

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

**SANTRİFÜJ POMPA PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**Mehmet KAYA**

**Anabilim Dalı : Enerji Bilim ve Teknoloji**

**Programı : Enerji Bilim ve Teknoloji**

**HAZİRAN 2009**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ**

**SANTRİFÜJ POMPA PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mehmet KAYA**

**(301061036)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2009**

**Tezin Savunulduğu Tarih : 05 Haziran 2009**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Murat AYDIN (İTÜ)**

**Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ (İTÜ)**

**Prof. Dr. Erkan AYDER (İTÜ)**

**HAZİRAN 2009**



## ÖNSÖZ

Çalışmalarım sırasında desteğini benden esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Murat Aydın'a, bilgi ve deneyimlerini benimle paylaşarak tezin gelişimine önemli katkıları bulunan Dr. Ahmet Haluk Türkmen'e, Hamdi Nadir Tural'a ve bu çalışma sürecinde gösterdiği sabır için İpek Özmen'e teşekkür ederim.

Haziran 2009

Mehmet KAYA  
Makina Mühendisi



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER.....	iii
KISALTMALAR.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
SEMBOL LİSTESİ.....	xi
ÖZET .....	xiii
SUMMARY.....	xv
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
1.1 Çalışmanın Amacı.....	1
1.2 Literatür Araştırması .....	2
1.2.1 Santrifüj pompa içindeki akışa ilişkin HAD uygulamaları.....	3
1.2.2 Viskoz akışkanların basılmasına ilişkin yapılan çalışmalar .....	11
1.3 Literatür Araştırması Sonucunda Çalışmaya İlişkin Kazanımlar.....	13
<b>2. POMPA AKIŞ HACMİNİN VE SAYISAL AĞ TABAKASININ OLUŞTURULMASI.....</b>	<b>15</b>
2.1 Üç Boyutlu Pompa Modelinin Oluşturulması.....	15
2.2 Pompa Akış Hacminin Oluşturulması .....	18
2.3 Sayısal Ağ Tabakasının Oluşturulması.....	21
<b>3. KORUNUM DENKLEMLERİ VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ.....</b>	<b>25</b>
3.1 Korunum Denklemleri.....	25
3.2 Çeper Fonksiyonları .....	35
3.3 Ayrıklaştırma ve Çözüm Yöntemi .....	37
<b>4. POMPA PERFORMANSININ BELİRLENMESİ .....</b>	<b>41</b>
4.1 Sınır Koşulları .....	41
4.2 Türbülans Modellerinin Çözüme Etkileri.....	43
4.3 Yakınsamanın Kontrolü ve Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	45
4.3.1 $Q/Q_{opt} = 1$ için sonuçlar .....	48
4.3.2 $Q/Q_{opt} = 1.2$ için sonuçlar.....	50
4.3.3 $Q/Q_{opt} = 0.8$ için sonuçlar.....	52
4.3.4 $Q/Q_{opt} = 0.6$ için sonuçlar.....	54
4.3.5 $Q/Q_{opt} = 0.4$ için sonuçlar.....	55
4.4 Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması .....	58
<b>5. SIVI VİSKOZİTESİNİN VE MALZEME PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN POMPA PERFORMANSINA ETKİLERİ .....</b>	<b>59</b>
5.1 Viskoz Yağlar Kullanılması Durumunda Pompa Performansının Belirlenmesi .....	59
5.1.1 Viskoz akışkanlar için sayısal ve tahmini performans eğrilerinin kıyaslanması.....	63

5.2 Malzeme Yüzey Pürüzlülüğünün Pompa Performansına Etkisinin Belirlenmesi.....	67
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>71</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>73</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>73</b>



## **KISALTMALAR**

<b>CAD</b>	: Computer Aided Design
<b>HAD</b>	: Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
<b>SIMPLE</b>	: Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations
<b>NPSH</b>	: Net Positive Suction Head
<b>LDV</b>	: Laser Doppler Velocimeter
<b>DNS</b>	: Doğrudan Sayısal Simülasyon



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 2.1 : Çark tasarım değerleri.....	16
Çizelge 2.2 : Salyangoz kesitleri.....	17
Çizelge 2.3 : $Q/Q_{opt} = 1$ durumunda sayısal ağın çözüme etkileri .....	23
Çizelge 4.1 : $Q/Q_{opt} = 1$ Durumunda türbülans modellerinin çözüme etkileri .....	44
Çizelge 4.2 : Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler .....	48
Çizelge 4.3 : Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler .....	51
Çizelge 4.4 : Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler .....	52
Çizelge 4.5 : Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler .....	54
Çizelge 4.6 : Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler .....	56
Çizelge 5.1 : Kullanılan yağlar ve özellikleri .....	60
Çizelge 5.2 : $v = 22$ cSt için hesap edilen değerler .....	61
Çizelge 5.3 : $v = 68$ cSt için hesap edilen değerler .....	61
Çizelge 5.4 : $v = 100$ cSt için hesap edilen değerler .....	61
Çizelge 5.5 : $v = 22$ cSt için tahmin edilen değerler .....	65
Çizelge 5.6 : $v = 68$ cSt için tahmin edilen değerler .....	66
Çizelge 5.7 : $v = 100$ cSt için tahmin edilen değerler .....	66



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1	: Çözüm bölgesi ve sınır şartları.....	3
Şekil 1.2	: Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması .....	4
Şekil 1.3	: Çark ve gövdeler için oluşturulan sayısal ağ.....	5
Şekil 1.4	: Farklı salyangoz kesitlerinin $\dot{m}/\dot{m}_{opt}=0.93$ ve $\varphi = 48^{\circ}$ için ikincil akışa etkisi.....	6
Şekil 1.5	: M2 çarkı için hesaplanan H-Q eğrisi (a) 2900 d/dak, (b) 1450 d/dak.....	7
Şekil 1.6	: Optimum debide 4 farklı salyangoz kesiti için hız dağılımları, üstte sayısal ve altında deneysel sonuçlar .....	7
Şekil 1.7	: Türbülans modellerinin meridyonel hız alanına etkileri.....	8
Şekil 1.8	: Sayısal ağın görünüşü .....	8
Şekil 1.9	: Birbirlerine göre $0^{\circ}, 15^{\circ}$ ve $30^{\circ}$ açılarla konumlandırılmış kanatlar ve çark .....	9
Şekil 1.10	: Türbin durumunda deney ve HAD ile oluşturulan basınç sayısı ve verim eğrileri.....	10
Şekil 1.11	: Farklı viskozitelerde pompa performans eğrileri .....	12
Şekil 1.12	: $\nu = 43$ cSt ve $\nu = 62$ cSt yağlar basılması durumunda kanat çıkış açısının etkileri .....	13
Şekil 2.1	: Standart pompa tasarım programı ile elde edilen 2 boyutlu kanat profili	16
Şekil 2.2	: Üç boyutlu kanat profili ve çark göbeği .....	17
Şekil 2.3	: Çark izometrik görünüşü.....	17
Şekil 2.4	: Salyangoz akış kesitleri .....	18
Şekil 2.5	: Çark akış hacmi .....	19
Şekil 2.6	: Et kalınlığı verilmiş çark akış hacmi .....	19
Şekil 2.7	: Tamamlanmış pompa akış hacmi ve elemanları .....	20
Şekil 2.8	: Akış hacmi meridyonel ve radyal kesitleri.....	21
Şekil 2.9	: Kanat basınç tarafı için oluşturulmuş sayısal ağ .....	22
Şekil 2.10	: Çark kanatları üzerindeki sayısal ağ.....	22
Şekil 2.11	: Pompa sayısal ağından bir görünüş .....	23
Şekil 2.12	: Manometrik yüksekliğin sayısal ağ ile değişimi .....	24
Şekil 2.13	: Verimin sayısal ağ ile değişimi .....	24
Şekil 3.1	: Hareketsiz ve dönen referans sistemleri .....	26
Şekil 3.2	: Basınca dayalı birleşik algoritmada izlenen adımlar .....	38
Şekil 4.1	: Bazı sınır koşullarının tipleri ve uygulandıkları yüzeyler.....	43
Şekil 4.2	: Çark meridyonel kesitinde farklı türbülans modelleri için mutlak hız konturları .....	44
Şekil 4.3	: $Q/Q_{opt}=1$ durumunda hatanın iterasyon ile değişimi.....	45
Şekil 4.4	: Yakınsamanın moment ve basınç değişimi ile kontrolü.....	46
Şekil 4.5	: Pompa radyal kesitinde sırayla statik, dinamik ve toplam basınç dağılımı .....	49
Şekil 4.6	: Pompa meridyonel kesitinde statik, dinamik ve toplam basınç dağılımı	49
Şekil 4.7	: Pompa radyal ve meridyonel kesitlerinde mutlak hız dağılımı.....	49

Şekil 4.8 : Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri.....	50
Şekil 4.9 : Pompa çıkışında mutlak hız vektörleri.....	50
Şekil 4.10: Pompa radyal kesitinde statik ve toplam basınç dağılımı .....	51
Şekil 4.11: Pompa radyal ve meridyenel kesitlerinde mutlak hız dağılımı.....	51
Şekil 4.12: Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri.....	52
Şekil 4.13: Pompa radyal kesitinde statik ve toplam basınç dağılımı .....	53
Şekil 4.14: Pompa radyal ve meridyenel kesitlerinde mutlak hız dağılımı.....	53
Şekil 4.15: Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri.....	54
Şekil 4.16: Pompa radyal kesitinde statik ve toplam basınç dağılımı .....	55
Şekil 4.17: Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri.....	55
Şekil 4.18: Pompa radyal kesitinde statik ve toplam basınç dağılımı .....	56
Şekil 4.19: Pompa radyal ve meridyenel kesitlerinde mutlak hız dağılımı.....	57
Şekil 4.20: Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri.....	57
Şekil 4.21: Çark girişinde mutlak hız vektörleri.....	57
Şekil 4.22: Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması .....	58
Şekil 5.1 : Yakınsamanın takibi (solda $v=22c_{St}$ ve sağda $100c_{St}$ ) .....	60
Şekil 5.2 : Eş verim noktalarının geometrik yerleri.....	62
Şekil 5.3 : Sayısal Q-H eğrileri.....	63
Şekil 5.4 : Sayısal Q-n eğrileri.....	63
Şekil 5.5 : Sayısal ve tahmini Q-H eğrileri .....	67
Şekil 5.6 : Sayısal ve tahmini Q- $\eta$ eğrileri .....	67
Şekil 5.7 : $Q_{su}/Q_{optsu} = 1$ durumunda pürüz yüksekliğinin performansa etkileri ..	69

## SEMBOL LİSTESİ

<b>Q</b>	: Debi
<b>v</b>	: Kinematik viskozite
<b><math>\dot{m}</math></b>	: Kütleli debi
<b>H<sub>m</sub></b>	: Basma yüksekliği
<b><math>\eta</math></b>	: Genel verim
<b>P</b>	: Güç
<b>n<sub>s</sub></b>	: Özgül hız
<b>k</b>	: Türbülans kinetik enerjisi
<b><math>\varepsilon</math></b>	: Türbülans yitim hızı
<b><math>\omega</math></b>	: Özgül türbülans yitim hızı
<b>K<sub>s</sub></b>	: Fiziksel pürüz yüksekliği
<b>Re</b>	: Reynolds sayısı
<b>N</b>	: Devir sayısı
<b><math>\eta_m</math></b>	: Mekanik verim
<b><math>\eta_v</math></b>	: Kaçak verimi
<b><math>\eta_h</math></b>	: Hidrolik verim
<b>d<sub>m</sub></b>	: Mil çapı
<b>d<sub>g</sub></b>	: Çark göbeği çapı
<b>D<sub>o</sub></b>	: Çark giriş çapı
<b>z</b>	: Kanat sayısı
<b>S<sub>1</sub></b>	: Giriş kanat kalınlığı
<b>S<sub>2</sub></b>	: Çıkış kanat kalınlığı
<b>b<sub>2</sub></b>	: Çıkış genişliği
<b><math>\beta_1</math></b>	: Merkezi akım çizgisi için kanat giriş açısı
<b><math>\beta_2</math></b>	: Merkezi akım çizgisi için kanat çıkış açısı
<b>D<sub>2</sub></b>	: Çark çapı
<b><math>\rho</math></b>	: Yoğunluk
<b>t</b>	: Zaman
<b><math>\bar{v}</math></b>	: Mutlak hız
<b>u</b>	: x yönündeki hız bileşeni
<b>v</b>	: y yönündeki hız bileşeni
<b>w</b>	: z yönündeki hız bileşeni
<b><math>\sigma_{ij}</math></b>	: Gerilme tansörü
<b><math>\tau_{ij}</math></b>	: Viskoz gerilme tansörü
<b>u</b>	: x yönündeki hız bileşeni
<b>v</b>	: y yönündeki hız bileşeni
<b>w</b>	: z yönündeki hız bileşeni
<b><math>\sigma_{ij}</math></b>	: Gerilme tansörü
<b><math>\tau_{ij}</math></b>	: Viskoz gerilme tansörü
<b><math>\mu</math></b>	: Dinamik viskozite
<b><math>\bar{\omega}</math></b>	: Açısal hız

$\vec{r}$	: Pozisyon vektörü
$\overline{v_r}$	: Bağlı hız
$\overline{u_r}$	: Çevresel hız
$\overline{u_i}$	: Ortalanmış hız bileşeni
$\overline{u_i'}$	: Çalkantı hız bileşeni
$\overline{S_{ij}}$	: Ortalanmış gerilme tansörü
$\tau_{ij}$ türbülans	: Reynolds gerilmeleri
$G_k$	: Türbülans kinetik enerjisi üretimi
$\sigma_k$	: k için türbülanslı Prandtl sayısı
$\sigma_\varepsilon$	: $\varepsilon$ için türbülanslı Prandtl sayısı
$\mu_t$	: Türbülanslı viskozite
$C_\mu$	: Sabit sayı
$\tau_w$	: Çeper kayma gerilmesi
$U_p$	: Akışkanın P noktasındaki ortalama hızı
$k_p$	: Akışkanın P noktasındaki türbülans kinetik enerjisi
$y_p$	: P noktasından çepere olan mesafe
$\kappa$	: von Kármán sabiti
$E$	: Deneysel sabit
$n$	: Çepere dik yöndeki koordinat
$\Phi$	: Skaler bir büyüklük
$V$	: Kontrol hacmi
$\overline{A}$	: Yüzey alan vektörü
$\Gamma_\phi$	: Difüzyon katsayısı
$N_y$	: Hücreyi saran yüzeylerin sayısı
$a_p$	: Doğrusallaştırma katsayısı
$a_{NB}$	: Doğrusallaştırma katsayısı
$M$	: Hidrolik tork
$P_h$	: Hidrolik güç
$g$	: Yerçekimi ivmesi
$\Omega_s$	: Çark özgül hızı
$P_v$	: Verilen güç
$Q_{opt}$	: Optimum debi değeri
$V$	: Kontrol hacmi
$B$	: Parametre
$C_Q$	: Debi düzeltme faktörü
$C_H$	: Basma yüksekliği düzeltme faktörü
$C_\eta$	: Verim düzeltme faktörü
$\Delta B$	: Pürüzlülüğün tipine ve boyutuna bağlı olarak değişen bir terim
$K_s^+$	: Boyutsuz pürüz yüksekliği
$C_s$	: Pürüzlülük sabiti



## SANTRİFÜJ POMPA PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ

### ÖZET

Santrifüj pompa tasarımında ampirik verilerin ve tecrübeye dayalı ilişkilendirmelerin önemi hala korunmaktadır. Buna karşın günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamalarının santrifüj pompa tasarım sürecinde kullanımıyla, akış alanı belirlenebilmekte ve tasarım süreci ampirik bağımlılıklardan kurtularak kontrol altına alınabilmektedir. Böylece iç akış problemleri tespit edilebilmekte ve en iyi performansa sahip pompalar tasarlanabilmektedir. Bu çalışmada yatay milli, tek kademeli, uçtan emişli bir santrifüj pompanın performansını tayin edebilmek amacı ile bu pompanın sabit ve dönen elemanlarında meydana gelen iç akışın 3 boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalar ticari sonlu hacimler yazılımı FLUENT ile yürütülmüştür. Sıkıştırılmaz türbülanslı akış için korunum denklemleri zamandan bağımsız formda çözülmüş, çark ve salyangoz içerisinde olan akış alanını ifade edebilmek amacı ile çoklu referans sistemi tekniği kullanılmıştır. Çözümün sayısal ağdan bağımsızlaştırılması, pompanın en verimli çalışma noktasında yapılan analizler sonucunda  $2 \cdot 10^6$  adet hücre ile sağlanabilmiş ve diğer tüm hesaplamalarda bu ağ kullanılmıştır. Ayrıca türbülans modellerinin pompa basma yüksekliğine olan etkileri de incelenmiştir. Pompa performansı akışkan olarak su ve viskoz yağlar kullanılması durumlarında ve farklı çalışma noktalarında debi, basma yüksekliği ve verim terimleri ile ortaya konulmuştur. Sayısal sonuçlar su ile elde edilen deneysel eğrilerle karşılaştırılmış ve birbirleri ile uyum içerisinde oldukları gözlenmiştir. Viskoz yağlar ile elde edilen sayısal eğriler ise, ISO 17766 teknik raporunda önerilen yöntem ile türetilen eğrilerle karşılaştırılmıştır. Son olarak malzeme yüzey pürüzlülüğünün pompa performansına olan etkileri su ve viskoz yağlar basılması durumları için incelenmiştir. Yüzey pürüzlülüğündeki değişimin su basılması durumunda performansı önemli derecede etkilediği, buna karşın viskoz yağlar söz konusu olduğunda eğrilerde hiçbir değişimin oluşmadığı görülmüştür.



## NUMERICAL ANALYSIS OF CENTRIFUGAL PUMP PERFORMANCE

### SUMMARY

Centrifugal pump design is still based on experience and correlations between similar types of pumps. On the other hand, usage of CFD applications in centrifugal pump design led to the determination of the flow field inside the pump and allowed the design procedure to be controlled, getting over empirical relations. Besides, internal flow problems can be detected and pumps of the best efficiencies can be designed. In this study a 3D-CFD simulation of the internal flow in the rotational and stationary parts of a horizontal, single stage, end suction centrifugal pump has been performed to predict its performance. The numerical calculation procedure has been carried out with the commercial finite volume code FLUENT. The governing equations of incompressible turbulent flow have been solved in the steady-state regime and the multiple reference frame technique has been introduced to represent the flow field inside the impeller and the volute. Mesh independence of the solution has been achieved with  $2.10^6$  cells for the best-efficiency working point of the pump and the generated grid has been used for all the remaining calculations. The effects of turbulence model on the calculated pump head have been also examined. The performance of the pump have been predicted in terms of flow rate, head and efficiency when pumping water and 3 viscous oils at different operating conditions. The numerical results are compared with experimental curves for water and a good agreement between them are observed. The numerical results for viscous liquids are compared with the curves derived from the method in the ISO 17766 Technical Report. Lastly the surface roughness effects of the pump material to the pump performance have been analysed when handling water and viscous oils. It is observed that the performance curves of water are significantly effected with the variation of surface roughness while curves for viscous oils remain unchanged.



# 1. GİRİŞ

## 1.1 Çalışmanın Amacı

Santrifüj pompa tasarımı büyük tecrübe gerektiren ve çeşitli özgül hızlardaki pompalara ait detaylı veri kütüphanesine ihtiyaç duyulan bir süreçtir. Özellikle kanat profilinin oluşturulması, kanat giriş ağzının yerinin belirlenmesi, meridyonel kesitin gelişimi gibi konularda kesin sonuç verebilecek bir yöntemin varlığından söz edilemez. Tasarımın sürecinin bu gibi konulardaki uygulamaları için geometrik olarak benzer (aynı özgül hızda) ve performansı bilinen pompaların dizayn parametrelerinden yararlanılmakta ve ampirik ilişkilendirmeler yapılmaktadır.

Tasarım sürecinin klasik anlamda işleyişinde pompa sipariş değerlerini sağlamak üzere ön tasarımı yapılan pompanın imalatının gerçekleştirilmesi, yapılacak performans testi ile pompanın istenen performansı sağlayıp sağlamadığının kontrol edilmesi adımları izlenir. Pompa istenen performansı sağlayamıyorsa tasarım değişikliğine gidilmekte, imal edilen yeni prototip için performans testleri tekrar gerçekleştirilmektedir. Bu süreç sipariş değerleri sağlanıncaya kadar devam eden oldukça masraflı ve zaman alıcı bir döngüdür. Aynı zamanda pompa performans testi yapılırken iç akışı izlemek oldukça güç olduğundan performans kaybına nelerin neden olduğunu kestirmek, dolayısıyla hangi bölgeler üzerinde tasarım değişikliğine gidileceğini saptamak kolay olmamaktadır.

Günümüzde santrifüj pompa tasarımı esnasında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) uygulamalarının kullanımı oldukça yaygın hale gelmiştir. Bu uygulama ile pompa geometrisini temsil eden 3 boyutlu akış hacmi için korunum denklemlerinin çözümü sonucu akış alanı elde edilebilmekte ve pompa performansını ifade eden fiziksel büyüklükler hesaplanabilmektedir. Bu çalışmayla öncelikli olarak amaçlanan; önceden belirlenen karakteristik değerler için  $(Q, H_m, N)$  tasarımı yapılan pompanın istenen performansı sağlayıp sağlamadığının sayısal metotla kontrol edilmesidir. Pompa istenen performansı sağlayamıyorsa problemleri tespit etmek, tasarım değişikliğine giderek iyileştirmeler yapmak ve en iyi performansı

sağlayacak geometriyi elde etmek mümkün olmaktadır. Bilgisayar destekli tasarım ve HAD uygulamaları sayesinde prototip üretimine gerek kalmadığı için hem zaman hem de maliyet açısından önemli faydalar sağlanabilmektedir. Bu sebeplerden dolayı çalışmanın ilk aşamasında; yatay milli, tek kademeli, uçtan emişli, Standart Pompa markalı radyal santrifüj pompanın ( $n_s=62$ ) performans eğrileri (H-Q ve  $\eta$ -Q) 5 farklı debi değeri için FLUENT kodunun koşulması sonucu elde edilecek ve deneysel sonuçlarla analizin doğruluğu sınanacaktır.

Viskoz akışkanların basılması durumunda santrifüj pompa performansındaki değişimi deneysel yollarla inceleyen pek çok araştırma yapılmıştır. ISO'nun yayınladığı 17766 numaralı teknik raporda su için performansı bilinen bir pompanın viskoz akışkanlar ile çalışması durumunda debi, basma yüksekliği ve verim için yapılacak performans düzeltmeleri verilmiştir. Bu raporda önerilen düzeltme katsayıları geniş bir viskozite aralığında ve çeşitli özgül hızlardaki pompaların performans testleri yapılması sonucu elde edilen veriler çerçevesinde oluşturulmuş olup, rapor konuyla ilgili en güncel ve güvenilir kaynak olarak görülmektedir. Yapılacak çalışmayla su basılması durumunda performans eğrilerinin elde edilmesinin ardından farklı viskozitelerde ( $\nu = 22, 68, 100$  cSt) 3 ayrı yağ basılması durumunda pompa performansındaki değişim izlenecek, sonuçlar ISO raporunda önerilen yöntemle karşılaştırılacaktır.

Çalışmada son olarak malzeme yüzey pürüzlülüğünün su ve viskoz akışkanlar basılması durumlarında pompa performansına etkilerini belirlemek amaçlanmıştır. Pompa endüstrisinde sıvı ile temas halinde olan yüzeylerin, akışkan sürtünme kayıplarını en aza indirmek amacıyla, mümkün olduğunca temiz ve pürüzsüz olmasına önem verilmekte ve bu konuda süregelen iyileştirme çalışmaları yapılmaktadır. Bu çalışmayla yüzey kalitesinde yapılacak olan iyileştirmelerin veya bozulmaların pompa performansını hangi ölçüde değiştirdiği araştırılacaktır.

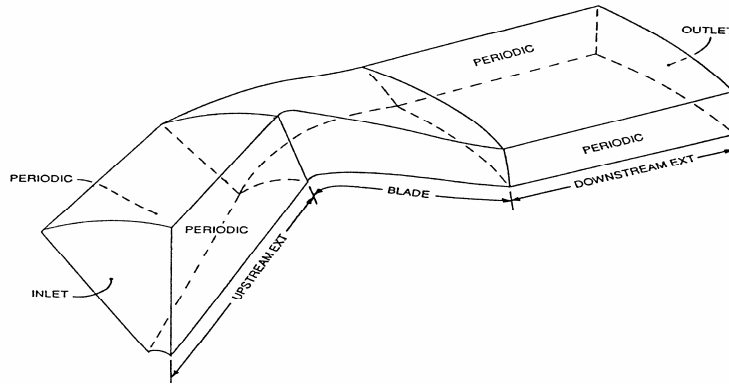
## **1.2 Literatür Araştırması**

Santrifüj pompa içerisindeki akışın HAD ile analizine ilişkin çalışmalar 1990 lı yıllardan itibaren başlamış ve 1996-1997 yıllarında konuya ilişkin ilk makalelerin yayımlandığı görülmüştür. Bu açıdan konu güncel ve araştırmaya açık bir çalışma alanı olarak görülmektedir. Bu bölümde santrifüj pompa içerisindeki akışın HAD analizlerine ilişkin literatürden derlenen bazı makalelere yer verilecektir. Bunun

yanında viskoz akışkanların santrifüj pompayla basılması durumunu inceleyen ve pek çok üretici için referans niteliği taşıyan rapor ve yayınlar özetle sunulacaktır.

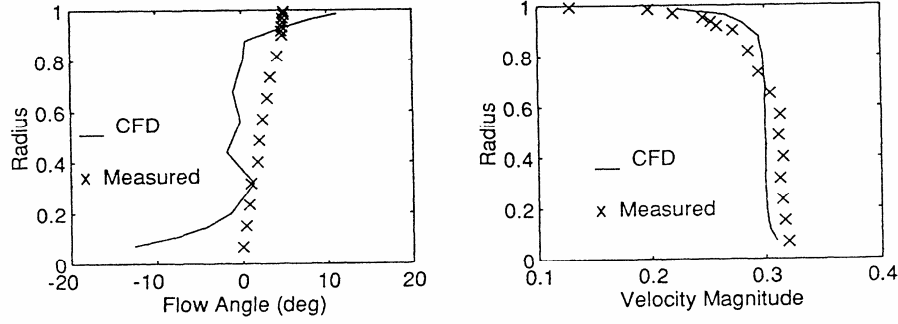
### 1.2.1 Santrifüj Pompa İçindeki Akışa İlişkin HAD Uygulamaları

Steven M. Miner [1] yaptığı çalışmayla ticari bir HAD kodu kullanarak aksel bir çark için akış alanının elde edilebileceğini ispat etmiştir. Daha önce yapılan hesaplamaların geliştirilen in-house kodlar ile süper bilgisayar platformlarında gerçekleştirildiği ve bu durumun pratik uygulamalar için HAD kullanımına imkan vermediği vurgulanmıştır. Yapılan çalışmada iki kademeli bir pompanın birinci kademesi için aksel çark içerisindeki akış alanı 3 Boyutlu Navier-Stokes denklemlerinin dönen bir koordinat sisteminde çözümü ile elde edilmiştir. Çalışmada FLOTRAN isimli HAD yazılımı kullanılmış, modelin sayısal ağ ile örülmesinde ise yaklaşık 20000 düğüm kullanılmıştır. Türbülans, k-ε yöntemi ile modellenmiş, çözüm algoritması olarak ise SIMPLE kullanılmıştır. Ayrıca simetriden ötürü yalnızca iki kanat arasındaki akış kanalı modellenmiştir. Sınır şartları olarak girişte sabit hız, kanadın uzatılmasıyla oluşturulan sınırlarda periyodik koşul ve çıkışta sabit statik basınç uygulanmıştır (Şekil 1.1).



Şekil 1.1 : Çözüm bölgesi ve sınır şartları.

Hesaplamalar sonucunda çark giriş ve çıkış kenarındaki aksel ve teğetsel hızlar, hız büyüklükleri ve akış açıları elde edilmiş, değerler boyutsuzlaştırılarak deneysel verilerle karşılaştırılmıştır ( Şekil 1.2).

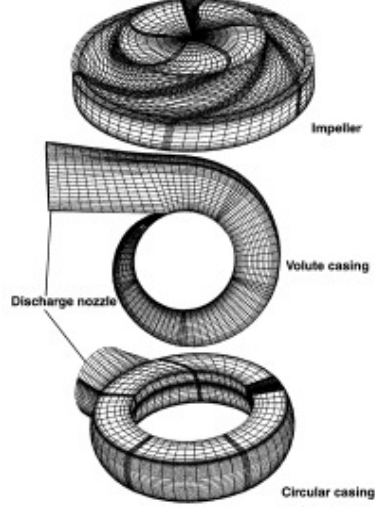


**Şekil 1.2 :** Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

2 yıl sonra yayınlanan benzer bir çalışmada ise [2] Steven M. Miner bu kez karışık akışlı bir pompa için sayısal analizi aynı metodları kullanarak tekrarlamış ve kaba sayısal ağlar kullanarak (26000 düğüm) pratik kullanılabilirliği olan sonuçlara ulaşabileceğini göstermiştir. Çalışmada çark giriş ve çıkış kenarı için hızın aksenal, radyal ve teğetsel bileşenleri hesaplanmış, çark girişinden çıkışına kadar olan statik ve toplam basınç konturları gösterilmiştir.

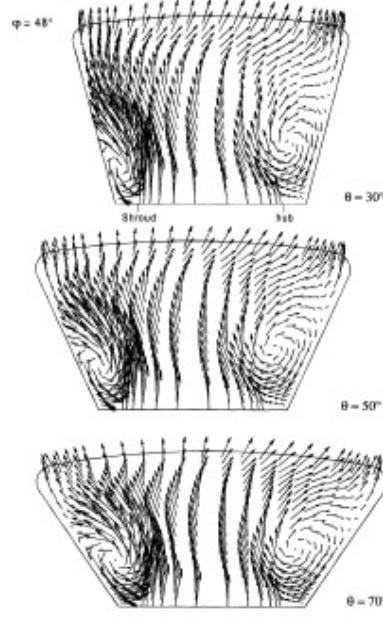
İlerleyen yıllarda bilgisayarların hesaplama kapasitelerinin de artmasıyla çarkın bütününde pompa gövdesi ile beraber 3 boyutlu türbülanslı akış denklemlerini çözebilme olanakları doğmuştur. Bazı araştırmacılar [3] salyangoz ve dairesel gövdelerdeki ikincil akışları sıkıştırılmaz viskoz akış tekniklerini kullanarak hesaplamışlardır. Çalışmada modellenen çark, dairesel ve salyangoz gövdelerin içine konulmuş ve akış alanı bu geometriler için karşılaştırılmıştır. Modellenen çarkın dizayn parametreleri;  $m = 750 \text{ kg/s}$  ,  $H_m = 46.68\text{m}$  ve  $N = 1486 \text{ d/dak}$  olarak verilmiştir. Çark için düğüm sayısı 55860, salyangoz gövde için 57816 ve dairesel gövde için 34317 olarak alınmıştır.( Şekil 1.3).





**Şekil 1.3 :** Çark ve gövdeler için oluşturulan sayısal ağ

Çalışmada ticari HAD yazılımı TASCflow kullanılmış, 3 boyutlu RANS denklemleri sonlu hacimler yöntemiyle ayrıştırılmıştır. Türbülanslı viskozite standart k- $\epsilon$  modeli ile elde edilmiştir. Çark için akış alanı dönen bir düzlemde, gövde için ise durağan bir düzlemde çözülmüştür. Pompa girişinde kütle giriş şartı uygulanmış, hız vektörleri aksenal doğrultuda verilmiştir. Çark kanatları, çark göbeği, çarkın dış yanağı ve gövde katı duvar olarak modellenmiştir. Hesaplamaların sonucunda salyangoz gövdenin eğri kesitlerinden kaynaklanan ve santrifüj kuvvetlerin etkisindeki ikincil akışlar görselleştirilmiştir. Salyangoz duvarlarının genişleme açıları için 3 farklı değerde ( $30^{\circ}$ ,  $50^{\circ}$ ,  $70^{\circ}$ ) analizler tekrarlanmış ve oluşan ikincil akışlar değişik salyangoz kesitleri için ( $\phi=0^{\circ} - 360^{\circ}$ ) elde edilmiştir ( Şekil 1.4).

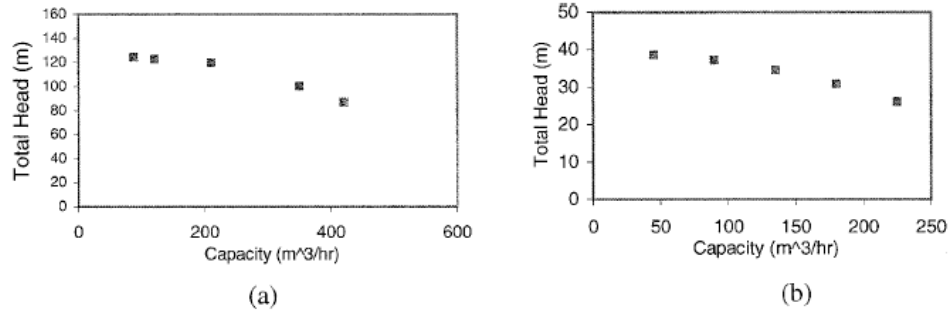


**Şekil 1.4 :** Farklı salyangoz kesitlerinin  $\dot{m}/\dot{m}_{opt} = 0.93$  ve  $\varphi = 48^\circ$  için ikincil akışa etkisi

2003 yılında Weidong Zhou ve arkadaşları [4] yaptıkları çalışmayla 3 ayrı tasarımda çark için HAD ile iç akışı incelemişlerdir. Akış çözümü için transport denklemlerini sonlu hacimler yöntemi ile ayrıklaştıran ticari HAD kodu CFX kullanılmış, 3 boyutlu Navier-Stokes denklemleri dönen bir referans siteminde çözülmüştür. Türbülans, k- $\epsilon$  yöntemi ile modellenmiş ve çark ön işlemci CFX-Build kullanılarak yapılandırılmamış sayısal ağlar ile örülmüştür. Çalışmada incelenen çarklar 4 adet düz kanatlı (M1), 6 adet eğri kanatlı (M2) ve farklı geometrilerde 6 adet eğri (M3) kanatlı tasarım özelliklerine sahiptir.

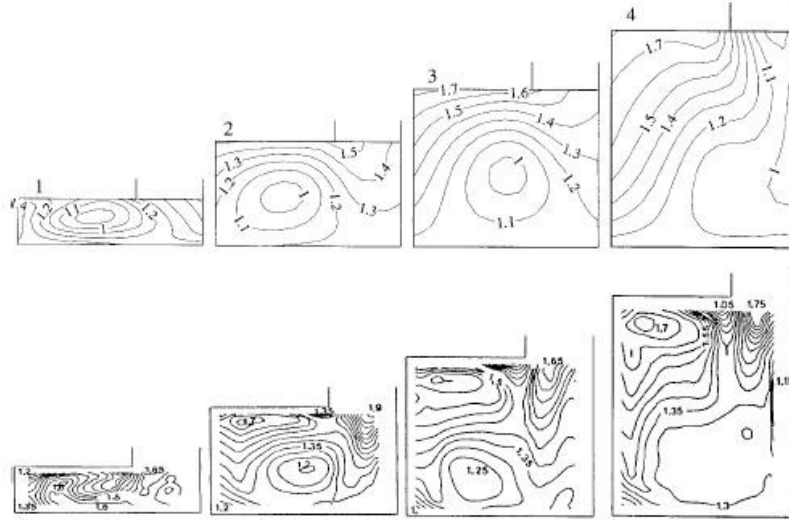
Çalışmada ilk önce çözümün sayısal ağdan bağımsızlaştırılması işlemi gerçekleştirilmiş, çark basma yüksekliğindeki değişim izlenerek M1 çarkı için 36707, M2 çarkı için 29188 ve M3 çarkı için 6065 adet eleman yeterli bulunmuştur. Çark girişlerine sabit kütle debisi sınır şartı uygulanmış, dizayn debisi ve dışındaki debiler için çark basma yükseklikleri 1450 d/dak ve 2900d/dak dönme hızlarında hesaplanmıştır ( Şekil 1.5). Bunun yanında optimum nokta ve diğer çalışma noktaları için kanatlar arasındaki hız vektörleri ve basınç dağılımları 3 çark için de görselleştirilmiştir. Akıştaki gelişimin optimum debinin %25 i kadar uzağında olan bölgelerde benzer yapıda olduğu, bu sınırın dışındaki bölgelerde ise kanatların basınç tarafında geri dönüşlerin başladığı gözlemlenmiştir. Son olarak M1çarkı içerisindeki

akışta yüzeyden ayrılmaların varlığının performansı kötü yönde etkilediği ve bu çark için tasarımda iyileştirmeler yapılması gerektiği vurgulanmıştır.



Şekil 1.5 : M2 çarkı için hesaplanan H-Q eğrisi (a) 2900 d/dak, (b) 1450 d/dak.

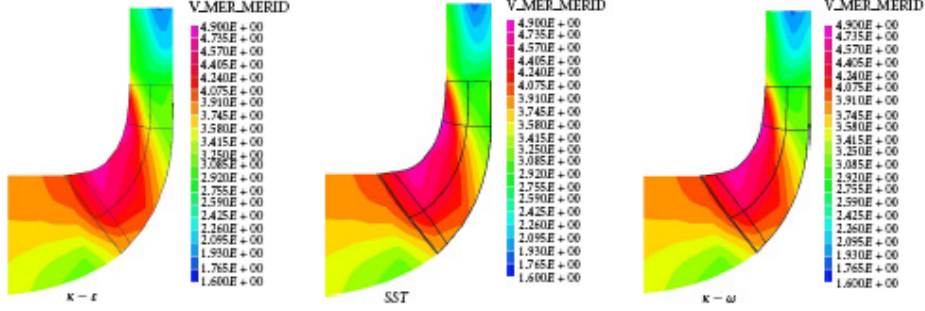
E. Cezmi Nurşen ve Erkan Ayder [5] çalışmalarında salyangoz içerisindeki dönen akışı incelemek için akış çözücü bir kod geliştirmişlerdir. Uzaysal ayrıklaştırmayı sonlu hacimler yöntemiyle ve zaman boyutundaki ayrıklaştırmaları 4. dereceden modifiye Runge-Kutta metoduyla gerçekleştiren kod sayesinde salyangozun farklı kesitlerinde düşük, orta ve yüksek debi değerleri için hız ve basınç alanlarını hesaplayabilmişlerdir. Elde ettikleri sonuçların literatürdeki deneysel çalışmalarla uyumlu olduğu görülmüştür ( Şekil 1.6).



Şekil 1.6 : Optimum debide 4 farklı salyangoz kesiti için hız dağılımları, üstte sayısal ve altında deneysel sonuçlar

2005 yılında yapılan bir çalışmada [6] özgül hızı 32 ve çark çapı 400 mm olan bir pompa için akış, ticari HAD kodu CFX ile incelenmiştir. Yapılandırılmış sayısal ağlar kullanılan çalışmada ilk önce sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması yapılmış ve farklı türbülans modellerinin çözüme etkileri incelenmiştir( Şekil 1.7).

Kanat çıkış açılarının değerleri salyangoz dili pozisyonuna göre değiştirilerek, hız ve basınç alanları elde edilmiş, ayrıca pompa miline gelen radyal yük tüm değişkenler göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Pompa girişinde sirkülasyonun ve eliptik yapının da hesaba katılması gerektiğinden, giriş ve çıkıştaki akış kesitleri buralardaki form korunmak üzere uzatılmıştır.



**Şekil 1.7 :** Türbülans modellerinin meridyenel hız alanına etkileri

Çalışmada sınır koşulları olarak girişte basınç girişi, katı yüzeylerde duvar, çıkışta ise kütle debisi uygulanmıştır. Yapılan hesaplamaların ardından çark çevresi boyunca dalgalanan basınç dağılımının radyal yüke etkileri debinin bir fonksiyonu olarak verilmiştir.

Anova Mühendislik ekibi [7] yaptıkları çalışmada çok kademeli bir pompa performansını sayısal olarak belirlemeye çalışmışlardır. Akış analizleri için FLUENT isimli HAD yazılımı kullanılmıştır. GAMBIT yazılımı yardımıyla oluşturulan sayısal ağ 2500000 adet dörtgen elemandan oluşmaktadır ( Şekil 1.8).



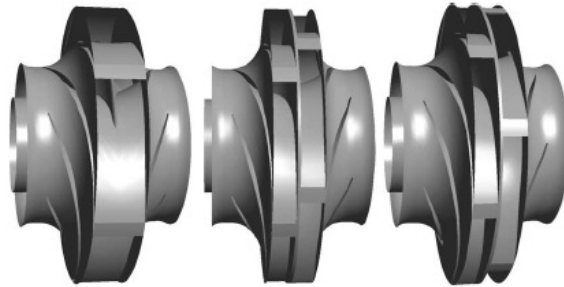
**Şekil 1.8 :** Sayısal ağın görünüşü

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri sonlu hacimler yöntemiyle çözülmüş, türbülans k-ε yöntemiyle modellenmiştir. Taşınım içeren tüm denklemler second-

order upwind metoduyla ayrılaştırılmış ve çarkları temsil eden bölgelerin dönüşü moving reference frame yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Pompa girişinde basınç girişi, çıkışında ise basınç çıkışı sınır şartları tanımlanmıştır. Analiz sonucunda pompa içerisindeki akış profili elde edilmiş ve optimum çalışma noktası için deneysel sonuçlar, sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlara kıyasla debi değeri %2 ve verim değeri %1.2 gibi küçük farklarla saptanabilmiştir.

Selçuk Ataş yüksek lisans tezinde [8], 22.4 özgül hıza sahip bir pompanın içerisindeki akışı ticari HAD yazılımı CFDesign ile incelemiştir. Çalışmanın ilk aşamasında akış hacmi oluşturulan pompanın analizi için sayısal ağdan bağımsızlaştırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Sayısal ağdan bağımsızlaştırma işlemi, sayısal ağın büyüklüğü ile çark kanadının basınç tarafındaki basınç sayısının değişimi izlenerek gerçekleştirilmiştir. Sınır şartları olarak, giriş ve çıkışta basınç koşulu uygulanarak, hesaplamalar sonunda basınç farkına denk düşen debi HAD programı ile elde edilmiştir. Pompanın 1450 d/dak ve 2900 d/dak lık devir sayılarında sayısal karakteristik eğriler çıkarılmış ve deneysel eğrilerle karşılaştırılmıştır. Tasarım noktası ve çevresinde (  $0.7Q < Q < 1.2Q$  ) uyum sağlanmışken, bu bölgelerin dışında farklılıkların olduğu görülmüştür. Çalışmanın ticari bir HAD kodu kullanarak yapılacak akış analizinin metodolojisini açık bir şekilde ortaya koyması bakımından, konu ile ilgili yapılacak çalışmalarda referans niteliği taşıdığı düşünülmektedir.

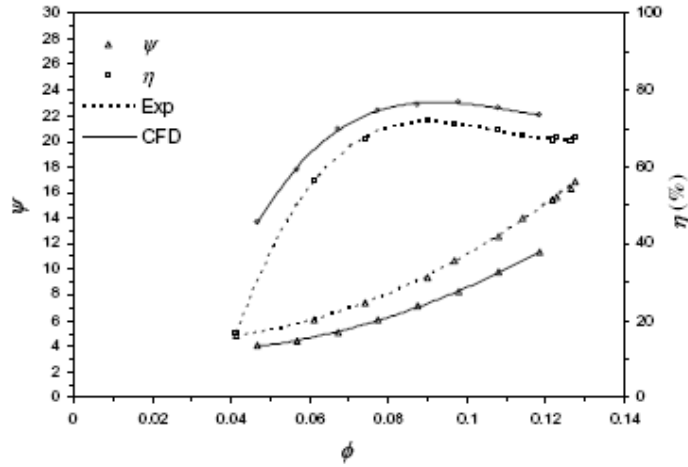
2008 yılında Cylde Pumps ve Cranfield Üniversitesi çalışanları tarafından yapılan çalışmada [9] çift emişli ve çift salyangozlu bir pompa çıkışındaki basınç çalkantıları TASCFLOW isimli yazılımla incelenmiştir. Kanatların birbirlerine göre olan pozisyonları  $0^{\circ}$  ila  $30^{\circ}$  arasında değiştirilerek ( Şekil 1.9) ve bunun yanında farklı 3 geometrik parametre daha hesaba katılarak basınç çalkantılarının zamana bağlı değişimi incelenmiştir.



**Şekil 1.9 :** Birbirlerine göre  $0^{\circ}$ ,  $15^{\circ}$  ve  $30^{\circ}$  açılarla konumlandırılmış kanatlar ve çark

Çalışmada çark, gövde ve giriş-çıkış hacimleri için toplam 870500 adet altıgen sayısal eleman kullanılmıştır. Zamana bağlı yapılan 33 adet çözüm için 45000 saatlik hesaplama süresi harcanmış ve 550 GB lık data toplanmıştır. Elde edilen sonuçlarla, değiştirilen geometrik parametrelerin basınç çalkantılarına etkileri ortaya konmuş, tasarımcılara ses ve titreşimi azaltmak, komponent ömürlerini artırabilmek için yararlı olabilecek bilgiler sağlanmıştır.

2008 yılında Tahran Üniversitesi'nde yapılan bir çalışmayla [10] santrifüj pompaların türbin olarak çalışması durumunda karakteristiklerinin nasıl değiştiği teorik, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada özgül hızı 23.5 olan radyal santrifüj pompa kullanılmış, pompa ve türbin bölgeleri için yürütülen deneysel ve sayısal çalışmalarla debi sayısına bağlı olarak verim ve basınç sayısı eğrileri elde edilmiştir. Pompa türbin bölgesinde çalışırken en verimli nokta teorik olarak hesaplanmış ve bu değer deneysel verilerle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Buna karşın sayısal analiz ve deneysel sonuçları kıyaslandığında pompa bölgesi için yakın değerler elde edilirken (maksimum %4.2 fark), türbin bölgesinde basınç sayısı için %22.9 ve güç sayısı için %16.4 gibi büyük farklılıklar doğduğu görülmüştür (Şekil 1.10).



**Şekil 1.10 :** Türbin durumunda deneysel ve HAD ile elde edilen basınç sayısı ve verim eğrileri

Bu durumun nedeni olarak çark yanaklarıyla salyangoz arasındaki bölgenin modellenmemesi olduğu öne sürülmüş, yapılan bu geometrik basitleştirmenin etkisinin türbin durumu için yani aşağı doğru olan akışlarda daha fazla olduğu yorumu yapılmıştır.

Benzer bir çalışmada [11] Erkan Ayder ve A.Nazmi İlikan rotadinamik pompaların tüm alan karakteristiklerini nümerik olarak elde etmişlerdir.  $n_{sq} = 38.5$  özgül hızlı bir santrifüj pompa çarkı için akış hacmi, GAMBIT yazılımı ile oluşturulmuş ve karakteristikler FLUENT programı ile yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilmiştir. Tüm alan karakteristikleri elde edilirken akışkanın emme yada basma flanşlarından girmesi, çarkın ters yada düz yönde dönüşü için 8 farklı durumla karşılaşılmaktadır. Debinin pozitif olduğu pompa, buster ve türbin bölgelerinde çarka 1450 d/dak lık tasarım yönünde dönme hızı verilirken, ters pompa ve ters buster bölgelerinde 1450 d/dak lık dönme hızı tasarımın tersi yönünde tanımlanmıştır. Pozitif debiler için girişte kütle girişi ve çıkışta basınç çıkışı sınır şartları uygulanmış, negatif debiler için ise sınır koşullarının yerleri değiştirilmiştir. Nümerik sonuçların pompa, türbin ve buster bölgelerinde deneysel sonuçlar ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Araştırmacılar konu ile ilgili yapılacak sayısal çalışmalar için hesaplama kapasitesi yüksek bilgisayarlar kullanılması tavsiyesinde bulunmuşlardır.

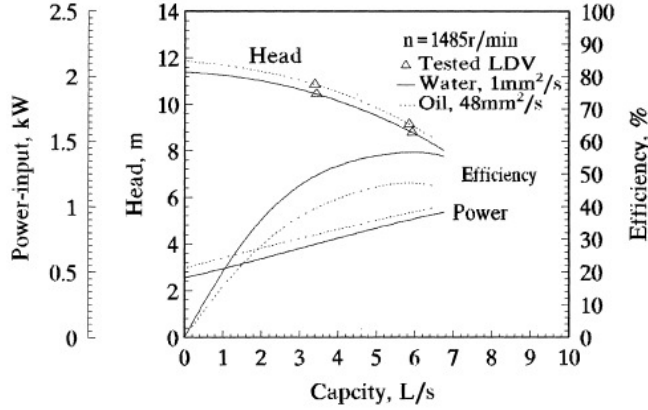
### **1.2.2 Viskoz Akışkanların Basılmasına İlişkin Yapılan Çalışmalar**

Viskoz akışkanların santrifüj pompa ile basılması durumunda pompa performansının nasıl değişeceğine ilişkin en güncel ve güvenilir kaynaklardan biri ISO/TR 17766 teknik raporudur [12]. Raporun kapsamında genel olarak; su için performansı bilinen bir pompanın viskoz akışkanlar basması durumunda yapılacak performans düzeltmeleri, verilen debi, basma yüksekliği ve viskozite değerleri için pompa seçiminin nasıl yapılacağı ve son olarak pompanın  $ENPY_{gerekli}$  değerine yapılabilecek düzeltmeler yer almaktadır. Yöntemin konvansiyonel radyal pompalarla Newton tipi akışkanlar basılması durumu için 1 ila 4000 cSt viskozite aralığında uygulanabilirliği vardır. Debi, basma yüksekliği ve verim için önerilen düzeltme katsayıları geniş bir viskozite aralığında test edilen pompaların karakteristikleri göz önüne alınarak oluşturulmuştur.

Sıvı viskozitesinin pompa performansına etkisini incelemek amacıyla yapılan bir çalışmada [13] özgül hızları 23.8 ve 22.9 olan farklı iki santrifüj pompa ile su için ve 22,100, 460 cSt viskoziteye sahip yağlarla performans deneyleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen karakteristik eğriler, önerilen bazı ampirik abaklardan elde edilenlerle karşılaştırılmış ve bu metodların geçerliliği tartışılmıştır. Bu kıyaslamalar sonucunda viskozitesi düşük akışkanlar için KSB ve ISO monograf sonuçlarının deneysel

sonuçlarla uyum içerisinde olduğu fakat yüksek viskoziteli yağ kullanılması durumunda KSB abaklarının gerçeğe çok aykırı sonuçlar verdiği görülmüştür.

Viskoz akışkanlar basılması durumunda çark içerisindeki akışı ve pompa performansını inceleyen bir araştırmada [14], 1 ve 48 cSt kinematik viskozite değerinde akışkanlar kullanılarak performans testleri yapılmış, iki boyutlu bir LDV (Laser Doppler Velocimeter) kullanılarak kanat arası bölgelerde bağıl hız değişimi incelenmiştir. En verimli noktada ve kısmi yüklerde yapılan ölçümler, viskozite artışıyla beraber disk sürtünme kayıplarında ve çark içerisindeki hidrolik kayıplarda ani artışların olduğunu göstermiştir. Bunun yanında viskozitedeki değişim çark çıkışındaki akış profilini fazla değiştirmezken, çark girişindeki profilin oldukça değiştiği gözlemlenmiştir. Çalışmanın ilginç sonuçlarından biri ise viskoz akışkan pompalanması durumu için hidrolik verimde azalma, basma yüksekliği değerinde ise beklenenin aksine bir artış ortaya çıkmasıdır (Şekil 1.11).



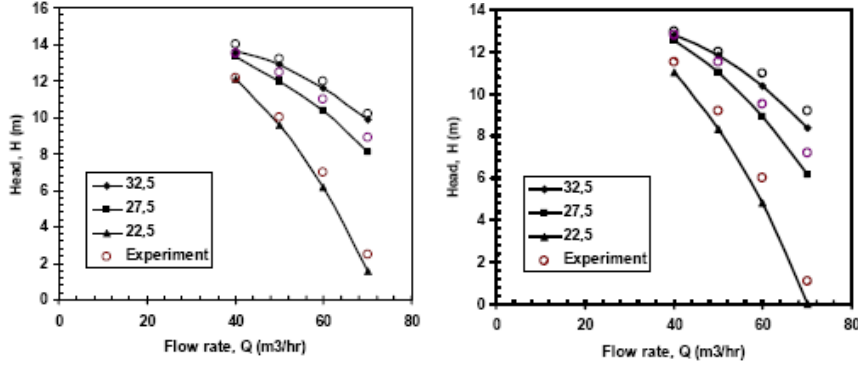
**Şekil 1.11 :** Farklı viskozitelere göre pompa performans eğrileri

Bu duruma çark çıkışına doğru özgül enerjideki artışın kayma faktörünü düşürmesi ve dolayısıyla çark içerisindeki sirkülasyondan kaynaklanan kayıpların azalması neden olarak gösterilmiştir.

Bazı araştırmacılar ise [15] viskoz akışkanların basılması durumunda kanat çıkış açısının etkilerini HAD ile incelemişlerdir. Çalışmada çıkış açıları  $22.5^{\circ}$ ,  $27.5^{\circ}$ ,  $32.5^{\circ}$  olan üç farklı çark için akış 1cSt, 43cSt ve 62 cSt kinematik viskozite değerlerindeki akışkanlar için çözülmüştür. Akış hacimleri oluşturulurken çarkın yanında salyangoz da modellenmiş, pompa giriş ve çıkışları uzatılmıştır. Üç farklı geometri için de benzer olarak yaklaşık 300 000 adet yapılandırılmamış sayısal ağ kullanılmıştır. Süreklilik ve 3 Boyutlu Navier-Stokes denklemleri multiple



reference frame tekniği kullanılarak çözülmüş, hız-basınç eşleştirilmesi SIMPLEC algoritması ile gerçekleştirilmiştir. Denklemlerdeki konveksiyon terimlerinin ayrıklaştırması ikinci dereceden upwind metot ile yapılmıştır. Analizler sonucunda viskozitenin artışı ile beraber suya kıyasla hem verim hem de basma yüksekliği değerlerinde düşme olduğu görülmüştür. Viskoz yağlar kullanıldığında üç farklı kanat tasarımı için  $Q-H_m$  eğrileri elde edilmiş, sonuçlar yapılan deneyler ile desteklenmiştir (Şekil 1.12).



**Şekil 1.12** :  $\nu = 43$  cSt ve  $\nu = 62$  cSt yağlar basılması durumunda kanat çıkış açısının etkileri

Kanat çıkış açısındaki artışın, viskoz yağlar basılması durumunda pompa performansını olumlu yönde etkilediği görülmektedir.

### 1.3 Literatür Araştırması Sonucunda Çalışmaya İlişkin Kazanımlar

HAD uygulamaları ile santrifüj pompa karakteristik eğrilerinin iyi bir yaklaşıklıkla elde edilebileceği görülmüştür. Akış hacimleri oluşturulurken pompanın tüm elemanlarıyla beraber modellenmesi; çark, salyangoz, çark somunu ve dengeleme deliklerinin etkilerinin dikkate alınması ve gerçek geometriye mümkün olduğunca sadık kalınması gerekmektedir. Aynı zamanda pompa giriş ve çıkışındaki kesitlerin uzatılmasıyla, akışın çözüm bölgesine uniform bir karakterde girmesi sağlanabilmektedir. Yapılandırılmamış sayısal ağ kullanımının çözümü olumsuz yönde etkilemediği, yeterli yoğunluktaki sayısal eleman ile gerçeğe yakın sonuçların elde edilebildiği görülmüştür. Bu bakımdan çözümün sayısal ağdan bağımsızlaştırılması işlemine incelenen çalışmaların bir çoğunda rastlanmıştır. Çalışmaların pek çoğunda türbülans  $k-\epsilon$  yöntemi ile modellenmiştir, bunun yanında farklı modellerin çözüme etkileri araştırmaya değer bulunmuştur. Sınır koşulları

tanımlanırken pompa girişinde kütle debisi veya basınç girişi, çıkışta ise çoğu zaman basınç çıkışı şartlarının tanımlandığı görülmüştür.

Viskoz akışkanların basılması durumunda pompa veriminin kesin olarak düştüğü, buna karşın bazı durumlar için basma yüksekliğinde suya nazaran küçük artışların olabildiği görülmüştür. Pompa performansı değerlendirilirken, ISO 17766 numaralı raporda önerilen yöntemin sonuçların karşılaştırılması için referans olarak kullanılabileceği sonucu çıkarılmıştır.

## **2. POMPA AKIŞ HACMİNİN VE SAYISAL AĞ TABAKASININ OLUŞTURULMASI**

Santrifüj pompa HAD uygulamasını gerçekleştirebilmek için izlenen modelleme aşamaları basitçe şöyle özetlenebilir; çalışma 3 boyutlu olarak yapılacaksa ilk aşamada pompanın katı modeli oluşturulur. Katı model oluşturulurken akışkanın temas ettiği yüzeylerin modellenmesi yeterlidir. Salmastra kutusu, rulman yatağı, sızdırmazlık elemanları gibi parçaların modellenmesi akış analizi için gerekli değildir. Katı modeli oluşturulan çark ve salyangoz elemanları için akış hacimleri elde edildikten sonra, bu hacimler sayısal ağlarla örülerek çözüme hazır hale getirilirler.

### **2.1 Üç Boyutlu Pompa Modelinin Oluşturulması**

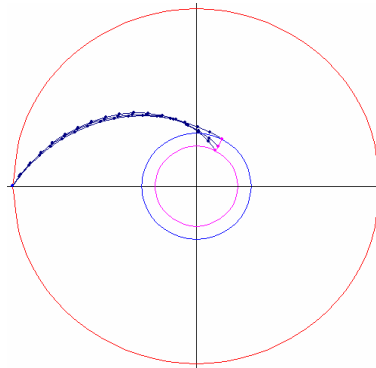
Bu çalışmada HAD uygulaması Standart Pompa A.Ş. imalatı olan, 100-400 tipi, yatay milli, uçtan emişli, tek kademeli, salyangozlu, kapalı çarklı pompa için yapılacaktır. Bu bölümde pompanın modellenmesi için gereken geometrik özelliklerine yer verilmiştir.

Pompa tasarım değerleri debi için 190 m<sup>3</sup>/h, manometrik yükseklik için 53 m ve devir sayısı için 1450 d/dak olarak verilmiştir. Buna göre pompa için özgül hız değerleri  $n_{sq} = 16.9$ ,  $n_s = 62$  ve  $n_{sf} = 50.7$  olarak elde edilir. Bu özgül hız değeri için tablolardan pompa genel verimi  $\eta = 0.72$ ,  $\eta_v = 0.97$  ve  $\eta_m = 0.98$  olarak okunmuştur. Bu değerleri sağlayabilmek amacıyla tasarlanan çift eğrilikli kanat profiline sahip çarka ait bazı geometrik değerler çizelge 2.1 de verilmiştir. Pompanın emme flanş çapı,  $D_e = 125$  mm ve basma flanş çapı,  $D_b = 100$  mm dir.

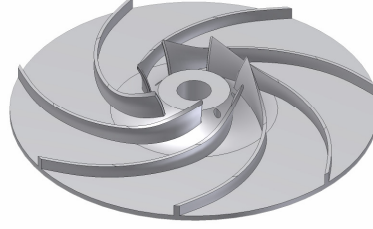
**Çizelge 2.1 : Çark tasarım değerleri**

$d_m$ Mil Çapı (mm)	40
$d_g$ Çark Göbeği Çapı (mm)	50
$D_o$ Çark Giriş Çapı (mm)	126
$z$ Kanat Sayısı	7
$S_1$ Giriş Kanat Kalınlığı (mm)	4
$S_2$ Çıkış Kanat Kalınlığı (mm)	6
$b_2$ Çıkış Genişliği (mm)	13.9
$\beta_1$ Merkezi Akım Çizgisi İçin Kanat Giriş Açısı ( $^\circ$ )	37
$\beta_2$ Merkezi Akım Çizgisi İçin Kanat Çıkış Açısı ( $^\circ$ )	33
$D_2$ Çark Çapı (mm)	424

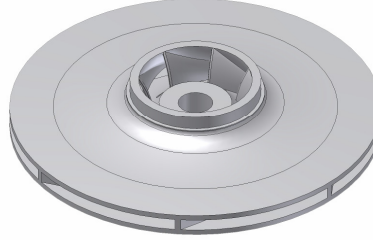
Çark için kanat profili nokta-nokta metodu ile oluşturulmuştur. Hesaplamalar iç ipçik, merkez ipçik ve dış ipçik olmak üzere 3 adet akım çizgisi için kanat uzunluğu boyunca açı, bağıl hız ve mutlak hız değişimleri incelenerek yapılmıştır. Çark için kanat sarma açısı  $117^\circ$  ve bindirme açısı  $66^\circ$  olarak belirlenmiştir. Kanat çıkış kenarı çark eksenine paraleldir. Çarkın üç boyutlu modelinin oluşturulması için Standart Pompa tasarım programı ile oluşturulan kanat profili (Şekil 2.1) bilgisayar destekli tasarım programı INVENTOR a aktarılmıştır. Kanatlar uygun şekilde uzatılıp, dönme eksenini boyunca 7 adet kopyalanarak 3 boyutlu kanat profili elde edilmiştir (Şekil 2.2). Önceden oluşturulan çark meridyenel kesiti, dönme eksenini etrafında döndürülerek çarkın alt ve üst yanak profilleri elde edilmiştir. 3 boyutlu kanat profili bu görünüş üzerine oturtularak çark katı modeli tamamlanmıştır (Şekil 2.3).



**Şekil 2.1 : Standart Pompa tasarım programı ile elde edilen 2 boyutlu kanat profili**



**Şekil 2.2 :** Üç boyutlu kanat profili ve çark göbeği



**Şekil 2.3 :** Çark izometrik görünüşü

Çarktan çıkan akışkanın toplanması ve pompa basma flanşına kadar taşınması gerekmektedir. Bu amaçla dairesel kesitli bir salyangoz tasarımı yapılmıştır. Salyangoz kesitleri oluşturulurken hesaplamalar serbest vorteks prensibine göre yapılmıştır. Salyangoz en dar kesitinden en geniş kesitine kadar 15 lik açılarla artan 25 parçaya ayrılmış ve bu kesitler için salyangoz çıkış yarıçapları hesaplanmıştır (Çizelge 2.2).

**Çizelge 2.2 :** Salyangoz kesitleri

Kesit No	Salyangoz Diline Göre Açılar (°)	Salyangoz Çıkış Yarıçapı (mm)	Kesit No	Salyangoz Diline Göre Açılar(°)	Salyangoz Çıkış Yarıçapı (mm)
1	0	0	14	195	24.93
2	15	6.12	15	210	26.03
3	30	8.83	16	225	27.09
4	45	10.98	17	240	28.14
5	60	12.85	18	255	29.16
6	75	14.53	19	270	30.16
7	90	16.07	20	285	31.14
8	105	17.52	21	300	32.1
9	120	18.88	22	315	33.05
10	135	20.19	23	330	33.98
11	150	21.44	24	345	34.9
12	165	22.64	25	360	35.81
13	180	23.8			

Elde edilen aç ı ve salyangoz kesit çapları dikkate alınarak 3 boyutlu salyangoz modeli oluşturulmuştur (Şekil 2.4). Akış yönüne doğru genişleyen salyangoz kesitleri açıkça görülmektedir.



**Şekil 2.4 :** Salyangoz akış kesitleri

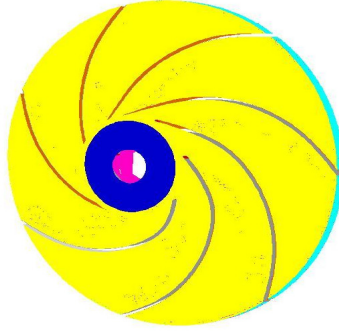
Çark yanaklarıyla gövde arasındaki bölgenin, akışı önemli derecede etkileyeceği düşünülerek salyangoz gövde bütünüyle modellenmiştir. Salyangoz emme hücresi ve bu bölgedeki ön dönme yi engelleyen dil elemanı da modele dahil edilmiştir. Bunun yanında çark üzerinde aslına uygun olarak dengeleme delikleri açılmış ve akışkanla temas halinde olan çark somunu modellenmiştir. Tüm parçalar çizildikten sonra, çark salyangoz gövde içinde merkezlenmiş ve diğer bütün elemanlar uygun şekilde montajlanmıştır.

## **2.2 Pompa Akış Hacminin Oluşturulması**

Katı modeli oluşturulan çark, çark somunu ve salyangoz elemanları sat uzantısıyla kaydedilmiş ve GAMBIT isimli yazılıma ACIS formatında alınmıştır. Bundan sonra ön işlemci program ile sırasıyla; aktarılan geometri için yüzey temizleme, akış hacimlerinin oluşturulması, sınır şartlarının tanımlanması ve sayısal ağ oluşturma işlemleri gerçekleştirilmiştir.

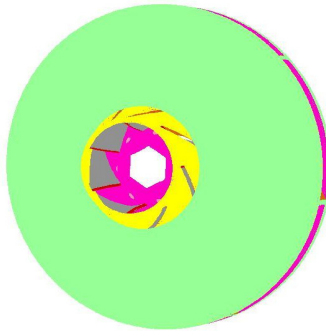
Çark çıkışındaki ve girişindeki yüzeyler kapatıldıktan sonra çarkın et kalınlığı mevcut geometri içerisinde çıkarılarak yani bir nevi çarkın negatifi alınarak çark akış hacmi oluşturulmuştur (Şekil 2.5). Çarkın göbeğine aksenal yükü dengelemek için açılan dengeleme deliklerinden kaçaklar olacağından, bu bölgedeki akışkan dayandığı yüzeye kadar uzatılarak çark akış hacmine dahil edilmiştir. Çark giriş ve

çıkışında akışa ilişkin bilgileri elde etmek istediğimizden bu yüzeyler program içerisinde ayrıca adlandırılmış ve FLUENT içerisinde okunması sağlanmıştır. Aynı şekilde çarkı temsil eden bu hacim GAMBIT içerisinde bölge komutları kullanılarak isimlendirilerek, diğer akış hacimlerinden ayrılması sağlanmıştır. Böylece bu bölgeye özel olarak dönme hızı gibi fiziksel özellikler tanımlanabilecektir. Bu aşamadan sonra çark, salyangoz akış hacmi içerisine merkezlenecektir.



**Şekil 2.5 :** Çark akış hacmi

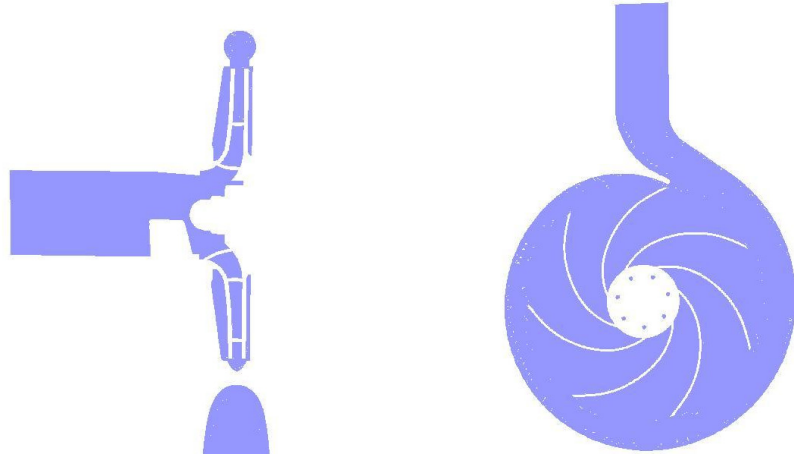
Salyangoz için akış hacmi oluşturulurken de benzer yöntem uygulanmış, salyangoz giriş ve çıkışı düzgün yüzeylerle kapatılmış, akışkanın temas ettiği yüzeyler örülerek bir hacim haline getirilmiştir. Çark yanaklarının salyangoz içindeki akış ile olan etkileşimi de dikkate alınmak istendiğinden sadece salyangoz akış kesitleri değil, salyangozun tamamı akış hacmine dahil edilmiştir. Çark salyangozun içine yerleştirilirken dikkat edilmesi gereken nokta, çark et kalınlığı dolayısıyla çark dış yüzeyi ve salyangoz arasında akışın olmadığı bir bölge olmasıdır. Bu durumda çark et kalınlığını da modellemek gerekmektedir. Bu sebeple çark akış hacminin dış yüzeylerine et kalınlığı verilmiş (Şekil 2.6) ve bu geometri salyangozun içerisinden çıkarılarak salyangoz akış hacmi elde edilmiştir.



**Şekil 2.6 :** Et kalınlığı verilmiş çark akış hacmi







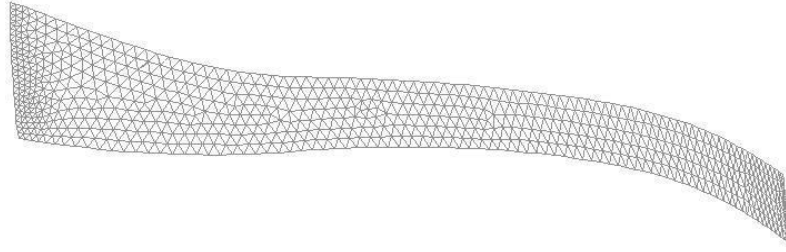
**Şekil 2.8 :** Akış hacmi meridyenel ve radyal kesitleri

### **2.3 Sayısal Ağ Tabakasının Oluşturulması**

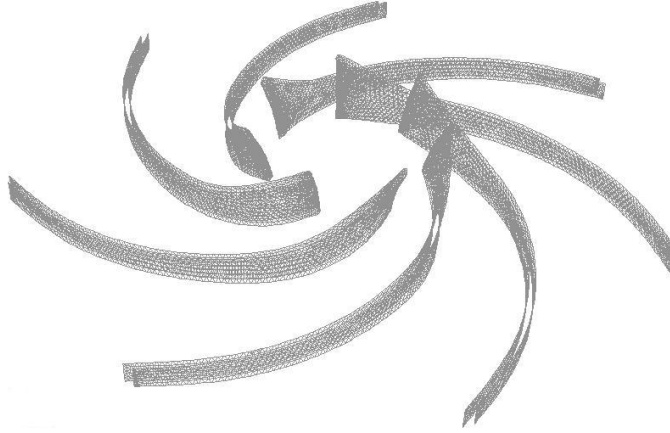
Bu kısımda GAMBIT yazılımı ile oluşturulmuş akış hacimlerinin sayısal ağ tabakası ile örülmesi işlemi gerçekleştirilecektir. İlgili geometride sayısal bir çözümün yapılabilmesi için akış hacminin küçük hücelere bölünmesi ve bu hücrelerin tümü için korunum denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir. Hücre sayısındaki artış pompa içerisindeki akışı daha fazla bölgede temsil edebilmek manasını taşıdığından, çözüm sonucunda sayısal ağa ilişkin hataların teorik olarak azalması beklenir. Bunun yanında sık yapıda sayısal ağ örülmesi hesaplama zamanını artıracaktır. Bu sebeplerden dolayı çözümün sayısal ağdan bağımsızlaştırılması gerekmektedir. Böylece çözümde sayısal ağ yetersizliğine bağlı hatalar ortadan kalkacak ve bunun yanında gereğinden büyük sayısal ağ kullanılması sonucu çözüm sürelerinin aşırı artışı engellenecektir. Sayısal ağ büyüklüğünün çözüme etkileri pompanın nominal çalışma koşullarındaki basma yüksekliği ve verim değerleri karşılaştırılarak izlenmiştir. Sayısal ağ büyüklüğü her bir simülasyon için artırılacak,  $H_m$  ve  $\eta$  değerlerinde herhangi bir değişimin gözlenmediği hücre sayısı tüm analizler için kullanılacaktır.

Pompa çarkı için kanat sayısı oldukça fazla olduğundan çalışma genel manada sık yapıda oluşturulmuş sayısal ağlarla gerçekleştirilmelidir. Bu sebeple pompa geometrisi GAMBIT programında hacim komutları kullanılarak ilk etapta 1600284 adet hücreye ve 421127 adet düğüm noktasına sahip bir sayısal ağ ile örülmüştür. Çark, salyangoz ve emme hücresi için dörtgen-hibrit yapıda, giriş ve çıkış boruları için ise altıgen yapıda elemanlar kullanılmıştır. Sürtünme etkileri nedeniyle kanat

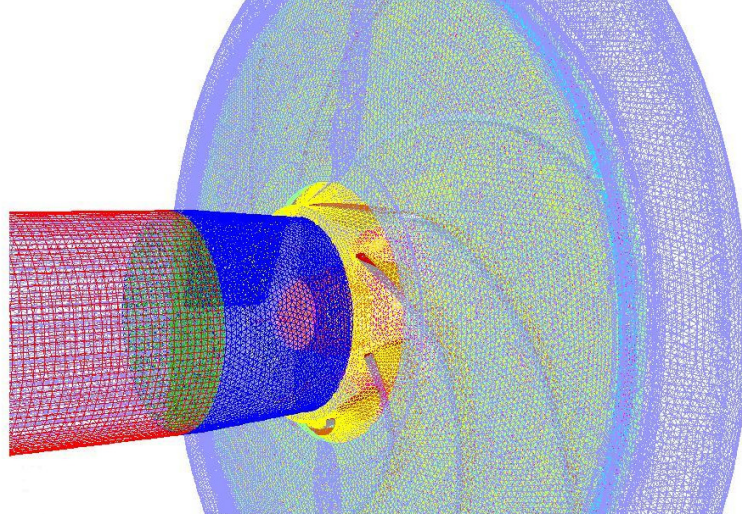
bölgesi civarında akıftaki değişimler büyük olacağından kanadın emme ve basınç tarafında yaklaşık 1260 şar adet yapılandırılmış sayısal hücre kullanılmıştır (Şekil 2.9). Bu aşamadan sonra çark ve salyangoz hacimleri yapılandırılmamış dörtgen elemanlar ile, giriş ve çıkış boruları ise yapılandırılmış altıgen elemanlarla örülmüştür. Böylece pompa sayısal ağı tüm hacimler için tamamlanmıştır (Şekil 2.11).



**Şekil 2.9 :** Kanat basınç tarafı için oluşturulmuş sayısal ağı



**Şekil 2.10 :** Çark kanatları üzerindeki sayısal ağı

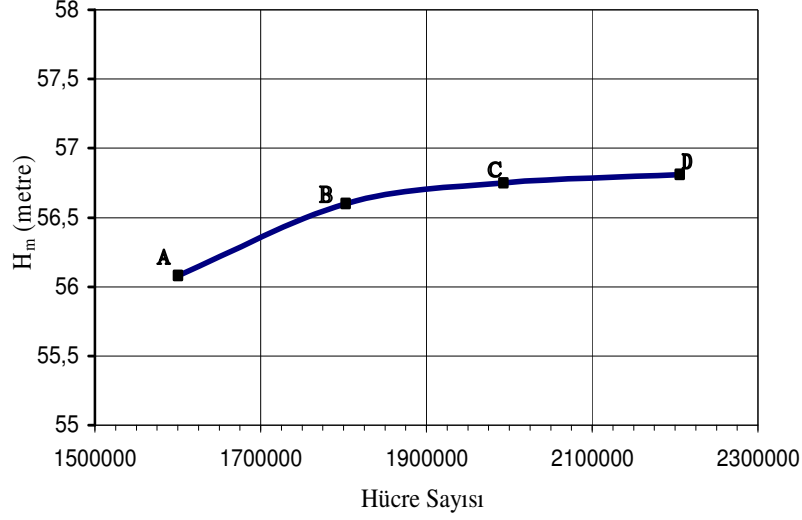


**Şekil 2.11** : Pompa sayısal ağından bir görünüş

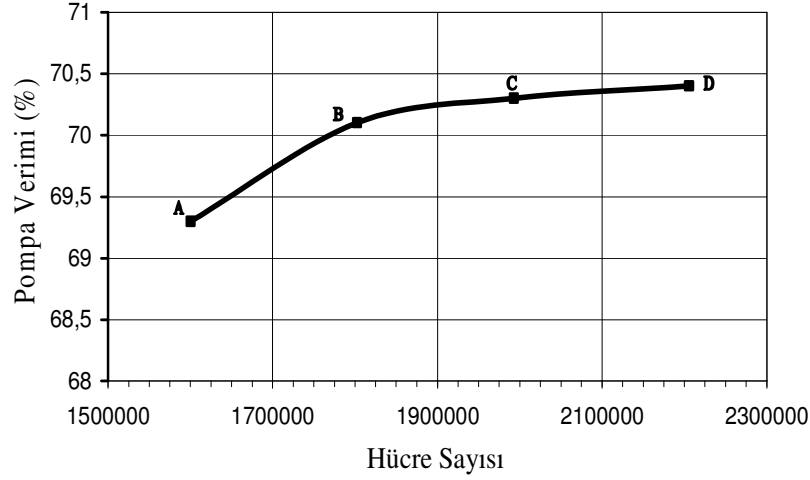
1600284 adet sayısal eleman ile akışkan olarak su kullanılması durumunda, optimum debi değeri için, k-ε türbülans modeli kullanarak ve malzeme pürüz yüksekliğini 0.06mm alarak ilk hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplama sonucunda optimum debi için basma yüksekliği ve verim ifadeleri FLUENT ten alınan çıktılarla hesaplanmıştır. Bundan sonra FLUENT içerisindeki adaptasyon özelliği kullanılarak geometri içerisinde toplam basınç gradyeninin büyük olduğu bölgeler tespit edilerek, bu bölgelerdeki sayısal ağ yoğunluğu artırılmıştır. Sayısal ağ yoğunluğu artırılan bölgeler salyangoz duvarları ve kanat çıkışları olarak ortaya çıkmıştır. Bu yöntemle hücre sayıları yaklaşık olarak  $1,8 \cdot 10^6$ ,  $2 \cdot 10^6$  ve  $2,2 \cdot 10^6$  olan üç farklı sayısal ağ elde edilmiştir. Çözümleme işlemleri bu sayısal ağlar ile aynı şekilde gerçekleştirilerek,  $H_m$  ve  $\eta$  değerleri hesaplanmıştır. Sayısal ağın çözüme etkileri Çizelge 2.3 ve takip eden grafiklerde görülmektedir.

**Çizelge 2.3** :  $Q/Q_{opt} = 1$  durumunda sayısal ağın çözüme etkileri

	Hücre Sayısı	Düğüm Noktası Sayısı	$H_m$ (m)	Verim (%)	$H_m$ deki Değişim (%)	Verimdeki Değişim (%)
Sayısal Ağ A	1600284	421127	56.08	69.3	-	-
Sayısal Ağ B	1802594	492747	56.6	70.1	0.92	1.14
Sayısal Ağ C	1993008	577683	56.75	70.3	0.26	0.28
Sayısal Ağ D	2205822	660959	56.81	70.4	0.11	0.14



**Şekil 2.12 :** Manometrik yüksekliğin sayısal ađ ile değişimi



**Şekil 2.13 :** Verimin sayısal ađ ile değişimi

Hesaplanan basma yüksekliği ve verim ifadelerinin sayısal ađ C den sonraki değişimleri %0.11 ve %0.14 mertebelerinde kalmaktadır. Bu niceliklerin hücre sayısı ile değişimini veren grafikler, eğrilerin C noktasından sonra asimptotik olarak seyretmeye başladığını ve sayısal eleman büyüklüğünü artırmanın çözüme kayda değer etkisinin olmayacağını göstermektedir. Bu sebeple toplam 1993008 adet sayısal eleman ile örülen geometri bundan sonra yapılacak tüm hesaplamalar için kullanılacaktır.

### 3. KORUNUM DENKLEMLERİ VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Pompa içi akış alanının tespiti için sıkıştırılamaz akışkan kabulüyle kütle korunum ve 3 boyutlu momentum denklemleri gözönüne alınmıştır. Pompa içinden dışarıya veya dışardan içeriye bir ısı transferi olmadığı kabulüyle enerji denklemi çözülmemiştir.

#### 3.1 Korunum Denklemleri

Süreklilik Denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.1)$$

Bu denklem pompa içerisindeki 3 Boyutlu, sıkıştırılamaz akış için ifade edilirse;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

Momentum denkleminin vektörel formda ifadesi denklem 3.3 ile verilir [16];

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla \cdot \sigma_{ij} + \rho \vec{g} \quad (3.3)$$

Bu denklemin sol tarafındaki iki terime çarpım kuralı uygulanarak tekrar düzenlenirse alternatif formu ile Cauchy denklemi elde edilir.

$$\rho \frac{D \vec{v}}{Dt} = \nabla \cdot \sigma_{ij} + \rho \vec{g} \quad (3.4)$$

Viskoz gerilme tansörü  $\tau_{ij}$ ' yi hız alanı ve viskozite gibi ölçülebilir akışkan özellikleri cinsinden ifade etmeye yarayan denklemler mevcut olduğundan, gerilme tansörü  $\sigma_{ij}$  hareket halindeki akışkanlar için,  $\tau_{ij}$  ile ilişkilendirerek aşağıdaki gibi yazılır [16,17];

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (3.5)$$

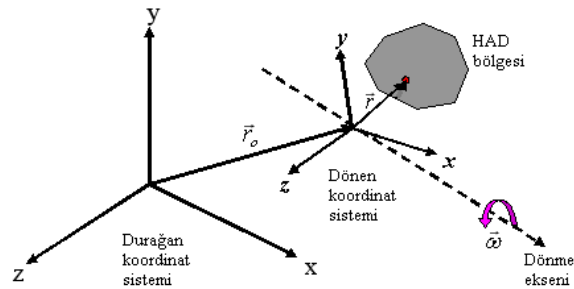
Viskoz gerilme tansörünün kartezyen koordinatlardaki dokuz bileşeni aşağıda verilmiştir [17]. Bunların altı adedi simetrik yapıdan dolayı bağımsızdır.

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

Bu ifadeler momentum denklemindeki yerlerine konularak, sıkıştırılmaz akış kabulü ile sabit yoğunluk ve viskoziteli Newton tipi akışkan için türetilen Navier-Stokes denklemleri elde edilir.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla} P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.7)$$

Bu denklemler akışı hareketsiz bir referans sisteminde ele almaktadır. Oysa ki pompa çarkı içerisinde meydana gelen akışa ilişkin denklemlerin dönen bir referans sisteminde ifade edilmesi gerekmektedir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Hareketsiz ve dönen referans sistemleri

Burada tanımlanan koordinat sistemi, durağan koordinat sistemine göre  $\vec{\omega}$  gibi sabit bir açısal hız ile dönmekte ve merkezi  $\vec{r}_0$  gibi bir pozisyon vektörü ile belirlenmektedir. HAD bölgesi ise dönen koordinat sistemine göre tanımlanmaktadır.

olup, bu bölgenin içerisindeki herhangi bir noktanın konumu  $\vec{r}$  pozisyon vektörü ile belirlidir. Buna göre akış hızları sabit referans sisteminden dönen referans sistemine göre aşağıdaki ilişkilere sahiptir;

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r \quad (3.8)$$

$$\vec{u}_r = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.9)$$

Yukarıdaki denklemlerde tanımlanan  $\vec{v}_r$  bağıl hızları,  $\vec{v}$  mutlak hızları ve  $\vec{u}_r$  çevresel hızları ifade etmektedir. Ele alınan problem için oluşturulan geometrinin merkezi ise dönen koordinat sisteminin merkezidir ve dönme eksenini de bu sistemin z eksenini ile çakışmaktadır. Bu durumda çark çıkışında çevresel hız hesaplanmak istenirse, pozisyon vektörünün büyüklüğü çark yarıçapı kadar olacaktır.

Korunum denklemleri hareketsiz koordinat sisteminden dönen referans sistemine dönüştürülürken merkezci kuvvetlerin yanında bir de Coriolis kuvveti doğmaktadır. Bunun yanında dönen referans sisteminin hızı sabit değilse hareketli sistemin orijinin ivmesi ve açısal ivme etkisi de göz önüne alınmalıdır[17,18]. Ele aldığımız geometrinin sabit bir devirde döndüğünü düşünülürse bu kuvvetlerinin momentum denkleminde eklenmesi gerekmeyecektir. Böylece korunum denklemleri bağımlı değişkenlerin bağıl hızlar alınarak ifade edilmesi durumunda;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}_r) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho \left[ 2 \vec{\omega} \times \vec{v}_r + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \right] = -\nabla P + \nabla \bar{\tau}_r + \rho \vec{g} \quad (3.11)$$

şeklinde olacaktır[18]. Momentum denkleminde  $2 \vec{\omega} \times \vec{v}_r$  terimi Coriolis ivmelenmesini,  $\vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}$  terimi ise merkezci ivmelenmeyi ifade etmektedir[17]. Viskoz gerilme terimi, bağıl hız değişkenleri kullanılmak koşulu ile, denklem 3.6 ile verilen ifadeyle aynı kalmaktadır. Bu kısımdan sonra basitlik için Coriolis ve merkezci kuvvetlerin toplamı  $S_M$  kaynak terimi ile ifade edilecek ve denklemlerde bağıl değişkenleri ifade eden 'r' alt indisi düşürülecektir.

Pompa içerisindeki akışın türbülanslı yapısı göz önüne alındığında laminer akış için verilen bu denklemlerin, türbülanslı akış için tekrar düzenlenmesi gerekir. Türbülanslı akışlarda tüm yönlerde türbülans girdapları adı verilen gelişigüzel, girdaplı ve çevrintili yapılar ortaya çıktığından, zamana bağlı Navier-Stokes denklemlerinin çözümü, yüksek Reynolds sayılı akışlar ve kompleks geometriler söz konusu olduğunda oldukça zordur. Türbülanslı akışın daimi olmayan hareketini bütün ölçekleriyle çözmek için doğrudan sayısal simülasyon (DNS) tekniği kullanılmaktadır. DNS çözümleri için üç boyutlu ve çok ince sayısal ağların yanında çok uzun CPU zamanları gerektiğinden, mühendislik uygulamalarında bu tekniğin kullanımı günümüz şartlarında mümkün değildir. Bu sebeple Navier-Stokes denklemlerini sayısal olarak çözülebilir kılmak için iki alternatif metod geliştirilmiştir. Bunlar Reynolds ortalama ve filtrelemedir. Bu yöntemler sayesinde küçük ölçekli türbülans çalkantılarının doğrudan simüle edilmesi gerekmez. Bunun yanında korunum denklemlerine modellenmesi gereken ilave terimler dahil olmaktadır [18].

DNS nin bir altındaki seviye, filtrelenmiş Navier-Stokes denklemlerini zamana bağımlı olarak çözen ve büyük ölçekli girdapları hesaplayabilen büyük girdap simülasyonu (LES) yöntemidir. Filtreleme, Navier-Stokes denklemlerinin filtreden küçük boyutlardaki girdapların ortadan kaldırılması için bir çeşit manipülasyonudur [18]. Eğer uzaysal filtreleme yapılıyorsa, filtre boyutu çoğu zaman sayısal hücre büyüklüğü olarak alınır. Bu yöntem ile türbülans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özellikleri çözülür. Küçük ölçekli ve yitirgen eğilimli türbülans girdapları ise modellenir. Temel kabul küçük türbülans girdaplarının izotropik olduğu yani, akış alanına bakılmaksızın istatistiksel olarak benzer ve tahmin edilebilir şekilde davrandığıdır. LES, akış alanındaki küçük girdapları çözme ihtiyacını ortadan kaldırdığı için DNS' nin kullandığı kaynakların çok daha azını kullanmaktadır[16]. Buna rağmen ileri mühendislik analizleri için bilgisayar gereksinimlerinin karşılanması halen güçtür.

Türbülanslı akış analizleri için bu yöntemlerin yerine, tüm daimi olmayan türbülans girdaplarını modelleme ilkesine dayanan çeşitli türbülans modelleri kullanılmaktadır. Bilgisayar gereksinimlerini oldukça hafifleten bu modeller, pratik mühendislik



uygulamalarında sıkça kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında da akış alanının hesabı için yukarıda bahsi geçen türbülans modelleri kullanılmıştır.

Bu yöntemde Navier-Stokes denklemindeki değişkenler bir ortalama değer ve onun etrafında dalgalanan çalkantı bileşenlerine ayrılırlar. Hız bileşenleri için;

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (i=1,2,3) \quad (3.12)$$

ve benzer şekilde basınç gibi skaler nicelikler için;

$$p = \bar{p} + p' \quad (3.13)$$

yazılır. Denklemlerde kullanılan üst çizgi zamana göre ortalanan hız ve basınç bileşenlerini, üsler ise çalkantı bileşenlerini ifade etmektedir [18]. Bu değişkenlerin zamana göre ortalaması alınırken ise;

$$\bar{X} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} x dt \quad (3.14)$$

formülü uygulanır. Korunum denklemleri sıkıştırılamaz akış için indis notasyonu kullanılarak ifade edilirse;

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{S_M}{\rho} = g_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (3.16)$$

Yukarıda türetilen ifadeler denklemlerdeki yerlerine konular ve ortaya çıkan terimlerin zamana göre ortalamasını alınırsa;

$$\frac{\partial (\bar{u}_i + u_i')}{\partial x_i} = 0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial (\overline{u_i + u'_i})}{\partial t} + (\overline{u_j + u'_j}) \frac{\partial (\overline{u_i + u'_i})}{\partial x_j} + \frac{\overline{S_M}}{\rho} = \overline{(g_i + g'_i)} \quad (3.18)$$

$$- \frac{1}{\rho} \frac{\partial (\overline{p + p'})}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 (\overline{u_i + u'_i})}{\partial x_j \partial x_j}$$

Çalkantı teriminin ortalaması tanımı gereği sıfırdır fakat iki çalkantı terimi çarpımının ortalamasının sıfır olması gerekmez [17,19]. Bu nedenle denklemler tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \overline{u'_j} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \frac{\overline{S_M}}{\rho} = \overline{g_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_j \partial x_j} \quad (3.20)$$

3.20 denkleminin iki tarafı yoğunluk ile çarpılıp, ortalanmış gerilme tansörü  $\overline{S_{ij}}$  yerine konulursa;

$$\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (3.21)$$

olmak üzere,

$$\rho \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \rho \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \rho \overline{u'_j} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \overline{S_M} = \rho \overline{g_i} - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial (2\mu \overline{S_{ij}})}{\partial x_j} \quad (3.22)$$

ifadesi elde edilir. Şimdi 3.22 numaralı denklemin sol tarafındaki üçüncü terimi x yönü için aşağıdaki gibi yazılarak;

$$\rho \overline{u'_j} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \rho \overline{v'_j} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial y_j}$$

elde edilir. 3.17 numaralı denklem ortalanmamış haliyle iki boyutta yazılırsa;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} = 0 \quad (3.23)$$

Ortalama değerlerin kendileri süreklilik denklemini sağlayacağından, çalkantı terimleri için şu ifade türetilir;

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} = 0 \quad (3.24)$$

3.24 denklemini birim alan başına kütle debisi  $\rho (\bar{u} + u')$  ile çarpılırsa;

$$\rho \bar{u} \frac{\partial u'}{\partial x} + \rho u' \frac{\partial u'}{\partial x} + \rho \bar{u} \frac{\partial v'}{\partial y} + \rho u' \frac{\partial v'}{\partial y} = 0 \quad (3.25)$$

Bu ifadenin zaman ortalaması alınırsa 3.26 denklemini elde edilir.

$$\overline{\rho u' \frac{\partial u'}{\partial x}} + \overline{\rho u' \frac{\partial v'}{\partial y}} = 0 \quad (3.26)$$

Denklemler 3.26 ile 3.22 numaralı denklemlerin toplamları alınırken, 3.22 denkleminin sol tarafındaki üçüncü terim ve 3.26 denkleminin sol tarafındaki terimler;

$$\rho \frac{\partial}{\partial y} (\overline{u' v'}) + \rho \frac{\partial}{\partial x} (\overline{u'^2})$$

şeklinde düzenlenebilir. Bu ifadede çalkantı teriminin karesinin akım yönündeki gradyanı, iki çalkantı terimi çarpımının akıma ters yöndeki gradyanından çok daha küçük olacağı için son terim ihmal edilebilir[17,19]. Denklemlerin 3 boyutlu olarak ifade edilmesi durumunda ortaya çıkacak olan  $\overline{u' w'}$  terimi de aynı şekilde ihmal edilebilecektir. Bu işlemler süreklilik denkleminin ortalanmış terimleri çekilerek tekrar edilir ve denklem tansörel formda ifade edilirse,

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} + \overline{S_M} &= \rho \bar{g}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \\ &- \rho \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (3.27)$$

Zaman bağımlılığı kaldırıp, denklem tekrar düzenlenirse aşağıdaki ifadeye erişilir.

$$\rho \frac{\partial \overline{u_j u_i}}{\partial x_j} + \overline{S_M} = \rho \overline{g_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \begin{array}{c} -\overline{p} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \\ -\rho \overline{u_i' u_j'} \end{array} \right] \quad (3.28)$$

Bu denklem Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemi olarak isimlendirilmektedir [18]. Denklemin sol tarafı akışkan elemanın taşınım ile olan momentum değişimini ifade eder. Bu değişim; kütle kuvvetleri, basınç alanından kaynaklanan izotropik gerilme, viskoz gerilmeler ve çalkantılı hız alanından kaynaklanan Reynolds gerilmeleri ile dengelenir. Denklemden görüleceği üzere, Reynolds gerilmeleri viskoziteden değil, akış içerisindeki atalet kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır. Reynolds gerilmeleri veya diğer adıyla türbülans gerilmeleri açık formda aşağıdaki gibi yazılır [16].

$$\tau_{ij}^{\text{türbülans}} = -\rho \left( \begin{array}{ccc} \overline{u'^2} & \overline{u' v'} & \overline{u' w'} \\ \overline{u' v'} & \overline{v'^2} & \overline{v' w'} \\ \overline{u' w'} & \overline{v' w'} & \overline{w'^2} \end{array} \right) \quad (3.29)$$

Reynolds gerilmesi simetrik olduğundan, probleme altı tane daha bilinmeyen katılmış olur. Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemini çözebilmek için bu yeni bilinmeyenler, türbülans modelleriyle çeşitli şekillerde modellenmektedir.

Bu çalışmada Spalart-Allmaras, k- $\omega$ , k-w(SST), k- $\epsilon$  ve Reynolds gerilme modeli olmak üzere 5 adet türbülans modeli denenmiş, elde edilen sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Bunlar içerisinde Spalart-Allmaras, k- $\omega$ , k-w(SST) ve k- $\epsilon$  modellerinde Reynolds gerilmelerini ortalama hız gradyanlarıyla ilişkilendiren Boussinesq hipotezi kullanılır. Bu yaklaşım şöyle ifade edilir;

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.30)$$

Bu yaklaşımın en önemli avantajı, türbülanslı viskozitenin ( $\mu_t$ ) hesaplanması esnasında bilgisayar kaynaklarının göreceli olarak daha az kullanımınıdır. Diğer

tarafından  $\mu_t$  izotropik skaler bir nicelik olarak varsayılmaktadır ki bu zaman geçerli bir yaklaşım değildir [18].

Spalart-Allmaras modelinde türbülanslı viskoziteyi ifade eden sadece bir transport denklemi çözülmektedir.  $k-\varepsilon$  ve  $k-\omega$  gibi iki denklemlilik türbülans modelleri ise süreklilik ve momentum denklemleri ile aynı anda çözümlenmesi gereken iki tane daha transport denklemi getirir[16]. Bu transport denklemleri  $k-\varepsilon$  modelinde türbülans kinetik enerjisi ( $k$ ) ve türbülans yitim hızı ( $\varepsilon$ ) için,  $k-\omega$  modelinde ise  $k$  ve özgül türbülans yitim hızı ( $\omega$ ) için çözümlenerek, türbülanslı viskozite bunların bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Bu modeller kullanıldığında, çözümlenmesi gereken ilave transport denklemlerinin yanında, giriş ve çıkıştaki türbülans özelliklerini belirten iki tane daha sınır koşulu gerekmektedir. Bu çalışmada bahsi geçen sınır şartları türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap olarak belirlenmiştir.

Reynolds gerilme modelinde ise Reynolds gerilme tansöründeki tüm terimler için transport denklemleri çözümlenir. Bunların yanında çoğunlukla  $\varepsilon$  için bir denklemin daha çözümlenmesi gerekir[18]. 3 boyutlu akışlarda ilave olarak 7 adet transport denklemi çözmek gerektiğinden bu model, diğer modellere nazaran daha fazla bilgisayar kaynağı gerektirmektedir.

Akışkan olarak su alındığında optimum çalışma noktasında yukarıda bahsi geçen türbülans modellerinin çözüme etkileri incelenmiş, sonuçta yapılacak tüm simülasyonlar için  $k-\varepsilon$  modelinin kullanılmasına karar verilmiştir. Bu sebeple transport denklemleri  $k-\varepsilon$  modeli için verilecektir. Model, B. E. Launder ve D.B Spalding tarafından ortaya konulmuş ve günümüze değin endüstriyel akış ve ısı transferi simülasyonlarında sıkça kullanım alanı bulmuştur[18]. Model denklemleri matematiksel altyapısının yanında, hava ve su ile yapılan deney sonuçları kullanılarak türetildiğinden  $k-\varepsilon$  modeli yarı ampirik bir model olarak nitelendirilir. Modelde aynı zamanda akışın tamamen türbülanslı olduğu kabulü yapılmaktadır. Türbülans kinetik enerjisi ve onun yitim hızı şu transport denklemlerinden elde edilir;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) \\ &- C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Bu denklemlerde  $G_k$  ortalama hız gradyenlerine bağılı olarak ortaya çıkan türbülans kinetik enerjisi üretimini ve  $G_b$  kaldırma kuvvetine bağılı olarak ortaya çıkan türbülans kinetik enerjisi üretimini ifade eder.  $Y_m$  terimi ise sıkıştırılabilir akışlar için çalkantılı dilatasyonun katkısı ifade eder. Denklemlerdeki  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$  ve  $C_{3\epsilon}$  sabitleri,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\epsilon$  ise  $k$  ve  $\epsilon$  için türbülanslı Prandtl sayılarını ifade etmektedir.  $G_k$  teriminin ifadesi denklem 3.32 ile verilmiştir [18].

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.33)$$

$G_b$  teriminin türbülans kinetik enerjisine katkısı eğer sıfırdan farklı bir yerçekimi alanı ve bir sıcaklık gradyeni aynı anda bulunuyorsa ortaya çıkmaktadır[18].  $Y_m$  teriminin sadece sıkıştırılabilir akışlar için geçerli olduğunu dikkate alıp, transport denklemlerini zamandan bağımsız formda yazılırsa;

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (3.34)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.35)$$

Son olarak,  $C_\mu$  bir sabit olmak üzere türbülanslı viskozite ( $\mu_t$ ),  $k$  ve  $\epsilon$  değerlerine bağılı olarak ifade edilirse;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.36)$$

Bu çalışma kapsamındaki simülasyonlarda sabitlerin değerleri  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1$  ve  $\sigma_\varepsilon = 1.3$  olarak alınmıştır. Sonuç olarak elimizde üç yönde hız, basınç, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans yitim hızı için çözülmesi gereken süreklilik, momentum,  $k$  ve  $\varepsilon$  denklemleri vardır. Böylelikle problem kapatılmış olup, denklemler çözülebilir hale getirilmiştir.

### 3.2 Çeper Fonksiyonları

Türbülanslı akışlar duvarların akış alanındaki varlığından önemli derecede etkilenmektedirler. Cidara yakın bölgelerde bağımlı değişkenler büyük değişimler gösterdiğinden, katı yüzeylerle sınırlandırılmış türbülanslı akışların gerçeğe yakın olarak simüle edilebilmesi bu bölgelerin doğru temsil edilebilmesiyle yakından ilişkilidir.

Deneysel çalışmaların sonucunda çeper yakınındaki bölgelerin temel olarak 3 kademede ifade edilebileceği görülmüştür [17,18]. Bunlar viskoz kaymanın hakim olduğu cidar tabakası, türbülanslı kaymanın hakim olduğu dış tabaka ve her iki tip kaymanın da önemli olduğu örtüşme tabakasıdır[17].

Çeper yakınındaki bölgeleri modellemek için iki yaklaşım geliştirilmiştir. Bunların ilki, viskozitenin etkili olduğu cidar tabakası ve örtüşme tabakasında çözümün yapılmadığı, bunun yerine tam türbülanslı bölge ile çeper arasında kalan bu bölgenin yarı ampirik formüller ile ilişkilendirildiği çeper fonksiyonları yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda türbülans modellerinin, duvarların akış alanındaki varlığı nedeniyle tekrar biçimlendirilmesi gerekmez. Çeper fonksiyonları  $k$ - $\varepsilon$  ve Reynolds gerilme modelleri için kullanılmaktadır. Diğer bir yaklaşımda ise laminar kayma gerilmesi etkisi altındaki bölgeler ancak türbülans modellerinin modifikasyonu ile çözülmektedir. Bunlar, Spalart-Allmaras ve  $k$ - $\omega$  modelleridir. Bu yaklaşım çepere yakın bölgelerdeki sayısal ağın çok sık olmasını gerektirdiğinden, viskozite etkisi altındaki bölgelerde çözümün yapılmadığı duvar fonksiyonları yaklaşımına nazaran bilgisayar kaynaklarının daha büyük bir oranda kullanılmasını gerektirir[18].

Çalışma kapsamında  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modeli ile birlikte, standart çeper fonksiyonları yaklaşımı kullanılmıştır. Çeper fonksiyonları terimi; ortalama hız için türetilen çeper

kurallarını ve çepere yakın bölgelerde türbülans nicelikleri için türetilen formülleri kapsamaktadır. Bu yaklaşım ile çeper yakınlarındaki ortalama hız ve çeper kayma gerilmesi arasında bir ilişkilendirme yapılmaktadır.

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) \quad (3.37)$$

3.37 numaralı formülde verilen  $U^*$  ve  $y^*$  terimlerinin ifadeleri ise şöyledir;

$$U^* = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (3.38)$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (3.39)$$

Formüllerde geçen  $\tau_w$  çeper kayma gerilmesini,  $U_p$  ve  $k_p$  akışkanın P gibi bir noktadaki ortalama hızını ve türbülans kinetik enerjisini,  $y_p$  P noktasından çepere olan mesafeyi,  $\mu$  dinamik viskoziteyi,  $\kappa$  değeri 0.4187 olmak üzere von Kármán sabitini ve E değeri 9.793 olmak üzere deneysel bir sabiti ifade etmektedir [18]. Logaritmik örtüşme yasasının  $30 < y^* < 300$  aralığında geçerli olduğu bilinmektedir ve FLUENT yazılımı içerisinde  $y^* > 11.225$  olduğu durumlarda logaritmik çeper kuralı uygulanmaktadır. Çepere yakın bölgelerdeki sayısal ağ ile bu koşul sağlanıyorsa, doğrusal viskoz bağıntı izlenir [17].

$$U^* = y^* \quad (3.40)$$

k-ε modelinde türbülans kinetik enerjisi denklemi duvar yakınındaki bölgeler de dahil olmak üzere tüm akış bölgesi içerisinde çözülmektedir. n duvara dik yöndeki koordinat olmak üzere, duvarlarda k için uygulanan sınır koşulu ;

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (3.41)$$

k denkleminde kaynak terimleri olan kinetik enerji üretimi ( $G_k$ ) ve onun yitim hızı ( $\epsilon$ ) ise duvara yakın bölgelerde çözülmeyip aşağıdaki formüllerle hesaplanır;



$$G_k = \tau_w \frac{\tau_w}{\kappa \rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P} \quad (3.42)$$

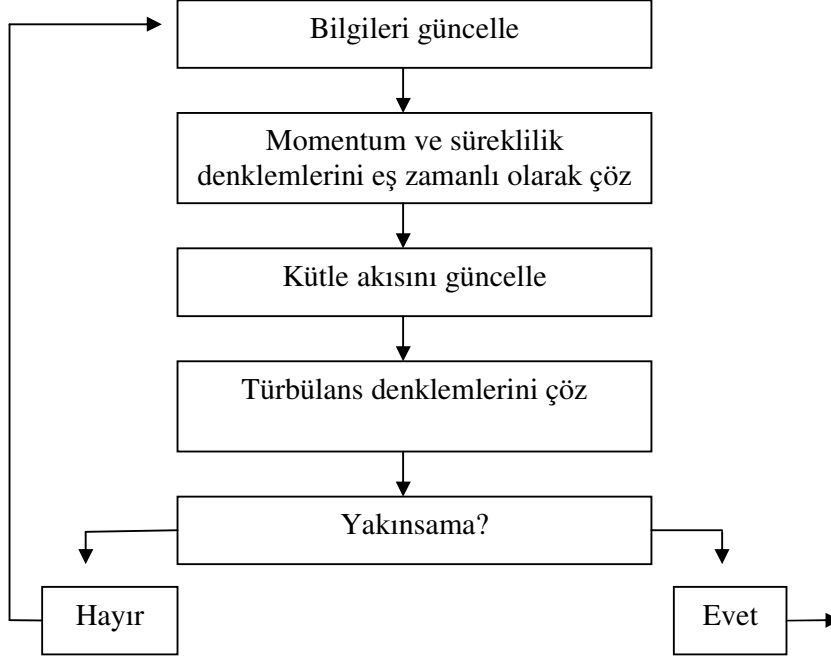
$$\varepsilon_P = \frac{C_\mu^{3/4} k_P^{3/2}}{\kappa y_P} \quad (3.43)$$

### 3.3 Ayrıklaştırma ve Çözüm Yöntemi

Pompa içerisindeki akışı temsil eden kısmi diferansiyel denklemler, FLUENT programı içerisinde sonlu hacim yöntemi ile ayrıklaştırılmaktadırlar. Bu yöntemin işleyişi şöyledir;

- Akış alanının sayısal ağ kullanarak, kesikli kontrol hacimlerine bölünmesi,
- Basınç ve hız gibi bağımlı değişkenler için cebirsel denklemler oluşturmak amacıyla korunum denklemlerinin her bir kontrol hacminde integrasyonu,
- Ayrıklaştırılan denklemlerin doğrusallaştırılması ve oluşturulan lineer denklem sisteminin bağımlı değişkenlerin yeni değerlerini bulmak amacıyla çözümü.

Denklemlerin çözümü basınca dayalı birleşik algoritma ( pressure-based coupled algorithm ) ile gerçekleştirilmiştir. Bu yöntemde hız alanı, süreklilik denkleminin sınırlamaları altında oluşturulan bir basınç denklemi çözülerek elde edilir. Denklem, basınç ile düzeltilmiş olan hız alanı kütle korunumunu sağlayacak şekilde, momentum ve süreklilik denklemlerinden türetilir [18]. Lineer olmayan ve birbirlerine bağlı olarak değişen bu denklem sisteminin çözümü ancak çözüm yakınsayana kadar yapılacak iterasyonlar ile mümkündür. Bu yöntemde, ayrılmış algoritmanın (segregated algorithm) tersine momentum ve süreklilik denklemleri eş zamanlı olarak çözülmektedir (Şekil 3.2).



**Şekil 3.2 :** Basınca dayalı birleşik alırtmada izlenen adımlar[18]

Bu yöntemde denklemler eş zamanlı olarak çözüldüğünden yakınsama, ayrılmış (segregated) alırtmaya nazaran daha iyidir. Buna karşın süreklilik ve momentumun eş zamanlı çözümü bilgisayar bellek gereksinimi 1.5-2 kat artırmaktadır [18].

FLUENT ile korunum denklemlerinin nasıl ayrıklaştırıldığını göstermek için  $\phi$  gibi bir skaler büyüklüğün taşınımının zamana bağlı korunum denklemi,  $V$  gibi bir kontrol hacmi için integral formda yazılırsa;

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (3.44)$$

3.44 denkleminde  $\vec{A}$  yüzey alan vektörünü,  $\Gamma_\phi$   $\phi$  için difüzyon katsayısını,  $S_\phi$  birim hacim için  $\phi$  kaynağını ifade etmektedir. Bu denklem hesaplama alanındaki her kontrol hacmine veya 'hücreye' uygulanır. Denklem hücre için ayrıklaştırılması ile;

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_y \rho_y \vec{v}_y \cdot \phi_y \vec{A}_y = \sum_f \Gamma_\phi \nabla \phi_y \cdot \vec{A}_y + S_\phi V \quad (3.45)$$

ifadesi elde edilir. Denklemde  $N_y$  hücreyi saran yüzeylerin sayısını,  $\phi_y$  y yüzeyi boyunca taşınan  $\phi$  değerini,  $\rho_y \vec{v}_y \cdot \vec{A}_y$  terimi yüzey boyunca olan kütleli akıyı,  $\vec{A}_y$  yüzey alanını,  $\nabla \phi_y$  y yüzeyinde  $\phi$  'nin gradyenini ve  $V$  hücrenin hacmini ifade eder. Bu denklem hücrenin merkezinde bilinmeyen skaler  $\phi$  yi ve aynı zamanda komşu hücreler için bilinmeyen değerler içerdiğinden lineer değildir. Denklemi lineer hale getirmek için;

$$a_p \phi = \sum_{NB} a_{NB} \phi_{NB} + b \quad (3.46)$$

yazılır [18]. Denklemde alt indis NB komşu hücreleri,  $a_p$  ve  $a_{NB}$  ise doğrusallaştırma katsayılarını ifade eder. Komşu hücrelerin sayısı, sınır bölgeleri dışında hücreyi saran yüzeylerin sayısı kadardır. Sayısal ağda mevcut olan tüm hücreler için benzer denklemler türetilirse, ortaya bir cebirsel denklem seti çıkar. FLUENT programında bu denklemler bir Gauss-Seidel lineer denklem çözücüsü ile çözmektedir.

FLUENT yazılımı skalerlerin değerlerini hücre merkezlerinde saklamaktadır. Fakat, 3.45 denklemdeki konveksiyon terimlerinin hesaplanabilmesi için skalerin yüzey değerlerinin ( $\phi_y$ ) bilinmesi gerekir ve bu sebeple hücre merkezindeki değerlerden interpolate edilmelidir. Tez kapsamındaki uygulamalarda basınç, momentum,  $k$  ve  $\epsilon$  ikinci dereceden ayırıklaştırmaya (second order upwind) tabi tutulmuştur. Bu yöntem ile skalerin yüzey değerleri şu formülle hesaplanır[18];

$$\phi_y = \phi + \nabla \phi \cdot \vec{r} \quad (3.47)$$

Bu denklemdeki  $\vec{r}$  ifadesi, hücre merkezinden yüzey merkezine kadar olan yer değiştirme vektörüdür. Bu formülasyon  $\phi$  'nin gradyeninin her hücre için hesaplanmasını gerektirmektedir. Çalışma kapsamındaki simülasyonların tümünde bu işlem, Green-Gauss metodu ile gerçekleştirilmiştir. Hücre merkezleri için  $\phi$  'nin gradyeni 3.48 denklemiyle hesaplanır.

$$\nabla \phi = \frac{1}{V} \sum_y \bar{\phi}_y \vec{A}_y \quad (3.48)$$

Toplama işlemi, hücreyi kapatan tüm yüzelerde yapılır. Bu denklemde  $\bar{\phi}_y$  yüzey merkezlerinde  $\phi$ ' nin değeridir ve çalışmamızda düğüm noktalarının esas alındığı gradyen hesaplama (Green-Gauss Node Based) yöntemiyle hesaplanmıştır.  $\bar{\phi}_y$ , denklem 3.49 da görüleceği üzere, bahsi geçen yüzey üzerindeki düğüm noktalarının aritmetik ortalaması alınarak bulunur.

$$\bar{\phi}_y = \frac{1}{N_y} \sum_n^{N_y} \bar{\phi}_n \quad (3.49)$$

Burada  $N_y$ , yüzey üzerindeki düğüm noktalarının sayısını ifade etmektedir

#### 4. POMPA PERFORMANSININ BELİRLENMESİ

Bu aşamada FLUENT içerisinde çözücü ayarları yapılacak, sınır koşulları belirtilecek ve pompa içerisindeki akışı yöneten korunum denklemlerinin çözümü sonucunda ilgili geometri içerisindeki hız ve basınç alanları elde edilecektir.

Bir santrifüj pompanın performansı hacimsel debiye (Q) bağlı olarak çizilen basma yüksekliği ( $H_m$ ), verim ( $\eta$ ), güç ( $P_{eff}$ ) ve ENPY (emmedeki net pozitif yük) eğrileri ile belirlidir. Bu çalışmada Q- $H_m$  ve Q- $\eta$  eğrilerini elde edebilmek amacı ile beş adet çalışma noktası için simülasyonlar tekrarlanmıştır. Pompanın optimum çalışma noktası ( $Q_{opt}$ ) deneysel olarak 225 m<sup>3</sup>/h olarak saptanmıştır. Yapılacak analizlerde debi, pompanın optimum çalışma noktasını ve düzgün çalışabileceği kısmi ve aşırı yük aralığını tarayacak şekilde  $Q/Q_{opt} = 0.4, 0.6, 0.8, 1$  ve  $1.2$  olarak seçilmiştir. Bu debilere karşılık gelen basma yüksekliği ve verim ifadeleri ise analiz sonuçlarından faydalanılarak hesap edilecektir. Su için yapılan analizlerde yoğunluk değeri 998.2 kg/m<sup>3</sup> ve dinamik viskozite 0.001003 kg/m.s olarak alınmıştır. Buradan yola çıkarak performans eğrilerinin yaklaşık olarak 1cSt kinematik viskozite değerinde bir akışkanın basılması durumunda elde edileceği söylenebilir. Enerji denklemi çözülmediğinden, su için belirtilen fiziksel özellikler sadece viskozite ve yoğunluk ile sınırlıdır.

##### 4.1 Sınır Koşulları

Sınır koşulları geometrinin üç boyutlu olmasından dolayı yüzeylerde belirtilmiştir. Pompa girişinde kütleli debi giriş (mass flow inlet) sınır şartı, pompa emme flanşının uzatılmasıyla oluşturulan giriş borusu üzerinde belirtilmiştir. Kütleli debi hesap edilirken, suyun yoğunluğu 998.2 kg/m<sup>3</sup> olarak alınmıştır. Bu değer optimum çalışma noktası için 4.1 denklemi uyarınca,

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \quad (4.1)$$

62.4 kg/s olarak, diğ er yükler için ise bu değ erin yukarıda verilen katları alınarak hesaplanmıştır. Pompa girişinde türbülans özelliklerini belirten sınır şartları; türbülans yoğunluğu için %5 ve hidrolik ç ap için 125 mm olarak alınmıştır. 125 mm değ eri pompa emme ağ zı flanş ç apıdır.

Pompa basma flanş ının uzatılmasıyla oluşturulan ç ıkış borusu üzerinde ise basınç ç ıkışı (pressure outlet) sınır koşulu uygulanmıştır. Bu değ er optimum ç alış ma noktası da dahil olmak üzere tüm ç alış ma bölgeleri için 65 mSS olarak alınmıştır. Türbülans parametreleri, %5 türbülans yoğunluğu ve 100 mm hidrolik ç ap olarak seç ilmiştir. Aynı şekilde 100 mm değ eri, pompa basma flanş ç apına eş ittir.

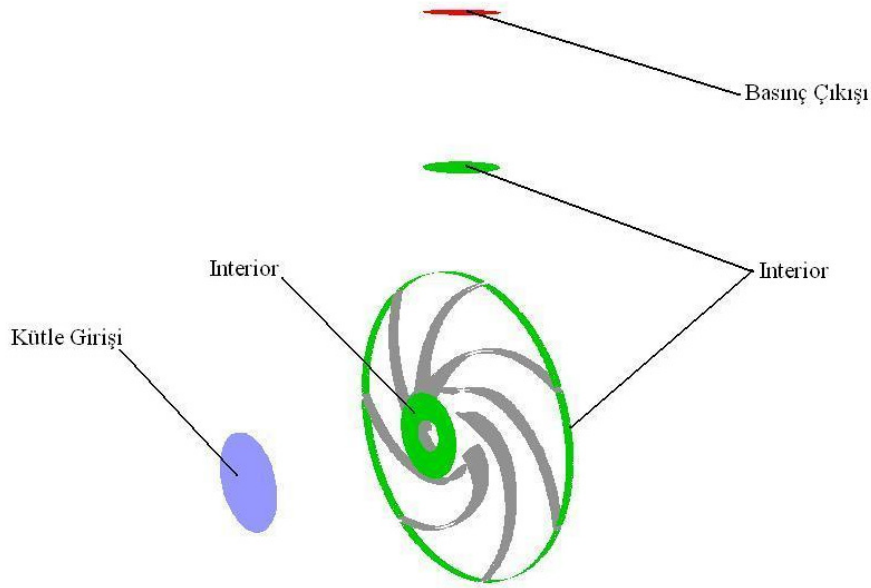
Ç ark içerisindeki akış kına dö nen referans sistemi (moving reference frame) tekniğı kullanılarak, 1486 d/dak lık dönme hız ı verilmiştir. Bu değ er pompanın tahrik edildiğı elektrik motorunun dönme hız ıdır. Dönme ekseninin merkezi, ç arkın ve dolayısıyla koordinat sisteminin merkezi olarak alınmıştır. Ç ark haricinde akış kanın mevcut olduğı diğ er tüm bölgeler ise sabit olarak (stationary) alınmıştır.

Ç ark kanatları, ç ark ön ve arka yanakları, salyangoz, giriş ve ç ıkış boruları, salyangoz emme hücresi, mil somunu, ç ark et kalınlığı bölgesi ve dengeleme delikleri gibi katı yüzeylerde akış kına kaymama sınır koşulu (no slip condition) uygulanmıştır. Bu sınır koşulu, akış kanın katı sınıra göre bağı l hız ının sıfır olduğunu yani bir manada yüzeye yapış ık olduğunu göstermektedir. Ç ark et kalınlığı hariç, yukarıda belirtilen katı sınırların hepsi durağan (stationary wall) olarak alınmıştır. Et kalınlığına ise akış kanla aynı yönde olmak üzere 1486 d/dak lık dönme hız ı verilmiştir (rotational wall motion). Bu yüzeylerdeki ortalama pürüz yükseklikleri ise pompa üzerinde yapılan ölçümler sonucunda belirlenmiştir. Buna göre ç ark yanaklarındaki, kanatlardaki ve salyangoz yüzeylerindeki pürüz yüksekliği 0.06mm olarak belirtilmiştir. Bu değ er ç ark et kalınlığı için 0.04 mm; ç ark somunu ve dengeleme delikleri için 0.01 mm olarak alınmıştır. Giriş ve ç ıkış borularında ise pürüz yüksekliğ inin etkisi incelenmeyeceğ inden bu yüzeylerde sıfır pürüz yüksekliği alınmıştır.

Yüzey komutlarıyla kapatılmış olan ç ark giriş-ç ıkış yüzeyleri ve salyangoz ç ıkış kesitlerine ise iç bölge (interior) sınır koşulu verilmiştir. Bu sınır koşulu akış ın hiçbir özelliğini değı ş tirmemekte, sadece akış alanıyla ilgili özelliklerin uygulandıkları yerlerde hesaplanabilmesine olanak sağlamaktadır. Örneğ in, pompa basma

yüksekliği değeri bu yüzeylerde FLUENT programı ile hesaplanan toplam basınç değerlerinden yola çıkılarak bulunacaktır.

Sınır koşullarından bazılarının hangi yüzeylerde uygulandıkları Şekil 4.1 ile gösterilmiştir. Bu şekilde çark kanatları haricindeki katı yüzeylerin kaldırılması yoluyla, akış hacmi içerisinde kalan iç (interior) bölgelerin ne şekilde tariflendiği daha net olarak görülmektedir. İşletme basıncı ise tüm simülasyonlar için, 1 atm basınç eşdeğeri olmak üzere 10.34 mSS olarak alınmıştır.



**Şekil 4.1** : Bazı sınır koşullarının tipleri ve uygulandıkları yüzeyler

#### **4.2 Türbülans Modellerinin Çözümüne Etkileri**

Pompa performans eğrilerini elde etmek amacıyla yapılacak simülasyonların hangi türbülans modeli ile gerçekleştirileceği,  $Q/Q_{opt} = 1$  durumunda farklı türbülans modelleri ile yapılacak analizler sonucu hesap edilen basma yüksekliği ve verim değerlerinin, deneysel olarak elde edilen değerlerle karşılaştırılması yoluyla belirlenecektir. Bu amaçla su ile çalışma durumunda, diğer tüm parametreler aynı kalacak şekilde Spalart-Allmaras, k- $\epsilon$ , k- $\omega$ , k- $\omega$  (SST) ve Reynolds gerilme (RSM) türbülans modelleri ile analizler tekrarlanmıştır. Çözümün yakınsaması için tüm modellerde yaklaşık 2500 iterasyon sayısı gerekmiştir. Hesaplama zamanı k- $\epsilon$ , k- $\omega$ , k- $\omega$  (SST) modelleri için yaklaşık olarak 25 saat, Spalart-Allmaras modeli için 23 saat ve Reynolds-Stress modeli için yaklaşık 27 saat olarak ölçülmüştür. Hesaplamalar sonucunda elde edilen basma yüksekliği ve genel verim ifadeleri

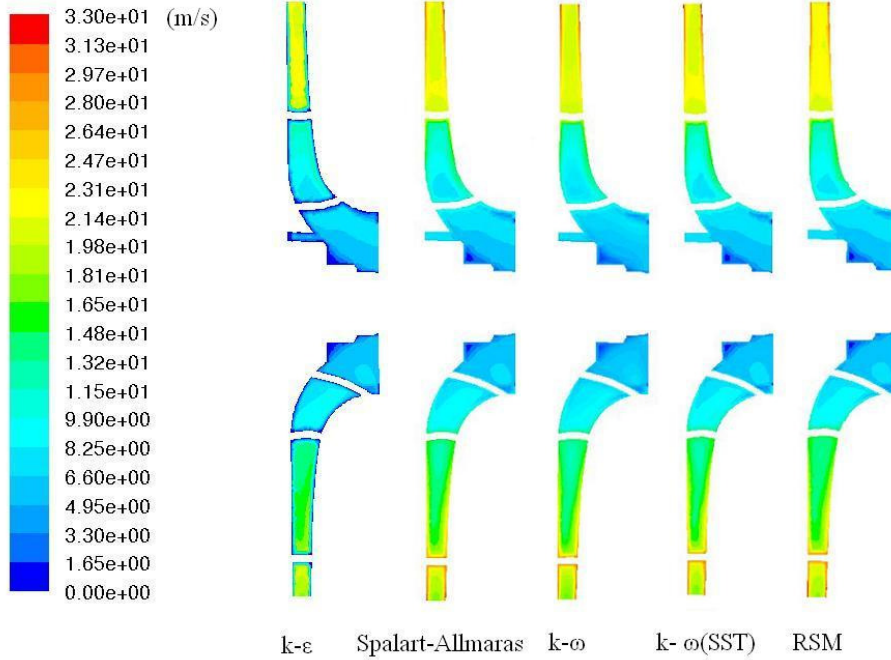
Çizelge 4.1 ile verilmektedir. Bu değerlerin nasıl hesaplandığı bölüm 4.3 te detaylı olarak anlatılmıştır.

**Çizelge 4.1 :**  $Q/Q_{opt} = 1$  durumunda türbülans modellerinin çözüme etkileri

	k-ε	k-ω Standart	Reynolds-Stress	k-ω SST	Spalart-Allmaras
$H_m$ (m)	56.75	57.56	56.23	57.94	56.52
$\eta$ (%)	70.3	71.2	69.4	71.5	68.2

Görüldüğü gibi seçilen türbülans modellerinin pompa basma yüksekliği ve genel verim üzerindeki etkileri çok büyük olmamaktadır. Bu değerler deneysel olarak,  $H_m = 56.4$  m ve  $\eta = \% 70.7$  olarak saptanmıştır. Deneysel sonuçlarla kıyaslandığında k-ε modelinin pompa performans eğrilerini elde etmek amacıyla kullanılabilir en uygun model olduğu görülmüştür. Deneysel veriler baz alındığında, k-ε modeli ile basma yüksekliğinin % 0.61 ve verimin % 0.56 sapma ile öngörüldüğü hesaplanmıştır.

Türbülans modelinin akış alanına olan etkileri ise, çark meridyenel kesitinde mutlak hız dağılımına bakılarak incelenebilir. Şekil 4.2 den görüldüğü üzere türbülans modelleri akış alanında benzer sonuçlar üretmektedir.

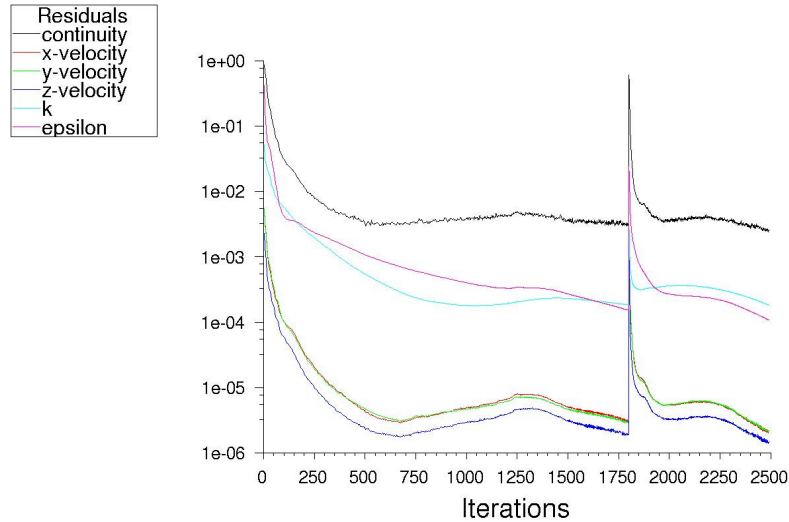


**Şekil 4.2 :** Çark meridyenel kesitinde farklı türbülans modelleri için mutlak hız alanları



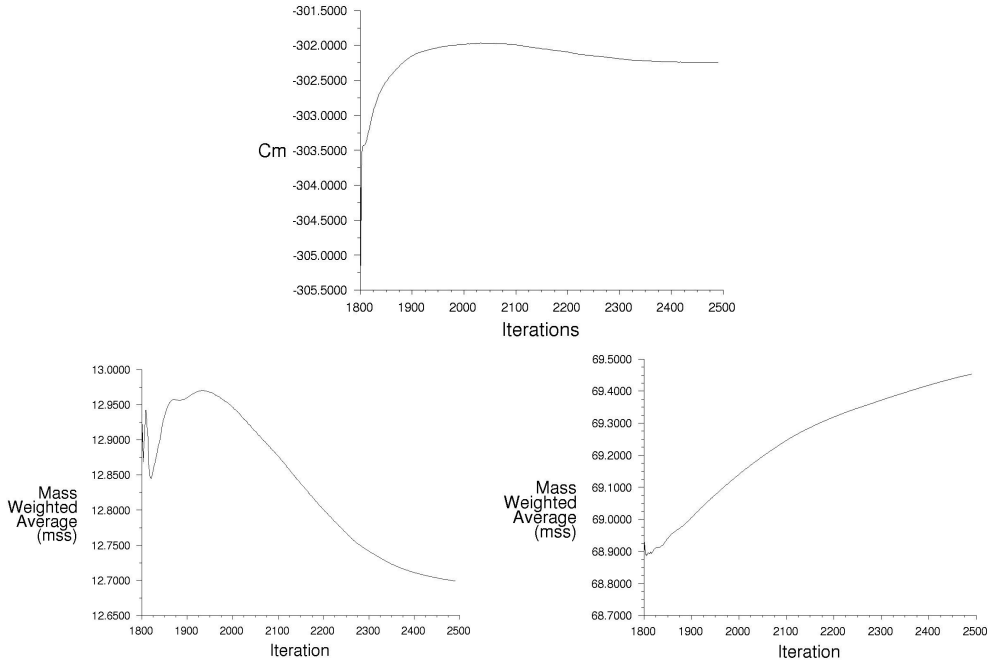
### 4.3 Yakınsamanın Kontrolü ve Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Çözümün yakınsayıp yakınsamadığı süreklilik, momentum ve türbülans denklemleri için hata olarak tanımlanabilecek kalıntı (residual) teriminin, kodun koşulması esnasında yapılan iterasyonlar ile değişimi göz önüne alınarak belirlenmiştir. Hataların belirli bir değerin altına inmesi ve bundan sonra devam eden iterasyonlar ile değişiminin çok azalması durumunda denklemler yakınsamıştır denebilir. Yakınsama kriteri olarak değerlendirilen hatanın, süreklilik için en az  $10^{-2}$ , hız bileşenleri için en az  $10^{-3}$  ve türbülans değişkenleri için en az  $10^{-4}$  mertebelerine inmesi beklenmiştir. Örneğin, k-ε türbülans modeli ile optimum çalışma noktasında yapılan simülasyon için hatanın iterasyon ile değişimi Şekil 4.3 te görülmektedir. Bu durum için, 2500 adım sonunda çözümün yakınsadığı varsayılarak, iterasyonlar kesilmiştir. 1800. iterasyon sonrasındaki sıçrama, hesaplama alanındaki sayısal ağ yoğunluğunun FLUENT' in adaptasyon özelliği ile artırılmasından kaynaklanmaktadır. Diğer çalışma noktaları için yapılan analizlerde de yakınsamanın takibi aynı şekilde yapılmıştır.



Şekil 4.3 : Q/Qopt = 1 durumunda hatanın iterasyon ile değişimi

Simülasyonlarda yakınsama takibini güçlendirmek amacı ile iterasyon ile değişim gösteren moment ve pompa giriş-çıkış yüzeylerindeki ortalama basınç değerleri de izlenmiştir (Şekil 4.4). Grafiklerde görülen değerlerin asimptotik yaklaşma karakteri göstermemesinin nedeni y ekseninin çok küçük alınmış olmasıdır.



**Şekil 4.4 :** Yakınsamanın moment ve basınç değişimi ile kontrolü

Çözüm yakınsadıktan sonra, sınır koşullarında belirtilmiş olan debiye karşılık gelen basma yüksekliği değeri hesaplanabilir. Basma yüksekliği hesabı, salyangoz çıkış yüzeyindeki ortalama basınç değerinden pompa giriş yüzeyindeki ortalama basınç değeri çıkarılarak yapılmıştır. Bunun yanında sadece çarkın akışkanı ne kadar basınçlandırdığını görmek amacı ile çark çıkışındaki ortalama basınç değeri de okunmuştur. Hesaplamalar beş farklı çalışma noktası için tekrarlanarak, pompa H-Q eğrisi elde edilmiştir.

Debiye bağlı olarak çizilecek verim eğrisinin elde edilmesi için ise pompada harcanan hidrolik tork ( $M_h$ ) değerinin bilinmesi gerekir. Bu değer dönme eksenini baz alınarak, FLUENT programından okunmuştur. Böylece, pompaya verilen güç ( $P_v$  [kW]); hidrolik tork [Nm] ve açısal dönme hızı ( $w$  [rad/s]) baz alınarak denklem 4.2 ile hesaplanmıştır.

$$P_v = \frac{M_h \cdot w}{1000} \quad (4.2)$$

Açısal hız ise  $N = 1486$  d/dak motor devri için 4.3 denklemindeki gibi hesaplanır.

$$w = \frac{N \cdot \pi}{30} \quad (4.3)$$

Pompadan alınan güç yani pompa hidrolik gücü ( $P_h$  [kW]); debi ( $Q$  [ $m^3/s$ ]), basma yüksekliği ( $H_m$  [m]), akışkanın yoğunluğu ( $\rho$  [ $kg/m^3$ ]) ve yerçekimi ivmesi ( $g$  [ $m/s^2$ ]) ifadeleri kullanılarak denklem 4.4 ile hesaplanmıştır.

$$P_h = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m}{1000} \quad (4.4)$$

Böylece hidrolik verim ( $\eta_h$ ), alınan gücün verilen güce oranı alınarak denklem 4.5 ile hesaplanır.

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_v} \quad (4.5)$$

Pompa genel veriminin ( $\eta$ ) hesabı ise, hidrolik verime ( $\eta_h$ ), kaçak verimine ( $\eta_k$ ) ve mekanik verime ( $\eta_m$ ) bağlı olarak denklem 4.6 uyarınca yapılmıştır.

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_k \cdot \eta_m \quad (4.6)$$

Pompa modellenirken hacimsel kaçaklar hesaba katılmadığından, genel verimi bulmak amacıyla kaçak verimi tahmin edilmelidir. Bu değer 4.7 formülü ile yaklaşık olarak hesaplanabilir [20];

$$\eta_k = 1 - 0.01 \frac{1}{\Omega_s} \quad (4.7)$$

Burada  $\Omega_s$  terimi, debi  $m^3/s$  cinsinden, basma yüksekliği metre cinsinden ve açısal hız  $rad/s$  cinsinden olmak üzere çark özgül hız değeridir. Tanımı 4.8 denklemi ile verilmiştir;

$$\Omega_s = \frac{w \cdot \sqrt{Q}}{(g \cdot H)^{0.75}} \quad (4.8)$$

Denklemlerde değerler yerlerine konularak  $\Omega_s$  in değeri 0.34561 ve kaçak verimi 0.97 olarak hesaplanmıştır. Kaçak verimi için bulunan değer, pompa tasarımı esnasında tablolardan okunarak hesaba giren değerle örtüşmektedir. Mekanik verim ise, yine tasarım projesinde kullanıldığı gibi 0.98 olarak alınmıştır. Böylece genel verim hesabı için gerekli olan tüm terimler bulunmuş olur.

Sonuç olarak beş farklı çalışma noktasında analizler sonucu elde edilen değerler, deneysel olarak elde edilmiş olan H-Q ve  $\eta$ -Q eğrileri üzerine konulacak ve pompa performansının sayısal yöntem ile ne kadar bir sapma ile tahmin edildiği görülecektir.

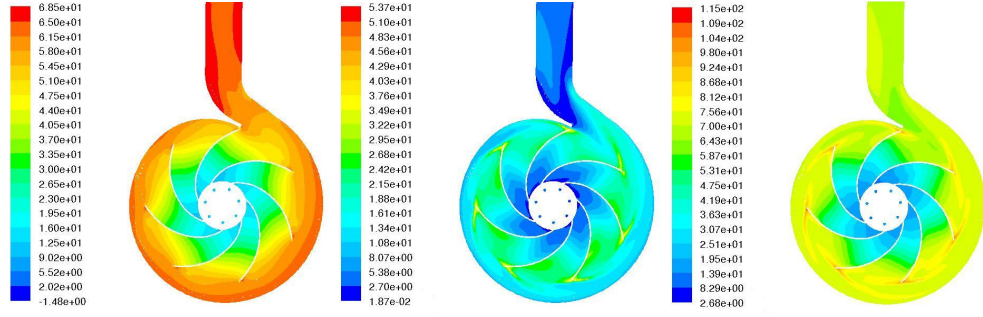
#### 4.3.1 $Q/Q_{opt} = 1$ için sonuçlar

$Q/Q_{opt} = 1$  için simülasyon gerçekleştirilmiş ve yukarıda verilen yöntem ile hesaplanan değerler çizelge 4.2 de özetlenmiştir.

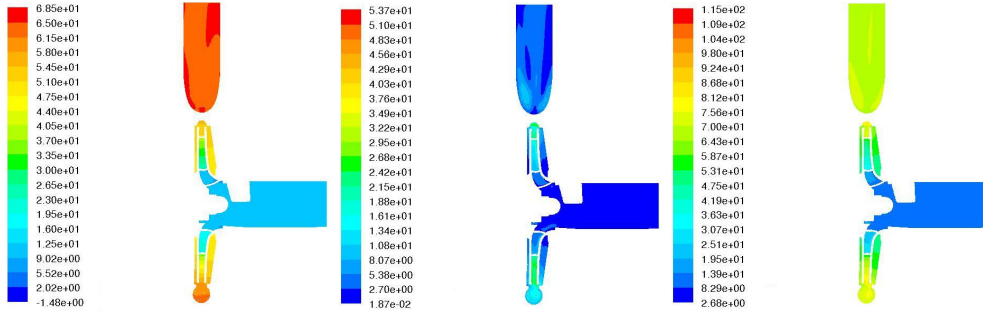
**Çizelge 4.2 :** Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler

Debi-Q [ $m^3/h$ ]	225	Salyangoz Çıkışında Din. Basınç [m]	4.28
Emmedeki Statik Basınç [m]	11.36	Salyangoz Çıkışında Top. Basınç [m]	69.45
Emmedeki Dinamik Basınç [m]	1.34	Pompa Basma Yüksekliği- $H_m$ [m]	56.75
Emmedeki Toplam Basınç [m]	12.7	Hidrolik Tork- $M_h$ [Nm]	302.24
Çark Çıkışında Statik Basınç [m]	55.91	Verilen Güç- $P_v$ [kW]	47.03
Çark Çıkışında Dinamik Basınç [m]	24.76	Hidrolik Güç- $P_h$ [kW]	34.8
Çark Çıkışında Toplam Basınç [m]	80.66	Hidrolik Verim- $\eta_h$ [%]	74
Çark Basma Yüksekliği [m]	67.96	Pompa Genel Verimi- $\eta$ [%]	70.3
Salyangoz Çıkışında Statik Basınç [m]	65.18		

Görüldüğü gibi akışkan çark içerisinde 67.96 m basınçlandırılmıştır. Çark çıkışındaki toplam basıncın %69.3 lük bir kısmı statik basınca çevrilirken, hız bileşenlerinden kaynaklanan dinamik basınç %30.7 lik bir paya sahiptir. Çark çıkışındaki toplam basınç 80.66m olarak ortaya çıkmakta buna rağmen, pompanın toplam basma yüksekliği 56.75 m olarak hesaplanmaktadır. Bu durum çark çıkışından, salyangoz çıkışına kadar dinamik basınç değerinin yaklaşık 20m kadar düşmesinden kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte salyangoz içerisinde akışkanın statik basıncı 9.27 m kadarlık bir artış göstermiştir.

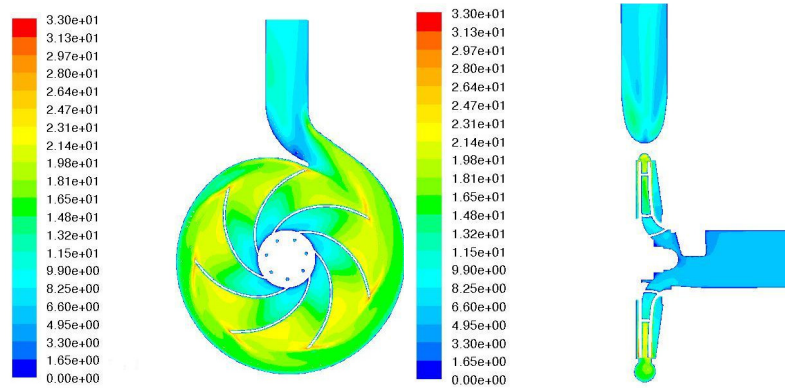


**Şekil 4.5 :** Pompa radyal kesitinde sırayla statik, dinamik ve toplam basınç dağılımı



**Şekil 4.6 :** Pompa meridyenel kesitinde statik, dinamik ve toplam basınç dağılımı

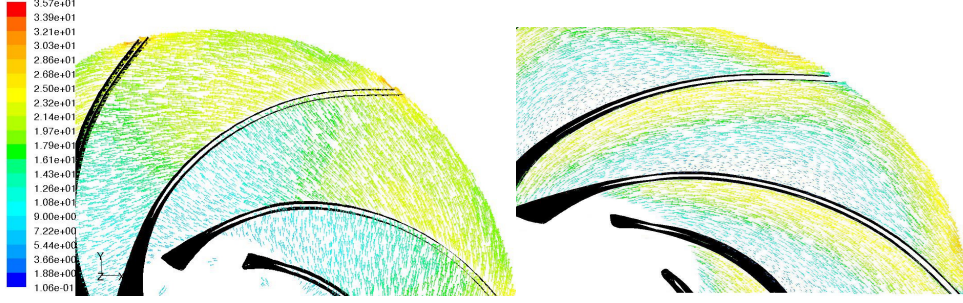
Pompa içerisindeki statik basınç dağılımına bakıldığında, çarka verilen enerji nedeniyle merkezden çevreye doğru sürekli bir artış olduğu görülmektedir. Statik basıncın, salyangozun genişleyen kesitinden dolayı da aynı şekilde artış gösterdiği görülmektedir.



**Şekil 4.7 :** Pompa radyal ve meridyenel kesitlerinde mutlak hız dağılımı

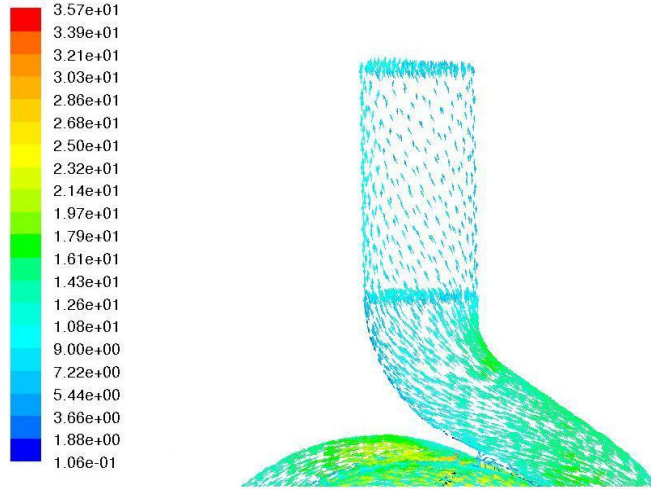
Şekil 4.7 ile verilen mutlak hız dağılımına bakıldığında, akışkanın çark girişinden çıkışına kadar hız kazandığı, salyangoz içerisinde ise tekrar hız kaybettiği görülmektedir. Mutlak hızın değeri tam olarak çark girişinde 7.04 m/s, çark

çıkışında 22.36 m/s ve pompa çıkışında 9.01 m/s olarak belirlenmiştir ki bu durum, salyangoz içerisindeki dinamik basınç düşümünü açıklamaktadır.



Şekil 4.8 : Çark içerisindeki mutlak ve bağıl hız vektörleri

Pompanın önüne eklenmiş olan borunun giriş kısmındaki ortalama hız 5.1 m/s ve pompa çıkışına eklenen borunun çıkışındaki ortalama hız 8.02 m/s olarak okunmuştur. Salyangoz çıkışındaki hız profiline bakıldığında dönümlü bir akış alanı karşımıza çıkmaktadır (Şekil 4.9). Salyangoz çıkışına eklenen silindirik boru ile bu dönümlü akış alanı çözüm bölgesinden uzaklaştırılarak, yakınsama problemleri önlenmiştir [6].



Şekil 4.9 : Pompa çıkışında mutlak hız vektörleri

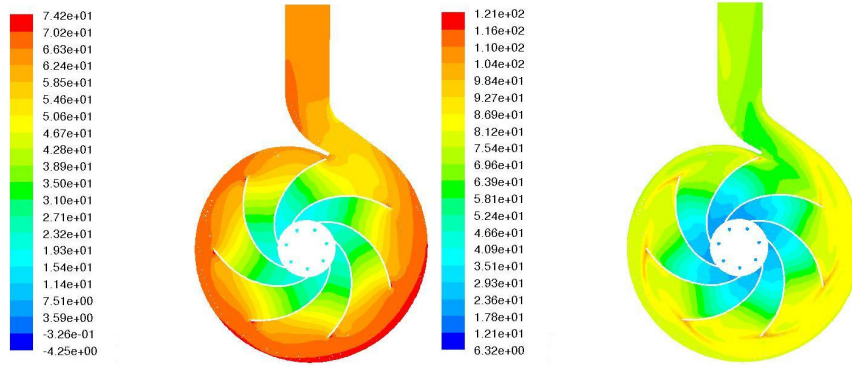
#### 4.3.2 $Q/Q_{opt} = 1.2$ için sonuçlar

Bu çalışma noktası için yapılan analiz sonucunda, hesap edilen değerler çizelge 4.3 ile verilmiştir.

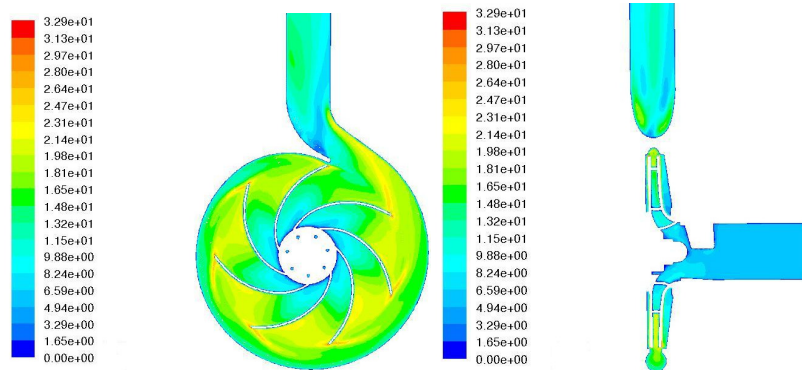
**Çizelge 4.3 :** Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler

Debi-Q [ $m^3/h$ ]	270	Salyangoz Çıkışında Din. Basınç [m]	6.36
Emmedeki Statik Basınç [m]	19.72	Salyangoz Çıkışında Top. Basınç [m]	71.66
Emmedeki Dinamik Basınç [m]	1.93	Pompa Basma Yüksekliği- $H_m$ [m]	50.01
Emmedeki Toplam Basınç [m]	21.65	Hidrolik Tork- $M_h$ [Nm]	339.08
Çark Çıkışında Statik Basınç [m]	61.95	Verilen Güç- $P_v$ [kW]	52.94
Çark Çıkışında Dinamik Basınç [m]	22.79	Hidrolik Güç- $P_h$ [kW]	36.8
Çark Çıkışında Toplam Basınç [m]	84.73	Hidrolik Verim- $\eta_h$ [%]	69.5
Çark Basma Yüksekliği [m]	63.08	Pompa Genel Verimi- $\eta$ [%]	66.1
Salyangoz Çıkışında Statik Basınç [m]	65.31		

Pompa içerisindeki basınç ve hız dağılımları Şekil 4.10 ve 4.11 de görülmektedir. Çark içerisindeki hız dağılımına bakıldığında (Şekil 4.12) optimum çalışma noktasındaki akış profiliyle benzer bir karakterde olduğu görülür.

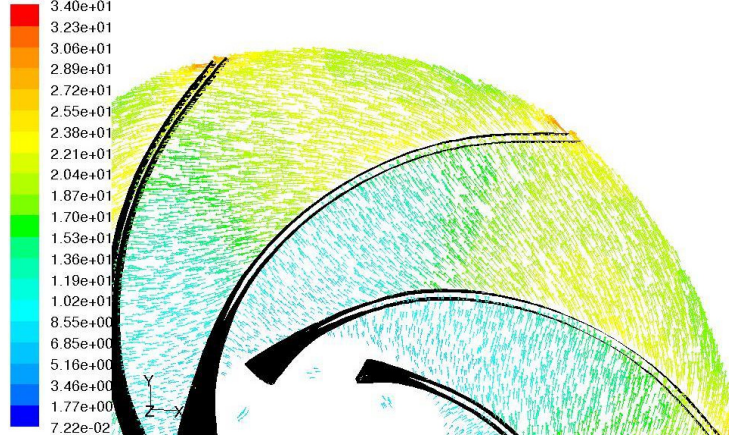


**Şekil 4.10 :** Pompa radyal kesitinde statik ve toplam basınç dağılımı



**Şekil 4.11 :** Pompa radyal ve meridyenel kesitlerinde mutlak hız dağılımı





**Şekil 4.12** : Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri

Bu debi için çark girişinde optimum nokta durumuna benzer olarak kayda değer bir ön dönmenin olmadığı görülmüştür. Buradan,  $Q/Q_{opt} = 1.2$  için yapılacak analizlerde pompa girişine konulan silindirik borunun, sayısal ağıdan tasarruf etmek amacıyla kullanılmayabileceği sonucu çıkarılabilir.

#### 4.3.3 $Q/Q_{opt} = 0.8$ için sonuçlar

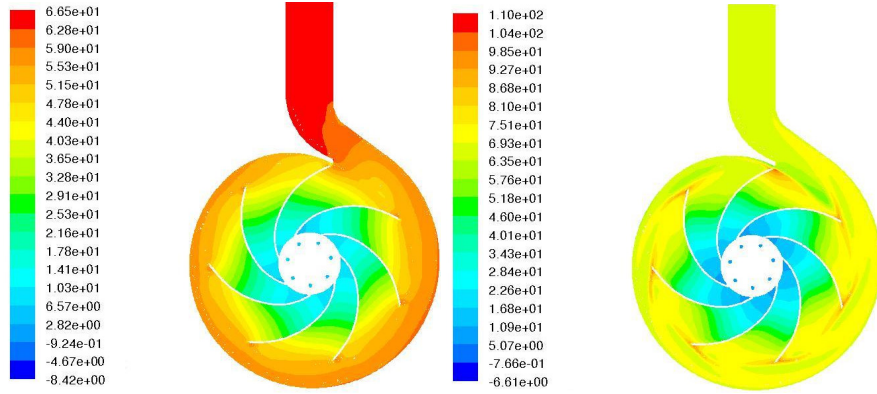
Pompanın kısmi yükte çalışma durumu için yapılan analiz sonucu hesap edilen değerler çizelge 4.4 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.4** : Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler

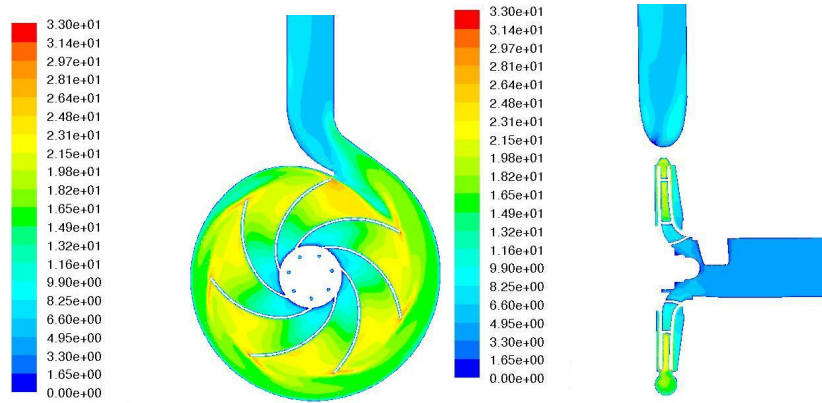
Debi-Q [m <sup>3</sup> /h]	180	Salyangoz Çıkışında Din. Basınç [m]	2.48
Emmedeki Statik Basınç [m]	5.42	Salyangoz Çıkışında Top. Basınç [m]	67.49
Emmedeki Dinamik Basınç [m]	0.86	Pompa Basma Yüksekliği-H <sub>m</sub> [m]	61.21
Emmedeki Toplam Basınç [m]	6.28	Hidrolik Tork-M <sub>h</sub> [Nm]	260.67
Çark Çıkışında Statik Basınç [m]	51.65	Verilen Güç-P <sub>v</sub> [kW]	40.59
Çark Çıkışında Dinamik Basınç [m]	25.17	Hidrolik Güç-P <sub>h</sub> [kW]	30.02
Çark Çıkışında Toplam Basınç [m]	76.8	Hidrolik Verim-η <sub>h</sub> [%]	74
Çark Basma Yüksekliği [m]	70.52	Pompa Genel Verimi-η [%]	70.3
Salyangoz Çıkışında Statik Basınç [m]	65		



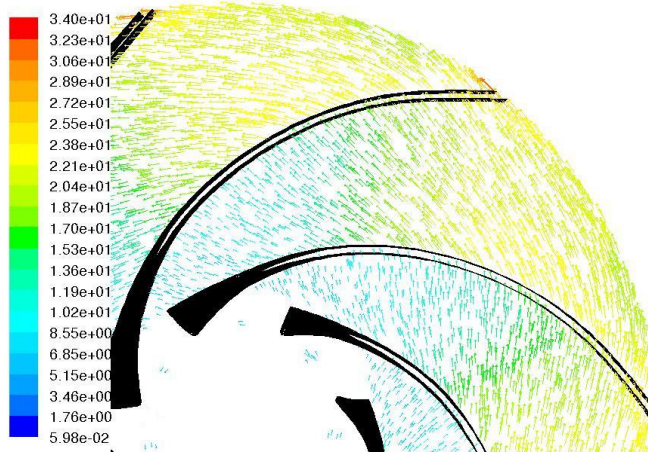
Bu çalışma noktasında çark basma yüksekliği değerinin, belirlenen debi aralığı için en büyük değerini aldığı görülmüştür. Pompa basma yüksekliği ise, beklenene uygun olarak 225m<sup>3</sup>/h debiye karşılık gelen basma yüksekliği ve 135 m<sup>3</sup>/h debiye karşılık gelen basma yüksekliği değerlerinin arasında kalacak şekilde hesaplanmıştır. Ayrıca pompa genel veriminin, optimum nokta için yapılan analiz sonucunda hesap edilen değerle aynı olduğu görülmüştür. Optimum noktanın yeri 10 farklı çalışma noktası için alınan ölçümler sonucunda deneysel olarak belirlenmiştir. Buna karşın analiz sonuçları baz alındığında optimum noktanın yerinin 225 m<sup>3</sup>/h ve 180 m<sup>3</sup>/h debi değerleri arasında kalacak bir bölgede olduğu düşünülebilir. Pompa içerisindeki basınç ve hız alanları 4.13, 4.14 ve 4.15 numaralı şekillerde görülmektedir.



**Şekil 4.13 :** Pompa radyal kesitinde statik ve toplam basınç dağılımı



**Şekil 4.14 :** Pompa radyal ve meridiyenel kesitlerinde mutlak hız dağılımı



Şekil 4.15 : Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri

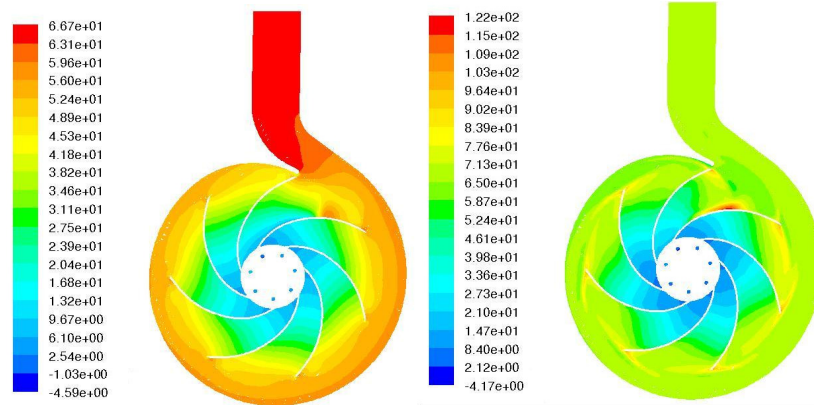
#### 4.3.4 $Q/Q_{opt} = 0.6$ için sonuçlar

Bu nokta için yapılan analiz sonucunda hesap edilen değerler çizelge 4.5 ile verilmiştir.

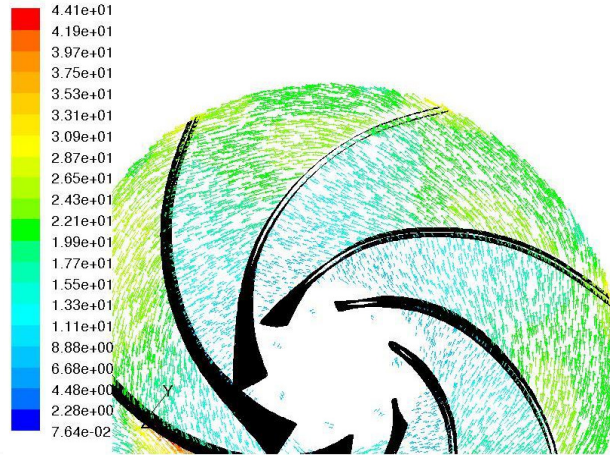
Çizelge 4.5 : Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler

Debi-Q [m <sup>3</sup> /h]	135	Salyangoz Çıkışında Din. Basınç [m]	1.46
Emmedeki Statik Basınç [m]	4.71	Salyangoz Çıkışında Top. Basınç [m]	66.44
Emmedeki Dinamik Basınç [m]	0.49	Pompa Basma Yüksekliği-H <sub>m</sub> [m]	61.24
Emmedeki Toplam Basınç [m]	5.2	Hidrolik Tork-M <sub>h</sub> [Nm]	216.54
Çark Çıkışında Statik Basınç [m]	50.08	Verilen Güç-P <sub>v</sub> [kW]	33.76
Çark Çıkışında Dinamik Basınç [m]	23.5	Hidrolik Güç-P <sub>h</sub> [kW]	22.53
Çark Çıkışında Toplam Basınç [m]	73.55	Hidrolik Verim-η <sub>h</sub> [%]	66.7
Çark Basma Yüksekliği [m]	68.35	Pompa Genel Verimi-η [%]	63.4
Salyangoz Çıkışında Statik Basınç [m]	64.99		

Şekil 4.16 ile verilen basınç alanı incelendiğinde optimum noktadaki basınç profilden farklılaşmaların başladığı görülmektedir. Çark içerisindeki mutlak hızların yönlerinde ise hissedilir değişimler olduğu görülmektedir (şekil 4.17).



Şekil 4.16 : Pompa radyal kesitinde statik ve toplam basınç dağılımı



Şekil 4.17 : Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri

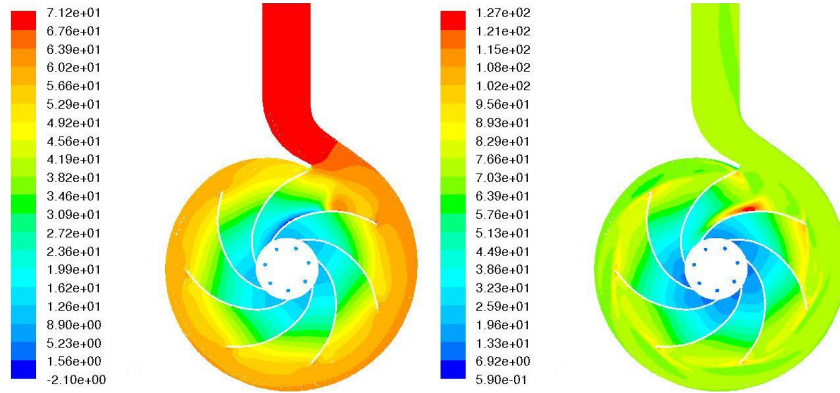
#### 4.3.5 $Q/Q_{opt} = 0.4$ için sonuçlar

Pompa için oldukça düşük sayılabilecek bu debi değerinde yapılan analiz sonucunda hesap edilen değerler çizelge 4.6 ile verilmiştir.

**Çizelge 4.6 :** Analiz sonucunda programdan okunan ve hesap edilen değerler

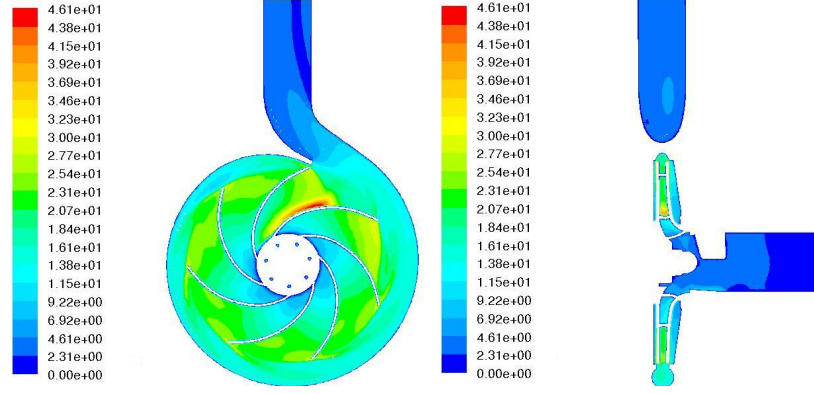
Debi-Q [m <sup>3</sup> /h]	90	Salyangoz Çıkışında Din. Basınç [m]	0.72
Emmedeki Statik Basınç [m]	7.66	Salyangoz Çıkışında Top. Basınç [m]	70.75
Emmedeki Dinamik Basınç [m]	0.62	Pompa Basma Yüksekliği-H <sub>m</sub> [m]	62.47
Emmedeki Toplam Basınç [m]	8.28	Hidrolik Tork-M <sub>h</sub> [Nm]	174.34
Çark Çıkışında Statik Basınç [m]	54.9	Verilen Güç-P <sub>v</sub> [kW]	27.22
Çark Çıkışında Dinamik Basınç [m]	23.18	Hidrolik Güç-P <sub>h</sub> [kW]	16.95
Çark Çıkışında Toplam Basınç [m]	78.04	Hidrolik Verim-η <sub>h</sub> [%]	56.3
Çark Basma Yüksekliği [m]	69.76	Pompa Genel Verimi-η [%]	53.5
Salyangoz Çıkışında Statik Basınç [m]	70.03		

Simülasyon pompa tasarım değerlerinden uzak bir bölgede yapıldığından, çark içerisindeki hız alanı incelendiğinde (Şekil 4.20), akış profilinin oldukça deforme olduğu görülmektedir. Ayrıca bu debi değeri için çark girişinde kayda değer bir ön dönme olduğu görülmektedir (Şekil 21). Pompa girişine konulmuş olan silindirik boru ile bu ön dönmenin etkisi dikkate alınmıştır.

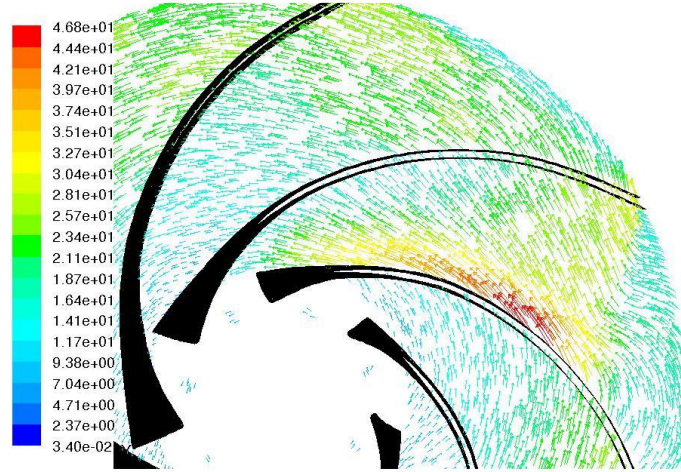


**Şekil 4.18 :** Pompa radyal kesitinde statik ve toplam basınç dağılımı

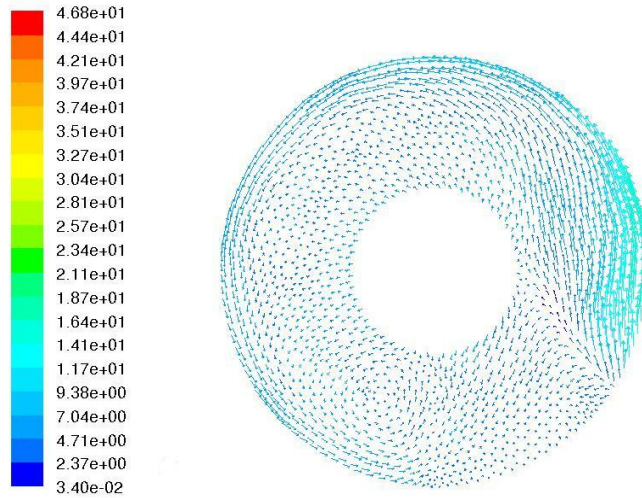




Şekil 4.19 : Pompa radyal ve meridyenel kesitlerinde mutlak hız dağılımı



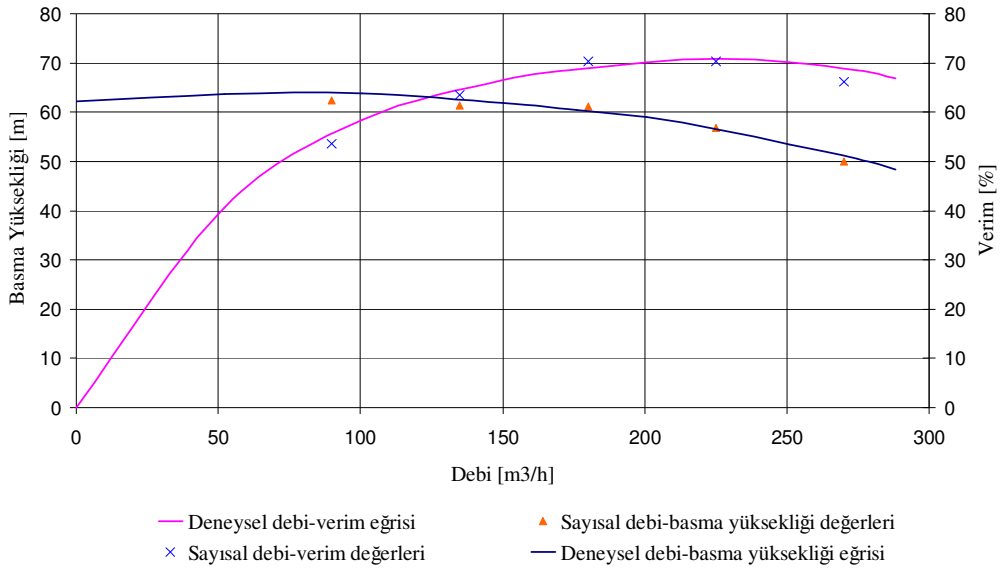
Şekil 4.20 : Çark içerisindeki mutlak hız vektörleri



Şekil 4.21 : Çark girişinde mutlak hız vektörleri

#### 4.4 Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

Deneysel yolla elde edilmiş olan H-Q ve  $\eta$ -Q eğrilerinin üzerine, sayısal yöntemle elde edilen değerler yerleştirilerek, şimdiye kadar gerçekleştirilmiş olan analizlerin doğruluğu sınanmıştır. Şekil 4.22 den görüleceği üzere pompa performansı seçilen çalışma aralığında oldukça iyi bir yaklaşıklıkla tahmin edilebilmiştir. Yapılan mekanik verim ve kaçak verimi kabulleriyle, optimum noktada sayısal sonuçlar ile deneysel eğrilerin çakıştığı görülmektedir. En büyük hatanın ise eğrinin en solundaki  $Q/Q_{opt} = 0.4$  değerinde ortaya çıktığı görülmektedir. Aynı şekilde optimum noktanın sağındaki  $Q/Q_{opt} = 1.2$  debi değerinde özellikle verim ifadesinde kayda değer bir sapma (%3.5) olduğu görülür.



Şekil 4.22 : Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

## **5. SIVI VİSKOZİTESİNİN VE MALZEME PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN POMPA PERFORMANSINA ETKİLERİ**

Bu bölümde sıvı viskozitesi ve malzeme yüzey pürüzlülüğünün pompa performansına olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Akışkan olarak su alınması durumunda gerçekleştirilen simülasyonlarda kullanılan akış hacmi ve sayısal ağ, bu bölümde yapılacak analizler için de değiştirilmeden kullanılmıştır. Bunun yanında analizlerde su ile çalışma durumunda uygulanan yöntemler aynı kalmak üzere, viskoz akışkanlar için malzeme özellikleri ve malzeme pürüzlülük değerini belirtmek üzere cidarlardaki sınır koşulları değiştirilmiştir.

### **5.1 Viskoz Yağlar Kullanılması Durumunda Pompa Performansının Belirlenmesi**

Bir santrifüj pompanın su ile çalışması durumunda performans eğrileri biliniyorsa, bu pompanın daha yüksek viskoziteli bir akışkan basması durumunda performansının nasıl değişeceğinin bilinmesi çok önemlidir. Pratik uygulamalarda bu amaçla yüksek viskoziteli yağlarla yapılmış deney sonuçlarını su ile yapılan deney sonuçları ile karşılaştırmak sureti ile elde edilmiş olan abaklar kullanılmaktadır. Ancak bu grafikler ile her zaman doğru sonuçlar alınamamaktadır [13]. Viskoz bir akışkan basılması için performans eğrilerinin deneysel yolla elde edilmesi ise çok zaman alıcı ve masraflı bir iştir.

Bu çalışma kapsamında kinematik viskozite değerleri 22, 68 ve 100 cSt olan viskoz yağlar kullanılarak, pompa performans eğrilerinin sayısal yöntem ile elde edilip edilemeyeceği araştırılmıştır. Sayısal yöntemin geçerliliği, ISO/TR 17766 teknik raporunda [12] önerilen yöntem göz önüne alınarak çizilen performans eğrilerinin sayısal sonuçlarla karşılaştırılması ile sınıanacaktır.

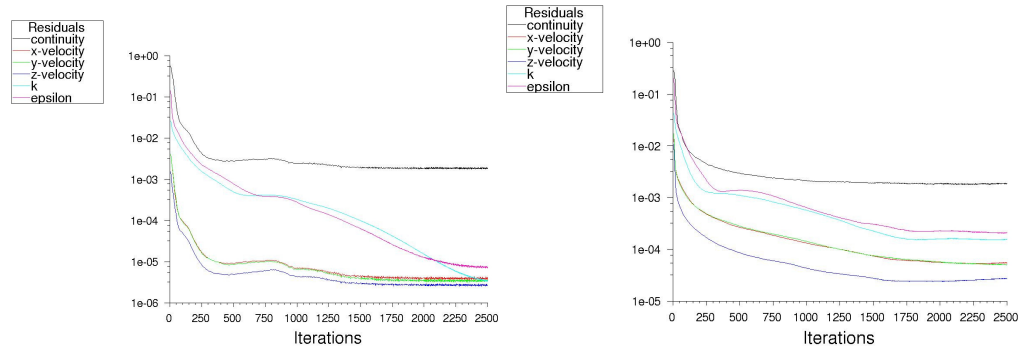
Analizlerde kullanılan akışkanlar BP madeni yağlar serisinden genel makine yağları Energol EM 22, Energol EM 68, dişli ve sirkülasyon yağı Energol GR XP 100 olarak belirlenmiştir. Bu yağların fiziksel özellikleri Çizelge 5.1 ile verilmiştir.

**Çizelge 5.1 : Kullanılan yağlar ve özellikleri**

	Yoğunluk [gr/cm <sup>3</sup> ] (15°C)	Kinematik viskozite [cSt] (40°)
Energol EM 22	0.869	22
Energol EM 68	0.881	68
Energol GR XP 100	0.89	100

Bu yağların her biri için 5 farklı noktada analizler tekrarlanmış, debi değerlerine karşılık gelen basma yüksekliği ve verim ifadeleri bölüm 4.3 de verilen yöntemler kullanılarak hesap edilmiştir. Seçilen debi değerleri benzer şekilde  $Q/Q_{opt} = 1.2, 1, 0.8, 0.6$  ve  $0.4$  olarak alınmıştır. Burada viskoz akışkan için  $Q_{opt}$  değerinin analizler daha gerçekleşmeden bilinmediği düşünülebilir. Optimum noktada debi değeri ilk etapta, ISO/TR 17766 teknik raporunda verilen düzeltme katsayıları kullanılarak hesap edilmiş ve bu noktanın yerinin analizler sonucu bulunabilmesi için makul bir çalışma aralığı elde edilmiştir.

Böylece kütle giriş sınır koşulu olarak, viskoz yağlar kullanılması durumu için düzeltilmiş olan debi değerleri belirtilmiştir. Diğer ayarların hepsi su ile gerçekleştirilen analizlerle aynı şekilde yapılmıştır. Çözümün; düşük viskozite değerlerinde gerçekleştirilen simülasyonlarda, yüksek viskozite değerinde gerçekleştirilenlere göre daha iyi yakınsadığı görülmüştür. Bu duruma örnek olarak, 22 cSt ve 100 cSt viskoziteli akışkanlar için optimum debi değerlerinde yapılan analizler için ortaya çıkan kalıntı terimi verilmiştir (Şekil 5.1).



**Şekil 5.1 : Yakınsamanın takibi (solda  $\nu = 22$  cSt ve sağda 100 cSt)**

Simülasyonlar sunucunda hesaplanan basma yüksekliği ve verim değerleri çizelge 5.2, çizelge 5.3 ve çizelge 5.4 ten görülmektedir.



**Çizelge 5.2 :  $v = 22$  cSt için hesap edilen değerler**

$Q_{vis}/Q_{opt vis}$	$Q_{vis}$ [ $m^3/h$ ]	$H_{mvis}$ [m]	$\eta_{vis}$ [%]
1.2	268.74	51.71	66.8
1	223.95	57.58	69.4
0.8	179.16	61.45	68.6
0.6	134.37	61.78	63.35
0.4	89.58	63.1	53.6

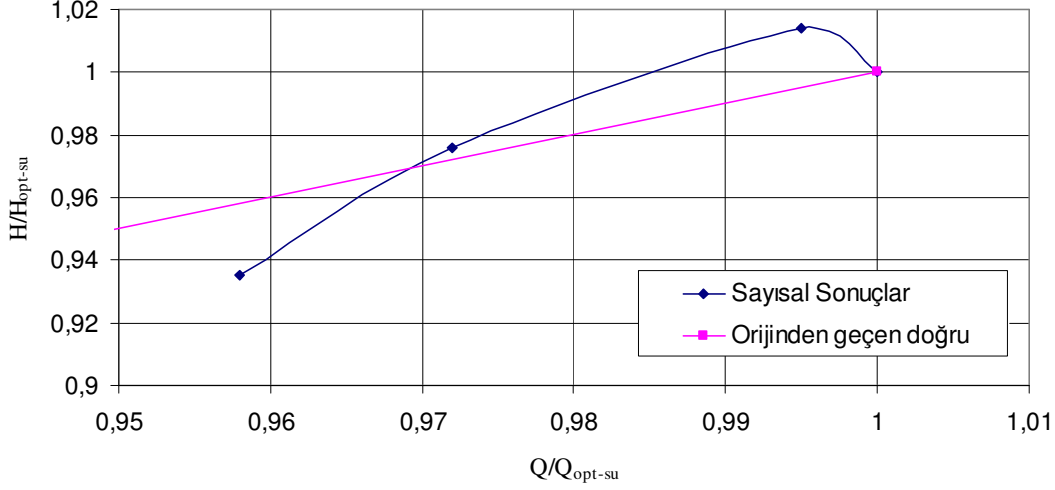
**Çizelge 5.3 :  $v = 68$  cSt için hesap edilen değerler**

$Q_{vis}/Q_{opt vis}$	$Q_{vis}$ [ $m^3/h$ ]	$H_{m vis}$ [m]	$\eta_{vis}$ [%]
1.2	262.61	49.93	58.5
1	218.85	55.39	60.6
0.8	175.08	59.44	59.8
0.6	131.31	60.97	54.8
0.4	87.54	60.51	44.2

**Çizelge 5.4 :  $v = 100$  cSt için hesap edilen değerler**

$Q_{vis}/Q_{opt vis}$	$Q_{vis}$ [ $m^3/h$ ]	$H_{m vis}$ [m]	$\eta_{vis}$ [%]
1.2	258.7	45.51	50.8
1	215.58	53.1	54.7
0.8	172.46	57.43	54
0.6	129.35	59.16	49.2
0.4	86.23	59.29	38.6

Görüldüğü gibi en verimli noktaların yerleri ISO raporundaki düzeltme yöntemi kullanılarak elde edilen debi değerleriyle yapılan analizler sonucunda tespit edilmiştir. Bu raporda en verimli noktaların geometrik yerinin, H-Q düzleminde orijinden geçen bir doğru olduğu yaklaşımı yapılmaktadır. Bir başka ifadeyle debi düzeltme katsayısı, basma yüksekliği düzeltme katsayısına eşit alınmaktadır[17]. Buna karşın bir diğer yaklaşımda, Reynolds benzerliği ihmal edilerek eş verim eğrilerinin orijinden geçen parabol olduğu ifade edilir [17]. Bu durum sayısal analiz sonuçlarına göre değerlendirildiğinde Şekil 5.2 de görülen durum ile karşılaşılmıştır. ISO raporundaki ‘orijinden geçen doğru’ yaklaşımıyla, sayısal sonuçlar arasında farklılıklar olduğu görülmektedir. Analizler yüksek Reynolds sayıları yani düşük viskozite değerlerinde yapıldığından, debi değeri ancak 0.958 oranında düşmektedir. Bu durum sayısal sonuçlara göre oluşturulan eğrinin bütünü hakkında bir yorum yapmamızı engellemektedir. Bununla beraber analizlerde seçilen debi aralıkları geniş sayılabileceğinden en verimli noktaların yerleri kesin olarak bilinmemektedir.

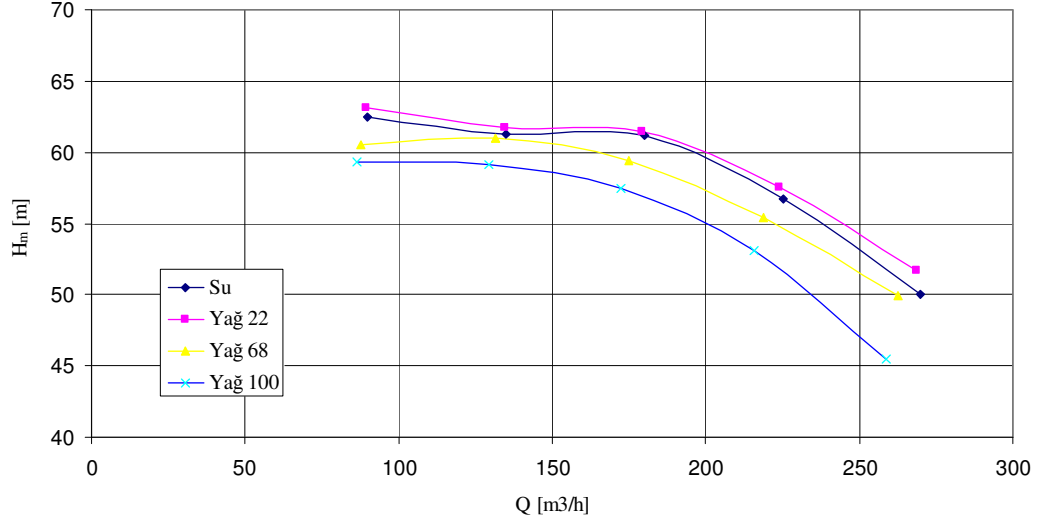


**Şekil 5.2** : Eş verim noktalarının geometrik yerleri

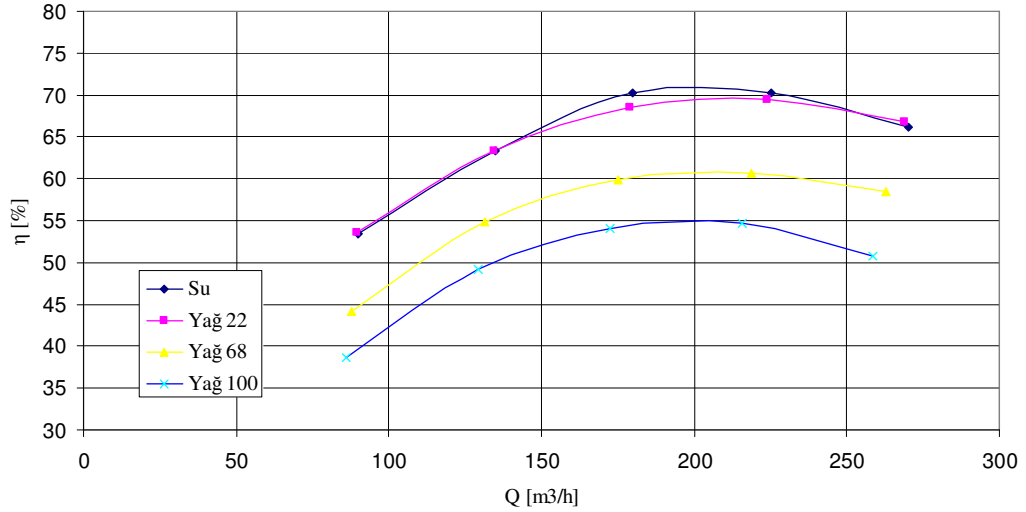
Su ve viskoz yağlarla yapılan analiz sonuçları Şekil 5.3 ve Şekil 5.4 de bir arada değerlendirilmiştir. 22 cSt kinematik viskoziteye sahip yağ ile elde edilen karakteristikler incelendiğinde, H-Q ve  $\eta$ -Q eğrilerinin su ile elde edilen eğrilerden çokça ayrılmadığı görülür. Optimum noktalar baz alındığında basma yüksekliğindeki değişimin % 1.44 ve verimdeki değişimin %1.29 mertebelerinde olduğu görülür. Bu durumda yüksek Reynolds sayılarında H-Q karakteristiklerinin yanında,  $\eta$ -Q karakteristiklerinin de bu sayıya karşı duyarsız oldukları sonucu çıkarılabilir.

Burada ortaya çıkan ilginç bir sonuç 22 cSt için H-Q eğrisinin, su ile elde edilen eğrinin üzerinde seyrediyor olmasıdır. Bu durum fiziksel olarak, viskozitenin artışıyla beraber çark içerisindeki bağıl sirkülasyonun suyunkine nazaran azalmış olmasıyla açıklanabilir [14]. Yüksek viskoziteli yağ bu ters yönlü sirkülasyona bir direnç oluşturarak, manometrik yüksekliğin artmasına neden olacaktır [17]. 68 cSt ve 100 cSt gibi daha büyük viskozite değerleri için ise Reynolds etkisi etkinliğinin artışıyla beraber, bu sıvılara ait H-Q eğrilerinin su ile elde edilen eğrilerin altından geçtiği görülmektedir.

Q- $\eta$  eğrileri incelendiğinde, viskozite artışıyla beraber, pompa verimindeki düşmeler açıkça görülmektedir. Pompa veriminde, 22 cSt dan 68 cSt değerine doğru giderken %14.5 düşme, 68 cSt dan 100 cSt a doğru giderken ise % 10.7 düşme olduğu tespit edilmiştir. Bu durum da benzer şekilde Reynolds sayısının azalması ile Reynolds etkisi etkinliğinin artması ile açıklanmıştır [17].



Şekil 5.3 : Sayısal Q-H eğrileri



Şekil 5.4 : Sayısal Q-η eğrileri

### 5.1.1 Viskoz akışkanlar için sayısal ve tahmini performans eğrilerinin kıyaslanması

Sayısal yöntemle elde edilen H-Q ve  $\eta$ -Q eğrileri, ISO/TR 17766 numaralı teknik rapordaki yöntem kullanılarak elde edilen eğrilerle karşılaştırılacaktır. Bu yöntemde uygulanan prosedür şöyledir[12];

İlk olarak kinematik viskozite değerine [cSt], devir sayısına [d/dak], su için optimum noktada debi [m³/h] ve basma yüksekliğine [m] bağlı olarak B parametresi hesaplanır.

$$B = 16.5 \frac{(v_{vis})^{0.5} \cdot (H_{optsu})^{0.0625}}{(Q_{optsu})^{0.375} \cdot N^{0.25}} \quad (5.1)$$

$B \leq 1$  olarak hesaplanması durumunda debi ve basma yüksekliği düzeltme faktörleri  $C_Q$  ve  $C_H$  doğrudan 1 alınır. Bu parametre 1 ve 40 arasında bir değerdeyse debi düzeltme faktörü 5.2 denklemindeki gibi hesaplanır.

$$C_Q = (2.71)^{-0.615 \cdot (\log B)^{3.15}} \quad (5.2)$$

Debi düzeltme faktörü bilindikten sonra, viskoz akışkan basılması durumundaki debi değerleri ( $Q_{vis}$ ) hesaplanabilir.

$$Q_{vis} = C_Q \cdot Q_{su} \quad (5.3)$$

Debi düzeltme faktörü, optimum nokta için basma yüksekliği düzeltme faktörüne ( $C_{opt-H}$ ) eşit alındıktan sonra, optimum noktada basma yüksekliği hesap edilir.

$$H_{optvis} = C_{optH} \cdot H_{optsu} \quad (5.4)$$

Optimum nokta dışındaki değerler için basma yüksekliği düzeltme faktörü ( $C_H$ ), denklem 5.5 ile bulunur.

$$C_H = 1 - \left[ (1 - C_{optH}) \cdot \left( \frac{Q_{su}}{Q_{optsu}} \right)^{0.75} \right] \quad (5.5)$$

Böylece viskoz akışkan basılması durumundaki basma yüksekliği değerleri ( $H_{vis}$ ) hesaplanabilir.

$$H_{vis} = C_H \cdot H_{su} \quad (5.6)$$

Verim düzeltme faktörü ( $C_\eta$ ), B parametresi  $1 < B < 40$  aralığında ise bu parametrenin bir fonksiyonu olarak hesaplanır.

$$C_\eta = B^{-(0.0547 \cdot B^{0.69})} \quad (5.7)$$

$B \leq 1$  olması durumunda ise bu değer 5.8 denklemini ile bulunur.

$$C_{\eta} = \frac{1 - \left[ (1 - \eta_{optsu}) \cdot \left( \frac{v_{vis}}{v_{su}} \right)^{0.07} \right]}{\eta_{optsu}} \quad (5.8)$$

Viskoz akışkan için verim değeri ( $\eta_{vis}$ ), 5.9 denklemi uyarınca hesaplandıktan sonra, su için performansı bilinen bir pompanın viskoz akışkan ile çalışması durumundaki karakteristik eğrileri elde edilmiş olunur.

$$\eta_{vis} = C_{\eta} \cdot \eta_{su} \quad (5.9)$$

Viskoz yağlar basılması durumunda performans düzeltmeleri anlatılan hesap yöntemi ile yapılarak, elde edilen değerler çizelge 5.5, 5.6 ve 5.7 de verilmiştir.

**Çizelge 5.5 :  $\nu = 22$  cSt için tahmin edilen değerler**

$\nu_{vis}$ [cSt]	22				
N [d/dak]	1486				
$Q_{su}/Q_{optsu}$	0.4	0.6	0.8	1	1.2
$Q_{su}$ [m <sup>3</sup> /h]	90	135	180	225	270
$H_{su}$ [m]	62.47	61.24	61.21	56.75	50.01
$\eta_{su}$	0.535	0.634	0.703	0.703	0.661
B parametresi	2.105				
$C_Q$	0.995				
$C_H$	0.997	0.997	0.996	0.995	0.995
$C_{\eta}$	0.934				
$Q_{vis}$ [m <sup>3</sup> /h]	89.58	134.37	179.16	223.95	268.74
$H_{vis}$ [m]	62.32	61.04	60.97	56.48	49.74
$\eta_{vis}$	0.5	0.592	0.657	0.657	0.618

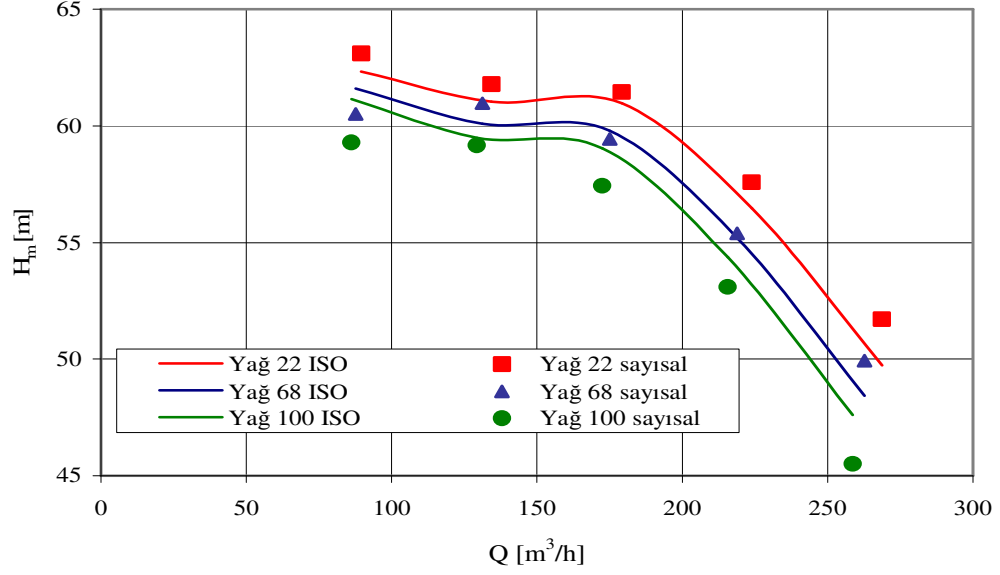
**Çizelge 5.6 :  $\nu = 68$  cSt için tahmin edilen değerler**

$\nu_{vis}$ [cSt]	68				
N [d/dak]	1486				
$Q_{su}/Q_{optsu}$	0.4	0.6	0.8	1	1.2
$Q_{su}$ [m <sup>3</sup> /h]	90	135	180	225	270
$H_{su}$ [m]	62.47	61.24	61.21	56.75	50.01
$\eta_{su}$	0.535	0.634	0.703	0.703	0.661
B parametresi	3.701				
$C_Q$	0.973				
$C_H$	0.986	0.981	0.977	0.973	0.969
$C_\eta$	0.838				
$Q_{vis}$ [m <sup>3</sup> /h]	87.54	131.31	175.08	218.85	262.61
$H_{vis}$ [m]	61.61	60.1	59.79	55.2	48.44
$\eta_{vis}$	0.448	0.531	0.589	0.589	0.554

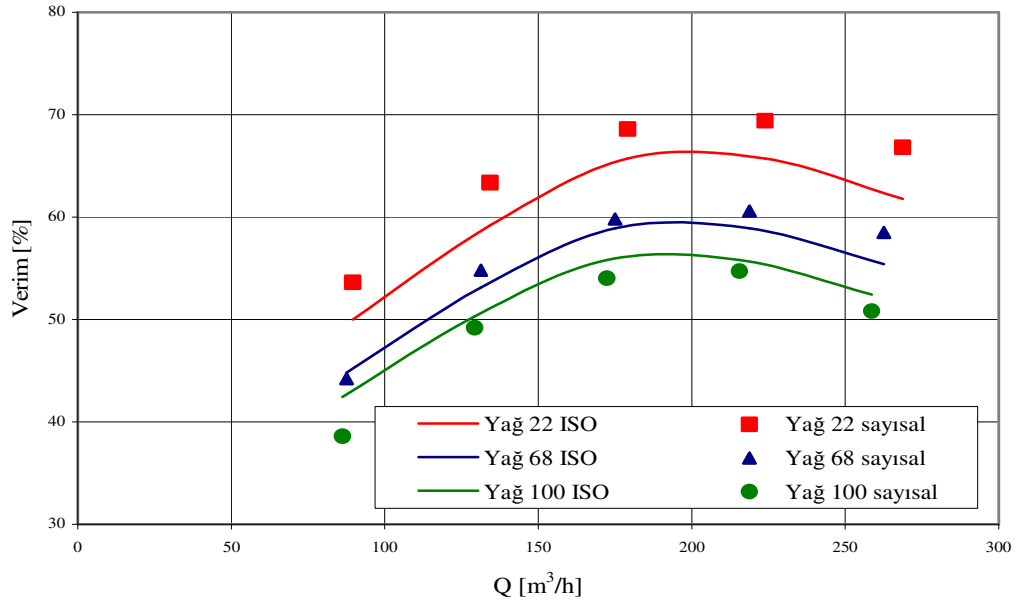
**Çizelge 5.7 :  $\nu = 100$  cSt için tahmin edilen değerler**

$\nu_{vis}$ [cSt]	100				
N [d/dak]	1486				
$Q_{su}/Q_{optsu}$	0.4	0.6	0.8	1	1.2
$Q_{su}$ [m <sup>3</sup> /h]	90	135	180	225	270
$H_{su}$ [m]	62.47	61.24	61.21	56.75	50.01
$\eta_{su}$	0.535	0.634	0.703	0.703	0.661
B parametresi	4.488				
$C_Q$	0.958				
$C_H$	0.978	0.971	0.965	0.958	0.952
$C_\eta$	0.793				
$Q_{vis}$ [m <sup>3</sup> /h]	86.23	129.35	172.46	215.58	258.7
$H_{vis}$ [m]	61.15	59.49	59.04	54.37	47.61
$\eta_{vis}$	0.424	0.503	0.558	0.558	0.524

Sayısal değerler ve tahmini değerler Şekil 5.5 ve 5.6 da karşılaştırılmıştır. Basma yüksekliği ve verim değerleri için en uyumlu sonuçların kinematik viskozite değeri 68 cSt olan akışkan ile elde edildiği görülmüştür. Q-H<sub>m</sub> eğrileri incelendiğinde sayısal yöntemle elde edilmiş olan eğriler küçük viskozite değerlerinde tahmini eğrilerin üzerindeyken, viskozitenin büyüyen değerlerinde tahmini eğrilerin altına düşmüştür. Eğrilerin yapısına bakıldığında daha büyük viskozite değerlerinde bu farkın açılacağı söylenebilir. Benzer bir yapının Q- $\eta$  eğrilerinde de ortaya çıktığı görülmektedir.



Şekil 5.5 : Sayısal ve tahmini Q-H eğrileri



Şekil 5.6 : Sayısal ve tahmini Q- $\eta$  eğrileri

## 5.2 Malzeme Yüzey Pürüzlülüğünün Pompa Performansına Etkisinin Belirlenmesi

Son olarak su ve viskoz yağların basılması durumları için malzeme yüzey pürüzlülüğünün pompa performansına etkileri incelenmiştir. Pompa endüstrisinde çark ve salyangoz gibi akışkanla temas halinde olan parçaların yüzey

pürüzlülüklerinin iyileştirilmesi için büyük gayretler sarfedilmektedir. Bu çalışmada; bu gayretlerin sonucunda ne gibi faydaların sağlanabileceği araştırılmıştır.

FLUENT kodunda yüzey pürüzlülük etkileri dikkate alınmak istendiğinde, pürüzlülüğe göre modifiye edilmiş bir logaritmik duvar kuralı uygulanır. Bu kural[18];

$$\frac{U_p U^*}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{\kappa} \ln \left( E \frac{\rho U^* y_p}{\mu} \right) - \Delta B \quad (5.9)$$

5.9 denkleminde  $U^*$  ile verilen ifade ise şöyle ifade edilmiştir[18];

$$U^* = C_\mu^{1/4} \kappa^{1/2} \quad (5.10)$$

Denklem bu haliyle eşitliğin sağ tarafındaki  $\Delta B$  terimi hariç 3.37 denklemiyle aynıdır. Bu ifade pürüzlülüğün tipine ve boyutuna bağlı olarak değişen bir terim olup, boyutsuz pürüz yüksekliği  $K_s^+$  ile ilişkilendirilmektedir.

$$K_s^+ = \frac{\rho K_s U^*}{\mu} \quad (5.11)$$

Burada  $K_s$  fiziksel pürüz yüksekliğidir.  $\Delta B$  terimi,  $K_s^+$  değerine göre farklı formlarda hesaplanmaktadır. İfadesi  $K_s^+ < 2.25$  için 5.12 denklemiyle,  $2.25 < K_s^+ < 90$  aralığında 5.13 denklemiyle ve  $K_s^+ > 90$  için 5.14 denklemiyle verilir,

$$\Delta B = 0 \quad (5.12)$$

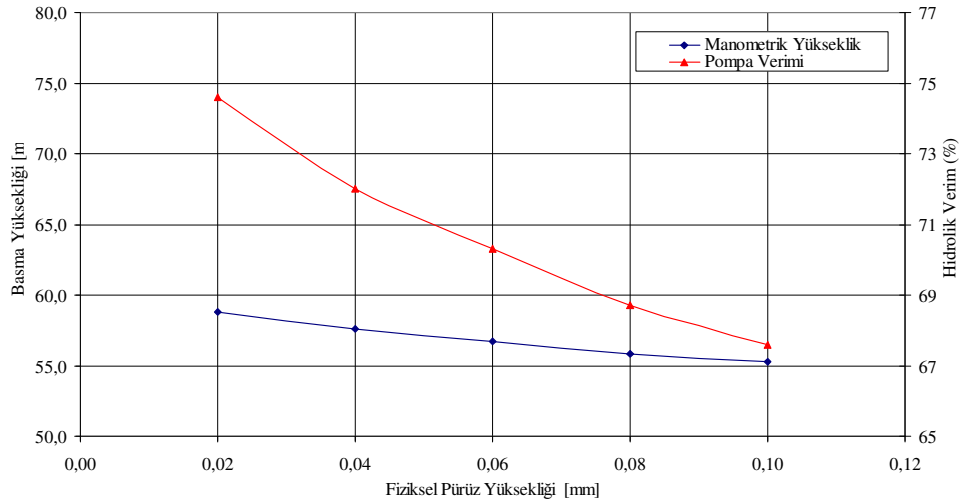
$$\Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln \left[ \frac{K_s^+ - 2.25}{87.75} + C_s K_s^+ \right] \cdot \sin \left\{ 0.4258 (\ln K_s^+ - 0.811) \right\} \quad (5.13)$$

$$\Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln (1 + C_s K_s^+) \quad (5.14)$$



5.12 ve 5.13 denklemlerinde ortaya çıkan  $C_s$  terimi pürüzlülük sabiti olarak adlandırılır ve  $0.5 < C_s < 1$  aralığında alınması önerilir [18]. Bu çalışmada pürüzlülük sabiti 0.5 olarak alınmıştır.

Su ve diğer yağların basılmasında pompanın en verimli çalışma noktası için 5 farklı pürüz yüksekliği değerinde ( $K_s = 0.02\text{mm}, 0.04\text{mm}, 0.06\text{mm}, 0.08\text{mm}, 0.1\text{mm}$ ) basma yüksekliği ve verim için değişimler incelenmiştir. Su için analiz sonuçları Şekil 5.7 ile verilmiştir.



**Şekil 5.7 :**  $Q_{su}/Q_{optsu} = 1$  durumunda pürüz yüksekliğinin performansa etkileri

Su basılması durumundaki performans yüzey pürüzlülüğü ile önemli derecede değişirken, viskoz yağların basılması durumunda bu etki viskozitenin artışıyla beraber ortadan kalkmıştır. Analiz sonuçlarına göre, seçilen pürüz yüksekliği aralığında viskoz yağların basma yüksekliği ve verim değerlerinde herhangi bir değişim olmadığı görülmüştür. Viskozite artışıyla beraber Reynolds sayısının düşüşü sonucu laminar bölgeye doğru gidilmekte olduğundan yüzey pürüzlülüğü etkisinin azalması fiziksel olarak mantıklı bulunmuştur[12].



## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Pompa içerisindeki akış hacminde süreklilik ve 3 boyutlu sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri sonlu hacimler yöntemi ile çözülmüştür. Akışkan olarak su kullanıldığı durum için, optimum çalışma noktasında farklı türbülans modelleri ( $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ ,  $k-\omega$  SST, Reynolds Stress, Spalart-Allmaras) ile hesaplamalar yapılmış ve bu modellerinin çözüme olan etkilerinin büyük olmadığı saptanmıştır. 5 farklı debi değeri için pompa basma yüksekliği değerleri yapılan analiz sonucunda elde edilmiştir. FLUENT programıyla hesaplanan moment değeri kullanılarak güç hesabı yapılmış ve böylece farklı debilerdeki verim değerleri de elde edilmiştir. Analiz sonucu elde edilen değerlerle oluşturulan H-Q ve  $\eta$ -Q eğrilerinin, deneysel eğrilerle uyumlu olduğu görülmüştür.

Viskozitenin pompa performansına olan etkilerini saptayabilmek amacı ile farklı viskozite değerlerinde 3 tip akışkan kullanılmış ve 5 farklı debi değerinde viskoz akışkan için performans eğrileri elde edilmiştir. Sayısal yöntem ile elde edilen performans eğrilerinin, ISO/TR 17766 ‘Viskoz Akışkanlar İçin Performans Düzeltmeleri’ başlıklı rapor kapsamında önerilen yöntem ile elde edilen eğrilerle karşılaştırılması sonucunda, iki yöntem arasında sadece küçük farklılıkların olduğu ortaya çıkmıştır.

Son olarak malzeme yüzey pürüzlülüğünün pompa performansına etkileri su ve viskoz yağların basılması durumları için sayısal yöntem ile incelenmiştir. Pompa endüstrisinde çark ve salyangoz gibi akışkanla temas halinde olan parçaların yüzey pürüzlülüklerinin iyileştirilmesi için büyük gayretler sarfedilmektedir. Çalışmada; bu gayretlerin sonucunda ne gibi faydaların sağlanabileceği araştırılmıştır. Su ve diğer yağların basılmasında pompanın en verimli çalışma noktası için 5 farklı pürüz yüksekliği değerinde ( $K_s=0.02\text{mm}$ ,  $0.04\text{mm}$ ,  $0.06\text{mm}$ ,  $0.08\text{mm}$ ,  $0.1\text{mm}$ ) basma yüksekliği ve verim için değişimler grafiksel olarak ortaya konulmuştur. Su basılması durumundaki performans yüzey pürüzlülüğü ile önemli derecede değişirken, viskoz yağların basılması durumunda bu etkinin viskozitenin artışıyla beraber ortadan kalktığı gözlenmiştir.

Bu çalışmanın kapsamı aşağıdaki hususlar göz önüne alınarak genişletilebilir;

Viskoz akışkanlar basılması söz konusu olduğunda, en verimli noktanın geometrik yerinin H-Q düzleminde makul bir alan boyunca saptanabilmesi için, düşük debi değerlerine, yani yüksek viskozitelere çıkılmalıdır. Bu sebeple ileride yapılacak çalışmalarda kinematik viskozite değerleri artırılarak, hesaplamalar tekrarlanabilir.

Tez kapsamında viskoz yağlar kullanılması durumunda elde edilen sayısal eğriler, ancak tahmini olarak düzeltilmiş eğrilerle karşılaştırılabilmektedir. Sayısal yöntemin geçerliliğinin tartışılmasında referans olarak viskoz akışkanlar ile gerçekleştirilecek deneyler kullanılmalıdır.

Malzeme yüzey pürüzlülük aralıkları genişletilerek özellikle viskoz akışkanlar basılması durumunda performans değişimleri incelenebilir.

Yüzey pürüzlülüğü ve viskozitedeki değişimlerin, hidrolik verimin belirlenmesi için gerekli olan toplam moment değerinin bileşenleri üzerine olan etkileri de bir araştırma konusudur.

## KAYNAKLAR

- [1] **Miner, Steven M.**, 1997: “3-D Viscous Flow Analysis of an Axial Flow Pump Impeller”, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 3, No. 3, pp 153-161
- [2] **Miner, Steven M.**, 2001: “3-D Viscous Flow Analysis of a Mixed Flow Pump Impeller”, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 7, No. 1, pp 53-63
- [3] **Majidi, K., Siekmann, H. E.**, 2000: “Numerical Calculation of Secondary Flow in Pump Volute and Circular Casings using 3D Viscous Flow Techniques”, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 6, No. 4, pp 245-252
- [4] **Zhou, W., Zhao, Z., Lee, T. S., Winoto, S. H.**, 2000: “Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impellers Using Computational Fluid Dynamics”, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 9, No. 1, pp 49-61
- [5] **Nursen, E.C, Ayder, E.**, 2003: “Numerical Calculation of the Three-Dimensional Swirling Flow Inside the Centrifugal Pump Volute”, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 9, pp 247-253
- [6] **Asuaje, M., Bakir, F., Kouidri, S., Kenyery, F., Rey, R.**, 2005: “Numerical Modelization of the Flow in Centrifugal Pump: Volute Influence in Velocity and Pressure Fields”, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 3, pp 244-255
- [7] **Açıkgöz, A., Gelişli, M. Ö., Ertürk, E.**, 2004: “Çok Kademeli Bir Pompanın Performans ve Verim Değerlerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemleriyle Kullanılarak Belirlenmesi”, 5. *Pompa Vana Kongresi*, Hilton, İstanbul, 22-24 Kasım, sf.34-39
- [8] **Ataş, S.**, 2005: Santrifüj Pompa İçindeki Akışın Sayısal Analiz, İ.T.Ü. Yüksek Lisans Tezi
- [9] **Spence, R., Amaral-Teixeira, J.**, 2009: “A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump”, *Computers&Fluids*
- [10] **Derakhshan, S., Nourbaksh, A.**, 2008: “Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.32
- [11] **Ayder, E., İlikan, A.N.**, 2008: “Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Nümerik Yolla Elde Edilmesi”, 6. *Pompa Vana Kongresi Bildiriler Kitabı*
- [12] **ISO/TR 17766 Technical Report**, 2005: Centrifugal Pumps Handling Viscous Liquids-Performance Corrections
- [13] **Ayder, E., Özgür, C.**, 2001: “Sıvı Viskozitesinin Pompa Performansı Üzerine Etkisi”, 4. *Pompa Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı*

- [14] **Li, W.-G.**, 2000: “Effects of Viscosity of Fluids on Centrifugal Pump Performance and Flow Pattern in the Impeller”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol.21, pp.207-212
- [15] **Fard, M. H. S., Boyakhchi, F.A.**, 2007: “Studies on the Influence of Various Blade Outlet Angels in a Centrifugal Pump When Handling Viscous Fluids”, *American Journal of Applied Sciences*, vol.4, No.9, pp.718-724
- [16] **Çengel, Y. A., Cimbala, J.M.**, 2008: Akışkanlar Mekaniği-Temelleri ve Uygulamaları, çev,Tahsin Engin, Güven Kitabevi, İzmir
- [17] **White, F. M.**, 2004: Akışkanlar Mekaniği, çev,Kadir Kırkköprü,Erkan Ayder Literatür yayınları, İstanbul
- [18] **Fluent 6.3 User’s Guide**,  
<[http://www.ipt.ntnu.no/manuals/Fluent.Inc/fluent6.3.26/help/html/ug/main\\_pre.htm](http://www.ipt.ntnu.no/manuals/Fluent.Inc/fluent6.3.26/help/html/ug/main_pre.htm)>, alındığı tarih 2009
- [19] **Aerospace Digital Library,Georgia Institute of Technology**,  
<<http://www.adl.gatech.edu/classes/hispd/hispd09/hispd09.html>>, alındığı tarih 2009
- [20] **Arnold, J., Nijhuis, J.**, 2005: Selection, Design and Operation of Rotodynamic Pumps , Netherlands

## **ÖZGEÇMİŞ**

**Ad Soyad** : Mehmet KAYA  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Bursa 03.10.1984  
**Lise** : Bursa Gazi Anadolu Lisesi  
**Lisans Üniversite** : Yıldız Teknik Üniversitesi / Makine Mühendisliği