İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ POMPA PERFORMANSININ VE HİDROLİK KUVVETLERİNİN BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eren ÇAKIR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN

MAYIS 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ POMPA PERFORMANSININ VE HİDROLİK KUVVETLERİNİN BELİRLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eren ÇAKIR
(503101105)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN

MAYIS 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101105 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Eren ÇAKIR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"SANTRİFÜJ POMPA PERFORMANSININ VE HİDROLİK KUVVETLERİNİN BELİRLENMESİ "** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN** .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yr. Doç. Dr. Levent A. Kavurmacıoğlu**.....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yr. Doç. Dr. Gökhan O. Özgen .....
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2013**

Savunma Tarihi : **04 Haziran 2013**

ÖNSÖZ

Her zaman yanımda olan aileme tez çalışmam süresince gösterdikleri sabır ve hoşgörüden dolayı sonsuz sevgilerimi sunarım. Bu tez çalışması süresince yardımlarını benden esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. Haluk Karadoğan'a, deney donanım tedariği ve uygulamadaki yardımlarından dolayı Standart Pompa Mak. San. Tic. A.Ş.'ye, çalışmalarım süresince ilgisi, bilgisi ve desteğini benden esirgemeyen Mehmet Kaya ve Hamdi N. Tural'a, yüksek lisans öğrenimi boyunca yardımlarından dolayı çalışma arkadaşlarım A. Behlül Samur ve Cem Özmen'e teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2013

Eren ÇAKIR
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **ix**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
SİMGELER ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Çalışmanın Amacı 1
1.2 Literatür Araştırması 2
1.2.1 Hidrolik kuvvetler üzerine inceleme 2
1.2.1.1 Radyal kuvvetler 2
1.2.1.2 Eksenel kuvvetler 6
2. AKIŞ HACMİNİN VE AĞ TABAKASININ OLUŞTURULMASI VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ **9**
2.1 Akış Hacminin Oluşturulması 9
2.2 Ağ Tabakasının Oluşturulması 10
2.3 Çözüm Yöntemi 12
3. POMPA PERFORMANSININ BELİRLENMESİ **15**
3.1 Pompa Performansının Deney İle Belirlenmesi 15
3.1.1 Deneyde kullanılan ekipmanlar 15
3.1.2 Pompa performans deneyinin gerçekleştirilmesi 16
3.2 Pompa Performansının HAD İle Belirlenmesi 19
3.2.1 Sınır koşulları 19
3.2.2 Analiz sonuçlarının değerlendirilmesi 21
3.2.2.1 $Q/Q_{opt}=1$ için sonuçlar 23
3.2.2.2 $Q/Q_{opt}>1$ için sonuçlar 25
3.2.2.3 $Q/Q_{opt}<1$ için sonuçlar 28
3.3 Analiz Sonuçlarının Deney Sonuçları İle Karşılaştırılması 33
4. HİDROLİK KUVVETLERİN BELİRLENMESİ **35**
4.1 Eksenel Kuvvetler 35
4.1.1 Eksenel kuvvetlerin oluşması 35
4.1.2 Literatürdeki farklı analitik yöntemlerle eksenel kuvvetlerin hesabı 36
4.1.2.1 Yazıcı'nın uyguladığı yöntem [17] 36
4.1.2.2 HI yöntemine göre eksenel kuvvet hesabı [7] 43
4.1.2.3 Gülich yöntemine göre eksenel kuvvet hesabı [13] 46
4.1.3 Analiz sonuçları ile analitik sonuçların karşılaştırılması 49
4.2 Radyal Kuvvetler 54
4.2.1 Radyal kuvvetlerin oluşması 54

4.2.2 Literatürde bulunan farklı analitik yöntemlerle radyal kuvvetlerin hesabı55
4.2.2.1 Gülich yöntemi [13] 55
4.2.2.2 HI yöntemine göre radyal kuvvet hesabı [7] 57
4.2.3 Analiz sonuçları ile analitik sonuçların karşılaştırılması 59
5. BELİRSİZLİK ANALİZİ 65
5.1 Basma Yüksekliği İçin BelirsizlikHesabı 65
5.2 Hidrolik Güç İçin BelirsizlikHesabı 66
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 67
KAYNAKLAR 69
EKLER 71
ÖZGEÇMİŞ 75

KISALTMALAR

HAD **:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HI **:** Hidrolik Enstitü (HydraulicInstutie)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1 : Motor etiket değerleri 15
Çizelge 2 : İzin verilen çalkantı değerleri [6] 17
Çizelge 3 : Analiz sonuçlarında $Q=Q_{opt}$ için elde edilen değerler 24
Çizelge 4 : Analiz sonuçlarında $Q>Q_{opt}$ ($Q=183m^3/h$) için elde edilen değerler 25
Çizelge 5 : Analiz sonuçlarında $Q>Q_{opt}$ ($Q=167m^3/h$) için elde edilen değerler 26
Çizelge 6 : Analiz sonuçlarında $Q>Q_{opt}$ ($Q=150m^3/h$) için elde edilen değerler 26
Çizelge 7 : Analiz sonuçlarında $Q<Q_{opt}$ ($Q=110m^3/h$) için elde edilen değerler 29
Çizelge 8 : Analiz sonuçlarında $Q<Q_{opt}$ ($Q=90m^3/h$) için elde edilen değerler 29
Çizelge 9 : Analiz sonuçlarında $Q<Q_{opt}$ ($Q=70m^3/h$) için elde edilen değerler 30
Çizelge 10 : Analiz sonuçlarında $Q<Q_{opt}$ ($Q=50m^3/h$) için elde edilen değerler 30
Çizelge 11 : Eksenel kuvvet hesabı için genel veriler 41
Çizelge 12 : Kaçak verimi hesabı 41
Çizelge 13 : Eksenel kuvvetler – Yazıcı yöntemi 42
Çizelge 14 : Eksenel kuvvetler – HI yöntemi 45
Çizelge 15 : Eksenel kuvvetler – Gülich yöntemi 48
Çizelge 16 : Eksenel kuvvetler – Analiz sonucu 50
Çizelge 17 : Gülich Yöntemi k_r katsayısının belirlenmesi 56
Çizelge 18 : Radyal kuvvetler – Gülich yöntemi 57
Çizelge 19 : Radyal kuvvetler – HI yöntemi 59

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Yeni pompa alımında öncelikler [1] 1
Şekil 1.2: Farklı çalışma koşullarında dil bölgesi hız profilleri [12] 3
Şekil 1.3: $Q \neq Q_{opt}$ iken çark etrafındaki basınç dağılımı [12] 3
Şekil 1.4: Çift gövdeli pompa 4
Şekil 1.5 : Eksenel boşluğun verime etkisi [1] 5
Şekil 1.6 : Çift emişli bir çarkta kuvvetler dengesi 6
Şekil 1.7 : Uçtan emişli bir çarkta kuvvetler dengesi 7
Şekil 2.1 : Su hacmi 10
Şekil 2.2 : Hücre sayısı ile performans arasındaki ilişki [9] 11
Şekil 2.3 : Aşınma halkası su hacminin ağı 11
Şekil 2.4 : Kare – üçgen ağ geçişi 12
Şekil 2.5 : Çark ve salyangoz ağları 12
Şekil 2.6 : Fluent çalışma algoritması [11] 14
Şekil 3.1 : Basınç transmiteri 16
Şekil 3.2 : Basınç ölçüm noktaları [6] 17
Şekil 3.3 : Pompa özgül hızına göre yaklaşık pompa verimleri [8] 18
Şekil 3.4 : Ön dönmenin düzeltilmesi [6] 19
Şekil 3.5 : SCP 80-315 giriş basınçları kontrolü 19
Şekil 3.6 : Sınır koşullarının uygulanması 20
Şekil 3.7 : Yakınsama kontrolü 21
Şekil 3.8 : Moment ve basınç için yakınsama kontrolü 22
Şekil 3.9 : $Q/Q_{opt}=1$ için radyal kesitte sırasıyla statik, dinamik ve toplam basınç dağılımları 24
Şekil 3.10 : $Q/Q_{opt}=1$ için meridyenel kesitte sırasıyla statik, dinamik ve toplam basınç dağılımları 25
Şekil 3.11 : Sırasıyla $Q=150m^3/h$, $Q=167m^3/h$, $Q=183m^3/h$ debiler için radyal kesitte statik basınç dağılımları 27
Şekil 3.12 : Sırasıyla $Q=150m^3/h$, $Q=167m^3/h$, $Q=183m^3/h$ debiler için radyal kesitte toplam basınç dağılımları 27
Şekil 3.13 : Sırasıyla $Q=150m^3/h$, $Q=167m^3/h$, $Q=183m^3/h$ debiler için meridyenel kesitte statik basınç dağılımları 27
Şekil 3.14 : Sırasıyla $Q=150m^3/h$, $Q=167m^3/h$, $Q=183m^3/h$ debiler için meridyenel kesitte toplam basınç dağılımları 28
Şekil 3.15 : Çark statik basıncı – kaçak debi ilişkisi 31
Şekil 3.16 : Sırasıyla $Q=110m^3/h$, $Q=90m^3/h$ debiler için radyal kesitte statik basınç dağılımları 31
Şekil 3.17 : Sırasıyla $Q=70m^3/h$, $Q=50m^3/h$ debiler için radyal kesitte statik basınç dağılımları 32
Şekil 3.18 : Sırasıyla $Q=70m^3/h$, $Q=50m^3/h$ debiler için meridyenel kesitte statik basınç dağılımları 32

Şekil 3.19 : Q=50m^3/h debi için meridyenel kesitte çark girişindeki hız alanları 33
Şekil 3.20 : Analiz sonuçları ile deney sonuçlarının karşılaştırılması 34
Şekil 4.1 : Çark ön ve arka boşluklarında çapa bağlı basınç dağlımı [12] 37
Şekil 4.2 : Eksenel kuvvetin debiye bağlı değişimi 43
Şekil 4.3 : Farklı özgül hızlarda çark yanaklarındaki basınç dağılımları 44
Şekil 4.4 : Eksenel kuvvetin debiye bağlı değişimi – HI yöntemi 45
Şekil 4.5 : Çark-gövde arasındaki akışlar 47
Şekil 4.6 : Farklı yöntemlerle hesaplanan eksenel kuvvetlerin karşılaştırılması 48
Şekil 4.7 : Q=Qopt için çarka etkiyen eksenel kuvvetlerin dağılımı-1 (mutlak) 49
Şekil 4.8 : Q=Qopt için çarka etkiyen eksenel kuvvetlerin dağılımı-2 (mutlak) 49
Şekil 4.9 : Analiz sonuçlarına göre eksenel kuvvetler 50
Şekil 4.10 : Çark arka boşluğundaki hız alanları ($Q=Q_{opt}$) 51
Şekil 4.11 : Çark–gövde arka boşlukta çark yüzeyindeki statik basınç dağılımı-Q_{opt} 51
Şekil 4.12 : Eksenel kuvvetlerin karşılaştırılması – 1 52
Şekil 4.13 : Eksenel kuvvetlerin karşılaştırılması - 2 53
Şekil 4.14 : Eksenel kuvvet karakteristiği [18] 53
Şekil 4.15 : Dil bölgesi statik basınç dağılımı ve akışın durumu [5,p:527] 55
Şekil 4.16 : Uçtan emişli tek kademeli pompada Q=0 için radyal kuvvet katsayısı .. 56
Şekil 4.17 : Radyal kuvvetin çalışma değerlerine göre doğrultusu [7] 58
Şekil 4.18 : Uçtan emişli tek kademeli pompada debi ve özgül hıza bağlı radyal kuvvet katsayısı 58
Şekil 4.19 : Gülich yöntemi ile HI yönteminin karşılaştırılması 59
Şekil 4.20 : Çark hacmi parçaları 60
Şekil 4.21 : $Q>Q_{opt}$ ($Q=183m^3/h$) için radyal kuvvetlerin dağılımı (mutlak) 60
Şekil 4.22 : $Q=Q_{opt}$ ($Q=129m^3/h$) için radyal kuvvetlerin dağılımı (mutlak) 61
Şekil 4.23 : $Q<Q_{opt}$ ($Q=50m^3/h$) için radyal kuvvetlerin dağılımı (mutlak) 61
Şekil 4.24 : Analiz sonuçlarına göreradyal kuvvetler 61
Şekil 4.25 : Radyal kuvvetin farklı debilerde gövde içerisindeki yönleri 62
Şekil 4.26 : Sırasıyla 150 ve 183m^3/h debi değerlerinde boğaz kesitindeki hız 62
Şekil 4.27 : Hız üçgenleri 63
Şekil 4.28 : Sırasıyla 90 ve 70m^3/h debi değerlerinde boğaz kesitindeki hız alanları 63
Şekil 4.29 : Radyal kuvvetlerin karşılaştırılması 64

SİMGELER

A_B : Çark arka yanağında basınca maruz kalan alan [m^2]
A_{BAL} : Çark arka hücresindeki alan [m^2]
A_F : Çark ön yanağında basınca maruz kalan alan [m^2]
A_h : Çark göbeğindeki mil alanı [m^2]
b_2 : Çark yanakları dâhil çark çıkış genişliği [m]
$D_ç$: Çark çapı [m]
$D_{ça}$: Çark arkası aşınma bileziği dönen kısım çapı [m]
$D_{çe}$: Çark emme ağzı iç çapı [m]
$D_{çö}$: Çark önü aşınma bileziği dönen kısım çapı [m]
D_{dd} : Çark dengeleme deliği çapı [m]
$D_{mç}$: Çark göbeğindeki mil çapı [m]
D_{ms} : Çarkın salmastra bölgesindeki mil çapı [m]
e : Aşınma halkasındaki boşluk (yarıçapta) [m]
F_e : Eksenel kuvvet [N]
F_r : Radyal kuvvet [N]
H : Pompanın manometrik basma yüksekliği [m]
i : Çark dengeleme delik sayısı
K : Eksenel boşluğa girişteki yerel yük kayıp katsayısı
l_{yh} : Yıpranma halkası çalışan kısım uzunluğu
N : Pompanın devir sayısı [d/dak.]
p_A : Çark arka kısmında oluşan basınç [kg/m^2]
p_{atm} : Atmosfer basıncı [bar]
p_B : Çark ön kısmında oluşan basınç [kg/m^2]
p_{em} : Çark giriş basıncı (mutlak) [bara]
p_x : Çark arka hücresinde oluşan basınç [kg/m^2]
Q : Pompa debisi [m^3/s]
Q_k : Arka aşınma halkasındaki kaçak debi [m^3/s]
u_2 : Çevresel hız [m/s]
V_k : Aşınma boşluğundaki hız [m/s]
α : Kinetik enerji katsayısı
η_h : Hidrolik verim
$\eta_{kaçak}$: Kaçak debi verimi [%]
ρ : Akışkanın yoğunluğu [kg/m^3]
υ : Akışkanın kinematik viskozitesi [m^2/s]
ψ : Basınç katsayısı
ω : Açısal hız [1/s]

SANTRİFÜJ POMPA PERFORMANSININ VE HİDROLİK KUVVETLERİNİN BELİRLENMESİ

ÖZET

Artan dünya nüfusu, gelişen teknoloji sanayide rekabet ortamını gün geçtikçe artırmaktadır. Bunun yanı sıra taleplere hızlı cevap verilmesi ve süreklilik sağlanması öncelik kazanmaktadır. Bilhassa, ilaç-kimya, kağıt, petrokimya ve enerji sektörlerinde yüksek güvenilirlik bekleyen sistemlerin taleplerinin karşılanması büyük önem arz etmektedir. Pompalama sistemleri bu süreçlerin kalbi sayılabileceğinden dolayı çalışan pompaların sürekliliği esas teşkil etmektedir. Yapılan araştırmalara göre bu ve benzeri 7/24 çalışan proseslerde kullanılan pompalardan öncelikli beklenti süreklilik ve güvenilirlik olmuştur. Enerji maliyetlerinin ilk aşamada geri plana atıldığı bu proseslerde pompaların bakım sürelerinin uzun periyotlarla olması beklenmektedir.

Bu tür işletmelerde sistemlerin sürekliliğini ve güvenilirliğini etkiyen temel parametreler:

- Projelendirme
- Uygun ekipman seçimi
- Ekipmanların amacına uygun ve verimli kullanılması
- İzlenebilirlik

olarak belirtilebilir. Bu parametreler göz önüne alındığında sistemdeki dinamik bileşen olan pompalar en önemli ekipman olarak ön plana çıkmaktadır. Bu sebeple pompaların doğru seçiminin önemli olmasının yanı sıra pompanın istenen çalışma değerlerinde kullanılmasına da dikkat edilmelidir. Pompaların tasarım değerlerinin dışında kullanılması pompalar üzerinde olumsuz etkiler oluşturarak süreklilik ve güvenilirlik açısından işletmelerde istenmeyen sonuçlar doğurmaktadır. Bu kapsamda pompaya etkiyen hidrolik ve mekanik kaynaklı kuvvetlerin sebep olduğu bu olumsuz etkilerin doğru tespiti de bir o kadar önemlidir. Bu açıdan hidrolik ve mekanik kaynaklı kuvvetlerin doğru tespit edilmesi mil dayanımı, yataklama gibi mekanik tasarımlar için oldukça önemlidir.

Bu çalışmada sadece hidrolik kaynaklı kuvvetler üzerinde durulmuştur. Pompalarda oluşan hidrolik kaynaklı kuvvetler eksenel ve radyal kuvvetler iki ayrı kategoride incelenmektedir. Eksenel ve radyal kuvvetlerin büyüklüğü ise pompanın çalışma debisine göre farklılıklar göstermektedir. Bu kuvvetlerin büyüklüğüne göre:

- Mil çapı
- Mil uzunluğu
- Yataklama tasarımı

yapılmaktadır. Bu sebeple kuvvetlerin doğru tespit edilmesi pompaların tasarım parametrelerinin dışında dahi çalıştırılması durumunda sistemin sürekliliğinin sağlanması açısından oldukça mühimdir.

Hidrolik kuvvetler, literatürde bulunan birçok hesaplama yöntemi ile hesap edilmesine rağmen kullanılan yöntemlere göre farklı sonuçlar çıkabilmektedir. Tez kapsamında eksenel kuvvet için Yazıcı, Gülich, HI yöntemleri olmak üzere 3 farklı yöntemle, radyal kuvvet için Gülich ve HI yöntemleri ile kuvvet hesaplamaları yapılacaktır. Elde edilen sonuçlar ise HAD ile belirlenen sayısal sonuçlarla karşılaştırılacaktır. HAD sonuçlarının doğruluğunu kontrol etmek için pompa performans deneyleri ile HAD sonucu elde edilen performans grafikleri karşılaştırılacaktır.

Farklı yöntemlerle yapılan hesaplamalar sonucunda eksenel yükler için HI yönteminin diğer yöntemlere göre çok emniyetli çıktığı ve analiz sonuçlarının ise hesaplamalar sonucunda ortaya çıkan karakteristik yapı ile uyuşmadığı gözlenmiştir. Radyal yüklerde ise analitik yollarla elde edilen hesaplarla analiz sonuçları arasında uyum olduğu belirlenmiştir.

SPECIFY THE CENTRIFUGAL PUMP PERFORMANCE AND HYDRAULIC LOADS

SUMMARY

Population growth, technological developments has increased the competition in the market consistently. Besides, quick response for demands and regarding sustainability comes to first place. Especially, chemistry, petro-chemical, pulp and paper processes and energy sectors are required to high reliability. For this reason, determinations the best result for the demands of these system place an important role. Continuity of running pumps is the main factor in the pumping application due to the fact that pumping application is the hard of the system.

During the past several decades, environmental consciousness of the population has increased dramatically and mankind started to question his effects on the environment. In connection this issues, not just the society but also the customers started to question the environmental effects of the products they use. Increasingly every year, consumers demand low carbon foot print products, which lead manufacturers to produce items that does not harm the environment.

Pumps are recorded to be the second most common machinery on earth after electric motors. Recently centrifugal pumps are being designed and produced in various sizes and constructional features. For instance, miniature sized Blood Pumps, giant axial flow pumps with impeller diameters exceeding 4 meters for Flood Control and boiler feed pumps in Power Plants of motor power above 65.000HP. This wide range of application brings challenging problems to cope with on different levels of criticality. It is obvious that the problem arising in the design phase has no direct link to the size of the pump but closely related to application itself. As a result, specific requirements based on application specific standards and additional end-user measures are quite common and define every single step through design, production, quality control, testing, site installation and even shipment of the pump.

According to the researches the priorities in the 7/24 working pumps is stability, continuity and confidence. It is expected that duration of the maintenance has long period in the process where energy cost put into the background.

The main factor in this type of system which affects the system reliability and sustainability are shown as below:

- Project management
- Selection of suitable equipment
- Relevant of operation of the equipment effectively
- Commissioning

Taking these parameters into consideration the pumps which is the dynamic component of the system can be indicated as the main factor. For this reason the selection of the pump has not only affect the system reliability. But also it is worthy

to note that running of the pump correctly is significant. Running of the pumps out of the design criteria has negative effect on the pumps. As a result of these unexpected negative effects sustainability and reliability of the system can also be influenced. Also the determination of the forces which has an effect on the pump like hydraulic and mechanical is also important. It is worth to take into account of shaft strength and bearing for this type of mechanical design.

The main purpose of the study is to determine the hydraulic forces. The forces on the pump are based on two categories. First one is axial, and the other one is radial forces. Magnitude of axial and radial forces can differ on pump operating conditions. According to magnitude of these forces, many criteria can be determined as below:

- Shaft diameter
- Length of shaft
- Bearing design
- Limit of vibration

When the pumps are running out of design criteria, if the forces which affect the rotor of the pump calculated correctly sustainability is not affected in a bad way.

Hydraulic forces, however there are many different calculation system in the literature the results may differ from calculation to calculation. In this study we use three different types of calculation for axial load:

- Yazıcı
- Gülich
- Hydraulic Institute

and two different types of calculation for radial load:

- Gülich
- Hydraulic Institute

Calculations for the axial forces and for the radial forces we use Gülich and HI. The results will be compared with the numbers which will be determined by Computational fluid dynamics. Also to test the results of computational fluid dynamics, the result of the pumps performance test and the performance graphics of computational fluid dynamics will be compared.

Recent developments in computer science led to reduction in pattern/mould production, casting and experimental costs since the flow and structural behavior of the pump can now be numerically simulated and design improvements and optimization process are made using computers.

To overcome stability and accuracy problems on solutions, optimization of mesh size and measures of quality shall be proposed in the beginning of the analysis. It is also important to consider the computational cost (time and hardware), when defining the optimum computational grid. In terms of accuracy, mesh independence to be analyzed and convergence criteria are to be stated. In many analyses, it takes more time to generate an optimum computational grid than the time on solution phase. Furthermore in some cases, accuracy may have a second level importance where immediate estimate results are needed with an expected level error. Weather forecast can be a good example for this.

We have used different calculation methods and as a result HI seems to be the most secure calculation method for axial forces. But the result of analyzes is not a match with characteristic structure we get from the calculation methods. In radial forces we observe that the analytic calculations are a match to analytic results.

1. GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Amacı

Güç santralleri, ilaç-kimya sanayi, kâğıt sanayi, petrol-petrokimya vb. yüksek güvenilirlik ve hassas imalat gerektiren süreçlerde güvenilirlik ve sürdürülebilirlik önemli ölçütlerdendir. Pompalama sistemleri bu süreçlerin kalbi sayılabileceğinden dolayı çalışan pompaların sürekliliği esas teşkil etmektedir. Dolayısıyla pompalarda yüksek hidrolik kuvvetler sonucu oluşabilecek titreşimler yapı akışkan etkileşimine sebep olabileceği gibi, bunun neticesinde oluşacak olan dengesizlik ise basınç çalkantısı, gürültü, malzemede yorulma gibi güvenilirlik ve sürdürülebilirlik açısından istenmeyen durumlara sebep olabilmektedir.

Pompa kullanıcıları üzerinde yapılan anketlerde ve şartname hazırlayan kuruluşlar üzerinde yapılan incelemelerde yeni pompa alınırken öncelikler şu şekilde belirtilmiştir:

2. Önemli Ölçütler	1. Önemli Ölçütler	3. Önemli Ölçüt
• Güvenilirlik • Bakım (Süreklilik)	• Ulaşılabilirlik • Fiyat • Tedarik Süresi • Marka Değeri	• Enerji Maliyeti

Şekil 1.1: Yeni pompa alımında öncelikler [1]

Araştırma neticesinde enerji maliyetleri ölçüt olarak son aşamada değerlendirilmesine rağmen, enerji maliyetlerinin düşük olması da önemli bir konudur. Yapılan araştırmalar neticesinde makina sistemlerinin harcadığı enerjinin 1/3' ü sürtünme kayıplarına gitmektedir. Dünya üzerinde üretilen enerjinin 1/4'ü pompa sistemleri tarafından harcanmaktadır [2]. Basit makinalar olan pompalarda ise sürtünme kayıpları hidrolik ve mekanik sürtünmeler olarak ayrı ayrı değerlendirilmelidir. Mekanik sürtünmelerde ise temel elemanlardan biri pompanın yataklama sistemidir. Rulmanların döner elemanları üzerinde sürtünme nedeniyle kayıplar oluşmaktadır fakat bu kayıpların büyüklüğü ise rulmana gelen hidrolik kuvvetlere ve ağırlığa bağlıdır. Oluşan bu sürtünme kontrol altına alınmazsa fazladan enerji kayıplarına, rulmanların sürtünme sonucu aşırı ısınmasına, gürültüye ve

sürtünme yüzeylerinde aşınmaya sebep olacaktır. Bütün etkiler rulmanların bozulmasına ve sistemin durmasına neden olacaktır. Bu durum ise tesisler için güvenilirlik ve sürdürülebilirlik açısından istenmeyen bir sonuçtur.

Pompalarda oluşan hidrolik kuvvetlerin sebebi çark etrafındaki homojen olmayan basınç dağılımlarıdır. Bunun neticesinde rotor grubuna eksenel ve radyal kuvvetler etkimektedir. Bu kuvvetler çark tarafından mile, milden de rulmanlara aktarılmaktadır. Bu kuvvetlerin sönümlenmeleri için kuvvetlerin büyüklüğüne göre mil ve rulman boyutları şekillenmektedir. Büyük kuvvetleri boyut olarak büyük mil ve rulmanlarla dengelemek gerekeceğinden, hem sürtünmeye harcanan enerji artmaktadır hem de mekanik tasarımın boyutu büyük olacağından maliyetler artmaktadır. Bu nedenle rulmanlara gelen kuvvetlerin minimum seviyede olması oldukça önemlidir. İş bu hususta oluşan hidrolik kuvvetlerin doğru tespiti önem arz etmektedir. Bu tez kapsamında hidrolik kuvvetlerin oluşum sebepleri ve doğru bir şekilde tespit edilmesi üzerinde çalışma yapılmıştır.

Hidrolik kuvvetlerin büyüklüğü çeşitli analitik hesaplama yöntemleri ile hesaplanabilmektedir. Fakat bu yöntemler deneysel çalışmalar sonucunda belirlenmiş ve deneysel bulgular neticesinde formüle dökülmüş olup tahmini değerler vermektedir. Santrifüj pompanın gövdesi içerisinde kuvvetlerin dağılımı ve yönü bilinememektedir. Dolayısıyla kuvvetlerin oluşum sebeplerine doğrudan erişilememektedir. Bu sebeple hidrolik kuvvetlerin tespiti ve literatürde bulunan çeşitli analitik hesaplama yöntemleri ile kıyaslama yapmak amacıyla Fluent programı ile analizler yapılacaktır. Çeşitli çalışma noktaları için yapılacak olan analizler ve analitik hesaplamalar sonucunda pompanın çalışma noktalarına göre hidrolik kuvvetlerin büyüklükleri de belirlenecektir.

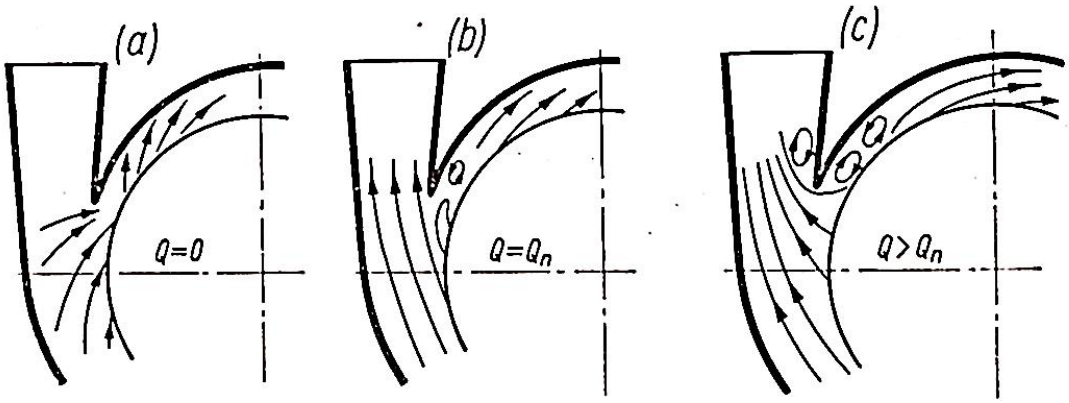
1.2 Literatür Araştırması

1.2.1 Hidrolik kuvvetler üzerine inceleme

1.2.1.1 Radyal kuvvetler

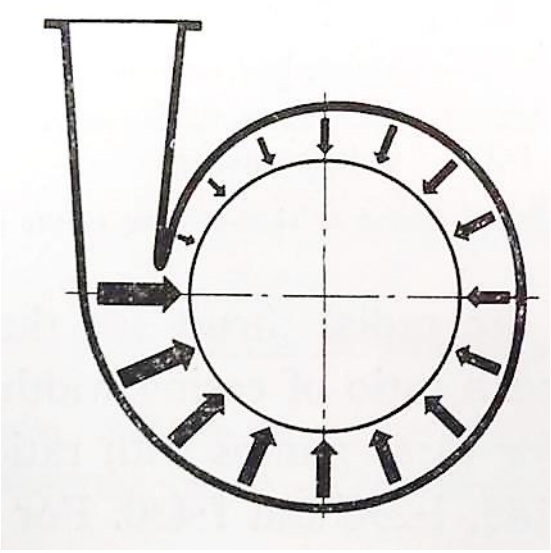
Santrifüj pompalarda gövde ve çarklar belirli bir çalışma noktasına göre tasarlanır. Bu çalışma noktasında çark etrafındaki statik basınç dağılımları da oldukça homojen bir yapıdadır. Dolayısıyla basınç farkı nedeniyle nominal çalışma değerlerinde çarka etkiyen radyal kuvvetler en düşük mertebededir.

Ancak santrifüj pompa nominal tasarım noktasının dışında çalıştırıldığında akışkanın çark çıkış açıları ile gövde arasındaki uyum giderek bozulmaktadır. Bu sebeple de gövde içerisinde çark etrafındaki basınç farkları artmaktadır.



Şekil 1.2: Farklı çalışma koşullarında dil bölgesi hız profilleri [12]

Çark etrafındaki basınç dağılımları homojen olmayan bir yapıya dönüşmekte ve çarka etkiyen radyal kuvvetlerin de büyüklüğü basınç dağılımları farkı kadar oranla artmaktadır. Ayrıca çark etrafındaki homojen olmayan basınç dağılımları gövde içerisinde çalkantılara sebep olmaktadır. Bu çalkantılar ise kanat geçiş frekansı ve onun daha yüksek harmonikleri ile bağlantılıdır. Bu akışkan-yapı etkileşimi titreşim ve gürültüye sebep olmaktadır. Bu etkileşim, çark ile gövde arasındaki boşluk en düşük seviyede olduğunda en yüksek seviyededir ve çark kanat çıkışının şekline ve dilin yapısına bağlı olarak değişiklik göstermektedir [3].

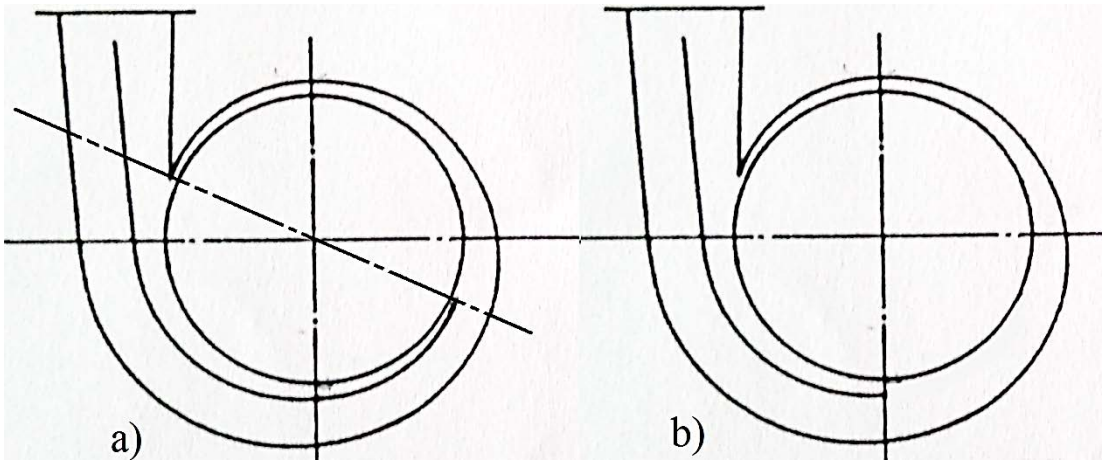


Şekil 1.3: $Q \neq Q_{opt}$ iken çark etrafındaki basınç dağılımı [12]

Bu sebeplerle güvenilirlik ve süreklilik açısından santrifüj pompa tasarımcılarının en çok karşılaştığı sorunlardan bir tanesi de çarka etkiyen radyal kuvvetler olmuştur. Mil ve rulman tasarımları belirli yüklere kadar bu kuvvetleri taşıyabilmektedir. Radyal kuvvetlerin fazla olması mil sehimine sebebiyet vermekte ve bu durumda çark etrafındaki boşluklar kapanarak dönen elemanlar ile sabit elemanlar arasında sürtünme oluşabilmektedir. Ayrıca sehim sonucunda milde malzeme yorulması da oluşabilmektedir. Bu sebepler mekanik tasarım açısından radyal kuvvetlerin belirlenmesi oldukça önemlidir.

Çift gövdeli pompalarda radyal kuvvetler

Çift gövdeli olarak tabir edilen (**Şekil 1.4**) pompalarda gövde içerisinde akışı bölen bir diğer parça mevcuttur. Bu sayede çark etrafındaki dengesiz yükler çok daha düşük seviyede olacaktır ve çarka etkiyen kuvvetler de azalacaktır. İkinci gövde olarak tabir edilen parça tam dil eksenine gelecek şekilde uzatıldığında yüklerin etkisi çok düşük mertebelere düşecektir. Fakat bu pozisyon döküm sağlığı ve imalat açısından çok pratik olmadığından dolayı uygulamalarda genellikle **Şekil 1.4b**'deki gibidir. İkinci gövde akışı ayırdığından dolayı ve sürtünme yüzeylerini arttırmasından dolayı pompa verimlerini de oldukça düşürmektedir. Bu sebeple genellikle radyal kuvvetler sonucu sehim miktarları fazla olan büyük gövdeli pompalarda kullanılmaktadır.



Şekil 1.4: Çift gövdeli pompa

Difüzörlü pompalarda radyal kuvvetler

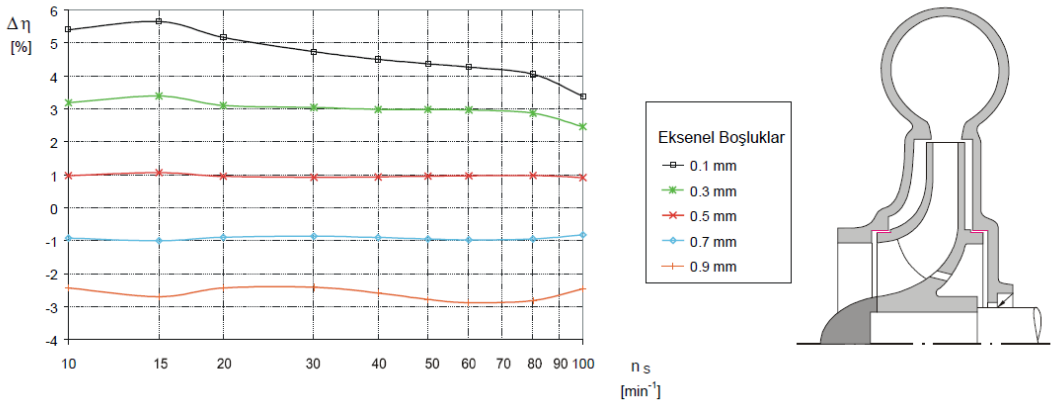
Çark etrafına yerleştirilmiş difüzör ile rotor grubu ve stator arasındaki boşluklar sabit olacağından teorik olarak çark etrafındaki radyal yükler dengeli olacaktır. Fakat bu noktada difüzör tasarımı önem kazanmaktadır. Çarktan çıkan akışkan düzgün bir şekilde difüzöre girmeli ve ayrılmalıdır. Aksi halde hidrolik şok ve akış dönmeleri

sonucu oluşan kayıplar difüzörün dışında çarka etkiyecek olan radyal dengesizlikler oluşturacaktır [4].

Çark-gövde arasındaki radyal boşluk

Hidrolik kuvvetler sonucu milde oluşacak olan sehim milin ve aşınma boşluklarının boyutlandırılmasında oldukça önemlidir. Eksenel boşluklardan daha fazla miktarda oluşacak sehim rulmanlar ve mekanik salmastra için tehlike arz etmektedir.

Çarka etkiyen radyal kuvvetler (F_r) rulmanlar üzerinde (R_1 ve R_2) etkilerini oluşturacaktır. Bu kuvvetler neticesinde oluşacak olan sehim aşınma halkalarının boşluğundan fazla olduğu takdirde hızlı bir şekilde aşınma halkalarında parçalanmalara, rulmanlarda bozulmalara ve milde yorulma sonucu kırılmalara sebep olabilir. Çark ile gövde arasındaki radyal boşluk azaldığı takdirde pompa verimlerinde artış görülmektedir fakat radyal boşluğun azalması sonucu çarkta yapısal sıkıntılar oluşabilmektedir.



Şekil 1.5 : Eksenel boşluğun verime etkisi [1]

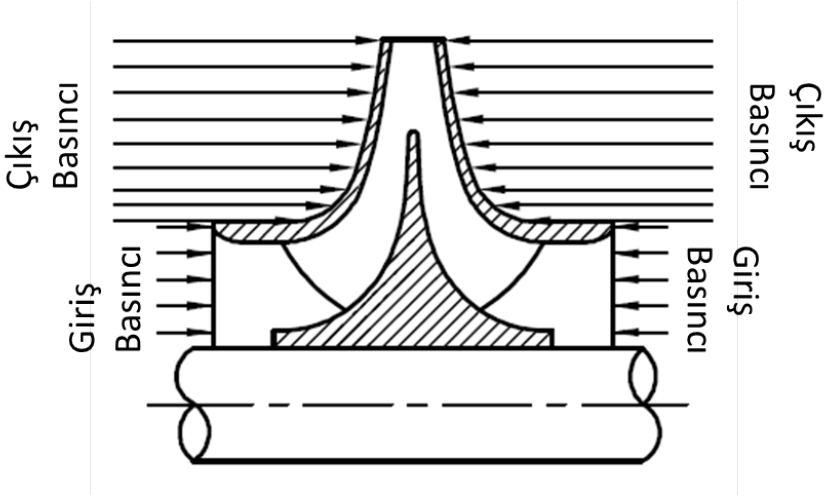
Dil bölgesinden çark kanadının her geçişinde (kanat geçiş frekansı) ani hidrolik etkiler oluşmaktadır. Bu durumun neticesinde basınç çalkantıları ve/veya rotor grubunda titreşim görülebilmektedir. Kanat geçişindeki bu titreşimler sonucu şu şekilde sıkıntılar oluşabilmektedir [4]:

- Çark yanaklarında kırılma en çok rastlanan sıkıntıdır.
- Tek emişli pompalarda çark bağlantı somunun veya salmastra yatağı saplamalarının boşlaması,
- Basınç çalkantıları sonucu salmastra sulama hattında veya soğutma suyu hattındaki bozulmalar,
- Genellikle çift emişli pompalarda mil kırılması,
- Yüksek basınç çalkantılarının kontrol sistemini bozması,
- Mekanik salmastra arızası,

bu vb. problemler imalatçı açısından pompa güvenilirliğini işletmeci açısından sistem sürekliliğini doğrudan etkiyen etkenlerdir.

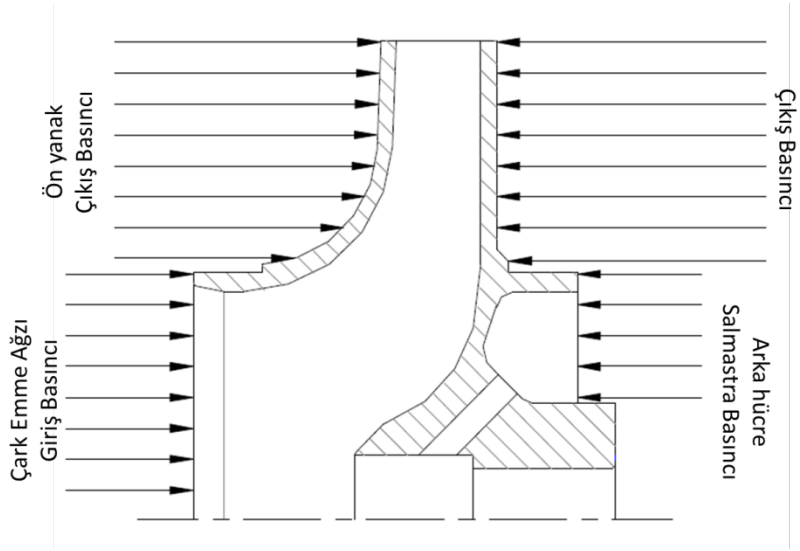
1.2.1.2 Eksenel kuvvetler

Santrifüj pompalarda eksenel kuvvetler eksenel yöndeki (mil ekseni) basınç farklılıklarından oluşmaktadır. Çift emişli pompalarda çark tasarımı gereği basınçlar karşılıklı olarak birbirini dengelemektedir (**Şekil 1.6**). Fakat özellikle tek kademeli uçtan emişli pompalarda eksenel kuvvetlerin oluşması kaçınılmazdır.



Şekil 1.6 :Çift emişli bir çarkta kuvvetler dengesi

Uçtan emişli çarklarda çark girişinde mutlak bir giriş basıncı etkisindedir. Bu basınç doğrudan çark mil göbeği alanına etki etmektedir. Giriş basıncın atmosfer basıncından büyük ise kuvvetin yönü çark arkasına doğru, küçük ise çarkın emme ağzına doğrudur. Çarkın ön kısmı giriş basıncı etkisinde iken çark yanakları çıkış basıncının etkisi altında olduğundan dolayı doğal olarak çark üzerinde dengelenmeyen kuvvetler oluşmaktadır.



Şekil 1.7 :Uçtan emişli bir çarkta kuvvetler dengesi

Bu kuvvetleri dengelemek için çeşitli önlemler alınabilir. Çark arka yanağına dengeleme kanatçıkları koyarak çark arka kısmındaki basınçlar düşürülebilir, çark dengeleme deliği açılarak çark arka hücresindeki basınçları çark giriş basınçları seviyesine düşürmek hedeflenebilir. Bu tür çarklarda eksenel kuvvetler bütün çalışma alanı için denge altına alınamaz. En verimli çalışma noktasına göre hesaplama yapılır ve kuvvetler minimize edilir. Bunun haricindeki çalışma bölgelerinde oluşacak kuvvetler ise eksenel yöndeki kuvvetleri taşıyabilen rulmanlar ile karşılanır. Uçtan emişli çarklarda kuvvetleri dengelemek için çarktaki kuvvetler 4 madde altında toplanabilir. Çark ön ve arka yanaklarındaki basınç farklılığı, çark giriş basıncına bağlı olarak çark mil göbeğindeki basınç, çark arka hücresinde oluşan basınç ve akışkanın eksenel yönde çarka girip radyal yönde çıkması sebebiyle momentumun değişmesi sonucu oluşan kuvvetler olarak ayrı ayrı inceleme yapılabilir. Bu sayede kuvvetlerin baskın olduğu kısımlar için ayrı ayrı önlemler alınabilir.

Özellikle eksenel kuvvetin çok fazla oluştuğu kademeli pompalarda kuvvetleri dengelemek oldukça problemlidir. Bu nedenle bu tip pompalarda ufak modifikasyonlar yerine mekanik olarak tasarım değişikliğine gidilebilmektedir. Kuvvetin büyüklüğüne göre konum alan dengeleme diski uygulaması veya çift emişli pompalardaki mantıkla tasarlanan karşı çark uygulaması mekanik değişikliğe örnek olarak gösterilebilir. Ancak bu değişikliklerin de uygulamada sıkıntıları oluşabilmektedir.

2. AKIŞ HACMİNİN VE AĞ TABAKASININ OLUŞTURULMASI VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Santrifüj pompaların HAD ile incelemek için hazırlanacak modelde bazı aşamalar vardır. Analiz yapabilmek amacıyla tasarım değerleri üzerinden 3 boyutlu katı model oluşturulmalıdır. Katı modellemesini sadece akışa temas eden parçalar üzerinden yapmak yeterlidir. Hidrolik alan dışında kalan mekanik parçalar için modelleme ihtiyacı yoktur. Katı modeli oluşturulan parçaların yüzey temizliği kontrol edildikten sonra sayısal ağlarla örmek amacıyla gerekli formata dönüştürülür.

2.1 Akış Hacminin Oluşturulması

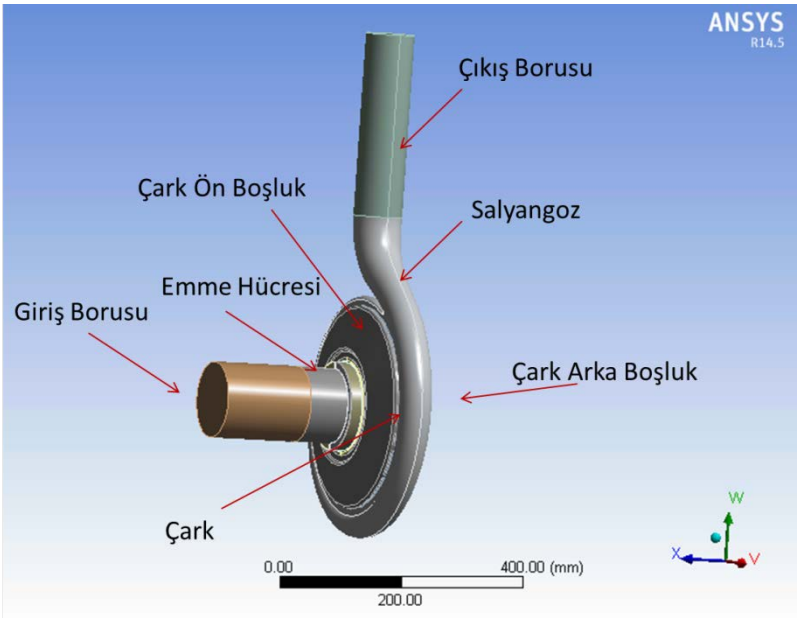
Bu tez kapsamında Standart Pompa ve Makine San. Tic. AŞ'den tedarik edilen SCP 80-315 tipi uçtan emişli tek kademeli, kapalı çarklı pompanın incelemesi yapılacaktır.

Pompanın tasarım değerleri 1480d/dak.'da 135m^3/h debiye karşılık 37,5m basma yüksekliğidir. Bu değerlere göre pompanın özgül hızı n_s=18,9 çıkmaktadır.

Akışkanla temas halinde olan bütün parçaların katı modelleri oluşturulmuştur. Pompa modeline bire bir uygun olması amacıyla pompa emme flanşındaki dil, pompanın ön ve arka kısımlarındaki aşınma halkaları ve dengeleme delikleri de bire bir boyutlarda modellenmiştir. Ayrıca çark arka hücresindeki basınçların ve kaçak debilerin doğru bir şekilde belirlenebilmesi amacıyla çark – gövde arasındaki boşluk orijinal haliyle modellenmiştir. Bütün parçaların su hacimleri analiz yapılacağından dolayı doğrudan su hacimleri modellenmiştir.

Düzgün bir sayısal ağ oluşturabilmek amacıyla hazırlanan modelde boşlukların, gereksiz keskin hatların ve fazladan çizgilerin olmaması için modellemenin temiz yapılmaya dikkat edilmiştir. Analizlerde giriş ve çıkışlarda akış profillerinin düzgün olması amacıyla pompa giriş ve çıkışına giriş borusu ve çıkış borusu adı altında ek hacimler yerleştirilmiştir. Ayrı ayrı inceleyebilmek amacıyla parçaların her biri ayrı ayrı modellenmiştir. Temelde giriş ve çıkış borusu, salyangoz, çark, çark ön ve arka boşluğundaki su hacimleri ayrı ayrı isimlendirilmiştir. Bunların dışında aşınma

halkaları, çark arka hücresi gibi ufak kısımlar da yine aynı şekilde ayrı ayrı modellenmiştir.



Şekil 2.1 : Su hacmi

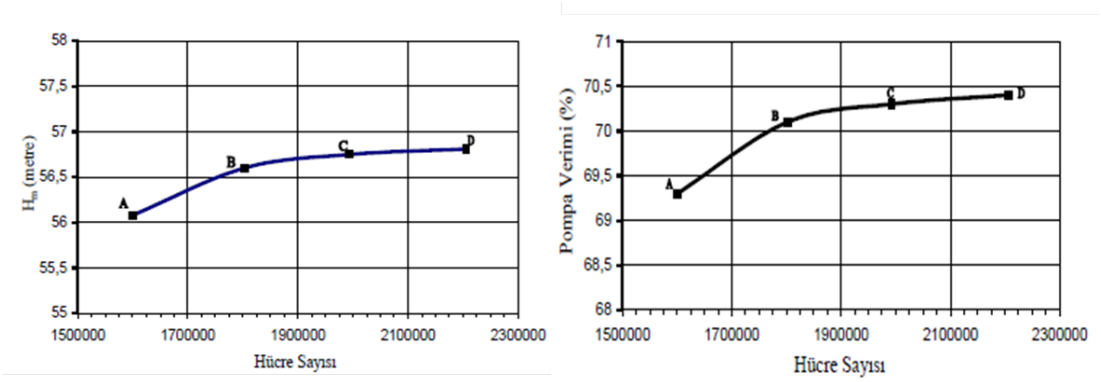
Tamamlanan geometri sayısal çözüm öncesi ağ tabakası örmek amacıyla ANSYS Mesh platformuna alınmıştır. Burada sayısal ağ tabakası örülecek ve bütün parçalar ayrı ayrı olarak isimlendirilecektir.

2.2 Ağ Tabakasının Oluşturulması

SolidWorks ile oluşturulan akış hacimleri ANSYS Workbench içerisine alınarak sayısal ağ öncesi temiz olmayan yüzeylerin ya da küçük yüzeylerin onarılması işlemi gerçekleştirilmiştir. Daha sonra ANSYS Mesh platformuna alınan geometri küçük hücrelere bölünecektir. Sayısal çözümün güvenilirliği açısından hücre sayısının fazla olması gerekmektedir. Fakat hücre sayısının fazla olması çözüm zamanını uzatacağından optimum hücre sayısı elde edilmelidir. **Şekil 2.2**'den görüldüğü gibi C ve D noktalarında eğrilerin yataylaştığı görülmektedir. Ancak geometride olabilecek farklar sebebiyle doğrudan referans olarak alınmamalıdır.

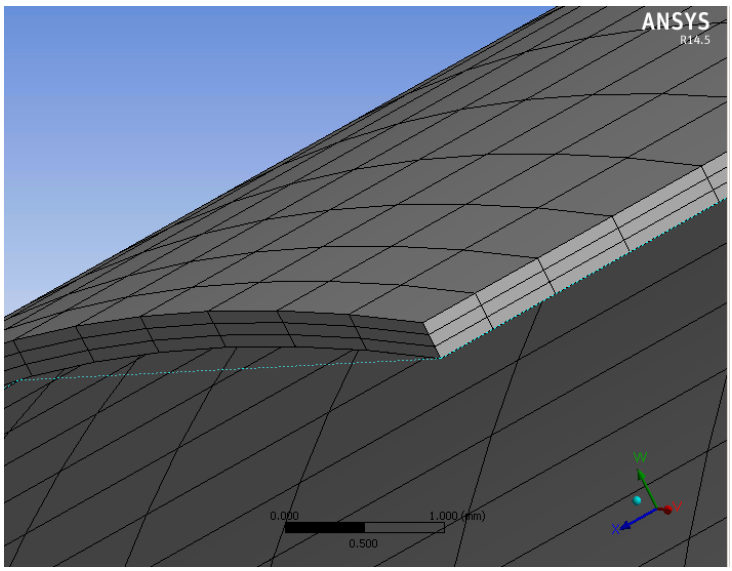
Bu çalışmada hazırlanan model gerçeğine bire bir uygun yapıldığından dolayı aşınma boşlukları da modellenmiştir. Aşınma boşlukları toplam hacim içerisinde çok küçük parçalar olmasından dolayı sayısal ağ bu bölgeler düşünülerek hazırlanmalıdır. Aşınma halkası su hacmi kalınlığı yaklaşık olarak 0,25mm olması sebebiyle toplam hacim için sayısal ağ örmeyi bir hayli zorlaştırmaktadır. Bu bölgeleri düzgün bir

sayısal ağ ile geçebilmek amacıyla komple hacme otomatik sayısal ağ atmak yerine parçaların her birine ayrı ayrı ağ örülmelidir.



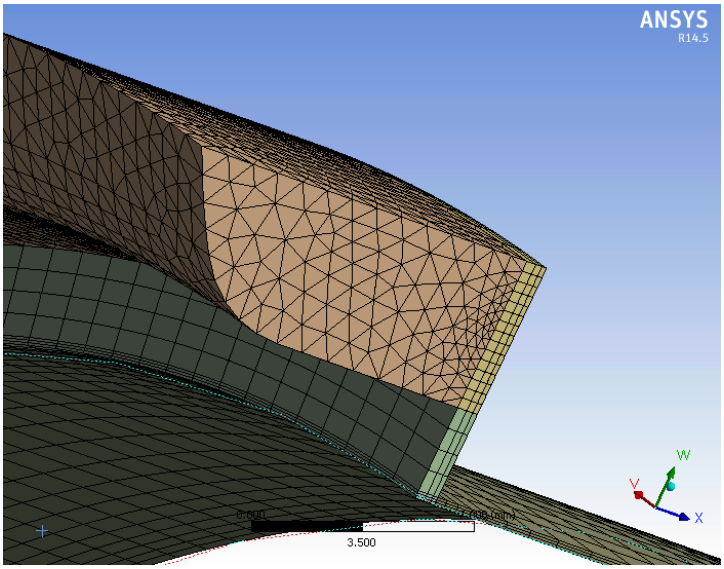
Şekil 2.2 :Hücre sayısı ile performans arasındaki ilişki [9]

Sonuçların doğru olabilmesi için aşınma halkası su hacimlerinin en az 3 elemanla geçilmesi gerekmektedir (**Şekil 2.3**). Bu sebeple ağ örmeye bu bölgelerden başlanmıştır. Kare ağlar ile düzgün bir kaplama yapıldıktan sonra temas eden hacimler arasında ağ geçişleri yapılmalıdır. Her bir temas yüzeyi diğeri ile aynı ağa sahip olmalıdır.



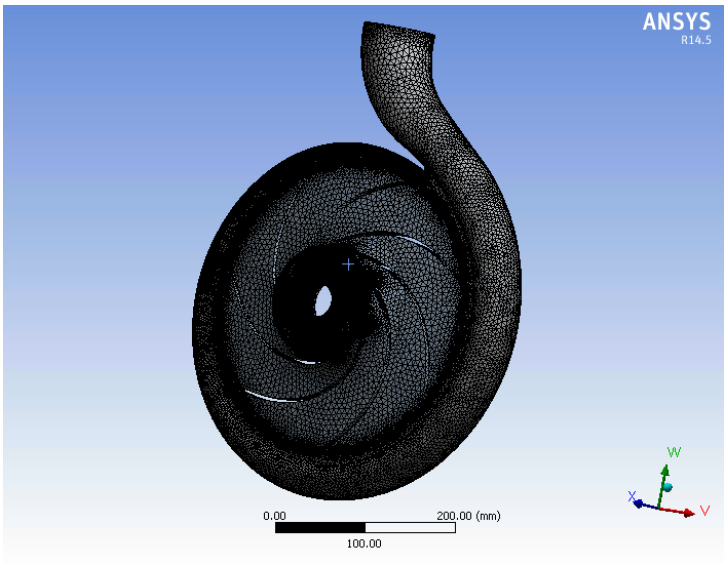
Şekil 2.3 :Aşınma halkası su hacminin ağı

Küçük ve düzgün geometrilerin olduğu parçalar kare ağlar ile temiz bir şekilde örülebilmiştir. Fakat pompa geometrisi gereği bütün geometrinin kare ağlar ile örülmesi oldukça zor bir işlem olacağından üçgen ağlara geçmek gerekecektir. Fakat geçişlerde temas yüzeylerinin aynı olması sebebiyle ağ kalitesinin de düşmemesi için belirli bir eleman sayısına ulaşılmalıdır. Bütün bu sebepler toplam hücre sayısında artışa sebep olmaktadır.



Şekil 2.4 : Kare – üçgen ağ geçişi

Şekil 2.2'de yaklaşık 2000000 elamanın çözüm için yeterli olacağı görülmektedir fakat geometrideki ayrıntılar sebebiyle 2000000 elemanla yeterli ağ kalitesi sağlanamamıştır. Temas yüzeylerinde sıklaşan bir ağ ve küçük parçalar sebebiyle toplam eleman sayısı 5560000 mertebelerinde olmuştur. Bu kadar eleman sayısı analizlerin yavaş çözülmesine sebep olacaktır fakat ayrıntılı bir inceleme için doğru sonuçlar verecektir.



Şekil 2.5 :Çark ve salyangoz ağları

2.3 Çözüm Yöntemi

Pompada akış alanlı çözümünde kütlenin korunumu ve momentumun korunumu denklemleri göz önünde bulundurulmuştur. Bu denklemler çözülürken sıkıştırılamaz

akışkan kabulü ve sabit sıcaklık kabulü yapılmıştır. Sabit sıcaklık kabulü yapıldığından enerji denklemleri çözülmemiştir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.\left(\rho\,\vec{V}\right) = 0 \qquad \textbf{(2.1)}$$

Çözümleme 3 boyutlu yapılacak ve sıkıştırılamaz akış olması dolayısı ile denklem:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \qquad \textbf{(2.2)}$$

Momentum denklemi 3 boyutlu olarak ifade edildiğinde [10]:

$$\frac{\partial\left(\rho\,\vec{V}\right)}{\partial x} + \vec{\nabla}.\left(\rho\,\vec{V}\vec{V}\right) = \vec{\nabla}.\sigma_{ij} + \rho\,\vec{g} \qquad \textbf{(2.3)}$$

Denklem tekrar düzenlendiğinde:

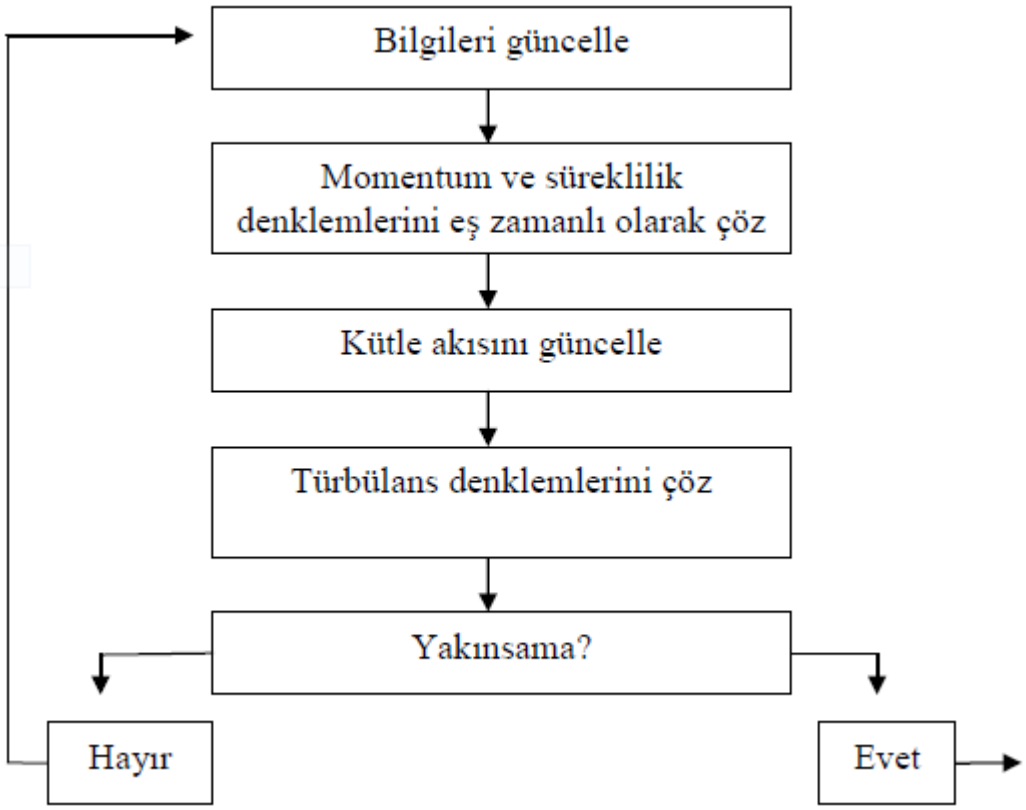
$$\rho\frac{D\vec{V}}{Dt} = \vec{\nabla}.\sigma_{ij} + \rho\,\vec{g} \qquad \textbf{(2.4)}$$

Bu denklemler temel alınarak çözümlemeler yapılmaktadır. Ayrıca bu denklemlerle birlikte belirlenen türbülans modelleri de uygulanarak sayısal çözümleme yapılmaktadır. Türbülanslı akışlar modellemek için Spalart-Allmaras, k-ω, k-Ɛ modelleri kullanılabilir. Spalart-Allmaras ve k-ω modellerinde duvara yakın bölgelerde sayısal ağın çok olması gerektiğinden dolayı bilgisayar kaynaklarını daha ağır bir şekilde kullanmaktadır [11]. Dolayısıyla bu çalışma kapsamında k-Ɛtürbülans modeli kullanılmıştır.

Temel olarak yukarıda belirtilen denklemler, Fluent programında sonlu elemanlar yöntemi ile ayrıklaştırılarak çözümlenmektedir. Yöntemin çalışma mantığı şu şekildedir:

- Akış hacminin sayısal ağlarla örülerek küçük kontrol hacimlerine ayrılması
- Her bir kontrol hacminde korunum denklemlerinin basınç ve hız bileşenleri için çözümü
- Denklemlerin doğrusallaştırılması ve bağımlı değişkenlerin yeni denklemleri belirlemek amacıyla çözümü

Basınca dayalı birleşik algoritma ile denklemlerin çözümünde süreklilik denklemi sınırları altında oluşan basınç denklemleri çözülerek hız alanları elde edilir. Süreklilik ve momentum denklerimden türetilen basınç denklemi kütlenin korunumunu sağlayacak şekilde çözülür.



Şekil 2.6 : Fluent çalışma algoritması [11]

3. POMPA PERFORMANSININ BELİRLENMESİ

Bu aşamada deney ile belirlenen pompa performansı FLUENT ile elde edilen değerler ile karşılaştırılacaktır. Bir santrifüj pompanın performansı belirli bir debiye karşılık basma yüksekliği, güç ve ENPY değerlerinin tespiti ile belirlenir. Debi, basma yüksekliği, güç değerlerini belirledikten sonra pompanın debiye karşılık verim değerleri hesaplanır.

3.1 Pompa Performansının Deney İle Belirlenmesi

3.1.1 Deneyde kullanılan ekipmanlar

Deneyi yapılacak pompa uçtan emişli tek kademeli olarak tabir edilen norm pompalardandır. SCP 80-3135 olarak tanımlanan pompa Standart Pompa ve Makine San. Tic. AŞ'den tedarik edilmiştir. Santrifüj pompaların performansını belirlemek amacıyla temelde debimetre, basınç transmiteri ve güç analizörü yeterlidir. Elde edilen sonuçların güvenirliği açısından kullanılan ekipmanların hassasiyeti de ayrıca önem arz etmektedir.

Pompa giriş basıncını ölçmek amacıyla Keller marka 0-3barA'lık PAA33X %0,05 hassasiyetteki modeli, çıkış basıncını ölçmek amacıyla yine Keller marka 0-10bar'lık PR33X %0,05 hassasiyetteki modeli (**Şekil 3.1**) kullanılmıştır. Yine hassas ölçüm amacıylaKrohne'nin DN125'lik hassas manyetik debimetresi kullanılmıştır. Klemsan'ın %0,2 hassasiyetteki 55kW'lık güç analizörleri kullanılarak pompanın çektiği güçler ölçülmüştür. Tahrik elemanı olarak kullanılan IE2 sınıfındaki WAT markalı Q2E 180L4B modeli elektrik motorunun etiket değerleri şu şekildedir:

Çizelge 1 : Motor etiket değerleri

Motor Etiket Değerleri								
Üretici	WAT		Güç	22	kW	Voltaj	380	V
Tip	Q2E 180L4B		N	1465	rpm	I	44,5	A
Frekans	50	Hz	η_m	91,6	%	cos Φ:	0,82	

Motorun yüklenme durumuna göre devir sayısı değiştiğinden pompa performansını belirlerken aynı zamanda devir sayısı ölçümü de yapılmıştır. Devir sayısı İnfotek'in lazerli ölçüm yapan UT372 modeli takometre ile yapılmıştır. Giriş basınçları mutlak

olarak ölçüldüğünden aynı zamanda ortam basıncı değerlerine de ihtiyaç olduğundan dolayı ortam basıncı ölçümü Delta OHM HD 2001.1 modeli ile yapılmıştır. Ayrıca bütün ekipmanlar dijital veri taşımaya uygun olarak seçilmiştir.



Şekil 3.1 : Basınç transmiteri

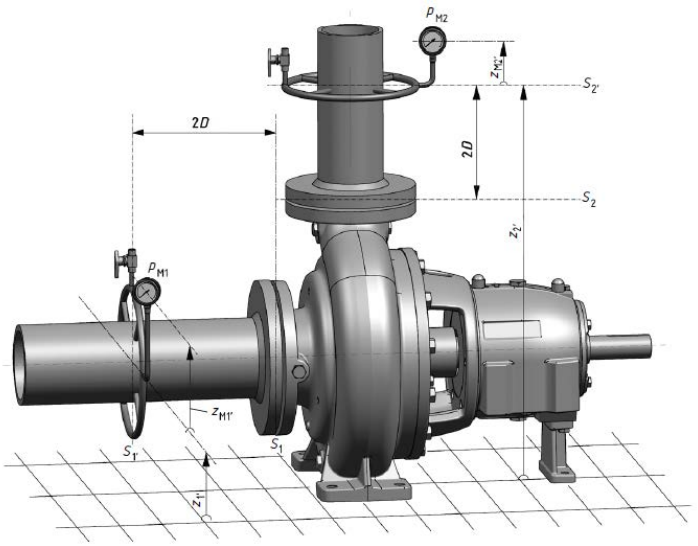
3.1.2 Pompa performans deneyinin gerçekleştirilmesi

Pompa performans deneyleri Bernoulli denklemleri referans alınarak yapılır.

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \times g} + \frac{V^2}{2g} + \Delta z \qquad \textbf{(3.1)}$$

Pompanın basma yüksekliği denklemde de görüldüğü gibi temelde basınç enerjisi, kinetik enerji ve yükselti (potansiyel) enerjisinden oluşmaktadır. Pompanın giriş ve çıkışında bulunan ölçüm boruları üzerinden ölçülen statik basınçların farkından basınç enerjisi, kinetik enerji ölçüm yapılan boruların çap farkından, yükselti enerjisi ise ölçüm noktaları arasındaki farktan gelmektedir.

Deneyler sırasında basınç ölçümlerinin alındığı bölgelerdeki akışın çark etkisinden uzaklaşması ve verilerin doğru bir şekilde okunması amacıyla basınç ölçümleri için kullanılan basınç prizlerinin konumları ve şekilleri ISO 9906'da anlatılmıştır.**Şekil 3.2**'de görüldüğü gibi boru cidarlarındaki basınçların farklı olması ihtimaline karşılık basınçlar borunun çevresi etrafından alınmıştır. Ölçüm noktalarının flanşlardan belli bir mesafede olması ve basınçların çevresel alınması ile ölçümlerin doğru bir şekilde yapılması hedeflenmiştir.



Şekil 3.2 : Basınç ölçüm noktaları [6]

Deneyler özel olarak geliştirilen SCADA yazılım sistemi ile yapılmıştır. Pompa performansını belirleyebilmek amacıyla gerekli bütün değerler (debi, basınç, güç, devir sayısı, ortam basıncı ve sıcaklığı) anlık olarak sisteme alınmaktadır. Pompa kapalı vanada çalıştırıldıktan sonra hedef debiye gelene kadar vana debi ayar vanası ile ayarı yapılır. Hedeflenen debi değerine gelindiğinde eğer belirli bir çalkantı limiti içerisinde ise veriler toplanmaya başlar. Bu limitler yine ISO 9906 da belirtilmiştir.

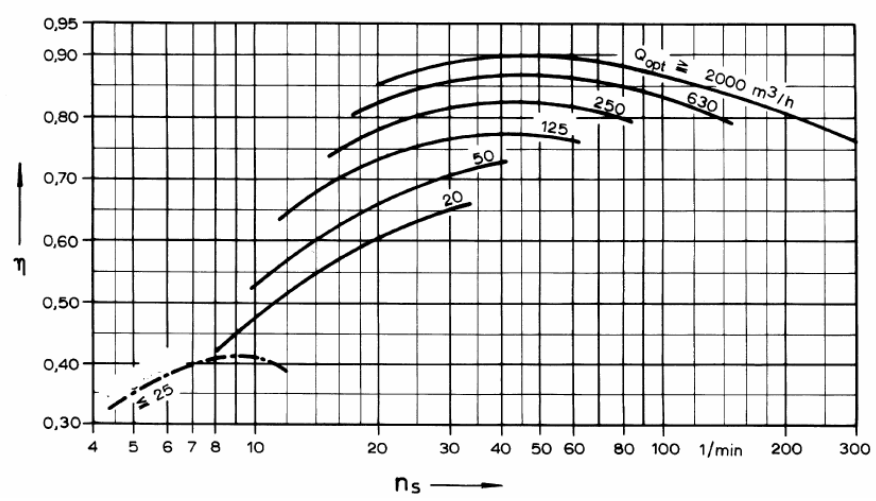
Çizelge 2 : İzin verilen çalkantı değerleri [6]

İzin Verilen En Yüksek Çalkantı Değerleri			
Ölçülen Değer	Klas 1	Klas 2	Klas 3
	%	%	%
Debi	±2	±3	±6
Basma Yüksekliği	±3	±4	±10
Çıkış Basıncı	±2	±3	±6
Giriş Basıncı	±2	±3	±6
Güç	±2	±3	±6
Devir Sayısı	±0,5	±1	±2
Sıcaklık	0,3 °C	0,3 °C	0,3 °C

Deneyler Klas1 çalkantı limitleri çerçevesinde yapılmış olup yine bu aralıkta kalınarak pompa performansını belirlemek için gerekli her parametreden ayrı ayrı 121 veri anlık olarak toplanmıştır. Daha sonra toplanan verilerin ortalaması alınıp bir sonraki hedef debiye geçilmiştir. Geliştirilen SCADA yazılımı ile deneylerde insan hatası ortadan kaldırılmış olup deney sonuçları için yüksek güvenilirlik hedeflenmiş ve sağlanmıştır. Pompa performansı deney sonuçları **EK A** da bulunmaktadır. Deney sonucunda pompanın özgül hızı

$$n_s = N \times \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 1480 \times \frac{\sqrt{135}}{37{,}5^{3/4}} = 18{,}9 \qquad \textbf{(3.2)}$$

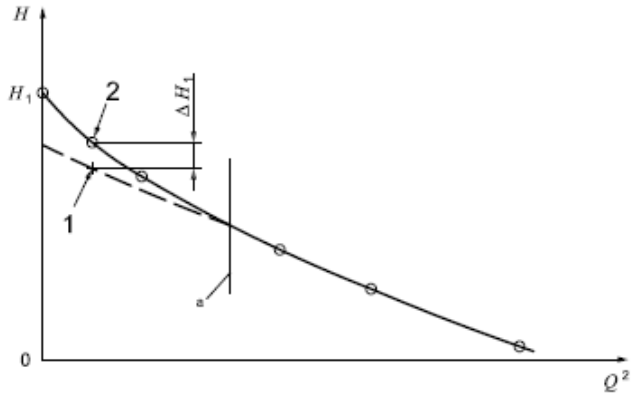
olarak bulunmuştur.



Şekil 3.3 : Pompa özgül hızına göre yaklaşık pompa verimleri [8]

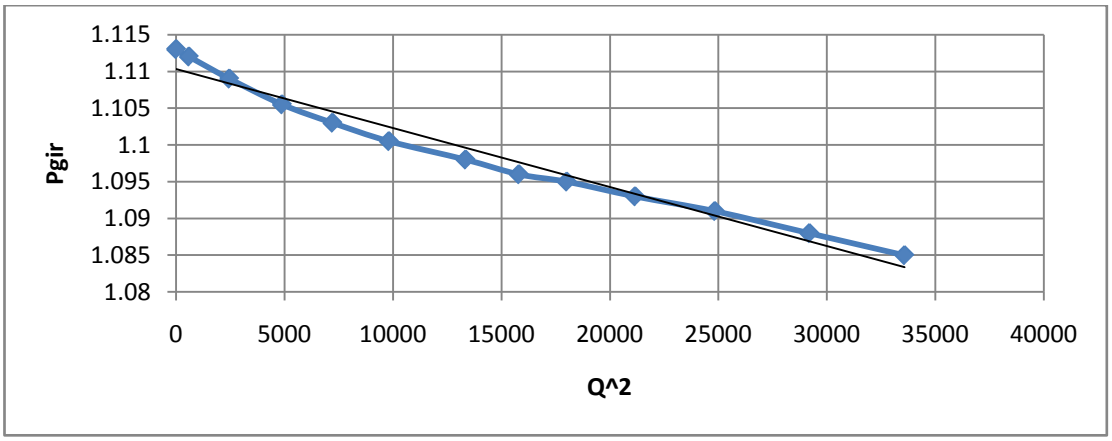
Şekil 3.3'den pompa özgül hız ve debiye bağlı olarak ulaşabileceği yaklaşık verimler gösterilmiştir. Deneyi yapılan pompanın en verimli noktaları 135m^3/h debi ve 37,5m basma yüksekliği çıkmıştır. Bu değerler doğrultusunda 1480d/dak. için özgül hız 18,9 olarak hesaplanmış olup tablodan da bu değerler için yaklaşık olarak %75 hedef verim belirlenmiştir. Deneyler sonucunda %73,6 verime ulaşılmıştır. Yüzey pürüzlülükleri ve eksenel boşluklar göz önünde bulundurulduğunda hedefe yakın bir değer bulunduğu görülmektedir.

Her ne kadar ölçüm borularının konumları ve şekilleri itibarıyla çark etkisinin önüne geçilmek hedeflenmişse de giriş basıncının çark etkisi sonucu ön dönmelere maruz kalıp kalmadığının kontrolü yapılmalıdır. Her ne kadar basınçlar boru çeperleri etrafından alınıp, ölçüm noktası da 2D boru çapı mesafede olsa da giriş basınçları çark etkisi altında kalabilmektedir. Kontrol için **Şekil 3.4** referans olarak kullanılabilir. Şekilde 2 numaralı eğri ölçümler sonucunda oluşurken gerçek eğrinin 1 numaralı eğri gibi doğrusal olması gerekmektedir. Eğri düzeltilerek aradaki basınç farkları giriş basıncına eklenmelidir.



Şekil 3.4 :Ön dönmenin düzeltilmesi [6]

Eğer giriş basınçları ile debinin karesi doğrusal bir üzerinde kalmazsa giriş basınçları ön dönmenin etkisi altındadır denebilir. Bu durumda giriş basınçları doğrusallığı sağlamak için düzeltilebilir. SCP 80-315 pompa için yapılan deney sonucunda ise grafik şu şekildedir:



Şekil 3.5 :SCP 80-315 giriş basınçları kontrolü

Pompa performans deneyleri sonucunda giriş basınçları kontrolü yapılmış ve sonucunda giriş basınçlarında herhangi bir düzeltmeye gerek duyulmamıştır.

3.2 Pompa Performansının HAD İle Belirlenmesi

Çalışmanın bu bölümünde Fluent içerisinde çözümleme ayarları yapılacak, sınır koşulları verilip belirli bir yakınsamaya erişene kadar çözümleme yapılacaktır.

3.2.1 Sınır koşulları

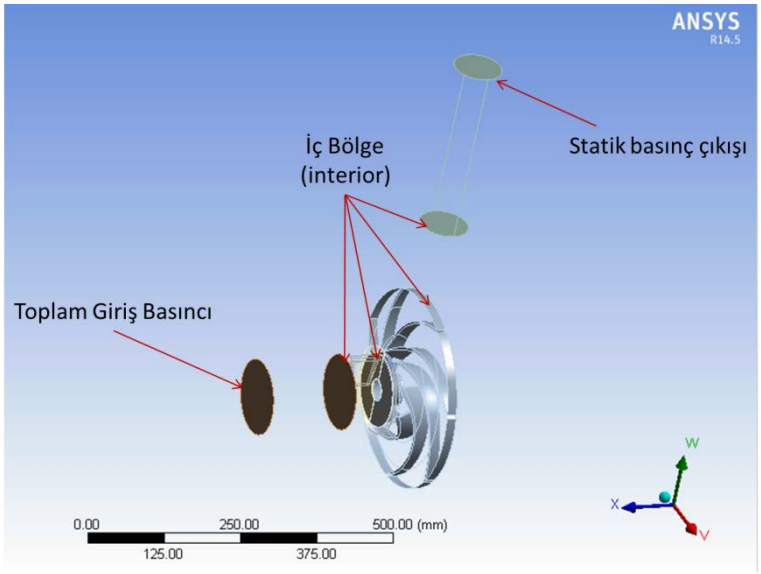
Pompa girişinde hidrolik çap giriş borusu çapı olan 125mm verilmiş ve türbülans yoğunluğu %5 seçilmiştir. Pompa çıkışından uzatılan pompa çıkış borusuna ise yine

boru çapı kadar (80mm) hidrolik çap belirtilip ve %5 türbülans yoğunluğu tanımlanmıştır.

Akışkan olarak suyun yoğunluğu 998,2 kg/m^3 olarak tanımlanmış olup yer çekimi etkisi de analizde tanımlanmıştır. Dönen parçalar üzerinde dönen referans sistemi (moving referance frame) tanımlaması yapılarak bu parçalara 1480 d/dak. dönme hızı tanımlanmıştır. Çark haricindeki dönmeyen parçaların hepsi sabit (stationary) kabul edilmiştir ve çark koordinat sisteminin merkezi alınmıştır. Çark ön-arka yanakları, kanatlar, salyangoz vb. bütün katı parçalara kaymama sınır koşulu tanımlanmış olup bu şekilde akışkanın katı yüzeye göre bağıl hızının sıfır olduğu belirtilmiştir.

Çarkın katı kısmı (su hacmi harici) dışındaki bütün katı sınırları sabit olarak tanımlanmıştır. Bütün yüzeylerde ortalama pürüzlülük 0,03mm olarak alınmıştır.

Birbirleri arasında geçiş yapan su hacmi yüzeyleri iç bölge (interior) olarak belirlenmiş olup bu şekilde akışkanın bütün özellikleri değişmeden diğer yüzeye aktarılmaktadır.



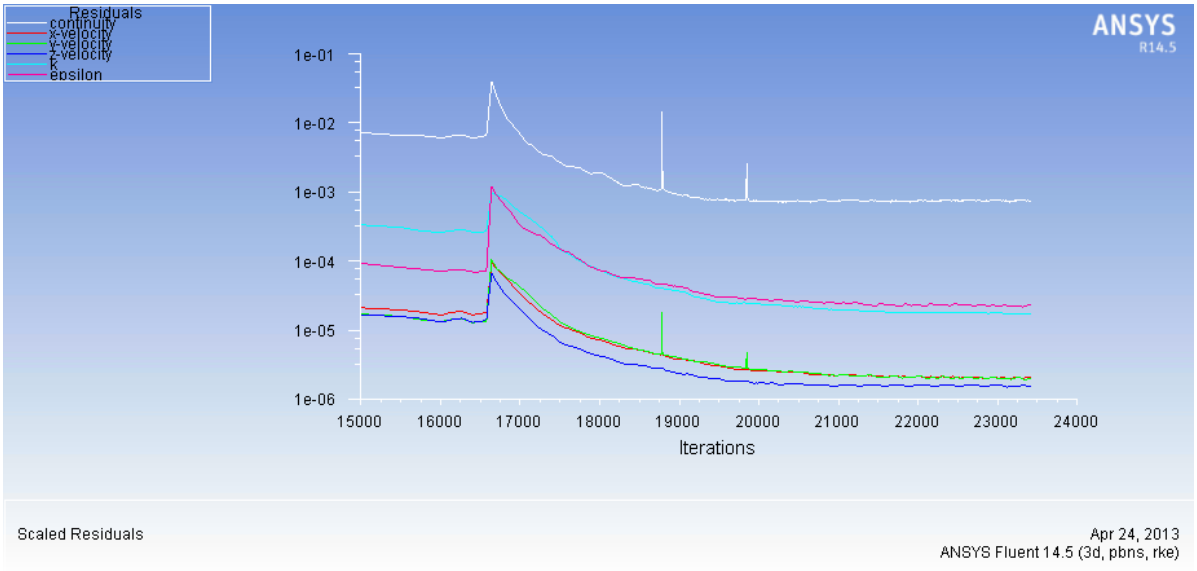
Şekil 3.6 :Sınır koşullarının uygulanması

Analizler sonucunda eksenel ve radyal kuvvetlerin hesaplanması da yapılacağından giriş koşullarının aynı olması gerekmektedir. Eksenel kuvvete maruz kalan yüzeylerin karşılıklı alanları birbirine eşit olmadığından dolayı koşulların eşit olması sebebiyle pompa giriş basınçlarının aynı olması gerekmektedir. Bu nedenle çalışma koşulları olarak pompa girişine 1m toplam basınç tanımlanmıştır. Pompa çıkışına ise yaklaşık hedef debiler belirlenerek statik basınç tanımlaması yapılmıştır. Pompanın deneysel sonuçlarına göre toplam basma yüksekliği üzerinden toplam (statik +

dinamik) giriş basınçları ve pompa çıkışındaki dinamik basınçları çıkartıldığında hedef debideki tahmini statik basınçlar belirlenebilmektedir.

3.2.2 Analiz sonuçlarının değerlendirilmesi

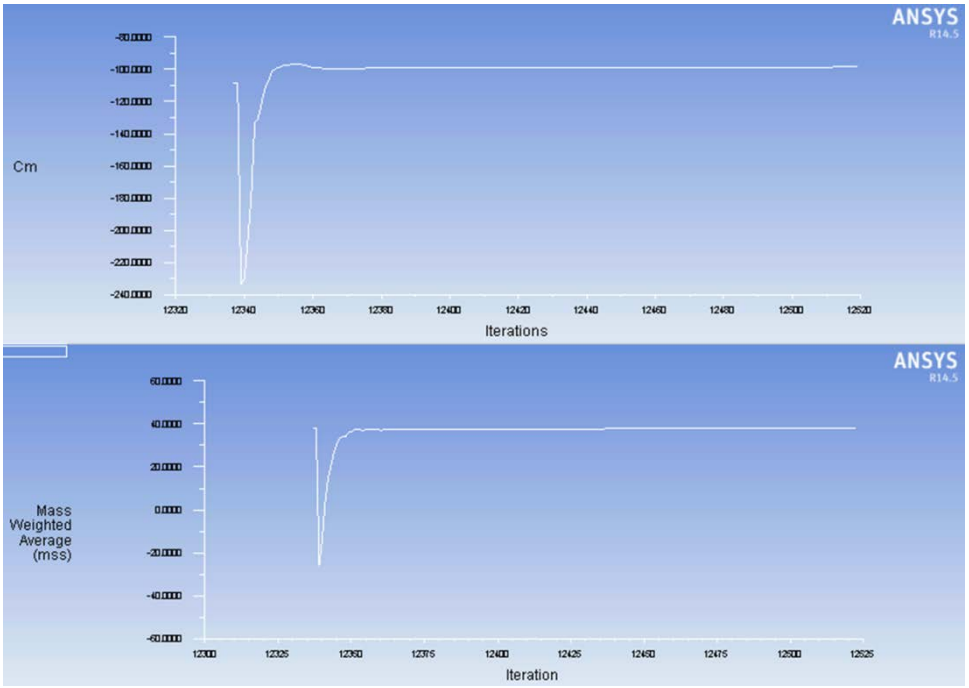
Süreklilik, momentum ve türbülans denklemlerinin hata olarak tabir edilen kalıntı teriminin yapılan iterasyonlar sonucu belirli mertebelere gelmesi beklenir. Hataların belirli mertebelere inmesi ve bu noktadan sonra değişimlerin istikrarlı hale gelmesinden sonra analizin yakınsadığı söylenebilir. Yakınsamanın esas olarak hız için en az 10^{-3}, süreklilik için en az 10^{-2}, türbülans değişkenleri k-Ɛ için en az 10^{-4} mertebelerine inmesi beklenir [9].



Şekil 3.7 : Yakınsama kontrolü

Yapılan analizlerde süreklilik 10^{-3} mertebelerine hızlar 10^{-6} mertebelerine, k-Ɛ ise 10^{-5} mertebelerine yakınsamıştır. Yaklaşık olarak 5000 iterasyonda yakınsama gerçekleşmiş ancak yakınsamanın sürekliliğini görmek amacıyla 7000 iterasyon gerçekleştirilmiştir.

Kalıntı terimlerinin yakınsamasının yanı sıra kontrol edilmesi gereken moment, giriş çıkış basınçları veya debinin de istikrarlı bir duruma gelmesi beklenir.



Şekil 3.8 : Moment ve basınç için yakınsama kontrolü

Yakınsama gerçekleştikten sonra pompanın performansını belirlemek amacıyla pompa çıkışından ortalama basınç değerleri, pompa girişindeki ortalama basınç değerlerinden çıkartılarak pompanın basma yüksekliği hesap edilir. Bunun yanı sıra güç hesabı yapabilmek amacıyla dönme ekseni temel alınarak moment değerleri de programdan okunur. Böylece pompaya verilen güç:

$$P_m = \frac{M \times \omega}{1000} \tag{3.3}$$

formülü ile hesaplanır. 1480 d/dak. dönme devri verildiğinden açısal hız:

$$\omega = \frac{N \times \pi}{30} \tag{3.4}$$

Pompanın hidrolik gücünü bulmak için debi, basma yüksekliği, yoğunluk ve yer çekimi ivmesi kullanılır:

$$P_h = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{1000} \tag{3.5}$$

Böylece pompanın hidrolik verimi pompadan alınan gücün (P_h) pompaya verilen güce (P_m) bölünmesiyle elde edilir.

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m} \tag{3.6}$$

Pompa genel verimi pompa genel verimini etkileyen bütün olguların etkisindedir. Hidrolik verimi, kaçak verimi ve mekanik verimi çarpılarak pompa genel verimi bulunabilir. Ancak pompanın modellenmesi bire bir yapıldığından, yani kaçak akışları da modellendiğinden dolayı bu noktada kaçak verimini almaya gerek yoktur.

$$\eta = \eta_h \times \eta_m \tag{3.7}$$

Mekanik verimler Gülich'in tanımladığı mekanik enerji kayıpları formülü hesaplanarak belirlenmiştir.

$$\frac{P_m}{P_{opt}} = 0{,}0045 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0,4} \left(\frac{N_{ref}}{N}\right)^{0,3} \tag{3.8}$$

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P} \tag{3.9}$$

Sonuçta farklı çalışma noktalarında analizler yapılacak ve pompa deney sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

3.2.2.1 $Q/Q_{opt}=1$ için sonuçlar

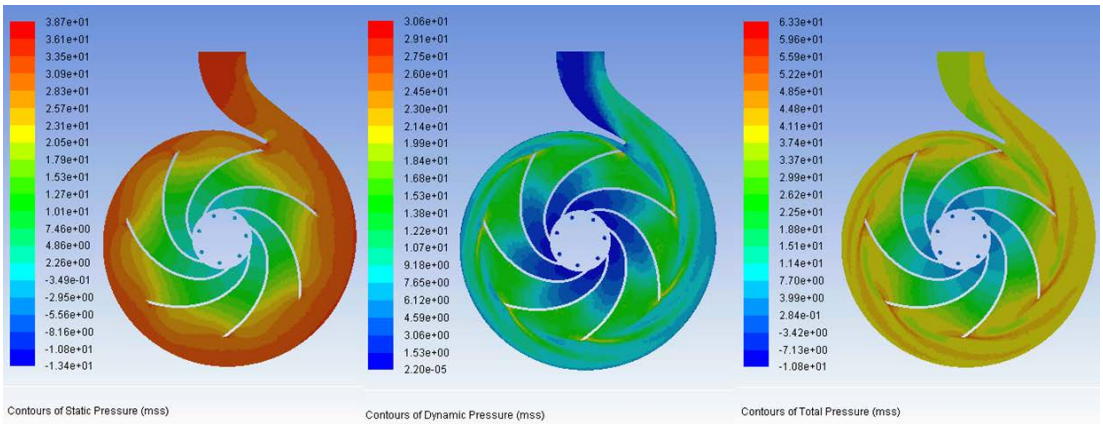
En verimli nokta için yapılan analizlerin sonuçları **Çizelge 3**'dedir. Pompa modellemesi yaparken kaçak akışların olduğu bölgelerde aslına uygun olarak modellendiğinden dolayı, analiz sonuçlarında kaçak verimleri pompa genel verimi hesabında kullanılmamıştır. Kaçak verimleri sadece bilgi amaçlı gösterilmiştir. Ön aşınma halkasının bulunduğu bölgede kaçak debisi 3,2 m3/h çıkmıştır. Ön taraf kaçak debisi çark girişine etki ettiğinden dolayı pompa debisi ile ön kaçak debi toplamı çark giriş debisini vermektedir. Arka aşınma halkası kaçak debisi ile çark giriş debisi toplandığında çark çıkış debisi elde edilmektedir.

Analiz sonuçlarında çarkın basma yüksekliği 41,7m iken pompanın basma yüksekliği 37,2m çıkmıştır. Çark çıkışındaki statik basınçlar 28m civarında iken pompa çıkışında statik basınçlar 35m civarındadır. Çarkta yaklaşık 27,5m statik basınç artışı varken bu değer salyangoz içerisinde 34m mertebelerindedir. Çarktan salyangoza kadar 11m'lik dinamik basınç statik basınca dönüştürülmüştür. Çarkın toplam basıncın statik basınca dönüştürme oranı %66 mertebelerindedir.

Çizelge 3 : Analiz sonuçlarında $Q=Q_{opt}$ için elde edilen değerler

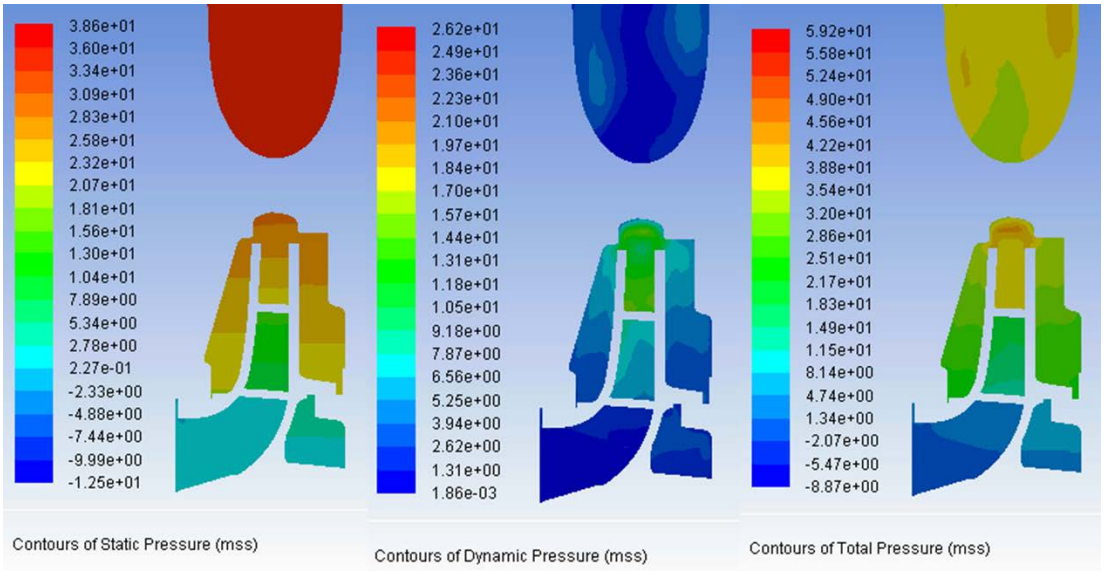
Pompa Debisi [m^3/h]	**128,7**	**Pompa Basma Yüksekliği [m]**		**37,2**
	Pompa Giriş	Çark Giriş	Çark Çıkış	Pompa Çıkış
Statik Basınç [m]	0,55	0,34	27,94	34,80
Dinamik Basınç [m]	0,44	0,66	14,73	3,36
Toplam Basınç [m]	0,99	1,00	42,67	38,16
Çark Basma Yüksekliği [m]	41,7			
Çark Giriş Debisi [m^3/h]	131,9	Arka aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Çıkış Debisi [m^3/h]	135,4	3,5		
Moment [Nm]	108,9			
Mil Gücü [kW]	16,9	Ön aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Hidrolik Gücü [kW]	15,4	3,3		
Pompa Hidrolik Gücü [kW]	13,0			
Çark Hidrolik Verimi [%]	90,9	Toplam kaçak akış verimi [%]		
Pompa Hidrolik Verimi [%]	77,1	95,0		
Mekanik Verim [%]	98,3			
Pompa Genel Verimi [%]	**75,8**			

Radyal kesitteki dinamik basınç dağılımlarına bakılacak olursa, çark içerisinde daralan kesitler nedeniyle artan dinamik basınçlar gövde içerisine girdikten sonra tekrar azalmaya başlamıştır. Statik basınçlar ise çark içerisinde düzgün bir dağılım göstermektedir. Çarkın verdiği enerji ile statik basınçlarda sürekli bir artış görülmektedir.



Şekil 3.9 :$Q/Q_{opt}=1$ için radyal kesitte sırasıyla statik, dinamik ve toplam basınç dağılımları

Meridyenel kesitte basınçlar incelendiğinde çark yanaklarındaki basınçlar çap azaldıkça azalmaktadır. Ancak basınçlar karşılıklı olarak tam dengededir denemez. Bu konu eksenel yükler konu başlığı altında incelenecektir.



Şekil 3.10 :$Q/Q_{opt}=1$ için meridyenel kesitte sırasıyla statik, dinamik ve toplam basınç dağılımları

3.2.2.2 $Q/Q_{opt}>1$ için sonuçlar

Yapılan analizlerde sınır koşulu olarak pompa toplam giriş basıncı 1m verilmesinden dolayı büyük debilere gidildikçe artan dinamik basınçlar neticesiyle çark giriş statik basınçlarında düşüş olmaktadır. Bu nedenle 183 m^3/h debide yapılan analiz sonucunda çark girişindeki statik basınçlar negatif değerlere düşmüştür.

En verimli nokta ve daha büyük debi değerlerinde yapılan analizler sonucunda kaçak verimlerinde farklılıklar göze çarpmasına rağmen kaçak debiler hemen hemen aynı mertebelerde olması dikkat çekmektedir.

Çizelge 4 : Analiz sonuçlarında $Q>Q_{opt}$ ($Q=183 m^3/h$) için elde edilen değerler

Pompa Debisi [m^3/h]	**182,8**	**Pompa Basma Yüksekliği [m]**		**24,8**
	Pompa Giriş	Çark Giriş	Çark Çıkış	Pompa Çıkış
Statik Basınç [m]	0,10	-0,32	25,75	18,22
Dinamik Basınç [m]	0,88	1,27	13,25	7,52
Toplam Basınç [m]	0,98	0,95	39,00	25,74
Çark Basma Yüksekliği [m]	38,0			
Çark Giriş Debisi [m^3/h]	185,9	Arka aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Çıkış Debisi [m^3/h]	189,2	3,3		
Moment [Nm]	137,1			
Mil Gücü [kW]	21,3	Ön aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Hidrolik Gücü [kW]	19,6	3,1		
Pompa Hidrolik Gücü [kW]	12,3			
Çark Hidrolik Verimi [%]	92,1	Toplam kaçak akış verimi [%]		
Pompa Hidrolik Verimi [%]	57,9	96,6		
Mekanik Verim [%]	98,3			
Pompa Genel Verimi [%]	**57,0**			

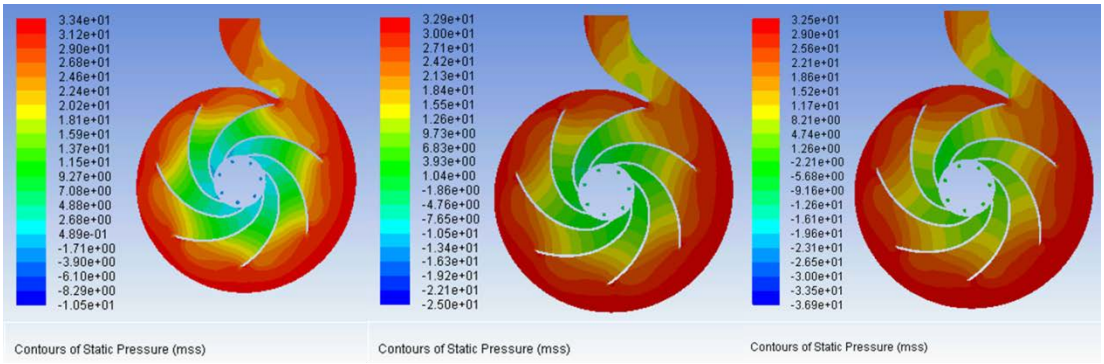
Çizelge 5 : Analiz sonuçlarında $Q>Q_{opt}$ ($Q=167m^3/h$) için elde edilen değerler

Pompa Debisi [m^3/h]	**167,1**	**Pompa Basma Yüksekliği [m]**		**28,4**
	Pompa Giriş	Çark Giriş	Çark Çıkış	Pompa Çıkış
Statik Basınç [m]	0,25	-0,13	26,57	23,10
Dinamik Basınç [m]	0,74	1,07	13,75	6,32
Toplam Basınç [m]	0,98	0,97	40,31	29,42
Çark Basma Yüksekliği [m]	39,3			
Çark Giriş Debisi [m^3/h]	170,2	Arka aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Çıkış Debisi [m^3/h]	173,6	3,4		
Moment [Nm]	129,5			
Mil Gücü [kW]	20,1	Ön aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Hidrolik Gücü [kW]	18,6	3,1		
Pompa Hidrolik Gücü [kW]	12,9			
Çark Hidrolik Verimi [%]	92,5	Toplam kaçak akış verimi [%]		
Pompa Hidrolik Verimi [%]	64,4	96,3		
Mekanik Verim [%]	98,3			
Pompa Genel Verimi [%]	**63,3**			

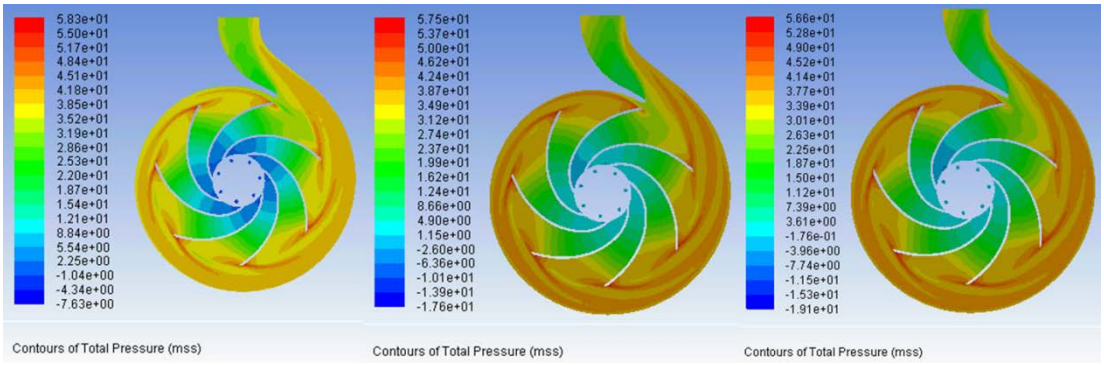
Göze çarpan bir diğer sonuç çark hidrolik veriminin en fazla $167m^3/h$ debi de olmasıdır. Pompa genel verimi bu debide %63,3 olmasına rağmen çark hidrolik verimi %92,5 seviyelerindedir. Pompa veriminin en yüksek olduğu debide çark hidrolik verimi %90,8 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 6 : Analiz sonuçlarında $Q>Q_{opt}$ ($Q=150m^3/h$) için elde edilen değerler

Pompa Debisi [m^3/h]	**149,8**	**Pompa Basma Yüksekliği [m]**		**33,5**
	Pompa Giriş	Çark Giriş	Çark Çıkış	Pompa Çıkış
Statik Basınç [m]	0,40	0,12	27,27	29,75
Dinamik Basınç [m]	0,59	0,87	14,13	4,78
Toplam Basınç [m]	0,99	0,99	41,39	34,53
Çark Basma Yüksekliği [m]	40,4			
Çark Giriş Debisi [m^3/h]	153,0	Arka aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Çıkış Debisi [m^3/h]	156,4	3,4		
Moment [Nm]	120,5			
Mil Gücü [kW]	18,7	Ön aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Hidrolik Gücü [kW]	17,2	3,2		
Pompa Hidrolik Gücü [kW]	13,7			
Çark Hidrolik Verimi [%]	92,1	Toplam kaçak akış verimi [%]		
Pompa Hidrolik Verimi [%]	73,2	95,8		
Mekanik Verim [%]	98,3			
Pompa Genel Verimi [%]	**72,0**			

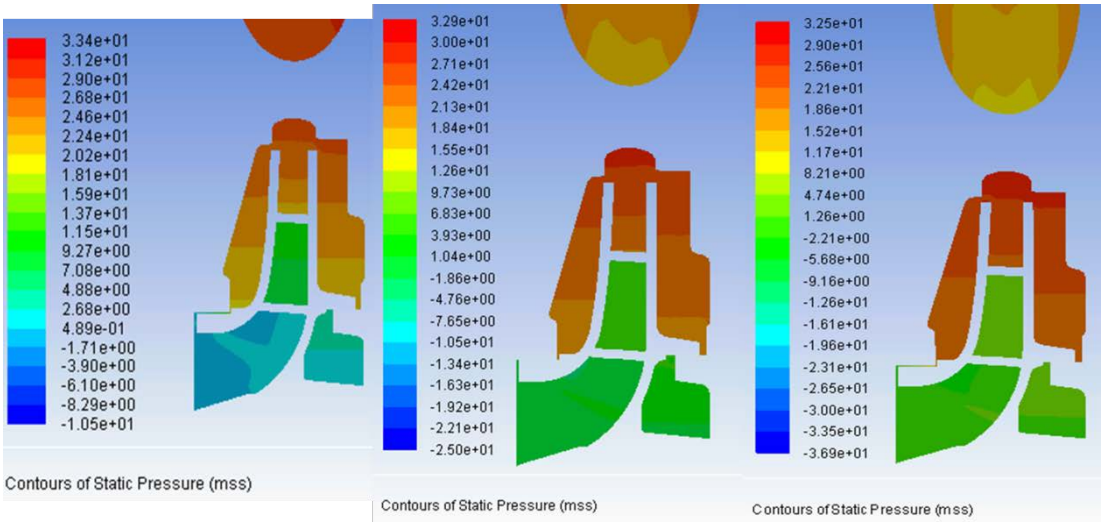


Şekil 3.11 :Sırasıyla Q=150m^3/h, Q=167m^3/h, Q=183m^3/h debiler için radyal kesitte statik basınç dağılımları

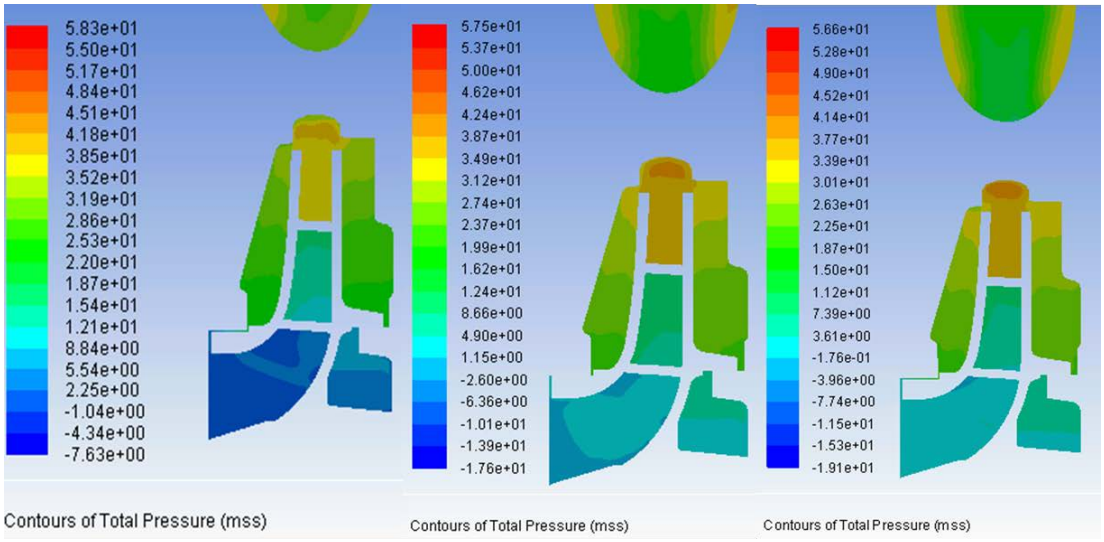


Şekil 3.12 :Sırasıyla Q=150m^3/h, Q=167m^3/h, Q=183m^3/h debiler için radyal kesitte toplam basınç dağılımları

Basınç dağılımları incelendiğinde 150m^3/h debi değerinden sonra basınç dağılımlarında en verimli noktaya göre farklılıklar oluşmaya başladığı gözlenmektedir. Özellikle salyangoz dil bölgesinde büyük debilere gidildikçe dinamik basınçlardaki artış sebebiyle statik basınçlardaki düşüş göze çarpmaktadır.



Şekil 3.13 :Sırasıyla Q=150m^3/h, Q=167m^3/h, Q=183m^3/h debiler için meridyenel kesitte statik basınç dağılımları



Şekil 3.14 :Sırasıyla Q=150m^3/h, Q=167m^3/h, Q=183m^3/h debiler için meridyenel kesitte toplam basınç dağılımları

3.2.2.3 $Q/Q_{opt}<1$ için sonuçlar

Analiz sonuçları ile pompa karakteristik eğrisini daha doğru belirleyebilmek amacıyla birçok çalışma değerinde analizler yapılmıştır. 110 – 90 – 70 ve 50m^3/h debi değerleri de en verimli çalışma değerinden daha küçük değerlerde yapılan analizlerdir. Bu analiz sonuçlarında belli bir debiye kadar basınçlar artmaktadır fakat daha sonra pompa basma yüksekliğinde düşüş gözlenmektedir. Aşağıdaki çizelgelerde bu analiz sonuçları yer almaktadır.

Çizelge 7 : Analiz sonuçlarında $Q<Q_{opt}$ ($Q=110m^3/h$) için elde edilen değerler

Pompa Debisi [m^3/h]	**110,2**	**Pompa Basma Yüksekliği [m]**		**38,7**
	Pompa Giriş	Çark Giriş	Çark Çıkış	Pompa Çıkış
Statik Basınç [m]	0,76	0,59	28,56	37,38
Dinamik Basınç [m]	0,32	0,51	15,20	2,40
Toplam Basınç [m]	1,08	1,10	43,75	39,78
Çark Basma Yüksekliği [m]	42,6			
Çark Giriş Debisi [m^3/h]	113,5	Arka aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Çıkış Debisi [m^3/h]	117,0	3,5		
Moment [Nm]	98,0			
Mil Gücü [kW]	15,2	Ön aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Hidrolik Gücü [kW]	13,6	3,3		
Pompa Hidrolik Gücü [kW]	11,6			
Çark Hidrolik Verimi [%]	89,3	Toplam kaçak akış verimi [%]		
Pompa Hidrolik Verimi [%]	76,3	94,2		
Mekanik Verim [%]	98,3			
Pompa Genel Verimi [%]	**75,0**			

$110m^3/h$ debi değerinde verimler en verimli noktadaki verimlere oldukça yakındır. Bu durumda pompanın verimli bölge aralığının $110m^3/h$ ile $130m^3/h$ debi aralığı olduğu söylenebilir.

Çizelge 8 : Analiz sonuçlarında $Q<Q_{opt}$ ($Q=90m^3/h$) için elde edilen değerler

Pompa Debisi [m^3/h]	**90,2**	**Pompa Basma Yüksekliği [m]**		**39,2**
	Pompa Giriş	Çark Giriş	Çark Çıkış	Pompa Çıkış
Statik Basınç [m]	0,79	0,65	28,91	38,74
Dinamik Basınç [m]	0,22	0,41	15,39	1,50
Toplam Basınç [m]	1,01	1,06	44,29	40,24
Çark Basma Yüksekliği [m]	43,2			
Çark Giriş Debisi [m^3/h]	93,5	Arka aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Çıkış Debisi [m^3/h]	97,0	3,5		
Moment [Nm]	85,3			
Mil Gücü [kW]	13,2	Ön aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Hidrolik Gücü [kW]	11,4	3,3		
Pompa Hidrolik Gücü [kW]	9,6			
Çark Hidrolik Verimi [%]	86,3	Toplam kaçak akış verimi [%]		
Pompa Hidrolik Verimi [%]	72,8	92,9		
Mekanik Verim [%]	98,3			
Pompa Genel Verimi [%]	**71,5**			

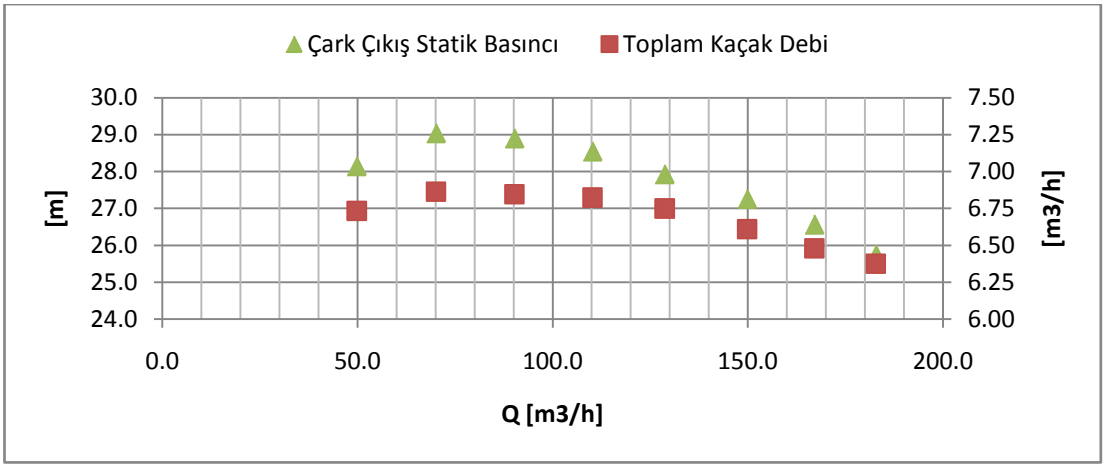
Çizelge 9 : Analiz sonuçlarında $Q<Q_{opt}$ ($Q=70m^3/h$) için elde edilen değerler

Pompa Debisi [m^3/h]	**70,1**	**Pompa Basma Yüksekliği [m]**		**39,1**
	Pompa Giriş	Çark Giriş	Çark Çıkış	Pompa Çıkış
Statik Basınç [m]	0,88	0,65	29,05	39,22
Dinamik Basınç [m]	0,13	0,55	14,76	0,90
Toplam Basınç [m]	1,02	1,20	43,81	40,12
Çark Basma Yüksekliği [m]	42,6			
Çark Giriş Debisi [m^3/h]	73,4	Arka aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Çıkış Debisi [m^3/h]	77,0	3,5		
Moment [Nm]	73,9			
Mil Gücü [kW]	11,4	Ön aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Hidrolik Gücü [kW]	8,9	3,3		
Pompa Hidrolik Gücü [kW]	7,5			
Çark Hidrolik Verimi [%]	77,9	Toplam kaçak akış verimi [%]		
Pompa Hidrolik Verimi [%]	65,1	91,1		
Mekanik Verim [%]	98,3			
Pompa Genel Verimi [%]	**64,0**			

$70m^3/h$ debi değerinden sonra çark ve pompa verimlerindeki hızlı düşüş göze çarpmaktadır. Bu duruma optimum tasarımdan uzaklaşılmasının yanında kaçak debilerinin de etkisi yüksektir. Bütün çalışma aralığı boyunca kaçak debileri çok fazla değişmemekle birlikte çark debileri değiştiğinden dolayı % kayıplar artmaktadır.

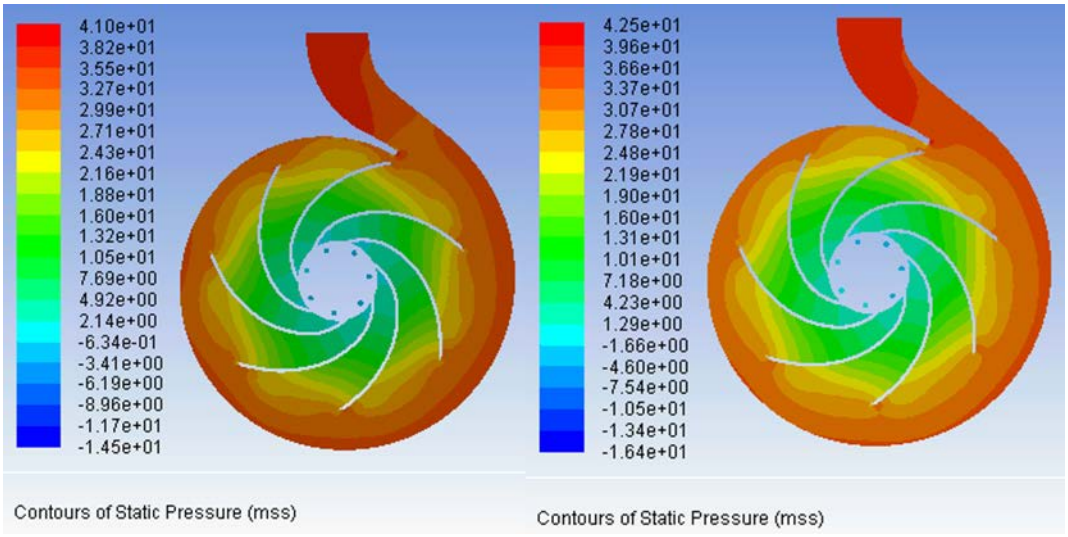
Çizelge 10 : Analiz sonuçlarında $Q<Q_{opt}$ ($Q=50m^3/h$) için elde edilen değerler

Pompa Debisi [m^3/h]	**49,8**	**Pompa Basma Yüksekliği [m]**		**38,0**
	Pompa Giriş	Çark Giriş	Çark Çıkış	Pompa Çıkış
Statik Basınç [m]	0,54	0,42	28,16	38,57
Dinamik Basınç [m]	0,52	1,05	14,12	0,47
Toplam Basınç [m]	1,07	1,46	42,27	39,04
Çark Basma Yüksekliği [m]	40,8			
Çark Giriş Debisi [m^3/h]	53,0	Arka aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Çıkış Debisi [m^3/h]	56,5	3,5		
Moment [Nm]	62,8			
Mil Gücü [kW]	9,7	Ön aşınma halkası kaçak debi [m^3/h]		
Çark Hidrolik Gücü [kW]	6,3	3,3		
Pompa Hidrolik Gücü [kW]	5,1			
Çark Hidrolik Verimi [%]	64,4	Toplam kaçak akış verimi [%]		
Pompa Hidrolik Verimi [%]	52,8	88,1		
Mekanik Verim [%]	98,3			
Pompa Genel Verimi [%]	**51,9**			



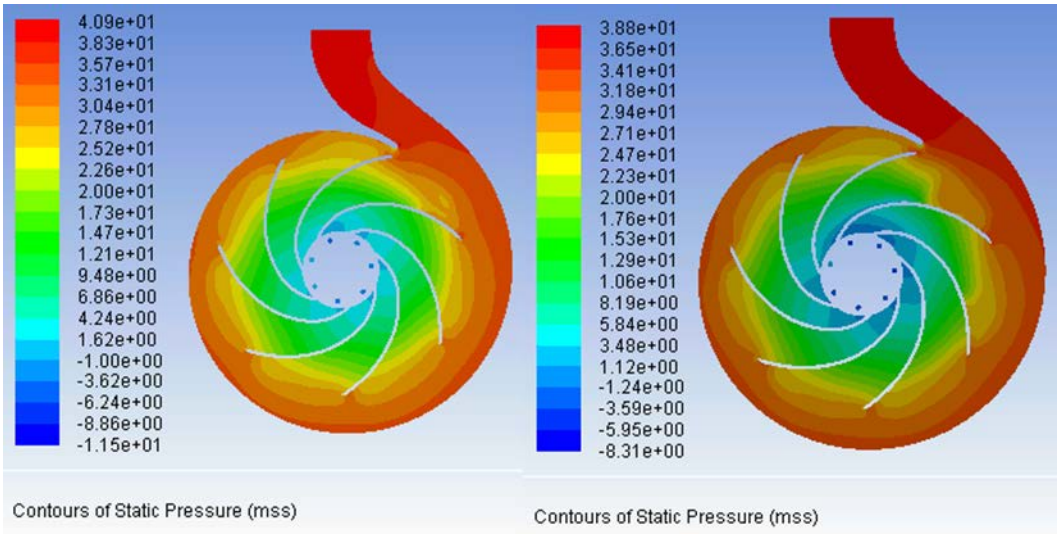
Şekil 3.15 :Çark statik basıncı – kaçak debi ilişkisi

Analiz sonuçlarında kaçak debilerde kayda değer bir farklılık göze çarpmamaktadır. Fakat çark çıkış basınçları ile ilişkilendirildiklerinde kaçak debilerle çark çıkış statik basınçlarının aynı karakterde olduğu göze çarpmaktadır. Bu durumda çark çıkış statik basınç farklarının da çok fazla değişmediği göz önünde bulundurulduğunda kaçak debilerin aşınma boşlukları ile birlikte statik basınçların fonksiyonu olduğu söylenebilir.

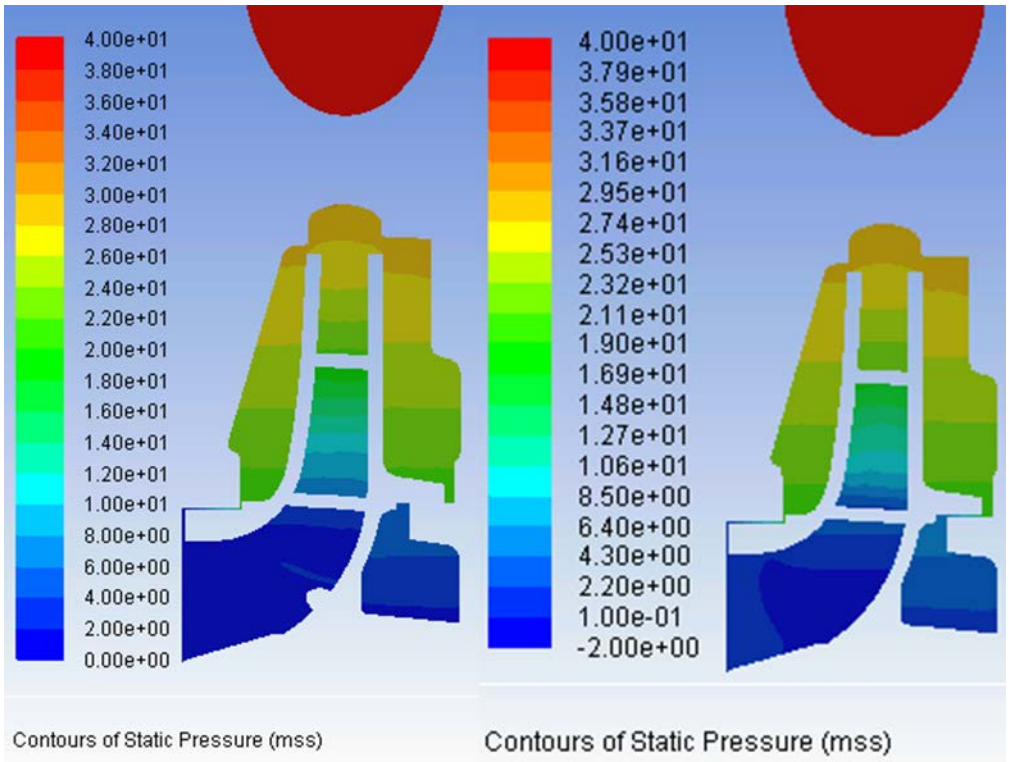


Şekil 3.16 :Sırasıyla Q=110m^3/h, Q=90m^3/h debiler için radyal kesitte statik basınç dağılımları

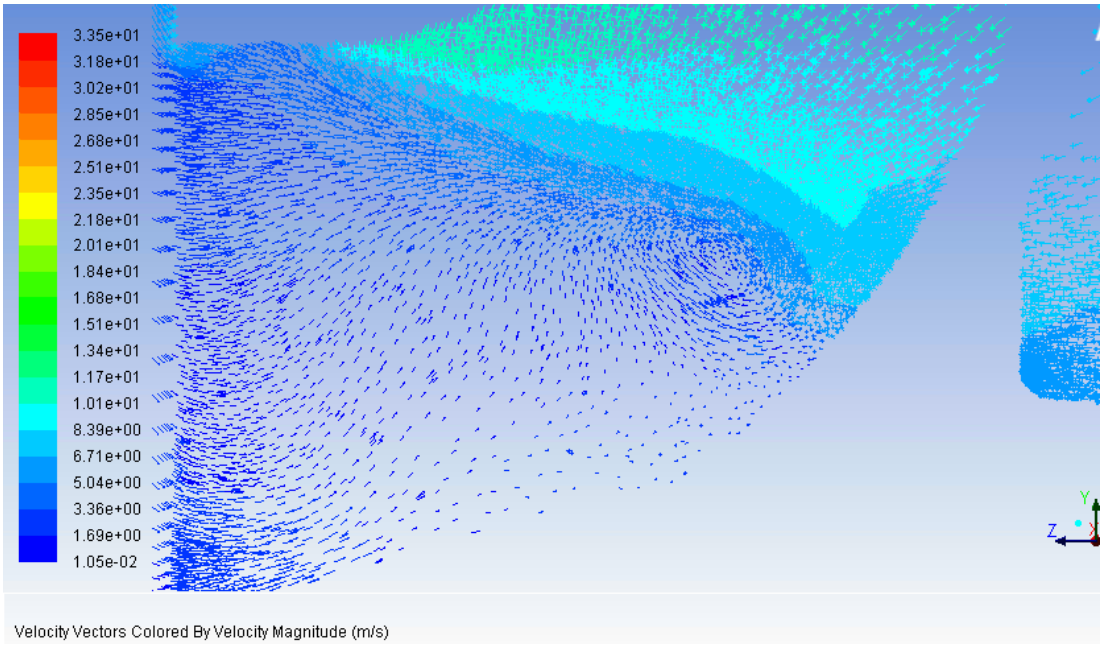
Radyal kesitte statik basınç dağılımları incelendiğinde küçük debilere gidildikçe (en verimli çalışma noktasından uzaklaşıldıkça) çark girişlerindeki basınç dağılımlarında farklılıklar göze çarpmaktadır. Bu durum küçük debilerde pompa girişindeki ön dönmelerden kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.17 :Sırasıyla Q=70m^3/h, Q=50m^3/h debiler için radyal kesitte statik basınç dağılımları



Şekil 3.18 :Sırasıyla Q=70m^3/h, Q=50m^3/h debiler için meridyenel kesitte statik basınç dağılımları



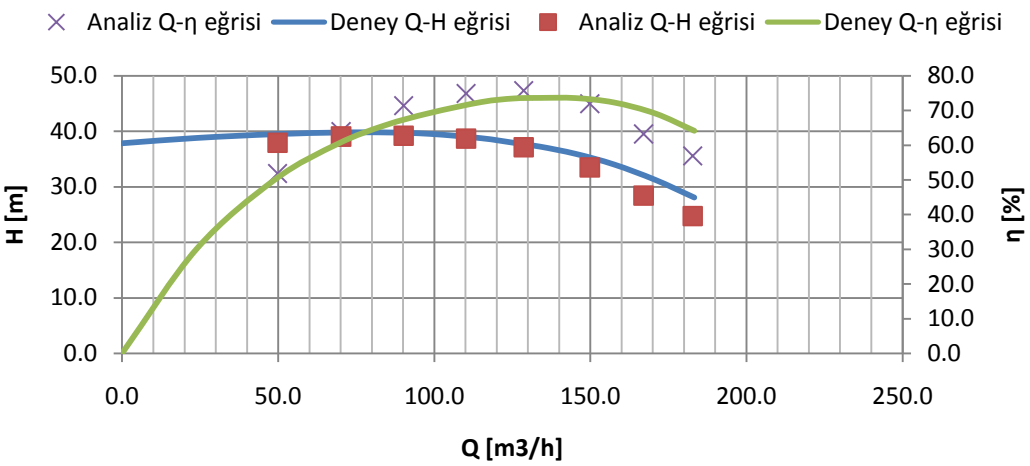
Şekil 3.19 :Q=50m^3/h debi için meridyenel kesitte çark girişindeki hız alanları

Meridyenel kesitte basınç dağılımları incelendiğinde dengeleme deliği bölgesinde basınçlardaki düşüş göze çarpmaktadır. Bu bölgede dengeleme delikleri akış profilini bozduğundan dolayı, ayrıca çark girişinde düşük hız alanları ve ön dönmelerden dolayı basınç düşüşleri gözlenmektedir (**Şekil 3.19**).

3.3 Analiz Sonuçlarının Deney Sonuçları İle Karşılaştırılması

Deney ile elde edilen Q-H ile Q-η eğrileri ile yapılan analiz sonuçlarından elde edilen Q-H ile Q-η eğrilerinin karşılaştırılması **Şekil 3.20**'dedir. Sonuçlar incelendiğinde en verimli bölge ve daha küçük debilerde Q-H eğrilerinde tam bir uyum vardır. Ancak daha büyük debilerde (Q/Q_{opt}>1,30) basma yüksekliği değerlerinde sapmalar göze çarpmaktadır. Yine bu noktalarda verim değerlerinde de sapmalar mevcuttur. En verimli bölgede analiz değerlerine göre verimler deneysel sonuçlara nazaran %3 mertebelerinde daha fazla çıkmıştır. Bu durum deney pompasının yüzey pürüzlülükleri farkından kaynaklanabilmektedir.

Kısacası yapılan analizler sonucu pompanın karakteristik eğrisi büyük bir yaklaşıklıkla tahmin edilebilmiştir.



Şekil 3.20 : Analiz sonuçları ile deney sonuçlarının karşılaştırılması

4. HİDROLİK KUVVETLERİN BELİRLENMESİ

4.1 Eksenel Kuvvetler

4.1.1 Eksenel kuvvetlerin oluşması

Santrifüj pompanın ürettiği basınç hem dönen hem de sabit elemanlara uygulanır. Parçaların yapısal özelliği nedeniyle bu kuvvetlerin bir kısmı kendiliğinden dengelenir. Geri kalan kuvvetleri dengelemek için ise özel önlemler almak gerekmektedir.

Bir çarka etki eden eksenel kuvvet, eksenel doğrultudaki dengelenmemiş kuvvetlerin toplamı olarak ifade edilebilir. Ancak çift emişli çarklar teorik olarak eksenel kuvvetleri karşılıklı olarak dengededir. Uygulamada ise:

- Çark ağızlarını besleyen kanalların eşit ve düzgün olmaması,
- Pompa emme flanşına çok yakın olan bir dirseğin varlığı,
- Pompa gövdesinin yan yüzeylerinin simetrik olmaması sonucu çark yanaklarına eşit olmayan basınçların uygulanması,
- Eksenel boşluklardaki kaçak debilerinin farklı olması

gibi nedenlerden dolayı karşılıklı denge sağlanmayabilir.

Pompa mili boydan boya içinden geçen tek emişli radyal akışlı çarklarda eksenel kuvvetin oluşması kaçınılmazdır. Çarkın giriş kısmında pompa giriş basıncı, çarkın çıkış kısmında ise pompanın çıkış basıncına yakın bir basınç etkisi vardır. Eğer basma hücresinde çark yüzeyleri üzerinde basınç düzgün dağılıyorsa eksenel kuvvetin değeri pompanın ürettiği net basınç ile dengelenmemiş halka alanının çarpımına eşittir. Gerçekte kapalı çarkın ön ve arka yüzeyleri arasındaki basınç dağılımları düzgün değildir. Çark ile gövde arasında kalan sıvı da dönmektedir ve çark çevresindeki basınç çark göbeğindeki basınçtan daha büyüktür.

Tek emişli çarkta eksenel kuvvetleri dengelemek için çarkın hem ön kısmında hem de arka kısmında aşınma halkaları kullanılabilir. Arka aşınma halkası ile çark göbeği arasındaki bölgedeki basınçlar da çarka kanatların alt kısmına açılan dengeleme delikleri ile dengelenir. Arka aşınma halkasından geçen kaçak debi dengelemedelikleri ile birlikte çarkın emme bölgesine verilir. Fakat dengeleme delikleri ile birlikte çarkın emme bölgesine verilen akış, esas akış ile ters yönde olduğundan emme bölgesi akışında düzensizliğe yol açar.

Bu kuvvetlerin yanında konsol çarklı pompalarda emme ağzı bölgesindeki basınç ile atmosfer basıncı arasındaki farkın etkisi ile giriş basıncına bağlı olarak yönü değişen bir kuvvet daha vardır. Çark emme ağzındaki basınç atmosfer basıncından büyük ise bu kuvvet çark emme ağzına doğru, atmosfer basıncından büyük ise çark arkasına doğrudur.

Ayrıca radyal çarklı pompalarda bütün bu kuvvet etkilerine ek olarak akışın yön değiştirmesinden kaynaklı bir eksenel kuvvet daha mevcuttur. Dirsek içindeki akış misali eksenel yönde gelen akışın radyal doğrultuda çıkması sebebiyle oluşan momentumun değişimi sebebiyle çark arkasına doğru kuvvet oluşmaktadır.

4.1.2 Literatürdeki farklı analitik yöntemlerle eksenel kuvvetlerin hesabı

4.1.2.1 Yazıcı'nın uyguladığı yöntem [17]

Pompa üzerine etkiyen eksenel kuvvetlerin hesabı için literatürde birçok hesap yöntemi bulunmaktadır. Bu yöntemlerden bir tanesi de Prof. Dr. Hasan Fehmi Yazıcı'nın uyguladığı yöntemdir. Bu kısımda bu yöntem incelenecek ve belirlenen pompa ile ilgili de eksenel kuvvet hesabı yapılacaktır.

Tek emişli çarklarda, çarkın arka hücresinin emme kısmında kalan kısma emme basıncı etki eder. Arka kısmında ise çark çıkış basıncına bağlı olarak emme basıncına göre çok daha büyük bir basınç etki eder. Bunun neticesinde bu bölgede basınç farkından kaynaklanan eksenel kuvvet oluşur. Aynı şekilde çark aşınma halkalarının üst kısımlarında yani çark ön ve arka yanak olarak tabir edilen bölgelerde de aynı dengesizlik aşınma halkaları çaplarına bağlı olarak gözükecektir.

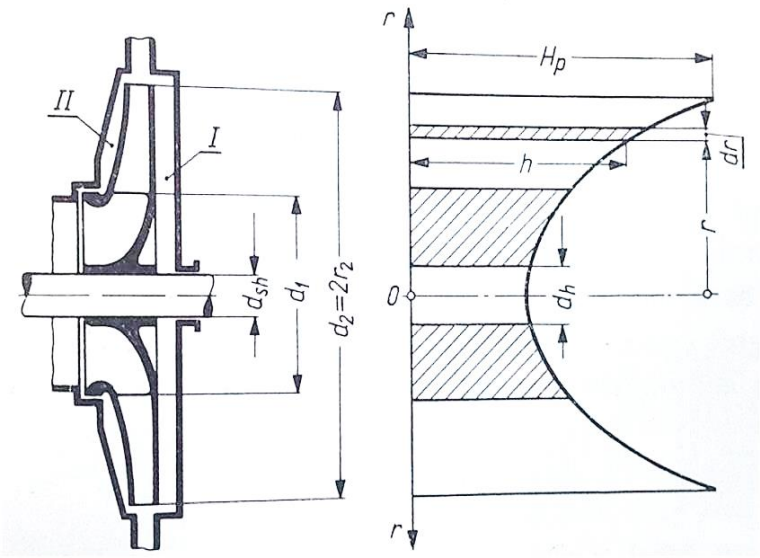
Çark çıkışında belirli bir statik basınç vardır. Açısal hızın çark merkezine yaklaştıkça azalmasıyla birlikte çark ön-arka yanaklarında bu statik basınçlar da azalacaktır. Bu durumda çark arka kısmındaki basınç dağılımı çark çapın bağlı olarak değişecektir ve şu şekilde hesaplanır:

$$\frac{p - p_A}{\rho} = \frac{\omega^2}{2g}(R^2 - r^2) \quad , \quad \omega = \frac{\pi N}{30} \tag{4.1}$$

$$\frac{p_A}{\rho} = \frac{p}{\rho} - \frac{\omega^2}{2g}(R^2 - r^2) \quad , \quad \frac{p}{\rho} = H \tag{4.2}$$

Normal şartlarda çark yüzeylerine çark çıkışındaki statik basınçlar etki edecektir fakat statik basınçları analitik yöntemlerle veya deneysel yöntemlerle elde etmek zor olacağından buradaki basınçlar için pompanın basma yüksekliği (H) referans alınır.

$$\frac{p_A}{\rho} = H - \frac{\omega^2}{2g}(R^2 - r^2) \quad , \quad p = \rho\left[H - \frac{\omega^2}{2g}(R^2 - r^2)\right] \tag{4.3}$$



Şekil 4.1 :Çark ön ve arka boşluklarında çapa bağlı basınç dağlımı [12]

Basınç dağılımı çapa bağlı olarak değiştiğinden dolayı eksenel kuvveti hesaplarken basınç alan üzerinde integre edilir:

$$F_e = \int_{ri}^{R} pdA = \int_{ri}^{R} \rho\left[H - \frac{\omega^2}{2g}(R^2 - r^2)\right] 2\pi r dr \tag{4.4}$$

$$F_e = 2\pi\rho \int_{ri}^{R} \left[H - \frac{\omega^2}{2g}(R^2 - r^2)\right] r dr \tag{4.5}$$

$$F_e = 2\pi\rho \int_{ri}^{R} \left(H - \frac{\omega^2 R^2}{2g} + \frac{\omega^2 r^2}{2g}\right) r dr \tag{4.6}$$

$$= 2\pi\rho \left|\left(H - \frac{\omega^2 R^2}{2g}\right)\frac{r^2}{2} + \frac{\omega^2 r^4}{8g}\right|_{ri}^{R} \tag{4.7}$$

Sınır olarak R çark yarıçapını, r_i ise alt çapı belirtmektedir. Eğer çark arka kısmında aşınma halkaları yoksa r_i çark göbek yarıçapı alınabilir. Fakat aşınma halkaları varsa bu durumda r_i aşınma halkası yarıçapı alınabilir.

$$= 2\pi\rho \left\{\left(H - \frac{\omega^2 R^2}{2g}\right)\frac{R^2}{2} + \frac{\omega^2 r^4}{8g} - \left(H - \frac{\omega^2 R^2}{2g}\right)\frac{ri^2}{2} + \frac{\omega^2 ri^4}{8g}\right\} \tag{4.8}$$

$$= 2\pi\rho \left\{\left(H - \frac{\omega^2 R^2}{2g}\right)\frac{R^2 - ri^2}{2} + \frac{\omega^2}{8g}(R^4 - ri^4)\right\} \tag{4.9}$$

$$F_e = \pi\rho\left\{\left(H - \frac{\omega^2 R^2}{2g}\right)(R^2 - ri^2) + \frac{\omega^2}{4g}(R^4 - ri^4)\right\} \quad \textbf{(4.10)}$$

$$= \pi\rho\left\{\left(H - \frac{\omega^2 R^2}{2g}\right)(R^2 - ri^2) + \frac{\omega^2}{4g}(R^2 - ri^2)(R^2 + ri^2)\right\} \quad \textbf{(4.11)}$$

Denklemi sade bir şekilde yazacak olursak:

$$F_e = \pi\rho(R^2 - ri^2)\left\{H - \frac{\omega^2 R^2}{2g} + \frac{\omega^2}{4g}(R^2 + ri^2)\right\} \quad \textbf{(4.12)}$$

$$= \pi\rho(R^2 - ri^2)\left\{H - \frac{\omega^2 R^2}{2g} + \frac{\omega^2 R^2}{4g} + \frac{\omega^2 ri^2}{4g}\right\} \quad \textbf{(4.13)}$$

$$= \pi\rho(R^2 - ri^2)\left\{H - \frac{\omega^2 R^2}{4g} + \frac{\omega^2 ri^2}{4g}\right\} \quad \textbf{(4.14)}$$

$$= \pi\rho(R^2 - ri^2)\left\{H - \frac{\omega^2}{4g}(R^2 - ri^2)\right\} \quad \textbf{(4.15)}$$

$$F_e = \rho(A_R - A_i)\left\{H - \frac{\omega^2}{4g}(R^2 - ri^2)\right\} \quad \textbf{(4.16)}$$

Çarkta dengeleme amaçlı arka kanatlar yoksa:

$$\omega = \frac{1}{2}\omega_{çark} \quad \textbf{(4.17)}$$

ile hesaplanır. Bu durumda:

$$F_e = \rho(A_R - A_i)\left\{H - \frac{\omega^2}{8g}(R^2 - ri^2)\right\} \quad \textbf{(4.18)}$$

Konsol çarkta eksenel kuvvet hesabı

$$p = p(r) = \rho\left(H - \frac{\omega^2}{8g}\left({D_ç}^2 - D^2\right)\right) \quad \textbf{(4.19)}$$

Çark arka yanağının olduğu bölgede oluşan basınç:

$$p_A = \rho\left(H - \frac{\omega^2}{8g}\left({D_ç}^2 - {D_{ça}}^2\right)\right) \quad \textbf{(4.20)}$$

Çark ön yanağının olduğu bölgede oluşan basınç:

$$p_B = \rho\left(H - \frac{\omega^2}{8g}\left(D_ç{}^2 - D_{çö}{}^2\right)\right) \quad \textbf{(4.21)}$$

Çark üzerine etkiyen eksenel kuvvetlerin incelemesini 4 bölümde yapılabilir.

- Çarkın ön ve arka yanaklarındaki dengelenmemiş kuvvet
- Çarkın arka hücresinde oluşan kuvvet
- Akışkanın yön değiştirmesinden kaynaklı momentumun değişimi sonucu oluşan kuvvet
- Çark giriş basıncı sonucu çarkın emme bölgesinde oluşan kuvvet

Çarkın ön ve arka aşınma halkalarının çaplarının farklı olması durumunda çark yanaklarında oluşan dengelenmemiş eksenel kuvvet şu şekildedir:

(Kuvvetin pozitif çıkması yönünün çarkın emme ağzına doğru olduğunu, negatif çıkması yönünün çarkın arkasına doğru olduğunu gösterir.)

$$F_{e1} = \frac{\pi}{8}\left(D_{ça}^2 - D_{çö}^2\right)(p_A + p_B) \quad \textbf{(4.22)}$$

Çarkın arka kısmında aşınma halkasının alt kısmında oluşan kuvvetin belirlenmesi:

$$Q_k = \frac{Q\left(1 - \eta_{kaçak}\right)}{2 \times \eta_{kaçak}} \quad \textbf{(4.23)}$$

Burada arka yıpranma halkasındaki kaçak debiyi bulmak için $\eta_{kaçak}$ tahmini değer alınır. Yıpranma aralığındaki hız ise şu şekilde bulunur:

$$V_k = \frac{Q_k}{\pi \times D_{ça} \times e} \quad , \quad Re = \frac{2 \times V_k \times e}{\upsilon} \quad \textbf{(4.24)}$$

Yıpranma aralığında Re < 2300 ise akış laminer, Re ≥ 2300 ise akış türbülanslıdır.

$$K_1 = \frac{\pi\left(D_{ça} + e\right) \times e \times \sqrt{2g}}{\sqrt{\frac{(K+\alpha)+\lambda \times l_{yh}}{2e}}} \quad \textbf{(4.25)}$$

$$K_2 = m \times i \times \pi \times \frac{D_{dd}^2}{4}\sqrt{2g} \quad \textbf{(4.26)}$$

Burada K_1 yıpranma halkasındaki kaçak sabiti, K_2 dengeleme deliği kaçak sabitidir. Laminer akış için (K+α) = 2,04, türbülanslı akış için (K+α) = 1,5 alınır. m = 0,6 kabul edilir. Lamianer akış için

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{4.27}$$

Türbülanslı akış için

$$\lambda = \frac{0{,}427}{Re^2} \tag{4.28}$$

Çark arka hücresinde oluşan basıncın hesaplanması

$$H_x = \frac{p_A}{\rho}\frac{K_1^2}{K_1^2 + K_2^2} \quad , \quad p_x = H_x \times \rho \tag{4.29}$$

Burada bulunan değerler ile arka aşınma halkasındaki kaçak debi tekrar hesaplanır.

$$Q_{kg} = m \times i \times \pi \times \frac{D_{dd}^2}{4}\sqrt{2g \times H_x} \tag{4.30}$$

Bulunan kaçak debi ile yıpranma aralığındaki hız tekrar hesap edilir ve ara işlemler tekrarlanır. Bütün bu işlemler kaçak debi hesabı aynı olana kadar yapılır. Daha sonra gerçek kaçak debi ile bulunan basınç ile kuvvet hesabı yapılır.

$$F_{e2} = \frac{\pi}{4}\left(D_{ça}^2 - {D_{mç}}^2\right) \tag{4.31}$$

Dengeleme hücresinde hesaplanan eksenel kuvvetin yönü her zaman çarkın emme ağzına doğrudur.

Çarka eksenel yönde giren akışkanın radyal yönde çıkması sebebiyle yön değişiminden kaynaklanan bir kuvvet oluşmaktadır. Momentumun değişimi veya hareket miktarının değişimi sonucu oluşan eksenel kuvvet olarak tanımlanan kuvvetin yönü her zaman çarkın arkasına doğrudur. Momentumun değişimi sonucu oluşan eksenel kuvvetin hesaplanması:

$$C_0 = \frac{4Q}{\pi \times \eta_{kaçak} \times D_{çe}^2} \tag{4.32}$$

$$F_{e3} = -\frac{\rho \times Q_k \times C_0}{g} = -\frac{4 \times \rho \times Q^2}{\pi \times g \times \eta_{kaçak}^2 \times D_{çe}^2} \tag{4.33}$$

Son olarak konsol çarklarda çark emme ağzında çark giriş basıncına bağlı olarak çark emme ağzı göbeğinde tek yönlü kuvvet oluşmaktadır. Eğer çark emme ağzındaki basınç atmosfer basıncından büyükse kuvvetin yönü çark emme ağzına doğrudur.

Giriş basıncı atmosfer basıncından büyükse kuvvetin yönü çark arkasına doğru olacaktır. Bu kuvvetin hesaplanması şu şekildedir:

$$F_{e4} = \frac{\pi \times D_{ms}^2}{4}(p_{atm} - p_e) \qquad \textbf{(4.34)}$$

Çarka eksenel yönde etkiyen kuvvetler, her bölgede ayrı ayrı hesaplanan kuvvetlerin toplamına eşittir. Sonuçta çıkacak işaret negatif olduğunda toplam eksenel kuvvet çark arkasına doğrudur. Pozitif sonuç çıktığında toplam eksenel kuvvet çark emme ağzına doğru demektir ve istenilen sonuçta yönün çark emme ağzına doğru olmasıdır.

$$F_e = F_{e1} + F_{e2} + F_{e3} + F_{e4} \qquad \textbf{(4.35)}$$

Yukarıdaki formüller çerçevesinde seçilen pompa için yapılan hesaplamalar şu şekildedir:

Çizelge 11 : Eksenel kuvvet hesabı için genel veriler

Eksenel Kuvvet Hesabı İçin Genel Veriler					
N	1480	d/dak.	g	998,2	kg/m3
$D_{mç}$	0,04	metre	υ	1,0E-06	m2/s
D_{ms}	0,045	metre	P_{atm}	10329	kg/m2
$D_ç$	0,328	metre	P_{em}	1019	kg/m2
$D_{çe}$	0,1225	metre	e	0,00025	metre
$D_{ça}$	0,1494	metre	l_{yh}	0,015	metre
$D_{çö}$	0,1454	metre	i	7	Adet
D_{dd}	0,007	metre	$\eta_{kaçak}$	0,93	

Formüllerde $\eta_{kaçak}$ kabulü yapılmaktadır. Bu çalışmada $\eta_{kaçak}$, Gülich'in [5, p:135] aşınma bölgesindeki boşluktan kaynaklı kaçak verimi hesabı ile elde edilmiştir.

Çizelge 12 : Kaçak verimi hesabı

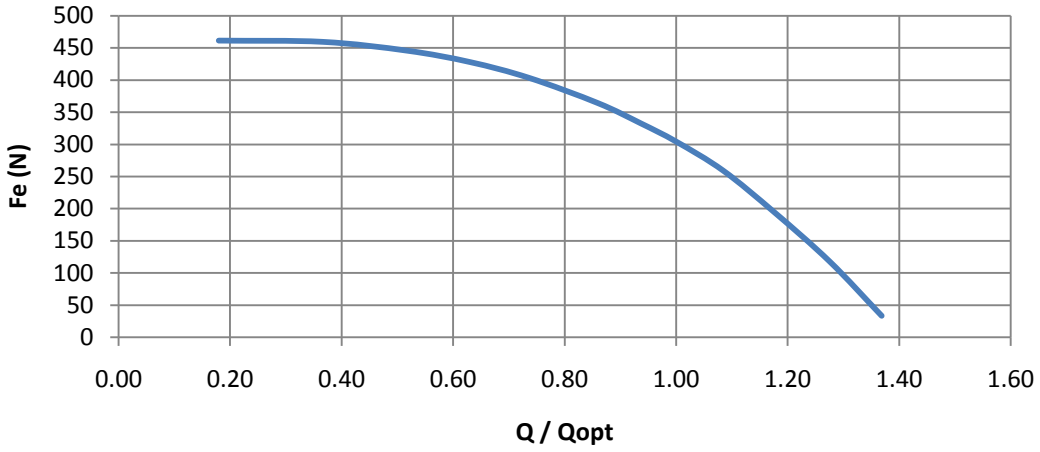
n_q	a	m	Dengeleme		$\frac{Q_{sp}}{Q_{opt}} = \frac{aZ_H}{n_q m}$
< 27	4,1	1,6	Delik ile:	$Z_H = 2$	
≥ 27	0,15	0,6	Başka türlü:	$Z_H = 1$	

Çizelge 11'de belirtilen değerler doğrultusunda yapılan hesaplamalar sonucunda eksenel kuvvetin debi arttıkça eksenel kuvvetlerin azaldığı görülmektedir. Bu karakteristik pompanın debi-basınç karakteristiği ile aynıdır.

Çizelge 13 : Eksenel kuvvetler – Yazıcı yöntemi

Deney Sonuçlarına Göre Hesaplanan Eksenel Kuvvetler (N)					
Q/Q_{opt}	Çark yanaklarındaki dengelenmemiş kuvvet	Çark arka hücresindeki kuvvet	Momentumun değişimden kaynaklanan kuvvet	Giriş basıncından kaynaklanan kuvvet	Toplam eksenel kuvvet
1,37	-206	522	-256	-26	**34**
1,28	-235	603	-224	-26	**118**
1,18	-260	672	-191	-26	**194**
1,08	-278	724	-161	-26	**259**
1,00	-289	757	-137	-26	**304**
0,94	-296	775	-120	-26	**333**
0,86	-303	796	-102	-26	**364**
0,74	-310	814	-75	-26	**403**
0,63	-313	822	-55	-26	**428**
0,52	-313	822	-37	-26	**445**
0,37	-310	814	-19	-26	**459**
0,18	-302	794	-4	-26	**461**

Çizelge 13'deki değerlerde – işareti kuvvetin çark arkasına doğru olduğunu göstermektedir. Çizelgedeki değerleri incelendiği takdirde bu pompa için çark ön yanağına etkiyen kuvvetlerin arka yanağa etkiyen kuvvetlerden her debi değeri için fazla olduğu görülmektedir. Giriş basınçlarından dolayı çark girişindeki basınçlardan kaynaklanan kuvvetler de çark arkasına doğrudur. Bu kuvvetler çalışma koşullarında sadece giriş basıncına bağlı olduklarından dolayı her debi değerinde aynı değerleri vermiştir (hesaplar sabit giriş basıncı için yapılmıştır). Yine beklendiği gibi akışkanın yön değiştirmesinden kaynaklanan kuvvetler de çark arkasına doğrudur ve debi ile doğrudan orantılıdır.



Şekil 4.2 : Eksenel kuvvetin debiye bağlı değişimi

Şekil 4.2'de görüldüğü gibi analitik hesaplama sonucunda eksenel kuvvetin çalışma koşullarına göre karakteristiği basınç ile doğrudan orantılıdır. Bunu dışında debi, eksenel boşluklar vs. ise kuvvetin büyüklüğü açısından önem arz etmektedir.

4.1.2.2 HI yöntemine göre eksenel kuvvet hesabı [7]

HI yöntemi diğer yönteme göre çok daha pratik bir çözüm sunar. Ancak pratik olması sebebiyle bazı kısıtlamalar da mevcuttur. Bu yönteme göre hesap yapabilmek için pompa çark ile gövde arasındaki boşluğun çapsal olarak 0,25 – 0,5 mm aralığında olması gerekir. Ayrıca pompanın özgül hızı da 10 – 67 aralığında bulunmalıdır. Bu yöntemde de yine eksenel kuvvetler dört ayrı bölüme indirgenerek incelenmiştir. Çark ön ve arka yanakları arasındaki basınç farkı, çark arka hücresinde oluşan basınç, çark giriş basıncı ve momentumun değişiminden kaynaklanan basınç farkı incelenerek rotor grubuna etkiyen toplam eksenel kuvvet formüllendirilmiştir.

HI'ye göre eksenel kuvvet hesabı şu şekildedir:

$$F_e = H \times g \times \rho \times \left[\left(\overline{K_B} A_B\right) - \left(\overline{K_F} A_F\right)\right] - 1000 p_s A_h + 70000 A_{BAL} \qquad \textbf{(4.36)}$$

Burada K_B ve K_F çark arka ve ön yanaklarındaki ortalama faktör olarak ifade edilir ve bu değerler **Şekil 4.3**'den okunur.

Seçilen pompanın deney sonucu çıkan optimum çalışma değerleri için örnek bir hesaplama yapılacak olursa:

Q = 135 m^3/h ; H = 37,5 m ; $H_{maks.}$ = 40,2 m

p_e = 10kPa ; N = 1480 d/dak. ;

bu pompanın özgül hızı n_s = 18,9 olduğundan tablodan K_A = 0,75 okunur.

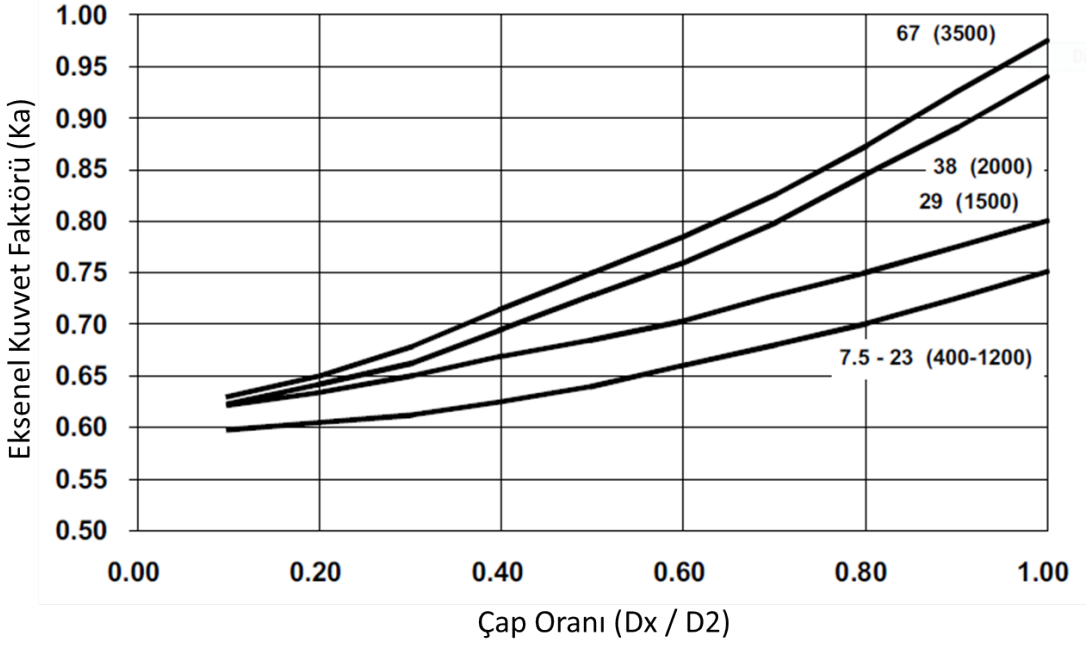
$$\frac{D_{ça}}{D_ç} = \frac{149,4}{328} = 0,46 \qquad \textbf{(4.37)}$$

Çap oranına bakılarak tablodan K faktörü K_{AA}=0,63 okunur. Bu durumda ortalama K_B faktörü:

$$\overline{K_B} = \frac{K_A + K_{AA}}{2} = \frac{0,75 + 0,63}{2} = 0,690 \qquad \textbf{(4.38)}$$

olur. Aynı işlemler K_F için yapıldığında K_F = 0,688 bulunur.

Formüldeki 70000 değeri deneysel tecrübelerin sonucudur. Eğer dengeleme deliği toplam alanı, çark arka aşınma halkası alanının 3 katına eşitse çark arka hücresindeki basınç giriş basıncında 70000Pa daha büyüktür [7].



Şekil 4.3 : Farklı özgül hızlarda çark yanaklarındaki basınç dağılımları

Momentumun değişiminden kaynaklanan eksenel kuvvet ise şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$F_{em} = \frac{98 \times s \times Q^2}{D_{çe}^2} \qquad \textbf{(4.39)}$$

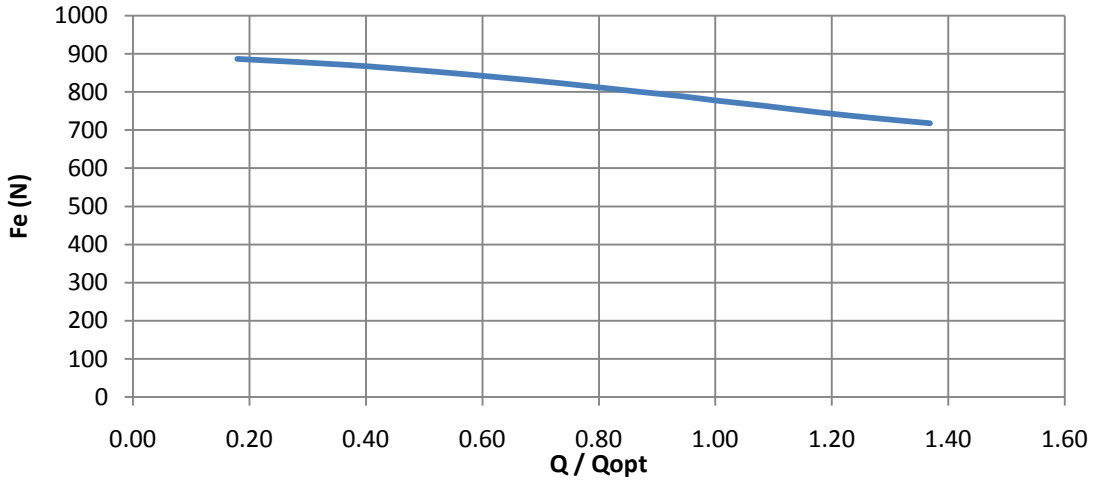
Bu formülde s özgül ağırlığı ifade etmektedir. Debinin birimi m^3/h, çark emme ağzı çapının birimi mm olduğundan dolayı yoğunluğu 998,2 kg/m^3 olan suya göre hesap yapıldığında sabit katsayı 98 oluşmaktadır.

HI çözüm yönteminde çark yanaklarındaki basınç farkları deneysel tecrübelerle hazırlanan grafikten yararlanılarak yapılmaktadır. Fakat momentum hesabında çark kaçakları ihmal edilmiş olup, çark arka hücresi basıncı için ise dengeleme delik alanı ile arka aşınma halkası alanı arasında ilişki kurularak hesap geliştirilmiştir. Bu sebeple hesaplama belirli bir geometri ile sınırlandırılmaktadır.

Çizelge 14 : Eksenel kuvvetler – HI yöntemi

Deney Sonuçlarına Göre Hesaplanan Eksenel Kuvvetler (N) - HI Yöntemi					
Q/Q_{opt}	Çark yanaklarındaki dengelenmemiş kuvvet	Çark arka hücresindeki kuvvet	Momentumun değişimden kaynaklanan kuvvet	Giriş basıncından kaynaklanan kuvvet	Toplam eksenel kuvvet
1,37	-130	1096	-221	-26	**718**
1,28	-145	1096	-193	-26	**731**
1,18	-157	1096	-165	-26	**747**
1,08	-167	1096	-139	-26	**763**
1,00	-173	1096	-119	-26	**778**
0,94	-176	1096	-104	-26	**790**
0,86	-179	1096	-88	-26	**802**
0,74	-183	1096	-64	-26	**822**
0,63	-184	1096	-47	-26	**838**
0,52	-184	1096	-32	-26	**853**
0,37	-183	1096	-16	-26	**871**
0,18	-179	1096	-4	-26	**886**

Sonuçlar bir önceki hesap yöntemi ile karşılaştırıldığında momentumdan kaynaklanan kuvvetlerin yaklaşık olarak kaçak debi farkı kadar farklı olduğu, giriş basıncından kaynaklanan kuvvetlerin aynı olduğu görülmektedir. Fakat çark arka hücresindeki kuvvetler ile çark yanaklarındaki dengelenmemiş kuvvetler arasında karşılaştırma yapıldığında belirgin farklılıklar göze çarpmaktadır.



Şekil 4.4 : Eksenel kuvvetin debiye bağlı değişimi – HI yöntemi

Yine bir önceki yöntemde olduğu gibi debi arttıkça eksenel kuvvetlerde düşüş gözükmektedir, fakat kuvvetlerin mertebeleri arasında oldukça fark bulunmaktadır.

4.1.2.3 Gülich yöntemine göre eksenel kuvvet hesabı [13]

Çark üzerine etkiyen kuvvetleri bulabilmek için çark çıkışındaki statik basınçlar bilinmelidir. Eğer ön dönme ihmal edilirse pompa basma yüksekliği üzerinden çark çıkış basınçları şu şekilde hesaplanır:

$$\Delta p_{çark} = \rho \times g \times H \times \left(1 - \frac{\psi}{4\eta_h}\right) \times \frac{\eta_{h,çark}}{\eta_h} \quad \textbf{(4.40)}$$

$$\psi = \frac{2 \times g \times H}{u_2^2}; \qquad u_2 = \frac{\pi \times D_ç \times N}{60} \quad \textbf{(4.41)}$$

Çark hidrolik verimi ve pompa hidrolik verimi tasarım değerlerinden alınabilir, aksi halde pompa özgül hızına göre yaklaşık değerler kullanılabilir. Çark yanaklarına etkiyen basınç çap ile değiştiğinden yanaklara etkiyen kuvvetleri bulmak için basıncın yarıçapa bağlı alan üzerinden integre edilmesi gerekmektedir.

$$F = 2\pi \times \int p \times r \times dr \quad \textbf{(4.42)}$$

Herhangi bir çark yanağına etkiyen kuvvet:

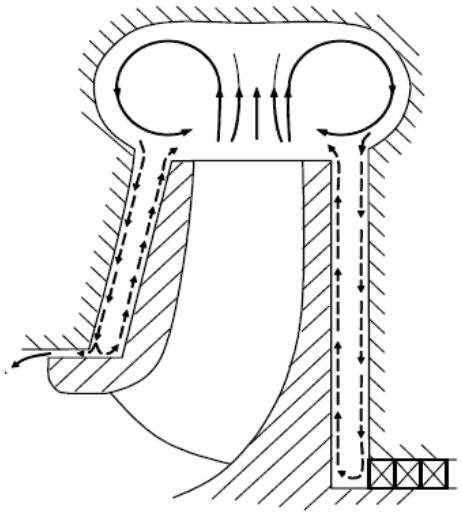
$$F = \pi r_2^2 \left\{(1 - x^2)\Delta p_{çark} - \frac{\rho}{4} u_2^2 \left(\bar{k}\right)^2 (1 - x^2)^2\right\} \quad \textbf{(4.43)}$$

burada x hangi yanak seçildiyse o tarafın aşınma halkası çapı ile hesaplanmalıdır. $x=x_{ça}=D_{ça}/D_Ç$, ön yanak için $x=x_{çö}=D_{çö}/D_Ç$ ifadeleri kullanılır.

Sızdırmazlık etkisini bulmak için eksenel kuvvet düşürme katsayısı hesaplanmalıdır:

$$c_A = \frac{\Delta F}{F_{ref}} = \frac{4\Delta F}{\pi \rho u_2^2 r_ç^2} = \frac{8\int_{r_ç}^{r} \Delta p \times r \times dr}{\rho u_2^2 r_ç^2} = 4\int_1^x c_p x dx \quad \textbf{(4.44)}$$

Çark ile gövde arasındaki boşlukta genelde çark tarafında yukarı yönlü, gövde tarafında aşağı yönlü akış olmaktadır (**Şekil 4.5**). Buradaki ortalama dönme faktörü çark kenar boşluklarındaki basınç farklarının ölçümü ile bulunabilir.



Şekil 4.5 :Çark-gövde arasındaki akışlar

$$\bar{k} = \sqrt{\frac{2(p_2 - p)}{\rho u_2^2 \left(1 - \frac{r^2}{r_ç^2}\right)}} = \sqrt{-\frac{c_p}{\left(1 - \frac{r^2}{r_ç^2}\right)}} \qquad \textbf{(4.45)}$$

Kaçak debilerin eşit olduğu varsayımıyla:

$$F_{ç1} = \frac{\pi}{4}\left(D_{çö}^2 - D_{ms}^2\right)\left\{\Delta p_ç - \frac{\rho}{2}\bar{k}^2 u_2^2 \left(1 - \frac{D_{çö}^2 + D_{ms}^2}{2D_ç^2}\right)\right\} \qquad \textbf{(4.46)}$$

Eğer ön ve arka aşınma halkaları farklı ise:

$$F_{ç2} = \frac{\pi}{4}\left(D_{çö}^2 - D_{ça}^2\right)\left\{\Delta p_ç - \frac{\rho}{2}\bar{k}^2 u_2^2 \left(1 - \frac{D_{çö}^2 + D_{ça}^2}{2D_ç^2}\right)\right\} \qquad \textbf{(4.47)}$$

Ön ve arka yanaklardaki kuvvetlerin haricinde çark giriş basıncından ve momentumun değişiminden kaynaklanan kuvvetler vardır. Çark giriş basıncı atmosfer basıncından büyük ise eksenel kuvvet çark arkasına doğru olacaktır.

$$F_m = \rho Q c_{1m} \qquad \textbf{(4.48)}$$

c_{1m} çark girişindeki hızı temsil etmektedir.

$$F_g = \frac{\pi D_{ms}^2}{4}\left(p_{atm} - p_g\right) \qquad \textbf{(4.49)}$$

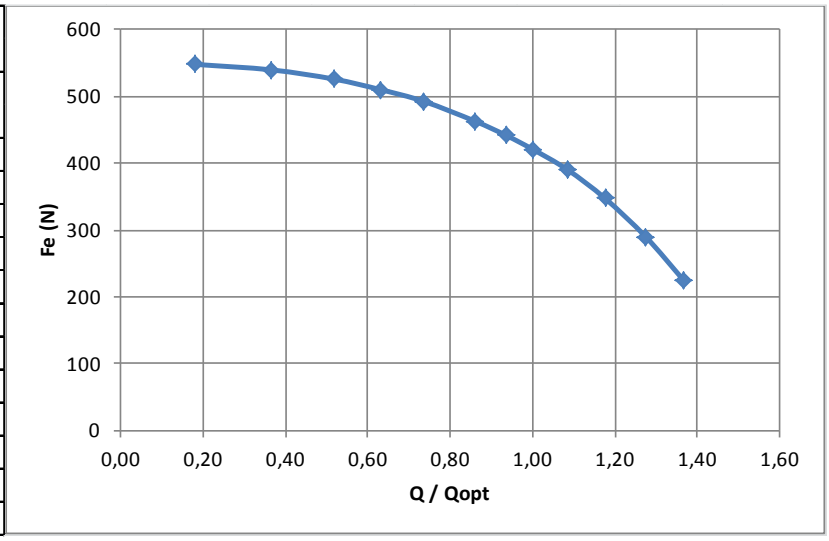
Dengeleme deliği olan çarklarda toplam eksenel kuvvet:

$$F_e = (0{,}1 - 0{,}2)F_{ç1} + F_{ç2} - F_m + F_g \qquad \textbf{(4.50)}$$

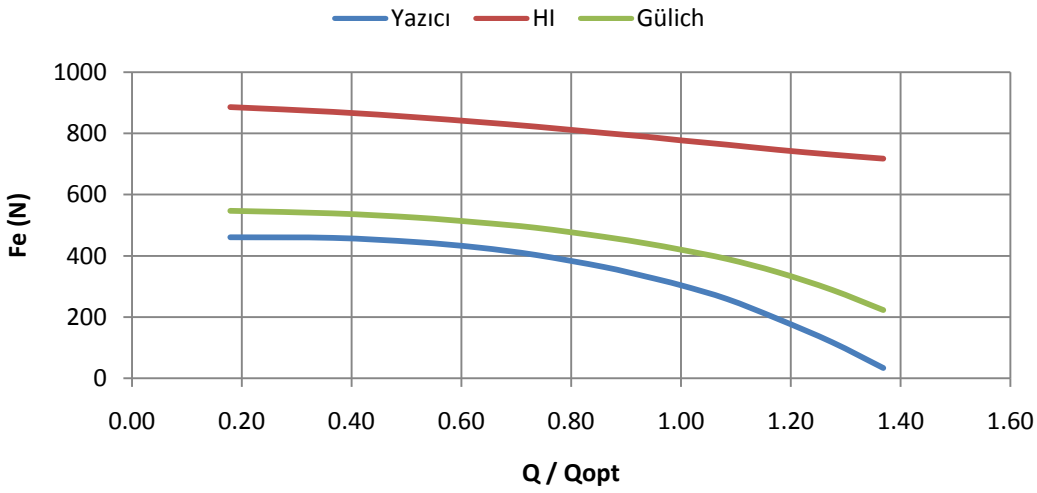
Yapılan hesaplamalar neticesinde eksenel kuvvetler şu şekildedir:

Çizelge 15 : Eksenel kuvvetler – Gülich yöntemi

Gülich Yöntemi ile Eksenel Kuvvetler (N)	
Q / Qopt	Toplam eksenel kuvvet
1,37	224
1,28	289
1,18	347
1,08	390
1,00	421
0,94	441
0,86	463
0,74	492
0,63	510
0,52	526
0,37	540
0,18	548



Gülich yöntemine göre yapılan eksenel kuvvet hesabı da pompanın Q-H karakteristiğine benzemektedir.



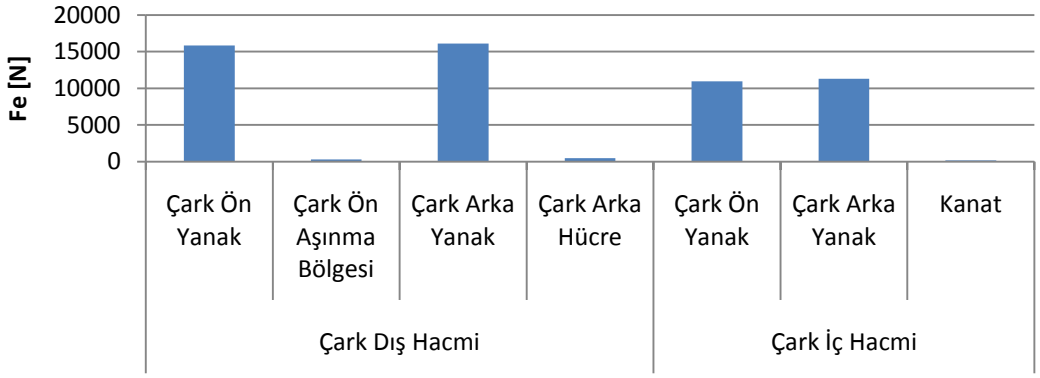
Şekil 4.6 : Farklı yöntemlerle hesaplanan eksenel kuvvetlerin karşılaştırılması

Üç farklı hesap yöntemi ile yapılan hesaplamalar sonucu bütün yöntemlerde en fazla basıncın kapalı vanaya (Q=0) doğru olduğu görülmektedir. Debi arttıkça ise kuvvetin mertebesinde azalma olmaktadır. Ancak HI yöntemi diğer yöntemlere göre oldukça emniyetli sonuçlar ortaya koymaktadır. Yazıcı ve Gülich yöntemlerinin ise

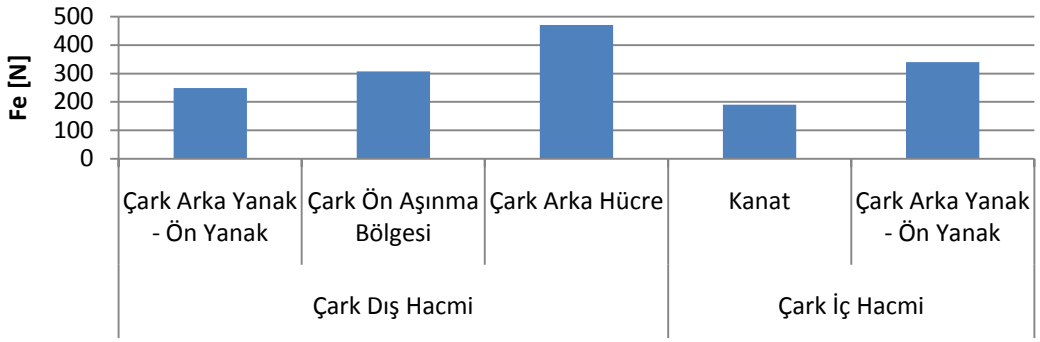
birbirlerine daha yakın sonuçlar verdiği ve benzer karakteristik gösterdiği görülmektedir.

4.1.3 Analiz sonuçları ile analitik sonuçların karşılaştırılması

Analitik yöntemlerde çark dış hacmine etki eden eksenel kuvvetler farklı hesap yöntemleri ile hesap edilmektedir. Analiz sonuçlarında ise çark iç hacmine ve dış hacmine etki eden kuvvetler ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Çark dışına etki eden eksenel kuvvetler analitik yöntemlerle hesap edilen kuvvetlerle karşılaştırılacak ve çarka etkiyen toplam eksenel kuvvetler belirlenecektir.



Şekil 4.7 :Q=Qopt için çarka etkiyen eksenel kuvvetlerin dağılımı-1 (mutlak)



Şekil 4.8 :Q=Qopt için çarka etkiyen eksenel kuvvetlerin dağılımı-2 (mutlak)

Analiz sonuçları incelenip kuvvet dağılımlarına bakıldığında çark dış hacim yanaklarına yaklaşık olarak 15kN mertebelerinde kuvvet etki ederken, bu değer çark iç hacmi yanaklarında 11kN mertebelerindedir. Ancak ön ve arka yanaklara gelen kuvvetler ters yönlü olması sebebi ile fark kuvvetinin mertebesi azalmaktadır.

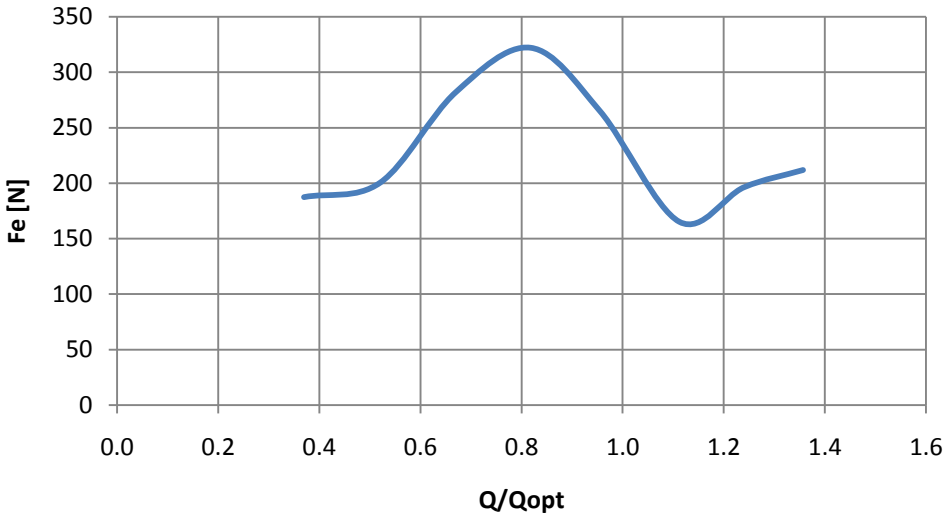
Analitik hesaplarda çarka gelen kuvvetleri yanaklara gelen kuvvetler, çark arka hücresindeki kuvvetler, giriş basıncı etkisi ile oluşan kuvvetler ve momentumun değişimi sonucu oluşan kuvvetler olarak ayrılmıştı. Analiz sonuçlarında da böyle bir

ayrım yapıldığında (**Şekil 4.8**) çark arka hücresine etkiyen kuvvetler diğer kuvvetlerin yanında daha baskın olarak gözükmektedir.

Çizelge 16 : Eksenel kuvvetler – Analiz sonucu

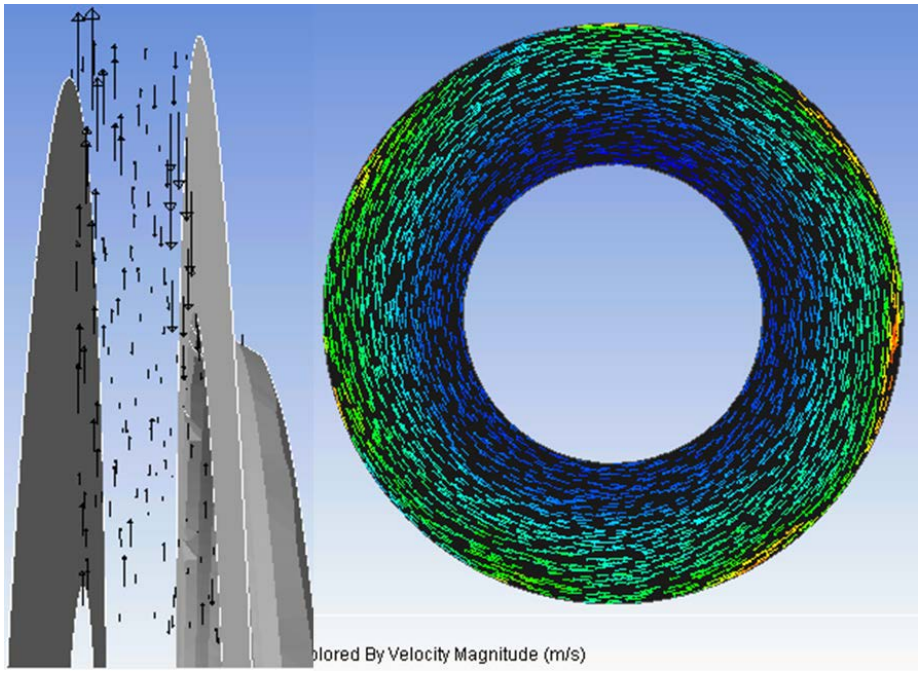
Q/Qopt	Çark Dış Hacmine Etkiyen Eksenel Kuvvetler			İç Hacime Etkiyen Eksenl Kuvvetler			Çarka Etkiyen Toplam Eksenel Kuvvet [N]
	Çark Yanaklarındaki Dengelenmemiş Kuvvet	Çark Arka Hücresinde Oluşan Kuvvet	Toplam Eksenel Kuvvet	Çark Yanaklarındaki Dengelenmemiş Kuvvet	Kanatlara Gelen Kuvvet	Toplam Eksenel Kuvvet	
1,4	67	349	418	-338	133	-206	212
1,3	-2	386	386	-344	158	-190	196
1,2	-91	428	339	-347	178	-174	165
1,0	-51	471	421	-341	191	-156	265
0,9	-55	528	474	-338	194	-152	322
0,7	-156	569	415	-313	188	-133	282
0,5	-226	553	329	-274	154	-129	200
0,4	-238	528	290	-199	100	-103	187

Çizelge 16'da analiz sonucunda çarka etkiyen eksenel kuvvetlerin değerleri bulunmaktadır. Negatif işaretler eksenel kuvvetin çark arkasına doğru olduğunu göstermektedir.



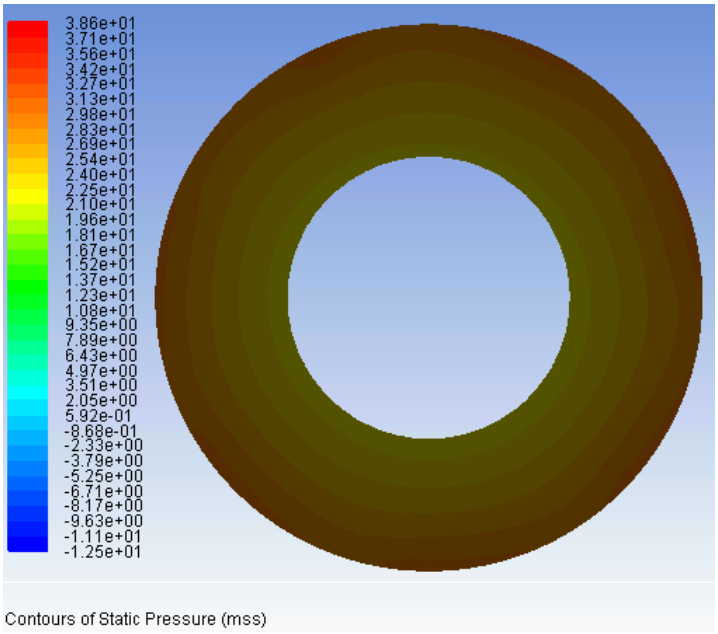
Şekil 4.9 : Analiz sonuçlarına göre eksenel kuvvetler

Analiz sonuçlarına göre eksenel kuvvetlerin karakteristiği analitik yollarla elde edilen kuvvetlerden farklı çıkmıştır. En verimli çalışma noktasına göre $1,15Q_{opt}$ debide en düşük eksenel kuvvetler oluşurken, $0,8Q_{opt}$ debide en fazla eksenel kuvvetler oluşmaktadır. Genel olarak ise 150N ile 300N arasında değişen bir grafik söz konusudur.



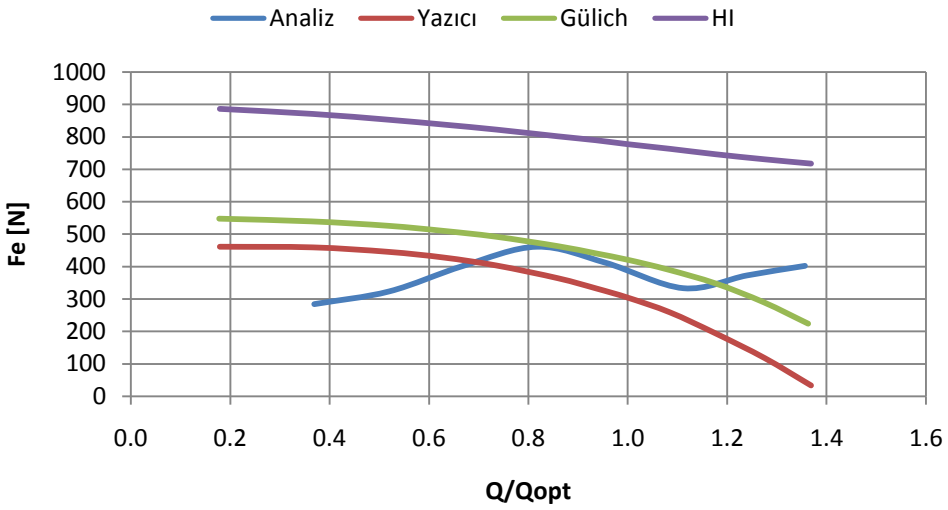
Şekil 4.10 :Çark arka boşluğundaki hız alanları ($Q=Q_{opt}$)

Çark arka boşlukta **Şekil 4.5**'e benzer bir akış alanı oluşmuştur. Çark katı yüzeyinde meridyenel kesitte radyal yukarı yönlü akış varken, salyangoz katı yüzeyinde radyal aşağı yönlü akış vardır. **Şekil 4.10**'da önden görünüş için bakıldığı zaman bileşke hızın çark dönme yönünü takip ettiği görülmektedir. Bu boşluktaki sirküle olan ikincil akışlar basınç dağılımlarını da etkilemektedir. Dolayısıyla analiz ile elde edilen sonuçlar ile hesaplarla elde edilen sonuçlar arasında karakteristik olarak farklılıklar oluşmaktadır.



Şekil 4.11 :Çark–gövde arka boşlukta çark yüzeyindeki statik basınç dağılımı-Q_{opt}

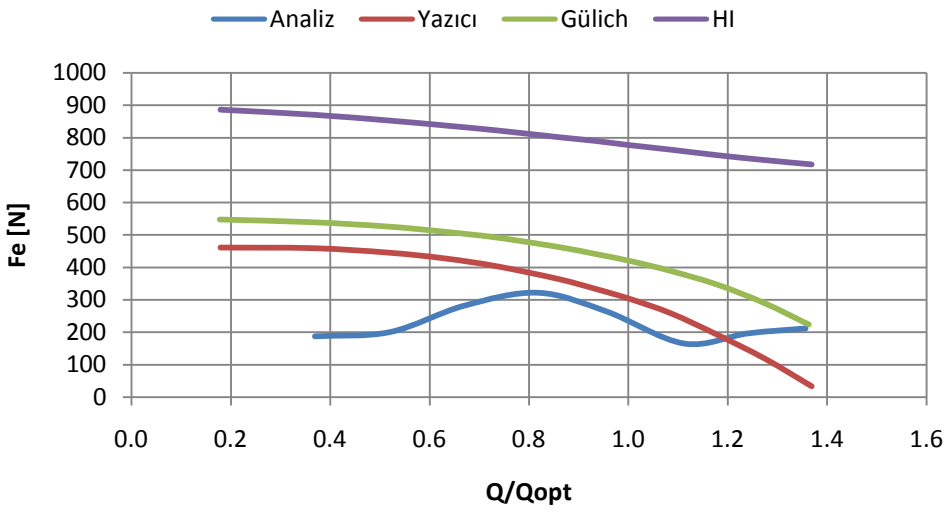
Analiz değerlerinde çark – gövde arası arka boşlukta hacimsel ortalama statik basınç hesaplatıldığında 247698Pa değeri elde edilmektedir. Tam çark yüzeyine etki eden basınçlar hesap edildiğinde 253286Pa değeri bulunmaktadır. Çark yüzeyine etki eden statik basıncın ortalama basınçtan %2,3 daha fazla olduğu görülmüştür. Çark çıkış statik basıncı referans alınarak arka boşluk için ortalama basınç hesabı yapıldığında 218387Pa elde edilmektedir. Yazıcı yöntemi ile hesap edilen ortalama basınç ile analizlerden okunan ortalama basınç arasında %13'lük bir fark vardır. Bu durumda çark etrafındaki statik basınç dağılımlarının hesaplar ile uyuşmadığı görülmüş ve bunun neticesinde kuvvet farklılıkları oluşabilmektedir.



Şekil 4.12 : Eksenel kuvvetlerin karşılaştırılması – 1

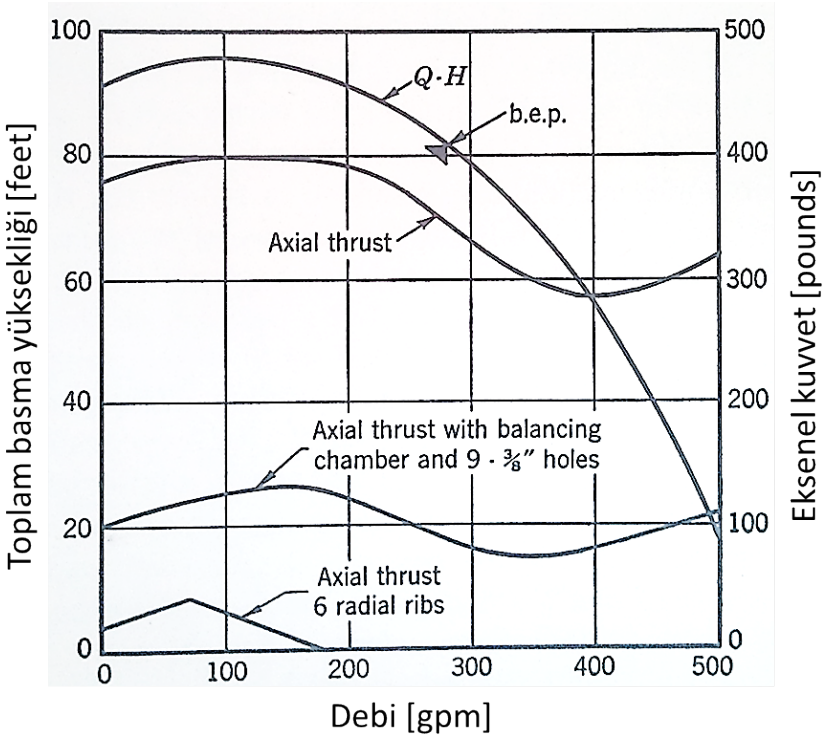
Şekil 4.12'deki analiz sonuçları sadece çark dış yüzeylerine etki eden kuvvetler üzerinden hazırlanmıştır. Çark hacim elemanları **Şekil 4.20**'de belirtilmektedir. Yapılan hesaplamalarda çark dış yüzeyleri üzerindeki basınç dağılımları üzerinden kuvvetler belirlendiği için öncelikle analiz sonuçları ile çark dışına etkiyen kuvvetler karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma neticesinde $1{,}15Q_{opt}$ ile $0{,}8Q_{opt}$ debi aralığında analiz sonuçları ile Gülich yöntemi tam bir uyum göstermektedir.

Çarka etkiyen toplam eksenel kuvvetler göz önünde bulundurulduğunda sadece dış kuvvetlere göre elde edilen sonuçlardan daha düşük kuvvetler ortaya çıktığı görülmüştür (**Şekil 4.13**). Fakat mertebe olarak çark iç hacminde yanaklara ve kanatlara etkiyen kuvvetler de oldukça yüksektir. Bu kuvvetler hesaplama yöntemlerinde hesaplanmamakla birlikte hesaplanması da zor bir süreçtir.



Şekil 4.13 : Eksenel kuvvetlerin karşılaştırılması - 2

Karşılaştırma yapıldığı zaman analitik yöntemlerle hesap edilen kuvvetlerin mertebeleri farklı olsa bile debi arttıkça kuvvetlerin azalması söz konusu iken, analiz sonuçları için böyle bir durum söz konusu değildir. Analiz sonuçlarına göre (**Şekil 4.9**) yüksek debilerden en verimli noktaya yaklaştıkça kuvvetlerde bir miktar azalma oluşurken kuvvetler $0.8Q_{opt}$ debiye kadar artış gösterip daha sonra tekrardan aşağı doğru yönelim olmuştur.



Şekil 4.14 : Eksenel kuvvet karakteristiği [18]

Şekil 4.14'deki eğriler aşınma halkalı, dengeleme delikli uçtan emişli bir pompaya ait performans ve kuvvet sonuçlarını içeren deneysel bir çalışmanın sonucunda ortaya çıkmıştır [18]. Analiz sonuçları ile elde edilen karakteristik yapı ile **Şekil 4.14**'deki eksenel kuvvet karakteristiğinin benzerliği göze çarpmaktadır. Ancak sonuçların bu şekilde çıkmasının net bir açıklaması yapılamamaktadır. Yüksek debilerde ve düşük debilerde statik basınçlarda düzensizlikler vardır denebilir.

4.2 Radyal Kuvvetler

4.2.1 Radyal kuvvetlerin oluşması

Çark üzerine etkiyen radyal kuvvetleri, rulmanlara gelen yükleri, mil üzerindeki gerilmeleri ve mil sehimini hesaplayabilmek amacıyla bilmek gerekmektedir. Temel olarak radyal kuvvetler çark etrafındaki statik basınç dağılımlarının düzgün olmamasından kaynaklanmaktadır. Gövde içerisinde çark etrafındaki bu düzgün olmayan basınç dağılımları sonucu çark üzerinde çevresel olarak dengelenmemiş kuvvetler oluşturacaktır.

Çark çıkışındaki statik basınç dağılımları belirli bir debi değeri için bile zamanla farklılıklar göstermektedir. Bu basınçların zamana bağlı integralleri alındığında statik radyal kuvvetler bulunabilmektedir. Ancak radyal kuvvetlerin aynı zamanda dinamik bileşenleri de vardır.Radyal kuvvetin dinamik bileşenleri rotor grubunda titreşimlere sebep olmaktadır.

Rotor titreşimlerinden bağımsız olarak oluşan statik ve dinamik kuvvet bileşenleri:

- Gövde içerisinde düzgün olmayan basınç dağılımlarının çark çıkışına etkimesi sonucu mil eksenine dik yönde kuvvetler oluşur.
- Çark aşınma boşluklarındaki eksenel kaçıklık sonucu çark kaçak debiler farklı olabilmektedir. Bunun sonucunda çark kenarlarındaki basınç dağılımlarının düzgün olmaması.
- Mil sehimi sonucunda çark merkezliliğin bozulması neticesinde aşınma halkası bölgesinde düzgün olmayan basınç dağılımları oluşabilmektedir.

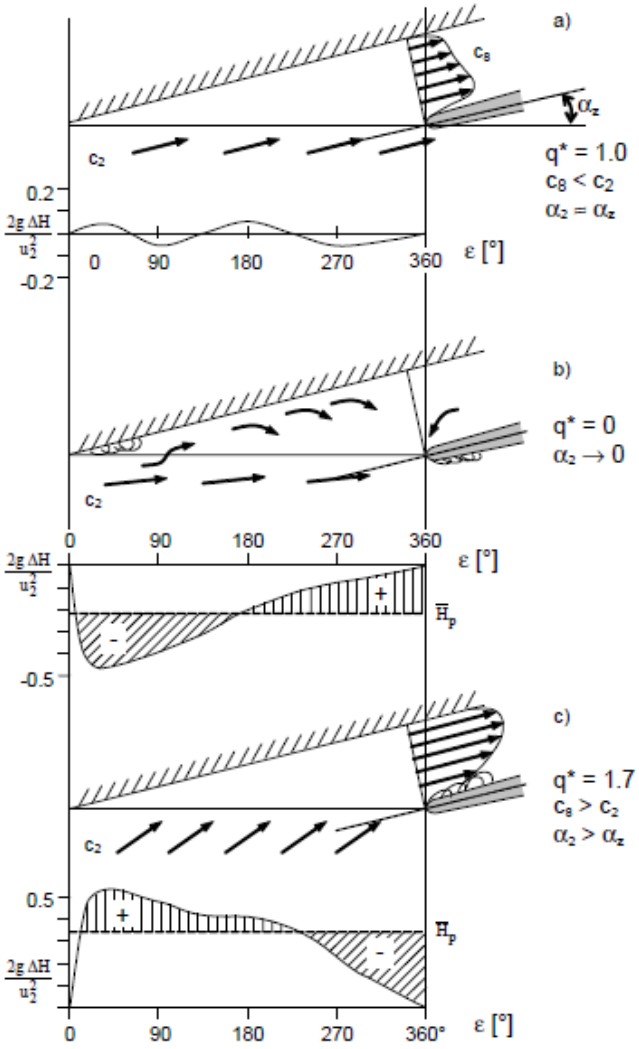
Rotor titreşimleri ile etkileşim içerisinde olan kuvvetler:

- Çark gövde etkileşimi
- Sızdırmazlık bölgesindeki kuvvetler [5]

(bu kuvvetler tez kapsamında incelenmemiştir.)

Bütün bu kuvvetlerin teorik hesaplamalarda ayrı ayrı incelenmesi oldukça zordur. Bu nedenler radyal kuvvet hesaplarında deneysel bulgular sonucunda elde edilen katsayılar kullanılmaktadır.

Şekil 4.15'den de görüldüğü gibi en verimli çalışma bölgesi içerisinde dil açısı ile çark çıkışındaki akış açısı arasında uyum görülmektedir. Dil bölgesinden etkilenen küçük basınç bozulmaları da göze çarpmaktadır. Çok küçük debilere gelindiğinde basınç dağılımları arasında ciddi farklar oluşmakta ve dil bölgesi ile gövdede akış ayrılmaları oluşmaktadır. Akış açıları da çok küçük mertebelere düştüğünden akış profilleri de bozulmaktadır. Büyük debilerde gövde kesit alanı küçük geleceğinden dolayı gövde tarafında akışta ivmelenme daha çok olacaktır. Bu durumda ise pompa çıkış ağzına doğru dil bölgesinde akış ayrılmaları gözlemlenecektir (**Şekil 4.15**).



Şekil 4.15 : Dil bölgesi statik basınç dağılımı ve akışın durumu [5,p:527]

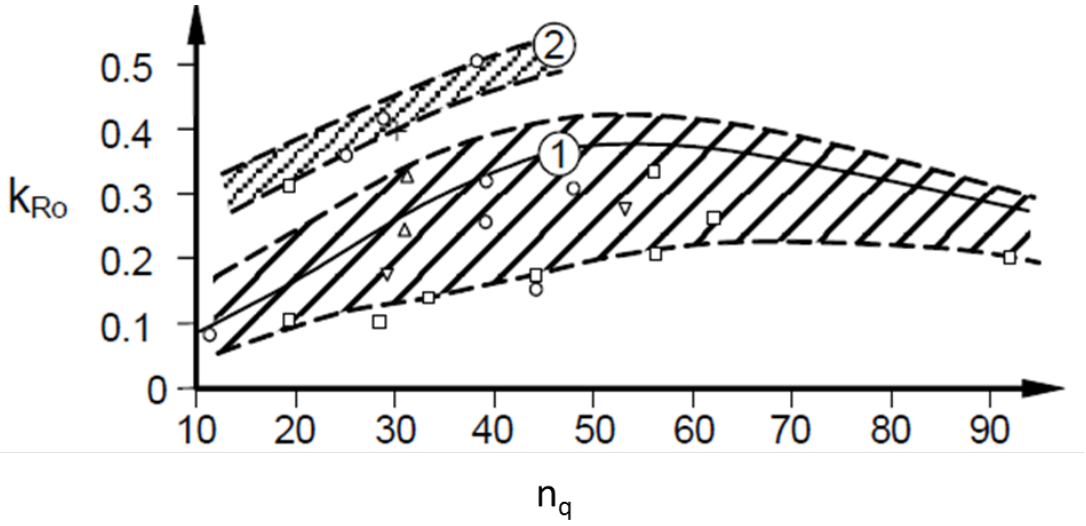
4.2.2 Literatürde bulunan farklı analitik yöntemlerle radyal kuvvetlerin hesabı

4.2.2.1 Gülich yöntemi [13]

Rulman ve mil boyutlandırmasını doğru yapmak ve en yüksek mil sehimini hesaplayabilmek amacıyla bütün çalışma aralığı için radyal kuvvetlerin belirlenmesi

önemlidir. Ancak radyal kuvvetleri belirlerken deneysel metotlarla elde edilmiş pompa özgül hızına bağlı katsayılar kullanılmaktadır.

$$F_R = k_R \times \rho \times g \times H \times D_ç \times b_2 \qquad \textbf{(4.51)}$$



Şekil 4.16 :Uçtan emişli tek kademeli pompada Q=0 için radyal kuvvet katsayısı

Şekil 4.16 den kapalı vana (Q = 0) değeri için radyal kuvvet katsayısı alınır. Şekildeki 1 numaraları çizgi:

$$\frac{e}{D_{çö}} = 0{,}004 \left(\frac{D_{ref}}{D_{çö}}\right)^{0{,}53} \quad D_{ref} = 100mm \qquad \textbf{(4.52)}$$

Şartını sağlıyorsa referans olarak kullanılabilir. Seçilen SCP 80-315 pompa da bu şart sağlandığından dolayı kapalı vanadaki radyal kuvvet katsayısı özgül hız = 18,9 için 1 eğrisi üzerinden okunduğunda yaklaşık olarak 0,15 olarak belirlenir.

Çizelge 17 :Gülich Yöntemi k_r katsayısının belirlenmesi

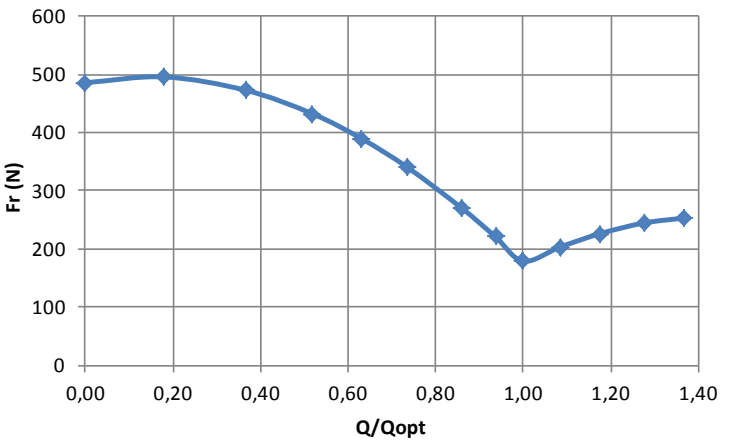
$q^* = 0$	Şekilden k_{Ro}
$0 < q^* < 1$	$k_R = (k_R - k_{R,opt}) \times (1-q^{*2}) + k_{R,opt}$
$q^* = 1$	$k_{R,opt} = 0{,}03 - 0{,}08$
$q^* > 1$	$k_R = 0{,}009 \times q^{*2}$ (veya 0,009 yerine $k_{R,opt}$ kullanılabilir)

$K_{R,opt}$ için 0,03 – 0,08 arası bir değer seçilebilmektedir. Hesaplarda $k_{R,opt}$ değeri 0,055 seçilmiştir. Farklı debi değerlerindeki kuvvet katsayıları ile basma yükseklikleri dışındaki faktörler her pompa için sabit değerlerdir. Bu nedenle sadece katsayılara bakılarak bile en düşük kuvvetin en verimli noktada, en yüksek kuvvetlerin ise kapalı vanada (Q = 0) olacağı tahmin edilebilir.

Çizelge 18'e bakıldığında tahminlerdeki gibi en verimli noktada radyal kuvvetlerin en düşük seviyelerde olduğu gözükmektedir. Kapalı vanada (Q=0) ise en yüksek mertebeler beklenmekteydi fakat pompanın karakteristik eğrisinde kapalı vana değerlerinde azalma olduğundan dolayı aynı karakteristik yapı radyal kuvvetlerin dağılımında da görülmektedir.

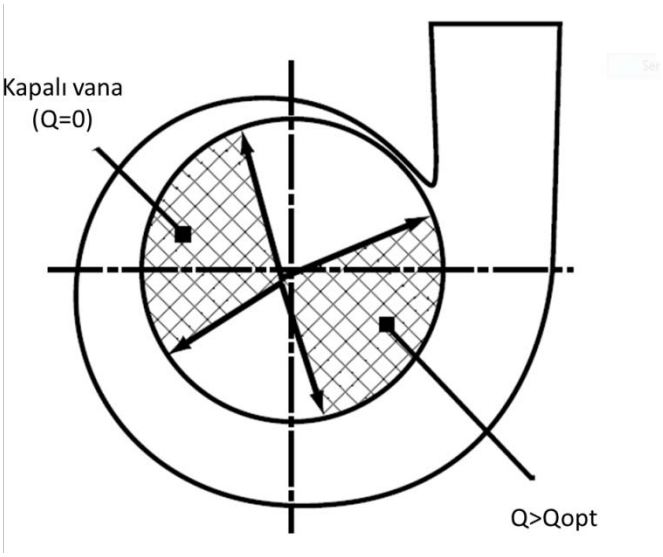
Çizelge 18 : Radyal kuvvetler – Gülich yöntemi

Q/Q_{opt}	H (m)	F_r (N)	k
1,37	28,2	253	0,103
1,28	31,4	245	0,090
1,18	34,2	226	0,076
1,08	36,2	203	0,065
1,00	37,5	179	0,055
0,94	38,2	221	0,067
0,86	39,0	270	0,080
0,74	39,8	340	0,099
0,63	40,0	390	0,112
0,52	40,0	433	0,125
0,37	39,7	473	0,137
0,18	39,1	496	0,147
0,00	38,1	486	0,150



4.2.2.2 HI yöntemine göre radyal kuvvet hesabı [7]

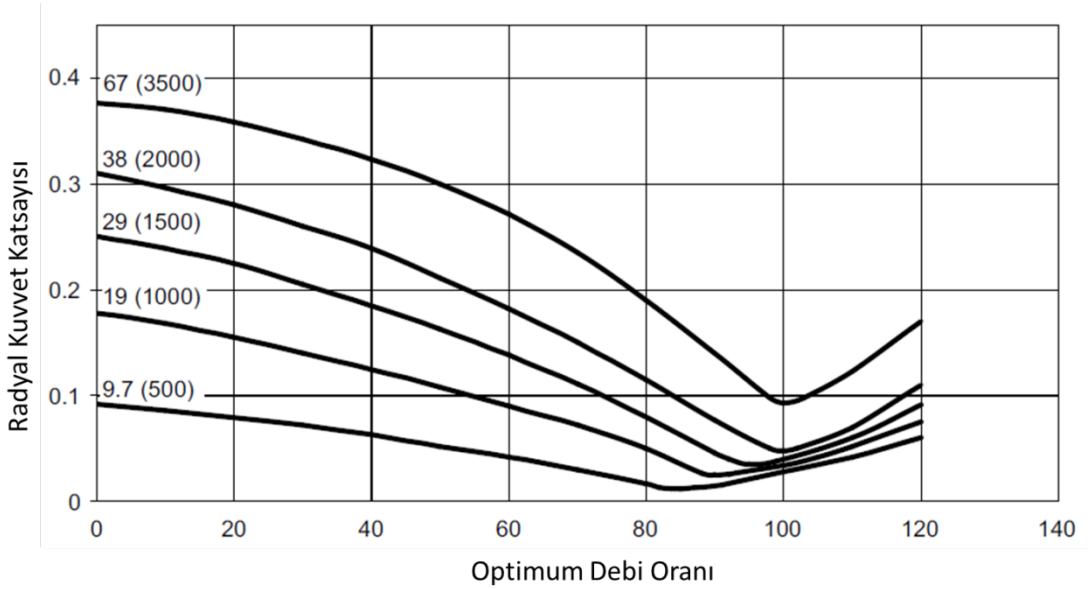
HI yöntemine göre de radyal kuvvet hesabı yapılırken deneysel sonuçlarla elde edilen özgül hıza bağlı olarak değişen radyal kuvvet katsayıları vardır. Deneysel tecrübeler neticesinde uçtan emişli tek kademeli bir pompada en yüksek radyal kuvvet değerleri kapalı vanada (Q=0) oluşur ve yön olarak mil eksenine göre gövdenin daralan kısımlarına doğrudur. Düşük özgül hıza sahip ;(n_s=10) pompalarda en düşük radyal kuvvetler en verimli noktanın %80 solunda görülebilmektedir. Ayrıca daha yüksek debilerde ise radyal kuvvetin doğrultusu gövdenin genişleyen kısımlarına doğrudur. Ancak bu doğrultular tahmini olmakla birlikte pompanın özgül hızına, gövde tasarımına bağlı olarak değişiklik gösterebilir.



Şekil 4.17 : Radyal kuvvetin çalışma değerlerine göre doğrultusu [7].

$$F_R = k_R \times \rho \times g \times H \times D_ç \times b_2 \qquad \textbf{(4.53)}$$

Radyal kuvvet hesabı deneysel katsayılara dayandığından dolayı hesabı da basittir. Çark alanına etkiyen basınçların sabit bir katsayı ile çarpılması sonucu kuvvetler elde edilir. Ancak yöntemi geliştirenler arasında sadece radyal kuvvet katsayısını belirleyen grafikler arasında farklılıklar olabilmektedir. HI yönteminde katsayı hem özgül hıza hem de debiye bağlı olarak değişmektedir.



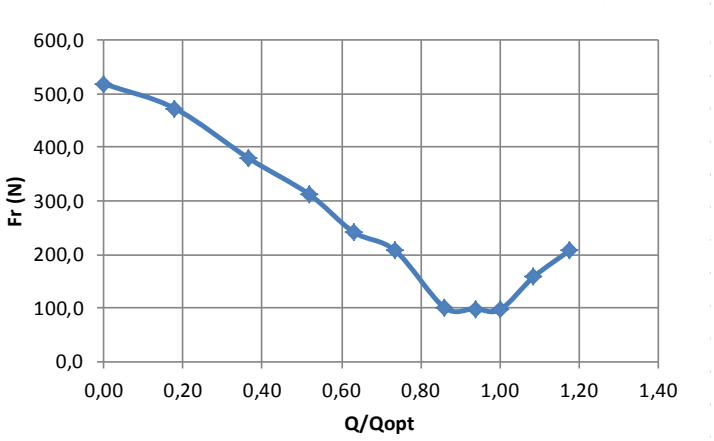
Şekil 4.18 :Uçtan emişli tek kademeli pompada debi ve özgül hıza bağlı radyal kuvvet katsayısı

Deneylerde seçilen pompanın özgül hızı 18,9 olarak hesaplanmıştı. Bu özgül hız değerine karşılık tablodan hangi debide radyal kuvvet hesabı yapılacak ise ona

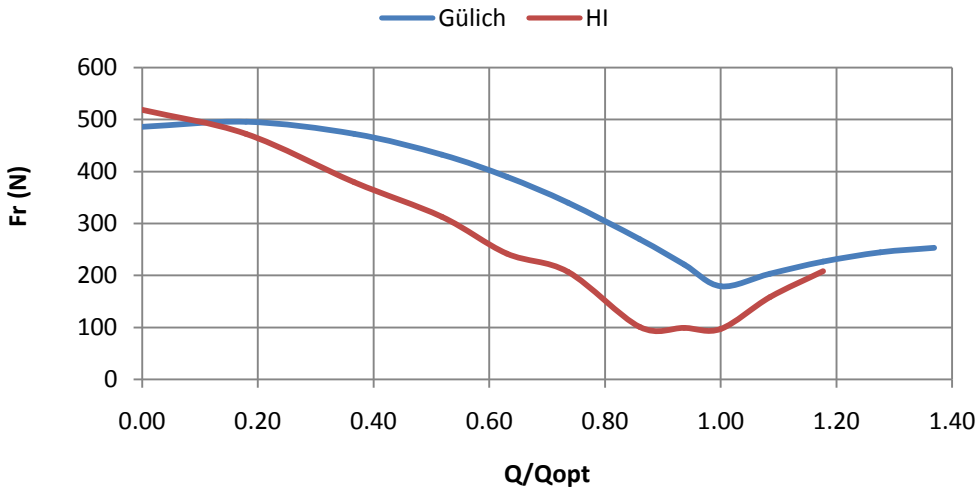
karşılık katsayılar okunur. Hedef debideki basınç değeri de formüle eklendikten sonra bu değerler için radyal kuvvet hesabı yapılır.

Çizelge 19 : Radyal kuvvetler – HI yöntemi

Q/Qopt	H (m)	F_r (N)	k
1,18	34,2	208,0	0,07
1,08	36,2	157,9	0,05
1,00	37,5	97,1	0,03
0,94	38,2	99,1	0,03
0,86	39,0	101,0	0,03
0,74	39,8	207,0	0,06
0,63	40,0	242,3	0,07
0,52	40,0	312,9	0,09
0,37	39,7	379,6	0,11
0,18	39,1	472,8	0,14
0,00	38,1	518,9	0,16



HI yönteminde grafik üzerinden katsayılar en fazla %120 debiye kadar alındığından dolayı hesaplar da bu noktaya kadar yapılabilmiştir. Hesaplar sonucunda %80 - %100 debi aralığında radyal kuvvetler en düşük mertebelerde çıkmıştır.



Şekil 4.19 :Gülich yöntemi ile HI yönteminin karşılaştırılması

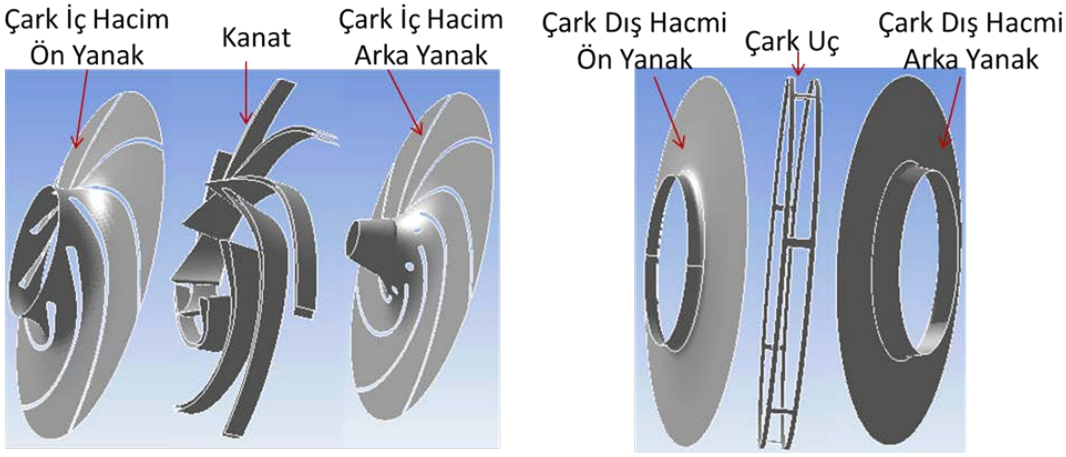
İki yöntem arasında karşılaştırılma yapıldığında radyal kuvvet karakteristiği aynı olmakla birlikte kuvvet mertebeleri arasında farklılıklar bulunmaktadır. Bu fark Gülich yönteminde bazı katsayılar aralık olarak belirtilmesinden kaynaklanmaktadır.

4.2.3 Analiz sonuçları ile analitik sonuçların karşılaştırılması

Analitik yöntemlerle yapılan hesaplamalarda çark çapı, pompa basma yüksekliği, yanaklar dâhil çark çıkış genişliği ve k katsayısı radyal kuvvet hesaplarının

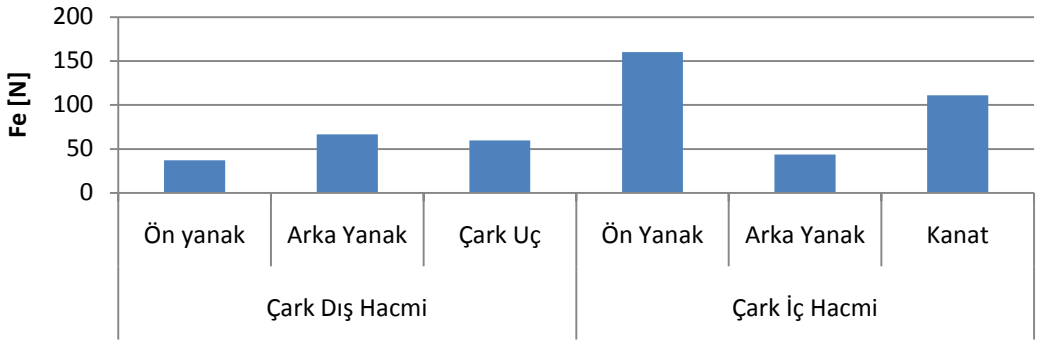
parametreleridir. Temel olarak çark çıkış alanına etkiyen basıncın deneysel yollarla elde edilen k katsayısı ile çarpılması sonucu radyal kuvvetler elde edilmektedir. Ancak bu hesaplamalarda kuvvetlerin yönü bilinememektedir.

Yapılan analizlerde radyal kuvvetin yönü ve büyüklüğü belirlenmiştir. Ayrıca, çarka gelen kuvvetler bölgesel olarak incelenmiştir. **Şekil 4.20**'de incelenen çark hacmi parçaları mevcuttur.

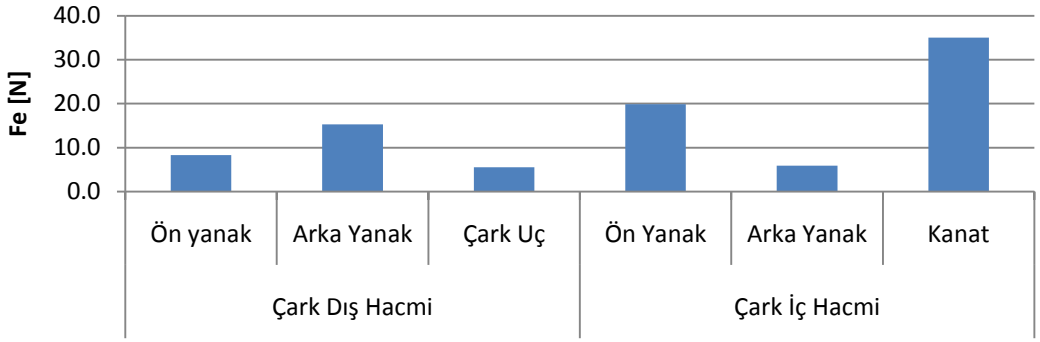


Şekil 4.20 :Çark hacmi parçaları

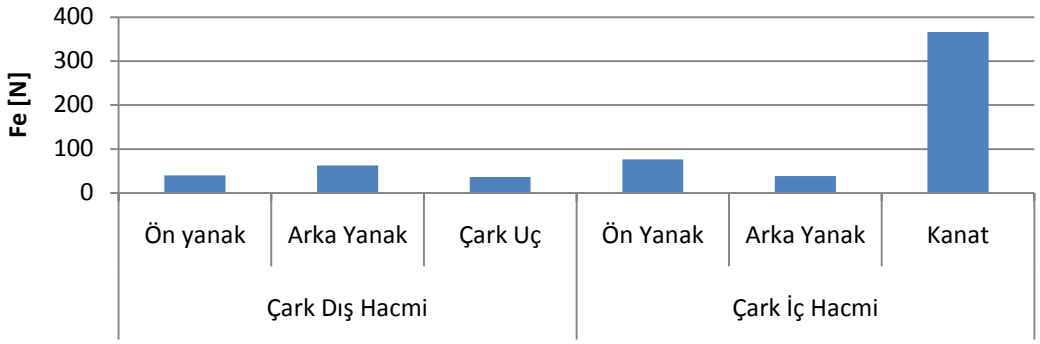
Radyal kuvvetlerin çark üzerindeki bileşke kuvvetlerinin dağılımları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. Q=183m^3/h debide baskın kuvvet çark iç hacminde ön yanağa etkiyen kuvvet iken debi azaldıkça kanatlara etkiyen bileşke kuvvetlerin toplam kuvvetler içerisinde daha baskın hale geldiği görülmektedir.



Şekil 4.21 :Q>Q_{opt} (Q=183m^3/h) için radyal kuvvetlerin dağılımı (mutlak)



Şekil 4.22 :Q=Q_{opt} (Q=129m^3/h) için radyal kuvvetlerin dağılımı (mutlak)

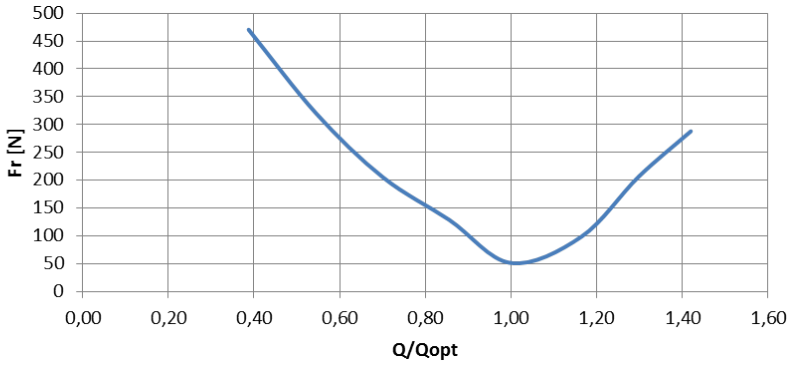


Şekil 4.23 :Q<Q_{opt} (Q=50m^3/h) için radyal kuvvetlerin dağılımı (mutlak)

Daha düşük debilerde kanatlara gelen kuvvetler çark içerisindeki ön dönmelerin artmasıyla artış göstermektedir yorumu yapılabilir.

Analitik hesaplamalarda çark uç yüzey alanı pompa basma yüksekliği ile çarpılırken analizlerde sadece çark katı yüzeylere gelen basınçlar sonucunda kuvvetler hesaplanmıştır.

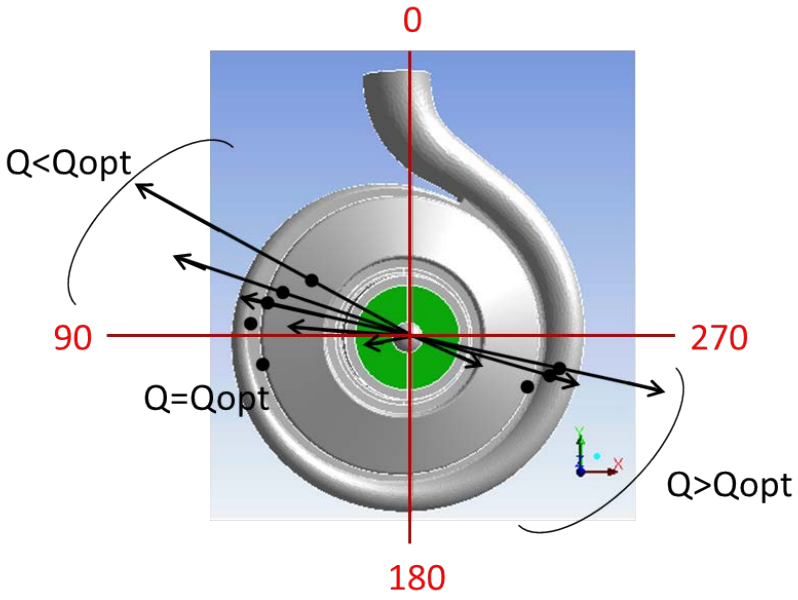
Q/Qopt	H [m]	F_r [N]	α
1,4	25	288	243
1,2	28	206	236
1,1	34	98	224
1,0	37	51	114
0,8	39	129	80
0,7	39	205	62
0,5	39	319	52
0,4	38	470	38



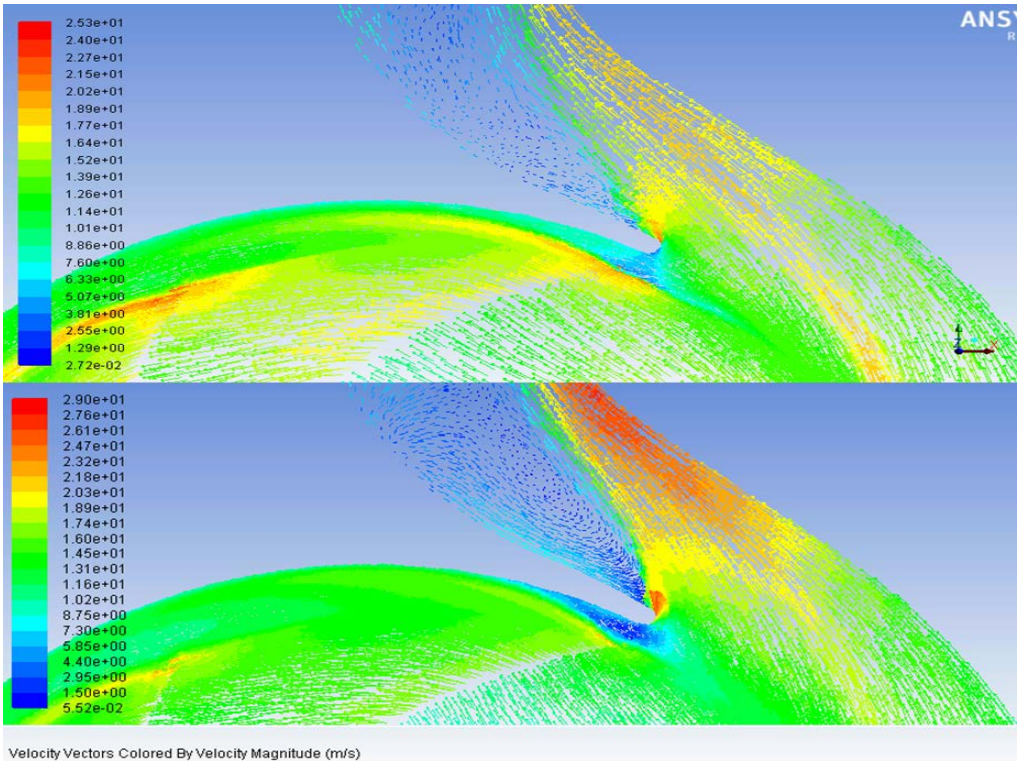
Şekil 4.24 : Analiz sonuçlarına göre radyal kuvvetler

Analiz sonuçlarında çarka etkiyen radyal kuvvetlerin x ve y bileşenleri ayrı ayrı hesaplanıp bileşke kuvvetten toplam kuvvet ve yön belirlenmiştir. Analiz sonuçlarında çıkan radyal kuvvetler en verimli debi noktasında en düşük kuvveti almaktadır. Buna müteakip sıfır debiye doğru sürekli artan bir grafik söz konusudur.

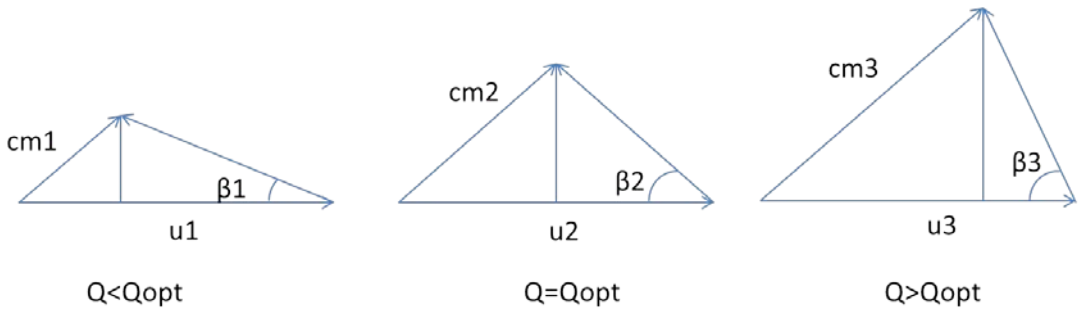
Kuvvetlerin gövde içerisindeki yön dağılımları ise **Şekil 4.25**'de mevcuttur. Kuvvetlerin yönleri **Şekil 4.17**'de beklenildiği gibi çıkmıştır. En verimli debi değerinden sonra salyangoz gövdenin genişleyen kesitlerine doğru bir yönelim varken, sıfır debiye doğru gövdenin daralan kesitlerine doğru bir yönelim mevcuttur.



Şekil 4.25 : Radyal kuvvetin farklı debilerde gövde içerisindeki yönleri

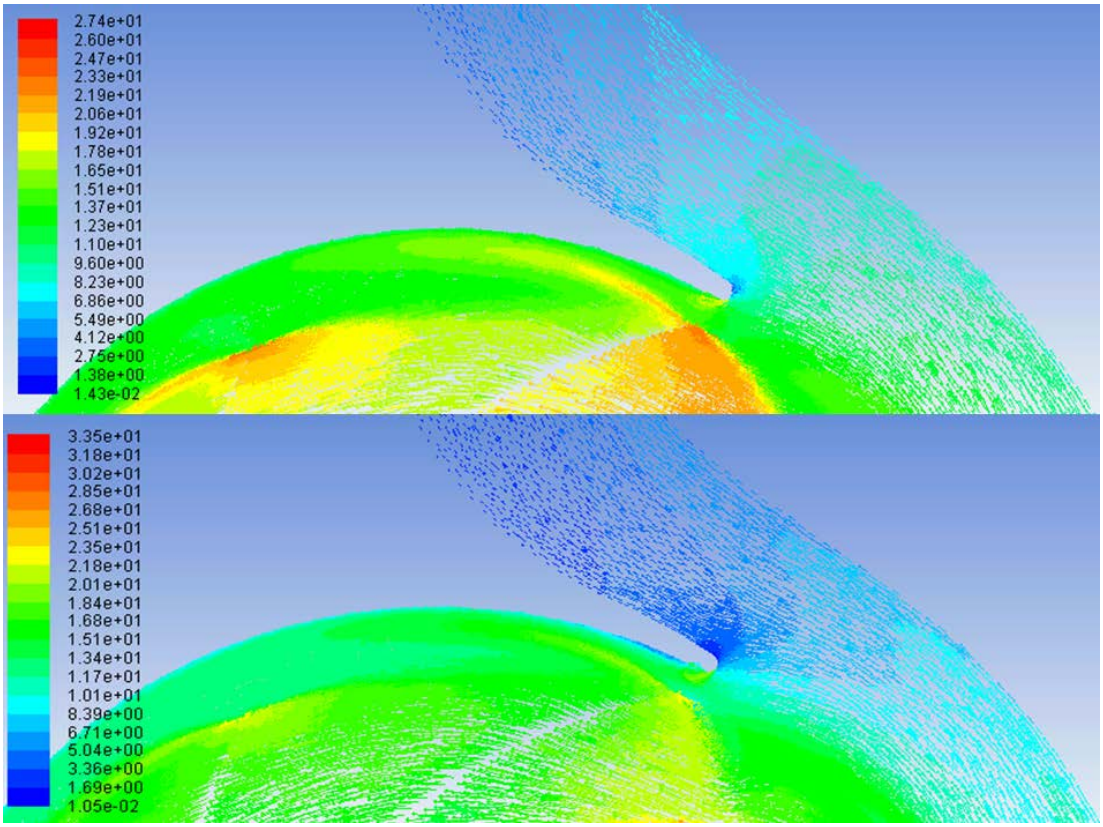


Şekil 4.26 :Sırasıyla 150 ve 183m^3/h debi değerlerinde boğaz kesitindeki hız alanları



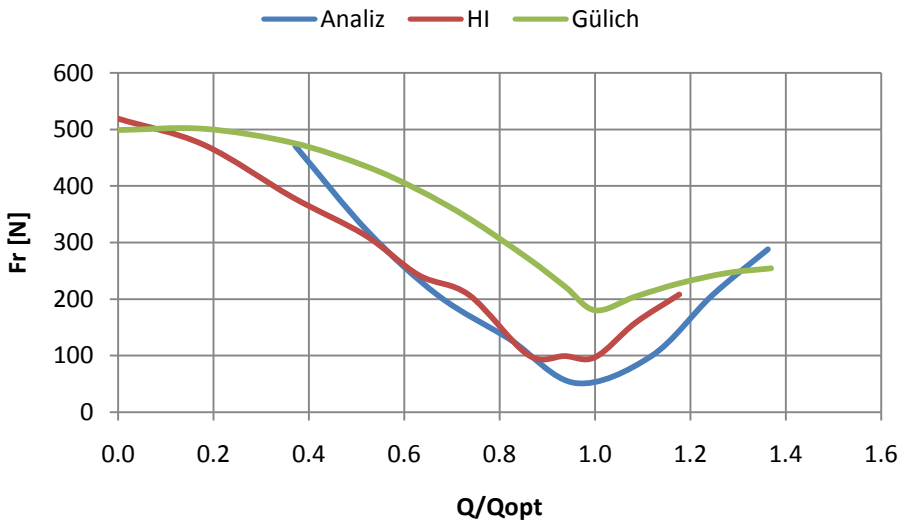
Şekil 4.27 :Hız üçgenleri

u teğetsel hız, devir sayısının ve çark çapının bileşeni olduğundan $u_1=u_2=u_3=u$'dur. Meridyenel hız c_m ise debinin bir fonksiyonu olduğundan dolayı debi arttıkça meridyenel hızlar da artmaktadır. Dolayısıyla β açıları da artış göstermektedir. Bu sebeple çark çıkışında salyangoz dil bölgesine akışın daha büyük açılar ile girmesi sonucu düşük hız bölgeleri oluşmaya başlamaktadır. Debinin daha da artması sonucunda ise ön dönmeler oluşmaktadır (**Şekil 4.15** ve **Şekil 4.26**).



Şekil 4.28 :Sırasıyla 90 ve 70m^3/h debi değerlerinde boğaz kesitindeki hız alanları

Daha küçük debilere gelindiğinde meridyenel hızlar düşecektir ve bu durumda β açıları da azalacaktır. Bunun neticesinde dil bölgesinde gövde tarafında hızlar oldukça düşecektir (**Şekil 4.28**).



Şekil 4.29 : Radyal kuvvetlerin karşılaştırılması

Analitik yollarla hesaplanan kuvvetlerle analiz sonucunda çıkan kuvvetlerin karakteristik yapıları benzerlik göstermektedir. Ancak Gülich yönteminde elde edilen sonuçların daha emniyetli olduğu göze çarpmaktadır.

5. BELİRSİZLİK ANALİZİ

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen bir yöntem, Kline ve McClintock tarafından ortaya atılmıştır [19]. Bu yönteme göre sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R ise bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, x_3,…x_n olsun. Bu durumda;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots x_n) \tag{5.1}$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları u_1, u_2 u_3,…u_n, ve R büyüklüğünün hata oranı U_R ise;

$$U_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1}.w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2}.w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3}.w_3\right)^2 + \cdots \left(\frac{\partial R}{\partial x_n}.w_n\right)^2\right]^{1/2} \tag{5.2}$$

5.1 Basma Yüksekliği İçin Belirsizlik Hesabı

$$H = \frac{\Delta P}{\rho.g} \tag{5.3}$$

Basınç farkı $\Delta P = 10.10^5 Pa \pm \%0.05$ ($U_{\Delta P} = 500Pa$)

Suyun yoğunluğu $\rho = 1000\ kg/m^3 \pm \%0.1 = 1000 \pm 1\ kg/m^3$ ($U_\rho = 1$)

Burada basma yüksekliği iki değişkenin fonksiyonudur.

$$H = f(\Delta P, \rho) \tag{5.4}$$

Analiz için gerekli denklemler:

$$\frac{\partial H}{\partial \Delta P} = \frac{1}{\rho.g}\left(\frac{Pa}{s^2}\right) \quad , \quad \frac{\partial H}{\partial \rho} = \frac{-\rho.\Delta P}{\rho^2.g^2}\left(\frac{s^4}{m}\right) \tag{5.5}$$

$$\frac{\partial H}{\partial \Delta P} = \frac{1}{1000 \times 9{,}81} = 1{,}02.10^{-4} \quad , \quad \frac{\partial H}{\partial \rho} = \frac{-9{,}81 \times 10.10^{-5}}{1000^2 \times 9{,}81^2} = 0{,}1 \tag{5.6}$$

$$U_H = \left[\left(\frac{\partial H}{\partial \Delta P}.u_{\Delta P}\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial \rho}.u_\rho\right)^2\right]^{1/2} \tag{5.7}$$

$$U_H = [(1{,}02.10^{-4} \times 500)^2 + (0{,}1 \times 1)^2]^{1/2} U_H = 0{,}112\ (\text{m}) \quad \textbf{(5.8)}$$

$$H = \frac{10.10^5}{9{,}81.1000} = 101{,}937\ (\text{m})\ \frac{U_H}{H} = \frac{0{,}112}{101{,}937} = 1{,}1.10^{-3}\ (\%\ 0{,}11) \quad \textbf{(5.9)}$$

5.2 Hidrolik Güç İçin Belirsizlik Hesabı

$$P_{hid} = Q.H.\rho.g \quad \textbf{(5.10)}$$

Debi için Q = 0,0372m^3/s ± % 0,5 (u_Q = 1,86.10^{-4})

Basma Yüksekliği için H = 37,16m ± % 0,11 (u_H = 0,041)

Hidrolik gücü iki değişkenin fonksiyonu olarak yazılabilir.

$$P_{hid} = f(Q, H) \quad \textbf{(5.11)}$$

$$\frac{\partial P_{hid}}{\partial Q} = H.\rho.g\ \left(\frac{kg}{s^2.m}\right) \quad , \quad \frac{\partial P_{hid}}{\partial H} = Q.\rho.g\ \left(\frac{kg.m}{s^3}\right) \quad \textbf{(5.12)}$$

$$\frac{\partial P_{hid}}{\partial Q} = 37{,}16 \times 1000 \times 9{,}81 = 364539{,}6$$

$$\frac{\partial P_{hid}}{\partial H} = 0{,}0372 \times 1000 \times 9{,}81 = 364{,}93$$

$$U_{P_{hid}} = \left[\left(\frac{\partial P_{hid}}{\partial Q}.u_Q\right)^2 + \left(\frac{\partial P_{hid}}{\partial H}.u_H\right)^2\right]^{1/2} \quad \textbf{(5.13)}$$

$$U_{P_{hid}} = [(364539{,}6 \times 1{,}86.10^{-4})^2 + (364{,}93 \times 0{,}041)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{P_{hid}} = 69{,}43\ (\text{W})$$

$$P_{hid} = 0{,}0372 \times 37{,}16 \times 1000 \times 9{,}81 = 13560{,}87\ (\text{W})$$

$$\frac{U_{P_{hid}}}{P_{hid}} = \frac{69{,}43}{13560{,}87} = 5{,}11.10^{-3}\ (\%\ 0{,}51) \quad \textbf{(5.14)}$$

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tez kapsamında pompaya etkiyen kuvvetlerden sadece hidrolik kaynaklı olanlar incelenmiştir. Seçilen bir santrifüj pompanın literatürde bulunan farklı hesaplama yöntemleri ile eksenel ve radyal kuvvet hesapları yapılmıştır. Hesaplama yöntemlerinin yanı sıra pompanın HAD ile performansı belirlenerek deneysel yollarla elde edilen performansla karşılaştırılması yapılmıştır. Karşılaştırma neticesinde analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında uyum olduğu gözlenmiştir. Analiz sonuçlarının doğruluğu tespit edildikten sonra farklı çalışma noktaları için pompaya etkiyen kuvvetler de hesaplatılmıştır.

Yazıcı, Gülich ve HI yöntemleri ile yapılan eksenel kuvvet hesaplarında HI yönteminin oldukça emniyetli olduğu göze çarpmaktadır. Bu üç yöntemde sonuçların aynı yapıda olduğu göze çarpmasına rağmen HI yönteminde ortaya çıkan sonuçlarla diğer yöntemlerin sonuçları arasında %100 mertebelerinde pozitif yönde fark olduğu gözlenmiştir. Burada HI yönteminin uygulanabilirliğinin pratik olabilmesi amacıyla yöntemin bazı kabuller yaptığı göz önünde bulundurulmalıdır. Yazıcı ve Gülich yöntemleri birbirlerine yakın sonuçlar vermiş olmasına rağmen bu iki yöntemin uygulaması HI yöntemi kadar pratik değildir. Analiz sonuçları incelendiğinde, analiz sonuçlarının debiye bağlı kuvvet karakteristik yapısının hesaplarla elde edilen sonuçlarla uyuşmadığı görülmüştür. Pompanın verimli olduğu bölgelerde sonuçların yakın olması göze çarparken büyük ve küçük debilere gidildikçe ayrılmalar olmaktadır. Analiz sonuçlarının sadece çark dış hacmi üzerinden alınması sonucunda verimli çalışma bölgesi için sonuçların tam uyumu söz konusu iken çark toplam hacmi üzerinden karşılaştırılma yapıldığında farkın arttığı belirlenmiştir. Farklı hesap yöntemleri ile analiz sonucu elde edilen değerlerin karakteristik yapının uyuşmamasına rağmen uçtan emişli tek kademeli bir santrifüj pompa üzerinde eksenel kuvvetlerin tespiti amacıyla yapılan deneyde [18] analiz sonuçları ile hemen hemen aynı karakteristik yapının oluşması durumu ilginçleştirmiştir. Buradan, çark etrafındaki statik basınç dağılımlarının büyük ve küçük debilerde beklenildiği gibi olmadığı yorumu çıkarılabileceği gibi eksenel kuvvetin bu karakteristik yapısı ile ilgili literatürde de net bir açıklama mevcut değildir.

Radyal kuvvetlerin analitik hesaplamaları Gülich ve HI yöntemleri ile yapılmıştır ve iki yöntemden elde edilen sonuçlarda radyal kuvvetin karakteristik yapısı aynı çıkmıştır. En verimli bölgede en düşük radyal kuvvetler oluşurken, büyük debilere doğru kuvvetlerde artış olmakla birlikte sıfır debiye doğru radyal kuvvetler en yüksek değerine ulaşmaktadır. Gülich yöntemi ile HI yöntemi arasında çalışma bölgesi içerisinde mertebe olarak farklılıklar olmasına rağmen en yüksek kuvvetin olduğu bölgede kuvvetlerin uyuştuğu görülmüştür. Tasarımların da en yüksek kuvvete göre yapılacağı göz önünde bulundurulduğunda iki yönteminde aynı değerleri verdiği söylenebilir. Analizlerden elde edilen sonuçların ise her çalışma değeri için HI yöntemi ile tam bir uyum içerisinde olduğu tespit edilmiştir.

Teknolojinin ilerlemesiyle çok büyük yükleri taşıyabilen rulmanlar üretilmesine rağmen, hesaplamalar sonucunda gereğinden fazla emniyetli değerler alarak çok büyük yükleri taşıyabilen rulmanlar kullanmak çok fazla ekonomik olmayacaktır. Bu kapsamda HI yönteminin eksenel kuvvet için çok fazla emniyetli olmasından dolayı yöntemin kullanılması uygun görülmemiştir. Her ne kadar karakteristik yapıları analiz ve deney sonucuna [18] göre farklı olsa da Yazıcı ve Gülich yöntemlerinde hesaplanan eksenel kuvvetlerin mertebeleri birbirlerine yakın sonuçlar vermiştir. Gülich yöntemi de Yazıcı yöntemine göre biraz daha emniyetli ve daha karmaşık bir hesabı olmasından dolayı Yazıcı yöntemi daha uygulanabilir bir yöntem olarak görülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] **European Commision.** (2011). Study on improving the energy efficiency of pumps.

[2] **Temiz, V., Parlar, Z.** (2011). Santrifüj Pompalarda Modern Yataklama Teknikleri, 7. Pompa ve Vana Kongresi, İstanbul

[3] **Barrio, R., Fernandez, J., Blanca, E. And Porrondo, J.** (2011). Estimation of radial load in centrifugal pumps using computational fluid dynamics, *European Journal of Mechanics B/Fluids* 316-324.

[4] **Dufour, J. W., Nelson, W. E.**(1993)CentrifugalPumpSourcebook p:79-95, McGrawHill, New York.

[5] **Gülich, J. F.** (2008). Centrifugal Pumps, Springer, Berlin, Almanya.

[6] **ISO 9906** (2012). Rotodynamic pumps-Hydraulic performance acceptance tests-Grades 1,2 and 3.

[7] **Hydraulic Instutie** (2009). American National Standart for Rotodynamic (Centrifugal) Pumps for Design and Application.

[8] **SIHI** (2003). Basic Principles for the Design of Centrifugal Pump Installation, Sterling Fluid Systems B.V.

[9] **Kaya, M.** (2009). Santrifüj Pompa Performansının Sayısal Analizi (Yüksek Lisans Tezi), İTÜ, İstanbul.

[10] **White, F. M.(**2004): Akışkanlar Mekaniği, çev,KadirKırkköprü, Erkan Ayder Literatür Yayınları, İstanbul.

[11] **FluentUser's Guide.**

[12] **Troskolanski, A. T., Lazarkiewicz S.**(1965). Impeller Pumps, Wydawnictwa Naukowa Techniczne, Warszawa.

[13] **Gülich, J. F.,Jud, W.** Review of parameters influencing hydraulic forces on centrifugal impellers, *Radial Loads and Axial Thursts on Centrifugal Pump, the Instution of Mechanical Engineers.*

[14] **Goulos, A., Truscott, G. F.** Dynamic hydraulic loading on a centrifugal pump impeller.

[15] **Agostinelli, A., Nobles, D., Mockridge, C. R.,** (1960) An experimental investigation of radial thrust in centrifugal pumps, *Transactions of ASME.*

[16] **Yazıcı, H. F.** (1983) Su Makinaları Problemleri Teori ve Uygulamalar, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, Gümuşsuyu.

[17] **Stepanoff, A., J.** (1957). Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application, Krieger Publishing Company, Florida.

[18] **Kline, S.J.,McClintock, F.A.** (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mech. Eng*., S.3, January.

EKLER

EK A **:** Pompa performans eğrisi

EK A1: Pompa performansının belirlenmesi

Standart Pompa ve Makina San. Tic. A.Ş.
Dudullu Org. Sanayi Bolgesi 2. Cadde No:9
34775 Esenkent - Ümraniye - İstanbul - TR
t : +90 216 466 89 00 f : +90 216 415 88 60

Stand No: 2 — 1/2
T / D : — 05.03.2013
Ref :
Test No : — per_126

Pompa Deney Raporu / Pump Test Report

Müşteri / Customer : EREN ÇAKIR — **Proj. :** TEZ

Pompa Bilgileri / Pump Data

Tip / Type : SCP 80-315 — $D_{cark/Imp}$: 328 mm — **DNe :** 125 mm
Seri / Serial : — **Tasarım / Design :** Uçtan Emisli ISO2858 — **DNb :** 80 mm

Ölçme Sistemi / Measurement System

Man. (Emme/Suct.) : 0-3 bar(mutlak) — **Debi / Flow :** DN 125 — D_1 : 158 mm
Man. (Basma/Disch.) : 0-10 bar — **Δ z :** 0,00 m — D_2 : 80 mm
$T_{ort/amb}$: 14,9 °C — P_{atm} : 1013,3 mbar — $T_{Su\ /\ Liq.}$: 15,4 °C
Test Sıvısı / Liquid : Su — **ρ :** 1,00 kg/dm³ — $P_{buh\ /\ vap}$: 0,179 m

Motor Bilgileri / Motor Data

Üret./Manuf.: WAT — **P :** 22 kW — **Volt. :** 380 V — **cos Φ:** 0,82
Tip / Type : Q2E 180L4B — **n :** 1465 rpm — **I :** 44,5 A
Seri / Serial : 9652 — **Fre. :** 50 Hz — η_m : 91,6 %

Çalışma Noktası Bilgileri / Operating Conditions

Sıvı / Liquid : Su — **ρ :** 1,000 kg/dm³ — **Sıcaklık / Temp. :** 20,0 °C

	n rpm	Q m3/h	H m	η_p %	η_s %	n rpm	Q m3/h	H m	η_p %	η_s %
Anma / Rated	1480	135,0	37,5	74,0	-	-	-	-	-	-
Deney / Test	1473	134,4	37,1	74,0	-	-	-	-	-	-

Ölçümler / Measurements

No	n rpm	Q m3/h	$p_{giriş/suct}$ barA	$p_{çıkış/disch}$ bar	$v^2/2g$ m	H m	P_1 kW	η_m %	P_2 kW	η_p %
1	1470,6	183,3	1,09	2,33	4,88	27,89	23,70	91,6	21,71	64,2
2	1471,2	170,9	1,09	2,70	4,25	31,07	22,84	91,6	20,93	69,1
3	1471,4	157,6	1,09	3,04	3,61	33,85	21,94	91,6	20,10	72,2
4	1473,2	145,5	1,09	3,29	3,08	35,84	21,08	91,6	19,31	73,5
5	1473,8	134,2	1,10	3,47	2,62	37,16	20,15	91,6	18,45	73,6
6	1474,4	125,7	1,10	3,57	2,30	37,89	19,28	91,6	17,66	73,4
7	1476,0	115,5	1,10	3,70	1,94	38,79	18,40	91,6	16,85	72,4
8	1478,1	99,0	1,10	3,84	1,43	39,68	16,89	91,6	15,46	69,1
9	1480,0	84,9	1,10	3,91	1,05	40,05	15,45	91,2	14,08	65,6
10	1482,4	69,9	1,11	3,96	0,71	40,16	13,92	90,8	12,64	60,4
11	1484,9	49,5	1,11	3,98	0,36	40,00	11,93	90,2	10,76	50,0
12	1487,9	24,3	1,11	3,96	0,09	39,47	9,64	89,6	8,64	30,0
13	1490,4	0,0	1,11	3,88	0,00	38,62	7,82	89,2	6,98	0,0
14										
15										

Anma Şartlarında / Rated Conditions

No	n rpm	Q m3/h	H m	P_2 kW @ 1,00	P_2 kW @ 1	η_p %
1	1480,0	184,4	28,25	22,13	22,13	64,2
2	1480,0	171,9	31,44	21,31	21,31	69,1
3	1480,0	158,5	34,25	20,46	20,46	72,3
4	1480,0	146,1	36,17	19,57	19,57	73,6
5	**1480,0**	**134,8**	**37,47**	**18,69**	**18,69**	**73,6**
6	1480,0	126,2	38,18	17,87	17,87	73,5
7	1480,0	115,8	39,00	16,99	16,99	72,4
8	1480,0	99,2	39,79	15,52	15,52	69,3
9	1480,0	84,9	40,05	14,09	14,09	65,8
10	1480,0	69,7	40,03	12,58	12,58	60,5
11	1480,0	49,3	39,73	10,66	10,66	50,1
12	1480,0	24,2	39,05	8,51	8,51	30,2
13	1480,0	0,0	38,08	6,83	6,83	0,0
14						
15						

Malzemeler / Materials

Gövde / Casing :
Difüzör / Diffuser :
Çark / Impeller :
Mil / Shaft :

Açıklamalar / Comments

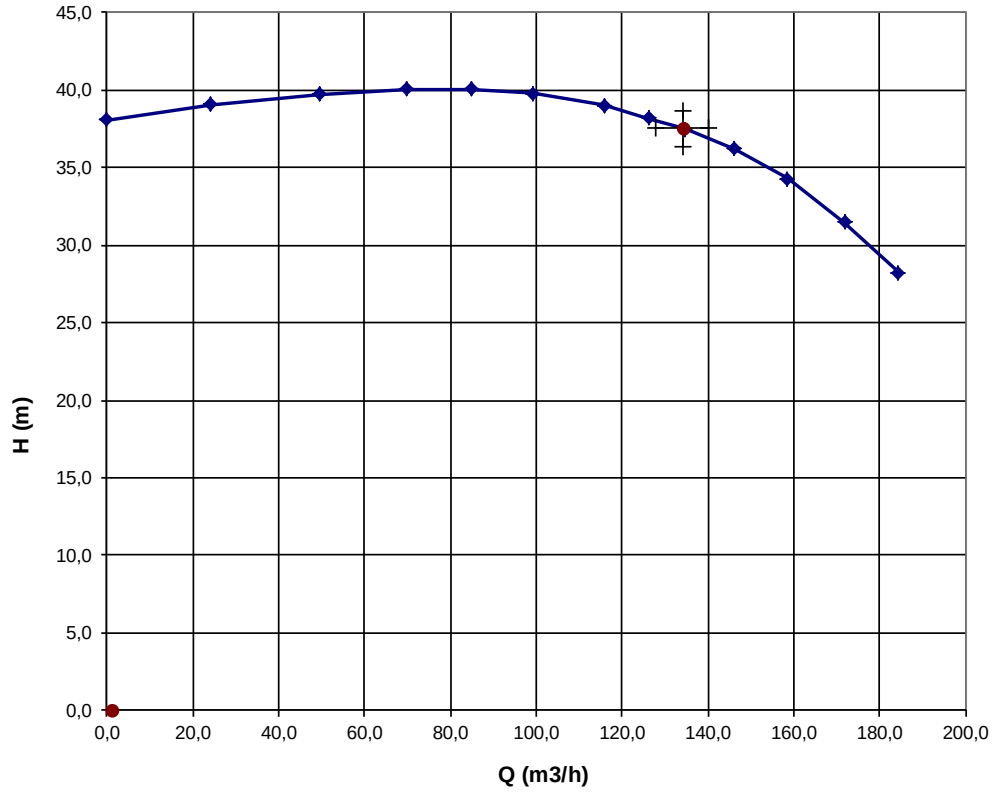
Test Sınıfı / Class : ISO 9906 Class 1 Tol. : Q ±4,5%, H ±3%, η -3%

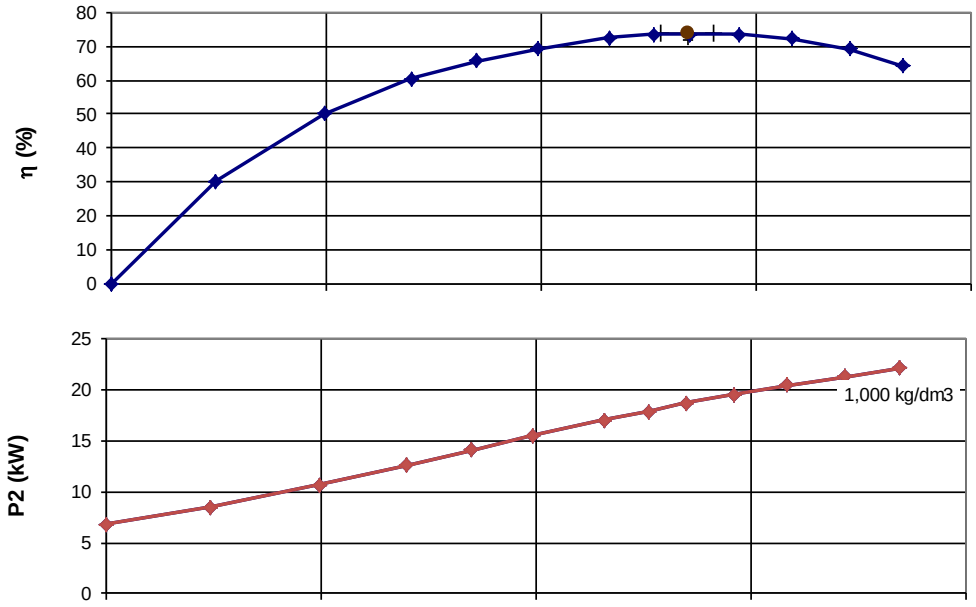
Deney Yürütücüsü / Test Leader: ÇAKIR — Gözetim Sorumlusu / Inspection Auth. :

EK B2: Pompa performansının belirlenmesi

Standart POMPA ve MAKİNA SANAYİ TİC. A.Ş.

Tip / Type : SCP 80-315	**Stand No:** 2	2/2
$D_{çark/Imp}$: 328 mm	**T / D :**	05.03.2013
Seri / Serial :	**Ref :**	0
n : 1480 rpm	**Test No :**	per_126





Test Sınıfı / Class : ISO 9906 Class 1 Tol. : Q ±4,5%, H ±3%, η -3%

Deney Yürütücüsü / Test Leader: ÇAKIR Gözetim Sorumlusu / Inspection Auth. : 0

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad **:** Eren ÇAKIR

Doğum Yeri ve Tarihi **:** Malatya 06.05.1987

Lisans **:** İstanbul Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği

Mesleki Deneyimler **:** 2010-Devam ediyor. Standart Pompa Mak. San. A.Ş.

Yayınlar **: Çakır, E. ve Karaca, M.** (2011). Viskoz sıvıların santrifüj pompalarla basılması: ISO/TR 17766 Teknik Raporu Üzerine İnceleme, *7. Pompa ve Vana Kongresi, 28-30 Nisan 2011, Mart 2012 Tesisat Dergisi.*