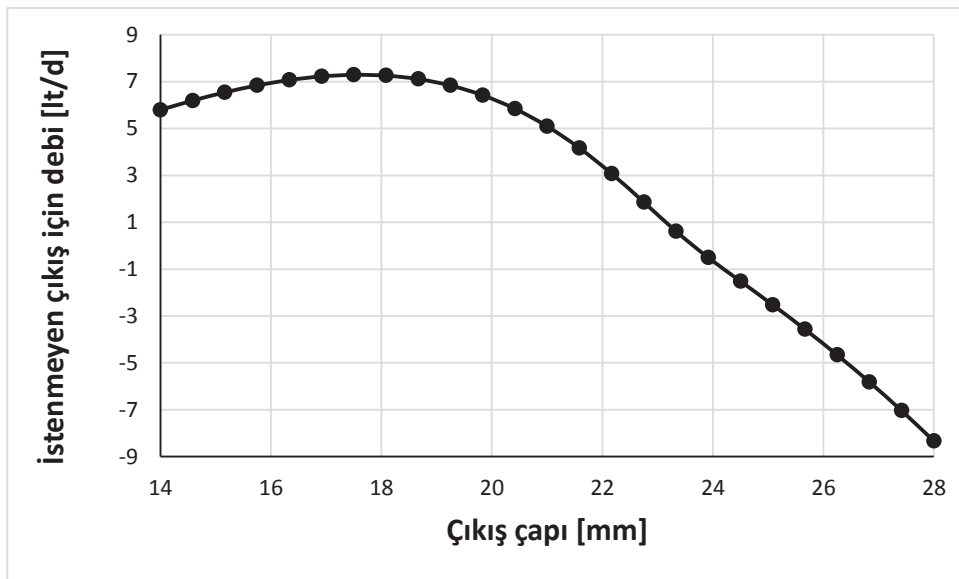
Şekil 6.31. Giriş çapını istenen çıkış üzerindeki etkisi



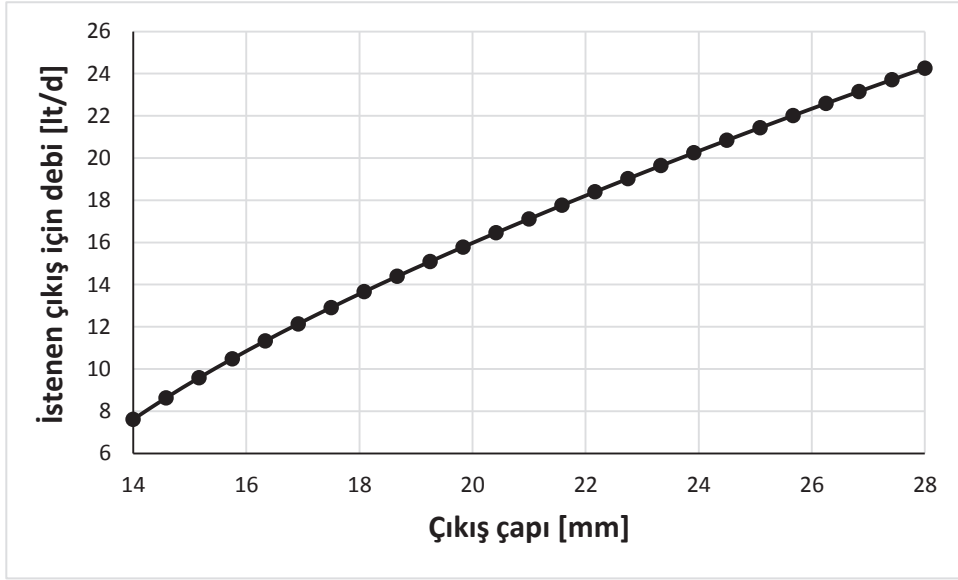
Şekil 6.32. Giriş çapının güç üzerindeki etkisi

6.10.1.9. Çıkış çapları

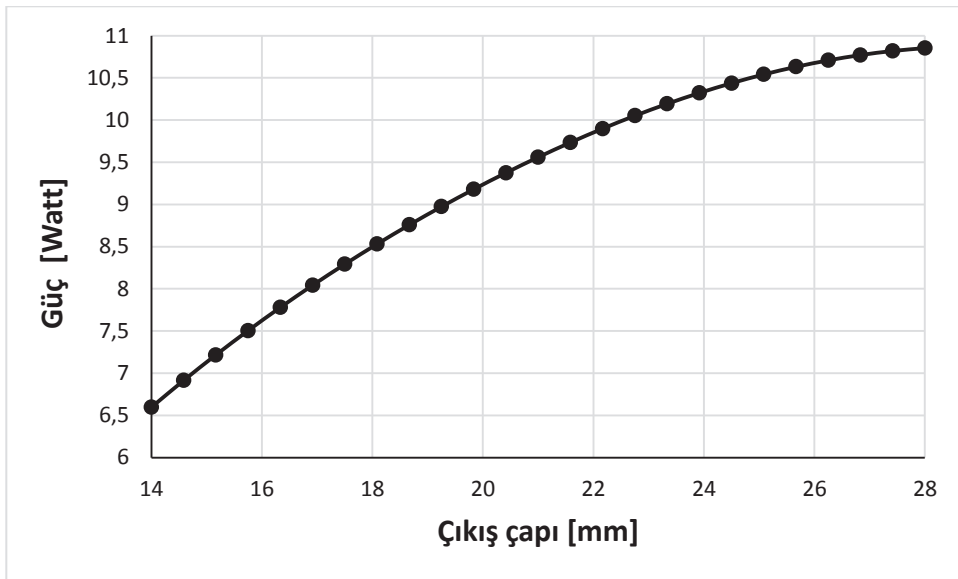
Çıkış çaplarının büyümesi güç tüketimini artırmaktadır. Bunun sebebi istenen çıkıştaki debinin artmasıdır. Bu artış ile beraber istenmeyen çıkışta akışkanın kaçışının çok ciddi bir şekilde engellendiği görülmektedir. Fakat çok büyük çıkış çapları fiziksel olarak mantıklı bir çözüm değildir ve pratik olarak uygulanması çok zordur. Bu yüzden daha sonra yapılacak optimizasyonların bazılarında çıkış çapı sabit tutulacaktır.



Şekil 6.33. Çıkış çapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



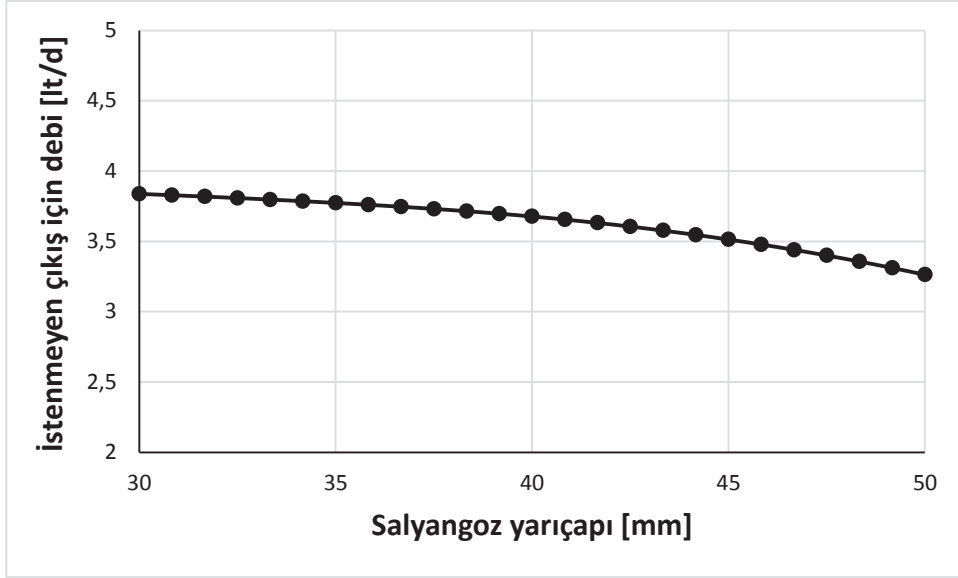
Şekil 6.34. Çıkış çapının istenen çıkış üzerindeki etkisi



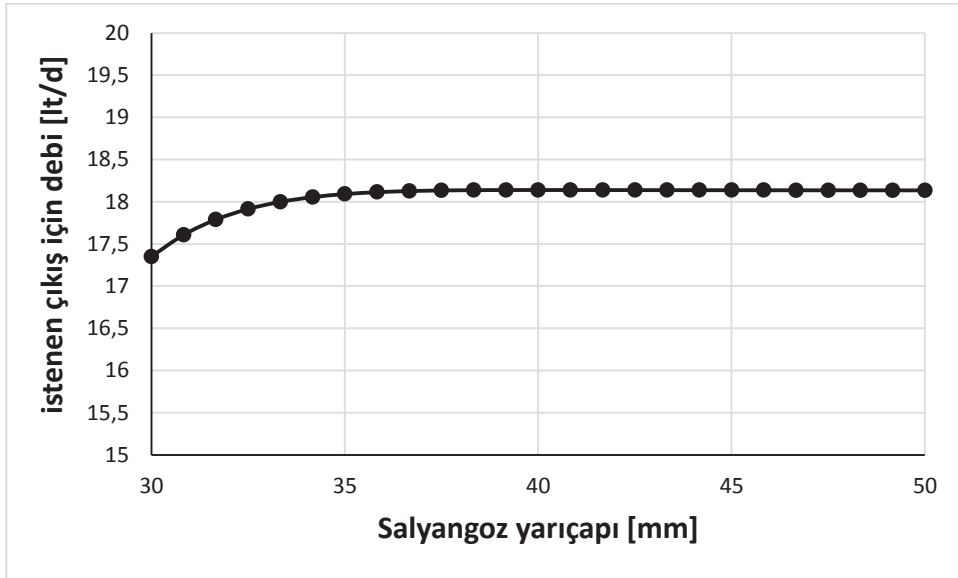
Şekil 6.35. Çıkış çapının güç üzerindeki etkisi

6.10.1.10. Salyangoz yarıçapı

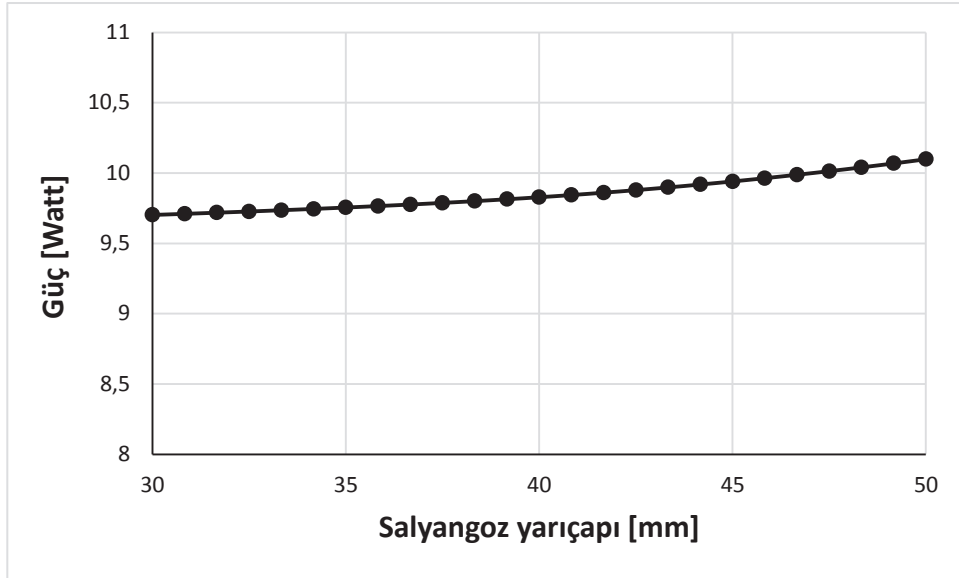
Salyangoz yarıçapının akışkan debilerine ve güce olan etkisi ihmal edilebilecek kadar küçüktür.



Şekil 6.36. Salyangoz yarıçapının istenmeyen çıkış üzerindeki etkisi



Şekil 6.37. Salyangoz yarıçapının istenen çıkış üzerindeki etkisi



Şekil 6.38. Salyangoz yarıçapının güç üzerindeki etkisi

6.11. Optimizasyon

Elde edilen cevap yüzeylerinin belirlenen hedefler ile optimize edilmesi ile optimum pompa gövdesi geometrileri elde edilmiştir. Optimum pompa geometrisi için 3 farklı durum dikkate alınmıştır. Bunlardan birincisi 3000 d/d için tam optimizasyondur. İkinci ve üçüncü durum ise 3000 d/d ve 1500 d/d için bazı parametrelerin sabit tutulması ile elde edilmiş optimizasyon sonuçlarıdır. Her optimizasyon hem kavisli yönlendirici hem de düz yönlendirici için yapılmıştır.

6.11.1. Tam optimizasyon

Tam optimizasyon için bahsi geçen 9 parametre için toplam tasarım noktaları oluşturulmuş ve tüm etkileşimler dikkate alınarak optimizasyon yapılmıştır. 3000 d/d için elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

6.11.1.1. 3000 d/d düz yönlendirici (1 nolu pompa)

Düz yönlendirici için optimize edilen 1 nolu pompa için yönlendiricinin eğimi yüksek olduğundan dolayı oldukça düzgün bir akış formunun oluştuğu görülmüştür.

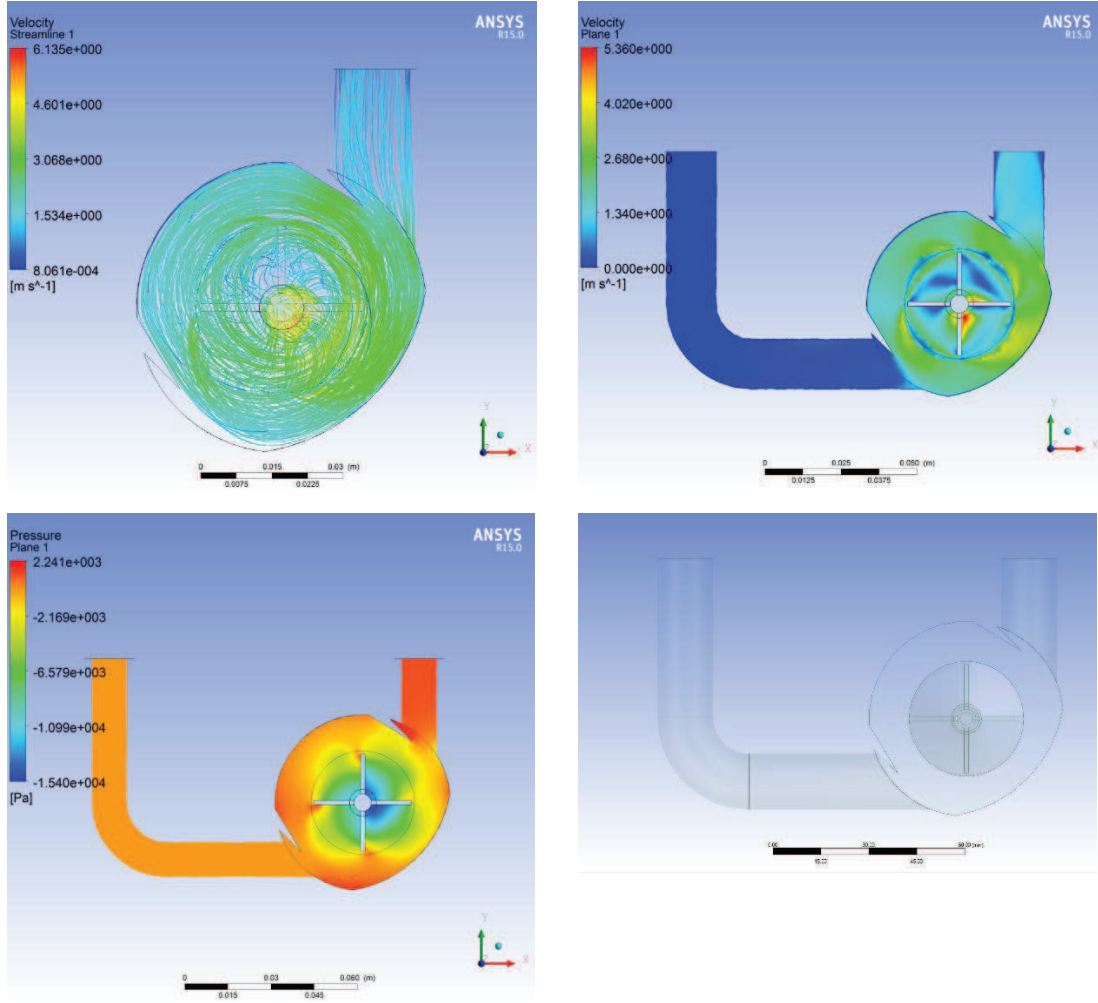
Tek fazlı akış ile çift fazlı akış verileri birbirine oldukça yakın sonuçlar vermiştir. İstenmeyen çıkışın 30 cm yüksekliği için bu çıkıştan akış oluşmamaktadır.

Tablo 6.4. 3000 d/d düz yönlendiricinin tam optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler

Parametreler	Değer Aralıkları	Optimum Değerleri
Yönlendirici genişliği	3-8 mm	7,46 mm
Yönlendiricinin çark kanadına uzaklığı	1-6 mm	3,38 mm
Yönlendirici atış açısı	20°-60°	58,8°
Salyangoz yarıçapı	30-50 mm	40,48 mm
Kanat uzunluğu	15-23 mm	16,96 mm
Kanat genişliği	15-24 mm	18,1 mm
Pah açısı	0.001°-60°	27,77°
Giriş çapı	8-50 mm	13,44 mm
Çıkış çapları	10-28 mm	21,45 mm
Kanat sayısı	4	4

Tablo 6.5. 3000 d/d düz yönlendiricinin tam optimizasyonu için hedefler

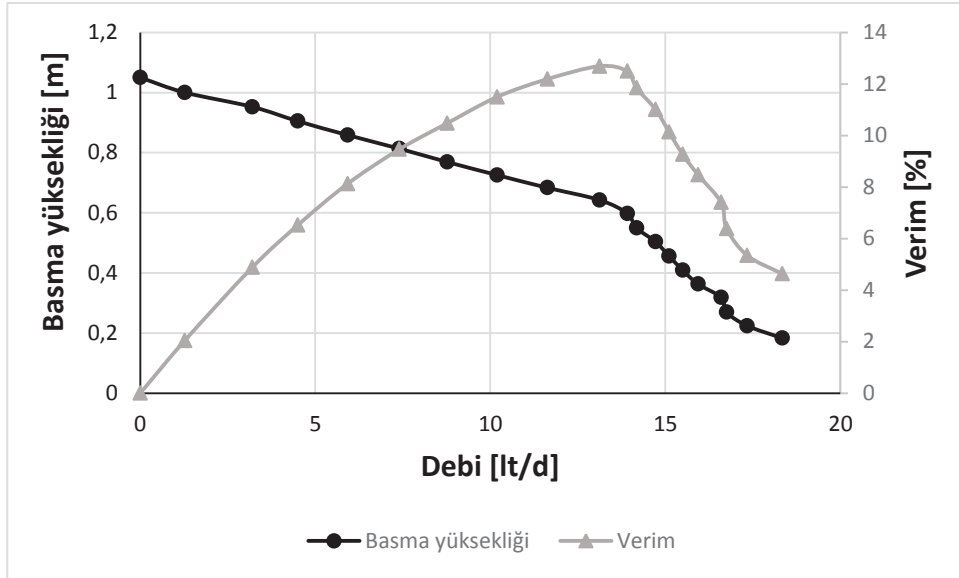
Hedef parametre	Hedef Değer
İstenmeyen çıkışın debisi	0 lt/d
İstenen çıkışın debisi	15 lt/d
Güç	Minimum
Çıkış çapları	23 mm
Pah açısı	25 °



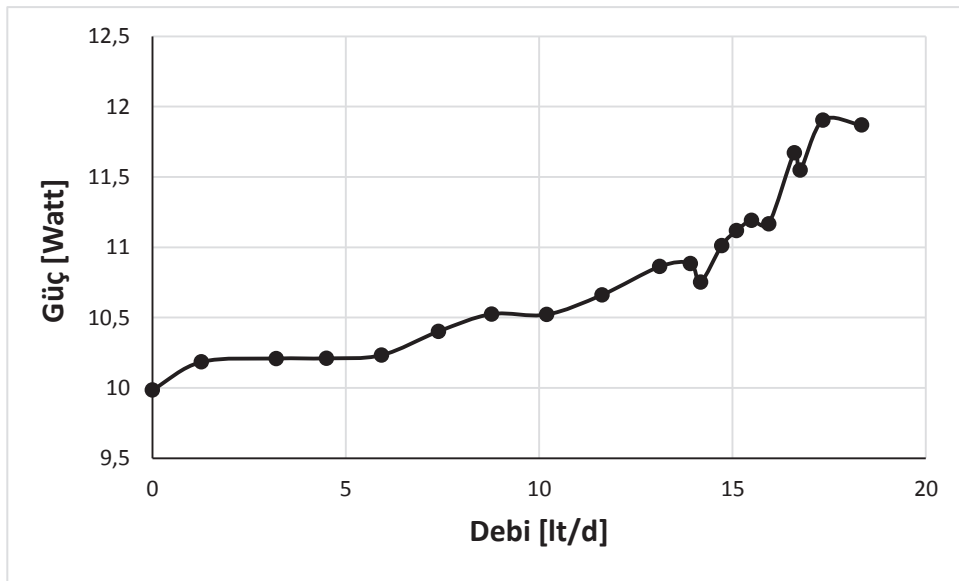
Şekil 6.39. 1 nolu pompa için analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde sırasıyla (a) akım çizgileri (b) Hız konturları (c) Optimum geometri (d) Basınç konturları

Tablo 6.6. 1 nolu pompa için analiz sonuçları

Çıkış parametresi	Ulaşılan değer
İstenen çıkışın debisi	-0,3 lt/d
Tahliye debisi	17,14 lt/d
Giriş debisi	17 lt/d
Güç	11,58 Watt



Şekil 6.40. 1 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi



Şekil 6.41. 1 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi

6.11.1.2. 3000 d/d kavisli yönlendirici (2 nolu pompa)

Kavisli yönlendiricinin tam optimizasyonu sonucunda akış formları daha düzensiz bir şekildedir ve yönlendiricinin şekli düz yönlendiriciye benzer bir forma gelmiştir. Bu durum düz yönlendiricinin kavisli yönlendiriciye göre daha uygun bir çözüm olabileceği fikrini güçlendirmektedir. Akış formunun bozulması güç tüketimini 1 nolu pompaya göre daha çok artırmıştır. Ayrıca salyangoz yarıçapı düzensizliği

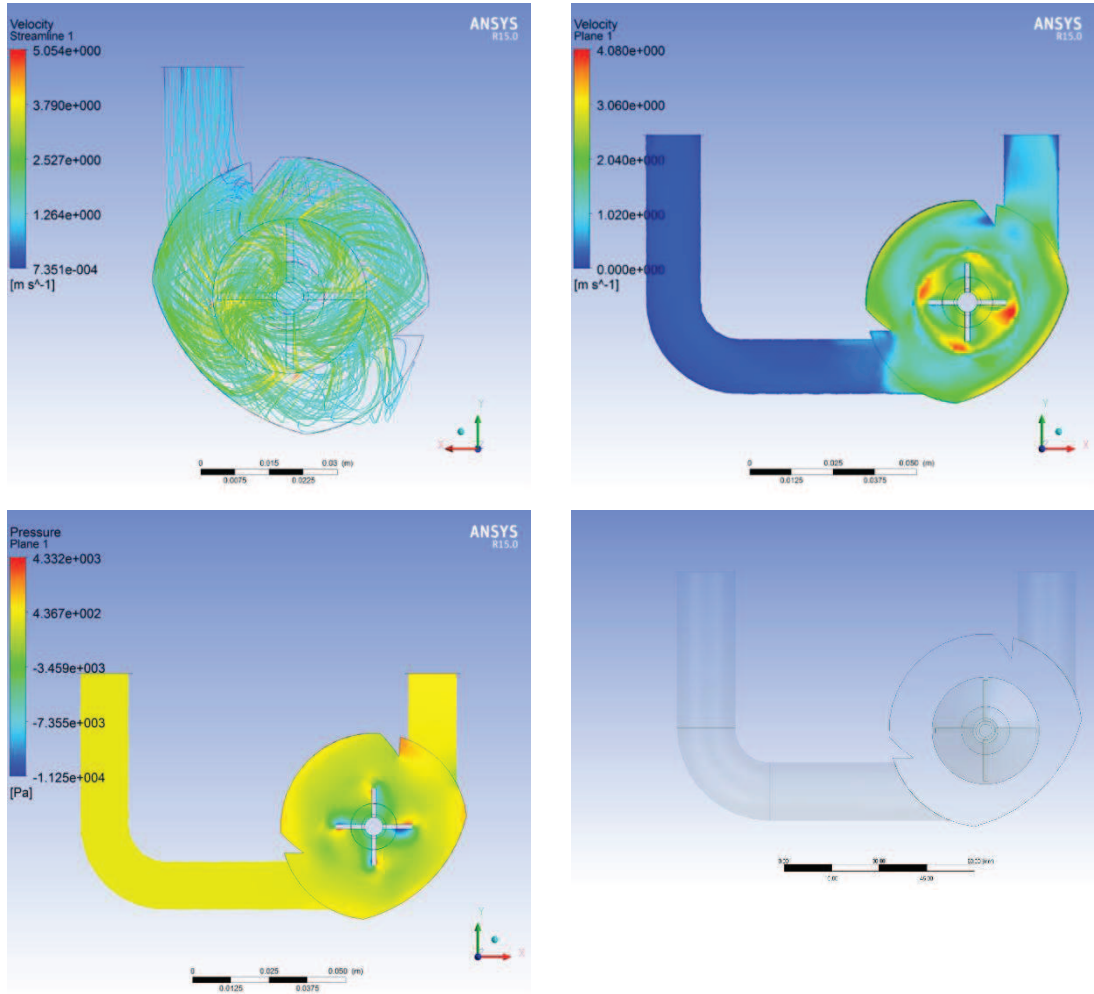
azaltabilmek için en büyük değerine yakınsamaktadır. Buna rağmen basma yüksekliği düz yönlendiricinin yarısına bile ulaşamamaktadır.

Tablo 6.7. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin tam optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler

Parametreler	Değer Aralıkları	Optimum Değerleri
Yönlendirici genişliği	3-8 mm	6,67 mm
Yönlendiricinin çark kanadına uzaklığı	1-6 mm	5,9 mm
Yönlendirici kavis yarıçapı	20-100mm	37,5 mm
Salyangoz yarıçapı	30-50 mm	46,5 mm
Kanat uzunluğu	15-23 mm	15,9 mm
Kanat genişliği	15-24 mm	15 mm
Pah açısı	0.001°- 60°	33,9°
Giriş çapı	8-50 mm	19,23 mm
Çıkış çapları	10-28 mm	22,33 mm
Kanat sayısı	4	4

Tablo 6.8. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin tam optimizasyonu için hedefler

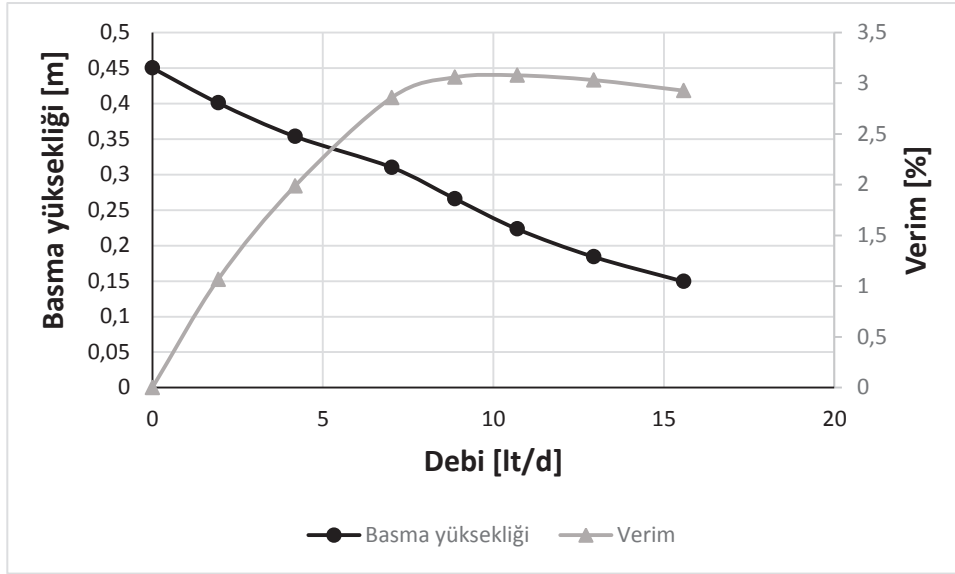
Hedef parametre	Hedef Değer
İstenmeyen çıkışın debisi	0 lt/d
İstenen çıkışın debisi	15 lt/d
Güç	Minimum
Çıkış çapları	23 mm
Pah açısı	25 mm



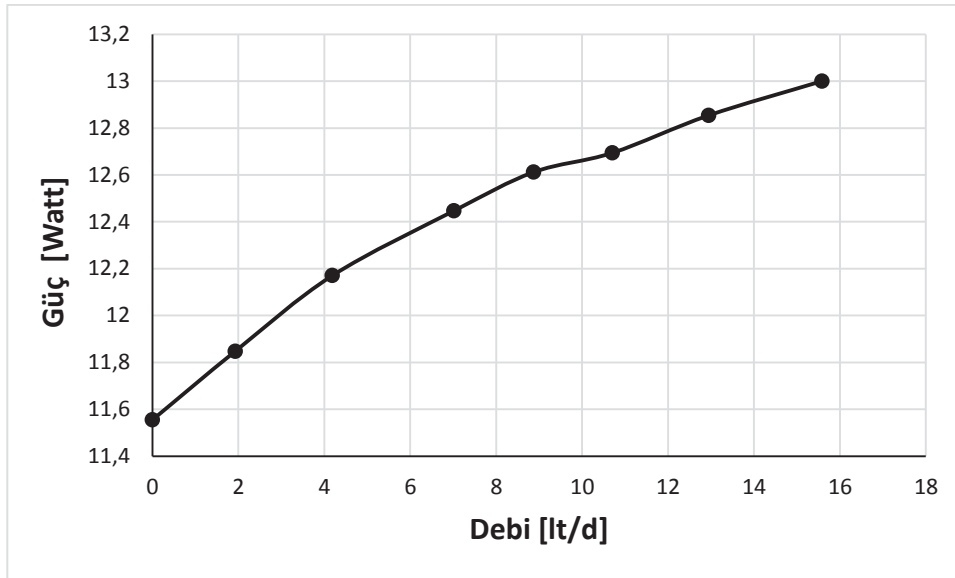
Şekil 6.42. 2 nolu pompa için analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde sırasıyla (a) akım çizgileri (b) Hız konturları (c) Optimum geometri (d) Basınç konturları

Tablo 6.9. 2 nolu pompa için analiz sonuçları

Çıkış parametresi	Ulaşılan değer
İstenmeyen çıkışın debisi	-3,2 lt/d
İstenen çıkışın debisi	16,44 lt/d
Giriş debisi	13,17 lt/d
Güç	12,8 Watt



Şekil 6.43. 2 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi



Şekil 6.44. 2 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi

6.11.2. Sabit parametrelili optimizasyon

Önceki optimizasyon sonuçları ve parametreler arasındaki ilişkiler dikkate alınarak 3 adet parametre daha sabit hale getirilmiştir. Bunlardan birisi çıktı parametreleri üzerinde etkisi olmayan salyangoz yarıçapıdır. Bu etki çok küçük olduğu için çoğu zaman fiziksel olmayan sınırlara yakınsamaktadır. Benzer şekilde pah açısı da önceki optimizasyonlarda fiziksel olmayan değerlere yakınsadığı için önceki analiz

sonuçları da dikkate alınarak fiziksel olarak çıkabileceği en büyük açı değerinde sabit tutulmuştur. Çıkış çaplarının sabit tutulması ise bu aşamadan sonra prototiplenecek pompaların arasında eşdeğerliği sağlamak içindir. Ayrıca fiziksel olmayan noktalar modellenemediği için sınır değerleri daraltılmış ve bu yeni değerler Tablo 6.11’de verilmiştir.

6.11.2.1. 3000 d/d düz yönlendirici (3 nolu pompa)

Optimizasyon neticesinde 3000 d/d ve düz yönlendirici için yine yüksek bir atış açısına sahip bir yönlendirici ortaya çıkmıştır. Pompa yüksek devir sayılarına sahip ve küçük bir çapa sahip olduğu için içerideki akış formu daha fazla vorteks içermektedir. Bu vorteks kimi zaman, parçacıklı akışkanların pompalanmasında avantajlı bir durum haline gelebilmekte; fakat güç tüketimi ve verim üzerinde olumsuz bir etki yapmaktadır.

Tablo 6.10. 3000 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimum noktası için sabit parametreler ve değerleri

Parametreler	Değer
Salyangoz yarıçapı	40 mm
Pah açısı	30°
Çıkış çapları	22 mm
Kanat sayısı	4

Tablo 6.11. 3000 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler

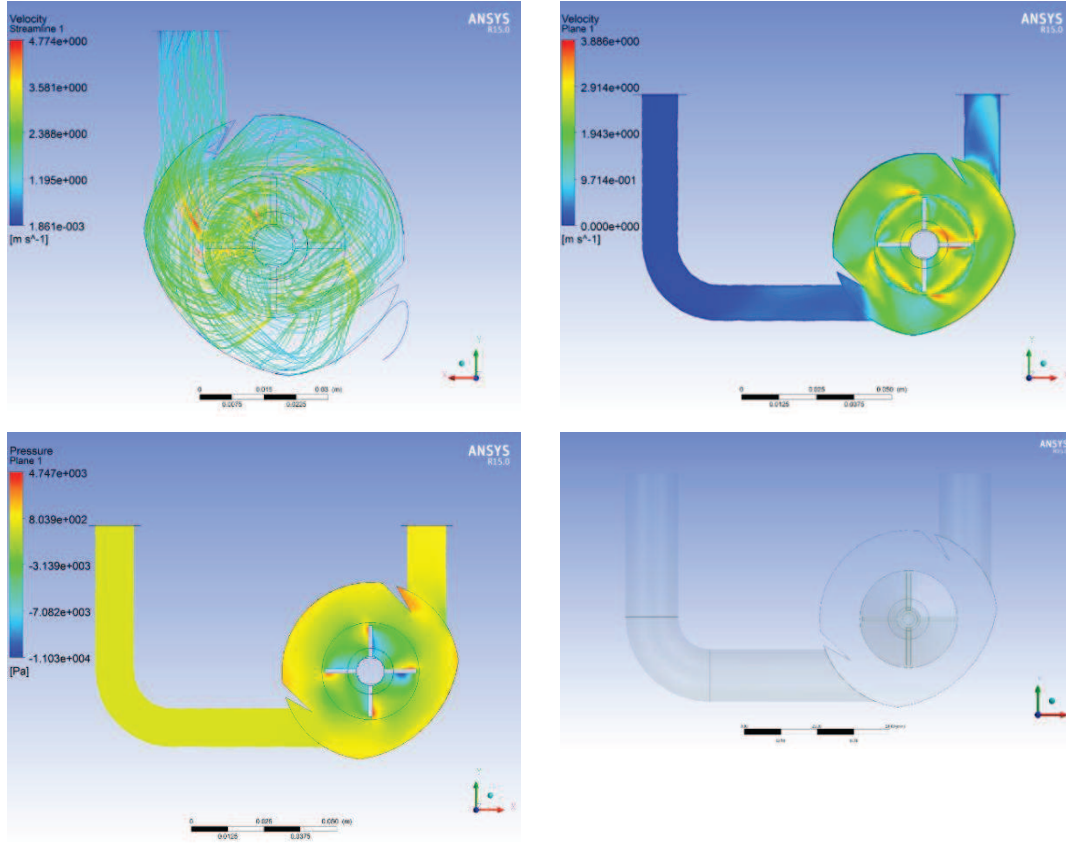
Parametreler	Değer aralıkları	Optimum Değerleri
Yönlendirici genişliği	3-8 mm	4,8 mm
Yönlendiricinin çark kanadına uzaklığı	1-6 mm	3,35 mm
Yönlendirici atış açısı	20°-50°*	44,36°
Kanat uzunluğu	15-23 mm	15,7 mm
Kanat derinliği	15-24 mm	15,5 mm
Giriş çapı	12-30 mm**	18 mm

*Daha önce 20°-60° olan aralık biraz daha daraltılmıştır

**Daha önce 8-50 mm olan aralık biraz daha daraltılmıştır.

Tablo 6.12. 3000 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için hedefler

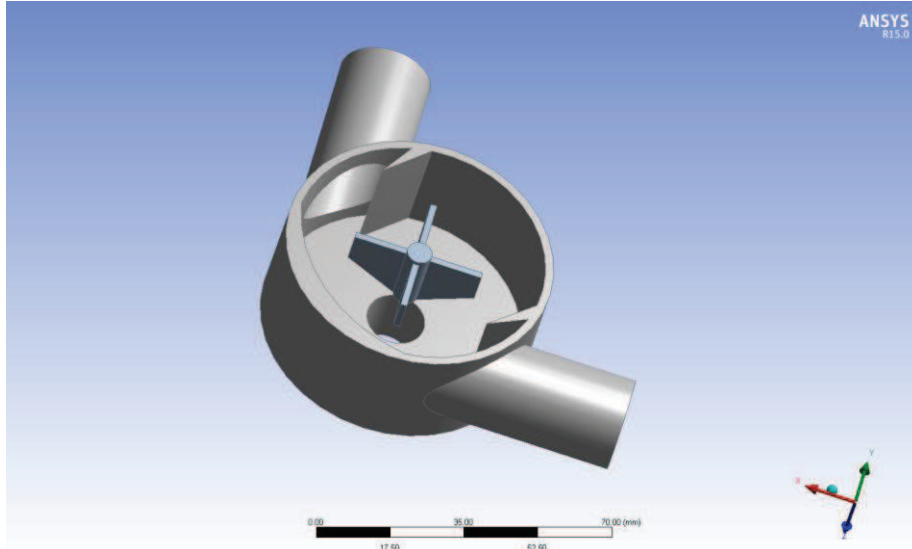
Hedef parametre	Hedef Değer
İstenmeyen çıkışın debisi	0 lt/d
İstenen çıkışın debisi	15 lt/d
Güç	Minimum



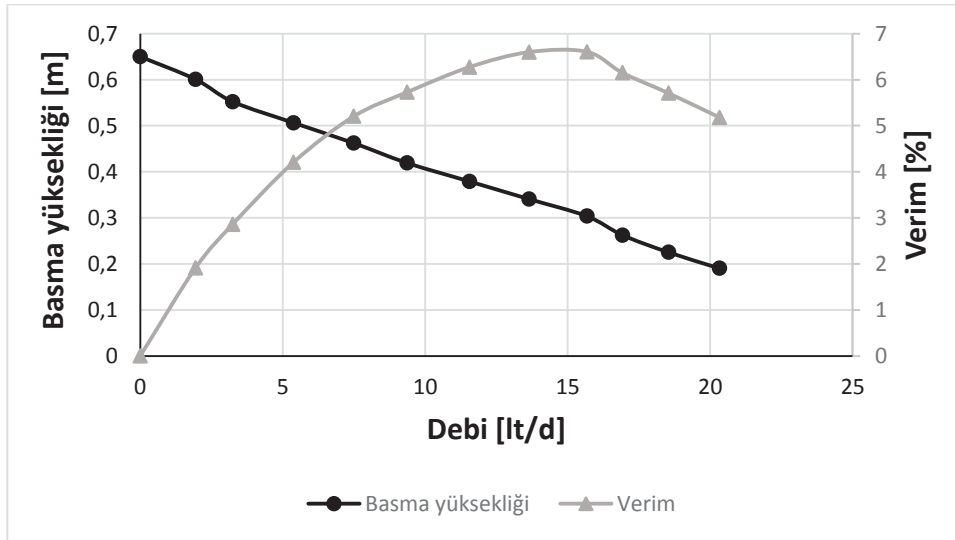
Şekil 6.45. 3 nolu pompa için analiz sonuçları sol üstten saat yönünde sırasıyla (a) ters açıdan akım çizgileri (b) Hız konturları (c) Optimum geometri (d) Basınç konturları

Tablo 6.13. 3 nolu pompa için analiz sonuçları

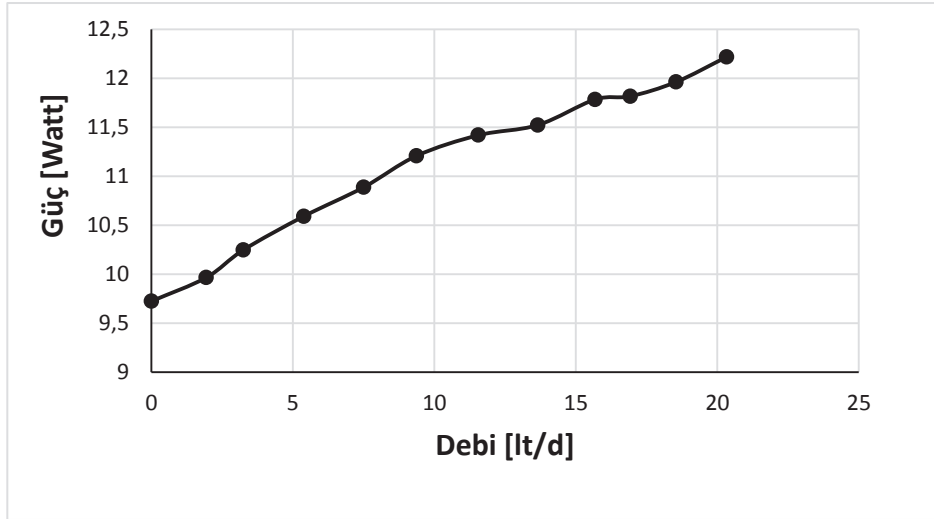
Çıkış parametresi	Ulaşılan değer
İstenmeyen çıkışın debisi	-0,38 lt/d
İstenen çıkışın debisi	18,8 lt/d
Giriş debisi	18,42 lt/d
Güç	11,87 Watt



Şekil 6.46. 3 nolu pompanın geometrisi



Şekil 6.47. 3 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi



Şekil 6.48. 3 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi

6.11.2.2. 3000 d/d kavisli yönlendirici (4 nolu pompa)

3000 d/d için kavisli yönlendirici daha öncekine benzer şekilde düz bir yönlendiriciye benzemeye çalışmıştır. Bunun sebebi daha önce açıklandığı ve bu pompa için akış formlarından anlaşılacağı üzere, kavisli bir yönlendiricinin akışkanı pompa içine sürüklemesinden dolayı akış formunu bozması; bunun ise güç tüketimini artırmasıdır. Pompa düz yönlendiricinin verimine ulaşamamaktadır. Bu pompanın daha sonra bir prototipi imal edilerek analiz sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılacaktır.

Tablo 6.14. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için sabit parametreler ve değerleri

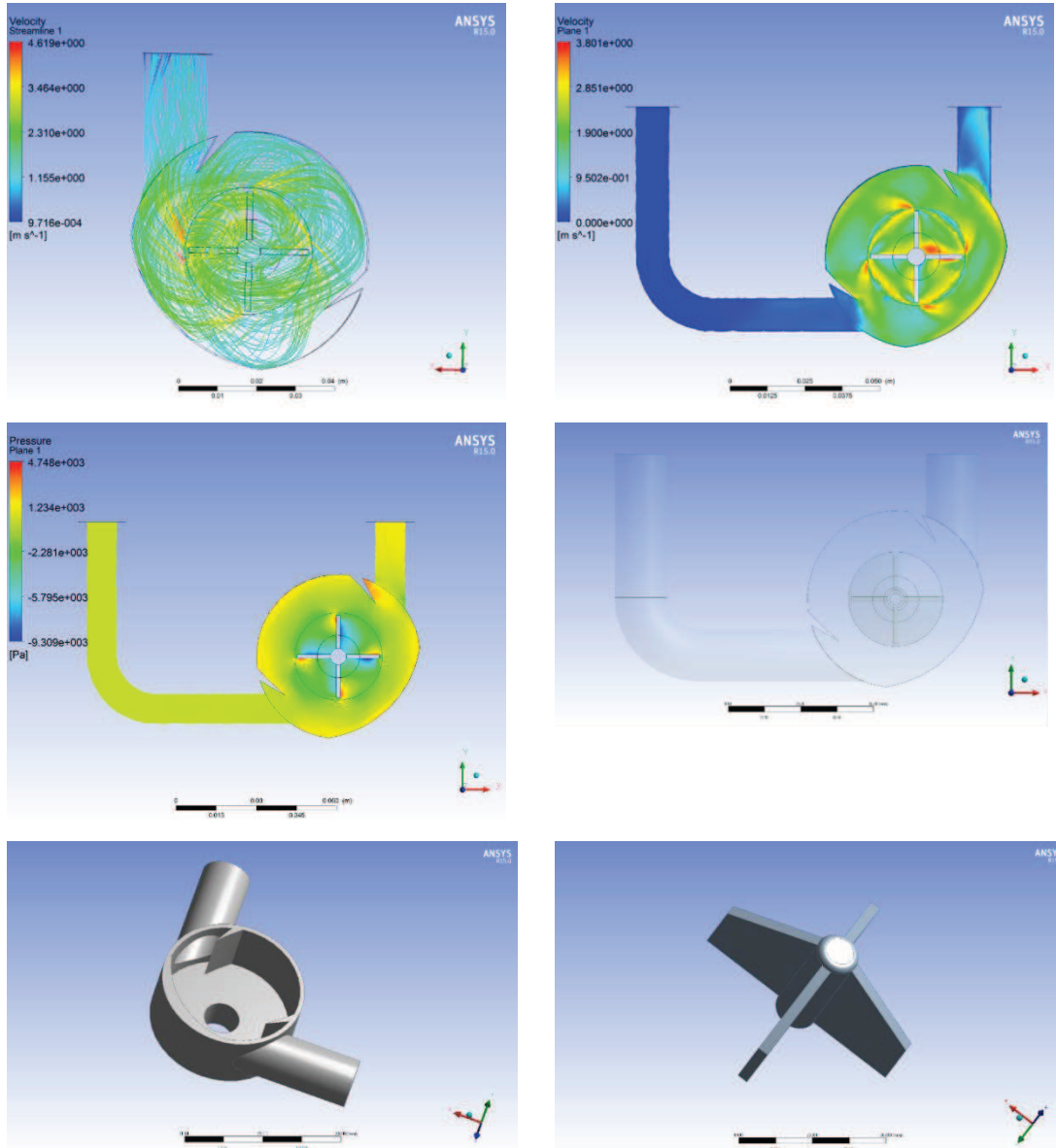
Parametreler	Değer
Salyangoz yarıçapı	40 mm
Pah açısı	30°
Çıkış çapları	22 mm
Kanat sayısı	4

Tablo 6.15. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler

Parametreler	Değer aralıkları	Optimum değerleri
Yönlendirici genişliği	3-8 mm	4,75 mm
Yönlendiricinin çarka uzaklığı	1-6 mm	3,4 mm
Yönlendirici kavis yarıçapı	20-100 mm	97,5 mm
Kanat uzunluğu	15-23 mm	15,3 mm
Kanat derinliği	15-24 mm	15,2 mm
Giriş çapı	8-50 mm	20 mm

Tablo 6.16. 3000 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için hedefler

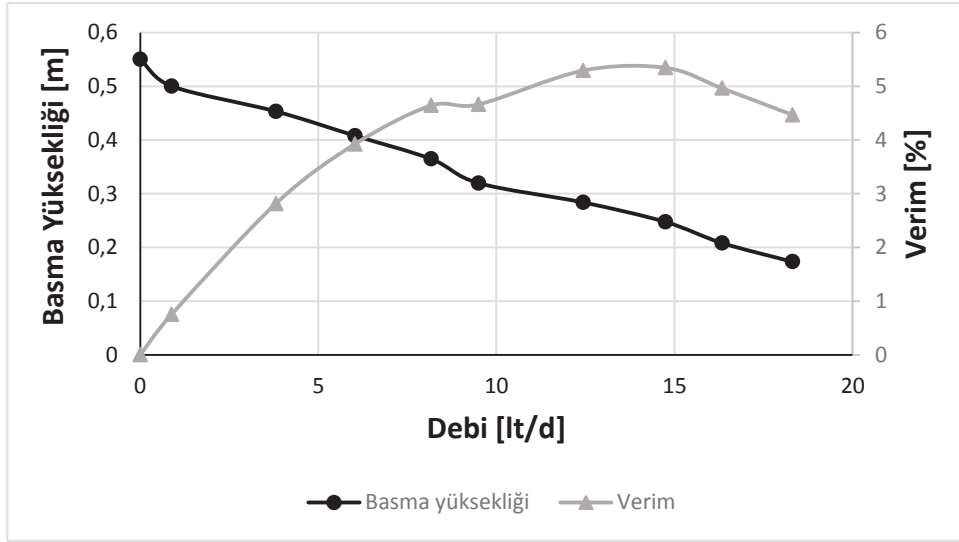
Hedef parametre	Hedef değeri
İstenmeyen çıkışın debisi	0 lt/d
İstenen çıkışın debisi	15 lt/d
Güç	Minimum



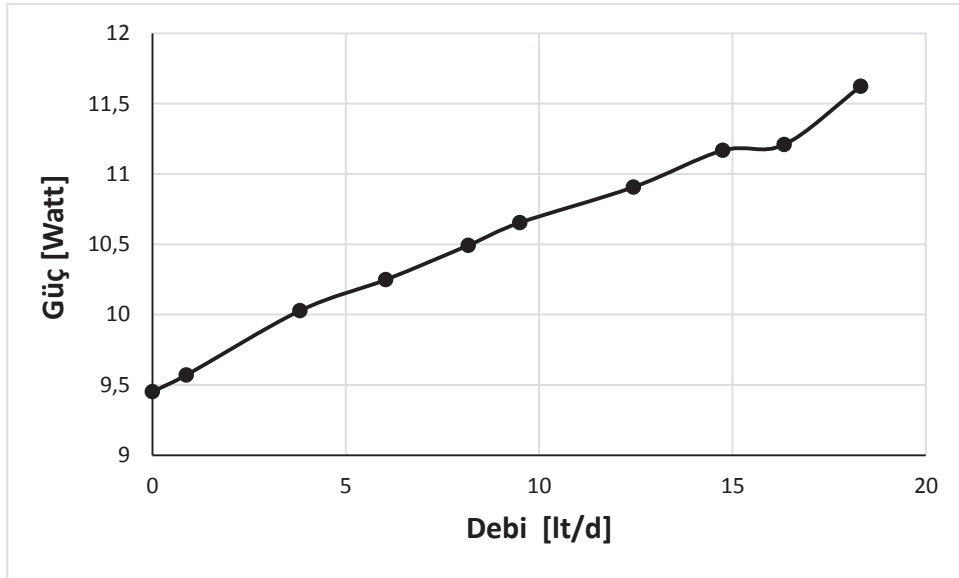
Şekil 6.49. 4 nolu pompa için analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde sırasıyla (a) ters açıdan akım çizgileri (b) Hız konturları (c) (d) ve (e) Optimum geometri (f) Basınç konturları

Tablo 6.17. 4 nolu pompa için analiz sonuçları

Çıkış parametresi	Ulaşılan değer
İstenmeyen çıkışın debisi	-0,38 lt/d
İstenen çıkışın debisi	17,82 lt/d
Giriş debisi	17,44 lt/d
Güç	11.34 Watt



Şekil 6.50. 4 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi



Şekil 6.51. 4 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi

6.11.2.3. 1500 d/d düz yönlendirici (5 nolu pompa)

1500 d/d ve düz yönlendirici için verim değerleri 3000 d/d'ya göre benzer şekildedir. Devir sayısı küçüldüğü için kanat yarıçapı artmakta, bu da çarkın pompa hacminde daha fazla yer kaplaması anlamına gelmektedir. Bunu dengeleyebilmek için yönlendiricinin atış açısı daha küçük değerlere yaklaşmaktadır. Çark büyüdüğü için salyangoz üzerinde akışkan daha yüksek hızlara çıkarak genişlemekte ve basınç artışı daha büyük olabilmektedir. Buna karşılık yönlendirici pompa gövdesine çok yaklaştığı için hızın çok düştüğü bölgeler oluşmakta ve basınç artışı gerçekleşmektedir.

Tablo 6.18. 1500 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için sabit parametreler ve değerleri

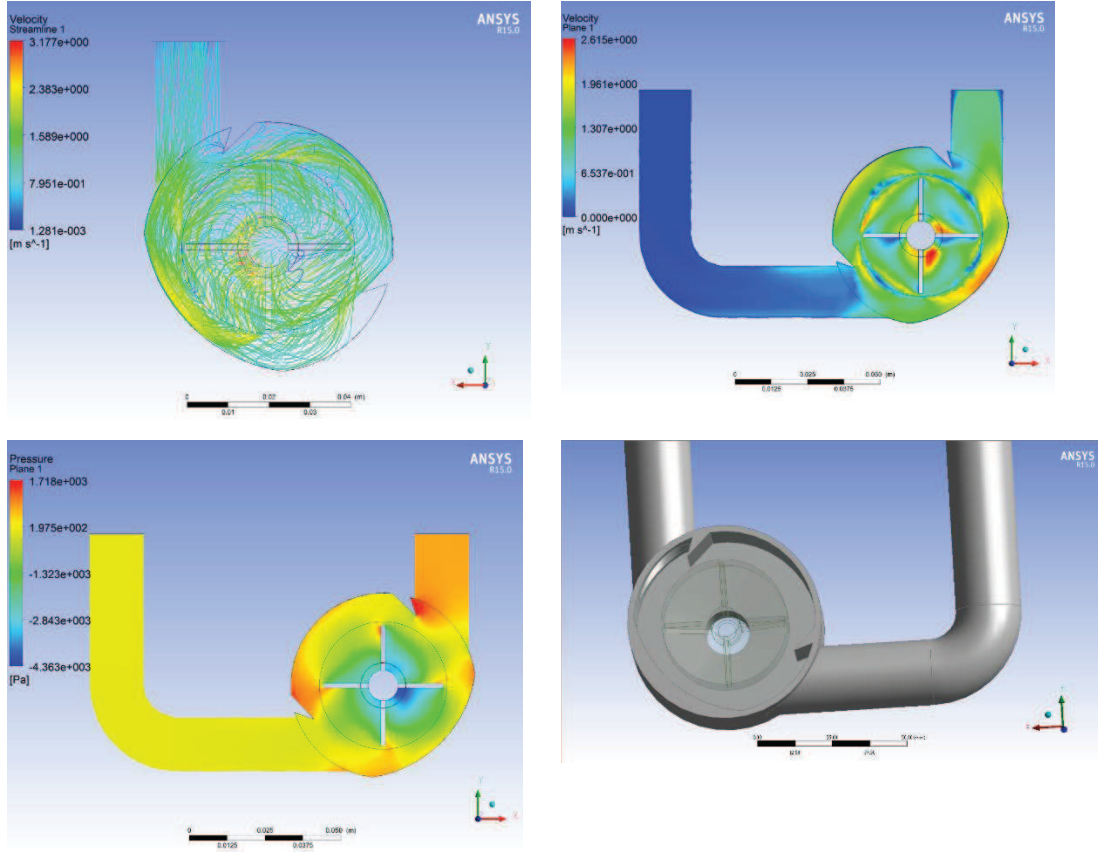
Parametreler	Değer
Salyangoz yarıçapı	40 mm
Pah açısı	30°
Çıkış çapları	22 mm
Kanat sayısı	4

Tablo 6.19. 1500 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler

Parametreler	Değer aralıkları	Optimum değerleri
Düz yönlendiricinin genişliği	3-8 mm	5,91 mm
Düz yönlendiricinin çarka uzaklığı	1-6 mm	1,68 mm
Düz yönlendiricinin atış açısı	20°-100°	46,63°
Çarkın kanat yarıçapı	15-23 mm	20 mm
Çarkın kanat genişliği	15-24 mm	22,4 mm
Giriş kanalının çapı	8-50 mm	19 mm

Tablo 6.20. 1500 d/d düz yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için hedefler

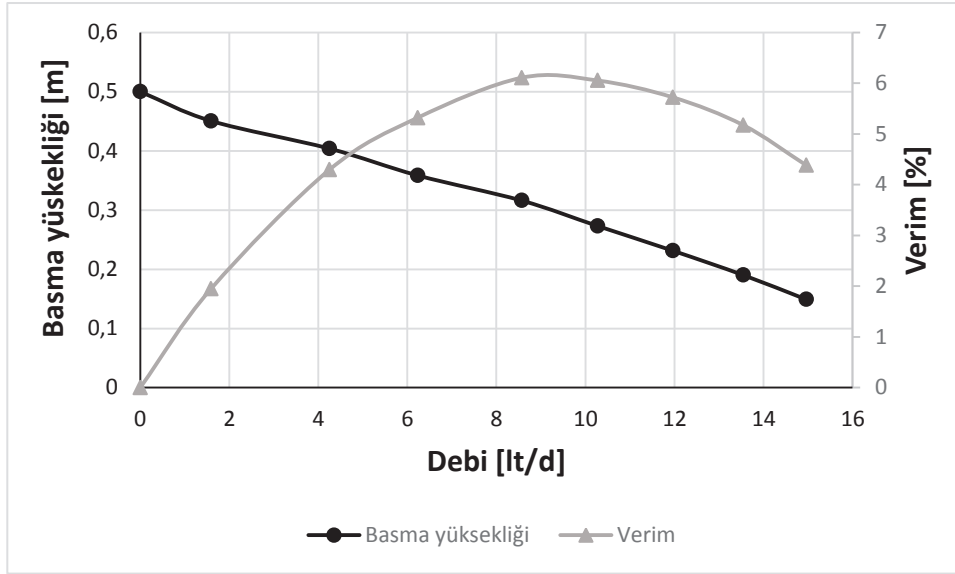
Hedef parametre	Hedef değer
İstenmeyen çıkışın debisi	0 lt/d
İstenen çıkışın debisi	15 lt/d
Güç	Minimum



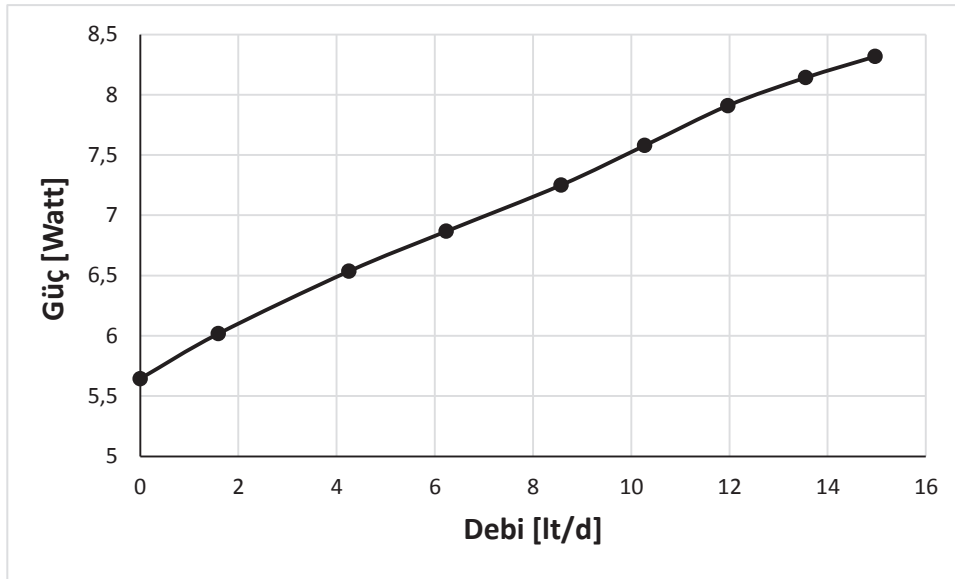
Şekil 6.52. 5 nolu pompa için analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde sırasıyla (a) ters açıdan akım çizgileri (b) Hız konturları (c) Optimum geometri (d) Basınç konturları

Tablo 6.21. 5 nolu pompa için analiz sonuçları

Çıkış parametresi	Ulaşılan değer
İstenmeyen çıkışın debisi	-0,09 lt/d
İstenen çıkışın debisi	15,18 lt/d
Giriş debisi	15,03 lt/d
Güç	8,19 Watt



Şekil 6.53. 5 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi



Şekil 6.54. 5 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi

6.11.2.4. 1500 d/d kavisli yönlendirici (6 nolu pompa)

1500 d/d için kavisli yönlendirici benzer şekilde düz bir yönlendiriciye benzemektedir. Buna rağmen verim düşüktür. Bu örnek ile beraber düz yönlendiricinin, kavisliye göre daha avantajlı olduğu ortaya çıkmıştır. Analiz sonuçları düz yönlendiriciyle benzerlik göstermektedir.

Bu pompaya ait performans eğrisinin doğrulanması adına prototipi üretilmiştir ve bir sonraki bölümde deney verileri ile analiz verileri kıyaslanmıştır.

Tablo 6.22. 1500 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için sabit parametreler ve değerleri

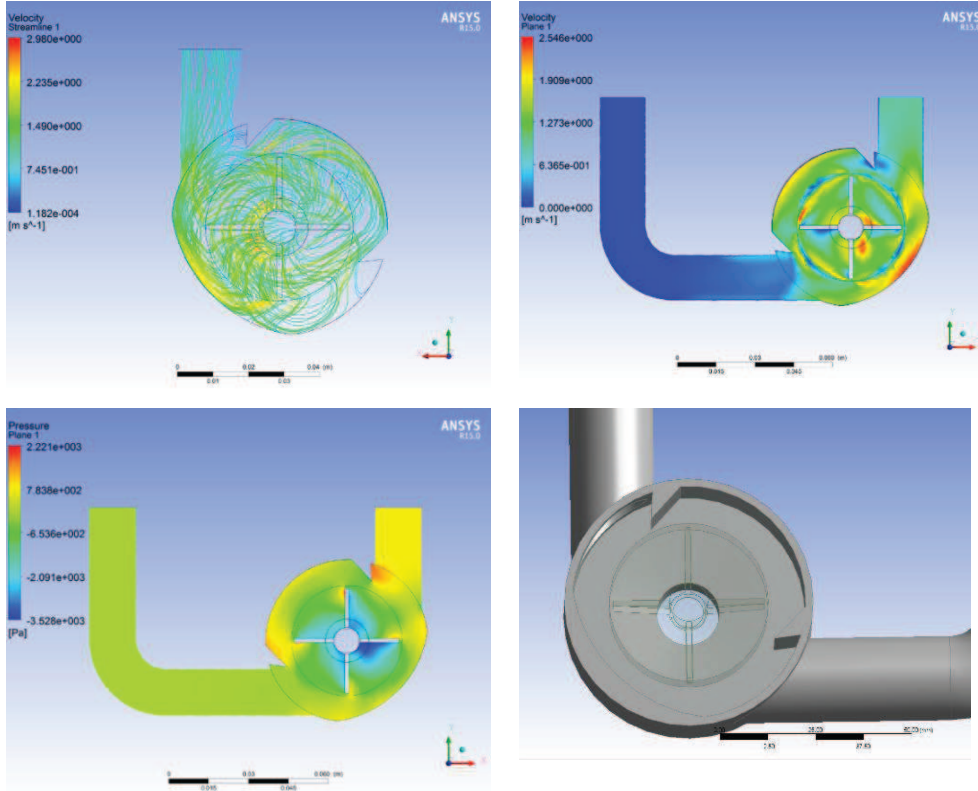
Parametreler	Değer
Salyangoz yarıçapı	40 mm
Pah açısı	30°
Çıkış çapları	22 mm
Kanat sayısı	4

Tablo 6.23. 1500 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için parametre giriş sınırları ve optimum değerler

Parametreler	Değer aralıkları	Optimum Değerleri
Yönlendirici genişliği	3-8 mm	7,36 mm
Yönlendiricinin çarka uzaklığı	1-6 mm	1,45 mm
Yönlendirici kavis yarıçapı	20-100 mm	93,49 mm
Kanat uzunluğu	15-23 mm	19,75 mm
Kanat derinliği	15-24 mm	21,15 mm
Giriş çapı	12-30 mm	20,39 mm

Tablo 6.24. 1500 d/d kavisli yönlendiricinin sabit parametrelili optimizasyonu için hedefler

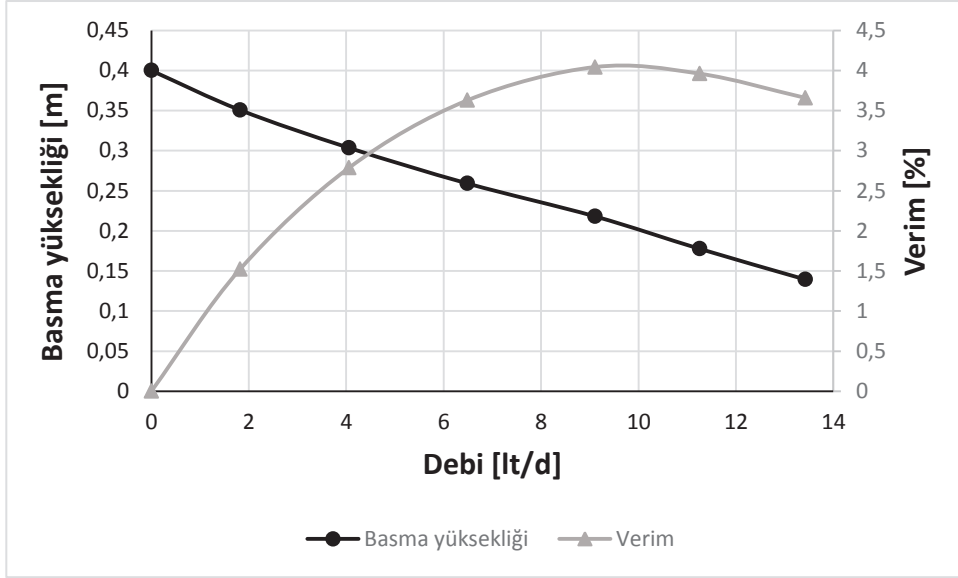
Hedef Parametre	Hedef Değer
İstenmeyen çıkışın debisi	0 lt/d
İstenen çıkışın debisi	15 lt/d
Güç	Minimum



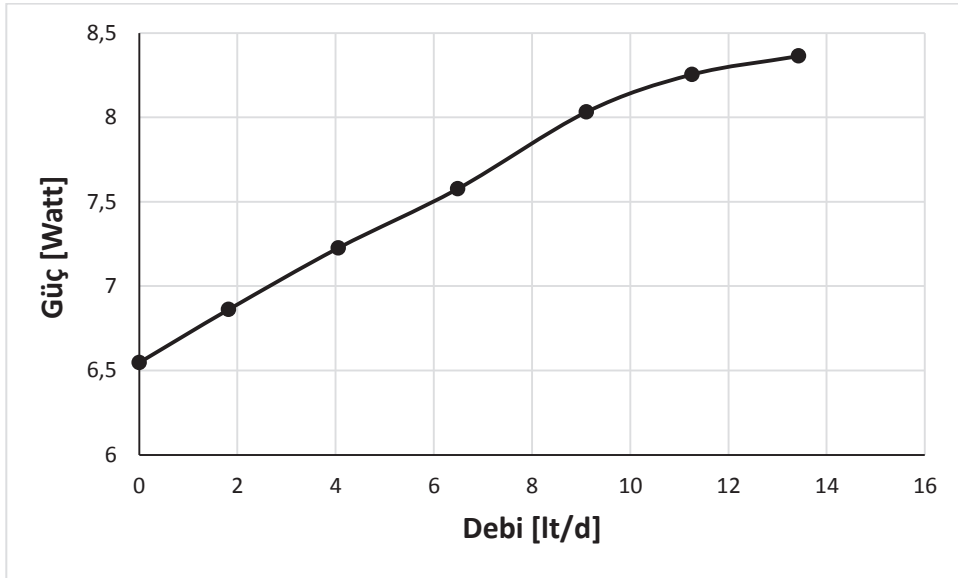
Şekil 6.55. 6 nolu pompa için analiz sonuçları, sol üstten saat yönünde sırasıyla (a) ters açıdan akım çizgileri (b) Hız konturları (c) Optimum geometri (d) Basınç konturları

Tablo 6.25. 6 nolu pompa için analiz sonuçları

Çıkış parametresi	Ulaşılan değer
İstenmeyen çıkışın debisi	-0,09 lt/d
İstenen çıkışın debisi	15,18 lt/d
Giriş debisi	15,03 lt/d
Güç	8,19 Watt



Şekil 6.56. 6 nolu pompa çok fazlı analiz için performans eğrisi



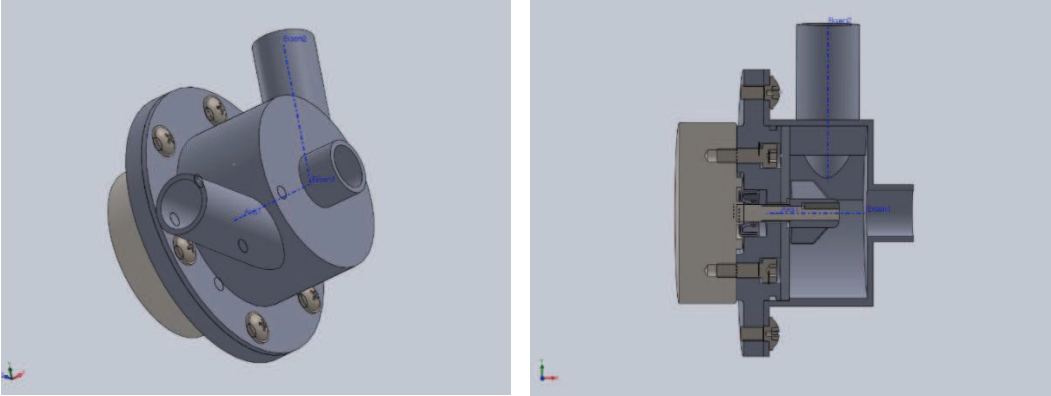
Şekil 6.57. 6 nolu pompa çok fazlı analiz için güç tüketimi

BÖLÜM 7. POMPA İMALATI VE TEST DÜZENEĞİNİN KURULMASI

Optimum tasarımların belirlenmesinden sonra bu pompalardan iki tanesinin üretimi yapılarak analiz sonuçları ile deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Bu bölümde deneylerin nasıl yapıldığını ayrıntılı bir şekilde anlatılacaktır.

7.1. Analiz Sonuçlarının Teknik Çizime Dönüştürülmesi

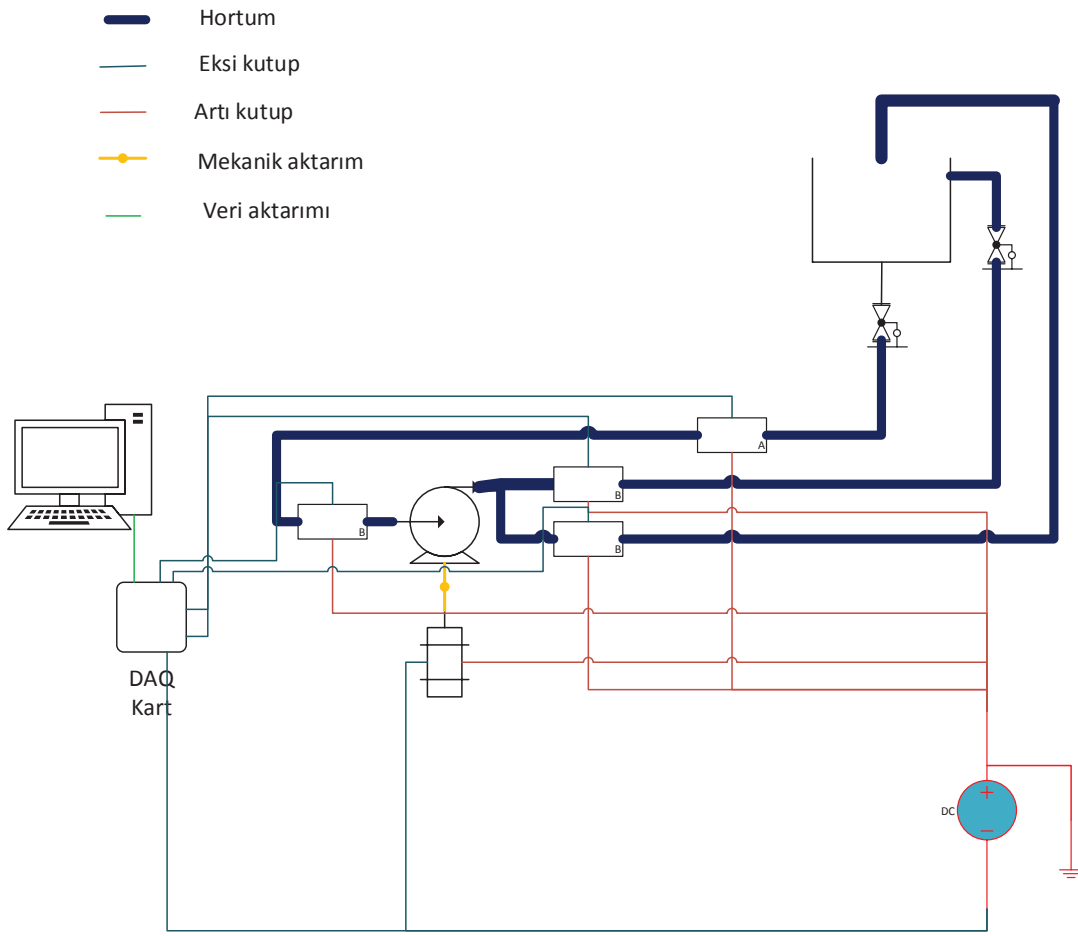
Analiz sonuçları SolidWorks programı kullanılarak elde edilen ölçülerde, birebir ölçekte teknik çizime dönüştürülmüştür.



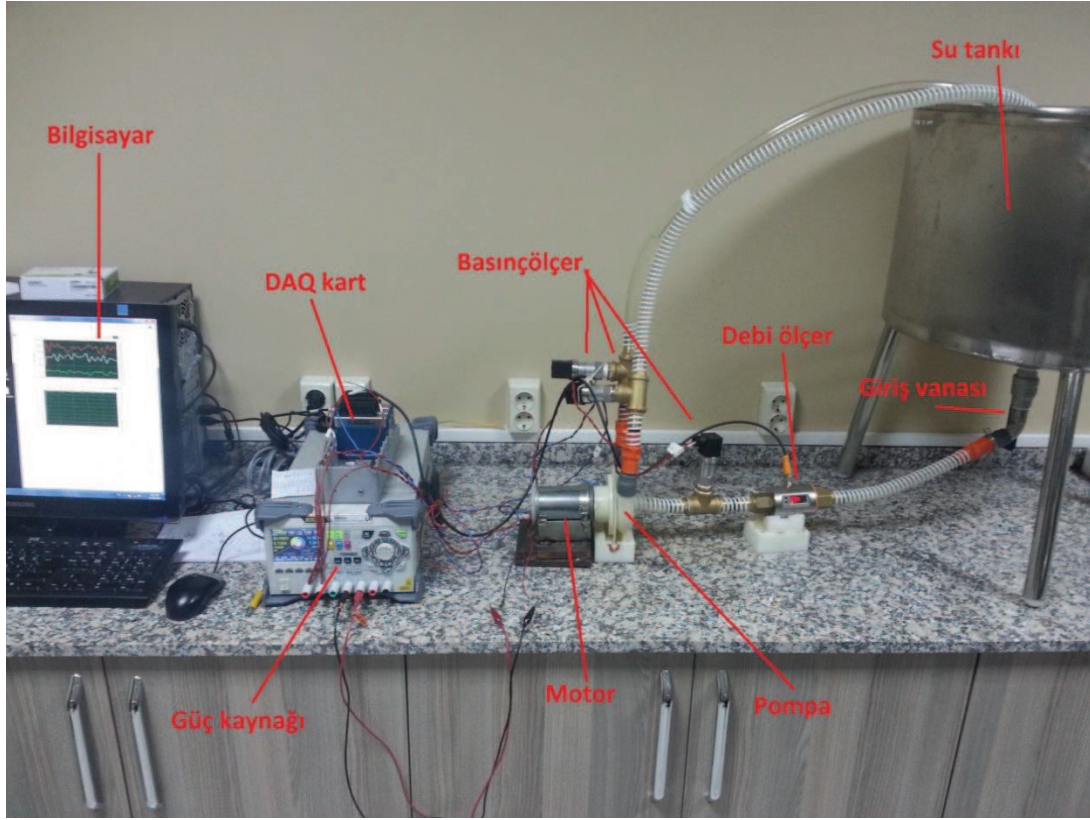
Şekil 7.1 Optimum pompa montaj resimleri

7.2. Test Düzeneği

Analizlerin yapıldığı pompanın gerçeğe aktarılabilmesi için imal edilen pompanın yanı sıra akışkanın içinde akacağı borular ve akışkanın giriş yapacağı bir tanka ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun gerçekleşmesi için aşağıdaki elemanlar kullanılarak bir deney tesisatı oluşturulmuştur. Deney tesisatının şeması aşağıdaki şekildedir.



Şekil 7.2. Deney şeması



Şekil 7.3. Deney tesisatının görünümü (Resimdeki bazı ekipmanlar gerçektekinden farklılık arz etmektedir)

7.2.1. Su tankı

Deneyisel çalışmalar için suyun belirli bir yükseklikten pompaya boşaldığı bir su tankına ihtiyaç vardır. Bu su tankının imal edilmiş şekli aşağıdaki resimde gösterilmiştir.



Şekil 7.4. Su tankı

7.2.2. Bağlantı boruları

Pompanın girişi ve iki çıkışı için özdeş borular kullanılmıştır. Boruların çapları $\frac{3}{4}$ ' tir. Farklı borular yerine özdeş boruların kullanmasının sebebi ölçüm ve kıyas yaparken; sonuçların, pompanın dönüş yönünden bağımsız hale gelmesini sağlamaktır.



Şekil 7.5. Bağlantı boruları

7.2.3. Kelepçeler

Borular ile pompa arasında veya borular ile su tankı arasındaki bağlantıların sızdırmazlık sağlanacak şekilde yapılabilmesi için kelepçeler kullanılmıştır.



Şekil 7.6. Kelepçeler

7.2.4. Sensör yuvaları

Akışkanın geçtiği boruların üzerinde olacak şekilde pompanın giriş borusuna ve hemen çıkışındaki iki adet boruya ölçüm aletlerinin monte edileceği yuvalar yerleştirilmiştir.



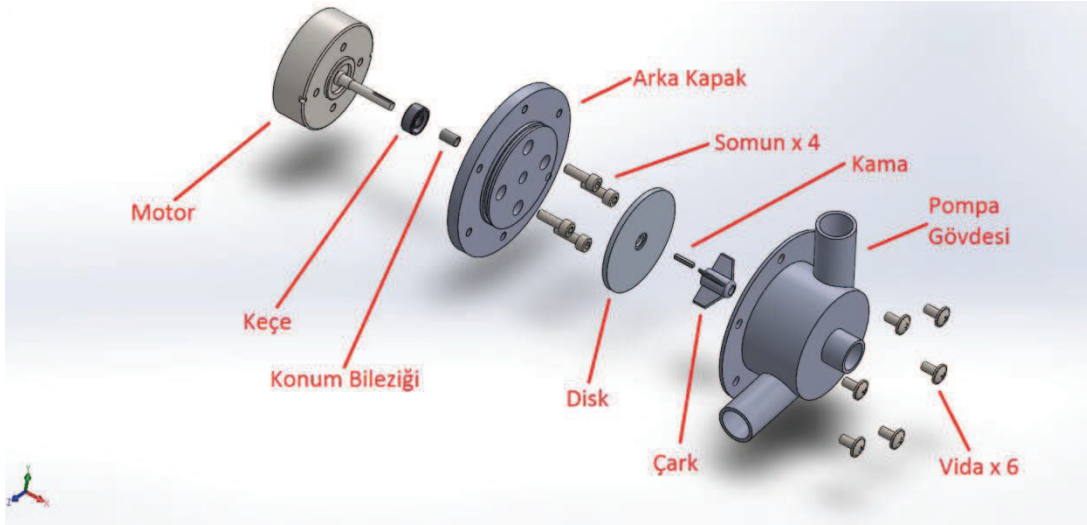
Şekil 7.7. Sensör yuvaları

7.2.5. Vanalar

Kazanın ilk çıkışına ve kazanın girişine vanalar yerleştirilmiştir. Bu vanalar sayesinde pompanın debisi değiştirilerek basınç değerleri ölçülmektedir. Böylece pompanın deneysel performans eğrisi çıkartılabilmektedir.

7.3. Montaj İçin Kullanılan Pompa Elemanları

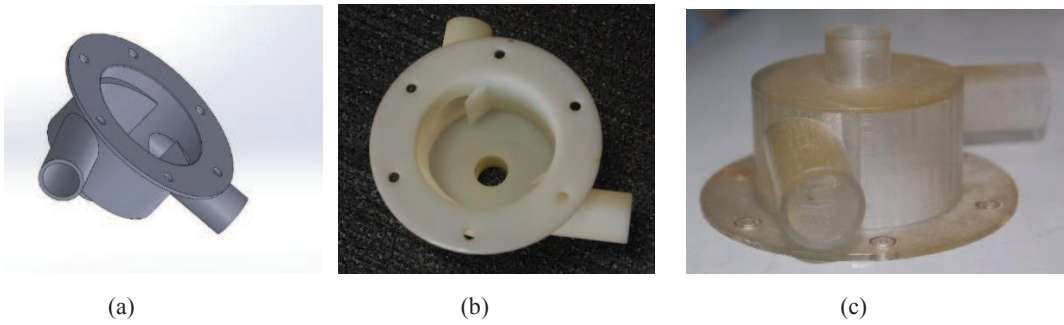
Pompanın çalıştırabilmesi için çark ve gövde parçalarının dışında diğer elemanlara da ihtiyaç duyulmaktadır. Örneğin çarkın motora bağlı olarak çalışması veya sistemde sızdırmazlığın sağlanabilmesi için birtakım ek parçalara ihtiyaç vardır. Montaj elemanlarının aralarına, elemanın çapı büyüklüğünde; vidalar için küçük, arka kapak için daha büyük O-ringler kullanılarak sızdırmazlık sağlanmıştır. Pompanın çalıştırılabilmesi için gerçek pompa elemanları aşağıdaki patlatılmış montaj resminde gösterilmiştir.



Şekil 7.8. Patlatılmış pompa montaj resmi

7.3.1. Pompa gövdesi

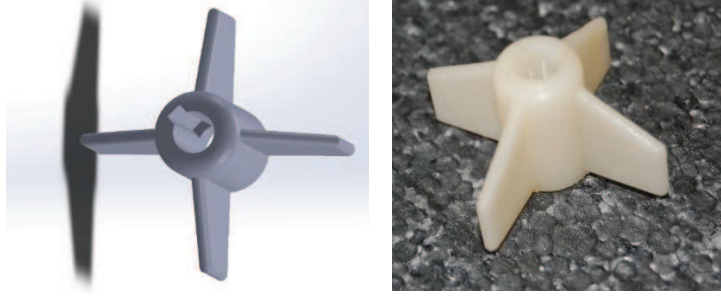
Pompa gövdesi teknik çizim kullanılarak 3B prototipleme cihazı ile üretilmiştir. Yumuşak plastik malzeme kullanılmıştır. Pompa gövdesine ek olarak vidaların arka kapağa oturabilmesi için ekstra bir çember de ilave edilmiştir. Her bir vida deliği için M5 boyutunda vidalar oturtulmuştur. Boru bağlantıları için boru ile çıkış kısımları arasında kelepçeler kullanılmıştır. Pompa içindeki akışın daha net görülebilmesi için şeffaf malzeme kullanılarak da üretim yapılmıştır.



Şekil 7.9. Pompa gövdesi, soldan sağa (a) katı model görüntüsü (b) üretilmiş hali (c) şeffaf malzemeden üretilmiş hali

7.3.2. ark

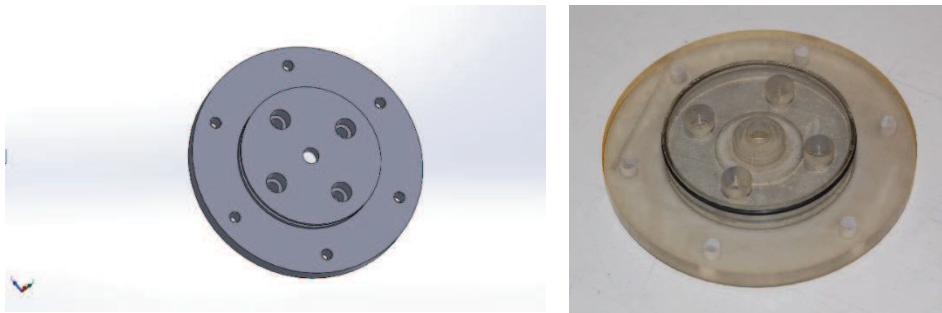
Mile bağlı olan çarkın içinde, analizlerdeki geometriye ek olarak bir de kama yuvası açılmıştır. Ayrıca ark, milin içeri gireceği Şekilde oyuk olarak imal edilmiştir. Bu oyuğun içindeki konum bileziği kullanılarak çarkın konumu belirlenebilmektedir.



Şekil 7.10. ark, soldan sağa (a) Katı model görüntüsü (b) retilmiŐ hali

7.3.3. Arka kapak

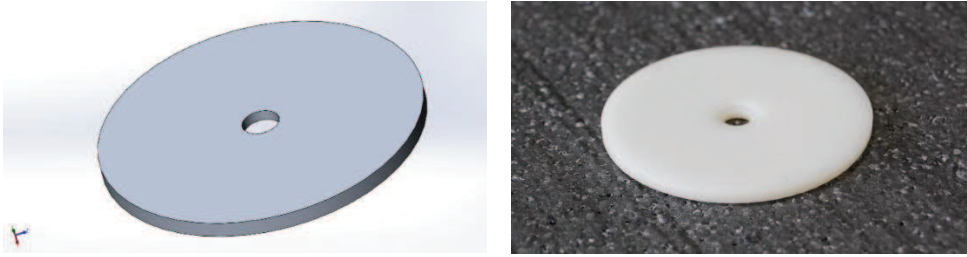
Arka kapak pompanın çalışabilmesi için çok önemli bir vazife görmektedir. Bu kapak hem pompa gövdesinin 6 adet M5 vida ile oturmasını sağlamakta hem de motor ile 4 adet somun kullanılarak bağlanmaktadır. Böylece pompa gövdesi ve motor birbirine bağlanmış olmaktadır. Mil ise kapağın içindeki delikten geçerek çarka bağlanmaktadır. ark mili ile motor arasındaki sızdırmazlık keçe ile sağlanmaktadır.



Şekil 7.11. Arka kapak, soldan sağa (a) katı model görüntüsü (b) retilmiŐ hali

7.3.4. Disk

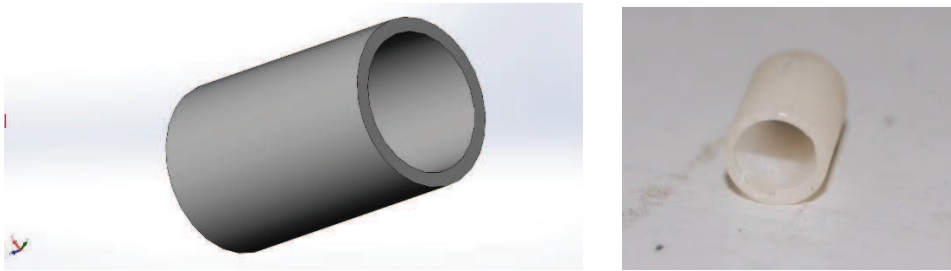
Arka kapak ile gövde arasındaki boşluğu kapatmak için disk kullanılmıştır. Disk yönlendiricilerin üzerine oturmaktadır. Ayrıca disk sayesinde somunların suyla temas etmesi engellenmekte ve sızdırmazlık sağlanmaktadır.



Şekil 7.12. Disk, soldan sağa (a) katı model görüntüsü (b) üretilmiş hali

7.3.5. Konum bileziği

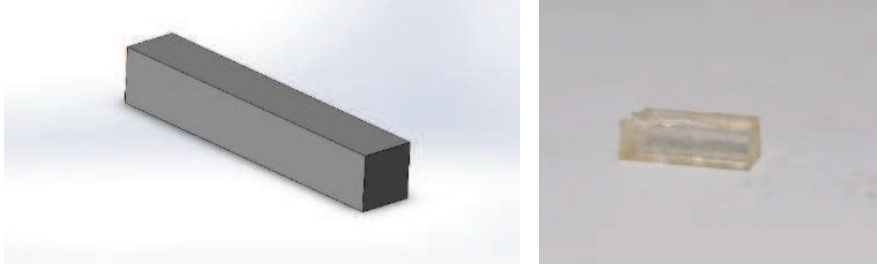
Konum bileziği çarkın üzerine oturan bir parçadır. Çarkın konumu bileziğin ileri veya geri hareket ettirilmesi ile ayarlanmaktadır. Ayrıca çarkın geriye gidip arka kapak üzerine değmesi konum bileziği sayesinde engellenmektedir.



Şekil 7.13. Konum bileziği, soldan sağa (a) katı model görüntüsü (b) üretilmiş hali

7.3.6. Kama

Kama çark ile mil arasındaki güç aktarımını sağlayan elemandır.

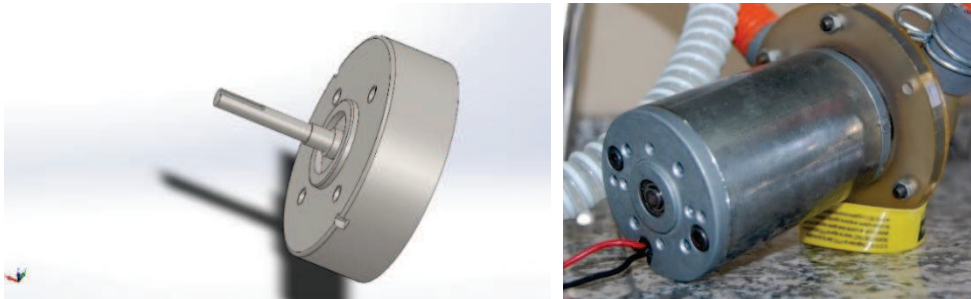


Şekil 7.14. Kama, soldan sağa (a) katı model görüntüsü (b) üretilmiş hali

7.3.7. Motor

Pompanın çalıştırılabilmesi için iki yöne de dönebilen Dunkermotoren marka GR63x25 modelindeki DC motor kullanılmıştır. Artı ve eksi kutupları değiştirilerek motorun yönü tersine çevrilebilmektedir. Motor 0-24 V aralığında, 0-3300 d/d açısal hız ile dönmektedir. Güç kaynağındaki potansiyel fark değiştirilerek motorun dönüş hızı kontrol edilmektedir. Motorun verimi 0.77 olarak kabul edilmiştir. Motor çektiği akım dikkate alınarak aşağıdaki formüle göre pompanın harcadığı güç hesaplanmaktadır [44].

$$W_{pompa} = V \cdot I \quad (7.1)$$



Şekil 7.15. Motor, soldan sağa (a) motor ucu katı model görüntüsü (b) gerçek hali

7.3.8. Güç kaynağı

Deneylerde sensör ve motorun çalıştırılması için GW Instek marka PPE 3323 marka 3 çıkışlı bir güç kaynağı kullanılmıştır. Güç kaynağının iki adet 0-24 V ve bir adet 3.3-5 V aralığında çıkışı bulunmaktadır.[45] DAQ karta bağlı sensörler 24 V'lık çıkıştan akım çekerken, motor ise diğer çıkıştan devir sayısına bağlı olarak 0-24 V

arasındaki potansiyel farklarda akım çekerek buna karşılık gelen 0-3300 d/d'lık dönüş hızında dönmektedir.



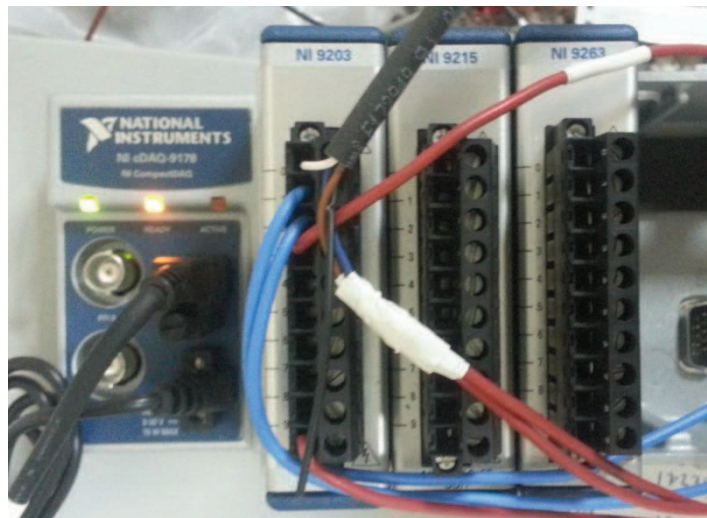
Şekil 7.16. Vanalar

7.4. Test Ekipmanları

Testlerin doğru bir şekilde yapılarak istenen verilerin alınabilmesi için aşağıdaki test düzeneği kurulmuştur.

7.4.1. Veri toplama cihazı (DAQ Kartı)

Data Acquisition (DAQ) kartı olarak National Instrument marka, 8 slotlu şasi modeli kullanılmıştır. Veri girişi olarak bir NI 9203 kodlu slot kullanılmıştır. Bu slot üzerinde 3 basınç ve 1 debi olmak üzere 4 farklı akım takip edilerek veri alınmıştır.



Şekil 7.17. Veri toplama cihazı (DAQ Kartı)

7.4.2. Basınç ölçer

Basınç ölçümlerinin yapılabilmesi için 3 adet Krohne Marka, OptiBar 1010 c Modelinde basınçölçer kullanılmıştır. Basınçölçerlerin çalışma aralığı olan 0-25000Pa arasındadır. Bu aralığa karşılık 4-20 mA'lık bir akımı DAQ kartına göndermektedir.[46] Hatta bağlanma biçimi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 7.18. Basınç ölçer

7.4.3. Debi ölçer

Hattın debisinin ölçülmesi amacıyla Krohne marka Optiflux 1100 C modelindeki Debi ölçer hattın giriş kısmına bağlanmıştır. Cihazın ölçme sınırları 12 m/s hız ile sınırlıdır. 0-35 lt/d arasında ölçüm yapabilen cihaz bu veriye karşılık 4-20 mA'lık bir akımı DAQ kartına veri olarak göndermektedir [47]. Ayrıca debi ölçerin üzerindeki monitörden de debi değerleri lt/d cinsinden anlık olarak okunabilmektedir.



Şekil 7.19. Debi ölçer

7.4.3.1. Signal Express

Verilerin alınması için Signal Express isimli bir yazılım kullanılmaktadır. Bu yazılım alınan verileri akım cinsinden belirli süreler ile ölçmektedir. Veriler periyodik olarak yukarı ve aşağıya salınım yaptığı için 100 farklı anda yapılan ölçümlerin ortalaması alınarak veriler daha doğru hale getirilmektedir.

7.4.4. Devir ölçer

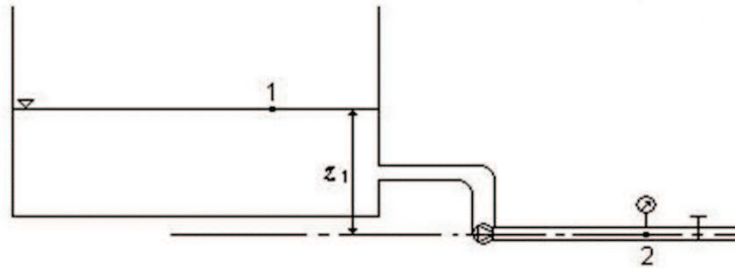
Devir ölçme cihazı farklı devirlerdeki hızları mekanik olarak veya lazer yardımı ile okuyabilmektedir. Farklı akımlar için, farklı devir sayıları bu cihazla görsel olarak okunmaktadır.



Şekil 7.20. Devir ölçer

7.5. Gerçek Verilerin Alınması

Karakteristik eğrilerin çıkartılması için vananın tam açık ve tam kapalı konumları arasındaki noktalar için pompa çalıştırılmıştır. Her bir çalışma noktası için Excel formatında alınmış olan gerçek veriler data dosyaları olarak kaydedilmektedir. Bu veriler grafik haline getirilerek deneysel sonuçlar ile analitik sonuçlar arasındaki ilişkiler incelenmektedir. Gerçek veriler hesaplanırken kazanın en üst noktası 1, pompa çıkışında basıncın ölçüldüğü nokta ise 2 olarak seçilmiştir. İstenmeyen çıkıştan akışkan çıkışı olmamıştır. Bu iki nokta arasında Enerji Denklemi uygulanmış ve gerçek pompa performansı eğrisi elde edilmiştir.



Şekil 7.21. Deney tesisatının şematik gösterimi

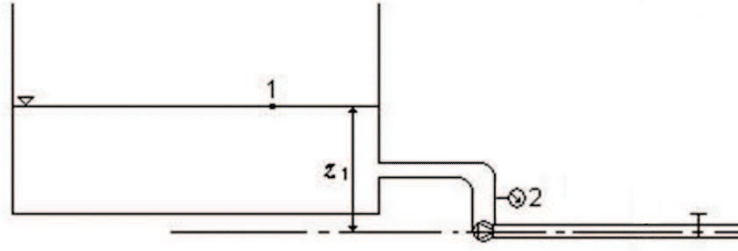
$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{pompa} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{türbin} + h_{kayıp} \quad (8.1)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapılırsa yukarıdaki formül aşağıdaki şekle indirgenir;

$$z_1 + h_{pompa} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{kayıp} \quad (8.2)$$

7.6. Kayıpların hesaplanması

Pompanın basma yüksekliği ve gerçek veriler ile deneysel verilerin karşılaştırılması için öncelikle deney tesisatındaki kayıpların hesaplanması gerekmektedir. Yine benzer şekilde pompa çalıştırılmış, kazanın en üst noktası 1, pompa girişi ise 2 noktası olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.22. Kayıplar için deney tesisatının şematik gösterimi

Enerji denklemine göre bu iki nokta arasındaki eşitlik aşağıdaki şekilde verilmiştir. Belirli bir yükseklikten suyun bırakılarak pompanın çalıştırılması durumunda giriş ve çıkıştaki şartlar dikkate alındığında bu formül aşağıdaki şekle indirgenir;

$$z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{kayıp} \quad (8.3)$$

Bu şekilde pompa hattındaki kayıplar, hatta kayba yol açan cihazlar yerleştirilerek ve bu cihazların enerjide meydana getirdiği kayıpların Enerji Denklemine göre hesaplanmasıyla belirlenmiştir. Bu kayıplar, kaybın olduğu hız dikkate alınarak aşağıdaki formüle göre yerel kayıp katsayılarına dönüştürülür[4].

$$K_k = \frac{h_k}{V^2/2g} \quad (8.4)$$

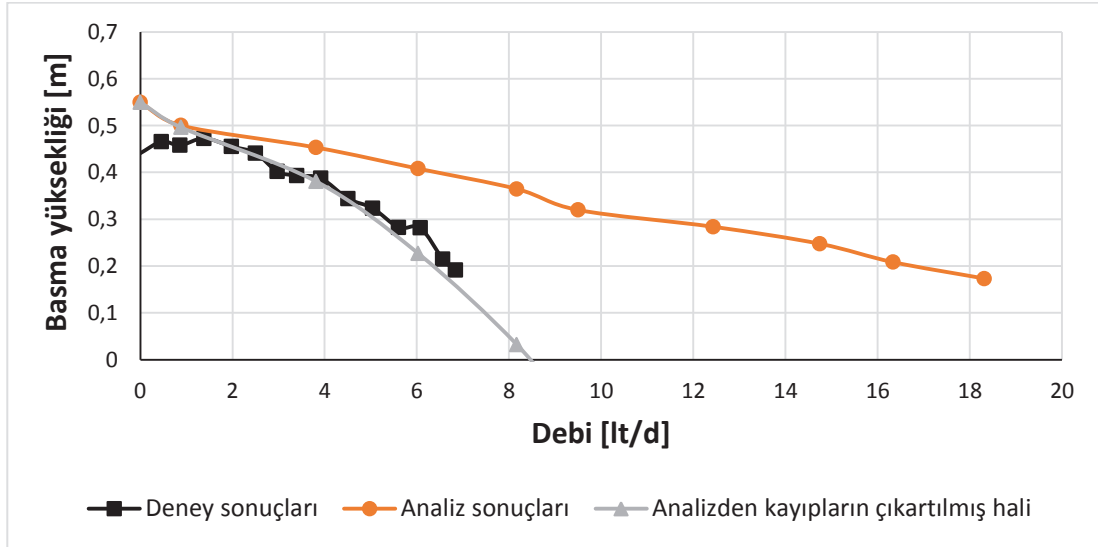
Boru kayıplarının hesaplanması için sisteme 50 cm uzunluğunda bir boru ilave edilmiş ve oluşan kayıplar ve veriler aşağıdaki formülde yerine konularak f sürtünme faktörü bulunmuştur[4].

$$h_{boru\ kaybi} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (8.5)$$

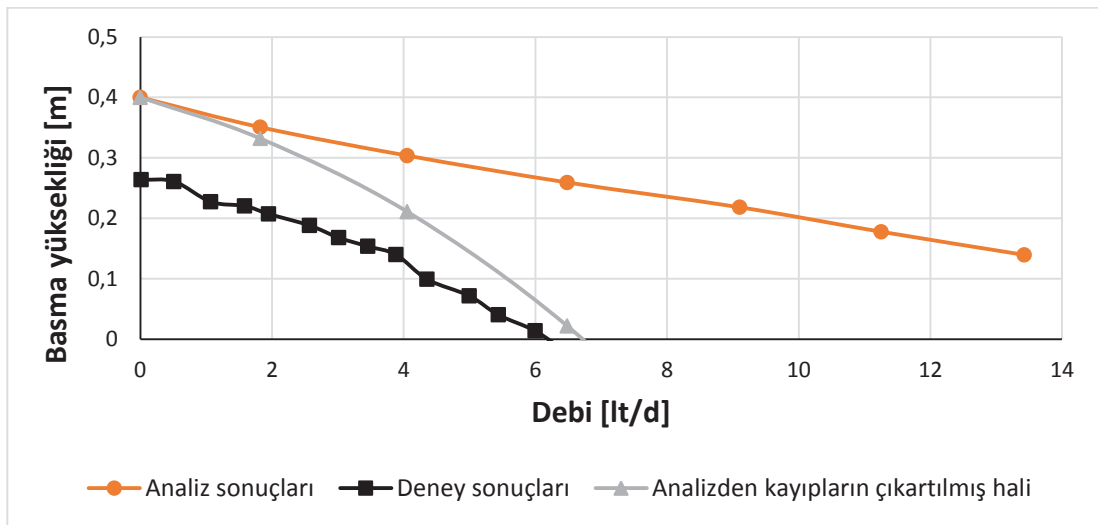
7.7. Gerçek Veriler İle Analitik Veriler Arasındaki İlişkiler

Deneysel veriler 4 ve 6 numaralı pompalar için alınmıştır. Gerçek veriler ile analitik veriler arasındaki ilişki aşağıdaki grafikte verilmiştir. Buradaki sonuçlara bakılarak

analiz sonuçları ve deneysel veriler arasında tutarlılık, üretilen iki pompa için ortaya konulmuştur. Deneysel hata oranı kabul edilebilir düzeydedir.



Şekil 7.23. 4 nolu pompa için analiz ve deney sonuçları



Şekil 7.24. 6 nolu pompa için analiz ve deney sonuçları

BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

8.1. Sonuçlar

Mekanik bir parça olmadan, farklı zamanlarda iki farklı hatta su basabilen bir santrifüj pompa, pratik uygulamalarda kolaylıkla hayata geçirilebilecek ve endüstriyel anlamda kullanım alanı oldukça geniş bir pompadır.

Çift çıkışlı pompalar için CFD metodu kullanılarak, çok fazlı şartlar dikkate alınarak karakteristik eğri çıkartılması literatürde daha önceden çalışılmış bir konu değildir. Bahsi geçen yöntem bu alanda bir yeniliktir ve daha sonra yapılacak çalışmalar için yeni bir model ortaya koymaktadır.

Yapılan deneyler neticesinde üretilen pompanın CFD modelinde olduğu gibi motorun dönüş yönüne göre istenilen tarafa su basabileceği ispatlanmıştır. Ayrıca analizler sonucunda elde edilen veriler ile deney verileri arasında uyumluluk vardır. Hata oranı CFD çözümleri için kabul edilebilecek düzeydedir.

MRF metodunun, bu çalışmadaki özel pompa geometrisi için gerçeğe yakın sonuçlar verdiği ispatlanmıştır.

Pompanın çalıştırılması esnasında istenmeyen çıkıştan akışkan kaçıışı olmamıştır. Pompanın sıfır şartında kaçan akışkan, deneyler esnasında istenmeyen çıkış kolunda oluşan su yüksekliği olarak gözlenmiştir. Fakat giriş ve çıkış boruları eşit yükseklikte uzatıldığı için, bir koldan akışkanın çıkmaması kurgulanan modelin başarılı olduğunu göstermektedir.

CFD çözümünde her ne kadar geri akışlar sonucunda ve türbülans ile oluşan tersinmez kayıplar dikkate alınmış olsa bile, pompa yüzeyi pürüzsüz olarak

modellendiği için tüm kayıpların CFD sonucunda ortaya çıkması beklenmez. Bu yüzden CFD sonuçlarının gerçek değerlerin biraz daha üzerinde çıkması kabul edilebilir bir sonuçtur. Ayrıca CFD sonuçlarının düşük debilerde gerçek sonuçların üstünde çıktığı bilinen bir husustur[9].

4 nolu pompa için analiz sonuçları ile deney sonuçları neredeyse aynı sonucu vermektedir. 6 nolu pompa için ise deney ve analiz verileri arasındaki fark biraz daha büyüktür. Bu hatanın ortaya çıkmasındaki sebep pompanın oldukça düşük bir devirde çalışmasından dolayı kendi iç sürtünme kayıplarını yenerek düzenli bir hale geçememesidir. İç kayıpların fazlalığı ve pompa hacminin çalışılan devire göre küçük olması dolayısıyla pompa akışkanı düzenli bir şekilde dışarı atamamaktadır.

Sonuçlardan anlaşıldığı üzere; turbomakinaların tasarlanmasında, optimizasyon yazılımlarının oldukça etkin olduğu ve kullanıcıya zaman tasarrufu sağladığı görülmektedir. Fakat her zaman kullanıcılar fiziksel olmayan sonuçlara karşı dikkatli olmalı ve parametre sınırlarını özenle seçmelidirler. Veya çok sayıda parametreden kaçınmak, daha sağlıklı sonuçlar için başka bir çözüm yolu olabilir.

Optimizasyon sonuçlarının her zaman fiziksel olan değerlere yakınsamadığı ve aday noktalar belirlenirken kullanıcının bazı parametreleri sabit tutmak zorunda kaldığı görülmektedir.

Tam optimizasyonun sabit parametrelili optimizasyona göre daha başarılı olduğu söylenebilir. Fakat üretimdeki belirli kısıtlar nedeniyle bazı parametrelerin sabit kalması gerekmektedir.

8.2. Öneriler

Tasarlanan ve deneyleri yapılan çift çıkışlı pompanın başarılı bir şekilde, tek çıkıştan akış sağlayarak çalışabileceği ispatlanmıştır. Çalışmada incelenen pompa dışında çok sayıda kavramsal tasarım tezin kapsamı dışında kaldığı için detaylı olarak incelenmeden bırakılmıştır. Bu tür pompaların geliştirilmesi için diğer kavramsal

tasarımların da çalışılarak aralarındaki performans farklarının ortaya konulması daha geniş kapsamlı bir çalışma olarak düşünülebilir.

Pompanın içerisindeki yönlendiricilerin, pompanın performansına etkileri incelenerek daha sonra tasarlanacak bir çift çıkışlı pompa için ne tür yönlendiricilerin, nasıl etkiler oluşturacağı yeni bir çalışma konusu olabilir. Bu anlamda farklı tipte yönlendiriciler ve boru yerleşimleri düşünülebilir.

Deneysel olarak yapılan incelemelerde sadece iki farklı pompa geometrisi CFD sonuçlarını doğrulamak amacıyla kullanılmıştır. Aynı pompa veya farklı tasarımlara sahip pompalar, deneysel olarak da parametrik hale getirilerek ve istatistiksel yöntemler kullanılarak optimize edilebilir. Bunun için literatürde var olan Taguchi yöntemi veya benzer yöntemlere başvurulabilir.

Pompa içerisindeki basınç konturları izlenerek akışkanın diğer kanalda ürettiği basınç en düşük hale getirilebilecek yönlendirici tasarımları yapılabilir. Düz veya kavisli yerine kullanılacak çok sayıda geometrik şekil parametrik hale getirilerek daha etkin bir yönlendirici yapısı önerilebilir.

Literatürde henüz yer bulmamış olan çift fazlı santrifüj pompa analizi oldukça bakir bir alandır, bu çalışmada bahsedilen çözüm yöntemi bu alanda bir ilktir ve bu yöntem geliştirilerek çok çıkışlı pompalar için daha etkin hale getirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] RAMA, S, GORLA, R, KHAN, AA, Turbomachinery: Design and Theory, Marcel Dekker Inc, New York, 2003.
- [2] LOGAN, E, Jr. ROY, R, Handbook of Turbomachinery, Marcel Dekker Inc, New York, 2003.
- [3] SAHU, GK, Handbook of Piping Design, New Age International, New Delhi, 1998.
- [4] ÇENGEL, YA, CIMBALA, MJ, Çev. ENGİN, T, Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel, İzmir, 2008.
- [5] SRINIVASAN, KM, Rotodynamic Pumps (Centrifugal and Axial), New Age International, New Delhi 2008.
- [6] GARDE, RJ, Fluid Mechanics Through Problems, New Age International, New Delhi, 1997.
- [7] MUNSON, BR, OKIISHI, TH, HUEBSCH, WW, ROTHMAYER, AP, Fundamentals of Fluid Mechanics, 7th edition, John Wiley & Sons Inc, Jefferson City, USA, 2012.
- [8] MACKAY, RC, The Practical Pumping Handbook, Elsevier Advanced Technology, Oxford UK, 2004.
- [9] DICK, E, VIERENDEELS, JS, AND VOORDE, JV, Performance Prediction Of Centrifugal Pumps With CFD-Tools, TASK QUARTERLY 5 No 4, 579–594, 2001.
- [10] SHAH, SR, JAIN, SV, LAKHERA, VJ, CFD Based Flow Analysis Of Centrifugal Pump, Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power IIT Madras, Chennai, India, December 16-18, 2010.
- [11] DAMOR, JJ, PATEL, DS, THAKKAR, KH, BRAHMBHATT, PK, Experimental and CFD Analysis Of Centrifugal Pump Impeller: A Case Study International Journal of Engineering Research & Technology, Vol.2 Issue 6 e-ISSN 2278-0181 June, 2013.
- [12] JAFARZADEH, B, HAJARI, A, ALISHAHI, MM, AKBARI, MH,

The Flow Simulation of a Low Specific Speed High Speed Centrifugal Pump, *Applied Mathematical Modelling* 35 242–249, 2011.

- [13] ZHOU, W, ZHAO Z, LEE, TS, WINOTO, SH, Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics, *International Journal of Rotating Machinery*, 9 (1) 49–61, 2003.
- [14] CHEAH, KW, LEE, TS, WINOTO, SH, Unsteady Fluid Flow Study in a Centrifugal Pump by CFD Method, , 7th ASEAN ANSYS Conference Biopolis, Singapore 30th and 31st October 2008.
- [15] CROBA, D, KUENY, JL, Numerical Calculation Of 2D Unsteady Flow in Centrifugal Pumps: Impeller and Volute Interaction, *International Journal For Numerical Methods In Fluids*, Vol. 22, 46748-1 1996.
- [16] LI, W-G, Effect Of Exit Blade Angle, Viscosity And Roughness in Centrifugal Pumps Investigated By CFD Computation, *Task Quarterly* 15 No 1, 21–41, 2011.
- [17] ASUAJE, M, BAKIR, F, KOUIDRI, S, KENYERY, F, REY, R, Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields, *International Journal of Rotating Machinery* 2005:3, 244–255, 2005.
- [18] DAZHUAN, W, PENG, W, ZHIFENG, L, LEQIN, W, The Transient Flow In a Centrifugal Pump During The Discharge Valve Rapid Opening Process, *Nuclear Engineering and Design* 240, (4061-4068), 2010.
- [19] SI, H, FUXIANG, Y, JING, G, Numerical Simulation of 3D unsteady Flow in Centrifugal Pump by Dynamic Mesh Technique, *Parallel Computational Fluid Dynamics Conference, ParCFD*, 2013.
- [20] SPENCE, R, AMARAL-TEIXEIRA, J, A CFD Parametric Study Of Geometrical Variations On The Pressure Pulsations And Performance Characteristics Of A Centrifugal Pump, *Computers & Fluids* 38 1243–1257, 2009.
- [21] NAUTIYAL, H, KUMAR, A, Reverse Running Pumps Analytical, Experimental And Computational Study: A review, , *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, 2059–2067, 2010.
- [22] BAKKER, A, LAROCHE, RD, WANG, M-H, CALABRESE, RV, Sliding Mesh Simulation of Laminar Flow in Stirred Reactors, *The Online CFM Book*, 1998.

- [23] BARRIO, R, PARRONDO, J, BLANCO, E, Numerical Analysis Of The Unsteady Flow In The Near-Tongue Region In A Volute-Type Centrifugal Pump For Different Operating Points, *Computers & Fluids* 39 859–870, 2010.
- [24] PETIT, O, PAGE M, BEAUDOIN, M, NILSSON, H, The ERCOFTAC Centrifugal Pump: OpenFOAM Case-study, 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, October 14-16, 2009, Brno, Czech Republic, 2009.
- [25] AMERICAN INSTITUTE OF CHEMICAL ENGINEERING, Positive Displacement Pumps: A Guide to Performance Evaluation, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2010.
- [26] HAUCH, DW, U.S. Patent No. 5,493,745, 1996.
- [27] SAHU, GK, Rotodynamic and Positive Displacement Types : Theory, Design and Applications, New Age International Publishers, New Delhi 2000.
- [28] WANG, S, XIA, C, SHEN, Y, HE, Y, SHAO, W, XIAO, N, World. Patent No: WO02102022107, 2012.
- [29] BRAUER, J, What Every Engineer Should Know about Finite Element Analysis, 2nd Edition Marcel Dekker Inc, New YorkCRC Press, 5 May 1993.
- [30] TU, J, YEOH, GH, LIU, C, Computational Fluid Dynamics, A Practical Approach, Butterworth Heinemann Massachuset USA, 2012.
- [31] ANSYS Powerpoint Lectures, Introduction to ANSYS FLUENT, Lecture 2: Introduction to CFD Methodology, p.4 How Does CFD Work?: © ANSYS Inc, November 15, 2012.
- [32] SHAH, SR, JAIN, SV, PATEL, RN, LAKHERA, VJ, CFD for Centrifugal Pumps: A Review Of The State-of-the-art, Chemical, Civil and Mechanical Engineering Tracks of 3rdNirma University International Conference (NUiCONE 2012) *Procedia Engineering* 51 715 – 720, 2013.
- [33] ANSYS FLUENT 15.0 User's Guide, 2013.
- [34] JAWORSKI, Z, WYSZYNSKI, ML, I. MOORE, PT, NIENOW, AW, Sliding Mesh Computational Fluid Dynamics—A Predictive Tool In Stirred Tank Design, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, DOI: 10.1243/0954408971529638, 149-155, 1997.

- [35] NG, K, FENTIMAN, NJ, LEE, KC, YIANNESKIS M, Assessment Of Sliding Mesh CFD Predictions And LDA Measurements Of The Flow In A Tank Stirred By A Rushton Impeller, Centre for Heat Transfer and Fluid Flow Measurement, Trans IchemE, Vol 76, Part A, September (737-747) 1998.
- [36] SI, H, FUXIANG, Y, JING, G, Numerical Simulation of 3D Unsteady Flow in a Centrifugal Pump by Dynamic Mesh Technique, Parallel Computational Fluid Dynamics Conference, Hunan, China, ParCFD2013, 20-24 May 2013.
- [37] ANSYS FLUENT 15.0 Theory Guide 2013.
- [38] MACKAY, RC, The Practical Pumping Handbook, Elsevier Advanced Technology, Oxford, UK 2004.
- [39] ANSYS 15.0 Workbench User's Guide 2013.
- [40] ANSYS 15.0 Design Exploration User's Guide 2013.
- [41] GÜLICH, JF, Centrifugal Pumps, , Springer Science & Business Media, New York 2010.
- [42] TUZSON, J, Centrifugal Pump Design, John Wiley & Sons, New York, 2000.
- [43] GÖLCÜ, M, PANCAR, Y, ERGÜR, HS, GÖRAL, EÖ, Prediction Of Head, Efficiency and Power Characteristics In A Semi-Open Impeller, Mathematical and Computational Applications, Vol. 15, No. 1, pp. 137-147, 2010.
- [44] DUNKERMOTOREN, GR 63x45 Datasheet.
- [45] GW INSTEK, Programmable Power Supply PPE 1323/3323 User Manual.
- [46] KROHNE, OptiBar P 1010 c Technical Datasheet.
- [47] KROHNE, Optiflux 1000 Handbook.

ÖZGEÇMİŞ

Muaz Kemerli, 31.08.1986'da Kırkağaç'ta doğdu. Lise eğitimini İstanbul Yeşilköy Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 2010 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. İki yıl süresince Ersey Makine, Martek Soğutma gibi ambalaj ve soğutma sektöründeki firmalarda satış mühendisi olarak çalıştı. Ayrıca soğutma sektöründe ZiyaCold isiminde bir şirketin kurulması ve geliştirilmesinde rol aldı. 2012 yılında Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü'ne Araştırma Görevlisi olarak atandı. Şu anda halen Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.