

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TRAKTÖR SOĞUTMA POMPASININ  
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI İLE  
OPTİMUM TASARIMI VE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ferhat KOCA**

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

**Eylül 2015**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ


TRAKTÖR SOĞUTMA POMPASININ  
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE  
OPTİMUM TASARIMI VE ANALİZİ


YÜKSEK LİSANS TEZİ

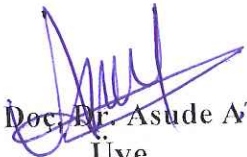
Ferhat KOCA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 14 / 09 /2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

  
Prof. Dr. Tahsin ENGİN  
Jüri Başkanı

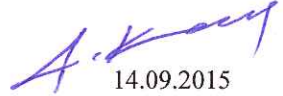
  
Doç. Dr. Vedat ARI  
Üye

  
Yrd. Doç. Dr. Asude ATEŞ  
Üye

## BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Ferhat KOCA



14.09.2015

## ÖNSÖZ

Bu tez kapsamında günümüzde traktör motorlarında kullanılan devirdaim pompası gerçek çalışma değerleri alınarak analizleri yapılmış, en uygun çark yapısı sağlanması için parametrik değerler oluşturulmuş ve CFD sonuçları alınarak optimize edilmiştir. Bütün bu çalışmalar esnasında yardımlarını esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Tahsin Engin'e, Arş. Gör. Muaz Kemerli'ye, görüş ve önerilerinde cömert olan, görev yapmakta olduğum Cumhuriyet Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği değerli hocalarıma ve her zaman bana destek olan kıymetli aileme teşekkürlerimi sunuyorum.



## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	vi
TABLolar LİSTESİ .....	viii
ÖZET .....	ix
SUMMARY .....	x

### BÖLÜM 1.

GİRİŞ .....	1
1.1. Amaç ve Kapsam .....	3
1.2. Literatür Araştırması .....	3

### BÖLÜM 2.

SU POMPALARI .....	6
2.1. Pompaların Tanımı ve Önemi .....	6
2.2. Pompa Çeşitleri .....	7
1.2.1. Hacimsel (Volümetrik – Pozitif deplasmanlı) pompalar .....	7
1.2.2. Rotodinamik pompalar .....	8
2.3. Santrifüj Pompalar .....	10
2.4. Santrifüj Pompaların Kullanım Alanları .....	13
2.5. Santrifüj Pompalarda Akışkan Özelliklerinde Dikkat Edilenler .....	13
2.5.1. Fiziksel özellikler .....	13
2.5.1.1. Viskozite .....	13
2.5.1.2. Özgül ağırlık .....	13
2.5.1.3. Katı partiküller .....	14

2.5.1.4. Küçük sert partiküller .....	14
2.5.1.5. Gaz içeren sıvılar .....	14
2.5.1.6. Buharlaştırma basıncı.....	14
2.5.2. Kimyasal özellikler .....	14
BÖLÜM 3.	
POMPA TEMEL DEĞERLERİNİN HESABI VE KAVİTASYON KONTROLÜ	16
3.1. Kaviteasyon Kontrolü .....	17
3.2. Pompa Seçim Kriterleri.....	19
3.3. Verimler .....	20
BÖLÜM 4.	
ÇARKIN GEOMETRİK BÜYÜKLÜKLERİ ve HIZ ÜÇGENLERİ .....	24
4.1. Kesite Dik Hız Bileşenleri .....	24
4.2. Çark Giriş Geometrik Büyüklükleri ve Hız Üçgeni .....	25
4.3. Çark Çıkış Geometrik Büyüklükleri ve Hız Üçgeni .....	31
4.4. Kanat Sayısının Belirlenmesi.....	35
4.5. Çark Çıkış Genişliği:.....	35
4.6. Giriş Daralma Faktörü ve Giriş Genişliği Kontrolü .....	36
BÖLÜM 5.	
DEVİRDAİM POMPASI CFD ANALİZİ .....	37
5.1. Geometrinin Oluşturulması.....	37
5.2. Mesh Yapısının Oluşturulması .....	45
5.3. Analiz Komutlarının Oluşturulması.....	50
5.4. Kullanılan Model, Mesh Bağımsızlığı ve Çözüm Yöntemi.....	52
5.4.1. Türbülans modeli .....	52
5.4.2. Mesh bağımsızlığı.....	53
5.4.3. Çözüm yöntemi.....	54
BÖLÜM 6.	
POMPA OPTİMİZASYONU.....	57
6.1. Parametrik Değerlerin Oluşturulması .....	57

6.2. Tasarım Tablosunun Oluşturulması.....	60
6.3. Analiz Eğrilerinin Oluşturulması.....	65
6.4. Analiz Raporları.....	72
BÖLÜM 7.	
SONUÇ .....	77
KAYNAKLAR .....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	82

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$b_1$	: Çark giriş genişliği (mm)
$b_2$	: Çark çıkış genişliği (mm)
$c$	: Mutlak hız (m/s)
$c_m$	: Meridyen hız (m/s)
$c_u$	: Çevresel hız bileşeni (m/s)
$D_1$	: Çark giriş çapı (mm)
$D_2$	: Çark çıkış çapı (mm)
$H_m$	: Manometrik yükseklik (m)
$k_1-k_2$	: Kanat kalınlığına bağlı sabit katsayı
$m$	: Kütleli debi (kg/s)
$n$	: Pompa devir sayısı (dev/dk)
$Q$	: Hacimsel debi (m <sup>3</sup> /s)
$S$	: Kanat kalınlığı (mm)
$T$	: Tork (kW)
$u$	: Çevresel hız (m/s)
$Y$	: Özgül enerji (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )
$z$	: Kanat sayısı
$\beta_1$	: Çark giriş açısı (°)
$\beta_2$	: Çark çıkış açısı (°)
$\Delta P$	: Basınç farkı (Pa)
$\eta$	: Verim (%)
$\eta_h$	: Hidrolik verim (%)
$\eta_m$	: Mekanik verim (%)
$\eta_v$	: Volimetrik verim (%)
$\lambda$	: Daralma faktörü
$\psi$	: Basınç katsayısı

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Dönen bir çarkta oluşan değişik hızlar.....	11
Şekil 2.2. Çarktaki hız üçgenleri .....	12
Şekil 2.3. Çarkın giriş ve çıkış hız üçgenleri (a) giriş, (b) çıkış hız üçgeni .....	12
Şekil 3.1. Özgül hıza göre pompa tipleri [17].....	17
Şekil 3.2. Özgül hıza göre pompa verim diyagramı.....	20
Şekil 4.1. Örnek çark kesiti .....	24
Şekil 4.2. Kcm1 ve Kcm2 diyagramı .....	25
Şekil 5.1. Tek daire yöntemiyle pompa kanat çizimi.....	37
Şekil 5.2. Kanat görünümü.....	38
Şekil 5.3. Gövde çizimi .....	39
Şekil 5.4. Genişleme daireleri .....	39
Şekil 5.5. Genişleme daireleri ölçü görünümü.....	40
Şekil 5.6. Katı yüzey görünümü.....	41
Şekil 5.7. Kanat sayısının çoğaltılmış görüntüsü .....	41
Şekil 5.8. Kanatların çıkarılması.....	42
Şekil 5.9. Yeni çizim yüzeyi atama.....	43
Şekil 5.10. Pompa 3 boyut görünümü.....	43
Şekil 5.11. Geometri “Tree Outline” son halinin görüntüsü.....	44
Şekil 5.12. Mesh yapısı genel görünümü .....	45
Şekil 5.13. Mesh yapısı hacimsel kesit görünümü.....	46
Şekil 5.14. Mesh yapısı detay kanat yüzey görünümü.....	46
Şekil 5.15. Mesh yapısı 3 boyutlu görünümü .....	47
Şekil 5.16. Mesh yapısı üst yüzey görünümü .....	47
Şekil 5.17. Mesh outline görünümü .....	48
Şekil 5.18. Setup ekranı genel görünümü .....	50
Şekil 5.19. Cell Zone Conditions ekranı .....	51
Şekil 5.20. Eleman sayısı – basınç farkı grafiği.....	54



Şekil 6.1. Parametrik kanat sayısı .....	58
Şekil 6.2. Parametrik değerlerin gösterimi.....	59
Şekil 6.3. Kanat sayısı – basınç farkı grafiği .....	62
Şekil 6.4. Kanat sayısı – verim grafiği .....	63
Şekil 6.5. Çıkış genişliği – basınç farkı grafiği .....	63
Şekil 6.6. Çıkış genişliği – verim grafiği .....	64
Şekil 6.7. Giriş çapı – basınç farkı grafiği .....	64
Şekil 6.8. Giriş çapı – verim grafiği.....	65
Şekil 6.9. Debi – basınç farkı grafiği .....	65
Şekil 6.10. Rotor hızı – basınç farkı grafiği .....	67
Şekil 6.11. Rotor hızı – debi grafiği.....	67
Şekil 6.12. 1000 rpm dönme hızında basınç dağılımı.....	68
Şekil 6.13. 2000 rpm dönme hızında basınç dağılımı.....	69
Şekil 6.14. 3000 rpm dönme hızında basınç dağılımı.....	69
Şekil 6.15. 4000 rpm dönme hızında basınç dağılımı.....	70
Şekil 6.16. Verim Eğrisi.....	70
Şekil 6.17. Farklı pompa genişlikleri için kanat sayısı-verim grafiği.....	72
Şekil 6.18. Farklı giriş çapları için kanat sayısı-verim grafiği.....	72
Şekil 6.19. 7 kanatlı pompanın akım çizgileri.....	73
Şekil 6.20. 7 kanatlı pompanın basınç dağılımı .....	74
Şekil 6.21. 5 Kanatlı yapının akım çizgileri.....	75
Şekil 6.22. 5 Kanatlı yapının basınç dağılımı .....	75

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. Hacimsel ve rotodinamik pompaların karşılaştırılması .....	9
Tablo 2.2. Su termal özellikleri.....	15
Tablo 3.1. Devir sayılarına göre Sm değerleri .....	19
Tablo 3.2. Emniyet katsayısı .....	22
Tablo 5.1. Pompa akış analizi tasarım değerleri .....	37
Tablo 5.2. Mesh durumu genel görünümü .....	49
Tablo 6.1. Kullanılan dizayn noktaları.....	60
Tablo 6.2. Dizayn tablosu .....	61
Tablo 6.3. Devir sayısı değişim tablosu .....	66
Tablo 7.1. Analizi gerçekleştirilen temel pompa değerleri .....	77



## ÖZET

Anahtar kelimeler: Devirdaim Pompası, Pompa Optimal Tasarımı, CFD Analizi

Günümüzde traktör motorlarında kullanılmakta olan devir daim pompasının çalışma şartlarına uygun olarak imalatının gerçekleştirilebilmesi için giriş çapı, çıkış kesit alanı ve kanat sayısının parametrik değişimiyle, bilgisayar destekli tasarım ve analizleri yapılarak optimum çark yapısı elde edilmesi sağlanmıştır. Bu çalışmalar esnasında firmaların karşılaştığı sorunlar da göz önüne alınarak, pompanın geliştirilmesine yönelik hazırlık çalışması yapılmış, kullanılan çark yapısına alternatif tasarım yapılarak iyi sonuçlar alınmış, pompa performansının artmasına yardımcı olunmuştur. Hesaplamalar esnasında kabuller, tasarım aşamasında kabul edilmiş performans ile imalattan sonraki pompa performansı arasındaki fark deneysel olarak yapılan çalışma ile ortaya çıkarılabilmektedir. Bu çalışmada deneysel olarak incelenebilecek pompanın geometrik ölçüleri seçilerek, bilgisayar destekli tasarımı ve analizleri yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda pompanın geliştirilmesi gerçekleşmiştir.

# **DESIGN AND OPTIMIZATION OF A COOLING CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER OF TRACTOR ENGINE WITH USING CFD**

## **SUMMARY**

Keywords: Recirculation Pump, Pump Optimal Design, CFD Analyses

Optimum impeller structure for the recirculation pump has been obtained by using computer aided design and analysis according to the working conditions supplied by well-known tractor companies. During the study, according to feedback from the companies, preparations have been made for an alternative pump design and using mathematical assumptions and calculations, a new prototype has been designed. With the assumption that inlet-outlet sectional areas and number of blades are parametric, analyses have been made and better results have been achieved. Without making any other changes to the cooling system, performance of the pump has been increased by just changing the impeller design. During the calculations, several mathematical assumptions have been made and CFD post results have been acquired and those must be compared with post-production experimental results. During this study, computer-aided design and analysis of the pump has been made and development of a suitable test unit has been made possible.

## BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde mühendislik bilim dalının en çok üzerinde durduğu konulardan biri hiç şüphesiz enerjiyi doğru ve etkili kullanmaktır. Turbomakinalar, hem enerji üretiminde hem de enerjiyi kullanmada mühendislikte önemli yer tutmaktadır. Kararlı ve kararsız akış problemleri yıllarca turbomakinalar bilim dalında yoğun çalışmaların gözlemlendiği noktalarda araştırma konusu olmuştur [1] [2]. Bu bilim dalının bir kolu olan pompalar da doğru enerji iletimi hayati önem taşımaktadır. Pompa içerisindeki akış yapısı titreşim ve seslere, dolayısıyla da bir çok yapı hatalarına yol açmaktadır. Bu problemlerin üstesinden gelmek, verimi artırmak ve çevresel etkilerden arındırmak için karmaşık kararlı ve kararsız akış yapılarını daha iyi anlamak gerekmektedir. Akış yapılarını daha iyi anlama adına bilgisayar teknolojisinin hızla gelişimi neticesinde birçok yazılım programı ortaya çıkarılmakta ve bunların kullanımı kaçınılmaz hale gelmektedir. Bu gelişmelerden bir tanesi de Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics-CFD) dir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, özellikle akışkan ve ısı transferi ile ilgili olan ürünlerin analizlerinin yapılmasında ve performansın sınıanmasında kullanılmaktadır. Bu program kullanılarak, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri bilgisayar ortamında sayısal olarak çözülmekte, sıcaklık ve akış ile ilgili verilere ulaşılmakta ve değişik parametrelerin dağılımlarının (örneğin hız, basınç, sıcaklık ve benzeri parametrelerin dağılımlarının) elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

Akışkan hareketi için ilk matematiksel analiz, 1741 yılında, viskoz olmayan akışkanlar için akım denklemlerini yazan Euler tarafından yapılmıştır. Bu analiz, viskozitenin ihmal edilemeyeceği problemlerde hatalı sonuçlar vermesine rağmen, hız ve basınç dağılımlarının çıkarılabileceğini göstermiştir. Euler denklemlerine 1827 yılında Navier tarafından sürtünme için terimler eklenmiş ve çalışması 1845 yılında Stokes tarafından daha da genişletilerek, bugün de kullanılmakta olan viskoz, laminer akış için Navier-Stokes denklemleri olarak sonuçlandırılmıştır. Bir dizi



lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemden oluşan bu ifadenin analitik çözümü yoktur. Özel sınır şartlarının uygulanmasıyla bazı analitik sonuçlar elde edilebilmektedir. Araştırmacılar tarafından çok işlemcili bilgisayarların etkin bir şekilde kullanılmasıyla Navier-Stokes denklemlerinin; Sonlu Farklar, Sonlu Elemanlar, Sonlu Hacimler ve diğer değişik analiz yöntemleriyle birçok çözüm algoritması geliştirilmiştir.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri akış alanlarının modellenmesinde büyük gelişmeler sağlamıştır. Daha önceden anlaşılamayan pek çok akış özelliklerinin yapısı bu yöntemle anlaşılır hale gelmiştir. Endüstride bir çok uygulamalı mühendislik probleminde kullanılan HAD tekniklerinin, deneysel gözlemleri de destekleyen bir yöntem olarak kullanımı, her geçen gün artan yeni bir teknoloji alanı oluşturmuş durumdadır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemlerinin bir çok avantajı bulunmaktadır, HAD yöntemleri;

- a) Tasarımda önemli ölçüde zaman kazancı sağlar,
- b) Deneysel çalışmalarda tekrarlanamayan koşulları kolayca yeniden oluşturabilir,
- c) Bilgisayar grafik teknolojisi ile birleşerek; ayrıntılı, hayal gücüne yardımcı verileri sağlar,
- d) Rüzgar tüneli deneylerine ucuz alternatif oluşturur,
- e) Deneysel olarak incelenmesi zor ve pahalı olan koşulların analizi için bir alternatif yöntemdir [3].

Bu tez kapsamında da HAD yöntemlerine başvurulmuş, traktörde kullanılan devir daim pompasının performansının belirlenmesi için çalışma şartlarına uygun pompa tasarımı yapılmış, pompa giriş-çıkış kesit alanları ve kanat sayısı parametrik kabul edilerek kıyaslama yapılmıştır. Gelecek zamanda olabilecek çalışmalar için ön hazırlık oluşturulmuş, pompa CFD analizleri, parametresi ve optimizasyonu hakkında detaylı bilgi verilmiştir.

### 1.1. Amaç ve Kapsam

Bu tez kapsamında traktör motorlarında kullanılan devirdaim pompanın geometrik hesaplamaları, optimum tasarımı ve CFD analizleri ele alınmıştır. CFD (Computational Fluid Dynamic) kullanımı ve optimizasyon için dikkat edilmesi gereken noktaların belirlenmesi konusunda sonraki çalışmalar için kolaylık sağlanmış, pompa tasarımında kullanılan temel matematiksel denklemler tek bir kaynaktan toplanarak literatür karmaşıklığının önüne geçilmiştir. Pompa giriş çapı, çıkış kesit alanı ve kanat sayısı parametrik değişken kabul edilerek pompa performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca bu çalışmanın amacı santrifüj pompa için sayısal bir model geliştirmek, nümerik sonuçlar elde etmek ve pompa karakteristiğini prototip üretimden önce öngörebilmektir. Pompa emme ve basma tarafı arasındaki basınç farkı pompa karakteristiği için temel parametre kabul edilerek ağ yapısının bağımsızlığı sağlanmış, giriş parametrelerinin değişimiyle pompa performansının nasıl değiştiği incelenmiştir. Traktör motorlarında halen kullanılmakta olan pompa ile sonuçlar karşılaştırılarak optimum çark yapısı elde edilmeye çalışılmıştır.

### 1.2. Literatür Araştırması

Bu konuda E.C. Bacharoudis ve arkadaşları enerji tüketimi ve pompa performansını etkileyen parametrelerden kanat açısı ve kanat sayısını aynı çıkış çapı için incelemişlerdir. Performans üzerindeki çıkış kanat açısı etkisini CFD simülasyonu üzerinden değerlendirmişlerdir. Çıkış açısının artmasıyla performans eğrilerinin daha pürüzsüz, kanat sayısının artmasıyla daha büyük basma yüksekliği elde edildiği gözlemlenmiş ve bu değerler deneysel pompa ile karşılaştırılarak doğruluğu ispatlanmıştır [4].

Andrzej Wilk yüksek hızlarda çalışan radial pompa ele alarak, farklı devir sayılarında analizler yapmış ve devir sayısının artmasıyla artan kinetik enerjinin gövde çıkışında basınca dönüşerek basma yüksekliğini artırdığını gözlemlemiştir [5].



Liu Houlin ve arkadaşları, 92.7 dev/dk özgül hız ve 5 kanada sahip bir santrifüj pompa ele almışlardır. Diğer tüm geometrik parametreler sabit tutularak 4, 6 ve 7 kanat sayılarında CFD analizleri yapılmış ve santrifüj pompa karakteristiği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak; basma yüksekliği, verim ve gerekli net pozitif emme yüksekliği arasındaki uyumsuzluk sırasıyla %4.83, %3.9 ve 0.36m olarak gözlemlenmiştir [6].

S. Chakraborty ve arkadaşları aynı çıkış çapında ve 4000 rpm dönme hızında 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 ve 12 farklı kanat sayılarında pompa performans etkilerini araştırmışlardır. Kanat sayısının artmasıyla beraber basma yüksekliği ve statik basınç artarken, değişken ve karmaşık verim değerleriyle karşılaşmışlardır [7].

Shi Weidong ve arkadaşları derinkuyu santrifüj pompa ele alarak 9 mm, 10 mm, 11 mm ve 12 mm çıkış çark genişlikleri için çalışmalar yapmış ve genişliğin artmasıyla daha kötü bir pompa performansı ile karşılaşıldığını gözlemlemişlerdir [8].

R. R. Singh ve arkadaşları CFD optimizasyon ve deneysel dizayn (DOE) modelini kullanarak farklı giriş kesiti, kanat çıkış açısı ve kalınlığı için, düşük özgül hızlı santrifüj pompaları değerlendirmişler ve tepki yüzey methoduyla (RSM) optimum değeri tespit etmişlerdir [9].

Ling Zhou ve arkadaşları çıkış genişliği ( $b_2$ ), giriş çapı ( $D_1$ ), kanat giriş açısı ( $\beta_1$ ) ve kanat çıkış açısını ( $\beta_2$ ) kullanarak geniş bir parametre yelpazesinde orthogonal deney modülünü kullanmışlardır. Aynı gövde yapısında 16 farklı çark tasarımı oluşturulmuş nümerik metotla simule etmişlerdir. Optimum pompa değerlerini  $b_2=11$  mm,  $D_1=66$  mm,  $\beta_1=15^\circ$ ,  $\beta_2=12^\circ$  olarak belirlemişlerdir. Bu değere sahip pompa için verim %67.55 ve basma yüksekliği 30.93 m olarak tespit edilmiştir. Orjinal pompa ile karşılaştırıldığında verim için %5.4, basma yüksekliği için %5.9 artış gözlemlenmiştir [10].

Bhavik M. Patel ve arkadaşları otomobil motorlarında kullanılan santrifüj tipli soğutma pompası analizleri üzerinde durmuş ve soğutma sistemi üzerindeki rolünü incelemişlerdir. Akış karakteristiğini anlamak için pompa çalışma koşullarında

tanımlanan debi, özgül hız gibi değerlerin hesaplandığı “teorik yaklaşım”, farklı çalışma hızlarında Marita Suzuki marka otomobilden alınan debi ve basınç değerleri için “pratik yaklaşım” ve pompa geometrisi ile akış karakteristiği arasındaki ilişkiyi grafiksel olarak incelemek için “CFD analizli yaklaşım” olarak 3 farklı yaklaşım methodu üzerinde durmuşlardır. Farklı farklı tasarım noktalarında elde edilen pompa analiz sonuçları neticesinde pompa geometrisinin önemi ortaya çıkarılmış, düşük ve yüksek devirli motor hızlarında kavitasyon riskinin daha fazla olduğu ortaya konmuştur [11].

Jafarzadeh ve arkadaşları sayısal simülasyon yoluyla yüksek hızlı santrifüj pompa üzerinde çalışmıştır. Basma yükseklik katsayısı ve verimlilik üzerinde kanat sayısının etkisini incelemişler ve diğerleri ile karşılaştırıldığında en büyük basma yükseklik katsayısı ve verimin çok sayıda kanada sahip çarklarda olduğunu savunmuşlardır [12].

Fard ve Boyaghchi hesaplamalı ve deneysel yöntemlerle viskoz sıvıları ele alarak bir santrifüj pompa için çeşitli kanat çıkış açılarının etkisini araştırmışlardır [13].

Aoki ve arkadaşları su ve viskoz bir yağ için pompa deneyleri yapmışlar ve kanat çıkış açısının basma yüksekliği ve çark verimliliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir [14]. Pompa performansına çark giriş kanat açısının etkileri de Sanda ve Daniela ile Luo ve arkadaşları tarafından CFD kodları kullanılarak deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. % 1-2 değişik verimle kanat giriş açısının hidrolik kanal genişliğinin azalmasıyla giriş kanat açısının arttığı artışı tespit etmişlerdir [15].

Mehmet S. Celtek radyal ticari bir çamur pompası çarkının optimizasyonu hedeflemiş, bu amaçla pompa performansını belirleyen en önemli bileşen durumundaki pompa çarkında kanat açısının, kanat uzunluğunun ve ara kanatçığın kullanıldığı 4 farklı çark tasarlamıştır. Hesaplamalı akışkanlar mekaniği (CFD) çözümleri yaparak, analizler sonucunda her bir çarkın farklı debi aralıklarında pompa performansını etkilediğini gözlemlemiştir [16].



## BÖLÜM 2. SU POMPALARI

### 2.1. Pompaların Tanımı ve Önemi

Akışkana mekanik enerji veren makinalara pompa denir. Pompalar genel olarak suyun veya akışkanın potansiyel enerjisini, basıncını ve hızını belirli bir seviyeden daha yüksek seviyeye çıkarır.

Günümüzde pompalar kendilerine oldukça geniş bir kullanım alanı bulmuştur. Denizcilik sektöründe, tarımda, sulamada, endüstride, özellikle kimya sanayinde, ham maddenin iletilmesinde, tesislerin ve konutların su ihtiyacının karşılanmasında ve birçok alanda pompalardan yararlanılmaktadır. Endüstride pompa iki amaç için kullanılır. Bunlar devir daim ettirmek ve nakil etmektir. En çok kullanılan şekli nakil amacıyla olanıdır. Pompa genellikle akışkanları bir yerden bir yere iletmeye, daha yükseğe çıkarmaya, gazları sıkıştırıp kapalı kapların içindeki gazları boşaltmaya yarar. Pompalar çok çeşitlidir. En basit pompa bir silindir içinde hareket eden bir piston ve uygun supaplardan oluşur. Piston yerine kimi pompalarda (örneğin, benzinli motorların yakıt pompalarında) gövdeleri içinde, akışkana momentum kazandıran bir fan (pervane) bulunur. Fanı bir salyangoz içinde dönen pompalara “santrifüj pompa” denir. Devirdaim pompaları da santrifüj pompa gurubundadır.

Akışkanın pompaya temas etmemesi gerekiyorsa (nükleer reaktörlere olduğu gibi) elektromanyetik pompa kullanılır. Bu tür pompalarda, bir elektrik akımı ve buna dik bir manyetik alan kullanılarak iletken olan akışkanın, her ikisine dik bir açı altında akması sağlanır.

Bir devir daim (santrifüj) pompanın hesabı ve projesinin hazırlanması için genellikle üç karakteristik büyüklüğün bilinmesi gereklidir.

- a) Hm: Manometrik yükseklik (m.S.S.)
- b) Q: Debi ( $m^3/sn$ )
- c) n: Devir sayısı (devir / dakika)

Diğer makine imalatlarında olduğu gibi, pompaların hesap ve imalatında da, hesapların tam bir teoriye dayandırılması mümkün olmadığından, proje hesapları bir ön proje şeklinde yapılarak pompa ana boyutları hesaplanmalı fakat daha sonra geriye dönülerek dikkatli bir şekilde hesap ve çizim ile boyutlar düzeltilerek esas proje çizimine geçilmelidir. Tasarımı tamamlanan pompa imalatına geçilmeden önce, analiz programlarınca denenmeli, Q, Hm, n ve verim değerleri kontrol edilmelidir. Gerekğinde model üzerinde yapılacak düzeltmeler ile analizler tekrar edilmeli ve istenilen koşullara erişinceye kadar gerekli çalışmalar yapılarak pompa geliştirilmelidir. Bu sebeple, pompa elemanlarının boyutları saptanırken, geliştirme göz önünde tutularak gereği kadar emniyetli ve düzeltmelere imkan verecek şekilde boyutlandırma yapılmalıdır.

Bir başka önemli nokta da imalat teknolojisi açısından pompanın mevcut koşullara uygun olması, konstrüksiyonunun basitliği, işletme açısından elverişli ve şüphesiz ekonomik olmasıdır.

## **2.2. Pompa Çeşitleri**

Pompaları genel olarak iki grupta toplamak mümkündür.

### **1.2.1. Hacimsel (Volümetrik – Pozitif deplasmanlı) pompalar**

Bu pompaların temel çalışma kuralı akışkanın kapalı hacimler şeklinde düşük basınç (emme) bölgesinden yüksek basınç (basma) bölgesine taşınmasıdır. Kendi içinde doğrusal hareketli (Pistonlu, membranlı vs.) ve dönele hareketli (dişli, vidalı, paletli vs.) olmak üzere ikiye ayrılır.

Hacimsel pompaların teorisi çok basittir. Manometrik yükseklik sistem için gerekli değerde kendiliğinden oluşur. Teorik olarak sonsuza kadar gidebilir. Debi değerleri ise birim zamanda taşınan kapalı akışkan hacmi toplamı kadardır.

### 1.2.2. Rotodinamik pompalar

Bu tip pompalarda akışkanın içinde çalışan bir çark bulunur. Kapalı hacim söz konusu değildir. Rotodinamik pompalar basitçe, akışkana hızlı hareket eden kanatlar ya da özel tasarlanmış belirli düzenekler aracılığı ile momentum kazandırırılar. Akışkanın momentumu açık kanallardan geçerken artar ve daha sonra yayıcı bölüme girerek, mevcut olan akışkanın yüksek hızını basınç artışına dönüştürür.

Rotodinamik pompalar şu şekilde sınıflanır:

- a) Santrifüj pompalar
- b) Karışık akışlı pompalar
- c) Eksenel pompalar

Bu sınıflandırmayı etkileyen en önemli unsur pompaların özgül hızı ve buna bağlı olarak çark yapısıdır. Bunların içinde maliyeti en düşük olan pompa tipi santrifüj pompalardır.



Tablo 2.1. Hacimsel ve rotodinamik pompaların karşılaştırılması

	Hacimsel Pompalar	Rotodinamik Pompalar
<b>Debi - Q</b>	Debi az veya çok titreşimlidir. Rotodinamik pompalara göre daha düşük debilerde çalışırlar.	Debi düzgün ve sürekli. Çok yüksek debi değerlerine ulaşabilirler.
<b>Manometrik Yükseklik - Hm</b>	Çok yüksek basınç değerlerine ulaşabilirler. Düşük hızlarda ve her debi için istenen Hm değerleri elde edilebilir.	Büyük manometrik yükseklik değerleri ancak yüksek hızlı ve çok kademeli pompalarla elde edilebilir.
<b>Dönme Hızı (n) ve Yol Verme</b>	Dönme hızı genellikle düşüktür (100-1000d/dk). Yol verme sırasında vana açık olmalıdır.	Dönme hızı yüksektir (1000-3600d/dk). Yol verme sırasında vana kapalı olmalıdır.
<b>Genel Verim (<math>\eta</math>)</b>	Pratik olarak Q/Hm değerine bağlı değildir. Verim yüksektir (%85-90). Verim akışkan cinsine bağlı değildir.	Verim Q/Hm değerinin etkisindedir. Yüksek verim büyük debilerde ve belirli Q/Hm oranlarında elde edilebilir.
<b>Sabit Dönme Hızı için Performans</b>	Debi sabittir, Hm'e bağlı değildir. Ancak By-Pas veya bazı özel önlemlerle azaltılabilir.	Debi, manometrik yükseklikle değişir. Vana kısılarak debi azaltılabilir.
<b>Sabit Hm için Performans</b>	Debi, hız değiştirilerek azaltılabilir. (Bu sırada verim azalmaz) veya By-Pas yapılabilir (Verim Düşer)	Debi, hız değiştirilerek veya vana kısılarak azaltılabilir. (Her iki durumda da verim düşer)
<b>Sabit Debi için Performans</b>	Hm, debiye bağlı olmaksızın değişebilir (Bu sırada verim azalmaz)	Hm, hız değiştirilerek veya vana kısılarak azaltılabilir. (Her iki durumda da verim düşer)
<b>Viskoz Sıvılara Uygunluk</b>	Akışkan akıcı olduğu sürece basılabilir. Basılabilen max. viskozite değeri 10000 CS olabilir.	Akışkanın viskozitesi arttıkça performans düşer. Basılabilen max. viskozite değeri 600 CS olabilir.
<b>Süspansiyonlara Uygunluk</b>	Özel dizayn ile sıvı sayılabilecek orandaki süspansiyonları basabilir.	Mutlak katı konsantrasyonu max. % 7 olan süspansiyonları özel çarklarla basabilir.
<b>İri Katı Parça İçeren Sıvılara Uygunluk</b>	Sınırlı olarak kullanılabilir. Özel tipler gerekir.	Uygun Çark Formları ile iri katı parçalar taşıyan sıvıları iyi verimlerle basabilir
<b>Köpüren Sıvılara Uygunluk</b>	Uygundur. (Doğru tipi seçmek gerekir)	Ancak çok düşük hızlarda kullanılabilir.
<b>Yol Verme Koşulları</b>	İlk hareket momenti çalışma momentine yakındır. Atalet momentleri de büyüktür. Bu yüzden ilk hareket için özel önlem gerekir.	İlk Hareket momenti düşüktür. Atalet momentleri düşüktür. Her türlü motorla direkt olarak çalıştırılabilir.
<b>Gerekli Hacim, Ağırlık ve Fiyat Koşulları</b>	Düşük Devir ve özel yapı sebebi ile hacmi büyük, ağırlığı fazla ve fiyatı yüksektir.	Yüksek hız, sürekli akış ve titreşimsiz çalışma sebebi ile küçük, hafif ve ucuzdur.
<b>İşletme, Bakım ve Onarım Koşulları</b>	İşletme, bakım ve onarım için eğitilmiş personele ihtiyaç vardır. Bakım - onarım maliyetleri yüksektir	İşletme, basit ve kolaydır. Çok az bakım gerekir. Bakım - onarım maliyetleri düşüktür.

### 2.3. Santrifüj Pompalar

Santrifüj pompalar, dönen bir çarkın kanatları arasına alınan sıvının, santrifüj kuvvet kazandırılarak salyangoz bir gövde içerisinde savrulması prensibine göre çalışan pompalardır. Santrifüj pompaları monoblok gövdeli, tek çarklı ( fanlı ) şase üzerinde ve çok kademeli olarak imal edilmektedir. Tek çarklı santrifüj pompaların gövdesi aynı kalmak üzere yataklama bölgesinin konstrüksiyonu uygun hale getirilerek kızgın yağ (ısı proses) pompaları olarak imal edilmektedir.

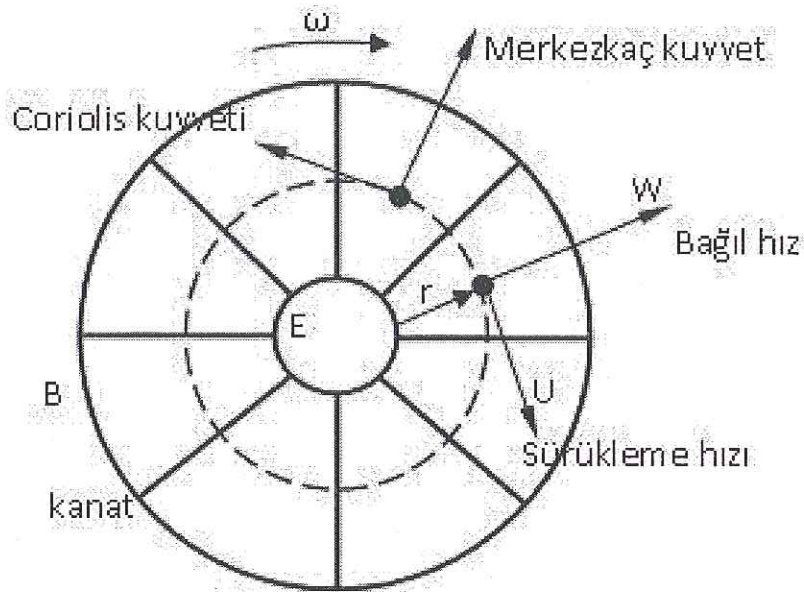
Santrifüj pompalar her türlü su temini için istenilen kapasitelerde mevcut olup uluslararası standartlara uygun olarak imal edilir.

Santrifüj pompaların belirlenmesinde pompa kapasitesi (debi) ve basınç (basma yüksekliği) iki önemli parametredir. Pompa kapasitesi, birim zamanda (saniye, dakika veya saat gibi) pompanın aktaracağı sıvı miktarı (ton, metreküp, litre gibi) olarak ifade edilir. Pompanın basıncı ise, aktarılacak sıvının tüm yük kayıpları ile birlikte aktarılacağı mesafe (yükseklik) olarak ifade edilir, metrik sistemde birimi “metre sıvı sütunu” veya “bar” cinsindedir.

Pompa ile aktarılacak sıvının diğer özellikleri (sıcaklık, varsa içerdiği tanecikler gibi) pompa konstrüksiyonu ve malzeme seçimi açısından ayrıca önemlidir.

Santrifüj pompalarda, tüm turbo makinalarda olduğu gibi, sabit eksen etrafında bir açısal hızla dönen ve çark adı verilen bir ana eleman vardır. En basit şekliyle merkezkaç çark, birbirine paralel iki diskin arasına merkezci (radyal) kanatlar konarak elde edilir. Ayrıca, disklerden biri eksen etrafında kalınlaştırılarak bir mile bağlanır. Aşağıdaki şekilde belirtildiği gibi, çark içindeki bir akışkan parçacığı, bir yandan çarkla beraber  $u = r \times \omega$  hızıyla dönme eksenini etrafında dönerken, diğer yandan  $w$  hızıyla çarka göre hareket edip çarkı terk eder.  $u$  çevresel hız,  $w$  bağıl hız adını alır.





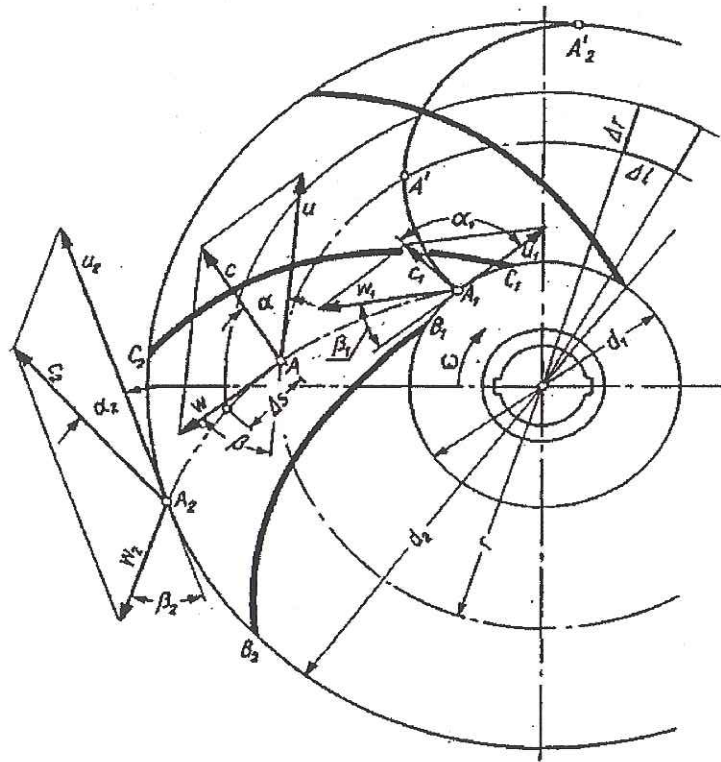
Şekil 2.1. Dönen bir çarkta oluşan değişik hızlar

İçi akışkan dolu bir çark, eksenini etrafında dönmeye başlayınca, merkezkaç kuvvetlerinin etkisi altında akışkan B yüzeyinden dışarı çıkmaya başlar. Böylece, E yüzeyinden emilen akışkan B yüzeyinden dışarı basılır.

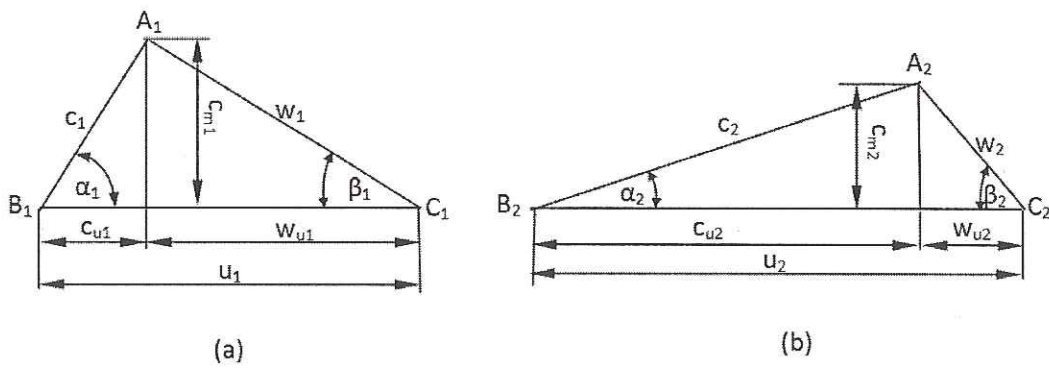
Şekil 1.1'de bulunan bir merkezci çarktaki akışı göz önüne alalım. Çarkla beraber dönen bir gözlemcinin gördüğü akış, hareketsiz ortamda bulunan gözlemcinin gördüğü akıştan farklı olacaktır. Akış içerisinde hareket etmekte olan bir parçacığın, hareketsiz ortamda bulunan sabit bir gözlemciye göre sahip hız mutlak hız, çarkla beraber dönmekte olan bir gözlemcinin bulunduğu noktada gördüğü hız bağıl hız adını alır.

Mutlak hız  $c$ ,  $w$  ve  $u$  hızlarının vektörel toplamıdır.  $w$  ve  $u$  hızlarının şiddetleri ve yönleri ile bir eşkenar dörtgen kenarları oluştururlar. Bu eşkenar dörtgenin köşegeni, mutlak hızı temsil eder. Dörtgenin kenarları ise, şiddet ve yönlerine bağlı olarak  $w$  bağıl hızı ve  $u$  çevresel hızını gösterir. Böylece, bu üç hız bir üçgen oluştururlar. Kanat kenarına ait üçgenler, Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Hesaplarda, sonsuz sayıda çok ince kanat varmış gibi düşünerek hareket edilir. Bu durumda, akış iplikçilerinin tamamen kanadı izlediği ve akışın bir boyutlu olduğu kabul edilebilir. Böylece, akışkan parçacıklarının izlediği yol aynen Şekil 1.2'deki  $A_1A_2$  kanat şekline sahip

olur. Çarpmasız giriş halinde, kanat başlangıcı giriş bağıl hızına teğettir. Başka bir ifade ile, pompalarda giriş dairesi teğeti ile  $\beta_1$  açısı yapan  $w_1$  hızı, kanat profili aynı yöndedir. Aynı şekilde, kanat sonu çıkış teğeti ile  $\beta_2$  açısı yapan  $w_2$  hızı, aynı yöndedir.  $\beta_1$  ve  $\beta_2$  açıları,  $A_1B_1C_1$  ve  $A_2B_2C_2$  Şekil 1.3'teki üçgenlerden açıkça görülmektedir. Girişin çarpmasız olarak gerçekleştirilmesi ve böylece kayıpların önlenmesi istendiğinde, girişteki ilk kanat elemanının yönü ile giriş bağıl hızının yönü aynı olmalıdır. Pompalarda kanat,  $w_2$  bağıl hızının  $\beta_2$  açısı altında sona erer.



Şekil 2.2. Çarktaki hız üçgenleri



Şekil 2.3. Çarkın giriş ve çıkış hız üçgenleri (a) giriş, (b) çıkış hız üçgeni



## 2.4. Santrifüj Pompaların Kullanım Alanları

- a) Su temininde
- b) Sulama Sistemlerinde
- c) Fabrikalarda
- d) Kimya, ilaç, kozmetik sektöründe
- e) Akışkan sirkülasyonunda
- f) Kalorifer tesisatlarında
- g) Kağıt, tekstil, inşaat sektöründe
- h) Güç üretim sahalarında
- i) Plastik, lastik, boya sektöründe
- j) Arıtma tesislerinde
- k) İçecek sektöründe
- l) Soğutma ünitelerinde

## 2.5. Santrifüj Pompalarda Akışkan Özelliklerinde Dikkat Edilenler

### 2.5.1. Fiziksel özellikler

#### 2.5.1.1. Viskozite

Santrifüj pompa ile basılabilecek sıvıların viskozitesi oldukça düşüktür. Maksimum kinematik viskozite 600 CS seviyelerindedir. Viskozite arttıkça debi, manometrik yükseklik ve verim değerleri düşer.

#### 2.5.1.2. Özgül ağırlık

Santrifüj pompa ile basılacak sıvının özgül ağırlığı için bir sınırlama yoktur. Ancak çekilen güç özgül ağırlıkla orantılıdır. Bu nedenle mukavemet sorunları ortaya çıkabilir. Sudan daha ağır sıvılar için mukavemet hesabı kontrol edilmelidir.

### 2.5.1.3. Katı partiküller

Su için tasarlanmış pompaların basabileceği katı parça boyutları çarkın en dar aralığından küçük olmalıdır. Büyük katı partikül içeren sıvılar için özel pompalar dizayn edilir. Partikülün şekline ve cinsine göre de değişik uygulamalar yapılmaktadır. Örneğin lifli sıvılar için farklı, hafif partiküller için ayrı, yumuşak partiküller için ayrı tipte çark geometrileri geliştirilmiştir. Partiküllerin sertliğine göre de farklı malzemeler kullanmak gerekir. Kuru partikül oranı % 7'den fazla olmamalıdır.

### 2.5.1.4. Küçük sert partiküller

Küçük boyuttaki sert partiküller pompanın birbirine yakın çalışan yüzeylerinde aşınmalara neden olur ve pompa performansını düşürür. Özellikle dengeleme diskli pompalarda disk aralığı çok küçük olabilir ve aşınma çok hızlı gerçekleşebilir. Sert partiküller için farklı malzemeler gerekir. Ya çok sert veya çok yumuşak malzemeler kullanılır.

### 2.5.1.5. Gaz içeren sıvılar

Sıvının içerisinde kolayca ayrılan gazlar varsa bunlar hava cebi yaparak pompajı önleyebilirler. Bu iş için geliştirilmiş özel pompa tipleri kullanılmalıdır.

### 2.5.1.6. Buharlaşma basıncı

Buharlaşma basıncı yüksek olan sıvılar pompanın kolayca kaviteasyona girmesine neden olurlar. Bunun için pompanın kaviteasyon koşulları çok iyi değerlendirilmeli ve önlem alınmalıdır. Buharlaşma basıncının sıcaklıkla arttığı unutulmamalıdır.

## 2.5.2. Kimyasal özellikler

Basılacak sıvının kimyasal etkilerine uygun malzeme seçimi gerekir. Bazı kimyasallara dayanıklı malzemelerin temininde zorluklar olabilir. El kitaplarında

pompalarda kullanılan malzemelerin değişik kimyasallara dayanıklılığını gösteren tablolar ve abaklar bulunabilir. Kimyasal dayanıklılık  $gr / m^2 \times h$  olarak da ifade edilebilir.

Tablo 2.2. Su termal özellikleri

Sıcaklık (°C)	Dinamik Viskozite (N s/m <sup>2</sup> ) x 10 <sup>-3</sup>	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Buhar Basıncı
			Pb (bar)
0	1,787	1000	0,0061
20	1,002	998	0,0234
40	0,653	992	0,0738
60	0,467	983	0,1992
80	0,355	972	0,4736
100	0,282	958	1,0133

### BÖLÜM 3. POMPA TEMEL DEĞERLERİNİN HESABI VE KAVİTASYON KONTROLÜ

Bir akım makinasını tanımlayan beş büyüklük vardır. Tanım büyüklükleri adını alan bu büyüklükler;  $n$  dönme sayısı,  $Q$  debi,  $Y$  özgül enerji,  $\eta$  verim ve  $P$  güçtür. Bir su pompasının tasarımında bağımsız büyüklük olarak basma yüksekliği ( $H$ ) ve debi ( $Q$ ) seçilir. Bazen, dönme sayısı da verilenler arasında olur. Bu projede tasarımı yapılacak çarkın istenilen özellikleri, debi  $Q = 100 \text{ lt/dk} = 6 \text{ m}^3/\text{saat}$  ve basma yüksekliği  $H = 9,2 \text{ m}$  dir. Verilen verilere ek olarak, devir sayısı **2500 dev/dk** seçilir. Daha sonra **1500, 2000, 3000 ve 3500 dev/dk** değerlerinde de hesaplamalar yapılarak en uygun devir sayısı elde edilmeye çalışılmıştır. Bu seçilen devir sayısı, kaviteasyona yol açmayacak şekilde daha sonra kontrol edilecektir.

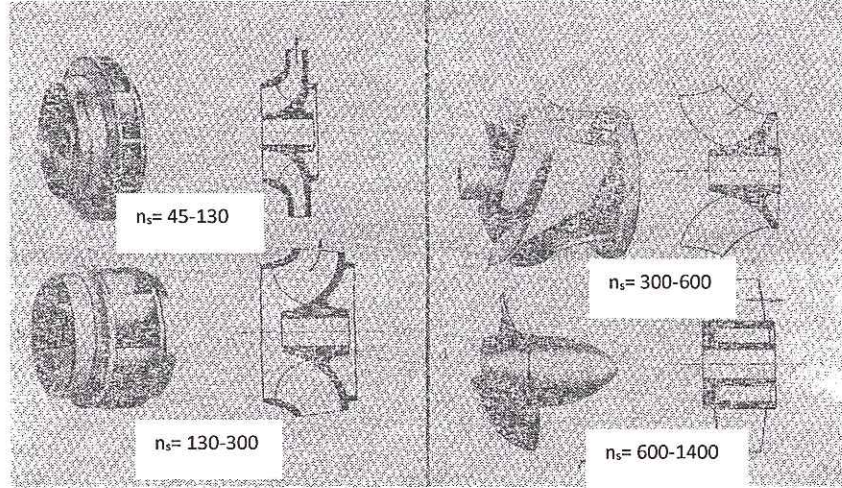
Özgül hız Denklem 1.1’de olduğu gibi hesaplanır.

$$n_q = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 19,32 \text{ dev/dk} \quad (1.1)$$

$$n_s = 3,65 \times n_q \text{’den, } n_s = 3,65 \times 19,32 = 70,518 \text{ dev/dk olarak bulunur.}$$

(Tam santrifuj çark için  $n_s = (45-130)$  aralığındadır).





Şekil 3.1. Özgül hıza göre pompa tipleri [17]

### 3.1. Kavitasyon Kontrolü

Kavitasyon, sıvı akışkan içinde bir takım boşlukların veya kabarcıkların oluşumunu ifade eden fiziksel bir olgudur. Su veya herhangi bir sıvı akışkan içerisindeki hız artışı veya bu akışkan içerisinde hızlı hareket eden herhangi bir cisim nedeni ile oluşan faz değişim olayıdır. Termodinamiğin temel prensiplerinden bilindiği gibi, sıvı fazdan buhar fazına dönüşüm sadece sıcaklığın bir fonksiyonu olan buhar basıncında meydana gelir. Bernoulli prensibine göre akışkan içerisindeki hız artışı, basıncın azalmasına neden olur. Daha düşük basınç ise akışkan içerisinde daha düşük bir kaynama noktası anlamına gelir. Başka bir deyişle, basınçtaki azalma suyun kaynama noktasını ortam sıcaklığına kadar düşürebilir. Bu durumda içinde su buharı ve erimiş gazlar bulunan, hava kabarcıkları içeren bir tür soğuk kaynama meydana gelir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak elde edilen birçok turbomakina modeli yayınlanmıştır. Bazı araştırmacılar CFD kodları kullanarak santrifüj pompa içerisindeki akış üzerinde nümerik çalışmalar yaparken, bazıları da pompalar üzerinde kavitasyon konularını araştırmışlar ve kavitasyona yol açacak en önemli parametre olarak NPSH değerini kabul etmişlerdir.

Kavitasyon olmaması için, uygun NPSH (Net Positive Suction Height) değeri kullanılmalıdır. Aksi halde, kavitasyondan kaçınılmaz. NSPH değeri, dinamik düşüm değeri ile hesaplanabilir. (Denklem 1.2)

$$\Delta y = \left( \frac{n \times \sqrt{Q}}{S_q} \right)^{4/3} \quad (1.2)$$

$$\Rightarrow \Delta y = \left( \frac{2500 \div 60 \times \sqrt{6 \div 3600}}{0,45} \right)^{4/3} = 5,89 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

( $S_q$  değeri seri imalat için 0,45 alınır)

$$\text{Kavitasyon olmaması için } \text{NPSH} > \frac{\Delta y}{g} = \frac{5,89}{9,81} = 0,60 \text{ m}$$

$\Rightarrow \text{NPSH} > 0,60 \text{ m}$ . NPSH = 1 m olarak alınabilir.

NSPH değeri uygun sınırlarda seçildikten sonra, artık kabul edilen devir sayısının uygunluğunun kontrolü yapılabilir.

Kontrol, uygun bir  $S_m$  değerinin hesaplanması ile yapılır. (Denklem 1.3)

$$S_m = \frac{n \times \sqrt{Q}}{\text{NPSH}^{3/4}} \cong (97 \dots 136) \quad (1.3)$$

$$S_m = \frac{2500 \times \sqrt{6/3600}}{1^{3/4}} = 102,06$$

$S_m$  değerinin en iyi imalat için en uygun değeri, 174 olarak belirlenmiştir. Ancak, böylesi kesin bir rakama hesaplarda ulaşılması oldukça güçtür. Bu nedenle, günümüzde pompa dizayn hesaplamalarında  $S_m = (97 \dots 136)$  aralığı tolerans alınmıştır. Bulunan değer, bu sınır içinde olduğu için, seçilen devir sayısı uygundur.

1500, 2000, 2500, 3000 ve 3500 dev/dk değerlerinin hepsi için ayrı ayrı hesaplamalar yapılarak aşağıdaki tablo oluşturulmuştur. Kavitasyon olmaması için matematiksel



olarak devir sayımızın 2500 ile 3000 dev/dk aralığında olması gerekir. Bu sonuç analizlerle kontrol edilecektir.

Tablo 3.1. Devir sayılarına göre Sm değerleri

n (rpm)	1500	2000	2500	3000	3500
n <sub>q</sub> (dev/dk)	11,59	15,46	19,32	23,18	27,05
n <sub>s</sub> (dev/dk)	42,31	56,43	70,52	84,61	98,73
$\Delta y$	2,98	4,37	5,89	7,52	9,22
NPSH> $\Delta y/g$	>0,30	>0,45	>0,60	>0,77	>0,94
Sm	61,24	81,65	102,06	122,47	142,89
Sm=97~136	⊗	⊗	UYGUN	UYGUN	⊗

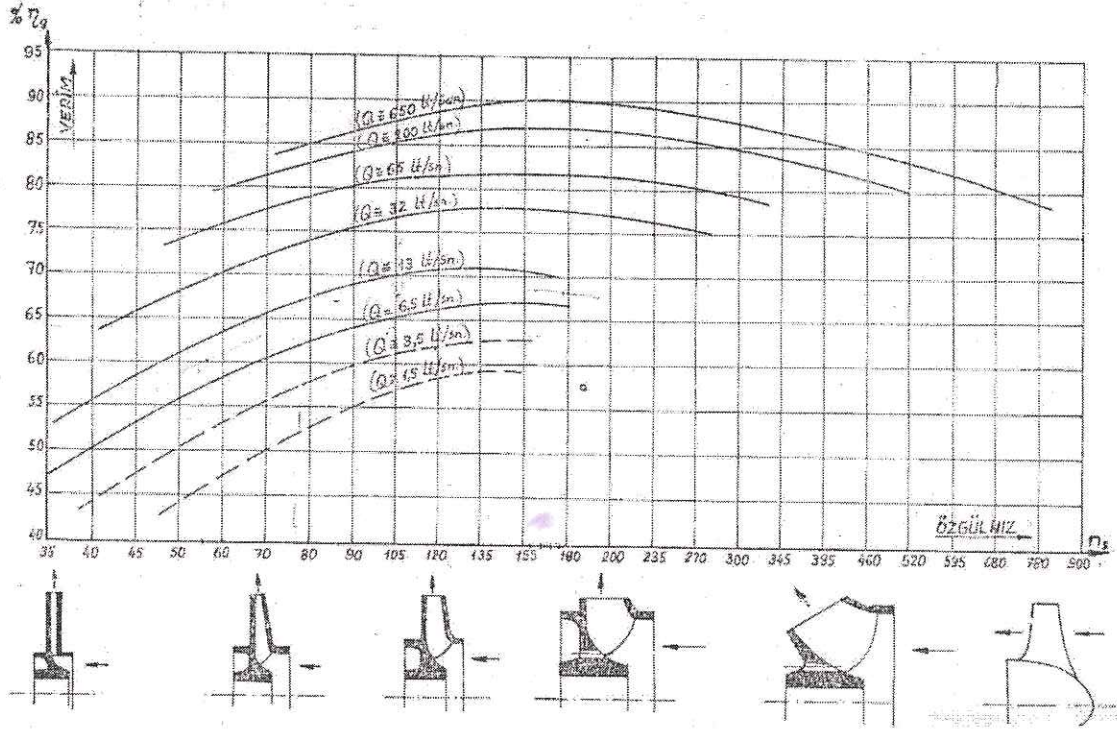
### 3.2. Pompa Seçim Kriterleri

- Gerekli debi miktarı
- Çalışma basıncı
- Pompanın fiyatı
- Pompanın bakım ve onarım kolaylığı
- Pompanın dönüş hızı
- Pompa verimi
- Pompa boyutları
- Pompanın sessiz ve titreşimsiz çalışması
- Pompanın montaj kolaylığı
- Yedek parça bulma kolaylığı



### 3.3. Verimler

Pompa verimi, özgül hıza bağlı olarak Şekil 2.2'den bulunur.



Şekil 3.2. Özgül hıza göre pompa verim diyagramı

Bu şekilden,  $n_q = 70,518$  dev/dk ve  $Q = 6$  m<sup>3</sup>/h (1,667 lt/s) için  $\eta_{pompa} \approx \%51$  olarak okunur.

Hidrolik verim Denklem 2.1'deki gibi ifade edilir.

$$\eta_{hidrolik} = 1 - \frac{0,071}{Q^{0,25}} \quad (2.1)$$

$$\eta_{hidrolik} = 1 - \frac{0,071}{\left(\frac{6}{3600}\right)^{0,25}} = 0,65 \rightarrow \eta_{hidrolik} = \%65$$

Genel bir kabülle pompanın mekanik verimi %96 civarında alınır.

Kaçak Debi Hesabı:

Pompalarda kaçak kaybı volumetrik verim ile hesaplanır. (Denklem 2.2)

$$\eta_v = \frac{Q}{(Q+Q_k)} = Q/Q' \quad (2.2)$$

Burada  $\eta_v$ , volumetrik verim  $Q_k$  ise kaçak debidir.

Pompa genel verim ifadesinden volumetrik verim Denklem 2.3 ile elde edilir.

$$\eta_{pompa} = \eta_{hidrolik} \times \eta_{volumetrik} \times \eta_{mekanik} \quad (2.3)$$

$$\eta_{volumetrik} = \frac{\eta_{pompa}}{\eta_{hidrolik} \times \eta_{mekanik}} = \frac{0,51}{0,65 \times 0,96} = 0,82$$

olarak bulunur. Buradan;

$$Q' = \frac{Q}{\eta_{volumetrik}} = \frac{6}{0,82} = 7,34 \frac{m^3}{h} = 0,00204 \frac{m^3}{s}$$

olacaktır.

Pompa mil gücü Denklem 2.4 ile hesaplanır.

$$P_{mil} = \frac{Q \times H \times \rho}{75 \times \eta_{pompa}} \quad (2.4)$$

formülünde,  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  alınarak pompa mili gücü aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$P_{mil} = \frac{\left(\frac{6}{3600}\right) \times 9,2 \times 1000}{75 \times 0,51} = 0,401 \text{ BG}$$

Motor Gücü Hesabı:

Motor gücü mil gücü ile bir emniyet sayısının çarpımı ile bulunur. Bu emniyet sayısı, pompa mili gücüne göre değişiklik arz etmektedir.

Tablo 3.2. Emniyet katsayısı

$\alpha$ emniyet sayısı	Pompa mil gücü
1,20 – 1,30	$P_{mil} < 5 \text{ BG}$
1,10 – 1,20	$5 \text{ BG} < P_{mil} < 25 \text{ BG}$
1,05 – 1,10	$P_{mil} < 25 \text{ BG}$

Tablo 3.3'den  $P_{mil} = 0,401 \text{ BG}$  için emniyet sayısı 1,25 alınır.

Buna göre motor gücü Denklem 2.5 ile hesaplanır.

$$P_{motor} = \alpha \times P_{mil} \quad (2.5)$$

$$P_{motor} = 1,25 \times P_{mil} = 1,25 \times 0,401 = 0,501 \text{ BG}$$

olacaktır.

Mil çapı hesabı:

Mil çapı, kullanılacak malzeme açısından, adi mil çeliği veya karbon çeliği olarak iki malzeme türünde hesaplanır. Minimum mil çapı, Denklem 2.6 bağıntısından bulunur.

$$d_{mil} = \sqrt[3]{\frac{360000 \times P_{mil}}{n \times \tau}} \quad (2.6)$$

burada,  $\tau$ , Malzemenin kayma gerilmesidir.

Malzeme olarak, adi mil çeliği seçilsin. Adi mil çeliği için  $\tau = 120 \text{ kg/cm}^2$  olduğundan

$$d_{\text{mil}} = \sqrt[3]{\frac{360000 \times 0,501}{2500 \times 120}} = 0,844 \text{ cm} = 8,44 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

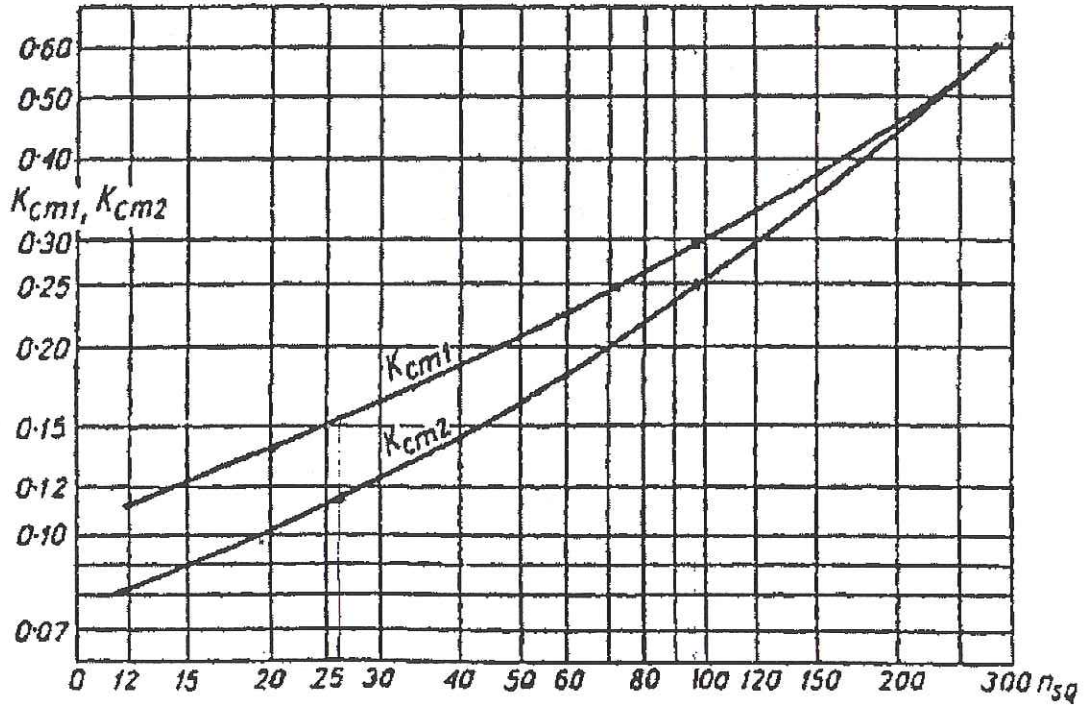
Norm çapları 10-15-20-25-30-35-40-50-60-70-80-90 mm'dir. Buna göre adi mil çeliği malzemesinden, mil çapı olarak, 10 mm kullanmak uygundur [18].





$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \times H \times g} \quad (3.2)$$

$K_{cm1}$  ve  $K_{cm2}$  hız katsayıları, Şekil 3.2'den özgül hıza bağlı olarak bulunur.



Şekil 4.2. Kcm1 ve Kcm2 diyagramı

Buradan

$n_q = 19,32$  dev/dk için,  $K_{cm1} = 0,14$  ve  $K_{cm2} = 0,10$  bulunur.

#### 4.2. Çark Giriş Geometrik Büyüklükleri ve Hız Üçgeni

Suyun kanata giriş hızı:

$$C_{m1} = K_{cm1} \sqrt{2 \times H \times g}$$

$$C_{m1} = 0,14\sqrt{2 \times 9,2 \times 9,81} = 1,88 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Akışkanın çarka girmeden önceki hızı (Denklem 3.3)

$$C_{0m} = (0,90 \dots 0,95) \times C_{m1} \quad (3.3)$$

$$C_{0m} = 0,90 \times 1,88 = 1,69 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Giriş kesit alanı (Denklem 3.4)

$$A_0 = \frac{Q'}{C_{0m}} \quad (3.4)$$

$$A_0 = \frac{7,34}{3600 \times 1,69} = 0,00121 \text{ m}^2$$

Çark göbek çapı (Denklem 3.5)

$$D_g = 1,4 \times D_{\text{mil}} \quad (3.5)$$

$$D_{\text{mil}} = 10 \text{ mm}$$

$$D_g = 1,4 \times 10 = 14 \text{ mm}$$

Göbek kesit alanı (Denklem 3.6)

$$A_g = \frac{\pi \times D_g^2}{4} = \frac{\pi \times 0,014^2}{4} = 0,000154 \text{ m}^2 \quad (3.6)$$

Toplam giriş kesit alanı (Denklem 3.7)

$$A_{\text{top}} = A_0 + A_g = 0,00121 + 0,000154 = 0,00136 \text{ m}^2 \quad (3.7)$$

Çarka girişteki toplam kesit alanının dış çapı (Denklem 3.8)

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \times A_{\text{top}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,00136}{\pi}} = 0,042 \text{ m} = 42 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Kanat üzerindeki orta akım iplikçiğın çapı (Denklem 3.9)

$$D_1 = \sigma_s \times d_0 \quad (3.9)$$

$\sigma_s = (0,9 \dots 0,95) \rightarrow$  Schultz katsayısı

$D_1 = 0,95 \times 42 = 39,9 \text{ mm} \rightarrow 40 \text{ mm}$  kabul edilir.

Çark girişindeki akışkan çevresel hız (Denklem 3.10)

$$U_1 = \frac{D_1 \times n \times \pi}{60} \quad (3.10)$$

$$U_1 = \frac{0,04 \times 2500 \times \pi}{60} = 5,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Çark giriş kanat açısı (Denklem 3.11)

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \quad (3.11)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{1,88}{5,24} = 0,36 \rightarrow \beta_1 = 19,80^\circ \rightarrow 20^\circ \quad \text{kabul edilir.}$$

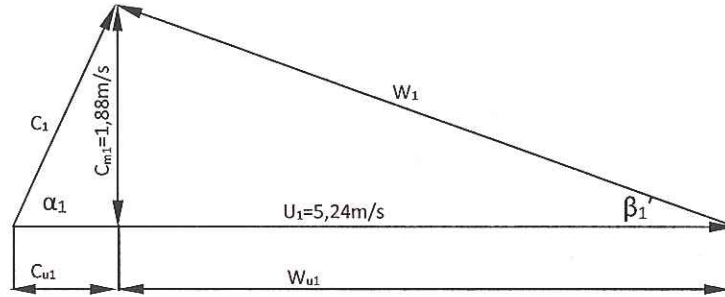
Araştırmalarda ve testlerde en iyi verim noktalarındaki optimum debi değerinin  $C_{m1}$  ( $C_{m1} = U_1 \times \tan \beta_1$ ) hızına denk gelen debi değerinden az olduğu gözlenmiştir. Bu olay,  $D_2/D_1$  oranının 2'den küçük, yani kısa kanatlar ve geniş  $\beta_1$  açıları söz konusu olduğu zamanlarda meydana gelmektedir. Arzulanan debiye ulaşmak için hesapta bulunan  $\beta_1$  açısını bir  $\delta_1$  (angle of incidence ( $2^\circ \dots 6^\circ$ )) açısı ekleyerek arttırmak gerekir. Kanat açısının artırılmasının pompanın emme kapasitesini ve verimini

arttıracağı saptanmıştır.  $\beta_1$  açısı, genellikle  $15^\circ$ - $30^\circ$  arasında bir değer alır. Bazı özel hallerde  $45^\circ$ 'ye kadar çıkabilir.

Bu açıklamadan yola çıkarak, bulunan  $\beta_1$  açısı  $\delta_1$  kadar arttırılır.  $\delta_1$  açısı  $2^\circ$  -  $6^\circ$  arası bir değer olduğuna göre,  $2^\circ$  seçilebilir:

$$\beta'_1 = \beta_1 + \delta_1 = 20 + 2 = 22^\circ$$

Giriş hız üçgeni Denklem 3.11, Denklem 3.12, Denklem 3.13, Denklem 3.14 bağıntılarıyla elde edilir.



Şekil 3.3. Giriş hız üçgeni

$$W_1 = \frac{C_{m1}}{\sin\beta'_1} = \frac{1,88}{\sin 22^\circ} = 5,02 \frac{\text{m}}{\text{sn}} \quad (3.11)$$

$$W_{u1} = \frac{C_{m1}}{\tan\beta'_1} = \frac{1,88}{\tan 22^\circ} = 4,65 \frac{\text{m}}{\text{sn}}$$

$$C_{u1} = U_1 - W_{u1} = 5,24 - 4,65 = 0,59 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.12)$$

$$C_1 = \sqrt{C_{m1}^2 + C_{u1}^2} = \sqrt{1,88^2 + 0,59^2} = 1,97 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.13)$$

$$\tan\alpha = \frac{C_{m1}}{C_{u1}} = \frac{1,88}{0,59} \quad (3.14)$$

$$\alpha = 72,58^\circ$$



Çark girişi kanat dış ve iç özellikleri:

Dış çapı (Denklem 3.15):

$$D_{1d} = d_0 + 0,75 \quad (3.15)$$

$$D_{1d} = 42 + 0,75 = 42,75 \text{ mm} \rightarrow 43 \text{ mm alınır.}$$

İç çapı (Denklem 3.16)

$$D_{1i} = 2 \times D_1 - D_{1d} \quad (3.16)$$

$$D_{1i} = 2 \times 40 - 43 = 37 \text{ mm}$$

Dış çevresel hız (Denklem 3.17)

$$U_{1d} = \frac{\pi \times D_{1d} \times n}{60} \quad (3.17)$$

$$U_{1d} = \frac{\pi \times 0,043 \times 2500}{60} = 5,63 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

İç çevresel hız (Denklem 3.18)

$$U_{1i} = \frac{(\pi \times D_{1i} \times n)}{60} \quad (3.18)$$

$$U_{1i} = \frac{(\pi \times 0,037 \times 2500)}{60} = 4,84 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dış açı (Denklem 3.19)

$$\beta_{1d} = \arctan\left(\frac{C_{m1}}{U_{1d}}\right) \quad (3.19)$$

$$\beta_{1d} = \arctan\left(\frac{1,88}{5,63}\right) = 18,47^\circ$$

İç açı (Denklem 3.20)

$$\beta_{1i} = \arctan\left(\frac{C_{m1}}{U_{1i}}\right) \quad (3.20)$$

$$\beta_{1i} = \arctan\left(\frac{1,88}{4,84}\right) = 21,23^\circ$$

Çark giriş genişliği:

Girişteki süreklilik (Denklem 3.21) denklemi yazılırsa,

$$Q' = \lambda_1 \times \pi \times D_1 \times b_1 \times C_{m1} \quad (3.21)$$

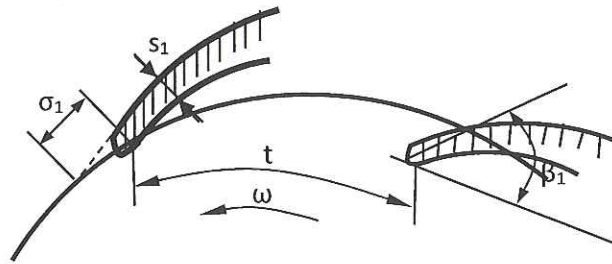
bulunur. Burada;

$$\lambda_1 = 1 - \frac{\sigma_1}{t_1}$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\sin\beta_1}$$

$$t_1 = \frac{\pi \times D_1}{z}$$

olarak bilinmektedir.



Şekil 3.4. Pompa çarkında kanat başlangıcı

$$\lambda_1 = 1 - \frac{z \left( \frac{s_1}{\sin\beta_1} \right)}{\pi \times D_1} \quad (3.22)$$

Ancak  $\lambda_1$ 'in 0,6-0,7 arasında olacağı öngörülmüştür. Bu nedenle, ayrıca hesap yapılmadan daralma faktörü bu aralıkta seçilebilir.

Daralma faktörü, şimdilik 0,65 seçilsin. Daha sonra, çıkış özellikleri de belirlenince, seçilen değer tekrar hesaplanarak doğru daralma faktörü bulunacaktır. Buradan hareketle Denklem 3.15'ten;

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \times D_1 \times C_{m1} \times \lambda_1} = \frac{0,00204}{\pi \times 0,04 \times 1,88 \times 0,65} = 0,0133 \text{ m} = 13,3 \text{ mm}$$

olacaktır.

Bulunan  $b_1$  değeri de, çıkış özelliklerinin hesaplanmasından sonra tekrar hesaplanır ve sonucun doğruluğu belirlenecektir.

#### 4.3. Çark Çıkış Geometrik Büyüklükleri ve Hız Üçgeni

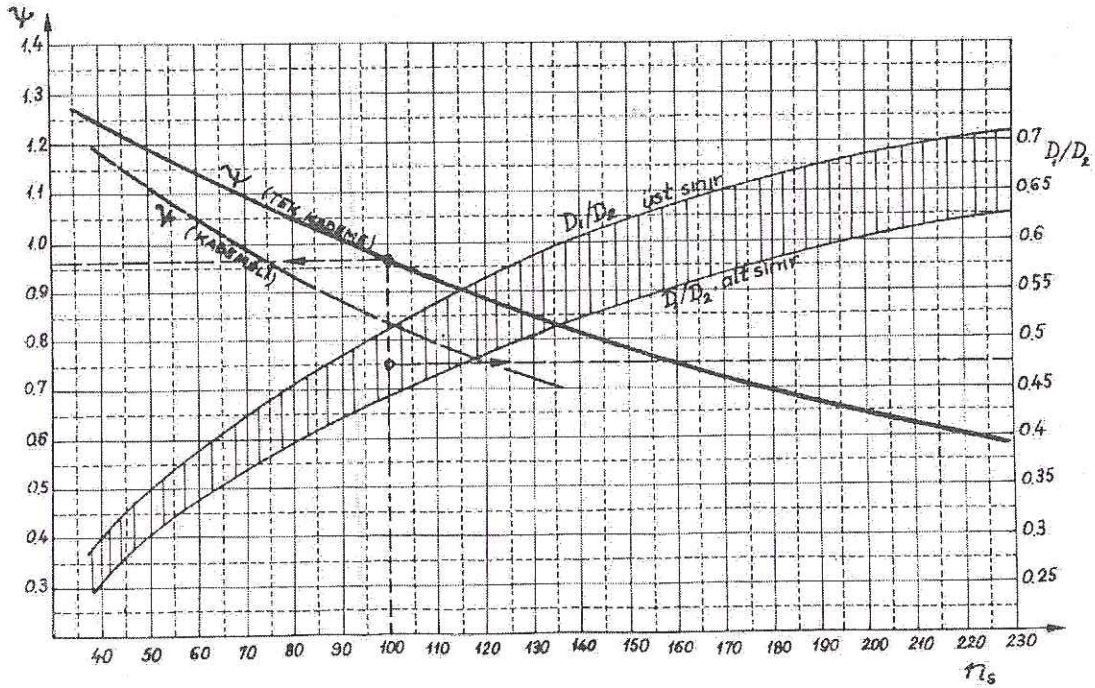
Çark çıkışı akışkan çevresel hızı (Denklem 3.23)

$$H = \psi \times \frac{U_2^2}{2 \times g} \quad (3.23)$$

$U_2 =$  Çıkış çevresel hız

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \times H \times g}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 \times 9,2 \times 9,81}{1,08}} = 12,93 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$\Psi =$  basınç katsayısı ( Şekil 3.5'ten bulunur)



Şekil 4.5. Basınç katsayısı ve D1/D2 oranları

Şekilden tek kademe için;  $n_s = 70,52$  değerine karşılık  $\Psi = 1,08$  okunur.

Çark çıkış çapı Denklem 3.24'den;

$$U_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60} \quad (3.24)$$

$D_2 =$  çıkış çapı

$$D_2 = \frac{60 \times U_2}{\pi \times n} = \frac{60 \times 12,93}{\pi \times 2500} = 0,0988 \text{ m} = 98,8 \text{ mm} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Formüllerle bulunan çark çapının istenen manometrik yüksekliği sağlamama olasılığı olduğu için, çark konstrüksiyonunda hesaplanan değer biraz fazlası alınır. Bu fazlalık işleme payını oluşturduğu gibi istenen manometrik yüksekliğe ulaşmada da faydalı olur. Pompa çalıştırılıp manometrik yükseklik ölçüldükten sonra, eğer istenenin üzerinde fazlalık var ise, dış çap torna edilerek, olması gereken seviyeye indirilebilir. Bu açıklama gereğince, dış çap 100 mm olarak kabul edilir.



$D_1/D_2$  Çap kontrolü:

Belirli özgül hızlara, belirli çap oranları tekabül eder. Çarkın boyutlarının uygun düşmesi bakımından, bu oranın belirli sınırlar arasında kalması gereklidir. Bulunan çark çapları oranının, uygunluğu Şekil 3.5'ten okunarak alt ve üst limit arasında olup olmadığı tespit edilir.

Şekil 3.5'e göre  $n_s = 70,52$  dev/dk için  $D_1/D_2$  oranının maksimum ve minimum değerleri:

$$\text{Min } D_1/D_2 = 0,36$$

$$\text{Max } D_1/D_2 = 0,425$$

$$D_1/D_2 = 40/100 = 0,4$$

Bulunan çaplar oranı 0,36 ile 0,425 arasında olmasından dolayı uygundur.

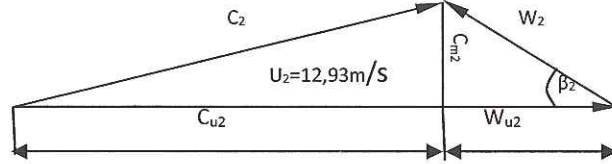
Eğer istenen aralıkta bir çap oranına ulaşılmıyorsa,  $D_1$  çapı değiştirilerek çaplar oranı istenen aralıkta olacak şekilde ayarlama yapılacaktır.  $D_2$  çapının değiştirilmesi direkt olarak manometrik yüksekliği etkilediğinden sakıncalıdır.  $D_1$  çapı değiştirilirse, koşullar tekrardan gözden geçirilmelidir.

Çark çıkış kanat açısı:

Pompalarda  $\beta_2$  açısı  $15^\circ$  ile  $90^\circ$  arasında olabilir.  $\beta_2$  değeri, akışkan su ise küçük değerler alır. Akışkanın gaz olması halinde, büyük açıların seçilmesi zorunludur. Yoğunluk küçük olduğundan, küçük basınç artmaları için büyük özgül kanat enerjisi ve yüksek çevresel hızlar gerekmektedir. Ayrıca, dik merkezci kanatlar (tam merkezci), merkezkaç kuvvetine karşı eğri kanatlardan daha çok dayanıklıdır. Diğer bir hususta, sesüstü hızlardan kaçınmak için  $\beta_2$  çok küçük olmaması gerekir. Akışkan su olduğu durumlarda  $\beta_2$  açısı seçiminde 40 derece üzerine nadiren çıkılır. Genellikle daha küçük açılar tercih edilir.

Tam merkezci kanat tipi için 28-30° arasında bir açı öngörülmüştür. Buna göre kanat açısı 27° kabul edilir.

Çıkış hız üçgeni Denklem 3.25, Denklem 3.36, Denklem 3.27, Denklem 3.28, Denklem 3.29 bağıntılarıyla elde edilir.



Şekil 3.6. Çıkış hız üçgeni

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \times H \times g} = 0,1 \sqrt{2 \times 9,2 \times 9,81} = 1,34 \frac{m}{s}$$

$$W_2 = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2} = \frac{1,34}{\sin 27^\circ} = 2,95 \frac{m}{s} \quad (3.25)$$

$$W_{u2} = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} = \frac{1,34}{\tan 27^\circ} = 2,63 \frac{m}{s} \quad (3.26)$$

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} = 12,93 - 2,63 = 10,3 \frac{m}{s} \quad (3.27)$$

$$C_2 = \sqrt{C_{m2}^2 + C_{u2}^2} = \sqrt{1,34^2 + 10,3^2} \quad (3.28)$$

$$C_2 = 10,39 \frac{m}{s}$$

$$\tan \alpha = \frac{C_{m2}}{C_{u2}} = \frac{1,34}{10,3} \quad (3.29)$$

$$\alpha_2 = 7,4^\circ$$

#### 4.4. Kanat Sayısının Belirlenmesi

Euler denklemi sonsuz kanat sayısına göre yazılmış ve sonsuz incelikte kanatlar için düşünülmüştür. Bir santrifuj pompada, yeteri kanat sayısı hesaplamak gerekir. Pratikte, pompa dizaynında, yaklaşık formüller kullanarak kanat sayısı hesaplanır. Gerçekte kanat sayısı hesabını veren formül yoktur. Bunun yerine yaklaşık formüller kullanılır.

Kanat sayısı Denklem 3.30 bağıntısıyla hesaplanır.

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \quad (3.30)$$

Burada  $\beta_m$  değeri Denklem 3.31 ile elde edilir.

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (3.31)$$

$$\beta_m = \frac{22 + 27}{2} = 24,5^\circ$$

$$Z = 6,5 \frac{100 + 40}{100 - 40} \sin 24,5 = 6,29$$

Kanat sayısı 7 seçilir.

#### 4.5. Çark Çıkış Genişliği:

Süreklilik denklemi çark çıkışı için uygulanacak olursa,

$$Q = V \times A \quad V = C_{m2} \quad A = b_2 \times D_2 \times \lambda_2 \times \pi \quad (\lambda_2 = \text{daralma faktörü})$$

Çark çıkış genişliği Denklem 3.32 ile hesaplanır.

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \times D_2 \times \lambda_2 \times C_{m2}} \quad (3.32)$$

Çıkış daralma faktörü Denklem 3.33 bağıntısı ile bulunur.

$$\lambda_2 = 1 - \frac{Z(s_2/\sin\beta_2)}{\pi \times D_2} \quad (3.33)$$

$s_2 = 3$  mm (kanat kalınlığı) için,

$$\lambda_2 = 1 - \frac{7(3/\sin 27)}{\pi \times 100} = 0,85$$

$$b_2 = \frac{0,00204}{\pi \times 0,100 \times 0,85 \times 1,34} = 0,00570 \text{ m} = 5,70 \text{ mm}$$

olduğundan,  $b_2 = 6$  mm seçilir.

#### 4.6. Giriş Daralma Faktörü ve Giriş Genişliği Kontrolü

Çark giriş genişliği hesaplanırken,  $\lambda_1$  değeri, sonradan kontrol edilmek üzere kabul edilmişti. Çıkış özellikleri bulunduktan sonra artık bu kontrol yapılabilir:

$$\lambda_1 = 1 - \frac{Z\left(\frac{s_1}{\sin\beta_1}\right)}{\pi \times D_1} = 1 - \frac{7\left(\frac{3}{\sin 22}\right)}{\pi \times 40} = 0,554$$

Daha önceki hesaplarda  $\lambda_1 = 0,65$  olarak kabul edilmişti ve değere göre giriş genişliği 13,3 mm olarak bulunmuştu. Yeni daralma faktörü ile yeniden giriş genişliği hesaplanacak olursa,

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \times D_1 \times C_{m1} \times \lambda_1} = \frac{0,00204}{\pi \times 0,040 \times 1,88 \times 0,55} = 0,0157 \text{ m} = 15,7 \text{ mm}$$

bulunur. Böylece  $b_1=13,3$  mm değil de  $b_1=15$  mm olarak tespiti ve kontrolü yapılmış olur [17]. Analizlerde  $b_1 = b_2$  olarak kabul edilmiş ve ortalama  $b$  çark genişliği alınmıştır. Bu noktada, çark için bütün konstrüktif büyüklükler hesaplanmıştır. Artık, bulunan değerlerle çarkın çizimi yapılabilir.



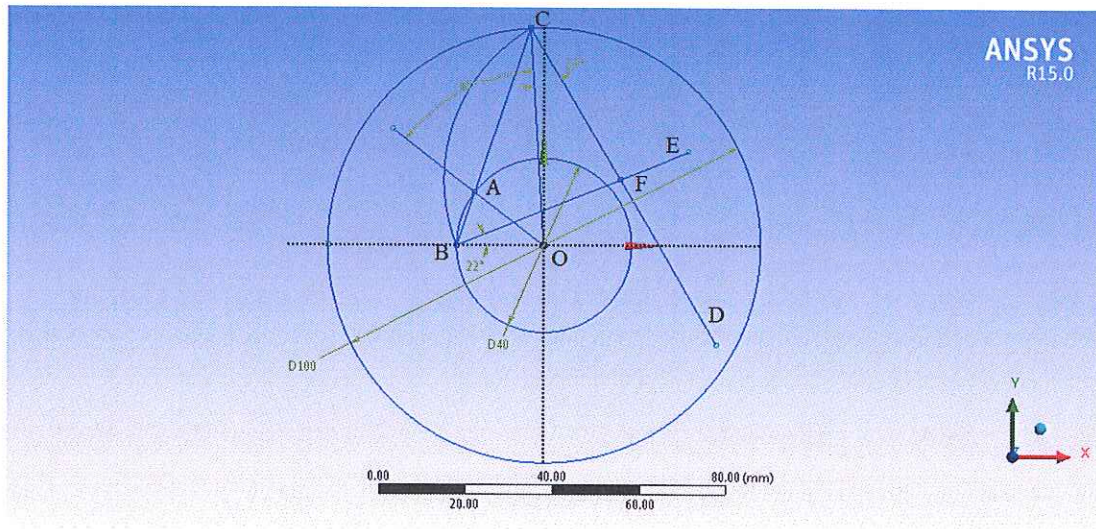
## BÖLÜM 5. DEVİRDAIM POMPASI CFD ANALİZİ

Çalışma değerlerine uygun olarak matematiksel hesaplamaları gerçekleştirilen devirdaim pompasının akış alanı tasarımı için Ansys tabanlı analiz programı kullanılmıştır. Hesaplamalar sonucu elde edilen pompa geometrik büyüklükleri Tablo 5.1’de gösterildiği gibi tasarıma başlanmıştır.

Tablo 5.1. Pompa akış analizi tasarım değerleri

$D_1$ (mm)	$D_2$ (mm)	$\beta_1$	$\beta_2$	S (mm)
40	100	$22^\circ$	$27^\circ$	3

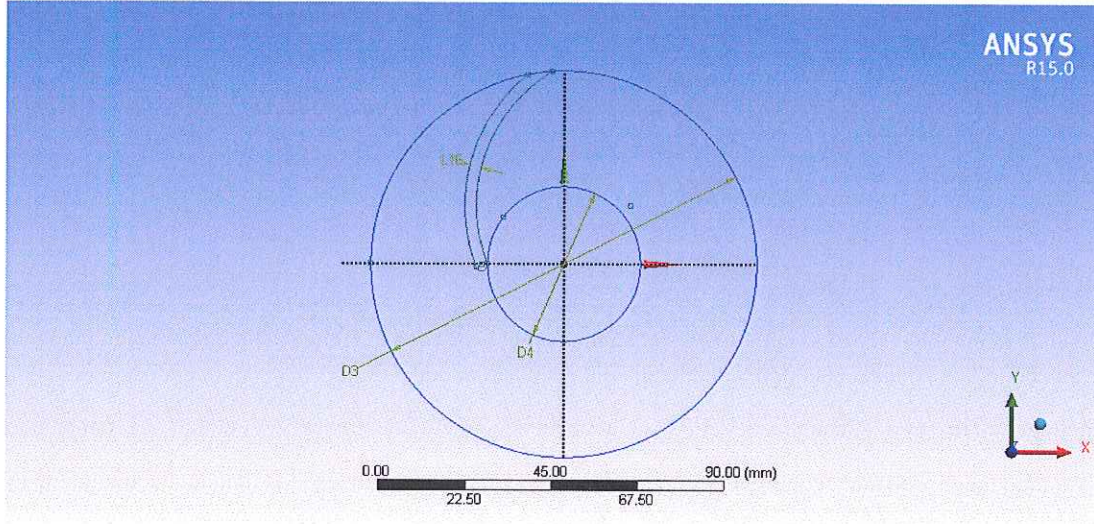
### 5.1. Geometrinin Oluşturulması



Şekil 5.1. Tek daire yöntemiyle pompa kanat çizimi

Önce (O) merkezli ( $D_{40}$  ve  $D_{100}$ ) çaplı daireler çizilir. ( $D_{40}$ ) çaplı dairenin üzerinde bir (A) noktası işaretlenir. (OA) doğrusu ile  $(\beta_1 + \beta_2)$  açısı yapan (OC) doğrusunun  $D_{100}$  çaplı daireyi kestiği (C) noktası bulunur. (CA) doğrusu uzantısının  $D_{40}$  çaplı daireyi kestiği (B) noktası kanat başlangıç noktası olur. (OC) doğrusu ile  $\beta_2$  açısı yapan (CD)

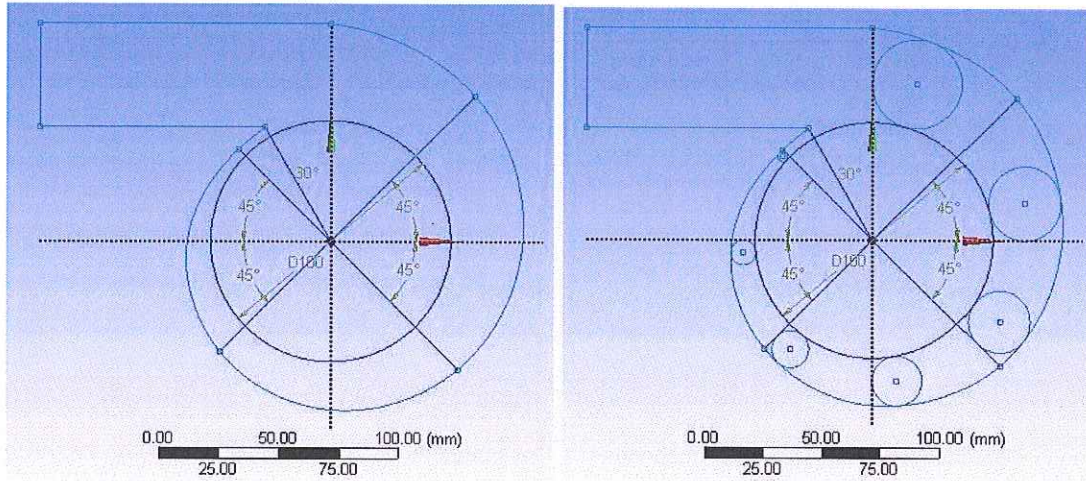
doğrusu çizilir. (OB) ile de ( $\beta_1$ ) açısı yapan (BE) doğrusu çizilerek iki doğrunun kesim noktası (F) kanat daire yayının merkezi olarak bulunmuş olur. (F) merkezli (B) ve (C)'den geçen daire yayı çizilerek kanadın bir bölümü çizilir. Gerekli kanat kalınlığı ( $S=3$ ) verilerek diğer kısımlar çizilir. Böylece kanadın çizimi tamamlanmış olur. Bu metod ile kanat çizimi Ansys Design Modüler kısmında tamamlanmıştır.



Şekil 5.2. Kanat görünümü

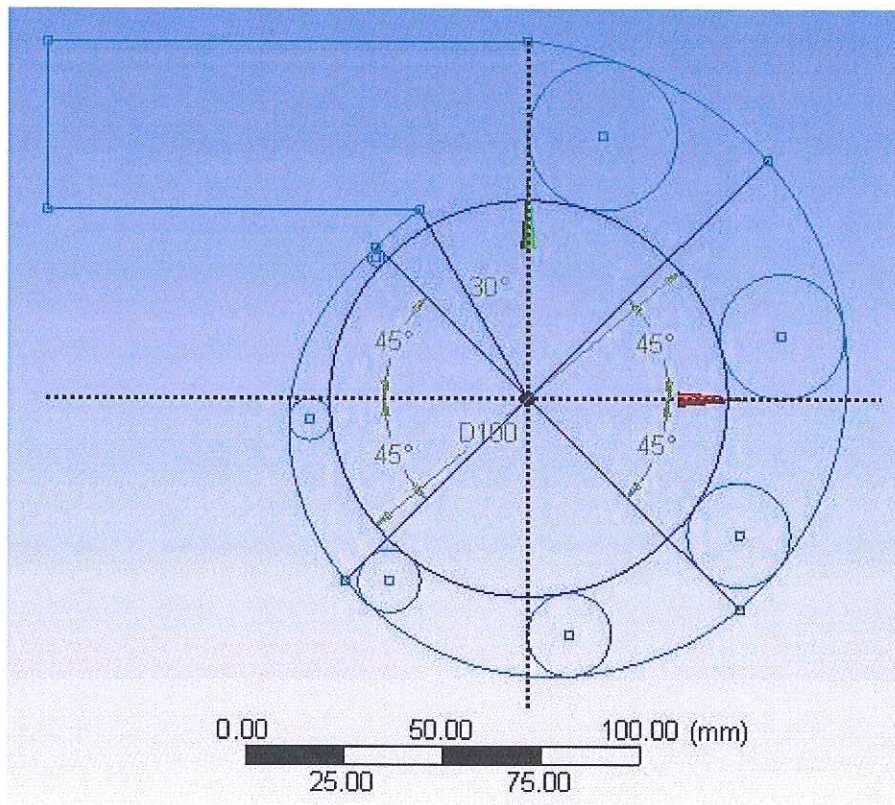
Şekil 5.1'de çizilen (BC) daire yayını elde etmek için kullanılan diğer doğru ve noktalar Modify> Trim komutuyla temizlenerek çark kanat eğrisi ortaya çıkarılır. Modify>Offset komutu yardımıyla hesaplamalar sonucu elde edilen kanat kalınlığı ( $S = 3$  mm) kadar daire yayı ötelenir, iki daire yayının alt uç noktalarından geçen teğet bir başka daire yayı çizilerek pompa giriş kısmı kanat kesiti tamamlanır. Çıkış kısmı ise  $D_{100}$  dairesi üzerinde olacak şekilde bitirilir. Böylece kanat görünümü son şekli Şekil 5.2 elde edilmiş olur.





Şekil 5.3. Gövde çizimi

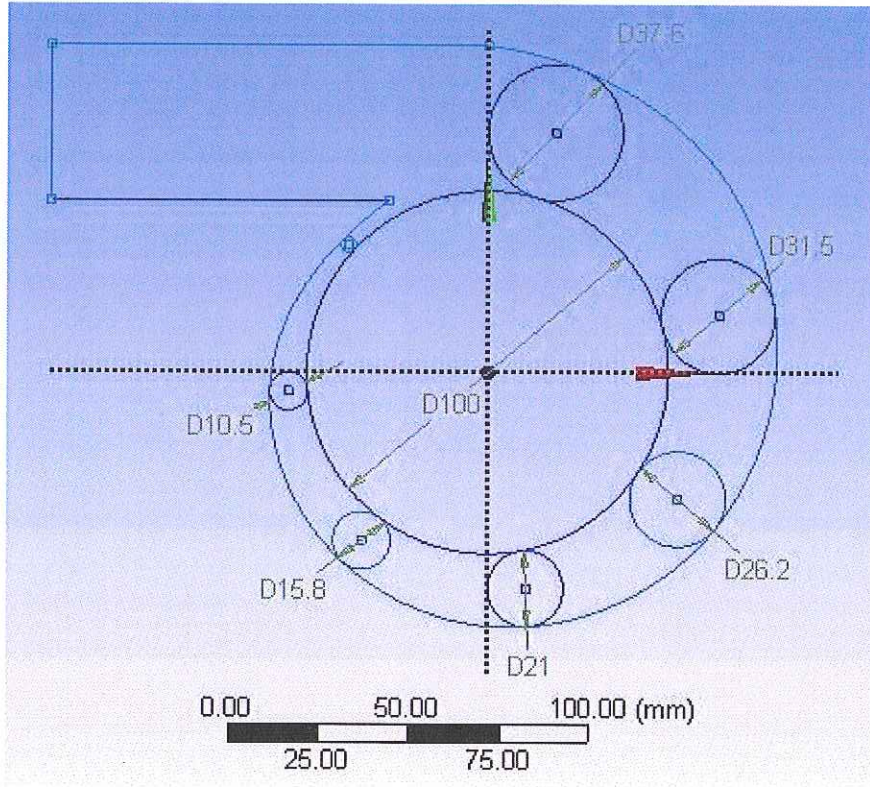
Kanat şekli oluşturulduktan sonra XY Plane'de yeni bir Sketch açılarak gövde tasarımına başlanır. Gövde ana hat çapı, Şekil 5.3'te gösterildiği gibi  $D_2$  çark çıkış çapı ile birlikte  $45^\circ$  açıyla eşit parçalara bölünür. Akışkan basıncını çıkış doğrultusunda artırabilmek için  $(D_2/2) + (k \times 5)$  kuralıyla birinci çizgiden itibaren çizgi uzunlukları tanımlanır.



Şekil 5.4. Genişleme daireleri



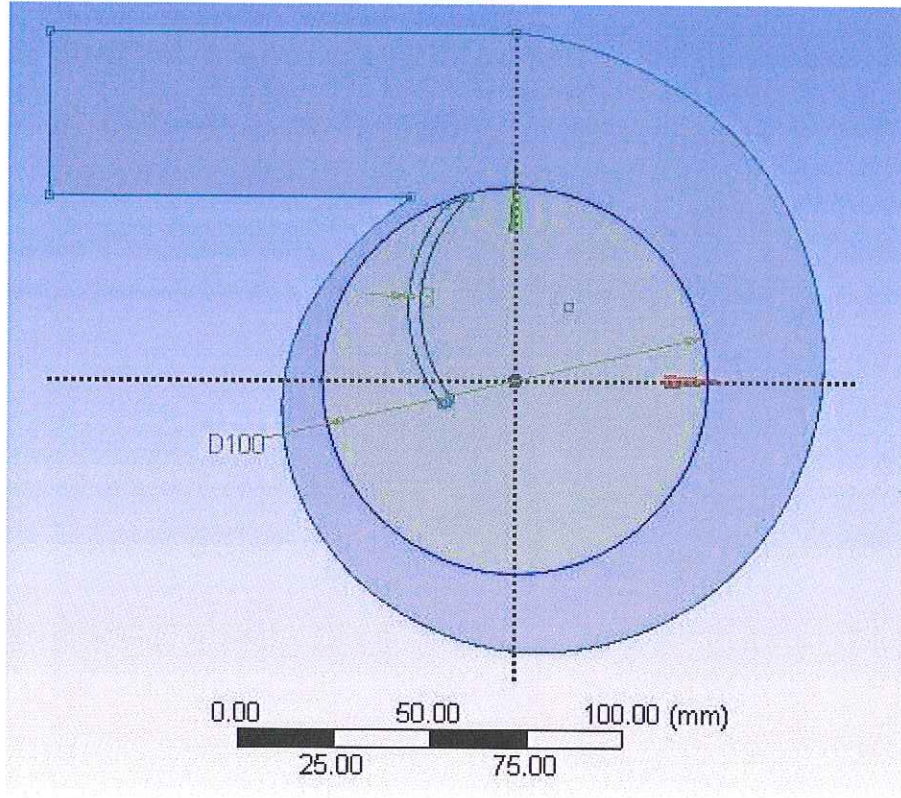
Şekil 5.4'te görüldüğü gibi 45° eş parçalara ayrılan her bölgede yüzeylere teğet daireler oluşturularak Şekil 5.5'te olduğu gibi ölçüleri control edilir. Her daire çapı bir sonraki bölmede ortalama 5,3 mm artmıştır. Çıkış kesitine doğru basınç artışı sağlayabilmek için salyangoz gövde çizimi böylece tamamlanmıştır.



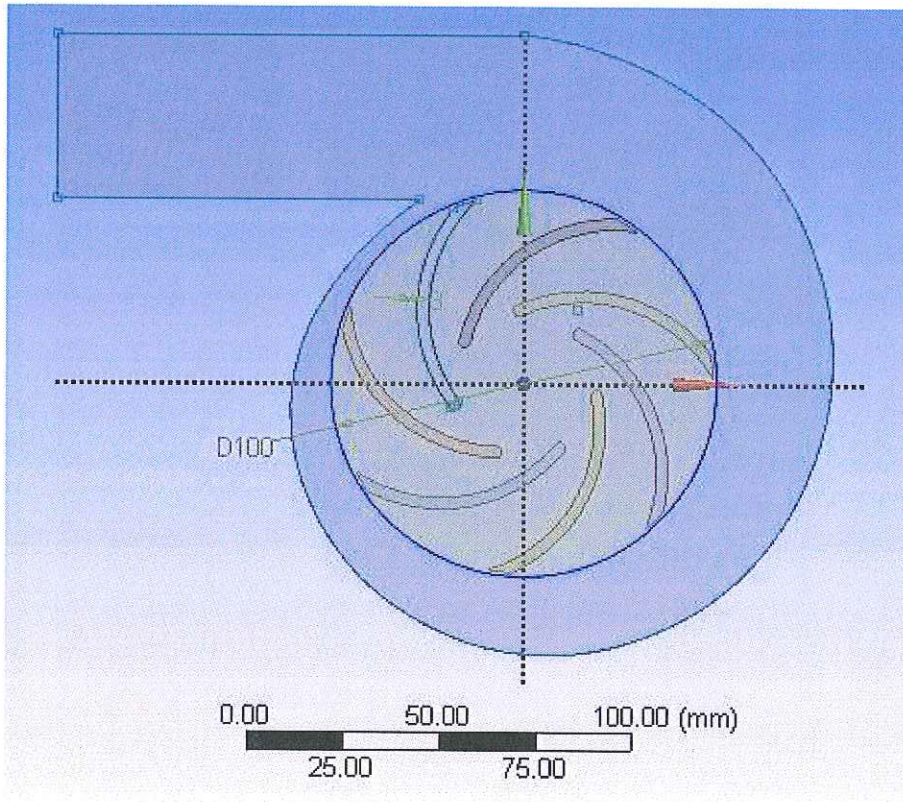
Şekil 5.5. Genişleme daireleri ölçü görünümü

İki boyutlu olarak elde edilen çark ve gövde yapısını 3 boyutlu katı hale çevirmek için “Extrude” komutu kullanılır. Açılan “Details View” penceresinde öncelikle katı yüzey haline getirmek istenilen kısım seçilir. Burada pompa gövdesi olarak çizdiğimiz “Sketch2” seçilmiştir. “Operation” kısmına “Add Material”, katı yüzey kalınlığına ise hesaplarda sonuçlandırdığımız 10 mm’lik derinlik girilir. Son olarak “Generate” komutu çalıştırıldığında gövdemiz artık Şekil 5.6’da gösterildiği gibi 3 boyutlu görüntüsüne kavuşmuş olur. Rotor kısmını 3 boyutlu görünüm haline getirmek için yine aynı adımlar izlenirken; “Geometri” kısmında bu kez “Sketch1” seçilmiştir. “3 parts, 3 bodies” ten oluşan “Tree Outline” kısmı “blade, body, rotor” olarak adlandırılır.





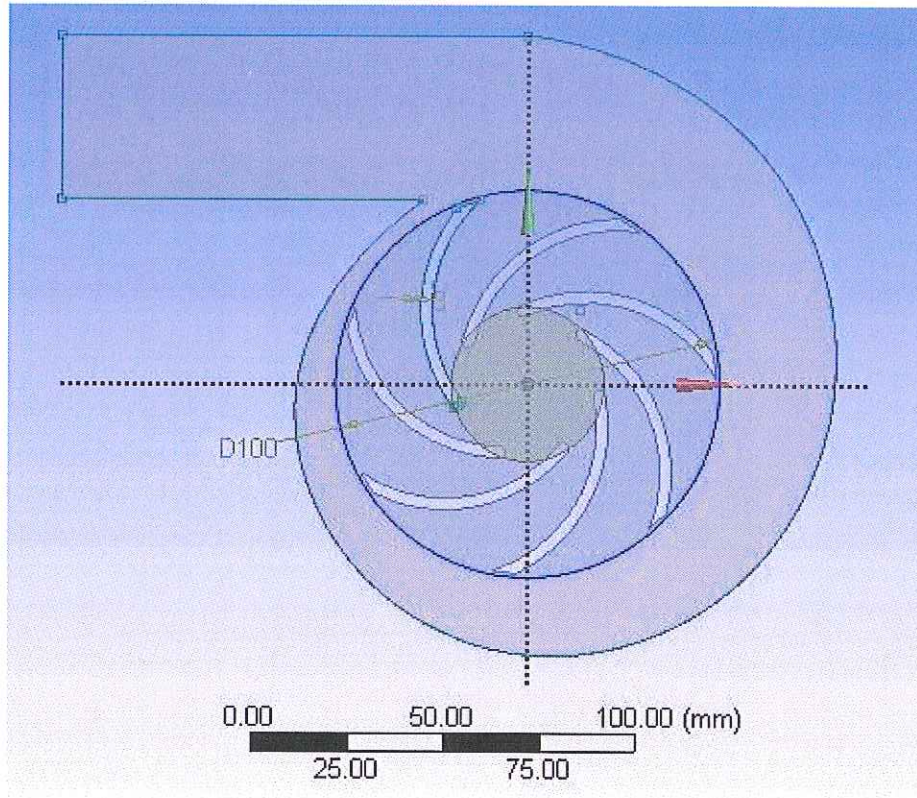
Şekil 5.6. Katı yüzey görünümü



Şekil 5.7. Kanat sayısının çoğaltılmış görüntüsü



Tek kanat olarak katı yüzey haline getirilen tasarımda, istenilen kanat sayısının elde edilmesi için `Create>Pattern` komutu çalıştırılır. `Pattern Type>Circular`, `Geometry` kısmında ise daha önce isimlendirilen “blade”, `Axis` ise Z yönü işaretlenir. İstenen kanat sayısı “`Copies`” kısmına girilir ve “`Generate`” komutu çalıştırılarak Şekil 5.7’deki pompa görüntüsü elde edilir.



Şekil 5.8. Kanatların çıkarılması

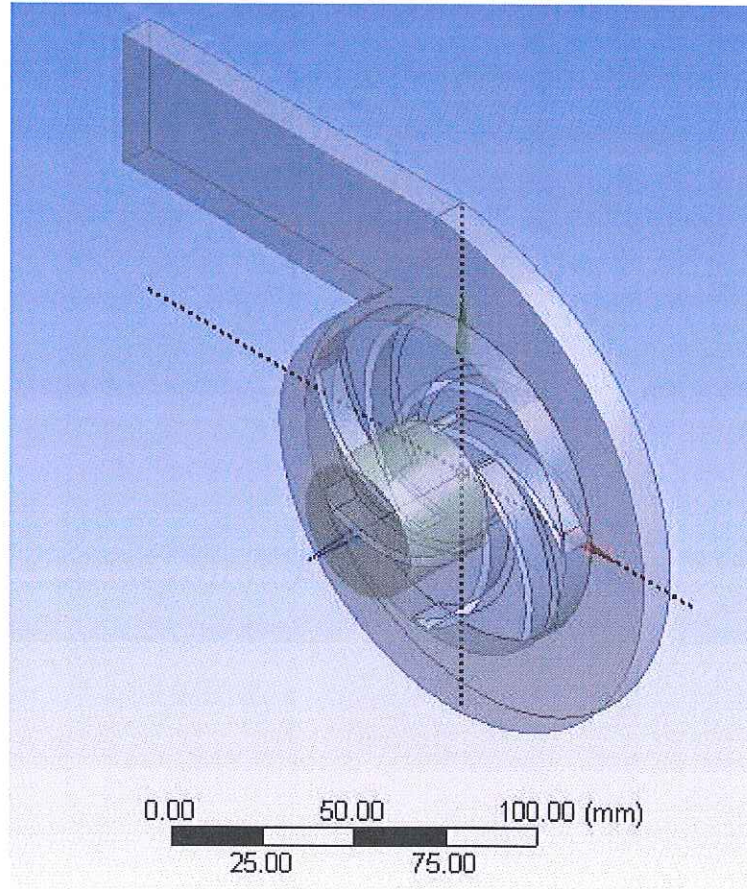
Akış alanı tasarımı yapıldığı için katı bir yapı olan kanatların çıkarılması gerekir. Bu sebeple `Create>Boolean` komutu kullanılarak `Operation>Subtract`, `Target Bodies>Rotor`, `Tool Bodies>blade` olarak seçilir ve “`generate`” komutu çalıştırılarak Şekil 5.8’deki görünüm elde edilir.



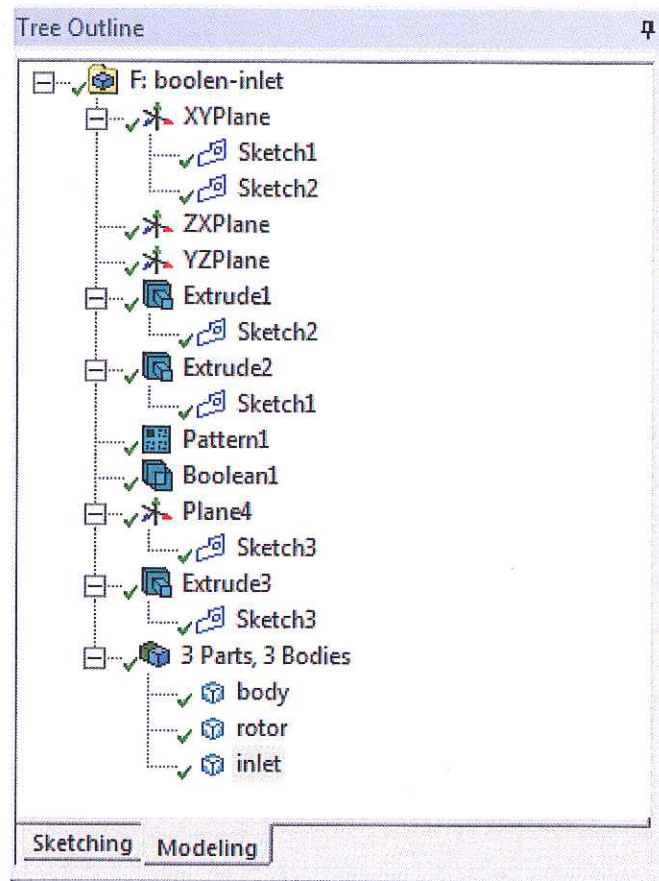
Details View	
[-] Details of Plane4	
Plane	Plane4
Sketches	1
Type	From Plane
Base Plane	XYPlane
Transform 1 (RMB)	Offset Z
<input type="checkbox"/> FD1, Value 1	15 mm
Transform 2 (RMB)	None
Reverse Normal/Z-Axis?	No
Flip XY-Axes?	No
Export Coordinate System?	No

Şekil 5.9. Yeni çizim yüzeyi atama

Giriş kısmının çizilebilmesi için 10 mm kalınlıkta katılanan pompa akış alanı üzerine yeni bir yüzey alanı oluşturulması gerekir. Bunun için Şekil 5.9'da gösterildiği gibi XY Plane üzerinde Z ekseninde 10 mm ötelenen bir Plane4 çizim yüzeyi oluşturulur. Bu yüzeye yeni Sketch açılarak, 40 mm çapında ve 30 mm uzunluğunda pompa giriş alanı çizilerek, Şekil 5.10 pompa akış alanı tasarımı tamamıyla oluşturulur.



Şekil 5.10. Pompa 3 boyut görünümü

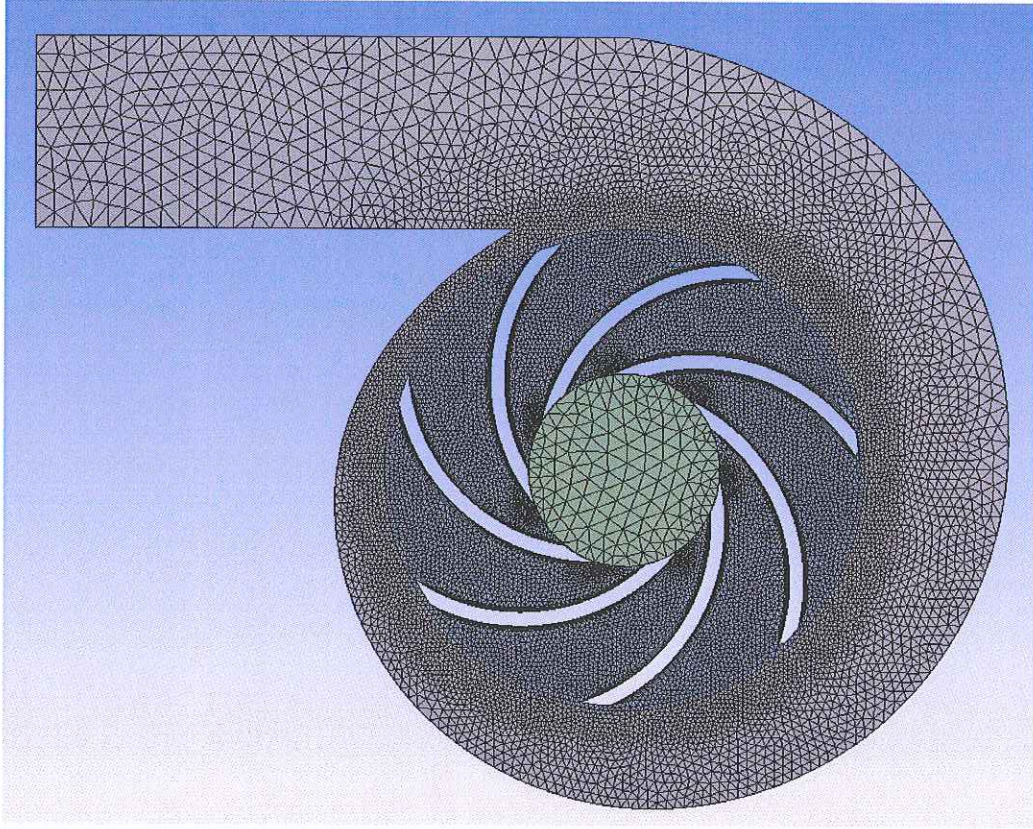


Şekil 5.11. Geometri "Tree Outline" son halinin görüntüsü

Pompa akış alanı tasarımı Şekil 5.11'de tüm adımlarının gösterildiği gibi tamamlanmış olur. Bir sonraki adım olan Mesh kısmına geçilir.



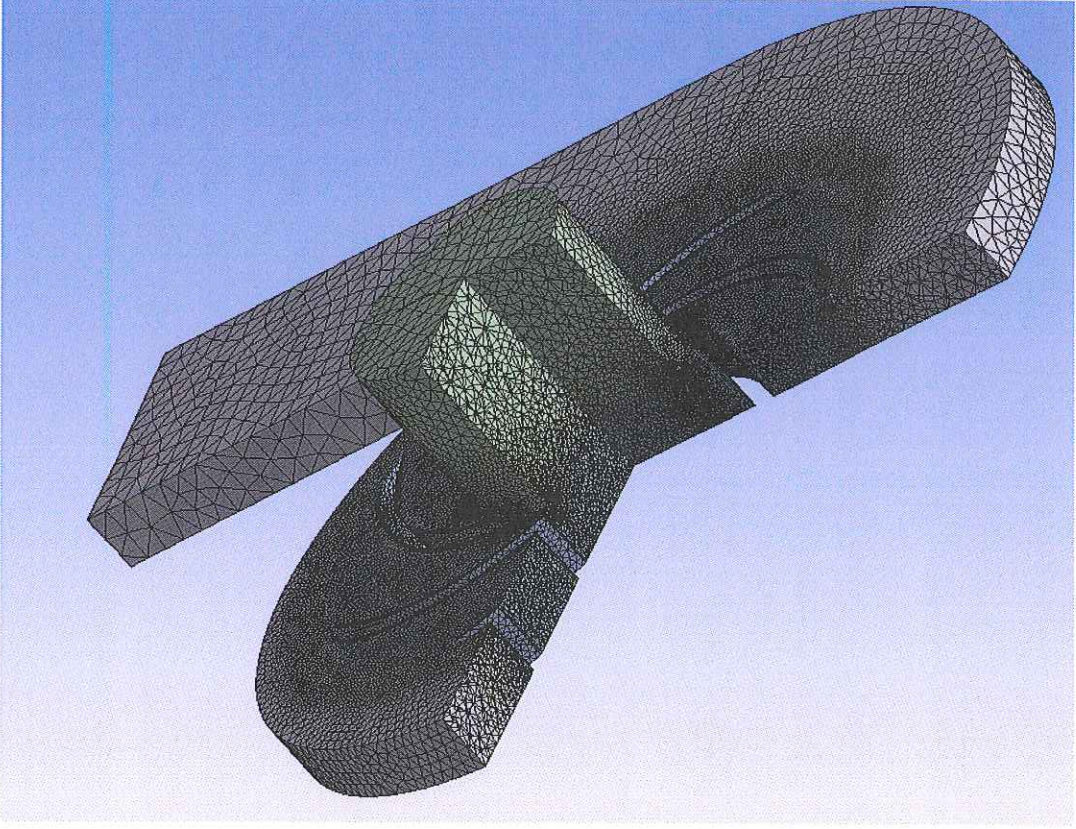
## 5.2. Mesh Yapısının Oluşturulması



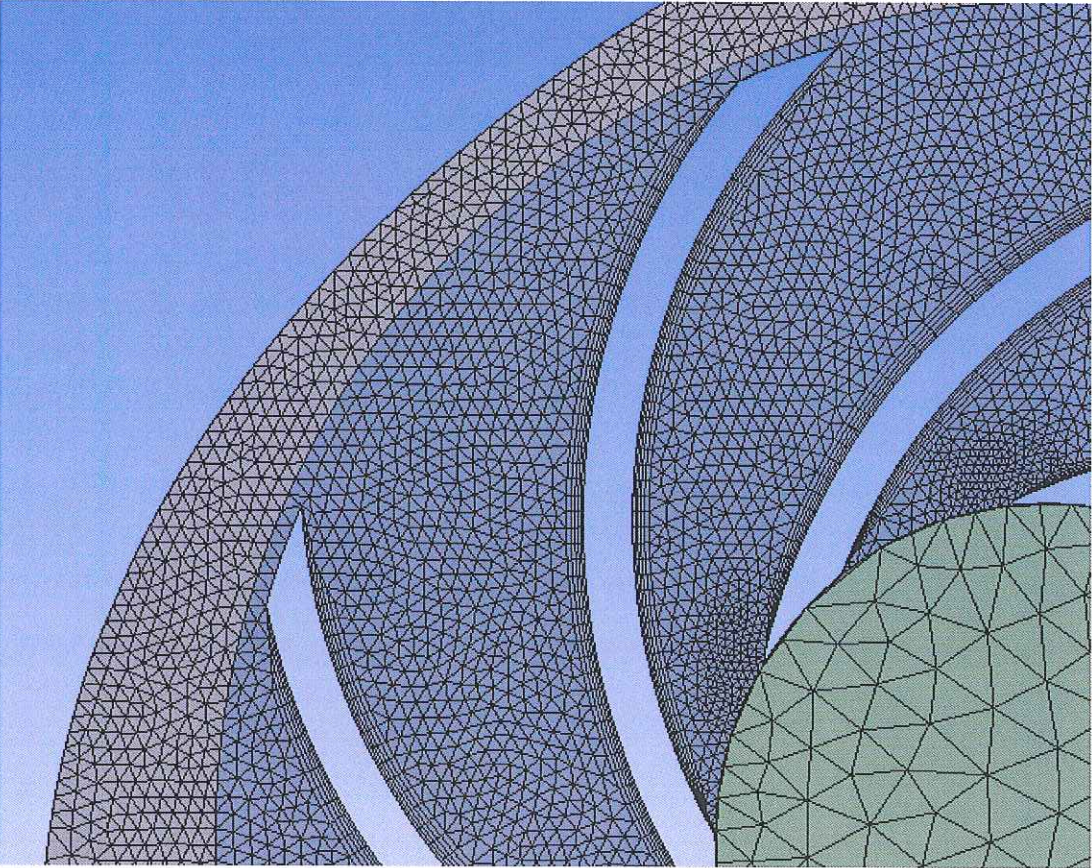
Şekil 5.12. Mesh yapısı genel görünümü

Mesh yapısı genel görünümü Şekil 5.12’de verilen pompa akış alanı için giriş kısmı “inlet”, çıkış kısmı “outlet”, kanatlar “blade” ve gövde dış çeperleri seçilerek “wall” olarak isimlendirilmiştir. Mesh yapısının en uygun şekilde oluşturulabilmesi için şekilde görünen yapının body, blade ve rotor ana geometrileri farklı mesh karakteristik özelliği taşıyan komut ve boyutsal sıklıklarla atılmalıdır. Giriş kesit alanına daha az eleman sayısında mesh atılırken kanat yüzeylerine daha yoğun ve pürüzsüz bir yapı oluşturulmalıdır. Bu yöntem hızlı sonuçlar almamızı sağlarken aynı zamanda hassas değerleri de elde etmemize imkan sunmaktadır.



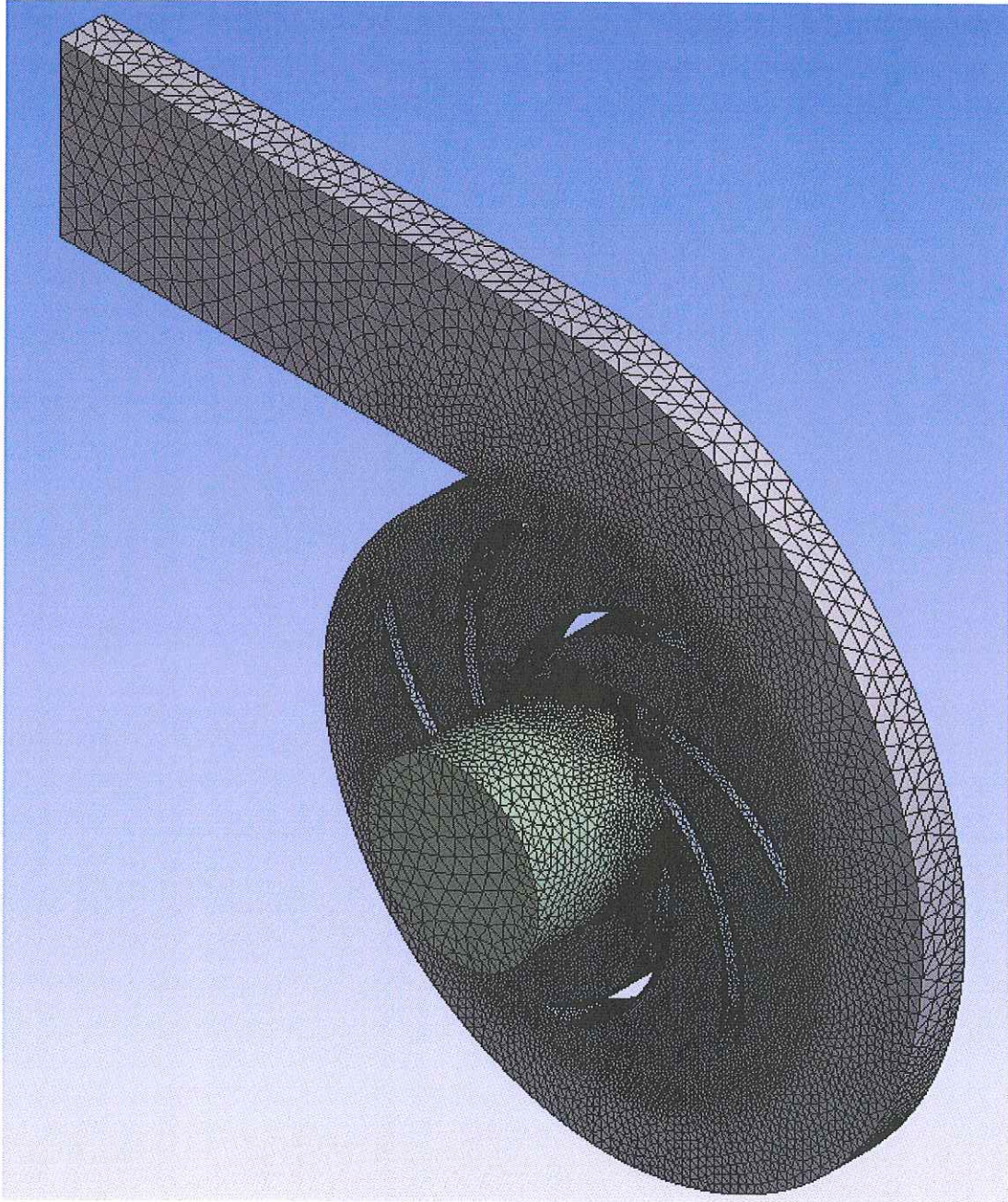


Şekil 5.13. Mesh yapısı hacimsel kesit görünümü

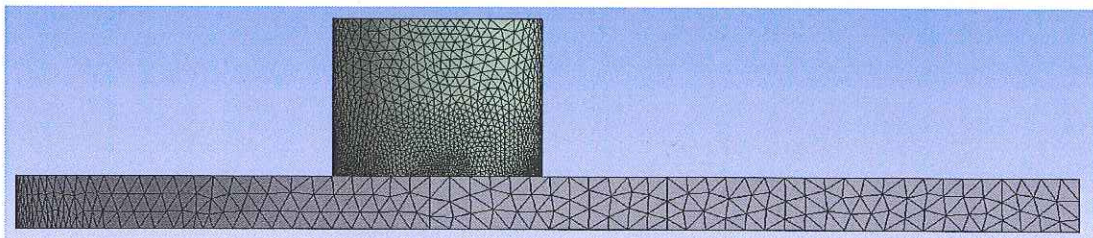


Şekil 5.14. Mesh yapısı detay kanat yüzey görüntüsü



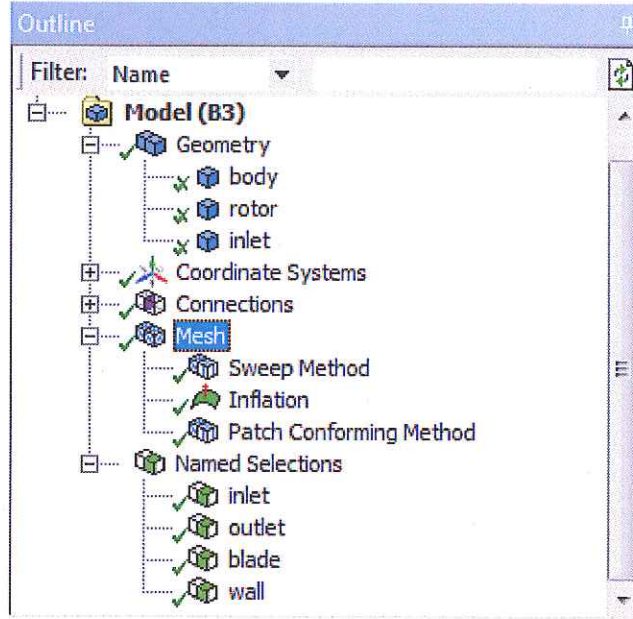


Şekil 5.15. Mesh yapısı 3 boyutlu görünümü



Şekil 5.16. Mesh yapısı üst yüzey görünümü





Şekil 5.17. Mesh outline görünümü

Şekil 5.17’de gösterilen üç ayrı geometriden oluşan akış alanında, Mesh>Insert>Inflation adımları takip edilerek, pompa kanat dış yüzeyine temas eden akışa, yüzey hız alanı yaratmak için 5 katmandan oluşan mesh atılarak kayma hattı oluşturulur. Mesh>Insert>Sweep Method adımlarıyla giriş boru kesit alanına daha az sıklıkla mesh atılarak , hem bilgisayar işlem hızının azalması önlenir hem de Skewness (çarpıklık) değerinin artmasına engel olunur. Son olarak “body” olarak isimlendirdiğimiz çark dış gövdesine Mesh>Insert>Patch Confirming Method komutlarıyla tethragonal bir ağ alanı oluşturulur.



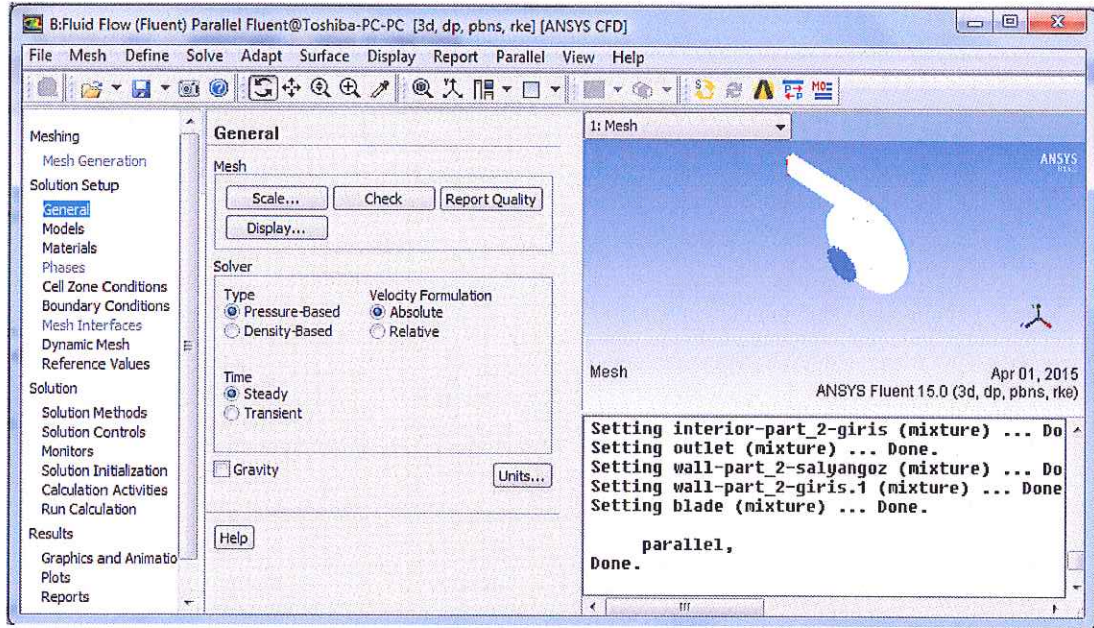
Tablo 5.2. Mesh durumu genel görünümü

Object Name	Mesh
State	Solved
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Relevance	0
<b>Sizing</b>	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Fine
Smoothing	High
Curvature Normal Angle	Default (18.0 °)
Min Size	Default (2.0393e-004 m)
Max Size	Default (2.6103e-002 m)
Growth Rate	Default (1.20 )
Minimum Edge Length	4.7124e-003 m
<b>Inflation</b>	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0.272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1.2
View Advanced Options	No
<b>Assembly Meshing</b>	
Method	Tetrahedrons
Feature Capture	Program Controlled
Tessellation Refinement	Program Controlled
Intersection Feature Creation	Program Controlled
<b>Statistics</b>	
Nodes	209699
Elements	1067504
Mesh Metric	Skewness
Min	5.44936632506765E-04
Max	0.845841824037661
Average	0.242426817562295
Standard Deviation	0.133131689810172

Tablo 5.2’de Mesh genel durumu gösterilmiştir. Yapısal olarak eğrisel bir profil izlenmesi için “On: Curvature” modeli kullanılır. Uygun mesh yapısı oluşturulması için modelde; uygunluk merkezi “Fine”, pürüzlülük seviyesi “High”, kanat genişliği açısı faktörü “Fine” ve eğrisel açı 18° olarak alınmıştır. Inflation (yüzey katmanı) kısmında ise 5 tabaka oluşturulmuştur. Sonuç olarak Tablo 5.2’de “Statistics” kısmında görüldüğü gibi 209699 düğümden ve 1067504 eleman sayısından oluşan mesh yapısı elde edilmiştir. 0,98’den küçük olması gereken maksimum Skewness (çarpıklık) değeri ise 0,846 olarak çıkmış ve bununla beraber elde edilen mesh yapısının kullanılabilir olduğu anlaşılmıştır.



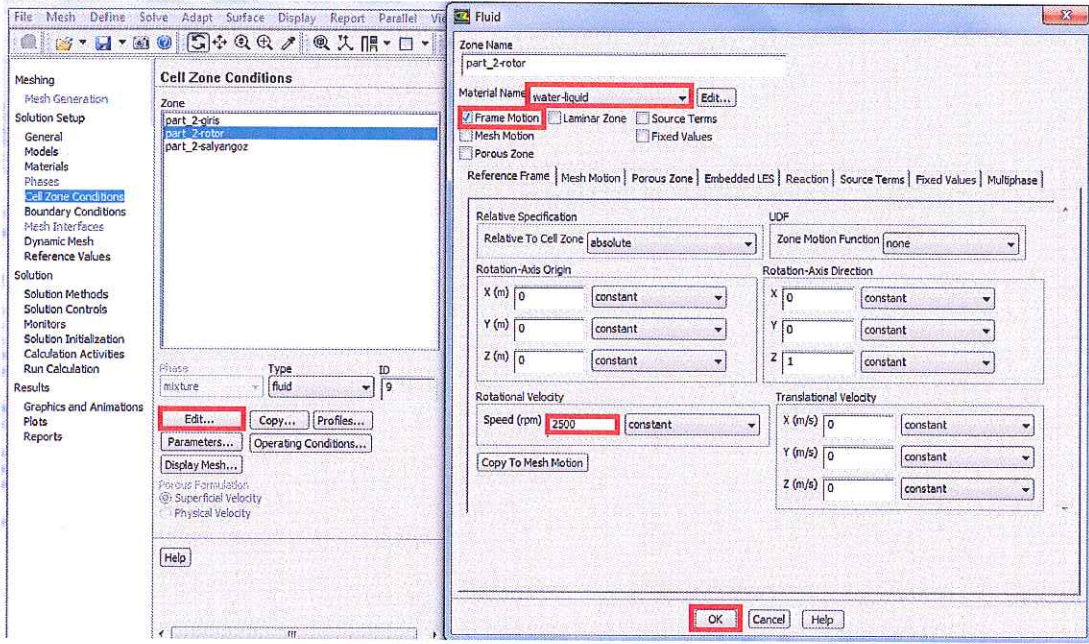
### 5.3. Analiz Komutlarının Oluşturulması



Şekil 5.18. Setup ekranı genel görünümü

Workbench ekranında görüleceği üzere geometri ve mesh tamamlandıktan sonra analiz durum ve koşullarının yapılandırıldığı kısım olan “Setup” çift tıklanarak açılır. Şekil 5.18’deki görünümü karşımıza çıkacaktır. Ekranın sol tarafındaki adımlar sırasıyla izlenerek analiz koşulları oluşturulur. “General” kısmında mesh yapısı “Check” yapılarak sisteme tanıtılır. Kullanılacak birim sistemi ve birimlerin belirlenmesi için “Units” tıklanarak pompa rotor dönme sayısı radian yerine rpm seçilir. “Models” kısmında kullanılacak olan akış için Viscous>Realizable k-epsilon, Standart Wall Function modeli oluşturulur. “Materials” kısmında kullanılacak olan akışkan Fluent Database’ den “water-liquid” olarak seçilir. Bu kısımda pompada sirküle edilecek suyun sıcaklığına bağlı olarak yoğunluğu ve viskozite değeri girilir. Motor devirdaim pompalarında su sıcaklığı çalışma koşullarına göre 80 °C ye kadar çıkmakla birlikte traktör firmalarından elde edilen bilgiler eşliğinde radyatör suyu çıkışı dolayısıyla devirdaim pompası giriş sıcaklığı ortalama olarak alınmıştır.





Şekil 5.19. Cell Zone Conditions ekranı

“Cell Zone Conditions” kısmında daha önce geometrisi oluşturulan ve giriş, rotor ve gövde olarak isimlendirilen alanlar sırayla seçilerek “Material Name” hücresi hava yerine su kullanılır. Rotora belirli bir hız verilecek olmasından dolayı “Frame Motion” işaretlenir ve istenilen hız değeri daha önce birimi rpm olarak değiştirildiği için rpm olarak girilir. “Ok” komutuyla beraber akış alan hücrelerimiz tanımlanmış olur. “Boundry Conditions” kısmında elimizdeki veriler ışığında “mass flow-inlet” değeri 1,66 kg/sn olarak, çıkış değeri “pressure outlet” olarak ve seçilen akış alanı dış yüzeyleri ise “wall” olarak tanıtılır.

Dimanik mesh kullanılmayacağı için bu kısım atlanır. “Referance Value” değerleri ise işlem hassasiyetine göre değiştirilebilir, yapılan analizde “default” olarak seçilmiştir.

Çözüm yöntemi olarak ikincil dereceden basit şema seçilir ve ‘Hibrid Initialize’ çözümlene ilk değerleri alınır.

“Run Calculation” kısmında “check case” butonuna tıklanarak herhangi bir çözüm hatası veya önerisi olup olmadığı control edildikten sonra iterasyon sayısı girilerek analiz başlatılır.

## 5.4. Kullanılan Model, Mesh Bağımsızlığı ve Çözüm Yöntemi

### 5.4.1. Türbülans modeli

Santrifüj pompalarda akış yapısında, geometrinin kompleks yapıya sahip olmasından dolayı türbülanslı akış beklemek pek de olanak dışı değildir. Fakat böyle bir kabulü sağlam temellere dayandırmak gerekir. Genel olarak borularda laminer akış bölgesinin Reynolds sayısının 2300 civarında olduğu zaman sona erdiği bilinen bir gerçektir. Bunun dışında akışın ne zaman türbülanslı bölgeye geçtiği tartışma konusu olmuştur. Genel olarak kabul edilen değer  $Re=4000$ ' dir. Öyleyse, pompa giriş borusunda akış  $Re=4000$  değerlerinde ve üstünde ise türbülans analizi yapılmalıdır. Bu çalışmadaki pompanın geometrik değeri ve akış debisi dikkate alındığında  $Re$  sayısının 67000 civarında olduğu hesaplanabilmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada türbülans analizi görmezlikten gelinemez.

Türbomakinalarda akış dağılımı çok fazla karmaşık olup, bir zaman aralığında ifade edilecek olursa, bu zaman dilimi shaft hızının orantısından bir makinadaki türbülanslı akışın Kolmogorov zaman ölçeğine kadar uzanır (Adamczyk, 1985) [19]. Akışın uzunluk ölçeği de çeşitlilik gösterir. Bu çeşitlilik bir makinanın döngüsellikinden bir türbülans eddysinın Kolmogorov uzunluk ölçeğine kadar uzanır. Türbomakinalardaki akış kararsız akış çevrintileri, akış kopmaları, yüksek sürtünmeler, kanat etkileşimleri gibi değişimler içerir. Gerçek geometrilerdeki türbülans akışla ortaya çıkan karmaşıklıklar başarılı ve doğru dizaynlar oluşturmak için engel oluşturmamaktadır. Dolayısıyla basit model düşüncesi ve test edilmesi için bir ihtiyaç doğmuştur.

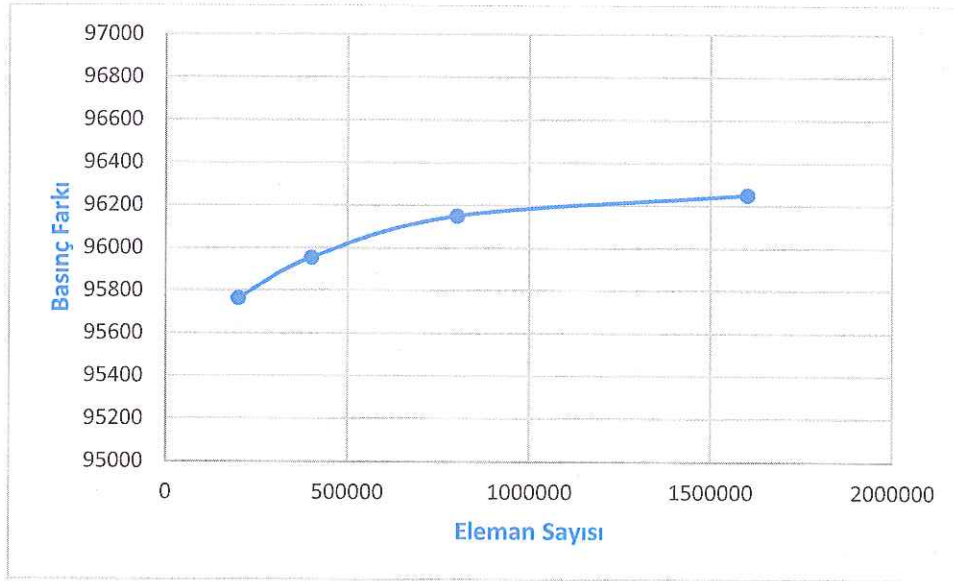
Son olarak nümerik tekniğin ilerlemesiyle birlikte birçok türbülans modeli ortaya çıkarılmış ve analiz edilmiştir. Özellikle bazı basit geometrik şekiller üzerinde detaylı inceleme M.Güleren ve A. Pınarbaşı (2001) tarafından gerçekleştirilmiştir [20]. Bu çalışmada genel olarak  $k-\epsilon$  türbülans modelinin daha doğru ve mantıklı sonuçlar verdiği vurgulanmaktadır. Kaldı ki son yıllarda turbomakinalar üzerinde nümerik çalışan bilim adamları bu model üzerinde ısrarla durmaktadırlar. Literatürde küçük hacimli pompalar için daha hassas sonuçlar veren "realizable" model desteklenmektedir. Dolayısıyla çalışma kapsamında realizable  $k-\epsilon$  türbülans modeli kullanımına karar verilmiştir.



#### 5.4.2. Mesh bağımsızlığı

Çalışmada kullanılan pompa modeli, gövde, ortada bulunan rotor ve rotor üzerine yerleştirilmiş kanatlardan oluşmaktadır. Geometrik özellikleri matematiksel denklemlerle hesaplanan pompa yapısı için, Fluent programı kullanılarak üç boyutlu olarak oluşturulmuştur. Pompa çarkının dönüşü Moving Reference Frame (MRF) yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Bu yöntemde çarkın dönme hızı ve dönüş eksenini verilerek dönme etkileri modellenmektedir. Kullanılan yöntem, kararlı, sıkıştırılamaz ve viskoz akış kabulüyle, 3-boyutlu Navier-Stokes denklemlerinin Fluent programı ile çözülmesini içermektedir. Çalışmada modellenen çark ve kanat modeli, bu katı yüzeyler arasında akış alanı olduğundan dolayı, akışkan hacmini sınırlayan bu yüzeylere katı duvar sınır şartı uygulanmıştır. Dizayn noktaları belirlenen model için oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Tüm yüzey durumlarına uygulanabilirliği, kolay oluşturulabilmesi ve çözümlenebilmesi gibi özelliklerden dolayı ağ yapısı olarak, yapısal olmayan üçgen piramit elemanlar kullanılmıştır [21].

Ağ yapısının düzgün ve kaliteli olması, sayısal analiz sonuçlarının hassasiyeti üzerinde önemli rol oynar. Üçgen piramit elemanların dağılımı, düzgünlüğü, çarpıklığı ağ yapısının kalitesini etkileyen önemli parametrelerdir. Dizayn noktaları oluşturulan modeller için ağ yapıları, bu parametreler göz önüne alınarak oluşturulmuştur. Katı yüzey yakınlarında oluşan sınır tabakaları büyük gradyan bölgeleri oluşturduğundan dolayı, hücreden hücreye geçişlerde, akışkan değişkenlerindeki değişimi minimize edecek şekilde ağ yapısı oluşturulmuştur. Çözümün ağ yapısından bağımsızlığını göstermek üzere 4 farklı ağ yapısı oluşturulmuş, bu ağ yapılarında aynı model kullanılarak kararlı akış çözümleri yapılmıştır. Mesh optimizasyonu için zamandan bağımsız durum incelenmiştir. S. Karaarslan ve arkadaşlarının (2010) tünel çalışmasında mesh optimizasyonunda uyguladığı yöntem ve M. Kaya (2009)'nın yüksek lisans tezinde uyguladığı mesh bağımsızlığı yöntemi gibi farklı mesh sayılarına sahip her bir durum için çözümler gerçekleştirilmiştir [22][23]. Optimum mesh sayısının belirlenmesi için pompa giriş ve çıkış kesit alanları arasındaki basınç farkı göz önüne alınmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir.



Şekil 5.20. Eleman sayısı – basınç farkı grafiği

Şekil 5.20’de eleman sayısına bağlı olarak basınç farkı sonuçları görülmektedir. Literatürde karşılaşılan 1-2-4 kuralı ile mesh eleman sayısı oluşturulmuştur. Bu kurala göre mesh eleman sayısı her seferinde bir önceki mesh sayısının iki katı kadar artırılarak sonuçlar kontrol edilir. 20000-40000-800000 ve 1600000 civarında mesh ağ yapısı oluşturulmuştur. İlk olarak 200000 civarındaki eleman sayısı için basınç farkı 95,8 kPa elde edilmiştir. 400000 eleman sayısı için grafikte 95,9 kPa civarında sonuç alınmış ve daha sık ağ yapısıyla eğrinin düzleştiği görülmüştür. Şekil 5.13’te kullanılan mesh yapısı için 96,2 kPa sonuç alınmıştır. Değerler arası fark %1 den küçük olduğu için kullanılabilir ağ yapısı oluşturulduğu anlaşılmaktadır.

#### 5.4.3. Çözüm yöntemi

Genel olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği, her türlü akışkanın değişik koşullardaki analizini yapmaya yarayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır ve bu denklemler sayısal çözümlerle akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları ve bu parametrelere bağlı olarak birçok veriye ulaşılır. Temel olarak bir akışın incelenmesi için süreklilik, momentum (Navier-Stokes denklemleri) ve enerji denklemlerinin,

uygun başlangıç ve sınır koşulları ile beraber çözülmesi gerekir. Bu denklemlerin en genel halleri süreklilik denklemi için Denklem 5.1:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (5.1)$$

Sıkıştırılmayan akışkanlar için yoğunluğun zamana bağlı değişimi olmadığından dolayı sıfırdır Denklem 5.2:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (5.2)$$

Sonuç olarak  $\text{div} u = 0$ 'dır. Açık olarak ifade edilirse süreklilik denklemi Denklem 5.3 halini alır.

$$\frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} + \frac{\partial(w)}{\partial z} = 0 \quad (5.3)$$

Momentumun korunumu denklemleri (x, y ve z yönünde) Denklem 5.4, Denklem 5.5 ve Denklem 5.6 olarak hesaplanır.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g_y \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \quad (5.6)$$

Enerjinin korunumu denklemi Denklem 5.7 ve içeriği Denklem 5.8:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \beta T \left( \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} + w \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \mu \phi + \dot{q} \quad (5.7)$$



$$\varphi = 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (5.8)$$

Burada u, v, w sırasıyla x, y, z yönündeki hız bileşenleri (m/s), p: basınç (N/m<sup>2</sup>),  $\mu$ : dinamik viskozite (kg/ms), g: yerçekimi ivmesi (m/s<sup>2</sup>),  $\rho$ : yoğunluk (kg/m<sup>3</sup>), k: iletim katsayısı (W/m<sup>°C</sup>), cp: özgül ısı (kJ/kg<sup>°C</sup>) ve T: sıcaklık (°C)'dir [24].

Çalışma sırasında sınır koşulları olarak pompa giriş ve çıkışına bir basınç farkı uygulanmış ve bu basınç farkına denk düşen debi HAD programı vasıtasıyla elde edilmiştir. Yani, pompa giriş ve çıkışında sıfır basınç değerleri uygulanarak gerekli debi bulunmuştur. Santrifüj pompa geometrisini temsil eden akış hacmi içinde, 3 - boyutlu sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri Sonlu Elemanlar Yönteminin kullanıldığı HAD programında çözülmüştür. Türbülans modeli olarak k-e türbülans modeli kullanılmıştır. Sonuç olarak, santrifüj pompa giriş ve çıkışına uygulanan basınç farkına denk düşen debi program vasıtasıyla farklı noktalar için hesaplanmıştır. Bu noktalar birleştirilerek santrifüj pompa için sayısal karakteristik eğri elde edilmiştir. Ayrıca, CFD programı vasıtasıyla pompa içinde harcanan hidrolik tork ve verim bulunmuş, bu verilerle pompa performans değerleri elde edilmiştir. Analiz eğrileri pompa benzeşim yasalarına uygun olarak sonuçlanmıştır.

Pompa benzeşim yasaları, pompa geometrisi ve hız değişiminde debi için Denklem 5.10, basma yüksekliği veya basınç farkı için denklem 5.11, güç değeri için Denklem 5.12 olarak karşımıza çıkmaktadır.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right) \left( \frac{d_2}{d_1} \right) \quad (5.10)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (5.11)$$

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^3 \quad (5.12)$$

## BÖLÜM 6. POMPA OPTİMİZASYONU

Akış alanı tasarımı elde edilen pompanın istenen şartlarda en verimli haliyle çalıştırılabilmesi için değişken değerler tanımlanarak basınç eğrileri ile birlikte verim eğrilerinin çıkarılması ve bunların eldeki verilerle birlikte yorumlanması gerekmektedir. Bu eğrilerin oluşturulması için parametrik değerler oluşturulmalı ve her değer için tasarım noktaları ve tablosu çıkarılmalıdır. Her bir tasarım için analizler yapılarak sonuçlar alınmalıdır.

Literatür taramasında pompa karakteristiğini etkileyen kritik parametreler;

- a) Çark çıkış genişliği ( $b_2$ )
- b) Çark giriş çapı ( $D_1$ )
- c) Çark çıkış çapı ( $D_2$ )
- d) Çark çıkış kanat açısı ( $\beta_2$ )
- e) Çark üzerindeki kanat sayısı ( $Z$ )
- f) Devir sayısı ( $n$ )

olarak görülmüştür. Çalışmada geometrik yapı üzerinde çark genişliği, çark giriş çapı ve kanat sayısı, çözümlene kısmında ise devir sayısı parametrik kabul edilmiştir.

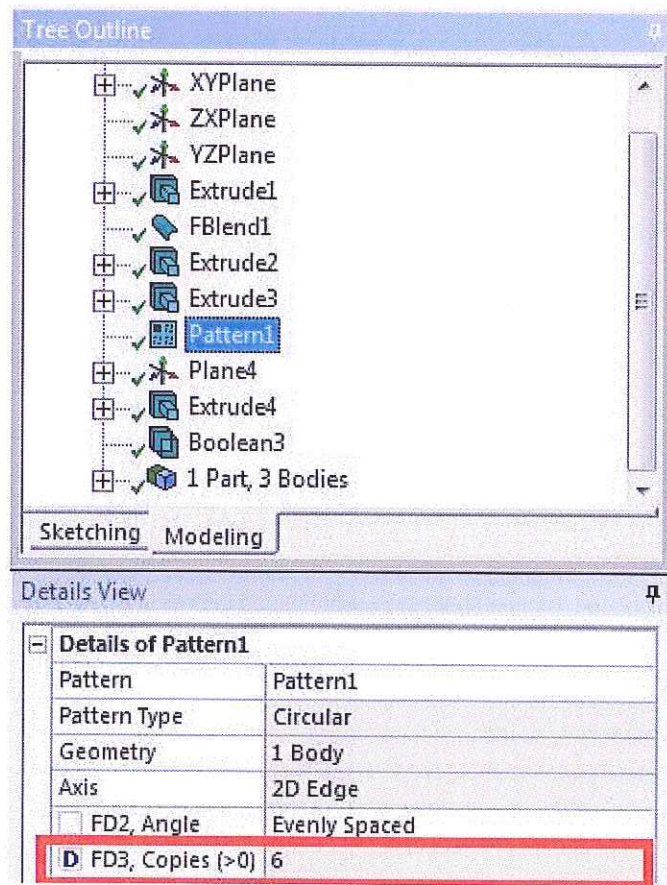
### 6.1. Parametrik Değerlerin Oluşturulması

Akış alanı ve ilk analizi yapılan pompanın geometrik yapısını değişken tanımlamak için, istenilen değerler belirlenmelidir. Çalışmada kanat sayısı, giriş ve çıkış kesit alanları parametrik kabul edilmiştir.

Şekil 6.1’de gösterildiği gibi kanat sayısının parametrik olması için “Pattern” komutuyla çoğaltılan kanat kopya sayısı yanındaki kutucuk işaretlenir. Ekranı işaretlemeyen sonra otomatik olarak parametre ismini isteyen pencere açılır, buraya parametre ismi olarak “kanat\_sayısı” girilir.

Aynı işlem giriş kesit alanı için yapılan “Extrude4” ve çıkış genişliği yüzey alanı için “Extrude1” komutları için de yapılarak parametre isimleri verilir. Kanat derinliğinin de çıkış genişliği yüzey alanıyla beraber değişiminin sağlanması için parametrik komut lokasyon bölge olarak tanımlanır.

Çıkış parametreleri olarak ise giriş ve çıkıştaki basınç değerleri, basınç farkı, kanatlar üzerindeki tork değeri ve bu çıkış parametrelerine bağlı olarak hesaplanacak yeni bir çıkış parametresi olarak kabul edilen yüzdelik verim değeri olacaktır.



Şekil 6.1. Parametrik kanat sayısı



Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	[-] Input Parameters			
3	[-] 1.66 kg/sn - 2500 rpm (A1)			
4	P1	Giris_capi	45	mm
5	P2	cikis_genisligi	12	mm
6	P3	kanat_sayisi	7	
*	New input parameter	New name	New expression	
8	[-] Output Parameters			
9	[-] 1.66 kg/sn - 2500 rpm (A1)			
10	P4	inlet_pressure	⚡	Pa
11	P5	outlet_pressure	⚡	Pa
12	P6	Tork	⚡	J
13	P7	Pressure_Differential	⚡	Pa
14	P8	Verim	⚡	m <sup>-3</sup>
*	New output parameter		New expression	

Properties of Outline B14: P8	
A	B
1	Property
2	[-] General
3	Expression
4	Description
5	Error Message
6	Expression Type
7	Usage
8	Quantity Name

Şekil 6.2. Parametrik değerlerin gösterimi

Şekil 6.2’de görüldüğü gibi verim denkleminin birimi m<sup>-3</sup> olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu, verim denkleminizdeki parametrik çeviri ve kısaltmalardan kaynaklanmaktadır. Formül; tork değerimiz için (-), yüzlük değer için 100 ile çarpım yapılarak oluşturulmuştur. Verim Denklem 5.1 ile hesaplanır.

$$\eta = \frac{\rho \times g \times H_m \times Q}{\tau \times \omega} = \frac{\Delta P \times Q}{(\tau \times \omega)} \quad (5.1)$$

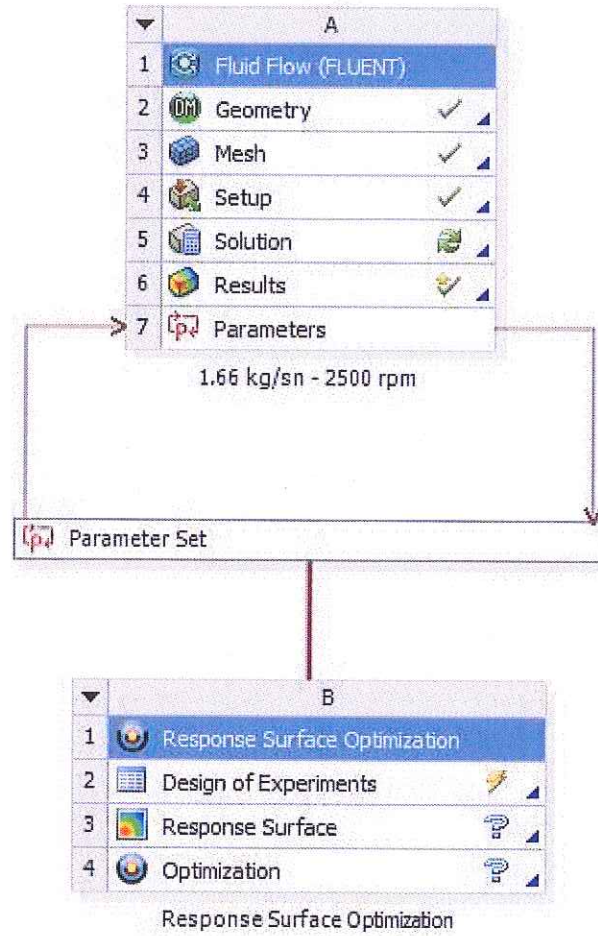
$\Delta P$ : Basınç farkı, Parametrik P7 (Pa)

Q: kütleli debimiz 1,66 kg/sn nin hacimsel olarak elde edilen değeri (m<sup>3</sup>/sn)

T: Tork değeri, Parametrik P6 (J)

$\omega$ : 2500 rpm değerimizin  $\pi/30$  ile çarpımı sonucu elde edilen değeri (rad/sn)

## 6.2. Tasarım Tablosunun Oluşturulması



Şekil 6.3. Optimizasyon şemasının görüntüsü

Şekil 6.2 sayfasına Şekil 6.3'te görünen "Parameter Set" yazısına çift tıklayarak veya Sağ tuş >Edit komutu uygulayarak ulaşılır. Parametrik denklemler ve alınacak çıkış parametreleri düzenlemesi yapıldıktan sonra "Design of Experiments" kısmına geçilerek dizayn noktaları oluşturulur.

Tablo 6.1. Kullanılan dizayn noktaları

Dizayn Noktası	Giris_capi (mm)	Çikis_genisligi (mm)	Kanat_sayisi (adet)
1	30	8	3
2	35	10	4
3	40	12	5
4	-	-	6
5	-	-	7



Tablo 6.2. Dizayn tablosu

	Giris_capi (mm)	cikis_genisligi (mm)	kanat_sayisi (adet)	PressureDifferential (Pa)	Tork (kW)	verim
1	40	10	3	63658.5	-0.8250	48.9
2	40	10	4	80904.1	-0.9761	52.5
3	40	10	5	91672.6	-0.9881	58.8
4	40	10	6	95532.9	-1.0170	59.5
5	40	10	7	96224.5	-1.0304	59.2
6	40	8	3	44612.6	-0.7024	40.2
7	40	8	4	61404.8	-0.8540	45.6
8	40	8	5	73018.6	-0.8770	52.8
9	40	8	6	81646.6	-0.9037	57.2
10	40	8	7	84567.9	-0.9315	57.5
11	35	10	3	60279.1	-0.7777	49.1
12	35	10	4	76556.4	-0.9075	53.4
13	35	10	5	88744.1	-0.9562	58.8
14	35	10	6	93169.1	-0.9827	60.1
15	35	10	7	94446.9	-0.9934	60.2
16	40	12	3	71375.5	-1.0331	43.8
17	40	12	4	88499	-1.0589	53.0
18	40	12	5	96014	-1.0633	57.2
19	40	12	6	99028.8	-1.1026	56.9
20	40	12	7	100726.5	-1.1203	57.0
21	35	8	3	44762.3	-0.6513	43.5
22	35	8	4	57694.6	-0.7371	49.6
23	35	8	5	69539.3	-0.8106	54.4
24	35	8	6	75980.5	-0.8510	56.6
25	35	8	7	78635.4	-0.8813	56.5
26	30	8	3	43492.7	-0.6364	43.3
27	30	8	4	53916.6	-0.7061	48.4
28	30	8	5	64667.3	-0.7872	52.0
29	30	8	6	72107.5	-0.8316	54.9
30	30	8	7	75047.6	-0.8594	55.3
31	30	10	3	58615.8	-0.7324	50.7
32	30	10	4	73871.5	-0.8731	53.6
33	30	10	5	86251	-0.9417	58.0
34	30	10	6	90499.1	-0.9629	59.5
35	30	10	7	91944.6	-0.9735	59.8
36	35	12	3	67107.5	-0.9594	44.3
37	35	12	4	85899.3	-1.0067	54.1
38	35	12	5	94576.2	-1.0266	58.4
39	35	12	6	96655.8	-1.0630	57.6
40	35	12	7	100451.1	-1.0848	58.7
41	30	12	3	70058.1	-0.8194	54.2
42	30	12	4	83680.2	-1.0017	52.9
43	30	12	5	91744.8	-1.0725	54.2
44	30	12	6	94815	-1.0984	54.7
45	30	12	7	99537.7	-1.1220	56.2

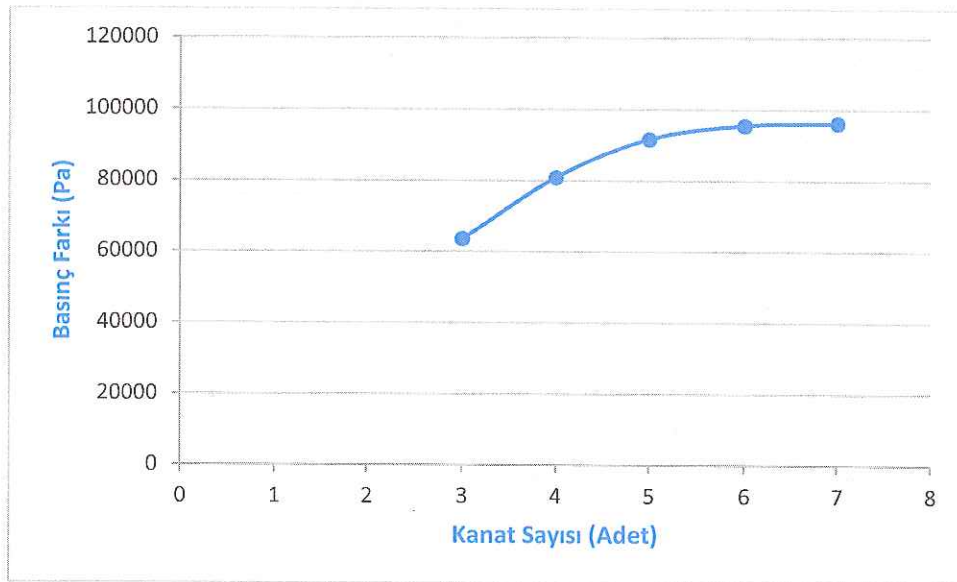


Tablo 6.1’de parametrik giriş çapı, çıkış genişliği ve kanat sayısı değerlerinin hangi aralıkta değişken olarak kabul edildiği görülmektedir. Buna göre giriş çapı; 30 mm, 35 mm ve 40 mm olmak üzere üç farklı yapıda, çıkış genişliği; 8 mm, 10 mm ve 12 mm olmak üzere üç farklı yapıda, son olarak kanat 3, 4, 5, 6 ve 7 farklı sayıda tasarlanarak dizayn noktaları oluşturulmuştur.

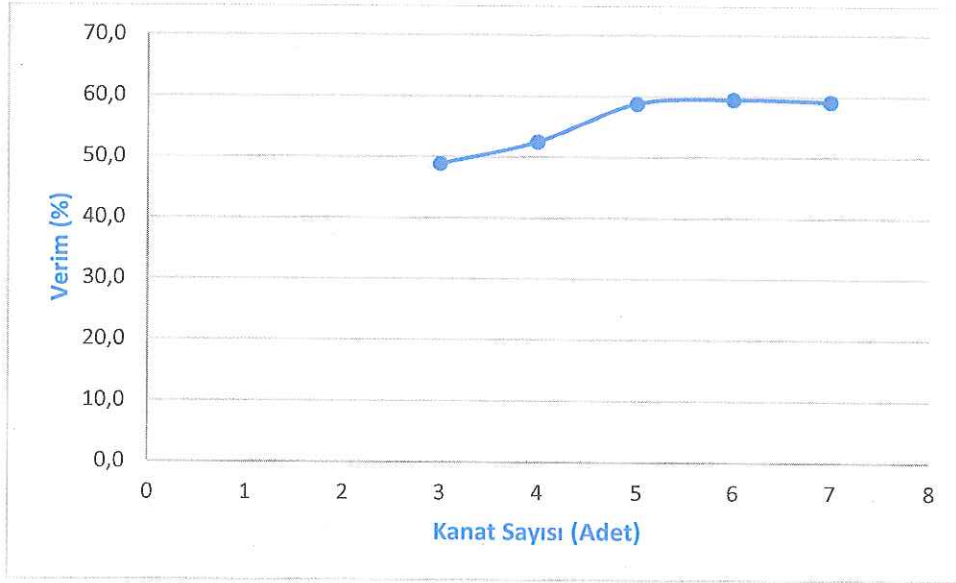
Tablo 6.2’de her bir parametrik değişken değerleri için farklı varyasyonlar geliştirilerek  $3 \times 3 \times 5 = 45$  farklı tasarım modeli oluşturulduğu görülmektedir. Elde edilmek istenen basınç farkı, tork ve verim değerleri çıkış parametreleri olarak seçilmiş ve analiz; her bir değer için DOE (Design of Experiment) modeliyle başlatılmıştır. Tablo 6.2’de elde edilen çıkış parametre değerleri görülmektedir.

Tablo 6.2 incelendiğinde, bütün parametreler sabit tutulurken tek bir parametre değişikliği için;

Kanat sayısının artmasıyla; basınç farkı artmakta, tork değeri artmakta, verim ise 5 kanatlı geometriye kadar yüksek, daha sonrası için küçük artış değerlerine sahip olmaktadır (Şekil 6.5, Şekil 6.6).

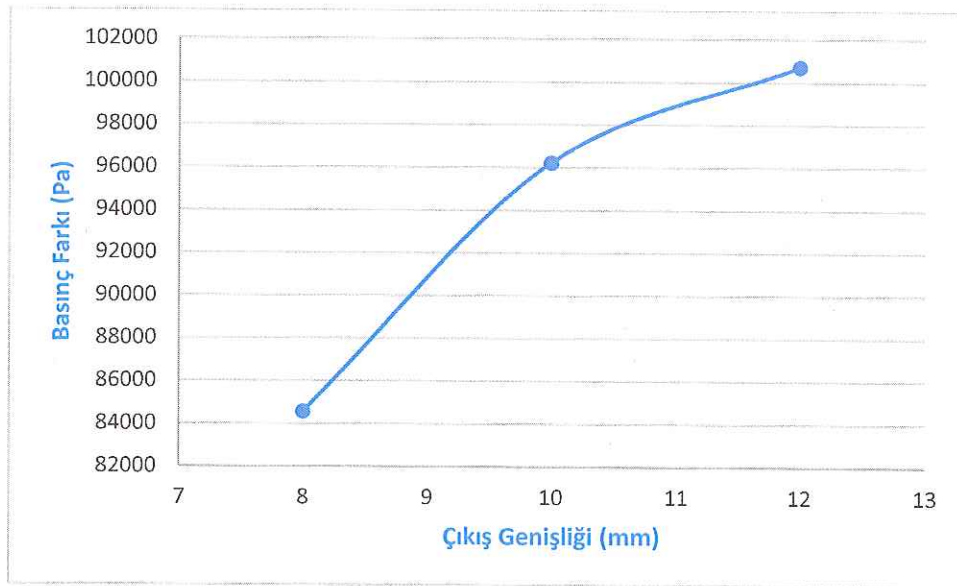


Şekil 6.3. Kanat sayısı – basınç farkı grafiği

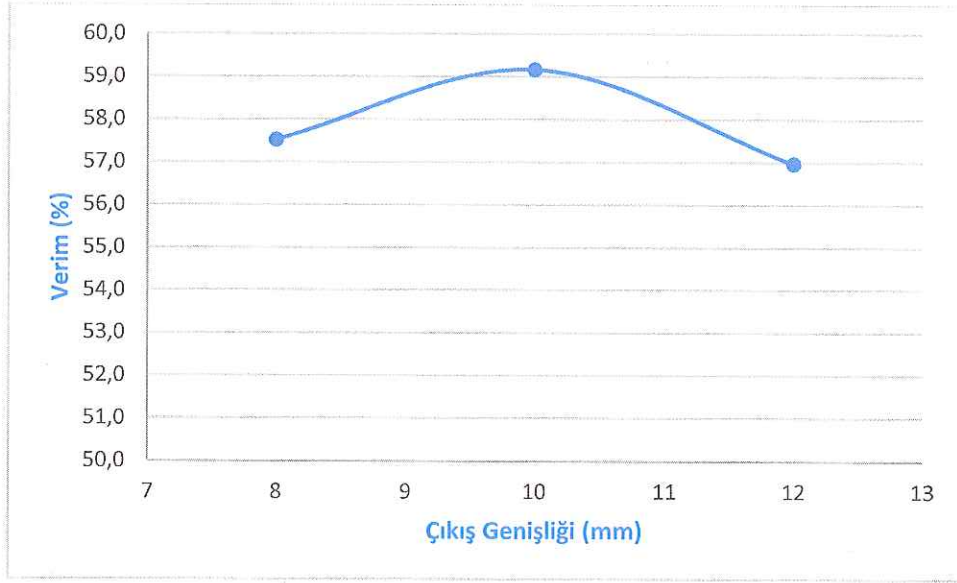


Şekil 6.4. Kanat sayısı – verim grafiği

Çıkış genişliğinin artmasıyla; basınç farkı artmakta, tork değeri azalmakta, verim ise 10 mm çıkış değeri için en büyük değere sahip olmaktadır (Şekil 6.7, Şekil 6.8).

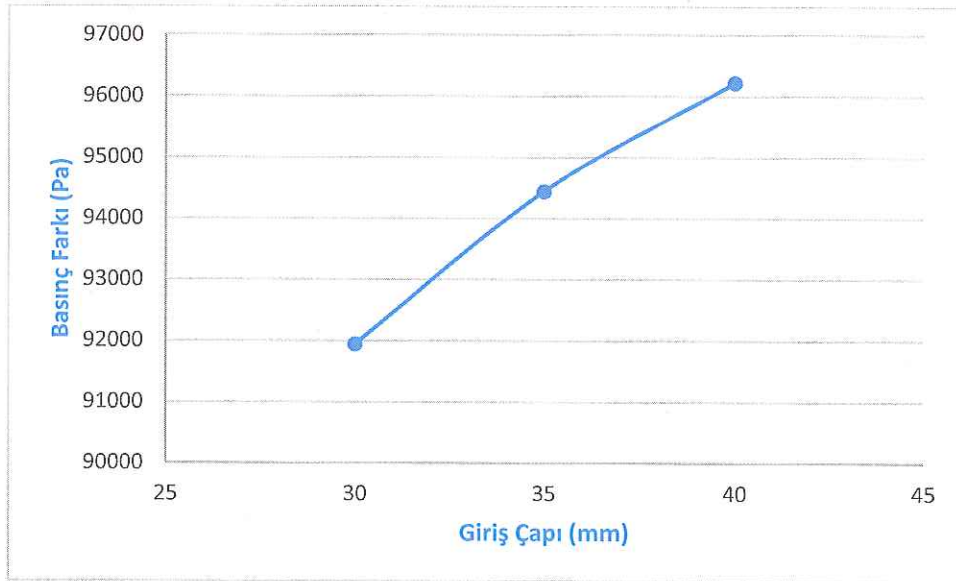


Şekil 6.5. Çıkış genişliği – basınç farkı grafiği



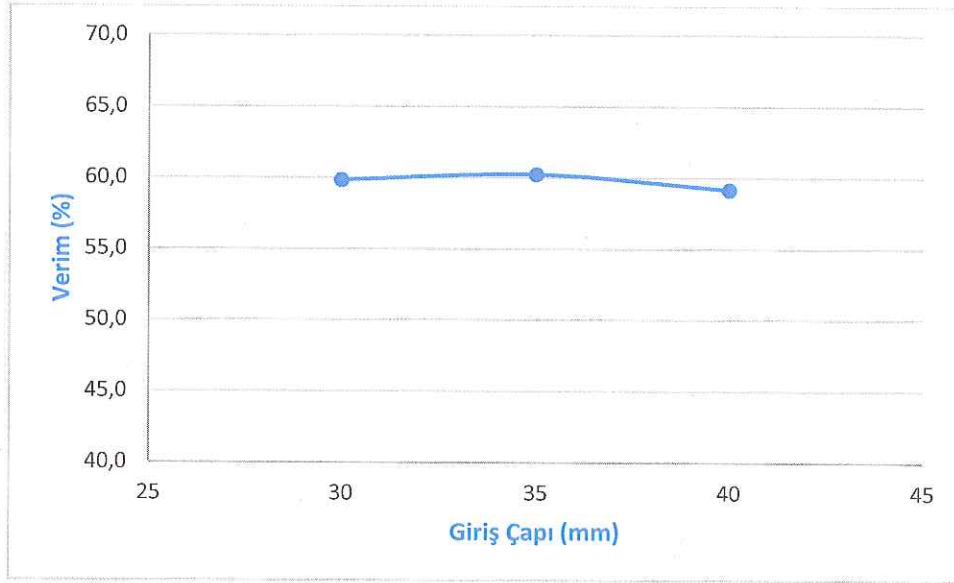
Şekil 6.6. Çıkış genişliği – verim grafiği

Giriş kesit alanının artırılmasıyla; basınç farkı artmakta, tork değeri artmakta verim de ise küçük bir azalma görülmektedir (Şekil 6.9, Şekil 6.10).



Şekil 6.7. Giriş çapı – basınç farkı grafiği

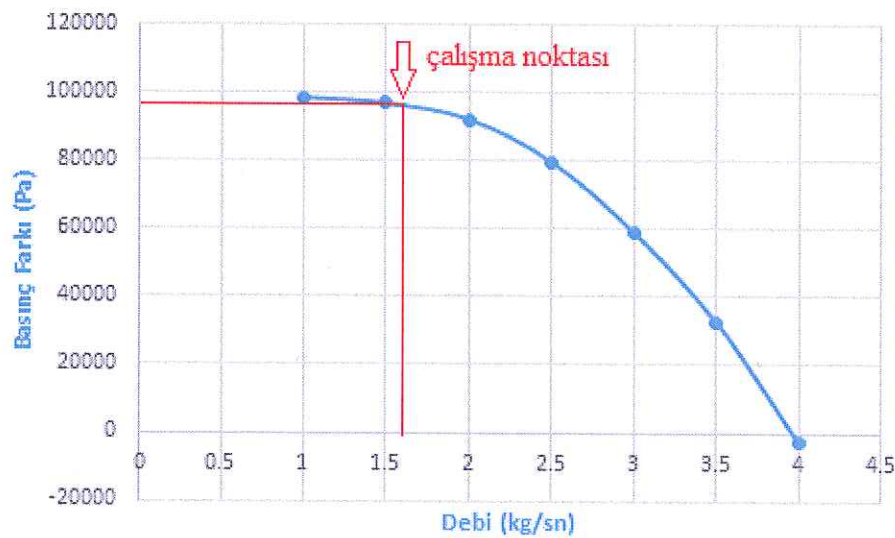




Şekil 6.8. Giriş çapı – verim grafiği

### 6.3. Analiz Eğrilerinin Oluşturulması

Farklı yapılarda oluşturulan 45 çeşit tasarım noktası sonucu analizler her bir nokta için çalıştırılır. Program bütün noktalar için geometri>mesh>setup>solution>results adımlarını sırasıyla işler. Analizler tamamlandıktan sonra “Response Surface” kısmına çift tıklayarak veya sağ tuş>edit komutuyla geçilir ve data eğrileri oluşturulur.



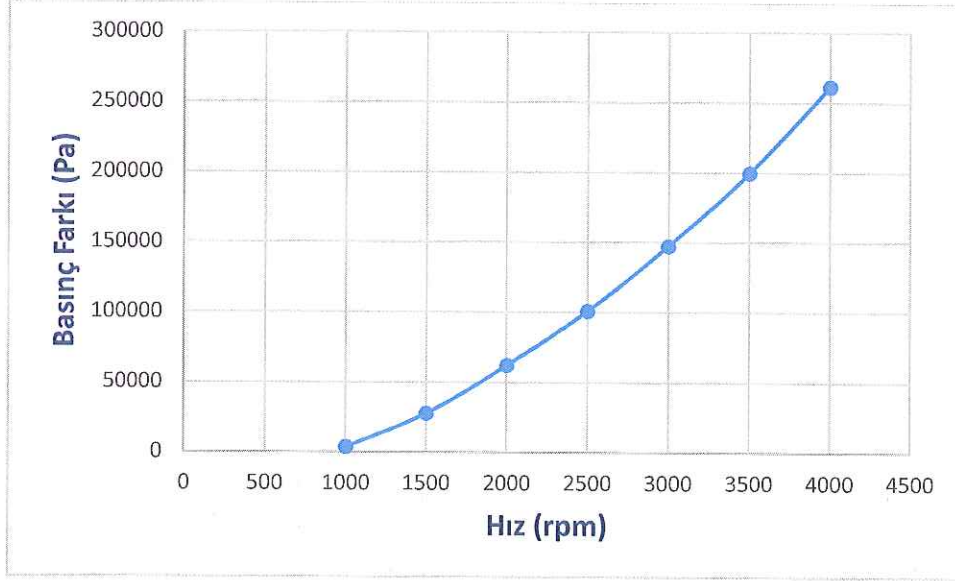
Şekil 6.9. Debi – basınç farkı grafiği

Bir pompadan geçen maksimum hacimsel debi, net yük sıfır olduğunda ( $H=0$ ) oluşur ve buna pompanın serbest debisi denir. Serbest debi şartı, pompa girişinde veya çıkışında hiçbir akış kısıtlaması, diğer bir deyişle pompada hiçbir yük olmadığına sağlanır. Bu çalışma noktasında hacimsel debi ( $Q$ ) büyük, ancak basma yüksekliği ( $H$ ) sıfırdır. Bu durumda pompa hiçbir faydalı iş yapmadığından verimi sıfırdır [26].

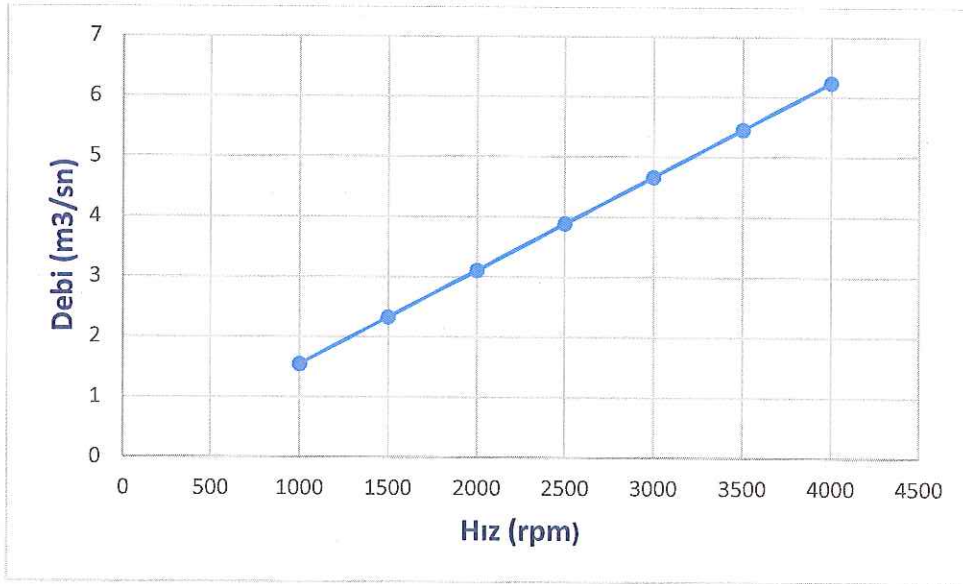
Çalışmada farklı tip tasarımları oluşturulan 45 adet pompanın serbest debisini (maksimum taşıma kapasitesini) belirlemek için maksimum hacime sahip model ele alınmıştır. Giriş ve çıkış sınır şartları sırasıyla “pressure inlet” ve “pressure outlet” olarak belirlenmiş ve çalışma değerleri 0 (sıfır) Pa olarak girilmiştir. Alınan sonuçlar sonrası Şekil 6.11’de görüldüğü gibi serbest debi yaklaşık olarak 3,89 kg/sn olarak okunmuştur. Bir başka açıklamayla pompa 3,89 kg/sn debi üzerine çıkamamakta, bu noktadaki verimi ise sıfır olmaktadır. Şekil 6.11’de tasarım pompasında kullanılan 1.66 kg/sn debi için yaklaşık olarak 96 kPa değeri okunmaktadır. Debinin artmasıyla beraber basınç farkı düşmekte dolayısıyla basma yüksekliği azalmaktadır. Bu da literatürde karşılaşılan çalışmalarla uyumaktadır.

Tablo 6.3. Devir sayısı değişim tablosu

n (rpm)	P (Pa)	Q (m <sup>3</sup> /sn)
1000	3656.56	1.55
1500	27558.4	2.33
2000	62097.3	3.11
2500	100861	3.89
3000	147436	4.67
3500	199764	5.46
4000	261391	6.24



Şekil 6.10. Rotor hızı – basınç farkı grafiği



Şekil 6.11. Rotor hızı – debi grafiği

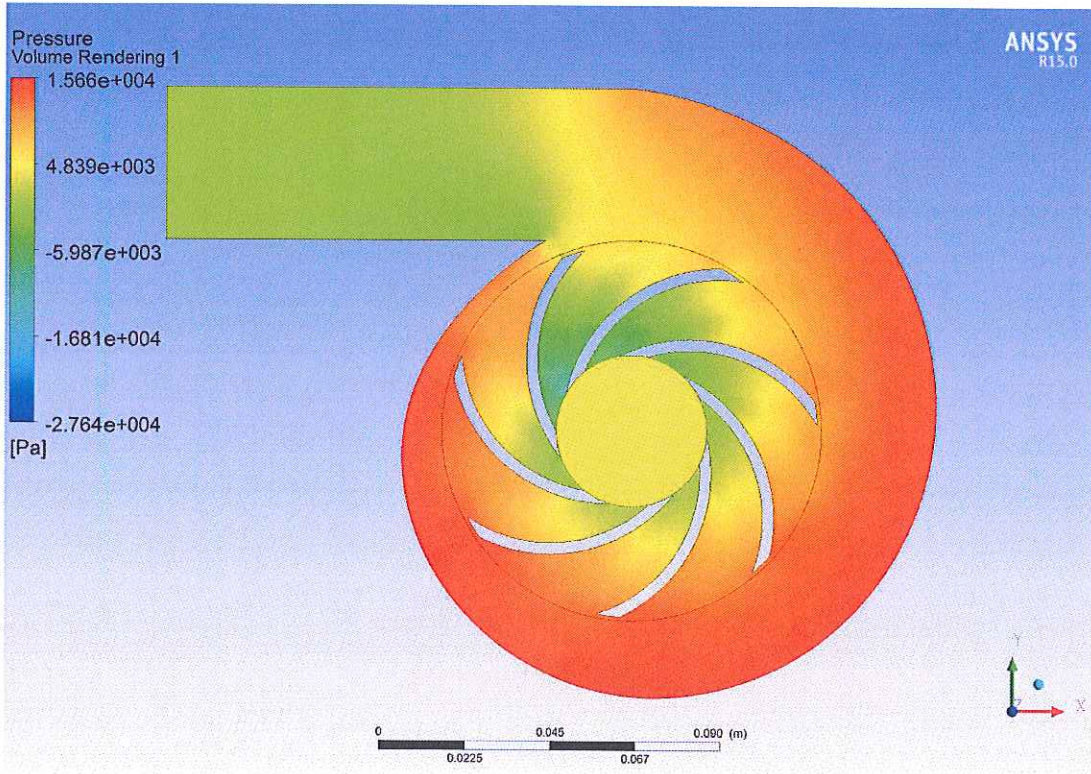
Şekil 6.10'da Rotor Hızı – Basınç Farkı grafiği görülmektedir. Matematiksel hesaplamalarda 1500 rpm ile 3500 rpm arasındaki değerler alınmış ve sayısal kaviteasyon kontrolü yapılmıştır. 2500–3000 rpm aralığı uygun bulunmuş ve çalışmalar esnasında 2500 rpm sabit değer olarak alınmıştır. Rotor dönme hızının performans ve verimi nasıl etkilediğini görmek için CFD analizinde yine bir çalışma aralığı belirlenerek Şekil 6.10 eğrisi çıkarılmıştır. Buna göre rotor dönme hızı arttıkça giriş ve çıkış kesitleri arasındaki basınç farkının arttığı görülmektedir.



Güvenilir çalışma hızları olarak gösterilen 2500 – 3000 rpm aralığında basınç farkı 100000 Pa'dan 145000 Pa'a çıkmaktadır. Çalışmada istenilen basma yüksekliği için gerekli olan basınç farkı değeri yaklaşık 100000 Pa olduğu için, çalışmada bu değere yakın sonuç veren 2500 rpm dönme hızı alınmıştır.

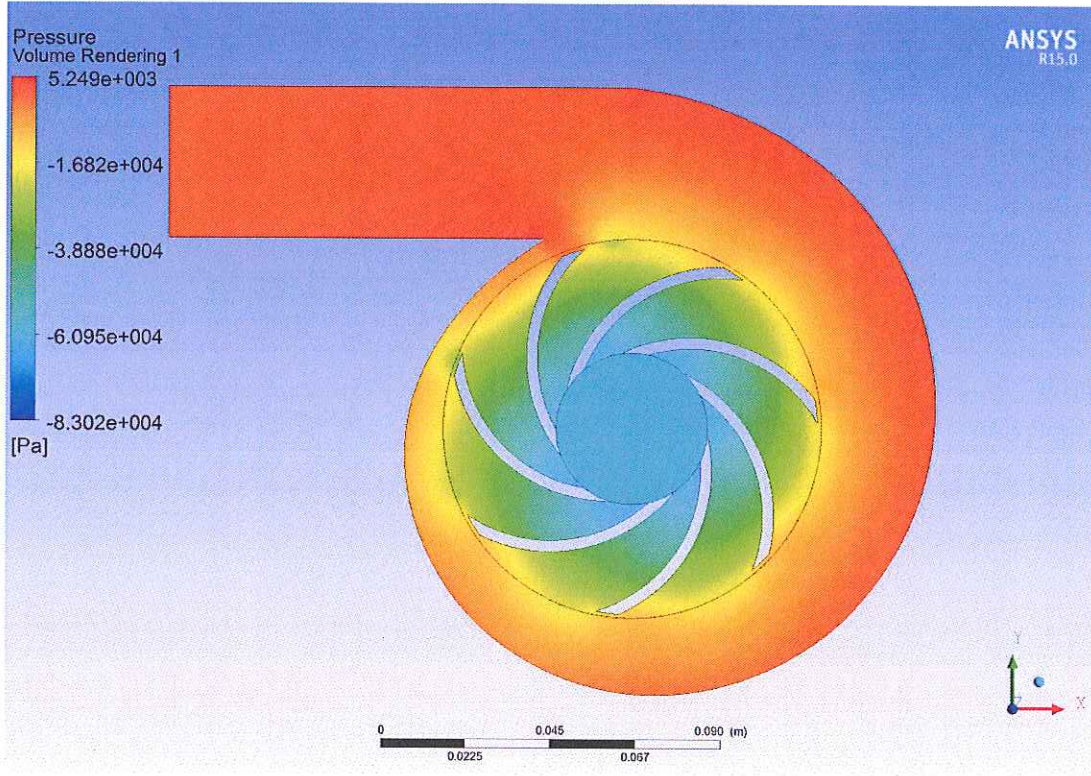
Şekil 6.11'de rotor dönme hızına karşılık gelen debi değeri grafiği verilmiştir. Minimum dönme hızında 1,66 kg/sn debi değerini karşıladığı görülmektedir. Optimizasyon için belirlenen 2500 rpm değeri için maksimum debi değeri yaklaşık olarak 3,89 kg/sn olmaktadır. Dönme hızının artmasıyla debi değeri de artmaktadır, bu da Denklem 5.10'da verilen debi-hız arasındaki benzeşim yasasına uygunluğunu göstermektedir.

Şekil 6.12, Şekil 6.13, Şekil 6.14 ve Şekil 6.15'te aynı şartlar altında farklı devir sayılarına ait basınç dağılımları verilmiştir. Şekiller incelendiğinde devir sayısının artmasıyla beraber basınç gradyeninin çıkış kesitine doğru kaydığı görülmektedir. Dolayısıyla Tablo 6.3'te verilen rotor hızı rotor hızı değişim tablosundaki değerler görsel olarak desteklenmektedir.

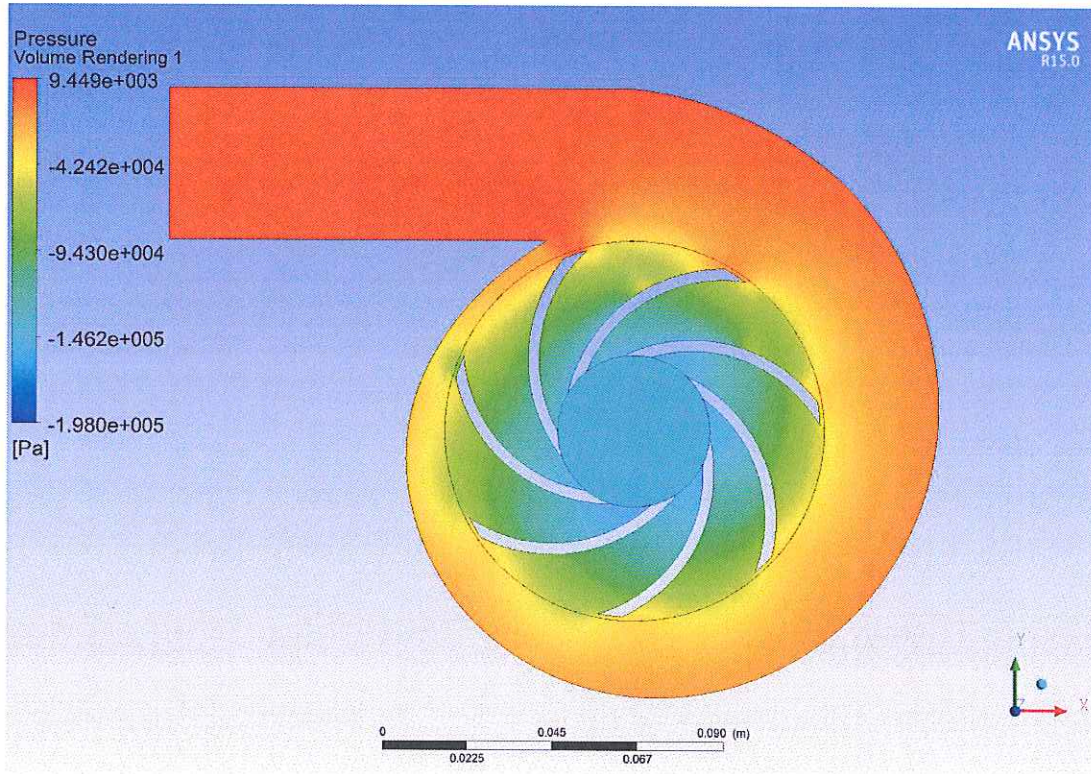


Şekil 6.12. 1000 rpm dönme hızında basınç dağılımı



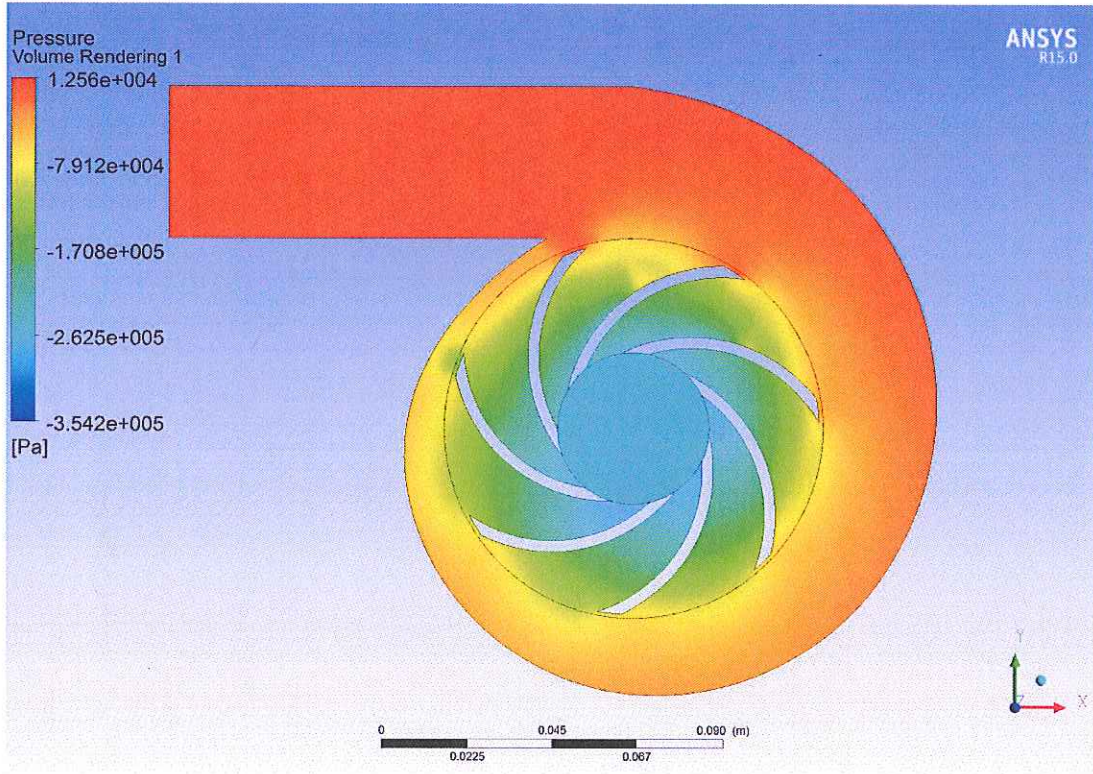


Şekil 6.13. 2000 rpm dönme hızında basınç dağılımı

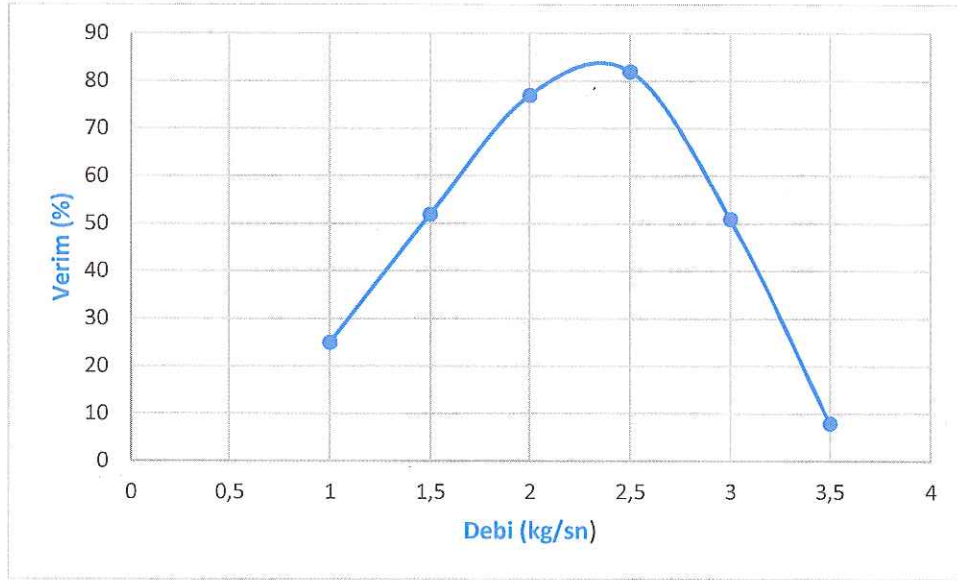


Şekil 6.14. 3000 rpm dönme hızında basınç dağılımı





Şekil 6.15. 4000 rpm dönme hızında basınç dağılımı

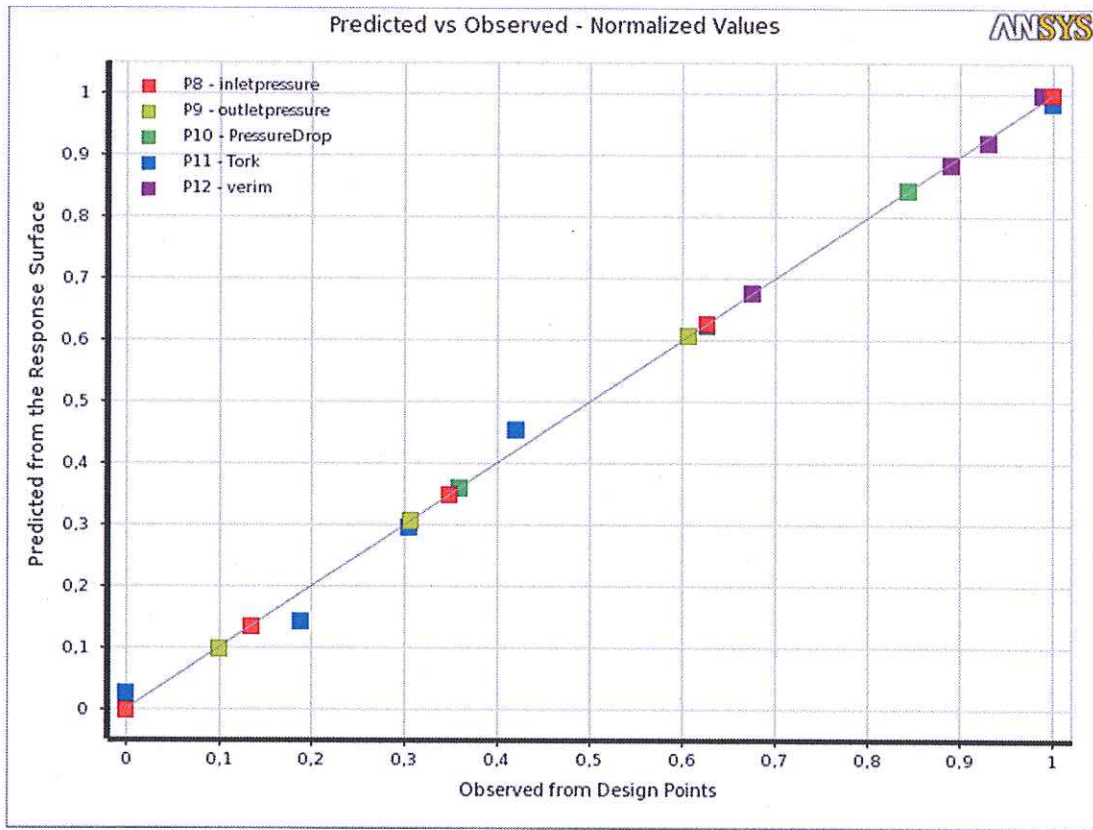


Şekil 6.16. Verim Eğrisi

Şekil 6.16'da pompa verim eğrisi görülmektedir. Pompa maksimum 3,89 kg/sn kütleli debi değerine yaklaştıkça grafikte verim eğrisi 0 (sıfır)'a eğimlidir. Daha önce belirtildiği gibi optimizasyonu gerçekleştirilmek üzere ele alınan 45 adet pompa modelinde bu debinin üzerine çıkılmamasından kaynaklanmaktadır. Şekil 6.16'da



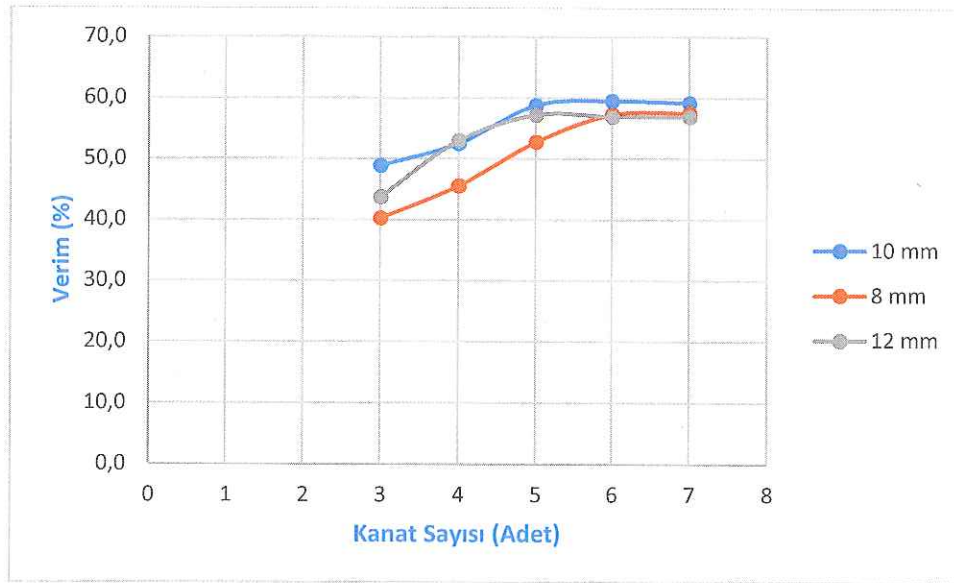
sadece kullanılabilir değerler gösterilmiştir. En verimli çalışma değeri 2,3 kg/sn olarak görülmektedir. Yunus A. engel'in Akışkanlar Mekaniği kitabında vurguladığı gibi pompalar en verimli çalışma noktasında değil, istenilen şartlar için en verimli noktada çalıştırılırlar. Çalışmada ele alınan 9,2 m basma yüksekliği için daha düşük debilerle karşılaşılmasının nedeni budur. Optimizasyonun amacı da bu noktada ön plana çıkmaktadır. Değerlendirme için kısıtlamalar 9,2 m basma yüksekliğine yakın, 1,66 kg/sn debi için en verimli pompa olarak belirlenmiştir. Kullanılan 1,66 kg/sn debi için verimin %58 in üzerinde olduğu görülmektedir.



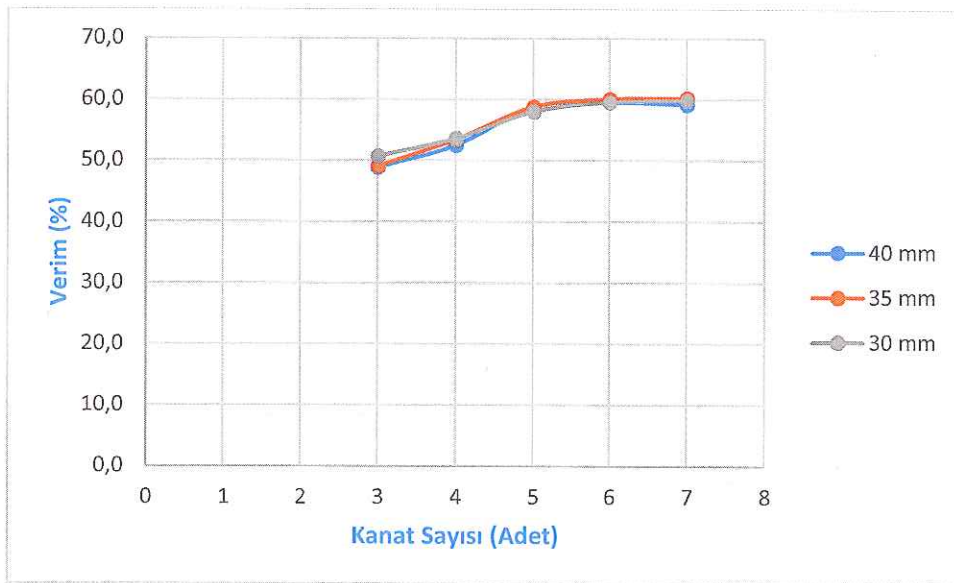
şekil 6.15. Sonuç tahmin eğrisi

şekil 6.15'de tahmin edilen değerler ile gözlenen değerler arasındaki uyum grafiği verilmiştir.

#### 6.4. Analiz Raporları



Şekil 6.17. Farklı pompa genişlikleri için kanat sayısı-verim grafiği

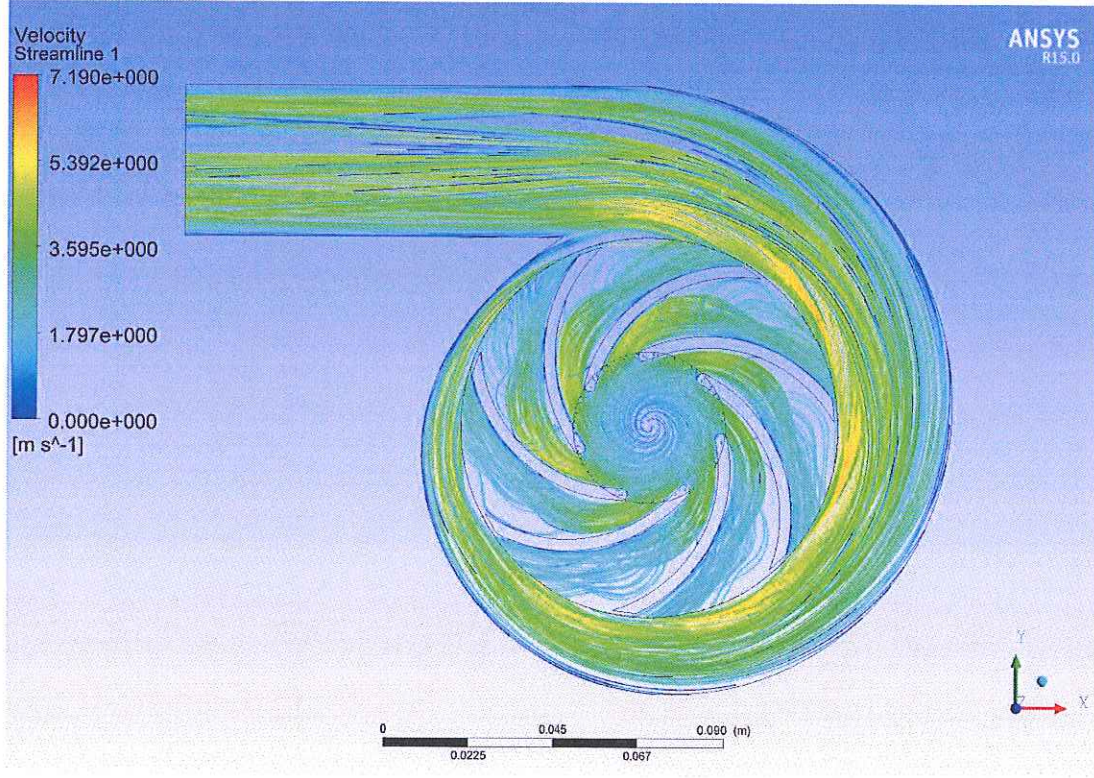


Şekil 6.18. Farklı giriş çapları için kanat sayısı-verim grafiği

Şekil 6.17'de farklı pompa çıkış genişliklerinde, kanat sayısına göre verim değişim grafiği verilmiştir. Buna göre 5 kanatlı geometri kırılma noktası olarak belirlenmiştir. Yani 1.66 kg/sn debi ve 9.2 m basma yükseklik değerimiz için optimizasyon değerleri karşılaştırıldığında minimum 5 kanatlı ve 10 mm genişliğe sahip pompa yapısının kullanılması gerektiği ortaya çıkarılmıştır. Şekil 6.18'de ise farklı giriş



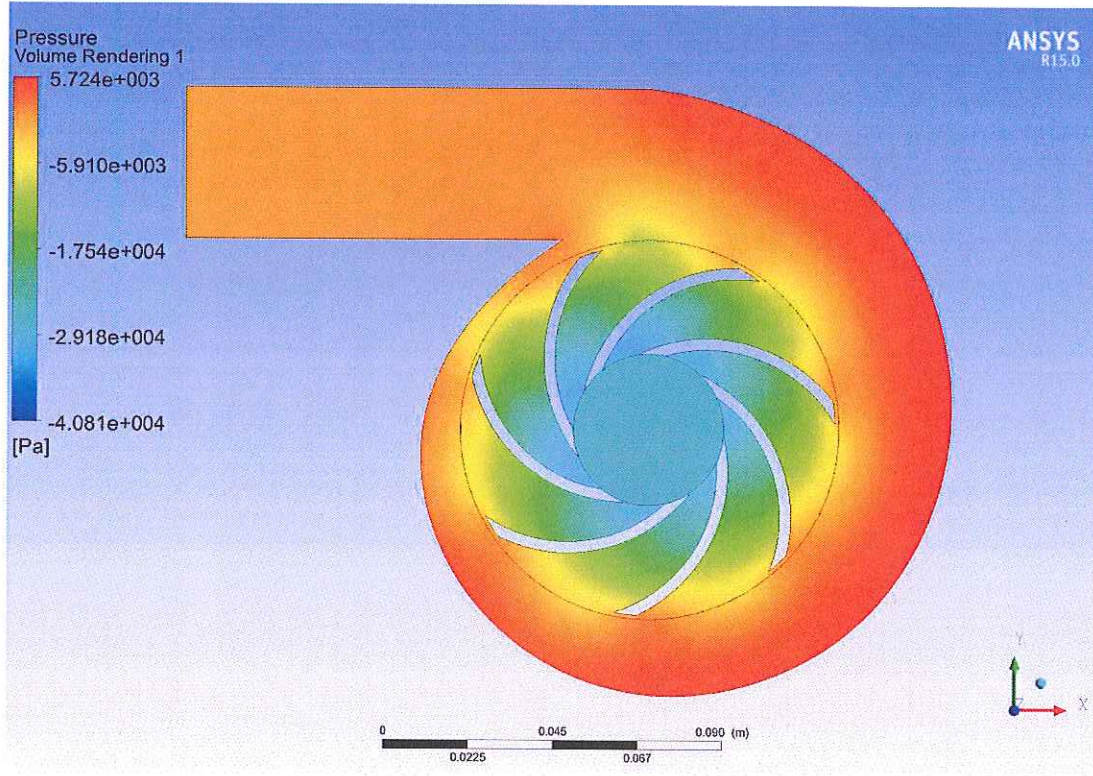
çaplarına sahip pompaların kanat sayısı–verim grafiği verilmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Pompa giriş çapının verim üzerinde yaklaşık değer verdiği ve yine 5 kanat üzerinde pompa geometrisinin kullanılması gerektiği anlaşılmaktadır.



Şekil 6.19. 7 kanatlı pompanın akım çizgileri

Şekil 6.19'da 7 kanatlı tasarım pompasının akım çizgileri görülmektedir. DoE (Design of Experiment) modeliyle oluşturulan 45 adet tasarım arasında değerlendirilen bu pompa sabit debiyle çalıştırılmış ve CFD result kısmından şekildeki sonuç elde edilmiştir. Kanat araları giriş kısmına yakın bölgelerde, akışkana rotor hareketiyle kinetik enerji kazandırıldığı ve bunun sonucu olarak hız değerlerinin yükseldiği görülmektedir.

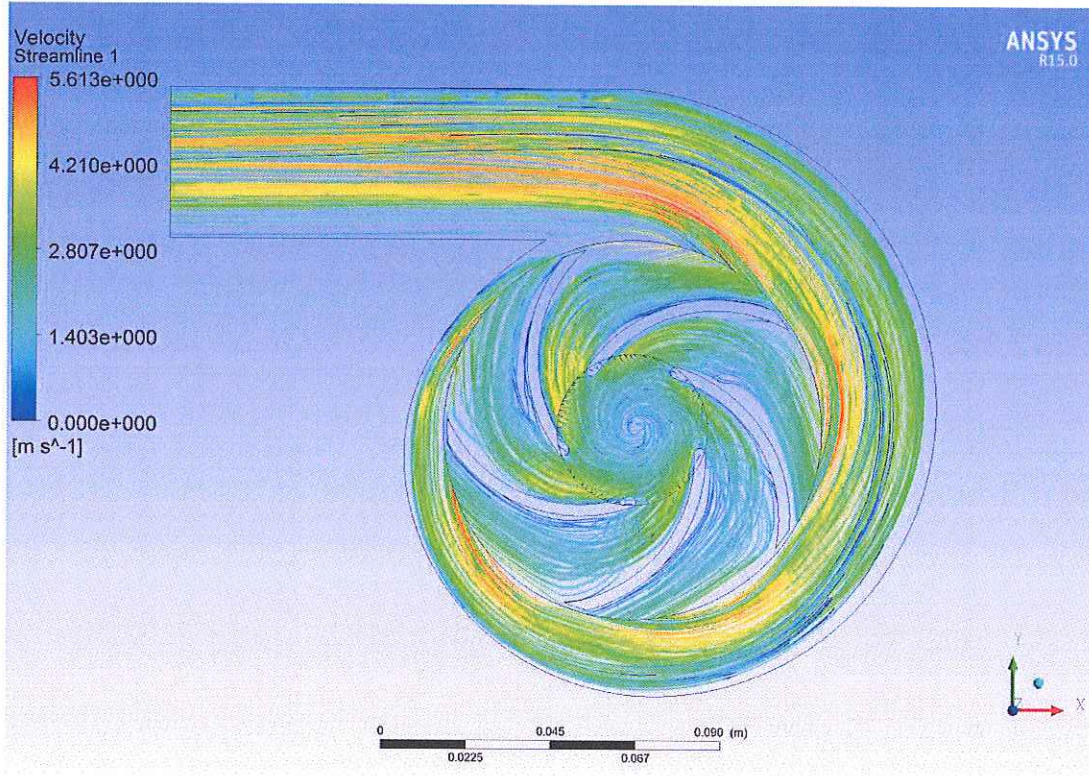




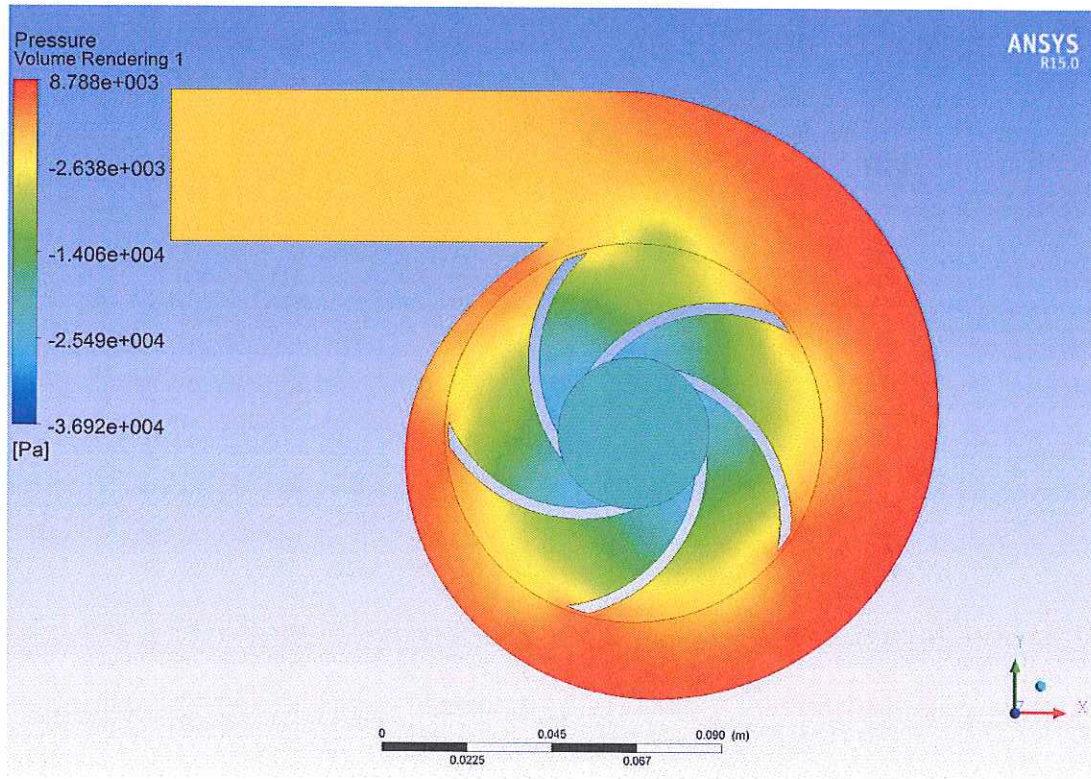
Şekil 6.20. 7 kanatlı pompanın basınç dağılımı

Şekil 6.20’de 7 kanatlı tasarım pompasının basınç dağılımı görülmektedir. Hız vektörlerinin yüksek olduğu kanat aralarında daha düşük basınçlarla karşılaşılmıştır. Gövde kısmında ise hızın düştüğü buna karşın basıncın yükseldiği daha koyu kırmızı renklerle anlaşılmaktadır. Giriş kesitinden çıkış tarafına doğru rotor kısmında akışkana kazandırılan kinetik enerjinin salyangoz yapı sayesinde basınca dönüştürüldüğü anlaşılmaktadır. Sınır şartları belirlenirken çıkış için ‘pressure outlet’ 0 (Pa) olarak belirlenmişti, bu nedenle pompa giriş basıncının sıfırın altında çıkması beklenen bir durumdur. Önemli olan faktör giriş ve çıkış arasındaki basınç farkıdır.





Şekil 6.21. 5 Kanatlı yapının akım çizgileri



Şekil 6.22. 5 Kanatlı yapının basınç dağılımı



Analiz sonuçlarında minimum 5 kanatlı pompa geometrisi kullanımı ortaya çıkarılmıştır. 5 kanatlı yapıya sahip pompanın akım çizgileri Şekil 6.21’de, basınç dağılımı ise 6.22’de gösterilmektedir. Maksimum 3,75 kg/sn debiye sahip geometri 1,66 kg/sn debi için 9,36 m basma yükseklik değerine sahiptir. Dolayısıyla gerekli olan 1,66 kg/sn debi ve 9,2 m basma yükseklik değerlerini karşılamaktadır.

Şekil 6.22 kavitasyon olayı için incelendiğinde, öncelikle sıvıların her zaman aynı sıcaklıkta buharlaşmadığını bilmek gerekir. Suyun kaynama sıcaklığı 100 °C derken deniz seviyesinde ifadesini kullanmak gerekir. Bunun sebebi deniz seviyesindeki basınçta (760 mmHg = 101,39 kPa) suyun 100 °C sıcaklıkta kaynadığı gerçeğidir. Basınç yükseldikçe kaynama sıcaklığı artar, düştükçe düşer. Örneğin deniz seviyesinde, yani 101,39 kPa basınçta su 100 °C sıcaklıkta kaynarken 5,94 kPa basınçta 36 °C’de, 2,062 kPa basınçta 18 °C’de kaynar. Pompaların emme yaptığı kesitte basınç düşüktür. Eğer bu kesitte basınç 2,062 kPa seviyelerine düşerse 18 °C sıcaklığındaki su kaynayabilir. Bunun sonucunda su pompaya bir buhar-gaz karışımı halinde girer. Aynı zamanda su buhar olurken hacmi genişler. Pompa çarkından çıkışta ise basınç yükselir. Basıncın yükselmesiyle birlikte buhar çok hızlı bir biçimde yoğunlaşır ve bu esnada hacmi küçülür. Bu küçülen hacme, sıvı halindeki su hızlı bir biçimde dolar ve pompa yüzeylerini ani basınç artışıyla aşındırır [27]. Bu bilgiler ışığında kavitasyonun gerçekleşmemesi için Tablo 2.2’de su için buhar basınçları verilmiştir [27] [28]. 20 °C değerindeki suyun buhar basıncı 0,0234 bar = 2,34 kPa değerindedir. CFD analizi gerçekleştirilen ve Şekil 5.20’de basınç dağılımı gösterilen pompa için en küçük basınç değeri pompa emme tarafında kanat girişlerinde görülmektedir. Bu kısımda akışkana kinetik enerji kazandırıldığı için hızın yüksek basıncın ise düşük olması beklenen bir sonuçtur. Basınç değeri ise en düşük 23,2 kPa olarak alınmıştır. Traktör motorlarında radyatör suyu çıkış sıcaklığının pompa giriş su sıcaklığına eşit olduğundan, 60 °C olarak traktör firmasından alınan radyatör suyu çıkış sıcaklık değerine göre, su termal özellikleri gösterilen Tablo 2.1’den 60 °C sıcaklık için yoğunluk ve viskozite değerleri sisteme aktarılarak optimize edilen tasarım pompasının analizi tekrarlanmıştır. Basınç değeri en düşük 21,7 kPa olarak çıkmıştır. 60 °C için buhar basıncı 19 kPa olduğundan kavitasyon riski olmadığı anlaşılmıştır. Bu değerler kullanılan sınır şartları için geçerlidir. Gerçek değerler ancak deneysel çalışma ile ortaya çıkarılabilmektedir.



## BÖLÜM 7. SONUÇ

Kullanılan hesaplamalarda traktör motorlarında kullanılan devirdaim pompası çalışma değerlerine ( $H_m = 9,2$  m,  $Q = 100$  lt/dk) uygun çark tasarımı yapılmış ve analiz sonucu Tablo 6.2'de 5 numaralı dizayn noktası olarak gösterilen sonuç elde edilmiştir.

Tablo 7.1. Analizi gerçekleştirilen temel pompa değerleri

No	Giris_capi (mm)	cikis_genisligi (mm)	kanat_sayisi (adet)	PressureDifferential (Pa)	Tork (J)	verim
5	40	10	7	96224.5	-1.0304	59.2

\*Tablo 6.2 den alıntı

Matematiksel hesaplamalarda;

$$\text{Basınç Farkı} : \rho \times g \times H_m = 1000 \times 9,81 \times 9,2 = 90252 \text{ Pa}$$

Verim : Şekil 2.2 özgül hızlara göre çıkarılan eğriden %51 bulunmuştu.

Analiz ile elde edilen sonuçların matematiksel hesaplamalarda bulunan değerlerin üzerinde olduğu görülmektedir. Dolayısıyla daha fazla basma yüksekliğine sahip, daha yüksek verimli pompa yapısı elde edilmiştir.

Optimizasyon aşamasında geniş bir literatür taraması yapılmıştır. Literatür taraması sonucunda pompa performans değerlerini etkileyen ana parametreler ortaya çıkarılmıştır. Çark kanat yapısı, gövde yapısı, giriş kesiti, çıkış kesiti, kanat sayısı gibi birçok parametre arasından, kullanılmak üzere kanat sayısı, çark giriş ana kesit çapı ve pompa çıkış genişliği optimizasyon parametreleri olarak belirlenmiştir. Değişik modellerde 45 adet tasarım noktası gerçekleştirilmiş ve çıkış parametrelerinde belirlenen basınç farkı, tork ve verim değerleri hesaplanmıştır.

Maksimum verimde, minimum verimde, maksimum basma yüksekliği ve minimum basma yüksekliğine sahip pompalar belirlenmiştir.

Bütün tasarım noktalarının değerlendirilmesi sonucunda;

- a) Çıkış genişliğinin artmasıyla pompa giriş ve çıkış kesit alanlarında ölçülen basınçlar arasındaki fark artmıştır. Basınç farkının artmasıyla yükselmesi beklenen pompa veriminin, kanatlar üzerinden ölçülen tork değerlerinin de farklı değerlere sahip olması sonucu, 10 mm genişliğe sahip pompa 8 mm ve 12 mm genişliğe sahip pompalara göre daha verimli çıkmıştır.
- b) Tüm parametreler sabit tutulurken, kanat sayısının artırılmasının, basma yükseklik değerini büyüten ana parametre olduğu anlaşılmıştır.
- c) Kanat sayısının artırılmasının basınç farkını artıran parametre olarak kabul edilebilir olduğu ortaya çıkarılmıştır.
- d) Tüm parametrelerin sabit, sadece giriş kesit alanının artırılmasıyla basınç farkının arttığı gözlemlenmiş, verimin; alınan değer aralıklarında yaklaşık sonuçlar verdiği görölmüştür.
- e) Kaviteyona neden olmayacak şekilde hesaplamalarda bulunan 2500 – 3000 rpm dönme hızı aralığında, hızın artırılması basınç farkını artıran parametre olduğu anlaşılmıştır.
- f) Farklı kanat sayısı, farklı giriş kesiti ve çıkış genişliklerinde karmaşık verim değerleriyle karşılaşılmıştır. Pompa seçimi yapılırken kullanılacak pompanın hangi basma yüksekliğine sahip olması gerektiği düşünülerek, o noktadaki en verimli pompanın tercih edilmesi gerektiği belirtilmiştir.
- g) Hesaplarda kullanılan 9,2 m basma yüksekliği ve 100 lt/dk debi değerlerini sağlayabilmek için minimum 5 kanatlı pompa kullanılması gerektiği ortaya çıkarılarak sektöre de katkı sunulmuştur.

## KAYNAKLAR

- [1] GULEREN, K., M., Santrifij Pompadaki Durgunluğun Nümerik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi, Makina Mühendisliği, Mart 2003.
- [2] OZTURK, A., A Study Of Impeller-Diffuser Interaction In A Centrifugal Pump, PhD Thesis, Çukurova University, Institute Of Natural and Applied Science, Adana 2004.
- [3] GURLEK, C., Damar Daralmalarındaki Laminer Akışta Sayısal İncelemeler, Yüksek Lisans Tezi, Cumhuriyet Üniversitesi, Makina Mühendisliği, p.1-7, 2001.
- [4] BACHAROUDIS, E.C., FILIOS, A.E., MENTZOS, M.D., MARGARIS, D.P., "Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle" The Open Mechanical Engineering Journal, 2, p.75-83, 2008.
- [5] WILK, A., "The Analysis Of A Hydraulic Efficiency Of An Open Impeller with Radial Blades Obtained In Laboratory Tests Of High Speed Impeller Pump" New Aspects Of Fluid Mechanics, Heat Transfer And Environment Isbn: 978-960-474-215-8.
- [6] HOULIN, L., YONG, W., SHOUQI, Y., MINGGAO, T., KAI, W., "Effects of Blade Number on Characteristics of Centrifugal Pumps" chinese journal of mechanical engineering vol. 23, 2010.
- [7] CHAKRABORTY, S., PANDEY, K. M., "Numerical Studies on Effects of Blade Number Variations on Performance of Centrifugal Pumps at 4000 RPM" IACSIT International Journal of Engineering and Technology, Vol.3, No.4, August 2011.
- [8] WEIDONG, S., LING, Z., WEIGANG, L., BING, P., TAO, L., "Numerical Prediction and Performance Experiment in a Deepwell Centrifugal Pump with Different Impeller Outlet Width" Chinese Journal Of Mechanical Engineering vol. 26, 2013.
- [9] SINGH, R., R., NATARAJ, M., "Parametric Study And Optimization Of Centrifugal Pump Impeller By Varying The Design Parameter Using Computational Fluid Dynamics: Part-I" Journal Of Mechanical And Production Engineering (Jmpe) Issn 2278-3512, p.87-97, September 2012.



- [10] ZHOU, L., SHI, W., WU, S., "Performance Optimization In A Centrifugal Pump Impeller By Orthogonal Experiment And Numerical Simulation" Hindawi Publishing orporation Advances in Mechanical Engineering Volume 2013, Article ID 385809.
- [11] Bhavik M.Patel, Ashish J. Modi, Prof. (Dr.) Pravin P. Rathod "Analysis of Engine Cooling Waterpump of Car & Significance of Its Geometry" (IJMET), ISSN 0976 – 6340(Print), ISSN 0976 – 6359(Online), Volume 4, Issue 3, pp. 100-107, May – June 2013.
- [12] JAFARZADEH, B., HAJARI, A., ALISHAHI, M. M. and AKBARI, M. H., The flow simulation of a low-specific-speed high-speed centrifugal pump, Applied Mathematical Modelling, p. 242-249, 35, 2011.
- [13] FARD, M. H. S. and BOYAGHCHI, F. A., Studies on the influence of various blade outlet angles in a centrifugal pump when handling viscous fluids, American Journal of Applied Sciences, p. 718-724, 4 (9), 2007.
- [14] AOKI, K., OHTA, H. and NAKAYAMA, Y., Study on centrifugal pump for high viscosity liquids (The 1st report, effect of impeller output angle and number of blades on the pump performance of closed type impellers), Proceedings of the School of Engineering, Tokai University, p. 151-158, 27 (2), 1987.
- [15] SANDA, B. and DANIELA, C. V., The influence of the inlet angle over the radial impeller geometry design approach with ansys, Journal of Engineering Studies and Research, p. 32-39, 18 (4), 2012.
- [16] CELLEK, M.S., ENGIN, T., 2 kanatlı radyal tipteki bir çamur pompası çarkının optimizasyonu ve analizi, SAÜ. Fen Bil. Der. 17. Cilt, 2. Sayı, s. 231-239, 2013
- [17] BAYSAL, B.K., Tam Santrifüj Pompalar Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri, İ.T.Ü. Matbaası, sf. 4-5, İstanbul, 1975.
- [18] TAŞÖZ, S., U., Traktörlerde Kullanılan Devir Daim Pompa Ünitesinin Tasarımı, İmalatı ve Testinin Yapılması, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Haziran 2008.
- [19] ADAMCZYK, J., J., Model Equation For Simulating Flows In Multistage Turbomachinery, ASME Paper No., 85-GT-226, 1985.
- [20] GULEREN, M., PINARBASI, A., İki Boyutlu Geometrik Cizimler Üzerindeki Farklı Türbülans Model Yaklaşımları, 13. Ulusal Türk Isı Bilim Tekniği Kongresi, Eylül 2001, Konya, Türkiye.
- [21] ALNAK, D., E., OZTURK, A., PINARBASI, A., OZALP, C., Karıştırıcı Tanklarda Farklı Kanat Yapılarının Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi, IV. Ege Enerji Sempozyumu, Mayıs 2008, İzmir, Türkiye.

- [22] KARAASLAN, S., DİNLER, N., YUCEL, N., Numerical Fire Simulation in Subway Station Tunnel by Using Different Combustion Models, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., Cilt 26, No 3, 533-547, 2011.
- [23] KAYA, M., Santrifüj Pompa Performansının Sayısal Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Haziran 2009.
- [24] WANG, Y., CHEN, K.S., CHO, S.C., PEM Fuel Cells: Thermal and Water Management Fundamentals, ISBN-13: 978-1-60650-247-1, Momentum Press, LLC, 2013, United States of America
- [25] COKER, A.K., Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, 4th Edition, Elsevier Inc. Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, UK, 2007
- [26] ÇENGEL, Y.A., CIMBALA, J.M., "Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları", Çeviri Editörü: ENGIN, T., Güven Bilimsel Kitabevi, İzmir, 735-781, 2008.
- [27] YALÇIN, K., "Hacimsel ve Santrifüj Pompalar", Çağlayan Kitabevi, Beyoğlu-İstanbul, 1998.
- [28] <http://www.google.com>, Erişim Tarihi: 15.02.2015.

## ÖZGEÇMİŞ

Ferhat Koca, 01.08.1989 tarihinde Sivas' ta doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Sivas'ta tamamladı. 2007 yılında Sivas Süper Lisesi, Sayısal Bölümden mezun oldu. Aynı yıl Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümüne girdi ve 2011 yılında mezuniyet derecesine ulaştı. 2011 – 2014 yılları arasında Makina Değerleme Uzman Yardımcısı, Ar-Ge Mühendisi ve Üretim Mühendisi olarak farklı görevlerde bulundu. 2014 yılında akademik hayata atılan Koca, Mayıs 2014' ten itibaren Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.