



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



TEK KADEMELİ SANTRİFÜJ POMPALARDA
DENGELEME DELİKLERİNİN POMPA
PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL VE
DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Selahattin SEFACI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Selahattin SEFACI tarafından hazırlanan “ Tek Kademeli Santrifüj Pompalarda Dengeleme Deliklerinin Pompa Performansına Etkisinin Sayısal ve Deneysel Araştırılması ” adlı tez çalışması 28/06/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Dr. Öğr. Üyesi Osman BABAYİĞİT

.....

Danışman

Prof. Dr. Saim KOÇAK

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Sercan DOĞAN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Selahattin SEFACI

Tarih:28/06/2022

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEK KADEMELİ SANTRİFÜJ POMPALARDA DENGELEME DELİKLERİNİN POMPA PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Selahattin SEFACI

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Saim KOÇAK

2022, 113 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Saim KOÇAK
Dr. Öğr. Üyesi Osman BABAYİĞİT
Dr. Öğr. Üyesi Sercan DOĞAN

Tez çalışmasında santrifüj pompalarda eksenel yüklerin azaltılmasında kullanılan dengeleme deliklerinin delinmesi yönteminin pompa verimi ve eksenel yükler üzerindeki etkisi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada ticari olarak üretilmekte olan tek kademeli bir santrifüj pompa seçilmiştir. Seçilen pompanın gövde tasarımlarında hiçbir değişiklik yapılmadan sadece çark üzerine belirli parametreler ve seviyeleri doğrultusunda optimizasyon yöntem ve programları kullanılarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yardımıyla dengeleme deliklerinin tasarım optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışmasında Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi (TDTY) ve Direct Optimization, HAD analizleri için Ansys Fluent programı kullanılmıştır. Optimum sonuca ulaşmak amacıyla dengeleme delikleri üzerinde delik merkezi açısı, delik çapı, delik merkezi çapı ve delik adeti olmak üzere dört parametre tespit edilmiştir.

Optimizasyon çalışmalarının ilk aşamasında L16 ortogonal dizisinde TDTY kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar tek ve çok amaçlı olarak sinyal/gürültü (S/N) oranı ve varyans analizi (ANOVA) ile değerlendirilmiştir. Dengeleme deliksiz pompa ile kıyaslandığında TDTY ile tasarlanan dengeleme delikli pompanın rulman ömrü 2160 çalışma saatinden 510000 çalışma saatine çıkarken Minimum Verimlilik İndeksi (MEI) 0.462'den 0.276 değerine düşmüştür. Optimizasyon çalışmalarının ikinci aşamasında ise Direct Optimization kullanılmıştır. Yapılan tanımlamalar ve sınırlandırmalara göre optimizasyon hedeflenen sonuçlara yaklaşıncaya kadar toplamda 111 sayısal analiz gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışması yaklaşık 280 saat içerisinde tamamlanarak en iyi sonuçları veren 3 aday geometri elde edilmiştir. Sayısal analizler ve karşılaştırmalar neticesinde dengeleme deliksiz pompaya göre optimize dengeleme delikli pompanın rulman ömrü 2160'den 320000 çalışma saatine çıkarken MEI değeri 0.435 olarak hesaplanmıştır.

Çalışmanın son kısmında optimize dengeleme delikli pompa üretilip performans deneyleri yapılmıştır. Performans deneyleri sonuçlarında optimize dengeleme delikli pompanın dengeleme deliksiz pompaya göre basma yüksekliği ve pompa verimi değerlerinde sırasıyla yaklaşık %0.23 ve %0.28 azalma meydana gelirken, güç değerlerinde %0.05 artış tespit edilmiştir. Bununla beraber MEI değerleri 0.435'ten 0.415 değerine düşmüştür. Ancak rulman sıcaklıkları dengeleme deliksiz pompada 65 °C iken optimize dengeleme delikli pompada 40 °C olarak ölçülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Dengeleme deliği, eksenel kuvvet, MEI, optimizasyon, pompa verimi, rulman ömrü, santrifüj pompa, taguchi

ABSTRACT

MS THESIS

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF BALANCING HOLES ON PUMP PERFORMANCE IN SINGLE STAGE CENTRIFUGAL PUMPS

Selahattin SEFACI

Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering

Prof. Dr. Saim KOÇAK

2022, 113 Pages

Jury

Prof. Dr. Saim KOÇAK
Asst. Prof. Dr. Osman BABAYİĞİT
Asst. Prof. Dr. Sercan DOĞAN

In the thesis study, the effect of drilling balancing holes, which is used to reduce axial loads in centrifugal pumps, on pump efficiency and axial loads has been investigated numerically and experimentally.

A commercially produced single-stage centrifugal pump was chosen for the study. The design optimization of the balancing holes was carried out with the help of Computational Fluid Dynamics (CFD), by using only optimization methods and programs in line with the parameters and levels on the impeller, without making any changes in the body designs of the selected pump. Taguchi Experimental Design Method (TDTY) and Direct Optimization were used for optimization study and Ansys Fluent program was used for CFD analysis. In order to achieve the optimum result, four parameters were determined on the balancing holes: hole center angle, hole diameter, hole center diameter and number of holes.

In the first stage of the optimization studies, TDTY was used in the L16 orthogonal array. The obtained results were evaluated with single and multi-purpose signal/noise (S/N) ratio and analysis of variance (ANOVA). Compared to the pump without balancing hole, the bearing life of the pump with balancing hole designed with TDTY increased from 2160 operating hours to 510000 operating hours, while the Minimum Efficiency Index (MEI) decreased from 0.462 to 0.276. In the second stage of the optimization studies, Direct Optimization was used. According to the definitions and limitations made, a total of 111 numerical analyzes were carried out until the optimization approached the targeted results. The optimization study was completed in approximately 280 hours and 3 candidate geometries with the best results were obtained. As a result of numerical analyzes and comparisons, the bearing life of the pump with optimized balancing hole compared to the pump without balancing hole increased from 2160 to 320000 operating hours and the MEI value was calculated as 0.435.

In the last part of the study, a pump with optimized balancing hole was manufactured and performance tests were carried out. As a result of the performance tests, the head and pump efficiency values of the pump with optimized balancing hole decreased by 0.23% and 0.28%, respectively, while the power values increased by 0.05% compared to the pump without balancing hole. Therefore, the MEI values decreased from 0.435 to 0.415. However, bearing temperatures are measured at 65 °C for the pump without balancing hole and 40 °C for the pump with optimized balancing hole.

Keywords: Axial load, balancing hole, bearing life, centrifugal pump, MEI, optimization, pump efficiency, taguchi

ÖNSÖZ

Günümüz dünyasında artan enerji ihtiyaçlarına karşılık olarak enerji kaynaklarının hızla azalması gelecek toplumlar için ciddi bir sorun haline gelmiştir. Rekabet ortamında üretim maliyetlerini azaltmak, daha az karbondioksit salınımı ile çevrenin korunmasını sağlamak maksadıyla enerji verimliliğine büyük önem verilmektedir. Pompa ve pompa sistemleri enerji tüketen makinalar arasında büyük bir paya sahiptir ve pompaların tüketmiş oldukları enerjinin önemli bir kısmının tasarrufu mümkündür. Ülkemizde en yaygın pompa tipi olarak santrifüj pompalar, binalardaki kalorifer ve hidrofor tesisatlarından, endüstride viskoz sıvıların teminine, su temini için derin kuyularda çalışanından yangın söndürme tesisatına kadar birçok alanda kullanılmaktadır. Santrifüj pompalarda yaşanmakta olan en önemli sorunlardan birisi eksenel yükler ve eksenel yüklerle bağlı olarak rulmanların aşırı ısınmasıyla birlikte rulman ömrünün hızla azalmasıdır. Endüstride eksenel yüklerin dengelenmesi ile ilgili olarak kullanılan en yaygın yöntem pompa çarklarında dengeleme deliklerinin delinmesidir. Dengeleme delikleri çok pratik ve etkili bir yöntemdir, ancak pompa içerisinde kayıpları artırması nedeniyle pompaların verimini ciddi oranda düşürmektedir. Santrifüj pompalarda verim azalmasına neden olan bu sorunu ortadan kaldırmak için dengeleme deliklerinin pompa içerisindeki akış yapısına olan etkisini iyi anlamak ve incelemek gerekmektedir. Bu çalışmada dengeleme deliklerinin uygun konum ve şartlarda delinmesi amacıyla farklı optimizasyon yöntem ve programları ile sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bunun yanında deneysel çalışmalara da yer verilerek sayısal çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Tez çalışması kapsamında geliştirilen yöntemler ve elde edilen sonuçlar literatüre ve pompa sektörüne önemli katkılar sağlayacaktır.

Tez çalışmamın tamamlanmasında yardımcı olan danışman hocam Prof. Dr. Saim KOÇAK'a, deneysel ve sayısal çalışmalarda destek veren Dr. Öğr. Üyesi Osman BABAYİĞİT'e teşekkür ederim.

Tezime dair bütün çalışmalarda kapılarını açan Sempa Pompa Makina A.Ş.'ye ve çalışma arkadaşlarıma ayrıca teşekkür ederim

Benden yardımlarını esirgemeyen ve her zaman yanımda olan aileme ve eşime sonsuz teşekkür ederim.

Selahattin SEFACI
KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	8
3. MATERYAL VE YÖNTEM	17
3.1 Materyal	17
3.1.1. İş istasyonu	17
3.1.2. Tasarım, optimizasyon ve akış çözücüsü yazılımları	17
3.1.3. Pompa	18
3.1.4. İmalat	19
3.1.5. Deney Ünitesi	20
3.2. Yöntem.....	22
3.2.1. Deneysel çalışma	22
3.2.1.1. Debinin ölçülmesi	23
3.2.1.2. Basma yüksekliğinin belirlenmesi	23
3.2.1.3. Güç hesabı.....	24
3.2.1.4. Pompa veriminin hesaplanması	25
3.2.1.5. Minimum verimlilik indeksi (MEI) hesaplaması.....	28
3.2.1.6. Rulmanların sıcaklıklarının ölçümü.....	29
3.2.1.7. Belirsizlik analizi	31
3.2.2. Eksenel yüklerin hesaplanması	32
3.2.3. Sayısal Çalışma.....	33
3.2.3.1. Katı model ve akış hacminin oluşturulması.....	34
3.2.3.2. Çözüm ağı oluşturulması	38
3.2.3.3. Sayısal analiz	40
3.2.3.3.1. Akış hacminin modellenmesi.....	41
3.2.3.3.2. Sınır koşullarının belirlenmesi.....	45
3.2.3.3.3. Çıkış parametrelerinin tanımlanması	47
3.2.3.4. Optimizasyon	48
3.2.3.4.1. Taguchi deneysel tasarım yöntemi ile optimizasyon	49
3.2.3.4.2. Direct optimization	57
3.2.3.5. Rulman Ömrünün Hesaplanması	61
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	62
4.1. Sayısal Çalışmaların İncelenmesi	62
4.1.1. Taguchi deneysel tasarım yönteminin incelenmesi	62

4.1.1.1. Tek amaçlı sonuçların analizi	63
4.1.1.2. Çok amaçlı sonuçların analizi	67
4.1.2. Direct optimization sonuçlarının incelenmesi	70
4.1.3. Optimizasyon sonuçlarının karşılaştırılması	77
4.2. Deneysel Çalışmaların İncelenmesi	101
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	107
5.1. Sonuç	107
5.2. Öneriler	108
KAYNAKLAR	109



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A_i	: A_i seviyesindeki gözlemlerin toplamı
C_{MEI}	: MEI değerlerine karşılık gelen katsayı
C°	: Delik merkezi açısı
$\cos\varphi$: Güç faktörü
C_s	: Pürüzlülük sabiti
C_0	: Çark girişindeki mutlak hız (m/s)
C	: Temel yük değeri (N)
$C_1, C_2, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, C_\mu$: k- ε türbülans modeli sabitleri
df_A	: A parametresinin serbestlik derecesi
D_h	: Hidrolik çap (m)
d_{sp}	: Çark aşınma halkası çapı (m)
d_2	: Çark çapı (m)
E	: Amprik katsayı
F	: Kuvvet (N)
F_A	: A parametresine ait F değeri
F_e	: Eksenel kuvvet (N)
F_r	: Radyal kuvvet (N)
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
G_b	: Kaldırma kuvveti ile oluşan türbülans kinetik enerji üretimi
G_k	: Hız gradyanları ile oluşan türbülans kinetik enerji üretimi
H_m	: Basma yüksekliği (m)
I	: Akım (Amper)
I	: Türbülans yoğunluğu
k	: Türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)
\bar{k}	: Ortalama dönme faktörü
K	: Von Karman sabiti
k_A	: A parametresinin seviye sayısı
K_s^+	: Boyutsuz pürüzlülük yüksekliği
L_h	: Rulman ömrü (Saat)
n	: Delik adedi
n	: Devir sayısı (d/dk)
n_{A_i}	: A_i seviyesindeki gözlem sayısı
n_s	: Özgül hız (d/dk)
P	: Deneye katkı yüzdesi
$P_{eş}$: Eş değer yük (N)
P_{hid}	: Hidrolik güç (kW)
P_{mil}	: Mil gücü(kW)
P_{motor}	: Motorun şebekeden çektiği güç (kW)
P_1	: Giriş basıncı (Pa)
P_2	: Çıkış basıncı (Pa)
r_m	: Mil yarıçapı (m)
r_0	: Çark giriş yarıçapı (m)
r_2	: Çark yarıçapı (m)
S^2	: Sonuçların varyansı
SS_A	: A parametresine ait kareler toplamı
SS'_A	: A Parametresine göre kareler toplamının beklenen değerini

SS_T	: Toplam kareler toplamı
S/N	: Ses gürültü oranı (dB)
S_ε, S_k	: Kaynak terimi
T	: Tüm gözlemlerin toplamı
U_2	: Çark çıkışında teğetsel hız (m/s)
u^*	: Sürtünme hızı (m/s)
\vec{v}	: Mutlak hız vektörü
V	: Voltaj (V)
V_A	: A parametresinin varyansı
V_e	: Hatanın varyansı
V_1	: Giriş hızı (m/s)
V_2	: Çıkış hızı (m/s)
w	: Hata oranı
W	: Ağırlık
ω	: Açısal Hız (rad/s)
x	: Çark aşınma halkası çapının çark çapına oranı
X	: Radyal yük faktörü
Y	: Eksenel yük faktörü
y_i	: i. gözlem
Y_M	: Çalkantılı genişleme katsayısı
y^+	: Boyutsuz sınır tabaka mesafesi
\bar{y}	: Sonuçların ortalaması
\dot{Q}	: Debi (m ³ /s)
\dot{Q}_{BEP}	: Pompa çalışma noktasındaki debi (m ³ /h)
\dot{Q}_T	: Çark içinden geçen toplam debi (m ³ /s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
τ	: Tork (Nm)
τ_w	: Kayma gerilmesi (kPa)
$\eta_{AşırıYük}$: Aşırı yükte verim
η_{BEP}	: Çalışma noktasında verim
η_g	: Genel verim
η_{hid}	: Hidrolik verim
$\eta_{KısmiYük}$: Kısmi yükte verim
η_m	: Mekanik verim
η_{motor}	: Motor verimi
η_{opt}	: Tahmin edilen optimum değer
η_v	: Kayıp kaçak verimi
$\emptyset A$: Delik merkezi çapı (mm)
$\emptyset B$: Delik çapı (mm)
ΔB	: Pürüzlülük fonksiyonu
$\Delta p_{çark}$: Çark çıkışında statik basınç (Pa)
∇	: Laplace operatörü
ε	: Türbülansın yitim hızı
μ	: Dinamik viskozite (kg/m s)
μ_t	: Türbülans viskozitesi (kg/m s)
σ_k	: k için türbülanslı Prandtl sayısı
σ_ε	: ε için türbülanslı Prandtl sayısı

Kısaltmalar

HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
MEI	Minimum verimlilik indeksi
MOGA	Çok amaçlı genetik algoritma
NPSH _r	Pompadaki net pozitif emme yükü
NSGA-II	Bastırılmamış sınıflandırılmalı genetik algoritma
TDTY	Taguchi deneysel tasarım yöntemi
TKE	Türbülans kinetik enerji



1. GİRİŞ

Pompalar, akışkana enerji veren veya enerjisini artıran makinalardır. Bu bakımdan akışkanın bir ortamdan başka bir ortama aktarılması veya basıncının artırılması için pompalar kullanılmaktadır (Parlak, 2016).

Pompalarla ilgili ilk gelişme M.Ö. 2000 yıllarında Mısırlıların Shadoof isimli sulama cihazıdır (Görcelioğlu, 1975). Bir diğer önemli gelişme ise Arşimet'in (M.Ö. 287-212) kendi adı verilen ve borunun içinde bulunan sonsuz dişlinin dönererek suyun taşınması prensibiyle çalışan bir vida tasarımıdır. Santrifüj pompalarla ilgili ilk bilimsel yaklaşımı Leonardo Da Vinci (1452-1519) yapmıştır. Bunun yanında santrifüj pompayı hayal eden, teorisini yapıp ilk uygulayan Denis Papin (1647-1714) olmuştur. Bu sahada yapmış olduğu bazı deneysel ve bilimsel çalışmalar günümüzde hala geçerliliğini sürdürmektedir (Yalçın, 1998).

Pompalar çalışma prensiplerine göre dinamik (santrifüj) ve hacimsel olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır (Yalçın, 1998).

Hacimsel pompalar tarihin en eski pompalarıdır. Hacimsel pompalarda pompanın çıkış tarafının kapatılması hâlinde sistem basıncı sürekli artar. Bu pompalar, belli bir hacimdeki sıvıyı önce silindir veya gövde içine alır ve daha sonra hareketli bir parça yardımıyla sıvıyı pompalar. Hareketli parça doğrusal hareket yapan bir aksam olabildiği gibi dönme hareketi yapan bir aksam da olabilir. Pistonlu ve dişli pompalar bu gruba girmektedir. Hacimsel pompalara en güzel örnek ise insan kalbidir. İnsan kalbinin çalışması incelendiğinde; debisi ve basıncı ayarlanabilir olduğundan pistonlu pompalara benzediği anlaşılmaktadır (Yalçın, 1998).

Santrifüj pompalar dönen bir çarkın kanatları arasına alınan sıvı taneciklerinin ivmelendirilerek çevreye savrulması prensibine göre çalışan pompalardır (Yalçın, 1998). Santrifüj pompaların genel özellikleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Yumurtacı ve Sarıgül, 2011):

1. Genellikle titreşimsiz çalışmaktadır.
2. Pompa çıkış basıncı, devir ve akışkan yoğunluğuna bağlı olarak değişmektedir.
3. Ekonomiktirler.

Yukarıda bahsedilen bilgiler doğrultusunda hacimsel ve santrifüj pompalar arasındaki bazı farklar şu şekilde verilebilir:

- Santrifüj pompalar gazları emme ve basma kabiliyetine sahip değildirler. Bu nedenle ilk çalıştırma sırasında genellikle emme boruları basılacak akışkan ile doldurulmaktadır. Bu işleme “pompanın havasını alma” denilmektedir. Santrifüj pompalarda emme hattında hava oluşmaması amacıyla dip klapeleri kullanıldığı gibi bazı pompalar kendinden emişli veya vakum pompalı olarak imal edilmekte, bazıları da tankta sıvının içinde bulunmaktadır. Hacimsel pompalar ise kendinden emişli olduklarından çalışma prensipleri gereği önce havayı, sonra da sıvıyı emip basarlar.
- Santrifüj pompalar yapı olarak hacimsel pompalar ile kıyasla daha az hareketli parçaya sahiptir. Zamanla oluşan aşınmalar nedeniyle debi, basma yüksekliği ve genel verim değişmektedir. Ancak bu pompalar yine de azalan performansla da olsa görevlerini yerine getirirler. Hacimsel pompalarda ise hareketli parçaların sayısı birden fazla olduğundan bu pompaların yüksek performansla çalışması bu elemanların hassasiyetine bağlıdır. Çalışan bu hareketli elemanların aşınması sonucunda pompaların emme yetenekleri azaldığı gibi diğer performansları da zayıflar.
- Santrifüj pompalarda akışkan olarak genellikle su kullanılmaktadır. Bununla birlikte ham petrol veya kimyasal sıvılar da bu pompalarla basılmaktadır. Hacimsel pompalar genellikle hidrolik sistemlerde kullanılmaktadır. Bunun dışında hacimsel pompalar ile yakıt ve çamur gibi akışkanlar da basılabilmektedir (Yumurtacı ve Sarıgül, 2011).

Santrifüj Pompaların; binalardaki kalorifer ve hidrofor tesisatlarından, endüstride viskoz sıvıların teminine, su temini için derin kuyularda çalışanından yangın söndürme tesisatına kadar çok çeşitli kullanım alanları mevcuttur. Değişik ihtiyaçlar ve geniş kullanım alanı göz önüne alındığında tek tip pompanın tüm ihtiyaçlar için çözüm olmadığından çeşitli pompa tipleri geliştirilmiştir:

1. Tek kademeli santrifüj pompalar aşındırıcı olmayan, büyük katı parçacıklar içermeyen sıvıları basmaya uygun tasarlanmıştır. Mil sızdırmazlığında genellikle yumuşak salmastra kullanılmaktadır. Tasarımı sayesinde gerekli durumlarda çarkı rulmanları ve salmastrası kolaylıkla değiştirilebilir.
2. Çok kademeli pompalar yüksek basma yüksekliğine ihtiyaç duyulan uygulamalarda kullanılmaktadır. Toplam basma yüksekliği her bir kademenin

sağlayacağı basma yüksekliğinin toplamıdır. Bu pompalarda yüksek basınca dayanıklı malzemeler tercih edilmektedir.

3. Çift emişli pompalar yatay düzlemde ikiye bölünebilir gövdelere sahiptir. Emme ve basma flanşları alt gövdede ve aynı eksen üzerindedir. Bölünebilir olduğundan dolayı bakım ve tamir için rotor grubunu sökmek gerektiğinde pompayı boru tesisatından ayırmak gerekmez. Bununla birlikte pompa çarkları çift emişlidir. Çarkın çift emişli olması pompanın emme kabiliyetini yükseltir ve eksenel hidrolik kuvvetlerin dengelenmesini sağlar.
4. Atık su pompaları çamurlu su ve kanalizasyon sıvısı gibi katı-sıvı karışımından ibaret sıvıların, viskoz sıvı ve pis suların atılmasında kullanılmaktadır. Atık su pompalarının kumlu, çamurlu suları basabilmesi için değişik tip modellerde çarklar imal edilmektedir. Ancak yoğun kumlu sularda aşınmaya karşı mutlaka önlem alınmalıdır. Bununla birlikte atık su pompaları uzun ömürlüdürler ve kolay kolay bakım gerektirmezler.
5. Dalgıç pompalar sıvı ortamının içinde çalışan pompalardır. Bu tip pompalar yüzey kaynaklarının yetersiz olduğu bölgeler için geliştirilmiş çok kademeli pompalardır.

Günümüzdeki rekabet ortamında üretim maliyetlerini azaltmak, daha az karbondioksit salınımı ile çevrenin korunmasını sağlamak maksadıyla enerji verimliliğine büyük önem verilmektedir. Yapılan bir araştırmaya göre pompa sistemleri dünya elektrik tüketiminin yaklaşık % 20'lik kısmını kapsamaktadır ve bununla birlikte harcanan bu enerjinin % 30-% 50'lik kısmının tasarrufu mümkündür (Ergur, 2015). Elde edilen veriler incelendiğinde pompaların diğer enerji tüketen makineler ile kıyaslandığında daha fazla enerji tükettiği açıktır. Yapılan diğer bir çalışmada ise 65 kW güce sahip olan bir derin kuyu pompasının ömür boyu maliyeti incelendiğinde pompanın enerji maliyetinin % 92.8'lik paya sahip olduğu görülmektedir (Türkmen, 2009). Bu sebeple uygulamalarda enerji tüketiminin azaltılması için yüksek verimli pompaların kullanılması gerekmektedir.

Avrupa Birliği; enerji tüketimi üzerinde etkisi olan ürünleri kapsayan, ekotasarım yükümlülüklerini belirleyen bir çerçeve oluşturmak amacıyla "Ekotasarım Direktifi" yayınlamıştır. Bu direktif enerji ile ilişkili bütün ürünlerin piyasa arz edilebilmesi için tasarımında uyulması gerekli olan çevresel koruma düzeyi ve enerji verimliliğini

artırmayı amaçlayan şartları içermektedir. Bu direktif kapsamında Avrupa Birliği Komisyonu tarafından EU 547/2012 nolu “Su Pompaları İçin Ekotasarım Uygulama Direktifi” yayınlanmıştır. Bu direktife göre su pompalarının çevreye duyarlı tasarım kriterlerini taşıması gerekmektedir (Anonymous, 2012a).

Ekotasarım Direktifi belirli koşullar altında çalışan pompaların minimum sahip olması gereken pompa verimi için bir hesaplama yönteminden bahsetmektedir. Kapsadığı pompa grupları aşağıdaki gibidir (Anonymous, 2012a):

- 1) Uçtan emmeli kendinden yataklı (ESOB),
- 2) Uçtan emmeli doğrudan bağlantılı (ESCC),
- 3) Uçtan emmeli doğrudan bağlantılı eş eksenli (ESCCi),
- 4) Çok kademeli düşey milli (MS-V),
- 5) Çok kademeli dalgıç (MSS) pompalarıdır.

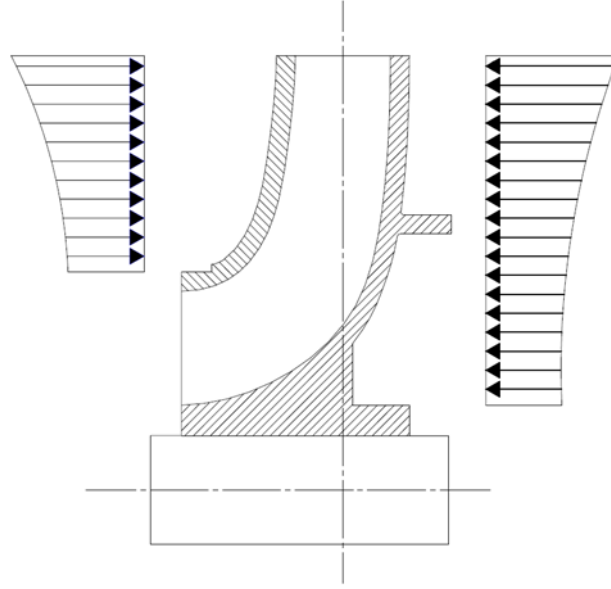
Ekotasarım Direktifi’ne göre minimum verimlilik indeksi (MEI) adı altında pompaların verimliliklerini karşılaştırmaya yarayan boyutsuz bir katsayı türetilmiştir. Pompa verimine göre 0.1 ile 0.7 arasında değişen bu katsayının değerinin yükselmesi pompanın verim değerinin yüksek olduğunu ifade etmektedir. Bu direktif ülkemizde “Su Pompaları İle İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklere Dair Tebliğ” adı altında 31 Aralık 2015 tarihli Resmi Gazete’de yayınlanarak yürürlüğe girmiştir. Bu yönetmeliğe göre belli sınıflardaki pompaların 0.4 MEI değerine ulaşması gerekmektedir (Anonim, 2015).

Gelişen teknoloji ve ihtiyaçların artmasıyla birlikte santrifüj pompalar farklı alanlarda ve tiplerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Makinelerin doğası itibari ile kullanılmaya başlandığı ilk günden bu yana santrifüj pompalarda da bazı arızalar meydana gelmiş ve üreticiler meydana gelebilecek arızalara karşı tedbirler almışlardır. Santrifüj pompalarla ilgili karşılaşılan önemli problemlerden birisi eksenel yükler ve eksenel yüklerin dengelenmesidir.

Santrifüj pompalarda oluşan basınç nedeniyle pompaların hem dönel hem de sabit elemanlarında kuvvetler meydana gelmektedir. Sabit ve dönel parçaların tasarımından dolayı bu kuvvetlerin bir kısmı dengelenmektedir. Fakat dengelenemeyen kuvvetleri dengelemek için farklı uygulamalar veya araçlar gerekmektedir (Karassik ve ark., 2001).

Santrifüj pompalarda çarkın ön yüzündeki düşük basınç ve arka yüzündeki yüksek basınçtan dolayı çarkın ön ve arka yüzü arasında basınç farkı oluşmaktadır. Bu basınç

farkından dolayı aksenal kuvvetler birbirini dengeleyememektedir (Şekil 1.1). Aksenal itme kuvveti, özellikle yüksek basınçlara duyulan taleplerin artmasıyla birlikte kademeli pompalarda çok büyük değerlere kadar ulaşabilmektedir ve bu sebeple aksenal yüklerin dengelenmesi santrifüj pompalar için hayati önem taşımaktadır.



Şekil 1.1. Çarkın Ön ve Arka Yüzüne Etki Eden Basınçlar

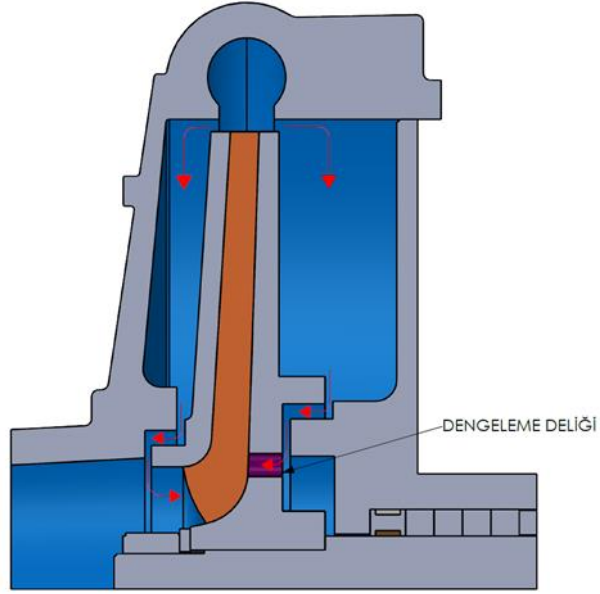
Santrifüj pompalarda oluşan aksenal kuvvetler çark ve pompa mili vasıtasıyla çarka bağlı diğer pompa elemanlarının pompanın emme ağzına itilmesine neden olmaktadır. Dengelenmemiş aksenal kuvvetler nedeniyle rulmanlar aşırı ısınmakta ve ilerleyen zamanda pompa yataklarında ciddi hasarlar meydana gelebilmektedir.

Bilimsel çalışmalarda ve endüstriyel uygulamalarda aksenal yüklerin dengelenmesinde birçok yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemler içerisinde en çok bilinenleri şu şekildedir:

- Aksenal yük taşıyan rulmanların kullanımı,
- Çarkın arka yüzüne kanatların yerleştirilmesi,
- Çarka dengeleme deliklerinin delinmesidir.

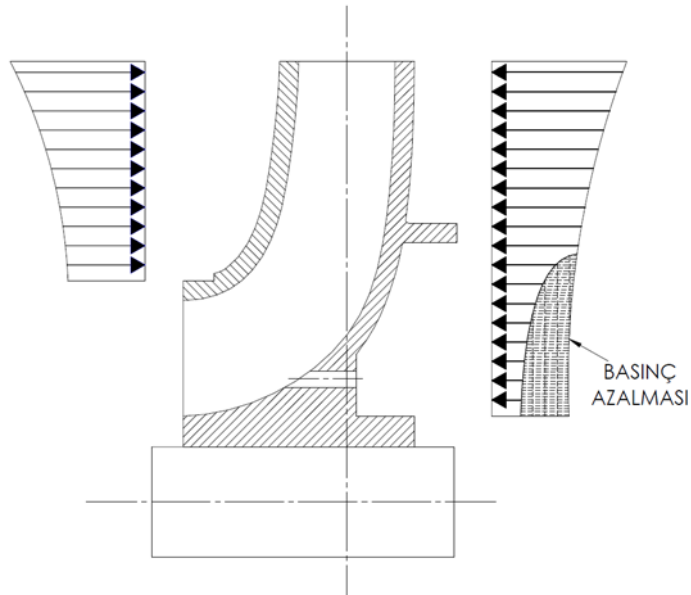
Dengeleme deliklerinin delinmesi yöntemi pompa endüstrisinde sıkça kullanılmakta olan yöntemlerden biridir. Bunun sebebinin dengeleme delikleri maliyet açısından diğer yöntemler ile kıyaslandığında daha basit ve daha ucuz olmasıdır. Dengeleme delikleri yönteminin kullanılmasındaki amaç çarkın arka yüzündeki delikler

sayesinde çarkın arka yüzeyindeki yüksek basınçlı bölgeden çarkın ön yüzeyindeki düşük basınçlı bölgesine akışın geçmesini sağlar (Şekil 1.2).



Şekil 1.2. Dengeleme Deliği ile Çark İçerisindeki Akış Yönü

Çarkın arka yüzeyinden ön yüzeyine doğru akışın geçmesi ile birlikte çarkın arka yüzeyindeki yüksek basınç azaltılarak ön yüzeyindeki basınç ile eşitlenmesi sağlanır (Şekil 1.3).



Şekil 1.3. Dengeleme Deliği ile Çarkın Ön ve Arka Yüzeylerinde Meydana Gelen Basınç Dağılımı

Dengeleme delikleri aksel yüklerin dengelenmesinde etkili bir yöntemdir ancak pompa içerisinde kayıpları artırması nedeniyle pompaların verimini ciddi oranda düşürmektedir. Bu sebeple dengeleme delikleri pompalarda uygun konumda ve çapta delinmelidir.

Bu çalışmada santrifüj pompa çarkı üzerinde dengeleme deliklerinin pompa verimi üzerindeki etkisinin tespit edilmesi, aksel yüklerin etkisiyle yatakları aşırı ısınmakta olan endüstriyel olarak üretilen tek kademeli santrifüj pompanın 0.4 MEI kriteri dikkate alınarak dengeleme delikleri optimizasyonu ile aksel yüklerin azaltılması amaçlanmıştır.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Geçmişten günümüze kadar enerji ihtiyaçlarının artmasıyla birlikte etkili ve verimli enerji kullanımı bütün dünya ülkelerinin başlıca gündemi haline gelmiştir. Pompa ve pompa sistemleri dünya enerji tüketiminde büyük bir paya sahiptir. Bu sebeple pompalarda enerji tüketiminin azaltılması ve yüksek verimli pompaların kullanılması önem kazanmıştır. Pompa veriminin öneminin artmasıyla birlikte endüstride pompaların tasarımının, imalat yöntemlerinin ve pompa verimini artırabilecek birçok parametrelerin geliştirilmesi ihtiyaç haline gelmiştir.

Pompalar mekanik, hidrolik yapısının yanında yanlış kullanım gibi hem tasarımsal hem de çevresel etmenlerin etkisi altında çok yüksek enerji tüketebilmektedir. Pompalarda bu tür problemlerin azaltılabilmesi amacıyla akış yapılarının, mekanik tasarımlarının, kullanım şekillerinin ayrıntılı olarak incelenmesi gerekmektedir. Santrifüj pompalarda enerji verimliliği ve pompa performansını artırmak amacıyla birçok araştırmacı tarafından farklı konularda çalışmalar yapılmıştır. Araştırmacılar deneysel yöntemlerin yanında sayısal yöntemleri de tercih etmişlerdir. Santrifüj pompalarla ilgili yapılan bazı sayısal çalışmalar aşağıdaki gibidir:

Rosa ve Emerick (2019) santrifüj pompa çarklarında ara kanat ilavesinin pompa performansına etkisini incelemek amacıyla sayısal çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında sırasıyla ara kanatın olmadığı, çark girişinde ve çark çıkışında ara kanat bulunan durumları kıyaslamışlardır. Çalışmalarının sonucunda ara kanat ilavesinin pompa performansını düşüren yönde etki ettiği sonucuna ulaşmışlardır. Bununla birlikte hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile yaptıkları çalışmalarının pompa performansının değerlendirilmesine yardımcı olabileceğini ifade etmişlerdir.

Tan ve ark. (2014) santrifüj pompa çarklarında kanat sarım açısının pompa performansına etkisini incelemek amacıyla sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında 3 farklı sarım açısını kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda birbiri ile uyumlu sayısal ve deneysel sonuçlar elde etmişlerdir. Diğer taraftan kanat sarım açısının pompa tasarımında en önemli parametrelerden biri olduğunu ve kanat sarım açısı arttıkça pompa performansının yükseleceğini ifade etmişlerdir.

Jia ve ark. (2018) düşük özgül hıza sahip santrifüj pompada basınç dağılımlarını incelemek amacıyla sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmalarını 6 farklı

çalışma noktasında gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda en yüksek basınç dalgalanmasının salyangozun dil bölgesinde gerçekleştiğini, debi miktarı arttıkça akışın daha düzenli olduğunu fakat kaçak miktarının arttığını ve elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

Kaushik ve Kumar (2014) içerisinde katı partiküllerin geçtiği santrifüj pompada partikül boyutu, pompa devri ve çark kanat sayısının pompa performansına olan etkisini incelemek amacıyla sayısal çalışma yapmışlardır. Çalışmada pompa devrinin ve kanat sayısının basma yüksekliğine etkisi olduğu gibi pompa verimini de etkilediğini ifade etmişlerdir. Bununla birlikte partikül boyutu arttıkça pompanın yüksek basınçlı bölgelerinde partikül birikmeye başladığını, bundan dolayı katı partikül yoğunluğunun arttığını, katı partikül yoğunluğuna bağlı olarak basma yüksekliğinde azalma ve mil gücünde artma meydana geldiğini ifade etmişlerdir.

Al-Obaidi (2019) farklı kanat sayılarının pompanın tek fazlı ve kavitasyon koşullarında etkisini incelemek amacıyla tek kademeli santrifüj pompada sayısal çalışma yapmıştır. Çalışmasının sonucunda sayısal çalışmaların tek fazlı ve kavitasyon koşullarında uygulanabilir olduğunu, kanat sayısı ve debi miktarının artmasıyla birlikte pompanın kavitasyona girmesinin daha kolay olacağını ifade etmiştir.

Tomaç (2005) yüksek lisans çalışmasında bir santrifüj pompanın çark ve difüzöründe akış yapısını sayısal olarak incelemiş, oluşan girdapların pompanın performansı ile ilişkilerini araştırmıştır. Çalışmasının sonucunda HAD ve deneysel sonuçların nominal debi değerinde uyumlu olduğunu, çark giriş kısımlarında sirkülasyon bölgelerinin oluşmadığını, bununla birlikte nominal debinin alt ve üst katlarında benzer şekilde sirkülasyon alanlarında büyüme olduğunu ifade etmiştir.

Literatürde santrifüj pompalarda pompa performansının artırılması ile ilgili çalışmalar yapan araştırmacıların bir kısmı santrifüj pompalarda meydana gelen eksenel yüklerin tespiti ve dengeleme yöntemleri ile ilgilenmiştir. Literatürde yapılan eksenel yüklerle ilgili bazı çalışmalar aşağıda ifade edildiği gibidir:

Bruurs ve ark. (2017) çok kademeli santrifüj bir pompada oluşan eksenel yükleri incelemişlerdir. Çalışmalarında zamandan tasarruf edebilmek amacıyla analitik hesapların ve HAD analizlerinin birlikte çalıştığı hibrid bir yöntem geliştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda hibrid metodu ile HAD sonuçlarını kıyasladıklarında

sonuçların birbirine yakın olduğunu fakat bununla birlikte gerçek ölçüm değerlerine göre farklılıklar meydana geldiğini ifade etmişlerdir.

Szlaga (2019) santrifüj pompalarda eksenel yükleri azaltmak amacıyla kullanılan yöntemlerden biri olan pompa çarkının arka yüzeyine kanat yerleştirme yöntemini incelemiştir. Çalışmasında analitik, HAD ve deneysel olmak üzere üç ayrı yöntem kullanarak elde ettiği sonuçları karşılaştırmıştır. Karşılaştırma sonucunda; analitik, HAD ve deneysel yöntemle elde edilen sonuçların, arka kanatlarda herhangi bir işlem yapılmadığında birbirine yakın olduğunu, arka kanatlar tornalandığında ise sonuçların farklılık gösterdiğini tespit etmiştir. Ayrıca arka kanatların şekil ve pozisyonunun enerji kayıplarını azaltabileceğini ifade etmiştir.

Watanabe ve ark. (2015) üç kademeli pompada kayıp kaçak akışlarının pompada meydana gelen eksenel yüklere etkisini incelemek amacıyla HAD çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında HAD sonuçları ve ölçüm değerleri kıyaslandığında pompa basma yüksekliği, pompa verimi ve eksenel yük değerlerinin birbiri ile uyumlu olduğunu belirlemişlerdir.

Babayigit ve ark. (2017b) iki kademeli santrifüj pompada dengeleme deliklerinin ve kayıp kaçakların pompa performansına etkisini incelemek amacıyla çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında farklı HAD modellerini ve deneysel çalışma sonuçlarını kıyaslamışlardır. Çalışmada realizable k-ε türbülans modelini kullanmışlardır. Pompa çalışma noktası için HAD ve deneysel sonuçlar arasındaki farkın yaklaşık %1 olduğunu belirleyerek bu yöntemin uygunluğunu ortaya koymuşlardır. Pompa çarkına dengeleme deliği açılmasının pompa çarkı yüzeylerinde meydana gelen eksenel yük farkını azalttığını fakat kayıp kaçak akış oranını artırması nedeniyle pompa performansını olumsuz etkilediğini ifade etmişlerdir.

Babayigit ve ark. (2017a) ticari olarak üretilmekte olan çok kademeli santrifüj pompada dengeleme deliklerinin pompa performansına olan etkilerini tespit etmek amacıyla HAD yöntemi kullanmışlardır. Çalışmanın neticesinde dengeleme deliklerinin pompa performansının olumsuz etkilediğini, HAD yöntemi ile yeterli sonuçlarının elde edilebileceğini ve bunun yanında dengeleme deliklerinin HAD sonuçlarında akış yapılarını önemli oranda etkilediğini ifade etmişlerdir.

Pehlivan ve Parlak (2019) tek kademeli santrifüj pompada dengeleme deliklerinin, aşınma halkalarının ve çark arka yüzeyi ile salyangoz duvarı arasındaki mesafenin

eksenel yükler üzerindeki etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma ile eksenel yükler üzerinde aşınma halkalarının ve dengeleme deliklerinin ara mesafeye göre daha etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Dengeleme deliği, aşınma halkası ve ara mesafe değişikliği ile gerçekleştirilen farklı tasarımlar neticesinde eksenel yük değerinde yaklaşık %60 azalma elde edilirken pompa veriminde yaklaşık %5 azalma meydana geldiğini belirlemişlerdir.

Fathi ve ark. (2019) tek kademeli santrifüj pompada dengeleme deliklerinin pompa performansına etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. HAD analizleri ve deneysel çalışma sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir. Çalışmada 5 mm çaptan büyük dengeleme delikleri kullanıldığında basma yüksekliğinin ve pompa veriminin sırası ile yaklaşık %6 ve %3 azaldığını, ayrıca dengeleme delik çapının eksenel yükleri üzerinde oldukça etkili olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmanın sonunda optimum dengeleme deliği çapında toplam eksenel yükün %56 azaldığını belirlemişlerdir.

Boitel ve ark. (2016) tek kademeli yarı açık çarka sahip santrifüj pompada salyangoz ve çarkın arasındaki ön tip açıklığının pompa performansına ve eksenel yüke etkisini tespit etmek amacıyla farklı özgül hızlara sahip pompalarda HAD çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında ön tip açıklığı azaldıkça pompanın basma yüksekliği ve pompa veriminin arttığını ve bu durumun düşük özgül hızlarda daha etkili olduğunu ifade etmişlerdir. Bununla birlikte bütün özgül hızlardaki pompalarda ön tip açıklığının en az, arka tip açıklığının en fazla olduğu durumda eksenel yükün en yüksek değere ulaştığını ifade etmişlerdir.

Zhou ve ark. (2013a) çok kademeli dalgıç tip pompa çarkında eğik tornalamanın pompa performansına ve eksenel yüklere etkisini tespit etmek amacıyla sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmada beş farklı arka yüz çapına sahip çark kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda arka yüz çapının azalmasıyla birlikte eksenel yüklerin azaldığını fakat pompa performansının önemli ölçüde azaldığını tespit etmişlerdir. Yaptıkları karşılaştırmalar neticesinde kullanılan çark ve benzerleri için eğik tornalama açısının 20° olmasını tavsiye etmişlerdir.

Harada ve ark. (2010) çalışmalarında karışık akışlı bir pompada oluşan eksenel yükleri hesaplamak için HAD çalışması yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçları deneysel

sonuçlarla kıyasladıklarında sonuçların birbirine yakın olduğunu ve HAD çalışmaları ile pratik olarak eksenel yüklerin hesaplanabileceğini ifade etmişlerdir.

Dong ve ark. (2019) dengeleme deliklerinin göbek boşluğundaki akış özelliklerine etkisini incelemek amacıyla HAD çalışması yapmışlardır. Çalışma sırasında çarkın boyutlarını sabit tutup, sadece dengeleme delikleri için 3 farklı çap değeri kullanmışlardır. Çalışmalarında dengeleme deliği kullanılmadığı zaman göbek boşluğundaki akışın yaklaşık olarak kapalı bir silindirdeki akış gibi olduğunu, hız dağılımının eksenel simetrik olduğu, dengeleme deliklerinin kullanımı ile birlikte göbek boşluğundaki hız dağılımının eksenel simetriğinin bozulduğunu ifade etmişlerdir. Dengeleme deliklerinin çapının artmasıyla birlikte göbek boşluğundaki akış hızının arttığı ve bununla birlikte deliklerin çapı arttıkça göbek boşluğundan kanatlara doğru geçen akış hızının düştüğü sonucuna ulaşmışlardır.

Karaškiewicz ve Zloty (2017) dengeleme deliklerinin pompadaki net pozitif emme yükü ($NPSH_r$) karakteristiğine olan etkisini incelemek amacıyla deneysel olarak çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında dengeleme deliklerinin olmadığı durum ile delik çapı 6 mm olan 2 adet dengeleme deliği ile yaptıkları durumu kıyaslamışlardır. Çalışmalarının sonucunda dengeleme deliklerinin $NPSH_r$ karakteristiğine olumsuz olarak etkilediğini ifade etmişlerdir.

Shen ve Pan (2015) eksenel akışlı santrifüj su jeti pompasında kaviteasyon koşulları ve eksenel yüklerin arasındaki ilişkiyi araştırmak amacıyla HAD çalışması yapmışlardır. Yaptıkları çalışmanın sonucunda pompanın $NPSH_r$ değerinin azaldıkça pompanın üzerine gelen eksenel yüklerin azalmaya başladığını ifade etmişlerdir.

Godbole ve ark. (2012) santrifüj pompalarda eksenel yükleri azaltmak amacıyla tek kademeli bir pompada deneysel olarak çarkların arkasına yerleştirilen kanatların pompa performansına etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında arka kanatların çapı, sayısı, kalınlığı ve kanatlar ile pompa gövdesi arasındaki boşluk mesafesini parametre olarak seçmişler ve L9 ortogonal dizisine göre 9 farklı deney yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda eksenel yükler üzerinde en etkili parametrenin arka kanat çapı, etkisinin en az olduğu parametrenin ise kanatlar ile pompa gövdesi arasındaki boşluk mesafesi olduğuna ulaşmışlardır. Bununla birlikte pompa çarklarında arka kanatların kullanımının eksenel yükleri düşürdüğü ancak bunun yanında verimi azalan yönde etkilediğini ifade etmişlerdir.

Han ve ark. (2012) katı ve sıvı iki fazlı kararsız akış içeren vidalı tip santrifüj bir pompada eksenel ve radyal yükleri tespit etmek amacıyla sayısal çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında pompa çarkının her bir devirde salyangoz diline olan konumuna göre eksenel yüklerde dalgalanma meydana geldiğini ifade etmişlerdir. Bununla birlikte eksenel yükün en büyük değerinin çarkın salyangoz diline yaklaştığında, eksenel yükün en küçük değerinin ise çarkın en büyük çapının salyangoz dilinden uzaklaştığında olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Cao ve ark. (2015) eksenel yüklerin dengelenmesinde dengeleme deliklerinin etkisini incelemek amacıyla düşük özgül hıza sahip bir santrifüj pompada sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında farklı dengeleme deliği çaplarının pompa performansına olan etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda dengeleme deliklerinin çapı arttıkça eksenel yüklerin dengelenmesinin daha kolay olduğunu ama pompa veriminin, çap arttıkça olumsuz etkilendiğini gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte çalışmalarında sayısal ve deneysel sonuçları kıyasladıklarında sonuçların birbiri ile uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

Sefacı ve ark. (2020) santrifüj pompalarda eksenel yüklerin dengelenmesi konusunda sıklıkla kullanılan yöntemlerden biri olan dengeleme deliklerinin tahmini yollarla delindiğini ve bundan dolayı pompalardaki kayıp kaçakların artması nedeniyle pompa veriminde düşüşün önüne geçilemediğini ifade etmişlerdir. Bu sebeple dengeleme deliklerinin tasarım parametrelerine ait seviyelerin uygun kombinasyonları belirlenip incelendikten sonra dengeleme deliğinin uygulanması gerektiğini ifade etmişlerdir.

Santrifüj pompalar ile ilgili geçmişten günümüze yapılan araştırmalarda HAD çalışmalarının öneminin artmasıyla birlikte santrifüj pompa tasarımlarında optimizasyon çalışmaları da önem kazanmıştır. Araştırmacıların önemli bir kısmı santrifüj pompalarda optimizasyon konusu ile ilgilenmişlerdir. Santrifüj pompalarla ilgili yapılan bazı optimizasyon çalışmaları aşağıdaki gibidir:

Zhang ve ark. (2014) yeni bir çok amaçlı optimizasyonu metodu geliştirmek amacıyla çift emişli santrifüj pompada çark kanadının yapısı üzerinde çalışmışlardır. Çalışmalarında düşük NPSHr ve yüksek pompa verimini hedeflemişlerdir. Çalışmalarında istatistik, HAD ve deneysel sonuçları kıyaslamışlardır. İstatistik olarak hesaplanan çark profili ile pompa verimi ve NPSHr değeri %87.23 ve 3.89 m olarak tahmin ederlerken deneysel test sonucunda pompa verimi ve NPSHr değeri sırasıyla

%86.15 ve 4.07 m olarak ölçmüşlerdir. Çalışmalarının sonucunda istatistik olarak tahmin ettikleri sonuçların HAD ve deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

Lomakin ve ark. (2017) santrifüj pompalarda basma yüksekliği, kavitasyon ve titreşim özelliklerini iyileştirmek amacıyla optimizasyon çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında çark ve kılavuz kanatlar için 7 farklı parametre seçmişler ve kullandıkları optimizasyon modeli ile 32 farklı geometri elde etmişlerdir. Optimizasyon algoritmasına göre elde edilen 32 geometri içerisinde en iyi sonucu veren 3 aday geometri elde etmişlerdir. Elde ettikleri en iyi sonucu deneysel sonuçlarla kıyasladıklarında sonuçların birbiri ile uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

Zhou ve ark. (2013b) kademeli santrifüj pompalarda pompa performansını arttırmak amacıyla optimizasyon çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında pompa çarkına ait çark çıkış genişliği, çark giriş çapı, kanat sarım açısı, kanat giriş ve çıkış açısını parametre olarak belirlemişler ve optimizasyon yöntemi olarak Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi'ni (TDTY) kullanmışlardır. Her bir parametre için 4 seviye belirlemişler ve TDTY'e göre 16 farklı geometri elde etmişlerdir. Yaptıkları sayısal çalışmanın neticesinde pompa basma yüksekliği ve pompa verimi üzerinde en etkili parametrenin çark çıkış genişliği, etkisi en az olanın ise kanat çıkış açısı olduğunu tespit etmişlerdir. Optimizasyonun çalışmasının sonucunda elde edilen optimum seviyelerdeki parametrelere sahip pompa ile daha önce kullanılmakta olan pompayı deneysel olarak karşılaştırdıklarında ise pompa basma yüksekliğinde ve pompa veriminde sırasıyla % 5.4 ve % 5.9 artış elde etmişlerdir.

Benturki ve ark. (2018) 2 kademeli santrifüj pompa basma yüksekliği ve pompa verimini arttırmak, pompanın net pozitif emme yüksekliği değerini ($NPSH_r$) değerini azaltmak amacıyla sayısal çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında çok amaçlı optimizasyon yöntemini kullanarak birinci kademe çarkı, difüzör, ikinci kademe çarkı ve salyangoz tasarımlarını optimize etmişlerdir. Elde ettikleri optimum geometriyi 2600 ve 1450 d/dk devir hızlarında çalıştırmışlardır. Çalışmalarının neticesinde 2600 d/dk için basma yüksekliği ve pompa verimi için sırasıyla en az % 9.29 ve % 9.01 artış, 1450 d/dk için sırasıyla % 10.5 ve % 6.52 artış elde etmişlerdir. Bununla birlikte elde ettikleri sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

Namazadeh ve ark. (2019) santrifüj pompa çarklarında ara kanat ilavesinin pompa performansına etkisini incelemek ve geliştirmek amacıyla optimizasyon çalışması

yapmışlardır. Çalışmalarında farklı ara kanat geometrilerinin pompa performansına etkisini incelemişler ve optimum geometri elde etmişlerdir. Elde ettikleri optimum geometri ile basma yüksekliğinde % 10.6 artış elde etmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda uzun ara kanatların daha yüksek basma yüksekliğini sağladığını fakat bununla birlikte pompa veriminde sürtünme etkisiyle azalma meydana geleceğini ifade etmişlerdir.

Sagban (2014) yüksek lisans çalışmasında tek kademeli pompada pompa performansını geliştirmek amacıyla çark tasarımında çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanmıştır. Çalışmasında yüksek pompa verimi ve yüksek basma yüksekliğini hedeflemiştir. Çark ve salyangoza ait 23 farklı parametre kullanarak optimum geometri elde etmiştir. Çalışmanın sonucunda salyangoz ve kanat kalınlıkları sırasıyla %10.2, % 13.5 azalırken pompa veriminde %3.2 artış elde etmiştir. Bununla beraber pompa basma yüksekliğinde %2 kadar azalma olduğunu ifade etmiştir.

Pei ve ark. (2016) düşük özgül hıza sahip tek kademeli santrifüj pompada pompa verimini artırmak amacıyla optimizasyon çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında çark çıkış genişliği, kanat çıkış açısı ve kanat sarım açısını optimizasyon parametresi olarak kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda \dot{Q} ve $1.4\dot{Q}$ debi değerlerinde pompa veriminde sırasıyla % 4.18 ve % 0.62 artış elde ettiklerini, elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu ifade etmişlerdir.

Heo ve ark. (2016) 150 d/dk özgül hıza sahip tek kademeli santrifüj pompada farklı optimizasyon teknikleri kullanarak pompa verimini artırmak amacıyla sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında çark kanat açılarını çark meridyonel kesit geometrisi tasarımına ait 4 farklı parametre seçmişlerdir. Bununla birlikte 3 farklı optimizasyon modeli kullanmışlar ve sonuçları kıyaslamışlardır. Çalışmalarında en iyi sonuçların elde edildiği optimizasyon yöntemine göre pompa verimi ve pompa basma yüksekliği değerlerinde sırasıyla %2.9 ve %4.4 artış elde etmişlerdir.

Nataraj ve Arunachalam (2006) tek kademeli santrifüj pompa performansını iyileştirmek için çark tasarım parametrelerini Taguchi yöntemini kullanarak optimize etmeyi amaçlamışlardır. Çalışmalarını hem HAD yöntemi ile hem de deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada L8 ortogonal dizisi ile parametre olarak çark genişliği, çark giriş çapı, kanat sayısı ve kanat çıkış açısını kullanmışlardır. HAD ve deneysel çalışma sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğunu, bununla birlikte fiziksel olarak prototip üretilmemesi nedeniyle HAD çalışmalarının daha avantajlı olduğunu belirtmişlerdir.

Çalışmalarının sonucunda pompa performansında çark giriş çapının çark çıkış genişliğine göre çok daha etkili olduğunu ifade etmişlerdir.

Santrifüj pompalarda aksenal yüklerin dengelenmesi konusunda birçok çalışma bulunmaktadır. Aksenal yüklerin dengelenmesi amacıyla kullanılan yöntemlerin başında gelen dengeleme deliği uygulamalarında pompalardaki kayıp kaçakların artması ve akış yapısının bozulması nedeniyle pompa veriminde önemli ölçüde azalma meydana geldiği tespit edilmiştir. Bununla birlikte birçok endüstriyel uygulamada dengeleme delikleri tahmini yollarla delinmektedir. Dengeleme deliklerinin oluşturduğu kayıp kaçakların verim azalmasına sebep olması nedeniyle tasarım parametrelerine ait seviyelerin uygun kombinasyonları belirlenip incelendikten sonra dengeleme deliğinin uygulanması gerekmektedir. Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde santrifüj pompa çarklarında dengeleme deliklerine ait detaylı bir optimizasyon çalışması bulunmadığı tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, hem yüksek pompa verimi elde etmek hem de pompa çarkına etki eden aksenal yük farkını azaltmak amacıyla tek kademeli santrifüj pompa çarkında dengeleme deliklerine ait parametrelerin farklı optimizasyon yöntem ve programları kullanılarak sayısal yöntemle optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. İşletmelerde aksenal yükü azaltmak amacıyla pompa çarklarında açılan dengeleme deliklerinin pompa verimi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Böylece literatüre önemli bir katkı yapılacağı düşünülmektedir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Materyal

Çalışma kapsamında Sempa Pompa Makina A.Ş. bünyesindeki makine, teçhizat ve firmada üretilmekte olan ürünlerden yararlanılmıştır. Çalışmalarda kullanılan olan materyaller ve kullanımları aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır.

3.1.1. İş istasyonu

Tez çalışmasının büyük bir kısmını HAD çalışmaları kapsamaktadır. HAD çalışmalarının etkili bir biçimde gerçekleştirilebilmesi için yüksek kapasiteye sahip bilgisayarlar gerekmektedir. Çalışmanın gerçekleştirildiği bilgisayar; 2 adet Intel Xeon E5-2630, 20 çekirdek, 2.20 GHz hızında işlemci; toplam 64 GB, 2133 MHz, DDR4 ram ve 8 GB, GDDR5, NVIDIA Quadro M4000 ekran kartına sahiptir.

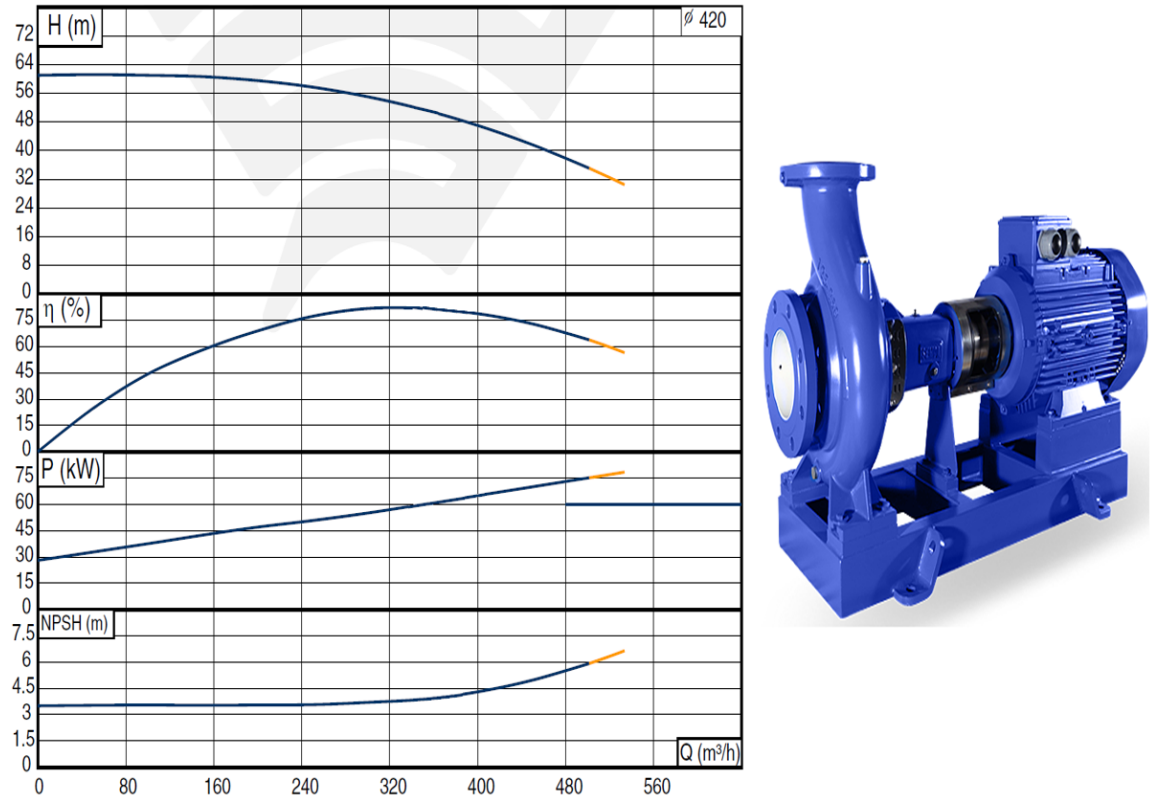
3.1.2. Tasarım, optimizasyon ve akış çözücü yazılımları

Çalışmada SOLIDWORKS programı aracılığıyla pompa çarkı üzerinde dengeleme delikleri çizimi yapılarak HAD çalışmaları için sayısal analiz programı olan ANSYS-FLUENT akış çözücü, optimizasyon çalışmaları için Minitab ve ANSYS-Direct Optimization modülü kullanılmıştır. HAD çalışmaları için ANSYS programının kullanımını aşağıdaki gibidir:

1. Ansys Design Modeler modülünde akış hacimlerinin oluşturulması,
2. Ansys-Meshing modülünde akış hacimlerine uygun çözüm ağı oluşturulması,
3. Fluent modülünde seçilen türbülans modeline göre uygun koşullarda sayısal analizler
4. CFD Post modülünde elde edilen sonuçlar görsel hale getirilerek akış yapısı incelemeleri gerçekleştirilmiştir.

3.1.3. Pompa

Çalışmada Sempa Pompa Makina A.Ş. tarafından ticari olarak üretilmekte olan TKF 125-400 serisi tek kademeli santrifüj pompa seçilmiştir (Şekil 3.1). Pompanın çalıştırılması için 1500 d/dk devir ve 75 kW güce sahip elektrik motoru kullanılmıştır.



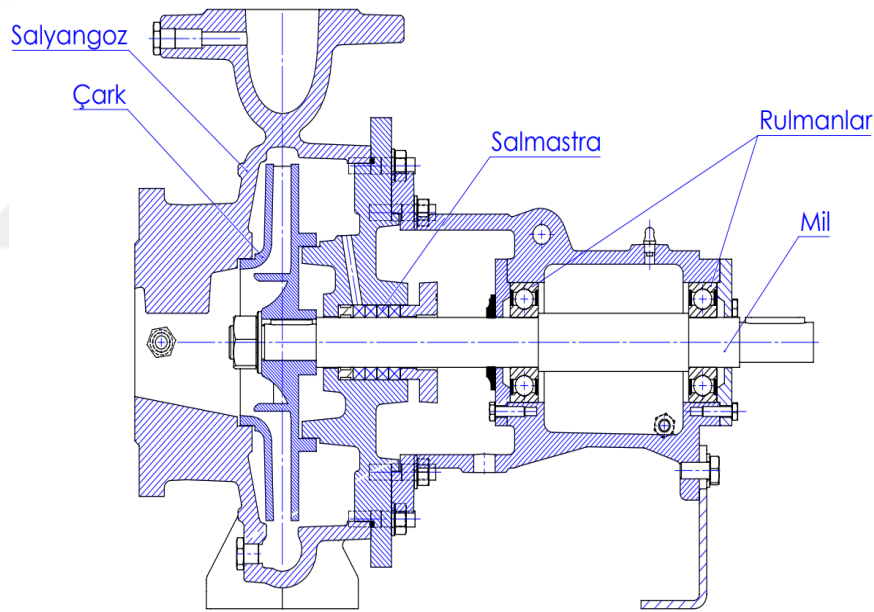
Şekil 3.1. TKF 125-400

Pompa temel olarak çark, salyangoz, salmastra, rulmanlar ve milden oluşmaktadır (Şekil 3.2). Santrifüj pompa gövdeleri kullanıldığı yer, ortam veya akışkana göre dökme demir, paslanmaz çelik, pik döküm ve bronz gibi malzemelerden yapılabilirler. Kullanılan pompa standart pik döküm olarak imal edilmektedir. Bu sebeple imalatı yapılan bütün gövdeler pik döküm olarak üretilmiştir.

Santrifüj pompalarda çarklar açık, yarı açık veya kapalı olarak tasarlanmaktadır. Açık ve yarı açık çarklar genellikle tıkanma problemi istenmeyen ve içinde tanecikler barındıran pompalarda kullanılmaktadırlar (Yumurtacı ve Sarıgül, 2011). Çalışmada standart olarak üretilen kapalı çark kullanılmıştır.

Pompa imalatında dikkat edilmesi gereken en önemli hususlardan biri sızdırmazlığın sağlanmasıdır. Sızdırmazlık için pompalarda conta ve salmastra kullanılmaktadır.

Contalar; sabit veya birbirine göre statik parçalar arasında sızdırmazlığı sağlayan elemanlardır. Salmastralar ise; gidip-gelme, dönme gibi hareketler yapan ekipmanlarda dinamik sızdırmazlık sağlamaktadırlar. Hareketli parçalar arasında sızdırmazlığın sağlanması hıza, basınca, sıcaklığa ve ortam akışkanının kimyasal özellikleri gibi faktörlere bağlıdır. Bunun yanında salmastra kutusunun dizaynı, mil ile yuvarın yüzey temizliği, salmastra yerleştirme şekli ve mil salgısı da salmastranın sızdırmazlık özelliğini etkilemektedir (Yumurtacı ve Sarıgül, 2011). Bu hususlara göre salmastralar yumuşak ve mekanik olarak üretilmektedir. Çalışmada kullanılan pompada akışkan özellikleri ve çalışma şartları göz önüne alınarak yumuşak salmastra tercih edilmiştir.



Şekil 3.2. Santrifüj Pompa Elemanları

3.1.4. İmalat

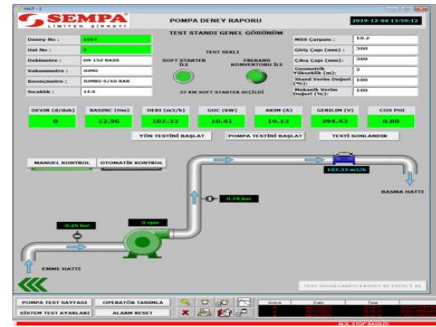
Tez çalışmasında pompa elemanlarının imalatı ve montajı SEMPA Pompa Makina A.Ş. bünyesinde gerçekleştirilmiştir. Çark üzerindeki dengeleme delikleri Hannsa YL1000-B model CNC dik işleme merkezinde delinmiştir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Dengeleme Deliklerinin Delinmesi

3.1.5. Deney Ünitesi

Deneyisel çalışmalar firma bünyesindeki TS EN ISO 9906 standardına uygun olarak faaliyet gösteren 560 kW kurulu güce sahip pompa deney istasyonunda gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.4). Deneylerde temiz ve 0-20 °C sıcaklık aralığında şebeke suyu kullanılmıştır.

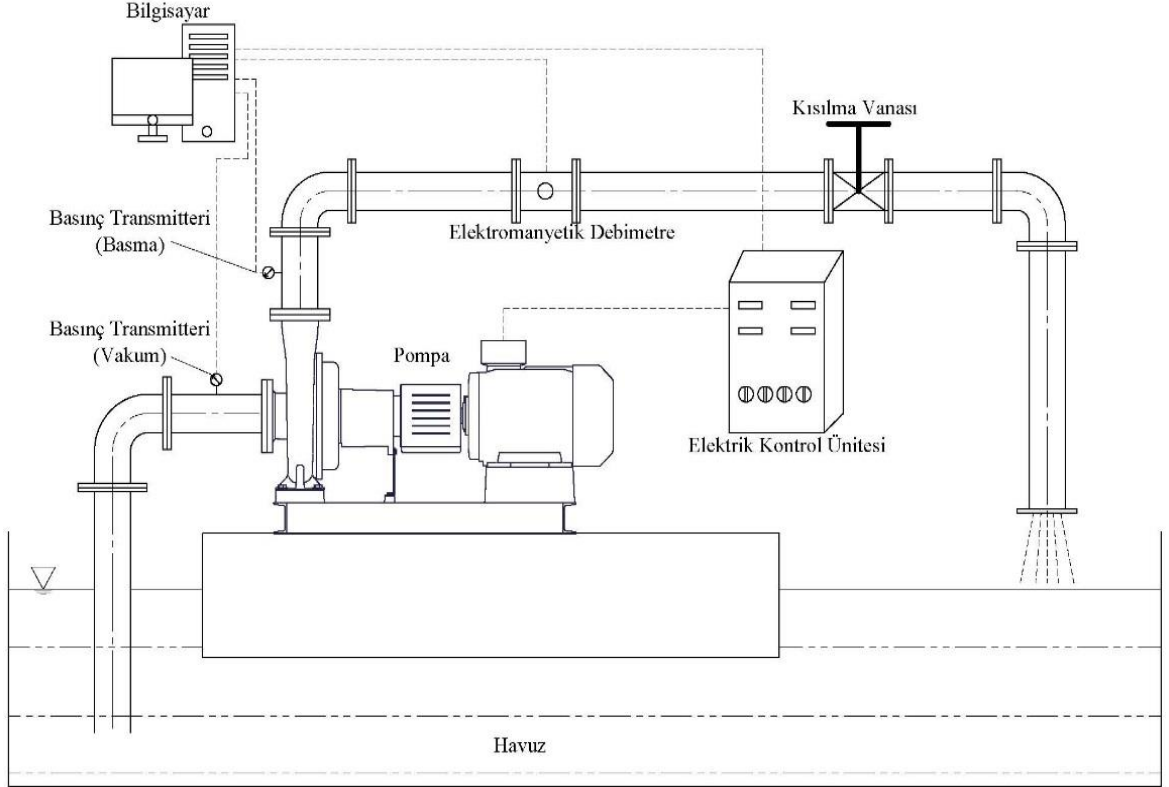


Şekil 3.4. Pompa Deney Tesiati

Santrifüj pompalarla ilgili deneyler yapılırken temel olarak 2 farklı deney istasyonu tipi kullanılmaktadır. Bunlar:

- 1) Negatif emiş hattına sahip deney istasyonları,
- 2) Pozitif emiş hattına sahip deney istasyonlarıdır.

Pompa deneylerinin yapıldığı deney istasyonu negatif emiş hattına sahiptir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Pompa Deney Tesisatı Şematik Gösterimi

Deney istasyonunda ölçülebilen bazı değerler aşağıdaki gibidir:

- 1) Debi,
- 2) Çalışma basıncı,
- 3) Pompanın dönüş hızı,
- 4) Pompa verimi,
- 5) Elektriksel güç değerleri,
- 6) Titreşim değerleri,
- 7) Sıcaklık değerleri ölçülebilmektedir.

Deney istasyonunda gerçekleştirilen deneyler esnasında debi, basınç, devir sayısı, sıcaklık, gerilim, akım şiddeti ve $\cos\phi$ ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Debi ölçümleri için kullanılan debimetre DN 150 çapına uygun SIEMENS SITRANS FM MAG 3100 manyetik debimetredir. Debimetrenin çalışma aralığı 0-636 m³/h olup, doğruluğu $\pm 0.2\%$ 'dir ve -40 ile +100°C sıcaklık aralığında çalışabilmektedir. Basınç ölçümleri için emme ve basma hattında Danfoss marka sensörler kullanılmıştır. Emme hattında -1/+1.5 bar basınç aralığında çalışan 4-20 mA sinyal çıkışlı sensör, basma hattında 0/+16 bar basınç aralığında çalışan basınç sensör bulunmaktadır. Her iki sensörün doğruluğu $\pm 0.5\%$ 'dir. Elektrik motorunun şebekeden çektiği güç, elektrik panosu üzerinde bulunan ABB marka enerji analizörlerinden okunmuştur. Elde edilen veriler firma bünyesindeki özel SCADA sisteminde toplanmaktadır. Rulman yataklarındaki sıcaklıklar ise CEM marka dijital termometre ile okunmuştur.

3.2. Yöntem

Bu çalışma deneysel ve sayısal olmak üzere 2 temel aşamadan oluşmaktadır. Çalışmada ilk olarak seçilen pompa dengeleme deliksiz olarak imal edilerek rulman sıcaklıkları ölçülmüş ve pompa performans deneyi yapılmıştır. Daha sonra sayısal analizler yapılarak performans deneyine göre sayısal analizlerin doğrulanması sağlanmıştır. Doğrulaması sağlanan sayısal analiz tekniği ile dengeleme delikleri tasarım optimizasyonuna yönelik tüm çalışmalar tamamlanmıştır. Optimizasyon çalışmalarının sonucunda elde edilen optimum geometriye sahip dengeleme delikli çarklı pompa aynı deney tesisatında pompa performans deneyine tabi tutulmuştur.

3.2.1. Deneysel çalışma

Santrifüj pompaların işletme koşullarına uygun olup olmadığı pompanın karakteristik eğrileri ile anlaşılmaktadır. Çalışmada aşağıda belirtilen karakteristik eğriler gerçekleştirilen pompa performans deneyleri ile elde edilmiştir:

1. Debi-Basma Yüksekliği Eğrisi
2. Debi-Verim Eğrisi
3. Debi-Güç Eğrisidir.

Performans deneylerinde debi, basma yüksekliği ve güç değerleri ölçülmüştür. Performans deneyi kısma vanası ile belirlenen farklı debi değerlerinde ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Debimetre, basınç sensörleri ve elektrik kontrol panelinden okunan değerler bilgisayara kayıt edilerek gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Deney ünitesinin bulunduğu yerdeki, yerel atmosfer basıncı 1029 m yükselti için 101.19 kPa olarak kabul edilmiştir. İklim şartlarına bağlı olarak deney yapılan suyun sıcaklığı 20 °C olduğu kabul edilmiştir. Suyun 0-20 °C aralığında iken yoğunluğundaki değişim (999.8 - 998.2 kg/m³) yaklaşık 0.16% olarak tespit edilmiştir. Sıcaklığa bağlı olarak suyun yoğunluğunun değişmesinin çok düşük olması sebebiyle hesaplamalarda yoğunluğun değişimi ihmal edilmiştir.

3.2.1.1. Debinin ölçülmesi

Pompanın debisi çıkış flanşından birim zamanda çıkan sıvı hacmidir. Bir pompa devresinde genel olarak akış daimidir. Akışkan sıvı olduğundan, kütle korunumu prensibi gereği hacimsel debi bütün devrede değişmeyecektir. Fakat emme borusunda meydana gelen vakum basıncının debimetre üzerinde oluşturabileceği olumsuz etkiler sebebiyle deneyde debi ölçümü basma borusu üzerinde yapılmıştır.

3.2.1.2. Basma yüksekliğinin belirlenmesi

Pompanın birim ağırlıkta sıvıya sağlayacağı hidrolik enerjiye basma yüksekliği (H_m) denir. Basma yüksekliği enerjinin korunumu prensibine uygun olarak Denklem 3.1. ile hesaplanmaktadır (Gülich, 2008)

$$H_m = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1 \quad (3.1)$$

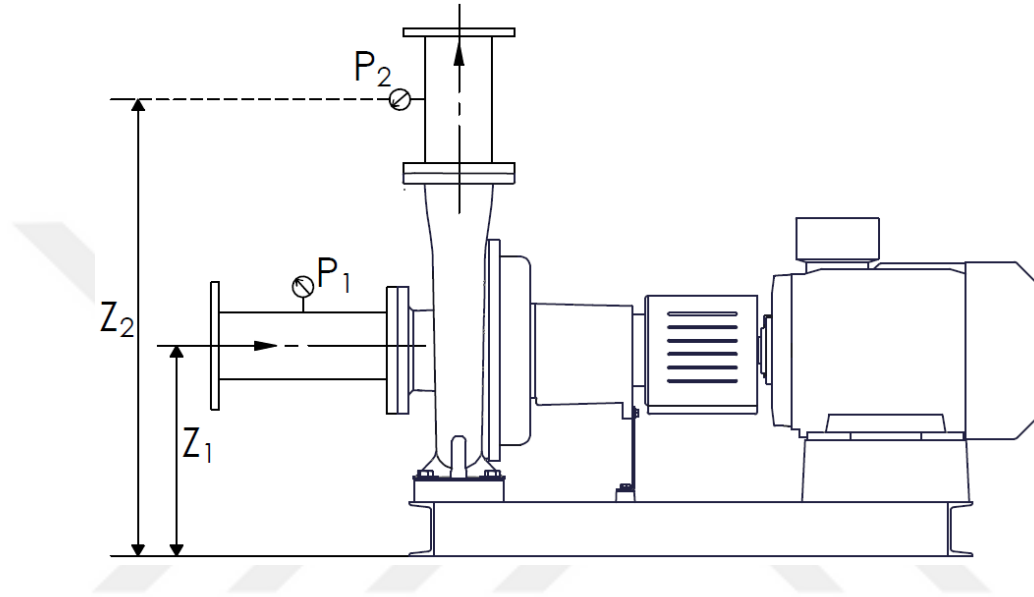
Burada:

$\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$: Basınç değişimini,

$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$: Kinetik enerji değişimini,

$Z_2 - Z_1$: Potansiyel enerji değişimini ifade etmektedir.

Pompanın basma yüksekliği Denklem 3.1’de görüldüğü üzere basınç değişimi, kinetik enerji ve potansiyel enerjiden oluşmaktadır. Pompanın giriş ve çıkışında bulunan ölçüm boruları üzerinden ölçülen statik basınçların farkından basınç değişimi, ölçüm yapılan boruların çap farkından kinetik enerji, ölçüm noktaları arasındaki farktan potansiyel enerji elde edilmektedir. Denklem 3.1’e göre 1 indisleri pompa girişini, 2 indisleri pompa çıkışını ifade etmektedir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Pompa Basma Yüksekliği

Santrifüj pompalarda performans deneyleri yapılırken basınç ölçümlerinin alındığı bölgelerdeki düzensiz akış etkisinden uzaklaşması ve değerlerin doğru bir şekilde okunması amacıyla basınç ölçümleri için kullanılan basınç sensörlerinin konumları ve şekilleri ISO 9906 standardına uygun olmalıdır (Anonymous, 2012b). ISO 9906’ya göre ölçüm noktalarının flanşlardan belli bir mesafede olması ile ölçümlerin doğru bir şekilde yapılması hedeflenmiştir.

3.2.1.3. Güç hesabı

Pompalar bir tahrik elemanından sağladıkları mekanik enerjiyi, hidrolik enerji halinde içlerinden geçirdikleri sıvıya nakleder. Tahrik motorundan çekilen gücün hepsi pompa çıkışında sıvıya kazandırılmış olamaz. Bundan dolayı pompa ile ilgili bazı güç tanımlamaları yapılmalıdır.

Pompa çıkışında sıvıya kazandırılan güce hidrolik güç denir. Denklem 3.2 ile hesaplanmaktadır (Karassik ve ark., 2001).

$$P_{hid} = \frac{\rho * g * \dot{Q} * H_m}{1000} \quad (3.2)$$

Pompayı çalıştıran motorun, pompa miline sağladığı güce mil gücü denir. Mil gücü, tahrik elemanı bir elektrik motoru iken motor mili üzerinde ölçülen güçtür. Bu güç elektrik motorunun bağlı olduğu devrede oluşan kayıplardan bağımsızdır. Pompalarda mil gücü Denklem 3.3 ve Denklem 3.4 ile hesaplanmaktadır (Gulich, 2008).

$$P_{mil} = \frac{\tau \omega}{1000} \quad (3.3)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (3.4)$$

Pompayı çalıştıran tahrik elemanı bir elektrik motoru olduğu zaman mil gücü farklı bir yöntemle daha hesaplanabilir. Burada elektrik motorunun şebekeden çektiği güç deney tesisatında kullanılan güç analizörleri vasıtasıyla Denklem 3.5 ile hesaplanır. Ardından üretici firmanın elektrik motoru deney föylerinden elde edilen motor etiket verimi kullanılarak Denklem 3.6 vasıtasıyla pompa mil gücü hesaplanır (Kocaaslan, 2015).

$$P_{motor} = \frac{\sqrt{3} * I * \cos\phi * V}{1000} \quad (3.5)$$

$$P_{mil} = P_{motor} * \eta_{motor} \quad (3.6)$$

3.2.1.4. Pompa veriminin hesaplanması

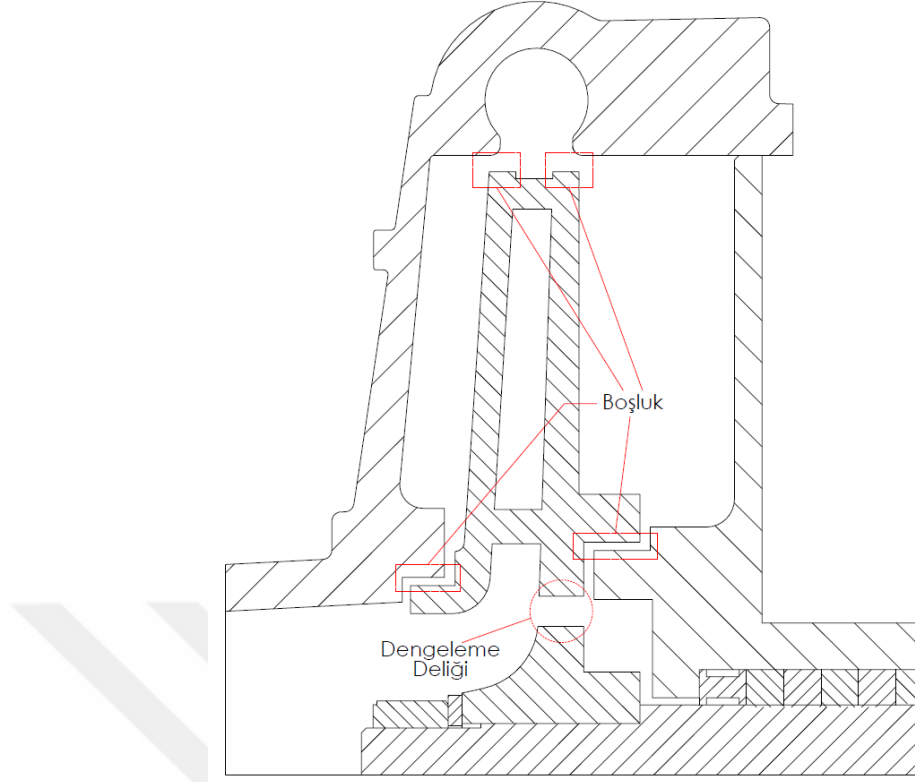
Pompalar; dizel motoru, hidrolik veya elektrik motoru ile tahrik edilerek aldıkları mekanik hareketi hidrolik enerji biçiminde bastıkları sıvıya iletirler. Ancak pompalar, tahrik motorundan aldıkları gücün tamamını sıvıya aktaramadığı için bazı kayıplar meydana gelmektedir.

Mile aktarılan gücün sıvıya hidrolik güç olarak aktarılincaya kadar bir kısmı salmastra, kaplin ve yatakların kayıplarını karşılamak için kullanılır. Genel olarak mil gücünün bir kısmı mekanik parçalar arasındaki güç aktarımı sırasında ısı enerjisine dönüşmektedir. Akışkana kazandırılmak üzere çarka aktarılan gücün pompa mili gücüne oranına mekanik verim denir. Mekanik verim Denklem 3.7 ile elde edilir (Yalçın, 1998).

$$\eta_m = \frac{P'_{mil}}{P_{mil}} \quad (3.7)$$

Denklem 3.7'ye göre P'_{mil} pompa içerisinde mekanik elemanlardan sonra akışkana kazandırılmak üzere pompa çarkına ulaşan güçtür.

Pompanın çalışma koşullarına bağlı olarak, çark içinden geçen akışın debisi ile pompa çıkışında ölçülen debi aynı değildir. Bunun sebebi pompa çarkının pompa içerisinde serbestçe dönmesini sağlamak için çark ve diğer pompa elemanları arasında küçük boşluklar bulunmaktadır. Bundan dolayı çark ve sabit pompa elemanları arasındaki boşluklarda bir kaçak akışı oluşmaktadır (Şekil 3.7). Oluşan bu kaçak akışın debisi boşluğun tasarımına, pompa basıncına ve dönme hızına bağlı olarak değişmektedir. Santrifüj pompaların verimliliğini artırmak için bu boşluklardan oluşan kaçak akış miktarını en aza indirmek gerekmektedir. Bunun için aşınma halkası gibi yöntemler kullanılabilir. Ancak, bu önlemler bu sızıntıları tamamen engellemez (Babayiğit, 2017).



Şekil 3.7. Pompada Kaçak Debiye Sebep Olan Boşluklar ve Dengeleme Deliği

Çark içinden geçen toplam debi (\dot{Q}_T), pompa çıkışı ölçülen akışın debisi \dot{Q} olursa kayıp kaçak verimi (η_v) Denklem 3.8 ile elde edilir (Yalçın, 1998).

$$\eta_v = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_T} \quad (3.8)$$

Sıvının çark kanatları, difüzör ve salyangoz içerisinde akışı sırasında, akışkan-duvar arası sürtünme kayıpları meydana gelir. Bundan dolayı teorik olarak hesaplanan hidrolik güç ile çarkın akışkana aktardığı hidrolik güç arasında fark meydana gelmektedir. Aradaki bu fark çark, difüzör ve salyangoz içinde sıvı akışı sırasında oluşan kayıptır. Sürtünme kayıplarından sonra elde edilen hidrolik güç P'_{hid} olursa hidrolik verim (η_h) Denklem 3.9 ile elde edilir (Yalçın, 1998).

$$\eta_h = \frac{P'_{hid}}{P'_{mil}} \quad (3.9)$$

Pompa miline verilen efektif güç, çeşitli nedenlerle azalarak, pompa çıkışı \dot{Q} debisinde P_{hid} halinde iletilmiş olur. Bu şekilde pompa mili üzerindeki mekanik güç ile pompa çıkışı sıvıya kazandırılan hidrolik güç arasında tanımlanan orana genel verim adı verilir. Buradan genel verim (η_g) Denklem 3.10 elde edilir (Baysal, 1979).

$$\eta_g = \frac{P_{hid}}{P_{mil}} = \eta_v * \eta_h * \eta_m \quad (3.10)$$

Deneysel çalışma olarak; tezin ilk aşamasında sayısal analizlerin doğrulanması ve pompa durumunun belirlenmesi amacıyla yukarıda bahsedilen hesaplamalar ve hususlar dikkate alınarak dengeleme deliklerinin olmadığı durumda pompa performans deneyi yapılmıştır. Deney sırasında kısılma vanası kademe kademe sıkılarak 12 farklı debi değerinde basma yüksekliği ve güç ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca tezin son aşamasında ise optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen optimum geometrinin doğrulanması amacıyla da deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

3.2.1.5. Minimum verimlilik indeksi (MEI) hesaplaması

Minimum Verimlilik Endeksi (MEI) EU 547/2012 direktifine göre pompalar arasında karşılaştırma yapmayı sağlayan boyutsuz pompa verimi katsayısıdır. Bu katsayı pompanın kısmi yük ($0.75 \dot{Q}_{BEP}$), en verimli nokta (\dot{Q}_{BEP}) ve aşırı yük ($1.1 \dot{Q}_{BEP}$) değerlerindeki verimleri dikkate alınarak farklı firmaların ürünleri arasında tasarım ve imalat kalitesi olarak karşılaştırma yapmayı sağlamaktadır. (Anonymous, 2012a)

MEI ile pompaların gerekli minimum verim değerleri hesaplanmaktadır. Pompalarda gerekli minimum verimlerin belirlenmesinde pompa grupları ve pompanın devri, debisi ve özgül hızı dikkate alınmaktadır.

Pompanın çalışma noktası (\dot{Q}_{BEP}) için olması gereken en düşük verim hesaplanırken pompanın özgül hızı (n_s) hesaplanmalıdır. Pompanın özgül hızı Denklem 3.11 ile hesaplanmaktadır.(Gulich, 2008)

$$n_s = \frac{n * \dot{Q}_{BEP}}{Hm_{BEP}^{0.75}} \quad (3.11)$$

Pompanın çalışma noktası için olması gereken en düşük verim Denklem 3.12 ile hesaplanmaktadır. (Anonymous, 2012a)

$$\eta_{BEP} = 88.59x + 13.46y - 11.48x^2 - 0.85y^2 - 0.38xy - C_{MEI,Pompa\ Tipi,d/dk} \quad (3.12)$$

Burada;

x: $\ln(n_s)$,

y: $\ln(\dot{Q}_{BEP})$,

C_{MEI} : pompa tipine, pompa devrine ve MEI değerine göre değişen katsayıdır.

Pompa tipi ve pompa devrine göre MEI değerine karşılık gelen C_{MEI} değerleri Çizelge 3.1'de incelenmektedir (Anonymous, 2012a).

Çizelge 3.1. MEI Değerlerine Karşılık Gelen C_{MEI} Değerleri

Pompa Tipi	MEI Değerlerine Karşılık Gelen C Değerleri						
	MEI=0.1	MEI=0.2	MEI=0.3	MEI=0.4	MEI=0.5	MEI=0.6	MEI=0.7
ESOB (1450 d/dk)	132.58	130.68	129.35	128.07	126.97	126.1	124.85
ESOB (2900 d/dk)	135.6	133.43	131.61	130.27	129.18	128.12	127.06
ESCC (1450 d/dk)	132.74	131.2	129.77	128.46	127.38	126.57	125.46
ESCC (2900 d/dk)	135.93	133.82	132.23	130.77	129.86	128.8	127.75
ESCCI (1450 d/dk)	136.67	134.6	133.44	132.3	131	130.32	128.98
ESCCI (2900 d/dk)	139.45	136.53	134.91	133.69	132.65	131.34	129.83
MS-V (2900 d/dk)	138.19	135.41	134.89	133.95	133.43	131.87	130.37
MSS (2900 d/dk)	134.31	132.43	130.94	128.79	127.27	125.22	123.84

Kısmi ve aşırı yük durumundaki gerekli minimum verim değeri Denklem 3.13 ve Denklem 3.14 ile tespit edilmektedir (Anonymous, 2012a).

$$\eta_{KısmiYük} = 0.947 * \eta_{BEP} \quad (3.13)$$

$$\eta_{AşırıYük} = 0.985 * \eta_{BEP} \quad (3.14)$$

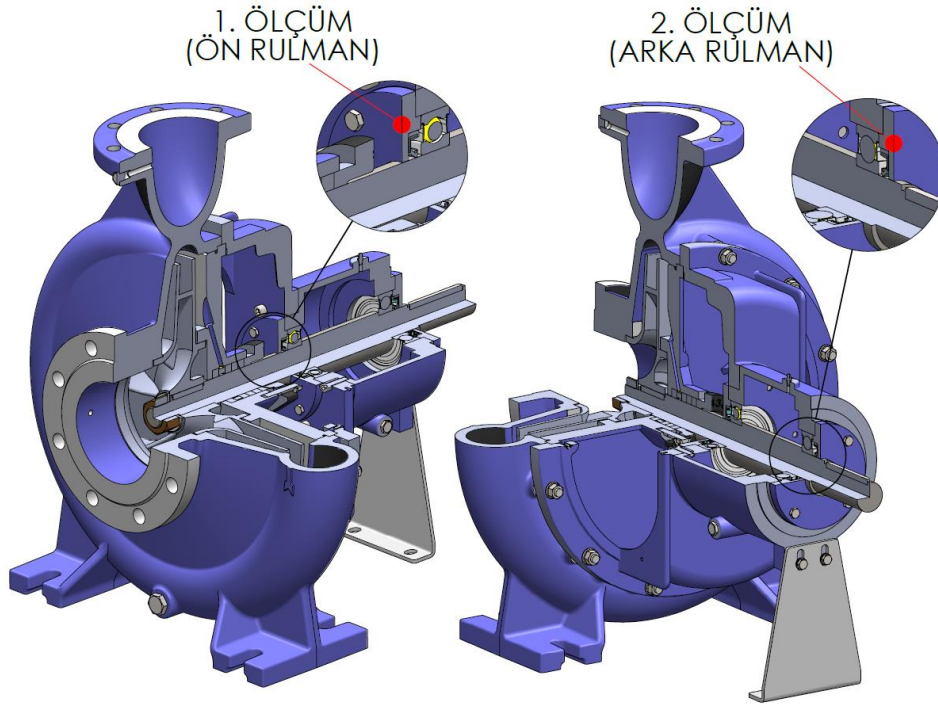
3.2.1.6. Rulmanların sıcaklıklarının ölçümü

Pompa performans deneylerinin ardından pompa çalışma noktasında ön ve arka rulmanın sıcaklıkları ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri yatak gövdesinde rulmanların temas ettiği bölgelerden yapılmaktadır (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. Rulman Sıcaklık Ölçümü

Çalışmada ortam sıcaklığı 20 °C olarak kabul edilmiştir. Sıcaklık ölçümü çalışma süresi boyunca belirli periyotlarda yapılmıştır. Ön ve arka rulmanlardan yapılan her bir sıcaklık değeri kaydedilmiştir. Oluşturulan periyot sayısı rulman artan sıcaklık değerlerine bağlı olarak artırılmıştır. Rulman sıcaklık ölçümleri sabit bir değer elde edinceye kadar devam etmiştir. Pompa rulmanlarının sıcaklık ölçümleri yatak gövdesinin belirli noktalarından yapılmıştır (Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Rulman Sıcaklık Ölçüm Noktaları

Eksenel yükleri taşıyan pompa ön rulmanında meydana gelen yüksek sıcaklık sebebiyle eksenel yükleri azaltacak yöntemlerin kullanılması ihtiyaç olmuştur. Çalışmanın bir sonraki aşamalarında eksenel yükler ve pompa verimi üzerine analitik hesaplamalara ve sayısal analizlere yer verilmiştir.

3.2.1.7. Belirsizlik analizi

Deneyisel çalışmalarda çeşitli nedenlerden ötürü bazı hatalar oluşabilmektedir. Bu hatalar 3 grupta toplanabilir. Bu hataların ilki dikkatsizlik ve tecrübesizlikten dolayı oluşan hatalardır. İkincisi, sabit ve sistematik hatalar olarak adlandırılmaktadır. Bu hatalar tekrarlı deneysel çalışmalarda sonuçların okunmasında görülmektedir. Üçüncü grup hatalar ise çalışmada meydana gelebilecek rastgele hataları ifade etmektedir. Bu hataların içerisinde deneyi yapan kişilerin farklı olması, kişilerin dikkatlerinin zamanla azalması, ölçüm aletlerinde oluşabilecek sapmaları, elektrik değerlerinde meydana gelebilecek dalgalanmalar girmektedir (Genceli, 2000; Babayiğit, 2017).

Deneyisel çalışma sonuçlarında hata oranlarının tespiti için belirsizlik analizi yapılmaktadır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük R, bu büyüklüklere etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olduğunda $R=(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_{x1}, w_{x2}, w_{x3}, \dots, w_{xn}$ olduğunda R büyüklüğünün hata oranı w_r Denklem 3.15 ile hesaplanmaktadır (Genceli, 2000)

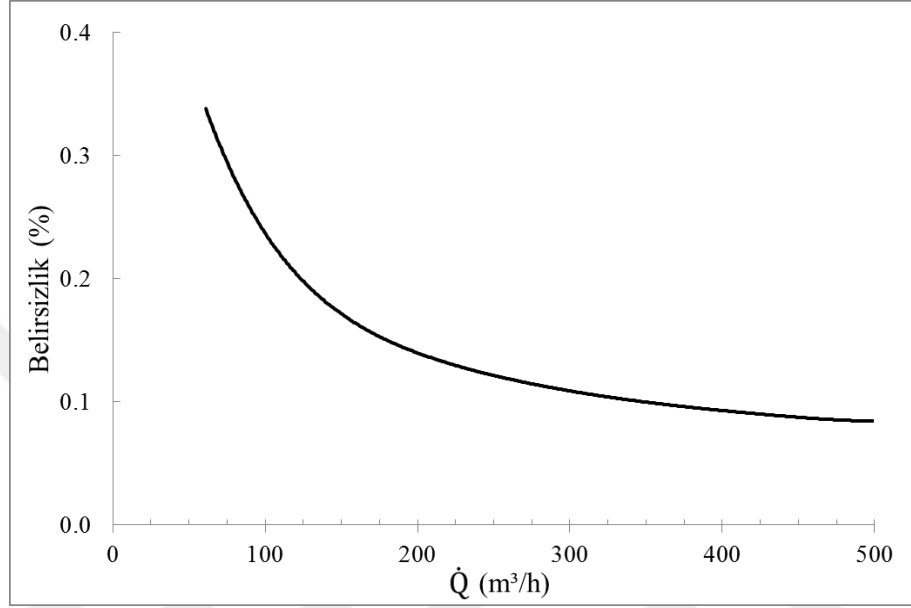
$$w_{\eta_g} = \pm \left[\left(\frac{\partial \eta_g}{\partial P} w_P \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_g}{\partial Q} w_Q \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_g}{\partial I} w_I \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_g}{\partial V} w_V \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_g}{\partial \varphi} w_\varphi \right)^2 \right]^{0.5} \quad (3.15)$$

Belirsizlik analizinde pompa genel veriminde meydana gelen hata oranı Çizelge 3.2 kullanılarak hesaplanmıştır.

Çizelge 3.2. Belirsizlik Analizinde Kullanılan Bağımsız Değişkenler

Bağımsız değişkenler	Doğruluk (%)
Basınç ölçümleri (wP)	±0.5
Hacimsel debi ölçümleri (wQ)	±0.2
Akım ölçümleri (wI)	±0.1
Gerilim ölçümleri (wV)	±0.1
Cosφ ölçümleri (wφ)	±0.1

Dengeleme deliksiz pompanın performans deneyi için genel verim değerinin belirsizlik analizi Şekil 3.10’da incelenmektedir. Şekil 3.10’a göre debinin artmasıyla birlikte hata oranlarında azalma meydana geldiği görülmektedir. Deneyin gerçekleştirildiği bütün değerlerde %1’den daha az hata meydana gelmiştir. Bu durum deneysel çalışmada elde edilen sonuçların güvenilirliğini açıklamaktadır.



Şekil 3.10. Belirsizlik Analizi

3.2.2. Eksenel yüklerin hesaplanması

Santrifüj pompalarda eksenel yükler hem analitik hem de sayısal analiz yöntemleri ile hesaplanması mümkündür. Literatürde bir kısım araştırmacı eksenel yüklerin analitik olarak hesaplanmasıyla ilgili çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarının neticesinde çark üzerine etki eden eksenel yükleri tespit edebildikleri formüller elde etmişlerdir. Bu formüllerin bir kısmı aşağıda verilmiştir.

Denklem 3.16’da verilen formül yardımıyla eksenel yüklerle ilgili çarkın bir yüzüne etkiyen kuvvet hesaplanabilmektedir (Gulich, 2008).

$$F = \pi r_2^2 \left\{ (1 - x^2) \Delta p_{\text{çark}} - \frac{\rho}{4} u_2^2 k^2 (1 - x^2)^2 \right\} \quad 3.16$$

Eksenel yüklerin hesaplanmasıyla ilgili literatürde farklı denklemler de bulunmaktadır. Bir pompanın toplam eksenel yükünün tahmin edilmesinde Denklem 3.17 kullanılmaktadır (Gulich, 2008).

$$F_e = (0.7 - 0.9)\rho g H_m \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_2^2) \quad 3.17$$

Eksenel yüklerin hesaplanmasıyla ilgili literatürde bulunan bir diğer hesaplama Denklem 3.18'de verilmiştir (Baysal, 1979).

$$F_e = \pi(r_0^2 - r_m^2) \left[H_m - \frac{U_2^2}{8g} \left(1 - \frac{r_0^2 + r_m^2}{2r_2^2} \right) \right] - \frac{\gamma}{g} \dot{Q}_T C_0 \quad 3.18$$

3.2.3. Sayısal Çalışma

Tez çalışmasının büyük bir kısmını sayısal çalışmalar oluşturmaktadır. Çalışma sırasında gerçekleştirilen sayısal analizler sırası ile:

- Dengeleme deliksiz pompanın kullanıldığı sayısal analizleri,
- Optimizasyon yöntemleri ile elde edilen dengeleme delikli pompaların kullanıldığı sayısal analizler olarak sıralanabilir.

Çalışmada genel amaç, üretimini yapmak üzere belirlenen dengeleme deliği parametrelerinin etkilerini incelemek, en yüksek pompa verimi ve en düşük eksenel yüklerinin elde edildiği yeni çark modelini tespit etmektir. Elde edilen modellerin her birinin farklı debilerde sayısal analizini uygulamak çok fazla zaman gerektirmektedir. Bu sebeple çalışmada farklı optimizasyon yöntem ve programları kullanılarak hem çark modelleri hem de optimizasyon yöntemleri birbiri ile kıyaslanmıştır.

Çalışmada sayısal analiz çalışmaları yapılırken izlenen yol aşağıdaki gibidir:

- Pompa katı modelinin tasarımı,
- Çark, salyangoz, giriş ve çıkış kısımlarının akış hacimlerinin oluşturulması,
- Akış hacimleri üzerinde uygun çözüm ağı oluşturulması,
- Belirlenen sınır şartlarına göre HAD analizlerinin gerçekleştirilmesidir.

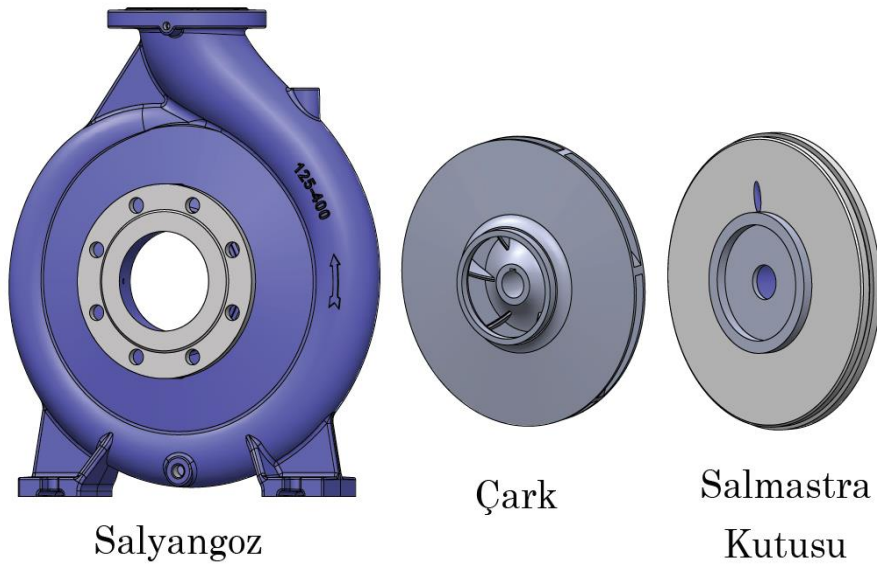
Çalışmada sayısal analizler 2 aşamada gerçekleştirilmiştir. Bunlardan birincisi dengeleme deliksiz pompanın performansı ve eksenel yükler hakkında bilgi edinmek

amacıyla farklı debilerde yapılan HAD çalışmalarıdır. İkincisi ise farklı optimizasyon yöntemleri ile üretilen yeni çark modelinin kullanıldığı HAD çalışmalarıdır.

3.2.3.1. Katı model ve akış hacminin oluşturulması

Sayısal analiz çalışmalarında pompanın çark, salyangoz ve salmastra kutusu gövdeleri kullanılmıştır. Gövdelerin katı modelleri Solidworks programında tasarlanmıştır (Şekil 3.11). Tasarlanan gövdeler hem sayısal analizlerde hem de imalat aşamasında kullanılmıştır.

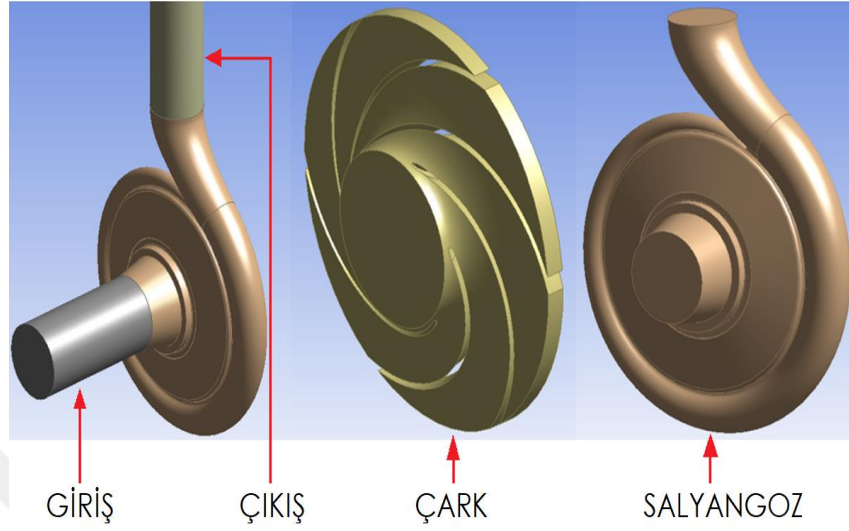
Sayısal analiz sonuçlarının kabul edilebilirliği için pompa gövdelerinin bilgisayardaki montajı gerçeğine uygun olacak şekilde kayıp kaçak bölgeleri ihmal edilmeden tamamlanmıştır.



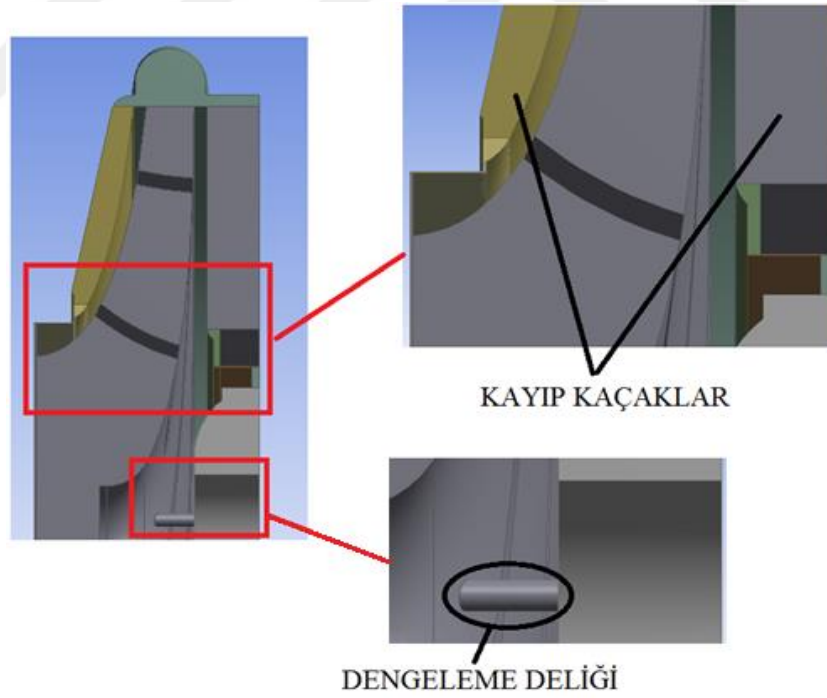
Şekil 3.11. Santrifüj Pompa Katı Model Parçaları

Katı modelleri oluşturulan gövdelerin içerisine Ansys-Design Modeler programı yardımıyla pompaya giriş ve çıkış hacimleri eklenerek sayısal analizler için akış hacimleri elde edilmiştir (Şekil 3.12). Optimizasyon çalışmalarında kullanılan dengeleme delikli çarklar için tekrardan katı model oluşturulmayıp, bunun yerine Ansys-Design Modeler programında dengeleme deliklerinin akış hacimleri oluşturularak kayıp kaçak bölgesine bağlanmıştır (Şekil 3.13).

Elde edilen akış hacimleri karmaşık geometrilere sahip olduğu için çözüm ağı oluşturmada zorluklar yaşanmaması amacıyla dilimleme, yüzey silme ve birleştirme komutları kullanılmıştır.

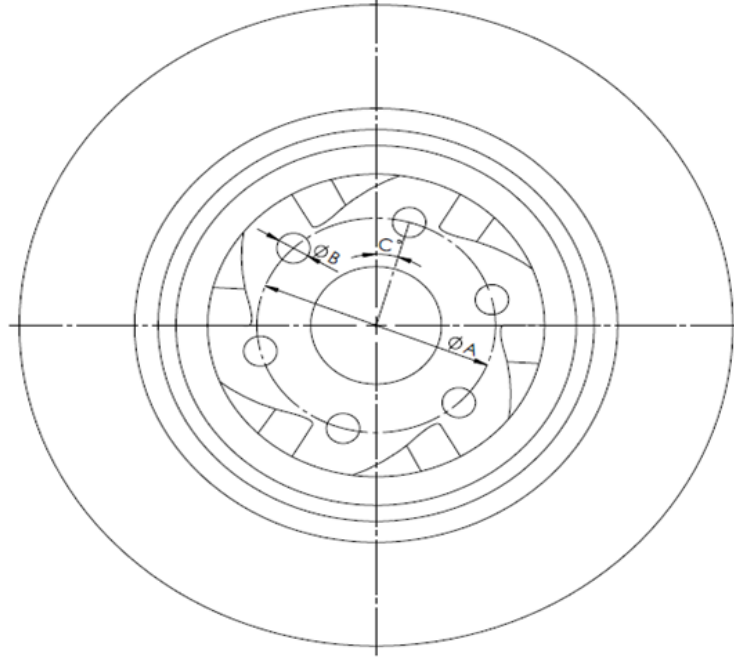


Şekil 3.12. Santrifüj Pompa Akış Hacimleri



Şekil 3.13. Kayıp Kaçaklar ve Dengeleme Deliği

Optimizasyon çalışmalarında dengeleme deliklerinin optimize edilmesi amacıyla dengeleme deliklerinin uygun konumda ve çapta delinmesi amacıyla bazı parametreler belirlenmiştir (Şekil 3.14).



Şekil 3.14. Dengeleme Deliği Parametreleri

Şekil 3.14'e göre belirlenen parametreler aşağıdaki gibidir:

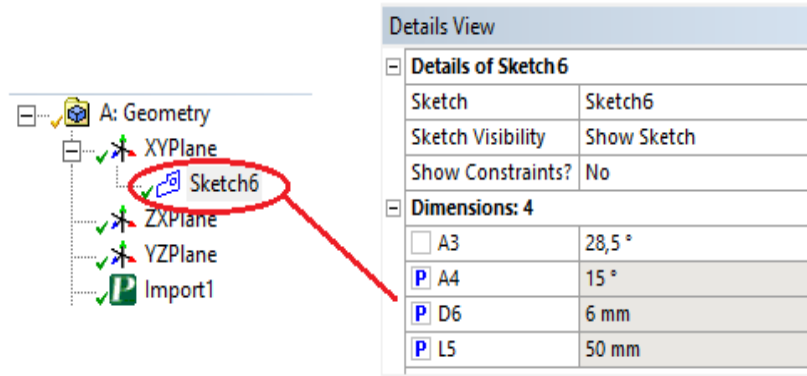
ØA: Delik merkezi çapı (mm),

ØB: Delik çapı (mm),

C: Çark üzerindeki referans noktası ile delik merkezi arasındaki açı (°)

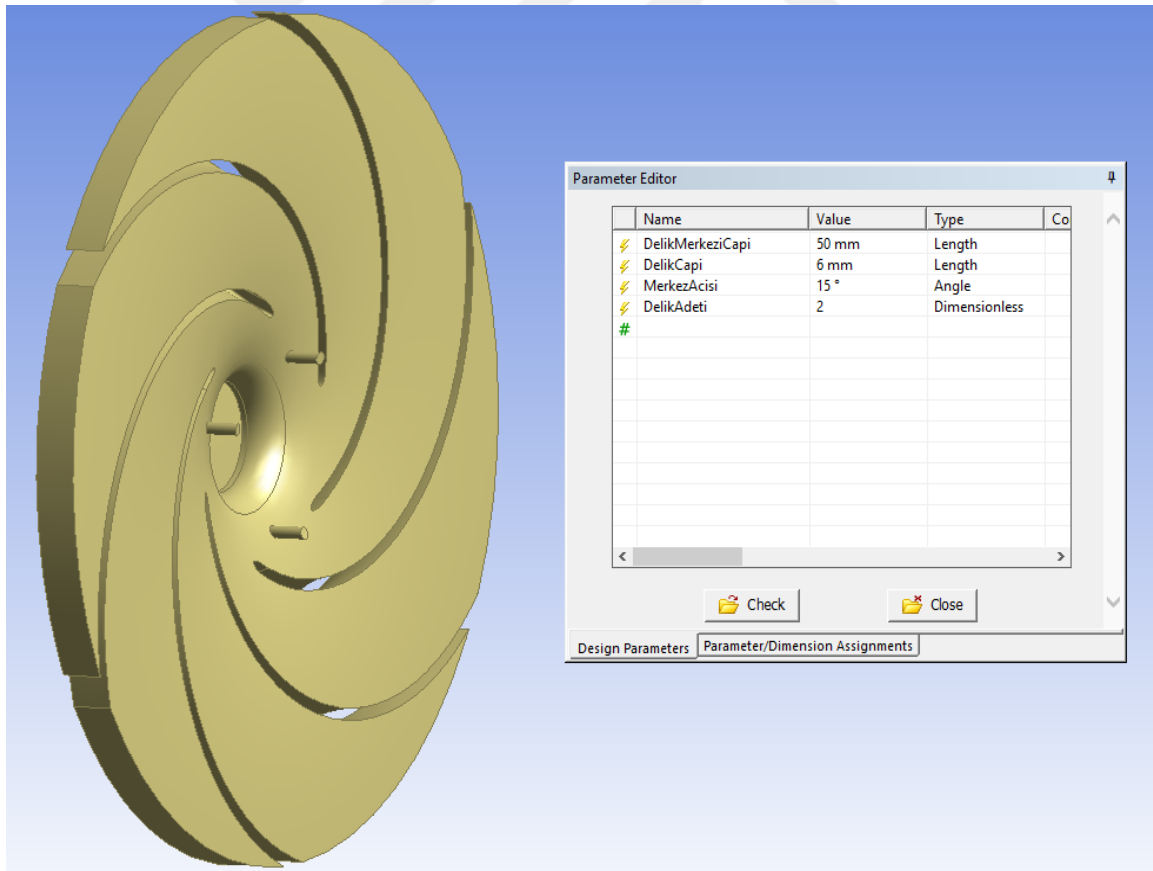
n: Delik adedidir.

Tespit edilen parametreler Ansys-Design Modeler programında giriş parametresi olarak tanımlanmıştır. Giriş parametreleri geometri kısmında ilgili düzlemin sketch bölümünde düzenlenmektedir (Şekil 3.15).



Şekil 3.15. Parametre Tanımlama

Tanımlanan parametrelerin seviyelerine Design Modeler programında parametre editörü bölümünde değerler girilebilmektedir (Şekil 3.16). Parametre editöründe parametrelere isimler tanımlanabilir ve parametrelere ait seviyeler girilebilmektedir. Burada değerler istenilenlere göre değiştirilerek farklı geometriler elde etmek mümkündür.

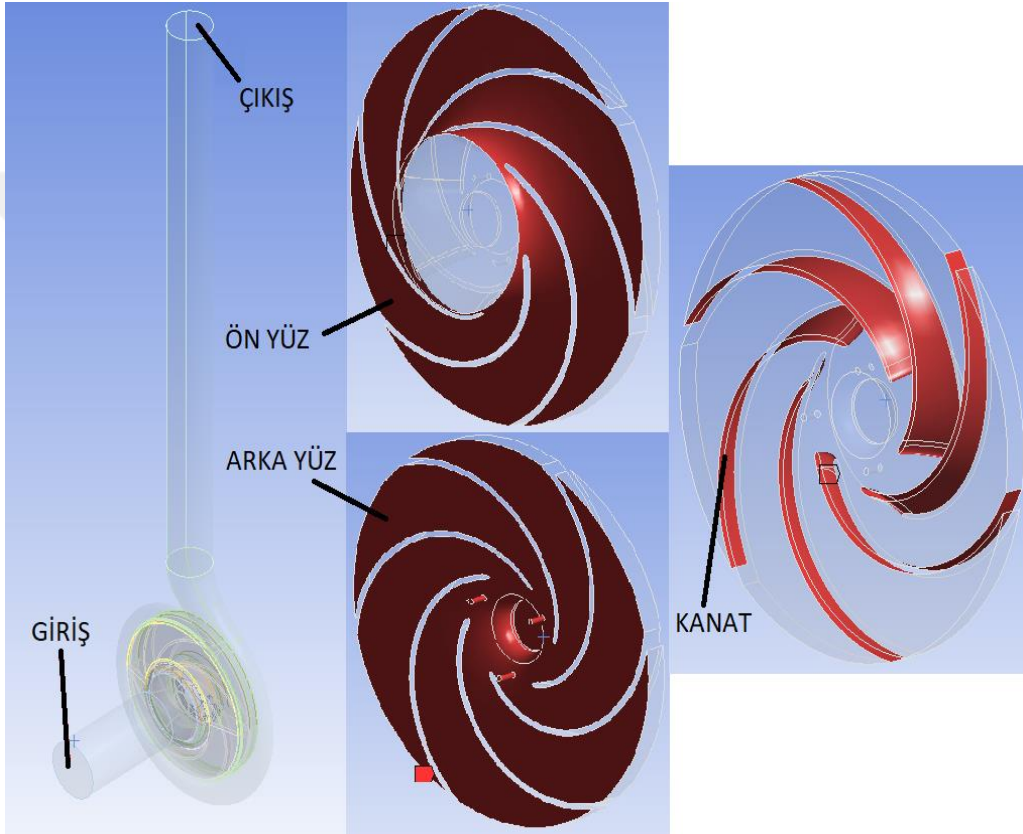


Şekil 3.16. Parametre Editörü

3.2.3.2. Çözüm ağı oluşturulması

Çözüm ağının kalitesi sayısal analiz çalışmalarında sonuçları etkileyen en önemli etkenlerden birisidir. Bundan dolayı sayısal analizlerin başarılı bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için çözüm ağının akış problemine uygun olması gerekmektedir.

Sayısal analizlerden önce akış hacmi üzerinde sınır şartlarının uygulanacağı ve gövdeler arasında temasın sağlandığı yüzeyler tanımlanmaktadır (Şekil 3.17).



Şekil 3.17. Yüzey Tanımlamaları

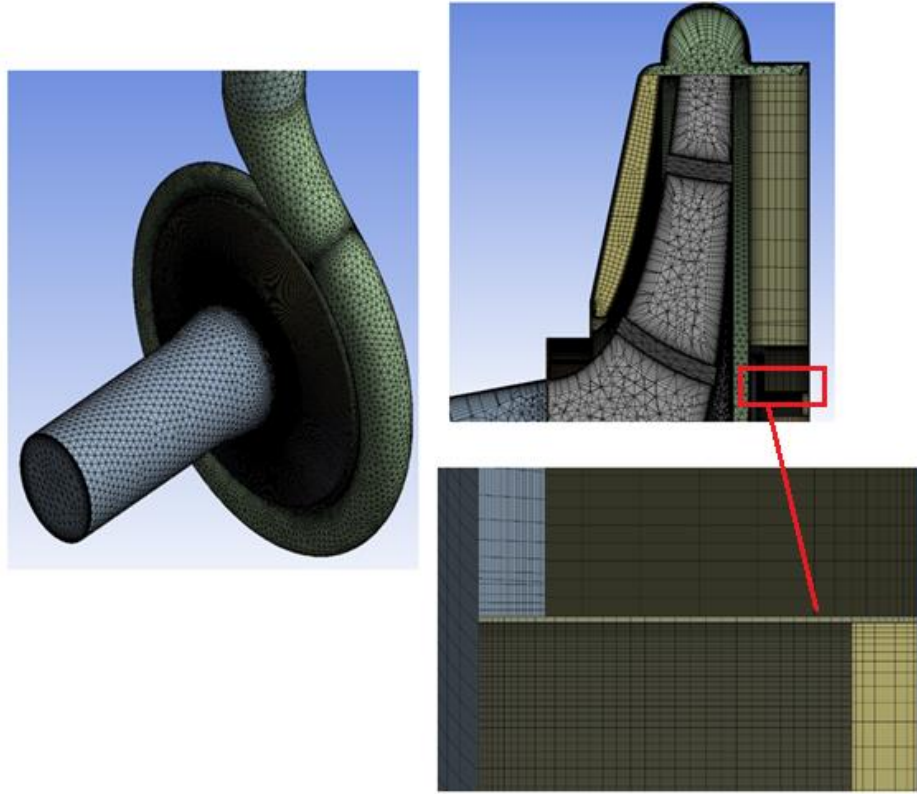
Sayısal analizlerde kullanılan çözüm ağının hücre sayısı ve hücrelerin birbiri ile bağlantı geçişleri çok önemlidir. Doğru bir sayısal analiz yapılabilmesi için akış hacimlerinin küçük boyutlarda hücrelere ayrılması gerekmektedir. Buna rağmen hücre sayısındaki artışlar çözüm süresini uzattığı gibi çözüm ağı kalitesini de azaltabilmektedir. Bundan dolayı çözüm ağı hazırlanırken hücrelerin uygun boyutlarda olması gerekmektedir. Bununla beraber hem hücre sayısını azaltmak hem de çözüm ağı kalitesini

artırmak amacıyla akış hacimlerinin yüzeylerinde iyileştirmeler yapılabilen ve akışa etkisi ihmal edilebilen bazı bölgelerde değişiklik yapılabilir.

Sayısal analizlerde duvar olarak tanımlanan yüzeylere yakın bölgelerde hız profilinde büyük değişiklikler oluşmaktadır. Bu durum sayısal analizler için oldukça önemli olup bu değişikliklerin gözlemlenmesi gerekmektedir. Bu bölgelerde gerçeğe yakın sonuçlar elde edebilmek amacıyla ağ tabakası kullanılabilir veya hücre boyutları küçültülebilir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, sayısal analizlerde kullanılan türbülans modeline uygun çözüm ağı oluşturulması ve duvara yakın bölgelerindeki y^+ değerinin seçilen türbülans modeline uygun olması gerekmektedir. Eğer bu değer türbülans modeline uygun değilse, uygun olmayan bölgelerdeki çözüm ağı tekrar düzenlenmelidir. Santrifüj pompalar karmaşık geometriye sahip olmaları sebebiyle genellikle çözüm ağına tetragonal hücreler bulunmaktadır. Bundan dolayı duvar bölgelerinde ağ tabakası kullanılmakta veya hücre boyutları küçültülmektedir.

Çalışmada pompa sayısal analizi için tetragonal ve hexagonal hücreler kullanılarak Ansys-Meshing programında çözüm ağları oluşturulmuştur. Akış hacminde kayıp-kaçak bölgeleri oldukça küçük boyutlardadır. Bu bölgelerde çözüm ağı oluşturulurken kullanılan hücrelerde ve hücre geçişlerinde çözüm ağı kalitesi olarak sorunlar ortaya çıkmaktadır. Bu problemleri ortadan kaldırmak için, kayıp-kaçak bölgeleri birkaç kısma ayrılarak bu bölgelerde hexagonal hücreler kullanılmıştır. Böylece, hem toplamda kullanılan hücre sayıları azaltılabilmekte hem de çözüm ağının kalitesi istenilen değerlere ulaşabilmektedir.

Çözüm ağlarında gövde büyüklükleri dikkate alınarak ağ tabakaları oluşturulmuştur. Ağ tabakası oluşturulan gövdelerde en az 10 adet ağ tabakası olması sağlanmıştır. Bu gövdelerde çözüm ağı ve ağ tabakası arasında düzenli geçiş sağlayabilmek amacıyla smooth transition seçeneği kullanılmıştır. Ansys-Meshing programında ağ tabakası büyüme oranı kullanıcıya bırakılmıştır ve bu çalışma için büyüme oranı 1.2 olarak alınmıştır. Bununla beraber kayıp kaçak bölgelerinde olduğu gibi kanatlarda ve bazı karmaşık geometriye kısımlarda hücre boyutları küçültülerek, bu bölgelerin hücre sayıları artırılmıştır. Oluşturulan çözüm ağına ilk aşamada yaklaşık 3.5 milyon hücre kullanılmıştır. Çözüm ağı için elde edilen maksimum çarpıklık (skewness) değeri ise 0.94 seviyesindedir (Şekil 3.18).



Şekil 3.18. Çözüm Ağı

3.2.3.3. Sayısal analiz

Santrifüj pompalar ve diğer turbomakinelerle ilgili çalışmalar yapılırken deneysel olarak kullanılabilen ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. Deneylerde kullanılan cihazlar zaman ve maddi olarak yüksek maliyetlere neden olmaktadır. Bununla beraber kullanılan her bir cihaz akış davranışlarını etkilemektedir.

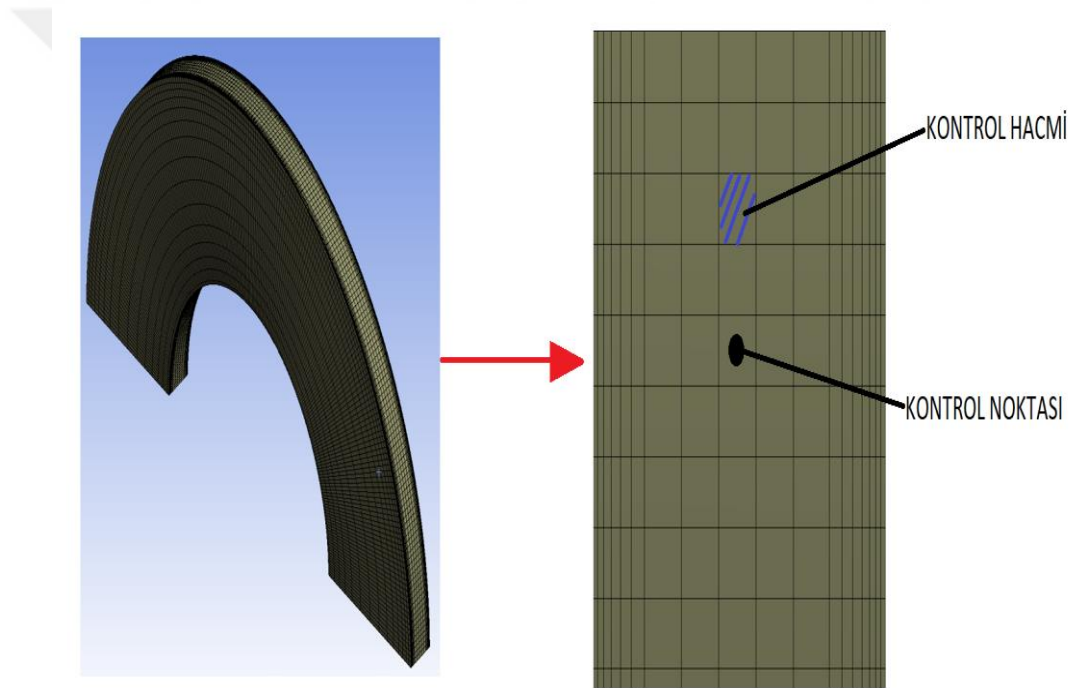
Deneysel yöntemler ile kıyaslandığında HAD yöntemiyle sanal deney ortamları oluşturularak istenilen amaca yönelik, dış etkenlerden bağımsız bir şekilde herhangi bir akışın özellikleri bilgisayar ortamında zahmetsiz olarak incelenebilmektedir.

HAD yöntemi herhangi bir akışkan ve akışkan hareketinin farklı şartlardaki analizini yapmayı sağlayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır ve bu denklemler çözülerek akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları birçok veriye ulaşılır.

Günümüzde akışkanlarla ilgili sayısal analizlerde yaygın olarak Ansys-Fluent programı kullanılmaktadır. Çalışmada sayısal analizlerde Ansys-Fluent programı tercih

edilmiştir. Ansys-Fluent programı sayısal çözümlerinde sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır.

Sonlu hacimler yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilen çözümleri zor problemlerin çözümünde, bütünü belirli sayıda sonlu parçalara ayırarak çözüme ulaşmak amacıyla kullanılan bir ayırma yöntemidir. Sonlu hacimler yöntemi, akışkan hareketlerini karakterize eden kısmi diferansiyel denklemler biçimindeki korunum denklemlerini her bir sonlu sayıda ki kontrol hacminde elde edilmesini sağlamaktadır (Moukalled ve ark., 2016). Bu yöntemde sonlu sayıda hacimlere bölünen gövdenin her bir parçasında çözüm yapılır ve çözümlemede kullanılan değişkenler sonlu hacmin kontrol noktasındaki değer ile ifade edilir (Şekil 3.19).



Şekil 3.19. Sonlu Hacimler Yöntemi

3.2.3.3.1. Akış hacminin modellenmesi

Çalışmada sayısal analizler yapılırken akışkan sürekli ve sıkıştırılamaz kabul edilmiştir. Aynı zamanda ısı transferinin oluşmadığı varsayılarak akışkanda sıcaklığa bağlı olarak meydana gelebilecek değişimler ihmal edilmiştir. Bundan dolayı sayısal analizler sırasında enerji denklemleri çözüme dâhil edilmemiştir.

Pompa içerisinde modellenen akış hacimleri için 3 farklı denklemin çözümü yapılmaktadır. Bunlar:

- Süreklilik Denklemi
- Momentum Denklemi
- Transport denklemleridir.

Santrifüj pompalarda yapılan sayısal analizlerde türbülanslı akış çözümlenmeleri yapılmaktadır. Yukarıda ifade edilen denklemlere ilave olarak bu tür türbülanslı akışlar için türbülans modelleri ile hesaplamalar yapılmaktadır.

Daimi ve sıkıştırılamaz akış için süreklilik ve momentum denklemi sırasıyla aşağıdaki gibidir (Anonymous, 2013b):

$$\nabla \vec{V} = 0 \quad (3.19)$$

$$\rho \nabla (\vec{v}\vec{v}) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.20)$$

Burada; P statik basıncı, $\rho \vec{g}$ yerçekiminden oluşan kuvveti ve \vec{F} dış kaynaklardan gelen kuvvetleri ifade etmektedir. Denklemlerde verilen hızların pompa açısız hızına göre yazılması gerekmektedir. Bundan dolayı Fluent programında hareketli referans kontrol hacmi (moving reference frame) seçeneği kullanılmaktadır.

HAD ile yapılan uygulamalarda kullanılabilecek farklı türbülans modelleri bulunmaktadır. Santrifüj pompalarla ilgili yapılan bazı sayısal çalışmalarda RNG k- ϵ , SST k- ω ve Realizable k- ϵ gibi türbülans modelleri birbiri ile karşılaştırılmıştır. Realizable k- ϵ modelinin diğer modellere göre deneysel sonuçlarla daha uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür (Xian-Hua ve ark., 2006). Bu çalışmada türbülans modeli olarak Realizable k- ϵ modeli kullanılmıştır. Burada k türbülans kinetik enerjisini (TKE), ϵ ise türbülansın yitim hızını ifade etmektedir. Bu türbülans modeli için transport denklemleri aşağıda verilmiştir (Anonymous, 2013b).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (3.22)$$

Burada kullanılan bazı ifadeler aşağıda verilmiştir.

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5} \right] \quad (3.23)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.24)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.25)$$

Yukarıda ifade edilen denklemlerde G_k terimi ortalama hız gradyanlarına göre ortaya çıkan TKE üretimini; G_b , kaldırma kuvveti nedeniyle ortaya çıkan TKE üretimini ifade etmektedir. G_k terimi Denklem 3.26 ile hesaplanabilir.

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.26)$$

Denklem 3.21 ve 3.22'de Y_M , sıkıştırılabilir akışlar için çalkantılı dilatasyon katsayısıdır. G_b ve Y_M terimleri pompalarda kabul edilebilir akış için düzenlendiğinde bu denklemlerden çıkarılmaktadır. G_b teriminin TKE'ye katkısı, sıfırdan farklı yerçekimi alanı ve sıcaklık gradyanı olması durumunda ortaya çıkmaktadır (Anonymous, 2013b).

Denklem 3.21 ve 3.22'de ifade edilen bir diğer terim olan türbülans viskozitesi (μ_t) C_μ sabit katsayı olmak üzere Denklem 3.27 ile hesaplanmaktadır (Anonymous, 2013b).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.27)$$

Bu çalışmada kullanılan Realizable k- ε türbülans modeli için C_2 ve $C_{1\varepsilon}$ sabit katsayılar, σ_k ve σ_ε için Prandtl sayısı, S_ε ve S_k kaynak terimlerdir. Çalışmada denklemlerdeki sabitler için standart değerler ($C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_2=1.9$, $\sigma_k=1.0$ ve $\sigma_\varepsilon =1.2$) kullanılmıştır (Anonymous, 2013b).

Akış analizlerinde duvar olarak tanımlanan yüzeyler, kayıplar üzerinde büyük etki oluşturmaktadır. Cidara yakın akış bölgelerinin HAD modellemesinde duvar olarak

tanımlanan yüzeylerde kaymama koşulu kabul edilmektedir. Bundan dolayı duvar bölgesinin dış kısmına doğru, ortalama hızdaki büyük gradyanlar nedeniyle üretilen TKE ile türbülans hızla artmaktadır (Anonymous, 2013b). Bu nedenle akış analizlerinde uygun duvar fonksiyonu seçilmeli ve duvar yakınlarında yer alan hücre dağılımlarının kontrolü gerçekleştirilmelidir. Duvara yakın bölgelerde doğru sonuçlar elde edilebilmesi için boyutsuz sınır tabaka mesafesi (y^+) değeri kontrol edilmelidir. Doğru çözüm elde edebilmek amacıyla sınır tabakaya yakın mesafelerde y^+ değerlerinin kabul edilebilir sınırlar arasında elde edilmesi ve uygun duvar fonksiyonu seçilmesi gerekmektedir. Duvar fonksiyonları, duvar olarak tanımlanan yüzeylerin yakın hücrelerinde doğru akış fiziğinin elde edilmesi amacıyla kullanılan yarı deneysel fonksiyonlardır. Standart wall functions, enhanced wall treatment ve scalable wall functions gibi birçok duvar fonksiyonu k- ϵ türbülans modelinde kullanılmaktadır (Chmielewski ve Gieras, 2013). Sınır tabakasının laminer ve tampon akış bölgesinde hatalı modellemeyi engellemesi nedeniyle scalable wall functions duvar fonksiyonu tercih edilmiş ve HAD çalışmalarında $y^+ < 300$ değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada y^+ değerinin hesaplanmasında kullanılan bağıntılar aşağıda verilmiştir (Anonymous, 2013b).

$$y^+ \equiv \frac{u_* y}{\nu} \quad (3.28)$$

$$U^* = \frac{1}{K} \ln(Ey^*) \quad (3.29)$$

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (3.30)$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (3.31)$$

Burada, U^* hücreye en yakın duvar olarak tanımlanan yüzeydeki sürtünme hızını, y bu hücrenin en yakın duvar olarak tanımlanan yüzeye olan uzaklığı, ν lokal kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Yukarıdaki denklemlerde yer alan K ifadesi Von Karman sabitidir ve 0.4187 alınmıştır. E ise amprik bir katsayı olup hesaplamalarda 9.793 olarak alınmıştır. U_p değeri duvar yakınlarındaki bir P hücresinin merkezindeki ortalama hızı, k_p bu merkezdeki TKE'yi, y_p bu hücre merkezinin duvara olan uzaklığını, τ_w kayma gerilmesini ve μ ise dinamik viskoziteyi ifade etmektedir (Anonymous, 2013b).

Santrifüj pompalarda yüzey pürüzlülüğü pompaların verimini etkileyen önemli faktörlerden biridir. Pompaların genellikle döküm malzemeden üretilmesinden dolayı yüzeyi pürüzlü gövdeler oluşmaktadır ve pürüzlülüğün artmasıyla birlikte pompa verimi bu durumdan olumsuz yönde etkilemektedir. Bu nedenle, santrifüj pompalarla ilgili sayısal analizler yapılırken yüzey pürüzlülüğün etkisinin hesaplamalara dahil edilmesi gerekmektedir (Babayiğit, 2017). Pürüzlülüğün sayısal analizlere olan etkisi için Denklem 3.32 kullanılmıştır (Anonymous, 2013a).

$$\frac{U_A u^*}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{K} \ln \left(E \frac{u^* y_A}{v} \right) - \Delta B \quad (3.32)$$

Denklem 3.32'ye göre U_A terimi duvar olarak tanımlanan yüzeyle bitişik hücrenin merkezi olan A noktasında elde edilen hızı, y_A ise yüksekliği ifade etmektedir. Bu denklemde ΔB ifadesi ise pürüzlülük fonksiyonudur ve Denklem 3.33'de tanımlanmıştır (Anonymous, 2013a).

$$\Delta B = \frac{1}{K} \ln(1 + C_s K_s^+) \quad (3.33)$$

Denklem 3.33'de gösterilen K_s^+ boyutsuz pürüzlülük yüksekliği, C_s değer aralığı 0 ile 1 arasında olan bir pürüzlülük sabitidir. K_s^+ büyüklüğü Denklem 3.34'de verilmiştir (Anonymous, 2013a).

$$K_s^+ = \frac{u^* K_s}{v} \quad (3.34)$$

3.2.3.3.2. Sınır koşullarının belirlenmesi

Sayısal analizler sırasında akışın daimi olduğu kabul edilerek pompanın çalışma şartlarına uygun olarak girişinde statik basınç, çıkışında ise kütleli debi tanımlanmıştır. Giriş sınır şartında statik basıncın yanında türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap değerleri de tanımlanmıştır. Dairesel borular için hidrolik çap değeri Denklem 3.35 ile hesaplanmaktadır (Gulich, 2008).

$$D_h = \frac{4*(\pi*D^2/4)}{\pi D} \quad (3.35)$$

Denklem 3.35’de “D” terimi boru çapını ifade etmektedir. Türbülans yoğunluğu Denklem 3.36 ile hesaplanmaktadır. Tam gelişmiş boru akışlarında türbülans yoğunluğu için Denklem 3.37 kullanılmaktadır (Anonymous, 2013b).

$$I = \frac{u'}{U} \quad (3.36)$$

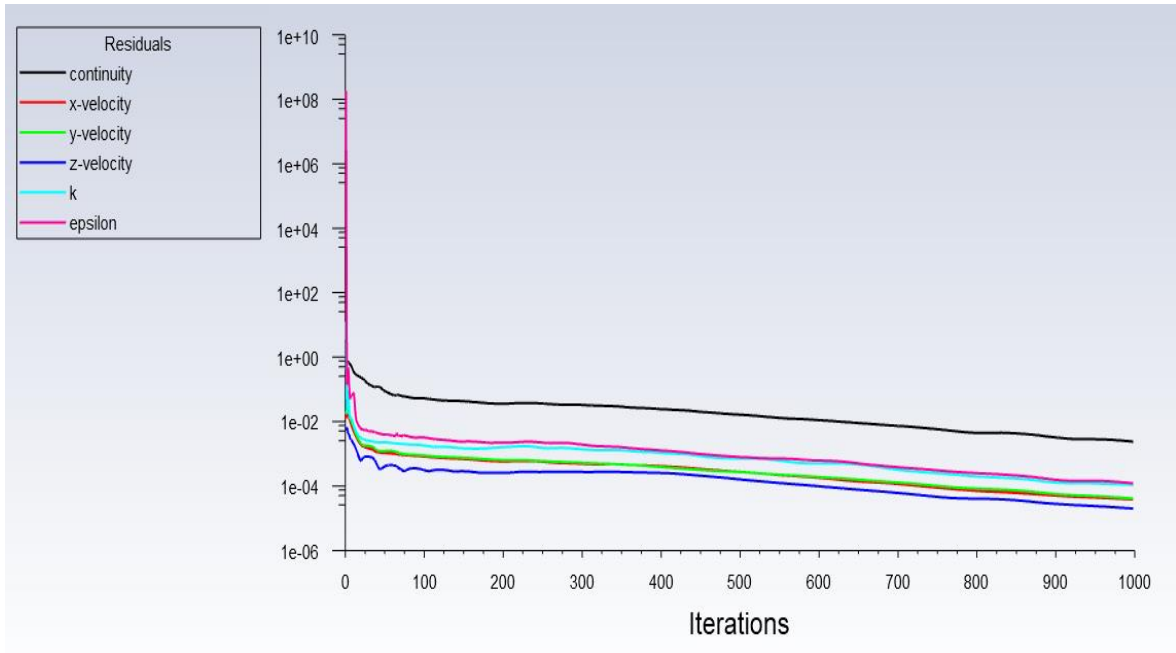
$$I = 0.16Re_{dh}^{-1/8} \quad (3.37)$$

Sayısal analizlerde akışkan sıcaklığın değişmediği ve daimi akış varsayımı yapılmıştır. Hareketli ve sabit hacimlerinin arasındaki yüzeyler dışındaki yüzeylerde kaymama koşulu uygulanmıştır. Dönen hacimler için dönel sınır şartı olarak 1480 d/dk tanımlanmıştır. Yüzey pürüzlülüğünün yüksekliği, işlenmiş yüzeyler dışında 0.3 mm olarak belirlenmiştir (Gulich, 2008). Uygulanan sınır şartları Çizelge 3.3’te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Sınır Şartları

Sınır koşulları	Giriş	Çıkış	Çark ve Salyangoz
Kütleli debi (kg/s)	-	97.22	-
Basınç (Pa)	150000	-	-
Türbülans yoğunluğu (%)	3.5	-	-
Hidrolik çap(mm)	150	-	-
Pürüzlülük yüksekliği (mm)	-	-	0.3
Pürüzlülük sabiti	-	-	0.5

Analizlerde elde edilen yakınsama Şekil 3.20’de gösterilmiştir. İterasyon sayısı tamamlandığında yakınsama değerlerinin 10^{-3} ve daha düşük olması durumunda sayısal analizlerin yakınsadığı kabul edilmiştir (Babayiğit, 2017).

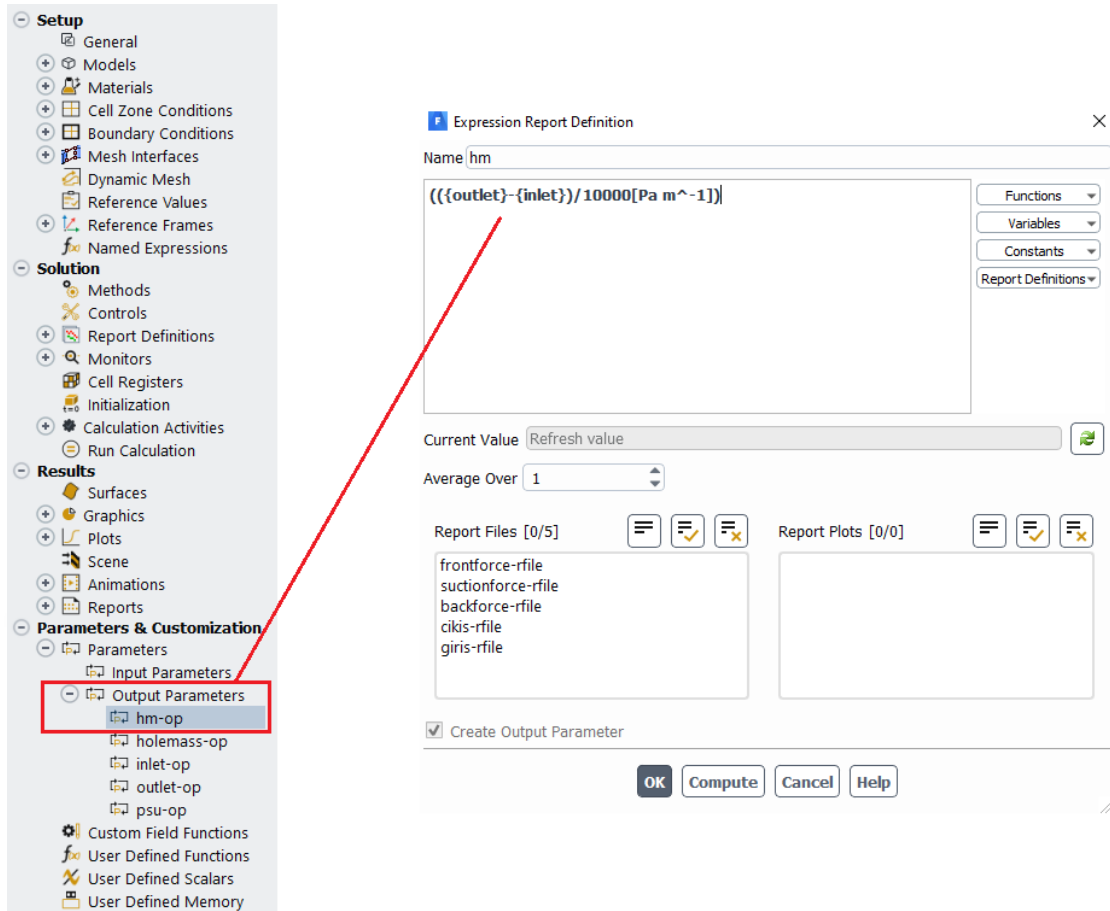


Şekil 3.20. Yakınsama

3.2.3.3.3. Çıkış parametrelerinin tanımlanması

Optimizasyon çalışmalarında sayısal analizler için sınır şartları ve diğer tanımlamalar yapılırken, sayısal analizlerde elde edilen sonuçlar çıkış parametresi olarak tanımlanmıştır. Örnek olarak Fluent programında basma yüksekliği değerinin çıkış parametresi olarak tanımlanması Şekil 3.21’de verilmiştir. Çıkış parametresi olarak tanımlanan sonuçlar aşağıdaki gibidir:

- Çıkış Basıncı (Pa),
- Giriş Basıncı (Pa),
- Basma yüksekliği (m),
- Tork (Nm),
- Hidrolik güç (W),
- Mil gücü (W)
- Verim (%)
- Dengeleme deliklerinden geçen debi miktarı (m³h),
- Eksenel yük (N)
- Radyal yük (N) değerleridir.



Şekil 3.21. Basma Yüksekliğinin Çıkış Parametresi Olarak Tanımlanması

3.2.3.4. Optimizasyon

Çalışmalarda en iyi sonucun elde edilebilmesi için kullanılan parametrelerin farklı kombinasyonlarında bir dizi deneylerin yapılması gerekmektedir. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler değerlendirilerek parametrelerin optimum değerleri tespit edilebilmektedir. Uygun kombinasyonun belirlenmesinde klasik olarak çalışma yapılırken her seferinde bir parametre seviyesi değiştirilerek diğer parametreler sabit tutulmaktadır. Böylece değiştirilen parametrenin sisteme olan etkisi araştırılmaktadır. Ancak bu durum zaman kaybına ve ekonomik olarak zorluklara neden olmaktadır (Gökçe ve Taşgetiren, 2009).

Optimizasyon yöntemleri problemlerin çözümünde zaman ve ekonomik tasarrufları amaçlayarak deneylerin verimli bir şekilde yapılmasını ve sonuçların yorumlanmasını sağlamaktadır. Bu çalışmada iki farklı optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. İlk olarak Taguchi Deneysel Tasarım Yöntemi (TDTY) ile sonuçlar elde

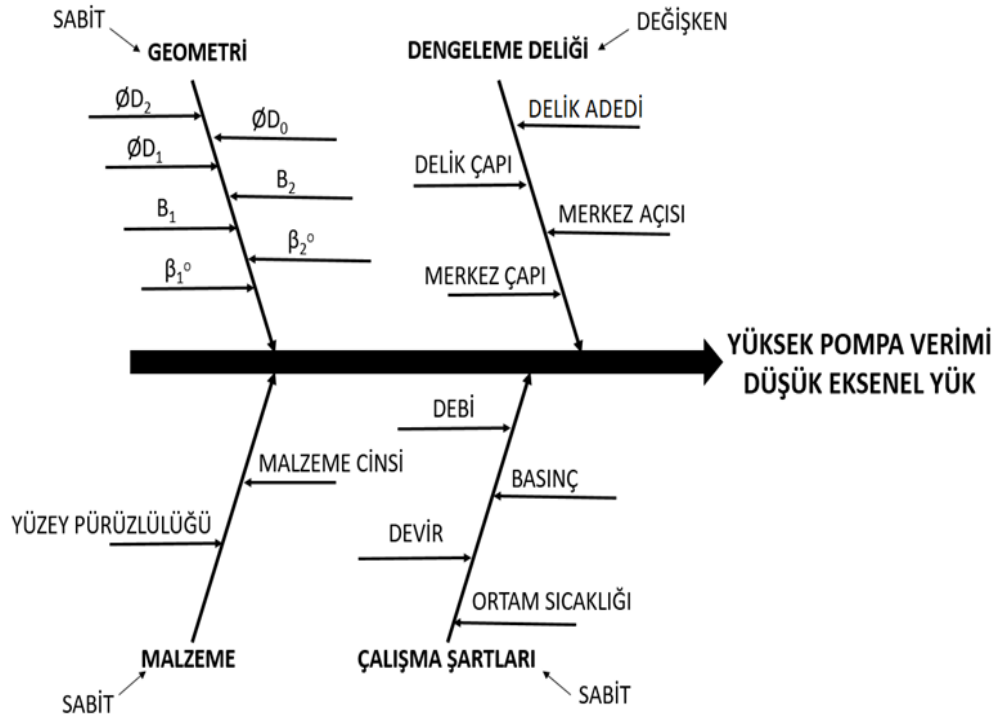
edilmiştir. İkinci olarak optimizasyon çalışmalarında Ansys-Direct Optimization programı kullanılmıştır.

3.2.3.4.1. Taguchi deneysel tasarım yöntemi ile optimizasyon

Deneysel tasarım yöntemleri istatistiksel bir yaklaşımın yanı sıra tüm araştırma-geliştirme faaliyetlerinde kullanılabilecek, kaliteyi artıran, maliyetleri düşüren, sonuçların güvenilirliğini sağlayan, tüm diğer kalite tekniklerini destekleyen ve tamamlayan tekniklerdir (Savaşkan ve ark., 2010)

Deneysel tasarım diğer bilimsel disiplinlere benzer kendine özgü terminoloji ve metodolojiye sahiptir. Deneyler laboratuvar ortamında pilot uygulama, tam uygulama ya da klinik olarak yapılabilmektedir. Deney çalışmaları bilimin merkezinde yer almaktadır. Deney tasarımı sebep ve etki ilişkisini belirlemek için planlanmış bir yaklaşımdır (Gökçe ve Taşgetiren, 2009). Deneysel çalışmalarda amaca yönelik parametreler belirlenerek parametrelere ait uygun seviyelerde çalışmalar sürdürülür.

Çalışmada santrifüj pompanın, mekanik dayanım açısından çark yüzeyleri üzerine etki eden net aksenal yükünün düşük olması ve aynı zamanda mümkün olan en yüksek verime de sahip olması amaçlanmaktadır. Bu sebeple ulaşılmak istenilen amaca yönelik çark tasarımına ait parametrelerin bir kısmının sabit seviyelerde, bir kısmının ise değişken olarak belirlenmesi gerekmektedir. Tasarım için bu çalışmada belirlenen parametreler Şekil 3.22’de detaylı olarak incelenmektedir.



Şekil 3.22. Çark Parametrelerine Ait Balık Kılıçığı Diyagramı

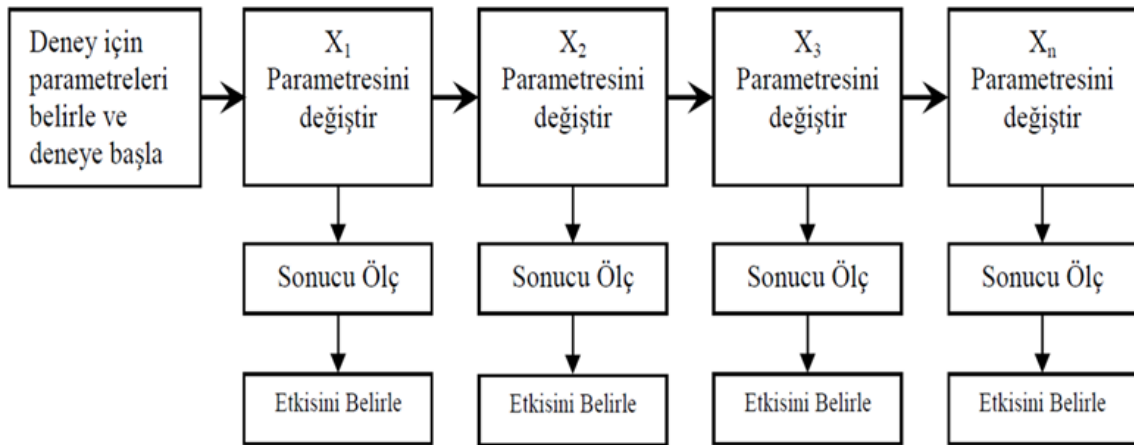
Çalışmada pompa çarkı üzerinde delinecek olan dengelenme delikleri için dört farklı parametre tanımlanmıştır. Tanımlanan bu parametreler ve seviyeleri Çizelge 3.4'te incelenmektedir.

Çizelge 3.4. Parametreler ve Seviyeleri

Parametreler	1. Seviye	2. Seviye	3. Seviye	4. Seviye
Merkez Çapı (ØA) (mm)	100	110	120	130
Delik Çapı (ØB) (mm)	6	8	10	12
Merkez Açısı (C) (°)	0	7.5	15	22.5
Delik Adedi (n)	3	6		

Dengelenme deliklerinin delinmesinde belirlenen parametre seviyeleri çark üzerinde dengelenme deliklerinin imalat açısından uygunluğu dikkate alınarak minimum ve maksimum değer aralıklarını kapsayacak şekilde tespit edilmiştir. Pompa çarkının arka aşınma halkası ve çark arka göbek çapının oluşturduğu sınırlandırma neticesinde merkez çapı ve delik çapı minimum ve maksimum olarak sırasıyla 100-130 mm ve 6-12 mm olarak tespit edilmiştir. Kanat geometrisi ve kanat adedinin oluşturduğu sınırlandırma neticesinde merkez açısı ve delik adedi minimum ve maksimum olarak sırasıyla 0°-22.5° ve 3-6 adet olarak tespit edilmiştir.

Belirlenen parametreler ve farklı seviyeleri ile deneysel çalışma yapılırken klasik yöntemlerle parametrelerin tüm kombinasyonları kullanıldığında, 128 adet deneme yapılması gerekmektedir. Klasik yöntemlerle yapılan deneysel çalışmalarda takip edilen yol Şekil 3.23'te incelenmektedir (Gökçe ve Taşgetiren, 2009). Tüm çalışmalarda bir parametre değişken olarak belirlenir ve diğer bağımsız parametreler sabit tutulur.



Şekil 3.23. Klasik Deneysel Yöntem

TDTY, klasik yöntemlerin aksine birden fazla parametrenin aynı anda farklı kombinasyonlarını kullanarak daha az denemeyle optimum sonucun elde edilmesini sağlamaktadır. Japon bilim adamı Dr. Genichi Taguchi tarafından geliştirilen bu istatistiksel deney tasarım yöntemi sayesinde kaliteye ulaşmada çok daha az deneme ile daha iyi sonuç alma imkânı elde edilmektedir (Taylan, 2009)

TDTY'de sonuçların değerlendirilmesinde kullanılan ölçüt, ölçülmek istenen sinyalin (S), gürültü faktörüne (N) oranıdır. Sinyal değeri sistemin verdiği ve ölçülmek istenen gerçek değeri, gürültü faktörü ise ölçülen değer içerisindeki istenmeyen faktörlerin payını temsil eder (Savaşkan ve ark., 2010).

Taguchi Yöntemi gürültü oranı veya kayıp fonksiyonu olarak bilinen üç farklı amaca uygun olarak değerlendirilmektedir (Mullins, 1991). Bunlar;

İstenilen sonucun en büyük en iyi olduğu durumda Denklem 3.38 kullanılmaktadır.

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (3.38)$$

İstenilen sonucun en düşük en iyi olduğu durumda Denklem 3.39 kullanılmaktadır.

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (3.39)$$

İstenilen sonucun normal en iyi olduğu durumda Denklem 3.40 kullanılmaktadır.

$$S/N = 10 \log \left(\frac{\bar{y}^2}{n} \right) \quad (3.40)$$

Yukarıda bahsedilen denklemlerde y_i i. denemede elde edilen sonucu, n denemede test sayısını, \bar{y} sonuçların ortalamasını, S^2 sonuçların varyansını ifade etmektedir. Bu ifadeler Denklem 3.41 ve 3.42 ile hesaplanmaktadır. (Mullins, 1991).

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (3.41)$$

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \text{ dir.} \quad (3.42)$$

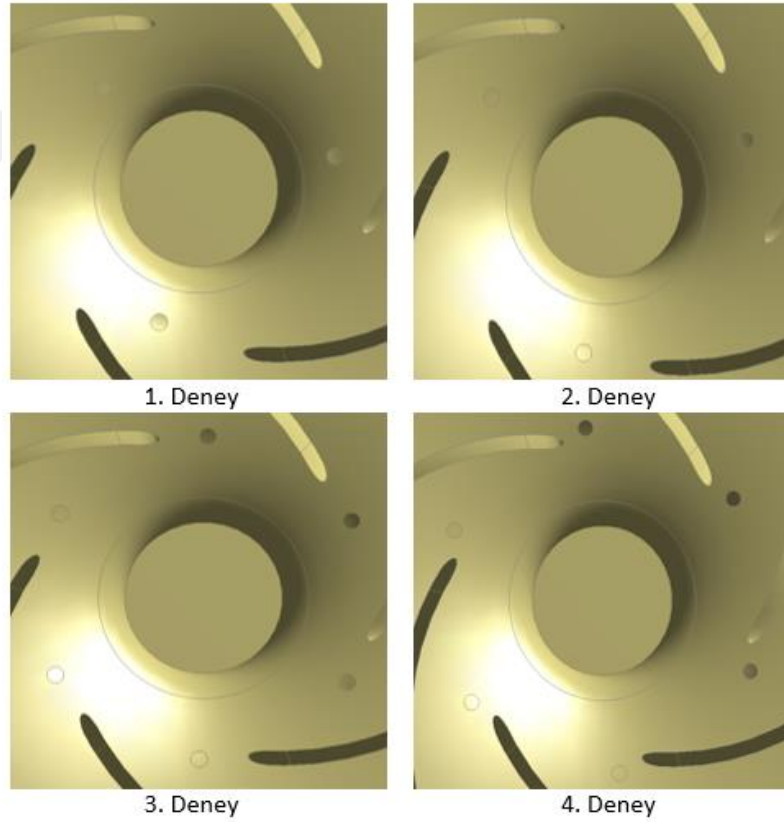
TDY deneylerin gerçekleştirilmesi için ortogonal dizileri kullanılmaktadır. Ortogonal dizilerin en önemli özelliği, birçok parametrenin en az sayıda test edilmesi ve parametre seviyelerini eş zamanlı olarak değişmesine imkân sağlamasıdır (Taylan, 2009).

Çalışmalarda genel olarak L_8 , L_9 , L_{16} , L_{27} ve L_{32} dizileri kullanılmaktadır. Dizilerin seçimi düzey sayısı ve toplam serbestlik derecesine göre yapılmaktadır. Çalışmada belirlenen parametreler ve seviyelere göre L_{16} ortogonal dizisi kullanılarak çalışma gerçekleştirilmiş ve yapılan deneyler Çizelge 3.5'te verilmiştir.

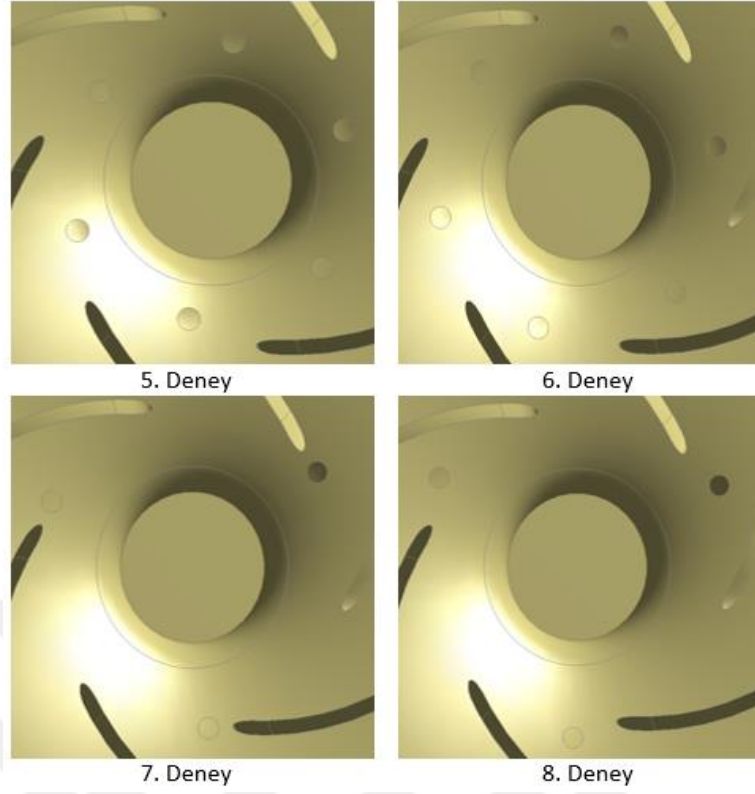
TDY yöntemi ile üzerinde delik parametreleri olarak belirlenen; farklı delik çapları (6 mm, 8 mm, 10 mm, 12 mm), farklı merkez çapları (100 mm, 110 mm, 120 mm, 130 mm), farklı merkez açıları (0° , 7.5° , 15° , 22.5°) ve farklı delik sayıları (3, 6) uygulanarak 16 farklı çark modeli elde edilmiştir. Oluşturulan 16 farklı çark modelleri Şekil 3.24 - 3.27'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.5. TDTY Deneyleri

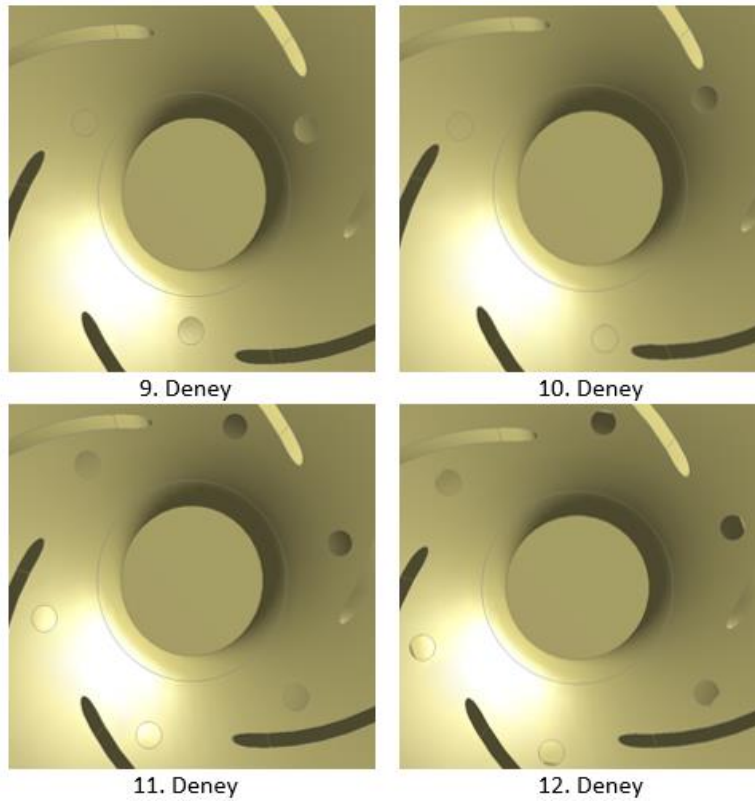
Deney Nu.	Parametreler			
	Delik Çapı (mm)	Merkez Çapı (mm)	Merkez Açısı (°)	Delik Adedi (n)
1	6	100	0	3
2	6	110	7.5	3
3	6	120	15	6
4	6	130	22.5	6
5	8	100	7.5	6
6	8	110	0	6
7	8	120	22.5	3
8	8	130	15	3
9	10	100	15	3
10	10	110	22.5	3
11	10	120	0	6
12	10	130	7.5	6
13	12	100	22.5	6
14	12	110	15	6
15	12	120	7.5	3
16	12	130	0	3



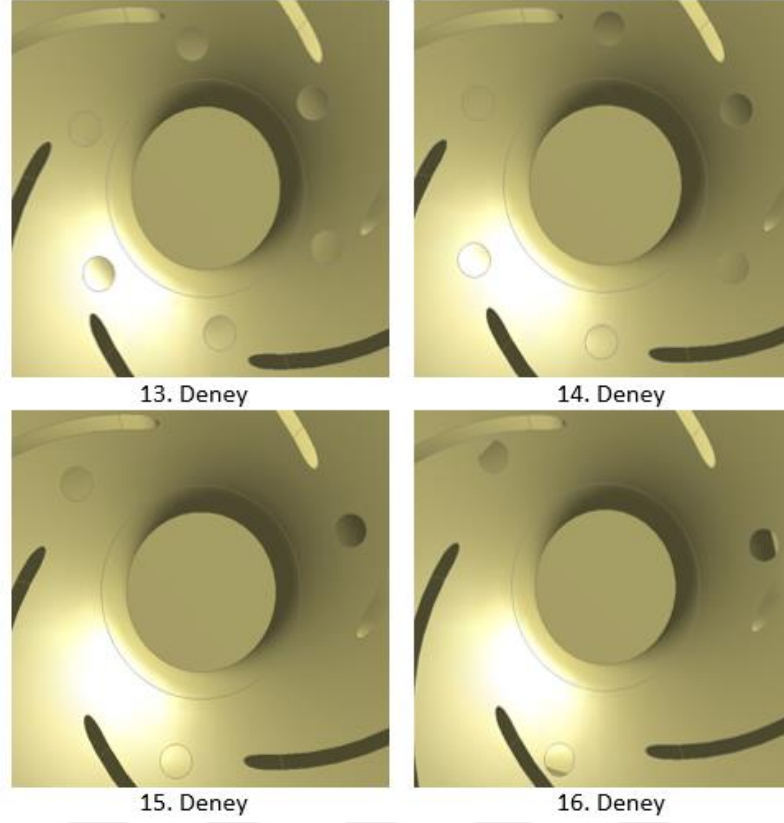
Şekil 3.24. Delik Çapı 6 mm Olan Çarklar



Şekil 3.25. Delik Çapı 8 mm Olan Çarklar



Şekil 3.26. Delik Çapı 10 mm Olan Çarklar



Şekil 3.27. Delik Çapı 12 mm Olan Çarklar

Kayıp fonksiyonu olarak aksenal yük için en düşük en iyi fonksiyonu, pompa verimi için en yüksek en iyi fonksiyonu seçilmiştir. Kayıp fonksiyonlarına göre parametrelerin optimum seviyelerindeki değerler Denklem 3.43 ile tahmin edilmiştir (Kaladhar ve ark., 2011).

$$\eta_{opt} = m + \sum_{j=1}^n \left[(m_{i,j})_{max} - m \right] \quad (3.43)$$

Burada η_{opt} , tahmin edilen optimum değeri, m η değerinin 16 denemeye göre genel ortalamasını, $(m_{i,j})_{max}$ parametrelerin optimum seviyelerinde elde edilen değeri, n ise parametre sayısını ifade etmektedir.

Çalışmada sonuçlar tek amaçlı ve çok amaçlı olarak değerlendirilmiştir. Kayıp fonksiyonları çok amaçlı olarak değerlendirilirken Denklem 3.44 kullanılmıştır (Kaladhar ve ark., 2011).

$$S/N_{opt} = (W_{eksenel\ yük} S/N_{eksenel\ yük}) + (W_{verim} S/N_{verim}) \quad (3.44)$$

Burada $W_{eksenel\ yük}$ ve W_{verim} değerleri eksenel yük ve verime ait ağırlık değerleridir. Bu değerler tecrübe, müşteri talebi ve diğer ihtiyaçlara göre belirlenen değerlerdir. Bu çalışmada eksenel yük ve verime ait ağırlık değerleri eşit kabul edilmiştir.

Çalışmada sonuçlar değerlendirilirken kayıp fonksiyonu ile birlikte Varyans (ANOVA) analizi yapılmıştır. Varyans analizinde parametrelerin sonuçları ne kadar etkilediklerini, farklı seviyelerinin sonuçlar üzerinde nasıl bir değişikliğe sebep oldukları ve aynı zamanda sonuçların istatistiksel olarak güvenilirliği tespit edilmektedir (Savaşkan ve ark., 2010). Varyans analizinde kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir (Işık, 2000).

$$SS_A = \left[\sum_{i=1}^{k_A} \left(\frac{A_i^2}{n_{A_i}} \right) \right] - \frac{T^2}{n} \quad (3.45)$$

$$SS_T = SS_A + SS_B + SS_C \quad (3.46)$$

$$SS_T = \left[\sum_{i=1}^n y_i^2 \right] - \frac{T^2}{n} \quad (3.47)$$

$$df_A = k_A - 1 \quad (3.48)$$

$$df_T = df_A + df_B + df_C + df_e \quad (3.49)$$

$$df_T = n - 1 \quad (3.50)$$

$$V_A = \frac{SS_A}{df_A} \quad (3.51)$$

$$V_e = \frac{SS_e}{df_e} \quad (3.52)$$

$$SS'_A = SS_A - V_e V_A \quad (3.53)$$

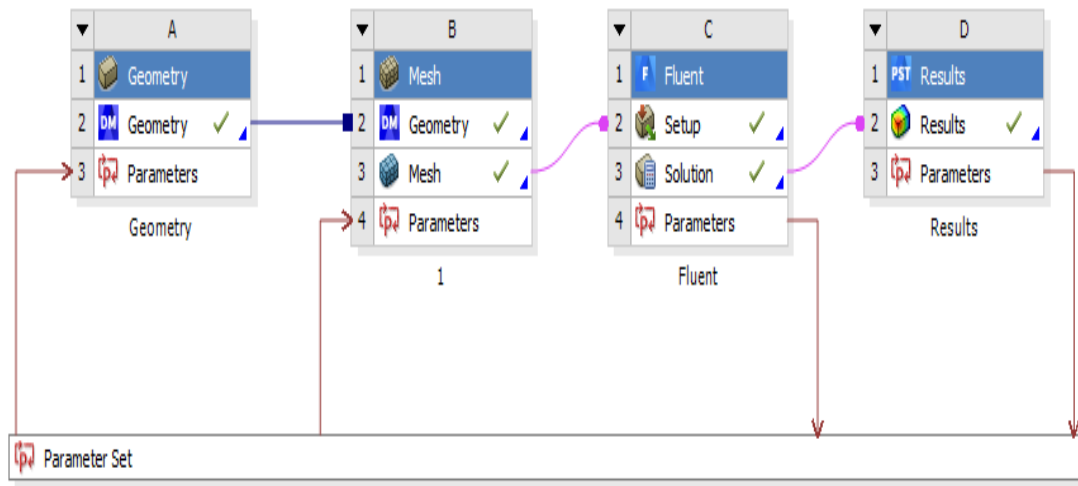
$$P = \frac{SS'_A}{SS_T} \quad (3.54)$$

$$F_A = \frac{V_A}{V_e} \quad (3.55)$$

3.2.3.4.2. Direct optimization

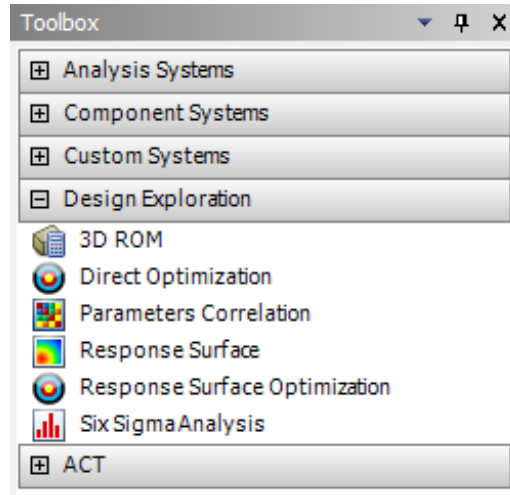
Optimizasyon çalışmalarının ikinci aşamasında Ansys-Direct Optimization kullanılmıştır. Ansys programında yapılan çalışmaların en büyük avantajı, kendi içerisindeki programların birbiri ile eş olarak çalışabilmesidir. Örneğin; bir pompanın hidrolik performansı ile ilgili Fluent programında çalışmalar sürdürülürken pompanın mekanik dayanımı ile ilgili çalışma yapılmak istenirse, Fluent programından elde edilen sonuçlar Ansys programında mekanik çalışmalara kolay bir şekilde ilişkilendirilebilir. Aynı şekilde Ansys programında Design Modeler ve Fluent programları birbiri ile ilişkilendirilerek tek bir Workbench ile optimizasyon çalışmaları yapılabilmektedir.

Optimizasyon çalışmasının ikinci aşamasında Design Modeler programında tanımlanan giriş parametreleri ile sayısal analizler sonucunda elde edilen çıkış parametreleri birbiri ile otomatik olarak ilişkilendirilmiştir (Şekil 3.28).



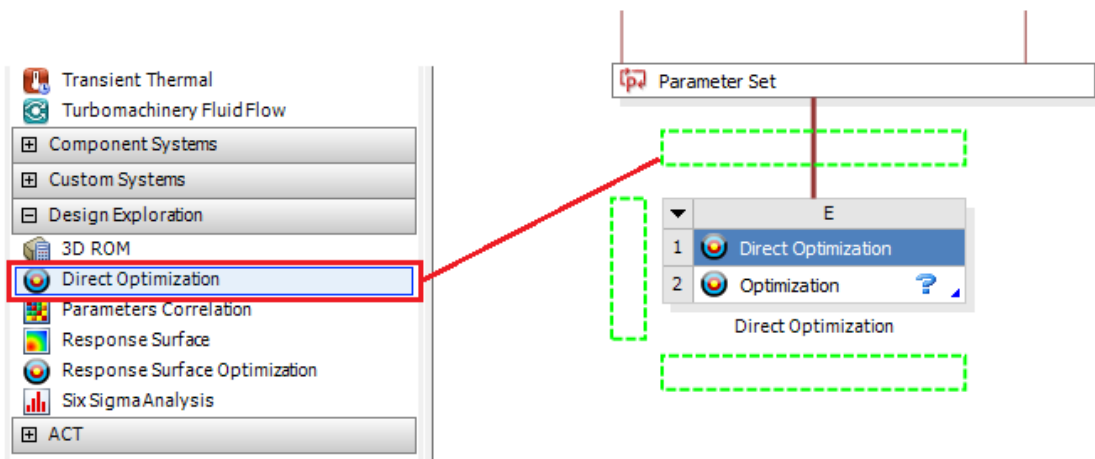
Şekil 3.28. Design Modeler ve Fluent ilişkilendirilmesi

Ansys programı içerisinde Response Surface, Six Sigma Analysis ve Direct Optimization gibi optimizasyon programları bulunmaktadır. Bu programlar Design Explorer aracı altında toplanmıştır (Şekil 3.29).



Şekil 3.29. Design Explorer

Optimizasyon çalışmasının ikinci aşamasında Ansys-Direct Optimization programı kullanılmıştır (Şekil 3.30). Direct Optimization programı tek amaçlı ve çok amaçlı olarak çalışabilmektedir. Çalışmada düşük aksel yük ve yüksek pompa verimi amaçlandığı için program çok amaçlı olarak çalışacaktır. Buna göre Direct Optimization programı çalışma sırasında Çok Amaçlı Genetik Algoritma (MOGA) yöntemini kullanmıştır. MOGA yöntemi Bastırılmamış Sınıflandırılmalı Genetik Algoritma (NSGA-II) Yöntemi'nin bir çeşididir. Bu yöntem birden fazla hedefi ve kısıtlamayı destekler ve global optimumu bulmayı amaçlamaktadır (Anonymous, 2020)



Şekil 3.30. Direct Optimization İlişkilendirilmesi

Direct Optimization programında ilk olarak çıkış parametreleri içerisinde amaca yönelik parametreler seçilerek hedefler tanımlanmıştır. Çalışmada düşük aksel yük ve

yüksek pompa verimi amaçlanmıştır (Şekil 3.31). Bu kısımda çıkış parametrelerine hedeflenen değerler verilebilir, bu değerlerin üst ve alt sınırları ile birlikte tolerans miktarı tanımlanabilir.

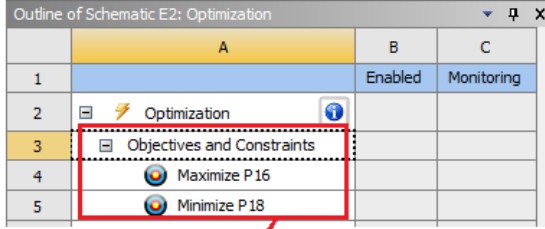


Table of Schematic E2: Optimization									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Name	Parameter	Objective			Constraint			
2			Type	Target	Tolerance	Type	Lower Bound	Upper Bound	Tolerance
3	Maximize P16	P16 - EFF	Maximize	0		No Constraint			
4	Minimize P18	P18 - axialforce	Minimize	0		No Constraint			
*		Select a Parameter							

Şekil 3.31. Hedeflerin Tanımlanması

Çalışmada hedeflerin belirlenmesinin ardından giriş parametreleri ve seviyeleri tanımlanmıştır. Seviyelerin alt ve üst sınırları tanımlanırken TDTY yönteminde belirlenen sınırlar kullanılmıştır. Yapılan deneylerde dengeleme deliklerinin imalatı göz önünde bulundurularak giriş parametrelerinin seviyelerinde oluşacak artış veya azalmalara bazı sınırlandırmalar tanımlanmıştır. Burada:

- Delik çapları arasında 0.5 mm fark,
- Delik merkezi çapları arasında 1 mm fark,
- Delik merkezi açıları arasında 1.5° fark,
- Delik adetlerinin 3 ve 6 adet olması sağlanmıştır (Şekil 3.32).

Outline of Schematic E2: Optimization			
	A	B	C
1		Enabled	Monitoring
2	Optimization		
3	Objectives and Constraints		
4	Maximize P16		
5	Minimize P18		
6	Domain		
7	Geometry (A1)		
8	P1 - aci	<input checked="" type="checkbox"/>	
9	P2 - delikcap	<input checked="" type="checkbox"/>	
10	P3 - merkezcap	<input checked="" type="checkbox"/>	
11	P4 - adet	<input checked="" type="checkbox"/>	
12	Parameter Relationships		
13	Raw Optimization Data		
14	Convergence Criteria		
15	Results		
16	Candidate Points		
17	Tradeoff		
18	Samples		

Properties of Outline A8: P1 - aci		
	A	B
1	Property	Value
2	General	
3	Units	degree
4	Classification	Continuous
5	Values	
6	Lower Bound	15
7	Upper Bound	37,5
8	Allowed Values	Snap to Grid
9	Grid Interval	1,5

Şekil 3.32. Alt ve Üst Sınırların Tanımlanması

Direct Optimization programı optimizasyon çalışmasına belirli sayıda örnek geometriler atayarak başlamaktadır. Çalışmanın ileri ki aşamasında parametre seviyeleri bir değere ve optimizasyon hedeflenen sonuçlara yaklaşıncaya kadar belirli iterasyonlarda örnekler atayarak aday geometriler elde etmektedir (Şekil 3.33).

Direct Optimizasyon programı optimizasyon çalışması için yapılan tanımlamalar ve sınırlandırmalara göre başlangıçta 34 örnek, her bir iterasyon başına 34 örnek ve maksimum 7 iterasyonda 3 aday sonuç bulacak şekilde yapılandırılmıştır.

Outline of Schematic E2: Optimization			
	A	B	C
1		Enabled	Monitoring
2	Optimization		
3	Objectives and Constraints		
4	Maximize P16		
5	Minimize P18		
6	Domain		
7	Geometry (A1)		
8	P1 - aci	<input checked="" type="checkbox"/>	
9	P2 - delikcap	<input checked="" type="checkbox"/>	
10	P3 - merkezcap	<input checked="" type="checkbox"/>	
11	P4 - adet	<input checked="" type="checkbox"/>	

Şekil 3.33. Optimizasyon Yakınsaması

3.2.3.5. Rulman Ömrünün Hesaplanması

Sayısal çalışmalar sırasında elde edilen eksenel ve radyal yükler neticesinde rulman ömrü hesaplanmıştır. Bilyalı rulmanlar için rulman ömrü Denklem 3.56 ile hesaplanmaktadır (Anonymous, 2005)

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_{e\varnothing}} \right)^3 \quad (3.56)$$

Ticari olarak üretilmekte olan pompada 6310 serisi sabit bilyalı rulmanlar kullanılmaktadır. Rulman ömür hesaplamalarında temel yük değeri 6310 serisi rulman için üretici firmaların rulman kataloglarında ilgili çizelgelerden okunmaktadır.

Rulmanlara gelen yükler bazen sadece radyal veya eksenel yönde olabilir; ancak, genellikle rulmanlar aynı anda hem radyal (F_r) hem de eksenel (F_e) yöndeki kuvvetlerin etkisinde kalabilir. Radyal ve eksenel yüklerin oluşturduğu bileşke kuvvet rulman ömrünü belirleyen ana etkidir. Bundan dolayı rulman ömrü hesaplamaları yapılırken eş değer yük dikkate alınmaktadır. Radyal rulmanlar için eşdeğer yük Denklem 3.57 ile hesaplanmaktadır (Anonymous, 2005)

$$P_{e\varnothing} = XF_r + YF_e \quad (3.57)$$

Denklem 3.57’de ifade edilen X ve Y faktörleri F_e/F_r oranına ve F_e/C_0 oranına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Burada, F_e/F_r oranı rulman kataloglarında verilen sınır yük değerinden (e) küçük olduğu zaman $X=1$, $Y=0$ alınır. F_e/F_r oranı rulman kataloglarında verilen sınır yük değerinden büyük olduğu zaman X değeri ilgili çizelgeden okunurken Y değeri F_e/C_0 yardımıyla interpolasyon yapılarak hesaplanmaktadır.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Tez çalışması deneysel ve sayısal olmak üzere 2 temel aşamadan oluşmaktadır. Çalışmada ilk olarak seçilen pompa dengeleme deliksiz olarak imal edilerek rulman sıcaklıkları ölçülmüş ve pompa performans deneyi yapılmıştır. Daha sonra sayısal analiz tekniği ile dengeleme delikleri optimizasyonuna yönelik tüm çalışmalar tamamlanmıştır. Optimizasyon çalışmalarının sonucunda elde edilen optimum geometriye sahip dengeleme delikli çarklı pompa aynı deney tesisatında pompa performans deneyine tabi tutulmuştur.

4.1. Sayısal Çalışmaların İncelenmesi

Sayısal çalışmada genel amaç, üretimini yapmak üzere belirlenen dengeleme deliği parametrelerinin etkilerini incelemek, en yüksek pompa verimi ve en düşük aksenal yüklerinin elde edildiği yeni çark modelini tespit etmektir. Çalışma gerçekleştirilen sayısal analizler

- Dengeleme deliksiz pompanın kullanıldığı sayısal analizler,
- Optimizasyon yöntemleri ile elde edilen dengeleme delikli pompaların kullanıldığı sayısal analizler olarak sıralanabilir.

Çalışmada TDTY ve Direct Optimization kullanılarak yeni çark modelleri elde edilmiştir. Daha sonra hem çark modelleri hem de optimizasyon yöntemleri birbiri ile kıyaslanmıştır.

4.1.1. Taguchi deneysel tasarım yönteminin incelenmesi

Optimizasyon çalışmalarında ilk olarak TDTY kullanılmıştır. TDTY belirlenen parametreler ve seviyelere uygun olarak ortogonal dizileri kullanarak kısa sürede sonuca ulaşmayı hedeflemektedir. TDTY yöntemi ile üzerinde delik parametreleri olarak belirlenen; farklı delik çapları (6 mm, 8 mm, 10 mm, 12 mm), farklı merkez çapları (100 mm, 110 mm, 120 mm, 130 mm), farklı merkez açıları (0°, 7.5°, 15°, 22.5°) ve farklı delik sayılarına (3, 6) göre L16 ortogonal dizisine uygun olarak 16 farklı geometri için sayısal analiz gerçekleştirilerek basma yüksekliği (m), verim (%), aksenal yük (N), radyal

yük (N) ve dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarı (m³/h) değerleri hesaplanmıştır (Çizelge 4.1).

Çizelge 4.1. L16 Ortogonal Dizisine Göre Elde Edilen Sayısal Analiz Sonuçları

Deney Nu.	Parametreler				Sonuçlar				
	Delik Çapı (mm)	Merkez Çapı (mm)	Merkez Açısı (°)	Delik Adedi (n)	Basma Yüksekliği (m)	Verim (%)	Eksenel Yük (N)	Radyal Yük (N)	Kaçak Debi (m ³ /h)
1	6	100	0	3	50,80	79.35	5653.15	151,24	4,67
2	6	110	7.5	3	50,83	79.37	5599.31	146,62	4,65
3	6	120	15	6	50,81	79.02	3402.71	154,80	6,39
4	6	130	22.5	6	50,72	78.97	3594.64	158,76	6,22
5	8	100	7.5	6	50,76	78.91	1558.13	148,46	7,56
6	8	110	0	6	50,74	78.78	1640.48	145,54	7,45
7	8	120	22.5	3	50,84	79.11	3474.05	148,36	6,27
8	8	130	15	3	50,67	78.96	3661.5	156,34	6,16
9	10	100	15	3	50,77	78.96	2191.27	146,56	7,16
10	10	110	22.5	3	50,86	79.02	2379.3	143,69	7,03
11	10	120	0	6	50,76	78.75	1135.09	144,92	7,74
12	10	130	7.5	6	50,61	78.54	1271.11	149,91	7,70
13	12	100	22.5	6	50,56	78.61	742.479	149,36	8,03
14	12	110	15	6	50,78	78.83	895.981	143,62	7,92
15	12	120	7.5	3	50,72	78.77	1819.38	148,75	7,38
16	12	130	0	3	50,85	78.83	1615.87	141,50	7,49

L16 ortogonal dizisine göre yapılan sayısal çalışmada sonuçlar değerlendirilirken kayıp fonksiyonu olarak eksenel yük için en düşük en iyi fonksiyonu, pompa verimi için en yüksek en iyi fonksiyonu seçilmiştir. Kayıp fonksiyonu ile birlikte Varyans analizi yapılmıştır. Bununla birlikte çalışma tek amaçlı ve çok amaçlı olarak değerlendirilmiştir.

4.1.1.1. Tek amaçlı sonuçların analizi

Çalışmada TDTY kullanılarak eksenel yük ve pompa verimi için dengeleme deliği parametreleri analiz edilmiştir. Tek amaçlı olarak her bir parametre seviyesine göre eksenel yük (Çizelge 4.2) ve pompa verimi (Çizelge 4.3) S/N oranları elde edilmiştir. Elde edilen S/N oranlarına göre optimum seviyeler hesaplanmıştır ve optimum seviyelere karşılık gelen eksenel yük ve pompa verimi tahmin edilmiştir (Çizelge 4.4).

Çizelge 4.2 incelendiğinde S/N oranları en fazla delik çapı ve delik adedinde farklılık göstermiştir. Bu durum delik çapı ve delik adedinin eksenel yük üzerindeki etkisinin diğer parametrelere göre büyük olduğunu ifade etmektedir.

Çizelge 4.3. incelendiğinde S/N oranları en fazla delik çapında farklılık göstermiştir. Bununla beraber eksenel yük için elde edilen S/N oranlarında kıyasla verim için elde edilen S/N oranlarında daha az farklılık olduğu görülmüştür. Bu durum parametre seviyelerindeki değişikliklerin en çok eksenel yük üzerinde etkili olacağını ifade etmektedir.

Çizelge 4.2. Farklı Parametre Seviyelerinde Elde Edilen Eksenel Yük S/N Oranları

Seviye	Delik Çapı (dB)	Merkez Çapı (dB)	Merkez Açısı (dB)	Delik Adedi (dB)
1	-72.93	-65.78	-66.15	-69.47
2	-67.56	-66.45	-66.52	-63.69
3	-64.38	-66.93	-66.94	
4	-61.45	-67.15	-66.71	
Delta	11.48	1.37	0.78	5.78
Rank	1	3	4	2

Çizelge 4.3. Farklı Parametre Seviyelerinde Elde Edilen Pompa Verimi S/N Oranları

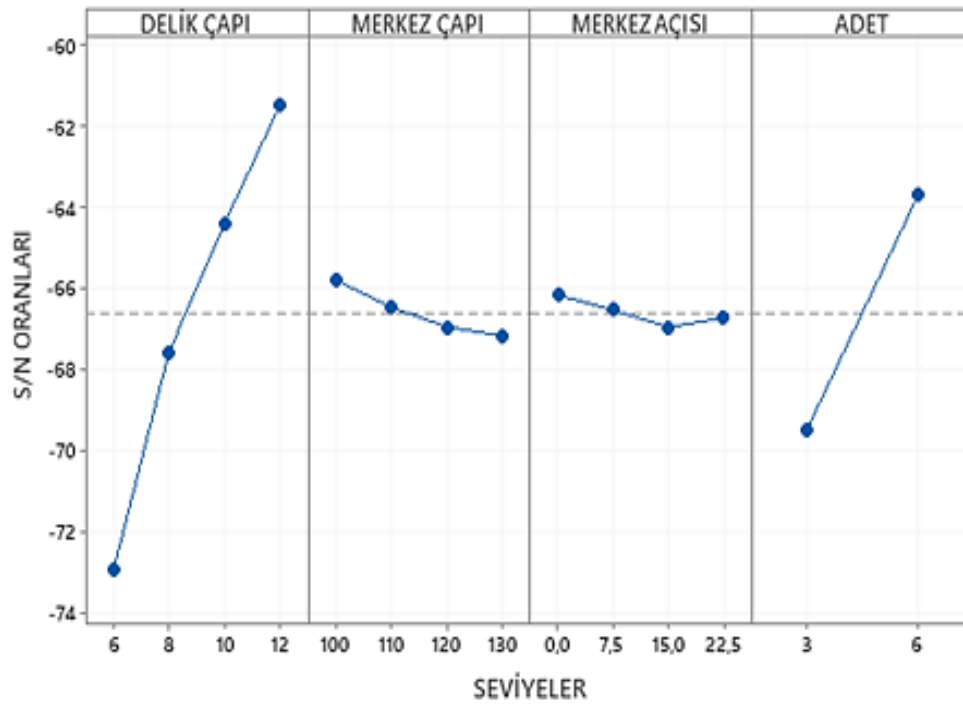
Seviye	Delik Çapı (dB)	Merkez Çapı (dB)	Merkez Açısı (dB)	Delik Adedi (dB)
1	37.97	37.95	37.94	37.95
2	37.94	37.95	37.94	37.93
3	37.93	37.94	37.94	
4	37.93	37.93	37.95	
Delta	0.04	0.02	0.01	0.02
Rank	1	3	4	2

Çizelge 4.4. Eksenel Yük ve Pompa Verimi için Tespit Edilen Optimum Parametre Değerleri

Amaç	Optimum Seviye	Tahmin Edilen S/N	Tahmin Edilen Değer
Eksenel Yük	A4B1C1D2	-57.33 dB	476.95 N
Pompa Verimi	A1B1C4D1	38 dB	% 79.34

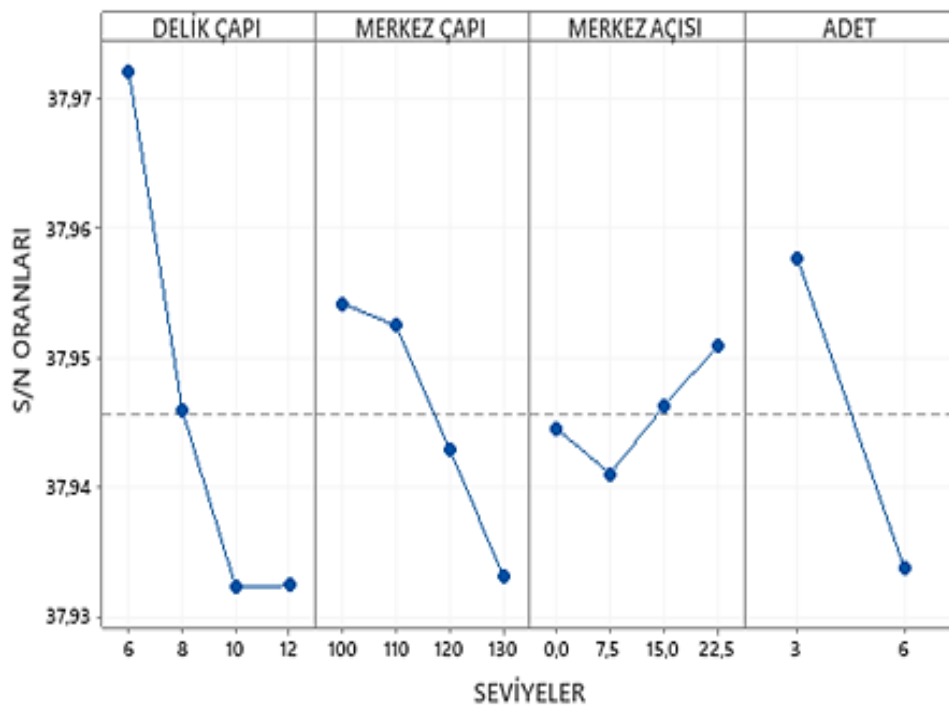
Tek amaçlı olarak elde edilen S/N oranlarına göre Minitab programı kullanılarak her bir parametre seviyesinde eksenel yük ve pompa veriminde meydana gelen değişiklikler Şekil 4.1 - Şekil 4.2’de verilmiştir.

Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 incelendiğinde x eksen parametrelere ait seviyeleri, y eksen ise seviyelere göre elde edilen S/N oranlarını göstermektedir. Şekil 4.1’e göre delik çapı ve delik adedi arttıkça, merkez çapı ve merkez açısı ise azaldıkça eksenel yükün azaldığı görülmüştür. Şekil 4.2’ye göre delik çapı, delik adedi ve merkez çapı azaldıkça, merkez açısı ise arttıkça pompa veriminin arttığı tespit edilmiştir.



S/N: EN DÜŞÜK EN İYİ

Şekil 4.1. Parametrelerin Farklı Seviyelerinde Eksenel Yük için Hesaplanan S/N Oranları



S/N: EN YÜKSEK EN İYİ

Şekil 4.2. Parametrelerin Farklı Seviyelerinde Pompa Verimi için Hesaplanan S/N Oranları

Çalışmada elde edilen sonuçlar tek amaçlı olarak değerlendirilirken aynı zamanda Varyans Analizi ile değerlendirilerek parametrelerin sonuçlar üzerindeki katkısı tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar sırasıyla eksenel yük ve pompa verimi için Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6'da incelenmektedir. Eksenel yük için parametrelerin etkisi önem sırasına göre delik çapı, delik adedi, merkez çapı ve merkez açısı için sırasıyla %67.23, %31.02, %1.04 ve %0.31 olarak elde edilmiştir. Pompa verimi için ise parametrelerin etkisi önem sırasına göre delik çapı, delik adedi, merkez çapı ve merkez açısı için sırasıyla %50.50, %27.45, %13.58 ve %2.4 olarak elde edilmiştir. İki amaç için hatanın katkısı sırasıyla %0.41 ve %6.07 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.5. Eksenel Yük için Varyans Analizi

Kaynak	SS	DOF	Variance	F -Ratio	C %
Delik Çapı	289.95	3	96.65	276.35	67.23%
Merkez Çapı	4.47	3	1.49	4.26	1.04%
Merkez Açısı	1.34	3	0.45	1.28	0.31%
Delik Adedi	133.77	1	133.77	382.49	31.02%
Hata	1.75	5	0.35		0.41%
Toplam	431.27	15			100%

Çizelge 4.6. Pompa Verimi için Varyans Analizi

Kaynak	SS	DOF	Variance	F -Ratio	C %
Delik Çapı	0.0042	3	0.0014	13.87	50.50%
Merkez Çapı	0.0011	3	0.0004	3.73	13.58%
Merkez Açısı	0.0002	3	0.0001	0.66	2.40%
Delik Adedi	0.0023	1	0.0023	22.61	27.45%
Hata	0.0005	5	0.0001		6.07%
Toplam	0.0084	15			100%

Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6 incelendiğinde tek amaçlı olarak gerçekleştirilen çalışmada hem eksenel yük hem de pompa verimini etkileyen parametrelerin önem sırasının; delik çapı, delik adedi, merkez çapı ve merkez açısı olmak üzere aynı olmasına rağmen, bu parametrelerin eksenel yük ve pompa verimi üzerindeki etki derecelerinin oldukça farklı olduğu açıkça görülmektedir.

Eksenel yük bakımından değerlendirildiğinde önemli olan parametrelerin delik çapı ve delik adedi olduğu, delik merkez çapı ve merkez açısının göz ardı edilebileceği anlaşılmaktadır. Pompa verimi bakımından değerlendirildiğinde ise delik çapı ve delik

adedinin önemli parametreler olmasına rağmen eksenel yüke göre daha düşük oranda etkili olduğu görülmektedir. Pompa verimi için delik merkez açısı göz ardı edilebilecek olmasına rağmen delik merkez çapı dikkate alınması gereken bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır.

Delik çapı ve delik adedinin artması eksenel yükü azaltırken pompa verimini de azaltmaktadır. Özellikle delik merkez çapının eksenel yük bakımından ihmal edilebilecek olması pompa veriminin daha yüksek elde edilebilmesi için değerlendirilebilecek bir parametre olarak ortaya çıkmaktadır.

4.1.1.2. Çok amaçlı sonuçların analizi

Çalışmada tek amaçlı olarak yapılan değerlendirmenin ardından belirlenen parametrelerin farklı seviyeleri için elde edilen eksenel yük ve pompa verimi değerleri çok amaçlı olarak analiz edilmiştir. Çok amaçlı olarak elde edilen S/N oranları Çizelge 4.7’de verilmiştir. Parametre seviyelerine göre optimum S/N oranları ise Çizelge 4.8’de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Çok Amaçlı TDTY’ye Göre Elde Edilen S/N Oranları

Seviyeler			S/N Ratio			
Delik Çapı (mm)	Merkez Çapı (mm)	Merkez Açısı (°)	Delik Adedi (n)	S/N Eksenel Yük (dB)	S/N Verim (dB)	S/N _{opt} (dB)
6	100	0	3	-75.04	37.99	-18.52
6	110	7.5	3	-74.96	37.99	-18.48
6	120	15	6	-70.63	37.95	-16.34
6	130	22.5	6	-71.11	37.94	-16.58
8	100	7.5	6	-63.85	37.94	-12.95
8	110	0	6	-64.29	37.92	-13.18
8	120	22.5	3	-70.81	37.96	-16.42
8	130	15	3	-71.27	37.94	-16.66
10	100	15	3	-66.81	37.94	-14.43
10	110	22.5	3	-67.52	37.95	-14.78
10	120	0	6	-61.10	37.92	-11.58
10	130	7.5	6	-62.08	37.90	-12.09
12	100	22.5	6	-57.41	37.93	-9.73
12	110	15	6	-59.04	37.93	-10.55
12	120	7.5	3	-65.19	37.92	-13.63
12	130	0	3	-64.16	37.93	-13.11

Çizelge 4.8. Farklı Parametre Seviyelerine Göre Elde Edilen Optimum S/N Oranları

Seviye	Delik Çapı (dB)	Merkez Çapı (dB)	Merkez Açısı (dB)	Delik Adedi (dB)
1	-17.48	-13.91	-14.10	-15.75
2	-14.80	-14.25	-14.29	-12.87
3	-13.22	-14.49	-14.49	
4	-11.76	-14.61	-14.38	
Delta	5.72	0.69	0.39	2.87
Rank	1	3	4	2

Çizelge 4.8 incelendiğinde S/N oranları en fazla delik çapı ve delik adedinde farklılık göstermiştir. Bu durum delik çapı ve delik adedinin çok amaçlı değerlendirilmede eksenel yük ve pompa verimi üzerindeki etkisinin büyük olduğunu ifade etmektedir.

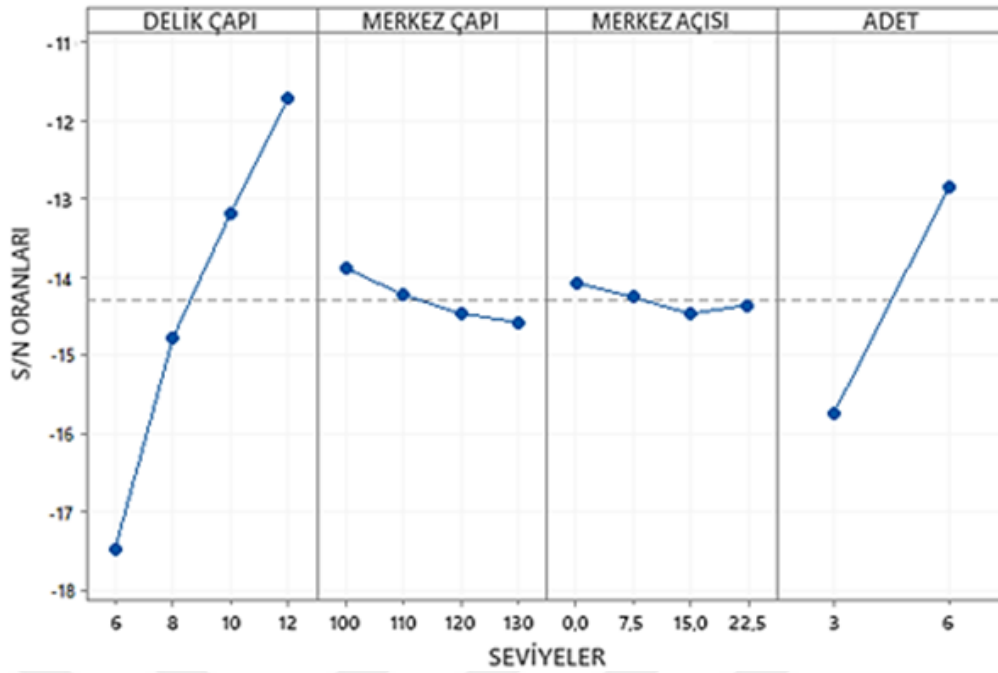
Çalışmada elde edilen S/N oranlarına göre optimum seviyeler hesaplanmıştır ve optimum seviyelere karşılık gelen eksenel yük ve pompa verimi tahmin edilmiştir. Tahmin edilen değerler Çizelge 4.9’da verilmiştir.

Çizelge 4.9. Çok Amaçlı TDTY’ye Göre Optimum Parametre Seviyesinde Tahmin Edilen Eksenel Yük ve Pompa Verimi Değerleri

Amaç	Optimum Seviye	Tahmin Edilen Değer		
		S/N (dB)	Eksenel Yük (N)	Pompa Verimi (%)
Eksenel Yük ve Pompa Verimi	A4B1C1D2	-9.7	476.95	78.68

Çizelge 4.9 incelendiğinde çok amaçlı olarak tahmin edilen parametre seviyelerinin tek amaçlı olarak eksenel yükün değerlendirilmesinde elde edilen parametre seviyeleri ile eş olduğu görülmektedir. Bu durum tekrardan parametre seviyelerinin en çok eksenel yük üzerinde etkili olacağını ifade etmektedir.

Çok amaçlı olarak elde edilen S/N oranlarına göre Minitab programı kullanılarak her bir parametre seviyesinde eksenel yük ve pompa veriminde meydana gelen değişiklikler Şekil 4.3’de verilmiştir.



Şekil 4.3. Parametrelerin Farklı Seviyelerinde Eksenel Yük ve Pompa Verimi Birlikte Değerlendirilerek (Çok Amaçlı) Hesaplanan S/N Oranları

Şekil 4.3. incelendiğinde hem düşük eksenel kuvvet hem de yüksek pompa verimi için çok amaçlı olarak değerlendirildiğinde; delik çapı ve delik adedi arttıkça, merkez çapı ve merkez açısı azaldıkça optimum değere ulaşıldığı anlaşılmaktadır.

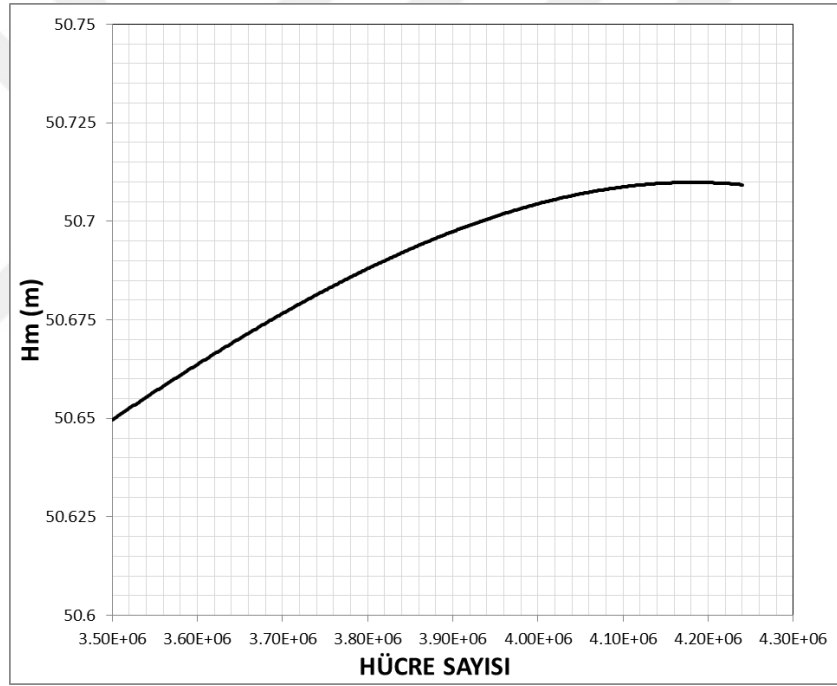
Çalışmada elde edilen sonuçlar Varyans Analizi ile değerlendirilerek parametrelerin sonuçlar üzerindeki katkısı tespit edilmiştir (Çizelge 4.10). Optimum S/N oranları için parametrelerin etkisi önem sırasına göre delik çapı, delik adedi, merkez çapı ve merkez açısı için sırasıyla %67.22, %30.98, %1.07 ve %0.31 olarak elde edilmiştir. Hatanın katkısı %0.42 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.10. Optimum S/N Oranları için Varyans Analizi Sonuçları

Kaynak	SS	DOF	Variance	F-Ratio	C %
Delik Çapı	71.96	3	23.99	268.96	67.22
Merkez Çapı	1.15	3	0.38	4.29	1.07
Merkez Açısı	0.33	3	0.11	1.24	0.31
Delik Adedi	33.17	1	33.17	371.90	30.98
Hata	0.45	5	0.09		0.42
Toplam	107.05	15			100

Çizelge 4.10 incelendiğinde çok amaçlı olarak gerçekleştirilen çalışmada hem eksenel yük hem de pompa verimini etkileyen parametrelerin önem sırasının; delik çapı, delik adedi, merkez çapı ve merkez açısı olduğu tespit edilmiştir. Buna göre parametrelerin önem sırasının tek amaçlı ve çok amaçlı değerlendirmede aynı olduğu açıkça görülmektedir.

Optimizasyon çalışmalarının neticesinde elde edilen bütün geometriler için sayısal analizler gerçekleştirilmeden önce pompa çalışma noktasında pompa basma yüksekliği kontrol edilerek sayısal analizlerin çözüm açısından bağımsızlaştırılması sağlanmıştır. Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompa için çark üzerindeki çözüm ağının hücre sayısı değiştirilerek pompa basma yüksekliğine göre çözüm açısından bağımsızlaştırılması Şekil 4.4'te verilmiştir.



Şekil 4.4. Çözüm Ağından Bağımsızlaştırma

4.1.2. Direct optimization sonuçlarının incelenmesi

Optimizasyon çalışmalarında ikinci olarak Direct Optimization kullanılmıştır. Direct Optimization programı çalışma sırasında MOGA yöntemini kullanmıştır. Yapılan tanımlamalar ve sınırlandırmalara göre başlangıçta 34 örnek atayarak optimizasyon hedeflenen sonuçlara yaklaşıncaya kadar toplamda 111 sayısal analiz gerçekleştirilmiştir.

Sayısal analizlerde basma yüksekliği (m), verim (%), aksenal yük (N), radyal yük (N) ve dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarı (m³/h) değerleri hesaplanmıştır (Çizelge 4.11).

Optimizasyon çalışması yaklaşık 280 saat içerisinde tamamlanmıştır. Şekil 4.5 incelendiğinde delik çapı, merkez çapı, merkez açısı ve delik adedi için referans değerlere göre elde edilen 3 farklı aday geometri görülmektedir. Şekle göre 3 aday geometri birbiri ile kıyaslandığında bütün parametre seviyelerinin birbirine yakın olmasıyla beraber 3. aday geometrinin diğerlerine göre verimi yaklaşık %2 daha fazla elde edilmiştir.

Çalışmada elde edilen aday geometriler çözüm ağından bağımsızlaştırılmasından sonra sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Pompa çalışma noktasında aday geometriler arasındaki farklılıklar Çizelge 4.12’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.11. Direct Optimization Sayısal Analiz Sonuçları

Deney Nu.	Parametreler				Sonuçlar				
	Delik Çapı (mm)	Merkez Çapı (mm)	Merkez Açısı (°)	Delik Adedi (n)	Basma Yüksekliği (m)	Verim (%)	Eksenel Yük (N)	Radyal Yük (N)	Kaçak Debi (m ³ /h)
1	6	100	0	3	51.07	79.75	5667.79	153.54	4.73
2	9	109	0	3	50.78	79.03	3139.67	148.82	6.64
3	7.5	118	1.5	3	50.76	79.15	4297.73	153.43	5.83
4	10.5	103	1.5	6	50.81	78.90	1079.87	142.62	7.92
5	6.5	112	3	6	50.81	79.01	2878.28	143.97	6.81
6	10	121	3	3	50.76	79.00	2650.36	146.82	6.95
7	8.5	106	4.5	3	50.78	79.11	3450.26	159.64	6.46
8	11.5	115	4.5	3	50.75	78.91	2109.49	150.28	7.30
9	6.5	124	4.5	6	50.79	79.06	3047.40	142.07	6.67
10	9.5	101	6	6	50.84	79.00	1318.56	141.18	7.82
11	8	110	6	3	50.83	79.15	3842.22	147.15	6.17
12	11	119	7.5	3	50.76	78.91	2315.28	150.43	7.18
13	7	104	7.5	3	50.88	79.33	4598.70	146.97	5.64
14	10.5	113	9	6	50.82	78.88	1265.47	145.54	7.80
...
111	12	112	3	6	50.82	78.85	951.80	148.55	7.99

Table of Schematic E2: Optimization				
	A	B	C	D
1	Optimization Study			
2	Maximize P16	Goal, Maximize P16 (Default importance)		
3	Minimize P18	Goal, Minimize P18 (Default importance)		
4	Optimization Method			
5	Adaptive Multiple-Objective	The Adaptive Multiple-Objective method is a variant of the popular NSGA-II (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II) based on controlled elitism concepts. It supports multiple objectives and constraints and aims at finding the global optimum. It is limited to continuous and manufacturable input parameters.		
6	Configuration	Generate 34 samples initially, 34 samples per iteration and find 3 candidates in a maximum of 7 iterations.		
7	Status	Not Converged.		
8	Candidate Points			
9		Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
10	P1 - aci (degree)	18	16,5	18
11	P2 - delikcap (mm)	12	12	11,5
12	P3 - merkezcap (mm)	51	51,5	51,04
13	P4 - adet	5	5	5
14	P16 - EFF	★★★ 78,872	★★★ 78,85	★★★ 80,5
15	P18 - axialforce (N)	✖✖ 869,72	✖✖ 880,18	✖✖ 906,29

Şekil 4.5. Direct Optimization Aday Geometriler

Çizelge 4.12. Aday Geometriler Sayısal Analiz Sonuçları

Değer	1. Aday	2. Aday	3. Aday
Basma Yüksekliği (m)	50.85	50.9	51.08
Verim (%)	78.9	79.01	80.6
Eksenel Yük (N)	869.72	880.18	906.29
Radyal Yük (N)	144.34	140.96	150.55

Çizelge 4.12 incelendiğinde 3 aday geometri için birbirine yakın basma yüksekliği ve verim değerleri elde edildiği görülmektedir. 3 aday geometri birbiri ile kıyaslandığı zaman eksenel yük, pompa verimi ve basma yüksekliği değerlerinde sırasıyla yaklaşık %4, %2 ve %0.45 farklılık meydana geldiği tespit edilmiştir.

Çalışmada elde edilen pompalar ile 7 farklı debi değerinde sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. HAD çalışmaları neticesinde elde edilen pompa karakteristik eğrileri Şekil 4.6'da verilmiştir.

Şekil 4.6(a)'da farklı debi değerlerinin tasarım debisine oranı ile basma yüksekliği değişimi incelenmektedir. Direct Optimization ile elde edilen 3 aday geometrili pompanın bütün debi değerlerinde birbiri ile yakın basma yüksekliğine sahip olduğu görülmektedir. Bununla beraber 3. aday çok az bir farkla daha fazla basma yüksekliğine sahiptir.

Şekil 4.6(b)'de farklı debi değerlerinin tasarım debisine oranı ile güç değişimi incelenmektedir. 1. ve 2. aday geometrili pompa bütün debi değerlerinde birbirine yakın

güç değerlerinde iken 3. aday, çalışma noktası ve yakın bölgelerde daha az güç değerlerinde olduğu görülmektedir. Genel olarak çalışma noktası ve yakın bölgelerde 3. aday geometrilili pompada ortalama 1 kW güç farkı meydana gelmiştir.

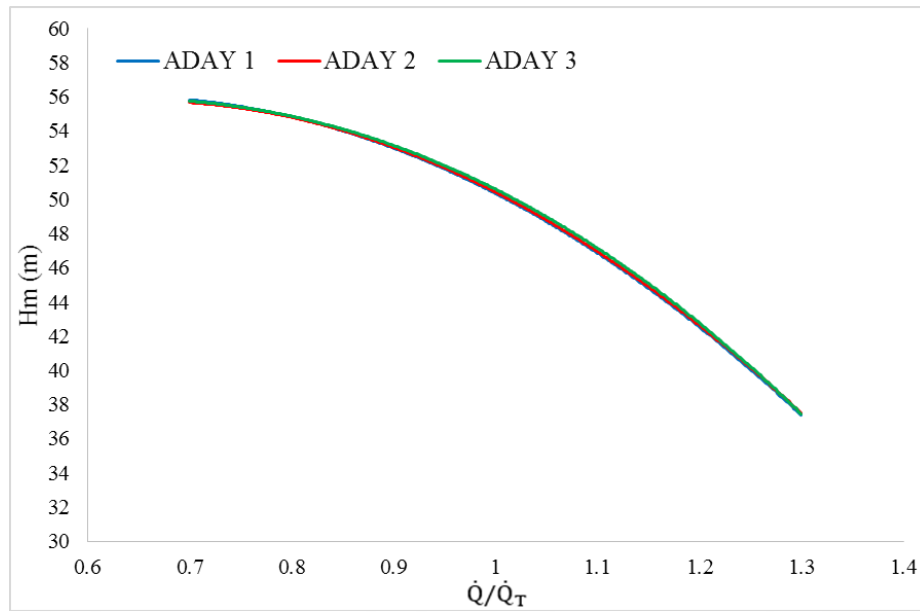
Şekil 4.6(c) incelendiğinde tüm debi değerlerinde 1. ve 2. aday pompanın bütün debi değerlerinde birbiri ile yakın değerlerde verime sahip olduğu görülmektedir. 3. Aday geometrilili pompa ise diğer iki pompaya kıyasla az miktardaki basma yüksekliği ve güç farkından dolayı daha yüksek verime sahip olduğu açıkça görülmektedir.

Gerçekleştirilen pompa analizleri sonucunda 7 farklı debi değerinde eksenel ve radyal yük değerleri elde edilmiştir. HAD çalışmaları neticesinde elde edilen eksenel ve radyal yük değerleri Şekil 4.7'de gösterilmiştir.

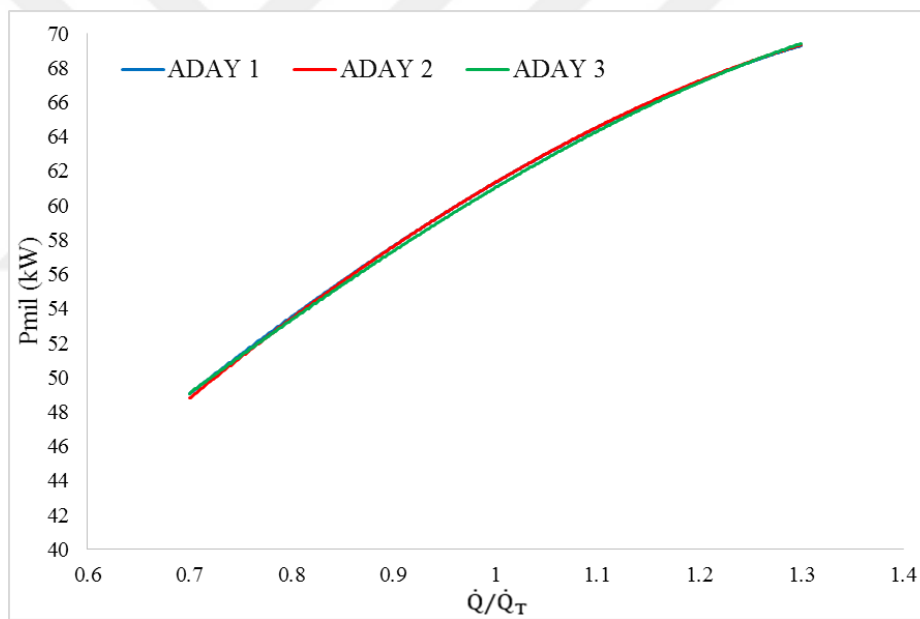
Şekil 4.7(a) incelendiğinde 3 adayında birbirinden farklı eksenel yük değerlerine sahip oldukları görülmektedir. 1. aday ve 2. aday karşılaştırıldığında $0.7 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerlerine yaklaştıkça 1. Adayın daha düşük eksenel yüke sahip olduğu görülürken $1.3 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerlerine yaklaştıkça 2. Adayın daha iyi sonuçlar verdiği, bununla beraber çalışma noktasına yaklaştıkça 2 adayında sonuçlarının birbiri ile çakıştığı görülmektedir. 3. Aday diğer adaylarla karşılaştırıldığında ise 3. Adayın diğer adaylara göre daha fazla eksenel yüke sahip olduğu görülmektedir. Genel olarak bakıldığında eksenel yükler arasındaki en yüksek fark yaklaşık 100 N olmuştur.

Şekil 4.7(b) incelendiğinde 3 aday pompada radyal yük değerleri birbirine yakın olduğu tespit edilmiştir. Her iki pompada çalışma noktasına yaklaştıkça radyal yük azalırken, çalışma noktasından uzaklaştıkça radyal yük değerinde artma meydana gelmiştir.

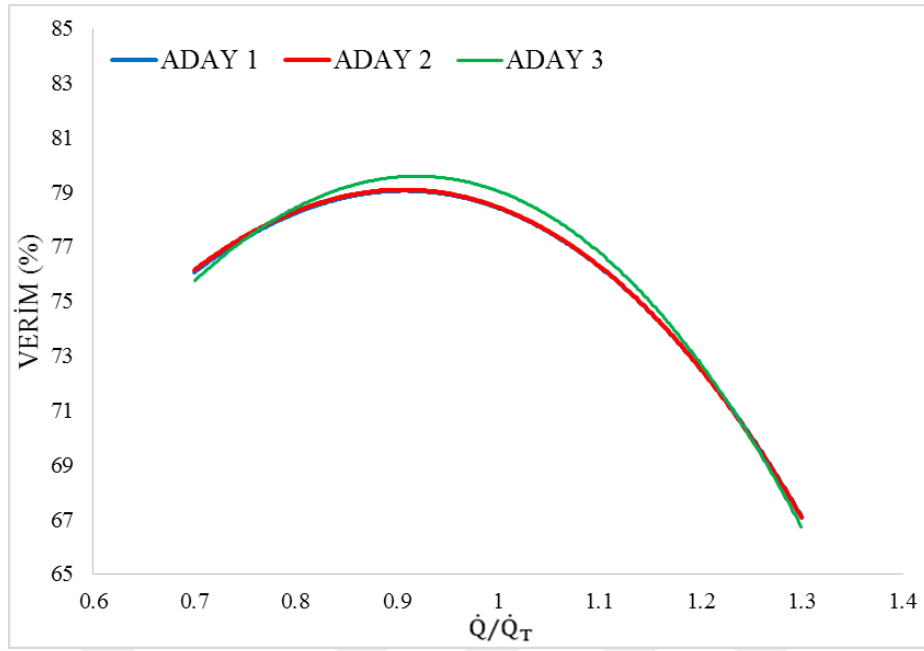
Çalışmada Direct Optimization ile elde edilen 3 aday geometriye sahip pompa ile 7 farklı debi değerinde dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarı ölçülmüştür (Şekil 4.8). Çalışmanın neticesinde 3 aday için genel olarak pompada debi miktarı arttıkça dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarında azalma meydana geldiği, bununla birlikte $0.7 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerine yaklaştıkça dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarının arttığı görülmektedir. 3 aday birbiri ile kıyaslandığı zaman 1. ve 2. adayın dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarı birbiri ile aynı iken, 3. adayın dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarının daha az olduğu görülmektedir. Bunun sebebi: 3. adayın diğer adaylara göre daha küçük çapta dengeleme deliklerine sahip olmasıdır.



(a)

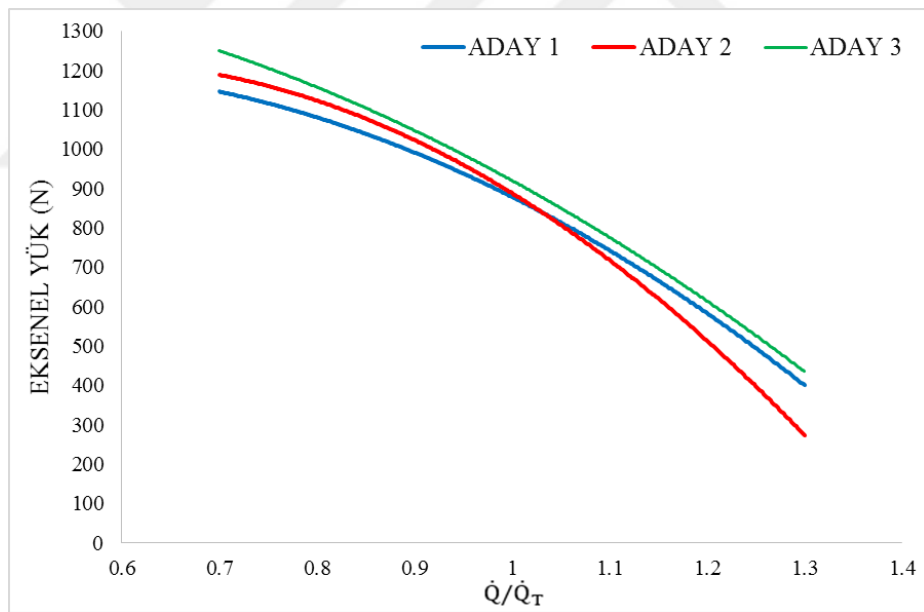


(b)

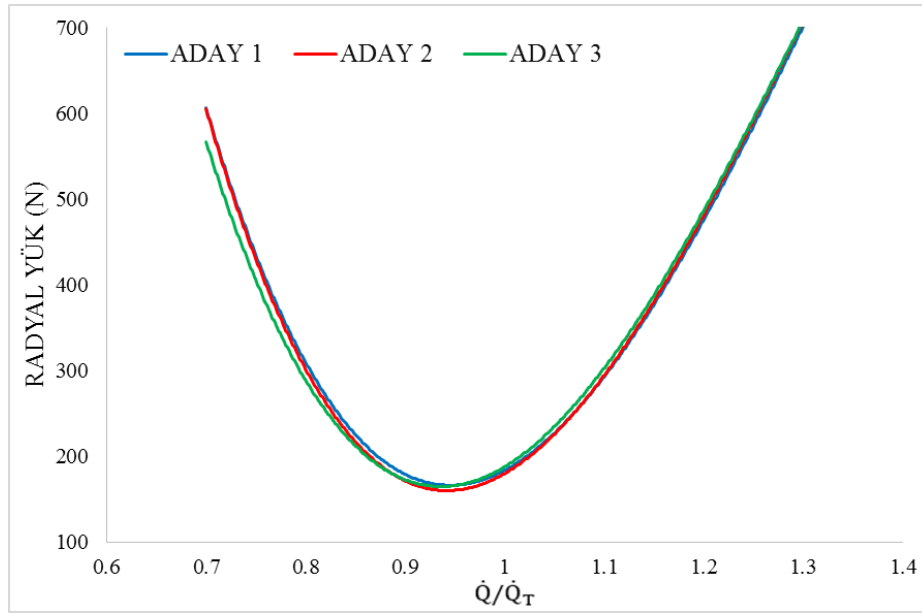


(c)

Şekil 4.6. Direct Optimization için HAD Çalışmaları Sonucunda Elde Edilen Karakteristik Eğriler

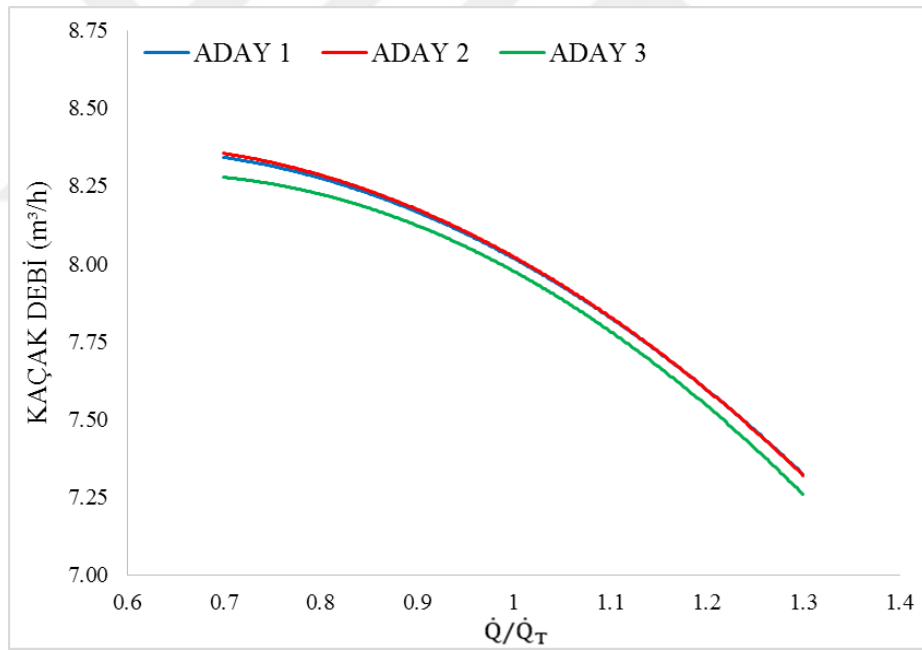


(a)



(b)

Şekil 4.7. Direct Optimization için HAD Çalışmaları Sonucunda Elde Edilen Eksenel ve Radyal Yükler



Şekil 4.8. Direct Optimization için 3 Aday Pompanın Dengeleme Deliklerinden Geçen Kaçak Debi

Çalışmada kullanılan Direct Optimization programı ile 3 aday geometri elde edilmiştir. Elde edilen aday geometriler ile 7 farklı debi değerlerinde sayısal analizler yapılarak sonuçlar birbiri ile kıyaslanmıştır. Direct Optimization programında yapılan

optimizasyon çalışmasının sonucunda 3. adayın pompa performansı açısından daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

4.1.3. Optimizasyon sonuçlarının karşılaştırılması

Çalışmada farklı optimizasyon yöntem ve programları kullanılarak düşük eksenel yük ve yüksek pompa verimi amaçlanmıştır. İlk olarak TDTY kullanılarak tek ve çok amaçlı olarak değerlendirilmiştir. Çok amaçlı olarak en iyi sonuç olarak tahmin edilen A4B1C1D2 (Delik Çapı 12 mm, Merkez Çapı 100 mm, Merkez Açısı 0° ve Delik Adedi 6) seviyesi çark geometrisi üzerinde oluşturularak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra Direct Optimization programı kullanılarak 3 farklı aday geometri elde edilmiştir. Elde edilen 3 aday geometri içerisinde en iyi sonucu veren geometri seçilmiştir. Optimizasyon çalışmalarının neticesinde elde edilen dengeleme delikli pompalar ve dengeleme deliksiz pompa ile 7 farklı debi değerinde sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.

Pompa çalışma noktasında Çok Amaçlı TDTY ve Direct Optimization ile elde edilen pompalar ve dengeleme deliksiz pompa arasındaki farklılıklar Çizelge 4.13'te gösterilmiştir.

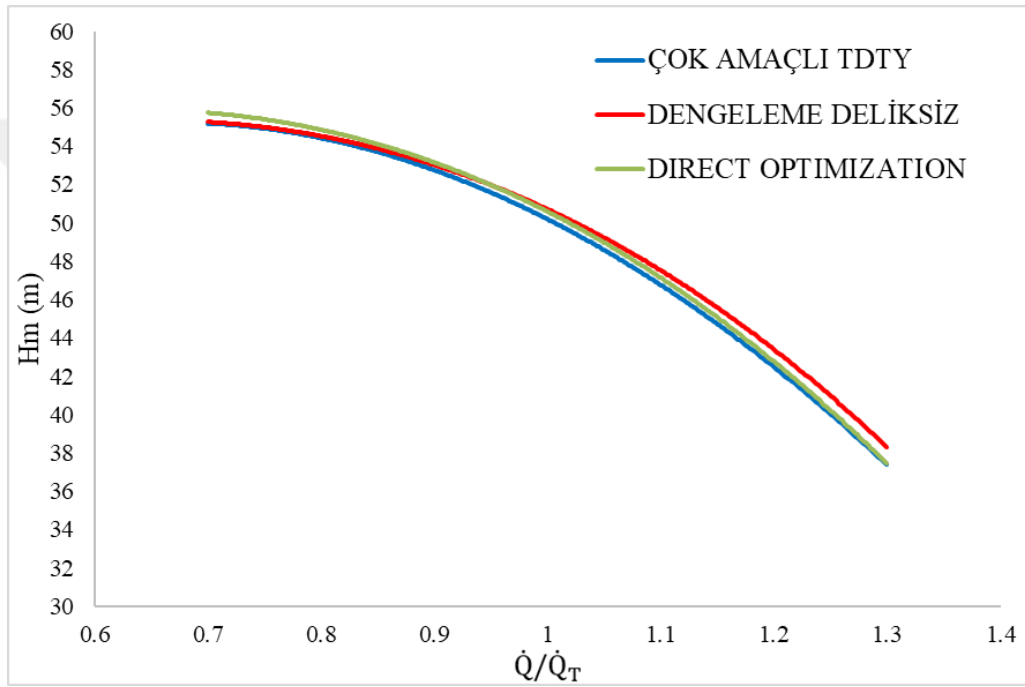
Çizelge 4.13. Çok Amaçlı TDTY ve Direct Optimization ile Elde Edilen Pompa ve Dengeleme Deliksiz Pompa Sayısal Analiz Sonuçları

Değer	Dengeleme Deliksiz Pompa	Direct Optimization	Çok Amaçlı TDTY
Basma Yüksekliği (m)	51.2	51.08	50.7
Verim (%)	80.87	80.6	78.7
Eksenel Yük (N)	8860	906.29	802
Radyal Yük (N)	162.46	150.55	171.22

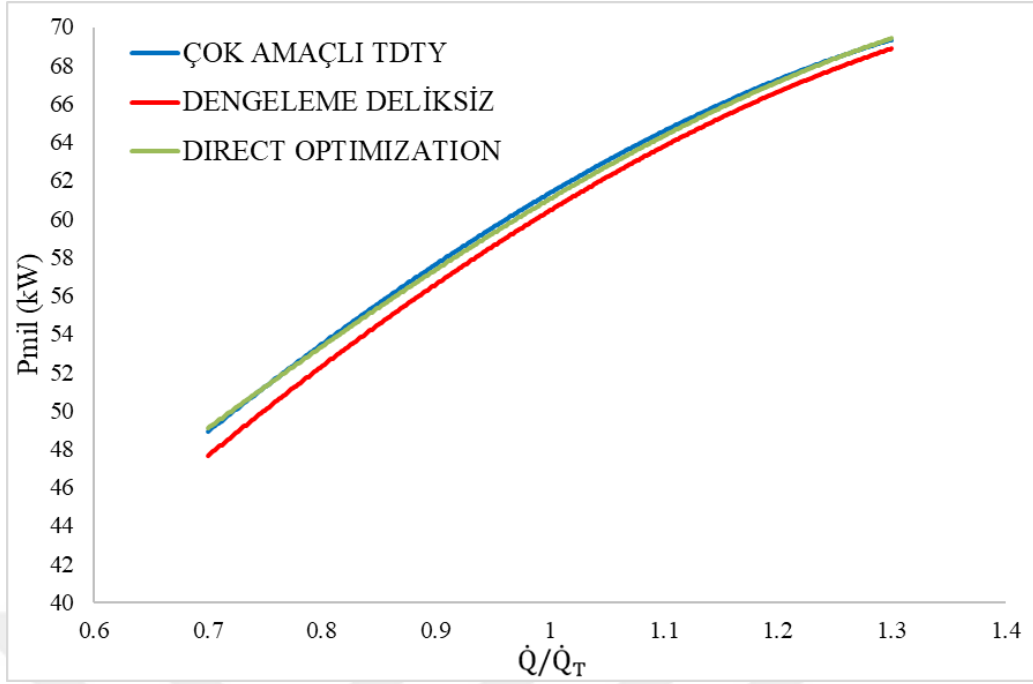
Çizelge 4.13 incelendiğinde çarklarında dengeleme deliği açılan pompalarda eksenel yük değerlerinde çok önemli oranda azalma elde edilirken aynı zamanda basma yüksekliği ve verim değerlerinde de bir miktar azalma meydana geldiği görülmektedir. Dengeleme deliksiz pompaya göre Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompada eksenel yük, pompa verimi ve basma yüksekliği değerlerinde sırasıyla yaklaşık %91, %2.6 ve %1 azalma meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu sonuçlar Çok Amaçlı TDTY ile çok az verim kaybında daha düşük eksenel yük elde edilebileceğini açıkça göstermektedir. Dengeleme delikli pompalar incelendiğinde ise Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY için

birbirine yakın değerler elde edildiği görülmektedir. Direct Optimization ile elde edilen pompa ve çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompa birbiri ile kıyaslandığı zaman Direct Optimization ile elde edilen pompanın basma yüksekliği ve verim değerlerinde sırasıyla yaklaşık %0.75 ve %2.4 artış tespit edilmiştir. Bununla beraber çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompada Direct Optimization ile elde edilen pompaya göre %11.5 daha düşük eksenel yük değeri meydana gelmiştir.

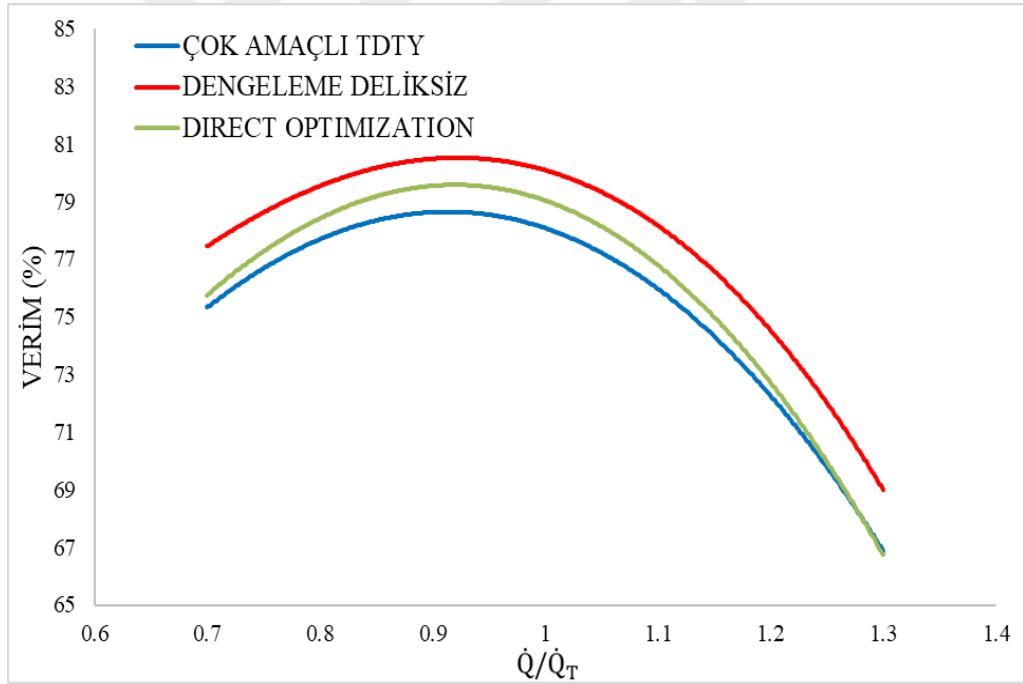
HAD alışmaları sonucunda elde edilen pompa karakteristik eğrileri Şekil 4.9'da verilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.9. Direct Optimization, Çok Amaçlı TDTY ve Dengeleme Deliksiz Pompa için HAD Çalışmaları Sonucunda Elde Edilen Karakteristik Eğriler

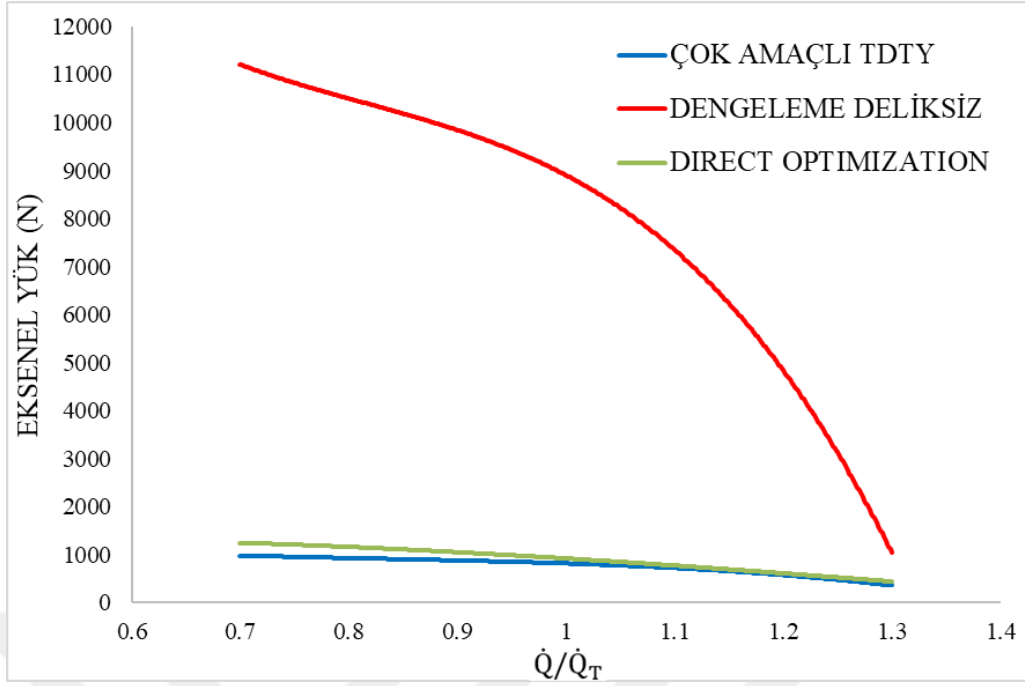
Şekil 4.9(a)'da farklı debi değerlerinin tasarım debisine oranı ile basma yüksekliği değişimi görülmektedir. Çok Amaçlı TDTY ve Dired Optimization ile elde edilen pompa

ile dengeleme deliksiz pompanın basma yüksekliği değerlerinin birbirine yakın değerler olduğu tespit edilmiştir. Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompa ve dengeleme deliksiz pompa birbiri ile kıyaslandığında $0.7 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerine yaklaştıkça her iki pompanın basma yüksekliği arasındaki fark azalmaktadır. Bununla beraber Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompa ve Direct Optimization ile elde edilen pompa birbiri ile kıyaslandığında bütün debi değerlerinde Direct Optimization ile elde edilen pompanın basma yüksekliği değerleri çok az farkla yüksek çıkmaktadır. $1.3 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerine yaklaştıkça her iki pompanın basma yüksekliği arasındaki daha da fark azalmaktadır.

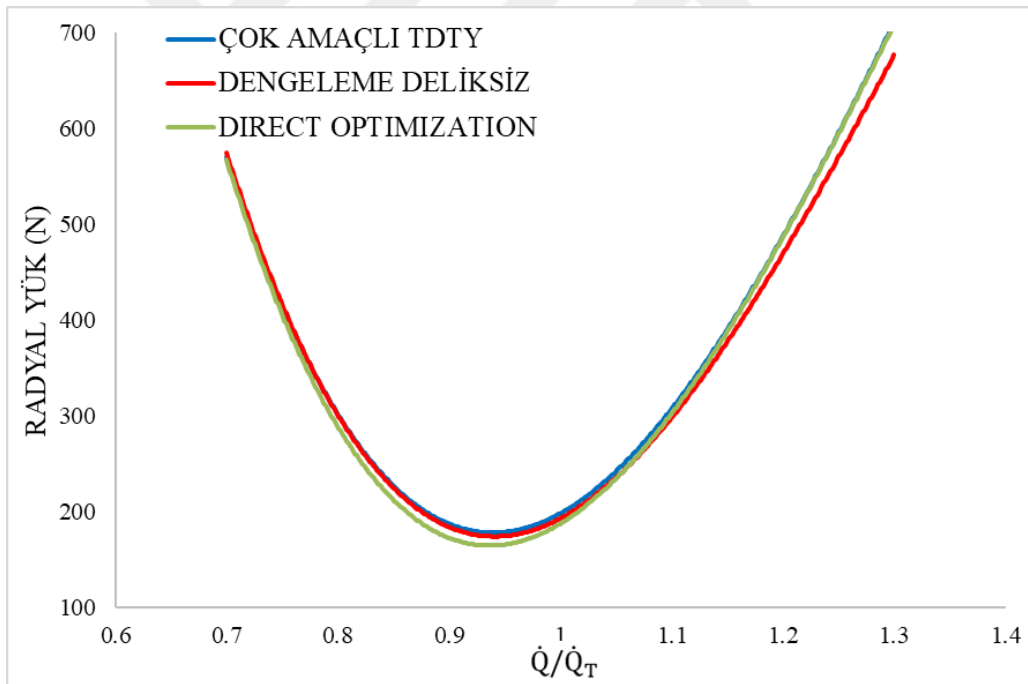
Şekil 4.9(b)'de farklı debi değerlerinin tasarım debisine oranı ile güç değişimi incelenmektedir. Debi miktarı arttıkça Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompanın, dengeleme deliksiz pompanın güç değerlerine yaklaştığı görülmüştür. Genel olarak bütün debi değerlerine bakıldığı zaman Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompa ve dengeleme deliksiz pompa arasında ortalama 1 kW güç farkı meydana gelmiştir. Bununla beraber her iki optimizasyon çalışmasının sonucunda elde edilen pompaların bütün debi değerlerinde birbirine yakın güç değerlerinde iken Direct Optimization ile elde edilen pompanın çalışma noktası ve yakın bölgelerde Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompaya göre daha az güç değerlerinde olduğu görülmektedir.

Şekil 4.9(c) incelendiğinde tüm debi değerlerinde verimin dengeleme deliksiz pompa için daha yüksek olduğu ancak optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen pompalar ile arasındaki farkın düşük olduğu açıkça görülmektedir. Optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen pompalar için Direct Optimization ile elde edilen pompanın verimi daha yüksektir. Bununla beraber $1.3 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerine yaklaştıkça iki pompa arasındaki fark azalmaktadır.

Çok Amaçlı TDTY ve Direct Optimization ile elde edilen pompalarda ve dengeleme deliksiz pompada HAD çalışmaları neticesinde elde edilen eksenel ve radyal yük değerleri Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



(a)



(b)

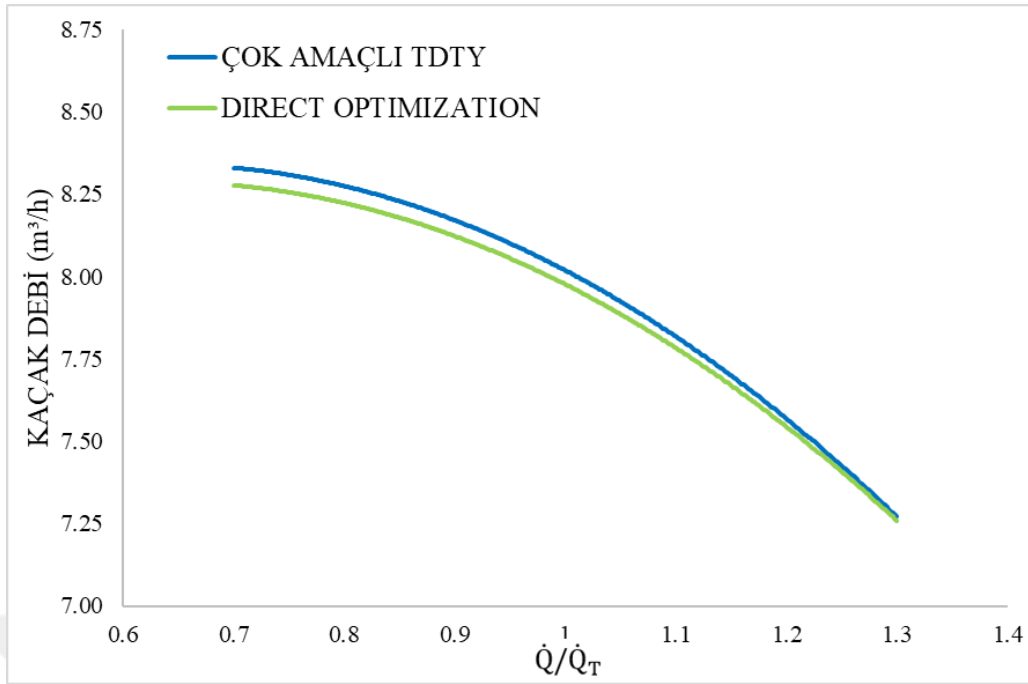
Şekil 4.10. Direct Optimization, Çok Amaçlı TDTY ve Dengeleme Deliksiz Pompa için HAD Çalışmaları Sonucunda Elde Edilen Eksenel ve Radyal Yükler

Şekil 4.10(a) incelendiğinde dengeleme deliksiz pompaya göre Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen geometri ile pompa için önemli miktarda azalma olduğu tespit

edilmiştir. Özellikle pompa $0.7 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ Değerine yaklaştıkça dengeleme deliksiz pompada 11000 N gibi eksenel yük meydana gelirken Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompada yaklaşık 1000 N değerine kadar azalma meydana gelmiştir. Bununla beraber dengeleme deliksiz pompa ve Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompada debi miktarı arttıkça eksenel yükte azalma meydana gelmiştir. Bununla beraber Direct Optimization ile elde edilen pompaya göre Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompanın daha düşük eksenel yüke sahip olduğu görülmektedir. Her iki pompa arasında $0.7 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerine yaklaştıkça eksenel yük farkı artarken, $0.7 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerinde yaklaşık 200 N kadar fark oluşmaktadır. Bununla beraber Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompada debi miktarı arttıkça eksenel yük farkında azalma meydana gelmiştir.

Şekil 4.10(b) incelendiğinde dengeleme deliksiz pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompalarda radyal yük değerleri birbirine yakın olduğu tespit edilmiştir. Her üç pompada çalışma noktasına yaklaştıkça radyal yük azalırken, çalışma noktasından uzaklaştıkça radyal yük değerinde artış meydana gelmiştir.

Çalışmada Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompa ile 7 farklı debi değerinde dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarı ölçülmüştür (Şekil 4.11). Çalışmanın neticesinde her iki pompada debi miktarı arttıkça dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarında azalma meydana geldiği, bununla birlikte $0.7 \dot{Q}/\dot{Q}_T$ değerine yaklaştıkça dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarının arttığı görülmektedir. İki pompa birbiri ile kıyaslandığı zaman Direct Optimization ile elde edilen pompanın dengeleme deliklerinden geçen kaçak debi miktarının Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompaya göre daha az olduğu görülmektedir.



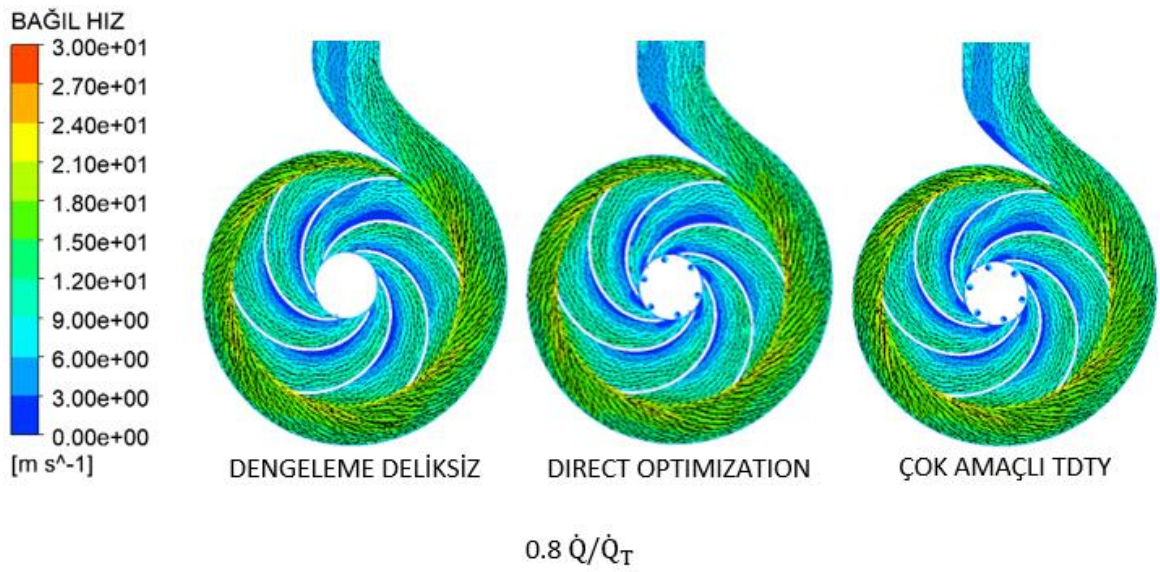
Şekil 4.11. Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile Elde Edilen Pompada Dengeleme Deliklerinden Geçen Kaçak Debi

Dengeleme deliksiz pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompa için gerçekleştirilen sayısal analizlerden beş farklı debi için ($\dot{Q}/\dot{Q}_T = 0.8, 0.9, 1, 1.1$ ve 1.2) akış görselleştirme çalışmaları yapılmıştır.

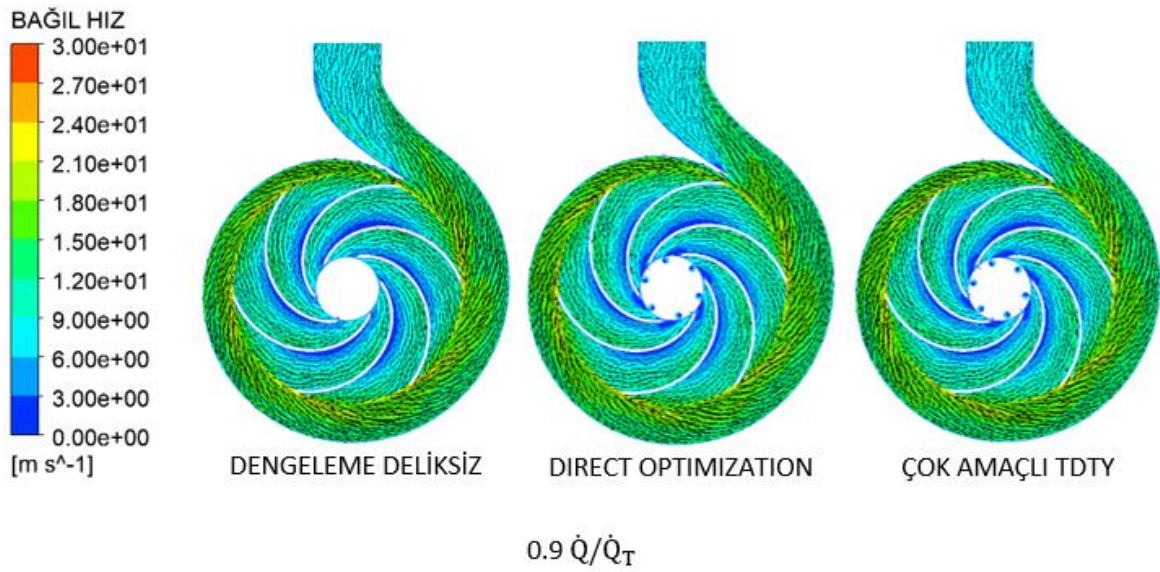
Şekil 4.12’de eş aksenal yüzeyler üzerinde bağıl hız dağılımları ve vektörleri gösterilmiştir. Şekil genel olarak incelendiğinde her iki optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen pompaların benzer hız dağılımları gösterdiği tespit edilmiştir. Dengeleme deliksiz pompa ile kıyaslandıklarında ise çarkın giriş kısmı dışında salyangoz ve çark içerisinde benzer hız dağılımları olduğu görülmüştür. Ancak çalışmanın yapıldığı bütün debi değerlerinde çarkın giriş bölgesi incelendiğinde dengeleme delikli pompaların kanat giriş kısımlarında hız dağılımlarında düzensizliğin arttığı tespit edilmiştir. Bu düzensizlik özellikle kanat basınç kenarlarına yakın bölgelerde oluşmuştur.

Şekil 4.13’te eş aksenal yüzeyler üzerinde statik basınç dağılımları gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde hem dengeleme deliğinin olduğu hem de olmadığı durumlarda genel olarak statik basınç değerlerinde pompa girişinden çıkışına doğru benzer şekilde düzenli bir artış olduğu görülmüştür. Ancak bütün debi değerlerinde dengeleme deliksiz pompaya kıyasla dengeleme delikli pompaların statik basıncında azalma meydana gelmiştir. Bununla birlikte azalmanın özellikle kanat giriş bölgelerinde olduğu tespit edilmiştir.

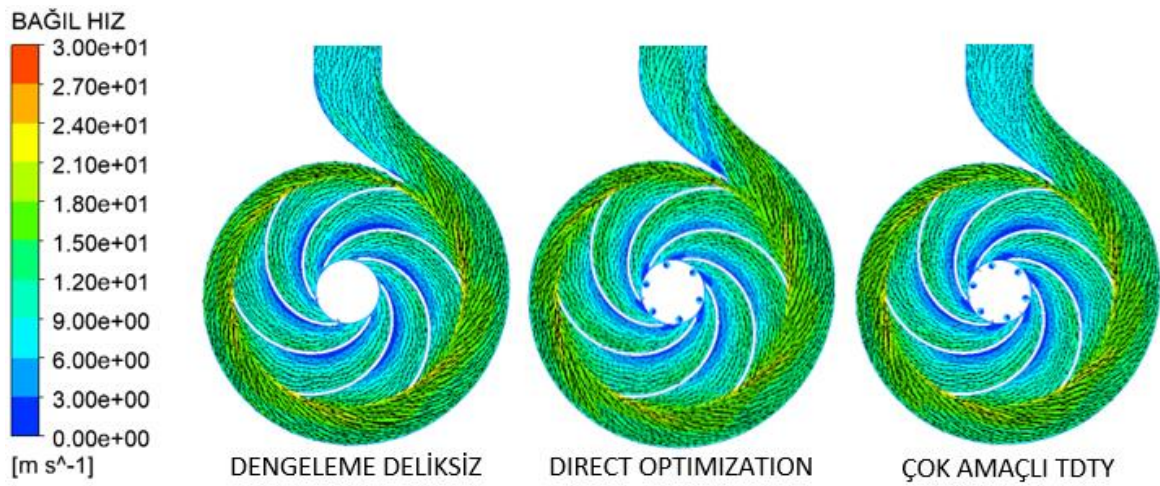
Şekilde her iki optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen pompalar kıyaslandığında ise bütün debi değerlerinde Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompaya kıyasla Direct Optimization ile elde edilen pompanın statik basıncının daha yüksek olduğu görülmüştür. Özellikle salyangoz cidarına yakın bölgelerde her iki pompa arasındaki statik basınç farklılıkları açıkça görülmektedir. Bununla birlikte kanat giriş bölgeleri incelendiğinde Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompanın statik basıncının Direct Optimization ile elde edilen pompaya göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



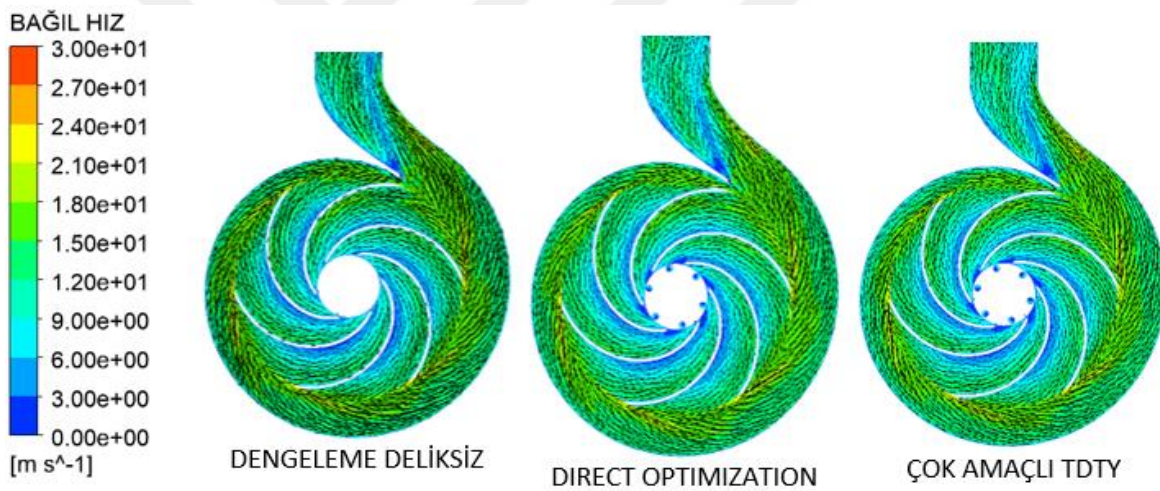
(a)



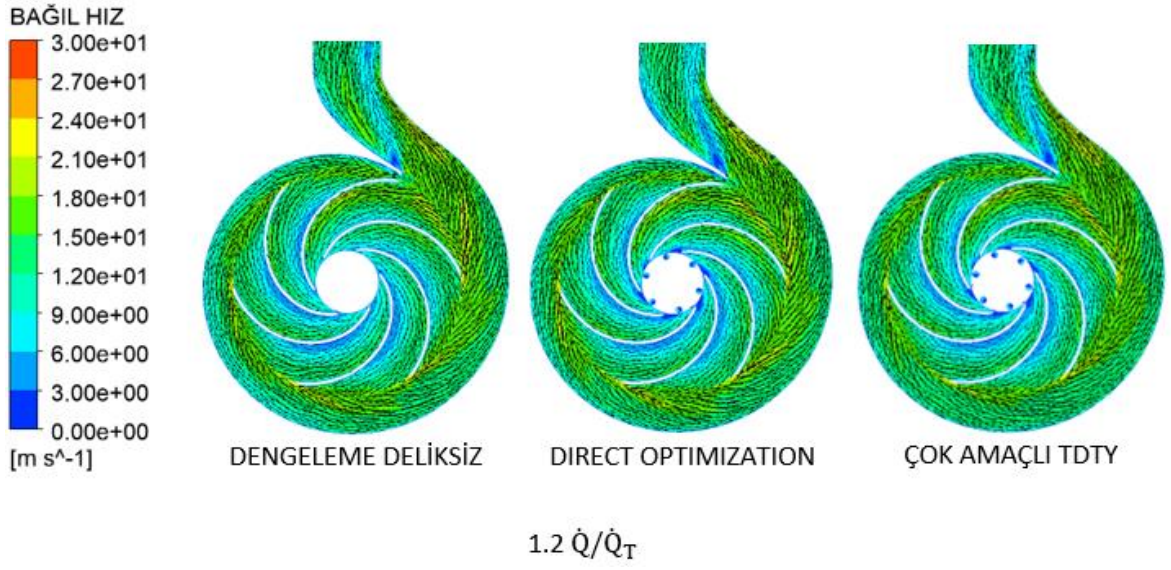
(b)


 \dot{Q}/\dot{Q}_T

(c)

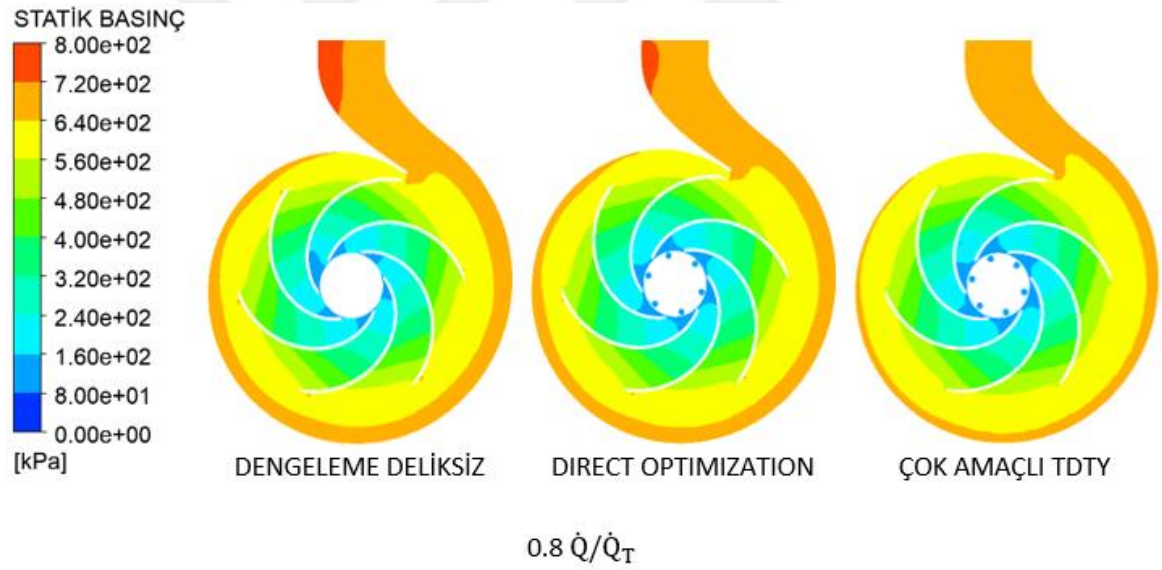

 $1.1 \dot{Q}/\dot{Q}_T$

(d)

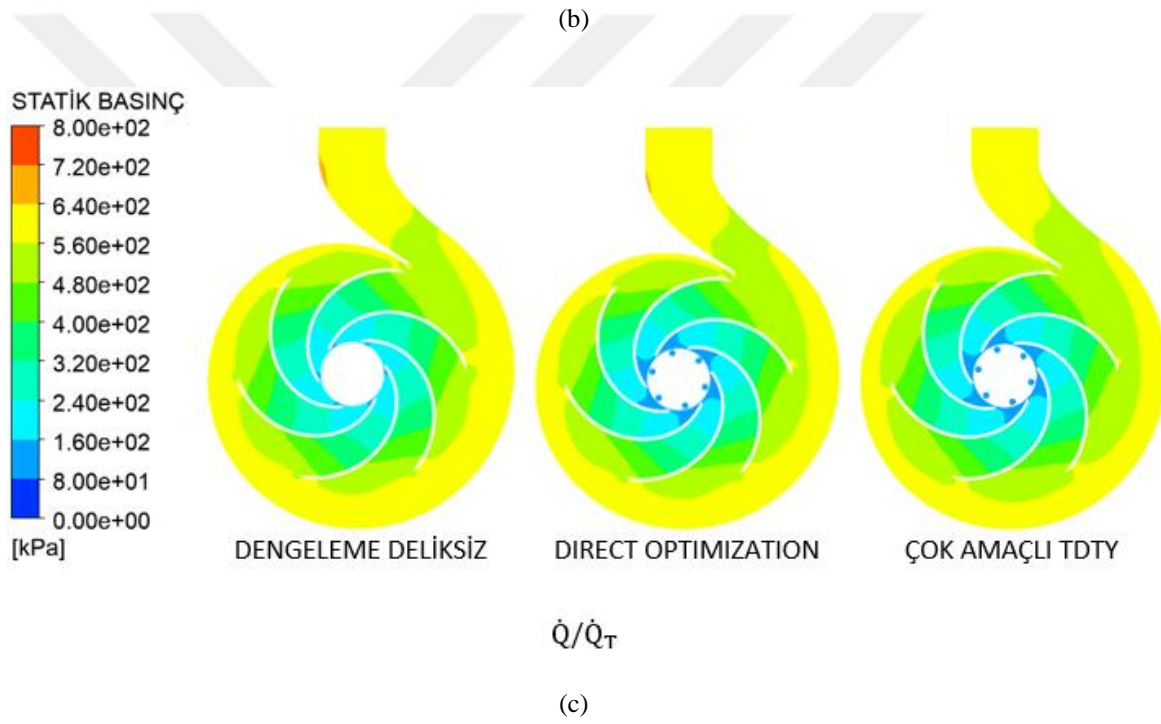
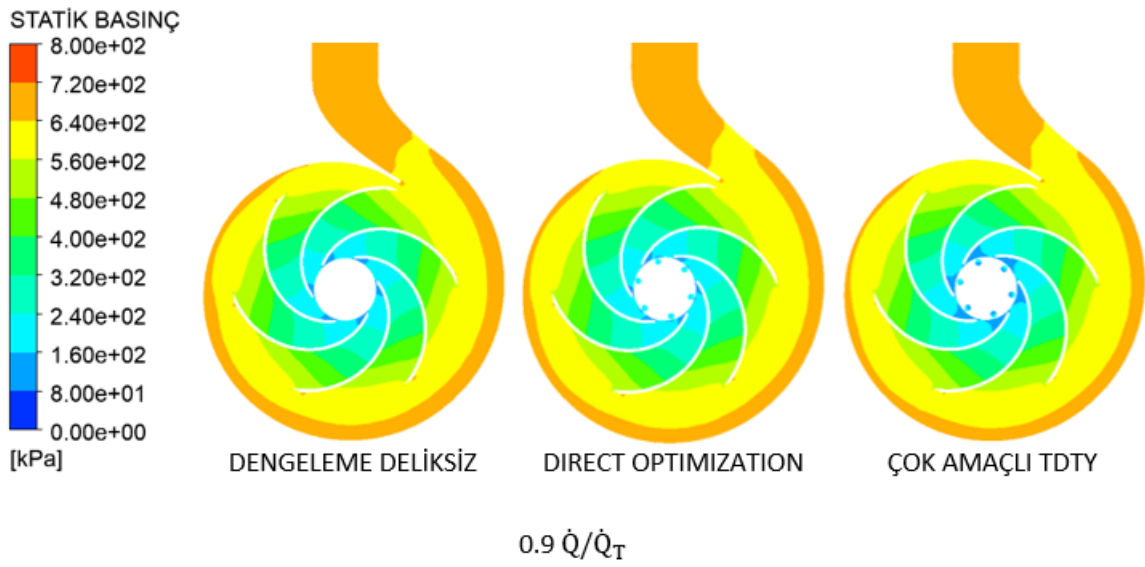


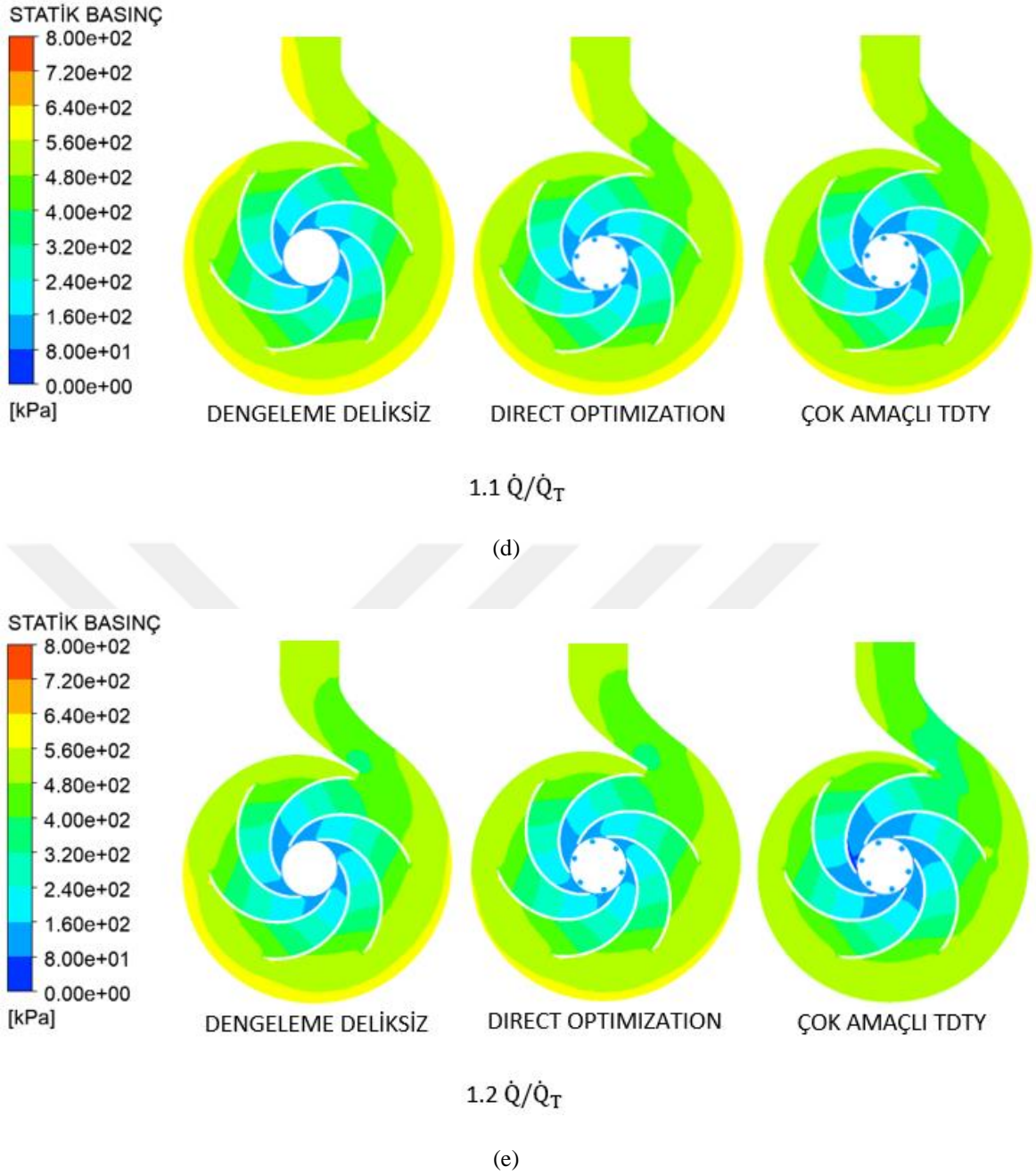
(e)

Şekil 4.12. Dengeleme Deliksiz Pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile Elde Edilen Pompaların Bağıl Hız Vektörleri ve Dağılımları



(a)

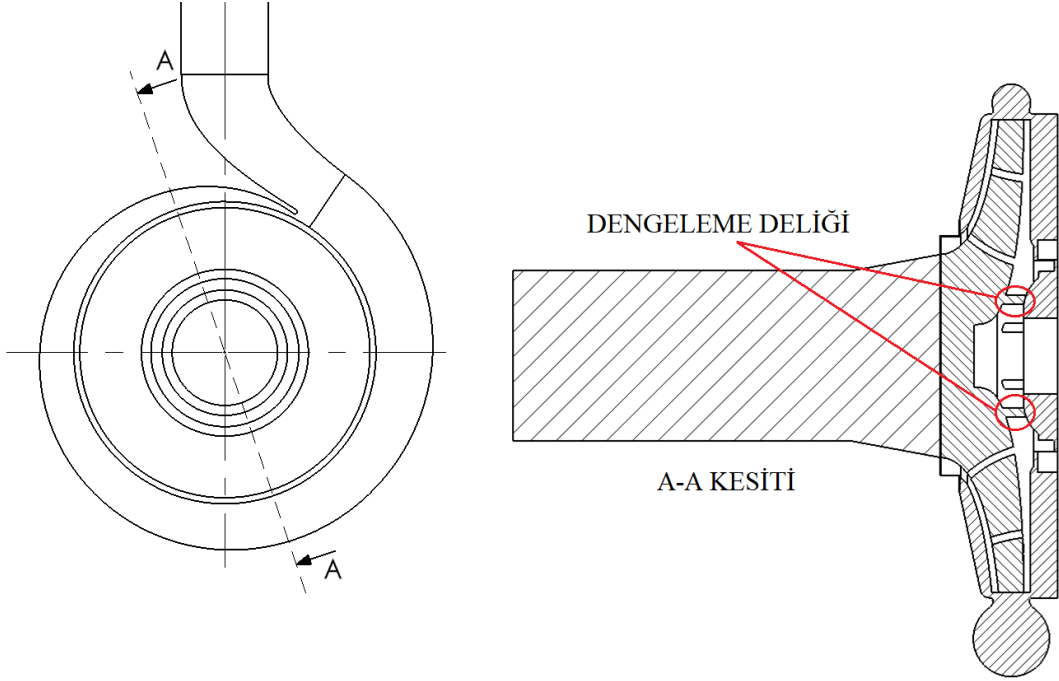




Şekil 4.13. Dengeleme Deliksiz Pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile Elde Edilen Pompaların Statik Basınç Dağılımları

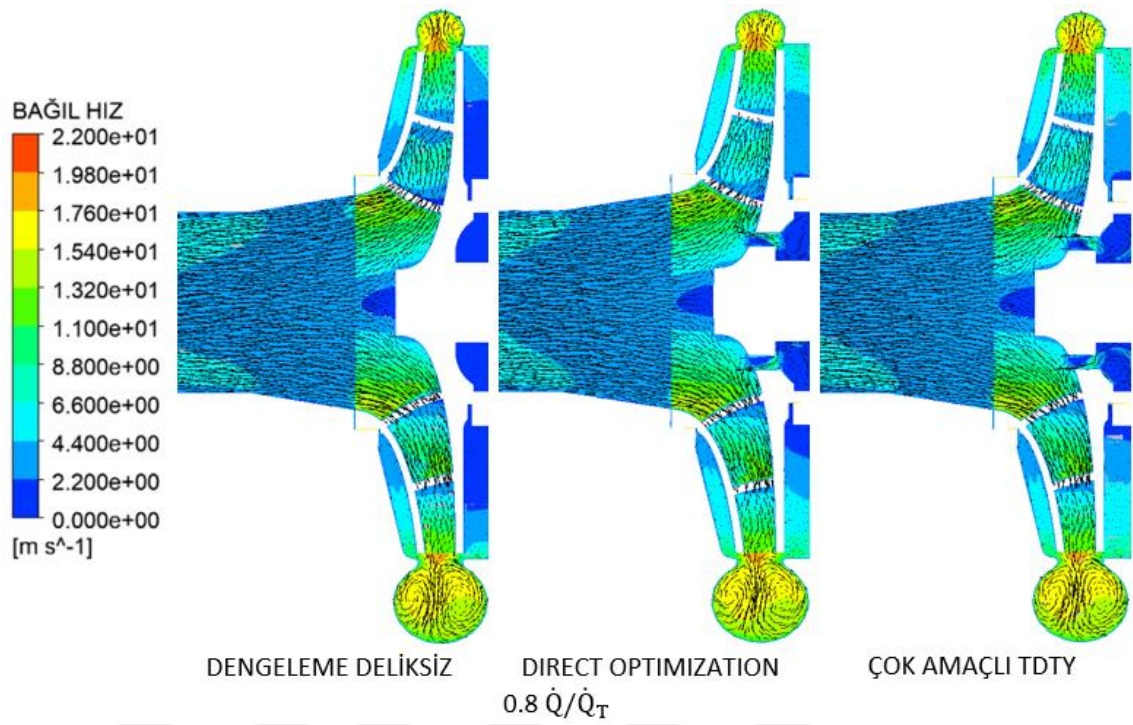
Dengeleme deliksiz pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompaların yapılan sayısal analizler neticesinde akış karakteristikleri incelenirken pompa ayrı bir düzlem üzerinde kesilerek akış görselleştirme çalışmaları yapılmıştır. Oluşturulan düzlemin dengeleme deliği merkezinden geçmesi sağlanmıştır (Şekil 4.14). Kesit üzerinde hız vektörleri, hız dağılımları, TKE, akım çizgileri ve statik basınç dağılımı gibi gibi akış karakteristiklerini ifade eden görseller beş farklı debi değerinde

($\dot{Q}/\dot{Q}_T = 0.8, 0.9, 1, 1.1$ ve 1.2) incelenmiştir. Hazırlanan görseller Şekil 4.15-4.18 arasında gösterilmiştir.

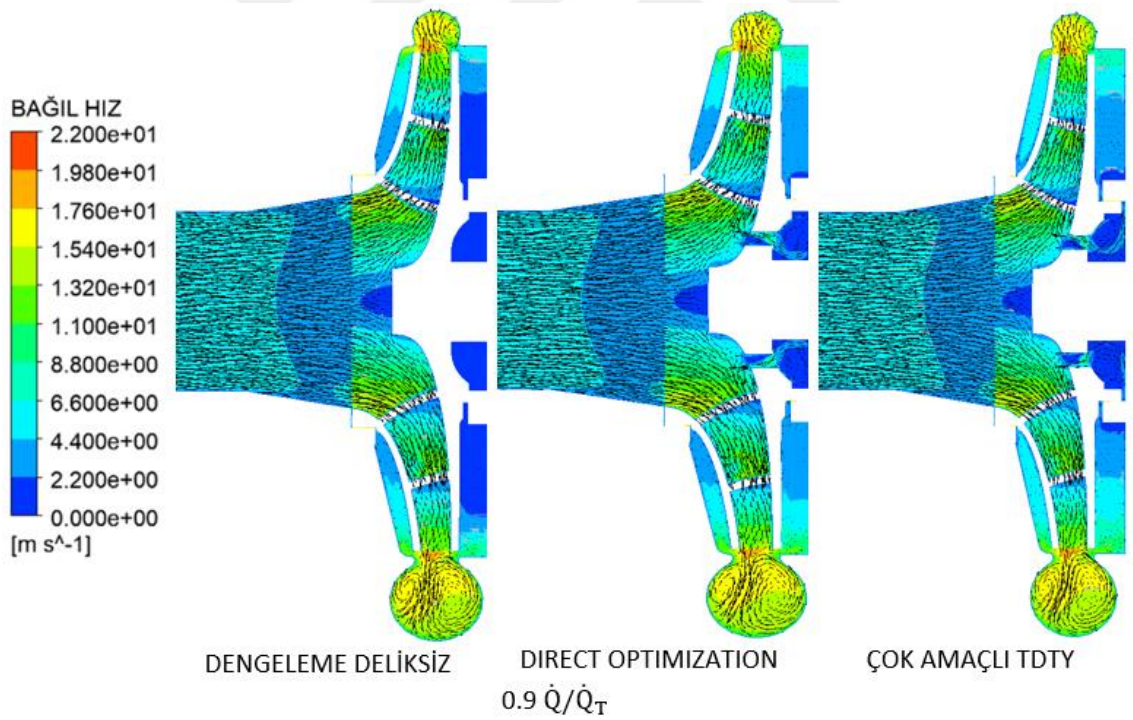


Şekil 4.14. Pompa Akış Hacminde Dengeleme Deliklerinin Detaylı İncelemesi için Özel Kesit Görünümü

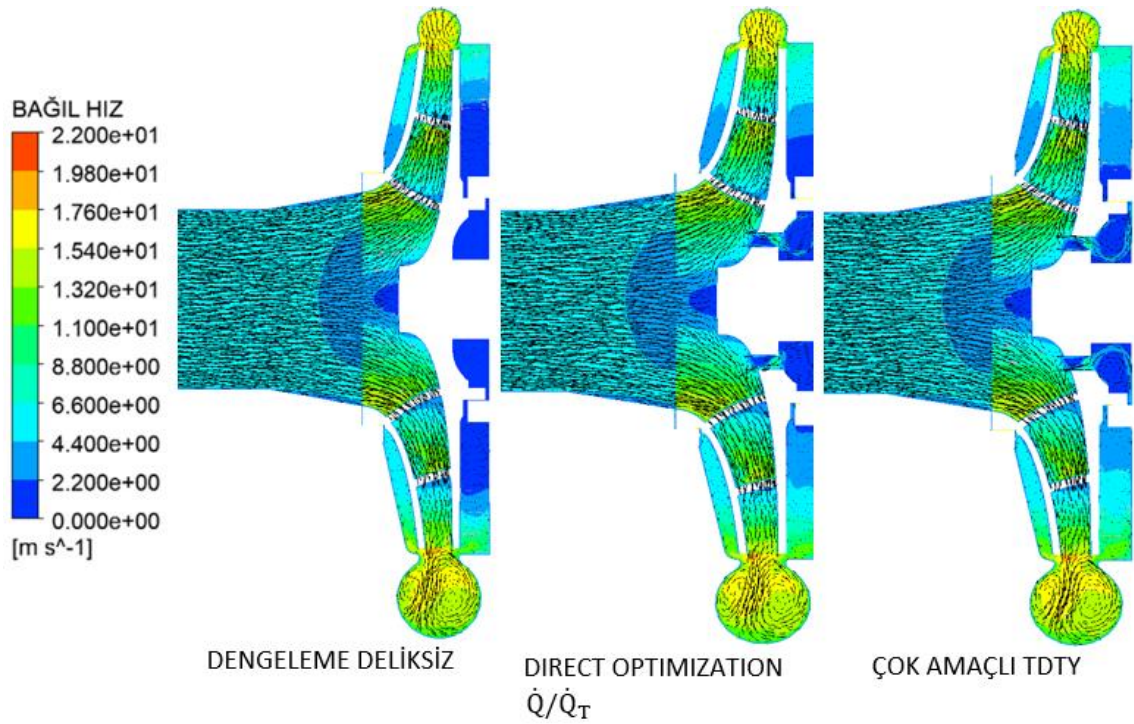
Şekil 4.15’de bağıl hız vektör ve dağılımları gösterilmiştir. Boşlukların ve dengeleme deliklerinin bulunduğu bölgelerde ters akışlar meydana gelmektedir. Özellikle dengeleme delikli pompalarda artan debi miktarıyla ters akışların artması açıkça görülmektedir. Bununla beraber ters akışların bulunduğu bölgelerde düzensiz hız artışları oluşmaktadır. Genel olarak bütün debi değerlerinde hem dengeleme delikli hem de dengeleme deliksiz pompa debi miktarının artmasıyla birlikte çark çıkışından pompa girişine doğru hızda azalma meydana gelmektedir. Dengeleme deliksiz ve delikli pompalar karşılaştırıldığında bütün debi değerlerinde arka kaçak bölgesindeki hız dağılımları dikkat çekmektedir. Dengeleme delikli pompalar incelendiğinde dengeleme deliklerinin çarkın arka yüzündeki hız vektörlerinde mevcut akış düzenini bozduğu görülmektedir. Dengeleme deliksiz pompanın arka tarafındaki kaçak bölgesinde dengeleme delikli pompalara göre akış hızı oldukça düşüktür. Bununla beraber dengeleme deliksiz pompanın ön ve arka kaçak bölgelerinde hız dağılımları arasında meydana gelen farklılık dengeleme delikli pompalara göre daha fazladır.



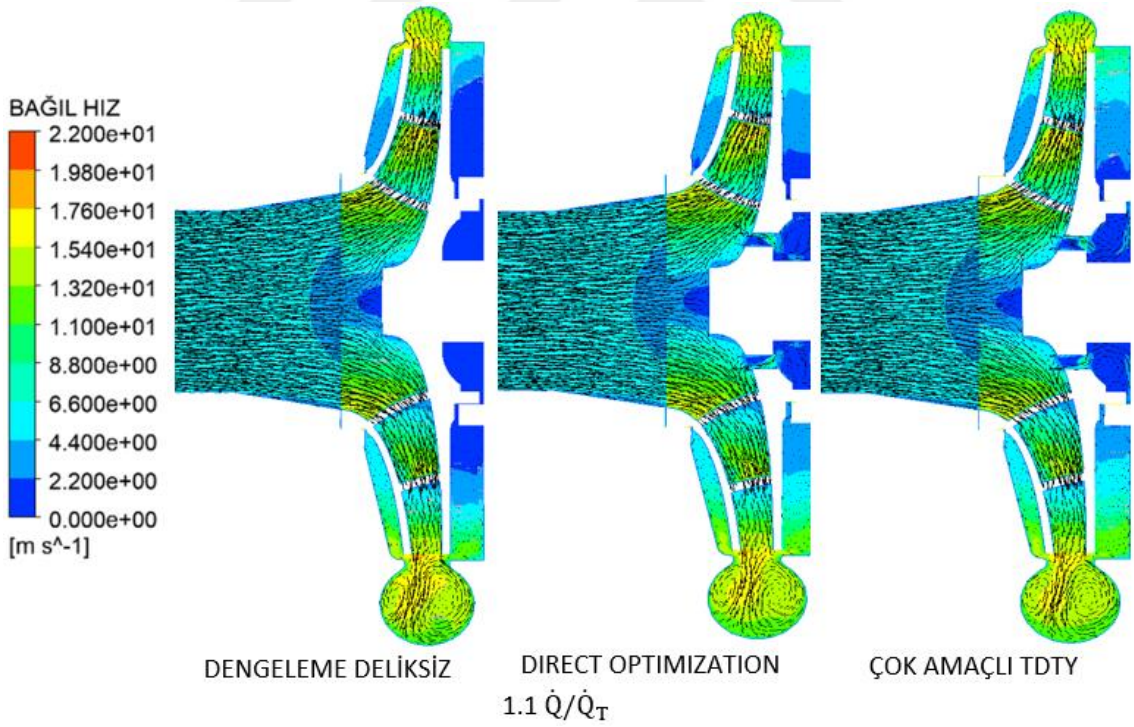
(a)



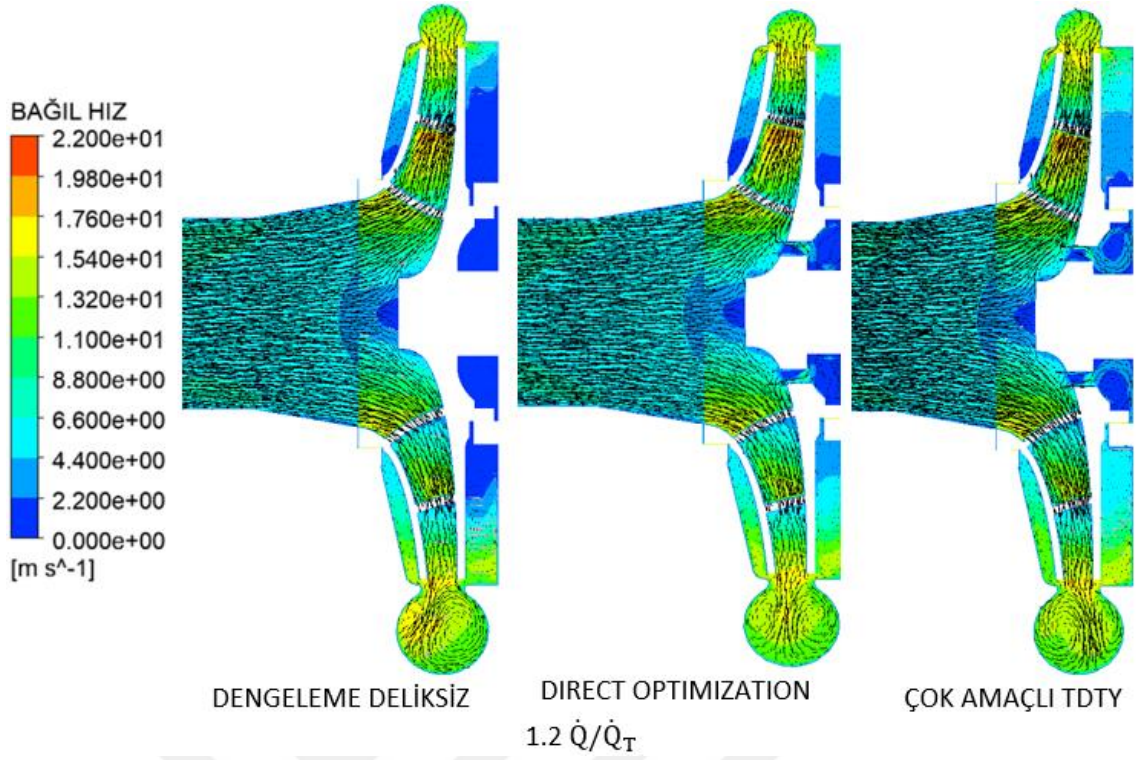
(b)



(c)

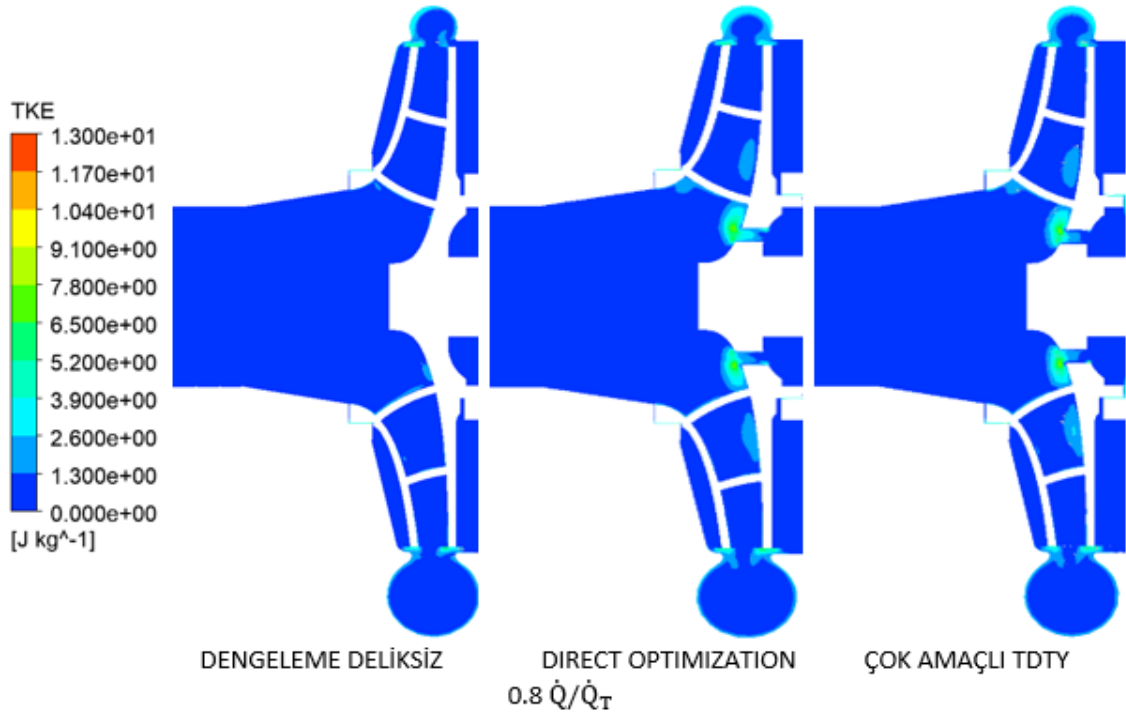


(d)

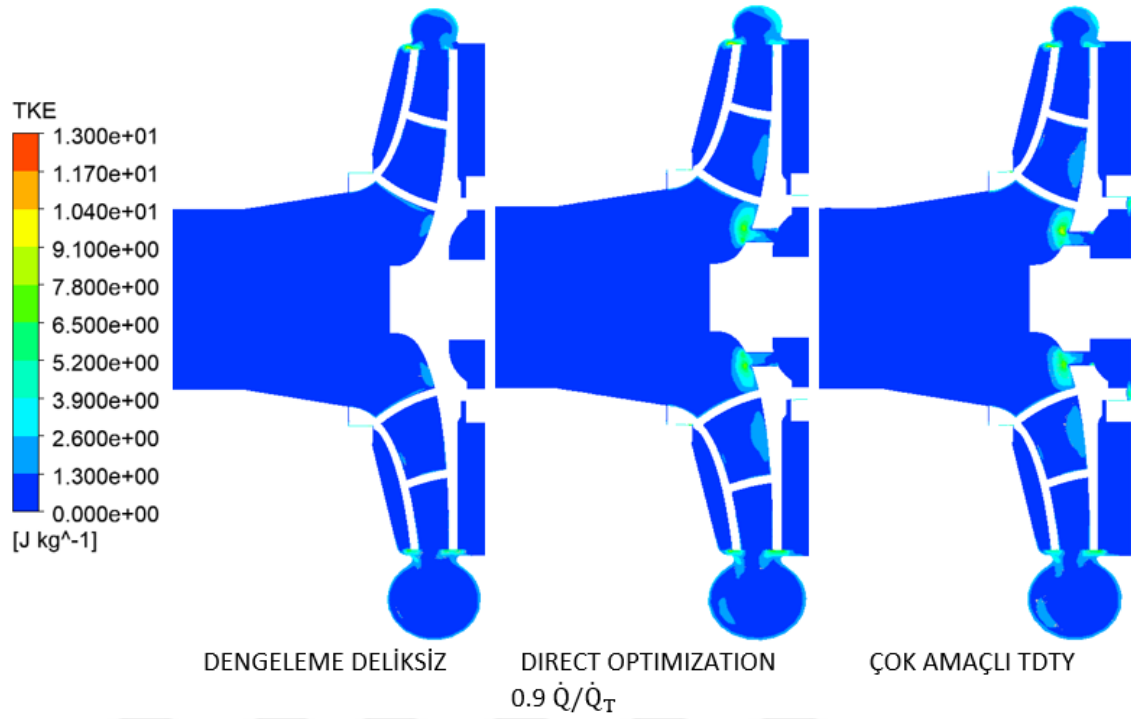


(e)

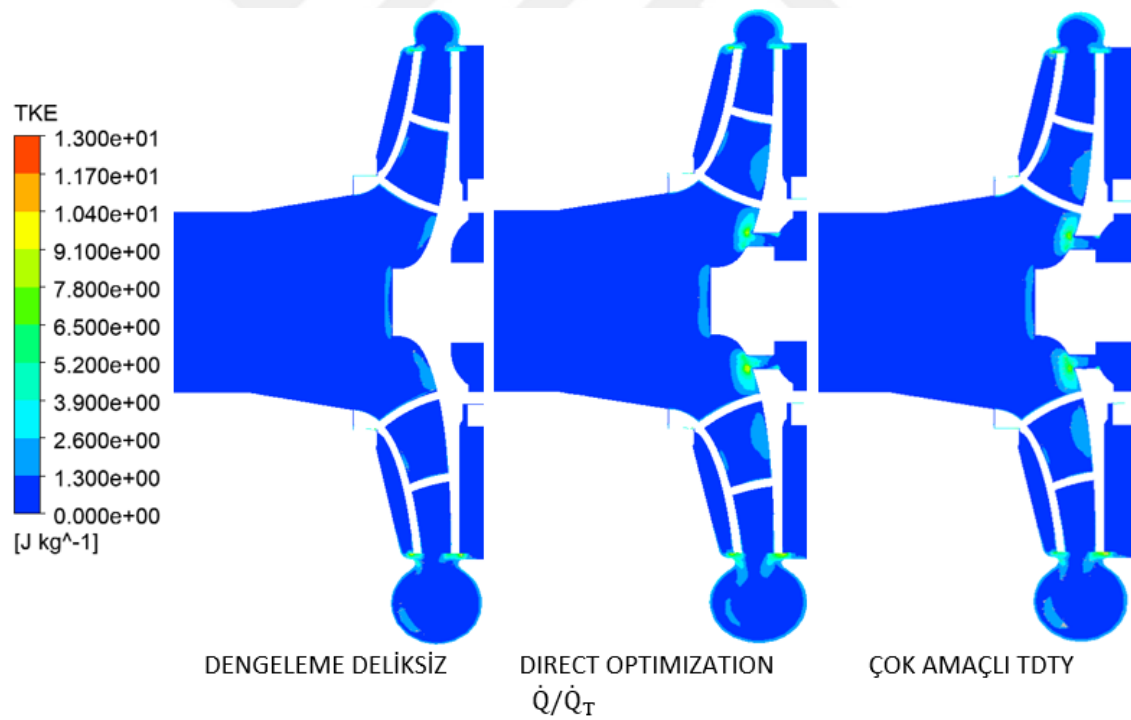
Şekil 4.15. Dengeleme Deliksiz Pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile Elde Edilen Pompaların Özel Kesitte Hız Dağılımları



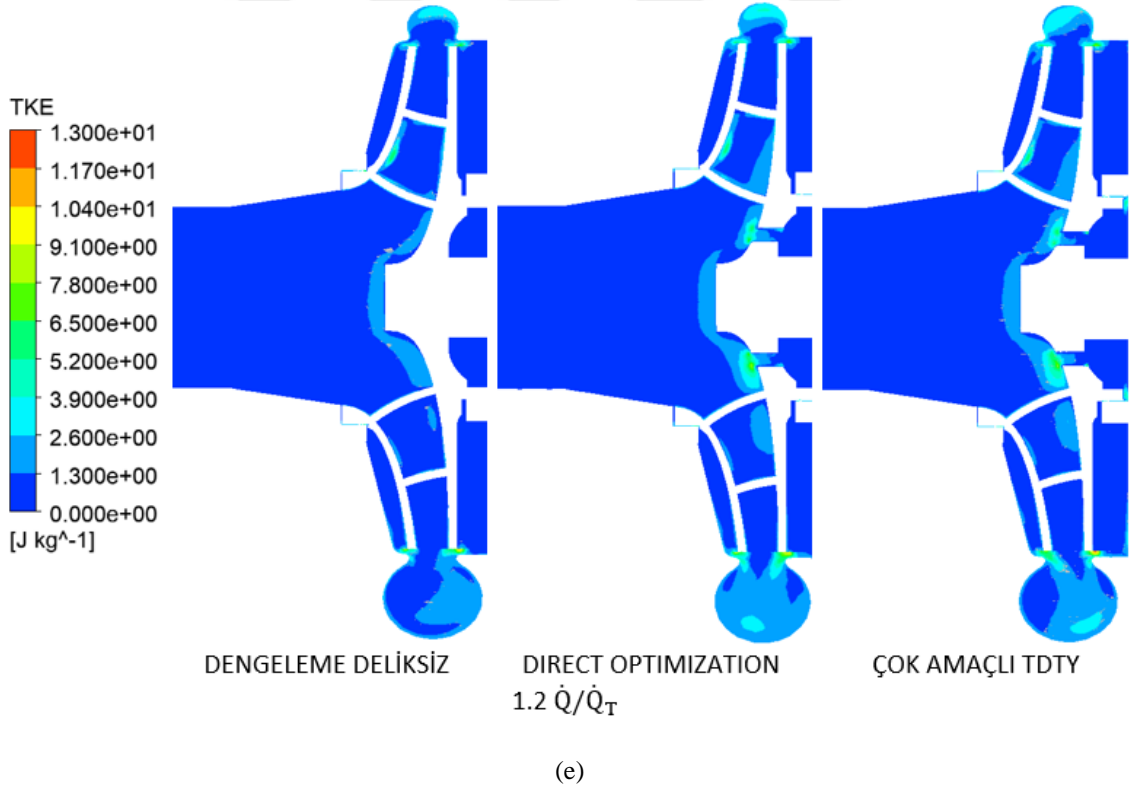
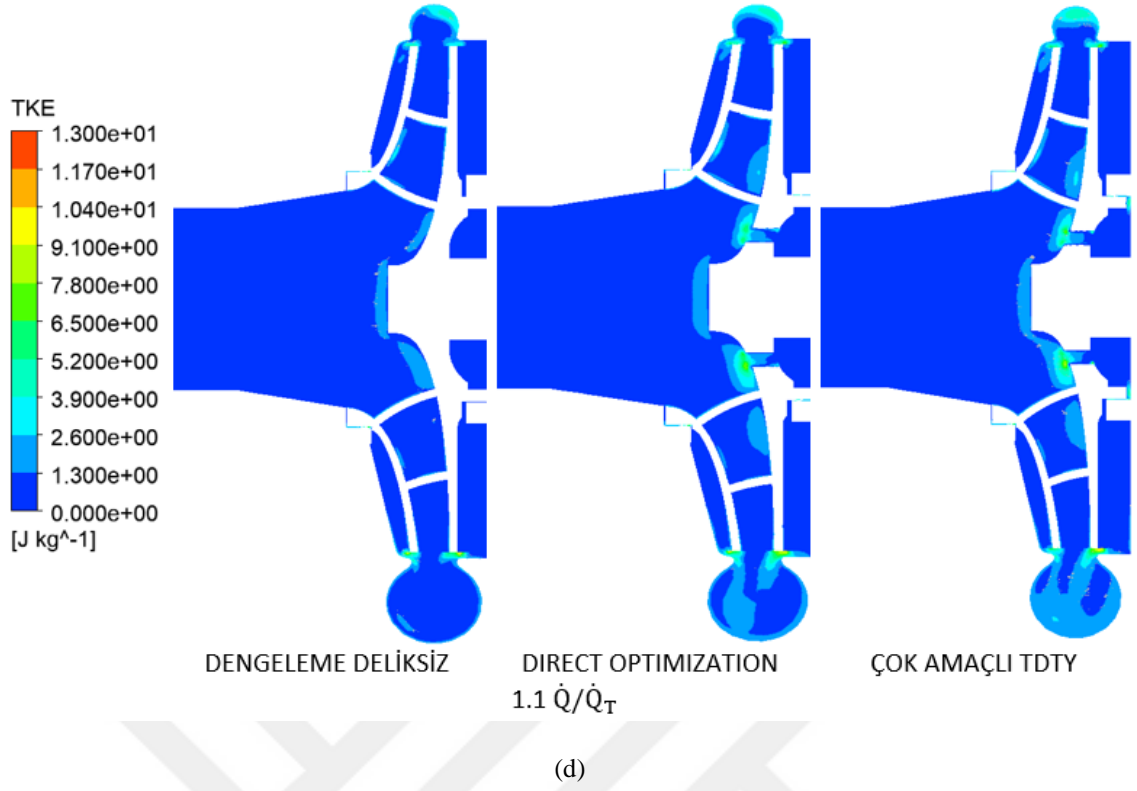
(a)



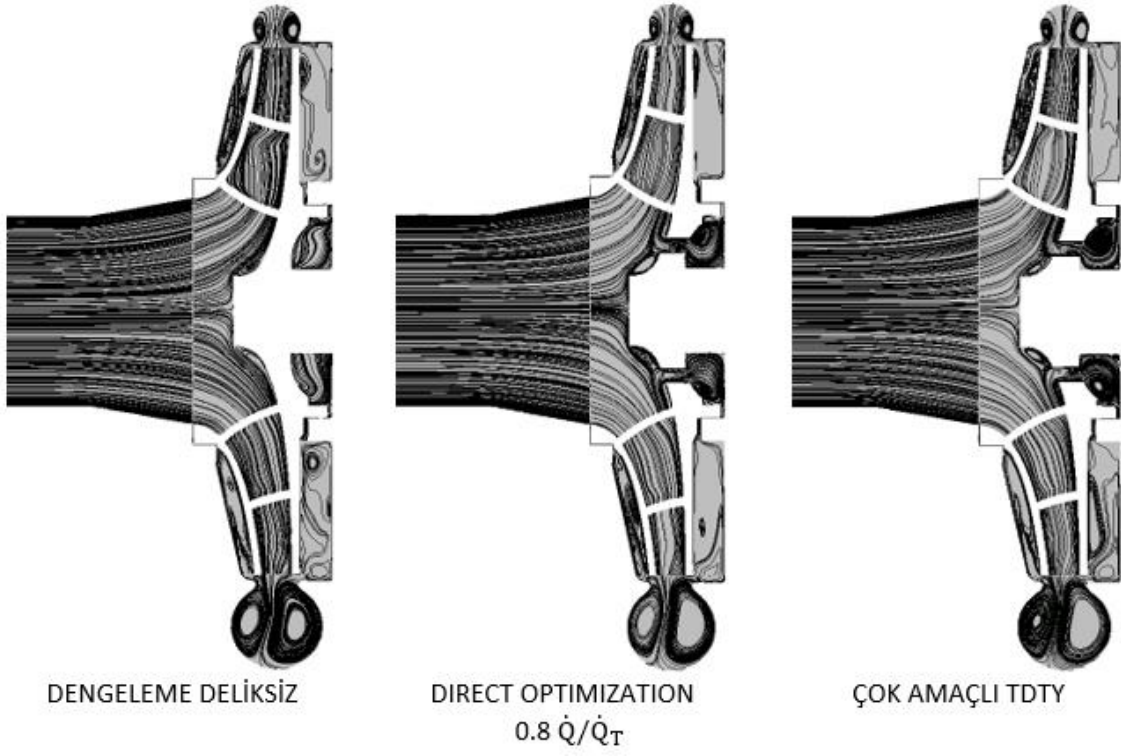
(b)



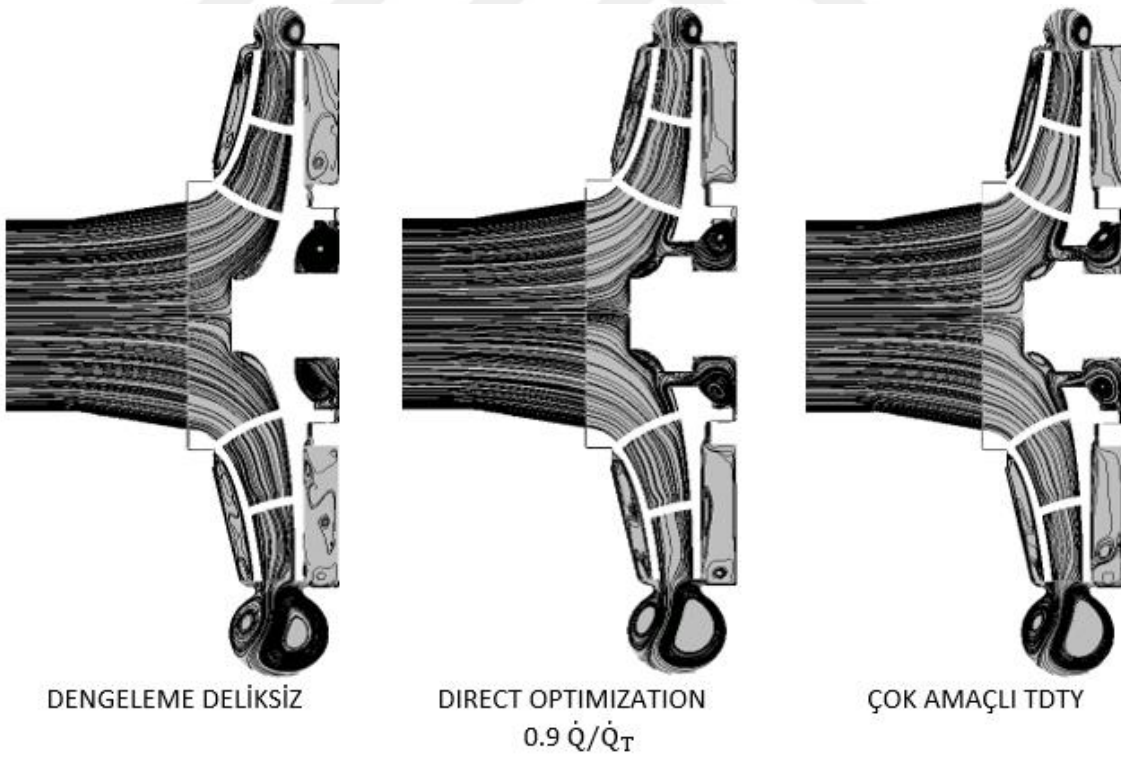
(c)



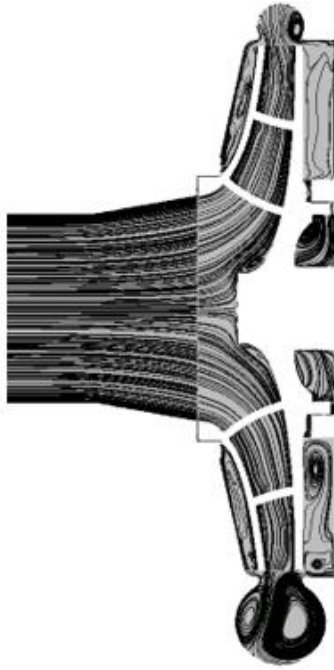
Şekil 4.16. Dengeleme Deliksiz Pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile Elde Edilen Pompaların Özel Kesitte TKE Dağılımları



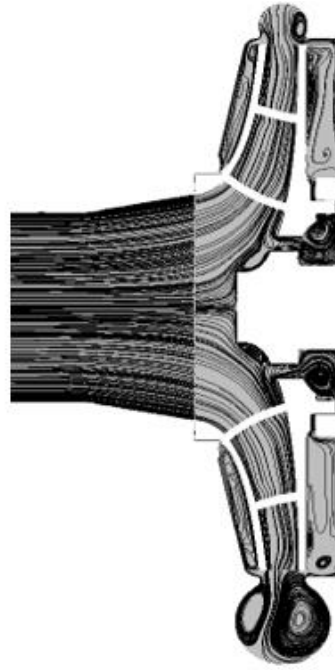
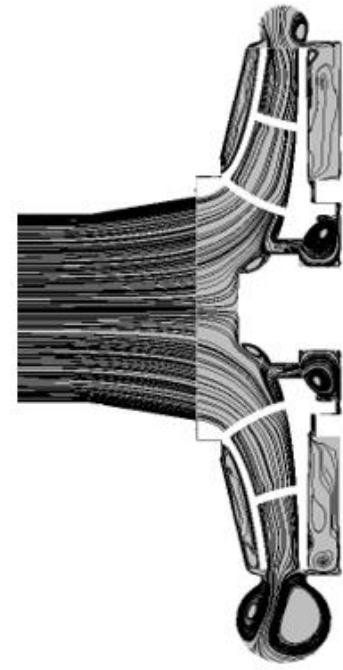
(a)



(b)



DENGEME DELİKSİZ

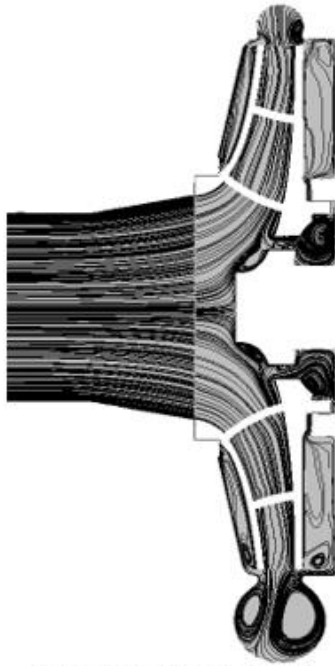
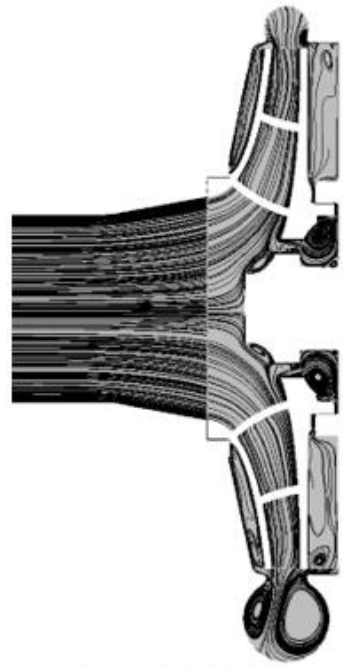
DIRECT OPTIMIZATION
 \dot{Q}/\dot{Q}_T 

ÇOK AMAÇLI TDTY

(c)

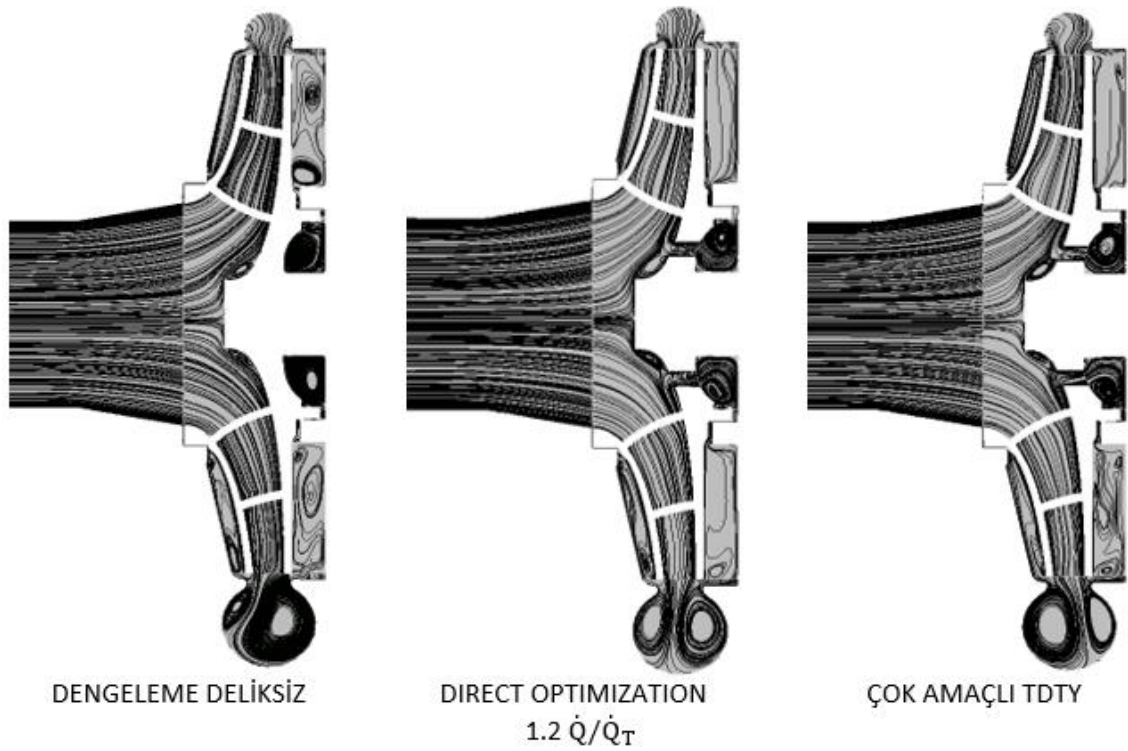


DENGEME DELİKSİZ

DIRECT OPTIMIZATION
1.1 \dot{Q}/\dot{Q}_T 

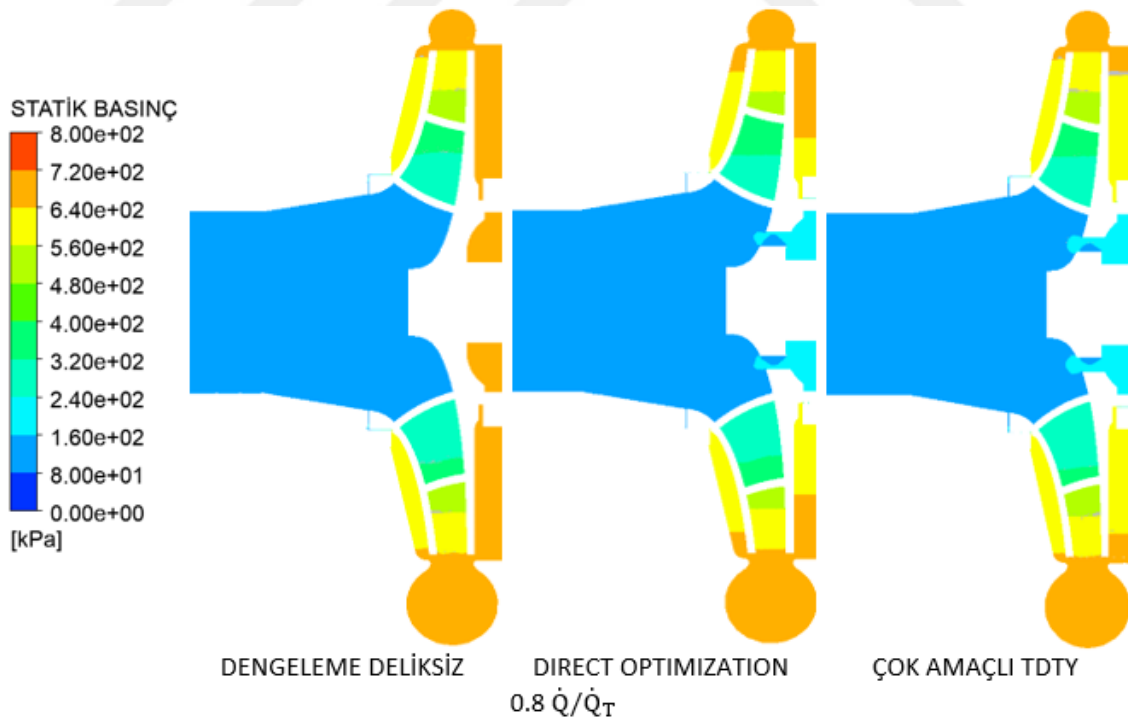
ÇOK AMAÇLI TDTY

(d)

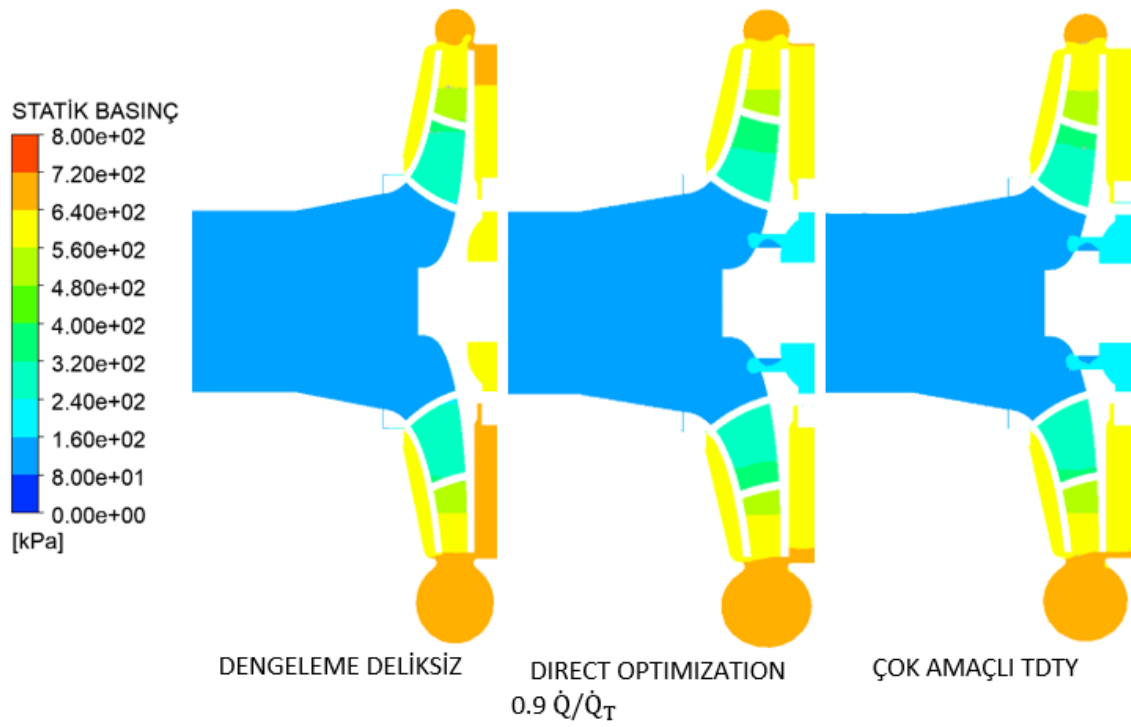


(e)

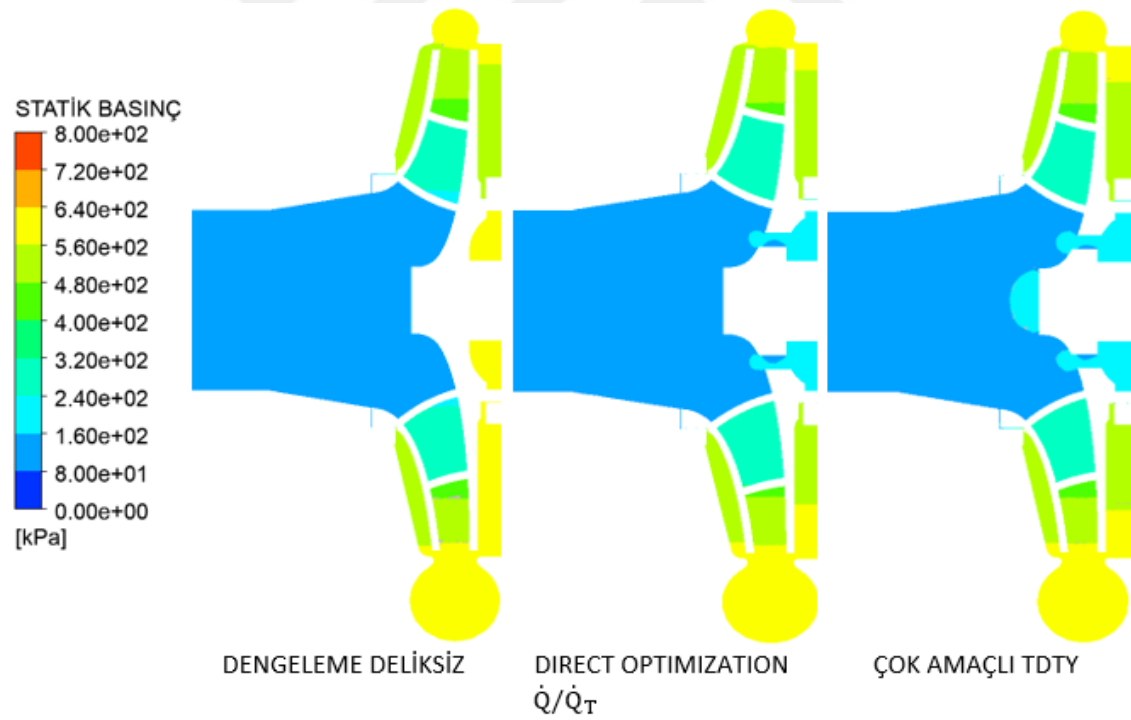
Şekil 4.17. Dengeleme Deliksiz Pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile Elde Edilen Pompaların Özel Kesitte Akım Çizgileri



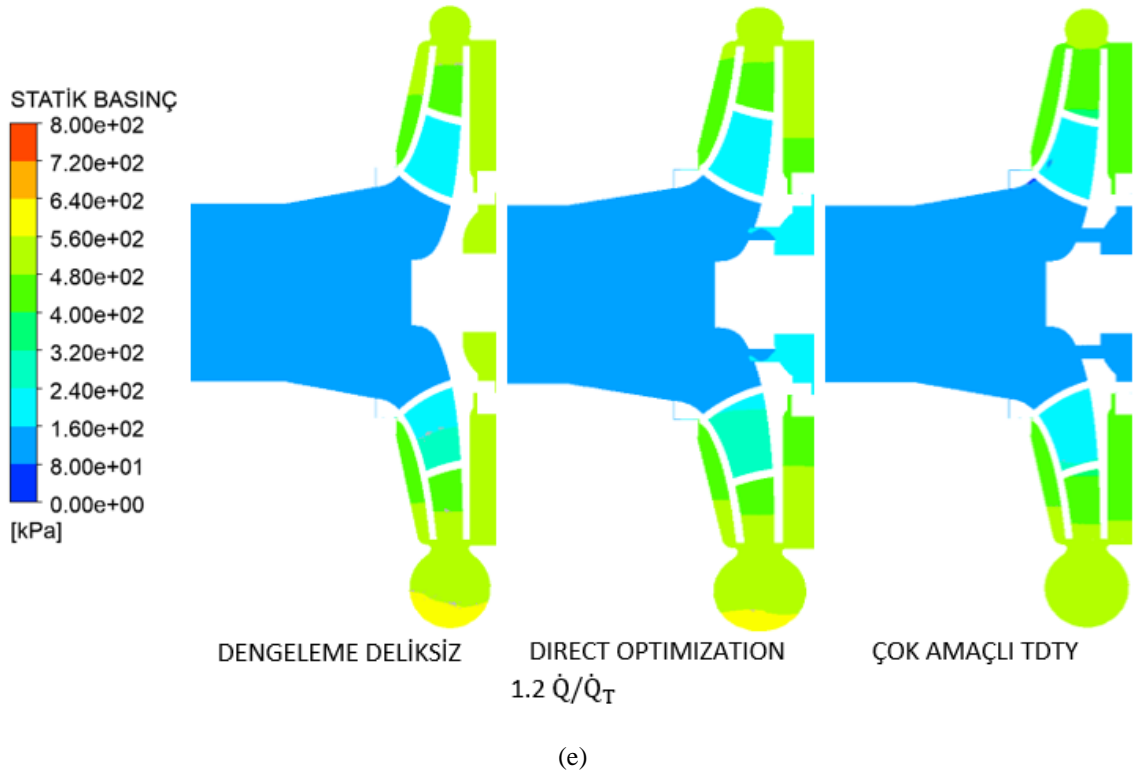
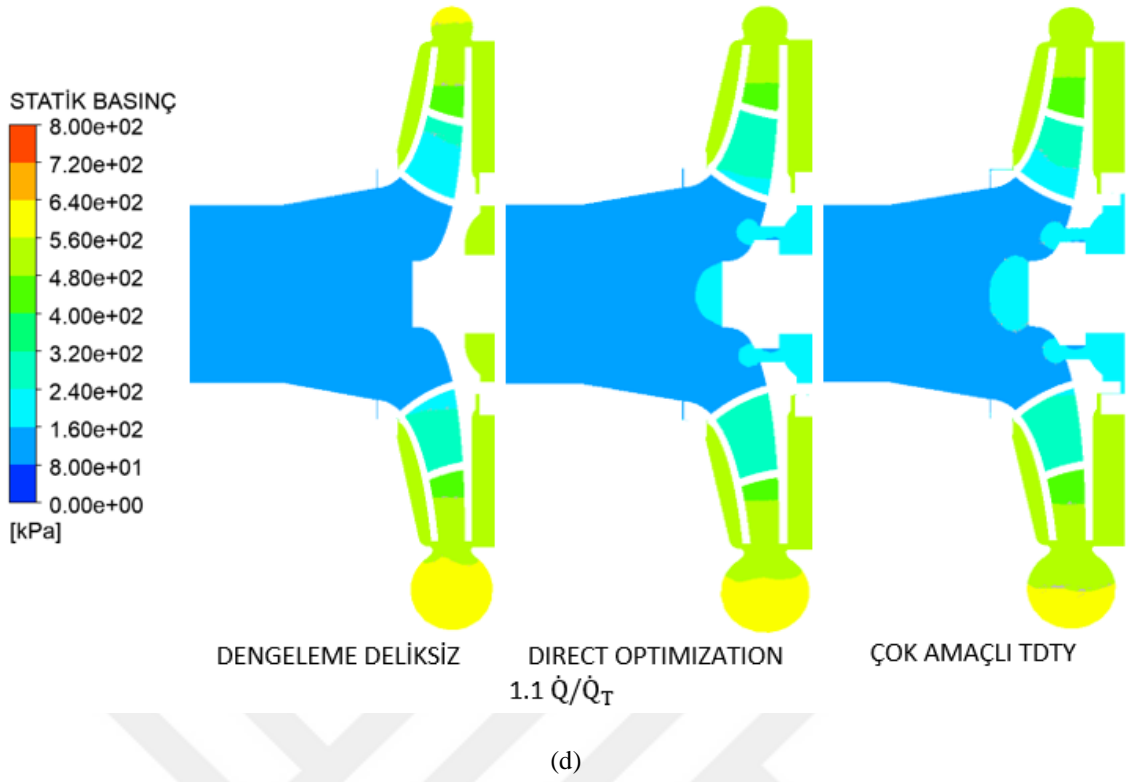
(a)



(b)



(c)



Şekil 4.18. Dengeleme Deliksiz Pompa ile Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile Elde Edilen Pompaların Özel Kesitte Statik Basınç Dağılımı

Şekil 4.16’da TKE dağılımları verilmiştir. Dengeleme deliksiz ve delikli pompa karşılaştırıldığında dengeleme deliklerinin bulunduğu bölgede TKE dağılımları dikkat çekmektedir. Bütün debi değerlerinde dengeleme deliklerinin bulunduğu bölgelerde TKE’nin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni çarkın arka kaçak bölgesi ve çark arasında dengeleme deliklerine akış hızlarında ani değişimlerin meydana gelmesidir.

Şekil 4.17’de akım çizgileri gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde bütün debi değerlerinde dengeleme deliklerinin çark içerisindeki akım çizgilerinin düzenini bozması dengeleme deliksiz ve dengeleme delikli pompalar arasındaki en belirgin fark olarak ortaya çıkmaktadır. Düzensizlik özellikle dengeleme deliklerinden geçen kaçak akışın çark içerisindeki akışa dahil olduğu bölgelerde meydana gelmektedir.

Şekil 4.18’de ise aynı düzlemde statik basınç dağılımı görülmektedir. Şekil incelendiğinde dengeleme deliksiz ve dengeleme delikli pompalarda genel olarak statik basınç değerlerinde pompa girişinden çıkışına doğru benzer şekilde düzenli bir artış olduğu görülmüştür. Ancak dengeleme delikli pompalarda dengeleme deliklerinin bulunduğu bölgelerde kısmi basınç artışı görülmektedir. Bunun nedeni: pompanın arka kaçak bölgesindeki yüksek basınçlı akışın dengeleme deliklerinden geçerek pompa girişindeki düşük basınçlı bölgeye doğru yönelmesidir. Aynı zamanda bütün debi değerleri incelendiğinde dengeleme deliksiz pompaya kıyasla dengeleme delikli pompaların statik basıncında azalma meydana geldiği görülmektedir.

Direct Optimization ve Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompalar Şekil 4.15-4.18’de verilen hız vektörleri, hız dağılımları, TKE ve akım çizgilerine göre kıyaslandığında pompalar bütün debi değerlerinde genel olarak benzer özellikler gösterirken, iki pompa arasındaki en belirgin fark statik basınç dağılımında olduğu görülmektedir. Şekil incelendiğinde her iki optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen pompalarda genel olarak bütün debi değerlerinde pompa girişinden çıkışına doğru statik basınç düzenli bir şekilde arttığı tespit edilmiştir. Bununla beraber her iki pompada çark arka yüzünde dengeleme deliklerinden kaynaklanan renk dağılımında düzensizlik meydana gelmektedir. Ancak bütün debi değerlerinde Direct Optimization ile elde edilen pompanın statik basıncı Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompaya göre daha yüksektir. Bu durum özellikle salyangoz cidarına yakın bölgelerde açıkça görülmektedir.

Optimizasyon çalışmaları neticesinde elde edilen sonuçlar yardımıyla pompa çalışma noktasında rulman ömrü ve MEI değerleri hesaplanmıştır (Çizelge 4.14).

Çizelge 4.14. Optimizasyon Çalışması Sonucu Elde Edilen ve Dengeleme Deliksiz Pompa Hesaplanan MEI ve Rulman Ömrü

Değer	Dengeleme Deliksiz Pompa	Çok Amaçlı TDTY	Direct Optimization
MEI	0.462	0.276	0.435
Rulman Ömrü (Saat)	2160	510000	321000

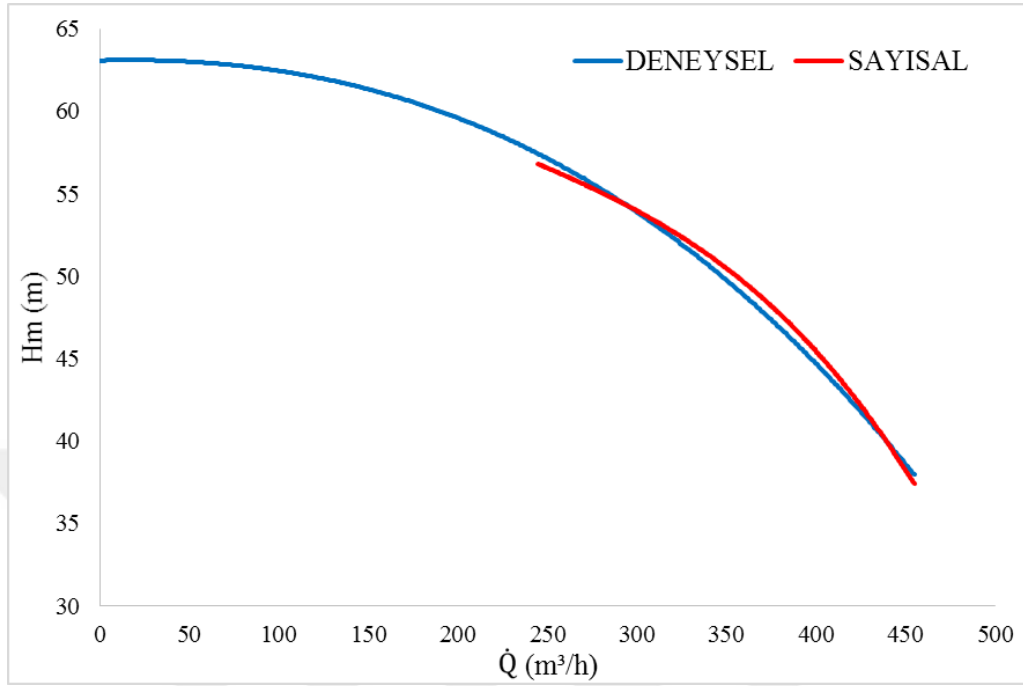
Çizelge 4.14 incelendiğinde Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompada çalışma saati cinsinden hesaplanan rulman ömründe önemli miktarda artış sağlanırken, MEI değerlerinin de azaldığı görülmektedir. Dengeleme deliksiz pompaya göre Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompada rulman ömrü 2160 çalışma saatinden yaklaşık 510000 çalışma saatine çıkmıştır. Bu durum rulmanların pompa çalışma süresi boyunca eksenel yük kaynaklı arıza oluşturmayacağını açıklamaktadır. Bununla beraber pompa MEI değerleri 0.462'den 0.276 değerine düşmüştür. Her ne kadar dengeleme deliksiz pompaya göre Çok Amaçlı TDTY ile elde edilen pompada verim bir miktar azalsa da MEI hesaplamalarında kritik bir azalma meydana gelmiştir. Direct Optimization ile elde edilen pompada ise rulman ömrü 321000 çalışma saati olarak hesaplanmıştır. Çok Amaçlı TDTY ile karşılaştırıldığı zaman %37 rulman ömrü azalmıştır. Bu azalma çok büyük bir değer olsa da elde edilen çalışma saati, rulmanların pompa çalışma süresi boyunca aynı şekilde eksenel yük kaynaklı arıza oluşturmayacağını açıklamaktadır. Diğer taraftan Direct Optimization ile elde edilen pompada MEI değeri 0.435 olarak hesaplanmıştır. Sonuçlara göre Direct Optimization ile elde edilen pompanın hem 0.4 MEI karşılması hem de dengeleme deliksiz pompaya göre daha uzun rulman ömrüne sahip olduğu açıkça görülmektedir. Bundan dolayı deneysel çalışmalar süresince Direct Optimization ile elde edilen pompa tercih edilmiştir.

4.2. Deneysel Çalışmaların İncelenmesi

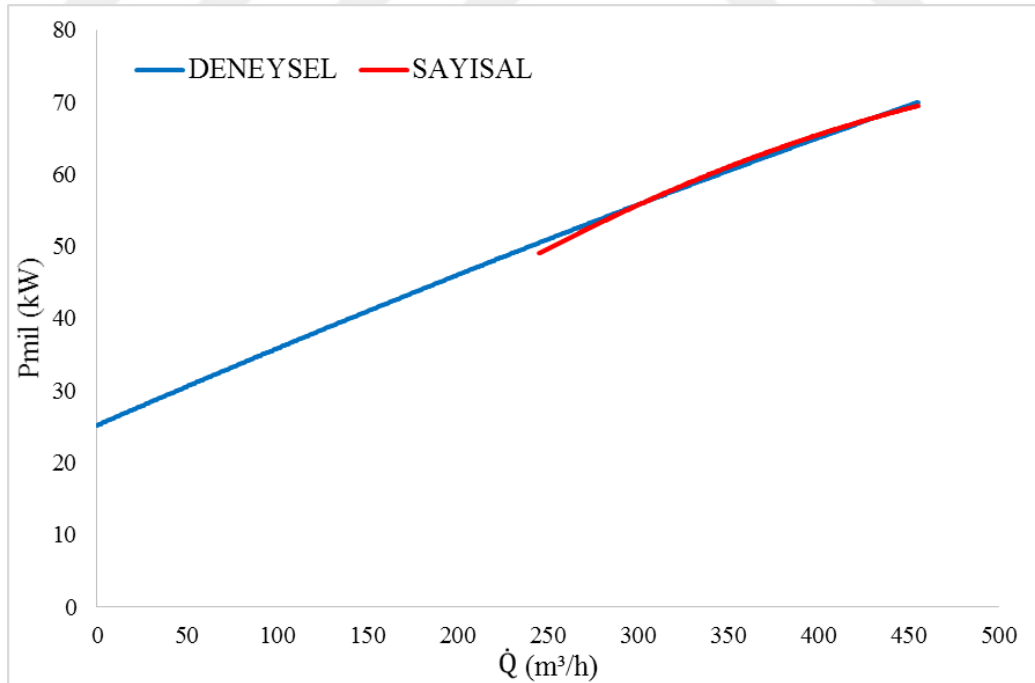
Tez çalışmasında optimizasyon çalışmaları neticesinde elde edilen pompa ile dengeleme deliksiz pompa imal edilerek pompa deney istasyonunda performans deneyleri yapılmıştır. Optimize dengeleme delikli pompa için sayısal ve deneysel olarak elde edilen pompa karakteristik eğrileri Şekil 4.19'da gösterilmiştir.

Şekil 4.19 incelendiğinde sayısal ve deneysel sonuçların çalışma noktası ve yakın bölgelerde birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Bununla beraber debi miktarı

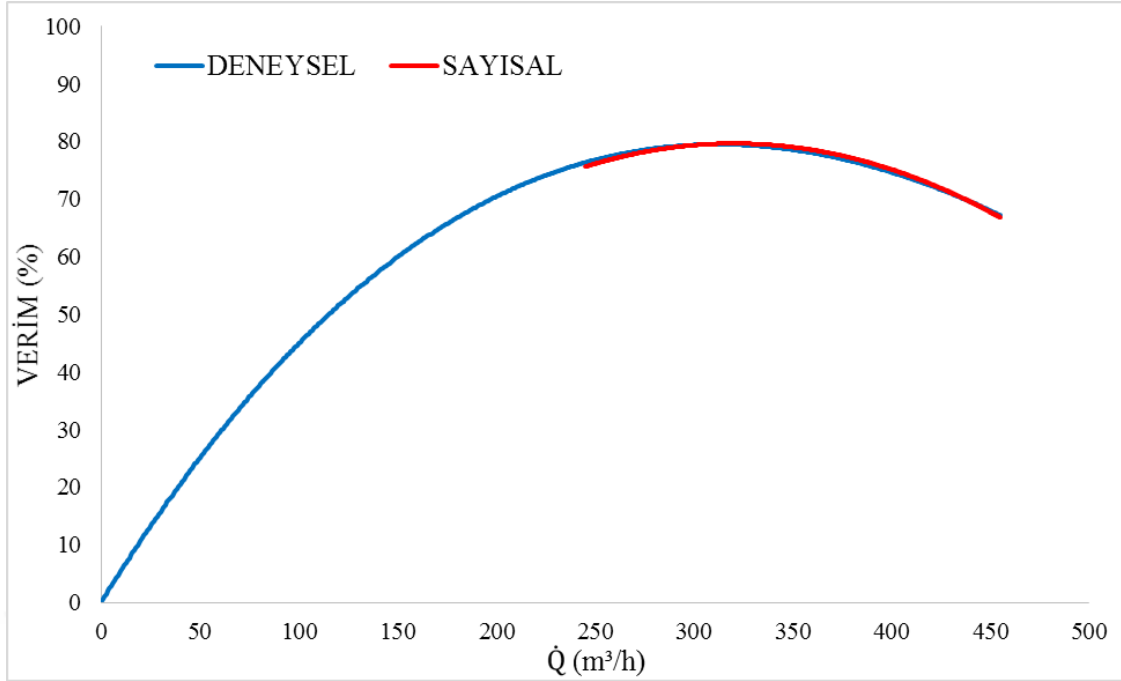
azaldıkça deneysel ve sayısal sonuçlar arasında basma yüksekliği ve güç değerlerinde sapma meydana gelmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.19. Optimize Dengeleme Delikli Pompanın Sayısal ve Deneysel Karakteristik Eğrileri

Pompa çalışma noktasında optimize dengeleme delikli ve dengeleme deliksiz pompa arasındaki farklılıklar Çizelge 4.15’de gösterilmiştir.

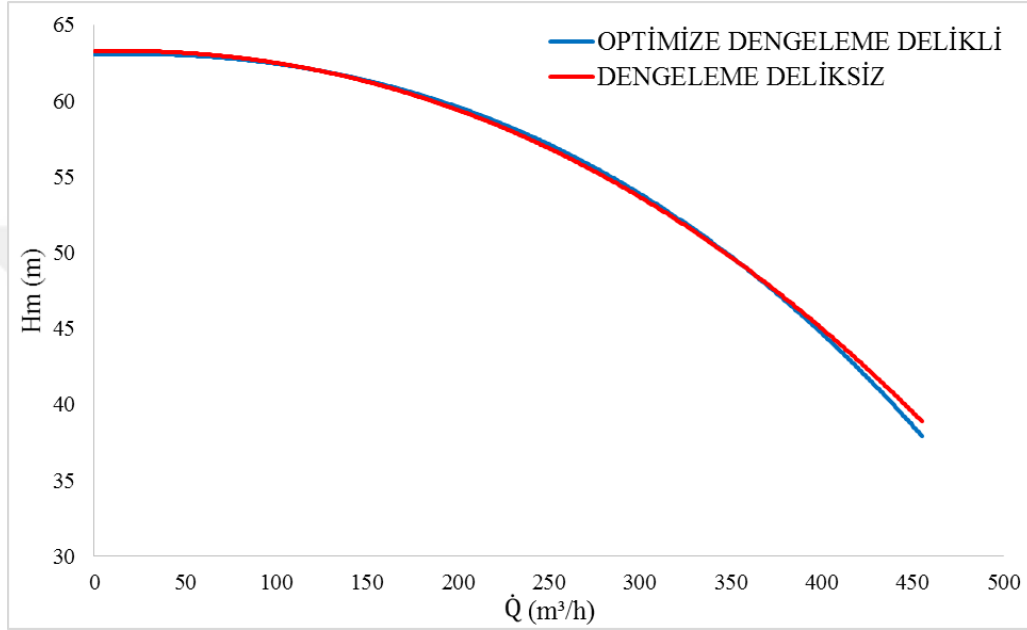
Çizelge 4.15. Optimize Dengeleme Delikli ve Dengeleme Deliksiz Pompa Performans Deneyi Sonuçları

Değer	Dengeleme Deliksiz Pompa	Optimize Dengeleme Delikli Pompa
Basma Yüksekliği (m)	51.07	50.95
Güç (kW)	60.43	60.46
Verim (%)	80.6	80.37

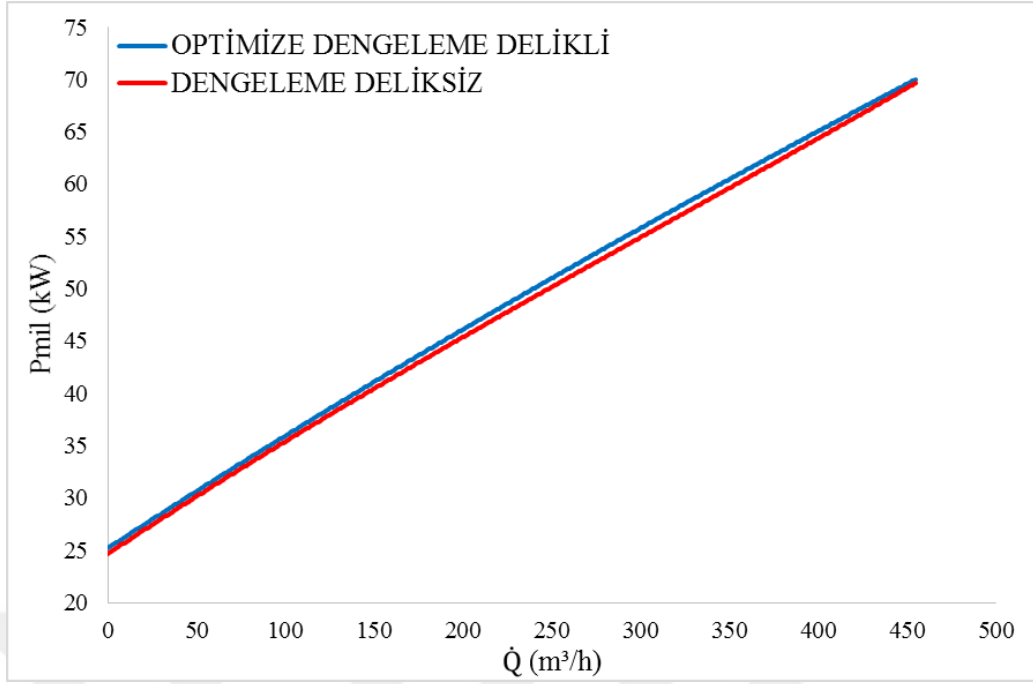
Çizelge 4.15 incelendiğinde dengeleme deliksiz pompaya göre optimize dengeleme delikli pompada basma yüksekliği ve pompa verimi değerlerinde sırasıyla yaklaşık %0.23 ve %0.28 azalma meydana gelirken, güç değerlerinde %0.05 artış tespit edilmiştir. Bu sonuçlar dengeleme deliklerinin tasarımında optimizasyon çalışmalarının önemli rol oynadığını açıkça göstermektedir.

Çalışmada optimize dengeleme delikli ve dengeleme deliksiz pompa için yapılan performans testi sonucunda elde edilen pompa karakteristik eğrileri Şekil 4.20’de gösterilmiştir.

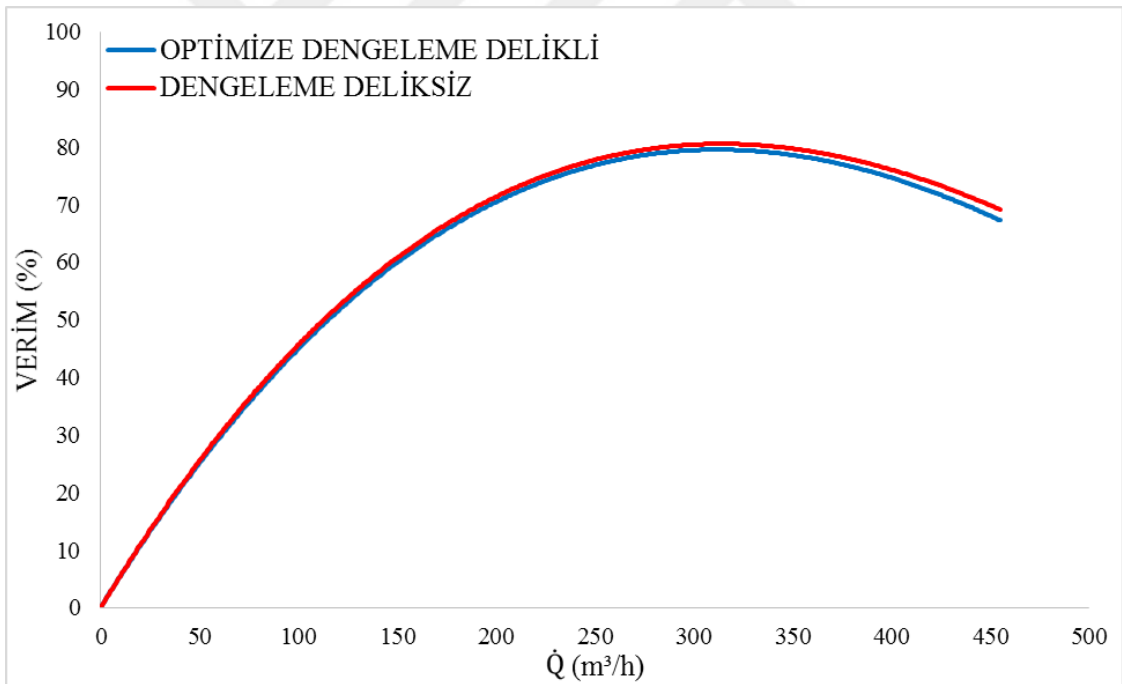
Şekil 4.20 incelendiğinde genel olarak optimize dengeleme delikli ve dengeleme deliksiz pompanın birbiri ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Ancak Şekil 4.20(a) ve Şekil 4.20(b) incelendiğinde her iki pompa arasında basma yüksekliği ve güç değerlerinde oluşan farklılıklar sebebiyle optimize dengeleme delikli pompanın veriminde çok az miktarda azalmalar meydana gelmektedir. Bu durum Şekil 4.20(c)'de açıkça görülmektedir.



(a)



(b)

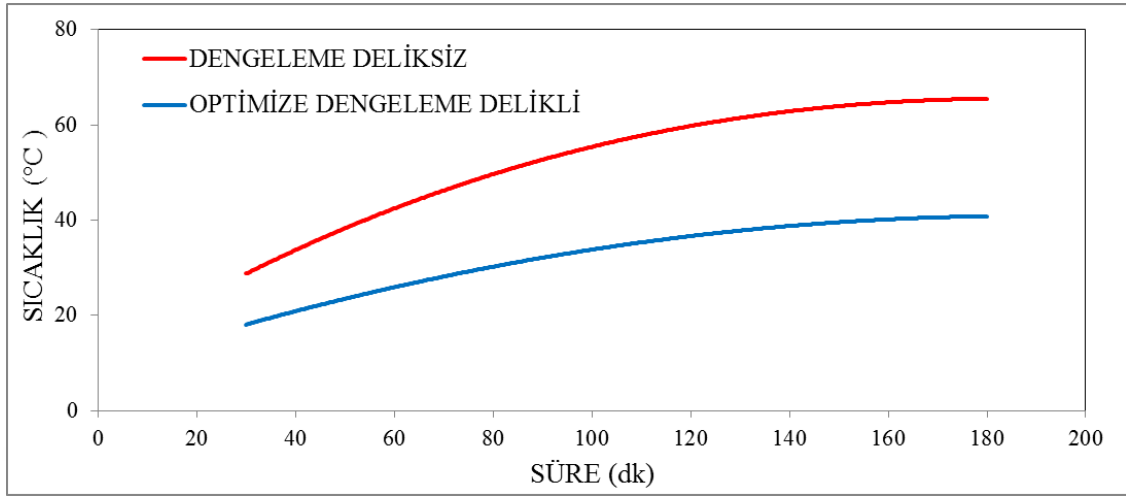


(c)

Şekil 4.20. Optimize Dengeleme Delikli ve Dengeleme Deliksiz Pompanın Deneysel Sonuçları

Çalışmada pompa performans deneylerinin ardından pompa çalışma noktasında rulman sıcakları ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri belirli periyotlarla sabit bir rulman

sıcaklığı elde edinceye kadar devam etmiştir. Dengeleme deliksiz ve optimize dengeleme delikli pompa için yapılan ölçümler Şekil 4.21’de incelenmektedir.



Şekil 4.21. Rulman Sıcaklık Ölçüm Sonuçları

Şekil 4.21’de ölçüm periyotlarında rulmanlar üzerinde ölçülen en yüksek sıcaklıklar gösterilmiştir. Dengeleme deliksiz pompada yaklaşık 3 saatlik çalışma süresinin sonunda pompa ön rulmanında 65 °C, arka rulmanında ise 35 °C sıcaklık ölçülmüştür. Daha sonra optimize dengeleme delikli pompa ile yapılan sıcaklık ölçümleri sonucunda pompa ön rulmanında 40 °C, arka rulmanında ise 25 °C sıcaklık tespit edilmiştir.

Dengeleme deliksiz pompaya göre optimize dengeleme delikli pompada ön rulman sıcaklığı %38.5 azalmıştır. Bu durum rulmanların önemli miktarda aksenal yüke maruz kaldığını ve optimize dengeleme delikleri sayesinde aksenal yüklerin dengelendiğini açıklamaktadır. Bununla beraber pompa deneysel sonuçlara göre MEI değerleri 0.435’den 0.415 değerine düşmüştür. Deneysel çalışma sonuçlarına göre optimize dengeleme delikli pompanın hem 0.4 MEI karşılması hem de dengeleme deliksiz pompaya göre daha uzun rulman ömrüne sahip olduğu açıkça görülmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuç

Tez çalışmada, ilk olarak seçilen pompa dengeleme deliksiz olarak imal edilerek rulman sıcaklıkları ölçülmüş ve pompa performans deneyi yapılmıştır. Yapılan performans deneylerinde pompanın MEI kriterini sağladığı ancak rulmanlarında aşırı ısınma meydana geldiği tespit edilmiştir.

Çalışmanın ikinci aşamasında seçilen pompanın dengeleme deliksiz olarak HAD çalışmaları yapılmıştır. HAD çalışmaları neticesinde performans deneyine göre sayısal analizlerin doğrulanması sağlanmıştır. HAD çalışmalarında pompa içerisindeki kayıp kaçak bölgeleri eklenmiştir. Böylece pompa içerisinde kayıp kaçak bölgelerin pompa performansına olan etkisi ihmal edilmeden daha sağlıklı inceleme gerçekleştirilmiştir. Yapılan incelemeler neticesinde dengeleme deliksiz pompanın basma yüksekliğinin artmasıyla birlikte aksel yükün rulmanlar için ciddi büyüklükte olduğu tespit edilmiştir. Doğrulaması sağlanan sayısal analiz tekniği ile dengeleme delikleri optimizasyonuna yönelik çalışmalar yapılmıştır. Optimizasyon çalışmalarında TDTY ve Direct Optimization kullanılmıştır. TDTY ile tasarlanan dengeleme delikli pompa ile rulman ömrü dengeleme deliksiz pompaya göre 2160 çalışma saatinden 510000 çalışma saatine çıkmıştır. Ancak MEI değerleri 0.462'den 0.276 değerine düşmüştür. Direct Optimization ile tasarlanan dengeleme delikli pompa ile rulman ömrü dengeleme deliksiz pompaya göre 2160 çalışma saatinden 320000 çalışma saatine çıkmıştır. Bununla beraber Direct Optimization ile tasarlanan dengeleme delikli pompada MEI değeri 0.435 olarak hesaplanmıştır. Sonuçlara göre Direct Optimization ile elde edilen pompanın hem 0.4 MEI karşılması hem de dengeleme deliksiz pompaya göre daha uzun rulman ömrüne sahip olmasından dolayı deneysel çalışmalarda Direct Optimization ile elde edilen pompa tercih edilmiştir.

Optimizasyon çalışmalarında belirlenen parametrelerin hem aksel yük hem de pompa verimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Delik çapı ve delik adedinin delik merkez çapı ve merkez açısına göre çok daha etkili olduğu tespit edilmiştir. Delik çapı ve delik adedinin artması aksel yükü azaltırken pompa verimini de azaltmaktadır. Özellikle delik merkez çapının aksel yük bakımından ihmal edilebilecek olması pompa veriminin

daha yüksek elde edilebilmesi için değerlendirilebilecek bir parametre olarak ortaya çıkmaktadır.

Çalışmanın son kısmında optimize edilen dengeleme delikli pompa üretilip pompa performans deneyine tabi tutulmuştur. Performans deneyleri sonuçlarında optimize edilen dengeleme delikli pompanın dengeleme deliksiz pompaya göre basma yüksekliği ve pompa verimi değerlerinde sırasıyla yaklaşık %0.23 ve %0.28 azalma meydana gelirken, güç değerlerinde %0.05 artış tespit edilmiştir. Bununla beraber MEI değerleri 0.435'den 0.415 değerine düşmüştür. Ancak dengeleme deliksiz pompanın ön rulmanında ölçülen 65 °C sıcaklık optimize dengeleme delikli pompada 40 °C olarak ölçülmüştür. Dengeleme deliksiz pompaya göre optimize dengeleme delikli pompada ön rulman sıcaklığı %38.5 azalmıştır. Bu sonuçlar dengeleme deliklerinin tasarımında optimizasyon çalışmaları ile pompa veriminde çok az kayıplarla rulman ömrünün önemli miktarda uzatılabileceğini açıkça göstermektedir.

5.2. Öneriler

Bu tez çalışması kapsamında, santrifüj pompalarda pompadaki aksel yükü dengelemek amacıyla çarklara dengeleme delikleri delinmesi yöntemi CNC tezgahlarında uzun zaman harcanmaktadır. Bu nedenle, pompalarda aksel yüklerin dengelenmesi ile ilgili farklı yöntemlere başvurulabilir veya çarklar üzerinde dengeleme deliklerinin açılması için özel aparatlar tasarlanabilir.

Yapılan optimizasyon çalışmasında pompa verimi ve aksel yükün eşit öneme sahip olduğu kabul edilmiştir. Bununla beraber dengeleme deliği tasarım parametreleri daha çok aksel yük üzerinde etkili olmuştur. Gelecek çalışmalarda farklı algoritmalarda ve farklı pompalarda çalışmalar yapılarak pompa veriminde daha da az kayıplar sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- Al-Obaidi, A. R., 2019, Monitoring the performance of centrifugal pump under single phase and cavitation condition: A CFD analysis of the number of impeller blades, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 12 (2), 445-459.
- Anonim, 2015, Su Pompaları İle İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklere Dair Tebliğ, 31 Aralık 2015 tarih ve 29579 sayılı Resmi Gazete.
- Anonymous, 2005, SKF Bearing General catalogue. Company
- Anonymous, 2012a, 547/2012. Implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with Regard to Ecodesign Requirements for Water Pumps, *Official Journal of the European Union*: 28-36.
- Anonymous, 2012b, ISO 9906: 2012. Rotodynamic pumps, Hydraulic performance acceptance tests, Grades 1, 2 and 3, 1.
- Anonymous, 2013a, Fluent 15.0 User's Guide, ANSYS FLUENT Inc.
- Anonymous, 2013b, Fluent 15.0 Theory Guide, ANSYS FLUENT Inc.
- Anonymous, 2020, Ansys Help Viewer, ANSYS INC.
- Babayigit, O., Ozgoren, M., Aksoy, M. ve Kocaaslan, O., 2017a, The effect of balance holes to centrifugal pump performance, *AIP Conference Proceedings*, 030004.
- Babayigit, O., Ozgoren, M., Aksoy, M. H. ve Kocaaslan, O., 2017b, Experimental and CFD investigation of a multistage centrifugal pump including leakages and balance holes, *Desalin. Water Treat*, 67 (3), 28-40.
- Babayigit, O., 2017, Bir santrifüj pompanın çoklu çark parametrelerinin performansa etkisinin incelenmesi, Doktora Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya.
- Baysal, K., 1979, Tam santrifüj pompalar: hesap, çizim ve konstrüksiyon özellikleri, İstanbul Teknik Üniversitesi
- Benturki, M., Dizene, R. ve Ghenaiet, A., 2018, Multi-objective optimization of two-stage centrifugal pump using NSGA-II algorithm, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 11 (4), 929-942.
- Boitel, G., Fedala, D. ve Myon, N., 2016, Tip clearance effects on loads and performances of semi-open impeller centrifugal pumps at different specific speeds, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 032013.

- Bruurs, K., Van Esch, B., Van der Schoot, M. ve Van der Zijden, E., 2017, Axial thrust prediction for a multi-stage centrifugal pump, *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, V01AT05A017.
- Cao, W.-d., Dai, X. ve Hu, Q.-x., 2015, Effect of impeller reflux balance holes on pressure and axial force of centrifugal pump, *Journal of Central South University*, 22 (5), 1695-1706.
- Chmielewski, M. ve Gieras, M., 2013, Three-zonal wall function for k- ϵ turbulence models, *Computational methods in science technology*, 19 (2), 107-114.
- Dong, W., Chu, W.-l. ve Liu, Z.-l., 2019, Influences of the diameter of the balance hole on the flow characteristics in the hub cavity of the centrifugal pump, *Journal of Hydrodynamics*, 31 (5), 1060-1068.
- Ergur, H. S., 2015, Analysis of Total Life Cycle Costing and Efficiency for Pumps, *International Journal of Scientific and Technological Research*, 1 (3), 66-72.
- Fathi, M., Raisee, M., Nourbakhsh, S. A. ve Arani, H. A., 2019, The effect of balancing holes on performance of a centrifugal pump: numerical and experimental investigations, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 032017.
- Genceli, O., 2000, Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul, 6 (1982), 2004-2006.
- Godbole, V., Patil, R. ve Gavade, S., 2012, Axial thrust in centrifugal pumps—experimental analysis, *15th International Conference on Experimental Mechanics (ICEM), Porto, Portugal, July, 22-27*.
- Gökçe, B. ve Taşgetiren, S., 2009, Kalite İçin Deney Tasarımı, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 6 (1), 71-83.
- Görcelioğlu, E., 1975, Su Koçu ve ülkemiz koşullarında önemi, *Journal of the Faculty of Forestry Istanbul University*, 25 (1), 169-182.
- Gulich, J. F., 2008, Centrifugal pumps, Springer
- Han, W., Maa, W., Li, R. ve Li, Q., 2012, The numerical analysis of radial thrust and axial thrust in the screw centrifugal pump, *Procedia engineering*, 31, 176-181.
- Harada, I., Kobayasi, K. ve Ono, S., 2010, Prediction of axial thrust for mixed-flow pumps with vaned diffuser by using CFD, *International Journal of Fluid Machinery Systems*, 3 (2), 160-168.
- Heo, M.-W., Ma, S.-B., Shim, H.-S. ve Kim, K.-Y., 2016, High-efficiency design optimization of a centrifugal pump, *Journal of Mechanical Science Technology*, 30 (9), 3917-3927.

- Işık, F., 2000, Taguchi Metodu ve Bir Uygulama, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü*.
- Jia, X., Cui, B., Zhu, Z. ve Yu, X., 2018, Numerical investigation of pressure distribution in a low specific speed centrifugal pump, *Journal of Thermal Science*, 27 (1), 25-33.
- Kaladhar, M., Subbaiah, K. V., Rao, C. ve Rao, K. N., 2011, Application of Taguchi approach and Utility Concept in solving the Multi-objective Problem when turning AISI 202 Austenitic Stainless Steel, *Journal of engineering science Technology Review*, 4 (1).
- Karaşkiewicz, K. ve Złoty, Ł., 2017, Influence of radial flow impeller balance holes on the net positive suction head for rotodynamic pumps, *Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery*.
- Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P. ve Heald, C. C., 2001, Pump handbook, McGraw-Hill New York
- Kaushik, P. ve Kumar, S. G., 2014, Simulation study of centrifugal pump performance with variation of number of blades, MS Thesis, *Thapar University, Patiala*.
- Kocaaslan, O., 2015, Verim iyileştirilmesi için optimize edilen ve poliüretan kaplama yapılan pompa çarkının sayısal ve deneysel analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya*.
- Lomakin, V., Chaburko, P. ve Kuleshova, M., 2017, Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics, *Procedia engineering*, 176, 476-482.
- Moukalled, F., Mangani, L. ve Darwish, M., 2016, The finite volume method, In: *The finite volume method in computational fluid dynamics*, Eds: Springer, p. 103-135.
- Mullins, E. U., 1991, Recent Developments in Quality Control: An Introduction to "Taguchi Methods", *Nigerian Journal of Technology*, 15 (1), 1-15.
- Namazizadeh, M., Talebian Gevari, M., Mojaddam, M. ve Vajdi, M., 2019, Optimization of the splitter blade configuration and geometry of a centrifugal pump impeller using design of experiment, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 13 (1), 89-101.
- Nataraj, M. ve Arunachalam, V., 2006, Optimizing impeller geometry for performance enhancement of a centrifugal pump using the Taguchi quality concept, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power Energy*, 220 (7), 765-782.
- Parlak, Z., 2016, En uygun çark tasarımı ile bir santrifüj pompa performansının iyileştirilmesi, *Sakarya University Journal of Science*, 20 (3), 667-676.

- Pehlivan, H. ve Parlak, Z., 2019, Investigation of parameters affecting axial load in an end suction centrifugal pump by numerical analysis.
- Pei, J., Wang, W., Yuan, S. ve Zhang, J., 2016, Optimization on the impeller of a low-specific-speed centrifugal pump for hydraulic performance improvement, *Chinese journal of mechanical engineering*, 29 (5), 992-1002.
- Rosa, H. M. P. ve Emerick, B. S., 2019, CFD simulation on centrifugal pump impeller with splitter blades, *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, 24, 3-7.
- Sagban, M. K., 2014, A CFD Investigation of the Hydrodynamic Characteristics of Fluid Flow through an Impeller and Multi-Objective Design Optimization of a Centrifugal Pump.
- Savaşkan, M., TAPTIK, Y. ve Ürgen, M., 2010, Deney tasarımı yöntemi ile matkap uçlarında performans optimizasyonu, *İTÜDERGİSİ*, 3 (6).
- Sefacı, S., Babayiğit, O. ve Koçak, S., 2020, Deneysel Tasarım Yöntemleri İle Bir Santrifüj Pompa Çarkında Dengeleme Deliği Optimizasyonu, *International Marmara Sciences Congress IMASCON 2020-Autumn*, 102-103.
- Shen, Z. ve Pan, Z., 2015, Research on axial thrust of the waterjet pump based on CFD under cavitation conditions, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 022013.
- Szlaga, M., 2019, Balancing axial force in centrifugal pumps with pump out vanes, *E3S Web of Conferences*, 01028.
- Tan, L., Zhu, B., Cao, S., Bing, H. ve Wang, Y., 2014, Influence of blade wrap angle on centrifugal pump performance by numerical and experimental study, *Chinese journal of mechanical engineering*, 27 (1), 171-177.
- Taylan, D., 2009, Taguchi deney tasarımı uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta.
- Tomaç, M. N., 2005, Turbomakinelerin akış karakteristiklerinin sayısal incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa.
- Türkmen, B., 2009, Santrifüj Pompa Sistemlerinde Enerji Tasarrufu, MMO Ankara.
- Watanabe, H., Yamashita, T., Watanabe, S. ve Hara, Y., 2015, CFD analysis of axial thrust in three stages centrifugal pump at design and partload conditions, *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, V01AT02A005.
- Xian-Hua, L., Shu-jia, Z., Bao-lin, Z. ve Qing-bo, H., 2006, The study of the k- ϵ turbulence model for numerical simulation of centrifugal pump, *2006 7th*

International Conference on Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design, 1-5.

- Yalçın, K., 1998, Hacimsel ve Santrifüj Pompalar, *İstanbul*, Çağlayan Kitabevi
- Yumurtacı, Z. ve Sarıgül, A., 2011, Santrifüj pompalarda enerji verimliliği ve uygulamaları, *Makina Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 49-58.
- Zhang, Y., Hu, S., Wu, J., Zhang, Y. ve Chen, L., 2014, Multi-objective optimization of double suction centrifugal pump using Kriging metamodels, *Advances in Engineering Software*, 74, 16-26.
- Zhou, L., Shi, W., Li, W. ve Agarwal, R., 2013a, Numerical and experimental study of axial force and hydraulic performance in a deep-well centrifugal pump with different impeller rear shroud radius, *Journal of Fluids Engineering*, 135 (10).
- Zhou, L., Shi, W. ve Wu, S., 2013b, Performance optimization in a centrifugal pump impeller by orthogonal experiment and numerical simulation, *Advances in Mechanical Engineering*, 5, 385809.