T.C.
HARRAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DALGIÇ POMPALARDA DİFÜZÖR ÇARK GEOMETRİK PARAMETRELERİNİN POMPA PERFORMANSINA ETKİSİ

Mustafa Nuri ALİHANOĞLU

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ŞANLIURFA
2018

Dr. Öğr. Üyesi Zeynel Abidin FIRATOĞLU danışmanlığında, Mustafa Nuri ALİHANOĞLU'nun hazırladığı **"Dalgıç Pompalarda Difüzör Çark Geometrik Parametrelerinin Pompa Performansına Etkisi"** konulu bu çalışma 25/05/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Harran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir**.**

İmza

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Zeynel Abidin FIRATOĞLU …….

Üye : Prof. Dr. Refet KARADAĞ …….

Üye : Doç. Dr. İsmail HİLALİ …….

Bu Tezin Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yapıldığını ve Enstitümüz Kurallarına Göre Düzenlendiğini Onaylarım.

Prof. Dr. Halil Murat ALĞIN
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
ÇİZELGELER DİZİNİ vi
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ vii
SİMGELER vii
KISATMALAR vii
1. GİRİŞ 1
1.1.Tezin Önemi ve Amacı 1
1.2.Tezin Kapsamı 2
1.3. Tezin Katkısı ve Getireceği Yenilikler 3
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR 4
2.1. Geometrik Bileşenlerin Pompa Boyunca Akış Alanıyla İlişkisi 5
2.2. Pompa Tasarımında Nümerik Simülasyonların Güvenilirliği 8
2.3. Akışkan Viskozitesinin Pompa Performansına Etkisi 10
2.4. Önceki Çalışmaların Değerlendirilmesi 11
3. MATERYAL ve YÖNTEM 12
3.1. Dalgıç Pompa ve Akış Alanını Tanımlayan Temel Büyüklükler 15
3.2. Deney Düzeneği 18
3.3. Deneysel Ölçümlerde Kullanılan Cihazlar 20
3.4. Nümerik Metodoloji 30
3.4.1. Katı model tasarımı 32
3.4.2. Türbülans model seçimi 35
3.4.3. Mesh tasarımı 36
3.4.4. Sınır şartları 40
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA 42
4.1. Deneysel Ölçümler 42
4.2.CFD Simülasyon Sonuçları Üzerinde Mesh Sayısının Etkisi ve Simülasyonlarının Deneysel Veriler İle Doğrulanması 48
4.3. Çark Çıkış Aralığının Pompa Performansına Etkisi 56
4.4. Çark Kanat Açısının Pompa Performansına Etkisi 63
4.5. Kademe Çark Arası Mesafenin Pompa Performansına Etkisi 70
4.6. Kademeler Arası Mesafenin Pompa Performansına Etkisi 77
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 88
5.1. Sonuçlar ve Yenilikler 88
5.2. Öneriler 90
KAYNAKLAR 92
ÖZGEÇMİŞ 95
EKLER 96
Ek 1. Seçilen endüstriyel tip dalgıç pompanın performans ölçüm raporu 96

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DALGIÇ POMPALARDA DİFÜZÖR ÇARK GEOMETRİK PARAMETRELERİNİN POMPA PERFORMANSINA ETKİSİ

Mustafa Nuri ALİHANOĞLU

Harran Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Zeynel A. FIRATOĞLU
Yıl: 2018, Sayfa: 96

Yeraltı sularını yüzeye çıkarmanın ana araçları olan dalgıç pompalar tarımsal sulamada, petrol endüstrisinde, jeotermal alanlarda ve benzeri uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Çoğu uygulamada, özelliklede tarımsal sulamada, dalgıç pompalar işletme sürecinin ana enerji girdileridir. Bu nedenle, dalgıç pompa verimliliğinde küçük bir iyileştirme, sistemin işletme maliyetini önemli ölçüde azaltacaktır. Bu tezin motivasyonu ve odak noktası, dalgıç pompanın geometrik parametrelerinin pompanın verimliliği üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemektir. Dalgıç pompa, çark ve difüzör den ibaret kademelerin seri bağlanması şeklinde bir tasarımı sahip olup çok kademeli pompa sınıfına girer. Tek bir mile bağlı olan tüm çarkalar aynı açısal hızda dönerler. Pervanenin pompa boyunca sabit bir açısal hızda döndürülmesine rağmen, her bir kademedeki akış yapısı diğer kademelere kıyasla büyük farklılıklar gösterir. Bu farklılıklar karmaşık bir akış yapısının oluşumuna ve dolayısıyla pompa boyunca akış alanını deneysel tanımlamada büyük zorluklara yol açmaktadır. Deneysel tanımdaki diğer bir zorluk, ölçülen değerlerin, akışkan viskozitesi-sıcaklık, pervane giriş-çıkış açısı, difüzör giriş-çıkış açısı, kanat sayısı, kademeler arasındaki mesafe, yüzey pürüzlülüğü gibi birçok parametreye bağlı olarak dramatik değişiklikler gösterebilmesidir. Günümüzdeki genel trend, yukarıda bahsedilen problemleri deneysel verilerle doğrulanmış sayısal simülasyonlarla çözmektir. Bu eğilim, son yıllarda sayısal çözüm yöntemlerinin geliştirilmesine paralel olarak bilgisayar kapasitelerindeki önemli gelişmelerin bir sonucudur. Bu eğilim ya da yöntem, bu tez çalışması boyunca izlenmiştir. İlk olarak, tez çalışması kapsamında seçilen endüstriyel dalgıç pompanın farklı kamelerdeki performansı deneysel olarak ölçülmüştür. Ölçümlerin ardından, çark çıkış genişliği, çark çıkış açısı, çark kademe arası mesafesi ve kademeler arası mesafe şeklinde dört temel geometrik parametrenin pompa performansına olan etkileri, deneysel ölçümlerle doğrulanan CFD simülasyonları ile incelenmiştir. Seçilen pompanın 1 kademeli pompa durumu için gerçekleştirilen CFD simülasyonu sonucunda, verimlilik %67,2 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuç deneysel ölçümlerle kıyaslandığında, deneysel ölçüm verisinden sapma %1,5'tir. Seçilen pompanın 2 kademeli pompa durumu için, sonuçlar deneysel ölçümlerle karşılaştırıldığında, deneysel ölçüm verisinden sapma, pompa verimliliğinde %0,6 olmuştur. Bu küçük sapmalar, CFD simülasyon sonuçlarının deneysel ölçümlerle çok iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir. Yapılan simülasyonlarda, zamana bağlı değişkenlerin boyutlarının değiştiği, ancak akış yapısının değişmediği görülmektedir. Yapılan CFD simülasyonlarından bir başka çarpıcı bulgu ise; geometrik düzenlemelerin, pompa boyunca akış yapısı üzerinde kısmi bir etkisi olsada, basınç gibi pompa performansını tanımlayan temel değişkenler üzerindeki kritik değerlerde bir fark yarattığı gözlenmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Dalgıç pompa, CFD simülasyonları, deneysel ölçümler, akış yapısı, geometrik parametreler

ABSTRACT

MSc Thesis

EFFECT OF GEOMETRİCAL PARAMETERS of THE IMPELLER-DİFFUSER on SUBMERSİBLE PUMP PERFORMANCE

Mustafa Nuri ALİHANOGLU

Harran University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asist. Prof. Dr. Zeynel A. FIRATOĞLU
Year: 2018, Page: 96

Submersible pumps, which are the main means of bringing groundwater to the surface, are widely used in agricultural irrigation, petroleum industry, geothermal fields and similar applications. In most applications, especially in agricultural irrigation, submersible pumps are the main energy inputs of the operating process. Therefore, a small improvement in submersible pump efficiency will significantly reduce the operating cost of the system. The motivation and focus of this thesis is to experimentally and numerically investigate the effect of the geometric parameters of the submersible pump on the efficiency of the pump. The submersible pump has a design in the form of serial connection of the stages including the impeller and the diffuser and enters the multi-stage pump category. All the impeller connected to a single shaft rotate at the same angular velocity. Despite the rotation of the impeller at a constant angular speed along the pump, the flow structure at each stage shows large variations compared to other stages. These differences lead to the formation of a complex flow structure and thus to great difficulties in the experimental identification of the flow field along the pump. Another difficulty in the experimental definition is that the measured values can show dramatic changes depending on many parameters such as fluid viscosity-temperature, impeller inlet-outlet angle, diffuser inlet-outlet angle, number of blades, distance between stages, surface roughness. Te current general trend is to solve the above-mentioned problems with numerical simulations verified by experimental data. This trend is a result of significant developments in computer capacities parallel to the development of numerical solution methods in recent years. This trend, or the method, has been followed throughout this thesis. Firstly, within the scope of the thesis study, the performance in different stages of a selected industrial submersible pump was measured by the experimental. Following the measurements, the effects of four basic geometric parameters, such as impeller outlet width, impeller outlet angle, impeller diffuser distance and interstage distance, on the pump performance were examined with CFD simulations verified by the experimental measurements. As a result of the CFD simulation carried out for the 1-stage pump state of the selected pump, the efficiency were calculated to 67.2%. When these results are compared with the experimental measurement, the deviation from the experimental measurement data are 1.5% at the pump efficiency. If for the 2-stage pump state of the selected pump, when results are compared with the experimental measurements, the deviation from the experimental measurement data are 0.6% at the pump efficiency. These small deviations indicate that the CFD simulation results are in perfect agreement with the experimental measurements. In the simulations performed, it is observed that the time dependent variables have their size changed but the flow structure does not change. Another striking finding from the CFD simulations carried out is; it has been observed that while geometric arrangements have a partial effect on the flow structure along the pump, they cause a difference in the critical values on the basic variables that define pump performance, such as pressure.

KEY WORDS: Submersible pump, CFD simulations, experimental measurements, flow structure, geometric parameters

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yürütülmesi esnasında engin tecrübeleri ile desteğini her zaman yanımda hissettiğim değerli danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Zeynel A. FIRATOĞLU'na, çalışmalarımın yürütülmesi süresince bize sağladığı maddi ve manevi destek için Fırat Motor Pompa Ltd. Şti.'ne ve Ömer SİNGAN'a ve beraber çalıştığım bütün çalışma arkadaşlarıma, çalışmam sürecinde manevi desteklerini hiçbir zaman esirgeyen aileme ve eşim Selin ALİHANOĞLU'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Dalgıç bir pompanın genel yapısı. 5
Şekil 3.1. Akış alanına göre a. Radyal, b, karışık, c. Eksenel pompalar. 13
Şekil 3.2. 6415 serili endüstriyel dalgıç pompanın a. kesiti, b. çark katı görüntüsü. 14
Şekil 3.4. Deney düzeneğinin fotoğrafı. 19
Şekil 3.6. Ölçümlerde kullanılan debimetrenin deney düzeneğine bağlanma şekli. 21
Şekil 3.7. Ölçümlerde kullanılan basınç transmitterinin deney düzeneğine bağlanma şekli. 22
Şekil 3.8. Ölçümlerde kullanılan elektrikli oransal debi kontrollü vanasının deney düzeneğine bağlanma şekli. 23
Şekil 3.9. Ölçümlerde kullanılan analog manometrenin deney düzeneğine bağlanma şekli. 24
Şekil 3.10. Deney düzeneğinde kullanılan reaktif güç kontrol rölesi. 25
Şekil 3.11. Deney düzeneğinde kullanılan elektrik analizörünün ekran ara yüzü. 26
Şekil 3.12. deney düzeneğinde kullanılan analog ampermetre. 26
Şekil 3.13. Denek düzeneğinde kullanılan universal kontrol cihazı. 27
Şekil 3.14. Geliştirilen kontrol ünitesi. 29
Şekil 3.15. Verilerin okunması için geliştirilen ara yüzün ekran görüntüsü. 30
Şekil 3.16. Katı modelleri tasarlanan pompa bileşenleri. 33
Şekil 3.17. a. 6415 seri numaralı dalgıç pompa kademesi ve b. katı model tasarımı yapılan kademe. 34
Şekil 3.18. a. 6415 seri numaralı dalgıç pompa difüzör kapağı ve b. katı model tasarımı yapılan üst bileşen. 34
Şekil 3.19. a. 6415 seri numaralı dalgıç pompa çarkı ve b. katı model tasarımı yapılan çark. 35
Şekil 3.20. Çarkın mesh tasarımı 38
Şekil 3.21. Difüzörün mesh tasarımı. 39
Şekil 3. 22. Çark a. giriş ve b. çıkış mesh yapısı. 39
Şekil 3. 23. Difüzör a. giriş ve b. çıkış mesh yapısı. 40
Şekil 3.24. a. CFD simülasyonları için tasarımı yapılan 1 kademeli pompanın akış alanı üzerinde sınır şartlarını konumu ve b. tüm simülasyonlarda seçilen çözüm paneli. 41
Şekil 4.1. 9 kademeli dalgıç pompanın çalışma eğrileri. 43
Şekil 4.2. 5 kademeli dalgıç pompanın çalışma eğrileri. 45
Şekil 4.3. 2 kademeli dalgıç pompanın çalışma eğrileri. 45
Şekil 4.4. 1 kademeli dalgıç pompanın çalışma eğrileri. 46
Şekil 4.5. Ölçülen kademelerde pompa veriminin sistem verimine (η_p / η_s) oranının debiye bağlı değişimi. 47
Şekil 4.6. a) 8700233 mesh sayısı b) %10, c) %20 artılım ve d) % 10 azaltırmış mesh sayısı çerçevesinde yürütülen CFD simülasyonları sonucunda akış alanlarındaki basınç dağılımı (mSS) ve akım çizgilerinin yapısı. 49
Şekil 4.7. Seçilen pompanın mevcut ölçütlerinde 1 kademeli pompanın yürütülen CFD simülasyonları sonucunda a) basınç kontörleri b) akım çizgileri. 51
Şekil 4.8. Seçilen endüstriyel pompanın mevcut geometrik ölçütlerinde difüzör çıkışında a. 0.67236s ve b. 0.20688s'deki anlık basınç kontörleri. 52
Şekil 4.9. Seçilen endüstriyel pompanın mevcut geometrik ölçütlerinde difüzör çıkışında pompa eksine yatay düzlemdeki yüksek ve alçak basınç bölgelerinde simülasyon zamanı boyunca basıncın değişimi. 53
Şekil 4.10. Seçilen pompanın mevcut ölçütlerinde 2 kademeli pompanın a) basınç kontur için yürütülen CFD simülasyonu. b) akım çizgileri 55
üniform olarak diğer kademenin çark girişine ulaşması için yeterli bir mesafedir. Diğer gözlemlenen dikkate değer bulgu ise basıncın merkezden dışa doğru gösterdiği artış eğilimidir. 56
Şekil 4.11. Çark çıkış aralığının a)9.5 mm, b)11.5 mm, c)13.5 mm ve d)17.5 mm değerleri için pompa boyunca ki basınç kontörleri. 57
Şekil 4.12. Çark çıkış aralığının a)9.5 mm, b)11.5 mm, c)13.5 mm ve d)17.5 mm değerleri için pompa boyunca akım çizgileri. 58
Şekil 4.13. Çark çıkış aralığının pompa basma basıncına etkisi. 59
Şekil 4.14. Çark çıkış aralığının pompa torkuna etkisi. 60
Şekil 4.15. Çark çıkış aralığının pompada dikey yöndeki hidrolik kuvvete etkisi. 61

Şekil 4.16. Çark çıkış aralığının pompa verimine etkisi. 62
Şekil 4.17. Çark kanat açısının a).80^0, b) 85^0, c) 90^0 ve d) 95^0,değerleri için pompa boyunca ki basınç kontörleri. 64
Şekil 4.18. Çark kanat açısının a).80^0, b) 85^0, c) 90^0 ve d) 95^0,değerleri için pompa boyunca ki akım çizgileri. 65
Şekil 4.19. Çark çıkış aralığının pompa basma basıncına etkisi. 67
Şekil 4.20. Çark çıkış aralığının pompa torkuna etkisi. 68
Şekil 4.21. Çark çıkış aralığının pompa hidrolik kuvvete etkisi. 68
Şekil 4.22. Çark çıkış aralığının pompa verimine etkisi. 69
Şekil 4.23. Çark kademe arasındaki mesafenin a).3mm, b) 4mm, c) 6mm ve d) 7mm olduğu durumlarda pompa boyunca ki basınç kontörleri. 70
Şekil 4.24. Çark kademe arası mesafenin a).3 mm, b) 4 mm, c) 6 mm ve d) 7 mm değerleri için pompa boyunca ki akım çizgileri..... 72
. 72
Şekil 4.25. Çark kademe arası mesafenin pompa basma basıncına etkisi. 73
Şekil 4.26. Çark kademe arası mesafenin pompa torkuna etkisi. 74
Şekil 4.27. Çark kademe arası mesafenin çarka dikey yönde gelen kuvvetlere etkisi. 75
Şekil 4.28. Çark kademe arası mesafenin pompa verimine etkisi. 76
Şekil 4.29. İki kademe arasındaki mesafenin a)110 mm, b) 120 mm, c) 140 mm ve d) 150 mm olduğu durumlarda pompa boyunca basınç kontörleri. 78
Şekil 4.30. İki kademe arası mesafenin a) 110 mm, b) 120mm, c) 140 mm ve d) 150 mm değerleri için pompa boyunca ki akım çizgileri. 82
Şekil 4.31. Kademeler arası mesafenin pompa basma basıncına etkisi. 84
Şekil 4.32. Kademeler arası mesafenin pompa torkuna etkisi. 85
Şekil 4.33. Kademeler arası mesafenin hidrolik kuvvetler üzerindeki etkisi. 86
Şekil 4.34. Kademeler arası mesafenin pompa verimine etkisi. 87

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa No

Çizelge 3.1. CFD simülasyonlarındaki geometriktik ölçütler. 15
Çizelge 3.2. Tez çalışmasında CFD simülasyonlarında sırasıyla izlenen süreçler. 32
Çizelge 3.3. Seçilen Türbülans model sabitleri. 36
Çizelge 3.4. Simülasyonlar için tespit edilen optimal mesh sayıları 40

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

H	Pompa basma basıncı (mSS)
Q	Debi (m^3/s)
N	Özgül Enerji (kJ/kg°C)
W	Güç (W)
V	Hız
Z	Kotu
ρ	Akışkan yoğunluğunu
g	Yerçekimi
ω	Açısal hız,
T_{mil}	Milin torku

KISATMALAR

CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
TKE	Türbülans kinetik enerjisi

1. GİRİŞ

1.1.Tezin Önemi ve Amacı

Modern sulama sistemlerinin (kanallarının) mevcut olmadığı veya su kaynaklardan uzak tarımsal alanlarda su ihtiyacının karşılanmasının tek alternatifi yeraltı su kaynaklarıdır. Yer altı su kaynaklarını yer üstüne çıkartıp tarımsal sulamada kullanabilmenin, günümüzdeki en yaygın aracı ise dalgıç su pompalarıdır. Özellikle modern tarımsal sulama sistemlerinin mevcut olmadığı Ortadoğu, Uzak Doğu, Afrika ve Güney Amerika'daki gelişmemiş veya gelişmekte olan ülkelerde tarımsal sulamada, dalgıç pompa kullanılması en yaygın metot olarak öne çıkmaktadır. Bunun yanında, gelişmiş ülkelerde de su kaynaklarından uzak tarımsal alanlarda da kaçınılmaz olarak dalgıç pompa kullanılmaktadır. Dalgıç pompa kullanımdaki en büyük sorun sistemin yüksek enerji gereksinimidir. Bunun en somut örneği, 20 yıllık bir periyotta pompanın ömür boyu yaşam maliyetinin yaklaşık yüzde 40'nin sistemin tükettiği enerji (Sahoo 2012) olmasıdır. Diğer önemli bir tespit ise Amerikan Hidrolik Enstitüsü tarafından yürütülen bir araştırmada gelişmiş ülkelerde toplam enerji tüketiminde, pompaların payının yüzde 20 olmasıdır (Kaya ve ark., 2008).

Yapılan araştırmalarda pompalar tarafından tüketilen enerji, optimum bir tasarım ile yüzde otuz oranında azaltılabilir (Ertoz, 2003). Tipik bir dalgıç pompa, dönen çark ve sabit difüzör olmak üzere iki ana bileşenden meydana gelir. Bu bileşenlerin birbirine göre konumu, çarkın çıkış aralığı, çark çıkış açısı, kanat sayısı, difüzör giriş açısı vb. birçok geometrik parametrenin pompa performansı üzerine doğrudan etkisi söz konusudur. Ayrıca optimum pompa tasarımında tüm bu geometrik parametreler akışkan viskozitesi, kademe sayısı ve pompa konumuna göre değişkenlik gösterebilmektedir. Optimum pompa tasarımı için her şeyden önce değinilen geometrik parametrelerin pompa performansı ile ilişkisinin tanımlanması gerekir.

Bu tez çalışmasının amacı seçilecek endüstriyel bir dalgıç pompayı referans alarak yukarıda değinilen geometrik parametrelerin pompa performansı ile ilişkisini deneysel ölçüm ve nümerik hesaplamalar ile araştırmaktır. Bu çerçevede 16 farklı geometrik düzenlemenin pompa performansına etkisi araştırmıştır.

1.2.Tezin Kapsamı

Dünya nüfusundaki artışın bir sonucu olarak günümüzde gıdaya olan talepte dramatik bir artış söz konusudur. Kaçınılmaz olarak da bu dramatik artış ülkeleri tarımsal endüstriyi büyütme yönünde, yeni stratejileri geliştirmeye zorlamaktadır. Yenilikçi stratejiler geliştirmenin önündeki en büyük engellerden biri ise tarımsal endüstride yaygın kullanılan araçların, gereksinim duydukları enerjinin temin sorunundur. Bunun tipik bir örneği sulu tarımın temel araçlarından biri olan dalgıç pompalardır. Dalgıç pompalar özellikle yerüstü su kaynaklarından uzak alanlarda tarım endüstrisinin temel işletme girdileridir. Dolayısıyla dalgıç pompaların optimal parametreler çerçevesinde tasarımı, sektör açısından kritik bir öneme sahiptir.

Özellikle dalgıç pompa araştırmalarındaki en büyük zorluklardan biri çark ve difüzör boyunca akış yapısının geometrik parametreler ile ilişkisinin deneysel olarak tespit edilememesidir. Bu zorluğun aşılmasında farklı geometrik parametrelere sahip prototipler imal ederek her bir prototipin pompa performansına etkisinin ölçülmesi ve farklı geometrik parametrelerde tasarlanmış çok sayıda yapının deneysel veriler ile doğrulanmış CFD simülasyonlarıyla incelenmesi şeklinde iki yöntem izlenebilir. İlk yöntemde, her bir geometrik parametre için tasarım ve imalat sürecinin yüksek maliyetinden dolayı tez çalışmasında ikinci yöntem izlenmiştir. Bu çerçevede tez çalışması;

i. Referans alınan bir dalgıç pompanın performansının deneysel ölçülmesi,
ii. Referans alının pompanın katı modelinin tasarımı ve performansının tespiti yönünde CFD simülasyonlarının yürütülmesi,
iii. Referans alınan pompa için yürütülen CFD simülasyon sonuçlarının deneysel ölçümler ile doğrulanması,
iv. 16 farklı geometrik düzenlemenin pompa performansı ile ilişkisini tespiti yönünde, CFD çalışmalarının yürütülmesi

şeklinde dört aşamada gerçekleşmiştir. Söz konusu dört aşama sonucunda dalgıç pompanın difüzör-çark ikilisi için; çark çıkış aralığı, çark kanat çıkış açısı, kademe

çark arası mesafe ve kademeler arasındaki mesafenin pompa performansla ilişkisi tespit edilmiştir.

1.3. Tezin Katkısı ve Getireceği Yenilikler

Çiftçiler açısından sulu tarımın karlılığı ve bunun sonucunda, yeraltı su seviyesinin düşüşü, yukarıda değinildiği üzere dalgıç pompaları tarım endüstrisinin temel araçlarından biri konumuna getirmiştir. Bunun sonucu olarak dalgıç pompaya olan talep önemli derecede artmış ve buna paralel olarak dalgıç pompa imalatına yönelik irili ufaklı birçok yeni firma faaliyete geçmiştir. Bu firmaların büyük çoğunluğu ürünlerini tasarımcının tecrübesine ve ilgili kitaplardaki ampirik bağıntılara dayanarak tasarlamaktadırlar. Dolayısıyla ürünler çoğunlukla optimal bir tasarıma sahip olmayıp uluslararası pazarda rekabet edebilme dereceleri düşüktür.

Endüstriyel bir pompa referans alınarak, tez çalışması kapsamında yürütülen deneysel ölçümler ile doğrulanmış CFD simülasyonları aracılığıyla, geometrik parametrelerin pompa boyunca akış yapısı ve pompa performansı arasındaki ilişkinin tespiti şeklindeki aşamaları bir arda yürütülmesi tez çalışmasının özgünlüğünü ortaya koymaktadır. Bu tez çalışması sonucu elde edilen veriler, irili ufaklı tüm firmaların kendi tasarım parametrelerini geliştirmelerinde önemli katkıları olacaktır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Yukarıda değinildiği üzere gelişmiş ülkelerde pompaların toplam enerji tüketimdeki payları yaklaşık olarak yüzde yirmidir. Yapılan araştırmalara göre bu miktarın ise yaklaşık olarak %30 optimal bir tasarımla geri kazanılabilir (Kaya ve ark., 2008). Bu sonuç pompalarda sağlanacak iyileştirmeler ile gelişmiş ülkelerin enerji tüketiminde %6 bir tasarruf sağalabilecekleri anlamına gelmektedir. Dolayısıyla ülkemiz gibi enerjide dışa bağımlı olan ülkelerde pompa tasarımı için optimal tasarım parametrelerinin tespiti kritik bir öneme sahiptir. Bu kritik önemin yanı sıra son yıllarda dalgıç pompa büyüklüğünde ve malzeme yapısında sağlanan önemli derece gelişmeler sonucunda dalgıç pompalar tarım ve kentsel su ihtiyacının karşılanması yanında, petrol ve doğal gazın yer üstüne çıkarılması süreçlerinde de yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (Zhu ve ark., 2016).

Şekil 2.1'den görüleceği üzere dalgıç bir pompa; çark ve difüzörden meydana gelen kademelerin seri bağlanması şeklindedir (Stel ve ark., 2015). Tek bir şafta bağlı çarkların hepsi aynı açısal hızda dönmektedir. Pompa boyunca sabit bir açısal hızda çarkların dönmesine rağmen her bir kademedeki akış yapısı diğer kademeler nazaran büyük farklılıklar göstermektedir (Li ve ark., 2016). Bu farklar kompleks bir akış yapısının meydana gelmesine neden olmakta ve dolayısıyla pompa boyunca akış alanının deneysel tanımlanmasında büyük zorluklara yol açmaktadır. Deneysel tanımlamadaki diğer bir zorluk ölçüm değerlerinin akışkan viskozitesi-sıcaklığı, çark kanat giriş-çıkış açısı, difüzör kanat giriş- çıkış açısı, kanat sayısı, kademeler arası mesafe, yüzey pürüzlülüğü ve benzeri birçok parametreye bağlı dramatik değişim gösterebilmeleridir. Günümüzdeki genel trend yukarıdaki değinilen sorunları deneysel veriler ile doğrulanmış nümerik simülasyonlar ile çözme yönündedir. Bu trend son yıllarda nümerik çözüm yöntemlerinin gelişmesine paralel bilgisayar kapasitelerin de sağlanan önemli gelişmelerin bir sonucudur. Bu çerçevede çoğunlukla nümerik ve deneysel süreçleri bir arada içeren konu ile ilgili literatür çalışmaları:

a. Geometrik bileşenlerin pompa boyunca akış alanıyla ilişkisi

b. Pompa tasarımında nümerik simülasyonların güvenilirliği
c. Akışkan viskozitesinin pompa performansına etkisi

şeklinde üç başlık altında sınıflandırılabilir. Bu bölümde söz konusu sınıflandırma dikkate alınarak başlıca çalışmalar sırasıyla sunulmuştur. Bölümün sonunda ise sunulan çalışmaların tez konusuyla ilgisi vurgulanmıştır.



Şekil 2.1. Dalgıç bir pompanın genel yapısı.

2.1. Geometrik Bileşenlerin Pompa Boyunca Akış Alanıyla İlişkisi

Santrifüj pompalar motor tarafından sağlanan bir açısal ivme sonucunda radyal veya eksenel yönde bir basınç gradyanı meydana getiren araçlardır. Konuyla ilgili mühendislik süreci ise oluşan bu basınç gradyanı boyunca hareket edecek akışkanın hareketini minimal basınç kaybıyla sağlama prosesi şeklinde tanımlanabilir. Bu çerçevede geliştirmiş olan ve halen geliştirme süreci devam eden birçok çark, difüzör

gibi pompanın temel bileşenleri ile ilgili yapılar geliştirilmiştir. Bu geliştirilme süreçlerinin devamı veya optimal tasarım parametrelerinin belirlenmesi ancak pompa boyunca ki akış alanının geometrik parametreler ile ilişkisinin, pompa performansına etkisinin belirlenmesiyle mümkün olacaktır. Geçmişten günümüze konu ile ilgili çoğu çalışma söz konusu ilişkiyi belirlemeye odaklanmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı aşağıda detaylı sunulmuştur.

Stel ve ark., (2015), çok kademeli, karışık tip bir dalgıç pompanın farklı durumlar için performansını nümerik araştırmışlardır. Araştırmalarını; (i) türbülans modellerinin simülasyonlardaki etkinliğini, (ii) nümerik simülasyonlar sonucu elde edilen pompa çalışma eğrilerinin literatürdeki deneysel veriler ile uyumu ve (iii) çark difüzör arasında mesafeler gibi akış yapısını değiştiren alanların pompa akış yapısına etkisi şeklinde üç kapsamda yürütmüşlerdir. Yaptıkları araştırmada her bir kademedeki akış yapılarının birbirinden önemli derece farklı olduğu dolayısıyla herhangi bir kademedeki akış alanının analizinden diğer kademeler için bir yorumun mümkün olmadığını tespit etmişlerdir. Yaptıkları diğer önemli bir tespit pompa performanslarının nümerik simülasyonlar ile tahmininin güvenirlilik derecesinin yüksek bir düzeyde olmasıdır. Huang ve ark (2006), çok kademeli santrifüj pompa yapısını nümerik araştırmışlardır. Çalışmaları çark-difüzör ikilisinin birbirine göre durumunun pompa performansı üzerine etkisi belirlemeye yöneliktir. Yapılan çalışmada çark çıkışına yakın ters akışın asimetrik ve kararsız bir akış alanına sebep olduğunu saptamışlardır. Yuan-yi ve ark., (2009), pompa akış borusu ve pompa çarkının arasındaki açıklığın pompa verimine ve yüküne etkisini nümerik araştırmışlardır. Araştırmayı 4-18 mm aralığında sekiz farklı açıklık değeri için yapmış ve maksimum performansı 8mm açıklıkta olduğunu tespit etmişlerdir. Weidong ve ark., (2013), dalgıç santrifüj pompa çarkının dört farklı çıkış aralığının pompa performansına etkisini nümerik, teorik ve deneysel araştırmışlardır. Yürüttükleri çalışmada, çark çıkışın artmasının pompa veriminde kademeli artırdığını gözlemlemişlerdir. Ulaştıkları diğer bir sonuç ise düşük güçlerde pompa verimi açısında küçük çark çıkışının daha iyi olduğudur. Memardezfouli ve Nourbakhsh, (2009), beş tane endüstriyel pompa için farklı debilerde pompa kayma faktörünü deneysel ölçmüşlerdir. İlk etapta referans aldıkları pompalar için araştırma için

seçtikleri çalışma noktalarında teorik kayma faktörünü hesaplamış ve daha sonra aynı koşullarda kayma faktörünü deneysel ölçmüşlerdir. Yaptıkları, çalışmada pompa dizayn çalışma koşullarında teorik hesaplamalar ve deneysel ölçümler birbiriyle örtüşürken özellikle düşük debideki çalışma noktalarında gözle görülür bir fark meydana geldiğini saptamışlardır. Jiang ve ark., (1997), dört farklı çark çıkış genişliğinin dalgıç pompa performansına etkisini teorik, deneysel ve nümerik araştırmışlardır. Çalışmalarında statik basınç, türbülans kinetik enerjisi ve hız parametrelerini dikkate almışlardır. Yaptıkları araştırmada çark çıkışının azaltılması veya yetersizliği durumunda pompa performansının önemli derecede düştüğünü tespit etmişlerdir. Golcu ve ark., (2006) dalgıç bir pompada ara kanatçığın pompa performansına etkisini deneysel araştırmışlardır. Araştırmalarını farklı kanat sayısı ve ara kanat büyüklükleri olmak üzere toplam 12 farklı yapıda pompa çarkını dikkate alarak yürütmüşlerdir. Yaptıkları araştırma sonucunda ara kanatçık uygulamasının belirli konfigürasyonlarda pompa performansında kısıtlı bir iyileştirme sağlayacağını tespit etmişlerdir. Zhou ve ark., (2013), ortogonal deneysel ve nümerik yöntemler kullanarak santrifüj pompa için optimal kanat yapısını araştırmışlardır. Araştırmalarında ortoganal tablo kullanılarak 16 farklı yapıda çark tasarlanmış ve modellemişlerdir. Berten ve ark., (2007), dönen çark boyunca basınç alanı ve sabit difüzör boyunca basınç alanı arasında meydana gelen etkileşimin bir sonucu olan basınç dalgalanmalarını nümerik araştırmışlardır. Araştırmada simülasyonlar 3D-RANS CFD-kodu (CFX 10) kullanılarak yürütmüştür. Çalışma santrifüj pompalarda rotor-stator etkileşiminden kaynaklanan hidroakustik basınç dalgalarının tahmini için bir metodoloji geliştirmeyi amaçlamaktadır. Zhou ve ark., (2012), difüzör için optimal tasarım parametrelerini nümerik araştırmışlardır. Araştırmalarında nümerik simülasyon sürecinde Navier-Stokes Denklemlerinin çözümünü ANSYS-Fluent paket programını kullanmışlardır. Simülasyonları iki farkı difüzör dikkate alarak gerçekleştirmiş ve değerlendirme parametresi olarak basınç dönüşüm parametresini seçmişlerdir. Gonzalez ve ark., (2006), pompa boyunca stabil ve stabil olmayan radyal kuvvetleri deneysel ve nümerik araştırmışlardır. Deneysel ölçümlerin bir basınç tarayıcı aracılığıyla, nümerik simülasyonları ise ANSYS-Fluent paket programı ile yürütüldüğü araştırma aynı hacimde iki farklı çıkış çapına sahip çarklar kapsamında yapılmıştır. Yaptıkları araştırmada çıkış çapı büyüdükçe radyal kuvvetlerin

büyüdüğünü fakat bu büyümenin genel bir kural olmadığını tespit etmişlerdir. Roche-Carrier, (2013), çok kademeli santrifüj pompanın ilk kademesindeki akış yapısı nümerik incelenmiştir. k-ε türbülans modeli ve standart duvar fonksiyonu seçilerek yürütülen simülasyonlarda ilk kademedeki çark kanat yüksekliği, difüzör kanat yüksekliği, çark-difüzör kanat sayısı ve yüzey pürüzlülüğünün çok kademeli pompa performansına etkisini araştırmışlardır.

Kawashima ve ark., (2008), difüzör ve dönüş kanadının sonraki kademedeki çark ile eşleştirildiği bir deney düzeneğinde çok kademeli pompa performansına difüzör kanat profilinin etkisini deneysel araştırmışlardır. Araştırmalarında difüzör kanadı ve dönüş kanadının eşleştirilmesinin pompa performansını önemli derece artırdığı tespit etmişlerdir.

2.2. Pompa Tasarımında Nümerik Simülasyonların Güvenilirliği

Yukarıda değinildiği üzere bir pompa için optimal parametrelerin belirlenmesinin tek yolu geometrik parametreler ile pompa boyunca akış yapısı arasındaki ilişkinin tespit edilmesidir. Pompalarda mevcut pompaların performansını veya çalışma eğrilerini deneysel ölçümü düşük seviyede uzmanlık ve maliyetle gerçekleştirilebilir olmasına rağmen akış yapısı ile geometrik parametreler arasındaki ilişkinin deneysel ölçümü hem yüksek bir uzmanlık bilgisi hem de yüksek bir maliyet sonucunda ancak mümkündür. Günümüz endüstrisindeki genel trend sözü edilen yüksek maliyetteki mühendislik süreçlerini nümerik simülasyonlar ile gerçekleştirmektir. Buna paralel olarak literatürde konu ile ilgili birçok çalışmada nümerik simülasyonlarının güvenilirlik derecesini belirlemeye yöneliktir. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda sunulmuştur.

Yao ve ark., (2016), pompa çarkı ve difüzörü boyunca ki kompleks akış yapısını çözmeye yönelik nümerik simülasyonlarda duvar fonksiyonunun tanımlanması durumda sonuçlara olan etkisini incelemişlerdir. Araştırmalarında referans olarak RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes), LES (Large Eddy Simulation) ve RANS/LES hibrit türbülans modellerini seçmiş ve bu modellerde duvar

fonksiyonunun tanımlanması durumunda deneysel verilere uyum açısından simülasyonların performanslarının tespiti yapılmıştır. Yürüttükleri simülasyonlar sonucunda RANS/LES hibrit türbülans modelinin deneysel verilere diğer iki modele nazaran daha uyum sağladığını tespit etmişlerdir. Li ve ark., (2016), dört kademeli dalgıç bir pompayı deneysel ve nümerik araştırmışlardır. Dört kademeli endüstriyel bir pompa referans alınarak yürütülen nümerik simülasyonlarda k- ω türbülans modeli ve standart duvar fonksiyonu seçilmiştir. Araştırmalarının kapsamı nümerik simülasyonların deneysel ölçümlerle uyumunda kademe sayısının etkisinin tespitine yöneliktir. Yaptıkları araştırmada dört kademeli pompa için yürütülen nümerik simülasyonların iki kademeli pompaya göre deneysel verilere daha uyum içinde olduğu tespit etmişlerdir. Wang ve ark., (2013), Çok kademeli bir dalgıç pompanın kararlı durumda basınç, hız ve türbülans kinetik enerji dağılımlarını nümerik incelemişlerdir. Çalışmalarında vardıkları sonuçlar; radyusun artmasıyla çarktaki statik basınç artmakta, debini artmasıyla rölatif hız ve mutlak hız arasındaki fark azalmakta ve çark ve difüzür arasına türbülans derecesi yüksek bölgeler söz konusu olmaktadır. Maitelli ve ark., (2010), Dalgıç pompada pompa difüzür ve çarkının birbirine göre durumunun pompa performans eğrileri üzerine etkisini nümerik araştırmışlardır. Araştırmalarını, (i) seçilen pompanın mevcut durumdaki montaj konumu, (ii) pompa difüzör ve çarkı arasındaki mesafenin sıfır olması durumu ve (iii) pompa çark ve difüzür arasında mesafenin 4mm olması olmak üzere, üç farklı dizayn koşulu çerçevesinde yürütmüşlerdir. Yaptıkları simülasyonlar sonucunda minimum kaybın üçüncü durumda gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. Derakhshan ve Nourbakhsh, (2008), santrifüj bir pompanın, pompanın tersi olarak türbin olarak kullanılması durumunda performansındaki değişimi teorik, deneysel ve nümerik incelemişlerdir. En iyi verim noktası için yaptıkları araştırmada deneysel ve nümerik sonuçlar arasında önemli derecede sapmalar tespit etmişlerdir. Zhou ve ark., (2003), üç farklı tip santrifüj pompanın akış yapısını nümerik araştırmışlardır. Araştırmalarını toplam altı farkı kanat yapısı kapsamında yürütmüşlerdir. Türbülans modeli olarak k-ω türbülans modeli seçerek yürüttükleri simülasyonlarda farkı kanatların için elde ettikleri sonuçları literatürdeki deneysel verilere uyumunu akış yapısını ve basınç dağılımını parametreleri çerçevesinde yapmışlardır.

2.3. Akışkan Viskozitesinin Pompa Performansına Etkisi

Özellikle malzeme teknolojisinde sağlanan gelişmelere paralel ve pozitif deplasman pompalara nazaran enerji verimliliklerinin ve dolayısıyla işletme maliyetlerinin düşüklüğü nedeniyle dalgıç pompalar su temini yanında petrol-doğalgaz ve jeotermal sektörlerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Buna paralel olarak akışkan viskozitesinin pompa performansına etkisine yönelik birçok çalışma yürütülmüştür. Bu çalışmalar akış alanın geometrik parametreler ilişkisinin anlaşılmasında önemli katkıları söz konusudur. Konu ile ilgili bir kısım çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

Zhu ve ark., (2016), akışkan viskozitesinin dalgıç pompa performansına etkisini nümerik ve deneysel araştırmışlardır. Araştırmalarının kapsamı değişik debiler ve devirlerde farklı viskozitelere sahip akışkanların akış yapısı üzerine etkisini tespiti şeklindedir. Simülasyonları stabil yanı kararlı akış koşullarında Reynolds Ortalama Navier Stokes (RANS) denklemleri standart SST türbülans modeli çerçevesinde ANSYS CFX paket kullanarak yürütmüşlerdir. Araştırma sonucunda elte ettikleri en çarpıcı tespit akışkan viskozitesinin 10-100 cp aralığında artması durumunda pompa basma basıncının %30-40 aralığında azalması ve akışkan viskozitesinin 200 cp olması durumunda ise pompanın fonksiyon dışına çıkmasıdır. Çalışmalarının diğer bir çarpıcı tespiti pompanın debi ile basma yüksekliği arasındaki ilişkinin akışkan viskozitesinin artmasıyla lineer olmasıdır. Shojaeefard ve ark., (2012), yağ ve benzeri viskoz akış pompalanmasında kanat çıkış açısı ve genişliğinin santrifüj pompa performansına etkisini nümerik incelemişlerdir. Araştırmada simüle ettikleri durumlar için pompalanan akışkanın su ve yağ olması durumunda pompa performansındaki değişimleri saptamışlardır. Bellary ve Samad, (2015), dört farklı viskoziteye akışkanın santrifüj pompa performansına etkisini nümerik araştırmışlardır. Araştırmalarında farklı çark hızında ve debide çark boyunca akışı gözlemlemeyi hedefleyen araştırıcılar simülasyonların k-ω türbülans modelini seçmişlerdir. Yaptıkları araştırma sonucunda pompa performansının akışkan viskozitesinin artmasıyla düştüğünü ve akış alanında dramatik değişimlerin yaşandığını tespit etmişlerdir. Ligrani ve Blanchard (2006), disk viskoz kanal pompa, disk viskoz lob pompa, disk viskoz spiral kanal pompa ve silindir

viskoz pompa olmak üzere dört farklı viskoz pompa yapısını performans açısından karşılaştırmışlardır. Ofuchi ve ark., (2017), dalgıç pompaların performansını önemli derece düşüren yüksek viskoziteli akışkan ile çalışmasında pompa performansını herhangi bir geometrik parametre bilgisi duymadan boyutsal analizi ile tahmin eden alternatif bir yöntem geliştirmişlerdir. Yöntem çok geniş bir aralıkta farklı viskoziteye sahip akışkanlar ve farklı motor devirler için yürütülmüş çok sayıda nümerik simülasyonu içermektedir. Nümerik simülasyonlar ile elde ettikleri pompa çalışma eğrilerinin deneysel ölçümler ile örtüştüğünü gözlemlemişlerdir

2.4. Önceki Çalışmaların Değerlendirilmesi

Yapılan literatür taramasından anlaşılacağı üzere günümüzde konu ile ilgili gerek akademik ve gerekse endüstriyel ARGE çalışmalarında genel trend optimal tasarım parametrelerinin belirlenmesinde, nümerik simülasyonların kullanılmasıdır. Bu deneysel ölçüm süreçlerindeki zorlukların yanı sıra süreçlerin yüksek maliyette olmasının bir sonucudur. Söz konusu nümerik simülasyonların yürütülmesinde karşılaşılan en büyük sorun ise özellikle akış yapısını tanımlayacak, hesaplama alanının ancak kompleks matematiksel ve istatiksel modeller çerçevesinde tanımlanabilmesidir. Bu tanımlama nümerik simülasyonları deneysel ölçümler ile doğrulanmasını zorunlu kılmaktadır.

Önceki paragrafta sözü edilen genel trend ve bu trendeki zorluğu açmak için literatürde izlenen yöntem; (i) mevcut bir pompa için yürütülen nümerik simülasyonların pompanın ölçülen performans değerleriyle doğrulanması ve (ii) doğrulanmış nümerik simülasyon süreçleriyle farklı geometri parametrelerin akış yapısına etkisinin araştırılması şeklinde, iki adımda özetlenebilir. Bu tez çalışması sürecinde de aynı yöntem izlenmiştir.

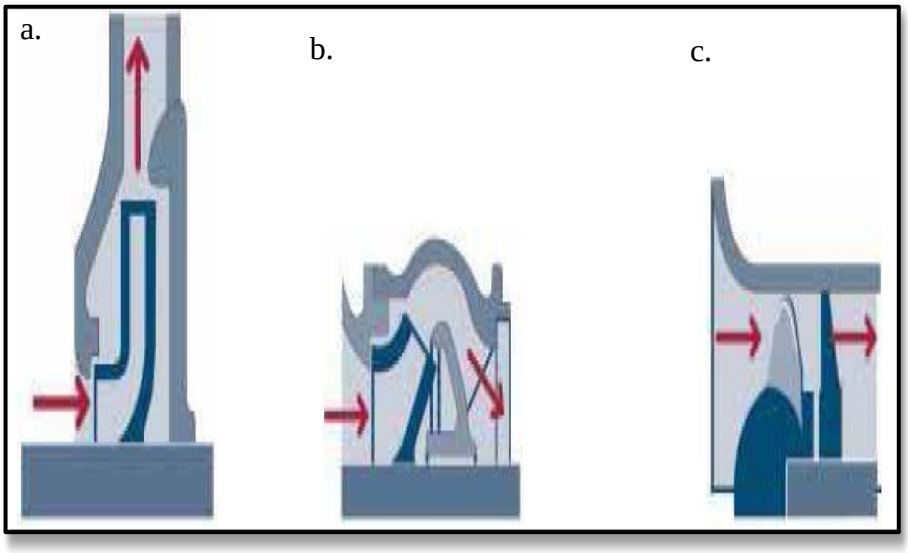
3. MATERYAL ve YÖNTEM

Sıvıların enerji iletme özellikleri yanında enerjiyi taşıma özelliklerinden dolayı kapalı kanal akışları (hidrodinamik) önde gelen mühendislik uygulamalarından biridir. Sıvıların hareketini sağlayan temel araç ise mekanik gücü hidrodinamik güce dönüş türen pompalardır. Pompaları temelde dinamik ve pozitif deplasman şeklinde iki ana başlık altında sınıflandırılabilir. Özellikle dinamik pompalar arasında santrifüj pompalar tahriki sağlayacak motora direkt bağlanma, herhangi bir hareketli bileşen gerekmeden direkt bağlanma şeklinde basit bir konstrüksiyona sahip olması, birçok farklı malzeme ile imalatının mümkün olması, işletme maliyetinin düşüklüğü ve aynı kapasite ki diğer pompalara nazaran daha küçük bir yapıda olması ve benzeri avantajlarından dolayı endüstriyel uygulamalarda en önde gelen pompa çeşididir. Santrifüj pompalarda akış alanına göre kendi arasında radyal, eksenel ve karışık akış olmak üzere üçe ayrılır. Bu pompalarda akışın izlediği yön Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere söz konusu akış yönleri pompa çark geometrilerini tanımlayan ana parametrelerdir. Endüstriyel uygulamalarda gereksinimlere göre örneğin basıncın ön planda olduğu yerde radyal, debi gereksinimin fazla olduğu alanlarda eksenel ve basınç ile debi gereksinim aynı oranda olduğu sistemlerde ise karışık akışlı pompalar tercih edilir. Bu tez çalışmasının odağı karışık akışlı santrifüj pompa yapısıdır.

Önceki bölümlerde değinildiği üzere özellikle gelişmiş ülkelerde pompaların toplam enerji tüketimindeki payı yaklaşık olarak %20'dir. Enerji tüketimindeki bu payları pompa tasarımını ana mühendislik problemlerinden biri haline getirmiştir. Bu mühendislik probleminde, akış yapısını deneysel ölçülmesindeki zorluklardan dolayı CFD simülasyonları, yeni hidrolik makinaların tasarımı veya mevcut makinaların geliştirilmesi sürecinde yaygın kullanılan bir yöntemlerdir. Bu yöntemlerin odak noktası hidrolik pompaların enerji verimliliğini artırmaktır (Lomakin ve ark., 2017). Ancak pompa boyunca meydana gelen akış alanını kompleks yapısından dolayı CFD simülasyonlarının deneysel ölçümler ile doğrulanması zorunludur. Bölüm 2'de yapılan literatür taramasından bu olgu kolayca anlaşılabilir. Bu tez çalışmasında da deneysel

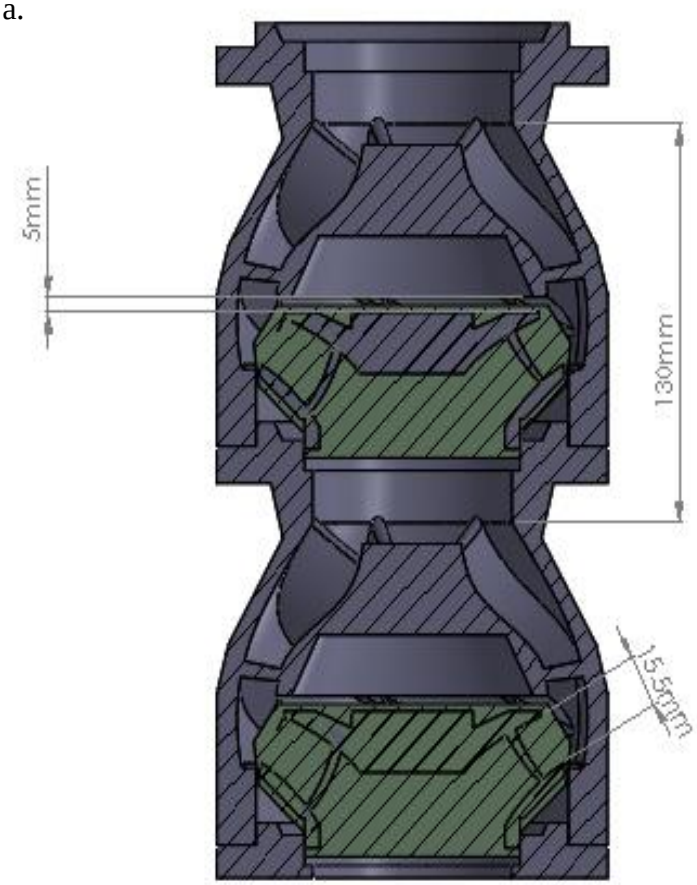
ölçümler ve CFD simülasyonları eş zamanlı yürütülmüş ve tüm simülasyonlar deneysel ölçümler ile doğrulanmıştır.

Bu tez çalışmasında tez öğrencisinin yaklaşık 5 yıl boyunca üretim müdürü olarak çalıştığı Fırat Motor ve Pompa Elektrik San. Tic. Ltd. Şti tarafından üretilen 6415 serili endüstriyel dalgıç pompa referans alınmıştır. Referans alınan pompanın iki kademesinin kesiti ve çark katı modeli Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere pompanın tez çalışması kapsamında dikkate alınan temel parametreleri sırasıyla çark çıkış aralığı 15.5mm, çark çıkış açısı 75^0, kademe çark arası mesafe 5mm ve kademeler arası mesafe 130mm'dir. Tez çalışması; biri mevcut pompa için diğerleri her dikkate alınan geometrik parametrenin dört farklı değeri için olmak üzere 18 tane CFD simülasyonu kapsamında yürütülmüştür. Simülasyonlarda dikkate alınan dört geometrik parametreye ait ölçütler Çizelge 2.1'de verilmiştir. CFD simülasyonları ticari AutoDesk-CFD ile gerçekleştirilmiştir. Söz konusu paket programın lisansı Fırat Motor ve Pompa Elektrik San. Tic. Ltd. Şti. kapsamında tez öğrencisinin yürütücü olduğu ve KOSGEB tarafından desteklenen ARGE projesi ile sağlanmıştır. Simülasyonlar ise söz konu proje kapsamında temin edilen Dell T1600 iş istasyonları aracığıyla yürütülmüştür.

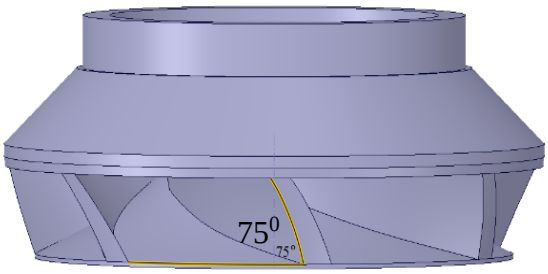


Şekil 3.1. Akış alanına göre a. Radyal, b, karışık, c. Eksenel pompalar.

a.



b.



Şekil 3.2. 6415 serili endüstriyel dalgıç pompanın a. kesiti, b. çark katı görüntüsü.

Yukarıda da değinildiği üzere tüm simülasyon süreçlerinin doğrulanması tez kapsamında yapılan deneysel ölçümler ile yapılmıştır. Deneysel ölçümler tez öğrencisinin firmada çalıştığı dönemde, koordinatörlüğünde düzenlenen test düzeneğinde yürütülmüştür. Test düzeneği, simülasyonlarda kullanılan araç-gereç ve izlenen yöntemler aşağıda detaylı sunulacaktır. Bu detaylı sunumun anlaşılabilir

olması için ilk etapta dalgıç pompa ve akış alanını tanımlayan temel büyüklüklerin sunumu yapılmıştır.

Çizelge 3.1. CFD simülasyonlarındaki geometriktik ölçütler.

	Çark çıkış Aralığı (mm)	Çark Çıkış Açısı (^{0})	Kademe Çark Arası Mesafe(mm)	Kademeler Arası Mesafe (mm)
6415 Pompa	**15.5**	**75**	**5**	**130**
Çark çıkış Aralığı	**9.5**	**75**	**5**	**130**
	11.5	**75**	**5**	**130**
	13.5	**75**	**5**	**130**
	17.5	**75**	**5**	**130**
Çark Çıkış Açısı	**15.5**	**80**	**5**	**130**
	15.5	**85**	**5**	**130**
	15.5	**90**	**5**	**130**
	15.5	**95**	**5**	**130**
Kademe Çark Arası Mesafe	**15.5**	**75**	**3**	**130**
	15.5	**75**	**4**	**130**
	15.5	**75**	**6**	**130**
	15.5	**75**	**7**	**130**
Kademeler Arası Mesafe	**15.5**	**75**	**5**	**110**
	15.5	**75**	**5**	**120**
	15.5	**75**	**5**	**140**
	15.5	**75**	**5**	**150**

3.1. Dalgıç Pompa ve Akış Alanını Tanımlayan Temel Büyüklükler

Özellikle yer üstü sularının olmadığı alanlarda su temininin yer altı sularından sağlanması insanlık tarihi kadar eski bir yöntemdir. Bu yöntemde göreceli olarak büyük çapta açılan kuyulardan su yer üstüne çıkrık ve benzeri araçlar ile çıkarılıyordu. 19 yüzyılda bir nevi pozitif deplasman pompası sayılabilecek tulumbalar geliştirdi ve yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Ancak nüfus artışına paralel su gereksinimdeki artış yeni mühendislik çözümleri geliştirmeye zorlamıştır. Bir santrifüj süreci sonunda mekanik gücü hidrolik güce dönüştüren dalgıç pompa konstrüksiyonu bu zorlamanın bir sonucudur. Bu konstrüksiyon gerekli, basınç için kademelerin seri bağlanabildiği karışık akışlı santrifüj pompanın su altında çalışmaya uygun bir elektrik motoruna monte edilmesinden oluşmuş olan özel yapıdır. Dalgıç pompa kademesi önceden söz edildiği gibi çark ve difüzör olmak üzere iki temel bileşenden meydana gelir. Motora bir şaft aracılığıyla bağlı çark mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştürün bileşendir. Difüzör ise akış hızını yavaşlatır yanı kinetik enerjiyi

statik basınç enerjisine dönüştürül ve çarka gelen radyal itme kuvvetlerini düşürür (Zhu ve ark., 2016). Dolayısıyla dalgıç pompa kademesinde çark, difüzör, çark-difüzör aralığında ve iki kademe arasında olmak üzere dört farklı kompleks akış yapısı görülür. Optimal pompa tasarım kriterlerini belirlemede ana mühendislik problemi söz edilen kompleks akış yapılarının pompa performansıyla ilişkisinin tanımlanmasıdır.

Bir pompanın performansı manometrik basma yüksekliği *(H)* debi *(Q)*, özgül enerji *(n)*, güç *(W)* ve verim *(η)* olmak üzere beş büyüklük çerçevesinde tanımlanır. Bu veriler kapsamında ise pompa performansını gösteren çalışma eğrileri hazırlanır. Bu eğrilerin beklenen eğilimleri Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere eğrilerin eğilimi manometrik basma yüksekliği, verim ve pompa gücünün debi ile değişmesi şeklindedir. Bu eğriler çerçevesinde optimal çalışma noktası ise güç ve manometrik basma yüksekliğinin birbiriyle çakışma noktası şeklinde tanımlanır. Söz konusu eğrilerin çıkarılmasında veya pompa performansını tanımlayan yukarıda sözü edilen beş parametrenin hesaplanmasında izlenen yöntem aşağıda sunulacaktır.

Akışkan hareketinde akış için gerekli güç seviyesini belirleyen ve ortalama hızın kesit alanına çarpımı şeklinde tanımlanan debi, pompa performansının hesaplanmasında en önde gelen büyüklüktür. Özellikte kullanıcılar açısından anlam ifade eden ikinci önde gelen parametre ise pompa emme ve basma veya giriş ve çıkış arasındaki basınç farkını tanımlayan manometrik basma yüksekliğidir. Literatürde çoğunlukla mSS ile gösterilen manometrik basma yüksekliği;

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_{çıkış} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_{giriş} \tag{3.1}$$

şeklinde hesaplanır. Denklemdeki V hızı, z kotu, ρ akışkan yoğunluğunu ve g yerçekimini göstermektedir. Genişletirmiş Bernoulli veya enerji Denklemi olarak tanımlanabilecek bu ifadenin fiziksel tanımı pompa giriş ve çıkışı arasındaki enerji farkı şeklindedir. Dalgıç pompalarda giriş ve çıkış kesitleri birbirine eşit olmasından dolayı süreklilik denkleminden;

$$(VA)_{çıkış} = (VA)_{giriş} \tag{3.2}$$

giriş ve çıkış hızı birbirine eşit olur ve Denklem (3.1) dinamik basınç farkı sıfır olur. Pompa boyunca ki yükseklik farkı da ihmal edebilecek düzeyde olduğundan Denklem (3.1);

$$H = \frac{P_{çıkış} - P_{giriş}}{\rho g} \tag{3.3}$$

şekline indirgenir. Bu denklemden anlaşılacağı üzere manometrik basma yüksekliği, pompa giriş ve çıkışındaki basınç ölçümleri ile ölçülebilir. Dalgıç pompalar çarkların bağlı olduğu bir şafta dalgıç motor tarafından iletilen mekanik gücü hidrolik güce dönüştüren araçtır. Bir pompada hidrolik güç;

$$W_{hidrolik} = \rho g Q H \tag{3.4}$$

şeklinde hesaplanır. Pompalarda iç kaçaklar, akış ayrılmaları, sürtünme ve benzeri süreçler sonucunda meydana gelen kayıplar mekaniksel kayıp olarak adlandırılır. Mekaniksel kayıplar ancak matematiksel tanımı;

$$W_{mil} = \omega T_{mil} \tag{3.5}$$

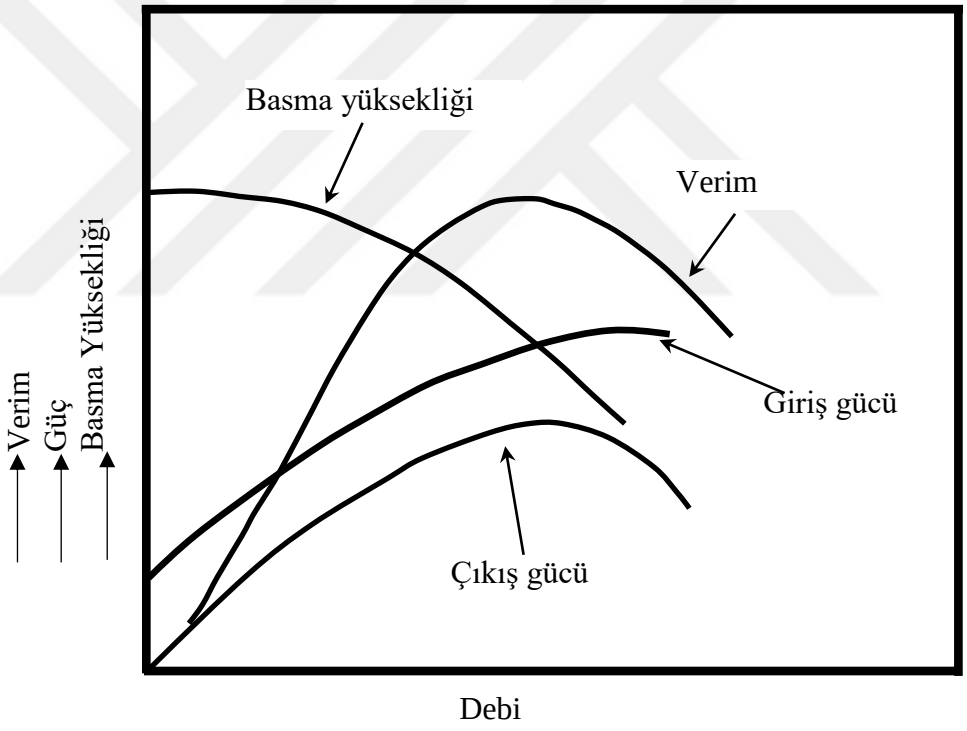
şeklinde mil gücünü hesaplanmasıyla mümkündür. Denklemdeki ω açısal hızı, T_{mil} ise milin torkunu göstermektedir. Pompa çalışma eğrilerinin eğilimlerinin bir ölçütü şeklinde tanımlababilecek ve pompa tasarımında önemli bir tasarım parametresi olan özgül hızın matematiksel ifadesi;

$$n_q = n\frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \tag{3.6}$$

şeklindedir. Denklemdeki n pompa devir sayısını göstermektedir. Tez çalışmasında seçilen karışık akışlı pompalarda özgül hız değeri 40 ila 150 arasında değişebilmektedir. Dalgıç pompalar birbirine seri bağlı kademeler şeklide olduğundan Denklem (3.6)'ya kademe sayısı *(i)* ilave ederse özgül hız ifadesi;

$$n_q = n\frac{\sqrt{Q}}{\left({}^{H}/_{i}\right)^{3/4}} \tag{3.7}$$

şeklini alır. Optimal çalışma noktasında en büyük değerine ulaşan pompa verimi (η_{pompa}) hidrolik gücün mil gücüne oranıdır.



Şekil 3.3 Pompa çalışma eğrileri.

3.2. Deney Düzeneği

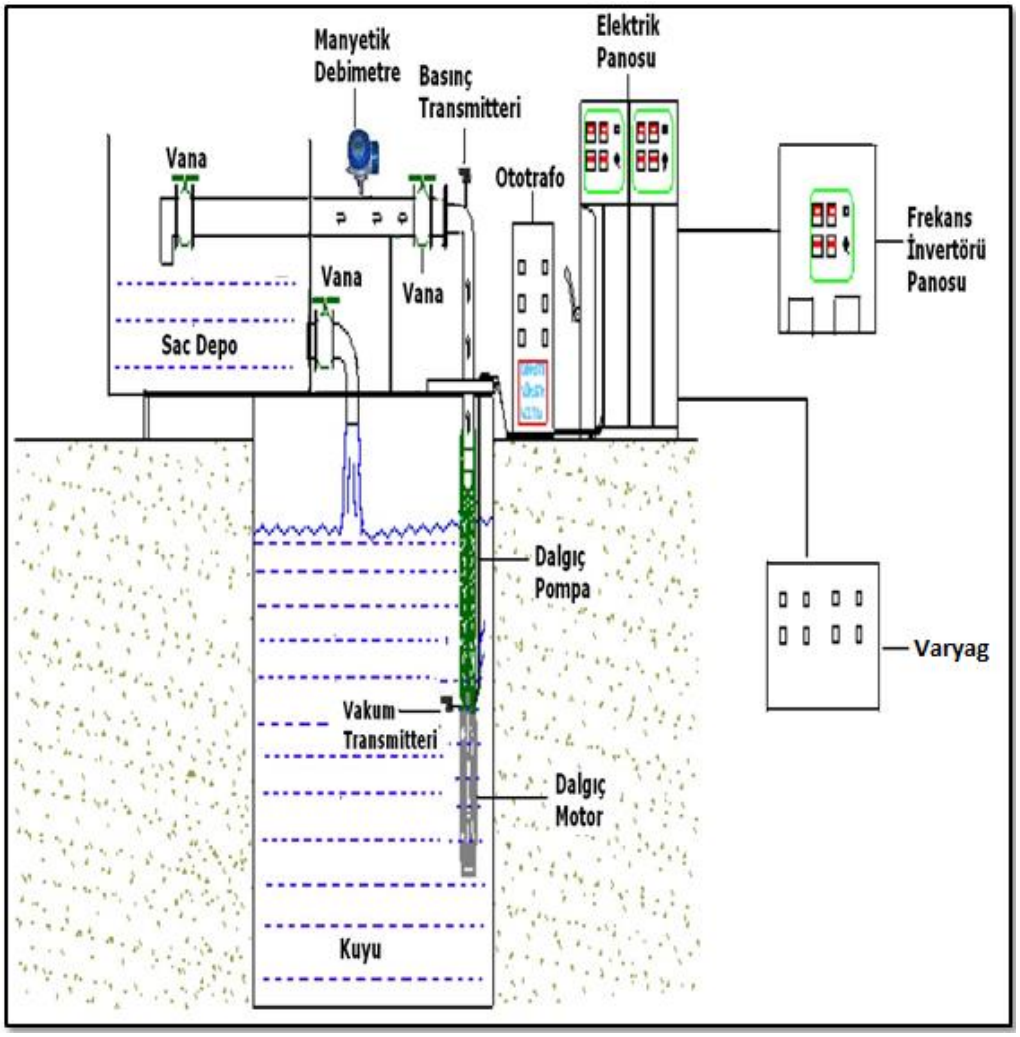
Değinildiği üzere pompa optimal pompa tasarım parametrelerini belirlenmesinde CFD simülasyonları yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak akışın kompleks yapısından dolayı CFD simülasyonların mutlaka deneysel ölçümler ile

doğrulanması gerekir. Bu bölümde deneysel ölçümlerde kullanılan tez düzeneği sunulacaktır. Anlaşılacağı üzere pompa performansının veya çalışma eğrilerinin deneysel ölçümü hem tasarımcılar hem de üreticiler açısından kritik bir önem sahiptir.

Bu tez çalışmasında; dalgıç pompa karakteristiklerinin belirlenmesi için basma yüksekliği, debi, efektif güç kullanılan bir ara yüz ile bilgisayara aktarılmış ve pompa karakteristikleri dijital veri olarak elde edilmiştir. Tez çalışmasında kullanılan deney düzeneğinin fotoğrafı Şekil 3.4'de şematik akış diyagramı ise Şekil 3.5'de gösterilmiştir. Şekil 3.5'de görüleceği üzere pompa endüstriyel uygulamalara benzer dikey bir konumda bir su havuzuna yerleştirilmiştir. Yine Şekil 3.4 ve 3.5'den görüleceği üzere test düzeneğinde değişik kademe ve çaptaki pompaların testi için test düzeneğinde 2,4,6,8 inç çaplarında farklı çaplarda pompaları test edebilmek için dört farklı tip boru bulunmaktadır. Bu boruların üzerlerinde basınç ve debiyi ölçmek amacıyla basınç transmiterleri, manometre, manyetik debimetreler ve vanalar mevcuttur. Güç ve devir ölçümüne yardımcı panolar, varyak, trafo, şebeke analizörleri, reaktif güç kontrol rölesi, analog ampermetre deney düzeneğinin diğer elemanlarındandır. Bu bileşenler ile ilgili detaylandırmalar sırasıyla sunulacaktır. Ayrıca şebeke gerilimi ve motor devrindeki değişimlerin pompa karakteristikleri üzerindeki olumsuz etkilerinin giderilmesi için yapılan düzenlemelerde vurgulanacaktır.



Şekil 3.4. Deney düzeneğinin fotoğrafı.



Şekil 3.5. Deney düzeneğinin şematik şekli.

3.3. Deneysel Ölçümlerde Kullanılan Cihazlar

Debimetre: Dalgıç pompalarda debi ölçümünü gerçekleştirebilen çok çeşitli cihazlar bulunsa da bunlar içerisinde en hassas şekilde sonuç alınabilir olanları manyetik veya ultrasonik debimetrelerdir. Ölçüm yapılan deney düzeneğinde Krohne marka manyetik debimetre kullanılmış olup, bu debimetre %0.3 hassasiyetle çalışmaktadır. Kullanılan debimetrenin deney düzeneği üzerindeki fotoğrafı Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Debimetre borulara monte edilirken boruların giriş ağzına yakın olmayacak şekilde, türbülansın meydana gelebileceği noktaların uzağına konumlandırılmıştır. Debimetre deney düzeneğinde yatay boru üzerinde vana ile boşaltım ağzı arasında vanadan boru

çapının beş katı mesafesinde uzağa yerleştirilmiştir. Yapılan ilk ölçümlerde debimetrenin vananın olası basınç dalgalanmalardan etkilenmediği tespit edilmiştir.



Şekil 3.6. Ölçümlerde kullanılan debimetrenin deney düzeneğine bağlanma şekli.

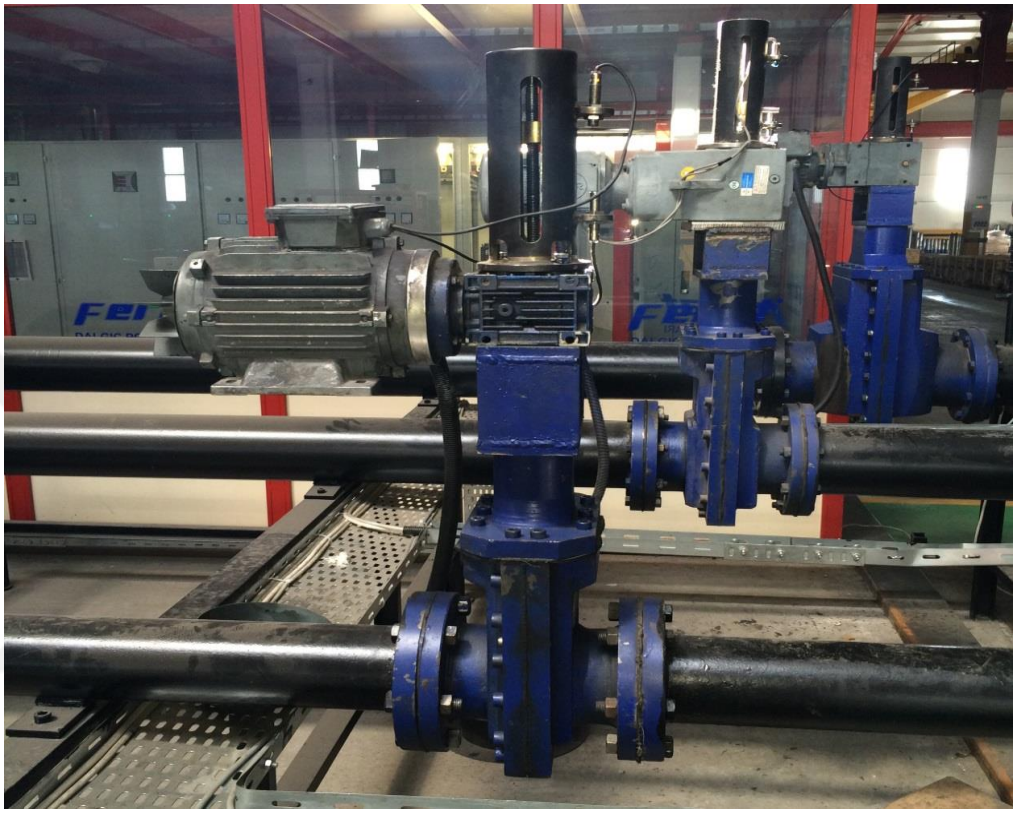
Basınç Transmitteri: Dalgıç pompa sistemlerinde toplam manometrik basma yüksekliği, emme yüksekliği ile düzeltilmiş basma yüksekliğinin toplamı şeklindedir. Deney düzeneğinde emme yüksekliği değeri vakum transmitteri yardımıyla, basma yüksekliği değeri ise pozitif basınç transmitteri yardımıyla ölçülmüştür. Basınç transmitterinin deney düzeneğine bağlantı fotoğrafı Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Transmitterin bağlı olduğu boru ekseni ile pompa emme kutusu arasındaki düşey uzaklığın, transmitterde okunan basınç yüküne eklenmesiyle düzeltilmiş basma yüksekliği değeri hesaplanmıştır.



Şekil 3.7. Ölçümlerde kullanılan basınç transmitterinin deney düzeneğine bağlanma şekli.

Elektrikli oransal debi kontrollü vana: Oransal debi kontrol vanaları, kapalı boru şebekelerinde basınç, debi ve seviye kontrolünü sağlamak için dizayn edilmiş, kullanıcının vermiş olduğu pompa karakteristiklerine uygun basınç değerleri ile debi kontrolü sağlayan elektrikli kontrol vanalarıdır. Kontrol prosesleri birbirine bağlanmış yüzlerce hatta bazen binlerce kontrol devresinden meydana gelebilmektedir. Bu kontrol devrelerinin her biri proses değişkenlerini (sıcaklık basınç, debi, fark basınç) belirlemek ve bunları bir set değeri etrafında tutmak amacı ile kullanılır. Bu kontrol devrelerinin her biri proses değişkeni üzerinde salınım, karışıklık ve karmaşaya neden olabilir. Aynı zamanda diğer kontrol devreleri ve yüksek gerilim bağlantıları, çevresel koşullar nedeni ile de hassasiyet olumsuz etkilenebilmektedir. Bu olumsuz etkilerin azaltılması için sensörler ve transdüserler proses değişkeni bilgisini toplar ve set değeri ile ilişkilendirir. Bir kontrolör bu bilgiyi değerlendirir ve salınımın azaltılması için bir karar verir. Bir kontrol prosesinde son kontrol elemanı kontrol vanasıdır. Kontrol vanası kontrolden gelen sinyale göre akışı düzenler ve salınımı regüle eder. Bir kontrol vanası gövde, trim elemanları, aktuator (motorlu) ve aksesuarlardan meydana gelir. Kontrol vanaları kontrol prosesinin kritik parçalarıdır ancak tek başına en önemli parçası olmayıp zincir içindeki diğer elemanlar ile bir bütündür. Anlaşılacağı üzere

elektrikli oransal debi kontrollü vanaları ölçüm parametrelerin kontrolünde ve verilerin özellikle bilgisayara aktarılmasında kritik bir öneme sahiptir. Deney düzeneğinde kullanılan elektrikli oransal debi kontrollü vanasının deney düzeneğine bağlantı fotoğrafı Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Ölçümlerde kullanılan elektrikli oransal debi kontrollü vanasının deney düzeneğine bağlanma şekli.

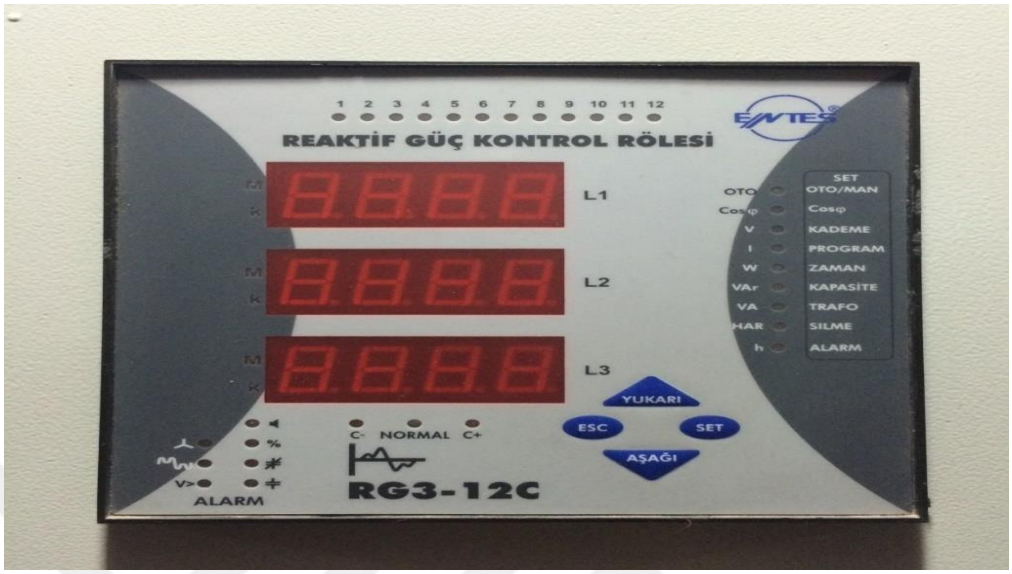
Manometre: Deney düzeneğinde basınç transmitteri yanında analog bir manometrede kullanılmıştır. Bu manometre ile hedeflenen kuyu içerisindeki pompa hakkında mümkün olabilecek her türlü bilginin, izleme ve kontrolünün analog veri olarak gözlemlenmesidir. Ayrıca bu manometre ile pompa, elektrik motoru ve sistemin durumu hakkında bilgi edinmek üzere kullanılabilecek kuyu çıkış ağzındaki manometre kuyu başında basınç ölçmekte hedeflenmiştir. Bunu yanı sıra manometre ve basınç transmitteri ile eş zamanlı ölçüm alınarak basınç ölçümdeki olası hatalar giderilmeye çalışmıştır. Deney düzeneğinde analog manometrenin deney düzeneğine bağlantı şekli Şekil 3.9'de gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Ölçümlerde kullanılan analog manometrenin deney düzeneğine bağlanma şekli.

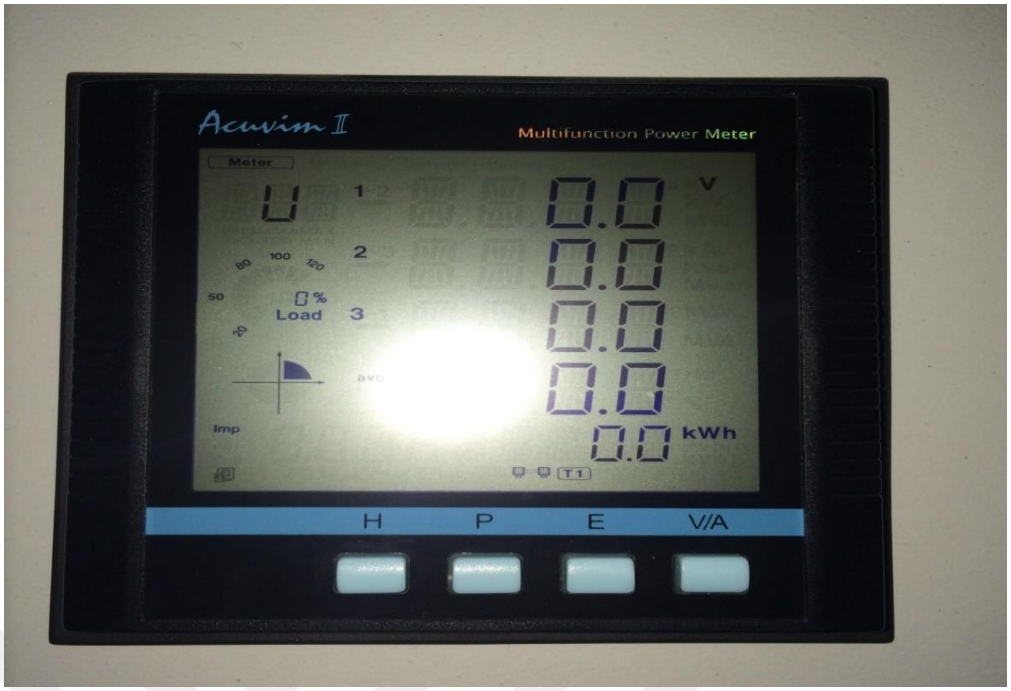
Reaktif Güç Kontrol Rölesi: Reaktif güç kontrol rölesi otomatik olarak ayarlanan güç kat sayısına ulaşmak için kondansatörleri devreye alıp çıkartma görevini yapan elektronik cihazdır. Gösterge, kıyaslama ünitesi ve çıkış röle devre katlarından oluşur. Sistemde bulunan gerilim ile çekilen akımın faz farkını algılayarak, çıkış röle gurubu aracılığı ile kondansatörleri kumanda eder. Güç kat sayısı düşünce kondansatörleri sıralı olarak devreye alır. Bir yandan da değişen güç kat sayısını ölçerek döngüsel kontrol yapar. Ayarlanan güç faktörünü sağlayacak kadar kondansatörü devrede tutar. Tek fazın akım bilgisi ile işlem yapan röleler yanında üç fazın da akımına göre işlem yapan röleler mevcuttur. Transformatör, elektrik motorları gibi endüktif yükler, mıknatıslanma akımlarından dolayı şebekeye reaktif yük getirirler. Bu reaktif yükler bulundukları devreye kondansatörler bağlanarak azaltılır veya yok edilirler. Ölçümlerde reaktif güç kontrol röleleri, merkezi kompanzasyonda seçilmiş kondansatör gruplarının bataryalarını devreye alarak veya çıkararak güç kat sayısı değerinin ayarlanarak güç kat sayısı değerine getirmekte kullanılmıştır. Deney

düzeneğinde kullanılan RG3-12C reaktif güç kontrol rölesi Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Deney düzeneğinde kullanılan reaktif güç kontrol rölesi.

Şebeke Analizörü: Enerji analizörü elektrik sistemlerinde gerekli parametreleri ölçen ve bu değerleri kayıt eden elektronik cihazlardır. Enerji analizörleri günümüzde birçok uygulamada kullanılabilir. Kullanım alanları genel olarak fabrikalar, elektrik dağıtım merkezleri, elektrikli sulama vs. kısaca orta ve yüksek gerilimin kullanıldığı her yerde kullanılabilir. Bir enerji analizörü tek fazlı-üç fazlı sistemlerin RMS değerlerini, faz-nötr & faz-faz gerilimlerini, nötr akım, toplam akım, faz akımlarını, güç faktörünü, anlık aktif gücü (W), anlık görünür gücü (VA), reaktif gücü (VAr), frekansı (Hz), ortalama ve maksimum güçleri, harmonik bozulmayı, saatte harcanan aktif gücü (Wh), indüktif reaktif enerjiyi (kVArh veya MVArh), kapasitif reaktif enerjiyi (kVArh veya MVArh) ve faz açıları gibi birçok parametreyi ölçüp kullanıcıya sunar. Deney düzeneğin elektrik analizörü elektriksel karakteristiklerin ölçümünde kullanılmıştır. Kullanılan elektrik analizörünün ekran ara yüzü Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Deney düzeneğinde kullanılan elektrik analizörünün ekran ara yüzü.

Analog Ampermetre: Yapım amaçlarına göre birkaç Miliamper'den yüzlerce Amper'e kadar ölçüm yapabilen araçlardır. Bu araçlar ile DC veya AC akım ölçümü olabilmektedir. Gerilim ölçümünü de beraber yapan ölçü türüne de (dirençle beraber) Wattmetre adı da verilmektedir. Üzerinde büyük akım değerleri ölçüleceğinde; düzenek içinden ölçülecek akımın bir bölümü geçirilir. Akımın geri kalanının büyük bir bölümünü ise aygıta paralel olarak bağlanan bir şönt devresi taşınır. Sistemde şebeke analizörü kullanılarak zaten akım değerleri ölçülmektedir. Analog ampermetre ayrıca kullanılmasının sebebi akım dalgalanmasının analog ampermetre daha kolay ve daha iyi gözlenebilmesinin yanında dijital verilerin kontrol edilmesidir. Kullanılan analog ampermetre Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. deney düzeneğinde kullanılan analog ampermetre.

Universal Proses Kontrol Cihazı: Kullanılan araç tamamen modüler ve her modülü müstakil olarak konfigüre edilebilir cihazdır. Bu araçlar ile ayrı ayrı basınç ve debi kontrolü yapılmaktadır. Ayarlanan debi değerine karşılık gelen basınç değeri gözlemlenebilmekte ve gözlemlenen basınç değeri sabit tutulup debi değişimi izlenip kontrol edilebilmektedir. Düzenekte kullanılan universal proses kontrol ünitesi Şekil 3.13'de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Denek düzeneğinde kullanılan universal kontrol cihazı.

Varyak (Ayarlı oto transformatör): Ayarlı oto transformatörlerde tek sargı bulunurken 2 adet çıkış ucu bulunur. Bunların yanı sıra kademelerin sayısı değişkenlik gösterebilir. Genelde karşılaşılan kademe sayısı ise en az 3 şeklindedir. Bu 2 çıkış ucundan birine giriş voltajı uygulanırken diğer uçtan da elde edilmek istenen çıkış voltajı alınır. Akım direkt olarak girişten çıkışa doğru bir yol izler. Bu aktarım ise endüktif bir şekilde gerçekleşir. Giriş kısmı voltaj kaynağına veya genellikle şebekeye bağlanırken, çıkış kısmı ise ya kullanıma hazır halde uçlara ya da direkt olarak yüke bağlanır. Deneysel ölçümlerde varyak test düzeneğinin tüm ölçümlerde aynı koşulların sağlanabilmesi için voltaj değerinin sabit tutulmasında kullanılmıştır.

Güç Trafosu: Genel olarak trafolar diğer bir adıyla da transformatörler bir elektrik devresinde gerilim veya akımı indirmek veya yükseltmek için kullanılır. Elektronikte ise esas olarak farklı devrelerdeki yükselticileri birleştirmek, doğru akım dalgalarını daha yüksek bir değerdeki alternatif akıma çevirmek ve sadece belirli frekansları iletmek için kullanılır. Kullanılan trafo, test ünitesi için özel motorları ve standart dalgıç motorları test edebilmek amacıyla özel olarak üretilmiştir. Söz konusu trafoda 380 Volt giriş, çıkış ise isteğe bağlı 460, 525, 660, 800 ve 1000 Volt olarak ayarlanabilmektedir.

Deney ölçümlerin dijital ortama aktarımı ve dijital kontrolü: Dalgıç pompa deneylerinde pompanın performans yani çalışma eğrilerinin tespiti için basınç ve debi değerlerinin sık sık değiştirilmesi gerekmektedir. Ancak bu şekilde pompanın hangi aralıklarda daha verimli çalıştığı anlaşılabilir. Gerek debimetre gerekse basınç sensörü ve güç analizörü üzerindeki değerleri analog okuyup not edilmesi ve kontrolü ölçümcüden kaynaklanacak önemli ölçüm hatalarına sebep olabilir. Deneysel ölçümde önemli hatalara neden olabilecek bu olumsuzlukları ortadan kaldırabilmek için dijital verilerin kayıt edilmesi ve kontrol için bir kontrol ünitesi geliştirilmiştir. Geliştirilen kontrol ünitesi Şekil 3.14.'de gösterilirmiştir.



Şekil 3.14. Geliştirilen kontrol ünitesi.

Ayrıca verilerin görüntülenmesi ve okuma hatalarını minimize edebilecek basitlikte bir ara yüz de geliştirilmiştir. Geliştirilen ara yüzün ekran görüntüsü Şekil 3.15'de gösterilmiştir. Ara yüzden okunan veriler dijital olarak test raporuna not edilmiş böylelikle pompa verimi, sistem verimi, şebekeden çekilen güç, pompanın çektiği güç, hidrolik güç ve performans eğrileri otomatik olarak çıkarılmıştır.



Şekil 3.15. Verilerin okunması için geliştirilen ara yüzün ekran görüntüsü.

3.4. Nümerik Metodoloji

Herhangi bir akış alanında optimal tasarım parametrelerinin belirlenmesi ancak akış (u, v, w, ρ, μ) ve termodinamik (T, P, h, k) büyüklüklerinin tanımlanmasıyla mümkündür. Tüm bu büyüklükleri, akış boyunca deneysel ölçülebilmesi veya gözlenebilmesindeki zorluklardan dolayı deneysel ölçümler ile doğrulanmış nümerik (CFD) analiz yöntemleri günümüzde bilgisayar kapasitesinde sağlanan gelişmeler ile birlikte çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Söz konusu bu yöntemler akış alanını tanımlayan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri nümerik yöntemler ile çözme prensibine dayanır. Kartezyen koordinat sisteminde kütlenin korunumu prensibine dayanan süreklilik denklemi (Türbülans akış);

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{3.8}$$

şeklindedir. Momentum korunumuna dayanan momentum denklemi (x-yönünde);

$$\rho\left(\bar{u}\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial\bar{u}}{\partial y}+\bar{w}\frac{\partial\bar{u}}{\partial z}\right)=X_f-\frac{\partial\bar{P}}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial z^2}\right)-\rho\left(\frac{\partial u\prime u\prime}{\partial x}+\frac{\partial u\prime v\prime}{\partial y}+\bar{w}\frac{\partial u\prime w\prime}{\partial z}\right) \quad (3.9)$$

şeklindedir. Denklemdeki X_f, x yönündeki birim hacme düşen kuvvetleri tanımlar. Söz konusu bu iki denklemin tanımlanan akış alanının sınırlarında nümerik çözümü ile akış yapısı tanımlanabilir. Bu nümerik çözümdeki en büyük sorun ikinci dereceden kısmı diferansiyel denklem karakterinde olan momentum denkleminin çalkantı hızlarını ifade eden son terimdeki reynolds gerilimleridir. Tek boyutlu bir akış için reynolds gerilmeleri yaygın olarak;

$$-\rho u'v'=\mu_t\frac{\partial\bar{u}}{\partial y} \quad (3.10)$$

şeklinde tanımlanır (Boussinesq teoremi). Dolayısıyla kayma gerilmesi aşağıdaki şekilde olur:

$$\tau=(v+v_t)\frac{\partial\bar{u}}{\partial y} \quad (3.11)$$

Denklemlerdeki μ_t dinamik eddy viskoziteyi ve v_t kinematik eddy viskozitesini göstermektedir. Eddy viskozitesinin temel özelliği akışkanın değil akış alanının bir özelliği olmasıdır. Yanı akışkan aynı olsa dahi akış yapısı değiştikçe eddy viskozitesinin farklılık göstermesidir. Eddy viskozitesinin bu özelliği Denklem (3.9)'ün nümerik çözümündeki temel zorluktur. Bu zorluğun açılması literatürde geliştirilmiş birçok türbülans modeli geliştirilmiştir (Gaoa ve ark., 2017, Argyropoulos ve Markatos, 2015, Bradshaw, 1996). Yürütülecek nümerik simülasyonlarda istenilen sonuçlara ulaşabilmenin şartı, söz konusu türbülans modelleri arasından referans alınan akış yapısına en uygun türbülans modelinin seçimidir. Bu tez çalışmasında CFD simülasyonların hesaplama süresinde seçilen türbülans modelinin detayları aşağıda verilmiştir.

Bir CFD simülasyonu simülasyon öncesi, nümerik hesaplama ve simülasyon sonrası süreçler olmak üzere üç temel adımdan meydana gelir. Bu tez çalışmasında söz konusu üç temel adım referans olmak izlenen süreçler sırasıyla Çizelge 3.2'de verilmiştir. Çizelge 3.2'de verilmiş olan 10 adım seçilen endüstriyel pompa referans olmak üzere ticari SolidWork ve Autodesk CFD paket programları aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Söz konusu bu adımların detayları aşağıdaki bölümlerde sunulmuştur.

Çizelge 3.2. Tez çalışmasında CFD simülasyonlarında sırasıyla izlenen süreçler.

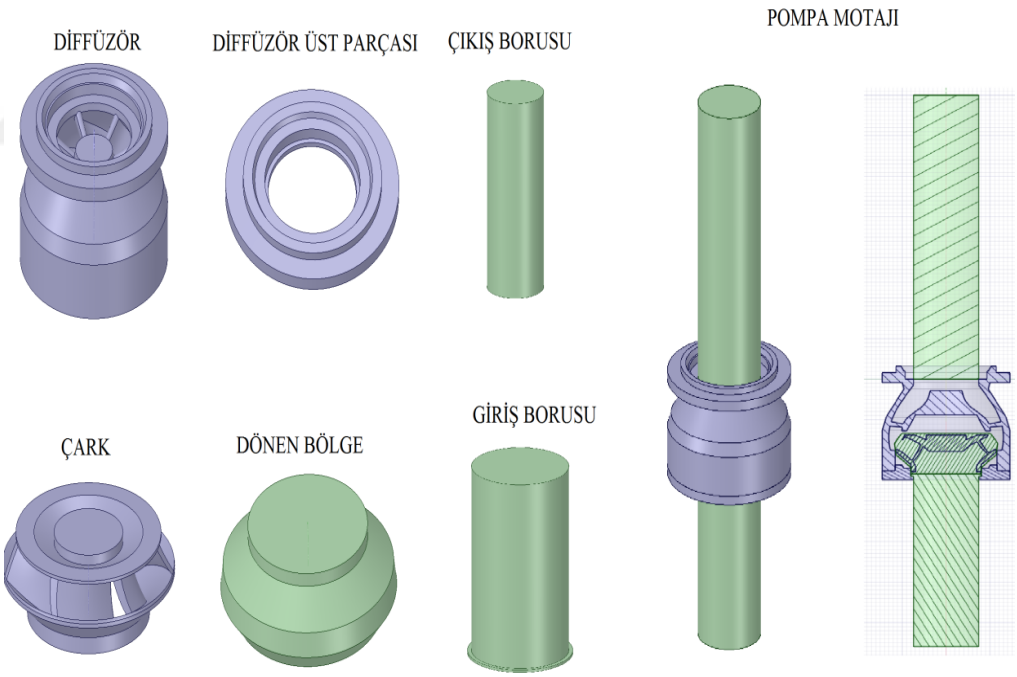
	Adımlar	**CFD simülasyon süreçleri**
Simülasyon öncesi	1	Problemin tanımlanması
	2	Problem çerçevesinde katı model (Akış alanı) tasarımı
	3	Sınırlar ve ilk koşulların belirlenmesi
	4	Belirlenen ilk koşular kapsamında mesh yapısının tasarımı
	5	Nümerik hesaplamalar için gerekli sınır şartlarının problem çerçevesinde tanımlanması
Nümerik hesaplama	6	Simülasyon stratejisinin benzer çalışmalar çerçevesinde belirlenmesi
	7	Nümerik hesaplamaların yapılması
Simülasyon sonrası	8	Nümerik hesaplama sonuçlarının değerlendirilmesi
	9	Nümerik sonuçların deneysel ölçümler veya benzer çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılması
	10	CFD simülasyonunda yürütülen hesaplamaların fark mesh yapılarında tekrarlanarak meshten bağımsız sonuçlar elde edilmesi

3.4.1. Katı model tasarımı

Dalgıç veya herhangi bir pompa hem hareketli hem de sabit bileşenlerden meydana geldiği için tekbir parça şeklinde katı modeli (akış alanı) oluşturulamaz. Çark ve difüzör kanat yapısının değişik eksenlerden meydana geldiği ve ölçülmesi zor olduğu için çizime uygun değildir. Bu problem, Başkent CADCAM firmasından optik tarama hizmet alınarak çözülmüştür. Bu hizmet alımı bünyesinde difüzör ve çark 4 farklı parçaya ayrılmış, her parça ayrı ayrı taranarak katı modelleri oluşturulmuştur. Hata oranını minimum seviyede tutmak için, oluşturulan katı modeller aynı gövde

içinde montajlanarak, çark ve diffüzörün katı modeli oluşturulmuştur. Literatür paralelinde, bu tez çalışmasında bileşenlerin katı model tasarımları sırasıyla gerçekleştirilip, montaj ortamında bileşenlerin birleştirilmesi şeklinde bir yöntem izlenmiştir. Bu yöntemde de katı modelin kompleks yapısından dolayı tasarımda meydana gelebilecek küçük ve istenmeyen yüzeyler ve montaj sırasında hatalı birleşmeler şeklinde iki temel sorunla karşılaşılabilir ve söz konusu sorunlar nümerik hesaplamalar sırasında büyük hatalara neden olabilir aynı şekilde bu sorunlar seçilen programın denetleme araçlarıyla ve detaylı kıyaslamalara minimum seviyeye indirgenmiştir.

SolidWorks 2014 paket programı aracılığıyla referans alınan pompa bileşenlerinin tez kapsamında gerçekleştirilen katı model tasarımları ve bileşenlerin montaj şekli Şekil 3.16'da gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere referans alınan pompa altı bileşen çerçevesinde tasarlanmıştır.

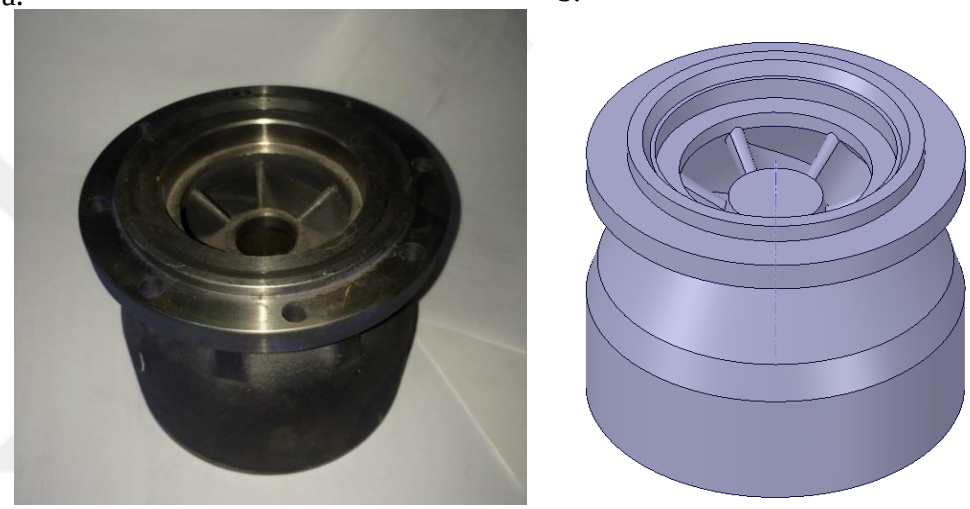


Şekil 3.16. Katı modelleri tasarlanan pompa bileşenleri.

Akış yapısına direkt etkisi söz konusu olduğundan özellikle çark, difüzör ve difüzör üst kapağının katı model tasarımı simülasyon süreci açısından kritik bir öneme sahiptir. Tez kapsamında bu bileşenlerin bir referans pompa ile birebir aynı olmak

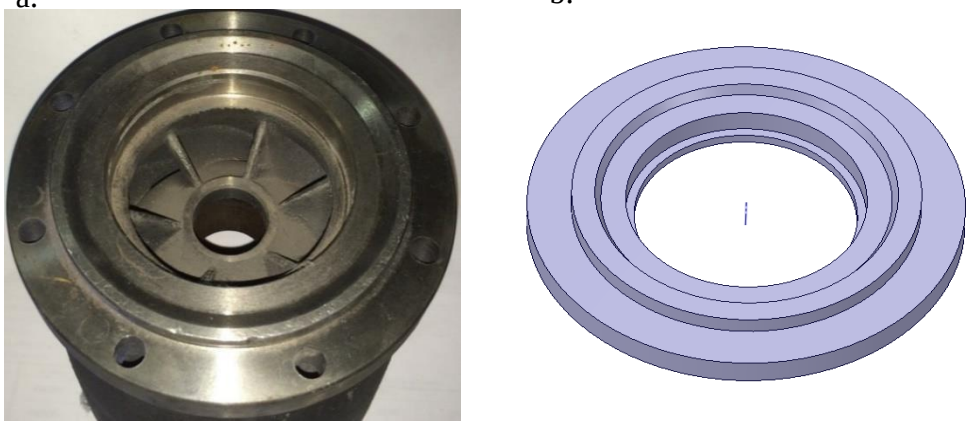
üzere 16 farkı geometride modelleri tasarlanmıştır. Tasarlanan bu modellerin geometrik parametreleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Referans alınan pompanın sözü edilen kritik bileşenlerin fotoğrafı ve katı modelleri sırasıyla Şekil 3.17, 3.18, 3.19'da gösterilmiştir. Şekil 3.17 ve Şekil 3.19'da gösterilmiş olan difüzör ve difüzör üst kapağı referans alınan pompanın malzeme yapısına uygun olarak programdan elastisite modülü 66178 N/mm^2 olan dökme demir seçilmiştir. Şekil 3.18'de gösterilmiş çark ise yine referans alınan pompa malzeme yapısına uygun olarak elastisite modülü 190000 N/mm^2 olan paslanmaz dökme çelik seçilmiştir.

a. b.



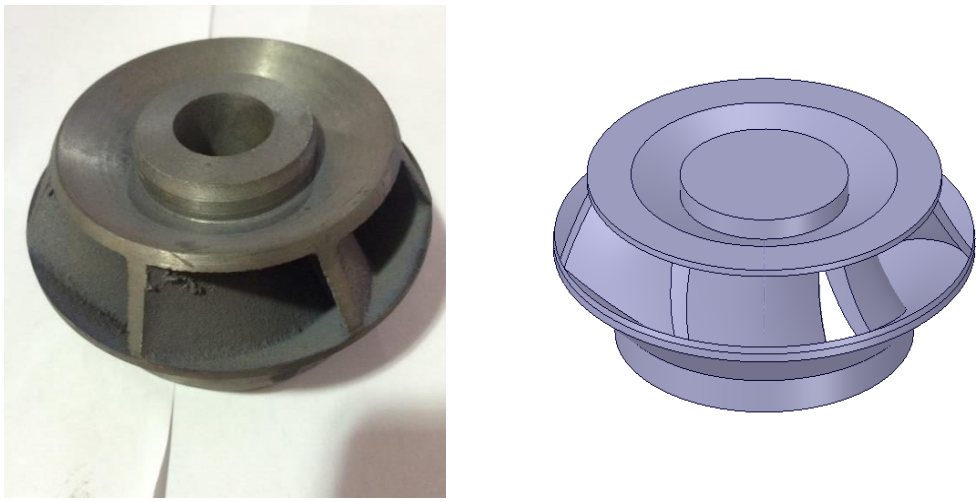
Şekil 3.17. a. 6415 seri numaralı dalgıç pompa kademesi ve b. katı model tasarımı yapılan kademe.

a. b.



Şekil 3.18. a. 6415 seri numaralı dalgıç pompa difüzör kapağı ve b. katı model tasarımı yapılan üst bileşen.

a. b.



Şekil 3.19. a. 6415 seri numaralı dalgıç pompa çarkı ve b. katı model tasarımı yapılan çark.

3.4.2. Türbülans model seçimi

Türbülans akışın temel karakteristiği akış hızında meydana gelen çalkantılardır. Bu çalkantılar momentum, enerji gibi niceliklerde çalkantılar meydana gelmesine neden olur. Söz konusu çalkantılar düşük skalada ve yüksek frekansta olduklarından direkt nümerik yöntemler ile hesaplanmaları, çok büyük bilgisayar kapasitesi ve hesaplama zamanı ile ancak mümkündür. Bundan dolayı pratik uygulamalarda, büyük bir çoğunlukla direk nümerik simülasyonlar yerine korunum denklemlerinin ortalama formu veya farkı süreçler ile küçük skalaların elimine edildiği hesaplama yükü ve zamanlaması daha düşük yöntemler kullanılır. Ancak söz konusu yöntemler denklemlerin motife edilmesinden dolayı bazı ek parametrelerin ortaya çıkmasına neden olur. Denklemlerin motife edilmesi ve ortaya çıkan parametrelerin tanımlanma süreçleri türbülans modelleri olarak adlandırılmaktadır.

Tez çalışmasında, simülasyonların yürütüldüğü ticari Autodesk CFD k-epsilon, SST k-ω, Detached Eddy Simulation, Low Re k-epsilon, RNG k-epsilon gibi birçok türbülans model seçeneği sunmaktadır (Autodesk CFD User's Manual, Autodesk CFD 2014). Bu tez çalışmasında nümerik simülasyonlarda k-ε türbülans modeli seçilmiştir. Literatürde yapılan birçok çalışmada k-ε türbülans modelinin ters basınç gradyanı ve ayrılmaların olduğu santrifüj pompalarda deneysel ölçümlere en iyi uyum gösterdiği

saptanmıştır (Li ve ark., 2016, Zhu ve ark., 2016, Zhou ve ark., 2018, Spence ve Amaral-Teixeirab, 2008). İki denklemli ve Boussinesq teoremini temel alan k-ε türbülans modelinde eddy viskozitesi:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \tag{3.12}$$

Denklemdeki C_μ ampirik bir sabittir. Denklemdeki K ve ε momentum denkleminden türetilir. Türbülans kinetik enerjisi(TKE):

$$\rho U_i \frac{\partial K}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_K}\right)\frac{\partial K}{\partial x_i}\right] - \rho\varepsilon + \mu_t\left[\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right]\frac{\partial U_j}{\partial x_i} \tag{3.13}$$

Türbülans enerji dağılımı(TED):

$$\rho U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_{1\varepsilon}\left(\frac{\varepsilon}{K}\right)\mu_t\left[\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right]\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial K}{\partial x_i}\right] - C_{2\varepsilon}\rho\left(\frac{\varepsilon^2}{K}\right) \tag{3.14}$$

Bu denklemlerdeki ε σ_K, σ_ε, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, model sabitleridir. Simülasyonlarda bu sabitler için seçilen değerler Çizelge 3.3'de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Seçilen Türbülans model sabitleri.

σ_K	σ_ε	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ
1	1.3	1.44	1.92	0.09

3.4.3. Mesh tasarımı

Nümerik simülasyonlarda, hesaplama alanını tanımlayan matematiksel bağıntıların çözülmesinde, sınır şartları çerçevesinde tüm hesaplama alanı için çözme yerine, hesaplama alanını çok küçük elemanlar(mesh) ile tanımlayıp adım adım çözme yöntemi tercih edilir. Bu tercih özellikle pratik mühendislik uygulamalarında bir zorunluluktur. Söz konusu zorunluğunun sebebi ise hesaplama alanı boyunca geometriden veya hesaplama alanını tanımlayan büyüklüklerin özelliklerinden dolayı

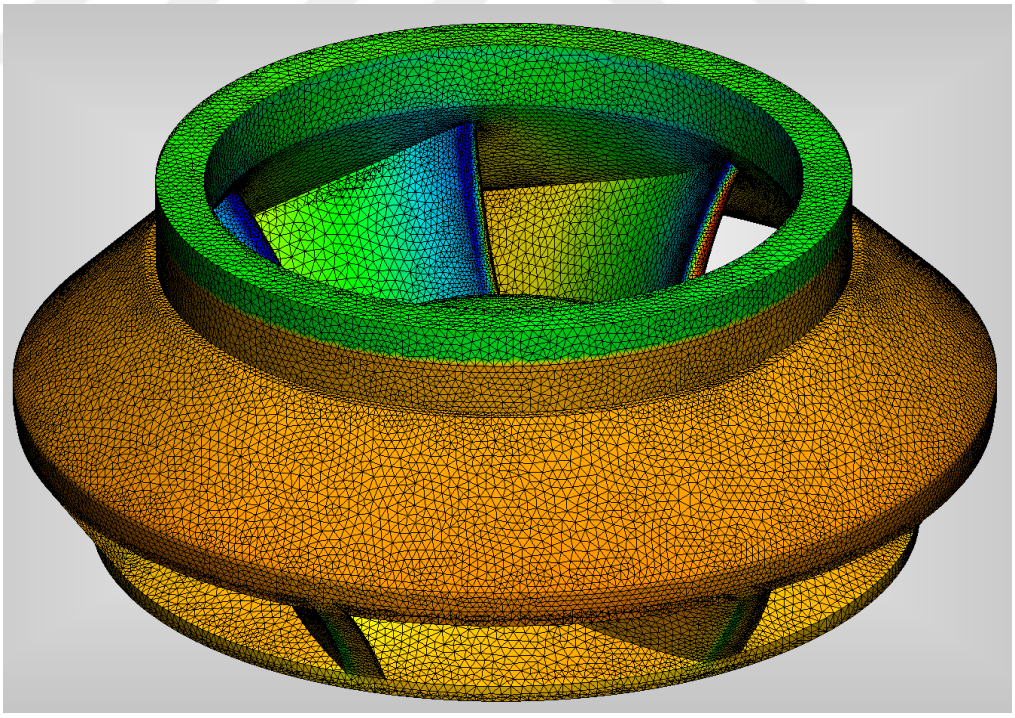
meydana gelebilecek olası değişmeleri, hesaplama sürecine dahil edebilmek içindir. Çünkü özellikle mühendislik uygulamalarında hesaplama alanındaki herhangi bir parametredeki çok küçük bir değişim, simülasyon sonucundaki etkisi çok büyük olabilmektedir. Öte yandan denklemleri tüm hesaplama alanı boyunca adım adım çözme, adım sayısına bağlı olarak önemli derece ek hesaplama yüküne ve zamanına neden olur. Dolayısıyla hesaplama alanının mesh denilen küçük elemanlar ile tanımlanma süreci hem simülasyonun sonucu hem de simülasyonun hesaplama yükü ve zamanı açısından en kritik aşamadır. Özellikle akış uygulamalarında, hesaplama alanı boyunca katı yüzeyler üzerinde meydana gelebilecek sınır tabaka gelişmesi, ayrılması ve akış yapısındaki küçük skalada ve yüksek frekansta dalgalanmalar, yukarıda sözü edilen kritik aşama için çok daha büyük önem arz etmektedir.

Bir akış alanında mesh tasarımında dikkate alınan öncelikli parametre türbülans sınır tabakada meydana gelen ve akış ile katı yüzey arasındaki ilişki tanımlayan temel parametrelerden biri olan, laminer alt tabakasıdır. Söz konusu bölgede y^+ değeri 1-5 arasındadır. Nümerik hesaplama sürecinin akış yapısını tanımlaya bilmesi ancak birkaç düğüm noktasının bu bölgede yer alması ile mümkündür. Laminer tabaka içerisinde birkaç düğüm bırakarak yapılacak mesh tasarımı hesaplama ve yükü ve zamanını önemli derece artırmaktadır. Mühendislik uygulamalarında genellikle laminer alt tabaka bölgesi duvar fonksiyonu denilen matematiksel modeller ile tanımlayıp, hesaplama yükü ve zamanı azaltma tercih edilmektedir. Duvar fonksiyonları;

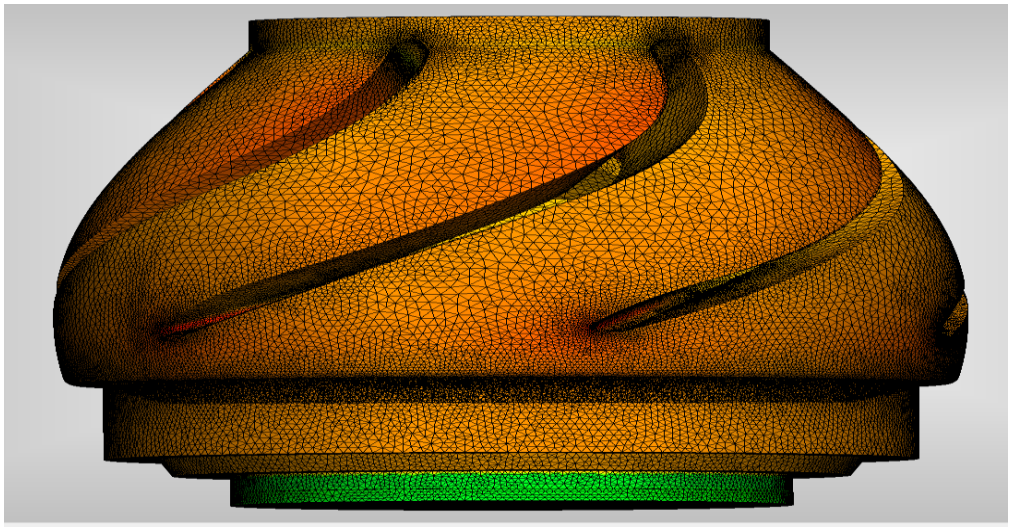
$$U^+ = \frac{1}{K} log y^+ + B \tag{3.15}$$

şeklinde olup, denklemdeki B ve K türbülans modeline bağlı değişkenlik gösteren boyutsuz sayılardır. Denklemdeki U^+ ve y^+ sırasıyla;
$U^+ = U_0/\sqrt{\tau/\rho}, \quad y^+ = y\sqrt{\tau/\rho}//v$ şeklindedir. Denklemdeki U_0 ortalama hızı τ kayma gerilmesini, v kinematik viskoziteyi ve y yüzeyden itibaren ilk düğüm noktasının uzunluğunu göstermektedir. Bu tez çalışmasında mesh tasarımında seçilen türbülans modeline uygun olarak dikkate alınan tasarım parametresi tüm yüzeylerden itibaren ilk düğüm noktasında $y^+<35$ olmasıdır. Söz konusu kriter dikkate alınarak ilk

etapta seçilen paket programın otomatik mesh özelliği kullanarak akış alanı üç yüzeye sahip elemanlar ile yapısı oluştururmuştur. Sonraki aşmada dikkate alınan kriter çerçevesinde lokal mesh artırımları yapılmıştır. Mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren ve akış alanının hareketli bileşeni olan çark ve difüzörün mesh yapısı sırasıyla Şekil 3.20 ve Şekil 3.21'de gösterilmiştir. Yapılan ilk simülasyonlar çerçevesinde $y^+<35$ kriterine uluşmak için çarkın katı yüzeylere yakın bölgelerde mesh sayısı %13 artırılmıştır. Difüzörde ise artırma işlemi %9,5 oranında olmuştur. Mesh artırma işlemlerinden sonra tekrarlanan simülasyonlarda yüksek basınç ve hız gradyanların meydana geldiği çark ve difüzör giriş-çıkış bölgelerinde y^+ değeri 43-150 aralığında değişmiştir. Bunu üzerine sırasıyla çark girişinde %20, çark çıkışında %17, difüzör girişinde %19 ve difüzör çıkışında %13 oranlarında, katı yüzeyler üzerinde mesh artırımı yapılmıştır. Yapılan artılımlar sonucunda çark giriş ve çıkışının mesh yapısı Şekil 3.22'de, difüzör giriş ve çıkışındaki mesh yapısı ise Şekil 3.23'de gösterilmiştir. Bu işlemden sonra yapılan simülasyonlar sonucunda yüzeyler üzerindeki ilk düğüm noktalarında y^+ değeri 35'in altında kalmıştır

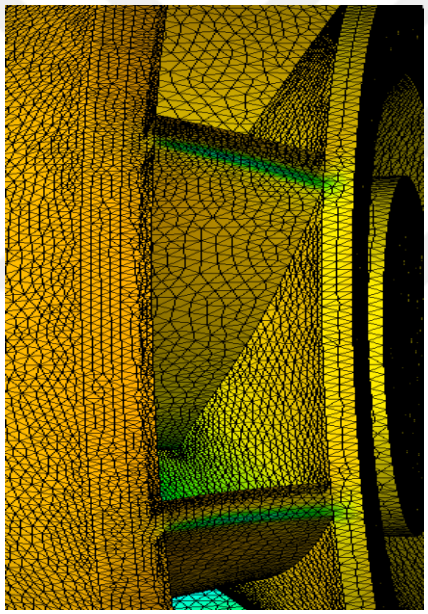


Şekil 3.20. Çarkın mesh tasarımı

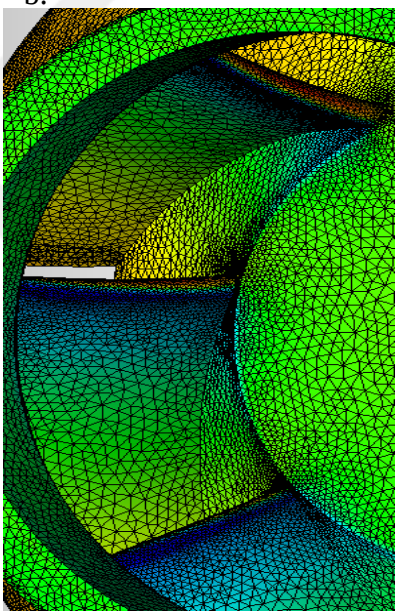


Şekil 3.21. Difüzörün mesh tasarımı.

a.



b.



Şekil 3. 22. Çark a. giriş ve b. çıkış mesh yapısı.

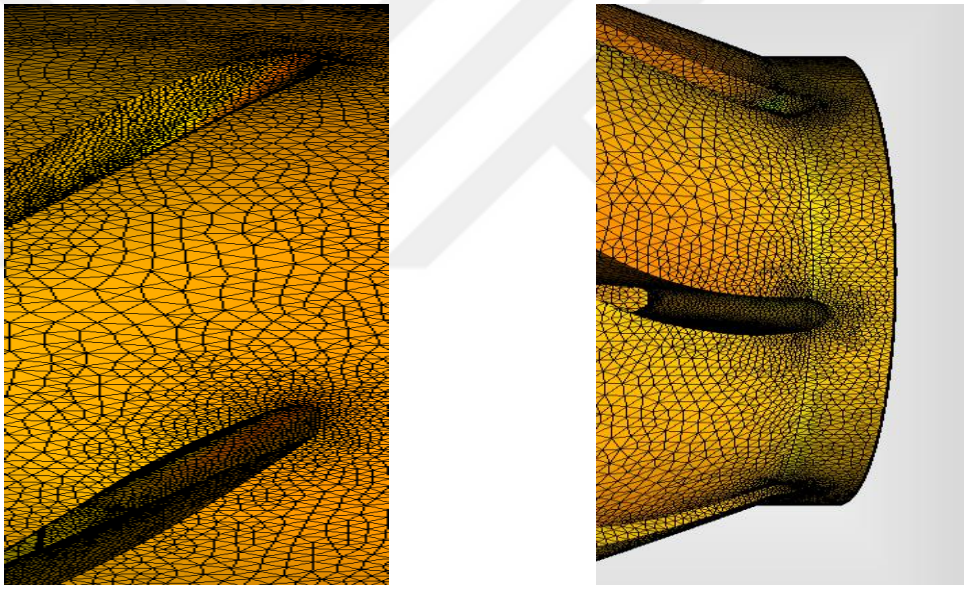
Yukarıda değinilen kriter çerçevesinde tez çalışması kapsamında belirlenen dört geometrik parametre için tespit edilen optimal mesh sayıları Çizelge 3.4'de verilmiştir. Dört geometrik parametrenin sırasıyla çark çıkış aralığı 17.5mm, çark çıkış açısı 95^0, çark kademe arsı mesafe 7mm ve kademeler arası mesafe 150mm değerlerinde Çizelge 3.4'de verilmiş olan mesh sayıları sırasıyla aynı geometrik ölçütler için %10 ve %20 artırarak 12 tane simülasyon yürütülmüştür. Bu yürütülen simülasyonlardan amaç çözümlerin meshten bağımsız olup olmadığını sorgulamaktır. Yapılan nümerik

hesaplamalar sonucunda aynı geometrik ölçütler için farklı mesh yapılarında yapılan simülasyonlarda sonuçlardaki sapmanın %2'nin altında kaldığı tespit edilmiştir. Bu tespit yürütülecek simülasyonların sonuçların meshten bağımsız olduğunu göstermektedir. Bu simülasyonların ayrıntılı sonuçları sonraki bölümde detaylı sunulacaktır.

Çizelge 3.4. Simülasyonlar için tespit edilen optimal mesh sayıları.

Geometrik parametreler	Çark çıkış aralığı	Çark çıkış açısı	Çark kademe arası mesafe	Kademeler arsı mesafe
Mesh sayısı	8700233	8520623	9534060	17695.812

a. b.1



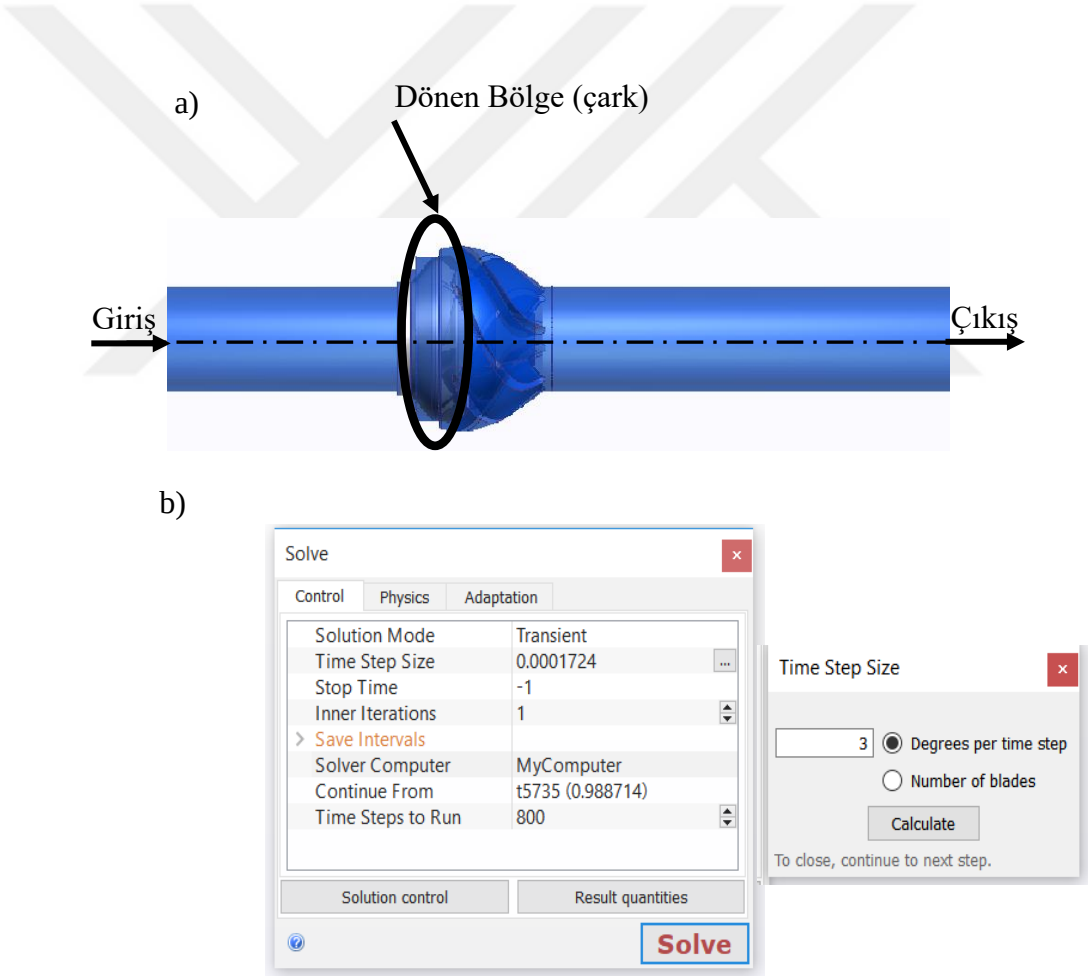
Şekil 3. 23. Difüzör a. giriş ve b. çıkış mesh yapısı.

3.4.4. Sınır şartları

CFD simülasyonlarında sınır şartları deneysel ölçümlerdeki koşullar dikkate alınarak belirlendi. Bu çerçevede sınır şartlarının akış alanı üzerindeki konumları Şekil 3.24 a'da gösterilmiştir. Şekil 3.24'de görülen giriş kesitinde basınç giriş sınır şartı seçilmiştir ve basınç değeri 0 Pa olarak belirlenmiştir. Çıkış kesitinde akış debisi sınır şartı belirlenmiş ve debi miktarı deneysel ölçümlere uygun olarak 15 lt/s olarak

girilmiştir. Şekil 24 a'da görülen dönen bölge veya çark devri yine deneysel ölçümlere uygun olarak 2900 devir/dk seçilmiştir.

Simülasyonlarda zamana bağlı akış (Transient flow) olarak seçilen çözüm sürecinde çözüm zaman adımları, dönen bölgenin devir sayısı dikkate alınarak hesaplanmıştır. Tüm CFD simülasyonlarında, çözüm zamanına ait girdilerin üzerinde olduğu, kullanılan Autodesk CFD paket programına ait çözüm paneli (Solve) Şekil 3.24 b'de gösterilmiştir. Şekil 3.24 b'den görüleceği üzere zaman adım büyüklüğü açısal dönme (Time Step Size) 3^0 olarak girildiğinde zaman adım büyüklüğü 0.0001724 s olmaktadır.



Şekil 3.24. a. CFD simülasyonları için tasarımı yapılan 1 kademeli pompanın akış alanı üzerinde sınır şartlarını konumu ve b. tüm simülasyonlarda seçilen çözüm paneli.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

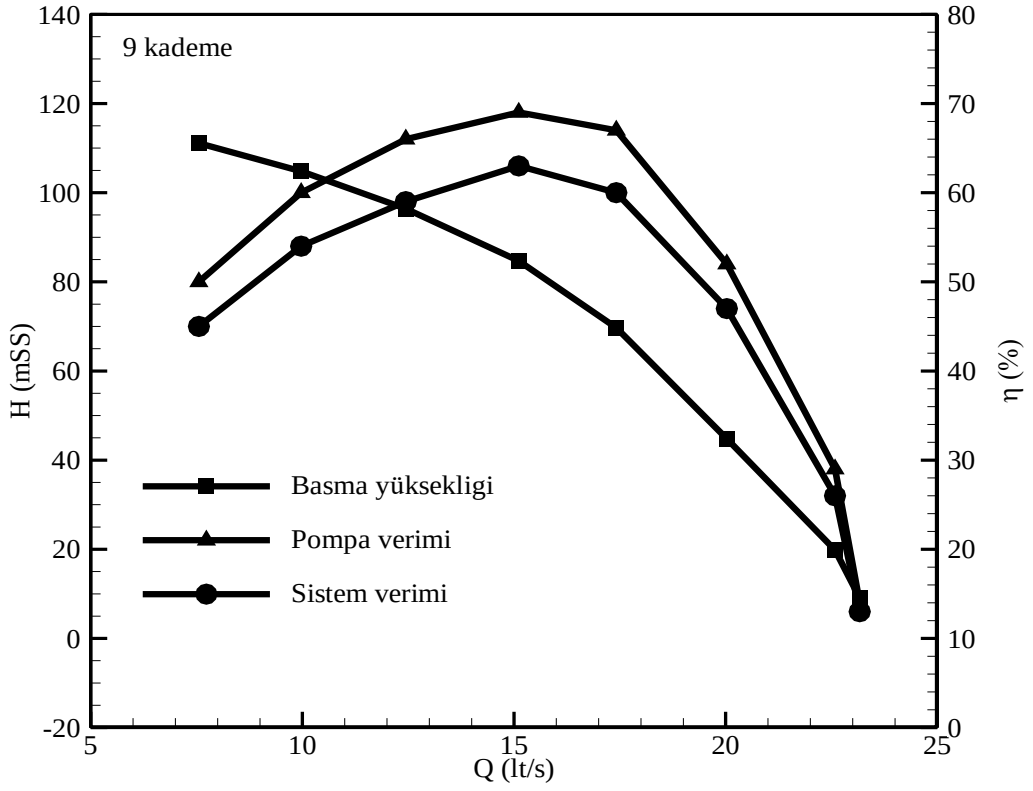
Tez çalışması kapsamında, referans alınan endüstriyel bir dalgıç pompanın ilk etapta, farklı kademlerdeki performansı, önceki bölümde sunulan deney seti ve ölçüm araç gereçleri ile ölçülmüştür. Ölçümleri takiben deneysel ölçümler ile doğrulanmış CFD simülasyonları ile çark çıkış aralığı, çark çıkış açısı, çark difüzör arası mesafe ve kademeler arası mesafe şeklindeki temel dört geometrik parametrenin pompa performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Söz konusu dört geometrik parametrenin her birinin dört farklı ölçütü için toplamda 16 farklı geometrik düzenlemenin pompa performansı ile ilişkisi araştırılmıştır. Bu geometrik düzenlemelerin detayları Bölüm 3'de sunulmuştur.

Bu bölümde tez çalışması boyunca yürütülen deneysel ölçümlerin ve CFD simülasyonların sonuçları, detaylı grafikler ve sayısal veriler ile verilmiştir. Bu çerçevede ilk etapta deneysel ölçüm verileri sunulmuştur. Deneysel verilerin sunumundan sonra deneysel veriler ile doğrulanmış CFD simülasyon sonuçları dört geometrik parametre dikkate alınarak dört başlık altında toplanmıştır. Son olarak ise deneysel ölçüm verileri ve CFD simülasyon sonuçları bir arada değerlendirilmiştir.

4.1. Deneysel Ölçümler

Tez çalışmasında referans alınan endüstriyel dalgıç pompa şirket tarafından endüstriye 9 kademeli ve her kademe için 2.78 hp olmak üzere 25 hp gücünde bir motorla verilmektedir. Bu yapıdaki pompa dikkate alınan dört geometrik parametre için ölçütleri sırasıyla çark çıkış aralığı 15.5mm, çark çıkış açısı 75^0, çark difüzör arası mesafe 5mm ve kademeler arası mesafe 130mm'dir. Söz konusu pompanın endüstriye sunulan şekliyle tez kapsamında, 2900 devir/dk'da ölçülen detaylı performans raporu Ek 1'de verilmiştir. Bu yapıdaki ölçümlerin yanı sıra pompanın yine 2900 devir/dk'da sırasıyla 5, 2 ve 1 kademe sayısındaki performans ölçümleri de yürütülmüştür.

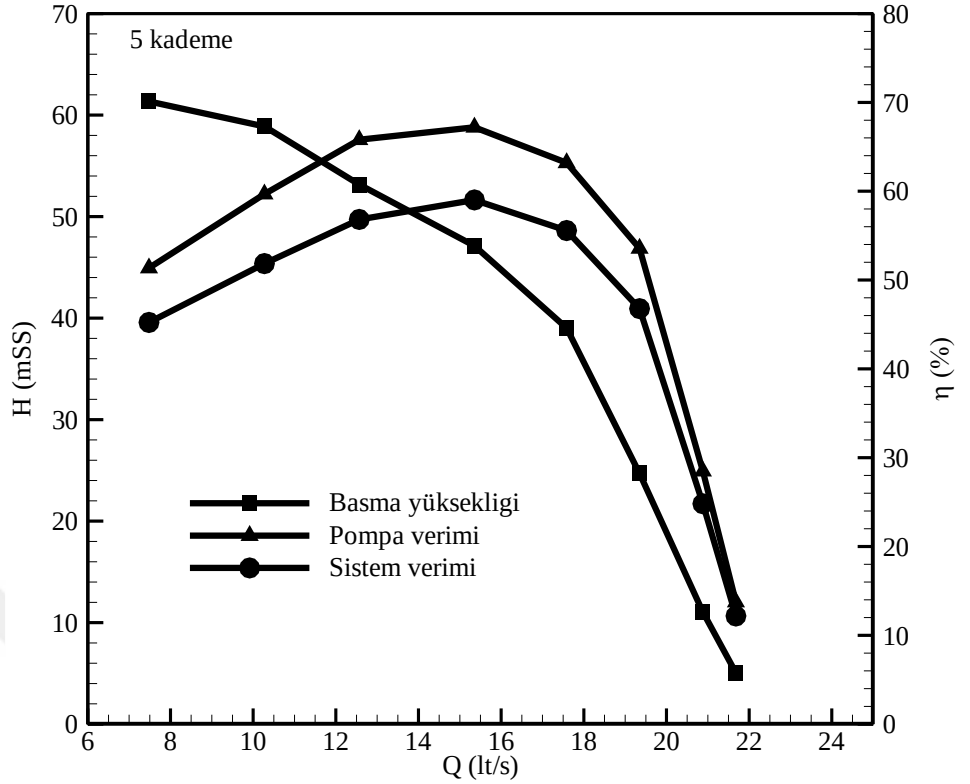
Referans alınan pompanın 9 kademe konstrüksiyonu ile ölçülen debiye bağlı olarak pompa basma yüksekliği, pompa ve sistem veriminin değişimleri bir arada Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere literatüre uygun olarak (Wang ve ark., (2013), Makteli ve ark., (2010)) basma yüksekliği ve verim eğrileri parabolik bir eğilim göstermektedir. 111.1 mSS maksimum basma yüksekliğinde debi 7.55 lt/s ölçtürmüştür. Bu noktada pompa verimi %50 olurken sistem verimi %45 olmaktadır. Minimum basma yüksekliği ise 9.1 mSS olarak ölçülmüş ve bu noktadaki debinin 23.17 lt/s olduğu saptanmıştır. Söz konusu noktada pompa verimi %14 olurken sistem verimi %13 olmaktadır. Yapılan ölçümlerde maksimum pompa veriminin %69 olduğu tespit edilmiştir. Bu noktada pompa basma yüksekliği 84.7mSS olurken debi 15.1 lt/s olmaktadır. Dolayısıyla tespit edilen optimal çalışma noktasında hidrolik güç 12.556 kW olmaktadır. Ayrıca bu noktada pompa verimi %69 olurken sistem verimi %63 olmaktadır. Bu noktadan sonra ise hem pompa verimi hem de sistem verimi dramatik olarak düşmektedir.



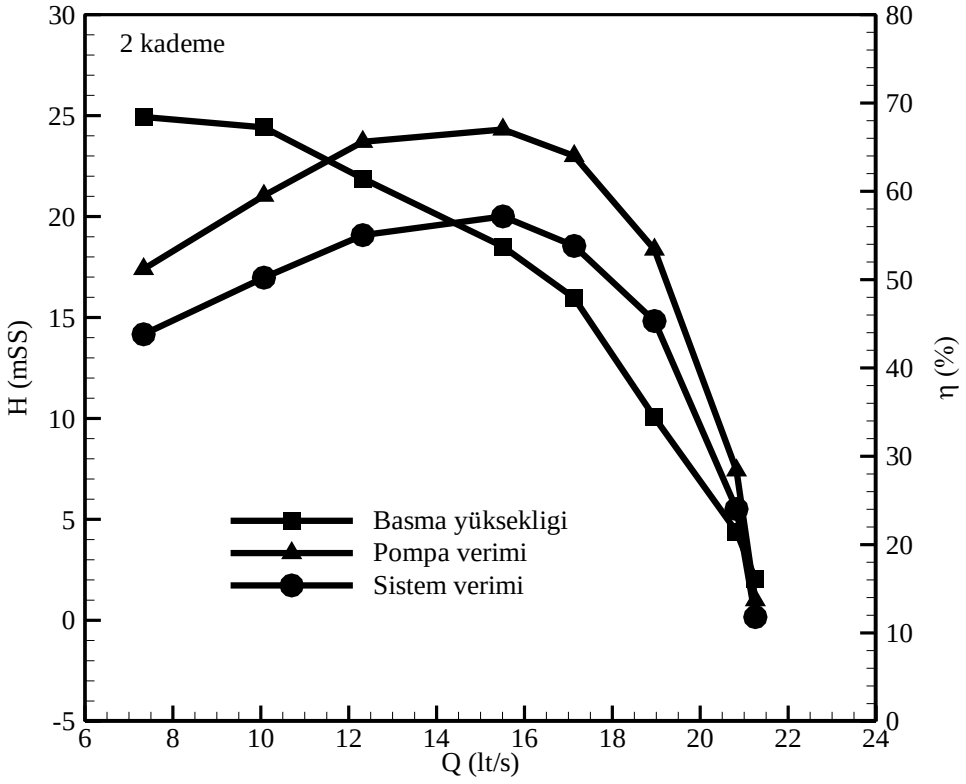
Şekil 4.1. 9 kademeli dalgıç pompanın çalışma eğrileri.

Tez çalışması kapsamında beş kademe için yapılan ölçümlerde 15 hp gücünde motor kullanılmıştır. Ölçümler yukarıda değinildiği üzere motorun 2900 devir/dk devrinde alınmıştır. Bu konstrüksiyon için ölçülen debiye bağlı olarak pompa basma yüksekliği, pompa ve sistem veriminin değişimleri bir arada Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Görüleceği üzere hem basma yüksekliği hem de verim eğrileri parabolik bir eğilim göstermektedir. 61.345 mSS maksimum basma yüksekliğinde debi 7.55 lt/s ölçtürmüştür. Bu noktada pompa verimi %51,35 olurken sistem verimi %45,23 olmaktadır. Minimum basma yüksekliği ise 5.05 mSS olarak ölçülmüştür ve bu noktadaki debinin 61.34 lt/s olduğu saptanmıştır. Söz konusu noktada pompa verimi %13,75 olurken sistem verimi %12,8 olmaktadır. Alınan ölçümlerde maksimum pompa ile sistem verimi sırasıyla %67.201 ve %59.02 olmaktadır. Bu noktada pompa basma basıncı 47.118 mSS olurken debi 15.3 lt/s olmaktadır. Ayrıca bu noktadaki hidrolik güç 7.072 kW olarak hesaplanmıştır. Pompa maksimum çalışma noktasında 9 kademeye nazaran yaklaşık olarak pompa veriminde %1,8 sistem veriminde ise %4 azalmaktadır.

2 kademe için alınan ölçümler sonucunda tespit edilen pompa çalışma eğrileri Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere debiye bağlı olarak pompa basma yüksekliği, pompa ve sistem verimi eğrileri 9 ile 5 kademe çalışma eğrilerine benzer bir eğilim göstermektedir. 2 kademeli pompa ölçüm sürecinde 6 hp gücündeki bir motor kullanırmıştır. Motor devri ise 9 ve 5 kademe için yapılan ölçümlere benzer olarak 2900 devir/dk şeklinde ayarlanmıştır. Alınan ölçümlerde 24.93 mSS maksimum pompa basma yüksekliğinde, debi 7.33 lt/s olarak ölçülmüştür. Söz konusu noktada pompa verimi %51,2 olurken sistem verimi %43,81 olmaktadır. Debi kontrol vanasının tam açık olduğu durumunda maksimum debi 21.255 lt/s ölçülmüştür. Alınan söz konusu ölçüm noktasında pompa basma basıncı değeri 2.04 mSS olduğu saptanmıştır. Yine bu noktada pompa ve sisteme verimi sırasıyla %13,71, 11.8 olmaktadır. Alınan ölçümler sonucunda pompanın maksimum çalışma noktasında basma yüksekliği 18.5 mSS olurken debi 15.4 lt/s olmaktadır. Söz konusu çalışma noktasında pompa ile sistem verimi sırasıyla %66,8 ve %57,16 ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda maksimum çalışma noktasında hidrolik gücün 2.795 kW olduğu tespit edilmiştir.

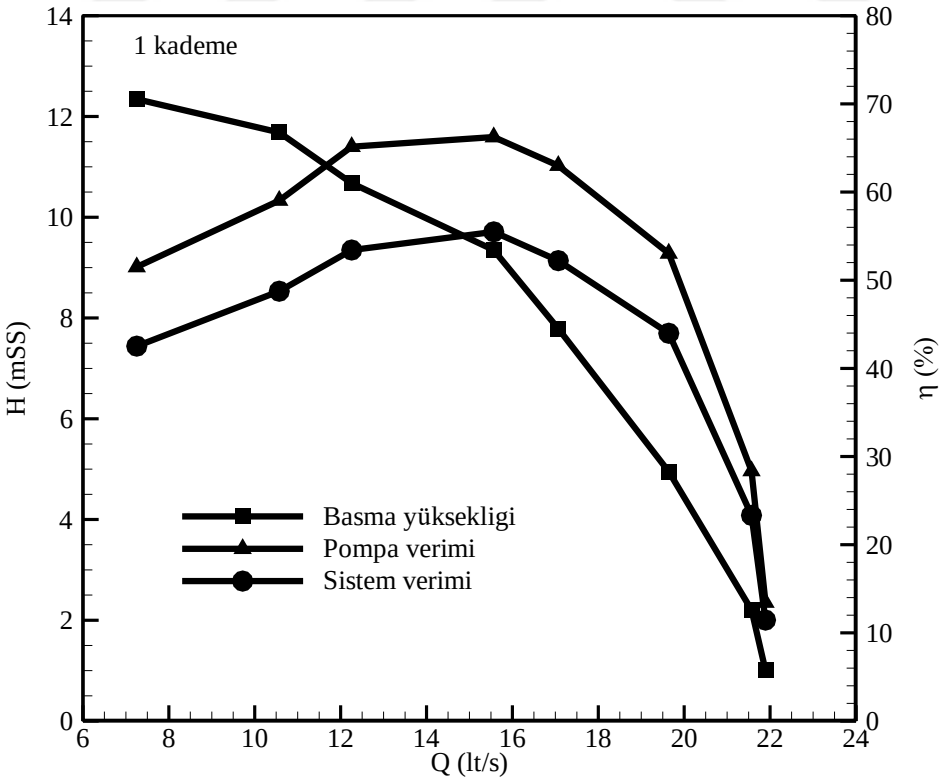


Şekil 4.2. 5 kademeli dalgıç pompanın çalışma eğrileri.



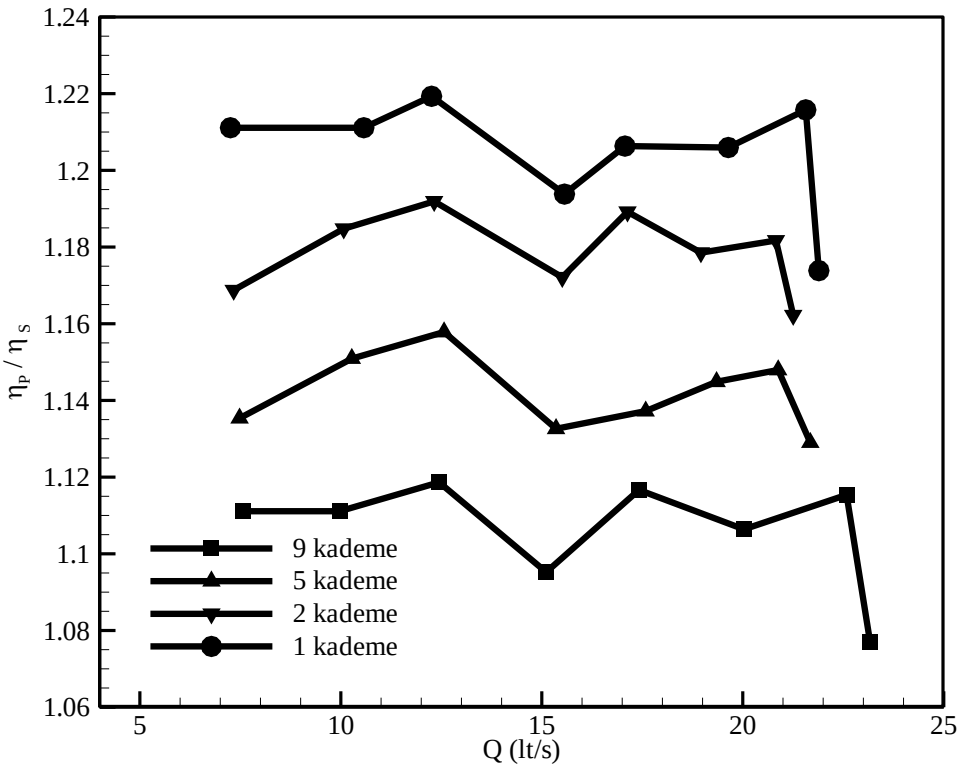
Şekil 4.3. 2 kademeli dalgıç pompanın çalışma eğrileri.

Bir kademeli pompanı deneysel ölçüm süreçlerinde 4 hp gücünde motor kullanılmıştır. Yapılan ölçümler sonucunda hazırlanan pompa çalışma eğrileri Şekil 4.4'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere debiye bağlı olarak pompa basma yüksekliği pompa ve sistem verimi 9, 5 ile 2 kademeye benzere şekilde üçüncü dereceden parabolik bir eğilim göstermektedir. Motor devri ise 9, 5 ve 2 kademe için yapılan ölçümlere benzer olarak 2900 devir/dk şeklinde ayarlanmıştır. Yapılan ölçümlerde maksimum basma yüksekliğinin 12.34 mSS olduğu anda debinin 7.25 lt/s olduğu gözlemlenmiştir. Bu noktada pompa verimi %51,5 olurken sistem verimi %42,52 olmaktadır. Debi kontrol vanasının tam açık olduğu durum minimum basma yüksekliği ise 1.05 mSS olarak ölçülmüştür ve bu noktadaki debinin 21.89 lt/s olduğu saptanmıştır. Söz konusu noktada pompa verimi %13,44 olurken sistem verimi %11,45 olmaktadır. Alınan ölçümlerde maksimum pompa ile sistem verimi sırasıyla %66,24 ve %55,48 olmaktadır. Bu noktada pompa basma yüksekliği 9.35 mSS olurken debi 15.4 lt/s olmaktadır. Ayrıca bu noktadaki hidrolik güç 1.412 kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.4. 1 kademeli dalgıç pompanın çalışma eğrileri.

Yapılan ölçümlerde gözlemlenen diğer önemli detay kademe sayısı ve pompa çalışma eğrisi boyunca, pompa ve sistem verimi arasındaki ilişkidir. Bu ilişkinin tanımlanabilmesi için ölçülen tüm kademeler için çalışma eğrileri boyunca pompa veriminin sistem verimine oranı hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda ölçülen kademeler için, pompa veriminin sistem verimine oranının pompa çalışma eğrisi boyunca değişimi Şekil 4.5'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere 9 kademede sistem verimi diğer kademelere göre pompa verimine yaklaşmaktadır. Kademe sayısının düşmesine bağlı olarak sözü edilen oran büyümektedir. Tüm kademeler için pompa çalışma eğrileri boyunca, debi kontrol vanasının tam açık olduğu, yanı debinin maksimum, pompa basma yüksekliğinin minimum olduğu durumlar hariç, pompa veriminin sistem verimine oranı, pompanın maksimum çalışma noktasında en düşük değerine ulaşmaktadır. Örneğin dokuz kademeli pompada maksimum çalışma noktasında oran 1.095 iken önceki ile sonraki noktalarda sırasıyla 1.118 ve 1.116 olmaktadır. Bir kademeli pompada ise maksimum çalışma noktasında söz konusu oran 1.193 olurken önceki ile sonraki noktada sırasıyla 1.22 ve 1.206 olmaktadır.



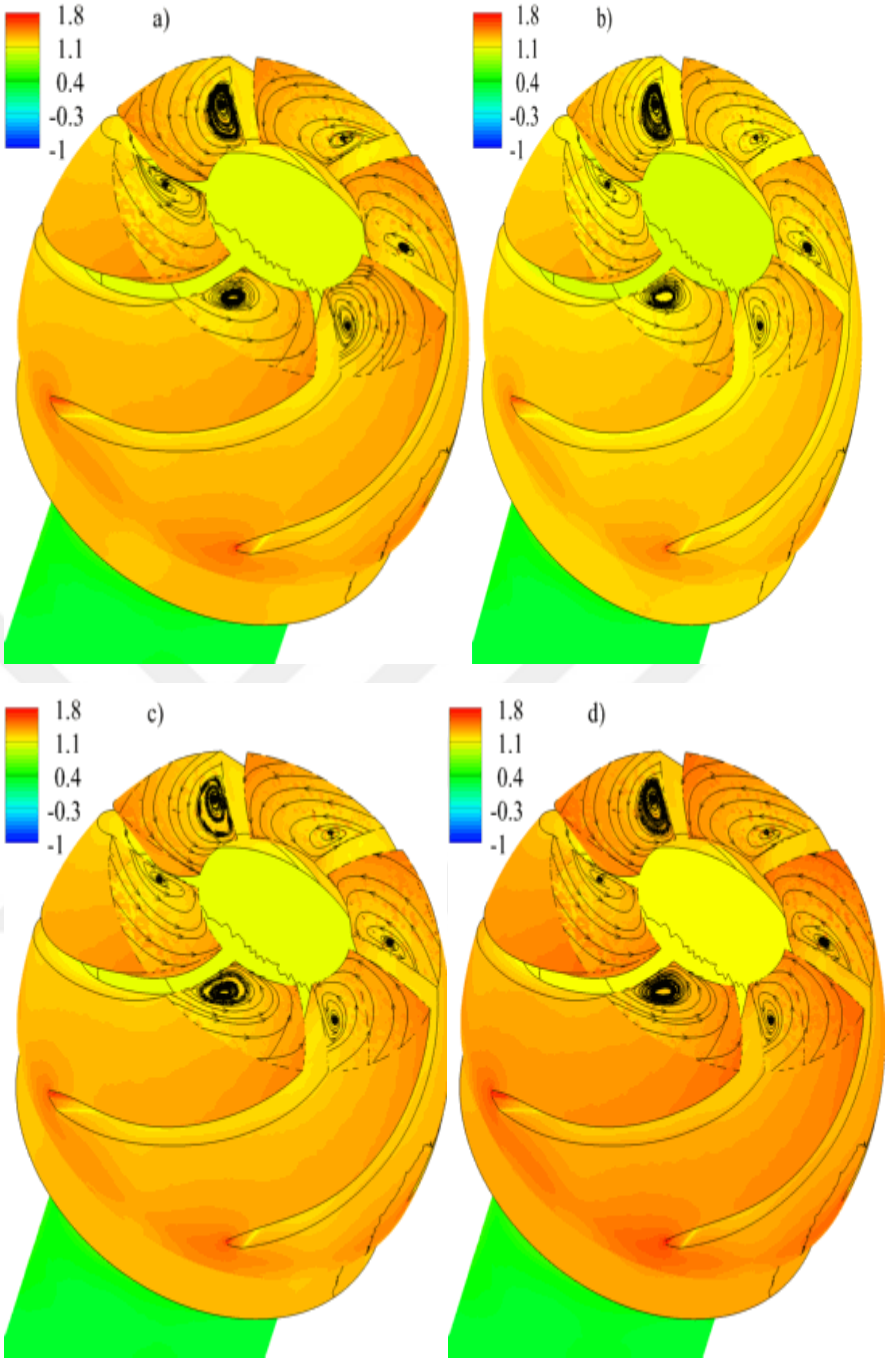
Şekil 4.5. Ölçülen kademelerde pompa veriminin sistem verimine (η_p / η_s) oranının debiye bağlı değişimi.

Şekil 4.5'de görülebilecek diğer önemli bir ayrıntı pompa veriminin sistem verimine oranının pompa çalışma eğrileri boyunca kademe sayısına bağlı olarak belirgin bir fark göstermesidir.

4.2.CFD Simülasyon Sonuçları Üzerinde Mesh Sayısının Etkisi ve Simülasyonlarının Deneysel Veriler İle Doğrulanması

Tez çalışması kapsamında yürütülen CFD simülasyonlarında izlenen ve Çizelge 3.2'de verilen süreçlerin, simülasyon sonuçlarının güvenilirliği açısından en kritiği mesh tasarımıdır. Önceden de değinildiği üzere bir akış alanının mesh tasarımını seçilen türbülans modeli ve duvar fonksiyonu çerçevesinde yapmak bir zorunluluktur. Bu çalışmada söz edilen zorunluluk dikkate alınarak akış alanlarının mesh tasarımı yapılmıştır. Yapılan ilk deneme simülasyonlarında, seçilen türbülans modeli için paket programın önerdiği y^+ değerlerine ulaşılmıştır. Bu mesh tasarım sürecinin detayları 3. Bölüm 'de verilmiştir. Bir CFD simülasyonunu güvenirliğini belirleyen diğer bir parametre ise meshten bağımsız bir çözüme ulaşmaktır. Bu parametreyi de sağlamak amacıyla mesh tasarımı süreci sonucunda tespit edilen ve Çizelge 3.4'de verilen mesh sayıları referans alınarak, seçilen endüstriyel pompanın mevcut ölçütleriyle tanımlanan akış alanı, sırasıyla bu mesh sayıları %10 azaltma, %10 ve %20 artırma şeklinde üç farklı mesh yapısında tasarlanmıştır. Yapılan farklı mesh yapılar çerçevesinde yürütülen CFD simülasyonları ile mesh sayısının simülasyonlar üzerinde etkisi incelenmiştir.

Yukarıda söz edilen farklı mesh sayıları için, aynı sınır şartlarında yürütülen CFD simülasyonlarında mesh sayısının akış alanını tanımlayan büyüklükler üzerinde çok sınırlı bir etkisini olduğu fakat akış yapısını değiştirmediği saptanmıştır. Bu durum 1 kademeli pompa için dört farklı mesh sayısı veya yoğunluğu için yürütülen simülasyonlar sonucunda, basınç kontörleri ve akım çizgilerinin gösterildiği Şekil 4.6'dan açıkça görülebilir. Şekil 4.6'da görüleceği üzere her dört mesh sayısında benzer bir akış yapısı gözlemlenmektedir. Bu benzer akış yapısı yanı sıra pompa performansının belirlenmesinde kritik öneme sahip basma yüksekliğinde sapmalar %10 ve 20 mesh sayısı artımlarında, birbirlerine göre sapma %1-2 aralığında kalırken



Şekil 4.6. a) 8700233 mesh sayısı b) %10, c) %20 artılım ve d) %10 azaltırmış mesh sayısı çerçevesinde yürütülen CFD simülasyonları sonucunda akış alanlarındaki basınç dağılımı (mSS) ve akım çizgilerinin yapısı.

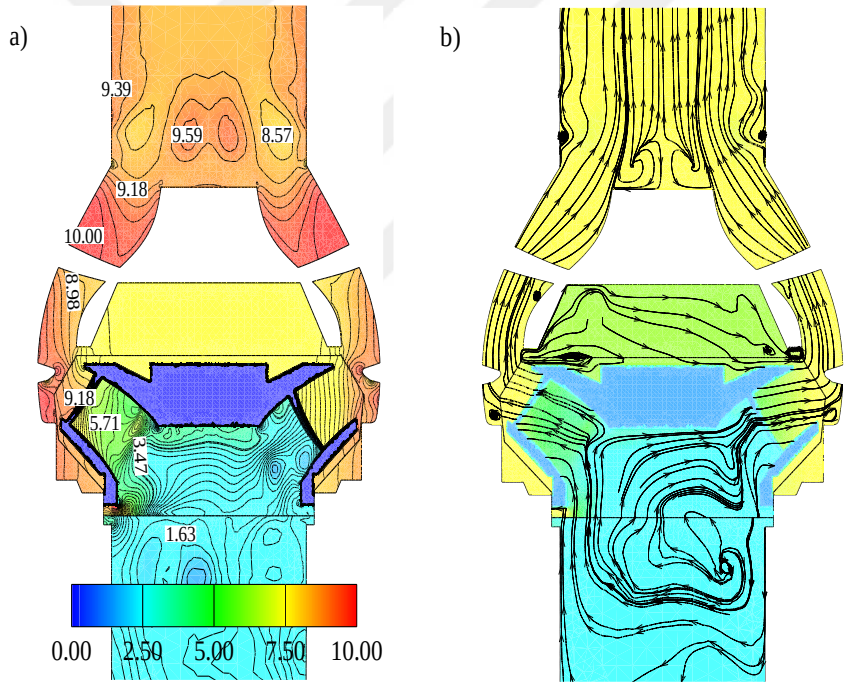
%10 azaltma sapma %2,3 olmaktadır. Söz konusu benzer akış yapıları ve düşük sapma değerleri Çizelge 3.2'de verilen mesh sayıları ile yürütülecek simülasyon sonuçlarının meshten bağımsız olduğunu göstermektedir.

Seçilen endüstriyel pompanın mevcut ölçütlerinde 1 ve 2 kademeli pompa için 15 lt/s debi ve 2900 devir/dk sınır şartlarında CFD simülasyonları yürütülmüştür. Bu aşamada yürütülen CFD simülasyonların amacını; (i) sonraki aşamalarda yürütülecek simülasyonların güvenilirliğini deneysel verileri referans alarak ölçmek ve (ii) yine sonraki aşamalarda 16 farklı ölçüt yürütülecek simülasyon sonuçlarını mevcut pompa ölçütleriyle karşılaştırılacak verilere ulaşmak şeklinde iki sınıfta değerlendirebiliriz.

Tez çalışması boyunca yürütülen tüm CFD simülasyonlarında akış yapısını tanımlayabilmek için akış alanı boyunca basınç dağılımını ve akım çizgilerini gösteren grafikler hazırlanmıştır. Bu aşamada seçilen pompanın mevcut ölçütleri için 1 kademeli pompa için yürütülen simülasyonlar sonucunda, pompa boyunca basınç dağılımı ve akım çizgileri Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Şekil 4.7'den görüleceği üzere pompa boyunca basınç çarka girişten, çark boyunca dramatik artarken, çark çıkışından sonra ise basınçtaki artış ve azalış miktarları, çok sınırlı aralıklarda kalmaktadır. Çark girişinde basınç yaklaşık olarak 3.27 mSS iken çark çıkışında basınç 1.75 kat artarak 9.18 mSS değerine ulaşmaktadır. Çark çıkışı difüzör girişinde basınç hemen yaklaşık olarak 9 mSS ulaşmakta ve daha sonra basınç 9-9.8 mSS aralıklarda değişen dalgalanmalar göstermektedir. Difüzör boyunca basınç yaklaşık olarak 9.76 mSS ulaşmasına rağmen hemen difüzör çıkışına yakın basınç tekrar 9.1mSS ulaşmaktadır. Dikkate değer önemli bir bulguda difüzör çıkışının hemen üzerindeki akış alanında çevreye göre yaklaşık olarak 1.1 mSS daha düşük bir düşük basınç bölgesi meydana gelmektedir. Şekil 4.7 b'deki akım çizgilerinden görüleceği üzere söz konusu düşük basınç bölgesi difüzör çıkısından sonraki akış yapısını belirleyen ana parametredir. Sözü edilen düşük basınç bölgesinin pompa merkez ekseni tarafında akışa zıt yönlü bir vorteks sistemi meydana gelmektedir. Aynı düşük basınç bölgesinin diğer tarafında ise oranca çok daha küçük yine akış yönüne zıt yönlü bir diğer vorteks sistemi meydana gelmektedir. Şekil 4.7'den de görüleceği üzere difüzör çıkış bölgesindeki akış yapısını belirleyen parametreler sözü edilen iki vorteks sistemidir. Yine yapılan incelemelerde difüzör sonraki akış yapısı, basınç açısından sonraki akış alanında devam etmektedir. Anlaşılacağı üzere pompa performansı ile akış yapısı arasındaki ilişkinin en iyi tanımlanabileceği bölge difüzör çıkışındaki akış alanıdır. Diğer

gözlemlenen dikkate değer bulgu ise basıncın merkezden dışa doğru gösterdiği artış eğilimidir.

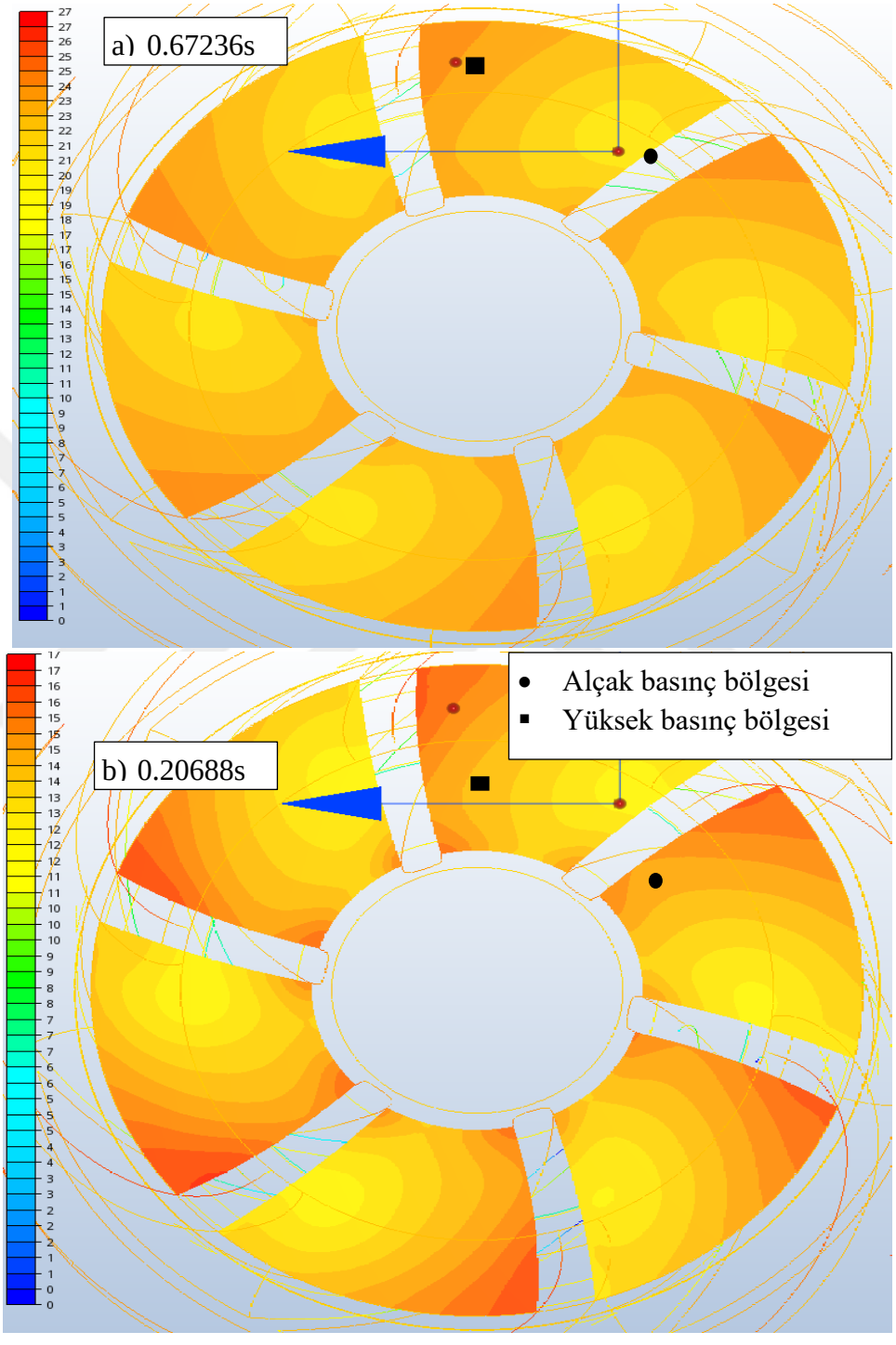
Bir kademeli pompa için yürütülen CFD simülasyon sonucunda pompa basma basıncı 8.65 mSS, pompa verimi %67,2 hesaplanmıştır. Bu sonuçlar deneysel ölçümler ile karşılaştırıldığında, deneysel ölçüm verilerden sapma oranları basma basıncında %8 ve pompa veriminde %1,5 olmaktadır. Pompa verimine nazaran basma basıncındaki sapmanın büyük olmasının nedeni CFD simülasyonunda debinin 15lt/s şeklinde sabit bir sınır şartı olarak seçilmiş olmasıdır. Buna karşılık deneysel ölçümlerde debi 15.52 lt/s ölçülmüştür.



Şekil 4.7. Seçilen pompanın mevcut ölçütlerinde 1 kademeli pompanın yürütülen CFD simülasyonları sonucunda a) basınç kontörleri b) akım çizgileri.

3.4.4 Sınır şartları bölümünde söz edildiği gibi tüm simülasyonlar zamana bağlı koşullarda 0.0001724s aralıkta 800 adımda yürütülmüştür. Yürütülen simülasyonlarda zamana bağlı değişkenlerin büyüklüklerinin değiştiği fakat akış yapısının değişmediği

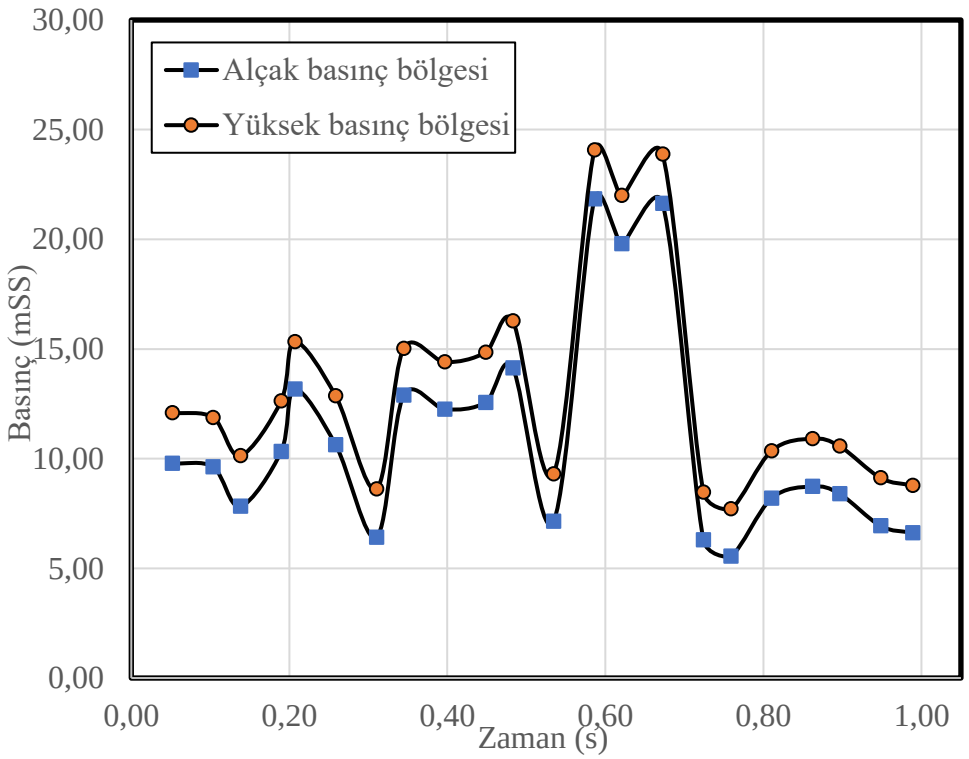
gözlemlenmiştir. Bu gözlem difüzör çıkışında pompa eksenine yatay düzlemde 0.67236s ve 0.20688s'deki anlık basınç konturlarının gösterilmiş olduğu Şekil 4.8'de



Şekil 4.8. Seçilen endüstriyel pompanın mevcut geometrik ölçütlerinde difüzör çıkışında a. 0.67236s ve b. 0.20688s'deki anlık basınç kontörleri.

açıkça görülebilir. Şekilden görüleceği üzere anlık olarak basınç değeri değişmekte fakat akış yapısı değişmemektedir.

Şekil 4.8'de gösterilmiş olan iki farklı simülasyon, zamanına ait anlık basınç kontörlerinde gözlemlenen önemli bir bulgu da tüm kanatlar arasındaki akış alanında, konkav geometride, kanat ön yüzünün dönük olduğu kanat yüzeyinin yaklaşık ortasında, düşük bir basınç bölgesi meydana gelmekte ve bu düşük basınç bölgesinden sonra akış boyunca basınç kademeli olarak artıp akış alanına göre konveks geometriye sahip diğer kanatın çıkış ucunda, maksimum değerine ulaşmaktadır. Söz konusu akış yapısı simülasyon zamanı boyunca benzer yapıda devam ettiği tespit edilmiştir. Bu tespit Şekil 4.8'de yüksek ve alçak basınç bölgelerinde işaretlenmiş iki noktadaki basınç değerinin simülasyon zamanı boyunca değişiminin gösterilmiş olduğu Şekil 4.9'da açıkça gözlemlenebilir. Şekilden görüleceği üzere simülasyon zamanı boyunca basınç alçak ve yüksek basınç bölgelerinde sırasıyla 7.82-21.64 mSS ve 10.13-24.07 mSS aralıklarında dramatik değişimler göstermekte fakat her iki bölgede tüm dramatik

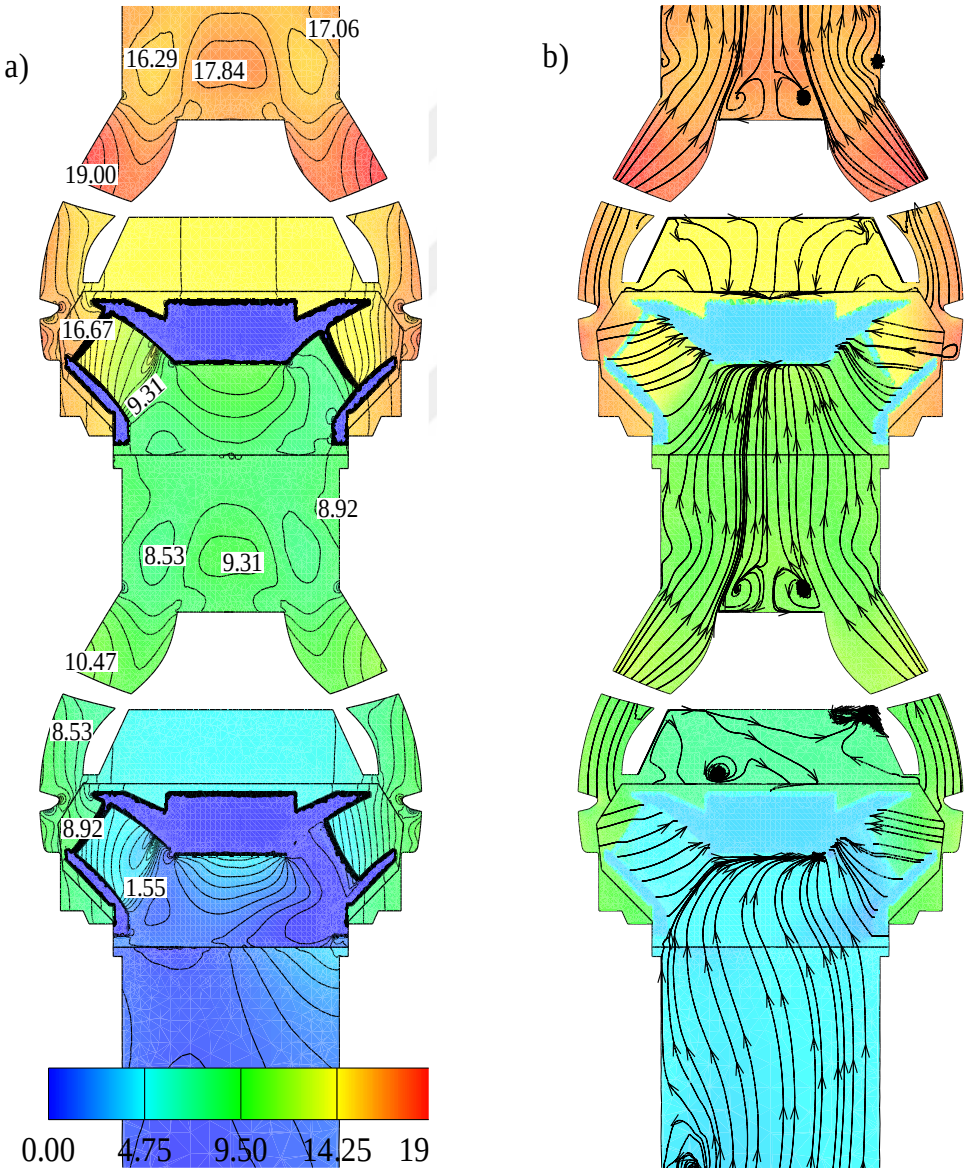


Şekil 4.9. Seçilen endüstriyel pompanın mevcut geometrik ölçütlerinde difüzör çıkışında pompa eksine yatay düzlemdeki yüksek ve alçak basınç bölgelerinde simülasyon zamanı boyunca basıncın değişimi.

değişimler birbirine birebir benzer eğilimler göstermektedir. Birebir söz konusu eğilimler akış yapısını simülasyon zamanı boyunca değişmediğini göstermektedir.

Tez çalışmasının birincil amacı olan 16 farklı geometrik ölçütün pompa performansına etkisinin araştırılması süreci boyunca yürütülen tüm CFD simülasyonları bir ve iki kademeli pompa çerçevesinde yürütülmüştür. Bu doğrultuda bir kademli pompaya için yürütülen simülasyonlara benzer olarak seçilen mevcut endüstriyel pompanın iki kademeli geometrik ölçütleri için de simülasyonlar yürütülmüştür. Yürütülen CFD simülasyonlarında akış yapısını tanımlayabilmek için akış alanı boyunca ki basınç dağılımını ve akım çizgilerini gösteren grafikler hazırlanmıştır. Bu aşamada seçilen pompanın mevcut ölçütleri için iki kademeli pompa için yürütülen simülasyonlar sonucunda, pompa boyunca basınç dağılımı ve akım çizgileri Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Şekil 4.10'den görüleceği üzere her iki kademede de pompa boyunca, basınç çarka girişten çark boyunca dramatik artarken çark çıkışından sonra ise basınçtaki artış ve azalış miktarları, çok sınırlı aralıklarda kalmaktadır. İlk kademenin çark girişinde basınç yaklaşık olarak 1.55 mSS iken çark çıkışında basınç 4.75 kat artarak 8.92 mSS değerine ulaşmaktadır. Çark çıkışı difüzör girişinde basınç hemen yaklaşık olarak 8.53 mSS ulaşmakta ve daha sonra difüzör boyunca basınç 8.67-9.7 mSS aralıklarda değişen dalgalanmalar göstermektedir. Difüzör boyunca basınç yaklaşık olarak 10.47 mSS ulaşmasına rağmen hemen difüzör çıkışına yakın basınç tekrar 8.63 mSS ulaşmaktadır. Dikkate değer önemli bir bulguda difüzör çıkışının hemen üzerindeki akış alanında çevreye göre yaklaşık olarak 1.1 mSS daha düşük bir düşük basınç bölgesi meydana gelmesidir. Basınç değeri ikinci kademedeki çark girişine kadar yaklaşık olarak 9.31 mSS olarak devam etmekte ve ikinci kademenin çark çıkışında ise yaklaşık %80 oranın da artmakta ve 16.67 mSS değerine ulaşmaktadır. İkinci kademenin difüzörü boyunca basınç 19 mSS değerine kadar ulaşmasına rağmen difüzör çıkışında 16.29 mSS kadar düşmektedir. Gözlemlenen diğer önemli bir bulguda tam olarak difüzör çıkışında etrafa göre 1 mSS daha düşük bir basınç bölgesi oluşmaktadır. Bu bölge bir kademeli pompa için yürütülen simülasyonlarda da gözlemlenmiştir.

Şekil 4.10 b'deki akım çizgilerinden görüleceği üzere her iki kademede de difüzör çıkışındaki düşük basınç bölgesi difüzör çıkısından sonraki akış yapısını belirleyen ana parametredir. Sözü edilen düşük basınç bölgelerinin pompa merkez ekseni tarafında akışa zıt yönlü bir vorteks sistemi meydana gelmektedir. Aynı düşük basınç bölgesinin diğer tarafında ise oranca çok daha küçük yine akış yönüne zıt yönlü bir diğer vorteks meydana gelmektedir. Şekil 4.10'den de görüleceği üzere difüzör çıkış bölgesindeki akış yapısını belirleyen parametreler sözü edilen iki vorteks sistemidir. Yine yapılan incelemelerde akım çizgilerinden de görüleceği gibi kademeler arası mesafe akışın



Şekil 4.10. Seçilen pompanın mevcut ölçütlerinde 2 kademeli pompanın a) basınç kontur için yürütülen CFD simülasyonu. b) akım çizgileri

üniform olarak diğer kademenin çark girişine ulaşması için yeterli bir mesafedir. Diğer gözlemlenen dikkate değer bulgu ise basıncın merkezden dışa doğru gösterdiği artış eğilimidir.

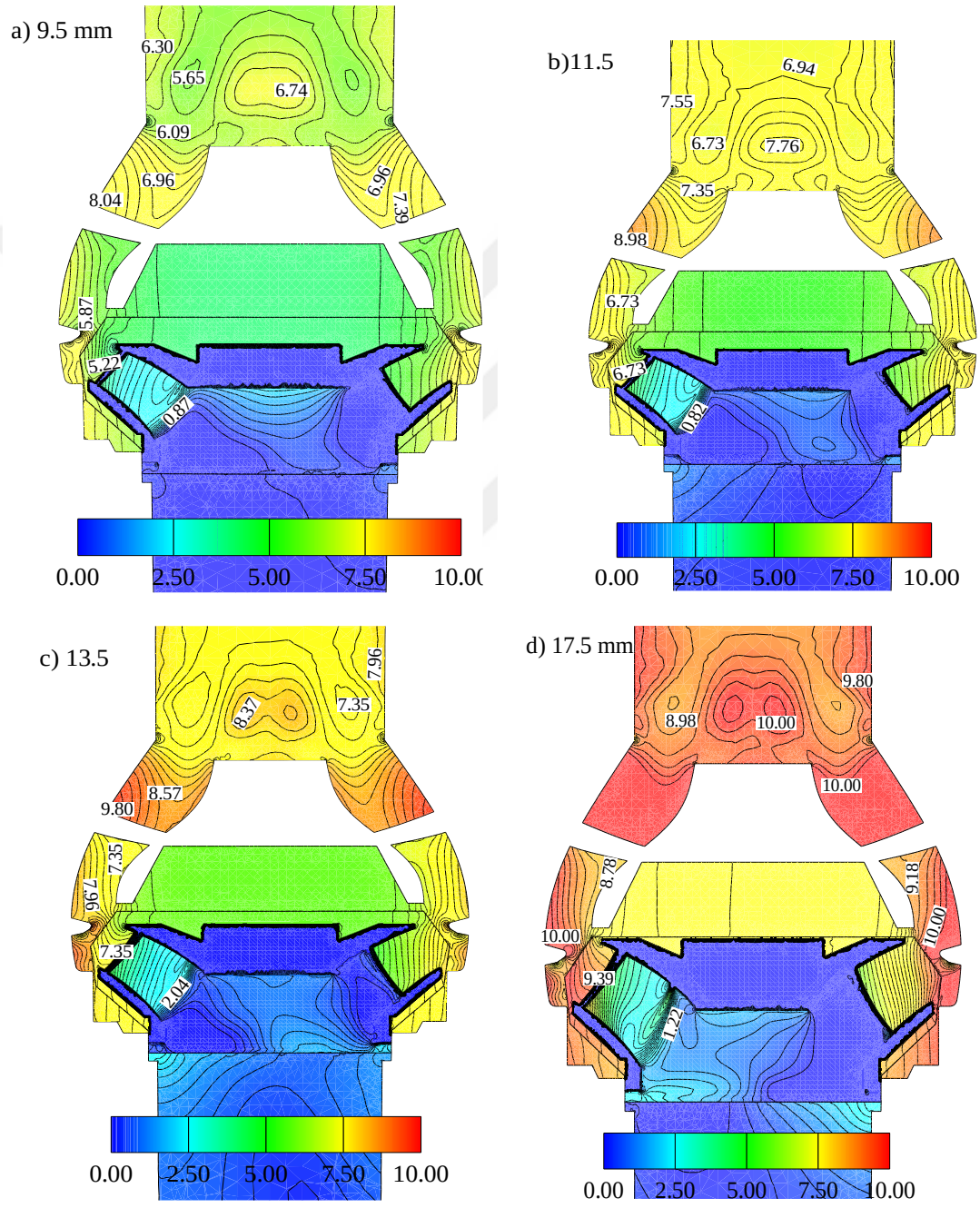
Seçilen mevcut endüstriyel pompanın geometrik ölçütlerinde iki kademeli durumu için yürütülen CFD simülasyon sonucunda pompa basma basıncı 17.24 mSS, pompa verimi %67,23 hesaplanmıştır. Bu sonuçlar deneysel ölçümler ile karşılaştırıldığında, deneysel ölçüm verilerden sapma oranları basma basıncında %7,3 ve pompa veriminde %0,6 olmaktadır. Pompa verimine nazaran basma basıncındaki sapmanın büyük olmasının nedeni önceden değinildiği üzere CFD simülasyonunda debinin 15lt/s şeklinde sabit bir sınır şartı olarak seçilmiş olmasıdır. Buna karşılık deneysel ölçümlerde debi 15.4 lt/s ölçülmüştür.

4.3. Çark Çıkış Aralığının Pompa Performansına Etkisi

Bir dalgıç pompada pompa boyunca akış karakteristiklerini belirleyen en önemli geometrik ölçütlerden bir çark çıkış aralığıdır. Bu tez çalışmasında mevcut seçilen endüstriyel pompanın çark çıkış aralığı olan 15.5 mm'den farklı, dört geometrik değer için pompa boyunca ki akış yapısı ve bu yapıların pompa performansı üzerindeki etkisi, aynı sınır şartlarındaki CFD simülasyonlarıyla araştırılmıştır. Simülasyonlarda çark çıkış aralığı referans olmak üzere dikkate alınan geometrik büyüklükler sırasıyla 9.5, 11.5, 13.5 ve 17.5mm'dir. Verilen değerlerden anlaşılacağı üzere çark çıkış aralığında 2mm artışın veya azalışının pompa akış yapısına ve performansına etkisini tanımlanması hedeflenmektedir.

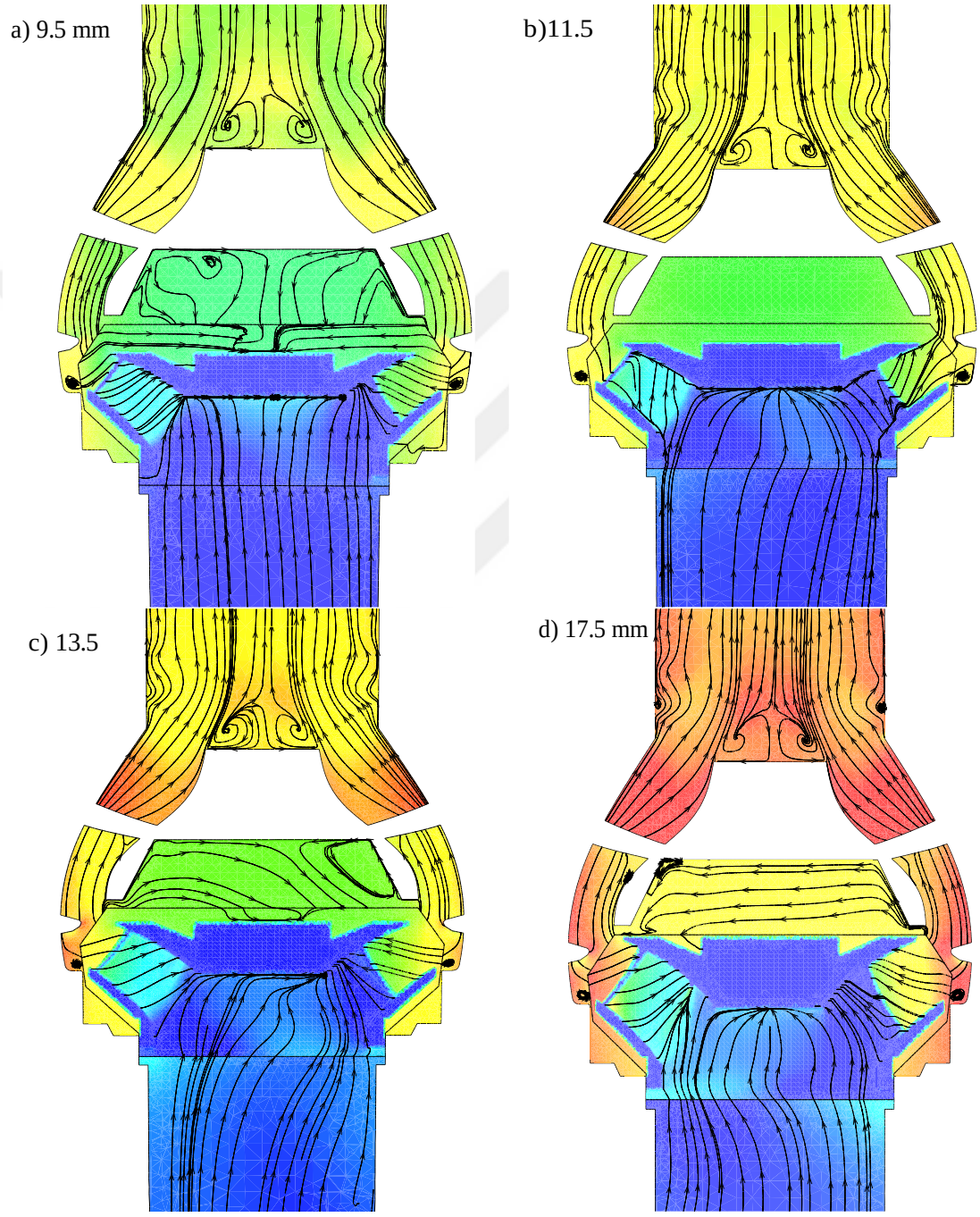
Yürütülen CFD simülasyonlarda çark çıkış aralığının pompa boyunca akış yapısı üzerinde kısmı etkisi olurken basınç gibi pompa performansını tanımlayan temel değişkenler üzerinde kayda değer skalalarda farka sebep olduğu tespit edilmiştir. Bu durum sözü edilen çark çıkış aralığının dört farklı değeri için basınç kontörlerinin gösterilmiş olduğu Şekil 4.11'de açıkça görülebilir. Şekilden anlaşılacağı üzere çark boyunca çarkın çıkış aralığının 9.5, 11.5, 13.5 ve 17.5mm değerleri için basınçtaki artış sırasıyla 4.4, 5.86, 6.2 ve 8.14 mSS olmaktadır. Difüzör boyunca her dört çark çıkış

geometrik değerinde de difüzör boyunca basınç kademeli olarak artmış ve çark çıkış aralığının 9.5, 11.5, 13.5 ve 17.5mm geometrik değerleri için difüzör boyunca ki maksimum basınç değeri sırasıyla 8.04, 8.98, 9.8 ve 10 mSS olduğu saptanmıştır. Her dört geometrik değer için difüzör çıkışında düşük basınç bölgeleri gözlemlenmiştir. Ayrıca her dört geometrik değer içinde maksimum basınçlar difüzörü kanatlarının dış



Şekil 4.11. Çark çıkış aralığının a)9.5 mm, b)11.5 mm, c)13.5 mm ve d)17.5 mm değerleri için pompa boyunca ki basınç kontörleri.

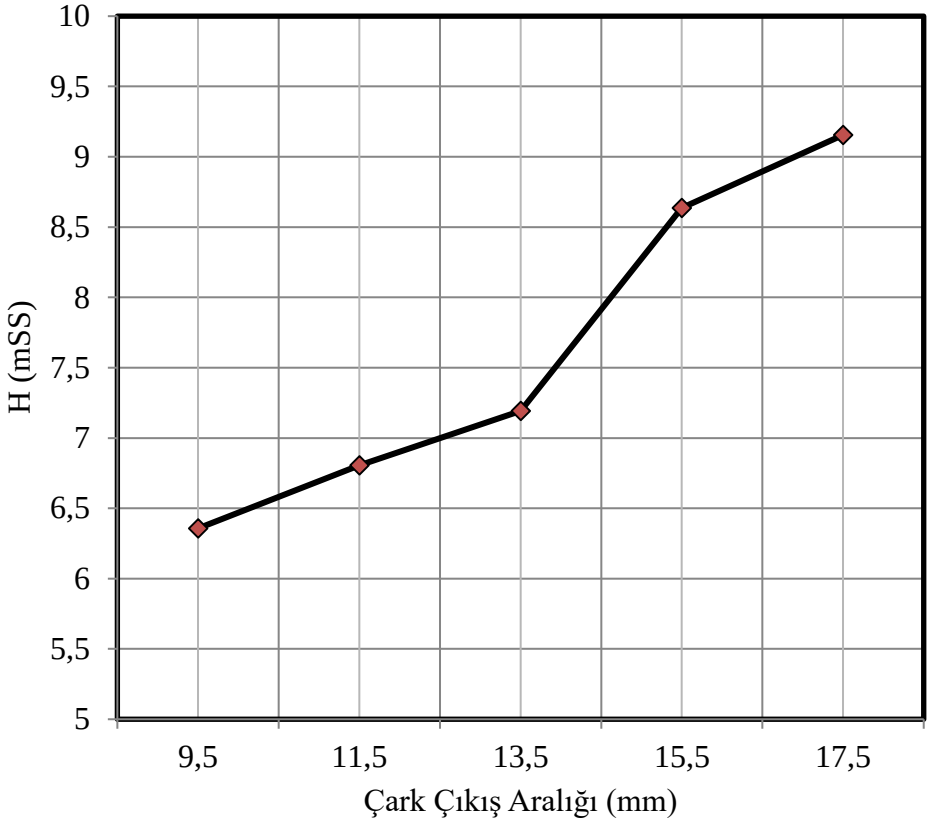
cidarında meydana gelmiştir. Yapılan gözlemlerden bir diğeri basınç referans olmak üzere akış bölgelerinin en belirginleştiği çark çıkış aralığının 17.5 mm olduğu saptanmıştır. Şekil 4.11'de en net çıkarılabilir bulgu ise çark çıkış aralığı değiştikçe pompa basma basıncı önemli derecede artmaktadır.



Şekil 4.12. Çark çıkış aralığının a)9.5 mm, b)11.5 mm, c)13.5 mm ve d)17.5 mm değerleri için pompa boyunca akım çizgileri.

Çark çıkış aralığının dört geometrik ölçütü (9.5, 11.5, 13,5, 17.5mm) için yürütülen simülasyonlar sonucunda pompa boyunca gözlemlenen akım çizgileri Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Şekilden açıkça görüleceği üzere her çark çıkış aralığının akış yapısı üzerinde belirgin bir etkisi yoktur. Dört çark çıkış aralığında da difüzör çıkışında basınç dağılımı etkisiyle iki vorteks sistemi meydana gelmektedir. Akış yönüne zıt yönlü bu vorteks sistemlerinin biri difüzör çıkışında pompa merkezi tarafında, diğeri çok daha küçük pompa cidarı üzerinde meydana gelen vorteks sistemleridir.

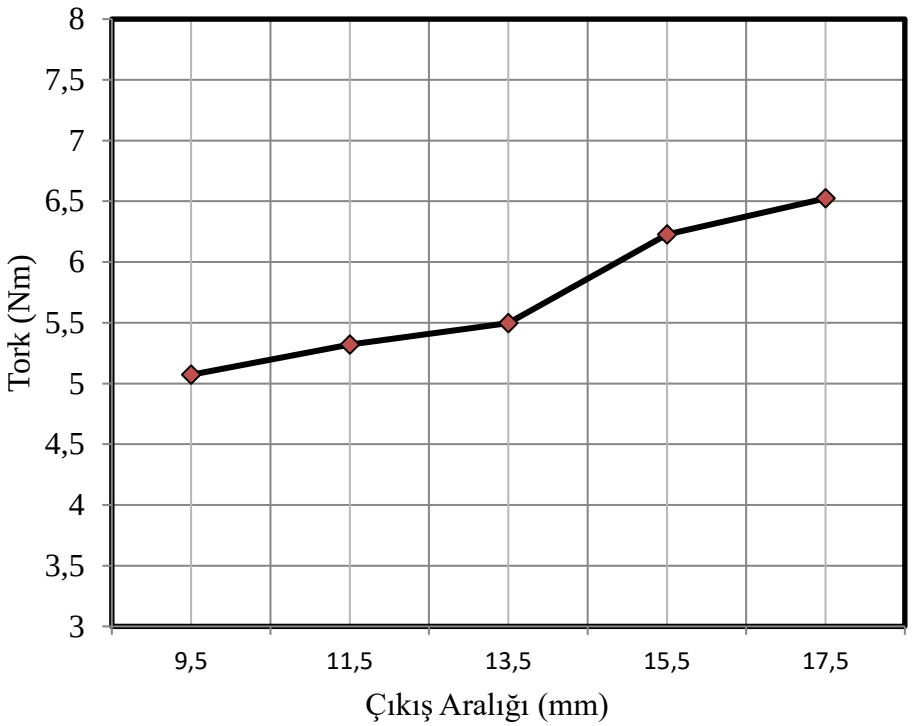
Çark çıkış aralığı referans olmak üzere yürütülen dört CFD simülasyon verilerinden pompa performansını tanımlamayı olanak sağlayacak pompa basma basıncı, tork, dikey yöndeki hidrolik kuvvet ve pompa verimi sayısal değer olarak hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda çark çıkış aralığının pompa basma basıncına etkisi Şekil 4.13'de gösterilmiştir. Aynı şekilde seçilen mevcut pompanın



Şekil 4.13. Çark çıkış aralığının pompa basma basıncına etkisi.

çark çıkış aralığı olan 15.5 mm'deki pompa basma basıncının değeri de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere çark çıkış aralığının 9.5mm olduğu durumda pompa basma basıncı yaklaşık olarak 6.36 mSS olurken çark çıkış aralığının 17.5 mm olduğu durumda ise 9.15 mSS olmaktadır. Çark çıkış aralığında 8mm bir artış pompa basma basıncını yaklaşık olarak %43 oranında artırmaktadır. Şekil 4.13'den açıkça anlaşılacak diğer önemli bir bulgu pompa basma basıncında en dramatik artış çark çıkış aralığının 13.5'den 15.5mm'ye artışında meydana gelmektedir. Bu artışta pompa basma basıncı yaklaşık olarak 7.19mSS'dan 8.64mSS'na ulaşmaktadır. Bu artış yaklaşık olarak %20,16 oranında olmaktadır.

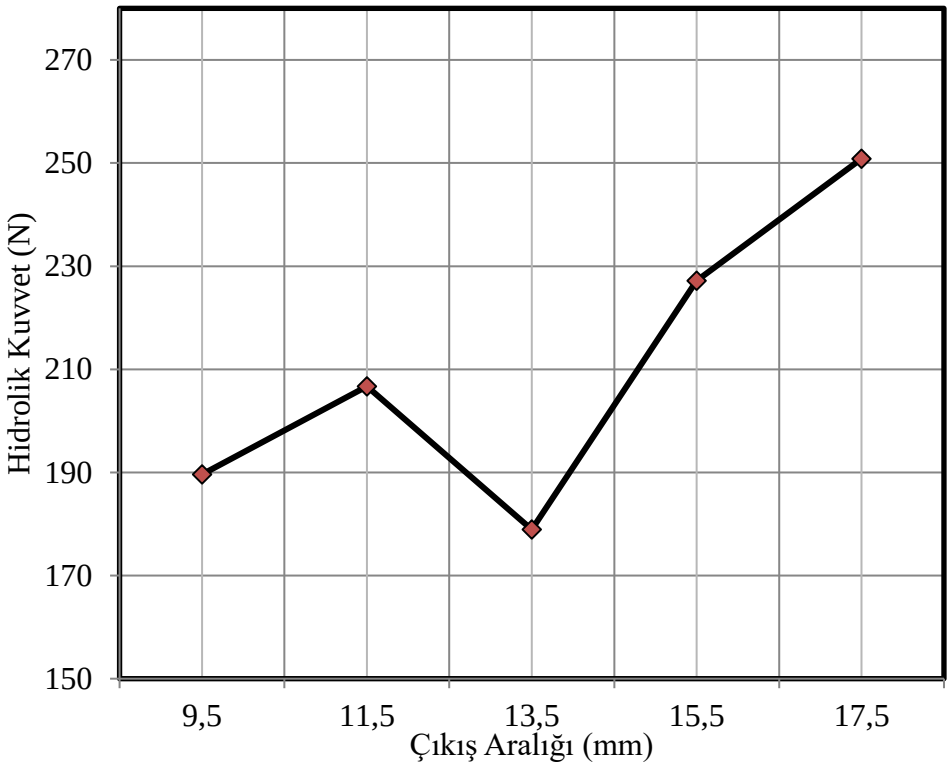
Yapılan hesaplamalarda pompa torkun çark çıkış aralığıyla değişimi Şekil 4.14'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere 9.5 mm çar çıkış aralığı için tork değeri 5.072Nm olurken, 17.5 mm çark çıkış aralığı için tork 6.524 Nm olmaktadır. 9.5 mm ile 17.5 mm çark çıkış aralığında torkta %28,62 bir artış meydana gelmektedir. Torkta en dramatik artış pompa basma basıncında olduğu gibi 13.5 mm ile 15.5 mm aralığında %13,3 değerinde meydana gelmektedir. Bu artış değeri 9.5-11.5, 11.5-13.5 ve 15.5-17.5 çark çıkış aralıkları için sırasıyla %4,89, 3.31 ve 4.77 olmaktadır.



Şekil 4.14. Çark çıkış aralığının pompa torkuna etkisi.

Görüleceği 13.5 ile 15.5 mm çark çıkış aralığında torkta ki artış diğer aralıklara nazaran iki katından daha büyük olmaktadır. Çark çıkış aralığını genişletmenin pompa basıncında sağladığı artış oranı açıkça görüleceği tork değerinde daha düşük seviyede kalmaktadır. Söz konusu fark artış oranı pompa verimini doğrudan etkileyecektir. Bu bulgu pompa veriminin sunumunda detaylı verilecektir.

Herhangi bir akışkan katı bir yüzey üzerinde hareket ederken sahip olduğu dinamik basınçtan dolayı katı yüzey üzerinde kayma gerilmesine neden olurken, statik basınçtan dolayı ise normal gerilme neden olur. Akışkanla temas halindeki katı yüzeyde meydana gelen çatlamaların çoğu zaman kaynağı sözü edilen normal

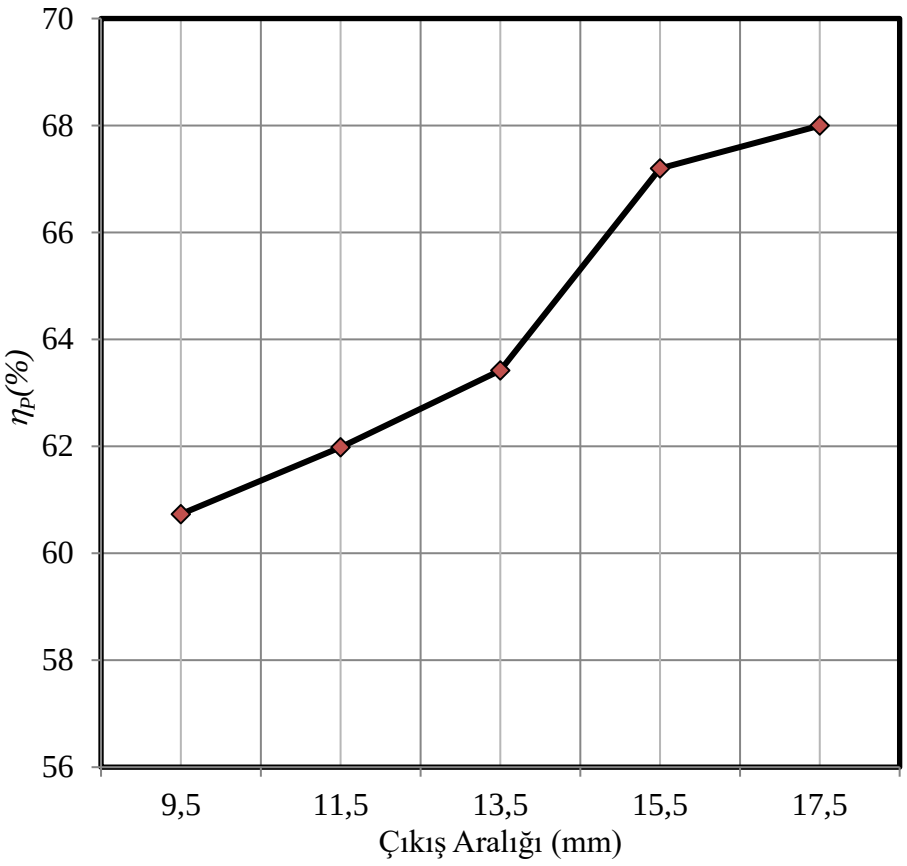


Şekil 4.15. Çark çıkış aralığının pompada dikey yöndeki hidrolik kuvvete etkisi.

gerilmedir. Söz konusu normal gerilmeyi meydana getiren ve statik basınç kaynaklı hidrolik kuvvet pompa çalışması esnasında titreşimlere sebep olabilmekte ve pompa ömrü önemli derecede azaltabilmektedir (Li ve ark, 2017). Bu tez çalışmasında yürütülen tüm CFD simülasyonlarında çarka dikey yönde gelen hidrolik kuvvet hesaplanmıştır. Özellikle çark için hidrolik kuvvet hesaplanmıştır. Çünkü bekleneceği

üzere, pompa boyunca en büyük basınç farkı çark çıkış ve giriş arasında meydana gelmekte dolayısıyla bu bölge hidrolik kuvvet maksimum değerlerine ulaşmaktadır.

Yürütülen CFD simülasyonlarında pompa eksenine dikey yönde gelen hidrolik kuvvetler hesaplanmıştır. Seçilen çark çıkış aralığı referans olmak üzere, çark çıkış aralığındaki değişmenin hidrolik kuvvet üzerindeki etkisi Şekil 4.15'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere 9.5mm çark çıkış aralığı için hidrolik kuvvet 189.6 N olurken 11.5 mm çark çıkış aralığı için ise 206.67 N olmaktadır. En ilgi çekici bulgu 13.5 mm çark çıkış aralığı için hidrolik kuvvetin genel trendin dışında 178.92 N ile çark çıkış aralığı referans olmak üzere minimum değere ulaşmasıdır. 13.5 mm çark giriş aralığı değeri 2 mm artırıldığında yani 15.5 mm olduğunda hidrolik kuvvet yaklaşık olarak %27 oranında artmakta ve 227.203 N olmaktadır. Örneğin Çark çıkış aralığı 9.5 mm'den 11.5 mm ve 15.5 mm'den 17.5 mm'ye çıkarıldığında sırasıyla hidrolik kuvvetteki artış oranları %9 ve 10 olmaktadır. Bu tespit pompa çark çıkış



Şekil 4.16. Çark çıkış aralığının pompa verimine etkisi.

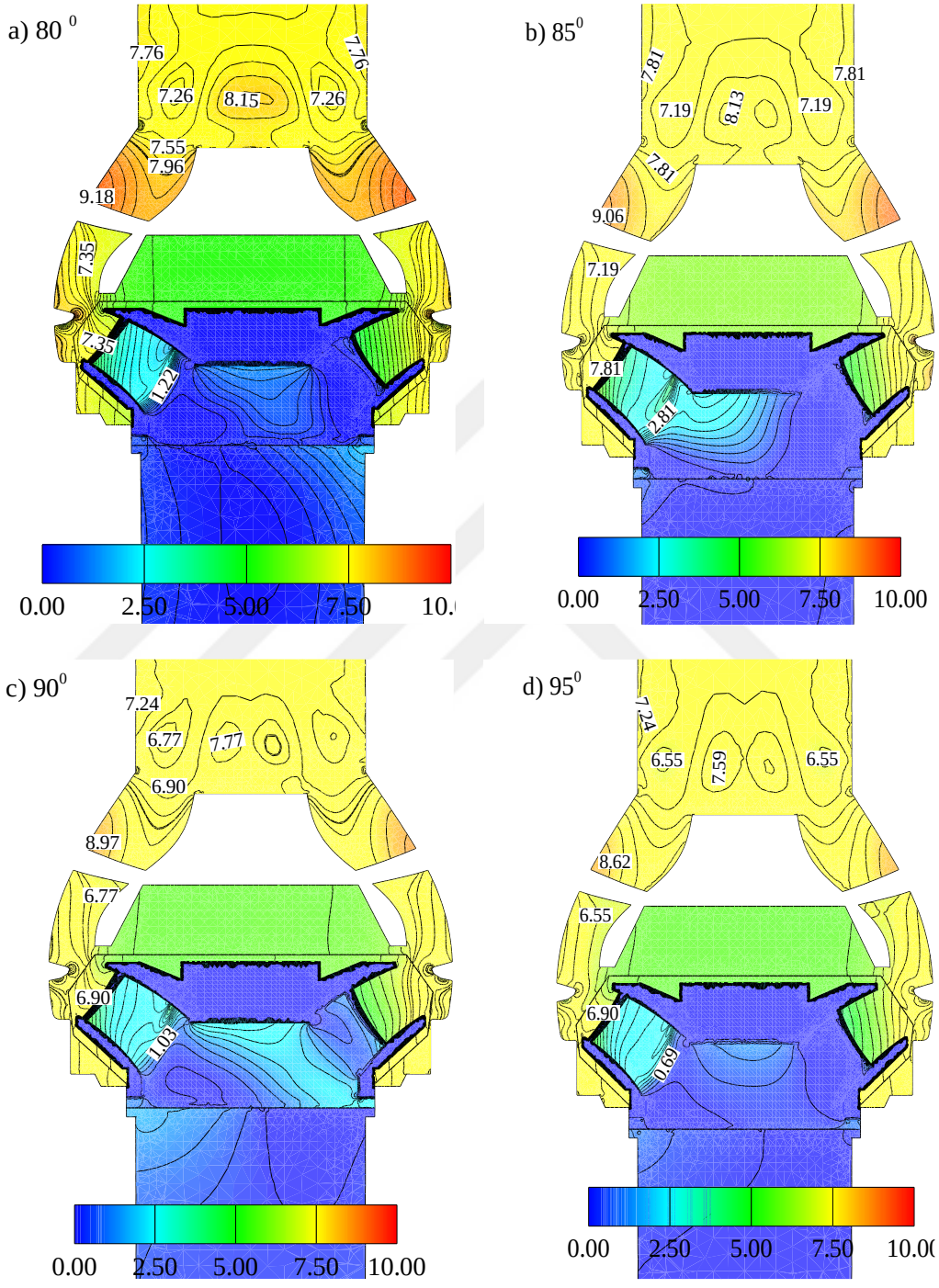
aralığının hidrolik kuvvet üzerinde direkt bir etkisi olduğunu göstermektedir. Şekil 4.15'den gözlemlenebilecek diğer önemli bir çarpıcı gözlem, belirli bir çark çıkış aralığı için hidrolik kuvvetin minimal seviye olduğu bir optimal noktanın var olduğudur.

İşletme veya son kullanıcı açısından pompa tercihinde en önemli parametre pompa verimidir. Dört çark çıkış aralığı için yürütülen simülasyonlar sonucunda pompa verimleri hesaplanmıştır. Çark çıkış aralığı için hesaplanan pompa verimleri Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere çark çıkış aralığı genişledikçe pompa verimi belirli bir oranda artmaktadır. Örneğin 9.5mm çark çıkış aralığı için pompa verimi %60,73 olurken 17.5mm için ise %68 olmaktadır. En dramatik artış %3,78 oranıyla 13.5-15.5 mm çark çıkış aralığında meydan gelmektedir. Diğer aralıklarda verimdeki artış oranı %1,5 altında kalmaktadır.

4.4. Çark Kanat Açısının Pompa Performansına Etkisi

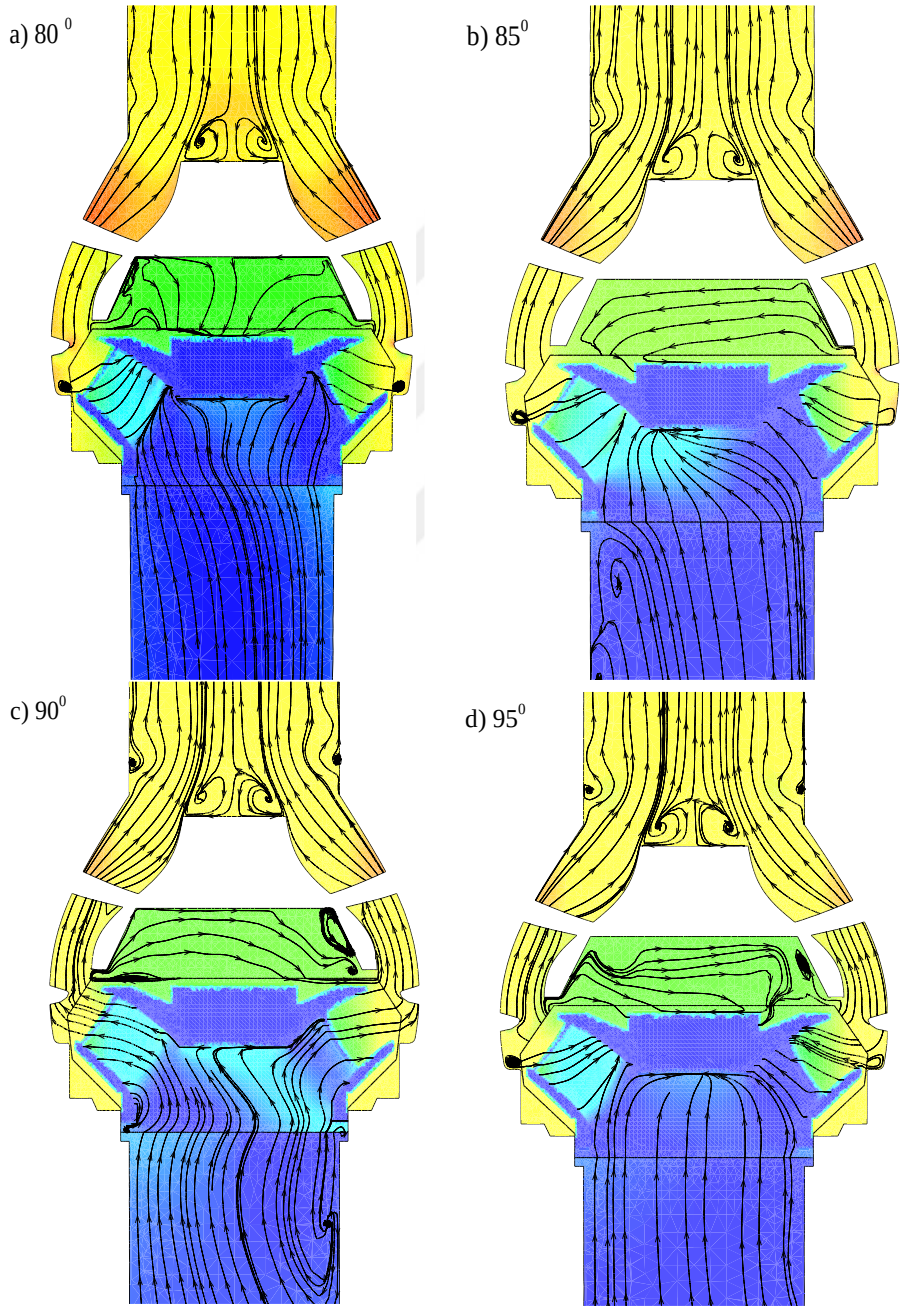
Tez çalışmasında dikkate alınan diğer bir çark kanat açısıdır. Tez çalışmasında referans alınan mevcut endüstriyel pompanın çark kanat açısı 75^0'dir. Bu kanat açısı yanında CFD simülasyonlar 80^0, 85^0, 90^0 ve 95^0 şeklinde dört farklı çark kanat açıları çerçevesinde yürütülmüştür. Yürütülen CFD simülasyonlarda mevcut pompaya nazaran çark kanat açısının artırılmasının akış yapısı üzerinde etkisi çok kısıtlı oranda kalırken pompa boyunca ki basınç dağılımında kayda değer bir etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Bu saptama dört farklı çark kanat açısı için pompa boyunca ki basınç dağılımının gösterilmiş olduğu Şekil 4.17'den açıkça gözlemlenebilir. 80^0 çark kanat açısı için çark boyunca basınç 1.25 mSS'dan 7.35mSS'na yükselmektedir. Basınçtaki artış yaklaşık 6.1mSS'nu kadardır. Difüzör boyunca basınç 9.18 mSS'na kadar ulaşmasına karşın difüzör çıkışında basınç 7.96 mSS düşmektedir. Ayrıca difüzör çıkışından hemen sonra çevresine göre yaklaşık olarak 0.7mSS daha düşük bir basınç bölgesi meydana gelmektedir. 85^0 çark kanat açısında çark boyunca basınç 2.81 mSS'dan 7.81 mSS çıkmaktadır. Basınçtaki artış yaklaşık olarak 6 mSS düzeyinde olmaktadır. Difüzör boyunca 9.06 mSS çıkmasına rağmen difüzör çıkışında basınç

7.81 mSS düşmektedir. Gözlemlenen diğer bir bulgu difüzör çıkışından hemen sonra etrafına nazaran meydana gelen düşük basınç bölgesidir. Görüleceği üzere pompa



Şekil 4.17. Çark kanat açısının a) 80^0, b) 85^0, c) 90^0 ve d) 95^0 değerleri için pompa boyunca ki basınç kontörleri.

boyunca basıncın izledi ki artış veya azalış trendi yukarıda söz edilen iki kanat eğim açısı için benzer eğilim göstermektedir. Söz konusu bu eğilim 90^0 ve 95^0 çark kanat açılarında da söz konusudur. Örneğin 95^0 kanat eğim açısında çark boyunca basınç 0.77 mSS'dan 1.15 mSS'na yükselmektedir. Çark boyunca basınç artış oranı ise yaklaşık olarak %49 olmaktadır. Bu kanat açısı için çark sonrasındaki basınçtaki eğilim yukarıda sayısal veri olarak sunulan iki kanat açısı ile benzer olmaktadır.



Şekil 4.18. Çark kanat açısının a) 80^0, b) 85^0, c) 90^0 ve d) 95^0 değerleri için pompa boyunca ki akım çizgileri.

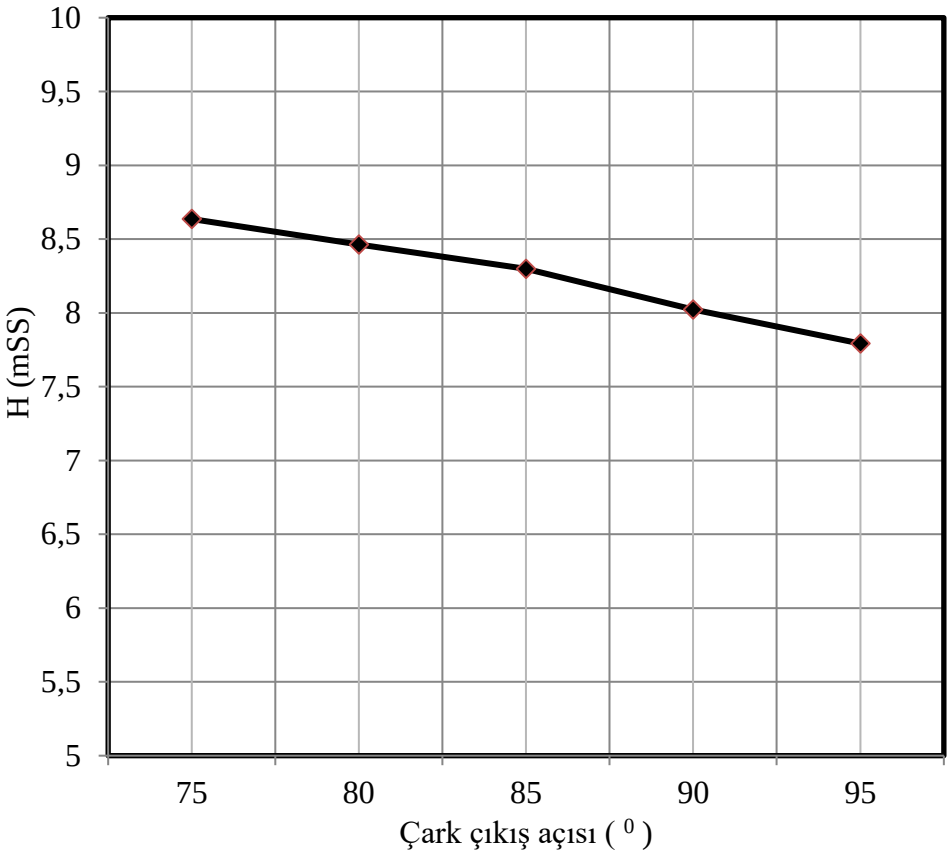
Şekil 4.17 ve sunulan sayısal verilerden açıkça anlaşılacağı üzere pompa boyunca basınç dağılımındaki eğilimin benzer olmasına rağmen basınçtaki artış veya azalış oranının belirgin bir şekilde değiştiği görülmektedir. Özellikle çark kanat açısı artıkça basınç artış oranının azaldığı gözlemlenmiştir. Bu gözlem anlaşılacağı üzere pompa performansının aleyhine olacaktır.

Pompa boyunca akış yapısının daha anlaşılabilir sulanabilmesi için simülasyonların yürütüldüğü dört farklı çark kanat açısında akış alanları boyunca akım çizgileri Şekil 4.18'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere çark, difüzör ve sonrası benzer akış yapısı meydana gelmektedir. Her dört çark kanat eğim açısında, difüzör çıkışında önceden söz edilen düşük basınç bölgesi nedeniyle akış yönüne zıt yönlü iki vorteks sistemi meydana gelmektedir. Biri sözü edilen düşük basınç bölgesinin pompa merkez ekseni tarafında meydana gelirken ilk vorteks sistemine nazaran çok daha küçük diğer vorteks sistemi pompa dış cidarı üzerinde oluşmaktadır.

Yürütülen CFD simülasyonlarda, çark kanat açısı büyüdükçe pompa basma basıncının düştüğü gözlemlenmiştir. CFD simülasyonları sonucunda hesaplanan çark kanat açısına bağlı olarak pompa basma basıncının değişimi Şekil 4.19'da gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere seçilen mevcut endüstriyel pompanın çark kanat açısı olan 75^0 pompa basma basıncı 8.636 mSS olurken, 95^0 çark kanat eğim açısında 7.79 mSS olmaktadır. Dolayısıyla çark kanat açısının mevcut duruma göre 20^0 artımında pompa basma basıncı %10,86 oranında düşmektedir. Şekil 4.19'dan da açıkça görüleceği üzere kanat açısı 75^0'den itibaren 5^0 artılımlar da pompa basma basıncı ilk etapta yaklaşık olarak %2 düşerken sonraki etapta düşme miktarı %3'ün üzerinde düşmektedir.

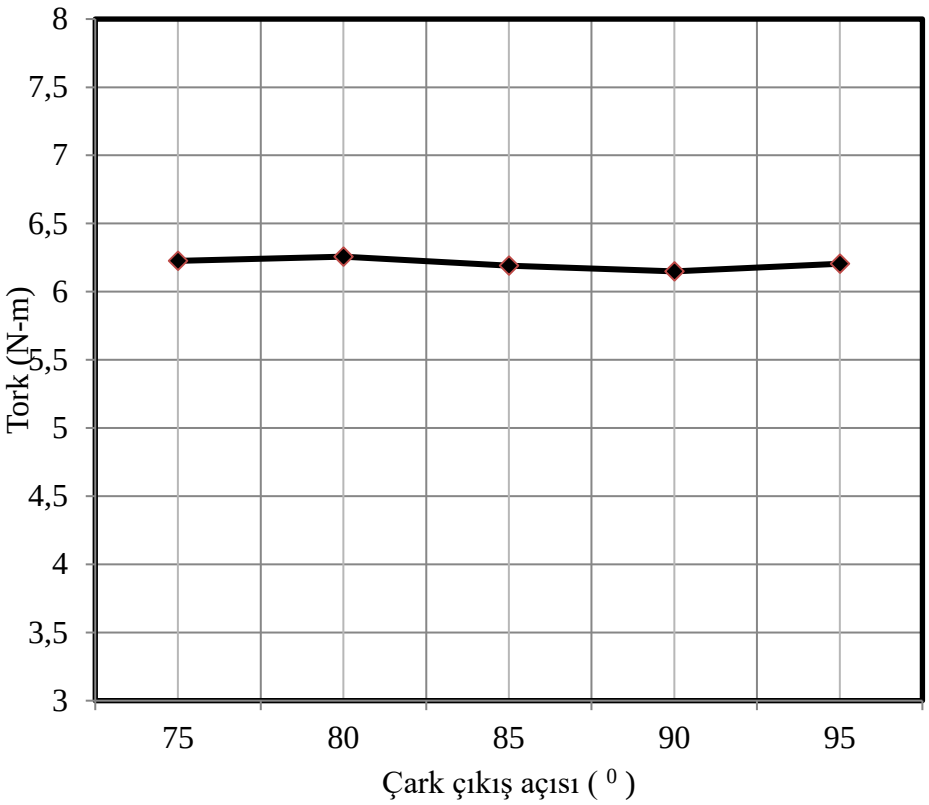
Pompa boyunca geometrik herhangi bir parametrenin değiştirmesi akış hacimlerinin değişmesine dolayısıyla mekanik gücün hidrolik güce dönüştürme prosesini olumlu veya olumsuz etkilemektedir. Yürütülen simülasyonlarda mekanik gücün bir göstergesi olan pompa torkunun üzerinde çark kanat açısının belirgin bir etkisi görülmemiştir. Yürütülen simülasyonlar sonucu hesaplanan çark kanat açısına göre pompa torku Şekil 4.20'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere çark kanat açısının 75^0'den itibaren 5^0artılımlar pompa torkun da kayda değer bir değişim

olmamaktadır. Çark açısının değişimi pompa torkun da 6.149-6.227 Nm aralığında yukarıda da değinildiği üzere kısıtlı değişimlere sebep olmaktadır. Yanı tez kapsamından çark kanat açısında yapılan düzenlemelerin pompa torkuna etkisi %1.27 oranının altında kalmaktadır.

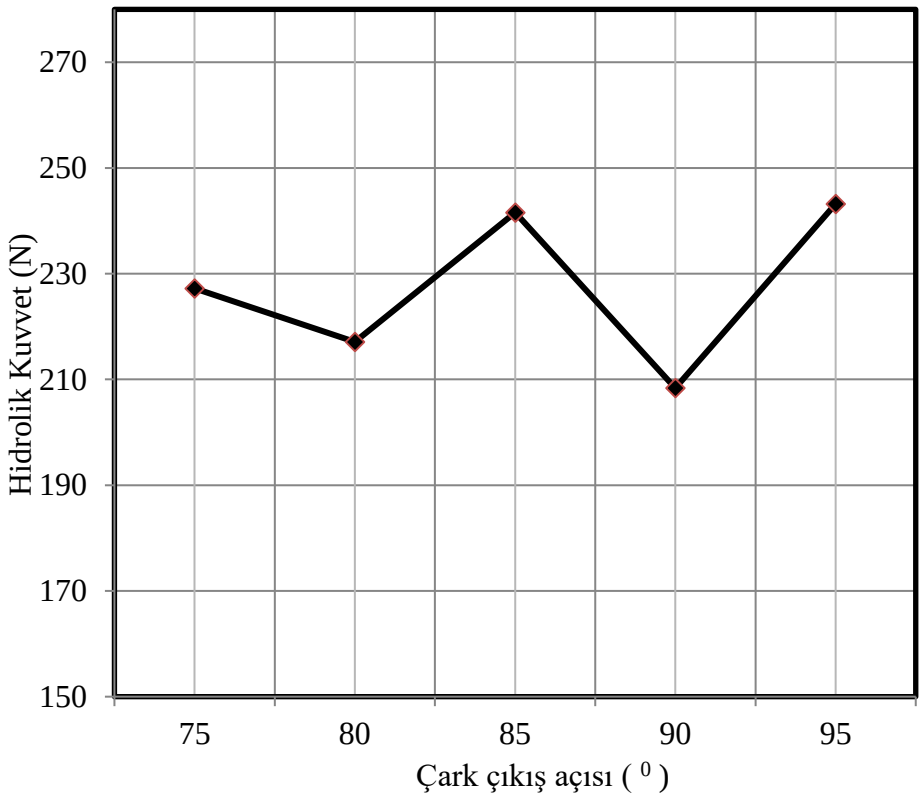


Şekil 4.19. Çark çıkış aralığının pompa basma basıncına etkisi.

Tez kapsamında çark kanat açısı ile ilgili yürütülen CFD simülasyonları sonucu hesaplanan pompa çarkına dikey yönde gelen hidrolik kuvvetler Şekil 4.21'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere çark kanat açısındaki 5^0 artılımlar hidrolik kuvvet üzerinde pozitif veya negatif yönde sürekli bir değişim gözlemlenmiştir. Örneğin 75^0 çark kanat açısı 80^0 çıkarıldığında hidrolik kuvvet %4,65 oranında azalırken 80^0'den 85^0'ye çıkarıldığında ise hidrolik kuvvet %11,29 artmaktadır. En dramatik düşüş çark kanat açısı 85^0'den 90^0 çıkarıldığında %16 oranında meydana gelmektedir. Hidrolik kuvvette en dramatik artış ise %16,71 oranıyla çark kanat açısı 85^0'den 90^0 çıkarıldığında yaşamaktadır.

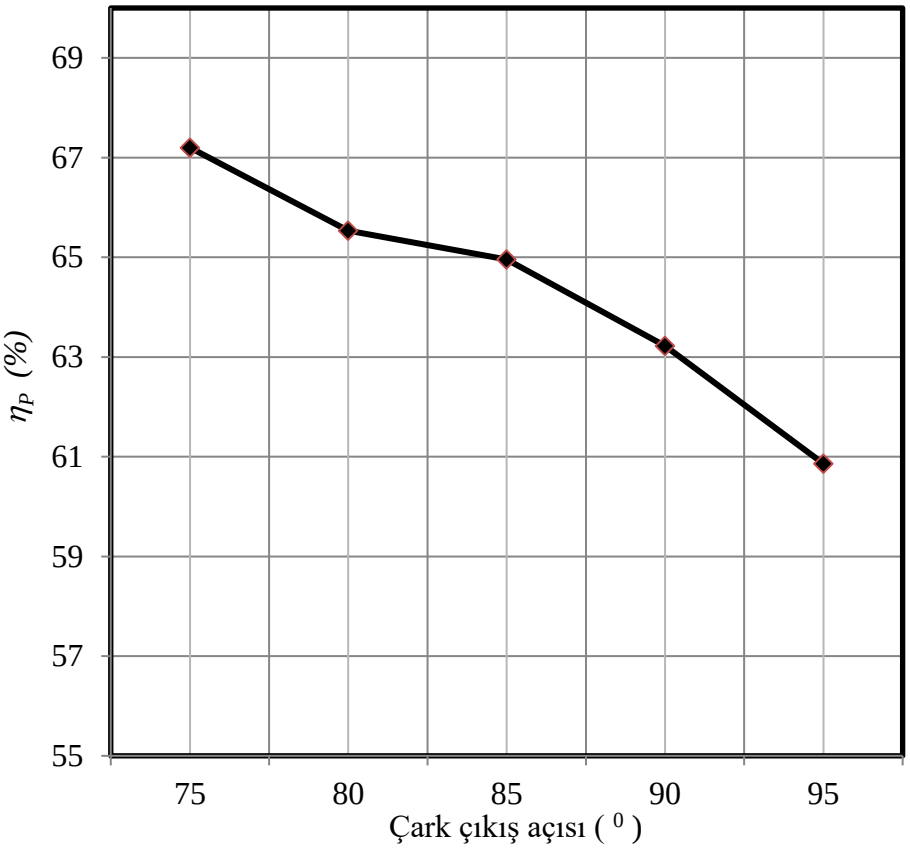


Şekil 4.20. Çark çıkış aralığının pompa torkuna etkisi.



Şekil 4.21. Çark çıkış aralığının pompa hidrolik kuvvete etkisi.

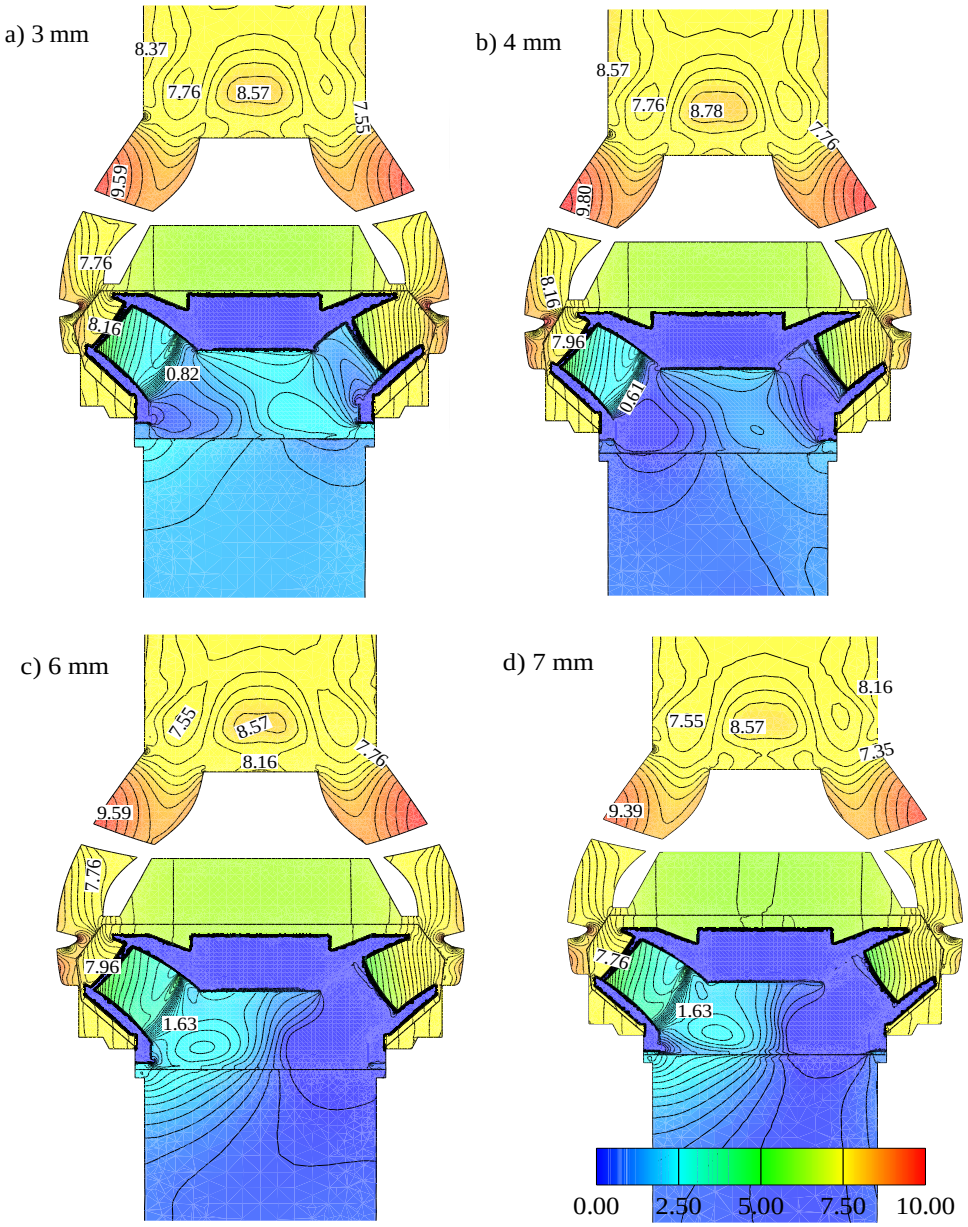
Yukarıda değinilen bulgulardan anlaşılacağı üzere çark kanat açısındaki düzenlemelerin gerek pompa torkuna ve gerekse hidrolik kuvvet üzerinde kısıtlı bir etkisi söz konusudur. Bu kısıtlı etkiye nazaran yürütülen CFD simülasyon sonuçlarından yapılan hesaplamalarda, çark kanat açısının pompa verimine etkisinin kayda değer bir etkisi olduğu saptanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda çark kanat açısının pompa verimine etkisi Şekil 4.22'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere 75^0 çark kanat açısında pompa verimi %67,2 iken çark kanat açısı 95^0 çıkarıldığında pompa verimi %60,86'ya düşmektedir. Düşüş yaklaşık olarak %10 oranında olmaktadır. En dramatik düşüş %3,9 ile çark kanat açısı 90^0'den 95^0 çıkarılırken yaşanmaktadır.



Şekil 4.22. Çark çıkış aralığının pompa verimine etkisi.

4.5. Kademe Çark Arası Mesafenin Pompa Performansına Etkisi

Önceki sunulan iki geometrik ölçüt çark geometrisi üzerinde yapılacak düzenlemelerin pompa performansı üzerindeki etkisini araştırmaya yöneliktir. Bu bölümde seçilen mevcut geometrideki çarkın kademe ile mesafesinin pompa performansı üzerindeki etkisini araştırmaya yönelik yürütülen CFD simülasyon sonuçları sunulacaktır. Simülasyonlar mevcut seçilen pompanın çark kademe arasındaki mesafenin 5mm olduğu durumdan 1 ile 2 mm daha yüksek ve daha düşük

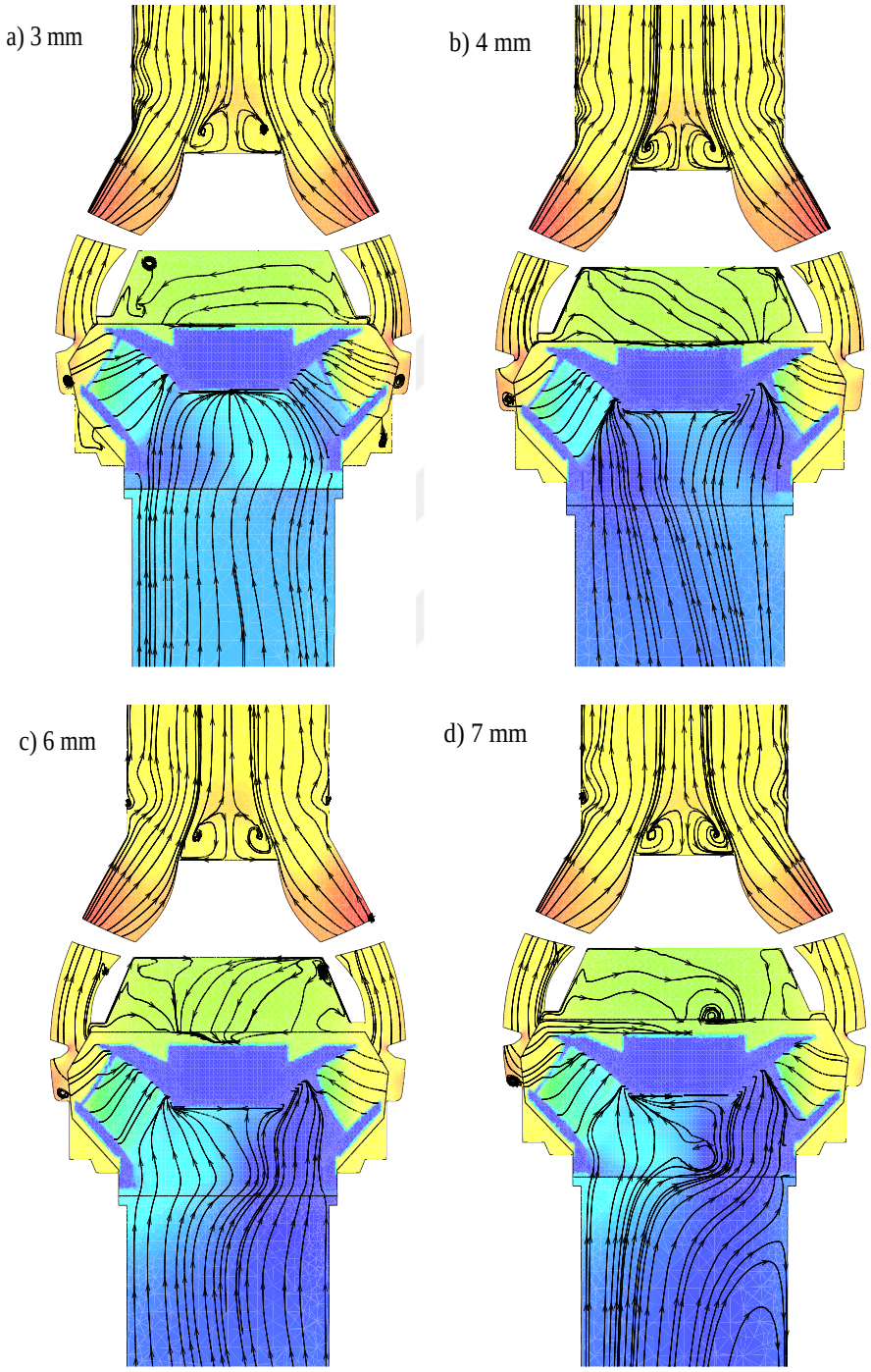


Şekil 4.23. Çark kademe arasındaki mesafenin a) 3 mm, b) 4 mm, c) 6 mm ve d) 7 mm olduğu durumlarda pompa boyunca ki basınç kontörleri.

olmak üzere, dört aralık çerçevesinde yürütülmüştür. Yürütülen simülasyonlar sonucunda dört durum için pompa boyunca basınç dağılımları Şekil 4.23'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere çark kademe arasındaki mesafenin akış yapısı üzerinde belirgin bir etkisi yoktur. Buna karşın pompa boyunca ki basınç gradyanında belirgin farklar meydana gelmektedir. Çark kademe mesafesi 3 mm olan pompada çark boyunca basınç 0.82 mSS'dan 8.16 mSS çıkarken 4mm pompa için ise 0.61 mSS'dan 7.96 mSS çıkmaktadır. Kademe çark arası mesafe 6mm iken ise çark boyunca basınç 1.63 mSS'dan 7.96 mSS çıkarken 7 mm için 1.63 mSS'dan 7.76 mSS çıkmaktadır. Görüleceği üzere çark kademe arası mesafe 3,4,6,7 mm için çark boyunca ki basınçtaki artış sırasıyla 7.34, 7.35, 6.33 ve 6.13 mm olmaktadır. Bu sonuçlar çark kademe arası mesafe için çark boyunca meydana gelen basınç gradyanı konusunda net bir yorum yapma olanağı tanımamakla birlikte çark kademe mesafe büyüdükçe belli bir noktaya kadar çark boyunca basınç gradyanı artmakta ve daha sonra düşmektedir şeklinde bir yorum yapılabilir. Yürütülen simülasyonlar sonucunda difüzör boyun basıncının ulaştığı maksimum değer 3, 4, 6, ve 7 mm çark kademe arası mesafeler için sırasıyla 9.59, 9.8, 9.59 ve 9.39 mSS şeklindedir. Anlaşılacağı üzere çark kademe mesafesinde artışın veya azalışın belirli bir etkisi bulunmamakta ve elde edilen sonuçlar optimal bir noktanın söz konusu olduğunu göstermektedir. Çark kademe mesafesinin dört durumu için yürütülen simülasyonlardan difüzör çıkışında çevresine göre pompa dış cidarına uzanan düşük bir basınç bölgesi gözlemlenmiştir. Söz konusu düşük basınç bölgesinin çevresine göre düşüklük derecesinin 1mSS olduğu saptanmıştır. Saptanan diğer bir ilgi çekici bulgu difüzör sonrası pompa dış cidarında belli bir mesafe sonra basıncın yaklaşık olarak 0.8 mSS yükselmesidir.

Çark kademe arası mesafenin pompa boyunca ki akış yapısını detaylandırabilmek amacıyla tez kapsamında dikkate alınan çark kademe arası mesafenin dört değeri için akım çizgileri Şekil 4.24'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere her dört durum için benzer akış yapısı söz konusudur. Çark çıkışında akışla aynı yönde pompa dış cidarına yakın görece küçük bir vorteks sistemi meydana gelmektedir. Difüzör çıkışında ise pompa merkez eksenine pompa dış cidarı üzerinde olmak üzere iki vorteks sistemi meydana gelmektedir. Söz konusu iki vorteks sistemi akış yöne zıt yönlü olmalarının yanı sıra pompa dış cidarındaki vorteks sistemi

diğerine nazaran oldukça küçüktür. Çark çıkışındaki vorteks sistemi kademe çark arası mesafe 3mm'den 4mm çıkarıldığında belli bir oranda aşağı ve dışa doğru kaymaktadır. Bu aşağıya ve dışa kayma süreci çark kademe arası mesafe 7 mm'de maksimum oranlara erişmektedir. Difüzör çıkışındaki vorteks sistemlerinin çark kademe arası mesafe

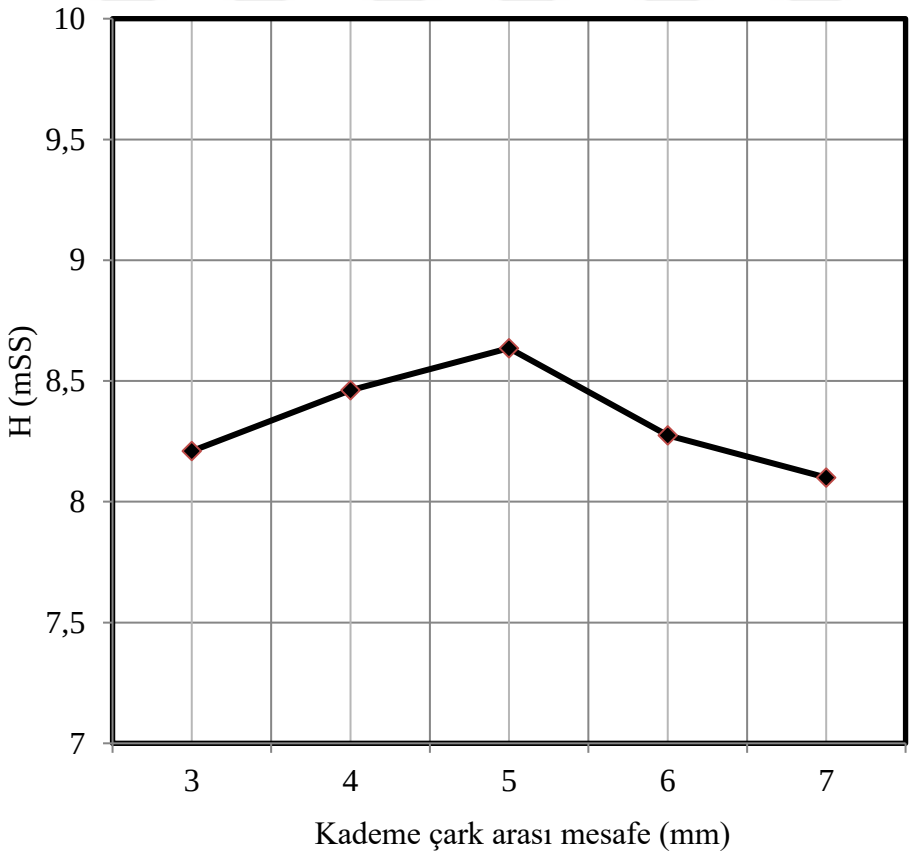


Şekil 4.24. Çark kademe arası mesafenin a).3 mm, b) 4 mm, c) 6 mm ve d) 7 mm değerleri için pompa boyunca ki akım çizgileri

.

artıkça konumlarıyla ilgili belirgin bir saptama tespit edilememekle birlikte etli oldukları akış alanı çark kadem arası mesafenin 3-4 mm aralığında azalırken 6-7 mm aralığında artmaktadır. Yukarıda sunulan tüm bulgular önceden de değinildiği üzere çark kademe mesafenin artışın pompa performansını daimî artırmadığını ve bu kriter açısından optimal bir noktanın var olduğunu göstermektedir.

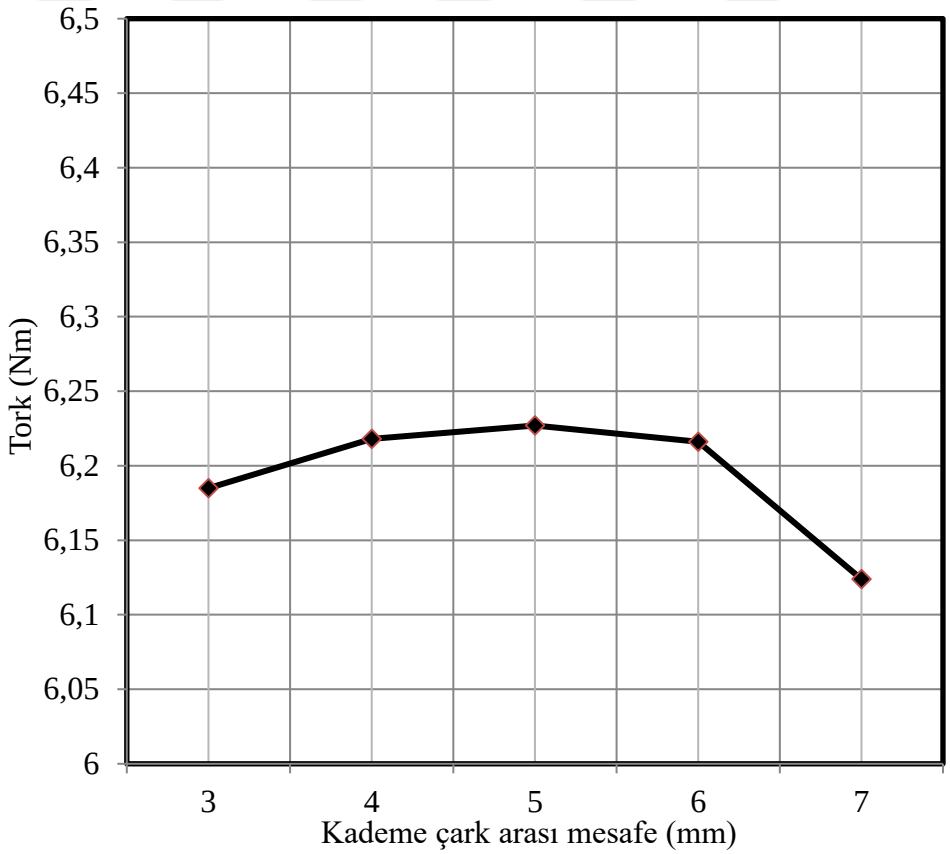
Yukarıda çark kademe arsındaki mesafe ile ilgili akış yapısında tespit edilen bulguların pompa performansı üzerinde etkisinin ölçülebilir olarak tanımlamak amacıyla ilk etapta her dört durum için pompa basma basıncı Şekil 4.25'de gösterilmiştir. Aynı grafikte seçilen mevcut endüstriyel pompanın çark kadem mesafesi 5mm için yürütülen simülasyon sonucundan hesaplanan pompa basma basıncı değeri de yer almaktadır. Şekilden görüleceği gibi 5 mm çark kademe arası mesafede pompa basma basıncı yaklaşık olarak 8.64 mSS ile maksimum değerdedir. Çark kademe arası mesafe 3 mm'den 4 mm çıkarıldığında pompa basma basıncı 8.21 mSS'dan 8.46 mSS yükselmektedir. Söz konusu yükselmenin oranı %3.05'dir. Bu



Şekil 4.25. Çark kademe arası mesafenin pompa basma basıncına etkisi.

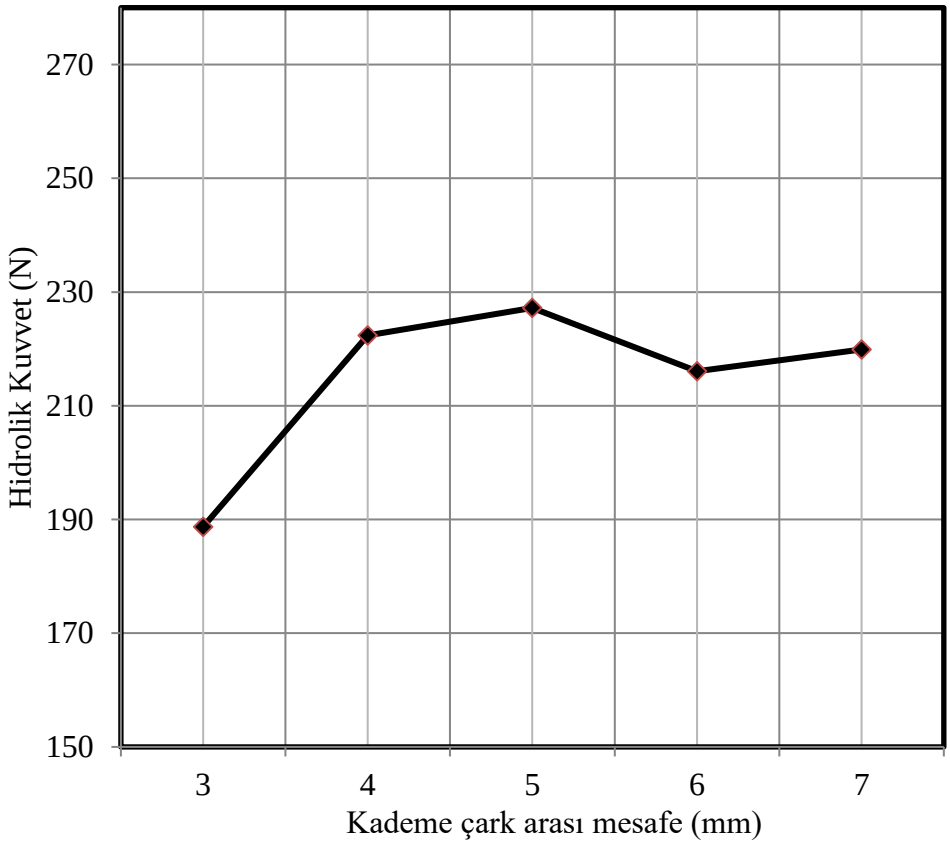
oranı çark kademe arası mesafenin 4cmm'den 5mm çıkarılma aralığında ise yaklaşık olarak %21 oranındadır. Verilen sayısal verilerden ve Şekil 4.25'dende görüleceği üzere çark kadem arası mesafe 3 mm'den 5 mm çıkarılma sürecinde pompa basma basıncı azalan bir kademede artmaktadır. Şekilden de görüleceği üzer çark kademe arası mesafe 5 mm'den 6 mm çıkarıldığında ise önceki kademeli artışa nazaran pompa basma basıncı dramatik şekilde düşmektedir. Pompa basma basıncında meydana gelen söz konusu dramatik düşme oranı yaklaşık olarak %4,38 değerinde olmaktadır. Bu dramatik düşüşten sonra çark kademe arası mesafe 6 mm'den 7 mm çıkarıldığında Pompa basma basıncı yaklaşık olarak %2,15 oranında düşmektedir. Bu düşüş söz konusu dramatik düşüşün yarısı kadar olup yaklaşık olarak yukarıda söz edilen kademeli artış kadardır. Tüm bu bulgular, pompa basma basıncı dikkate alındığında çark kademe arası mesafe için optimal bir tasarım aralığının olduğunu göstermektedir.

Simülasyonlar sonucunda kademe çark arası mesafenin pompa torkuna etkisi Şekil 4.26'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere maksimum tork çark kademe



Şekil 4.26. Çark kademe arası mesafenin pompa torkuna etkisi.

arası mesafenin 5 mm olduğu durumda meydana gelmektedir. Pompa çark arsı mesafenin tork üzerindeki etkisinin genel trendi incelenirse; çark kademe arsı mesafe 3 mm'den 4 mm çıkarıldığında pompa torku 6.185 Nm'den 6.218 Nm'ye yükselmektedir. Söz konusu yükselmenin oranı %0.53 şeklindedir. Pompa çark arası mesafe 4.mm'den 5mm'ye çıkarıldığında ise torktaki yükselme oranı %0.015 şeklinde oldukça nispi bir artış göstermektedir. Pompa çark arsı mesafe 5mm üzerinde artırıldığında Şekil 4.26'danda açıkça görüleceği üzere pompa torkun da ilk etapta sözü edilen nispi artışa benzer nispi bir azalış daha sonra önceki artış veya azalışlara göre dramatik bir düşüş yaşanmaktadır. Ancak söz konusu dramatik düşüşün oranı yaklaşık olarak %1,5 düzeyindedir. Verilen bulgulardan anlaşılacağı üzere çark kademe arası mesafenin pompa torku üzerinde etkisi çok sınırlı ölçütler arasında meydana gelmekte yanı kayda değer bir etki gözlemlenmemiştir.

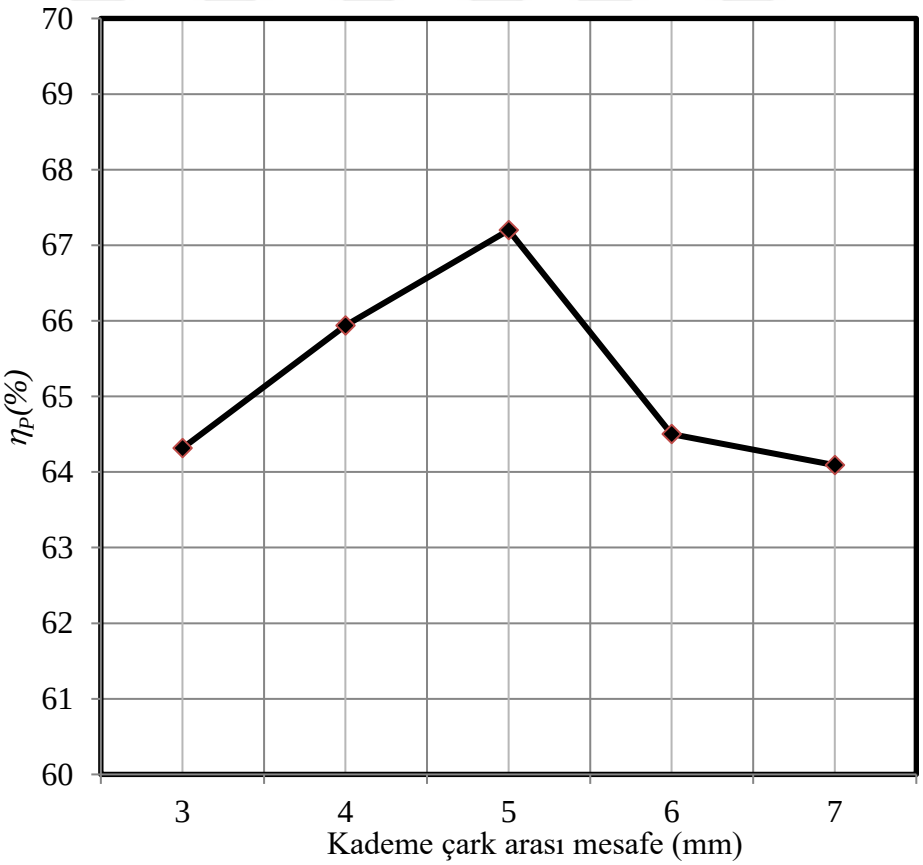


Şekil 4.27. Çark kademe arası mesafenin çarka dikey yönde gelen kuvvetlere etkisi.

Yürütülen CFD simülasyonları sonucunda çark kademe arsı mesafenin çarka dikey yönde gelen hidrolik kuvvetlere etkisi Şekil 4.27'de gösterilmiştir. Şekilden

görüleceği üzere çark kademe arası mesafenin 3mm olduğu durumda hidrolik kuvvet yaklaşık olarak 188 N değerinde olmaktadır. Çark kademe arsı mesafe 4 mm'ye çıkarıldığında hidrolik kuvvet %18 oranında artmakta ve 222 N değerine yükselmektedir. Çark kademe arası mesafe 5mm çıkarıldığında ise hidrolik kuvvet önceki artışa nazaran daha düşük bir oranda artmaktadır. Söz konusu oran %2,2 düzeyinde meydana gelmektedir. Çark kademe arsı mesafe 5mm üstü artırıldığına hidrolik kuvvette ilk etapta düşük oranda bir azalış daha sonra önceki orandan da çok daha düşük oranda artmaktadır.

Kademe çark arası mesafenin pompa torkuna etkisinin basma basıncına olan etkisine nazaran çok düşük seviyelerde kalması ve buna karşın dört tasarım ölçüsü için pompa veriminin eğilim trendini pompa basma basıncı eğilim trendine benzer bir durum göstermiştir. Yürütülen CFD simülasyonları sonucunda dört kademe çark mesafesi için hesaplanan pompa verimleri Şekil 4.28'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere çark kademe arası mesafe 5mm için pompa verimi %67,2 ile pik



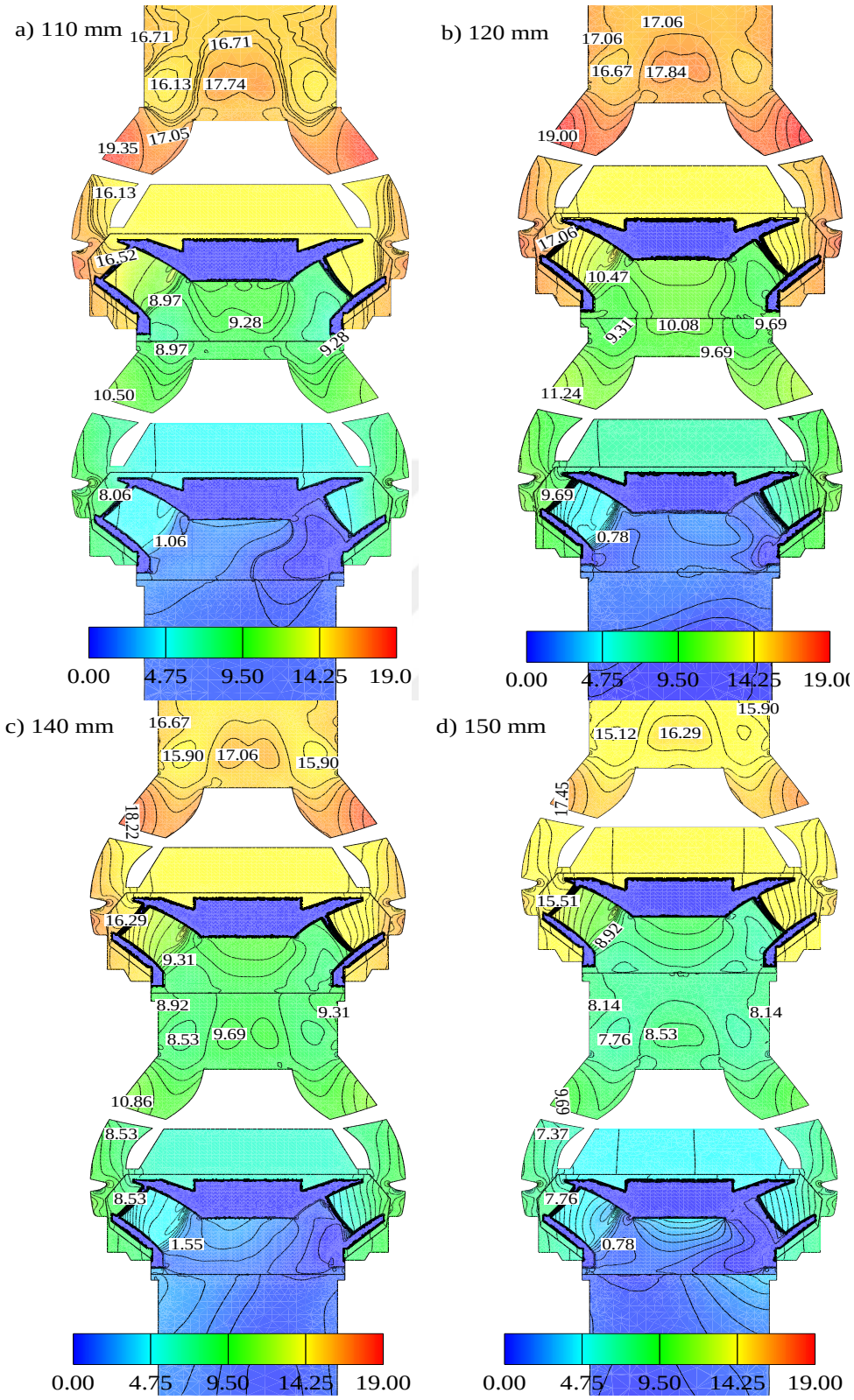
Şekil 4.28. Çark kademe arası mesafenin pompa verimine etkisi.

değerine ulaşmaktadır. Söz konuş mesafeden önce çark kademe arası mesafe 3mm'den 4mm çıkarında pompa verimi %64,31'den %65,94 yükselmektedir. Verimdeki artış oranı yaklaşık olarak %2,5 olmaktadır. Çark kademe arası mesafe 4mm'den 5mm çıkarıldığında verimdeki artış trendi devam etmekte ve %1,91 oranında verim artmaktadır. Çark kademe arası mesafe 5mm'den 6mm'çıkarıldığında ise öneki artış oranlarına nazaran pompa verimi dramatik olarak düşmektedir. Dramatik düşüm oranı yaklaşık olarak %4 olmaktadır. Söz konusu parametre 6mm'den 7 mm çıkarıldığında pompa veriminde düşüş devam etmekle birlikte düşün oranı %0,6 şeklinde çok düşük bir seviyede gerçekleşmektedir.

4.6. Kademeler Arası Mesafenin Pompa Performansına Etkisi

Bir önceki sunulan geometrik ölçüt çark kademe arasındaki mesafesi üzerinde yapılacak düzenlemelerin pompa performansı üzerindeki etkisini araştırmaya yöneliktir. Bu bölümde seçilen mevcut geometrideki çarkın ve çark kademe arasındaki mesafenin 130 mm olduğu durumda iki kadem arasındaki mesafenin pompa performansı üzerindeki etkisini araştırmaya yönelik yürütülen CFD simülasyon sonuçları sunulacaktır. Simülasyonlar mevcut seçilen pompanın iki kademe arası mesafenin 130 mm olduğu durumdan 10 ile 20 mm daha yüksek ve daha düşük olmak üzere, dört aralık çerçevesinde yürütülmüştür. Yürütülen simülasyonlar sonucunda dört Şekil 4.29'dan görüleceği üzere çark kademe arasındaki mesafenin akış yapısı üzerinde belirgin bir etkisi yoktur. Buna karşın pompa boyunca ki basınç gradyanında belirgin farklar meydana gelmektedir.

Kademeler arası mesafenin 110 mm olduğu durumda ilk kademede çark boyunca basınç 1.06 mSS'dan 8.06 mSS'na yükseliyor. Difüzör basınç maksimum 10.5mSS'na çıktından sonra difüzör çıkışına doğru basınç belli bir oranda düşerek yaklaşık olarak 8.97 mSS değerinde olmaktadır. İlk kademenin çıkışından ikinci kademenin çarkına giriş noktasına kadar basınçta herhangi bir kayda değer bir fark meydana gelmemekle durum için pompa boyunca ki basınç dağılımları Şekil 4.29'da gösterilmiştir. Birlikte pompanın merkez eksenine doğru basınçta nispi bir artış gözlemlenmektedir. Kademeler arsındaki mesafenin 110mm olduğu durumda ikinci kademenin çarkı



Şekil 4.29. İki kademe arasındaki mesafenin a)110 mm, b) 120 mm, c) 140 mm ve d) 150 mm olduğu durumlarda pompa boyunca basınç kontörleri.

boyunca basınç yaklaşık olarak 8.97mSS'dan 16.52 mSS yükselmektedir. Yanı çark çıkışı ve girişi arasında 7.55 mSS basınç farkı meydana gelmektedir. Bu değer ilk kademenin çarkı için 7 mSS'dur. Ayrıca ikinci kademe boyunca basınç difüzör dış cidarına doğru 19.35 mSS'na kadar yükseldikten sonra difüzör çıkışında 16.13 mSS'na kadar düşmektedir. Kademeler arasındaki mesafenin kademelere etkisini en iyi ölçütü bekleneceği üzere çark giriş ve difüzör çıkışı arasındaki basın farkı verisidir. Yapılan gözlemlerden 110 mm kademeler arası mesafe durumunda ilk kademede çark girişi ile difüzör çıkışı arasında basınç 1.06 mSS'dan 8.97 mSS yükselmektedir. Bu durum ikinci kademe için 8.97 mSS'dan 16.13 mSS'nu şeklindedir. Anlaşılacağı üzereilk kademede basınç çark difüzör boyunca basın. 7.91 mSS yükselirken bu durum ikinci kademe için 7.16mSS şeklindedir. Bu veri ilk kademenin ikinci kademeye göre basıncı yaklaşık olarak %10 oranında artırdığını göstermektedir.

Kademeler arasındaki mesafenin 120 mm olduğu durumda ilk kademenin çarkı boyunca basınç 0.78 mSS'dan 9.68 mSS'na yükselmiştir. Difüzör boyunca basın. 11.24 mSS'na yükselmesine rağmen difüzör çıkışında basınç 9.31 mSS'nu değerine düşmüştür. Ayrıca difüzör çıkışında çevresine göre 0.8 mSS daha düşük ve ikinci kademenin çark girişine kadar uzanan düşük bir basınç bölgesi meydana gelmektedir.

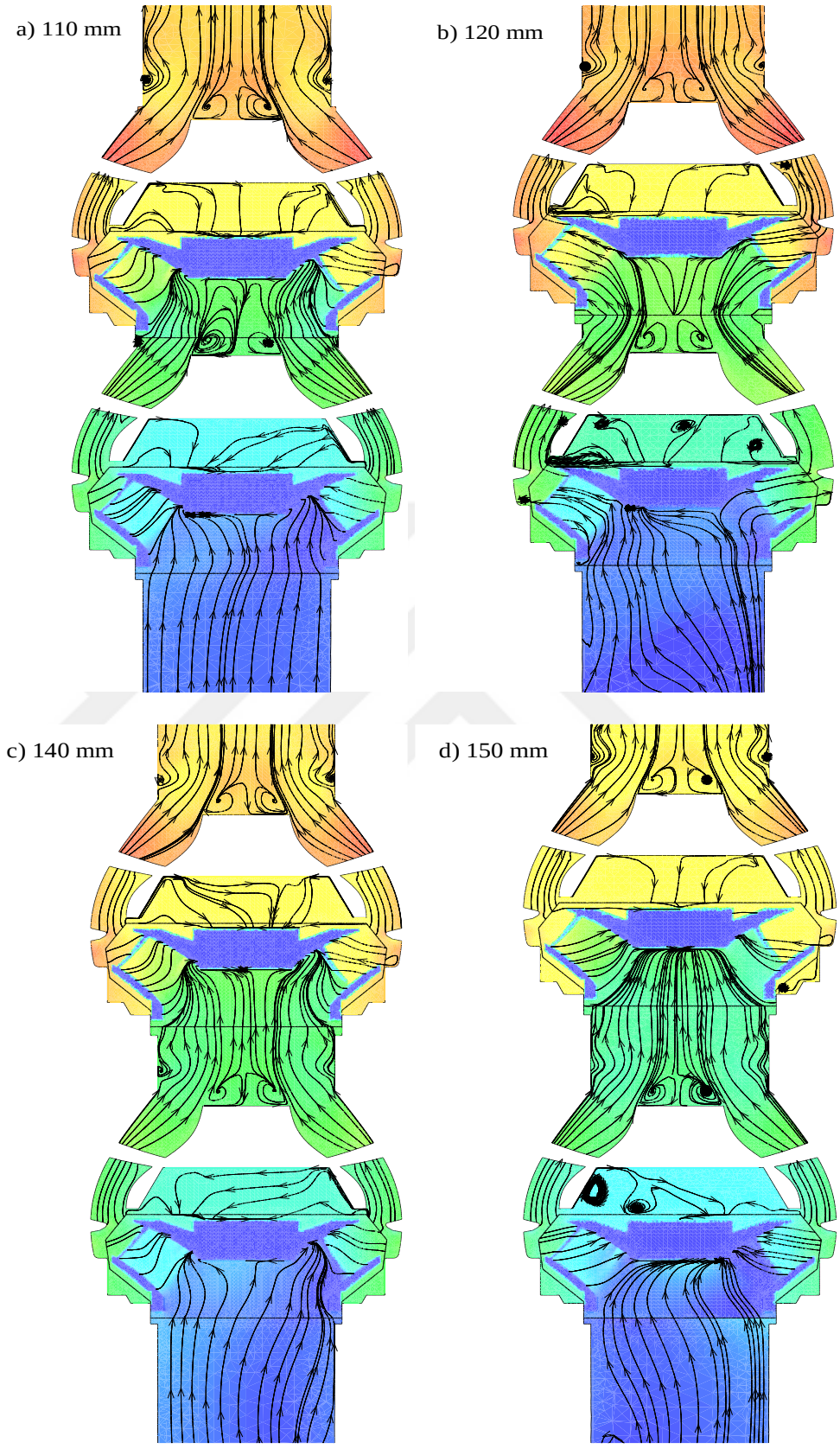
Yapılan incelemelerde ikinci kademenin çarkı boyunca basıncın yaklaşık olarak 6.59 arttığı gözlemlenmiştir. Bu durum ilk kademenin çarkı için 8.9 mSS şeklindedir. İkinci kademenin difüzörü boyunca ise basınç 19 mSS'na kadar çıkmakta ve daha sonra 16.67 mSS değerine düşmüştür. Kademelerin çark difüzör boyunca ki basınç artışları; ilk kademe için 8.53 mSS ve ikinci kame için 6.2 mSS olmaktadır. Söz konusu sonuçla ilk kademenin ikinci kademeye göre basıncı yaklaşık olarak %37oranında artırdığını saptanmıştır. Bu saptamanın sonucu olarak kademeler arsı mesafenin 110 mm'den 120 mm çıkarılması özellikle ikinci kademenin performansını önemli derecede düşürdüğü gözlemlenmiştir. Fakat iki kademe bir arada değerlendirildiğinde Şekil 4.29'da kolayca anlaşılacağı üzere ilk kademenin çark girişi ile ikinci kademenin difüzör çıkışı arasında basınç artışı açısından 120mm kademeler arasındaki mesafe durumunun 110 mm'lik durumu göre çok küçük de olsa daha fazla yükselmektedir.

Kademeler arası mesafenin 140mm olduğu durumda ilk kademenin çarkı boyunca basınç 1.55 mSS'dan 8.53 mSS'na yükselirken ikinci kademenin çarkı boyunca ise 9.31 mSS'dan 16.29mSS'na yükselmiştir. İlk kademenin difüzörü boyunca basınç 10.86 mSS'na yükselmiş ve daha sonra difüzör çıkışında ise 8.53 mSS seviyesine düşmüştür. İkinci kademenin difüzörü boyunca ise basınç 18.22 mSS'na kadar yükselmiş ve difüzör çıkışında 15.9mSS'nu seviyelerine inmiştir. Şekil 4.29 c'den açıkça görüleceği üzere ikinci kademenin difüzör çıkışında meydana gelen düşük basınç bölgesinin benzeri ilk kademenin difüzör çıkışında da meydana gelmiştir. İlk kademenin difüzör çıkışında meydana gelen düşük basınç bölgesinin ikinci kademenin girişine kadar uzadığı gözlemlenen diğer bir bulgudur. 140mm kademeler arasındaki mesafede ilk kademede çark girişi ve difüzör çıkışı arasında 6.98mSS basınç farkı meydana geldiği saptanmıştır. Bu durum ikinci kademe için de yaklaşık 6.98 mSS olmuştur. Pompa boyunca yanı ilk kademenin çark girişi ile ikinci kademenin difüzör çıkışı arasında ise basınç farkı 14.74 mSS olduğu tespit edilmiştir.

150 mm kademeler arası mesafenin incelendiği son geometrik ölçüttür. Bu ölçüt için yürütülen simülasyonlarda, Şekil 4.29 d'den görüleceği üzere basınç dağılımının ölçüsü diğer durumlara nazaran dramatik bir şekilde daha düşüktür. İlk kademenin çarkı boyunca basınç 6.98 mSS artarken ikinci kademe için bu değer 6.59 mSS olmaktadır. İlk kademenin difüzörü boyunca basınç 9.69 mSS'na kadar yükselmekte ve daha sonra çark çıkışında 7.76 mSS'na düşmektedir. İkinci kame için söz konusu durum 17.45 mSS'den 15.12mSS şeklindedir. Ayrıca ilk kademenin çark girişi ile ikinci kademenin difüzör çıkışı arasında 14.34 mSS değerinde basınç farkı meydana gelmektedir. Diğer kayda değer bulguda her iki kademenin difüzör çıkışında benzer basınç gradyanlarının gözlemlenmesidir. Şekil 4.29 c ve d'den görüleceği üzere 150 mm kademe arası mesafenin olduğu durumda ilk kademeni difüzör çıkışındaki akış yapısının ikinci kademeni çark girişindeki akış alanına etkisi, 140mm durumuna göre oldukça sınırlıdır.

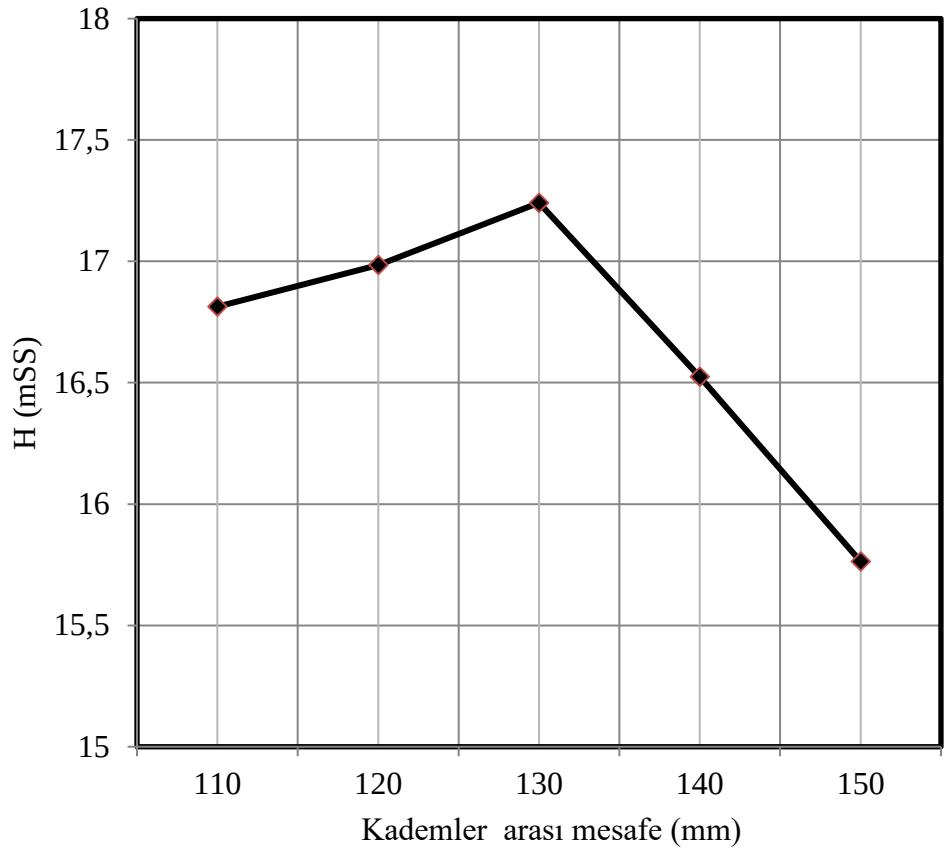
Kademeler arası mesafenin pompa boyunca akış yapısına etkisinin daha anlaşılır olabilmesi için her dört kademeler arası mesafelerdeki pompa boyunca akım çizgileri Şekil 4.30'da gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere kademeler mesafenin dikkate

alınan her dört durumu içinde difüzör çıkışındaki akış yapısı benzerlik göstermektedir. Difüzör çıkışında önceki farklı geometrik ölçütler için yürütülen CFD simülasyonlarında olduğu iki tane vorteks sistemi meydana gelmektedir. Biri pompa merkezine yakın diğeri ayakları pompa diş cidarına bağlanan nispeten çok daha küçük vorteks sitemidir. Kademler arası mesafenin 110 mm olduğu durumda difüzör çıkışında pompa merkez eksenine yakın meydana nispeten büyük olan vorteksin ayaklarının ikinci kademenin çarkının emme yüzeyine bağlandığı gözlemlenmiştir. Bu durum akım çizgilerinin pompa merkezine doğru kıvrılmasına sebep olmuştur. Kademeler arsı mesafenin 140 mm olduğu durumda ilk kademenin difüzör çıkışında pompa merkezi tarafında olan vorteks sisteminin ayaklarının ikinci kademenin çarkının emme yüzeyinin kenarı ile birleştiğinde akım çizgileri çark girişine doğru kıvrılmaktadır. Kademeler mesafenin gerek 110 mm ve gerekse 120mm olduğu durumlarda ilk kademenin difüzör çıkışında pompa dış cidarı üzerinde meydana gelen nispeten küçük vorteks sistemlerinin akım çizgileri üzerinde kayda değer bir etkisi gözlemlenmemiştir. Kademeler arası mesafenin 140mm olduğu durumda, ilk kademenin difüzör çıkışındaki pompa merkezine yakın vorteks sisteminin ayakları 120 mm durumunda olduğu gibi ikinci kademenin çarkının emme yüzeyinin kenarı ile birleşmektedir. Buna karşın 120 mm durumdan farklı olarak pompa cidarı üzerindeki nispeten küçük vorteks ayakları ikinci kademenin çark girişine kadar uzanmakta ve buda akım çizgilerinin çark ucuna doğru kıvrılmasına neden olmaktadır. Kademeler arası mesafenin 150 mm olduğu durumda söz konusu pompa cidarı üzerindeki nispeten küçük vorteks sitemlerinin akış alanı üzerindeki etkisi daha belirgin bir şekilde gözlenmektedir. Bu belirgin etki akım çizgilerinin ikinci kademenin çarkının merkezine doğru yönelmesine sebep olmaktadır.



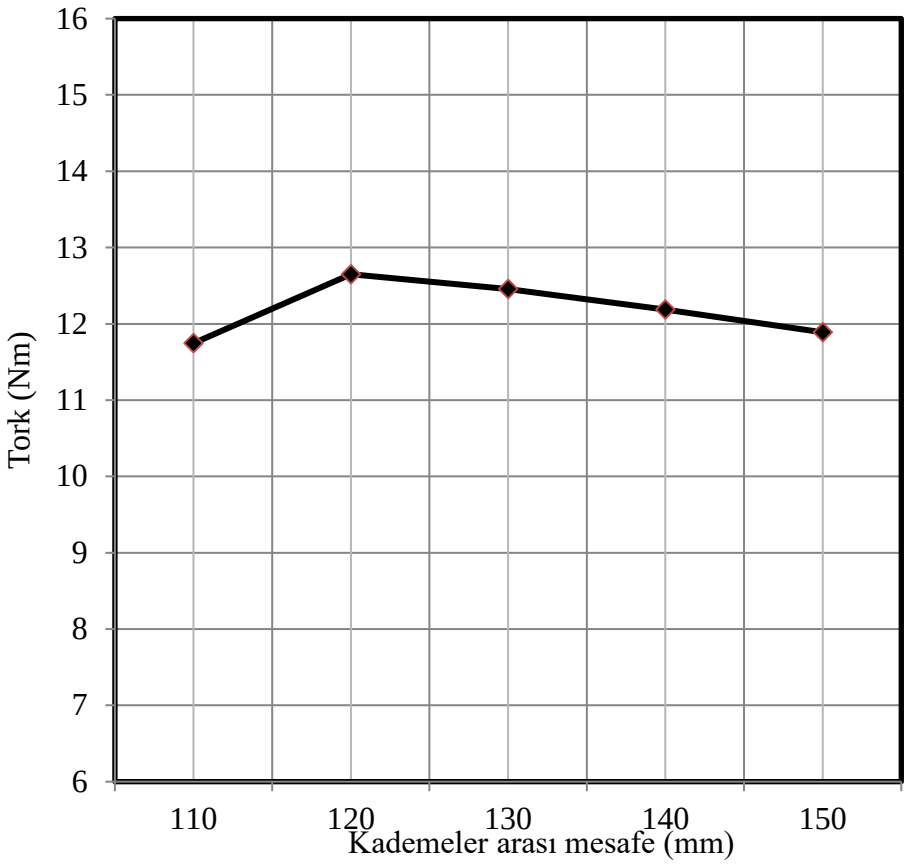
Şekil4.30. İki kademe arası mesafenin a) 110 mm, b) 120mm, c) 140 mm ve d) 150 mm değerleri için pompa boyunca ki akım çizgileri.

Yukarıda kademeler arası mesafenin pompa boyunca akış yapısına etkisi ile ilgili sunulan bulguların sayısal veri olarak tanımlanması için önceki geometrik ölçütlerde olduğu gibi pompa basma basıncı, tork, hidrolik kuvvet ve pompa verimleri hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda kademeler arası mesafenin pompa basma basıncına etkisi Şekil 4.31'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere kademeler arası mesafe seçilen mevcut pompanın 130mm olan ölçüsünde pompa basıncı 17.24 mSS ile pik bir noktayı göstermektedir. Kademeler arsındaki mesafe 110 mm iken pompa basma basıncı yaklaşık olarak 16.81 mSS olurken söz konusu mesafe 120 mm çıkarıldığında pompa basma basıncı 16.98 mSS olmaktadır. Bu aralık ta pompa basma basıncı yaklaşık olarak %1 oranında artmaktadır. Kademeler arası mesafe 120 mm'den 140 mm çıkarıldığında pompa basma basıncında ki artış oranı ise yaklaşık olarak %1,5 olmaktadır. Anlaşılacağı üzere kademeler arası mesafenin 130 mm'den küçük olduğu durumlarda mesafe artıkça pompa basma basıncı kademeli artmaktadır. Kademeler arası mesafe 130 mm'den 140 mm çıkarıldığında ise sözü edilen kademeli artışa nazaran pompa basma basıncı dramatik olarak düşmektedir. Bu dramatik düşüşün oranı yaklaşık olarak %4.35'dır. Kademeler arası mesafe 140 mm'den 150 mm çıkarıldığında ise pompa basma basıncında sözü edilen dramatik düşün yaklaşık olarak aynı oranda devam etmektedir. Pompa basma basıncı ile ilgili tespit edilen yukarıdaki bulgular anlaşılacağı üzere akış yapısı ile ilgili tespit edilen bulgular ile tam bir uyum göstermiştir.



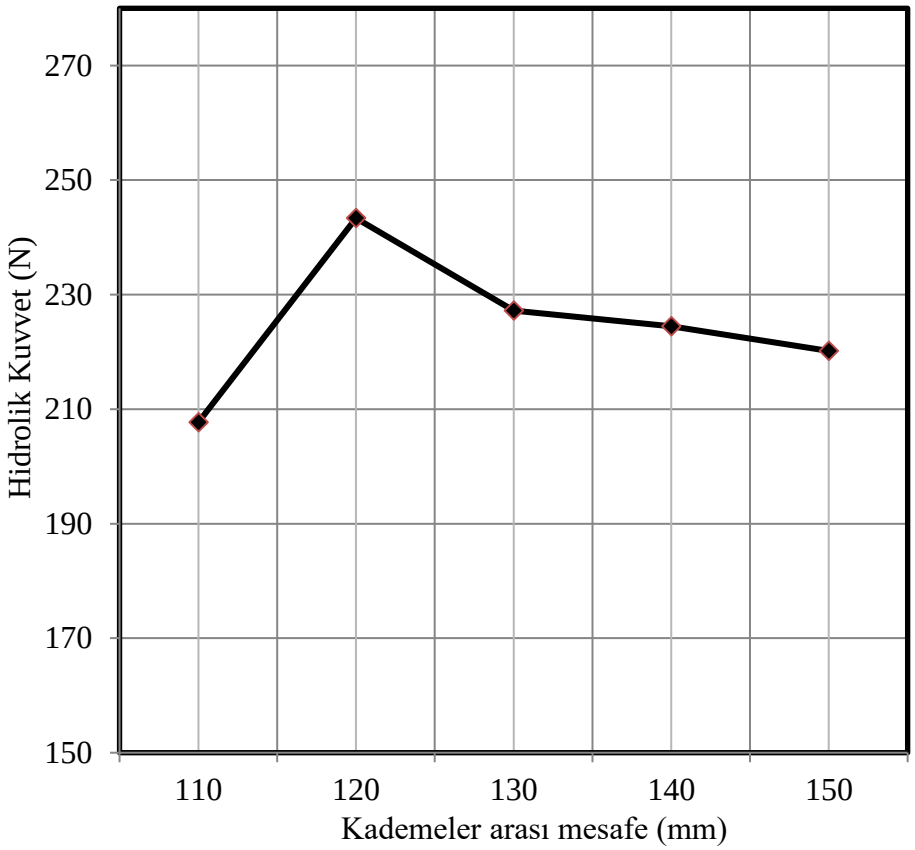
Şekil 4.31. Kademeler arası mesafenin pompa basma basıncına etkisi.

CFD simülasyonları sonucu hesaplanan kademeler arası mesafenin pompa torkuna etkisi Şekil 4.32'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere pompa torku kademler arsı mesafenin 110 mm olduğu durumda diğer ölçütlere göre minimum olurken 120 mm durumunda ise maksimum değerin de gerçekleşmektedir. Kademeler arası mesafenin 110 mm olduğu durumda tork değerinin yaklaşık olarak 11.74 Nm olduğu hesaplanmıştır. Kademeler arası mesafe 110 mm'den 120 mm çıkarıldığında pompa torku 12.65 Nm olmaktadır. Söz konusu aralıkta pompa torkun da %7,75 oranında bir artış olmaktadır. Kademeler arasındaki mesafe 120mm üzeri olduğunda Şekil 4.32'den açıkça görüleceği üzere pompa torkun da önceki artışa nazaran nispi bir oranda düşüş meydana gelmektedir.



Şekil 4.32. Kademeler arası mesafenin pompa torkuna etkisi.

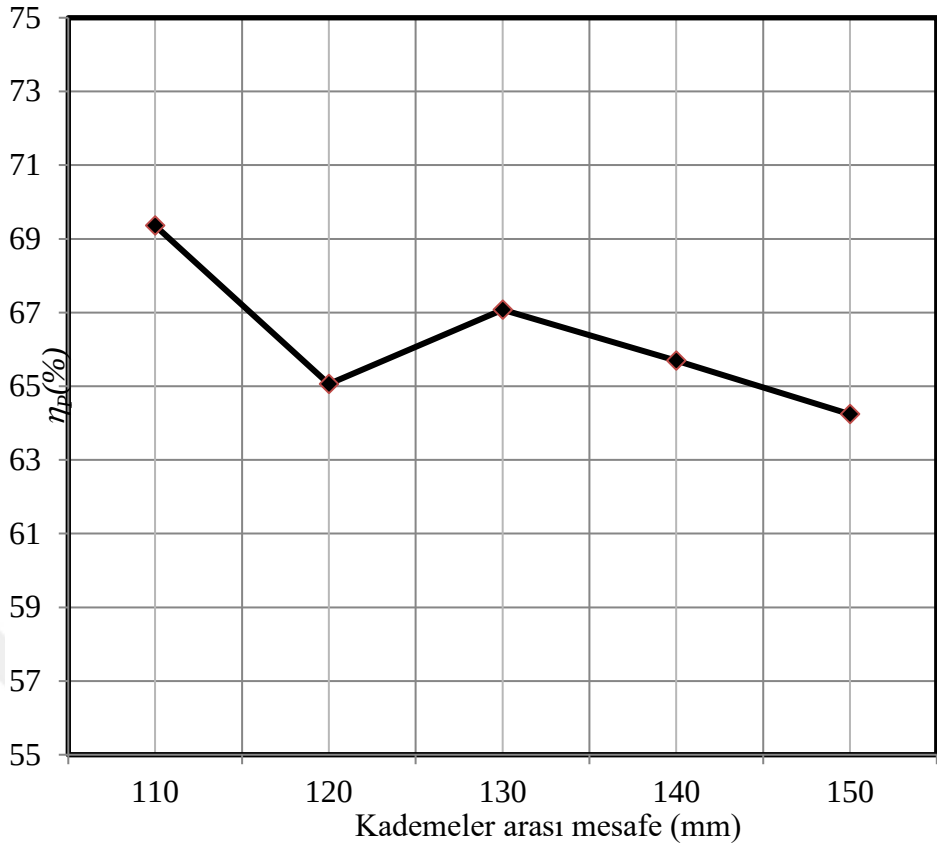
Kademeler arası mesafenin pompa çarkına dikey yönde gelen hidrolik kuvvetler üzerinde etkisi ile ilgili yapılan hesaplamaların sonuçları Şekil 4.33'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere torkun maksimum değere ulaştığı kademeler arası mesafenin 12 0mm olduğu durumda çarka dikey yönde etki eden hidrolik kuvvette diğer ölçütlere nazaran 243.34 N değeri ile maksimum olmaktadır. Kademeler arası mesafe 130 mm çıkarıldığında ise hidrolik kuvvet 227.2 N olmaktadır. Hidrolik kuvvetteki düşüş oranı yaklaşık olarak %7 olmaktadır. Kademeler arası mesafe 130 mm üzerinde artırıldığında hidrolik kuvvetteki düşme söz edilen düşme oranından



Şekil 4.33. Kademeler arası mesafenin hidrolik kuvvetler üzerindeki etkisi.

nispeten daha küçük bir oranda devam etmektedir. Şekil 33'dende görüleceği üzere hidrolik kuvvetteki en dramatik değişim kademeler arası mesafenin 110 mm'den 120 mm'ye çıkarılması durumunda yaşanmaktadır. Bu durumda hidrolik kuvvet yaklaşık olarak %17 oranın da artmaktadır.

Konu ile ilgili yürütülen simülasyonlar sonucu kademeler arası mesafenin pompa verimine etkisi Şekil 4.34'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere kademeler arası mesafe 110 mm'de pompa verimi dikkate alınan diğer ölçütlere nazaran %69,36 ile maksimum değerde olmaktadır. Kademeler arası mesafe 110 mm'den 120 mm çıkarıldığında pompa verimi dramatik bir şekilde %65.06 düzeyine inmiştir. Söz konusu mesafe 130 mm çıkarıldığında ise pompa verimi yaklaşık olarak %67,08 değerine yükselmektedir. Kademeler arası mesafenin 130 mm üzeri artırıldığında ise Şekil 4.34'den açıkça görüleceği üzere pompa verimi kademeli olarak düşmektedir.



Şekil 4.34. Kademeler arası mesafenin pompa verimine etkisi.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu bölümde ilk olarak tez çalışmasında deneysel ve nümerik tespit edilen bulguların özeti verilecek daha sonrada çalışmada eksik kalan yönler ve bu doğrultuda gelecekte yapılacak deneysel ve nümerik çalışmalar için öneriler sunulacaktır.

5.1. Sonuçlar ve Yenilikler

Seçilen endüstriyel tip bir dalgıç pompanın çark çıkış aralığı, çar kanat çıkış açısı, çark kademe arası mesafe ve kameler arası mesafe olmak üzere dört temel geometrik parametresinin her biri için dört farlı ölçütteki durumunun pompa akış yapısına ve performansına etkisi deneysel ölçümler ile doğrulanmış CFD simülasyonlarıyla araştırılmıştır. Tez çalışması kapsamında, yukarıda sözü edilen her bir geometrik parametrenin dört farklı ölçütü için olmak üzere, toplamda 16 tane senaryonun CFD simülasyonlarıyla akış yapısı ve pompa verimi ile ilişkisi araştırılmıştır.

Yukarıda değinilen 16 senaryonun CFD simülasyonları çerçevesinde gerçekleştirilmesinden önce, ilk etapta seçilen endüstriyel pompanın 1, 2, 5 ve 9 kademe durumlarındaki pompa performansı deneysel olarak ölçülmüştür. Yapılan ölçümlerde, kademe sayısının pompa verimi üzerinde küçük bir etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Bu nispi etkiye nazaran kademe sayısının sistem verimin üzerindeki etsinin dikkate değer ölçütlerde olduğu, gözlemlenen diğer bir çarpıcı bulgudur. Deneysel ölçümlere eş zamanlı olarak seçilen pompanın geometrik ölçütlerinde ve deneysel ölçümlerin sınırları çerçevesinde biri tek kademe diğeri iki kademe durumu için olmak üzere iki senaryo için CFD simülasyonları yürütürmüştür. Eş zamanlı yürütülen çalışmalardan CFD simülasyon sonuçlarının deneysel ölçümler ile tam bir uyum gösterdikleri gözlemlenmiştir. Örneğin tek kademeli pompada CFD simülasyonları sonucu hesaplanan pompa verimi deneysel ölçümlerden %1,5 sapma göstermektedir. Bu sapma iki kademeli pompa senaryosu için %0,6 düzeyinde olduğu saptanmıştır. Söz konusu küçük orandaki sapmalar deneysel ölçüm hataları dikkate

alındığında ihmal edilebilecek düzeydedir. Bu sonuçlar, tez kapsamında CFD simülasyonların yürütülmesinde izlenen yöntemin güvenirliğini gösteren en önde gelen parametredirler.

Deneysel ölçümler ile yürütülecek CFD simülasyonlarında izlenecek yöntemin güvenirliliği tespit edildikten sonra yukarıda değinilen dalgıç pompanın dört geometrik parametresinin pompa boyunca ki akış yapısı ve pompa performansı ile ilişkisini saptamaya yönelik simülasyonların yürütülmesi aşamasına geçilmiştir. Aşağıda her geometrik ölçüt için yürütülen simülasyon sonuçları işletme veya son kullanıcı açısından en kritik parametre olan pompa verimi dikkate alınarak sırasıyla özet şeklinde sunulmuştur:

- **Çark çıkış aralığı:** Yürütülen CFD simülasyonları sonucu hesaplanan pompa verimlerinden gözlemlenmiştir ki; çark çıkış aralığı genişledikçe pompa verimi belirli bir oranda artmaktadır. Örneğin 9.5 mm çark çıkış aralığı için pompa verimi %60,73 olurken 17.5 mm için ise %68 olmaktadır. En dramatik artış %3,78 oranıyla 13.5-15.5 mm çark çıkış aralığında meydan gelmektedir. Diğer aralıklarda verimdeki artış oranı %1,5 altında kalmaktadır. Hidrolik kuvvet dışında benzer eğilim pompa basma basıncı ve torkunda da gözlemlenmiştir.

- **Çark kanat çıkış açısı:** çark kanat açısındaki düzenlemelerin gerek pompa torkuna ve gerekse hidrolik kuvvet üzerinde kısıtlı bir etkisi olduğu saptanmıştır. Bu kısıtlı etkiye nazaran çark kanat açısının pompa verimine kayda değer bir etkisi olduğu tespit edilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda 75^0 çark kanat açısında pompa verimi %67,2 iken çark kanat açısı 95^0 çıkarıldığında pompa verimi %60,86'ya düşmektedir. Düşüş yaklaşık olarak %10 oranında olmaktadır. En dramatik düşüş %3,9 ile çark kanat açısı 90^0'den 95^0 çıkarılırken yaşanmaktadır.

- **Çark kademe arası mesafe:** Kademe çark arası mesafenin pompa torkuna etkisinin basma basıncına olan etkisine nazaran çok düşük seviyelerde kalması ve buna karşın dört tasarım ölçüsü için pompa veriminin eğilim trendini pompa basma basıncı eğilim trendine benzer bir durum göstermiştir. Çark kademe arası mesafe 5mm için pompa

verimi %67,2 ile pik değerine ulaşmaktadır. Söz konuş mesafeden önce çark kademe arası mesafe 3 mm'den 4 mm çıkarında pompa verimi %64,31'den %65,94 yükselmektedir. Verimdeki artış oranı yaklaşık olarak %2,5 olmaktadır. Çark kademe arası mesafe 4 mm'den 5 mm çıkarıldığında verimdeki artış trendi devam etmekte ve %1,91 oranında verim artmaktadır. Çark kademe arası mesafe 5 mm'den 6mm'çıkarıldığında ise öneki artış oranlarına nazaran pompa verimi dramatik olarak düşmektedir. Dramatik düşüm oranı yaklaşık olarak %4 olmaktadır. Söz konusu parametre 6 mm'den 7 mm çıkarıldığında pompa veriminde düşüş devam etmekle birlikte düşün oranı %0,6 şeklinde çok düşük bir seviyede gerçekleşmektedir.

- **Kademeler arası mesafe:** kademeler arası mesafe 110 mm'de pompa verimi dikkate alınan diğer ölçütlere nazaran %69,36 ile maksimum değerde olmaktadır. Kademeler arası mesafe 110 mm'den 120 mm çıkarıldığında pompa verimi dramatik bir şekilde %65.06 düzeyine inmiştir. Söz konusu mesafe 130 mm çıkarıldığında ise pompa verimi yaklaşık olarak %67.08 değerine yükselmektedir. Kademeler arası mesafenin 130 mm üzeri artırıldığında ise pompa verimi kademeli olarak düşmektedir.

İkisi deneysel ölçümler ile mukayesesi için on altısı geometrik parametrelerin pompa akış yapısı ve performansı üzerindeki etkisinin tespiti için yürütülen on sekiz simülasyonda pompa boyunca ki akış yapısının nispeten çok küçük farklar dışında benzer olduğu gözlemlenmiştir. Örneğin tez kapsamında akış yapısı tespit edilen 18 farklı pompa senaryosunu tümünde difüzör çıkışında için biri pompa ekseni tarafında nispeten daha küçük diğeri pompa dış cidarı üzerinde akış yönüne iki zıt yönlü vorteks sistemi saptanmıştır.

5.2. Öneriler

Yürütülen simülasyonlardan gözlemlenmiştir ki pompa çarkı üzerinde ve konumunda yapılacak küçük bir geometrik düzenlemenin pompa performansını %10'na varan ölçütlerde olumlu veya olumsuz değiştirebildiği gözlemlenmiştir. Bundan dolayı pompa çarkının ve konumunun tasarımı özellikle işletme maliyeti açısından kritik bir öneme sahiptir. Özellikle maliyet açısından, pompa tasarımında,

deneysel yöntem yerine deneysel ölçümler ile doğrulanmış CFD simülasyonlarının kullanılmasının etkili bir yöntem olduğu tez çalışmasının sonuçlarından anlaşılmıştır. Bu yöntemin izlenmesinde pompa boyunca akış yapısının simülasyonunda temel zorluk ise akış yapısının çark, difüzör, çark girişi-çıkışı, difüzör girişi-çıkışı ve benzeri konumlarda birbirinden farklı akış alanlarının var olmasıdır. Bu zorluk ancak optimal lokal mesh tasarımlarıyla aşılabilir.

Tez çalışması kapsamında dikkate alınan geometrik parametrelerin ölçütlerinin artırılması veya azalttırmasının pompa performansı üzerinde sürekli bir artış veya azalış sağlamadığı, yürütülen çalışmalardan saptanmıştır. Bundan dolayı bir pompa için optimal tasarım koşulları ancak her bir geometrik parametrenin kendi içinde değerlendirilmesinin yanında diğer geometrik parametrelerin ölçütleriyle bir arada değerlendirilmesiyle mümkündür.

KAYNAKLAR

ARGYROPOULOS, C. D., & MARKATOS, N. C. 2015. Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows. Applied Mathematical Modelling, 39 (2): 693-732.

BELLARY, S. A. I., & SAMAD, A. 2015. Numerical analysis of centrifugal impeller for different viscous liquids. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 8 (1): 36-45.

BERTEN, S., DUPONT, P., FARHAT, M., & AVELLAN, F. 2007. Rotor-stator interaction induced pressure fluctuations: CFD and hydroacoustic simulations in the stationary components of a multistage centrifugal pump. In ASME/JSME 2007 5th Joint Fluids Engineering Conference pp. 963-970. American Society of Mechanical Engineers.

BLANCHARD, D., & LİGRANİ, P. 2006. Comparisons of different viscous pumps based on physical flow behavior. Sensors and Actuators A: Physical, 12*6* (1): 83-92.

BRADSHAW, P. 1996. Turbulence modeling with application to turbomachinery. Progress in Aerospace Sciences, 32 (6): 575-624.

DERAKHSHAN, S., & NOURBAKHSH, A. 2008. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. Experimental Thermal and Fluid Science, 32 (8): 1620-1627.

ERTOZ A.O., Energy effciency in pumps. In: 6th national installations engineering and congress, Istanbul; 2003.

GAO, F., WANG, H., & WANG, H. 2017. Comparison of different turbulence models in simulating unsteady flow. Procedia Engineering, 205: 3970-3977.

GÖLCÜ, M., PANCAR, Y., & SEKMEN, Y. 2006. Energy saving in a deep well pump with splitter blade. Energy Conversion and Management, 47 (5): 638-651.

HUANG, S., ISLAM, M. F., & LİU, P. 2006 Numerical simulation of 3D turbulent flow through an entire stage in a multistage centrifugal pump. International Journal of Computational Fluid Dynamics, 20 (5): 309-314.

KAYA, D., YAGMUR, E. A., YİGİT, K. S., KİLİC, F. C., EREN, A. S., & CELİK, C. (2008). Energy efficiency in pumps. Energy Conversion and Management, 49 (6): 1662-1673.

LA ROCHE-CARRİER, N., DİTUBA NGOMA, G., & GHİE, W. 2013. Numerical Investigation of a First Stage of a Multistage Centrifugal Pump: Impeller, Diffuser with Return Vanes, and Casing. ISRN Mechanical Engineering, 2013.

Lİ, J. W., ZHANG, Y. N., LİU, K. H., XİAN, H. Z., & YU, J. X. 2017. Numerical simulation of hydraulic force on the impeller of reversible pump turbines in generating mode. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 29 (4): 603-609.

Lİ, W., JİANG, X., PANG, Q., ZHOU, L., & WANG, W. 2016. Numerical simulation and performance analysis of a four-stage centrifugal pump. Advances in Mechanical Engineering, 8 (10): 1687814016673756.

LOMAKİN, V. O., CHABURKO, P. S., & KULESHOVA, M. S. 2017. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. Procedia Engineering, 176: 476-482.

MAITELLI, C. D. P., BEZERRA, F. V. M., & MATA, W. 2010 Simulation of flow in a centrifugal pump of esp systems using computational fluid dynamics. Brazilian journal of petroleum and gas, 4 (1).

MEMARDEZFOULİ, M., & NOURBAKHSH, A. 2009. Experimental investigation of slip factors in centrifugal pumps. Experimental Thermal and Fluid Science, 33 (5): 938-945.

OFUCHİ, E. M., STEL, H., VİEİRA, T. S., PONCE, F. J., CHİVA, S., & MORALES, R. E. M. 2017. Study of the effect of viscosity on the head and flow rate degradation in different multistage electric submersible pumps using dimensional analysis. Journal of Petroleum Science and Engineering, 156: 442-450.

SAHOO, T. 2012. Strategies to increase energy efficiency of centrifugal pumps. In Centrifugal Pumps. InTech.

SHİ, W., ZHOU, L., LU, W., PEİ, B., & LANG, T. 2013. Numerical prediction and performance experiment in a deep-well centrifugal pump with different impeller outlet width. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 26 (1): 46-52.

SHOJAEEFARD, M. H., TAHANİ, M., EHGHAGHİ, M. B., FALLAHİAN, M. A., & BEGLARİ, M. 2012. Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid. Computers & Fluids, 60: 61-70.

SPENCE, R., & AMARAL-TEİXEİRA, J. 2008. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests. Computers & Fluids, 37 (6): 690-704.

STEL, H., SİRİNO, T., PONCE, F. J., CHİVA, S., & MORALES, R. E. 2015. Numerical investigation of the flow in a multistage electric submersible pump. Journal of Petroleum Science and Engineering, 136: 41-54.

WANG, W. J., Lİ, G. D., WANG, Y., CUİ, Y. R., YİN, G., & PENG, S. (2013). Numerical simulation and performance prediction in multi-stage submersible centrifugal pump. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 52, No. 3, p. 032001). IOP Publishing.

YAO, Z. F., YANG, Z. J., & WANG, F. J. (2016). Evaluation of near-wall solution approaches for large-eddy simulations of flow in a centrifugal pump impeller. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 10 (1): 452-465.

YUANYİ, L., YONGYAN, L., & RUİGUANG, L. 2009. The Effect of the Clearance Value of Impeller and Draft-tube for the Performance of Stamping Multistage Centrifugal Pumps. In Computer and Communications Security, ICCCS'09. International Conference on pp. 142-145. IEEE.

ZHOU, L., BAİ, L., SHİ, W., Lİ, W., WANG, C., & YE, D. 2018. Numerical analysis and performance experiment of electric submersible pump with different diffuser vanes number. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 40 (2): 89.

ZHOU, L., SHİ, W., & WU, S. 2013. Performance optimization in a centrifugal pump impeller by orthogonal experiment and numerical simulation. Advances in Mechanical Engineering, 5, 385809.

ZHOU, L., SHİ, W., LU, W., HU, B., & WU, S. 2012. Numerical investigations and performance experiments of a deep-well centrifugal pump with different diffusers. Journal of Fluids Engineering, 134 (7): 071102.

ZHOU, W., ZHAO, Z., LEE, T. S., & WİNOTO, S. H. 2003. Investigation of flow through centrifugal pump impellers using computational fluid dynamics. International Journal of Rotating Machinery, 9 (1): 49-61.

ZHU, J., BANJAR, H., XİA, Z., & ZHANG, H. Q. 2016 a. CFD simulation and experimental study of oil viscosity effect on multi-stage electrical submersible pump (ESP) performance. Journal of Petroleum Science and Engineering, 146: 735-745.

ZHU, X., Lİ, G., JİANG, W., & FU, L. 2016b. Experimental and numerical investigation on application of half vane diffusers for centrifugal pump. International Communications in Heat and Mass Transfer, 79: 114-127.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mustafa Nuri ALİHANOĞLU
Uyruğu : T.C
Doğum Yeri ve Tarihi : Şanlıurfa 18/03/1985
Telefon : +90 507 796 83 25
e-mail : nurialihanoglu@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise :	Orhan Gazi Lisesi /Şanlıurfa	2003
Üniversite :	Cumhuriyet Üniversitesi/Sivas	2008

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2009	Kıratlı Çelik Kasaları	Üretim Müdürü
2011	Fırat Motor Pompa	Üretim Müdürü
2017	+GF+ Hakan Plastik	Üretim Müdürü

UZMANLIK ALANI: Makine Mühendisliği Ana bilim Dalı

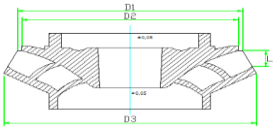
YABANCI DİLLER: İngilizce

EKLER

Ek 1. Seçilen endüstriyel tip dalgıç pompanın performans ölçüm raporu

FIRAT MOTOR VE POMPA	DALGIÇ POMPA TEST RAPORU			KOD NO	
				REV NO	03
				REV TAR	25.10.2011
				YAY TAR	01.08.2006

POMPA TİPİ	6415		MOTOR GÜCÜ (Kw / Hp)		18,5	25,0	
KADEME SAYISI	9		MOTOR NOMİNAL AKIMI			42	A
POMPA SERİ NO			MOTOR SERİ NO				



D1	106	MOTOR ÇAPI	6"	MOTOR VERİMİ	0,9	
D2	95	KUYU SEVİYESİ		67		
D3	113	SU YOĞUNLUĞU		1		
L	16	AKIM DALGALANMASI (%)			0	

ÖZELLİKLER			
BRONZ FANLI	EKSİK FAN SAYISI	ISI SENSÖRÜ	TEST TARİHİ
YOK	YOK	YOK	31.01.2015

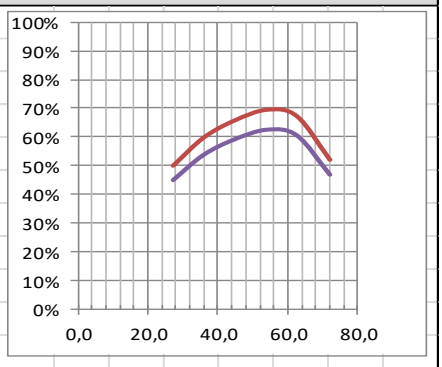
ÖLÇÜM DEĞERLERİ

BASINÇ		DEBİ		VOLTAJ	AKIM	COS PHI	GÜÇ		
ÖLÇÜLEN	REFERANS	ÖLÇÜLEN	REFERANS				GÖRÜNÜR	AKTİF	REAKTİF
0,82	-	83,4	MAX	382,9	31,83	0,780	21,11	16,47	13,21
1,85	-	81,3	81,0	382,1	32,40	0,790	21,44	16,94	13,15
4,21	-	72,1	72,0	382,2	34,67	0,807	22,95	18,52	13,55
6,68	-	62,7	63,0	380,6	36,38	0,821	23,98	19,69	13,69
8,13	-	54,2	54,0	382,6	36,70	0,822	24,32	19,99	13,85
9,27	-	44,8	45,0	382,9	36,59	0,820	24,27	19,90	13,89
10,08	-	35,9	36,0	380,8	35,45	0,816	23,38	19,08	13,52
10,69	-	27,2	27,0	384,3	34,30	0,802	22,83	18,31	13,64
12,12	-	0,0	0,0	383,7	29,09	0,749	19,33	14,48	12,81
							0,00	0,00	0,00
							0,00	0,00	0,00

SONUÇLAR - AÇIKLAMALAR

Basma Yüksekliği	Debi	Motor Yük Oranı	Pompa Gücü	Pompa Verimi	Sistem Verimi
9,1	83,4	75,79	2,08	14%	13%
19,8	81,3	77,14	4,38	29%	26%
44,2	72,1	82,55	8,68	52%	47%
69,7	62,7	86,62	11,90	67%	60%
84,7	54,2	87,38	12,50	69%	63%
96,4	44,8	87,12	11,77	66%	59%
104,8	35,9	84,40	10,25	60%	54%
111,1	27,2	81,67	8,23	50%	45%
125,9	0,0	69,26	0,00	0%	0%

Debi - Verim Grafiği



TESTİ YAPAN	KONTROL EDEN
Celal AKBULUT	Mustafa Nuri ALİHANOĞLU

Adres: Evren Sanayi Sitesi 3. Cadde 31. Sokak No: 15 Merkez / ŞANLIURFA
Tel: 0 414 357 57 05 Faks: 0 414 357 57 08 - info@ferat.com.tr - www.ferat.com.tr