

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ POMPADAKİ DURGUNLUĞUN
NÜMERİK ANALİZİ

138978

K.Melih GÜLEREN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ POMPADAKİ DURGUNLUĞUN
NÜMERİK ANALİZİ

138978

K.Melih GÜLEREN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI


138978

T.C. YÜKSEK ÖĞRETİM VE KÜLTÜR BAKANLIĞI
DOKÜMAN YÖNETİM MERKEZİ

Ali PINARBAŞI
(Danışman)

Makine Müh., Yrd.Doç.Dr.
(Bölümü, Unvanı)

(İmza)



FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜNE

Bu çalışma, Jürimiz tarafından, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan :Yrd.Doç.Dr. Ertan BUYRUK

Üye :Yrd.Doç.Dr. Ali PINARBAŞI

Üye :Yrd.Doç.Dr. Sevil YÜCE

ONAY

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylım.

21.03/2003

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Prof.Dr. Rauf EMİROV

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosunun 05.01.1984 tarihli toplantısında kabul edilen ve daha sonra 30.12.1993 tarihinde C.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'nce hazırlanan ve yayınlanan "Yüksek Lisans ve Doktora Tez Yazım Kılavuzu" adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
TABLolar DİZİNİ	xiii
SİMGELER DİZİNİ	xiv

**BÖLÜM I
GİRİŞ**

1.1	Ön Bilgi	1
1.2	Önceki Çalışmalar	1
	1.2.1 Rotor -Stator Etkileşimi	1
	1.2.2 Türbülans Modeli	2
	1.2.3 Durgunluk	4
	1.2.4 Pompalar İle İlgili Diğer Çalışmalar	6

**BÖLÜM II
POMPA YAPISI VE DENEYİ**

2.1	Deney Seti	8
2.2	Pompa Geometrisi	9
2.3	Deney Yöntemi	12
2.4	Deney İşleyişi	13

**BÖLÜM III
POMPANIN NÜMERİK ANALİZ İÇİN MODELLENMESİ**

3.1	İki Boyutlu Modelleme	14
	3.1.1 Pompa Salyangozunun Çizimi	14
	3.1.2 Rotor ve Stator Kanatlarının Çizimi	15

3.2	İki Boyutlu Model İçin Ağ Oluşturulması	16
3.3	Üç Boyutlu Modelleme	23
3.4	Üç Boyutlu Model İçin Ağ Oluşturulması	30

BÖLÜM IV NÜMERİK VE DENEYSEL ANALİZ

4.1	Ön Bilgi	41
4.2	Sonlu Hacimler Yöntemi	41
4.3	Çözüm Yöntemleri	43
	4.3.1 Türbülans Modeli	43
	4.3.2 Denklemlerin Çözüm Tekniği	44
	4.3.3 Denklem Formülasyonu	45
4.4	Nümerik Analiz İçin Sınır Şartları	45
	4.4.1 İki Boyulu Geometri İçin Sınır Şartları	46
	4.4.2 Üç Boyulu Geometri İçin Sınır Şartları	46
4.5	Analiz Sonuçları	46
	4.5.1 Pompa Eğrileri ve Dizayn Noktası	46
	4.5.2 Dizayn Noktasında 2-Boyutlu Detaylı Analiz	52
	4.5.2.1 Zamandan bağımsız analiz	52
	4.5.2.2 Zamana bağımlı analiz:	57
	4.5.3 Dizayn Noktasında 3-Boyutlu Detaylı Analiz	61
	4.5.3.1 Zamandan bağımsız analiz	61
	4.5.3.2 Zamana bağımlı analiz:	67
	4.5.4 Dizayn-Altı Bölgesinde 2-Boyutlu Analiz	70
	4.5.4.1 Zamandan bağımsız analiz	70
	4.5.4.2 Zamana bağımlı analiz	79
	4.5.5 Dizayn-Altı Bölgesinde 3-Boyutlu Analiz	80
	4.5.5.1 Zamandan bağımsız analiz	80

4.5.5.2 Zamana bağımlı analiz:	88
4.5.6 Durgunluk Bölgesinde Nümerik Analiz	90
4.5.6.1 Durgunluk Bölgesinde 2-Boyutlu Analiz	90
4.5.6.2 Durgunluk Bölgesinde 3-Boyutlu Analiz	100
4.5.6.3 Durgunluk Bölgesinde Deneysel Analiz	109
5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR	116
6. KAYNAKLAR	120
7. ÖZGEÇMİŞ	123

ÖZET

Yüksek Lisans Tez Özeti

**SANTRİFÜJ POMPADAKİ DURGUNLUĞUN
NÜMERİK ANALİZİ**

K.Melih GÜLEREN

Cumhuriyet Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Yrd.Doç.Dr. Ali PINARBAŞI

Bu çalışmada difüzyörlü bir santrifüj pompadaki akışın nümerik analizi gerçekleştirilmiştir. 5 adet geriye dönük kanata sahip çarktan oluşan ve 9 adet difüzöre sahip 890 d/dak çevresel hızla dönen 8 mm salyangoz kalınlığına sahip olan pompanın deneysel çalışması akış partikülünün resimlendirilerek hızını ölçme tekniğine dayanan PIV (Particle Image Velocity) yöntemi ile Amerika'daki Johns Hopkins Üniversitesi'nde gerçekleştirilmiştir. Aynı pompa için nümerik analiz bu çalışmada ortaya çıkmıştır. Pompa ilk önce 2 boyutlu olarak GAMBIT katı model ve ağ oluşturma programı ile modellenmiş ve analizi sonlu hacimler yöntemi ile gerçekleştirilen FLUENT programı ile 20 farklı debi değeri için gerçekleştirilmiştir. Bu analizler sonucu 2 boyutlu model için pompa performans eğrisi ile verim eğrisi çıkarılmıştır. Daha sonra daha gerçekçi bir yaklaşım uygulanarak pompa 3 boyutlu modellenmiş ve 2 boyutlu model için yapılanlar bu model içinde yapılarak sonuçlar çıkarılmıştır. 2 boyutlu ve 3 boyutlu model arasındaki temel farklılıklar ortaya konarak deneysel verilerle karşılaştırma yoluna gidilmiştir. Bu çalışmada ayrıntılı olarak akışın durgunluk bölgesine yakın olan taraflarında durulmuş, bunun yanında dizayn noktası ile dizayn altı ve üstü bölgeleri için de yapılan çalışmalar sergilenmiştir.

ANAHTAR KELİMELEER: Santrifüj Pompa, Durgunluk, Deneysel Analiz, PIV Tekniği, Nümerik Analiz, Sonlu Hacimler Yöntemi

SUMMARY

M.S. Thesis

**NUMERICAL ANALYSIS
OF ROTATING STALL IN A CENTRIFUGAL PUMP**

K.Melih GÜLEREN

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

Supervisor: Yrd.Doç.Dr. Ali PINARBAŞI

In this study, numerical analysis of the flow is presented for a centrifugal pump within vaned diffuser. The experimental study of the pump, which has 5 backward curved impeller blades, 9 diffuser vanes and 8 mm constant thickness volute and runs at 890 rpm, is made by PIV (Particle Image Velocity) technique at Johns Hopkins University in United States. Numerical analysis is revealed for the same pump in this study. At first, the pump is modelled as 2 dimensional by the solid model and mesh generation package program GAMBIT and it is analysed by the finite-volume code FLUENT for the 20 different flow rates. After these analyses, the performance and efficiency curves are shown. After that, the pump is modelled more realistically as 3 dimensional and analysed with the same methods what are done for 2 dimensional analysis. Numerical results are compared with the experimental ones by demonstrating the basic differences between 2 and 3 dimensional models. In this study the flow is investigated in details at the rotating stall conditions, in addition to this the results for the design point, below and above-design points are also demonstrated.

KEY WORDS: Centrifugal Pump, Rotating Stall, Numerical Analysis, Experimental Analysis, PIV Technique, Numerical Analysis, Finite Volume Method

TEŞEKKÜR

Büyük emekler ve gayretler sonucunda, 3,5 yıllık bir çalışmanın ürünü olarak ortaya çıkardığım yüksek lisans tezimde, yapabileceği hiçbir yardımı esirgemeyen ve bu eserin oluşmasında en büyük pay sahibi olan büyük insan danışman hocam **Ali PINARBAŞI'** ya, engin tecrübesi ile ilham kaynağı olan ve fazlasıyla desteğini aldığım hocam **Adnan ÖZTÜRK'** e, bu süre içerisinde bilgisayarını vererek tam da benim kardeşime yakışır diyebileceğim jestini gördüğüm biricik kardeşim **Onur GÜLEREN'** e, akşamları geç saatlere kadar bekleyen, hafta sonları yüzüme hasret kalan, bir eş için söylenebilecek en güzel övgülere layık olan canım sevgilim **İlknur GÜLEREN'** e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu eserimi 11 aylık bebeğimiz **Utku'** ya atfediyorum...

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 2.1.1: Pompa döngüsünün şematik tanımlanması	8
Şekil 2.2.1: Difüzör vanalı santrifluj pompanın kesit hali	10
Şekil 2.2.2: Pompa geometrisi ve deneylerin yapıldığı çalışma bölgeleri	10
Şekil 2.2.3: Çarkın kesit ve alttan görünümü	11
Şekil 2.2.4: Difüzörlerin alttan görünümü	11
Şekil 2.4.1: İnce lazer tabaka oluşturulurken optik kurulumun şematiği	13
Şekil 3.1.1: Salyangozun iki boyutlu modeli	14
Şekil 3.1.2: Pompanın difüzörsüz modellenmiş hali	15
Şekil 3.1.3: İki boyutlu pompa modeli	15
Şekil 3.2.1: Çark haricindeki bölge için ağ oluşumu	16
Şekil 3.2.2: Difüzör vanaları ve salyangoz dili civarındaki bölgedeki ağ	18
Şekil 3.2.3: Difüzör vanaları arasındaki ağ	19
Şekil 3.2.4: Salyangoz cidarına yakın bölgeler için ağ	19
Şekil 3.2.5: Çark bölgesi için ağ	20
Şekil 3.2.6: Çark bölgesindeki ağ için yakın görünüm	21
Şekil 3.2.7: Pompa için iki boyutlu ağ yapısı	22
Şekil 3.3.1: Üç boyutlu salyangoz modeli	24
Şekil 3.3.2: Salyangozun tel-kafes modeli	24
Şekil 3.3.3: Çark kanadının izometrik görünümü	25
Şekil 3.3.4: Çark kancasının önden görünümü	25
Şekil 3.3.5: Üç boyutlu çark modeli	26
Şekil 3.3.6: Çarkın tel-kafes modeli	26
Şekil 3.3.7: Çark ile giriş borusu arasındaki üç boyutlu geçiş modeli	27
Şekil 3.3.8: Şekil 3.3.7'deki modelin tel-kafes görünümü	27
Şekil 3.3.9: Pompa giriş borusunun üç boyutlu modeli	28

Şekil 3.3.10: Pompa giriş borusunun tel-kafes modeli	28
Şekil 3.3.11: Üç boyutlu pompa modeli	29
Şekil 3.3.12: Pompanın tel-kafes modeli	29
Şekil 3.4.1: Salyangozun göbek (arka) tarafında oluşturulan ağ	30
Şekil 3.4.2: Salyangozun cidarlarında oluşturulan ağ	30
Şekil 3.4.3: Salyangoz için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının parçalanmış bir görünümü	31
Şekil 3.4.4: Salyangoz için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının bir görünümü	32
Şekil 3.4.5: Çark bölgesindeki göbek için ağ oluşumu	33
Şekil 3.4.6: Salyangoz ve çark bölgesindeki göbek için ağ karşılaştırılması	33
Şekil 3.4.7: Çark kanatları için ağ yapısı	34
Şekil 3.4.8: Çark kanatlarındaki ağ yapısına daha yakından bir görüntüm	35
Şekil 3.4.9: Çark için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının parçalanmış bir görünümü	36
Şekil 3.4.10: Geçiş bölgesi için üç boyutlu ağ yapısı oluşturulmadan önceki görüntüm	37
Şekil 3.4.11: Geçiş bölgesi için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının parçalanmış bir görünümü	37
Şekil 3.4.12: Giriş bölgesinin çark ile birlikte görünümü	38
Şekil 3.4.13: Giriş bölgesi için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının parçalanmış bir görünümü	39
Şekil 4.2.1: Akış denklemini düzenlenmesi için örnek üçgensel hücre	42
Şekil 4.3.2.1: Segregated (ayrık) çözücüsü için algoritma akışı	44
Şekil 4.5.1.1: Bir santrifüj pompanın verimi, gücü ve basıncını gösteren grafik	47
Şekil 4.5.1.2: Santrifüj pompanın performans eğrisinin deneysel, 3-boyutlu ve 2-boyutlu nümerik analizi	48
Şekil 4.5.1.3: Performans eğrisinde nümerik analizlerin debilere göre yüzdelik hata payları	49
Şekil 4.5.1.4: Pompanın verim eğrisi ve dizayn noktaları	51
Şekil 4.5.2.1.1: Pompanın dizayn noktasında iki boyutlu analizdeki hız konturları	53
Şekil 4.5.2.1.2: Pompanın dizayn noktasında iki boyutlu analizdeki basınç konturları	53
Şekil 4.5.2.1.3: Pompanın dizayn noktasında iki boyutlu analizdeki türbülans konturları	54
Şekil 4.5.2.1.4: Şekil 4.5.2.1.1'in yakınlaştırılmış görünümü	55
Şekil 4.5.2.1.5: Şekil 4.5.2.1.2'nin yakınlaştırılmış görünümü	55

Şekil 4.5.2.1.6: Şekil 4.5.2.1.3'ün yakınlaştırılmış görünümü	56
Şekil 4.5.2.1.7: Salyangoz dili etrafındaki iki boyutlu analizdeki hız vektörleri	56
Şekil 4.5.2.2.1: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizin güvenilirliği	58
Şekil 4.5.2.2.2: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizin periyodikliği	59
Şekil 4.5.2.2.3: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizde basınç konturlarının periyodikliği	60
Şekil 4.5.3.1.1: Pompanın dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki hız konturları	61
Şekil 4.5.3.1.2: Pompanın dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki statik basınç konturları	62
Şekil 4.5.3.1.3: Pompanın dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki türbülans konturları	63
Şekil 4.5.3.1.4: Şekil 4.5.3.1.1'in yakınlaştırılmış görünümü	63
Şekil 4.5.3.1.5: Şekil 4.5.3.1.2'nin yakınlaştırılmış görünümü	64
Şekil 4.5.3.1.6: Şekil 4.5.3.1.3'ün yakınlaştırılmış görünümü	64
Şekil 4.5.3.1.7: Salyangoz dili etrafındaki üç boyutlu analizdeki hız vektörleri	65
Şekil 4.5.3.1.8: Şekil 4.5.3.1.7'nin yakınlaştırılmış görünümü	65
Şekil 4.5.3.1.9: Çarkın etrafında dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki hız konturları	66
Şekil 4.5.3.1.10: Çarkın etrafında oluşan dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki basınç konturları	66
Şekil 4.5.3.1.11: Çarkın etrafında dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki hız konturları	67
Şekil 4.5.3.2.1: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 3-boyutlu analizin güvenilirliği	68
Şekil 4.5.3.2.2: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 3-boyutlu analizin periyodikliği	68
Şekil 4.5.3.2.3: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 3- boyutlu analizde basınç konturlarının periyodikliği	69
Şekil 4.5.4.1.1: Q=3.80 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	71
Şekil 4.5.4.1.2: Q=4.12 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	71
Şekil 4.5.4.1.3: Q=4.40 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	72
Şekil 4.5.4.1.4: Q=4.74 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	72
Şekil 4.5.4.1.5: Q=5.04 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	73
Şekil 4.5.4.1.6: Q=5.36 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	73

Şekil 4.5.4.1.7: Q=5.68 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	74
Şekil 4.5.4.1.8: Q=6.00 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	74
Şekil 4.5.4.1.9: Q=3.80 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	75
Şekil 4.5.4.1.10: Q=4.12 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	75
Şekil 4.5.4.1.11: Q=4.40 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	76
Şekil 4.5.4.1.12: Q=4.74 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	76
Şekil 4.5.4.1.13: Q=5.04 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	77
Şekil 4.5.4.1.14: Q=5.36 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	77
Şekil 4.5.4.1.15: Q=5.68 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	78
Şekil 4.5.4.1.16: Q=6.00 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	78
Şekil 4.5.4.2.1: Dizayn-Altı bölgesinde kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizin güvenilirliği	79
Şekil 4.5.4.2.2: Dizayn-Altı bölgesinde kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizin periyodikliği	80
Şekil 4.5.5.1.1: Q=4.12 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları	81
Şekil 4.5.5.1.2: Q=4.40 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları	81
Şekil 4.5.5.1.3: Q=4.74 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları	82
Şekil 4.5.5.1.4: Q=5.04 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları	82
Şekil 4.5.5.1.5: Q=5.36 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları	83
Şekil 4.5.5.1.6: Q=5.68 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları	83
Şekil 4.5.5.1.7: Q=6.00 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları	84
Şekil 4.5.5.1.8: Q=4.12 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları	85
Şekil 4.5.5.1.9: Q=4.40 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları	85
Şekil 4.5.5.1.10: Q=4.74 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları	86
Şekil 4.5.5.1.11: Q=5.04 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları	86
Şekil 4.5.5.1.12: Q=5.36 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları	87
Şekil 4.5.5.1.13: Q=5.68 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları	87
Şekil 4.5.5.1.14: Q=6.00 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları	88

Şekil 4.5.5.2.1: Dizayn-Altı bölgesinde kararsız rejim için yapılan	
3- boyutlu analizin güvenilirliği	89
Şekil 4.5.5.2.2: Dizayn-Altı bölgesinde kararsız rejim için yapılan	
3- boyutlu analizin periyodikliği	89
Şekil 4.5.6.1.1: Q=3.16 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	92
Şekil 4.5.6.1.2: Q=2.86 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	92
Şekil 4.5.6.1.3: Q=2.51 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	93
Şekil 4.5.6.1.4: Q=2.23 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	93
Şekil 4.5.6.1.5: Q=1.96 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	94
Şekil 4.5.6.1.6: Q=1.62 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	94
Şekil 4.5.6.1.7: Q=1.31 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	95
Şekil 4.5.6.1.8: Q=3.16 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	95
Şekil 4.5.6.1.9: Q=2.86 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	96
Şekil 4.5.6.1.10: Q=2.51 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	96
Şekil 4.5.6.1.11: Q=2.23 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	97
Şekil 4.5.6.1.12: Q=1.96 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	97
Şekil 4.5.6.1.13: Q=1.62 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	98
Şekil 4.5.6.1.14: Q=1.31 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	98
Şekil 4.5.6.1.15: Dizayn-Üstü bölgesinde kararsız rejim için yapılan	
2- boyutlu analizin güvenilirliği	99
Şekil 4.5.6.1.16: Dizayn-Üstü bölgesinde kararsız rejim için yapılan	
2- boyutlu analizin periyodikliği	99
Şekil 4.5.6.2.1: Q=3.48 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	101
Şekil 4.5.6.2.2: Q=3.16 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	101
Şekil 4.5.6.2.3: Q=2.86 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	102
Şekil 4.5.6.2.4: Q=2.51 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	102
Şekil 4.5.6.2.5: Q=2.23 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	103

Şekil 4.5.6.2.6: $Q=1.96$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	103
Şekil 4.5.6.2.7: $Q=1.62$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	104
Şekil 4.5.6.2.8: $Q=1.31$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları	104
Şekil 4.5.6.2.9: $Q=3.48$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	105
Şekil 4.5.6.2.10: $Q=3.16$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	105
Şekil 4.5.6.2.11: $Q=2.86$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	106
Şekil 4.5.6.2.12: $Q=2.51$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	106
Şekil 4.5.6.2.13: $Q=2.23$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	107
Şekil 4.5.6.2.14: $Q=1.96$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	107
Şekil 4.5.6.2.15: $Q=1.62$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	108
Şekil 4.5.6.2.16: $Q=1.62$ lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları	108
Şekil 4.5.6.3.1 (a): 3.80 lt/s debide ani hız dağılımı	111
Şekil 4.5.6.3.1 (b): 3.80 lt/s debide ortalama hız dağılımı	111
Şekil 4.5.6.3.2 (a): 3.48 lt/s debide ani hız dağılımı	112
Şekil 4.5.6.3.2 (b): 3.48 lt/s debide ortalama hız dağılımı	112
Şekil 4.5.6.3.3 (a): 3.16 lt/s debide ani hız dağılımı	113
Şekil 4.5.6.3.3 (b): 3.16 lt/s debide ortalama hız dağılımı	113
Şekil 4.5.6.3.4 (a): 2.86 lt/s debide ani hız dağılımı	114
Şekil 4.5.6.3.4 (b): 2.86 lt/s debide ortalama hız dağılımı	114
Şekil 4.5.6.3.5 (a): 2.51 lt/s debide ani hız dağılımı	115
Şekil 4.5.6.3.5 (b): 2.51 lt/s debide ortalama hız dağılımı	115

TABLolar DİZİNİ

	Sayfa No
Tablo 2.2. Pompa boyutları ve deney çalışma şartları	9
Tablo 3.2.1. Çark dışındaki ağ için kalite incelemesi	17
Tablo 3.2.2. Çark bölgesi kalite incelemesi	20
Tablo 3.2.3. Pompa için kalite incelemesi	22
Tablo 3.4.1. Salyangoz bölgesinde üç boyutlu ağ için kalite incelemesi	32
Tablo 3.4.2. Çark bölgesinde üç boyutlu ağ için kalite incelemesi	35
Tablo 3.4.3. Geçiş bölgesinde üç boyutlu ağ için kalite incelemesi	38
Tablo 3.4.4. Giriş bölgesinde üç boyutlu ağ için kalite incelemesi	39
Tablo 3.4.5. Pompa genelinde oluşturulan üç boyutlu ağ için kalite incelemesi	40
Tablo 4.1. Santrifluj pompanın performans eğrisinin deneysel, 3-boyutlu ve 2-boyutlu nümerik analizinin dataları ve yüzdelik hata payları	50
Tablo 4.2. Santrifluj pompanın dizayn değerleri ve yüzdelik hata payları	51
Tablo 4.3. Durgunluk ve dizayn bölgelerinin optimum ifadesi	110

SİMGELER DİZİNİ

r_v	Salyangoz yarıçapı	[cm]
θ	Açı	[deg]
max	Maximum ifade	
ρ	Yoğunluk	[kg/m ³]
V	Hız	[m/s ²]
A	Kontrol Alanı	[m ²]
ϕ	Akış denklemleri parametresi	
Γ	Difüzyon katsayısı	
∇	Gradyan (Laplace operatörü)	
S	Akış kaynağı	
H	Kontrol hacmi	[m ³]
Q	Isı, debi	[kJ], [lt/s]
q	Isı akısı	[kJ/m ²]
P	Basınç	[kPa]
τ	Kayma Gerilmesi	[kPa]
f	Yerçekimi İvmesi Bileşeni	[m/s ²]
E	Enerji	[kJ]
Re	Reynolds Sayısı	
k	Türbülans Kinetik Enerji	[m ² /s ²]
μ	Dinamik Viskozite	[kg/m.s]
ε	Kayıp oranını	[m ² /s ³]
G_k	Ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimi	[kg/m.s ³]
G_b	Kaldırma gücünden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini	[kg/m.s ³]
Y_M	Sıkıştırılabilir türbülans genişlemenin değişiminin genel kayıp oranına etkisi	
σ_k	k için Prandtl sayısı	
σ_ε	ε için Prandtl sayısı	
μ_t	Türbülans Dinamik Viskozitesi	[kg/m.s]
ST	Kararlı rejim	
UNST	Kararsız rejim	
t	Zaman	[s]
T	Periyod	[s]
t*	Boyutsuz Zaman	
ω	Devir hızı	[rad/s]
x,y	Kartezyen koordinatlar	

BÖLÜM I

GİRİŞ

1.1 Ön Bilgi

Günümüzde mühendislik bilim dalının en çok üzerinde durduğu konulardan biri hiç şüphesiz enerjiyi doğru ve etkili kullanmaktır. Turbomakinalar, hem enerji üretiminde hem de enerjiyi kullanmada mühendislikte önemli bir yer tutmaktadır. Kararlı ve kararsız akış problemleri yıllarca turbomakinalar bilim dalında yoğun çalışmaların gözlemlendiği noktalarda araştırma konusu olmuştur. Bu bilim dalının bir kolu olan pompalarda doğru enerji iletimi hayati önem taşımaktadır. Pompa içerisindeki akış yapısı titreşim ve seslere, dolayısıyla da bir çok yapı hatalarına yol açmıştır. Bu problemlerin üstesinden gelmek, verimi artırmak ve çevresel etkilerden arınmak için karmaşık kararlı ve kararsız akış yapılarını daha iyi anlamak gerekmektedir. Bu çalışmada, santrifluj pompa içerisinde hareket eden akış detaylı bir şekilde görüntülenmiştir. Pompanın, dizayn noktası ile dizayn altı ve üstü noktalarında detaylı akış dağılımı incelenmiştir. Esas olarak durgunluk noktasında kararlı ve kararsız akışın, rotor ve stator arasındaki bölgesindeki durumu üzerine durulmuştur. Gözlenen akış yapıları ve türbülans analizi, akışın önceden belirlenmesi ve türbülans modelinin test edilmesi hakkında fikir vermiştir.

1.2 Önceki Çalışmalar

1.2.1 Rotor -Stator Etkileşimi

Eğer bir rotorun veya çark kanadının hemen akabinde bir stator veya difüzör yer alıyorsa, başka bir deyişle bir statorun hemen arkasından bir rotor geliyorsa üzerlerine etkileyen akış kuvvetlerinde bir salınım ortaya çıkacaktır. Daha önceden santrifluj turbomakinalarda bu etki araştırılmış ve incelenmiştir.

Dring'in (1982) aksel makinalar için ölçüp tartıştığına göre, etkileşimler potansiyel akış etkilerine göre sınıflandırılmıştır, diğer bir deyişle sirkülasyon ve kanadın veya vananın blokaj etkileri göz önüne alınmıştır. Belirtilen ilk etki çarkta ve vanada aralarındaki uzaklığın artmasıyla azalmaktadır.

Arndt (1989 ve 1990) bir pompanın çark ve vananın hücum kenarı arasındaki küçük boşluklar sayesinde (çark ucu yarıçapının %1.5 ve %4.5 olması durumunda) kararsız basınç ve kanat üzerindeki kaldırma kuvvetini incelemiştir.

Eisele ve Muggli (1997) akışı ölçüp, hesapladıklarına göre bir pompa için dar boşluğun çark çapının % 8'i olması gerektiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca çark oryantasyonunun akışa ve türbülans seviyesine etkisi olduğunu göstermişlerdir. Çark oryantasyonuna bağlı olan periyodik kararsızlıklar difüzör ağzının alt tarafına doğru azalırken türbülans seviyesi artmıştır.

Yves P.Marx (1997) 7 çark kanatlı ve 13 difüzörlü 1000 d/dak hızla dönen ve 70 kg/s debi ile çalışan bir santrifluj pompada çark-difüzör etkileşimi üzerinde durmuştur. Genel olarak akış yapısı üzerinde duran Marx pompayı 2 boyutlu ve kararsız olarak incelemiştir.

M.Sinha ve J.Katz (1998) 5 çark kanatlı ve 9 difüzörlü 890 d/dak hızla dönen bir santrifluj pompadaki akış yapısını gözlemleyerek, akışın türbülans derecesini ortaya çıkarmışlardır. Tamamen deneysel olan bu çalışmada akış yapısını gözlemleyebilmek için santrifluj pompanın örtü kısmı çıkarılmış ve üzeri saydam sert bir plastik maddeyle kaplanmıştır. PIV teknolojisine dayanan ölçümler sonucunda pompanın debi-manometrik yükseklik, debi-güç grafikleri çıkarılmıştır. Çıkarılan sonuçlara göre pompa genel olarak, çarkın ve difüzörlerin yarattığı seri haldeki akış çevrintilerini ve daimi olmayan akış etkilerini içermektedir. Difüzörlerin üzerinde oluşan sınır tabakalarının çarktaki daimi olmayan akış yapısından etkilendiği saptanmıştır. Ayrıca periyodik değişimlerin türbülans çalkantılarının iki katı kadar fazla olduğu fakat bu durumun difüzör çıkışına doğru tam tersinin gerçekleştiği belirtilmiştir. Çarkın ortantasyonunun da jet-akış çevrintisi gibi direkt ve difüzörlerin pasajlarında oluşturduğu iki tip akış kopması dibi direkt olmayan etkileri barındırdığı vurgulanmıştır.

F.Shi ve H.Tsukamoto (2001) 5 çark kanatlı ve 8 difüzörlü 2066 d/dak devirle dönen santrifluj pompa içindeki akışı, 2B, 3B ve daimi olmayan akış kabulüyle k-ε türbülans modeli kullanarak çözmüşlerdir. Amaç çark-difüzör etkileşiminin basınç çalkantılarına olan etkisini incelemektir. 2B akışı 2B-RANS çözücüsü ile gerçekleştirmişlerdir. Bunun sonucu olarak basınç çalkantılarının çoğunlukla difüzörlerde gerçekleştiğini, ayrıca çark pasajları arasından gelen akış çevrintilerinin de başarılı tasarlanmış difüzörlerle aşılabileceğini göstermişlerdir. Difüzör pasajları arasındaki basınç çalkantılarının çoğunlukla çark kanat pasajlarından kaynaklandığını belirlemişlerdir. Son olarak çark çıkışına doğru gerçekleşen jet akış çevrintilerinin difüzöre doğru akan ve salyangoza basılan akış üzerinde etkili olduğu, fakat pompa içindeki güçlü viskoz etkileşiminin yanında ihmal edilebilir seviyede olduğu bulunmuştur. Ayrıca bu olgular aynı pompa üzerinde gerçekleştirilen diğer deneysel sonuçlarla da doğrulanmıştır.

1.2.2 Türbülans Modeli

Santrifluj pompalarda akış yapısında, geometrinin kompleks yapıya sahip olmasından dolayı türbülanslı akış beklemek pek de olanak dışı değildir. Fakat böyle bir kabulü sağlam temellere dayandırmak gerekir. Genel olarak borularda laminer akış bölgesinin Reynolds sayısının 2300 civarında olduğu zaman sona erdiği bilinen bir gerçektir. Bunun dışında akışın ne zaman türbülanslı bölgeye geçtiği tartışma konusu olmuştur. Ama genel olarak kabul edilen değer $Re \approx 4000$ 'dir. Öyleyse, pompa giriş borusunda akış $Re \approx 4000$ değerlerinde ve üstünde ise türbülans analizi yapılmalıdır. Bu çalışmadaki pompanın geometrik değerleri ve akış debisi Bölüm II' de belirtildiği şekilde dikkate alındığında Re sayısının 63000'e kadar ulaştığı hesaplanabilmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada türbülans analizi görmezlikten gelinemez.

Türbomakinalardaki akış dağılımı çok fazla karmaşık olup, bir zaman aralığında ifade edilecek olunursa, bu zaman dilimi şaft hızının orantısından bir makinadaki türbülanslı akışın Kolmogorov zaman ölçeğine kadar uzanır (Adamczyk, 1985). Akışın uzunluk ölçeği de çeşitlilik gösterir. Bu çeşitlilik bir makinanın döngüselliklerinden bir türbülans eddysinin Kolmogorov uzunluk ölçeğine kadar uzanır. Türbomakinalardaki akış karasız akış çevrintileri, akış kopmaları, yüksek sürtünmeler, kanat etkileşimleri gibi değişimler içerir. Gerçek geometrilerdeki türbülans akışla ortaya çıkan karmaşıklıklar başarılı ve doğru dizaynlar oluşturmak için engel oluşturmaktadırlar. Dolayısıyla basit model düşüncesi ve test edilmesi için bir ihtiyaç doğmuştur. Deneysel yaklaşım geçtiğimiz yıllar içinde hızlı bir şekilde gelişmiştir; PIV tekniği kullanarak Adrian (1991) iki boyutlu (2B) hız alanını, Barnhart (1995), Zhang (1997) üç boyutlu (3B) hız alanını Holografik PIV tekniği ile belirlemişlerdir. Bu tür deneysel datalar karmaşık ve türbülanslı akışın yer aldığı modeller için iki şekilde uygulanabilir: (a) PIV teknolojisi kullanılarak hız ve Reynolds gerilme alanları çıkarılır, aynı model için nümerik yöntemlerle elde edilen datalarla karşılaştırılır. (b) PIV ile elde edilen datalar direk olarak model için analiz edilir. Model gelişimi için referans oluşturulur. Bu iki tercih birlikte kullanılabilir ve birbirlerini tamamlayabilir. Fakat bu çalışmada birinci tercih üzerine odaklanılmıştır.

Türbomakinalardaki akış için, Adkins ve Smith'in (1982), Gallimore ve Cumpsty'nin (1986) uyguladıkları 2B akış tekniği, Adamczyk'in (1985) getirdiği pasaj-ortalama yaklaşımı, Rai'nin (1987), Lakshminarayana'nın (1991) yaptığı Reynolds-ortalama Navier-Stokes (RANS) teknikleri gibi bir çok model ve simulasyon teknikleri yer almaktadır. Çok kademeli turbomakinalarda, ayrıca ortalama gerektiren RANS modeli için kademeler arası tek bir bağıntı çıkarmak oldukça güçtür. Bu konu Adamczyk tarafından (1985) oluşturulan, Adamczyk (1990) ve Rhie (1995) tarafından detaylı olarak bahsedilen pasaj-ortalama yaklaşımının ana bölümüdür. Bu yaklaşım kısaca, modeller için analiz edilen PIV datalarının da yer aldığı Bölüm IV'te anlatılacaktır.

Hem pasaj-ortalama hem de RANS yaklaşımları türbülansın yer aldığı durumlar için bir kesinlik oluşturmamaktadır. Çok iyi bilindiğine göre, ana sorun evrensel bir yapısı olmayan büyük eddylerin modellenmesi gerekliliğidir (Speziale, 1991). Örnek olarak, göbekte yer alan büyük-ölçekli girdaplar, çevrintiler içinde yer alanlardan veya uç-sızıntı girdaplardan çok farklıdır. Dolayısıyla, modeli adım adım ayarlamak gerekmektedir, fakat bu uygulama da gerçek amaçlar için pratik olmamaktadır. Bu güçlükler karmaşıklığın artmasıyla RANS modelinin gelişmesine sebep olmuştur. Bütünüyle, RANS geliştirilmiştir, fakat yine de bu tür akışlar için yeterli olmamıştır. Bu yüzden turbomakinalardaki türbülanslı akışta daha hassas sonuçlara ulaşmak için, Büyük-Eddy-Simulasyonu (LES) alternatifi üzerinde durulmuştur. Santrifluj pompa için PIV sayesinde elde edilmiş datalardan gerilmeler ve enerji kayıpları modellenmiştir. Ayrıca ani ve ortalama kayıp oranları hesaplanmıştır.

Son olarak nümerik tekniğin ilerlemesiyle birlikte birçok türbülans modeli ortaya çıkarılmış ve analiz edilmiştir. Özellikle bazı basit geometrik şekiller üzerinde detaylı bir inceleme M. Güleren ve A. Pınarbaşı (2001) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada genel olarak Standart k-ε türbülans modelinin daha doğru ve mantıklı sonuçlar verdiği vurgulanmaktadır. Kaldı ki son yıllarda turbomakinalar üzerinde nümerik çalışan bilim adamları bu model üzerinde ısrarla durmaktadırlar.

1.2.3 Durgunluk

Turbomakinalar bilindiği gibi belli debi aralıklarında çalışırlar. Santrifüj pompalar da bu prensipten şaşmamaktadırlar. Bu makinalar akışı belli bir debide belli bir yüksekliğe taşırlar, ama en uygun debi ve basınç pompa dizaynından sonra belirlenir. Dolayısıyla her bir santrifüj pompanın dizayn noktası vardır. Genel amaç bu noktayı olabildiğince geniş bir menzilde tutabilmektir. Yani pompanın bastığı basıncı değiştirmeden debi artırmak veya azaltmak esas amaç olmuştur. Bu durumda (debi değişince) pompa basma basıncını ister istemez değiştirir. Debi ne kadar atarsa pompa basma basıncı da o nispette düşer. Bu durum beraberinde düşük verimi de getirir. Diğer taraftan debi azaltılırsa pompa basma basıncını artırır. Düz bir mantık güdülürse çok düşük debide çok yüksek basma basıncı elde edileceği sonucu çıkarılır. Fakat gerçek böyle değildir. Çok düşük debi pompa için bir handikap oluşturur. Düşük enerjili akış kendisine çok fazla gelen çark gücü ile karşılaşır. Bu durumda çark esas görevini gerçekleştiremez ve akışı basmaktan ziyade kendi içerisinde dolandırıp durur. Büyük çalkantılar ve salınımlar fazla enerji kaybına yol açarak verimi oldukça düşürür ve pompayı amaçsız kılar. İşte böyle tehlikeli bir durum bilim adamlarının ilgisini çekmiş ve yıllarca araştırma konusu olmuştur.

Kompresör ve pompalarda durgunluk için ciddi çalışmalar yapılmasına rağmen, bu konunun mekanik temeli henüz yeterince anlaşılammıştır. Emmons (1955) ilk defa kaskad teorisi ile durgunluk için mantıklı bir açıklama getirmiştir. Büyük ve fazla sayıda kanatlara sahip kompresörler için durgunluk sık sık gözlemlenmiş ve çalışılmıştır. Özel geometrilere sahip santrifüj pompalar için çarkta, difüzör ve salyangozda Hergt ve Benner (1968), Lenneman ve Howard (1970) durgunluk konusunu ele almışlardır. Daha yakın zamanlarda Yoshida (1991) bir çok difüzörlü 7-vanallı santrifüj pompada durgunluğun kararsızlığını incelemiştir. Çarktaki bir çok durgunluk noktasının gözlemlenmesinin yanında, durgunluğun vanallı difüzörlerde çark hızının %10'undan daha az bir hızda gerçekleştiğini görmüşlerdir. Çark ve difüzör vanaları arası daha fazla olduğu zaman durgunluk daha belirgin ortaya çıkmaktadır. Bu çalışmada, daha önce de belirtildiği gibi, çark ve difüzör arasındaki boşluğun çark yarıçapının % 20'si ve difüzör uzunluğunun % 15.4 olduğu durumlar için bir santrifüj pompada durgunluk incelenmiştir.

Ogata (1995) bir santrifüj kompresörün bir vanallı difüzöründe basınç salınımlarını ve hız alanlarını ölçmüş ve salyangozunun çıkışta uniform olmayan akışlara sebebiyet verdiğini ve bu durumun da durgunluk için önemli olduğunu vurgulamıştır. Alçak basınçlarda vana pasajlarında

belirgin ters akışlar gözlemlenmişler ve mekanizmanın sanıldığı kadar basit olmayacağı önerisini getirmişlerdir. Bu hız ölçümleri sıcak-tel probu ile yapılmıştır ve bu yüzen akış yapısı sınırlı kalmıştır. Bu çalışmada, geçiş bölgesi akışı salyangozda, difüzör pasajlarında ve salyangoz diline yakın çark bölgesinde eş zamanlı bir şekilde incelenmiştir. Göbekte 6 adet ayarlanabilir difüzör vana pasajlarında ölçülen basınç salınımlarıyla birlikte hız alanları, durgunluk hareketi ile ilgili ipucu vermede yardımcı olmuştur. Sonuçlar Ogata'nın santrifluj kompresör için yapmış olduğu bazı sonuçları ispat etmiştir. Bu çalışmadaki durgunluk 0.93 Hz frekansında, çark hızının % 6.2'sinde vana pasajlarında kendisini tekrarlamıştır. Fakat durgunluk hızı, bir vana pasajından öbürüne geçerken döngüsel yere bağlı gibi görünmektedir.

H.Tsurusaki ve T.Kinoshita (2001) 8 çark kanadına sahip 2100 d/dak hızla dönen vanasız difüzöre sahip bir santrifluj pompa içindeki akışta meydana gelen durgunluğun kontrolü üzerinde deneysel olarak çalışmışlardır. Deneysel ölçümler yarı-iletken basınç transdüktörü yardımıyla ölçülmüştür. Meydana gelen basınç çalkantılarının frekansları FTT analizörü yardımıyla analiz edilmiştir. Bu çalışmada kullanılan diğer bir ölçüm metodu ise sıcak tel probudur. Ölçülen bu değerler anometre yardımıyla FTT analizörüne iletilip sonuçlar alınmıştır. Bu deneysel sonuçlara göre, ana akıştaki kararsızlığın durgunluğa yol açan etken olduğu anlaşılmıştır. Durgunluğun, jetin oluşumuyla veya daha fazla debilerle önlenebileceği sonucu çıkarılmıştır. Ayrıca, durgunluktaki jetin kontrol etkilerinin momentum denklemleriyle açıklanabileceği kanısına varılmıştır.

M.Sinha, A.Pınarbaşı ve J.Katz (2001) 5 çark kanadına ve 9 difüzöre sahip 890 d/dak hızla sahip olan santrifluj pompadaki akışkanın durgunluğunun başlangıç ve gelişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmada PIV teknolojisi kullanarak çıkarmış oldukları boyutsuz debi-boyutsuz basınç grafiğine göre durgunluk bölgesine doğru olan çalışma noktaları belirlemiş ve o bölgelerde inceleme yapılmıştır. Yapılan incelemeler çark çıkışı ve difüzör bölgesi üzerine yoğunlaşmaktadır. Basınç çalkantılarının ölçülmesinin yanı sıra durgunluk bölgesine doğru farklı debilerde maksimum ve minimum basınçlarda hız haritaları çıkarılmıştır. Buna göre akış, durgunluk bölgesine doğru yaklaşırken difüzörden çıkan jetin büyüklüğünün giderek azaldığı ve akışın büyük bir bölümünün çark içerisinde sıkışarak basılamadığı göze çarpmıştır. Akış durgunluk bölgesinde iken artık jetin de ortadan kalktığı gözlemlenmiştir. Diğer taraftan bu çalışmadan çıkarılabilecek bir başka sonuç çark kanat pozisyonunun jetin oluşumuna etki etmemesi olduğudur.

T.Sano, Y.Yoshida, Y.Tsujimoto, Y.Nakamura, T.Matsushima (2002) vanalı difüzörlü bir pompada durgunluğu nümerik olarak incelemeye çalışmışlardır. Çalışmalarında k-e türbülans modelini kullanmışlardır. SCRYU/Tetra kodu kullanarak Navier-Stokes denklem takımları çözmüşlerdir. Pompa genelini modellemektense sadece difüzör pasajları arasında çözüm yapmayı

uygun bulmuşlardır. Bu yüzden durgunluğu sadece difüzör pasajları arasında ele almış salyangoz dilinin etkisi ile pompa genelindeki akış üzerinde durmamışlardır.

Durgunluk üzerine yapılan deneyler farklı basınç-fazlarında bir çok çark oryantasyonu için gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar çark oryantasyonunda durgunluk şartlarında akış yapısı için minimum bağlılık göstermektedir.

Son olarak durgunluğun başlangıcını anlamak için, debi durgunluğun başlangıcına, akış tamamen tersine dönene kadar yavaş yavaş azaltılması ve akışın gözlemlenmesi gerekmektedir. Durgunluğun başlangıcının, akışın difüzörün konkav tarafından ayrılmasıyla ilgili olduğu düşünülmektedir.

1.2.4 Pompalar İle İlgili Diğer Çalışmalar

M.Murakami, K.Kikuyama ve E.Asakura (1980) 7 ve 3 kanatlı 400 d/dak hızında dönen santrifluj pompalar üzerinde hız ve basınç dağılımları deneysel bir çalışmayla ortaya çıkarmışlardır. Deneysel olan çalışmada, yağlı yüzey akış metodu kullanılmıştır. Çark pasajları boyunca 6 noktada yapılan hız ve basınç ölçümleri silindirik bir probu ile gerçekleştirilmiştir. Her iki pompa için de ölçümler dizayn ve dizayn dışı noktalarda tekrarlanmıştır. 7 kanatlı pompadaki akış çark pasajlarının üst taraflarında oldukça ideal olurken, alt taraflarında ise ikincil akışlara rastlanmıştır. 3 kanatlı pompadaki akışta meydana gelen ikincil akışlar oldukça belirgindir. Çark çıkışının hemen önünde ölçülen hız değerlerinden çıkarılan kayma faktörleri Stodola ve Busemann'ın hesapladıkları değerlerle çok iyi uyumaktadır.

J.L.Parrondo, J.Fernandez, J.Gonzales ve L.Fernandez (2000) 7 çark kanatına sahip 1620 d/dak hızla dönen bir santrifluj pompanın salyangozunda meydana gelen basınç çalkantılarına çark-salyangoz dili etkileşiminin etkisini incelemişlerdir. Salyangozun farklı bölgelerine yerleştirilen hızlı-iletken basınç transdüktörleri yardımıyla farklı debilerde basınç sinyalleri alınmıştır. Bu sinyaller FTT analizörleri tarafından alınıp bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, salyangozda meydana gelen basınç değişimleri debiye bağlı olarak değişmektedir. Dizayn dışı şartlarındaki basınç amplitüdüleri salyangoz-dili bölgesindekine göre daha büyük olmaktadır. Daha küçük çarka ve aynı salyangoza sahip pompadan elde edilen veriler ile bu çalışmada elde edilen veriler gösteriyor ki dil boşluğunun çark çapının % 15.6'sından % 10'una kadar küçültülmesi maksimum basınç amplitüdünde % 50'lik bir artışa sebebiyet veriyor.

E.Blanco, J.Fernandez, J.Gonzales ve C.Santolaria (2000) 7 çark kanatlı 1500 d/dak devirle dönen ticari bir santrifluj pompa içindeki akışı 3B ve daimi olmayan akış kabulüyle hareketli ağ tekniği kullanarak nümerik olarak çözmüşlerdir. Bu çalışmadaki amaç çarkla salyangoz arasındaki daimi olmayan etkileri çıkarmaktır. Bu pompanın debi-manometrik yükseklik ve debi-verim grafikleri üç farklı debi değeri kullanılarak çıkarılmıştır. Bunun yanında basınç değişimlerine de önem verilmiştir. Salyangoz dilinin karşısında bulunan duvar yakınlarında

oluşan basınç çalkantıları hesaplanmıştır. Ayrıca çark civarında da basınç çalkantılarının göz ardı edilemeyeceği belirtilmiş ve bunun sonucu olarak çark çıkışında ikincil akışlara rastlanmıştır. Elde edilen nümerik sonuçlar deneysel sonuçlarıyla da karşılaştırıldığında oldukça güvenilir profiller elde edilmiştir.

L.He ve K.Sato ise (2001) 7 çark kanatlı ve 12 difüzörlü santrifüj pompa içindeki 3B akışı sıkıştırılmaz ve daimi akış kabulü yaparak nümerik çözümleridir. Bu çalışmada genel olarak çark çıkışındaki hız profili üzerinde durulmuştur. 2000 d/dak hızla dönen çark çıkışındaki orta bölgede ani hız değişimleri ve zamanla ortalaması alınmış hız değişimleri hem radyal yönde hem de teğetsel yönde hesaplanmıştır. Zamanla ortalaması alınmış teğetsel yöndeki hız değişimleri için elde edilen nümerik sonuçlar Ubaldi'nin yapmış olduğu deneyden elde edilenlerle oldukça uyumlu gözükmektedir. Bunun yanında radyal yöneki değişimler de oldukça uyumlu olmakla birlikte nümerik sonuçların deneysel sonuçlardan daha düşük olduğu göze çarpmaktadır. Buna sebep olarak bu çalışmada kullanılan ağır, duvar yakınlarında gerçekleşen viskoz akışın doğru olarak hesaplanmasında yetersiz kalması gösterilmiştir. Ani değişimler söz konusu olduğunda deneysel ve nümerik sonuçların da açıkça gösterdiğine göre, akış difüzöre girerken çark çıkışında oluşan akış çevrintisinden etkilenmektedir.

M.Hoffman, B.Stoffel, O. Coutier-Delgosha, R. Fortes-Patella, JL. Reboud (2001) 2B profile sahip bükümlü olmayan 5 adet çark kanadına sahip 210 m³/h debi sağlayan özel bir pompa üzerinde kavitasyon şartlarını incelemek amacıyla deneysel ve nümerik çalışmışlardır. Yapılan deneyler görüntüleme tekniği üzerinde olmuştur. LSI (Light-Sheet-Illumination) ışıklandırma sistemi kullanılarak HSV (High-Speed-Video) görüntüleme tekniği yardımıyla çark çıkışındaki kanat ucunda oluşan kavitasyonun oluşumu izlenmiştir. Diğer taraftan, FINE/TURBOTM kodu ile, 3B ve daimi olmayan akış kabulüyle Baldwin-Lomax türbülans modeli kullanılarak hazırlanan nümerik model sayesinde aynı kavitasyon oluşumu gözlenmiştir. Bunun yanında bu pompa için debi-manometrik yükseklik, üç farklı debide oluşturulan ENPY-manometrik yükseklik grafikleri çıkarılmıştır. Elde edilen nümerik sonuçların deneysel sonuçlarla büyük oranda çakıştığı bulunmuştur.

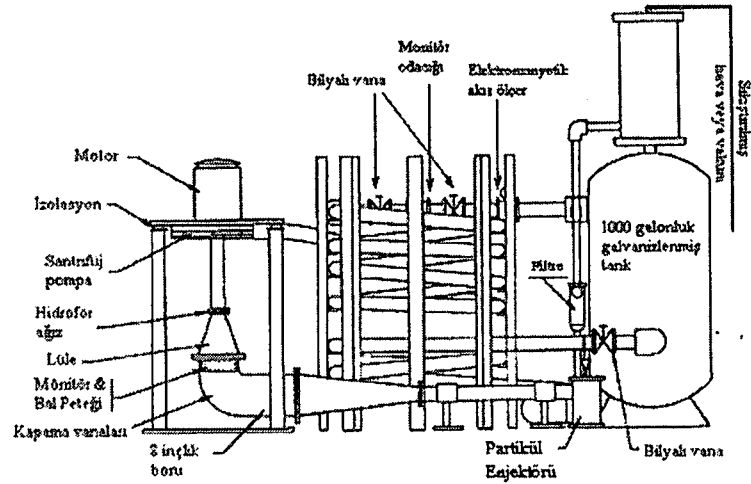
A.Tamm, G.Ludwig ve B.Stoffel (2001) 6 adet çark kanatlı 2000 rad/dak devir hızı ile çalışan bir pompada teorik, deneysel ve nümerik verimliliği çıkarmışlardır. Teorik hesaplama için kendilerinin geliştirmiş olduğu ETAMAX isimli MATLAB programı ile yaratılan programı kullanmışlardır. Deneyleri çok hassas ve gelişmiş deney seti sayesinde yapabilmışlardır. Nümerik hesaplama için ise FLUENT programı tercih edilmiştir. Sonuçta deneysel ve nümerik datalar çok iyi uyum göstermiştir. Bunun yanında teorik sonuçlar ise bu dataları destekler niteliktedir.

BÖLÜM II

POMPA YAPISI VE DENEYİ

2.1 Deney Seti

Johns Hopkins Üniversitesi'nde santrifüj pompa üzerinde yapılan PIV ölçümleri tez danışmanı Ali PINARBAŞI tarafından gerçekleştirilmiş ve bu deney setinin şematize edilmiş bir hali Şekil 2.1.1'de görülmektedir. Bu sette santrifüj pompa akışı sürekli sirküle edilmiş ve bu yüzden de bu deney seti pompa döngüsü olarak da tanımlanabilir. Deney seti özel ve kapalı bir şekilde tasarlanmış olup iki büyük bölümden oluşmuştur. İlk bölüm 1000 galonluk galvanizlenmiş tanktan, bir elektromanyetik akış ölçerden ve basınç düşüşü sağlayan bir monitör odasından oluşmuştur. Monitör odasının her bir yanında yerleştirilmiş olan bilyalı vana seti akış oranını ayarlamaya yardım etmektedir. Ana tankın üzerine yerleştirilmiş olan küçük bir oda deney seti için çevre basıncını kontrol etmektedir. Akışın gözlemlenmesi amacıyla pompa girişinden yeterli uzaklıktaki bir seviyeden pompaya doğru partikül-enjektörüyle flüoresan partikülleri gönderilmiştir. Deney düzeneğindeki ikinci bölümü, 890 d/dak ve 1780 d/dak devir hızlarıyla dönen ve sırasıyla 3.7 BG ve 15 BG değerlerine tekabül eden dikey santrifüj pompa test modelinden oluşmaktadır. Pompa, tamamıyla hava yastıklarıyla ve iki tane esnek hortum sayesinde izole edilmiştir. Ayrıca hortumlar döngüyü uzatmak, basınç düşüşünü sağlamak, gürültüyü azaltmak ve deney setinde kullanılan diğer cihazlarından kaynaklanabilecek düzgün olmayan akışların ortaya çıkmasını engellemek amacıyla kullanılmaktadırlar. Pompanın ardındaki 11.43 ve önündeki 27 metrelik boru ve hortum uzunluğu pompa sistemindeki rezonansları engellemektedir. İçeriye doğru akışın türbülans seviyesi bir odacık, bal petekleri, dirseklerdeki açma ve kapama vanaları ile ayarlanmaktadır. Lüle, akışın pompaya daha düzgün bir şekilde gelmesini sağlarken, hidrofor ağız ise klape vazifesi görmektedir.



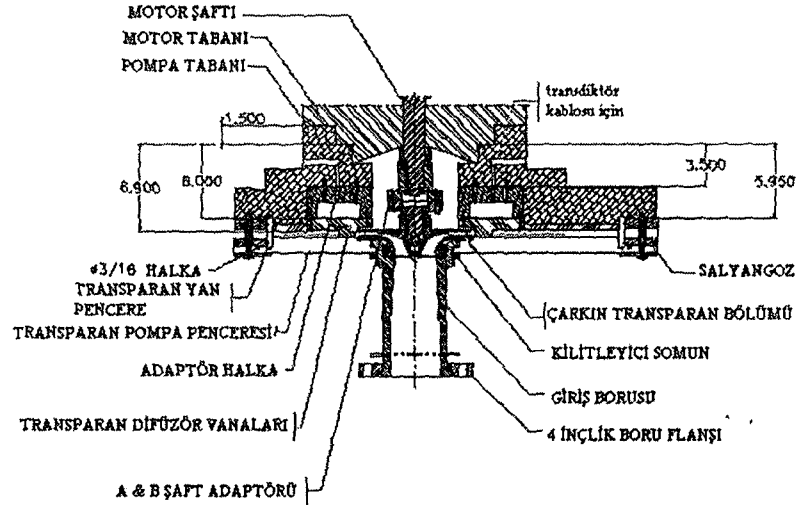
Şekil 2.1.1: Pompa döngüsünün şematik tanımlanması

2.2 Pompa Geometrisi

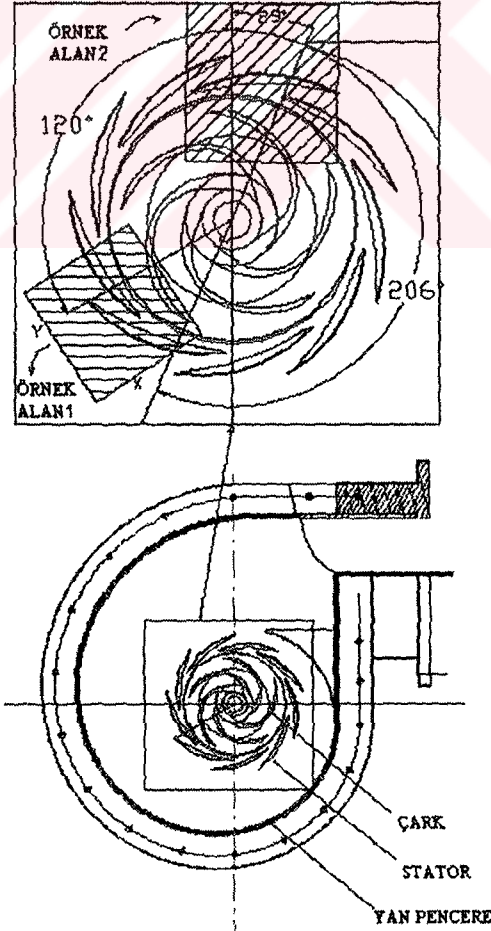
Yapılan deneysel çalışmada, vanalı difüzörlü bir dikey santrifluj pompa test edilmiştir. Akış gözlemlemesine yarayan transparan bir santrifluj pompa test takımı Şekil 2.2.1'de gösterilmiştir. 0.118 akış katsayısında ve ona denk düşen 5.2 düşü katsayısında pompa dizayn özgül hızı 0.49'dur. Şekil 2.2.2 ve Şekil 2.2.3'te görüldüğü gibi, çark logaritmik bir profile sahip 19° derecelik çıkış açısına sahip beş adet geriye dönük kanatçıklardan oluşmaktadır. Girişte, çark kanadının göbekteki giriş açısı 14.1° olurken örtü yüzeyindeki -4.2° civarında olmaktadır. Pompa merkezine göre akışın çarka giriş ve çıkış çapları sırasıyla 8.51 cm ve 20.32 cm'dir. Pompa ile ilgili geometrik detaylar Tablo 2.2'de sunulmaktadır.

Rotor/Çark:	
Giriş / Çıkış çapı	8.51 / 20.32 cm
Kanat sayısı	5 geriye dönük
Kanat çıkış açısı	21.3°
Difüzör/Yayıcı/Stator:	
Vana sayısı	9
İç/ Dış çap	24.45 / 30.5 cm
Vanaların giriş / çıkış açısı	$10.6^\circ / 10.97^\circ$
Vana uzunluğu	13.44 cm
Emme tarafı çapı	14.15 cm
Basınç tarafı çapı	24.79 cm
Aksiyal genişlik	1.27 cm
Deney koşulları:	
Motor devri	890 d/dak
Çalışma debisi	5.67 l/s
Çalışma debi katsayısı	0.118
Dizayn özgül hızı	0.49
Sunulan deneylerin debi oranı	2.52 l/s – 3.78 l/s
Sunulan deneylerin debi katsayısı oranı	0.052-0.078

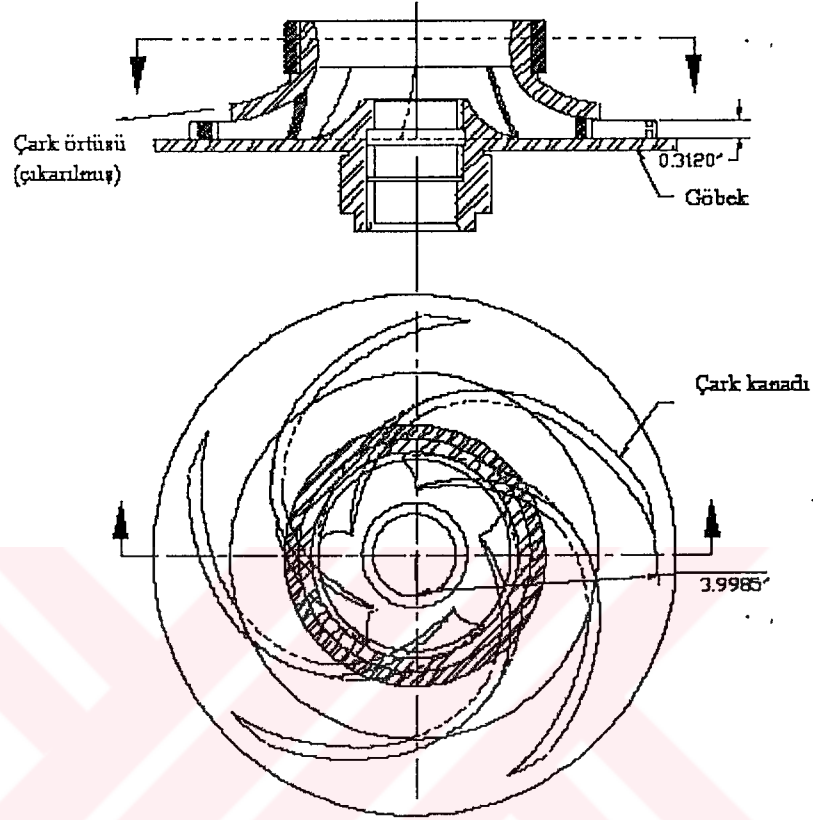
Tablo 2.2. Pompa boyutları ve deney çalışma şartları



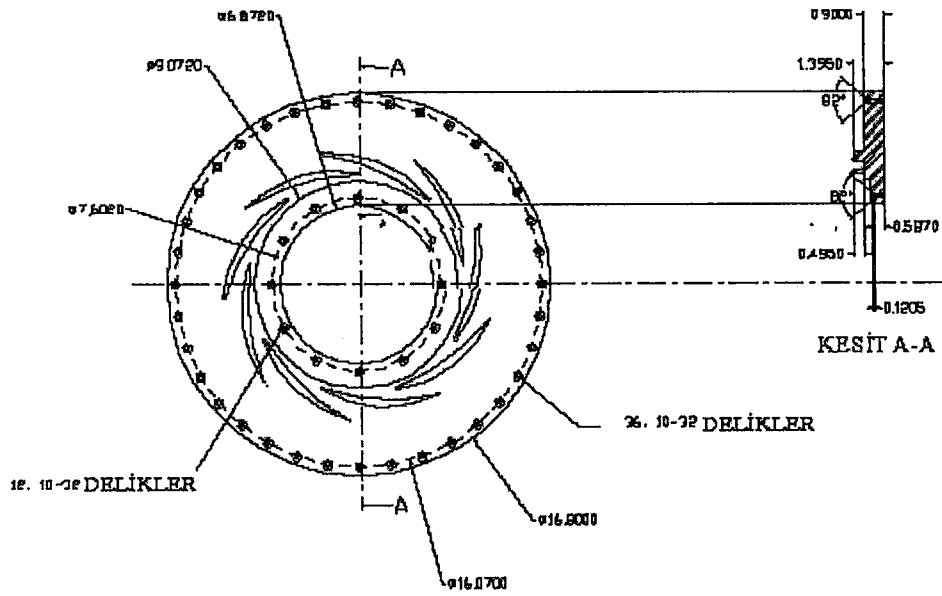
Şekil 2.2.1: Difüzör vanalı santrifüj pompanın kesit hali.
(Ölçüler inç cinsinden verilmiştir.)



Şekil 2.2.2: Pompa geometrisi ve deneylerin yapıldığı çalışma bölgeleri (Üstten görünüm)



Şekil 2.2.3: Çarkın kesit ve alttan görünümü. (Deneylerin yapılabilmesi için çarkın metal örtüsü çıkarılmış ve yerine saydam bir parça yerleştirilmiştir.)



Şekil 2.2.4: Difüzörlerin alttan görünümü. (Ölçüler inç cinsinden verilmiştir.)

Çarkın içindeki akışı gözlemek amacıyla orijinal paslanmaz çelikten olan kanatların bir bölümü ve çarkın örtüsü çıkarılmış yerine saydam bir bölüm takılmıştır (Şekil 2.2.3). Pompa merkezine göre akışın 9 vanalı stator/difüzöre giriş ve çıkış çapları sırasıyla 24.45 cm ve 30.5 cm'dir. Eğrisel vanaların uzunluğu 13.44 cm olurken konveks tarafının yarıçapı 14.15 cm ve konkav tarafının yarıçapı 24.79 cm'dir (Şekil 2.2.4). Katılık oranı, diğer bir deyişle difüzör pasaj uzunluğunun ortalama pasaj genişliğine oranı 3.08 olmaktadır. Difüzörün ortalama eğrisel çizgisi girişte 4.42° ve çıkışta 17.38° lik açı yapmaktadır. Bir çok faz-ortalama hız alanlarına göre difüzör vanasının hücum kenarının üst tarafında ölçülmüş olan ortalama akış açısı 21.9° olmaktadır. Bu da çark kanadına göre sapma açısının difüzör girişinde pozitif olmasıdır. Salyangoz sabit bir yükseklikte olup cidarlarla birlikte 1.27 cm değerine sahiptir. Cidarlar çıkarıldığında geriye 8 mm'lik ince bir tabaka kalmaktadır. Bu kurgu hem aydınlatmaya imkan sağlamakta hem de akışı yatay ve dikey olarak gözlemlenmesine olanak vermektedir. Salyangoz logaritmik spiral bir profil olarak tanımlanmış ve açıya göre değişen yarıçap şeklinde verilmiştir.

$$r_v = 17.78 + 24.46 \theta / 360 \quad (2.1)$$

Burada θ derece cinsinden açıyı göstermektedir (0° ve 360° arasında). Şekil 2.2.2'de gösterildiği gibi salyangoz dilinin uç tarafı (dil portatifir) $\theta = 29^\circ$ olduğu bölgeye yerleştirilmiştir. $\theta = 360^\circ$ 'den sonra profil düz devam etmektedir. Akışın ayrılmasından kaçınmak amacıyla 31.06 cm^2 'lik dikdörtgen (24.46×1.27) çıkış alanı konik bir profil sayesinde 81.07 cm^2 'lik daireye (çap 10.16cm, alan oranı=2.61) maksimum genişleme açısı 7° olacak şekilde uzatılmıştır.

2.3 Deney Yöntemi

Bu deneyde kullanılan metot akışın hızını ve doğrultusunu belirleme ilkesine dayanır. Partikülleri resimlendirerek akışın hızını ölçmeye yarayan bu tekniğe Particle Image Velocity-PIV adı verilmektedir. Hızların büyüklüğü ve vektörleri bu teknikle saptandıktan sonra türbülans parametreleri, vorticity değerleri, stream fonksiyonları gibi hızdan türetilen tüm parametreler belirlenebilir. Bu metod 1991'de Adrian tarafından geliştirilmiştir. Bu metodda flüoresan partikülleri ile beslenen akışın bir bölümü ince lazer bir tabaka ile görüntülenmiştir. Bu partiküller yeşil lazer ışığında sarı ışığı emmektedirler. Lazer tabaka tarafından iki defada gönderilen ışık partiküllerin resmini tek bir şeritte veya ayrılmış fotografik şeritler üzerine kaydeder. Gönderilen bu iki ışık arasındaki zaman aralığı bilindiğinden, partiküller arası uzaklık hızla dönüştürülebilir.

Daha önce belirtildiği gibi bu pompanın salyangozu oldukça ince bir kalınlığa sahiptir. Şekil 2.2.2'ye dikkat edilecek olursa çalışılan bölgeler çark firar kenarı ile difüzör vanaları arasındaki bölgelerdir. Çark geometrisine yoğunlaşırsa, çark firar kenarı yüksekliği (Yükseklikten kasıt göbek ve örtü arasındaki uzaklıktır ve tezin bütününde yükseklik bu şekilde ifade edilmek istenmiştir.) difüzör vanalarınınkine eşit olmaktadır. Her ne kadar çark kanatları değişken yükseklikte olsalar dahi, yükseklikteki değişim firar kanarına yaklaştıkça azalmaktadır. Bu durum

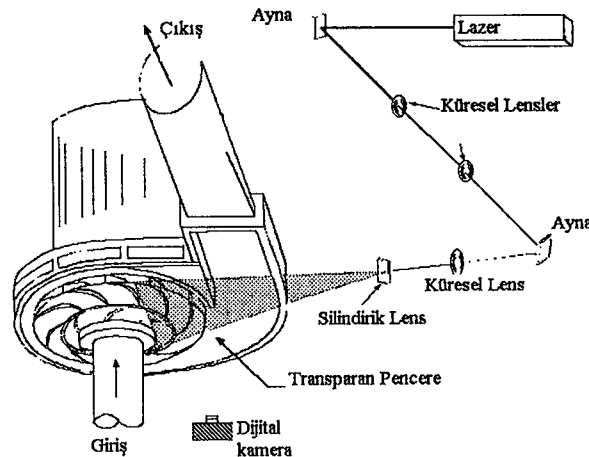
Şekil 2.2.3' teki kesit görünümde daha barizdir. Dolayısıyla bu bölgeler için salyangozun tam orta yüksekliğinden lazer gönderilmiş ve hız değerleri iki boyutlu incelenmiştir. Haklı olarak bu bölgeler için üç boyutlu incelemeye gerek duyulmamıştır. Fakat, eğer çalışılmak istenen bölgeler çark içindeki bölgelerde olsa idi, o zaman bu yaklaşım pek de doğru olmayacaktı.

2.4 Deney İşleyişi

Deneylerin yapılışı ve optik kurulum Şekil 2.4.1'de gösterilmiştir. Uygulama esnasında 532 mm' lik dalga emisyonuna sahip lazer kullanılmıştır. Deney setinin ilk kurulumunda (rotor-stator etkileşimini incelemek için) lazer 20-30 mJ'luk enerji seviyesini üç adet atışta (ışık gönderimi) yapabilmektedir. Lazer pompanın durgunluk deneylerinde her atışta 350 mJ enerji seviyesine çıkabilmektedir. İnce bir ışık tabakası oluşturabilmek için, küresel ve silindirik lensler sayesinde ışının çapı düşürülmüş ve 1 mm kalınlığında yüzey tabakasına genişletilmiştir. 532 mm'lik dalga boyunu aynalar %99'un üzerinde bir yansıtma oranıyla lenslere ve oradan da transparan pencereye gönderebilmektedirler. Pompa dış yüzeyi transparan olduğundan araştırmanın amacına göre dik veya yatay düzlem bu sistem sayesinde görüntülenebilir.

Bu deneyde pompanın iç tarafının orta bölümü yatay gönderilen lazer ışınlar sayesinde incelenmiştir. Lazer sayesinde oluşturulan ışık tabakası pompaya dik yerleştirilen dijital kamera ile görüntülenmiştir. Bu görüntüleme ile partiküllerin yeri, dolayısıyla da akışın hızı yakalanmıştır.

Bu deneyde resim yakalama 55mm'lik F2.8 Nikon marka dijital kamera ile gerçekleştirilmiştir. Pompadaki akışı görüntülemek amacıyla kullanılan bu kamera 2048 x 2048 piksel çözünürlüğünde ve 12 bit dijital kayıt özelliğine sahiptir. Yakalanan bu görüntüler jpeg resim formatında bilgisayara aktarılmış ve Auto-korelasyon adı verilen bir bilgisayar program sayesinde analiz edilmiştir. Analiz edilen ve sonuçları alınan bu datalar Adobe Photoshop 5.5. ve TechPlot 8.0 programları sayesinde görsel olarak grafiklere ve eş hız bölgelerine (konturlarına) dönüştürülmüştür.



Şekil 2.4.1: İnce lazer tabaka oluşturulurken optik kurulumun şematigi

BÖLÜM III

POMPANIN NÜMERİK ANALİZ İÇİN MODELLENMESİ

3.1 İki Boyutlu Modelleme

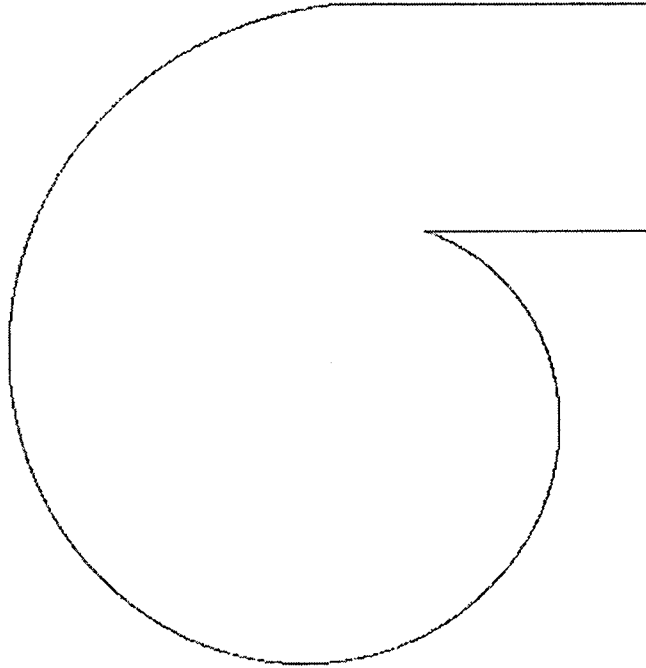
Geçmişte yapılan çalışmalar baz alınarak, pompa salyangozunun sabit ve ince bir yükseklikte (göbek ve örtü arası uzaklık) olmasından dolayı iki boyutlu modelleme yapılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bölüm II'de verilen pompa geometrisi dikkate alınarak Solidworks 2001 ve Gambit 2.0 katı model programları ile birlikte orijinaline bağlı olarak model gerçekleştirilmiştir.

3.1.1 Pompa Salyangozunun Çizimi

İlk önce salyangoz oluşturulmuştur. Bunun için daha önce salyangozun profili için verilmiş olan logaritmik değişim kullanılmıştır.

$$r_v = 17.78 + 24.46\theta/360 \quad (2.1)$$

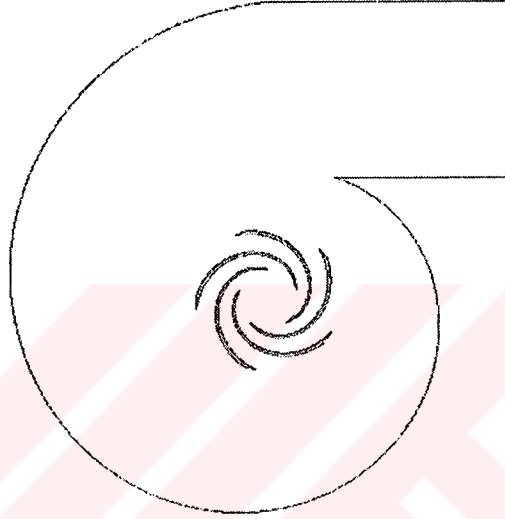
Hatırlanacağı gibi burada θ açığı, r_v ise cm biriminden salyangozun açı ile değişen radyal yöndeki uzunluğu temsil etmektedir. θ , 0 ile 360 derece arasında değişirken r_v ise 17.78 cm ile 42,24 cm arasında değişmektedir. $\theta = 29^\circ$ olduğu yerde salyangoz dilinin yerleştirildiği gerçeği ile pompa ağız çapının bilinmesi de göz önüne alındığında salyangoz Şekil 3.1.1'deki gibi gösterilmiştir.



Şekil 3.1.1: Salyangozun iki boyutlu modeli

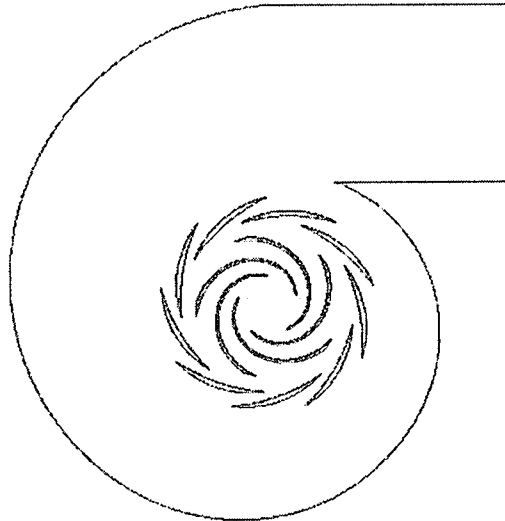
3.1.2 Rotor ve Stator Kanatlarının Çizimi

Yine geometri detaylarında bahsedildiği gibi 5 adet geriye dönmük pompa çark kanatlarının yerleştirilmesi gerekir. Şu haliyle pompa giriş ve çıkış bölgeleri ile salyangoz cidarları hazır durumdadır. Çark kanatlarının da yerleştirilmesi durumunda pompa modelimiz biraz daha ilerleme kaydedecektir. (Şekil 3.1.2)



Şekil 3.1.2: Pompanın difüzörsüz modellenmiş hali

Bu haliyle şu anda pompamızın sadece difüzörleri eksik kalmıştır. Zaten pompa bu haliyle kalsaydı, çarka göre salyangoz oldukça büyük olacaktı (Şekilden açıkça görüldüğü gibi) ve yanlış bir pompa modellemesi yapmış olunacaktı. Difüzörlerin de daha önce belirtilen şartlara uygun olarak pompaya yerleştirilmesi durumunda model Şekil 3.1.3 ile en son halini almış olur.

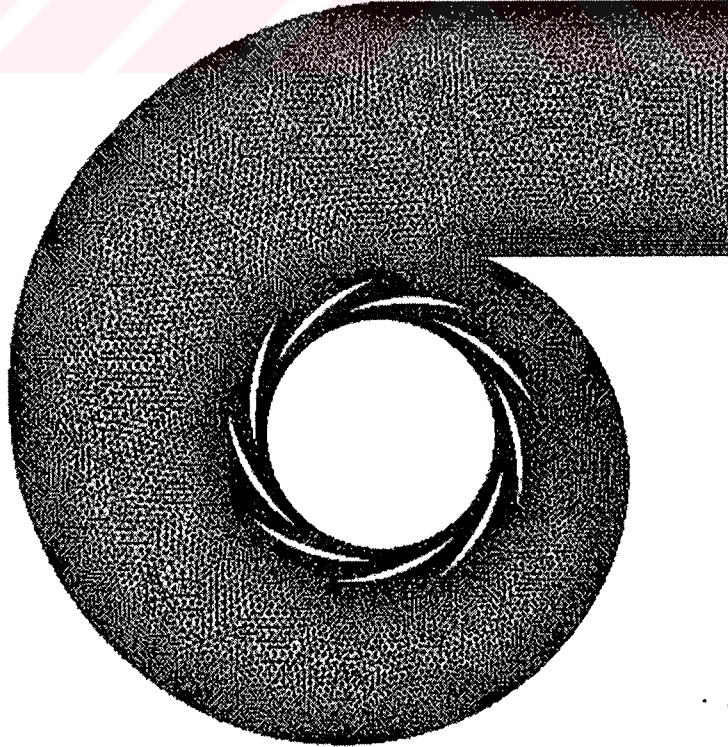


Şekil 3.1.3: İki boyutlu pompa modeli

3.2 İki Boyutlu Model İçin Ağ Oluşturulması

Artık modelimiz hazır hale gelmiştir. Bundan sonra yapılması gereken nümerik analiz için modeli uygun ağ ile donatmaktır. Bunun için yapılması gereken hız, basınç gibi değişkenlerin yoğun olduğu düşünülen bölgeler için sık ağ oluşturmaktır. Bu anlamda salyangoz cidarı, difüzör vanaları ve çark kanatları için ağ oluşumu büyük önem taşımaktadır, çünkü bu bölgelerde değişim oldukça fazladır. Dolayısıyla ağ oluşturulurken belirtilen bu duvarlarda sık, diğer bölgelerde daha seyrek ağ tercihi yapılmalıdır.

Bu değerlendirmelerden başka bir de pompa analizi için hayati önem taşıyan gerçek vardır. O da çarkın döngüsel olmasıdır. Yani pompayı pompa yapan çarkın devir hızıdır. Dolayısıyla nümerik analize geçmeden önce çark içindeki bölgeyi ve diğer bölgeyi ayırdıktan sonra ayrı ayrı ağ oluşturulmalıdır. Bunu yaparken bir önceki paragrafta belirtilen gerçeklere de uymak zorunluluğu vardır. Bu tercihlerden sonra çark haricindeki bölgenin (salyangoz) ağ yapısı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Şekle dikkat edilecek olursa ağ yapısı için üçgensel elemanlar tercih edilmiştir. Bu tercihin iki önemli sebebi vardır. İlki, üçgensel elemanların dörtgensel elemanlara göre daha iyi sonuçlar vermesi gerçeğidir. Bu durum analizler sırasında gözlemlenmiştir. Diğer önemli sebep ise üçgensel elemanların dörtgensel elemanlara göre daha çabuk oluşturulmasıdır. Bu durum da analizler ağ programını kullanırken ortaya çıkmıştır.



Şekil 3.2.1: Çark haricindeki bölge için ağ oluşumu

Oluşturulan ağ yapısı isteklere cevap verecek düzeydedir. Difüzör vanaları ve salyangoz cidarları oldukça sık oluşturulmuştur. Şekil 3.2.1'e bakıldığında salyangoz cidarında ağ oluşumunda bir dağınıklık var gibi görünse de (bazı bölgeler oldukça koyu iken bazıları daha açık), gerçek böyle değildir. Sorun ağ yapısını katı model programından MsWinword'e aktarırken oluşmaktadır. Böyle bir sorunun olmadığını göstermek ve şekle yaklaşılarak ağ yapısını incelemek yerinde olacaktır. 56484 üçgenel elemanlardan oluşan bu ağ yapısında 29888 adet düğüm sayısı vardır. Görsel olarak nümerik analiz için uygun olduğuna inandığımız bu ağ yapısı acaba teknik olarak da uygun mudur? İşte bu soruya yanıt verebilmek için, Gambit programında "EquiAngle Skew" denen ve ağ kalitesini belirlemeye yarayan formülasyon geliştirilmiştir.

$$\max \left[\frac{\theta_{\max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\min}}{\theta_e} \right] \quad (3.1)$$

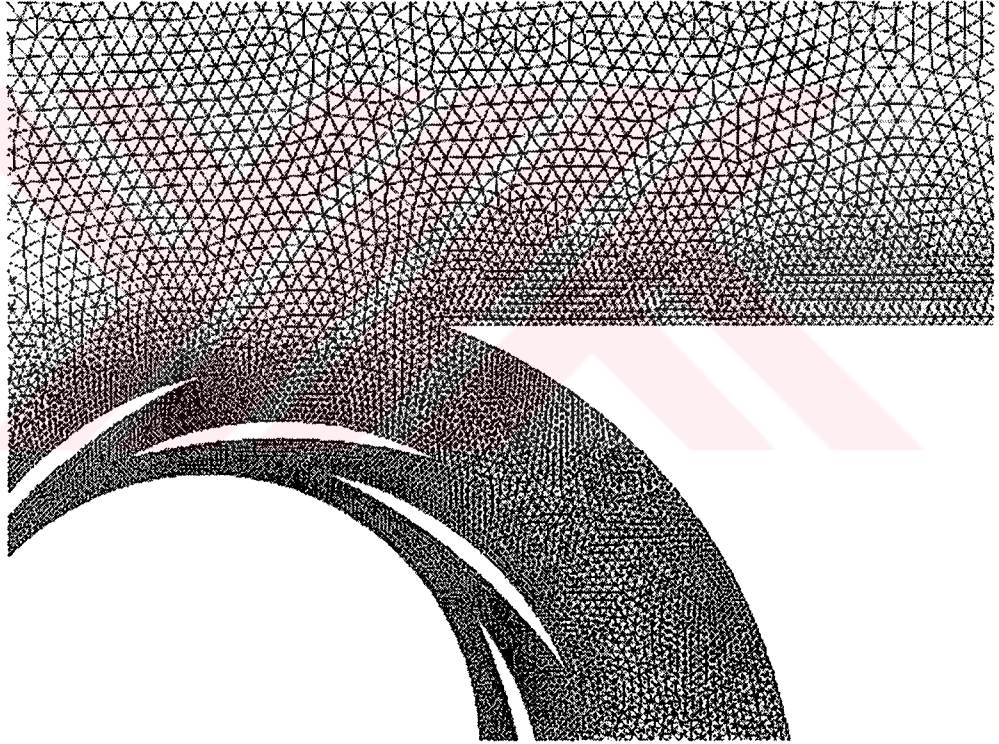
Eşit-açılı çarpıklık olarak değerlendirilebilecek bu faktör elemanlar arasında en çarpık olanları belirleyerek düzeltilmesini sağlamaktadır. Bunun yanında ağın kalitesi hakkında da fikir vermektedir. Bu formülasyon iki terimin en büyüğünü bulmaktadır ve ağ içerisindeki elemanın çarpıklık derecesini saptayabilmektedir. Burada θ_{\max} elemanın sahip olduğu en büyük iç açı, θ_{\min} ise en küçük iç açıdır. θ_e eşkenar üçgen için 60° kare için 90° olmaktadır. Eğer ağ için dörtgen elemanlar seçilseydi, çarpıklık belirlenirken θ_e formülde 90° olacaktı. Ama biz üçgenel elemanlar tercih edilenden θ_e , 60° olarak kabul edilmiştir. Oluşturulan ağ ister üçgenel ister dörtgenel elemanlardan oluşsun çarpıklık faktörü 1'e ne kadar yaklaşırsa ağ kalitesi o kadar kötü, 0'a ne kadar yaklaşırsa o kadar iyidir. Uzmanlar ve bu programı hazırlayanlar bu faktörün 0.85'i geçmemesi kanaatindedirler. Eğer bu değer aşılsa yanlış sonuçlara ulaşılması veya çözüm zamanının uzaması kaçınılmazdır.

İlk değer	Son değer	Eleman sayısı	Toplam Elemanın Yüzdesi
0	0,1	31701	56,12
0,1	0,2	19579	34,66
0,2	0,3	3947	6,99
0,3	0,4	983	1,74
0,4	0,5	230	0,41
0,5	0,6	43	0,08
0,6	0,7	1	0
0,7	0,8	0	0
0,8	0,9	0	0
0,9	1	0	0

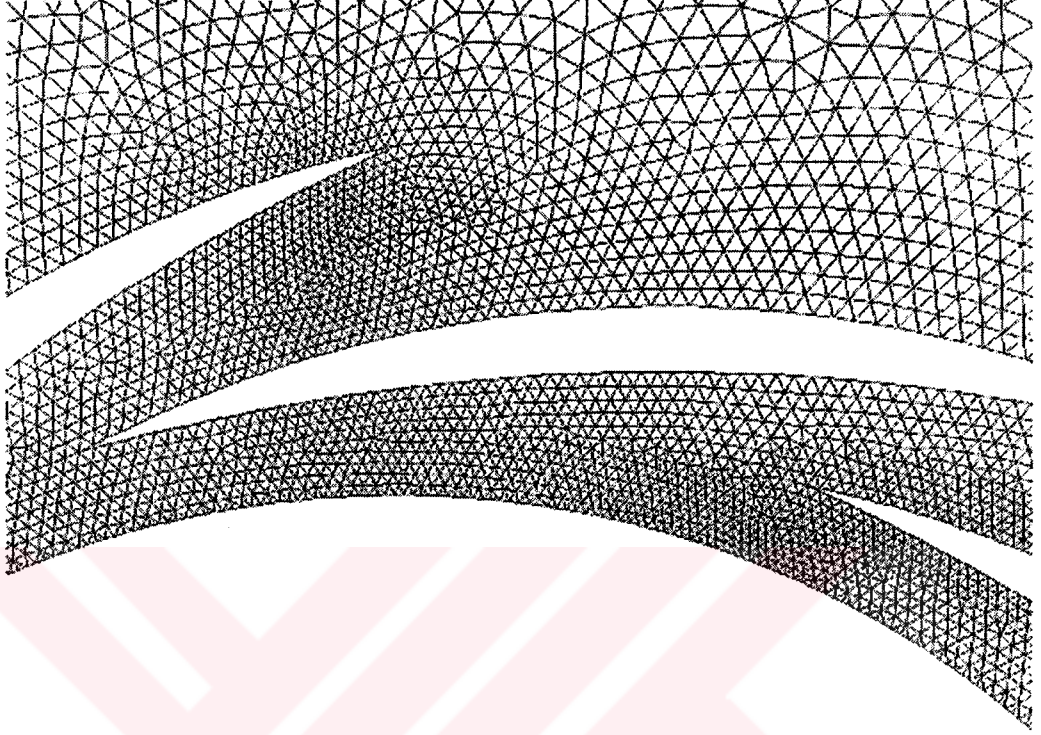
TOPLAM	0	1	56484	100
--------	---	---	-------	-----

Tablo 3.2.1. Çark dışındaki ağ için kalite incelemesi

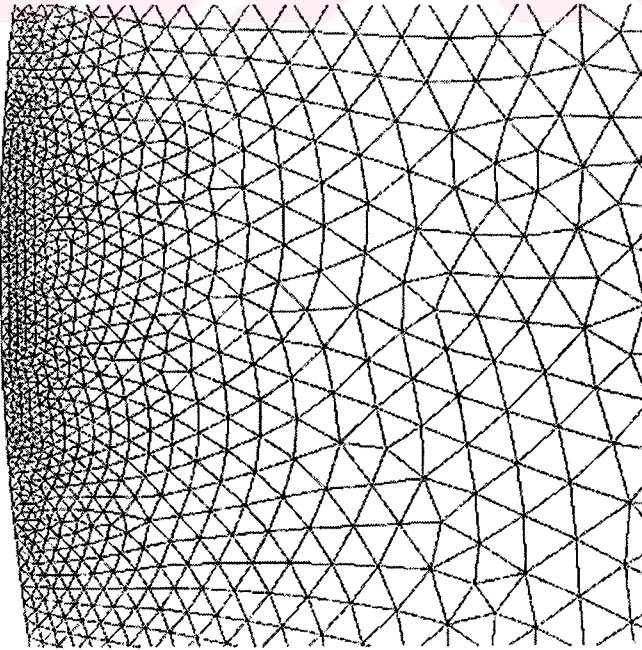
Pompa için yapılan “EquiAngle Skew” testi sonucu çark dışındaki kalite incelenmesi Tablo 3.2.1’de görülmektedir. Buradan görüldüğü gibi elemanlarımızın yaklaşık %90’ının çarpıklığı sadece 0.2’ye kadar. 0.6’dan sonra sadece bir eleman var ve 0.7’den sonra hiçbir eleman yok. Bu da çok kaliteli bir ağıımız olduğunu gösteriyor. Bu incelemeden sonra ağıımıza birkaç noktadan yaklaşp görsel olarak biraz daha inceleyelim. Şekil 3.2.2 difüzör vanaları ve salyangoz dili arası bölgesindeki ağ yapısını gösteriyor. Sık ağ yapıları ihtiyacı karşılayacak düzeydedir. Şekil 3.2.3’ ün gösterilme nedeni ise hem çark bölgesinden salyangoz bölgesine geçişteki ağ yapısına hem de difüzör vanaları ve bu vanaların uçlarındaki sıklığa dikkat çekmek içindir. Son olarak salyangoz cidarındaki ağ yoğunluğu Şekil 3.2.4’ te görülmektedir. Burada da diğerlerinde olduğu gibi yeterince sıklıkta ve düzgünlükte ağ yapısı oluşmuş durumdadır.



Şekil 3.2.2: Difüzör vanaları ve salyangoz dili civarındaki bölgedeki ağ

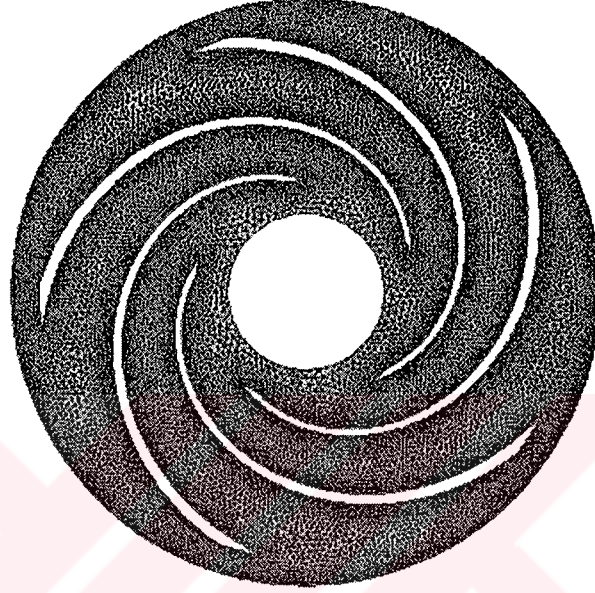


Şekil 3.2.3: Difüzör vanaları arasındaki ağ



Şekil 3.2.4: Salyangoz cidarına yakın bölgeler için ağ

Salyangoz bölgesini inceledikten sonra artık çark bölgesindeki yapıya geçilebilir. Burada da beklentiler hemen hemen aynı olacaktır. Çark kanatları civarında yoğun, kanatlar aralarındaki pasajlarda ise nispeten daha seyrek ağ yapısı ile karşılaşma beklenebilir.



Şekil 3.2.5: Çark bölgesi için ağ

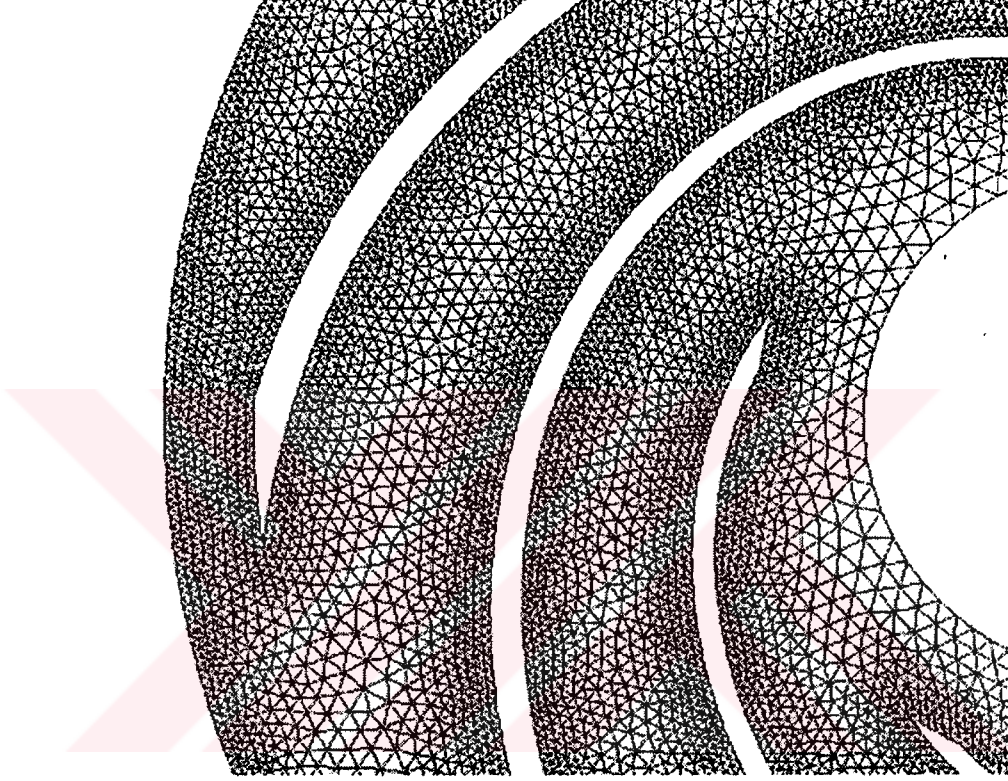
Çark dışındaki bölgede olduğu gibi, çark bölgesi için de görsel olarak çok düzgün yapı bir ağa sahip olduğu düşünülebilir. Çark kanatları ve geçiş bölgesinde (çarktan salyangoza) oldukça iyi yoğunlaştırılmış, giriş bölgesi ise çark pasajlarında olduğu gibi seyrek bırakılmıştır. 36522 üçgensel elemanlardan oluşan bu ağ yapısında 19657 adet düğüm sayısı vardır. Salyangoz için yaptığımız teknik analiz çark ağı için de yapılırsa Tablo 3.2.2 ile karşılaştırılır.

İlk değer	Son değer	Eleman sayısı	Toplam Elemanın Yüzdesi
0	0,1	15923	43,6
0,1	0,2	16917	46,32
0,2	0,3	3059	8,38
0,3	0,4	604	1,65
0,4	0,5	19	0,05
0,5	0,6	0	0
0,6	0,7	0	0
0,7	0,8	0	0
0,8	0,9	0	0
0,9	1	0	0

TOPLAM	0	1	36522	100

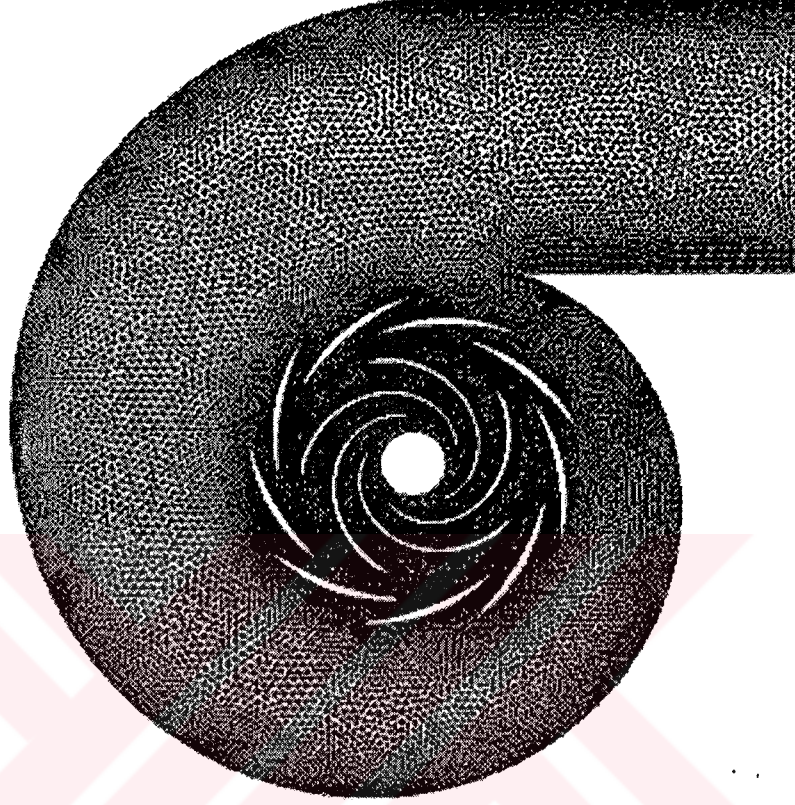
Tablo 3.2.2. Çark bölgesi kalite incelemesi

Tablo 3.2.2'den de görüldüğü elemanlarımızın yaklaşık %90'ının çarpıklığı sadece 0.2'ye kadar. 0.5'den sonra hiçbir eleman yoktur. Bu da salyangozdaki gibi çok kaliteli bir ağımız olduğunu gösteriyor. Şekil 3.2.6 çark bölgesindeki ağ yapısını daha yakından göstermektedir.



Şekil 3.2.6: Çark bölgesindeki ağ için yakın görünüm

Her iki bölgeyi inceledikten sonra iki boyutlu modeldeki ağ oluşumuna tamamen bir göz atılabilir (Şekil 3.2.7). Görüldüğü gibi döngüsel hareketin olduğu ve değişimlerin fazla olabileceği çark bölgesi için pompanın geneline göre olması gereken yoğun bir ağ ile karşı karşılaşmaktadır. Toplam 93006 üçgensel eleman ve buna karşılık gelen 48879 düğüm ile oluşturulan ağ ile nümerik analize hazır bir pompa modeli vardır. Geniş bir çalışma alanına hitap etmekte olan bu ağ ile pompanın performans ve verim eğrileri, rotor-stator etkileşimi, difüzör-salyangoz dili etkileşimi, difüzör etkisi, durguluk ve kavitasyon, cidarlara etki eden kuvvet analizi gibi bir çok analiz yapılabilir. Son olarak Tablo 3.2.3'te ağımızın kalitesi de verilmektedir.



Şekil 3.2.7: Pompa için iki boyutlu ağ yapısı

İlk değer	Son değer	Eleman sayısı	Toplam Elemanın Yüzdesi
0	0,1	47624	51,21
0,1	0,2	36496	39,24
0,2	0,3	7006	7,53
0,3	0,4	1587	1,71
0,4	0,5	249	0,27
0,5	0,6	43	0,05
0,6	0,7	1	0
0,7	0,8	0	0
0,8	0,9	0	0
0,9	1	0	0

TOPLAM	0	1	93006	100
--------	---	---	-------	-----

Tablo 3.2.3. Pompa için kalite incelemesi

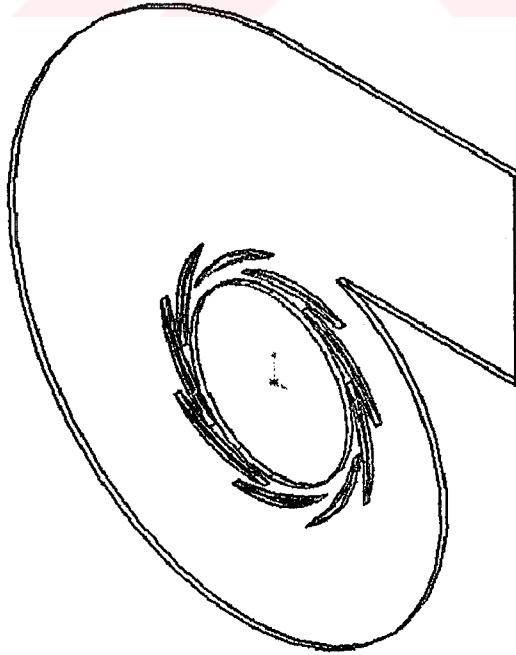
3.3 Üç boyutlu Modelleme

Pompanın göbekte örtü arasında genelde 1.27 cm gibi sabit bir uzaklığa sahip olduğu daha önce belirtilmişti. İki boyutlu analiz sonucu oluşabilecek hataları giderebilmek için ve geçmişte yapılan çalışmalardan ötürü üç boyutlu modelleme ihtiyacı doğmuştur. İki boyutlu çarkın dışındaki bölgenin modeli Şekil 3.2.1' de verildiği gibi temel alınarak ve katı model program arayıcılığı ile düzenlenmiş olan 3B geometri Şekil 3.3.1' de verilmektedir. Modele bakıldığında difüzör vanalarının içlerinin boş olduğu görülmüştür ve bu anlamda modelin yanlış tasarlandığı düşünülebilir. Halbuki buradaki amaç pompadaki akış yapısını modellemektir. Pompa içerisindeki akış nümerik olarak analiz edilmek istenildiğinden, pompa bu şekilde modellenmiştir. Şimdiye kadar yapılan bütün yapılan çalışmalarda izlenen yol budur. Ayrıca CFD dalının (Computational Fluid Dynamics) yani Hesapsal Akışkanlar Dinamiği'nin temeli de bu yöntemeye dayanmaktadır. Pompanın cidarlarla birlikte kendisinin modellenmesi ise ancak akışın ısısal veya mekanik bir etkileşimi söz konusu olduğunda gerçekleştirilmelidir. Şekil 3.3.2'de ise salyangoz katı modeli oluşturulurken baz alınan kenarları göstermektedir. Bu şekil ile Şekil 3.2.1 arasında oldukça iyi bir benzeşim vardır. Çarkın katı modelini oluşturmak ise hiçte kolay olmamıştır. Buradaki sıkıntının esas sebebi çark kanadının profilidir. Kanadın yüksekliğinin firar kenarında (akışın kanata ilk çarptığı kenar) salyangozun yüksekliğine eşit olduğu daha önceden belirtilmişti. Fakat kanadın hücum kenarındaki (akışın kanadı terk ettiği kenar) yüksekliği firar kenarındakinden farklıdır. (Şekil 3.3.3) Firar kenarındaki yükseklik 8 mm iken, hücum kenarında bu yükseklik 31 mm'ye kadar yükselmiştir. Yani akış, çarka ilk girerken 31 mm'lik bir mesafe ile karşılaşmaktadır, daha sonra ise çarkı terk ederken yaklaşık 4 kat daha az bir yükseklikten geçmektedir. Kanat profili bununla kalmamaktadır. Şekil 3.3.4'te görüldüğü gibi çark kanadı bükümlüdür. Bu değişim daha önce Şekil 2.2.2 ve Şekil 2.2.3'te gösterilmiştir. Kanadın bükümlülüğü ancak kanadın yarısına kadar devam etmekte ve yarısından sonra ise düzelmektedir. Bu dizayn Şekil 3.3.4'te rahatça görülebilmektedir. İşte bu detaylar sonucu çarkı modelleyebilmek oldukça zor olmuştur. Fakat artık günümüzde çok daha karmaşık geometriler geliştirilmiş katı model programları sayesinde tasarlanabilmektedir. Gambit katı model ve ağ yaratma programı ile çarkın katı modeli Şekil 3.3.5'te, tel-kafes görünümü Şekil 3.3.6' da verilmiştir. Şekil 3.3.5'te dikkati çekecek hususlardan biri 5 adet kanat boşluğunun çark giriş ve çıkışına kadar uzanmamasıdır. Bu tasarımın en büyük sebebi, pompa analizi gerçekleştirilirken sınır şartlarının doğru ve gerçekçi olarak verilmesi gerekliliğindedir. Eğer bu boşluklar çark giriş ve çıkışına kadar uzar ise kanadın hücum ve firar kenarı ortadan kalkacaktır. Bu durum hem mantıksal açıdan doğru değildir, hem de verilmesi gereken sınır şartları birbirine karışmaktadır. Çark göbeğinden örtüsüne kadar uzanan Şekil 3.3.5'te ortada boş olarak gösterilen bölme, çarktaki ve giriş borusundaki akışkanı birbirine bağlamaktadır. Şekil 3.3.7 ve 3.3.8'te gösterilen bu parçada dikkat edilmesi gereken en önemli husus, bu bölgedeki göbeğin düzgün ve parabolik bir profille içeriye doğru girintisidir. Bu girinti sayesinde akış çarka daha az kayıplı bir şekilde girmektedir. Son olarak pompa için giriş borusu

modellenmiştir (Şekil 3.3.9 ve 3.3.10). Pompadaki akışın tamamen katı modellenmiş hali Şekil 3.3.11'de verilmektedir.



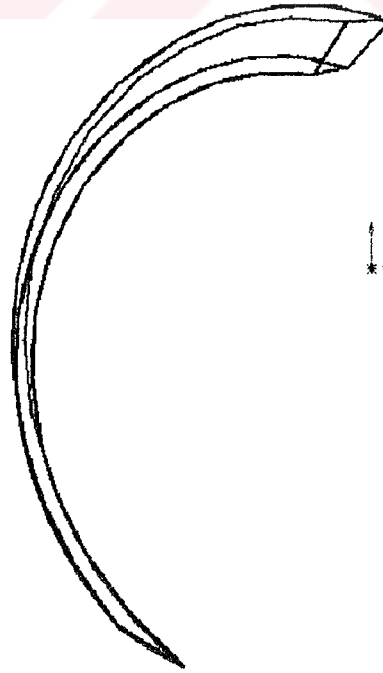
Şekil 3.3.1: Üç boyutlu salyangoz modeli



Şekil 3.3.2: Salyangozun tel-kafes modeli



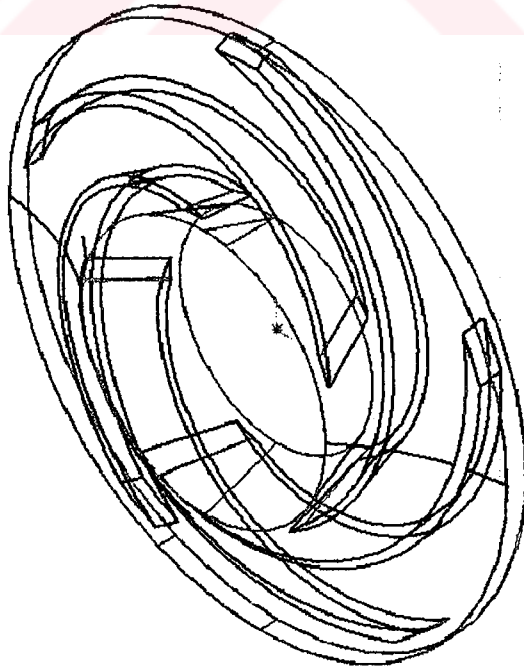
Şekil 3.3.3: Çark kanadının izometrik görünümü



Şekil 3.3.4: Çark kanadının önden görünümü



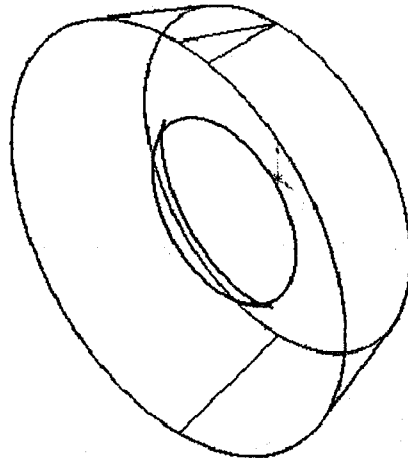
Şekil 3.3.5: Üç boyutlu çark modeli



Şekil 3.3.6: Çarkın tel-kafes modeli



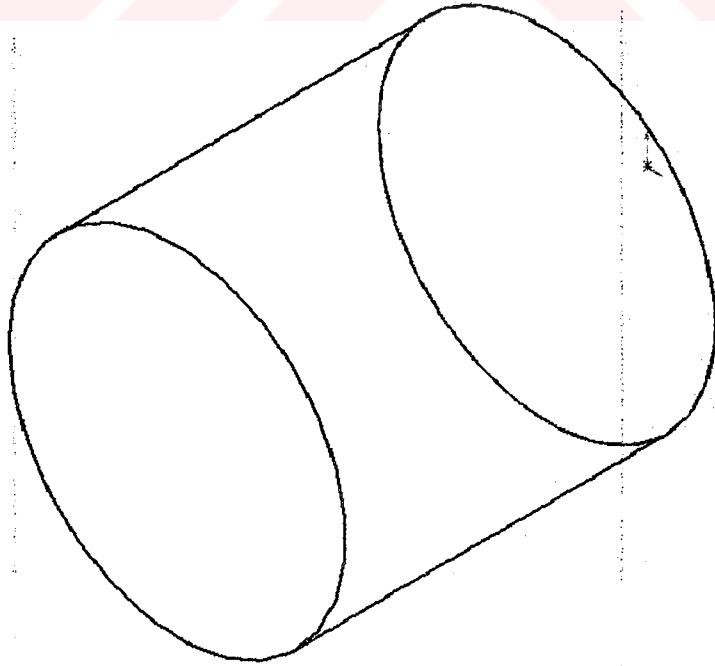
Şekil 3.3.7: Çark ile giriş borusu arasındaki üç boyutlu geçiş modeli



Şekil 3.3.8: Şekil 3.3.7'deki modelin tel-kafes görüntüsü



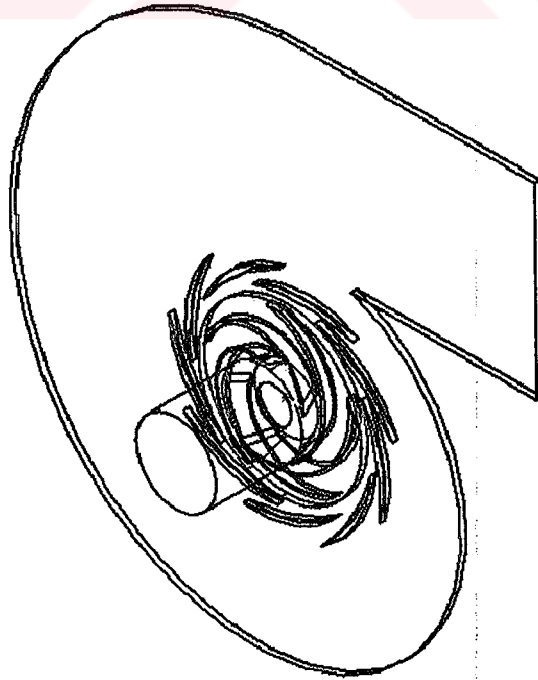
Şekil 3.3.9: Pompa giriş borusunun üç boyutlu modeli



Şekil 3.3.10: Pompa giriş borusunun tel-kafes modeli



Şekil 3.3.11: Üç boyutlu pompa modeli

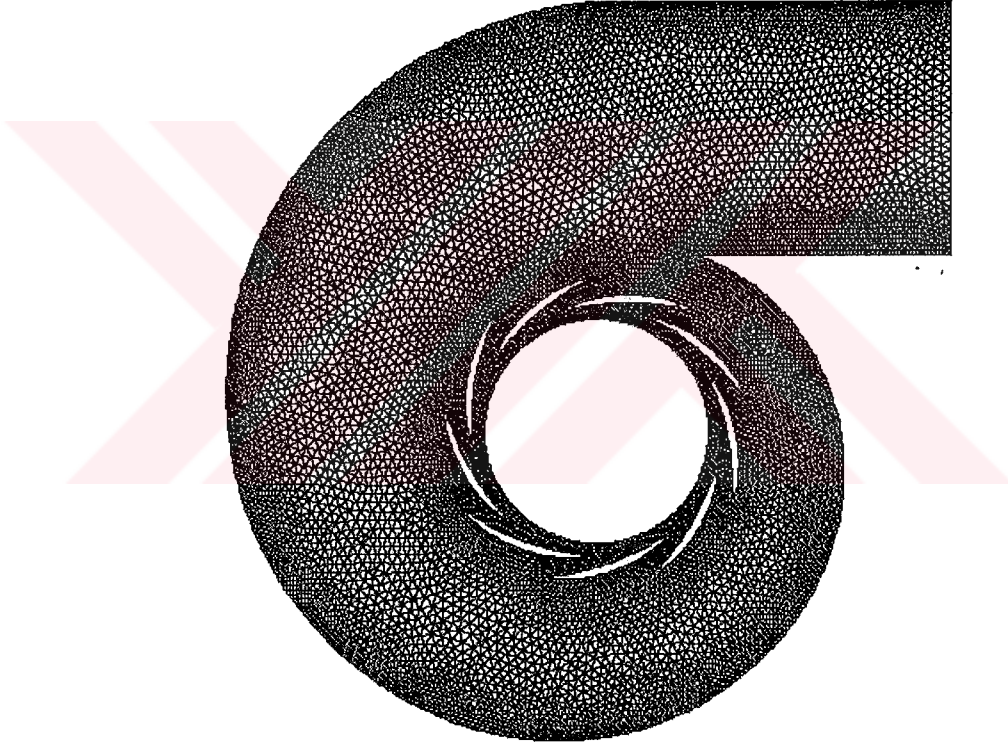


Şekil 3.3.12: Pompanın tel-kafes modeli

3.4 Üç Boyutlu Model İçin Ağ Oluşturulması

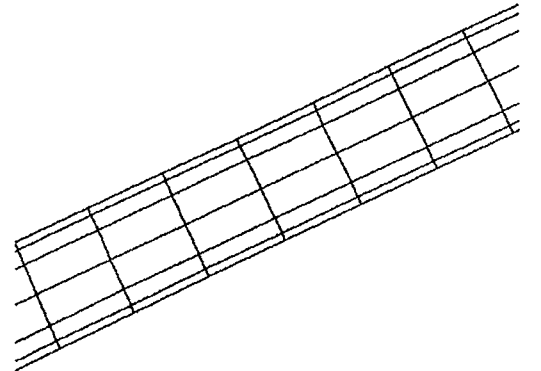
Yukarıda da bahsedildiği gibi 3 boyutlu pompa modelimiz 4 ayrı hacme bölünmüştür: salyangoz, çark, geçiş bölgesi ve pompa giriş bölümü. Bu bölünmenin en önemli sebebi nümerik analizde sınır şartlarının verilebilmesi, ikinci sebebi ise ağı daha kolay oluşturmaktır.

Ağ oluşumunda ilk önce salyangoz üzerinde durmak gerekir. İki boyutlu modelde salyangoza nasıl ağ atıldığı daha önce belirtilmişti. Üç boyutlu ağ oluşturulurken ilk önce salyangoz göbeğine 2B üçgensel elemanlardan oluşmuş ağ oluşturulur. Üçgensel ağ oluşturulma sebebi daha önce anlatılmıştı. Aynı gerekçeler 3B ağ oluşturma ve analiz için de geçerlidir.



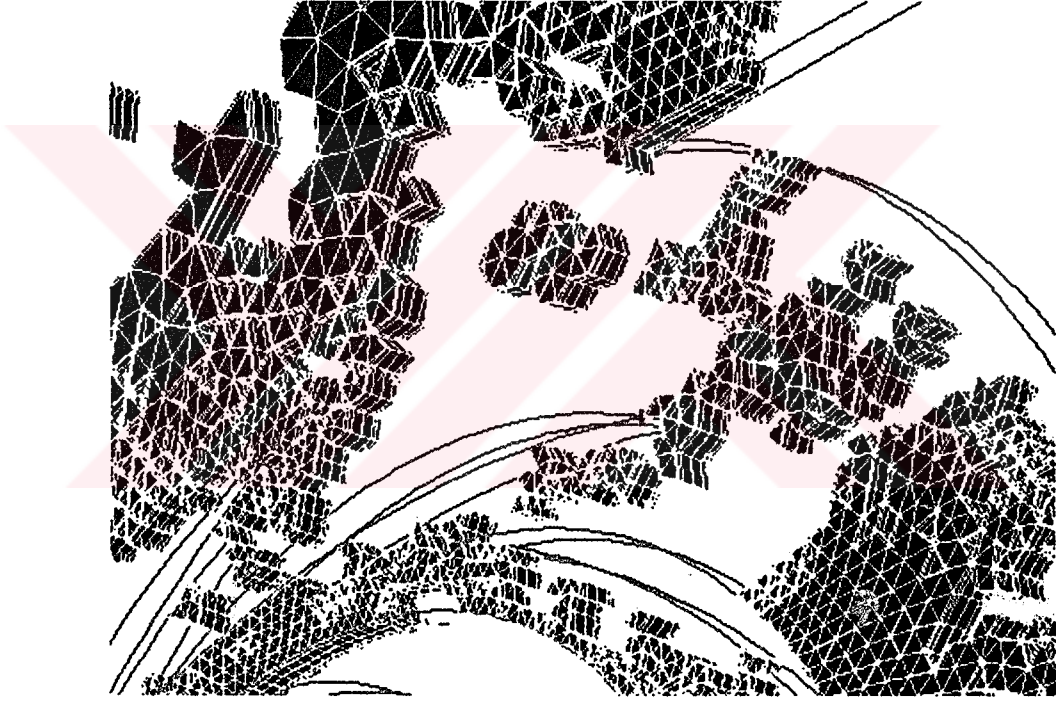
Şekil 3.4.1: Salyangozun göbek (arka) tarafında oluşturulan ağ

Bundan sonra yapılması gereken 8 mm'lik ince bir tabakaya sahip olan salyangoz için oluşturulabilecek en uygun ağı seçmek. Çok ince bir kalınlığa sık bir ağ atılamaz. Bunun en büyük sakıncası çok sık ağ sonucu ortaya çıkacak çarpıklıklar ve bunun sonucu olarak hatalı sonuçlar olmaktadır. Çok seyrek ağ da oluşturulamaz, çünkü salyangozun örtü (ön) ve göbek (arka) kısımları duvar sınır koşulu olacak ve bu bölgelerde hız sıfır kabul edilecek. Bir başka deyişle



Şekil 3.4.2: Salyangozun cidarlarında oluşturulan ağ

başka deyişle sanki boru içerisinde akış inceleniyormuşçasına ağ oluşturmak gerekecektir. Bunun için yapılması gereken duvarlarda daha sık, orta bölümlerde daha seyrek ağ oluşturmaktır. Tabii oluşturulacak bu ağ yapısı hem salyangoz duvarlarına, hem difüzör vanalarına, hem çarktan salyangoza geçiş bölgesine ve hem de çıkış bölgesine aynı şekilde uygulanmalıdır. Bu ağ yapısı ise geometrilerin uygunluğundan dolayı dörtgensel ağ yapısı seçildi. (Şekil 3.4.2) Bu tercihin asıl nedeni salyangoza üçgen prizmatik eleman atılması isteğindedir. GAMBIT programı üçgen prizmatik elemanları ancak bu yöntemle atabilmektedir. Program ağı oluştururken arka tarafa atılan ağı temel alıp (Şekil 3.4.1), dörtgen elemanları izleyerek (Şekil 3.4.2), üçgen prizmatik elemanları oluşturmaktadır. (Şekil 3.4.3 ve Şekil 3.4.4)

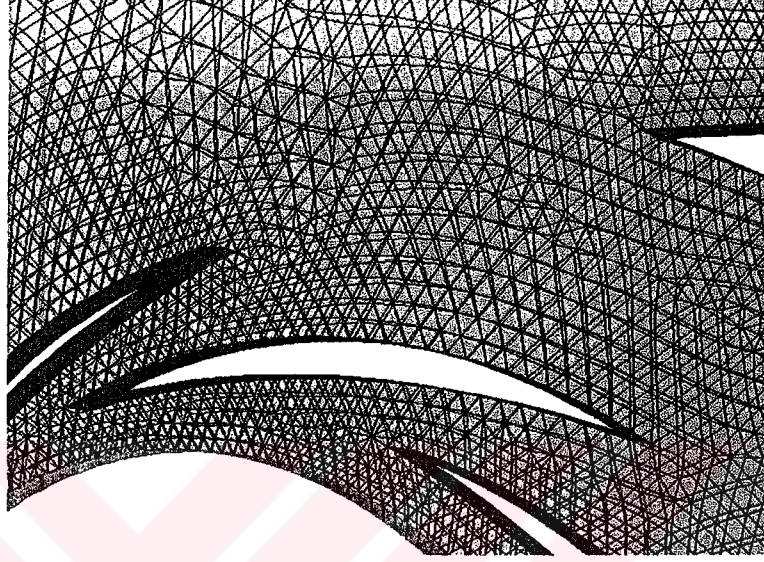


Şekil 3.4.3: Salyangoz için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının parçalanmış bir görünümü

Çarpıklık derecesini görmek, attığımız üç boyutlu ağın kalitesini anlamaya yardımcı olacaktır. Salyangoza atılan ağ sayısında toplam üçgen prizmatik eleman sayısı 112118'dir. Buna karşılık olarak 70413 adet düğüm sayısı gelmektedir. Bu sayı iki boyutlu pompa geometrisi için atılanın 1.5 katı kadardır. Tablo 3.4.1'de detaylı olarak ağın kalitesi verilmektedir. Buna göre çarpıklık derecesi 0.5'in altındadır. 0.4 ve 0.5 çarpıklık dereceleri arasında sadece 24 adet eleman bulunmaktadır. Daha önceki ağlarda olduğu gibi burada da oldukça kaliteli bir ağın varlığı ortadadır.

Çark için ağ oluşumu ise şimdiye kadar oluşturulanlardan oldukça zor olmaktadır. Büyük değişimlerin bu bölgede olması sebebiyle çok sık ağ oluşturmak kaçınılmazdır. Fakat bunun yanında salyangozdaki oluşturulan ağ yapısı da temel alınmalıdır. Ağ yapılarında çok seyrek ve

çok sık ağ oluşumları nümerik çözüme dezavantajlar hazırlayabilmektedir. Onun için çarka ağ atarken de oldukça dikkatli ve özenli olunmalıdır.



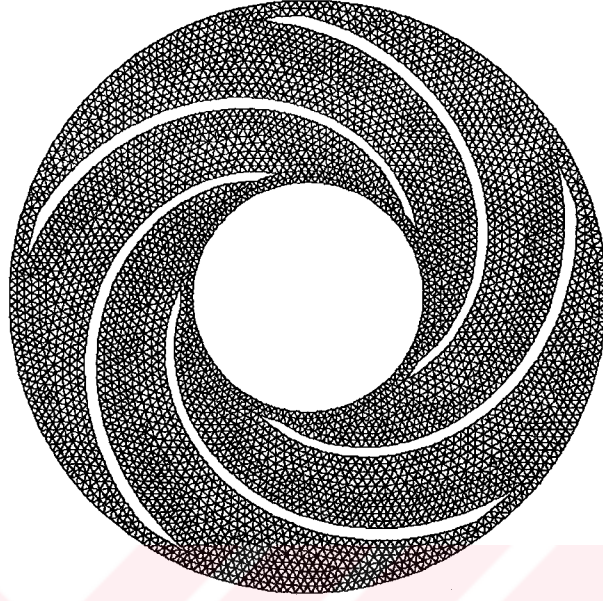
Şekil 3.4.4: Salyangoz için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının bir görünümü

İlk değer	Son değer	Eleman sayısı	Toplam Elemanın Yüzdesi
0	0,1	69965	62,36
0,1	0,2	34273	30,55
0,2	0,3	6917	6,17
0,3	0,4	1009	0,9
0,4	0,5	24	0,02
0,5	0,6	0	0
0,6	0,7	0	0
0,7	0,8	0	0
0,8	0,9	0	0
0,9	1	0	0

TOPLAM	0	1	112188	100
--------	---	---	--------	-----

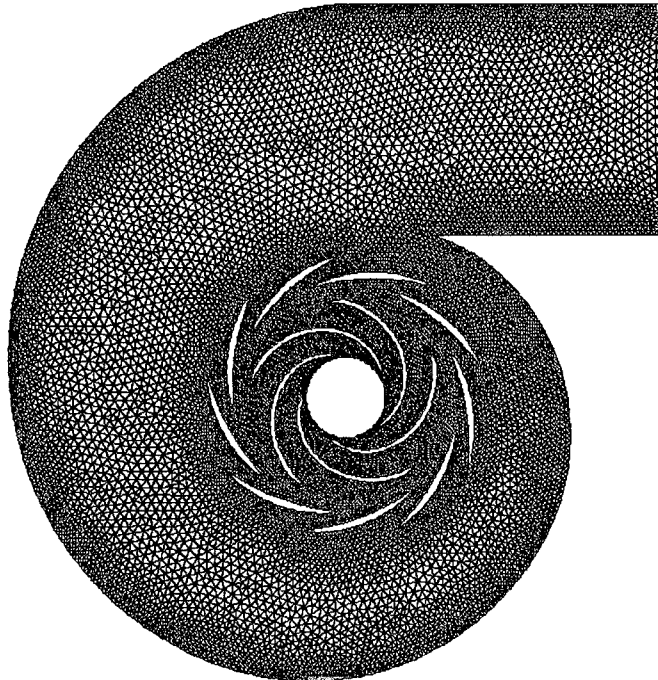
Tablo 3.4.1. Salyangoz bölgesinde üç boyutlu ağ için kalite incelemesi

Verilecek ilk karar çarktaki eleman yapısının nasıl olduğudur. Salyangoza atılan üçgen prizmatik elemanlar referans olabilir. Bunun için ilk önce çarkın göbek tarafına 2B ağ atılmalıdır. (Şekil 3.4.5)



Şekil 3.4.5: Çark bölgesindeki göbek için ağ oluşumu

Oluşturulan bu ağ ile Şekil 3.2.6'te verilen ağ arasında bir farklılık göze çarpacaktır. Bu ağda kanatlara yakın bölgelerde ve geçiş bölgesinde sık ağ kullanılmamış. Kullanılması halinde salyangozdaki ağ yapısındaki uyumsuzluk daha sonraları nümerik analizde büyük probleme neden olacaktır. Diğer bir sebep bu yapının salyangozdaki göbekte karşılaştırıldığında zaten uygun bir profilin ortaya çıkmasıdır (Şekil 3.4.6).

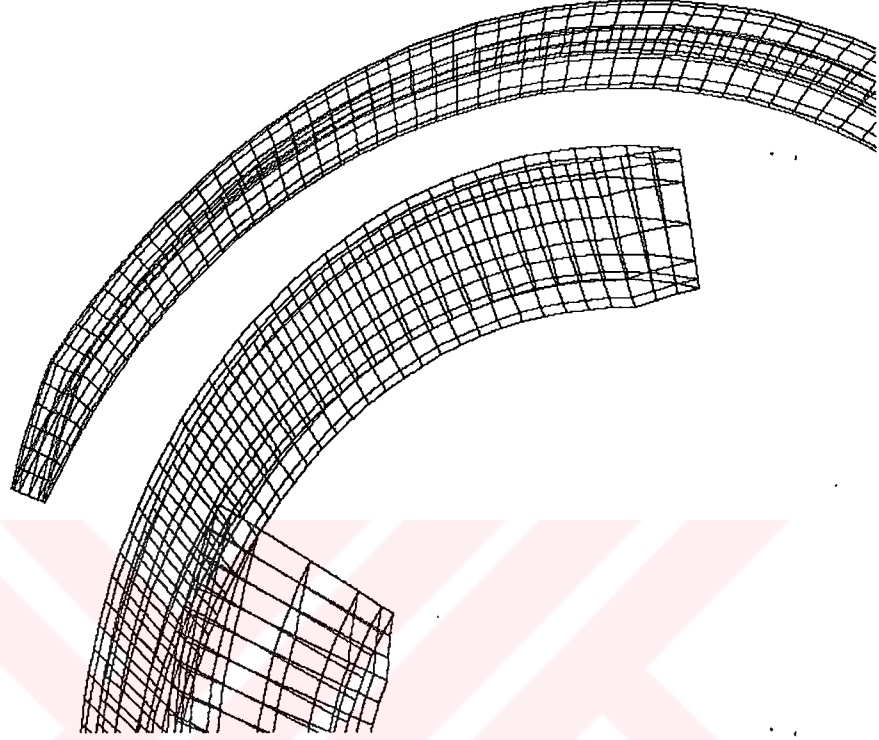


Şekil 3.4.6: Salyangoz ve çark bölgesindeki göbek için ağ karşılaştırılması

Çarka üç boyutlu ağ atabilmek için ilk adım tamamlanmıştır. İkinci adım çark kanatlarına ve geçiş bölgesine ağ atmaktır. Kanatların ağ oluşumu için kanat 4 farklı bölgeye ayrılmıştır. Hücüm kenarı, firar kenarı, emme kenarı ve basma kenarı. Hücüm kenarı akışın çark kanadı ile ilk karşılaştığı kenardır. Benzer şekilde akış çark kanadını firar kenarından terk eder. Çark kanadının emme kenarı içeriye dönük kısmı, basma kenarı ise dışarıya dönük kısmıdır. Çark kanatları için oluşturulan dörtgensel elemanlar Şekil 3.4.7' de görülmektedir. Daha yakından bir görünüm Şekil 3.4.8' de verilmektedir. Çark bölgesinden salyangoz bölgesine geçişteki ara bölgeye uygulanan ağ yapısı (Şekil 3.4.2), çark bölgesinden Şekil 3.3.9'te verilen geçiş bölgesine geçişteki ara bölgeye de aynı şekilde uygulanmalıdır. Artık çark için üçgen prizmatik elemanlar oluşabilir. Program göbekteki üçgensel eleman yapısını esas alarak, geçiş bölgelerinde ve çark kanatlarında oluşturulan dörtgensel elemanlarla birlikte çarktaki örtü bölgesine kadar ağı atabilecektir (Şekil 3.4.9). Elemanların kalitesi ise Tablo 3.4.2' de verilmiştir, Toplam 45420 üçgen prizmatik eleman kullanılmış ve buna karşılık 37824 düğüm sayısı denk gelmektedir. Bu kadar eleman sayısı arasından yalnızca 1 tanesi 0.8 ile 0.9 çarpıklık derecesi arasındadır. Salyangozdakine göre çarpıklık derecesindeki bu artış çark geometrisi ile yakından alakalıdır. Daha sık ağ oluşumu beraberinde daha çarpık elemanlar getirmiştir.



Şekil 3.4.7: Çark kanatları için ağ yapısı

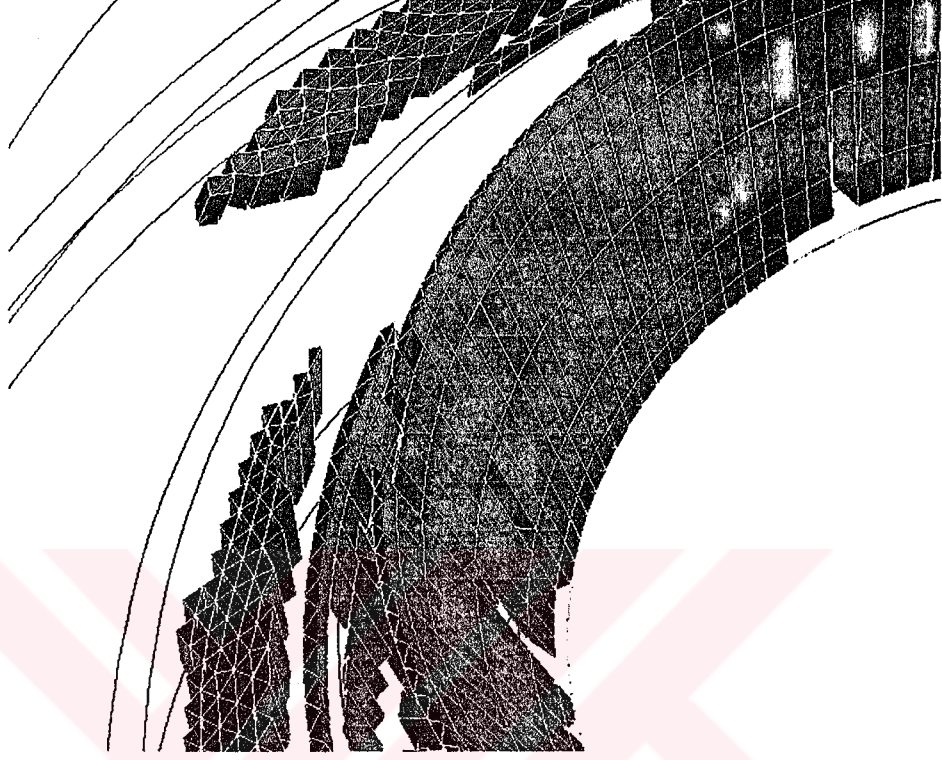


Şekil 3.4.8: Çark kanatlarındaki ağ yapısına daha yakından bir görüntüm

İlk değer	Son değer	Eleman sayısı	Toplam Elemanın Yüzdesi
0	0,1	39	0,09
0,1	0,2	5301	11,67
0,2	0,3	18713	41,2
0,3	0,4	10660	23,47
0,4	0,5	4069	8,96
0,5	0,6	4002	8,81
0,6	0,7	2136	4,7
0,7	0,8	499	1,1
0,8	0,9	1	0
0,9	1	0	0

TOPLAM	0	1	45420	100
--------	---	---	-------	-----

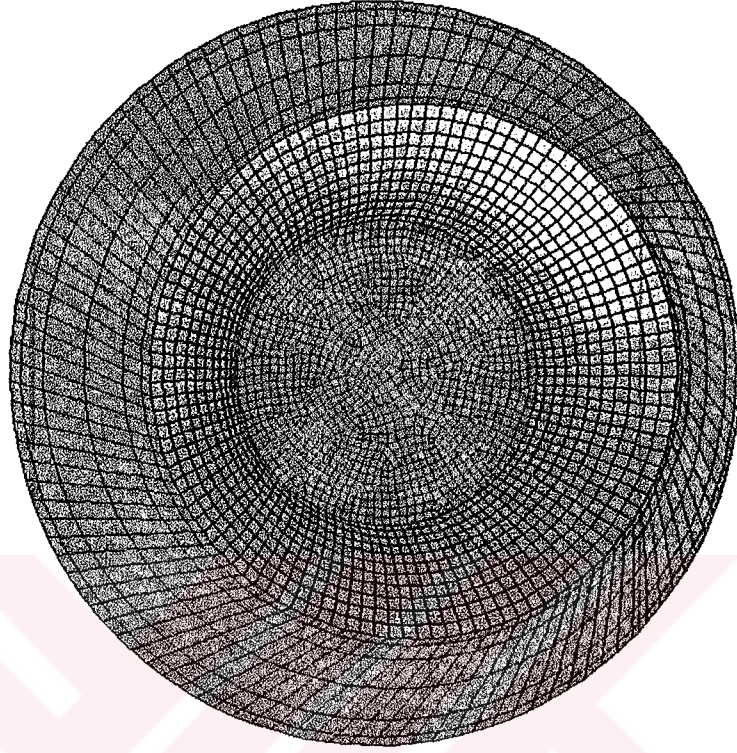
Tablo 3.4.2. Çark bölgesinde üç boyutlu ağ için kalite incelemesi



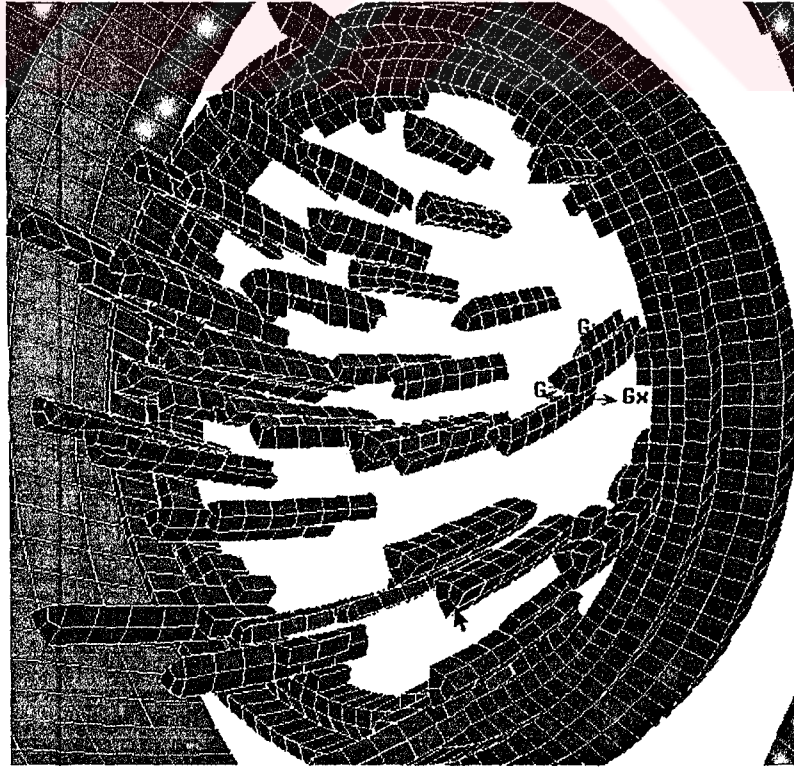
Şekil 3.4.9: Çark için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının parçalanmış bir görünümü

Çarktan sonra Şekil 3.3.7' de verilen geçiş bölgesi için ağ oluşturulmalıdır. Bu bölge 4 farklı alandan oluşmuştur: çark bölgesinden gelen geçiş alanı, çark göbeğinden gelen koniksel alan, göbek kapağı ve giriş borusuna geçişteki alan. Çark bölgesinden gelen geçiş alanı zaten dörtgensel elemanlar ile donatılmış durumdadır. Çark göbeğinden gelen koniksel alan ve göbek kapağı hem üçgensel eleman, hem de dörtgensel elemana uygun yapılardadır. Burada dörtgensel elemanlar tercih edilmiştir. Bu tercihin sonucu olarak bu bölge için artık üçgen prizmatik elemanlar değil, dörtgen prizmatik elemanlar söz konusudur (Şekil 3.4.10). Program çark göbeğinden gelen koniksel alan ve göbek kapağından başlayarak, çark bölgesinden gelen geçiş alanını takip ederek dörtgen prizmatik elemanları atar (Şekil 3.4.11). Geçiş bölgesinin çark ile birlikte görüntülenmesi kafalarda hem akış şeklinin hem ağ yapısının daha kolay anlaşılmasını sağlamaktadır (Şekil 3.4.12).

Diğer bölgelerde yapıldığı gibi bu bölgede oluşturulan ağ için de kalite incelemesi yapılmalıdır. Tablo 3.4.3 bu incelemeyi özetlemektedir. Toplam 14184 dörtgen prizmatik eleman ve buna karşılık 16947 düğüm kullanılmıştır. Çarpıklık derecesi 0.7' den yukarı olmamaktadır. Bu gösterge kaliteli bir ağ yapısına işaret eder.



Şekil 3.4.10: Geçiş bölgesi için üç boyutlu ağ yapısı oluşturulmadan önceki görünüm

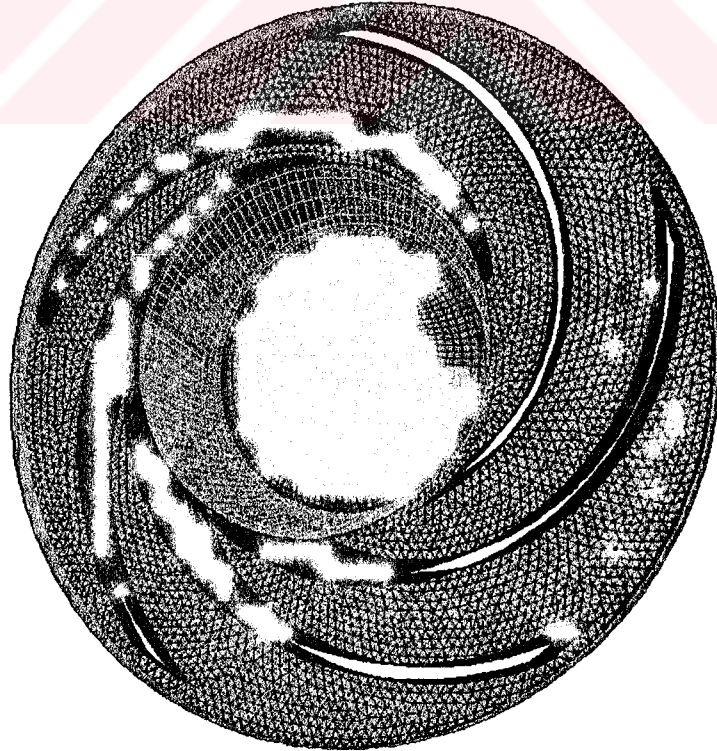


Şekil 3.4.11: Geçiş bölgesi için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının parçalanmış bir görünümü

İlk değer	Son değer	Eleman sayısı	Toplam Elemanın Yüzdesi
0	0,1	297	2,09
0,1	0,2	8593	60,58
0,2	0,3	3211	22,64
0,3	0,4	1325	9,34
0,4	0,5	80	0,56
0,5	0,6	230	1,62
0,6	0,7	448	3,16
0,7	0,8	0	0
0,8	0,9	0	0
0,9	1	0	0

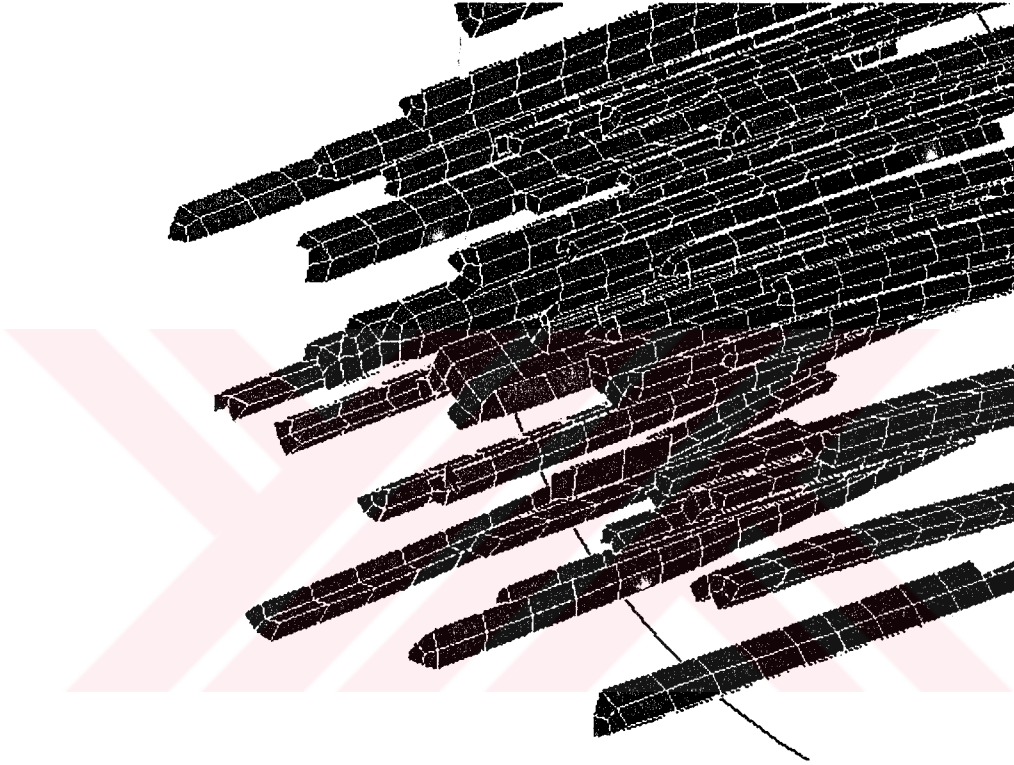
TOPLAM	0	1	14184	100
--------	---	---	-------	-----

Tablo 3.4.3. Geçiş bölgesinde üç boyutlu ağ için kalite incelemesi



Şekil 3.4.12: Giriş bölgesinin çark ile birlikte görüntümü

En son olarak pompa giriş borusu kalmaktadır. Geometrinin düz silindir olması sebebiyle ağ oluşturmak için dörtgenel elemanlar tercih edilmiştir. Geçiş bölgesinden gelen dairesel alan dörtgenel ağlar ile donatılmıştır. Giriş bölgesinin yan alanı dörtgenel elemanlarla donatılırsa dörtgen prizmatik elemanlar elde edilir (Şekil 3.4.13).



Şekil 3.4.13: Giriş bölgesi için oluşturulan üç boyutlu ağ yapısının parçalanmış bir görüntüsü

İlk değer	Son değer	Eleman sayısı	Toplam Elemanın Yüzdesi
0	0,1	29250	77,33
0,1	0,2	5420	14,33
0,2	0,3	1559	4,12
0,3	0,4	1406	3,72
0,4	0,5	161	0,43
0,5	0,6	22	0,06
0,6	0,7	3	0,01
0,7	0,8	3	0,01
0,8	0,9	0	0
0,9	1	0	0

TOPLAM	0	1	37824	100

Tablo 3.4.4. Giriş bölgesinde üç boyutlu ağ için kalite incelemesi

Giriş bölgesinde toplam 37824 eleman ve 41157 düğüm sayısı kullanılmıştır. Tablo 3.3.4'te verilen ağ kalitesine göre 0.6-0.8 arasındaki çarpıklığa göre toplam 6 adet eleman bulunmaktadır. Yani ağ bozukluğu 0.8'in üstünde değildir.

Son olarak pompa geneline bakıldığında toplam 209616 üç boyutlu eleman ve 153634 düğüm sayısı ağ oluşturmak için kullanılmıştır. Eleman sayısının yaklaşık yarısı 0-0.1 çarpıklık derecesi arasında, dörtte üçü ise 0-0.2 çarpıklık derecesi arasındadır. Bu istatistiksel bilgiler pompa geneli için yaratılan ağımızın ne kadar kaliteli olduğu göstermektedir. 209616 eleman arasından sadece 1 elemanın çarpıklık oranı 0.8-0.9 arasındadır ki, bu eleman da Tablo 3.4.2' den anlaşılacağı gibi çark içindedir. Fakat bu eleman bile ağ kaliteleri için belirlenmiş sınırı geçmemektedir. Bu sınır dörtgen prizmatik elemanlar için 0.85, üçgen prizmatik elemanlar içinse 0.9 olmaktadır.

İlk değer	Son değer	Eleman sayısı	Toplam Elemanın Yüzdesi
0	0,1	99551	47,49
0,1	0,2	53587	25,56
0,2	0,3	30400	14,5
0,3	0,4	14400	6,87
0,4	0,5	4334	2,07
0,5	0,6	4254	2,03
0,6	0,7	2587	1,23
0,7	0,8	502	0,24
0,8	0,9	1	0
0,9	1	0	0

TOPLAM	0	1	209616	100
--------	---	---	--------	-----

Tablo 3.4.5. Pompa geneline oluşturulan üç boyutlu ağ için kalite incelemesi

BÖLÜM IV

NÜMERİK VE DENEYSEL ANALİZ

4.1 Ön Bilgi

Günümüz teknolojisinde mühendisler artık problemlerini ve tasarımlarını bilgisayar ortamında sayısal (nümerik) metotlarla çözmektedirler. Deneysel metotların ekonomik olmayışı ve zorluğu mühendisleri masa başında çözümler aramaya itmiştir. Ekonomik olarak güçlü durumda bulunanlar ise hem deneysel hem de sayısal çalışarak çözümlerini güçlendirmeye uğraşmaktadırlar. Bu tezde esas amaç yapılmış olan deneyleri analiz ederek, probleme nümerik bir yaklaşım geliştirmek suretiyle bir sonuca varmaktır. III. bölümde pompa içerisine ağ oluşturarak nümerik analiz için ilk adım atılmış oldu. Şimdi sıra pompa içerisindeki bu akışı çözmek için en uygun ve geliştirilmiş sayısal programı seçmeye gelmiştir. Günümüzde akış problemlerini çözmek amacı ile tasarlanmış ve yazılmış bir çok program vardır. Fakat bunların hepsi her türlü akış problemini çözmeye yetmemektedir. Bu tezdeki problem (pompa akışı) turbomakinalar sınıfına girdiği için seçilecek programın pompa içerisindeki oluşacak her türlü akışı çözmeye yeteneğine sahip olması gerekir. Bunun için yaygın olarak kullanılan FLUENT programı seçilmiştir. Program, son yıllarda mühendisler arasında takdir gören ve doğruluğuna inanılan, sonlu hacimler sayısal çözüm metodu esasına göre çalışmaktadır.

4.2 Sonlu Hacimler Yöntemi

Daha önce belirtildiği gibi FLUENT programı sonlu hacimler yöntemi ile çalışmaktadır. FLUENT, akış denklemlerini sayısal olarak çözülebilecek cebirsel denklemlere dönüştürmek için kontrol hacmini esas alan bir teknik kullanır. Bu teknik, akış denklemlerinin integrasyonunu her kontrol hacminde alma ilkesine dayanır. Bu integrasyon sonucu her bir kontrol hacmini karakterize eden denklemlerin ortaya çıkmasını sağlar. Bu denklemleri daha iyi analiz etmek için ϕ gibi bir parametre tanımlanırsa, kararlı bir rejim için V gibi herhangi bir kontrol hacmi için akış denklemi (4.1)' deki gibi olur. Bu denklem akışkanlar mekaniğinde transport denklemi olarak bilinir ve süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini karakterize eder. Denklem (4.1), ϕ değeri 1 olursa süreklilik denklemine, hız olursa momentum denklemine ve sıcaklık olursa enerji denklemine dönüşür. Bu denklemlerin integrasyonu alınmış diferansiyel biçimi Navier-Stokes denklemleri olarak bilinir ve yaygın olarak kullanımı (4.2), (4.3) ve (4.4)' te verilmiştir.

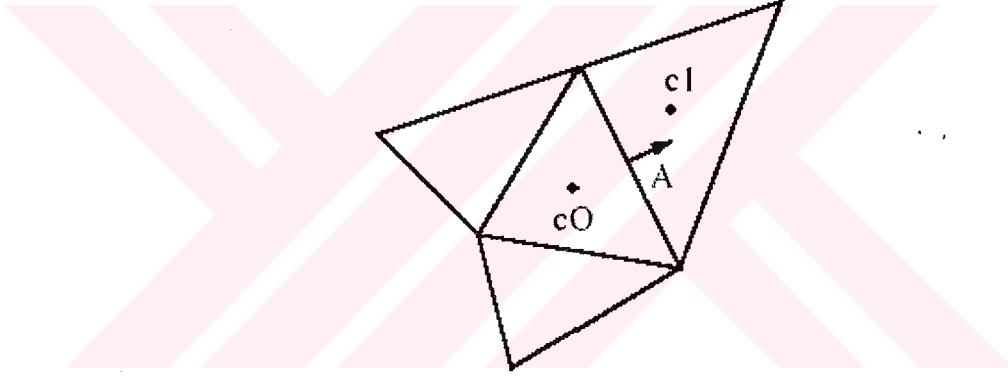
$$\oint \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \oint_{\Gamma_{\phi}} \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_H S_{\phi} dH \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \vec{V}(\nabla \cdot \rho \vec{V}) + \rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = -\nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij} + \rho \vec{f} \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot E \vec{V} = \rho \vec{f} \cdot \vec{V} + \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot \vec{q} - \nabla \cdot (p \vec{V}) + \nabla \cdot (\tau_{ij} \cdot \vec{V}) \quad (4.4)$$

Bu denklemlerde ρ , yoğunluğu; \vec{V} , hız vektörünü; \vec{A} , yüzey alanı vektörünü; Γ_ϕ , ϕ için difüzyon katsayısını; ∇ , gradyanı; S_ϕ her bir kontrol hacmi için ϕ 'nin kaynağını; H , kontrol hacmini; τ_{ij} , kayma gerilmesini; \vec{f} , yerçekimi ivmesi vektörünü; E , enerjii (iç enerji+kinetik enerji+potansiyel enerji); Q , ısıyı; \vec{q} , ısı akısını, p ise basıncı gösterir. Ana denklem (4.1) hesapsal analizde her bir kontrol hacmi için veya hücre için uygulanır. İşte böyle bir kontrol hacmi için örnek Şekil 4.2.1'de gösterilen iki boyutlu üçgensel hücredir.



Şekil 4.2.1: Akış denkleminin düzenlenmesi için örnek üçgensel hücre

Denklem (4.1)'in bu hücre için kullanım şekli aşağıdaki gibidir.

$$\sum_f^N \rho_f V_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^N \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n \cdot A_f + S_\phi H \quad (4.5)$$

Burada, N bir hücreyi oluşturan yüzey adetidir. Şekil 4.2.1'de $c0$ ile merkezlenmiş üçgensel eleman hücre, onu çevreleyen çizgilere yüzey adı verilir. Dolayısıyla iki boyutlu üçgensel bir hücrenin yüzey sayısı 3 olmaktadır. ϕ_f , yüzey boyunca geçen ϕ 'nin değerini, $\rho_f V_f \cdot A_f$ yüzey boyunca kütle akısını, $(\nabla \phi)_n$, f yüzeyinin normaline doğru $\nabla \phi$ 'nin büyüklüğünü, H ise hücre hacmini verir.

FLUENT programı tarafından çözülen denklemler de yukarıdaki denklem gibi aynı formu alırlar ve herhangi bir problem için oluşturulmuş 2 veya 3 boyutlu yapısız ağlara hazırdırlar. FLUENT Şekil 4.2.1'de gösterilen $c0$ ve $c1$ ile merkezlenmiş hücreler için ϕ değerlerini saklar ve bütün ağ için daha sonra bahsedilecek olan iteratif çözücülerle problemi çözer.

4.3 Çözüm Yöntemleri

4.3.1 Türbülans Modeli

Akışkanlar mekaniği dalında eğer problem turbomakina ise o zaman çözümlerde kesinlikle bir türbülans modeline yer vermek gerekir. Makine içerisinde akış bir çok etkilere maruz kalmaktadır. Bir pompa çalışılıyor ise basınç değerlerine, kompresör çalışılıyor ise sıcaklık ve basınç değerlerine, türbin çalışılıyor ise hız değerlerine özellikle dikkat etmek gerekir. Bu kadar çok değişik ve büyük etkilere maruz kalan akış elbette ki türbülanslı akış grubuna girer ve bu yüzden türbülans modeli kullanılması gerekir. Bütün bunların yanında akışın pompaya girerken laminer mi yoksa türbülanslı mı olduğunun belirlenmesi gerekir. Akış için deneysel olarak minimum 1.31 lt/s değerinde çalışılmıştır. Bu değer için pompa giriş borusunda Re sayısı 63000~64000 değerleri arasında olmaktadır. Boru içerisinde akışın Re sayısının 2300 değerlerinde artık laminer akıştan türbülanslı akışa geçtiğini, Re sayısının 3500~4000 değerlerinde tamamen türbülanslı olduğu bilinmektedir. O halde akış pompaya girerken tamamen türbülanslı olarak girmektedir. Akışın türbülanslı olduğu gerçeği Bölüm I' de daha önce ifade edilmişti.

Turbomakinalar problemleri için Bölüm I' de belirtildiği gibi nümerik analizde çoğunlukla $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Benzer şekilde aynı bölümde bahsedilen Güleren ve Pınarbaşı tarafından 2B geometriler üzerinde yapılan nümerik çalışmada da belirtilen $k-\varepsilon$ türbülans modelinin yaklaşımı diğer referanslara paralel çıkmıştır. Bu tercihin en büyük sebebi diğer modellere nazaran daha yakınsak ve değişik problemlere cevap verebilme kapasitesinin oldukça geniş olmasıdır. FLUENT programında 3 çeşit $k-\varepsilon$ modeli vardır. Bu çalışmada standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modelde kullanılacak denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (4.6)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.7)$$

Bu denklemlerde k , türbülans kinetik enerjisi; ε , kayıp oranını; G_b , ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini; G_k , kaldırma gücünden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini; Y_M , sıkıştırılabilir türbülans genişlemenin değişiminin genel kayıp oranına etkisini; σ_k ve σ_ε parametreleri sırasıyla k ve ε için Prandtl sayılarını ve μ_t ise türbülans viskozitesini gösterir. Bu iki denklem k ve ε değerlerini bulmak için çözümlüdür. Bu iki değer arasındaki bağıntı ise denklem (4.8) ile ifade edilmiştir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.8)$$

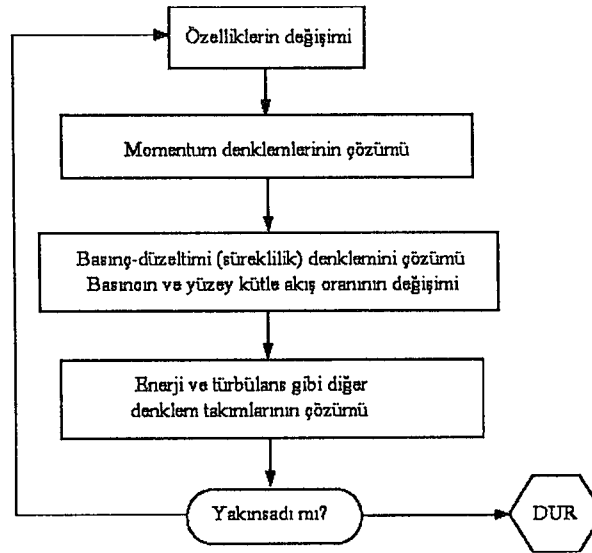
Bu üç denklem için geriye kalan parametreler standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli için katsayıları gösterir. Bu modelde $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_{3\varepsilon}=C_{\mu}=0.09$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ değerleri kullanılmaktadır.

4.3.2 Denklemlerin Çözüm Tekniği

FLUENT programı denklem takımlarını iki metot ile çözer. Bunlardan biri coupled (birleşik) çözücü, diğeri ise bu tezde uygulanan segregated (ayrık) çözücü. Her iki metotta da FLUENT sürekliliğin ve momentumun korunumu için integral denklemlerini çözer. Ayrıca, istenirse enerji ve kimyasal değişim denklemleri gibi denklem takımlarını da çözer. Her iki durumda da kontrol hacim temeline dayanan teknik aşağıdaki adımlardan oluşur:

- Çalışılacak bölgenin ağ programları sayesinde oluşturulacak nümerik analize uygun ağ ile kontrol hacimlere bölünmesi.
- Hız, basınç, sıcaklık gibi bağımlı değişkenleri içeren cebirsel denklem takımları oluşturmak için her bir kontrol hacminde akış denklemleri integre edilmesi.
- Sonuçlandırılan denklem takımlarının iteratif çözücü sayesinde daha doğru değerlere yükseltilmesi.

Her iki çözücü de sonlu hacimler metodu ilkesi ile çalışır. Fakat denklemleri çıkarma yöntemleri ve iteratif çözücüleri farklıdır. Bu tezde kullanılan segregated (ayrık) çözücüsünün çalışma prensibi ise Şekil 4.3.2.1' deki algoritma gibidir.



Şekil 4.3.2.1: Segregated (ayrık) çözücüsü için algoritma akışı

Bu algoritmaya göre uyulan adımlar ise şöyledir:

1. Akış özellikleri problemin şekline uygun çözüm tipine göre belirlenir.
2. Basınç ve kütle akısı değerlerine göre x , y ve z eksenindeki momentum denklemlerinin hız vektörlerinin oluşturulması için çözülür.
3. 2. adımdaki çözüm süreklilik denklemini sağlamayabilir, bu yüzden "Poisson tipi" adı verilen bir denklem, sürekliliğin sağlanması için basınç düzeltmeyi sağlar. Bu düzeltme ile birlikte hız ve kütle akısı değerleri de yeniden şekillenir.
4. Adım 3' teki düzeltilen değerlere göre eğer problemde yer almışsa enerji, türbülans, kütle transferi, radyasyon, kavitasyon gibi denklem grupları da çözülür.
5. İteratif çözücünün devreye girerek bir önceki iterasyonlara göre problemin yakınsayıp, yakınsamadığı belirlenir.
6. Yakınsama istenilen düzeyde ise problem çözülmüş demektir, yoksa çözücü adım 1'e dönerek çözümünü devam ettirir.

4.3.3 Denklem Formülasyonu

Hem ayrıık hem de birleşik çözücüde lineer olmayan akış denklemleri, bütün hesaplanabilir hücrelerde bağımlı parametrelerden oluşan denklem gruplarına dönüştürülmesi için lineer haline getirilir. Bu işlem FLUENT'te formülasyon olarak isimlendirilir ve iki şekli vardır: Implicit ve Explicit. Bu çalışmada Implicit formülasyonu kullanılmıştır. Bu formülasyona göre herhangi bir değişkene göre, her bir hücredeki bilinmeyen değer, sadece varolan değerlerin yer aldığı bir bağıntı ile hesaplanabilir. Bu yüzden, her bilinmeyen istemde birden çok denklem içinde yer alır ve bilinmeyen değerleri bulmak için bu denklemler eşzamanlı bir şekilde çözülmektedirler.

4.4 **Nümerik Analiz İçin Sınır Şartları**

Nümerik analiz yapabilmenin şartlarından bir tanesi geometri üzerinde sınır şartları vermektir. Sınır şartları, problem ister iki boyutlu ister üç boyutlu olsun, analizin doğru bir şekilde çalışması ve yakınsak sonuç vermesi için gözden kaçırılmamalıdır. Bir nümerik analiz ne kadar gerçeğe yakın modellenirse modellenin tam olarak deneysel şartları sağlanamaz. Esasen nümerik analizin gerçekleştirilebilmesi için gerçeğe yakın veya tam sonucu çok az şekilde etkileyecek sınır koşullarına ve mühendislik kabullerine ihtiyaç vardır.

Pompa içerisindeki akışın zamandan bağımsız ve zamana bağılı (gerçeğe daha uygun) olarak çözüldüğü belirtilmelidir. Pompa içerisinde yoğunluğu ve viskozitesi değişmeyen tek fazlı akış (su) kabulü yapılmıştır. Lakin pompa içerisinde yüksek debilerde kavitasyon oluşma gerçeği, yani suyun buharlaşması ve hava kabarcıklarına dönüşme durumu vardır. Yani bu tezdeki analizde akışa kavitasyon modeli uygulanmamıştır.

4.4.1 İki Boyutlu Geometri İçin Sınır Şartları

Bölüm III te iki boyutlu geometri ve ağ oluşumunda iki farklı bölgeden bahsedilmiştir: Çark bölgesi ve çark dışındaki bölge. Akışın çark bölgesinde motor devir hızıyla aynı değerde döndüğü, akış çarktan kurtulup salyangoza girdiğinde ise herhangi bir gücün etkisinde kalmadığından durağan akış kabulü yapılmıştır. Doğru bir yaklaşımla salyangoz cidarlarında ve difüzörlerde akış hızının olmadığı, yani kaymama sınır şartı gerçeği ortaya konmuştur. Çark kanatları ise devir hızıyla aynı derecede dönmektedir. Girişte ise yüzeye normal doğrultuda düzgün (uniform) akış şartı konmuştur. Pompa çıkışında ise sabit statik basınç sınır şartı kabul edilmiştir.

4.4.2 Üç Boyutlu Geometri İçin Sınır Şartları

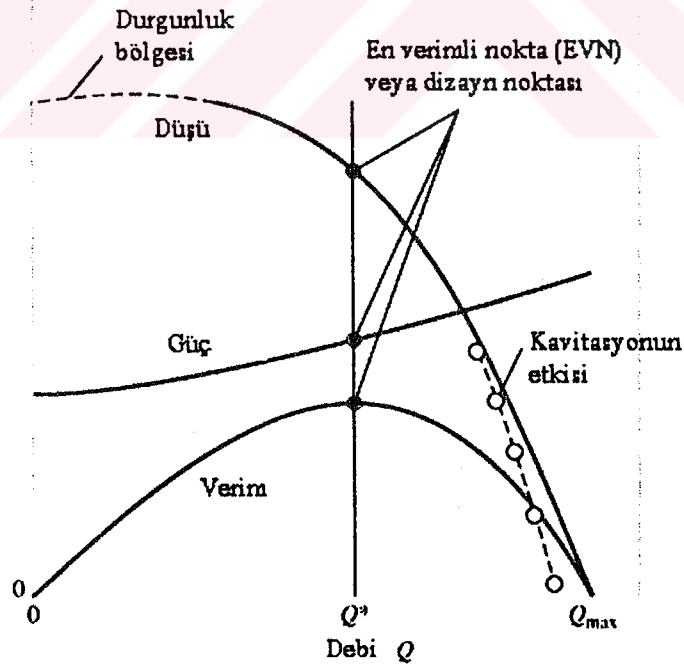
Bölüm III' te belirtildiği gibi üç boyutlu geometri 4 ayrı hacme ayrılmıştır. İlk hacim olan salyangozda, salyangoz cidarları, salyangoz göbeği, salyangoz örtüsü ve difüzör cidarlarında kaymama sınır şartı uygulanmıştır. Salyangoz hacminde yer alan çıkış bölgesine ise sabit statik basınç şartı uygulanmıştır. Çark hacminde ise salyangozda olduğu gibi göbek ve örtü bölgesinde kaymama sınır şartı kabul edilmiştir. Çark içerisindeki kanatlara ve akışa ise motor devir hızı sınır şartı uygulanmıştır. Diğer taraftan geçiş hacmi motor shaftına bağlı olduğu için bu bölgedeki akışa ve cidarlara motor devir hızı verilmiştir. Son hacim olan giriş bölgesi pompa giriş borusu olarak düşünülmelidir. Burada cidarlara yine sıfır hız (kaymama) koşulu verilmelidir. Girişte ise uniform sabit düzenli akış profili tercih edilmiştir.

4.5 **Analiz Sonuçları**

4.5.1 Pompa Eğrileri ve Dizayn Noktası

Bilindiği gibi pompalar sıvı akışkanlara güç vererek onları belirli bir yüksekliğe istenilen hızda gönderirler. Bu işlem için birçok pompa tipi kullanılabilir ama santrifluj pompalar daha yaygın bir şekilde tercih edilmektedir. Tabii ki bir mühendislik zekası ve ürünü olan santrifluj pompalar için belirli bir takım çalışma şartları vardır. Bu şartları daha iyi göz önüne sermek için pompanın debi ile basıncı arasındaki ilişkiyi belirlemek gerekir. Çünkü pompalar akışı istenilen yüksekliğe ancak kazandıkları basınç değişimiyle yapabilirler. Tabii ki akışın hız faktörü de önemlidir, bunu da pompalarda debi belirler. İşte bu basınç ve debi arasındaki bağıntıya pompanın performans eğrisi denir. Şekil 4.5.1.1, tipik bir santrifluj pompanın verimini, gücünü ve basıncını debiye bağlı olarak değişimini göstermektedir. Düşü adı altında gösterilen eğri pompanın giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkına işaret eder. Pompa ağzındaki vana ile debi ayarlanır. Vananın kısılması halinde debi düşecek buna bağlı olarak basınç yükselecektir. Basıncın yükselmesi akışın daha yüksek yerlere çıkarılması anlamını taşımaktadır. Bu durum teorik olarak doğrudur, çünkü düşük debilerde akışta durgunluk oluşur ve pompa görevini yapamaz. İşte bu tez düşük debilerdeki akış yapısını araştırmaktadır. Debinin artması ile birlikte pompadaki basınç değişimi de

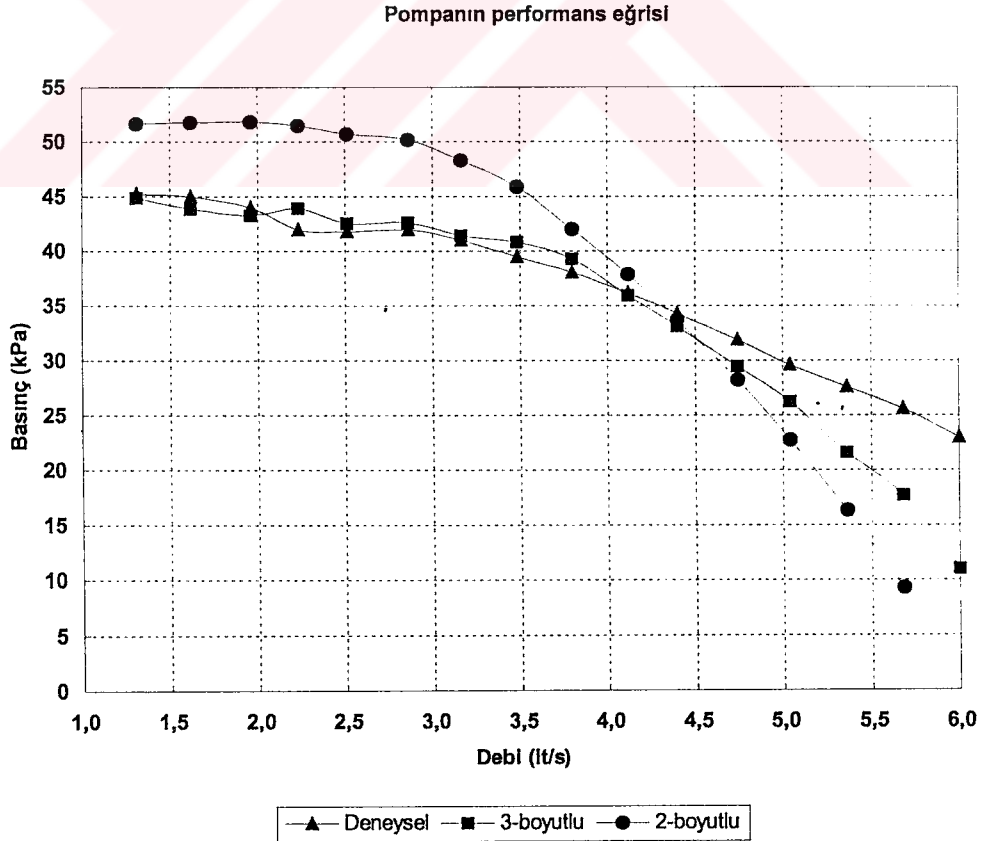
azalmaktadır. Yüksek debilerde pompayı bekleyen başka bir sorun ortaya çıkar: kavitasyon. Kavitasyon, pompa içerisindeki mutlak basıncın akışkanın buharlaşma basıncının altına düşmesi sonucu oluşur. Yüksek debilerde basıncın gereğinden fazla düşmesi kavitasyon sonucunu doğurabilir. Bu olayın gerçekleşmesi halinde akış artık iki fazlı olmaktadır. Buharın, pompa içerisinde zararlı yanları vardır. Gürültüye ve vuruntuya sebep olur. Çark kanatlarında ve pompa genelinde hasara yol açabilir. Öyleyse bir pompa için en kullanışlı bölgeler, performans eğrisinin orta bölgeleridir. Tabii bu bölgenin tam olarak nerde başlayıp nerde bittiğini bulabilmek için en verimli bölgeyi saptamak gerekir. Santrifluj pompada performans eğrisi üzerinde en verimli nokta pompa verim eğrisinin doruktaki noktasıdır. Bir pompanın verimi, pompanın sağladığı gücün pompaya verilen güce oranıdır. Pompanın sağladığı güç, debi ile basıncın çarpımıdır. Pompaya verilen güç ise sabit motor gücüdür. Debi aralığının değişimine bağlı olarak verim de değişir. Her debi değerinde bir verim değeri ortaya çıkar. Bu verim datalarının en büyük olduğu yer maksimum verim noktasıdır. Maksimum verim noktasındaki debi Şekil 4.5.1.1' de Q^* ile gösterilmiştir. Bu debideki verim, güç ve düşü (basınc) değerleri en verimli nokta (EVN) veya dizayn noktası olarak kabul edilir.



Şekil 4.5.1.1: Bir santrifluj pompanın verimi, gücü ve basıncını gösteren grafik

Söz konusu santrifüj pompanın deneysel olarak performans eğrisi daha önceden 20 adet debi değeri için çıkarılmıştır. Deneysel çalışılan debi değerleri ile nümerik olarak iki ve üç boyutlu geometri kabulüyle performans eğrileri çıkarılmış olup Şekil 4.5.1.2' de verilmiştir. Ortaya çıkan tabloya göre nümerik analiz bu değerlerden 16 tanesine imkan vermiştir. Geriye kalan 4 değer için yapılan analizde negatif basınç değişimi ortaya çıktığı için gerçeğe ve mantığa uygun olmadığından gösterilmemiştir. Şekil 4.5.1.2 santrifüj pompa için yapılan deneysel, 2 ve 3-boyutlu nümerik analizleri göstermektedir. Tablo 4.1, karşılaştırmak amacıyla elde edilen nümerik sonuçların ve deneysel verilerin değerlerini göstermektedir.

Şekil 4.5.1.2'e göre 2-boyutlu sonuçlar deneysel sonuçlarla bir uyum içinde olmaktadır (Şekil 4.5.1.3 ve Tablo 4.1' in karşılaştırılmasından). Debi 1.31-3.48 lt/s arasında iken yüzdelik hata payı 14.20-22.52 arasındadır. 3.80-4.74 lt/s arasında iken çok iyi bir yaklaşım göstererek hata payı 10.31-11.47 arasındadır. Öyle ki deneysel sonuca yaklaşılan en iyi nokta buradadır. Bu nokta 4.40 lt/s debisindeki değerdir ve yalnızca hata payı % 1.69'dur. Fakat bundan sonra ki değerler çok iyi olmamaktadır. 5.04 lt/s değerinden başlayarak hata payları sürekli artmaktadır.

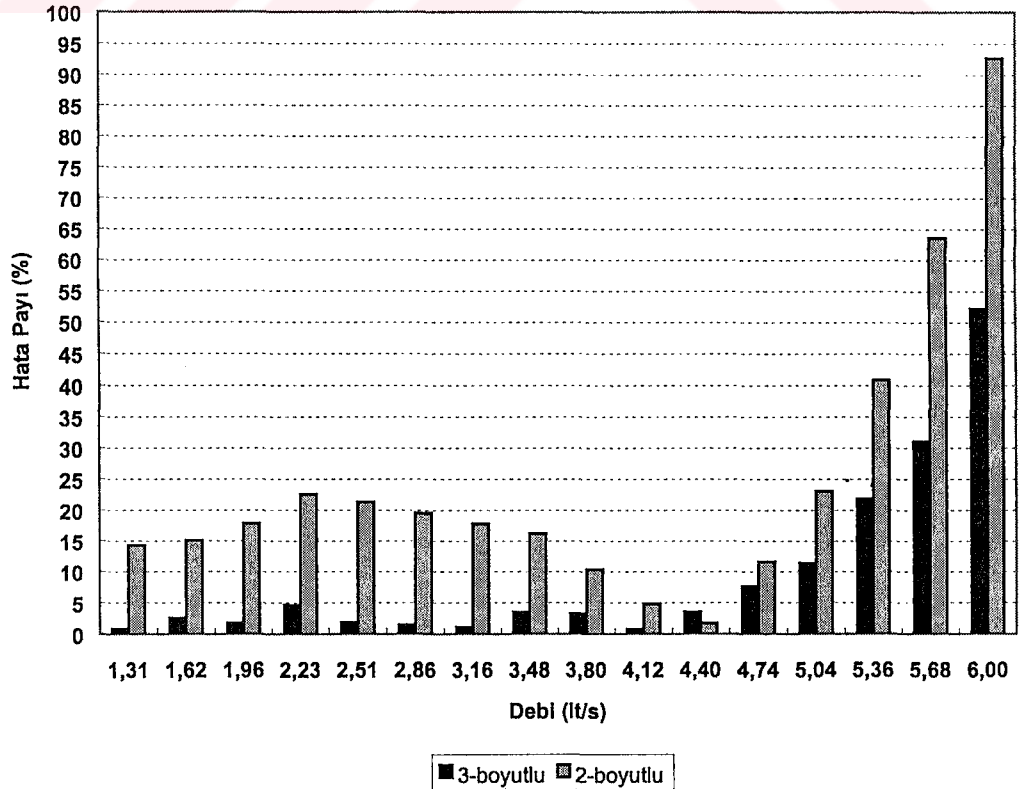


Şekil 4.5.1.2: Santrifüj pompanın performans eğrisinin deneysel, 3-boyutlu ve 2-boyutlu nümerik analizi

2-boyutlu analiz için değerlendirmeler benzer şekilde 3-boyutlu için de söylenebilir. Fakat, Şekil 4.5.1.2' ye bakılırsa 3-boyutlu sonuçların deneysellerle adeta yapışık olduğu görülür. Fakat debinin artmasıyla bu yapışık durumda biraz farklılıklar olmaktadır. Şekil 4.5.1.3'de de aynı sonuç çıkarılabilir. Hata payları büyük ltde %0'a yaklaşmıştır. Debi 1.31-4.40 lt/s arası iken yüzdelik hata payı 0.72-4.55 arasındadır. 4.12 lt/s değerinde %0.72 ile en iyi yaklaşım gerçekleşmiştir. Fakat bu değerden sonra hata payında sürekli bir artış görülmektedir. Sonuç olarak performans eğrisinin oluşturulmasında hata payları ile ilgili olarak temel iki sonuç çıkmaktadır:

- Nümerik analizlerdeki basınç değerleri, düşük ve orta debilerde deneysel verilere nazaran oldukça iyi yaklaşım gösterirken, debinin artışına paralel olarak basınç değerlerinde hata payları artmaktadır.
- 3-boyutlu analiz sonuçları 2-boyutlu sonuçlarına göre oldukça iyi durumdadır. Deneysel sonuçlarla iyi bir uyumluluk göze çarpmaktadır. Özellikle deneysel çalışmanın yapıldığı 2.23-3.80 lt/s debi aralığında ortalama hata payları %2.6 civarındadır. Bunun da elde edilecek olan sonuçlara olan yakınsaklığın göstergesi olabileceği tahmin edilebilir.

Nümerik Analizlerin Yüzdelik Hata Payları



Şekil 4.5.1.3: Performans eğrisinde nümerik analizlerin debilere göre yüzdelik hata payları

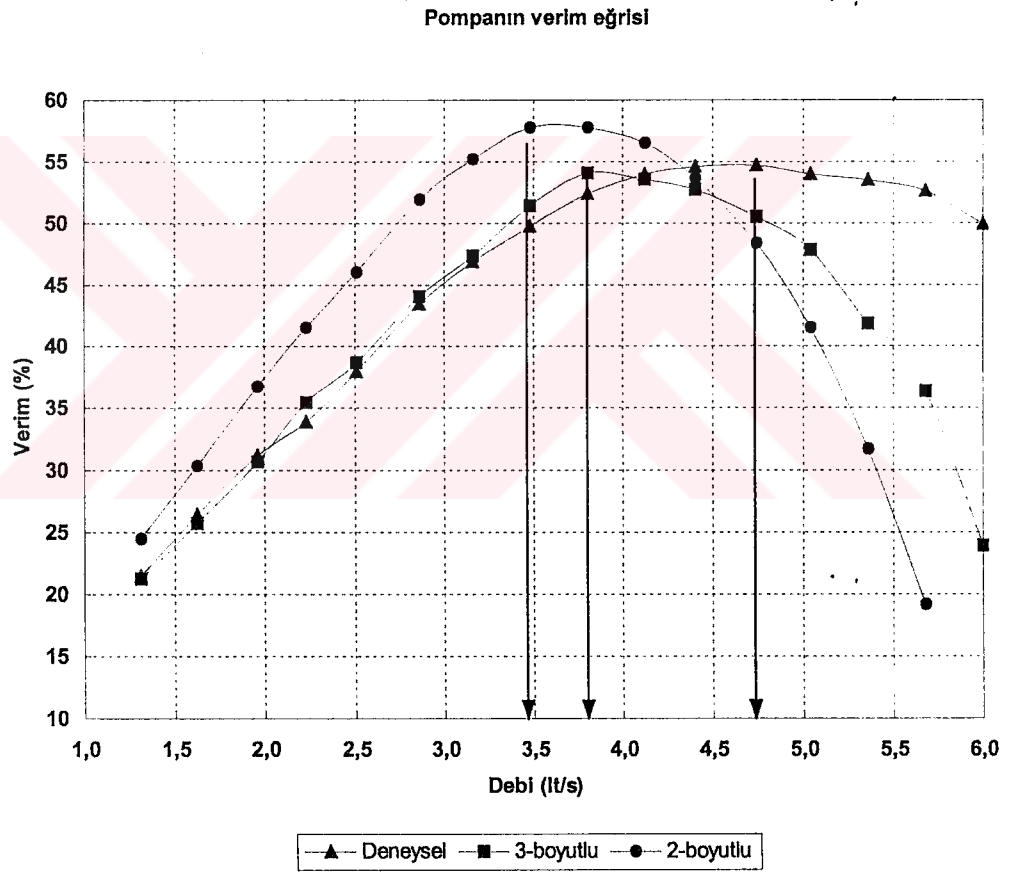
Debi (lt/s)	Basınç değerleri (kPA)			3-boyutlu analizle yüzdelik hata payı	2-boyutlu analizle yüzdelik hata payı
	DeneySEL analiz	3-boyutlu analiz	2-boyutlu analiz		
1,31	45,2	44,84	51,62	0,80	14,20
1,62	45,0	43,86	51,78	2,53	15,07
1,96	44,0	43,25	51,83	1,70	17,80
2,23	42,0	43,91	51,46	4,55	22,52
2,51	41,8	42,56	50,70	1,82	21,29
2,86	42,0	42,62	50,19	1,48	19,50
3,16	41,0	41,44	48,29	1,07	17,78
3,48	39,5	40,85	45,89	3,42	16,18
3,80	38,1	39,32	42,03	3,20	10,31
4,12	36,2	35,94	37,92	0,72	4,75
4,40	34,3	33,11	33,72	3,47	1,69
4,74	31,9	29,48	28,21	7,59	11,57
5,04	29,6	26,23	22,77	11,39	23,07
5,36	27,6	21,58	16,34	21,81	40,80
5,68	25,6	17,67	9,32	30,98	63,59
6,00	23,0	11,00	1,68	52,17	92,70

Tablo 4.1. Santrifluj pompanın performans eğrisinin deneysel, 3-boyutlu ve 2-boyutlu nümerik analizinin dataları ve yüzdelik hata payları

Bu sonuçlar, tezin konusu itibari ile gerçekten tatmin edici nitelikte olmuştur. Durgunluk bölgesinin pompalarda düşük debilerde olduğu bilinmektedir. Bu noktalarda 3-boyutlu analiz deneySEL sonuçlarla neredeyse aynı olması tezin geçerliliği hususunda iyi bir kanıt olmaktadır. Kaldı ki diğer debilerle de iyi bir uyum sağlanmıştır. Fakat yüksek debilerde aynı şeyleri söylemek zordur. Tabii bu durum içinde geçerli birkaç nedenin etken olduğu sanılmaktadır. Yüksek debi sebebi ile oluşacak kavitasyon etkisinin nümerik olarak modellenememesi, yüksek hızların yüksek türbülans değerlerine yol açması ve değerlerin sınır şartlarına nasıl etkide bulunabileceğinin tahmin edilememesi, yine yüksek hızlarda boru içi kayıpların artması ve bu kayıplarla ilgili bilginin yeterli olmaması neden olarak verilebilir. Bütün bunların yanında bu farklılığın giderilmesi, iyi ve yoğun ağ yapısı ile zamana bağlı analiz sonucunda olabileceği düşünülmektedir. Bu farklılığı gidermek için yapılan çalışmalar daha sonra gösterilecektir. Fakat yine de bu eksiklerin tezi olumsuz yönde etkileyemeyeceği durgunluk bölgesinde gözlemlenen yakınsaklıktan anlaşılabilir.

Dizayn noktasının tahlili için verim eğrilerinin çıkarılması gerektiği belirtilmişti. Daha önce verilen verim tanımına göre Şekil 4.5.1.4' de üç farklı analiz için verim eğrileri çizilmiştir. Verim eğrileri belirleyen basınç değerleri olmuştur, çünkü, debi değerleri ve motor gücü sabittir, verim de basınçla debinin çarpımının motor gücüne oranıdır. Bu üç eğrinin doruk noktaları Şekil

4.5.1.4'te tespit edilmiş ve grafiğin x-eksenine doğru debiyi belirlemek amacı ile ok ile gösterilmiştir. Bu noktalar ve bunların deneysel verilere göre yüzdelik hata payları Tablo 4.2' de verilmiştir. Bu datalardan çıkarılacak sonuç, nümerik analizlerde basınç değerleri söz konusu olduğunda gerçekten iyi yaklaşım olmaktadır. 2-boyutta %5,63 ve 3-boyutta %1,17 gibi az hata payları göze çarpmaktadır. Ama debi değerleri için aynı şeyi söylemek mümkün olmamaktadır. Fakat buna rağmen 3 boyutlu analizinde elde edilen dizayn değerinin deneyselle yakın olduğu sonucu çıkartılabilir. Şekil 4.5.1.4' den de bu sonuç oldukça açıktır. Çünkü 2-boyutlu analizden 3-boyutlu analize doğru dizayn değerinde deneyselle göre sağa doğru bir yanaşma vardır.



Şekil 4.5.1.4: Pompanın verim eğrisi ve dizayn noktaları

	Analiz Değerleri			Yüzdelik Hata Payları	
	deneysel	2-boyutlu	3-boyutlu	2-boyutlu	3-boyutlu
Debi (lt/s)	4,74	3,48	3,80	26,58	19,83
Verim	54,7	57,78	54,06	5,63	1,17

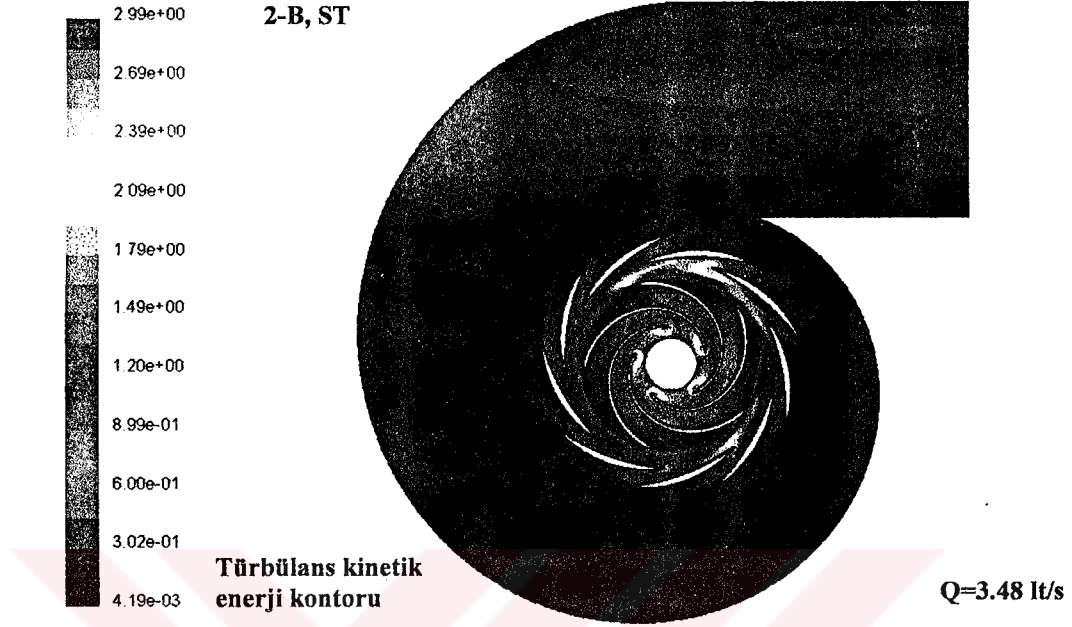
Tablo 4.2. Santrifüj pompanın dizayn değerleri ve yüzdelik hata payları

4.5.2 Dizayn Noktasında 2-Boyutlu Detaylı Analiz

Durgunluğa geçmeden dizayn noktası için genel bir analiz uygun bulunmuştur. Bu yüzden dizayn noktası için 2 ve 3-boyutlu zamana bağlı (kararsız) ve zamandan bağımsız (kararlı) akış şartları için analiz yapılmıştır. Nümerik analizleri sergilemek için konturlardan yararlanılmıştır. Konturlar eşit bölgeler anlamına gelmektedir. Şekiller siyahın tonları şeklinde sergilenmektedir. Şekillerin sol tarafında kontur değerleri büyükten küçüğe sıralanmıştır. Her renk tonu belli bir değere işaret etmektedir. Bu şekildeki ölçülendirmeye skala adı verilmektedir. Skalanın hemen yanında üstte analiz boyutunu (2-Boyutlu 2-B, 3-Boyutlu 3-B şeklinde) ve zamandan bağımsız ise (ST), bağımlı ise (UNST) şeklinde gösterilmektedir. Konturun altında ise akışın özelliği ifade edilmekte olup (hız, basınç....) ve şeklin sağ alt bölümünde ise analiz hangi debide gerçekleştiği görülmektedir. Böyle bir planlama ile şeklin altındaki açıklama kendiliğinden oluşacaktır. Okuyucu şekle bakar bakmaz problemin hangi tip bir analizde gerçekleştirildiğini anlayacaktır.

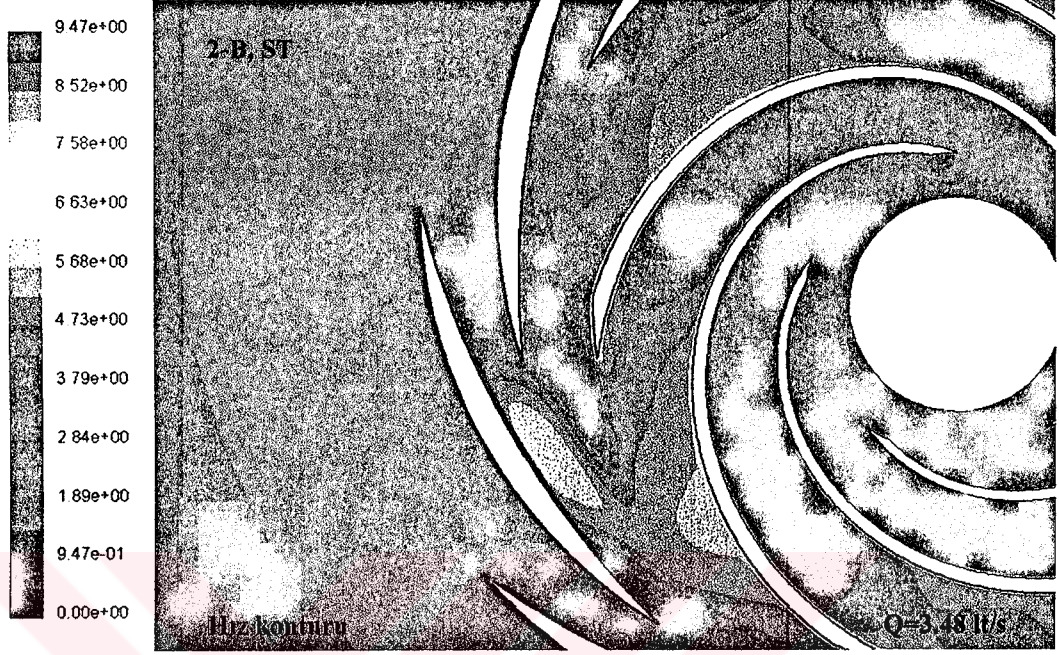
4.5.2.1 Zamandan bağımsız analiz:

2-boyutlu nümerik analiz sonucunda elde edilen hız konturları Şekil 4.5.2.1.1' de, statik basınç Şekil 4.5.2.1.2 ve türbülans kinetik enerji konturu ise Şekil 4.5.2.1.3' de verilmektedir. Dizayn noktası olarak kabul edilebilecek debiden elde edilen hız konturlarının incelenmesinden kanat uçlarında maksimum hızın hakim olduğu, beklendiği gibi pompa girişinde düşük hızın gözlemlendiği belirtilebilir. Elde edilen basınç konturlarının yorumlanmasından pompa girişinden itibaren basıncın yükseldiği ve difüzör çıkışından sonra pompa genelinde yüksek bir basınç değerinde akışın devam ettiği gerçeği ortaya çıkmıştır. Türbülansı belirleyen parametre olan türbülans kinetik enerji değeri çarkın uçlarında maksimum değerlere sahip olmaktadır. Bunun nedeni olarak kanadın kalınlığından dolayı meydana gelen ayrılma ve bu noktalarda düşük basınçtan dolayı enerji yoğunluğundaki azalma gösterilebilir. Çark boyunca gittikçe azalan bu değerler difüzör vanalarıyla karşılaşınca tekrar yükselmekte vanalardan hemen sonra pompa çıkışına yaklaşıncaya kadar artış göstermemektedir. Yine benzer bir yaklaşım kompresör çarkları üzerinde yapılan incelemede kanat izinin turbomakinalarda etkisinin aşırı kinetik enerji kayıplarıyla sonuçlandığı Pınarbaşı ve Johnson (1995) tarafından çıkarılan diğer bir sonuçtur. Pompa çıkışına yakın hafif bir dalgalanma gösteren değerlerin salyangoz diline yakın difüzör vanasının ucunda maksimum değere ulaşması ise pompa dili ve difüzör çarkı arasındaki alanın daralması sonucu meydana gelen kinetik enerji artışından kaynaklandığı söylenebilir. Çarkın sol tarafına baktığımızda, hızlar çark boyunca santrifüj kuvvetin etkisiyle beklenildiği gibi yavaş yavaş artmakta ve çark ucunda 9.47 m/s 'lik maksimum bir hıza ulaşmaktadır. Bu değer deneysel

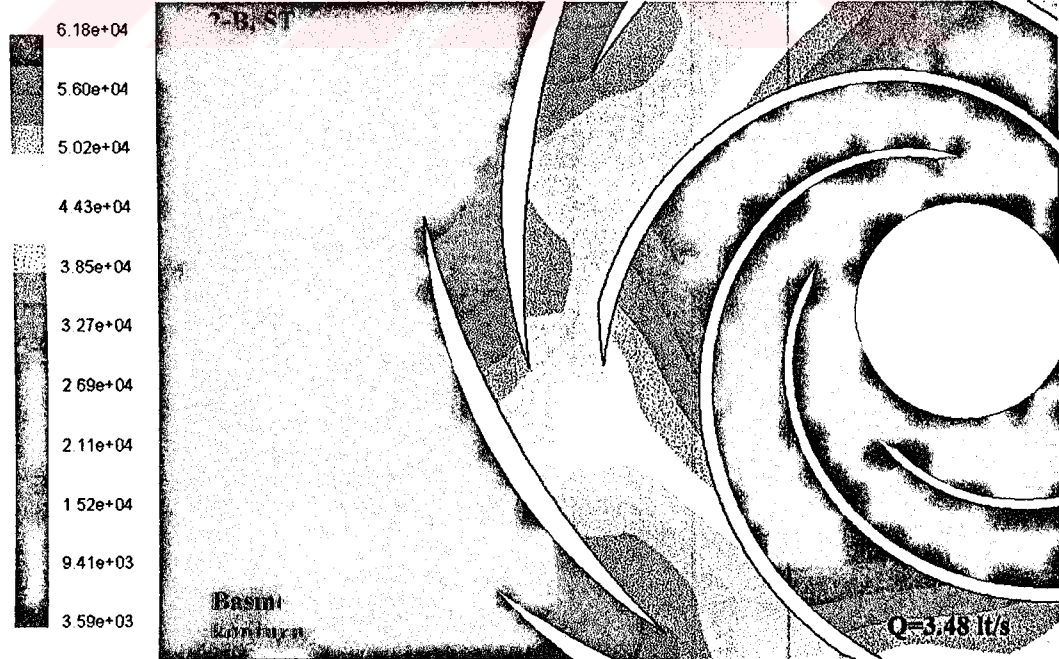


Şekil 4.5.2.1.3: Pompanın dizayn noktasında iki boyutlu analizdeki türbülans konturları

Bunun yanında çark kanatlarının basma tarafında (dış) hızlarda artış göze çarpmaktadır. Difüzör kanatlarının emme (iç) tarafında da buna benzer bir durum gözlemlenmektedir. Bu da pompalarda beklenen bir durumdur. Hız değerleri çark kanatlarının tersine difüzör vanalarında giderek azalmaktadır. Difüzörün işlevi açısından, kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüşümü üstlendiği düşünülürse aykırı bir beklenti göze çarpmaz. Dizayn bölgesini karakterize eden jetlerin oluşumu barizdir. Bu sonuçlar daha sonra bahsedilecek yapılmış olan deneysel sonuçlarla da desteklenmektedir. Basınçlarda ise giriş bölgesinden başlayarak difüzör vanalarında kadar sürekli bir artış söz konusu olmaktadır (Şekil 4.5.2.1.5). Yakınlaştırılmış görüntüde türbülans kinetik enerji için söylenebilecek tek belirgin bir durum, difüzör vanaları arasında hızların azalmasına paralel olarak türbülans kinetik enerji değerinin de giderek azalmakta olmasıdır (Kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüşümüne sebebiyle (Şekil 4.5.1.2.6)). Özellikle salyangoz dili çevresinde oluşan hız vektörlerine bakılacak olursa (Şekil 4.5.2.1.7) difüzör kanatları ile salyangoz dili arasındaki bölgede akışkana durağanlaşma, buna karşın basıncın yüksek olduğu gözlemlenebilir. Yine difüzör kanatları arasında jet akışın hakim olduğu, bunu da yeterli kazanımın sağlanmasıyla salyangoz çıkışına doğru sirküle ettiği görülmektedir. Özellikle çarpma ve savrulma kayıplarındaki artış difüzör çıkışına doğru artış gösterdiği, 2-boyutlu hız vektörleri, ile (Şekil 4.5.2.1.7) aynı bölgedeki türbülans kinetik enerji konturlarından karşılaştırılmasından (Şekil 4.5.2.1.3) tespit edilebilir.



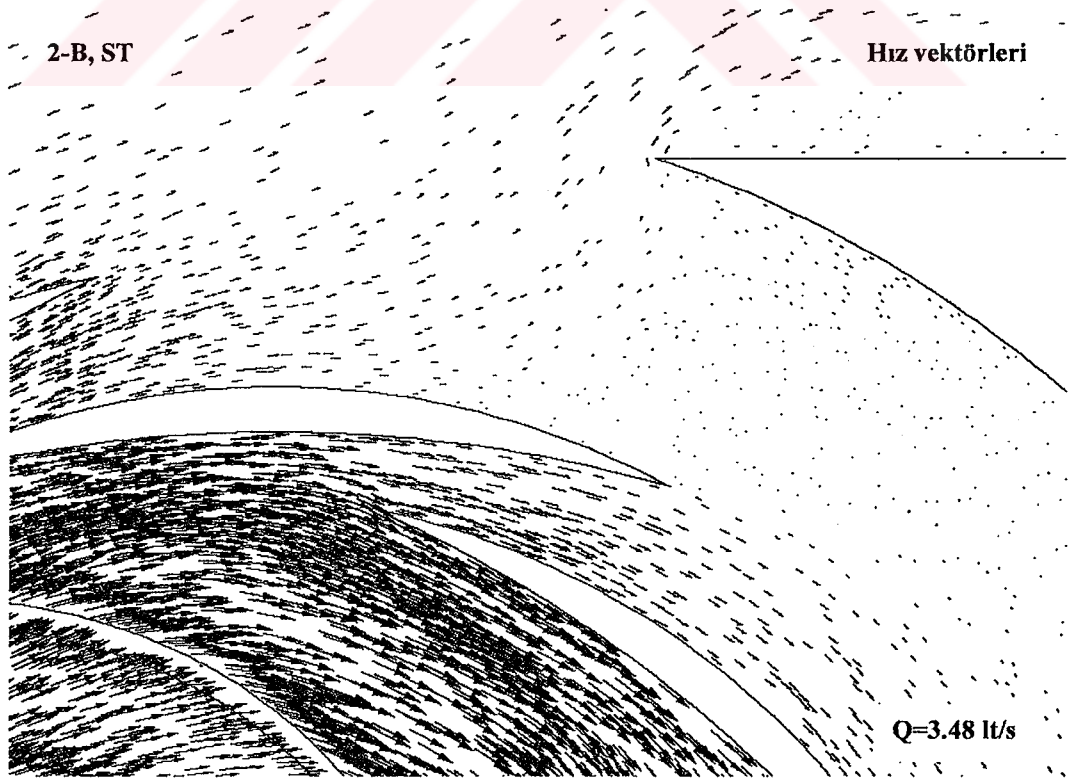
Şekil 4.5.2.1.4: Şekil 4.5.2.1.1'in yakınlaştırılmış görüntüsü



Şekil 4.5.2.1.5: Şekil 4.5.2.1.2'nin yakınlaştırılmış görüntüsü



Şekil 4.5.2.1.6: Şekil 4.5.2.1.3'ün yakınlaştırılmış görünümü



Şekil 4.5.2.1.7: Salyangoz dili etrafındaki iki boyutlu analizdeki hız vektörleri

4.5.2.2 Zamana bağımlı analiz:

Zamana bağımlı analiz her akışkanlar mekaniği uygulamasında doğru bir yaklaşımdır. Gerçi bazı problemlerde zamana göre değişimin çok küçük veya olmadığı bir yerde zamandan bağımsız yaklaşımlar uygulanabilir. Pompa uygulamasında yapılan çalışmalarda zamana bağımlı ve zamandan bağımsız yaklaşımların olduğu görülür. Pompalar yüksek devirle çalıştıkları için zamanla değişen faktörlerin oldukça sınırlı olduğu görülür. Bu yüzden zamandan bağımsız (steady-kararlı) yaklaşımlar oldukça fazladır. Fakat özellikle pompa çıkışındaki basınç çalkantıları zamana bağımlı (unsteady-kararsız) uygulamaları beraberinde getirmektedir. Bu çalışmada kararlı analizlerin yanı sıra programın elverdiği ölçüde kararsız analizlerde göze çarpacaktır.

Kararsız analizin kararlı analizden tek farkı, iteratif çözücünün zaman dilimleri dahilinde problemi çözmesidir. Bunun için önemli olan hangi zaman aralığında ve hangi zaman dilimleri içerisinde analizin yapılması gerekliliğinin bilinmesi ve pompa periyodunun bulunmasıdır. Pompa 890 d/dak devir hızında çalıştığına göre, 1 devri 890^{-1} dakikada, yani 0,0674 saniyede gerçekleştirmektedir. Dolayısıyla pompa periyodu 0,0674 saniye olmaktadır. Fakat önerilen en az 3 devirde pompanın incelenmesidir. Devrin dilimlere ayrımı ise pompa analizini yapan şahsa kalmaktadır. Tabii 2-3 dilime ayırmak pek sağlıklı değildir. Bu analizde bilgisayarın gücü göz önünde bulundurularak zaman aralığı 10 dilime ayrılmıştır. Dolayısıyla pompa analizi için dizayn noktasında 3 devir, yani 30 zaman dilimi dahilinde analiz yapılmıştır. Daha sonra 2 devir daha analiz devam ettirerek toplam 5 devir 50 zaman diliminde analiz yapılmıştır. Toplam 10 data bir periyodu ifade ettiğine göre, boyutsuz bir zaman terimi tanımlamak gerekirse,

$$t^* = t / T \quad (4.6)$$

ifadesi doğru bir tanımlama olabilir. Burada t herhangi bir zamanı, T pompa periyodunu (bu tezdeki periyot 0.0674 s) ve t^* boyutsuz zaman değerini göstermektedir. Mesela, 32. data için boyutsuz zaman değeri $32/10 = 3.2$ olmaktadır (3.2 pompa devri de denebilir).

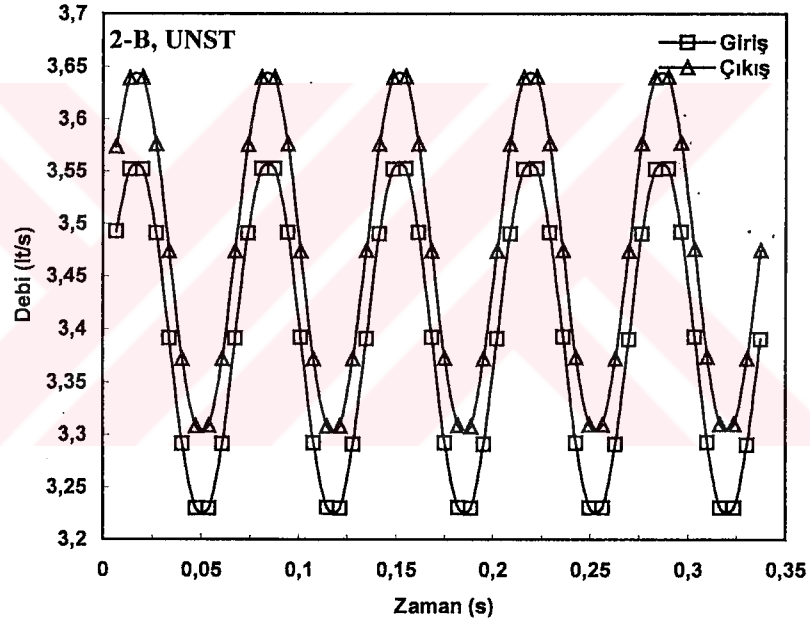
Böyle bir çalışma için, zamana bağımlı analiz için sınır koşullarının yeniden gözden geçirilmesi gereklidir. Periyoda bağlı kalarak giriş sınır koşulu olan hızın, zamana göre değişimi formulüze edilmelidir. Debiyi belirleyen hızın zamana göre değişimi aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$v_t = v + K \sin(\omega t) \quad (4.7)$$

Bu formülasyonda v_t herhangi bir t zamanında hızı, v debiyi belirleyen giriş hızını, K salınımaya yol açacak sabiti, ω "rad/s" biriminden pompa devrini göstermektedir. Bir periyot 0,0674 saniye olduğuna göre 10 adet zaman diliminde incelenecek her analiz 0,00674 saniye diliminde gerçekleşmektedir. Bu tezde salınımı sağlayan sabit K , v hızının %5'i olarak kabul edilmiştir.

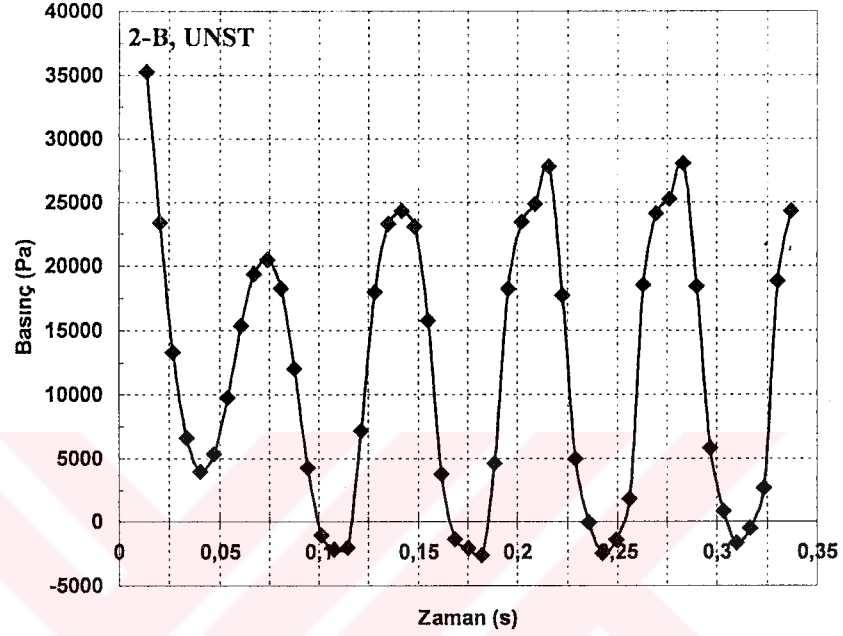
Kararlı rejimde analizin güvenilirliği, giriş ve çıkış debilerinin karşılaştırılması ile anlaşılmaktadır. Tabii aynı uygulama, kararsız rejim için de yapılabilir. Şekil 4.5.2.2.1 bu uygulamayı göstermektedir. Her zaman diliminde giriş ve çıkış arasındaki fark yaklaşık olarak 0.07 lt/s civarındadır. Bunun yanında her zaman diliminde giriş ve çıkış debileri aynı profili izlemektedir. Kararsız rejimde elde edilmesi gereken diğer bir faktör periyodikliğin yakalanmasıdır. Bunun için analizi gerçekleştiren kişinin periyodikliğin ne zaman ve hangi

Design Noktasında Zamanla Debi Değişimi



Şekil 4.5.2.2.1: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizin güvenilirliği

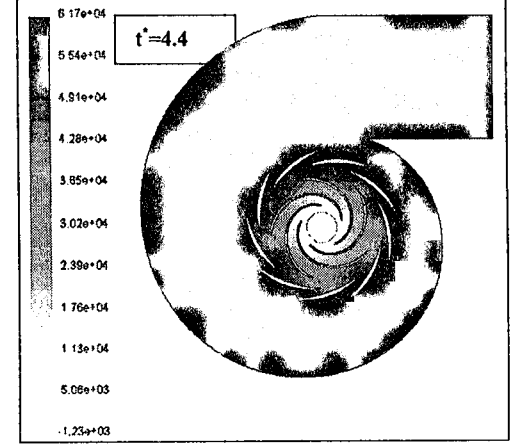
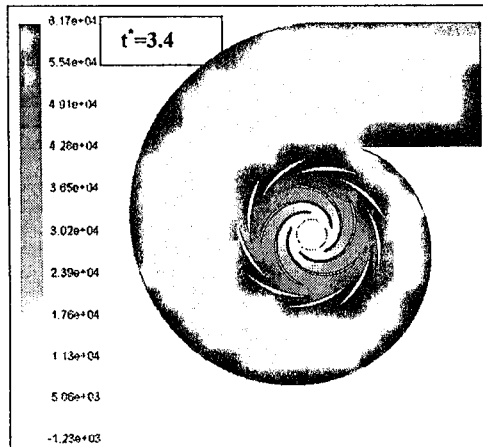
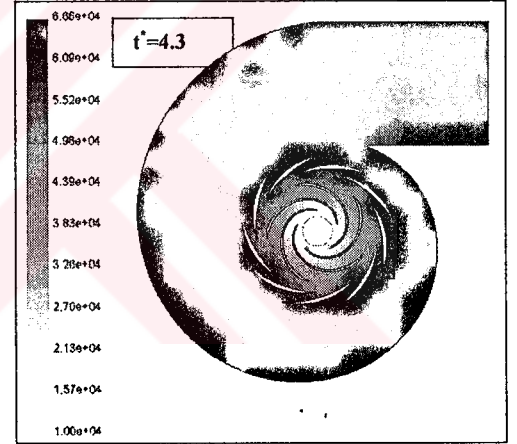
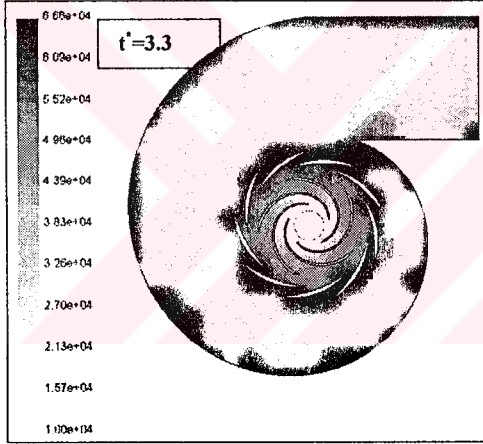
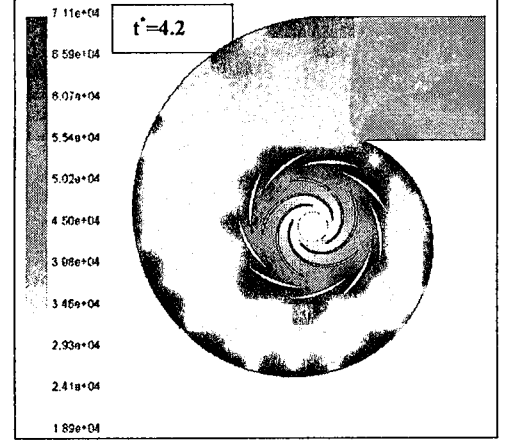
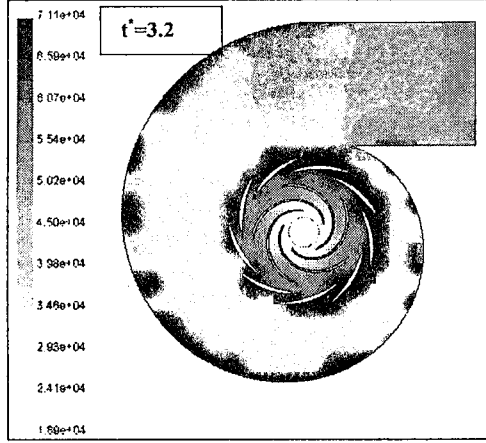
Design Noktasında Zamanla Giriş Basıncının Değişimi



Şekil 4.5.2.2.2: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analiz periyodikliği

bölgede başlayacağını kestirebilmektir. Daha önce de belirtildiği gibi 5 devir bu analiz için yapılmıştır. Periyodikliğin ise, basınç değişiminin pompayı karakterize eden' unsur olmasını dikkate alarak, giriş bölgesinde basınç için gerçekleşebileceği gerçeği göz önünde tutulmalıdır. Şekil 4.5.2.2.2 bu savı doğru çıkarmaktadır. Özellikle 3. periyottan sonraki sonraki dataların düzgün bir periyodikliği takip ettiği gözlemlenmektedir. Pompamız için 5 devirlik bir analiz ne kadar gerekli olduğu bu sonuçla ortaya çıkmaktadır. Bu ifadeyi basınç konturları ile ifade etmek mümkün olmaktadır. Örneğin 32., 33. ve 34. datalardaki basınç konturları ile 42., 43. ve 44. basınç konturları karşılaştırılabilir. Şekil 4.5.2.2.3 böyle bir durumu çok net bir şekilde göstermektedir. $t^*=3.2$ anındaki basınç konturu ile $t^*=4.2$ anındaki birbirlerine bezemektedir. $t^*=3.3$ ile $t^*=4.3$ 'e bakacak olursak oldukça net bir benzeşim vardır. Dolayısıyla periyodun başlangıç ve bitiş noktalarındaki akış yapıları arasındaki benzerlik bunu ifade etmektedir.

2-B, UNST



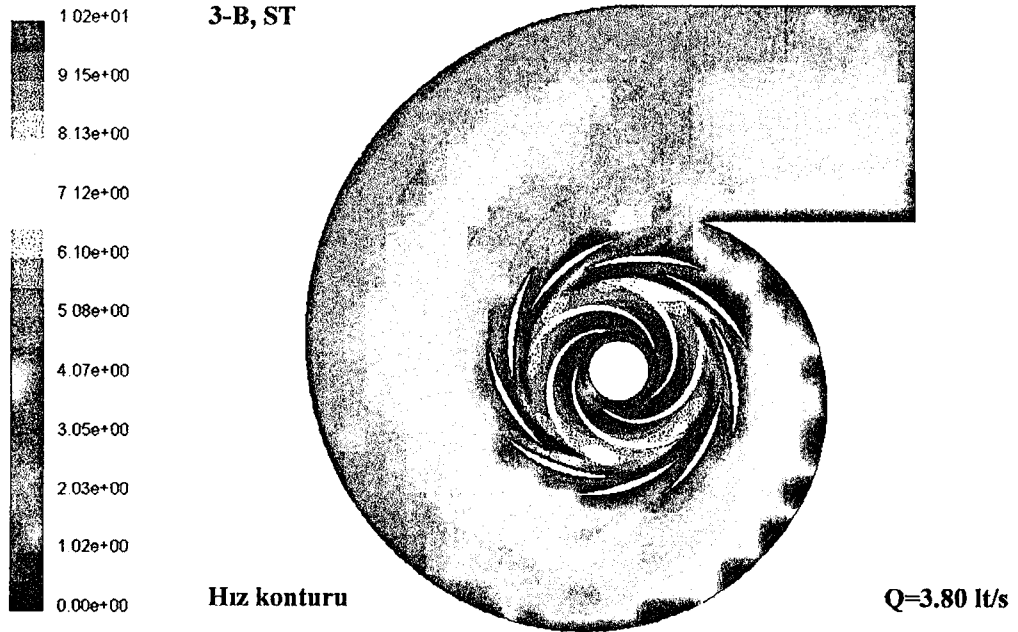
Şekil 4.5.2.2.3: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizde basınç konturlarının periyodikliği

4.5.3 Dizayn Noktasında 3-Boyutlu Detaylı Analiz

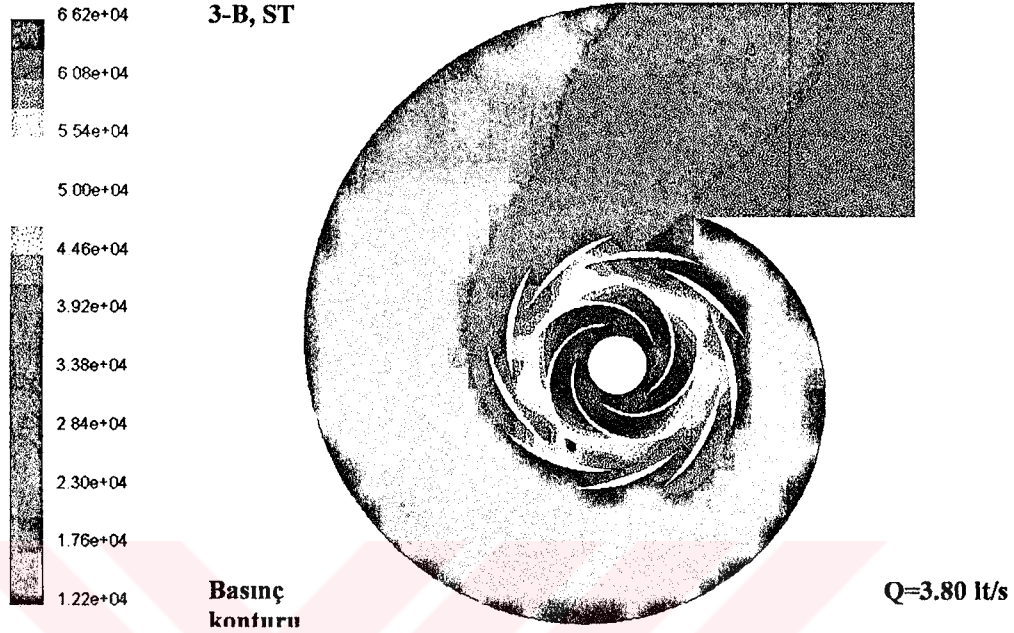
Daha önce de belirtildiği gibi daha gerçekçi bir yaklaşım olması sebebiyle 3-boyutlu analize ihtiyaç duyulmuştur. Bunun yanında performans ve verim eğrilerinin ortaya çıkarılmasında 3-boyutlu analizin gerçekliği ortaya çıkmıştır. 2-boyutlu analiz için elde edilen sonuçlara paralel olarak ve hatta daha detaylı bu analizde görülecektir. Pompa için yapılan deneylerin salyangoz yüksekliğinin tam ortada alınması sebebi ile bu analizde de ilk önce bütün pompa için çalışılmış ve daha sonra salyangoz yüksekliğinin ortasında sonuçlar sergilenmiştir. Bu sonuçlar Şekil 4.5.3.1.1' den başlayarak Şekil 4.5.3.1.8'e kadar devam etmektedir.

4.5.3.1 Zamandan bağımsız analiz:

İlk sonuç Şekil 4.5.3.1.1'de hız konturları şeklinde çıkarılmıştır. Bu şekilde dikkati çekecek ilk husus maksimum hız değerinin 10.2 m/s olmasıdır. 2-boyuttaki analizde bu değer 9.47 m/s olarak bulunmuştu. Deneysel ölçülen değer 9.54 m/s olması göz önünde bulundurulursa, 3-boyutlu analiz için ortaya çıkan maksimum hızdaki hata payı %7 civarında olmaktadır. Bu farkın ortaya çıkmasının en büyük nedeni çarktaki akışta olduğu gibi giriş bölgesindeki akışın da aynı santrifüj etkiyle döndüğün kabul edilmesi olmuştur. Bunun yanında akış yoğunluğunun 2-boyutlu analizde olduğu gibi çarkta olduğu gözlemlenebilir. Fakat bu analizin diğerinden en büyük farkı difüzörler arasındaki jet akışın belirgin olarak ortaya çıkmasıdır. 2-boyutlu analiz de bu akışlar net bir biçimde ortaya çıkmamıştı. Jet akışların ortaya çıkması daha önce yapılan literatür çalışmaları tarafından da doğrulanmaktadır.



Şekil 4.5.3.1.1: Pompanın dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki hız konturları

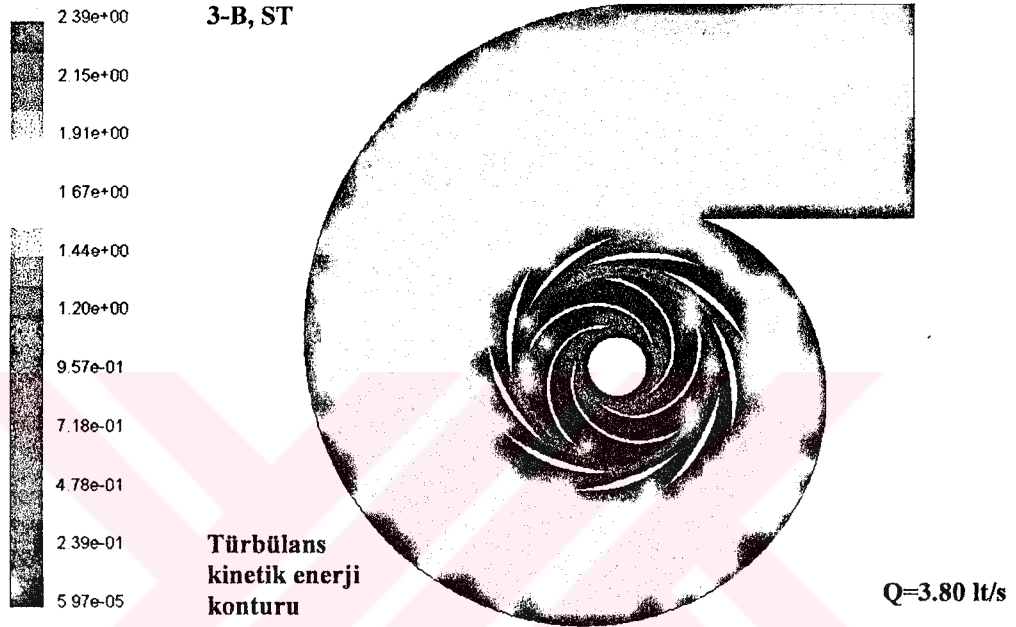


Şekil 4.5.3.1.2: Pompanın dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki statik basınç konturları

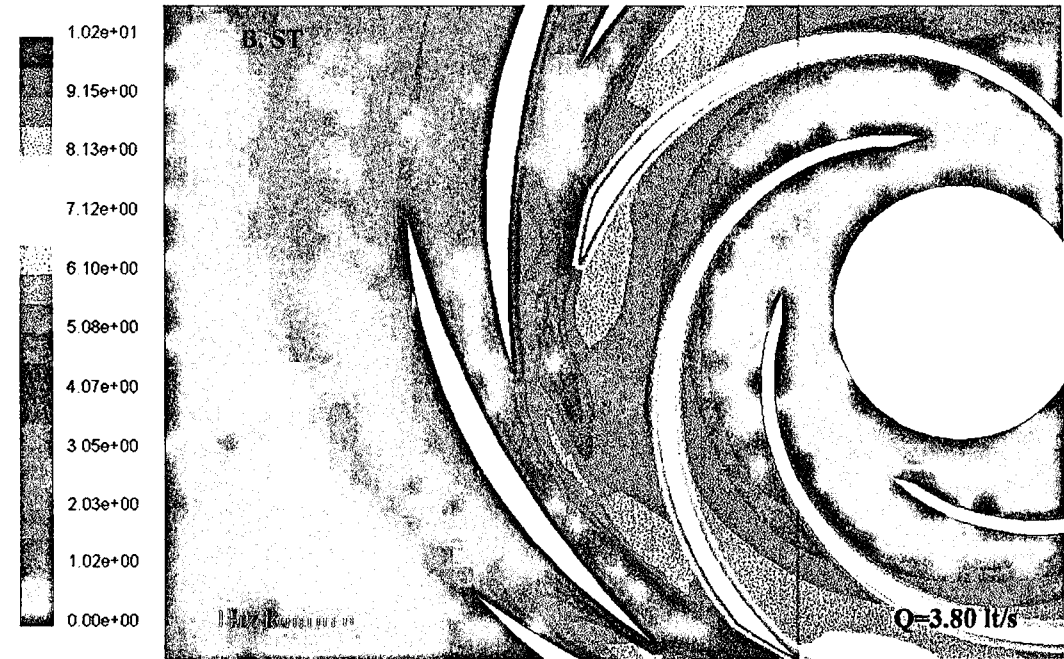
3-boyutlu zamandan bağımsız olarak yapılan analiz sonucu, dizayn noktasında elde edilen basınç konturları Şekil 4.5.3.1.2’de açıkça görülmektedir (Dikkat edilirse pompa içerisinde statik basınç değerleri sergilenmiştir. Pompa giriş ve çıkış borusu kesit alanları hemen hemen aynı olduğu için debilerin eşitliğinden hızlar da aynı olacaktır. Dolayısıyla dinamik basınç değişimi, statik basınç değişimine göre oldukça düşük olacaktır. Bu yüzden pompadaki basınç kazanımı statik basınç olarak ifade edilmiştir.). 2-boyutlu analiz ile karşılaştırdığımızda % 7 gibi bir sapma sözkonusu olmaktadır. Şekil 4.5.3.1.3’ de gösterilen türbülans kinetik enerjileri yine çark kanatlarının girişinde (hücum kenarlarında) oluşmaktadır. Benzer durum 2-boyutlu analizde de ortaya çıkmıştır. Yalnız 3-boyutlu analizlerde belli bir simetrik sonuç yakalanamamıştır. Bunun en büyük nedeni eldeki olarak özellikle difüzör kanatları arasına giren akışkanın akış açısının düzgünlüğü nedeniyle aksisimetrik bir dağılım oluşturmasıdır. Benzer bir sonuç pompalar üzerinde yapmış olduğu çalışmada Sano ve arkadaşları (2002) tarafından desteklenmektedir.

Şekil 4.5.3.1.4’ ten Şekil 4.5.3.1.6 kadar ki şekillerde yukarıda bahsedilen üç tip konturun yakınlaştırılmış görünümü vardır. Bu görüntüler için söylenebilecekler 2-boyutlu için olanlarla aynı olmaktadır. Hızlarda daha net jet görünümü gözden kaçmamalıdır. Şekil 4.5.3.1.7’ de salyangoz dili etrafında üç boyutlu hız dağılımı görülmektedir. Daha yakın bir görünüm Şekil 4.5.3.1.8’ dedir. Salyangoz dili yakınındaki üç difüzör vanası için ortaya çıkan jet akış ve onları hemen takiben wake (çevrintili akış) akışı çarpıcıdır. Salyangozun hemen altındaki biri küçük olmak üzere, iki adet çevrintili akış şekli Şekil 4.5.3.1.8’de bariz bir şekilde gözler önündedir. Şekil 4.5.3.1.9, Şekil 4.5.3.1.10 ve Şekil 4.5.3.1.11 ‘de üç akış parametresi için çark içinde oluşan konturlara yer verilmiştir. Örtüsü çıkarılmış olan bu çarkta, hem çark kanatları

üzerinde hem de göbek tarafındaki akış 3-boyutlu olarak gözler önüne serilmiştir. Ortaya çıkan sonuçlar daha önce 2-boyutlu için ifade edilen yorumları destekler biçimdedir.



Şekil 4.5.3.1.3: Pompanın dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki türbülans konturları



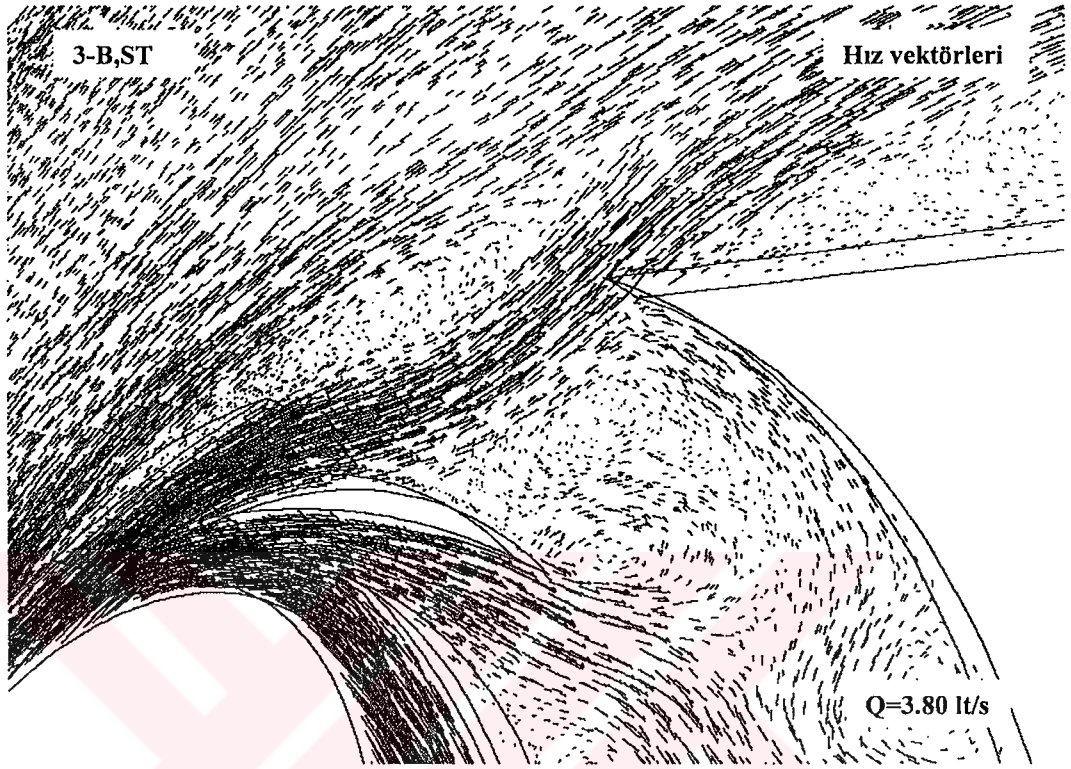
Şekil 4.5.3.1.4: Şekil 4.5.3.1.1'in yakınlaştırılmış görünümü



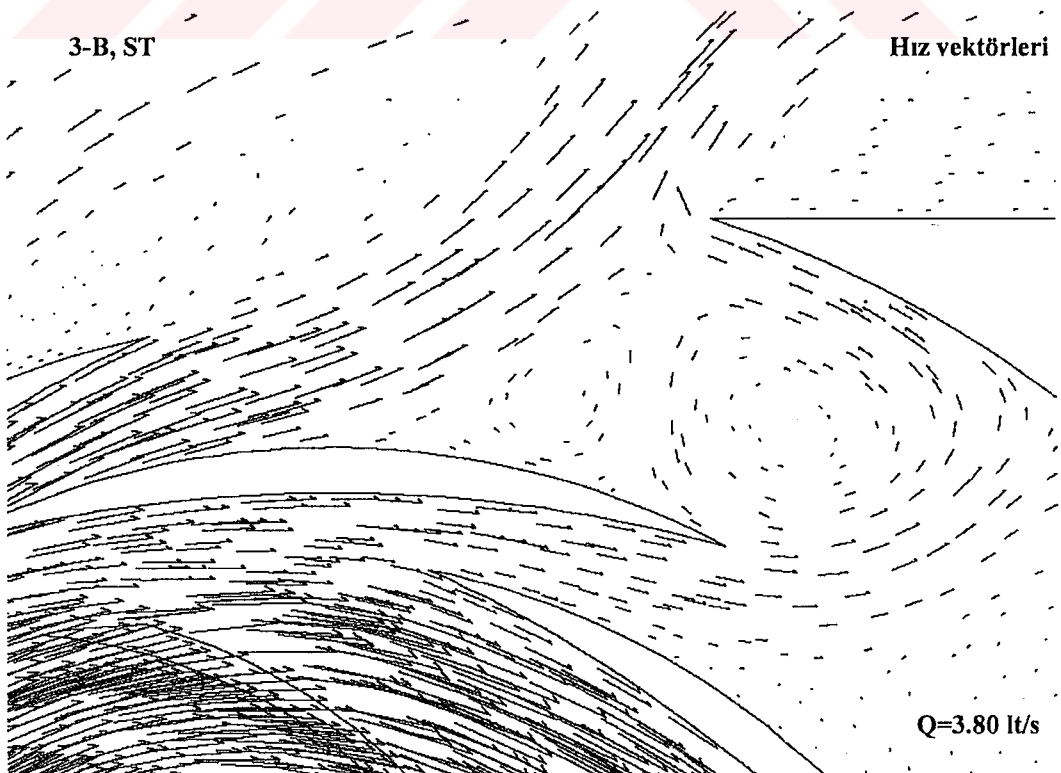
Şekil 4.5.3.1.5: Şekil 4.5.3.1.2'nin yakınlaştırılmış görüntüsü



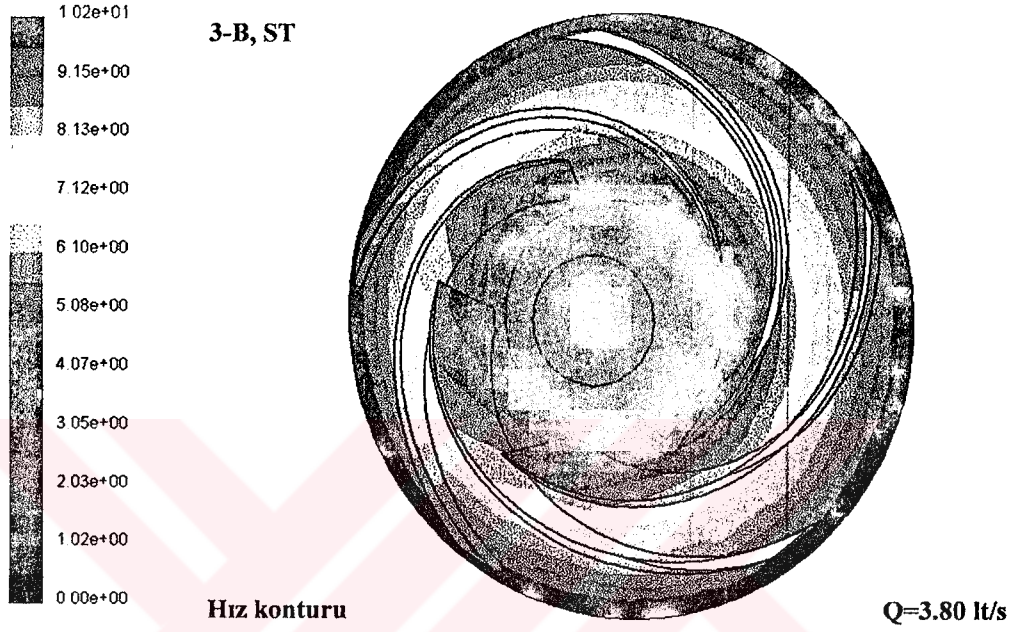
Şekil 4.5.3.1.6: Şekil 4.5.3.1.3'ün yakınlaştırılmış görüntüsü



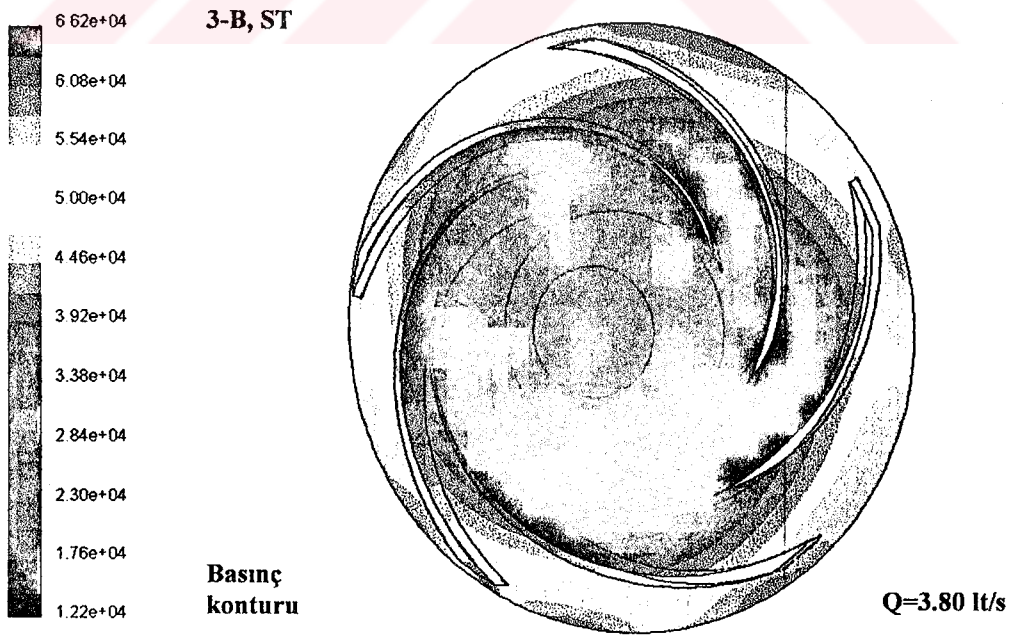
Şekil 4.5.3.1.7: Salyangoz dili etrafındaki üç boyutlu analizdeki hız vektörleri



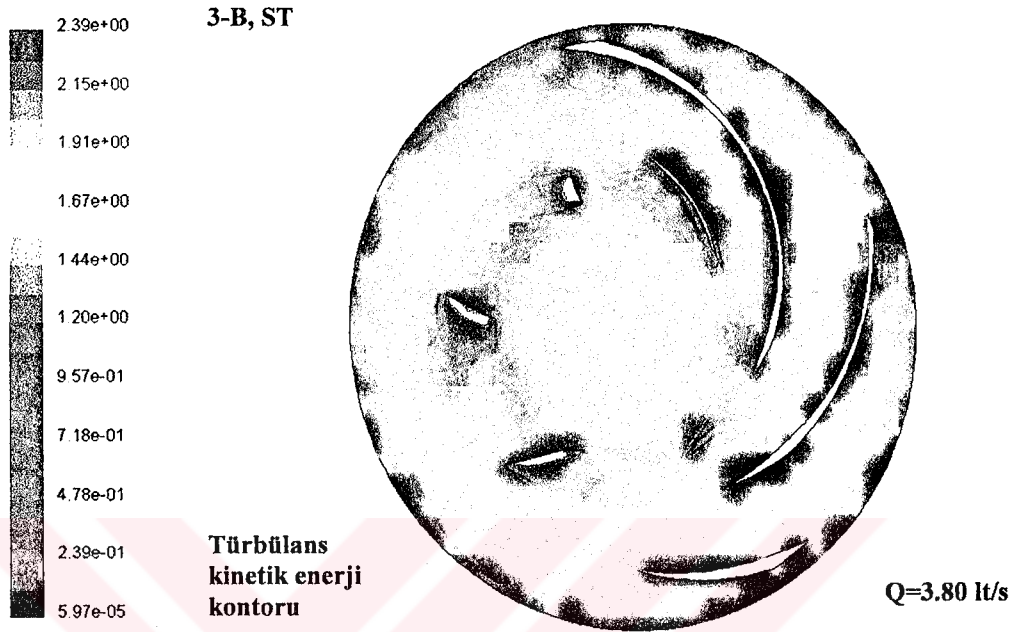
Şekil 4.5.3.1.8: Şekil 4.5.3.1.7'nin yakınlaştırılmış görünümü



Şekil 4.5.3.1.9: Çarkın etrafında dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki hız konturları



Şekil 4.5.3.1.10: Çarkın etrafında oluşan dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki basınç konturları

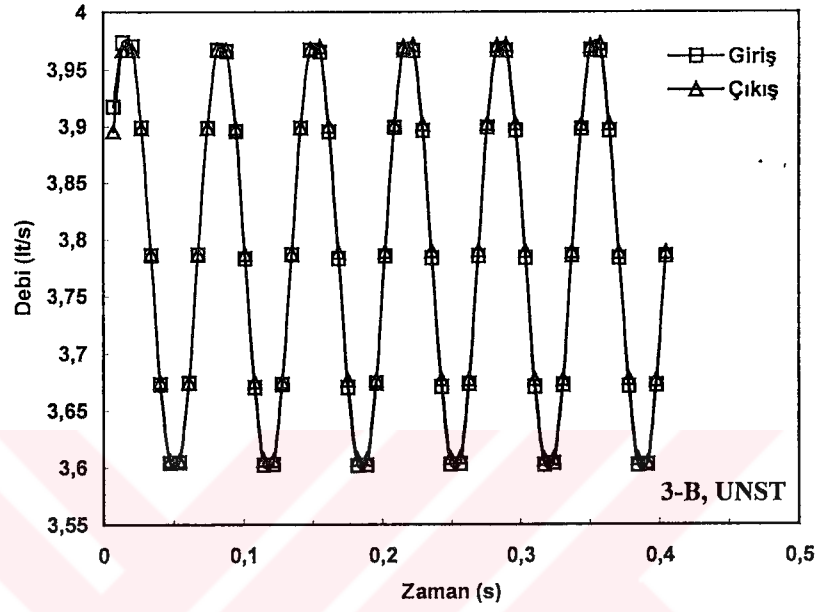


Şekil 4.5.3.1.11: Çarkın etrafında dizayn noktasında üç boyutlu analizdeki hız konturları

4.5.3.2 Zamana bağımlı analiz:

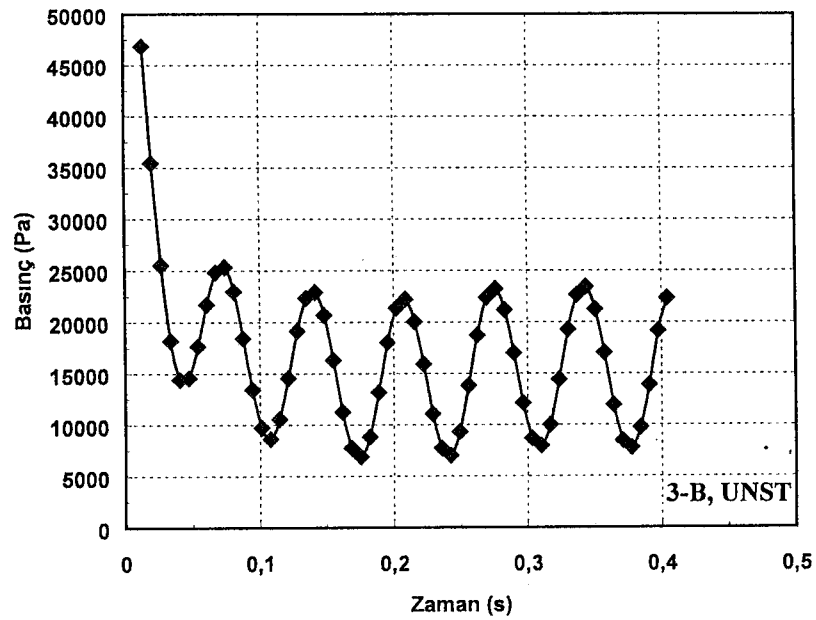
Bu bölümde tam olarak gerçekçi bir analiz yapılmıştır. Hem akışın 3-boyutlu olması hem de zamana bağlı değişimlerin var olması bu analizde kararsız bir 3-boyutlu analize teşvik etmiştir. İlk önce analizin doğruluğuna göz atmak gerekmektedir. Şekil 4.5.3.2.1 giriş ve çıkıştaki debiyi zamana bağlı olarak vermektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi giriş ve çıkış değeri tam olarak birbirini tutmaktadır. Şekil 4.5.2.2.1 ile karşılaştırıldığında 3-boyutlu analizin kararsız rejimde daha güvenilir olduğu açığa çıkmaktadır. Bunun yanında 3-boyutlu analiz için ortaya çıkması beklenen periyodik basınç değişimi söz konusu olacaktır. Analizin 3-boyutlu olması sebebi ile bir pompa devri incelenerek toplam 6 devir yani 60 data alınmıştır. Şekil 4.5.3.2.2 bu periyodikliği açıkça göstermektedir. Bu şeklin 2-boyuttaki periyodikliği simgeleyen Şekil 4.5.2.2.2'den farkı 2 şekilde karşımıza çıkmaktadır. Şekil 4.5.2.2.2'deki salınımların boyutu 30 kPa civarında olurken, Şekil 4.5.3.2.2'de bu boyut 15 kPa civarındadır. Bu sonuç biraz daha gerçekçi olmaktadır, çünkü pompalarda bu kadar basınç salınımlarının çok fazla yaşanması doğru olmamaktadır. Diğer bir farklılık 3-boyutlu analizde periyodiklik 0.275 saniye civarlarında 40.datalarda ortaya çıkmış olmasıdır. Bu datadan itibaren birbirini tekrar eden değerlerin geldiği Şekil 4.5.3.2.2'de açıkça görülmektedir. Hatırlanacağı gibi bu periyodiklik 28.datada oluşmuştu. Görsel olarak bu periyodikliği görmek için yine giriş basınç değerleri baz alınmıştır. 4.2, 4.4 ve 4.6 birimsiz zaman dilimlerini 5.2,5.4 ve 5.6 ile karşılaştırsak ortaya gerçekten iyimser sonuçlar çıkmıştır.

Dizayn Noktasında Zamanla Debi Değişimi

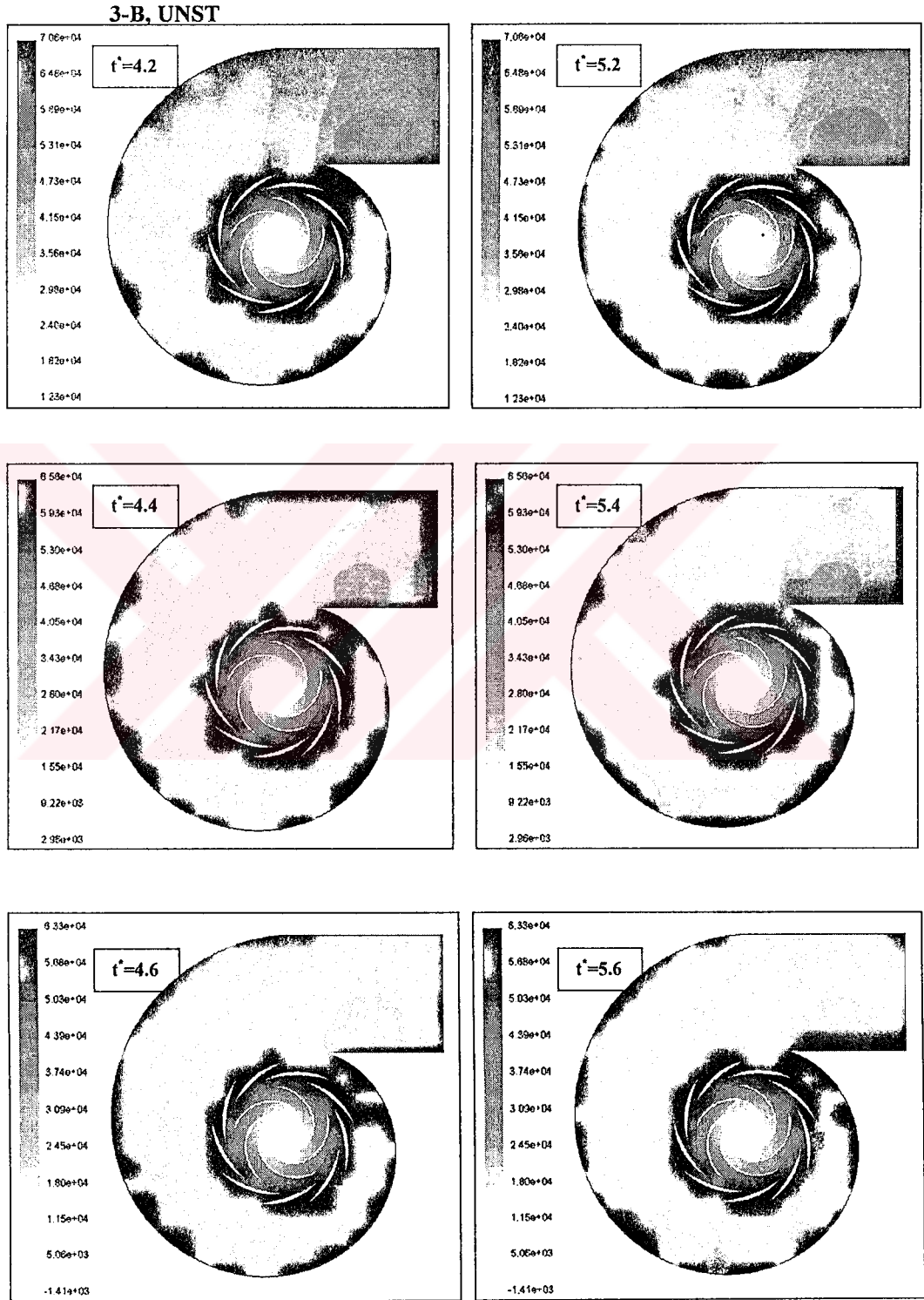


Şekil 4.5.3.2.1: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 3-boyutlu analiznin güvenilirliği

Dizayn Noktasında Zamanla Giriş Basıncının Değişimi



Şekil 4.5.3.2.2: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 3-boyutlu analiznin periyodikliği



Şekil 4.5.3.2.3: Dizayn noktasında kararsız rejim için yapılan 3- boyutlu analizde basınç konturlarının periyodikliği

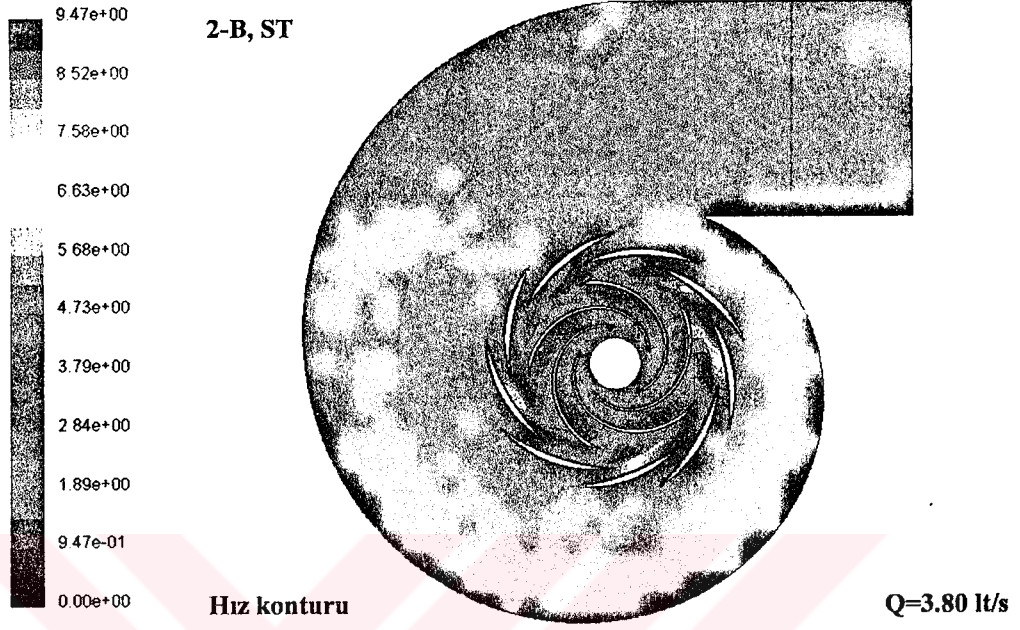
4.2 ve 5.2 anlarındaki basınç dağılımları gerçekten oldukça birbirine benzemektedir. 4.2 anındaki koyu kısmın difüzörlere daha yakın olması dikkat çekicidir, ama buna rağmen bu iki değer arasında umut verici sonuç ortaya çıkmıştır. Aynı şeyler 4.4 ve 5.4 anı için de geçerli olmaktadır. 5.4 anındaki koyu renkli kısım pompanın yarısında kaybolmuştur. Bunun yanında salyangoz dilinin hemen altındaki çengelsi koyu kısmın bu iki an içinde görülmesi oldukça iyi bir durum olmaktadır. 4.6 ve 5.6 anları nerdeyse birbirinin kopyasıdır. Özetle 2-boyutlu analizde olduğu gibi 3-boyutlu analizde de kararsız rejim görsel olarak sergilenmiş ve periyodik bölgelerde benzer konturlar elde edilmiştir.

4.5.4 Dizayn-Altı Bölgesinde 2-Boyutlu Analiz

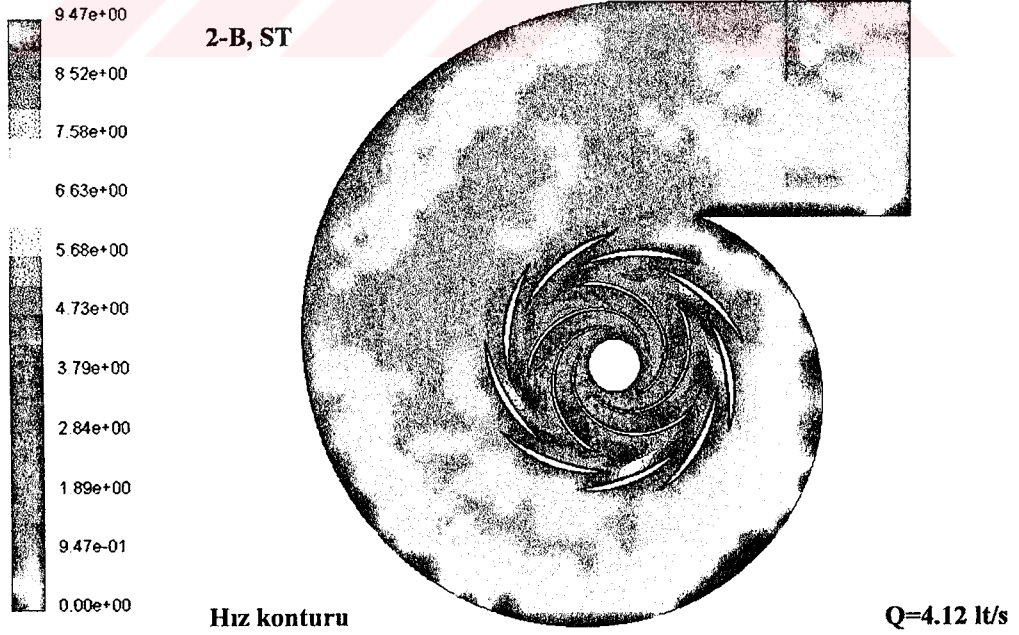
Dizayn noktası için analizleri gerçekleştirdikten sonra, durgunluk bölgesine geçmeden önce durgunluk bölgesini daha iyi anlayabilmek için dizayn altı yani yüksek debili bölgeleri incelemek gerekmektedir. Bu bölgelerde genel olarak hız ve basınç konturları üzerinde durulacaktır. Ayrıca Şekil 4.5.1.2' de gösterilen performans eğrisinde farklılığın ortaya çıktığı bölgeler buralardır. Dizayn altı bölgeleri için kararsız rejim analizi yaparak bu farklılığa bir pencere açılacaktır. Tabii ilk önce 3.48 lt/s debinin üstündeki bölgeler için kararlı rejim analiz sonuçlarına bakmak gerekir.

4.5.4.1 Zamandan bağımsız analiz:

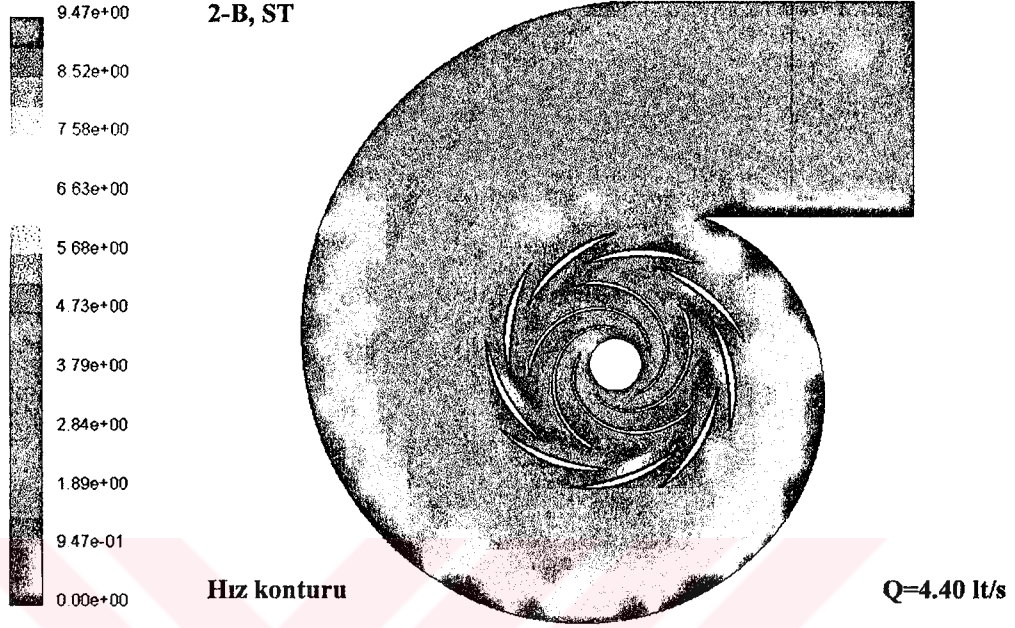
Dizayn altı bölgelerinin incelenmesinin önemi daha önce vurgulanmıştı. Bu inceleme Şekil 4.5.4.1.1' den başlayıp Şekil 4.5.4.1.16' ya kadar sürecektir. İlk 8 şekil hız konturlarını, son 8 ise basınç konturlarını göstermektedir. Şekil 4.5.4.1.1 dizayn noktasından sonra gelen ilk debideki hızları göstermektedir. 6.00 lt/s debiye kadar nümerik olarak sonuçlar elde edilmiştir. Şimdi 1. şekilden başlayarak 8. şekle kadar elde edilen sonuçlara bakılırsa salyangoz içindeki koyu renkli kısımların (yüksek hızları gösteren) artış gösterdiği çok rahat bir şekilde görülmektedir. Bunun yanında çark içindeki hız yapısında da belirgin bir artış olduğu açıktır. Salyangoz dilindekinin altındaki ve üstündeki bölgelerdeki düşük enerjili akışlar belirgin bir özellik taşımaktadırlar. Kısacası debideki artış, hız ve büyüklüklerini artırmakta ve salyangoz içerisindeki kinetik enerji miktarında birikimin olduğu söylenebilir. Difüzör pasajları arasında akış rahatlamış bunun yanında salyangoz civarındaki düşük enerjili bölge artmıştır. Pompa çıkışında sabit basınç kabul edilip analizler ona göre yapıldığı için debinin artmasından dolayı basınç farklılığında bir düşme yani pompa girişindeki basınçta bir artış ortaya çıkması gerekir. 8. şekilden başlayıp 16. şekle kadar takip edildiğinde pompa girişine, çark içinde ve difüzörün emme bölgesinde belirgin bir artış ortaya çıkmaktadır. Öyle ki, basınçtaki bu artış çark giriş kanat uçlarında da belirgindir. Salyangoz içerisinde basınç değişiminin olmaması veya çok düşük bir düzeyde seyretmesinin pompa çıkışındaki basıncın sınırlanmasından kaynaklandığı açıktır.



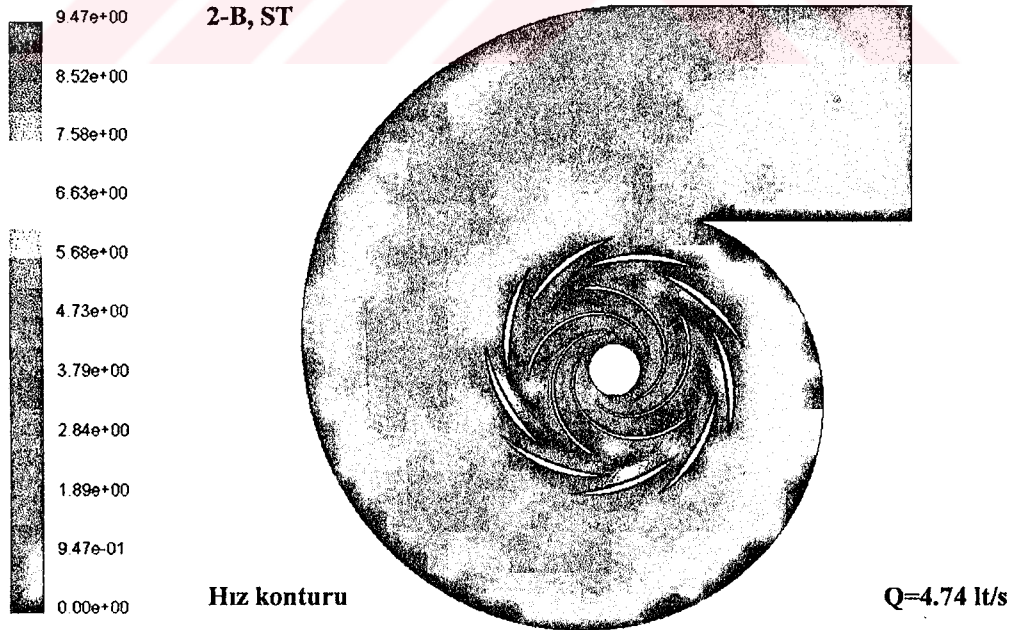
Şekil 4.5.4.1.1: Q=3.80 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



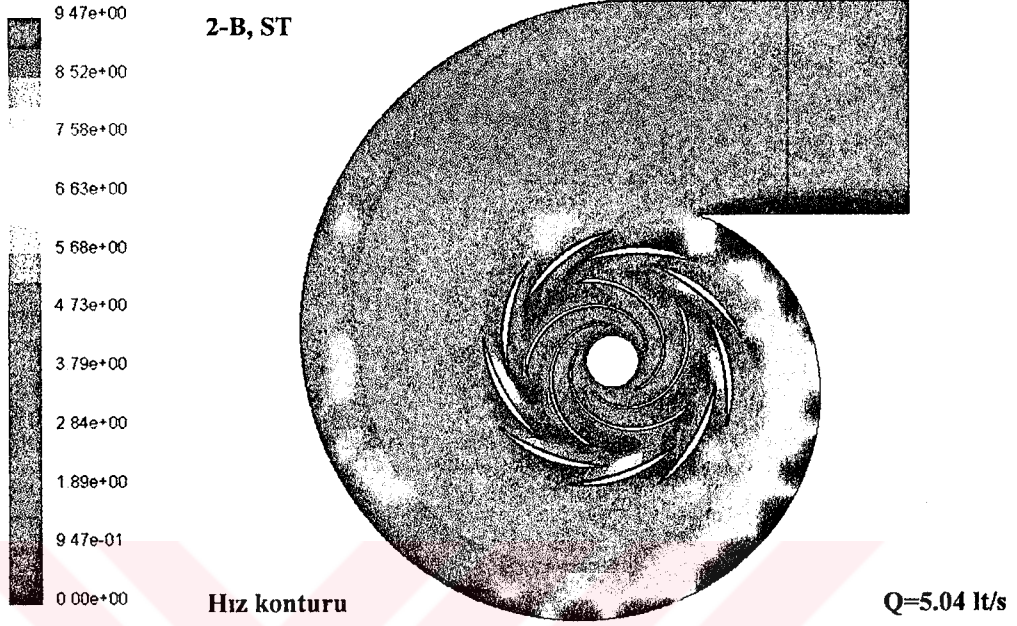
Şekil 4.5.4.1.2: Q=4.12 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



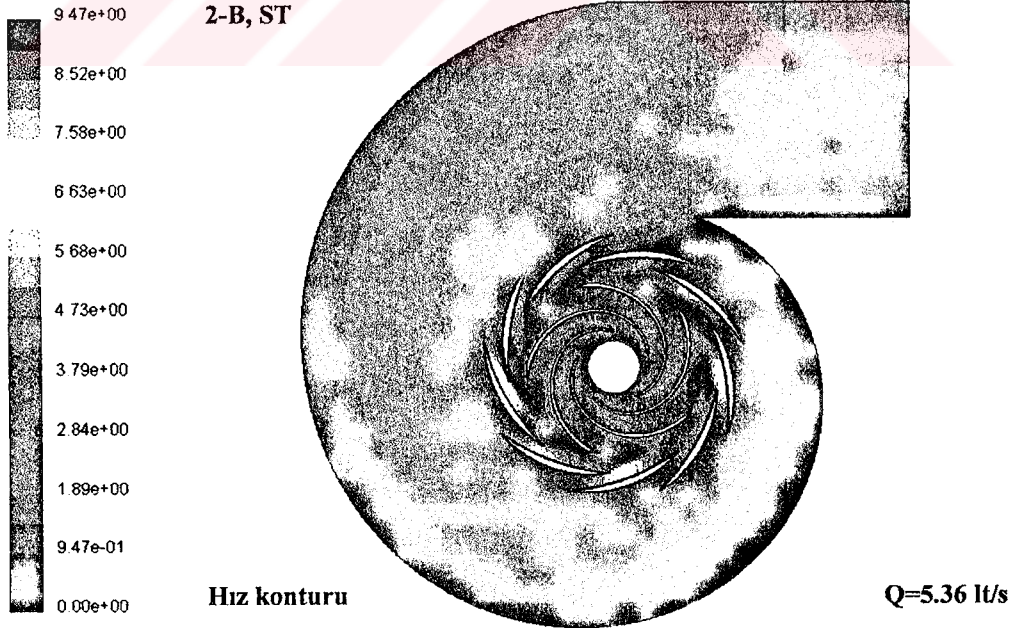
Şekil 4.5.4.1.3: Q=4.40 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



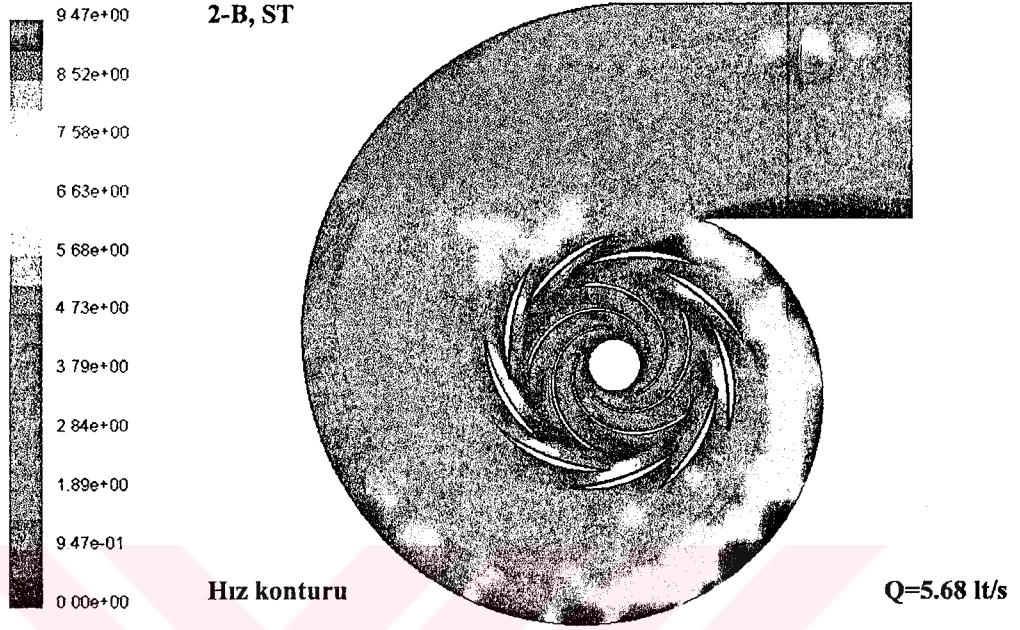
Şekil 4.5.4.1.4: Q=4.74 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



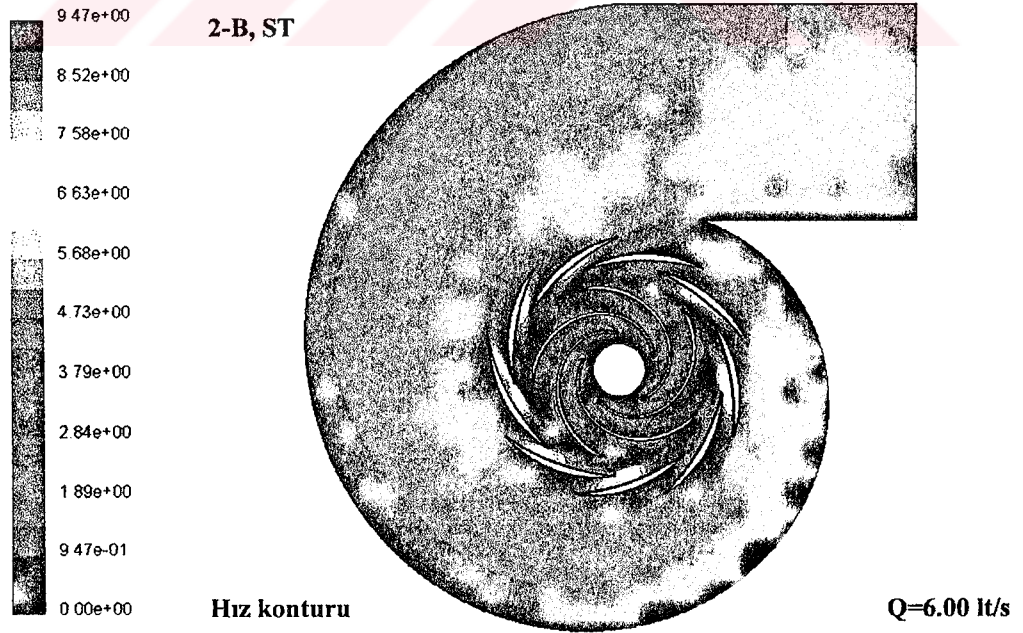
Şekil 4.5.4.1.5: Q=5.04 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



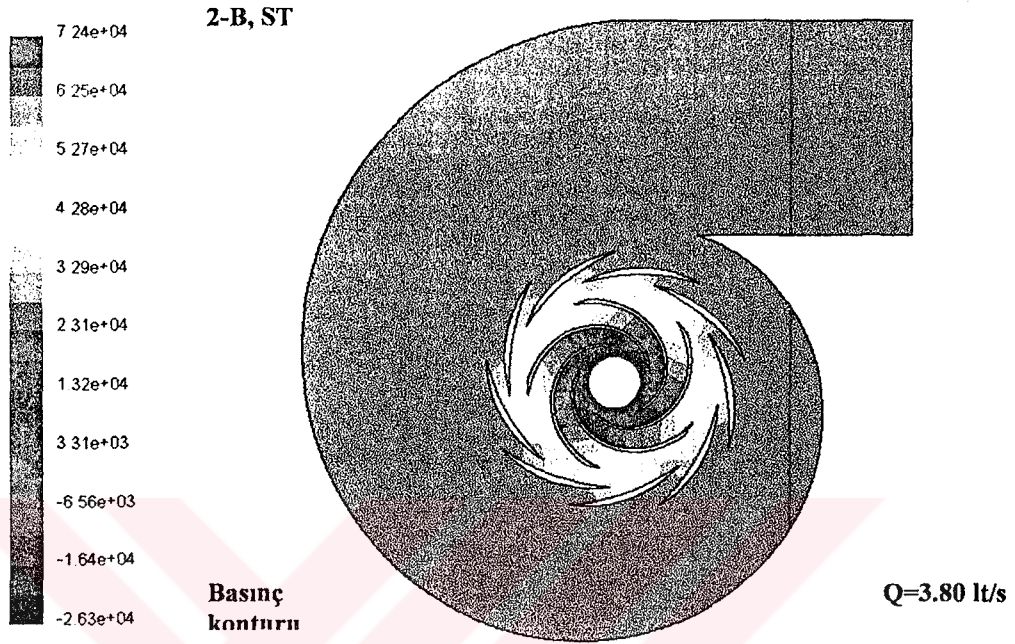
Şekil 4.5.4.1.6: Q=5.36 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



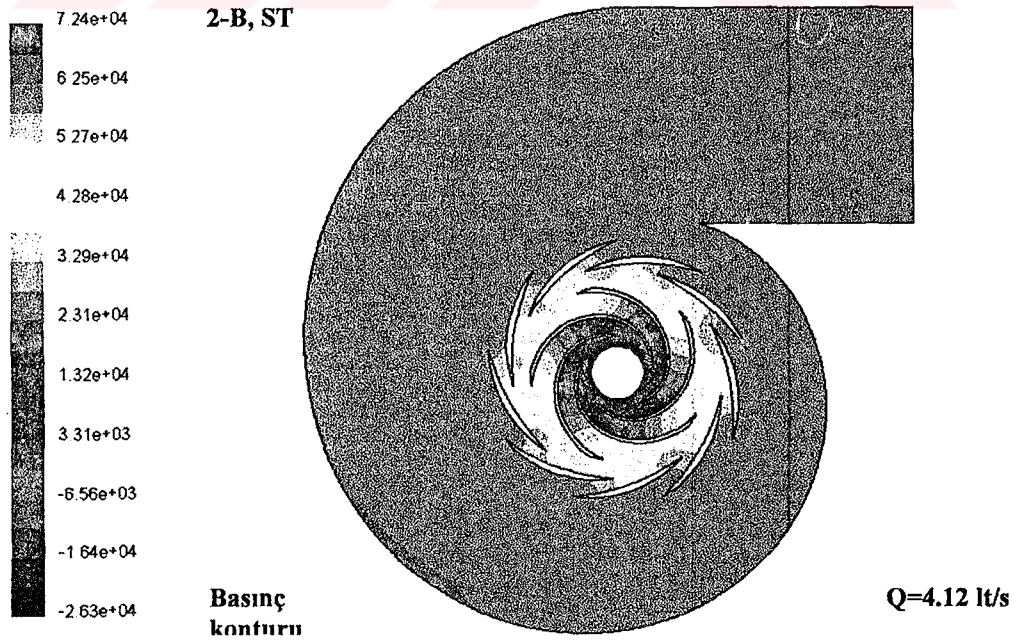
Şekil 4.5.4.1.7: Q=5.68 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



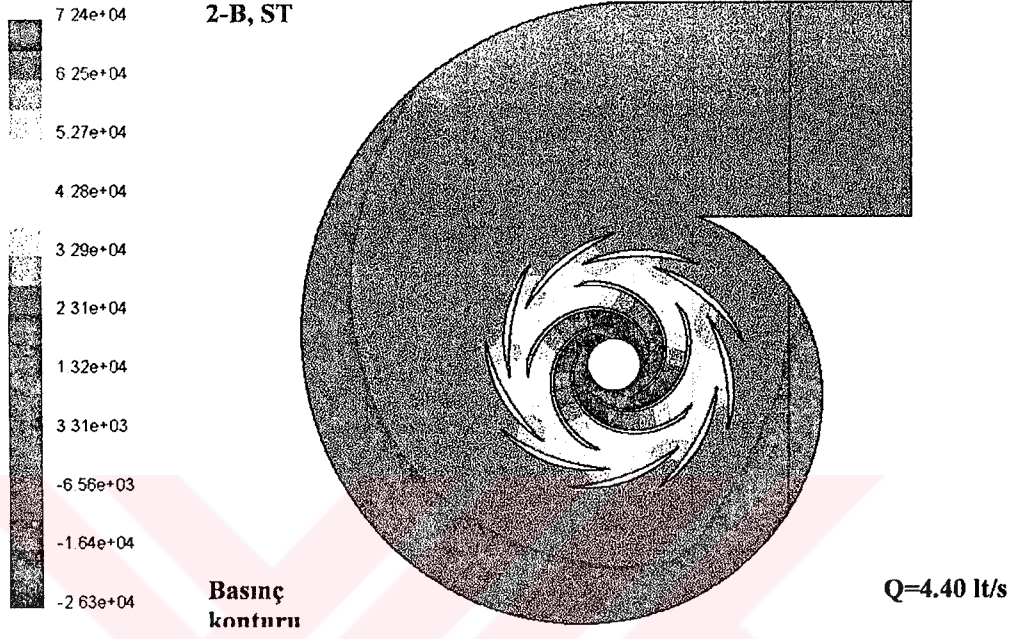
Şekil 4.5.4.1.8: Q=6.00 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



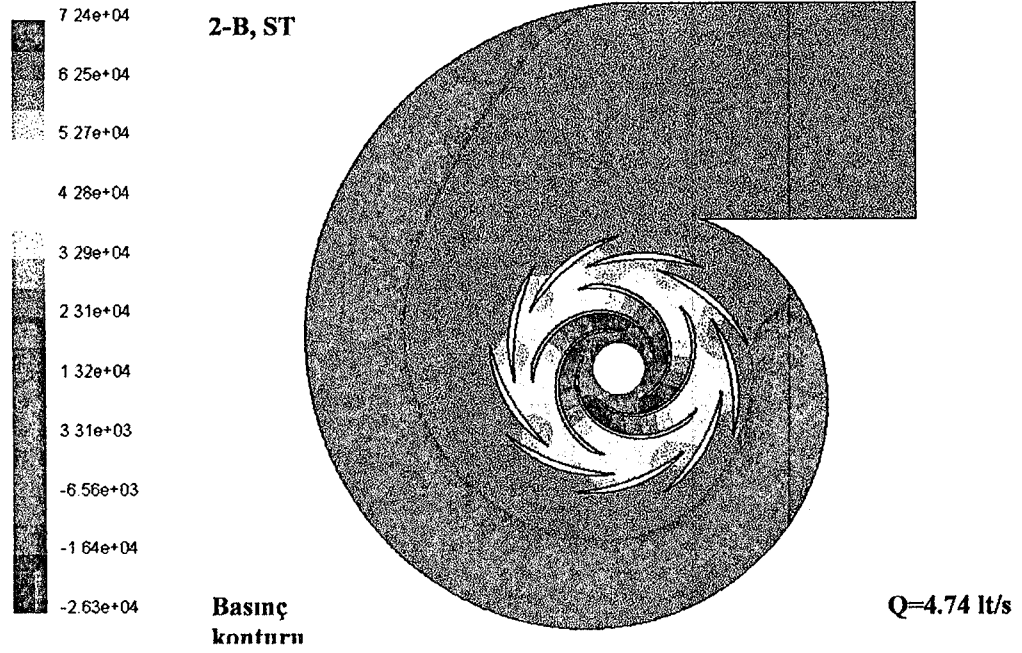
Şekil 4.5.4.1.9: Q=3.80 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



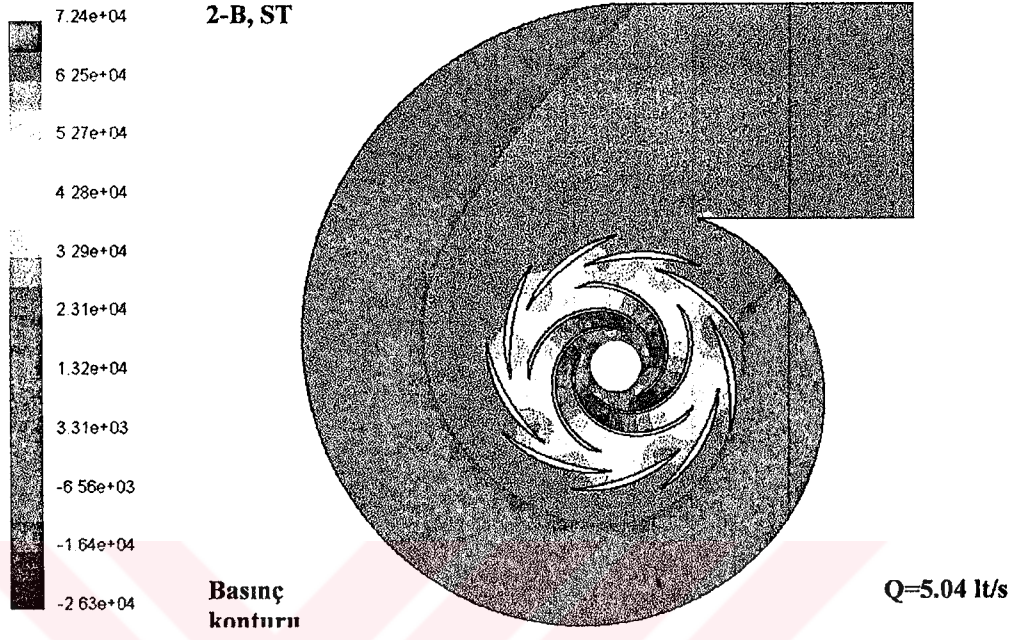
Şekil 4.5.4.1.10: Q=4.12 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



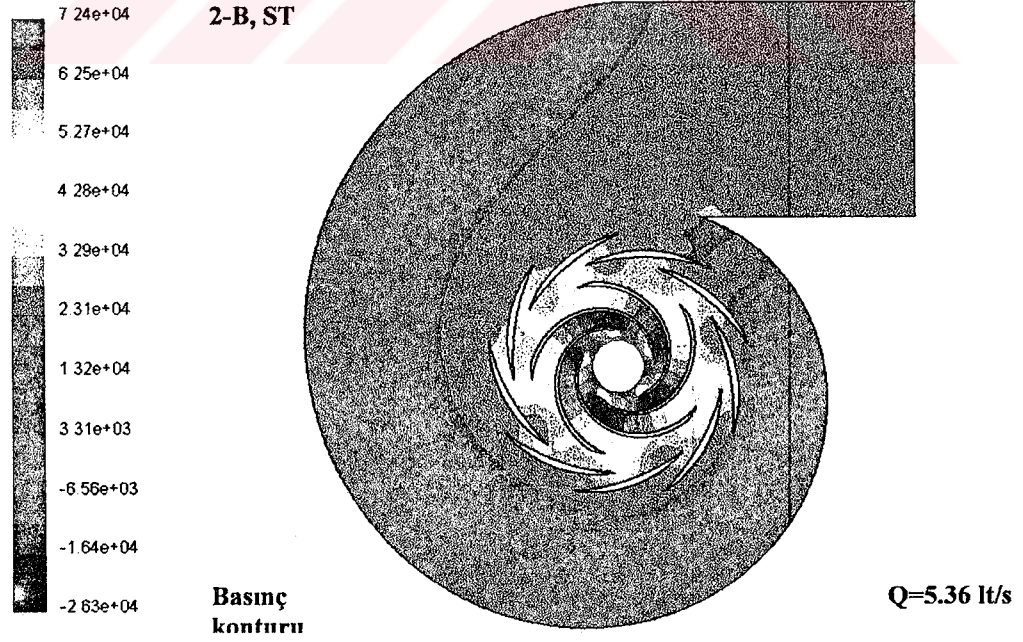
Şekil 4.5.4.1.11: Q=4.40 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



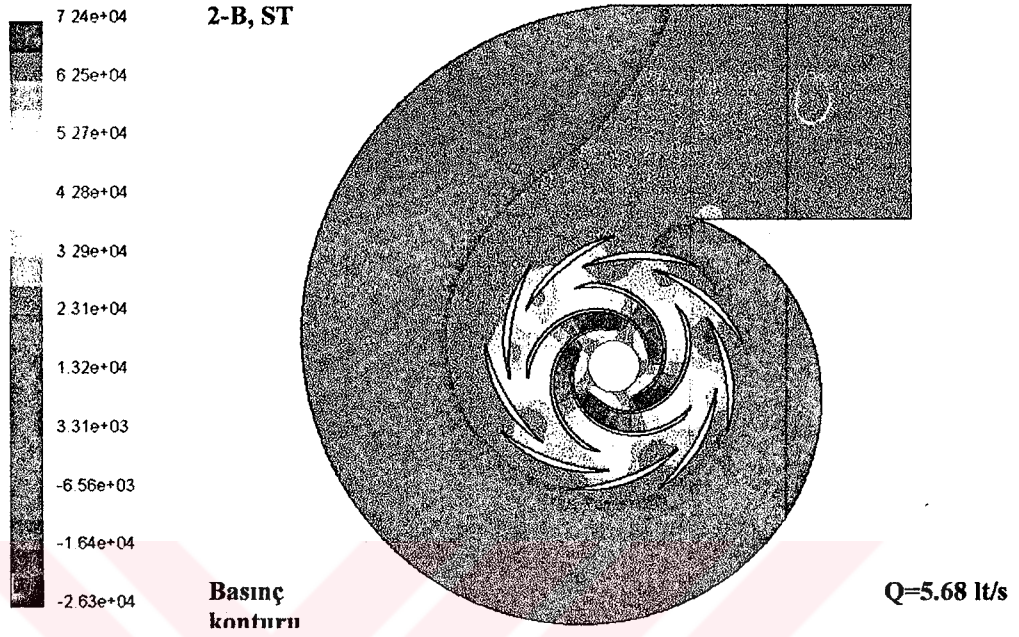
Şekil 4.5.4.1.12: Q=4.74 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



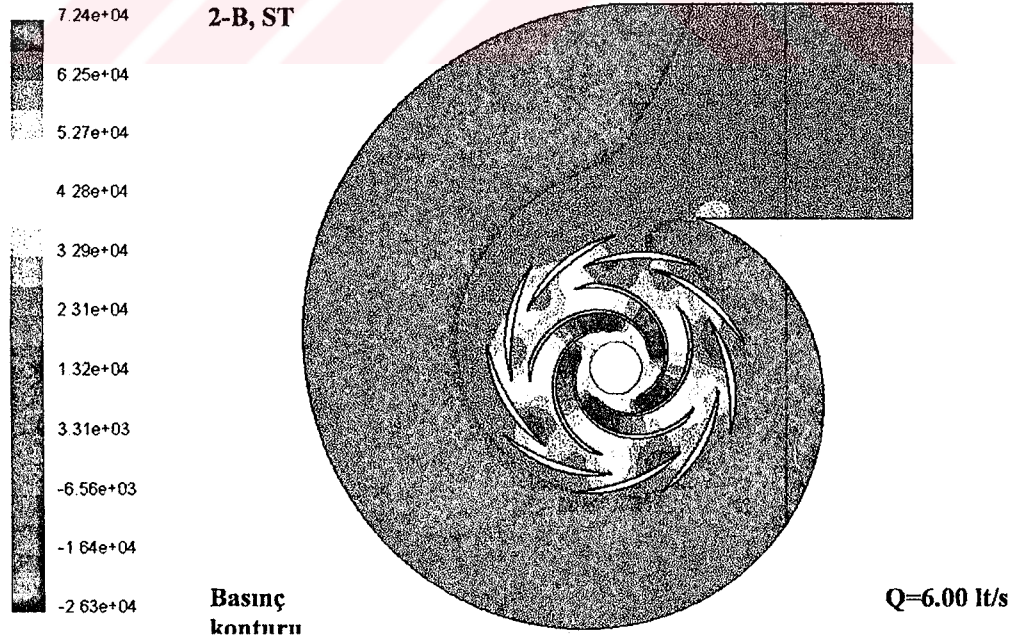
Şekil 4.5.4.1.13: Q=5.04 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



Şekil 4.5.4.1.14: Q=5.36 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



Şekil 4.5.4.1.15: Q=5.68 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



Şekil 4.5.4.1.16: Q=6.00 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları

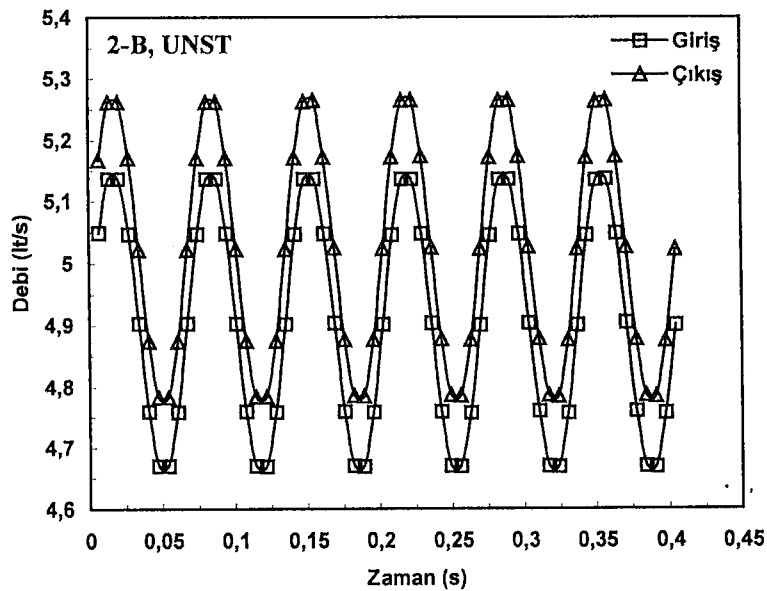
4.5.4.2 Zamana bağımlı analiz:

Zamana bağlı (kararsız) rejim için analiz sadece bir debi değeri için yapılmıştır. Örnek olarak dizayn noktasından yeterince uzaktaki bir debi 5.04 lt/s değeri seçilmiştir. Esas amaç periyodikliğin nasıl değiştiğini görebilmek ve performans eğrisi üzerinde bir etki yapıp yapamayacağını tespit etmektir.

İlk önce bu debide yapılan analizin güvenilirliğini bulmak gerekir. Şekil 4.5.4.2.1 giriş ve çıkıştaki debi değişimini zamana bağlı olarak göstermektedir. Bu şekil dizayn noktası incelenirken çıkarılan Şekil 4.5.2.2.1' e benzemektedir. Yapı olarak aynı olmalarına rağmen dizayn noktasındaki debi farklılığı 0.07 lt/s olurken bu şekilde 0.11 lt/s civarındadır. Tabii bu farklılık FLUENT programının yakınsama kriterine de bağlıdır. Bu kriter istenilirse oldukça düşürülebilir ve böylece debi farklılığı ortadan kalkabilir, fakat bunun yanında haftalarca sürebilen analizlerle karşılaşılabilir.

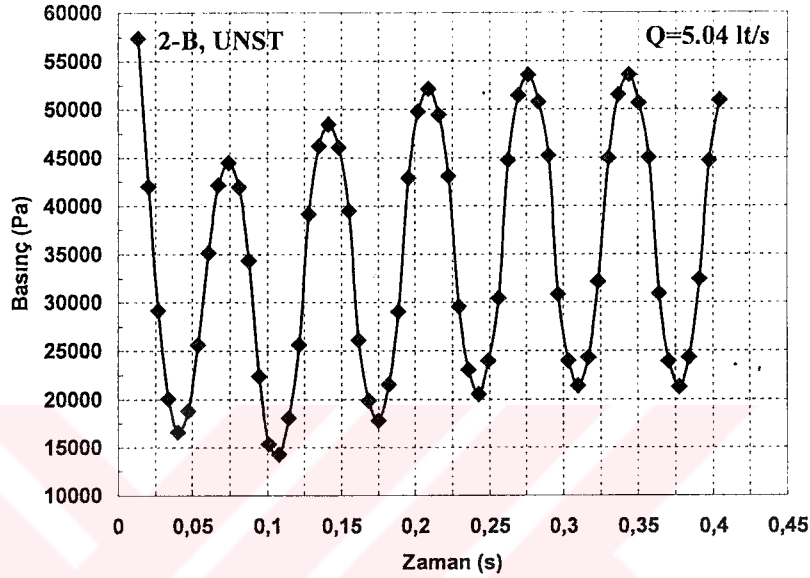
Periyodiklik Şekil 4.5.4.2.2' de görülmektedir. 0.275 s öncesindeki datadan başlayan ve her 10 datada kendini tekrarlayan bir durum söz konusudur. Bu şeklin aslında performans eğrisi üzerinde düzeltici bir etkisi olduğu düşünülmektedir. Şekil 4.5.1.2' de 2B ve 3B için çıkarılan performans eğrilerinde dizayn altı bölgelerinde bir farklılık oluşmuştu. Bu eğriler kararlı rejim için ortaya çıkarılmıştı. Şimdi düşünülen bu farklılığın kararsız bir analizle giderilip giderilemeyeceğidir.

Dizayn-Altı Bölgesinde Zamanla Debi Değişimi



Şekil 4.5.4.2.1: Dizayn-Altı bölgesinde kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizin güvenilirliği

Dizayn-Altı Bölgesinde Zamana Göre Giriş Basıncının Değişimi



Şekil 4.5.4.2.2: Dizayn-Altı bölgesinde kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analiz periyodikliği

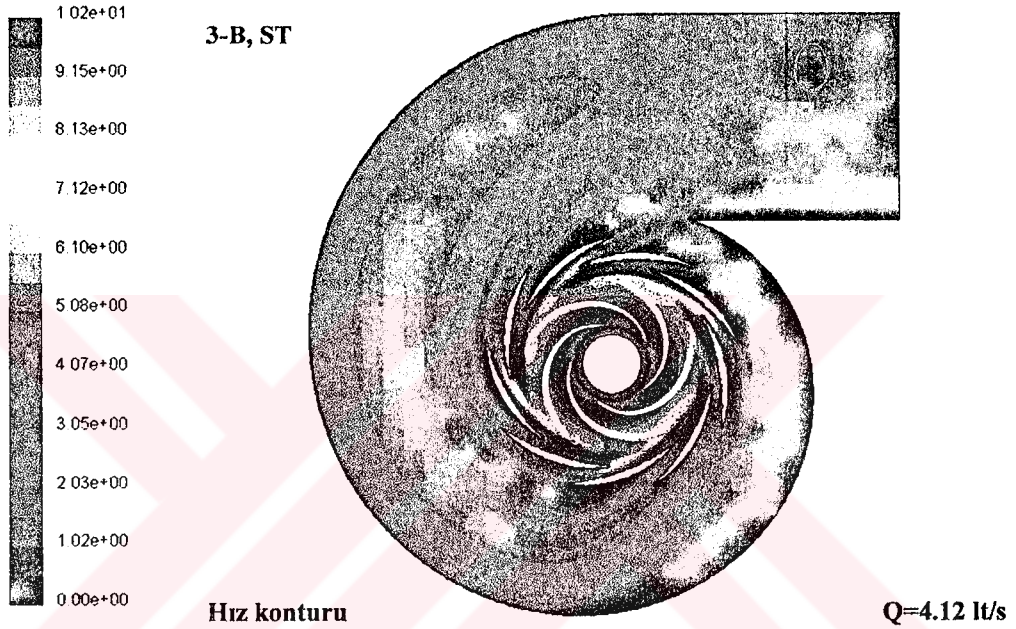
Bunun için Şekil 4.5.4.2.2' de periyodikliği yakalayıp ortalama bir değer almak gerekir. Eğer periyodiklikte en üst değerle en alt değer toplanıp yarısı alınırsa bu debide kararsız bir rejim için basınç değişimi bulunur. Şekle göre 0.275s' den sonra en üst değer 53523 Pa, en alt değer 21391 Pa olmaktadır, toplamının yarısı 37457 Pa eder. Çıkış basıncından farkı sonucu 22.54 kPa değeri bulunur. Tablo 4.1' den bu değer 22.77 kPa olarak okunur. Demek ki böyle bir düşünce yanlış olmakla beraber, kararlı ve kararsız analiz performans eğrisi üzerinde bir etkisi yoktur. Gerçi bu değerlendirme diğer debiler için yapılmamıştır. O yüzden şimdilik bu değerlendirmeyi burda bırakıp 3-boyutlu kararsız analiz için çıkacak sonucu beklemek gerekmektedir.

4.5.5 Dizayn-Altı Bölgesinde 3-Boyutlu Analiz

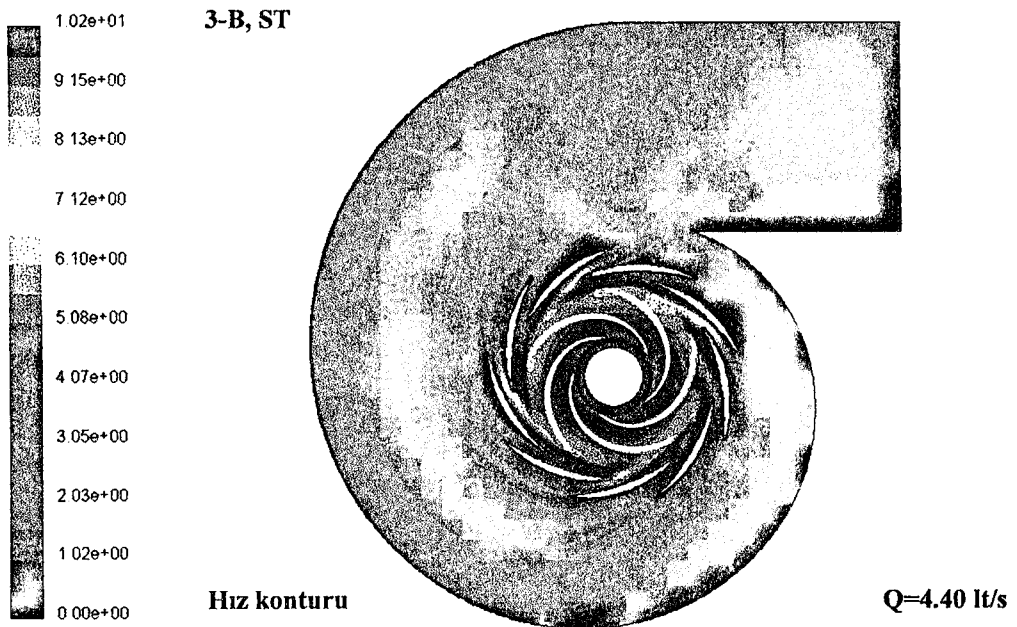
4.5.5.1 Zamandan bağımsız analiz:

3-boyutlu analiz gerekliliği bu tezde bir çok defa vurgulanmıştı. Dizayn noktasının altındaki bölgelerde 3-boyutlu akış incelemesi durgunluğun incelenmesi için daha fazla önem taşımaktadır. 3-boyutlu analizdeki dizayn noktası debinin 3.80 lt/s olduğu yerde gerçekleşmişti. Bu noktadan başlayarak 6.00 lt/s debisine kadar toplanan 7 adet değer var. Şekil 4.5.5.1.1 dizayn debisinden hemen sonraki debideki hız konturlarını sergilemektedir. Şekil 4.5.5.1.8 ise dizayn debisinden hemen sonraki debideki basınç konturlarını göstermektedir. Yani ilk 7 şekil hızları, diğerleri basınçları göstermektedir. 3-boyutlu analiz için gerçekten dikkate değer sonuçlar ortaya

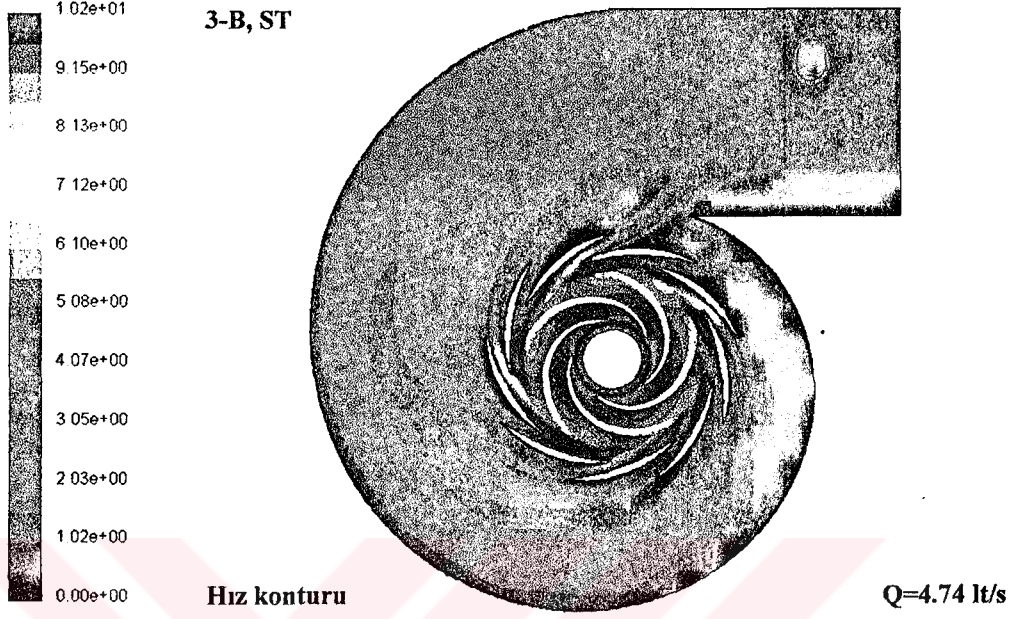
çıkmiştir. Şekil 4.5.5.1.1' den Şekil 4.5.5.1.7' ye kadar elde edilen hız konturlarına bakılacak olunursa 2-B analizdeki gibi salyangoz içine yayılan akışta hızlanma görülecektir. Yani bu yerlerde koyu renkli kısımlar artmaktadır. Diğer taraftan debinin artmasıyla birlikte difüzör pasajları arasındaki akışta bir rahatlama ona bağlı olarak jet akışlarda belirginleşme göze çarpmaktadır.



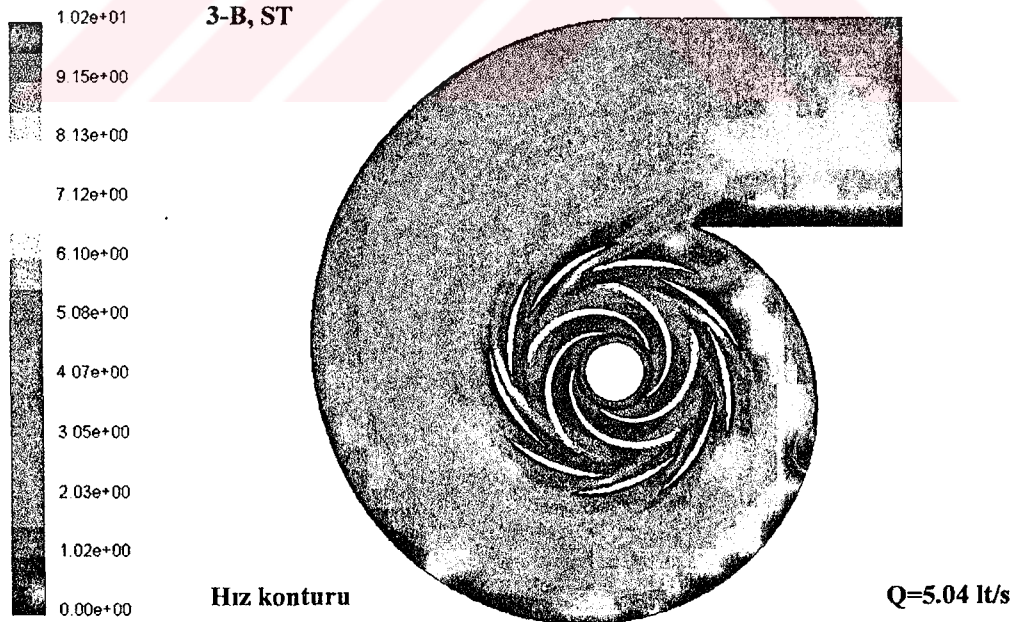
Şekil 4.5.5.1.1: Q=4.12 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları



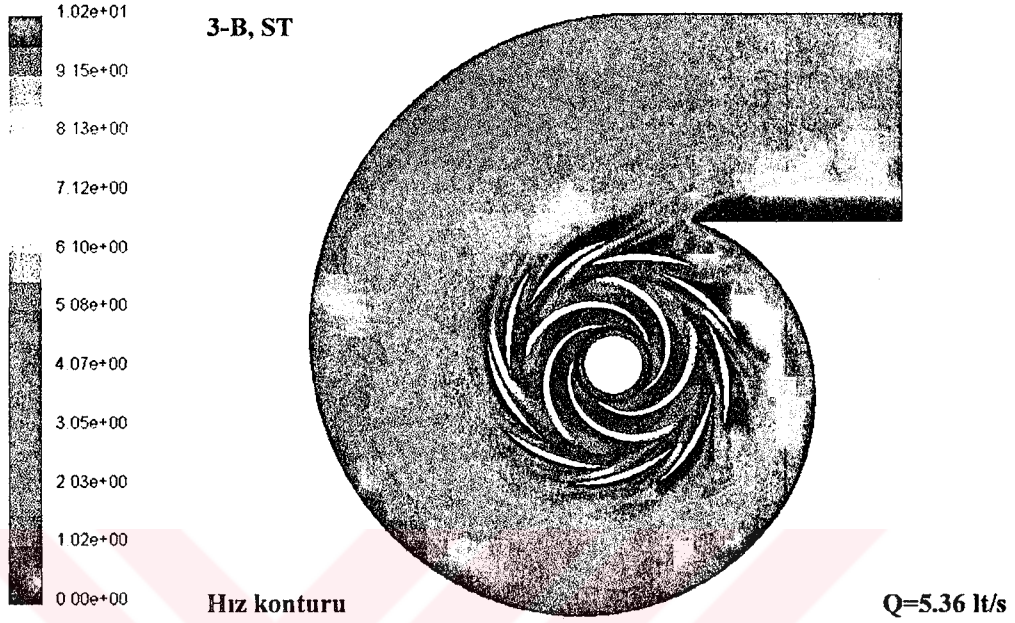
Şekil 4.5.5.1.2: Q=4.40 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları



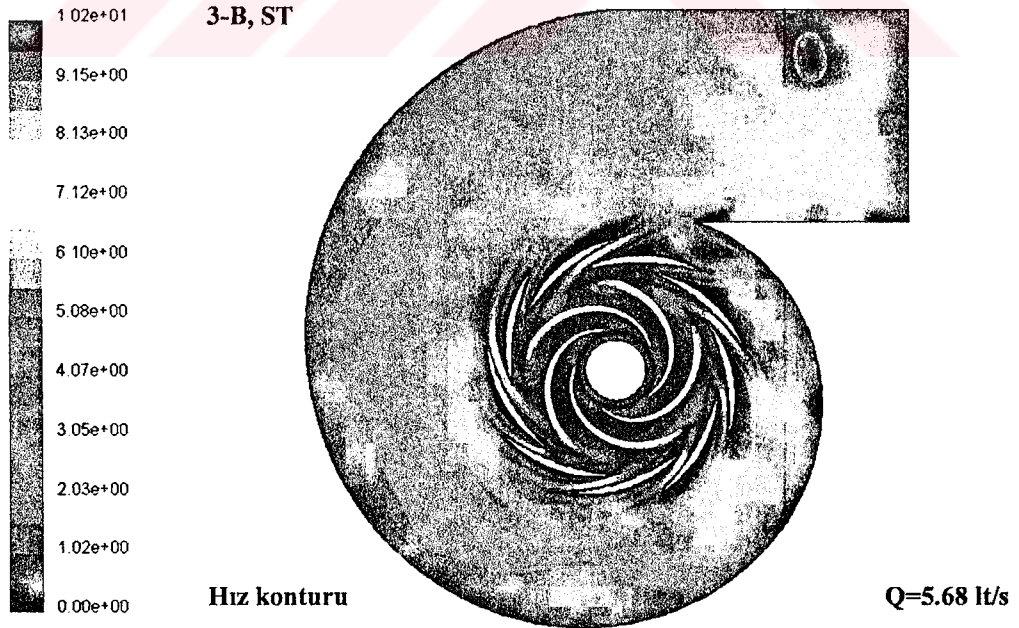
Şekil 4.5.5.1.3: Q=4.74 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları



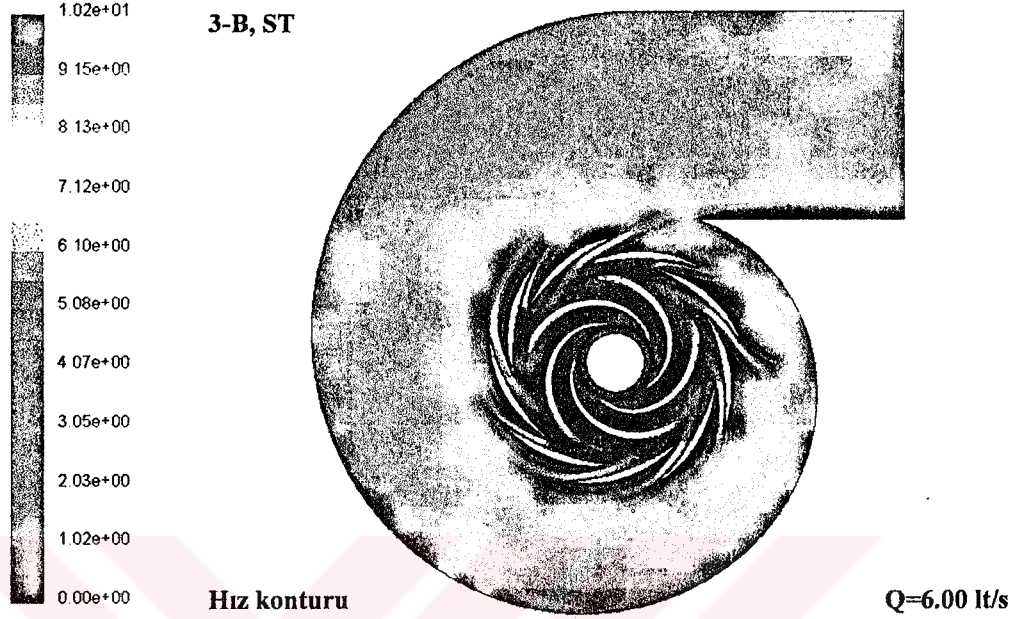
Şekil 4.5.5.1.4: Q=5.04 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları



Şekil 4.5.5.1.5: Q=5.36 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları

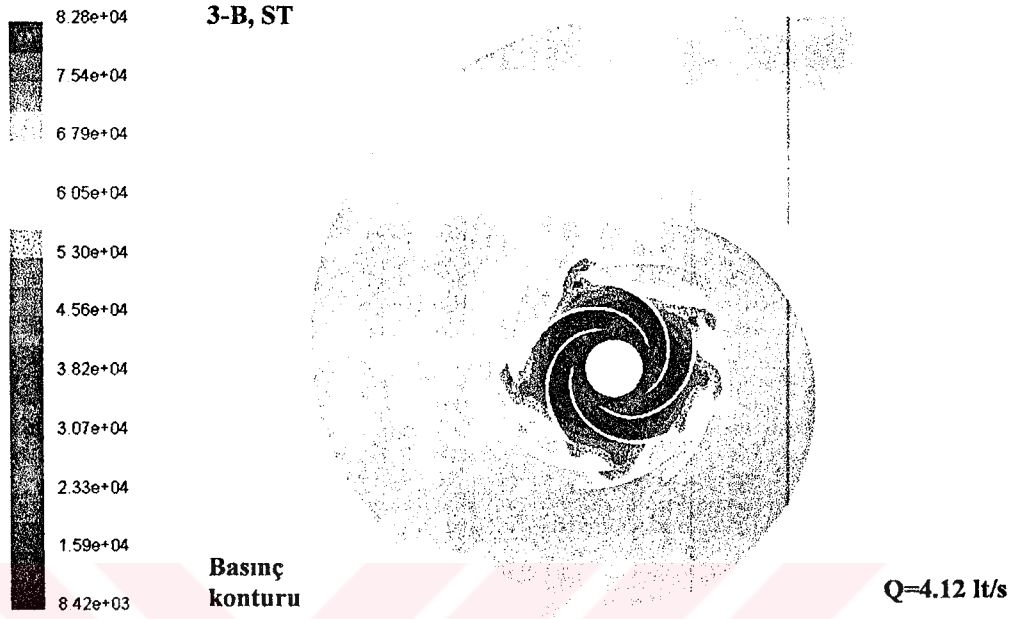


Şekil 4.5.5.1.6: Q=5.68 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları

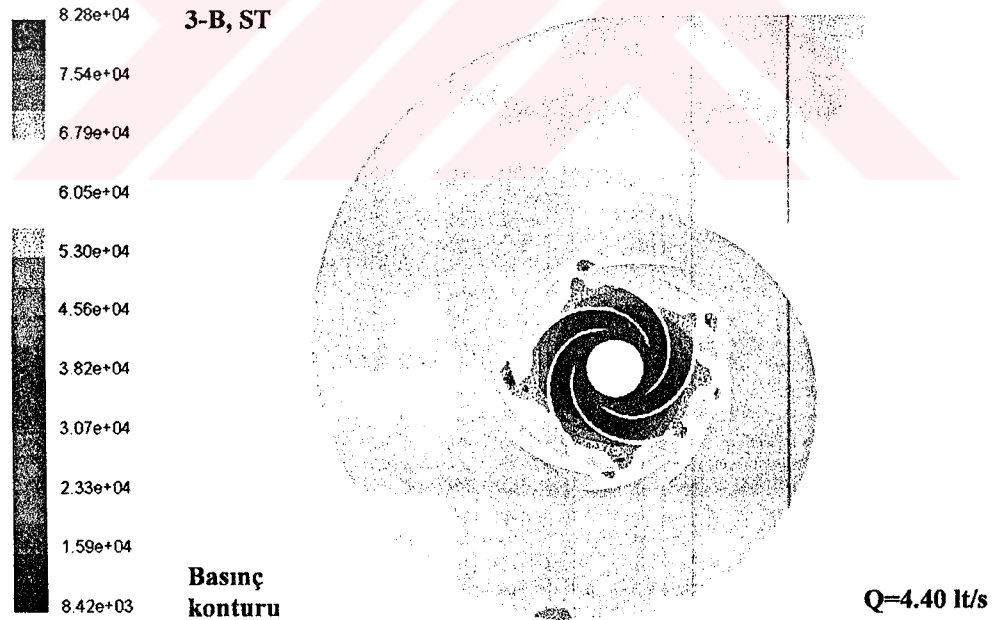


Şekil 4.5.5.1.7: Q=6.00 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki hız konturları

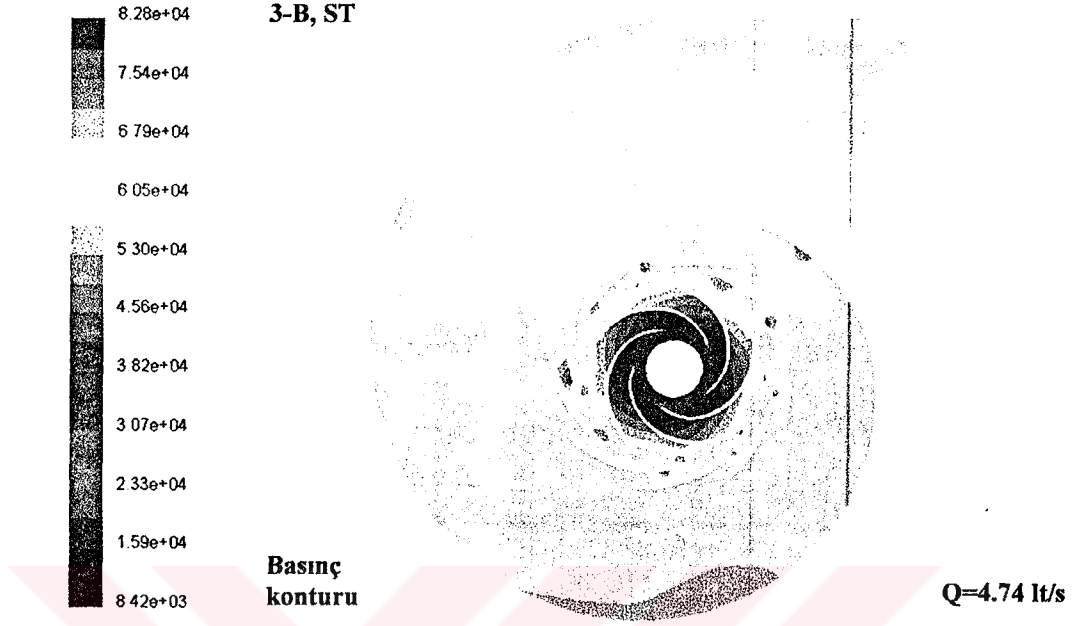
Salyangoz dilinin hemen üstündeki akışın, dizayn noktasının hemen altında yer alan debilerde enerjisinin önemli ölçüde yitirdiği gözlemlenmiştir. Bunun yanında 5.36 lt/s debiden başlayarak bu geniş düşük enerjili bölgenin kendisine çapraz olarak bakan difüzörün yarattığı jet sayesinde kapandığı görülmüştür. Bu analizde hızlar için belki de en ilginç örneğin salyangozun hemen altında kalan çevrintili bölge olduğu gerçeğidir. Dikkat edilecek olursa dilin hemen altında hafif koyu renkli kısmın beyaz kısmı hapsediği görülür. Bu durum da bir çevrintiden başka bir şey olamaz. Gerçi bu çevrintinin bariz olarak 5.36 lt/s debiden sonra çıktığı bilinse de dizayn bölgesindeki hız vektörlerinden bu işaret alınabilir (Şekil 4.5.3.1.8). Dilin atındaki difüzörden kaynaklanan jet mesafesinin kısa olması sebebi ile doğrudan salyangoza çarpmaktadır. Bu çarpma ile jetin bir kısmı aşağıya doğru salyangoza, bir kısmı da dile doğru çıkmaktadır. Dile doğru hareketlenen akış, bu sefer de bir üst taraftan gelen jetin etkisi ile tekrar aşağıya doğru yönelir. Bu durumda dil etrafında kaçınılmaz olarak bir çevrinti (vorteks) hareketi oluşur (Şekil 4.5.5.1.7). 2-boyutlu analizde olduğu gibi bu analizde de çıkış basınç sabit tutulmuştu. 2-boyutlu için yapılan aynı mantıkla debi arttıkça basınç değişimi azalacağından giriş basıncının debiye bağlı olarak artması gerekmektedir. Şekil 4.5.5.1.8' den başlayarak Şekil 4.5.5.1.14' e kadarki giriş basıncında bir atış söz konusu olmaktadır. Çok daha belirgin olarak bu değişim görülmek istenirse, o zaman çarkın basma ve difüzörün emme bölgesinde bakmak ve koyu renkli kısımların arttığına dikkat etmek gerekir.



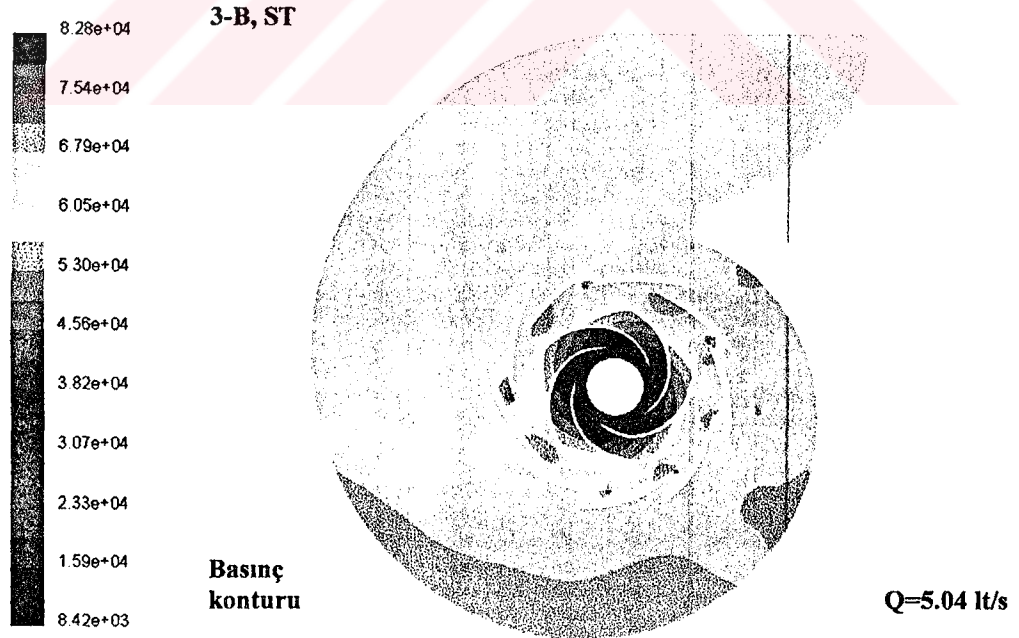
Şekil 4.5.5.1.8: Q=4.12 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları



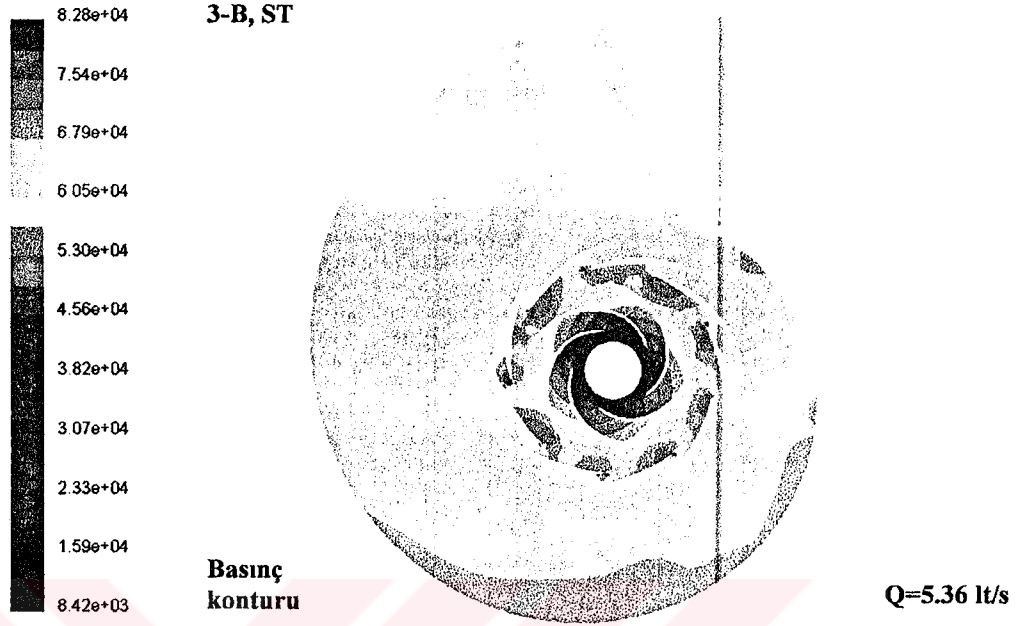
Şekil 4.5.5.1.9: Q=4.40 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları



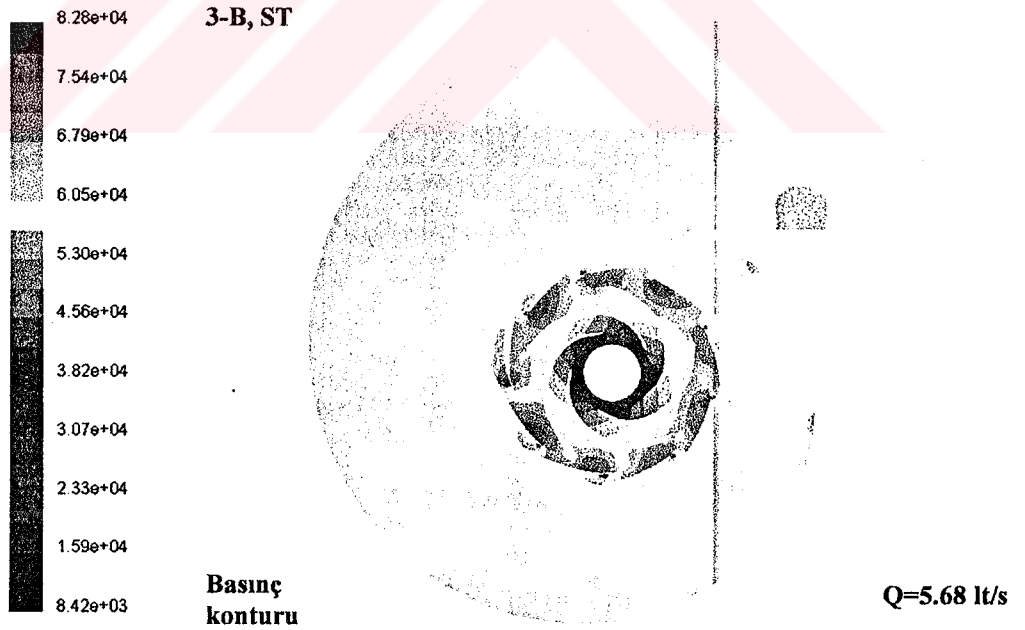
Şekil 4.5.5.1.10: Q=4.74 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları



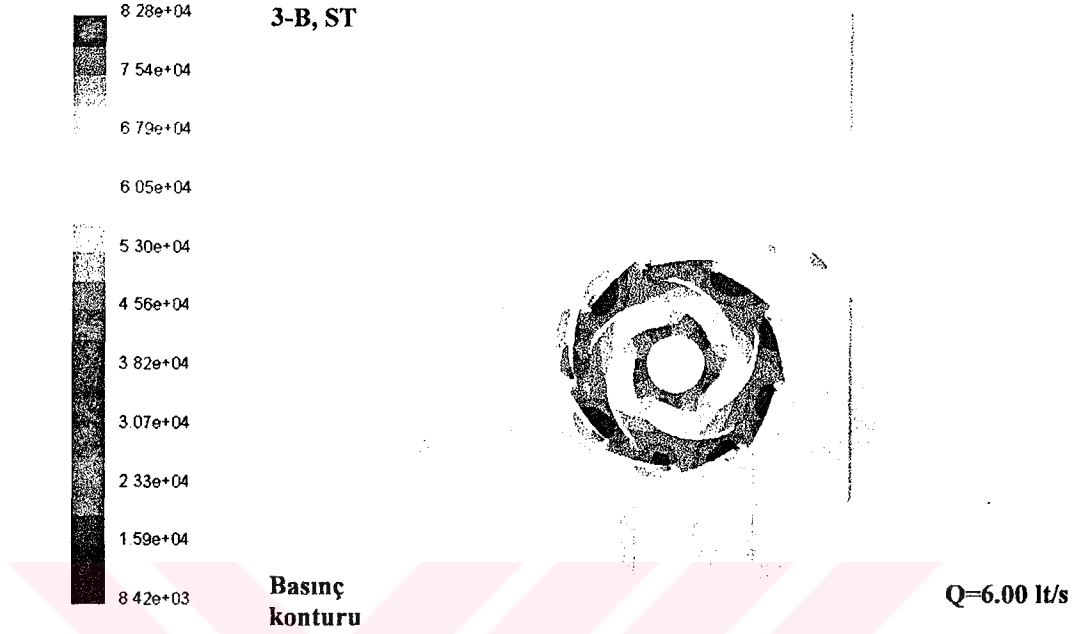
Şekil 4.5.5.1.11: Q=5.04 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları



Şekil 4.5.5.1.12: Q=5.36 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları



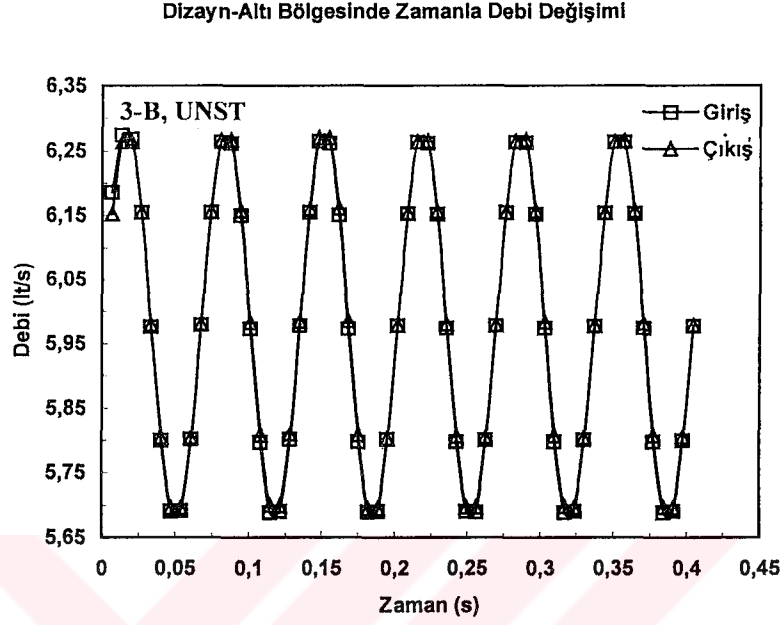
Şekil 4.5.5.1.13: Q=5.68 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları



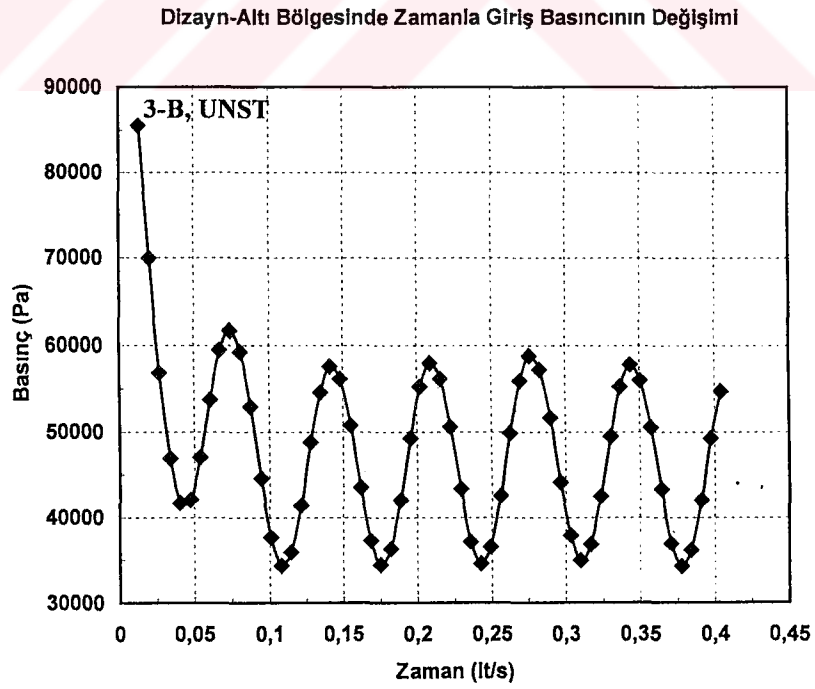
Şekil 4.5.5.1.14: Q=6.00 lt/s debi için üç boyutlu analizdeki basınç konturları

4.5.5.2 Zamana bağımlı analiz:

2-boyutlu kararsız rejimde yapılan analizde performas eğrisindeki farklılığın ortadan kaldırma düşüncesi gerçekleşmemiştir. Bu analizde 2-boyutludan farklı olarak bu tezde kullanılan en son debi 6.00 lt/s seçilmiştir. Şekil 4.5.5.2.1’de oldukça güvenilir olduğunu anladığımız bu analize periyodikliği bulmak için Şekil 4.5.5.2.2’ye bakmak gerekir. Oldukça yakın bir zamanda 0.1 s gibi bir noktada bu periyodikliğin yakalandığı görülür. Periyodiklikteki maksimum ve minimum değerlerin sırasıyla 58 ve 34 kPa olduğu anlaşılır. Toplamının yarısı 46, dolayısıyla basınç değişimi çıkış basıncın 60 kPa olarak sabit tutulması sebebi ile 14 kPa bulunur. Bu değeri Tablo 4.1’ ile karşılaştırdığımızda elde ettiğimiz değer 3000 Pa daha fazla olduğu görülür. Yani bu analizle deneysel sonuca 3 kPa daha yaklaşılmış demektir. Yüzdeler hata payı böylece % 39,13’e inmiş olur. Daha önceki hata payı % 52,17 olduğuna göre toplam hata düzeltme oranının % 13 civarında olduğu söylenebilir. Demekki, yapılan analiz 3-boyutlu olursa, kararsız rejimdeki analizin pompa performansı üzerine etkisi vardır. Birkez daha görülüyor ki, 3-boyutlu ve iyi ağ ile donatılmış bir geometriye doğru bir analiz uygulanırsa deneysel sonuçlara en az hata ile ulaşılır.



Şekil 4.5.5.2.1: Dizayn-Altı bölgesinde kararsız rejim için yapılan 3- boyutlu analizin güvenilirliği



Şekil 4.5.5.2.2: Dizayn-Altı bölgesinde kararsız rejim için yapılan 3- boyutlu analiz periyodikliği

4.5.6 Durgunluk Bölgesinde Nümerik Analiz

Bu tezde üzerinde en çok durulacak bölüm durgunluk bölgesinde akış incelenmesi olacaktır. Şimdiye kadar pompadaki akışın kararlı ve kararsız rejimde olmak üzere hem 2-boyutlu hem de 3-boyutlu nümerik analizi yapılmıştır.

Pompadaki akış durgunluk bölgesine iken 2-boyutlu kararlı ve kararsız rejimde analizi yapılmıştır. 3-boyutlu kararlı rejimde analizi gerçekleştirilmesine rağmen kararsız rejimde FLUENT programı yakınsak sonuçlar vermemiştir. Bu yüzden bu tezde durgunluk bölgesi için 3-boyutlu kararsız rejim analizi dahil edilmemiştir. 2-boyutlu kararsız rejim sonuçları ise akışın diğer bölgelerde olduğu gibi oldukça net ve güvenilir değildir. Durgunluk bölgesinde kararsız rejim için ortaya net çıkarılamayan sonuçlar, ne akışı modelleyen, ne de FLUENT programının yetersizliğinden kaynaklanmaktadır. Tamamen bu bölgedeki akışın çok karmaşık, büyük çalkantıların olması, literatürde "surge" adı verilen düzensiz akış tiplerinin meydana gelmesinden dolayı olmuştur. Bu sıkıntı Blanco ve arkadaşlarının (2000) yapmış oldukları çalışmada da açıkça sergilenmektedir.

Nümerik analizin yanı sıra pompada durgunluk bölgesinde deneysel çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Özellikle salyangoz dilinin etrafında oluşan akış yapısına önem verilmiştir. Bu bölümde nümerik analizin yanı sıra, deneysel çalışma ile çıkarılan sonuçlarının da analizi gerçekleştirilmiştir.

4.5.6.1 Durgunluk Bölgesinde 2-Boyutlu Analiz

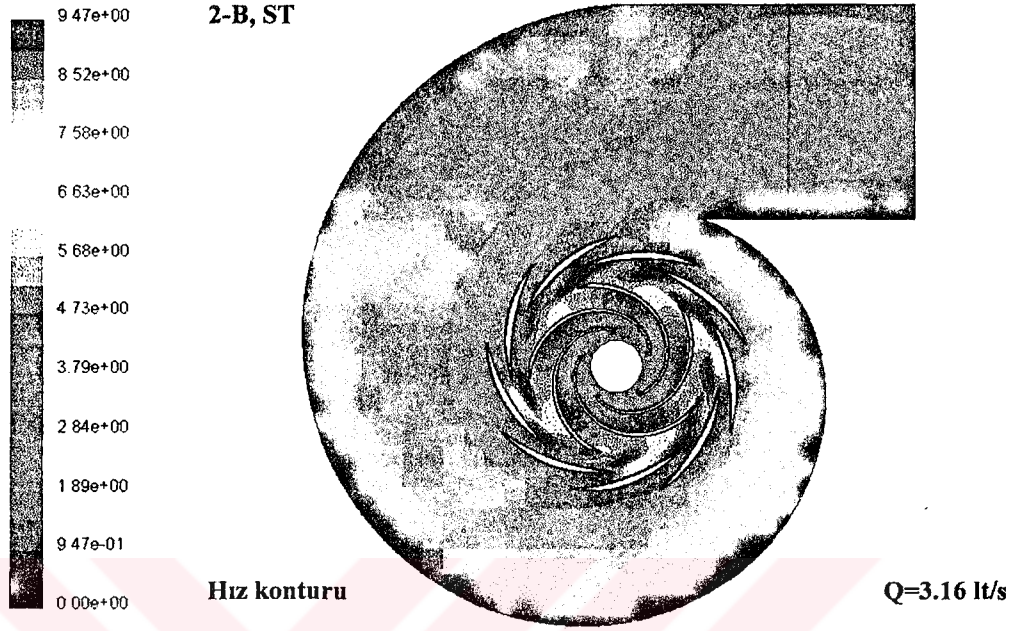
2-boyutlu analizde dizayn noktası 3.48 lt/s debide gerçekleşmekte idi. Bu noktanın altında kalan noktalar (performans eğrisine göre) daha önce incelenmişti. Şimdi bu noktadan başlayarak daha düşük debilere göz atıp durgunluk bölgesi incelenecektir. Tanım olarak durgunluk, akışın kinetik enerjisinin minimal dereceye yaklaşip durgun bir görüntü vermesi durumuna denmektedir. Sadece pompa için değil, bir çok ünite için durgunluk ayrı bir sorun olarak görülmektedir. Özellikle uçaklarda durgunluk, uçağın hakimiyetinin pilot tarafından kaybedilip düşmesine yol açabilir. Pompalarda ise durgunluk düşük debilerde ortaya çıkmaktadır. Düşük debi ile basınç yükselse dahi, pompa asli görevini bu bölgede gerçekleştiremez. Düşük debi, düşük hız, yani pompa tarafından sağlanamayan akış transferi demektir. Peki bu bölgede akış basılamıyorsa ne gerçekleşiyor? Bu sorunun cevabı teorik olarak bilinmesine karşın, deneysel ve nümerik yöntemlerle izahı yapılmaya çalışılmaktadır. Teorik olarak, bu bölgede akış çark kanatları arasında sıkışıp, döntüp durmaktadır. Bu analizde de 3.16 lt/s debi ile başlayıp deneysel olarak ifade edilen 1.31 lt/s debiye kadar durgunluk nümerik olarak incelenmiştir. Hem hız hem de basınç konturlarına yer verilmiştir. Durgunluğun tam olarak hangi debide başlayacağı ise performans ve verim eğrilerinin yanı sıra bu analizde elde edilen konturlar tarafından yorumlanmalıdır. Konturları detaylı olarak incelemeden önce performans ve verim eğrileri incelenmelidir.

Şekil 4.5.1.2' de 2-boyutlu analiz için gösterilmiş eğriye dikkatle bakıldığında, en yüksek debiden başlayarak sola doğru ilerlendiğinde basınç farklılığının giderek arttığını, ama belli bir debiden sonra basıncın ya hiç değişmediği ya da çok az bir farkla sapma gösterdiği görülür. Bu sabitleme noktası dizayn noktasından sonra gelen 3.16 lt/s debi ile yavaş yavaş başlamakta ve kendinden sonra gelen 2.86 lt/s debi ile keskinleşmektedir. Detaylı bir değerlendirme Tablo 4.1 ile yapılabilir. 3.80 lt/s debide basınç 42 kPa civarında iken dizayn debisi 3.48 lt/s'de 45 kPa civarında, 3.16 lt/s' de iken 48 kPa civarındadır. Ama bu değerden sonrakilerde basınç hep 50-51 kPa değerlerinde gidip gelmiştir. Şekil 4.5.1.4'te verim eğrisine göre 3.16 lt/s debi değerinden sonraki değerlerde verim hızlı bir şekilde düşmüştür. Genelde pompalarda verim eğrisinin maksimum olduğu bölgenin uzun olması istenir ki pompa farklı debilerde değişmeyen verim ile çalışabilsin. Bu durum 2-boyutlu analizde 4 debi değeri için sağlanmaktadır: 3.16, 3.48, 3.80 ve 4.12 lt/s debilerinde verim % 55'in üzerinde olmaktadır.

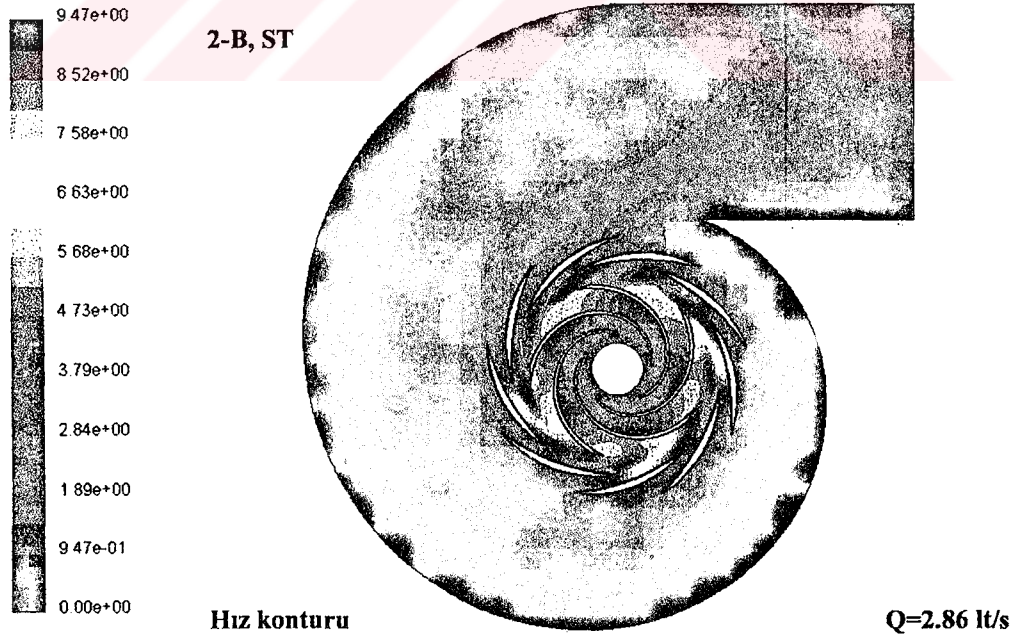
Grafikler böyle bir sonucu mümkün kılarken, kontur değerlerinin de ne anlatacağı oldukça önemlidir. Şekil 4.5.2.1.1' de dizayn noktası için verilen hız konturu ile Şekil 4.5.6.1.1' de verilen hız konturu arasında oldukça bir farklılık vardır. Salyangoz içerisindeki koyu renkli kısımda azalma vardır. Ama bu olgunun hemen durgunluk bölgesine işaret ettiğini söylemek yanlış olur. Şekil 4.5.6.1.2' deki 2.86 lt/s değeri ile karşılaştırıldığında 3.16 lt/s için çok da fazla negatif sıklar sürmek yerinde olmaz. Zira 2.86 lt/s değerinde 3.16 lt/s göre salyangoza yakın olan koyu kısmın salyangozdan uzaklaştığı görülmektedir. Bu durum hız için verilmiş diğer konturlarda daha iyi görülebilmektedir. Öyle ki 1.31 lt/s değerinde koyu kısmın salyangozdan nerdeyse tamamen yok olmuştur. Durgunluğu belirginleştiren bir başka husus çark içerisindeki siyah bölgenin giderek koyulaşmasıdır. Bu durum, debi azaldıkça akışın çark tarafından basılamaması, salyangoz içersine iletilmemesi, dolayısıyla akışın çark içerisinde hapsolmesi anlamına gelmektedir.

Basınç konturlarından durgunluğu tahlil etmek hız konturları kadar kolay olmamaktadır. Hatta imkansız olduğu görüşü savunulabilir. Çünkü Şekil 4.5.5.1.8 ile başlayıp Şekil 4.5.5.1.14 ile sona eren konturlara dikkat edilirse değişimlerin minimum, hatta hiç değişmediği sonucu çıkarılabilir. Bu durumun diğer bir ispatı performans eğrisinden sağlanabilir. Şekil 4.5.1.2' de 2-boyutlu analiz için performans eğrisine bakıldığında durgunluk bölgesinde basınç değişiminin sabit kaldığı açıkça görülmektedir.

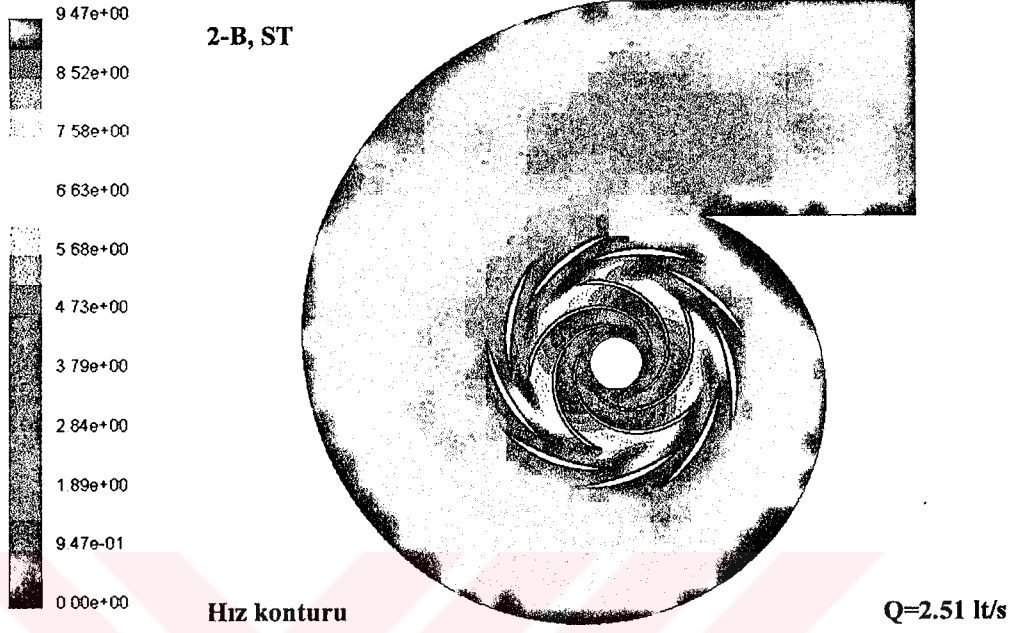
2-boyutlu analizde zararsız rejim için analizin aslında çok da güvenilir olmadığı daha önceden belirtilmişti. 2.23 lt/s debide 12 devir için yapılan analizde Şekil 4.5.5.1.15' de analizin güvenilirliği verilmiştir. Bu şekle göre analizin güvenilir ve iyi sonuç vereceği umulabilir, fakat Şekil 4.5.5.1.16' ya bakıldığında analizin periyodikliğinin yakalanamadığı görülebilir. Bu şekillerden çıkarılacak sonuç, kararsız rejimde analizin doğru bilgiler veremediği, dolayısıyla durgunluk bölgesinin 2-boyut için kararlı rejimin tercih edilmesi gerektiği şeklinde olmalıdır.



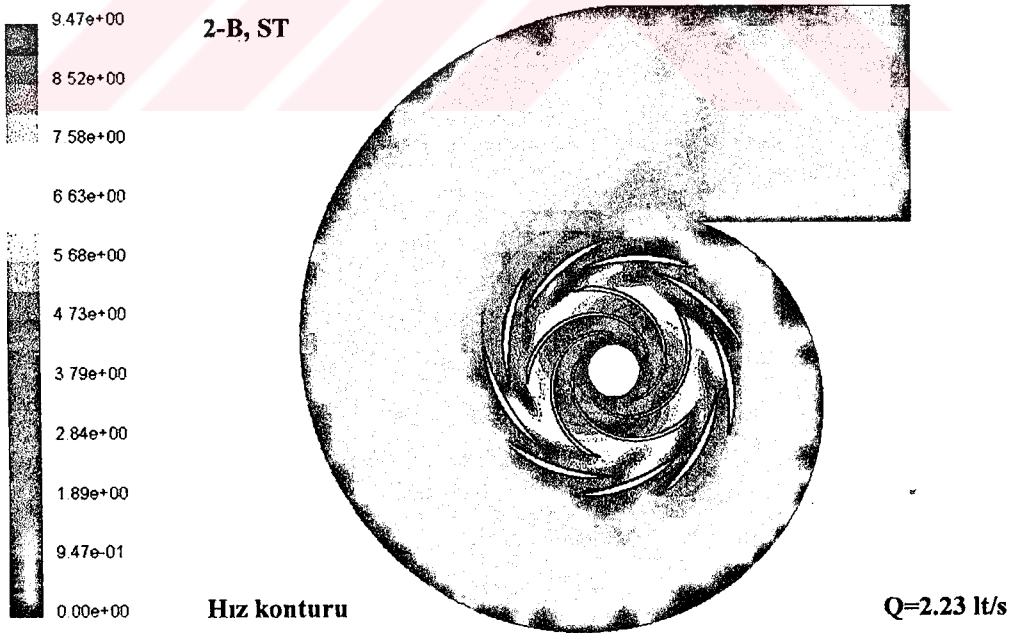
Şekil 4.5.6.1.1: Q=3.16 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



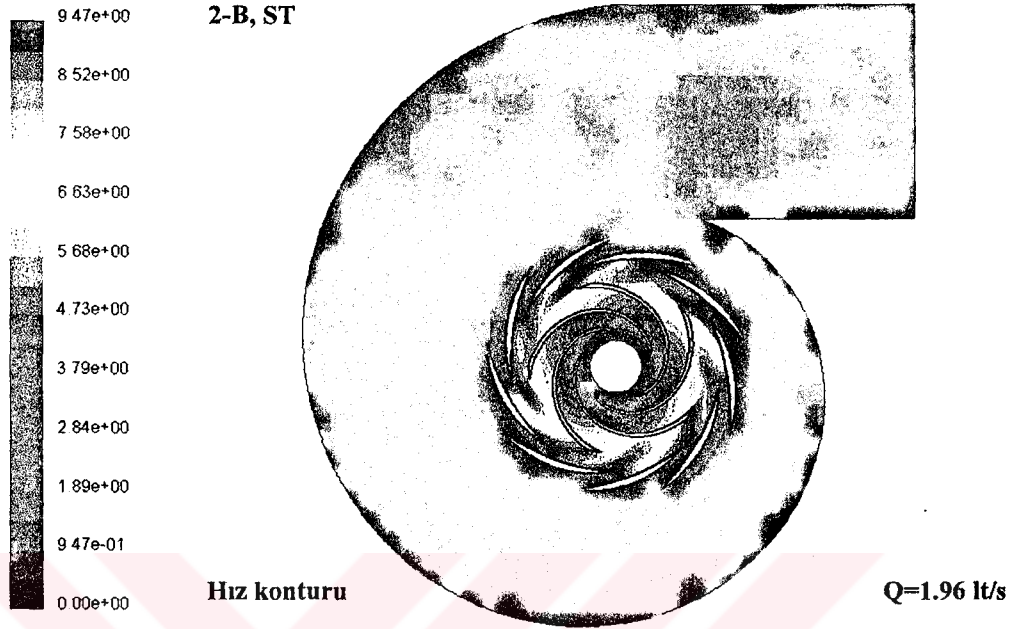
Şekil 4.5.6.1.2: Q=2.86 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



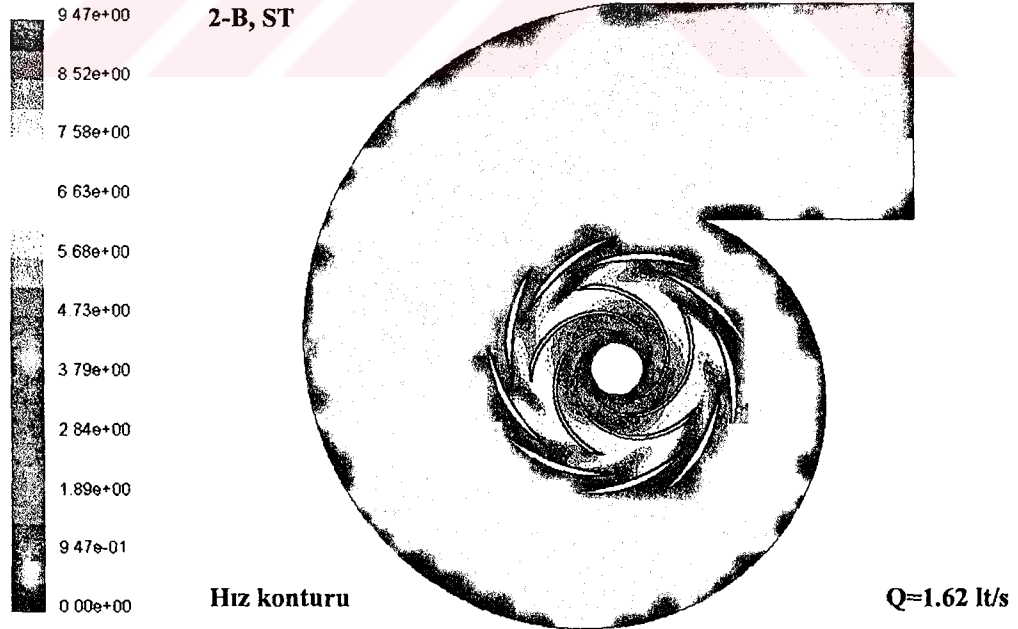
Şekil 4.5.6.1.3: Q=2.51 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



Şekil 4.5.6.1.4: Q=2.23 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



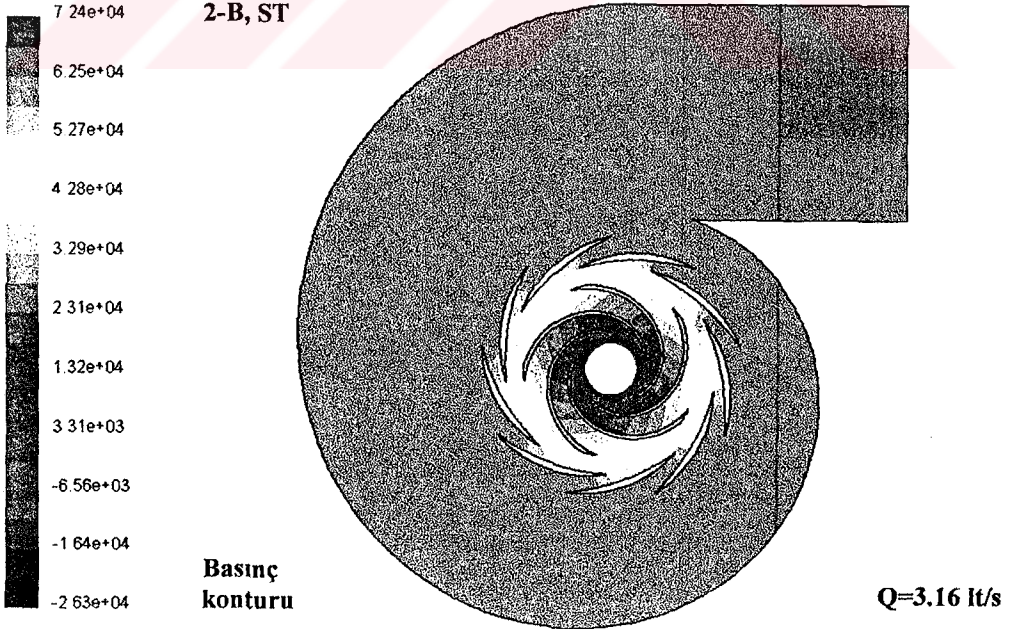
Şekil 4.5.6.1.5: Q=1.96 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



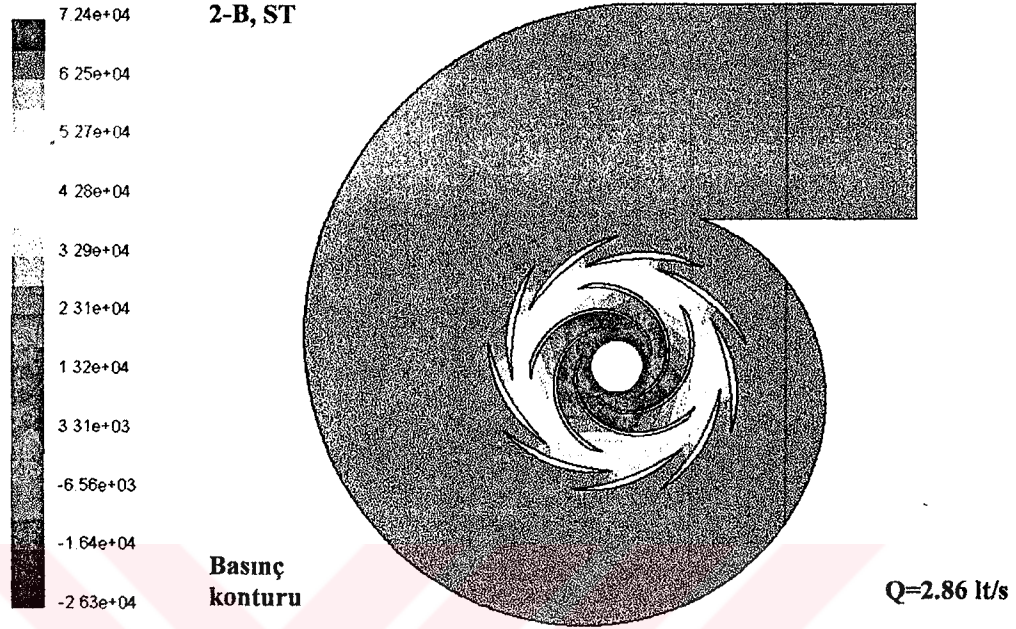
Şekil 4.5.6.1.6: Q=1.62 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



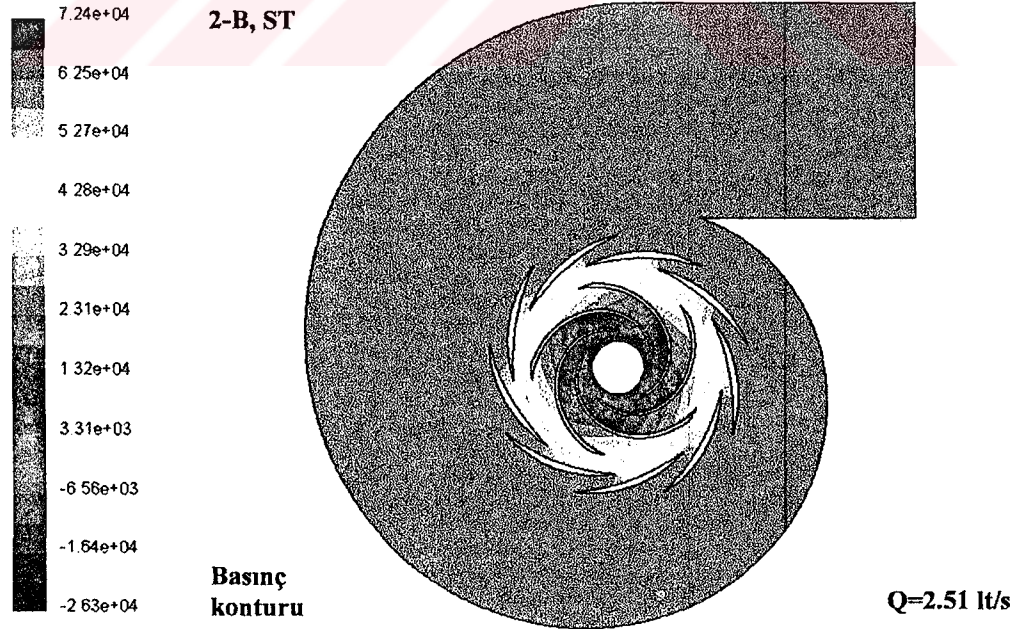
Şekil 4.5.6.1.7: Q=1.31 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



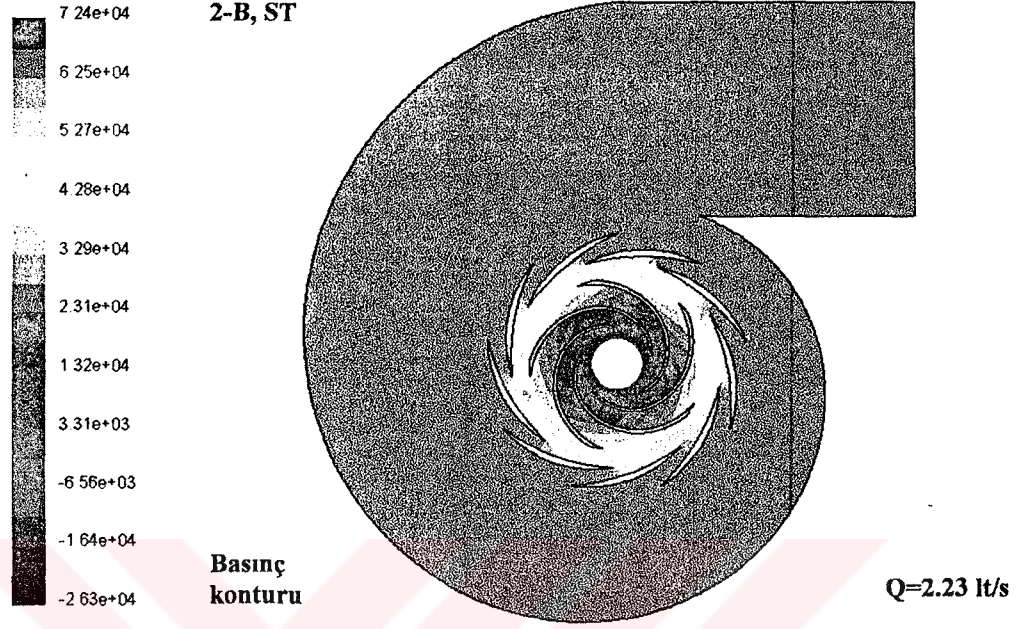
Şekil 4.5.6.1.8: Q=3.16 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



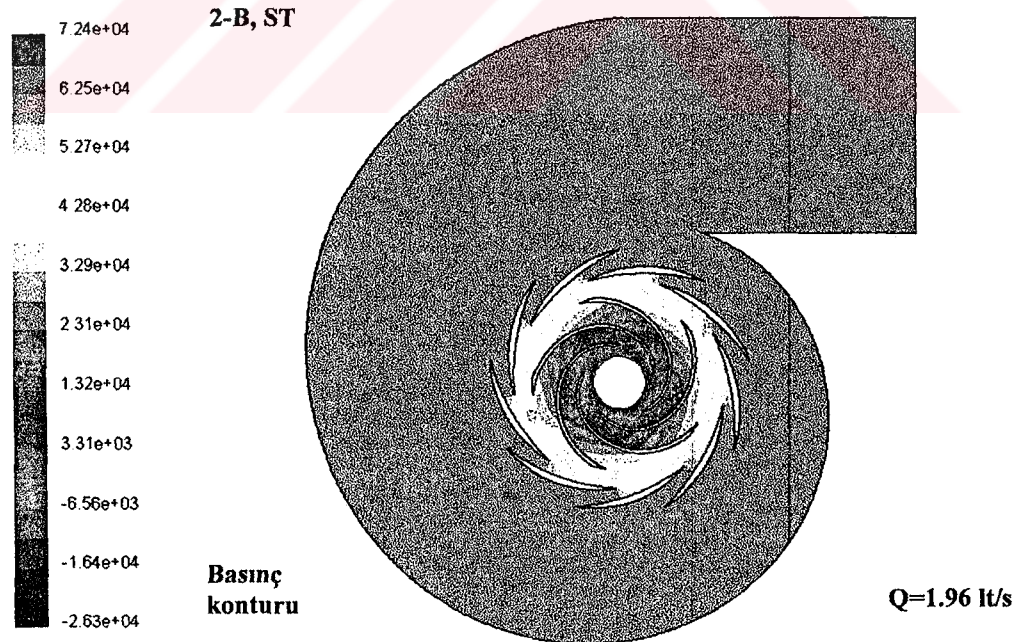
Şekil 4.5.6.1.9: Q=2.86 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



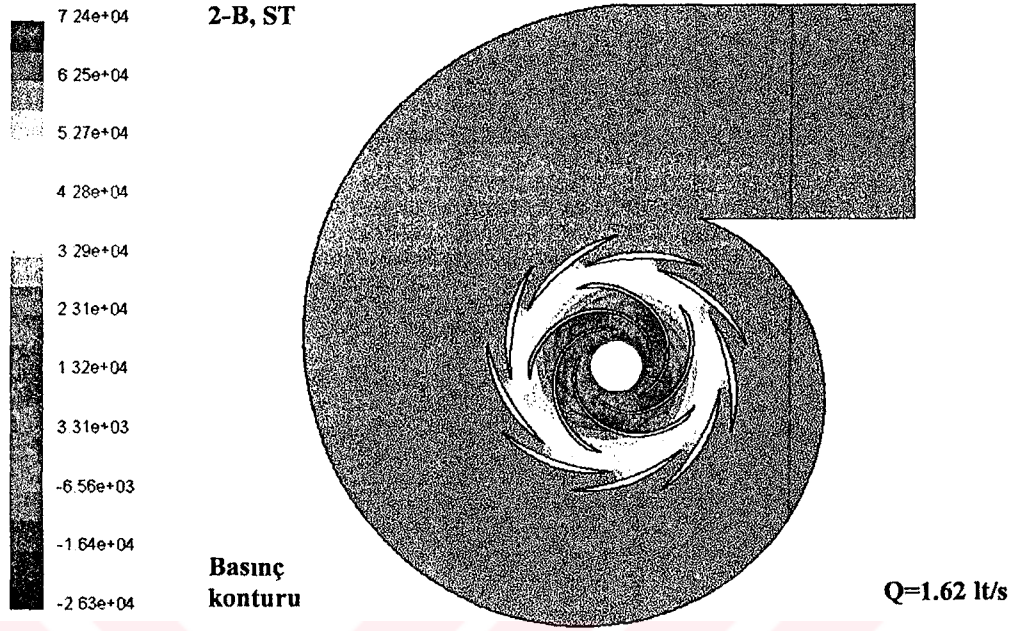
Şekil 4.5.6.1.10: Q=2.51 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



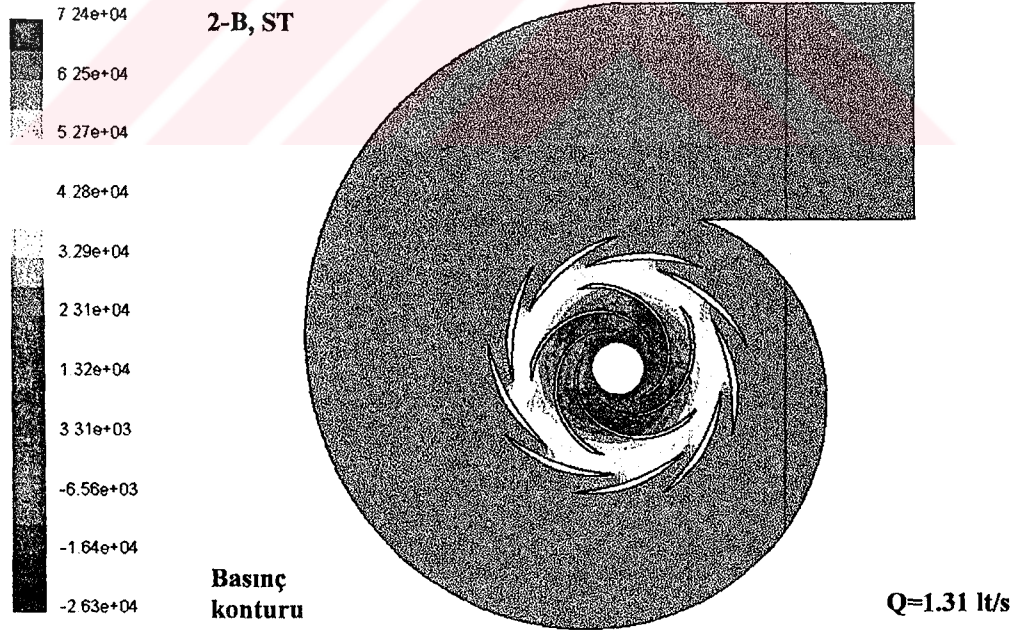
Şekil 4.5.6.1.11: Q=2.23 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



Şekil 4.5.6.1.12: Q=1.96 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları

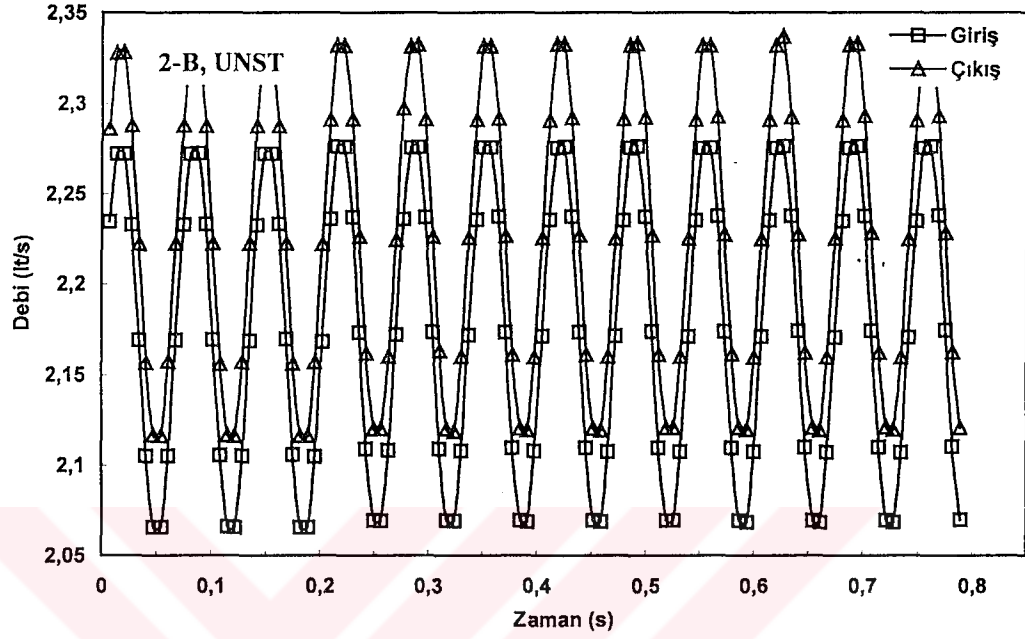


Şekil 4.5.6.1.13: Q=1.62 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



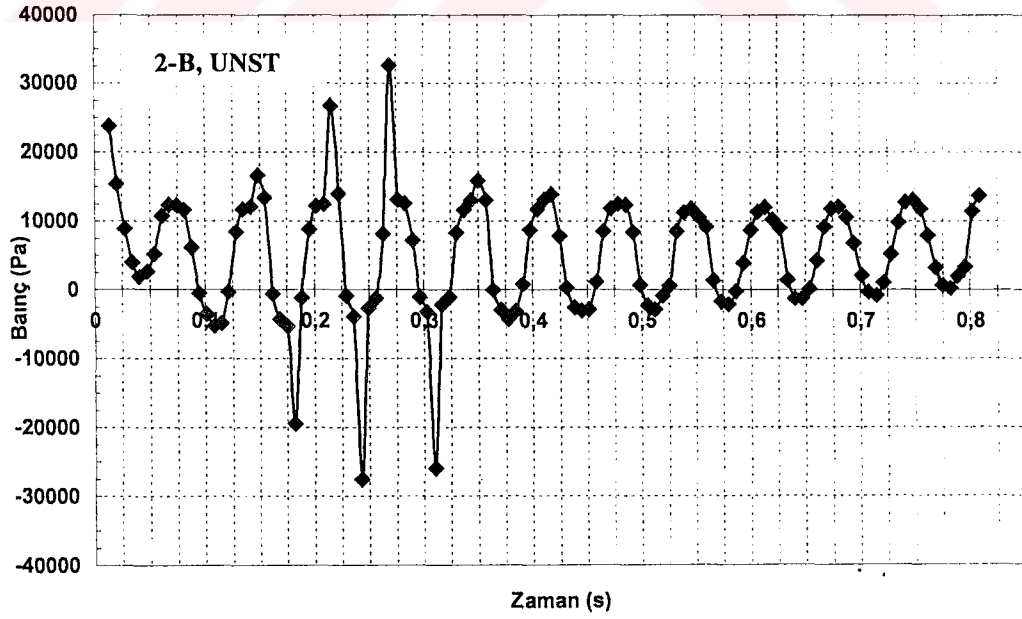
Şekil 4.5.6.1.14: Q=1.31 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları

Dizay-Üstü Bölgesinde Zamanla Debi Değişimi



Şekil 4.5.6.1.15: Dizayn-Üstü bölgesinde kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizin güvenilirliği

Dizay-Üstü Bölgesinde Zamana Göre Giriş Basıncının Değişimi

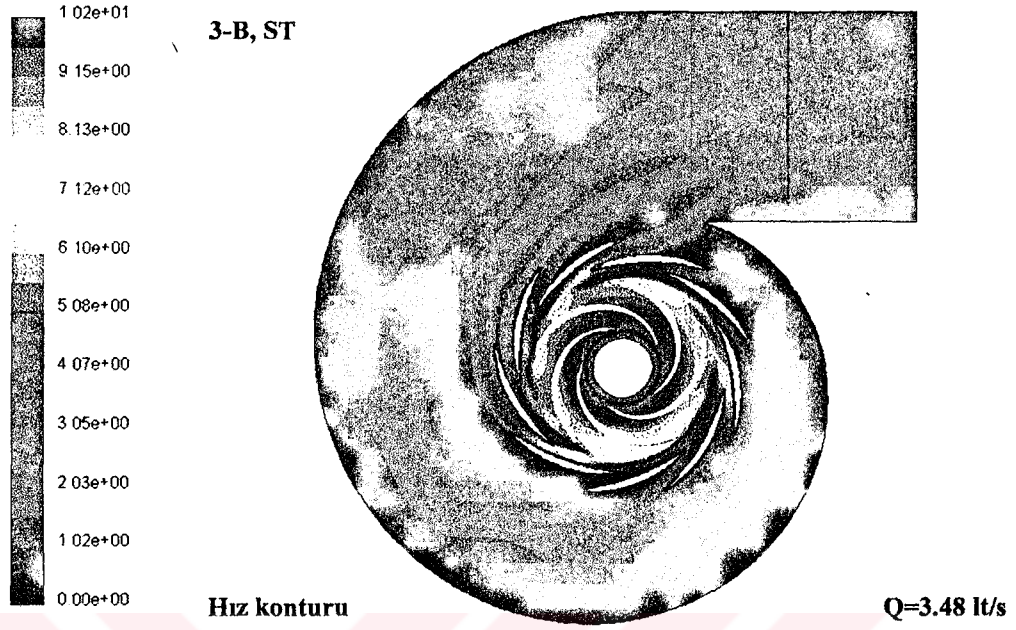


Şekil 4.5.6.1.16: Dizayn-Üstü bölgesinde kararsız rejim için yapılan 2- boyutlu analizin periyodikliği

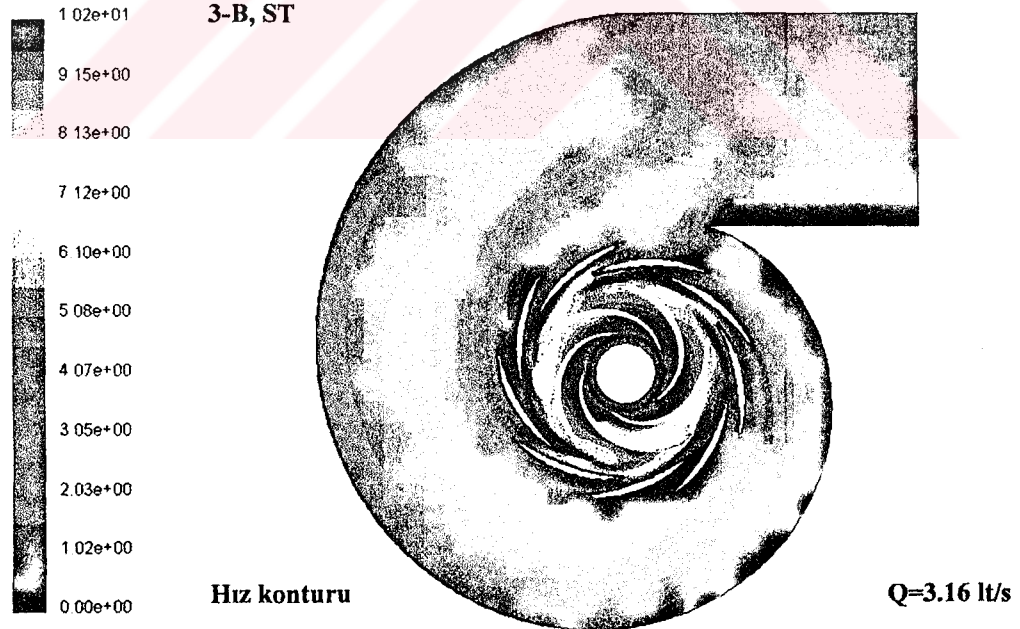
4.5.6.2 Durgunluk Bölgesinde 3-Boyutlu Analiz

Durgunluk için en önemli olgulardan bir tanesi akışın pompa içerisinde oldukça karmaşık, salınımlı ve dalgalı bir yapıya sahip olmasıdır. 2-boyutlu analizde bu çalkantılar pek fazla tahlil edilmese dahi durgunluğun çark ve salyangoz içerisinde nasıl bir yapıya sahip olduğu görülmüştür. 3-boyutlu analiz işte bu bahsedilen olguları sağlayabileceği düşüncesi ile yapılmıştır. Dizayn noktası 3B analiz için 3.80 lt/s debisinde gerçekleşmekte idi. Bu noktadan başlayarak azalan debiye göre hız konturları incelenmelidir. Bu incelemeden önce performans ve verim grafiğinden durgunluk ile birkaç bilgi çıkarılması gerekir. Şekil 4.5.1.2' ye bakıldığında 4.40 lt/s debi değerinden başlayarak en baştaki debiye kadar deneysel eğri 3-boyutlu eğri arasında oldukça yakın bir uyum vardır. Bu olgudan dolayı deneysel şartlarda gerçekleşen durgunluk ile 3-boyutlu analiz ile elde edilenin aynı olabileceği iddia edilebilir. Bu sav bir tarafa, Şekil 4.5.1.2' ye göre dizayn debisinden sonra gelen basınç değerlerinde fazla bir değişim olmamaktadır. Diğer taraftan aynı şekilde asıl minör basınç değişimlerinin 2.86 lt/s debi ile başladığı da iddia edilebilir. Tatmin edici bir sonuç Tablo 4.1' e bakarak çıkarılabilir. 3.80 lt/s'e değerine basınçta 4-5 kPa gibi artışlar olurken 3.48 lt/s ile bu artış oldukça düşmüştür. Fakat 2.86 lt/s'den sonra artık basıncın diğer değerlere göre hiç değişmediği veya çok az değiştiği sonucu çıkarılabilir. Şekil 4.5.1.4 ile verilmiş olan verim eğrisi için de benzer bir sonuç vardır. 3.48 lt/s debiden sonra verimin % 50'nin altına indiği görülmektedir, ama 2.86 lt/s debiden sonra aşırı bir düşüş yaşandığı söylenebilir. Sonuç olarak bu grafik ve tablolardan durgunluğun 3.48 lt/s debi ile hareketlendiği ve 2.86 lt/s debi ile tam olarak başladığı sonucu çıkarılabilir. Hatırlanacağı üzere 2B analizde de durgunluk için 2.86 lt/s debi değeri üzerinde durulmuştur.

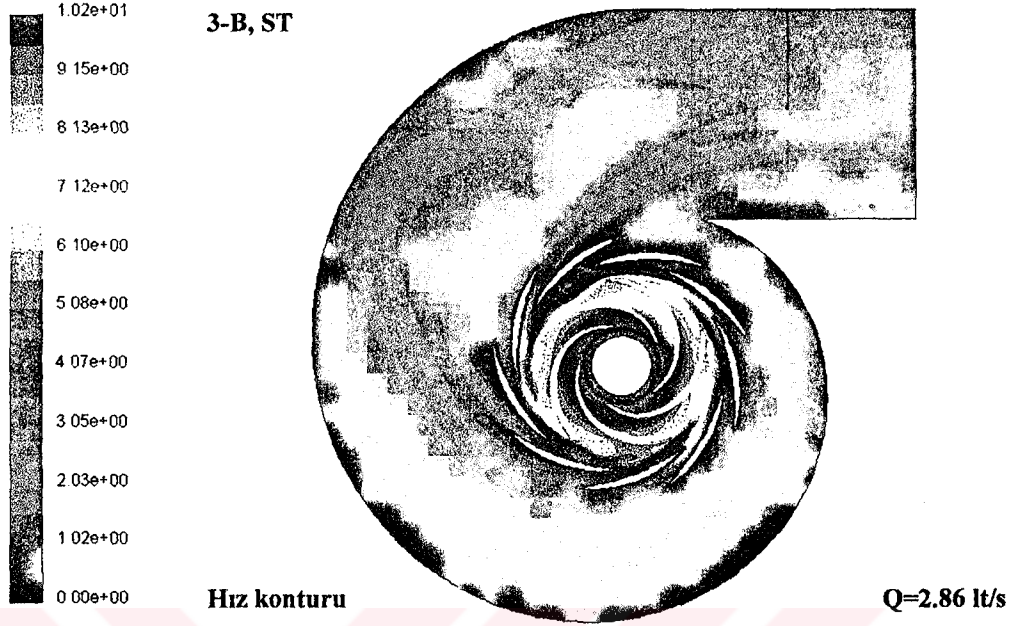
Konturlarla böyle bir akış hareketini ifade etmek aslında zordur. Ama yukarda bahsedilen grafiklerle yorumlandığında gerçekten güzel anlamlar çıkarır. Şekil 4.5.3.1.1 dizayn noktasında hız konturunu kararlı rejim için göstermektedir. Şekil 3.5.5.6.1 ile başlayıp Şekil 3.5.5.6.8 ile biten hız konturları yine kararlı rejimde gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.5.3.1.1 ile Şekil 3.5.5.6.1 karşılaştırıldığında gerçekten önemli değişimler göze çarpmaktadır. Özellikle salyangoz içerisinde koyu renkli kısmın Şekil 3.5.5.6.1 ile daha açıldığı görülebilir. Bunun yanında difüzör aralarında jetler yine görülmektedir, ama bunlar dizayn noktasına göre cılız kalmaktadırlar. 3.16 lt/s debi için hız konturunda benzer durum görülürken, 2.86 lt/s debi ile salyangoz içerisinde oldukça düzensiz akışlar, salınımlar ve çalkantılar kontur tonlarından görülmektedir. Bu değişim süresince akışın çark içerisinde sıkışma gerçeğinden sapma olmamıştır. Şekil 3.5.5.6.9 ile başlayan basınç konturlarında ise 2.23 ve 1.96 lt/s debi durumları haricinde çok fazla bir değişim olmamaktadır. Dolayısıyla durgunluğu basınç konturları belirleme olanağı yine olmamaktadır. Zaten bu durum performans eğrisinden durgunluk bölgesinde basınç değişiminin az olması gerçeği ile ispatlanmıştır.



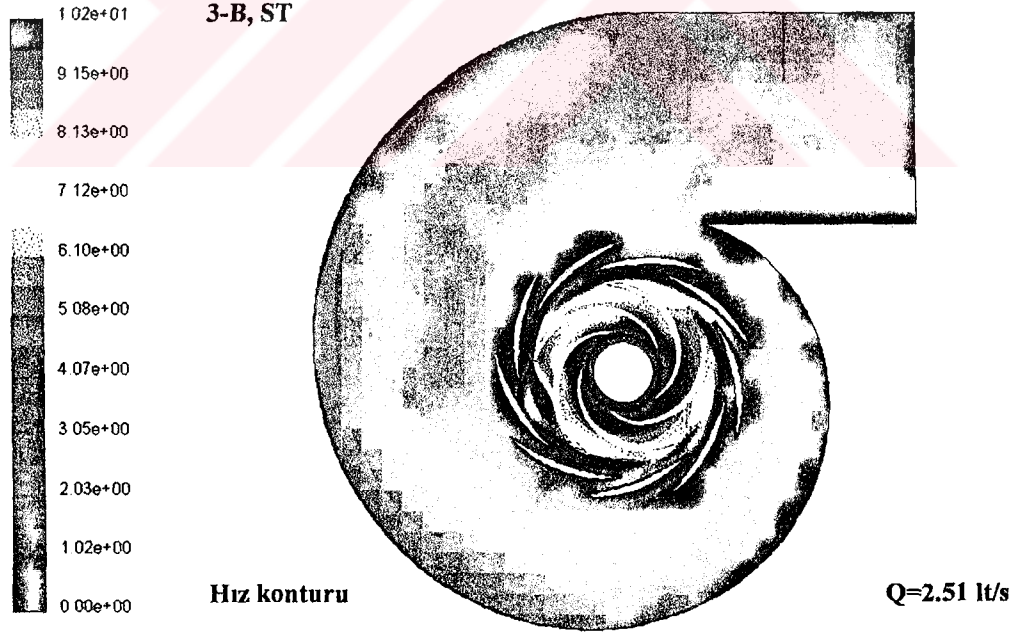
Şekil 4.5.6.2.1: Q=3.48 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



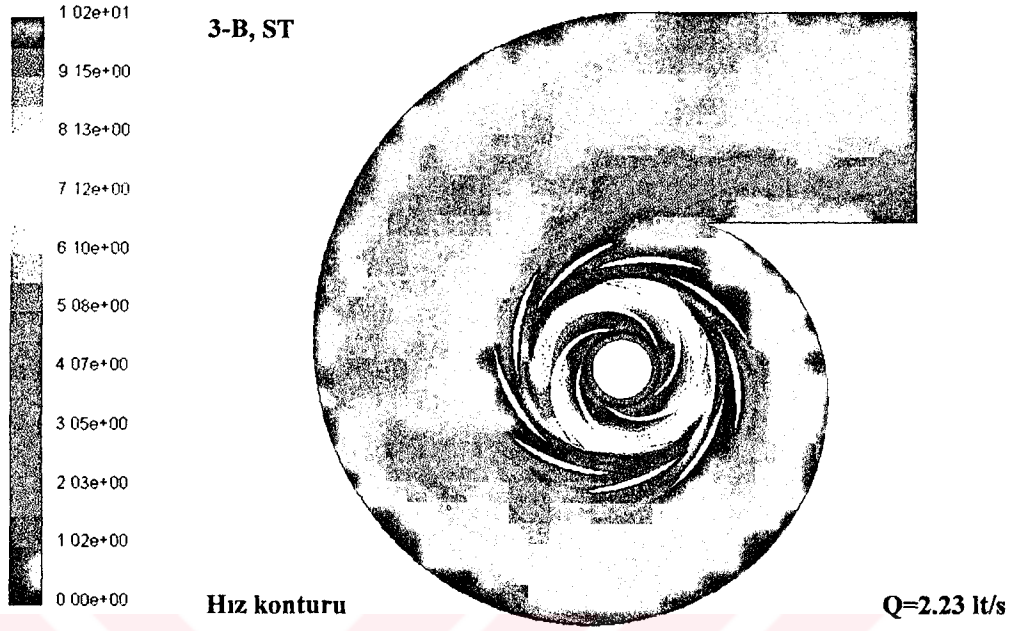
Şekil 4.5.6.2.2: Q=3.16 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



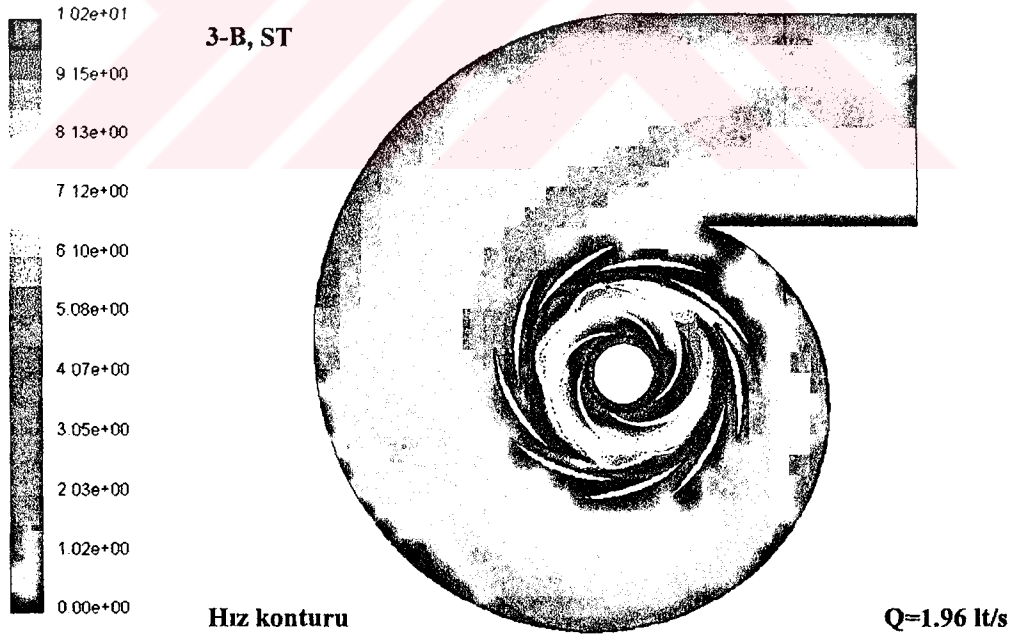
Şekil 4.5.6.2.3: Q=2.86 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



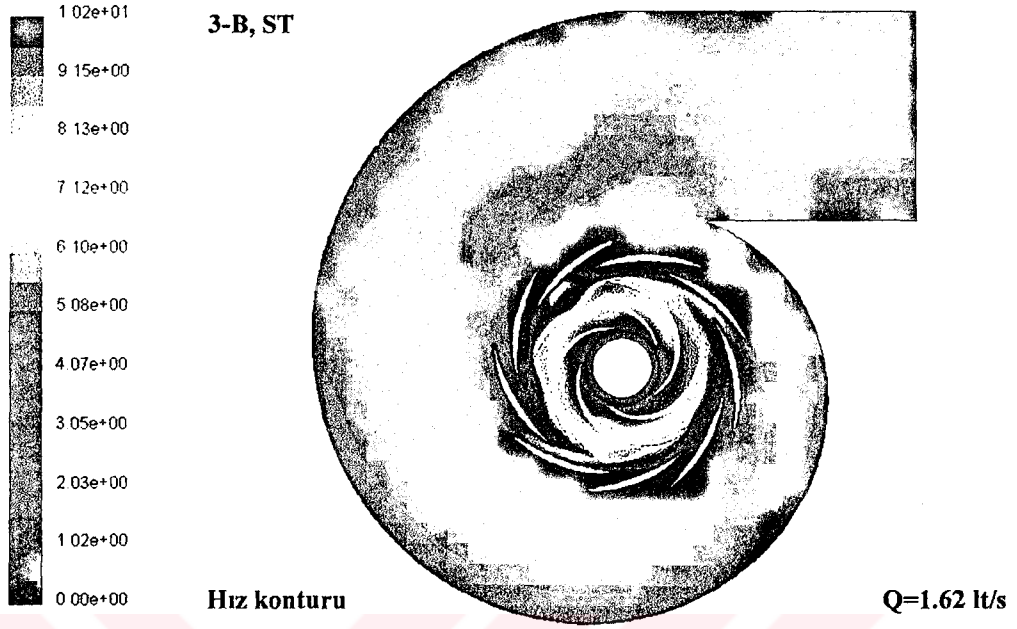
Şekil 4.5.6.2.4: Q=2.51 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



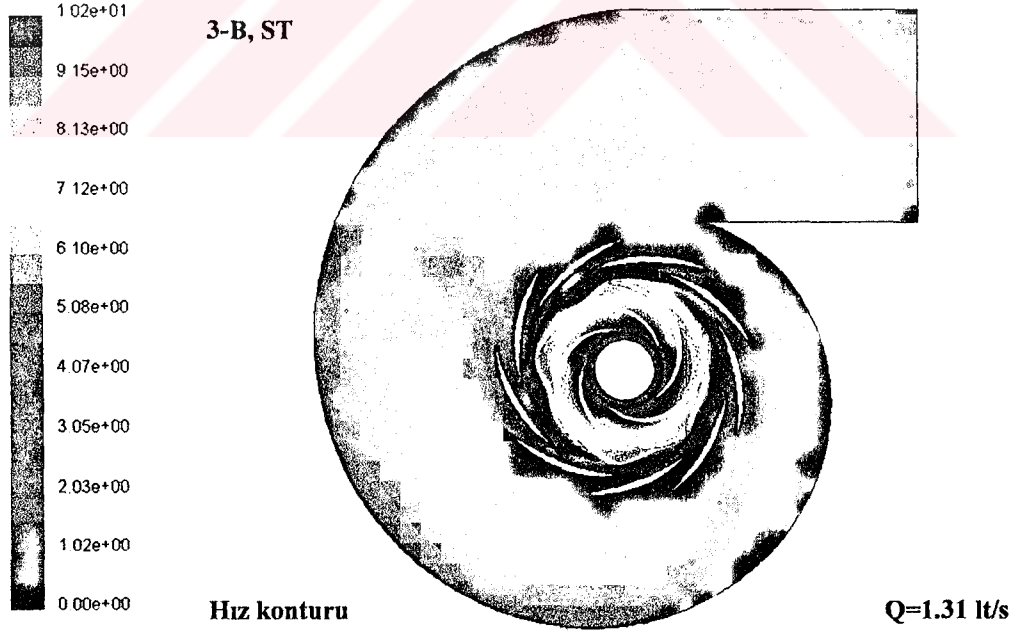
Şekil 4.5.6.2.5: Q=2.23 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



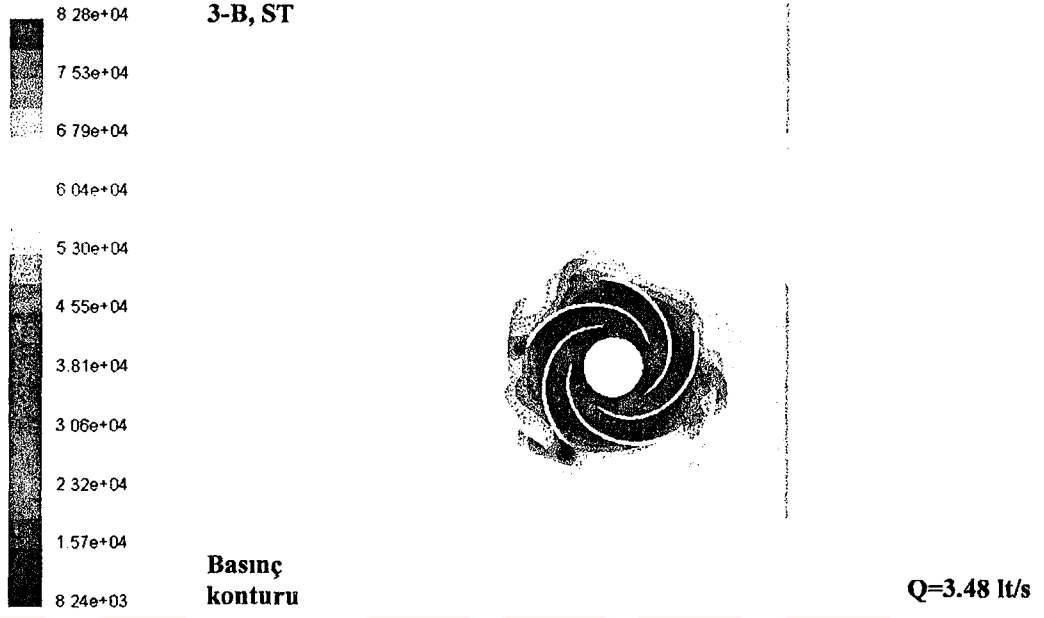
Şekil 4.5.6.2.6: Q=1.96 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



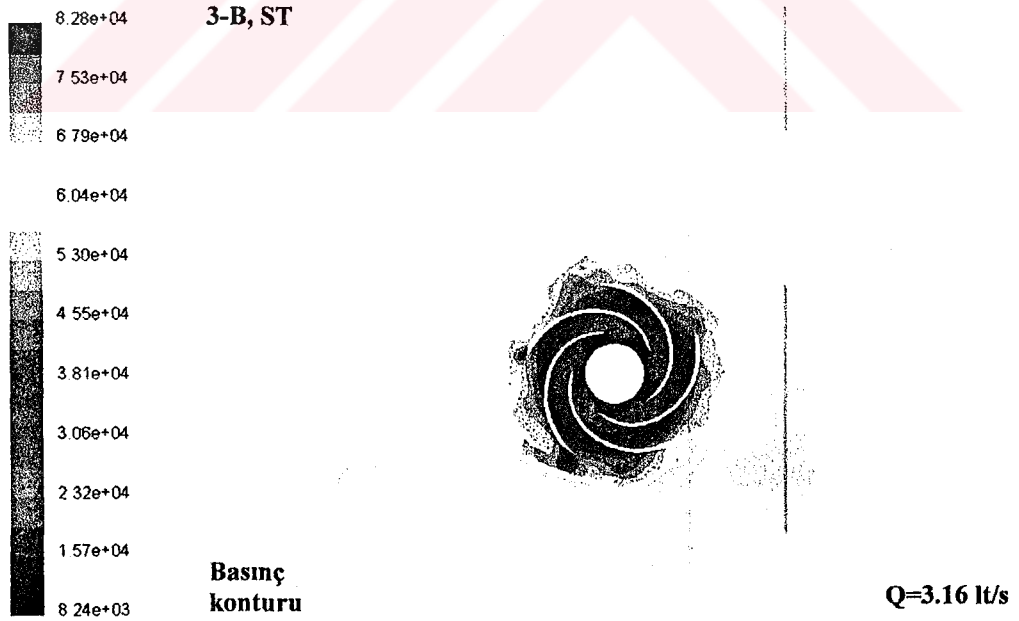
Şekil 4.5.6.2.7: Q=1.62 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



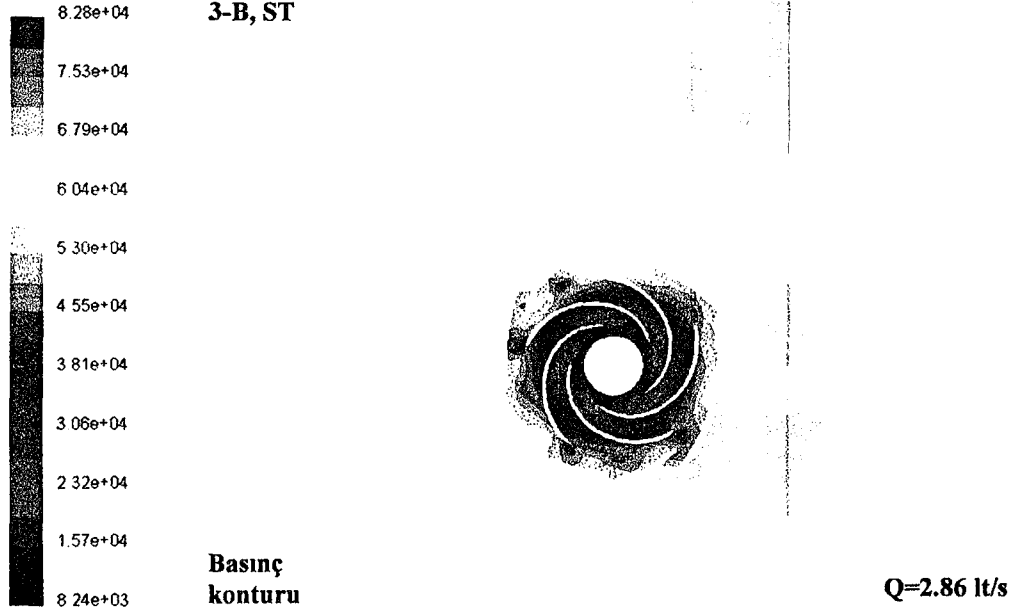
Şekil 4.5.6.2.8: Q=1.31 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki hız konturları



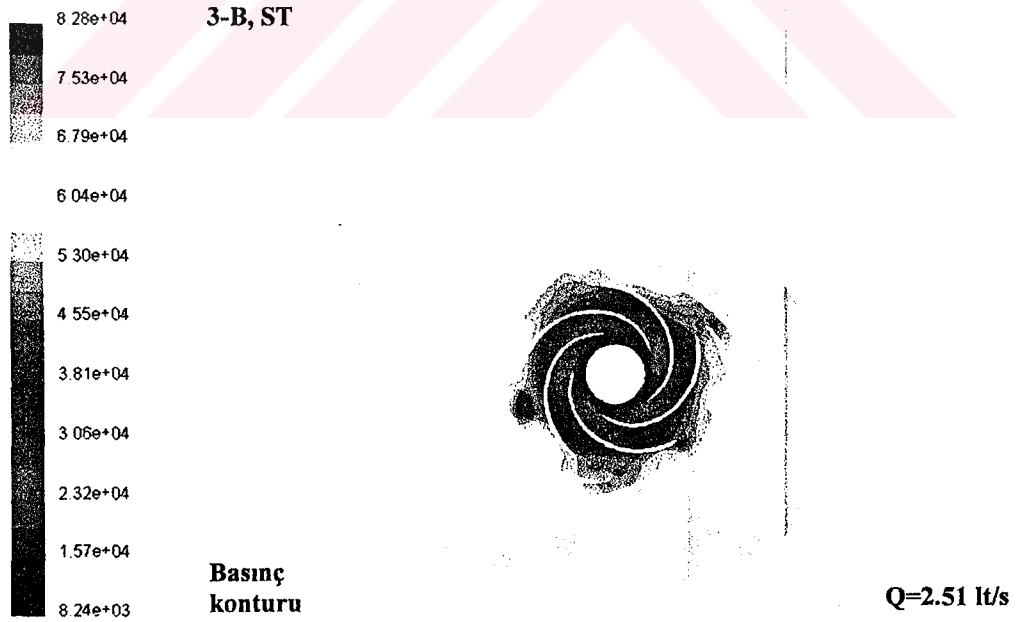
Şekil 4.5.6.2.9: Q=3.48 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



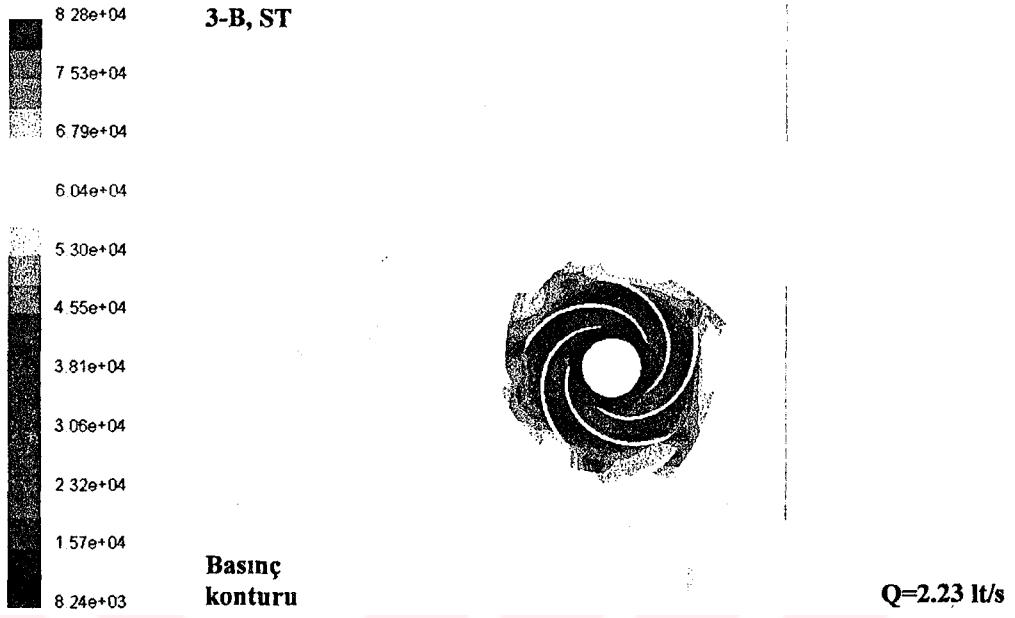
Şekil 4.5.6.2.10: Q=3.16 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



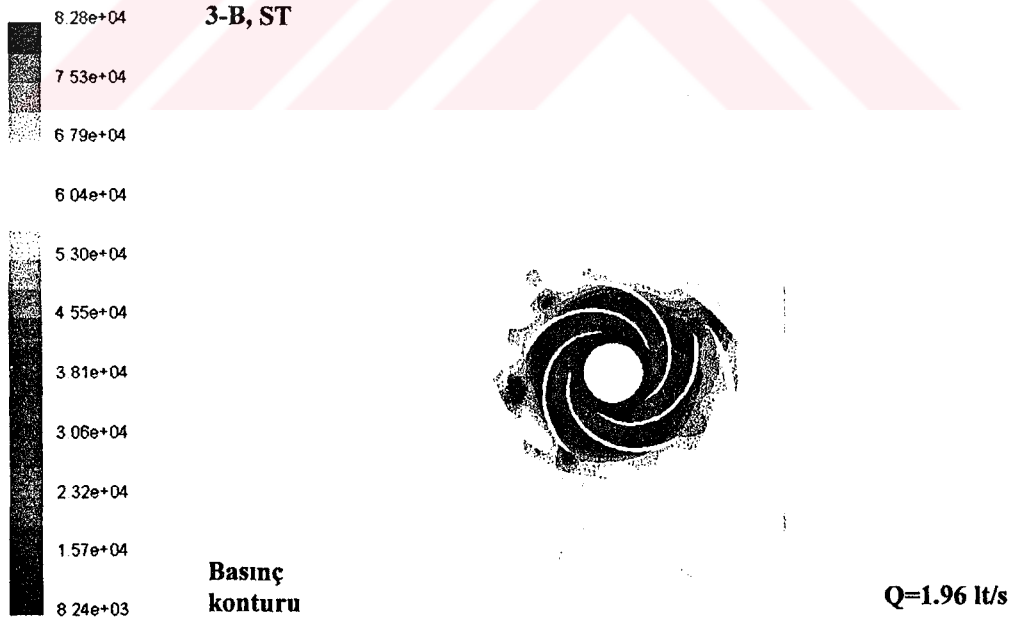
Şekil 4.5.6.2.11: Q=2.86 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



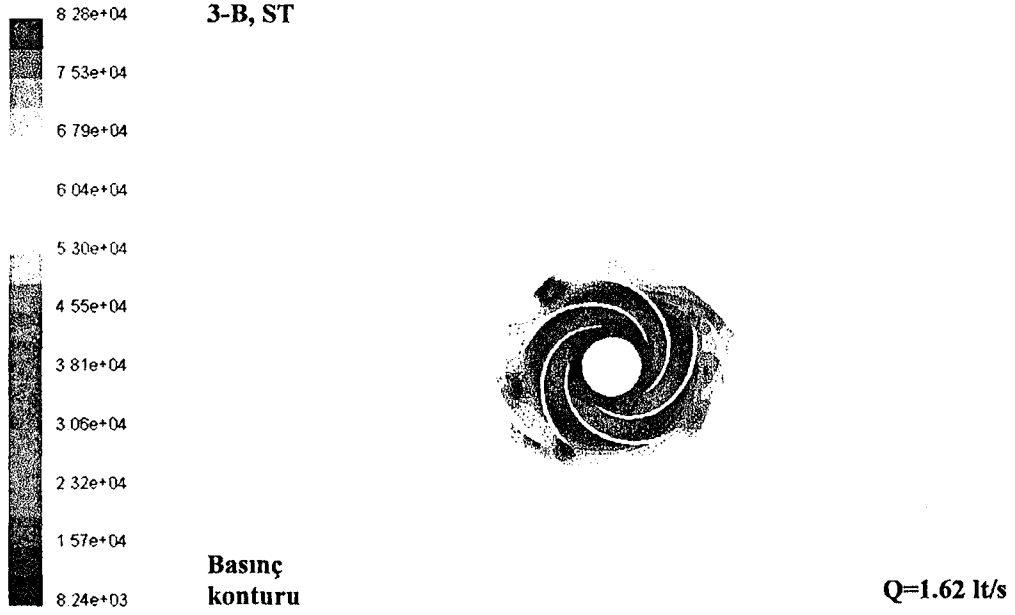
Şekil 4.5.5.6.12: Q=2.51 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



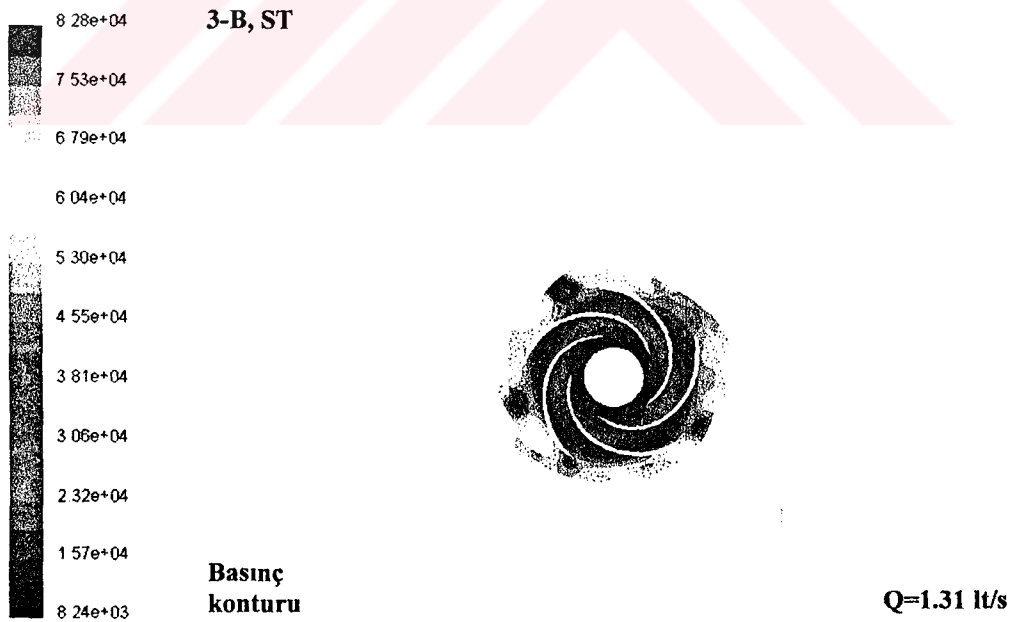
Şekil 4.5.5.6.13: Q=2.23 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



Şekil 4.5.6.2.14: Q=1.96 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



Şekil 4.5.6.2.15: Q=1.62 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları



Şekil 4.5.6.2.16: Q=1.31 lt/s debi için iki boyutlu analizdeki basınç konturları

4.5.6.3 Durgunluk Bölgesinde Deneysel Analiz

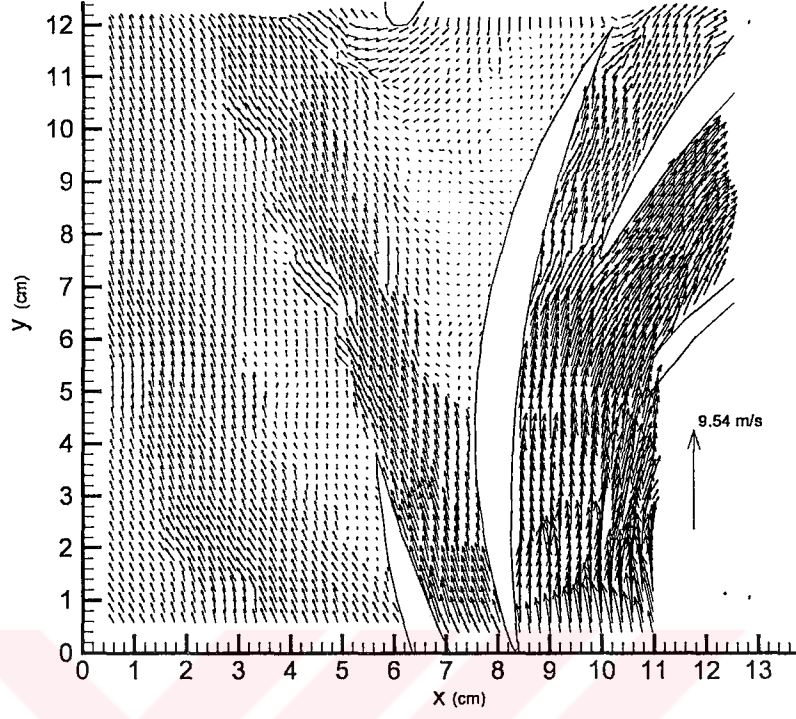
Durgunluğu incelemeyen önce nümerik olarak dizayn noktası ve dizayn altı bölgeleri 2 ve 3-boyutlu olarak hem zamana bağlı hem de bağımsız bir şekilde irdelenmişti. Bunun asıl sebebinin durgunluk bölgesindeki akışın hem nümerik hem de deneysel olarak incelenirken daha iyi kavranması olmuştur. Nümerik olarak durugunluk bölgesinin analizi daha önceki başlıklar altında incelenmişti. Şimdi durugunluk bölgesi deneysel olarak incelenecektir. Deneysel olarak dizayn noktası 4.74 lt/s'de gerçekleştiği tespit edilmişti. Şekil 4.5.1.2' ye dikkat edilecek olursa 3.80 lt/s' lik debiden sonra basınç değerlerindeki artışın giderek azaldığı, özellikle 2.86 lt/s deki basınç değerinden başlayarak artışın hemen hemen hiç gerçekleşmediği görülmüştür. Gerçi 1.96 lt/s debi değerinde hafif bir sıçrama farkedilse de durugunluğun artık kaçınılmaz bölgesinin 2.86 lt/s değeri ile başladığı açıktır. Yapılan nümerik analizde de benzer sonuçlar ortaya konmuştur. 2B, 3B ve deneysel olarak durgunluğa başlama noktası olarak 2.86 lt/s değeri ortaya çıkmaktadır. Durgunluk için nümerik analizlerde basınç konturlarının incelenmesinin bir önemi olmadığı vurgulanmıştı. Deneysel olarak da basınç değerlerinin yerine hız vektörleri ve konturları kullanılmıştır. Durgunluğun genel karakterinin akışın çark içerisinde sıkıştığı daha önce belirtilmişti. Bunun yanında diğer bir özellik durgunluk sırasında difüzör vanaları arasında jetlerin kaybolması ve salyangoz dili yakınlarında olağan dışı akış hareketlerinin meydana gelmesidir. Şekil 4.5.6.3.1'den başlayarak Şekil 4.5.6.3.5'e kadar devam eden ani (a) ve ortalama (b) hızlar sırasıyla 3.80, 3.48, 3.16, 2.86 ve 2.51 lt/s debilerinde incelenmiştir. Bütün şekillerde çark uç hızı gösterilmiş ve hız dağılımları salyangoz diline ait en yakın iki difüzör pasajlarında incelenmiştir. Şekillerin üst-orta kısmında salyangoz dilinin uç tarafı görülmektedir. Her şeklin (b) kısmındaki ölçek pompa içerisindeki hızın uç hızına oranı şeklinde ifade edilmiştir. İlk şekil olan Şekil 4.5.6.3.1' baktığımızda hız dağılımının 3.80 lt/s debide gerçekleştiği görülmektedir. (a)' ya baktığımızda hız vektörleri için herhangi bir anormal durum göze çarpmamaktadır. (b)' de ise (a)' da görülen jet daha açık bir şekilde gözler önündedir. Fakat bu jetin skalar büyüklüğü uç hızının 0.24 – 0.28 katı civarında olduğu ve bununla çok güçlü bir jet olmadığı açıktır. Benzer durum Şekil 4.5.6.3.2 için de aynıdır. Tek fark jet büyüklüğünün daha da azalması olmuştur. 3.16 lt/s debiyi ifade eden Şekil 4.5.6.3.3 ' de ani hız vektörlerine bakıldığında ilginç bir durumun ortaya çıktığı görülmektedir. Bu vektörlere göre, difüzörlerin üzerinde ve dil etrafında yer yer küçük akış çevrintileri (vorteks core) meydana gelmektedir. Bunun yanısıra pasajlar arasındaki akışın yönünün değiştiği ve çarka doğru hareketlendiği açıktır. Ortalama hız dağılımında ise artık nerdeyse jetin ortadan kalktığı söylenebilir. Dolayısıyla bu nokta deneysel analiz için gerçekten önemli bir noktadır, çünkü artık pompanın durgunluğa doğru yöneldiğinin habercisidir. Şekil 4.5.6.3.4'te ani hıza baktığımızda salyangoz dilini şekle göre güney tarafındaki pasajda içeriye doğru net bir akış varken, kuzey-doğu tarafında pasajda akış net değildir. Ortalama hız dağılımından bu durum daha da iyi anlaşılabilir. Çarpıcı bir durum olarak bu şekilde jetlerin tamamen kalktığı görülmektedir. Son şekilde artık hiçbir şüphe götürmeyecek bir hız dağılımı

vardır. Ani hızlarda ve ortalama hızlarda difüzör pasajları arasında açıkça ters akış izlenmektedir. Bu debi ile birlikte tehlikeli bölgeye adım atılmıştır. Tehlikeli bölgeden kasıt akışın bu noktadan itibaren pompa için bir sorun olduğudur. Çünkü durgunluk bölgesine giren pompa artık görevini yerine getiremez ve akışı çark sınırları içerisinde dolaştırarak boşa enerji harcar.

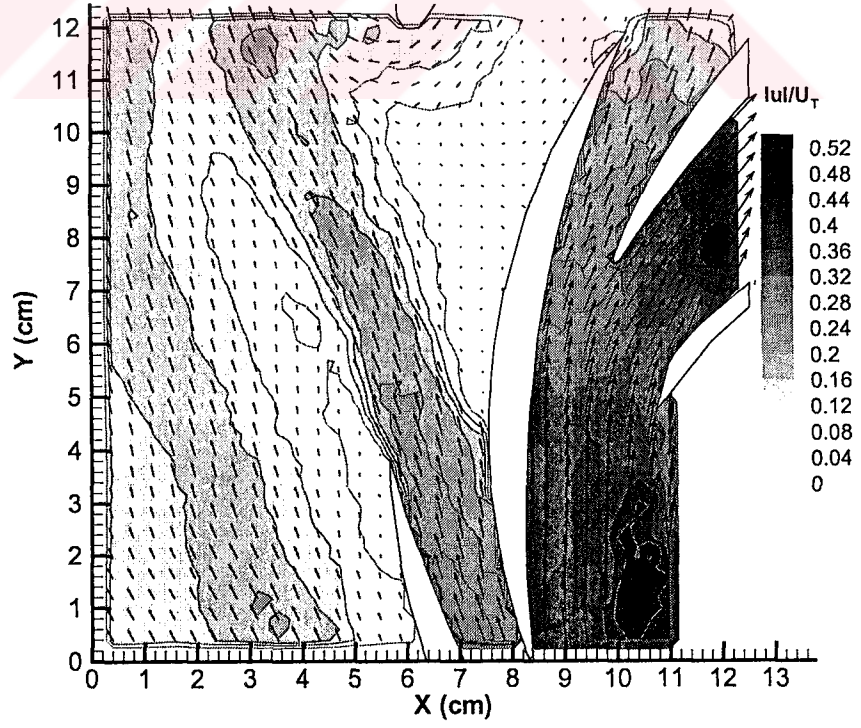
Son olarak durgunluk bölgesinin hangi debiyle başladığı ve dizayn noktasının hangi debiye denk geldiği özet olarak Tablo 4.3'te görülebilir. Bu ifadeye göre, deneysel analiz için durgunluk bölgesi dizayn noktasının % 33,3 kadar daha az debide gerçekleşirken, 2-boyutlu analizde % 17,8, 3-boyutlu analizde % 24,7 debi değerinde olmaktadır. Bu gerçekten bir kere daha 3-boyutlu analizin 2- boyutlu analizle kıyaslandığında, doğru ve gerçek olan deneysel analize daha yakın olduğu sonucu çıkarılabilir.

	Analiz Değerleri		
	deneysel	2-boyutlu	3-boyutlu
Dizayn Noktası (lt/s)	4,74	3,48	3,80
Durgunluğun Başlangıç Noktası (lt/s)	3,16	2,86	2,86
Durgunluğun Dizayn Noktasına Göre Yüzdelik Başlangıç İfadesi (%)	33,3	17,8	24,7

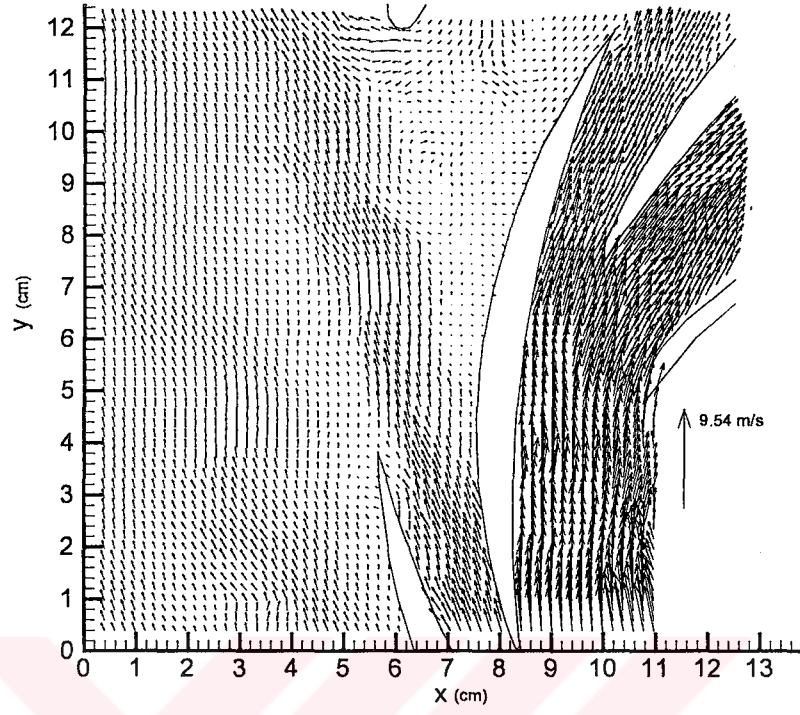
Tablo 4.3. Durgunluk ve dizayn bölgelerinin optimum ifadesi



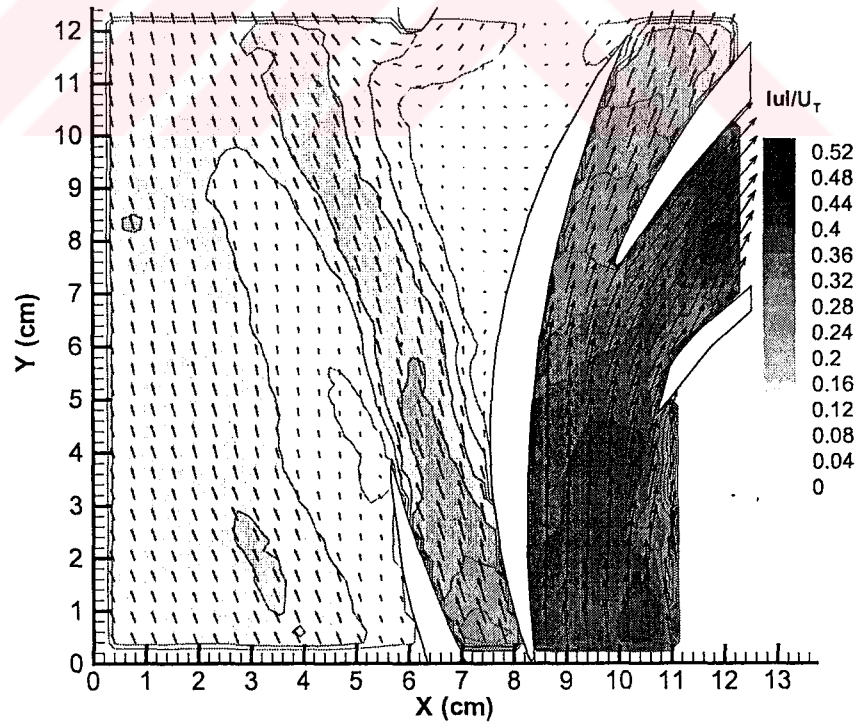
Şekil 4.5.6.3.1 (a): 3.80 lt/s debide ani hız dağılımı



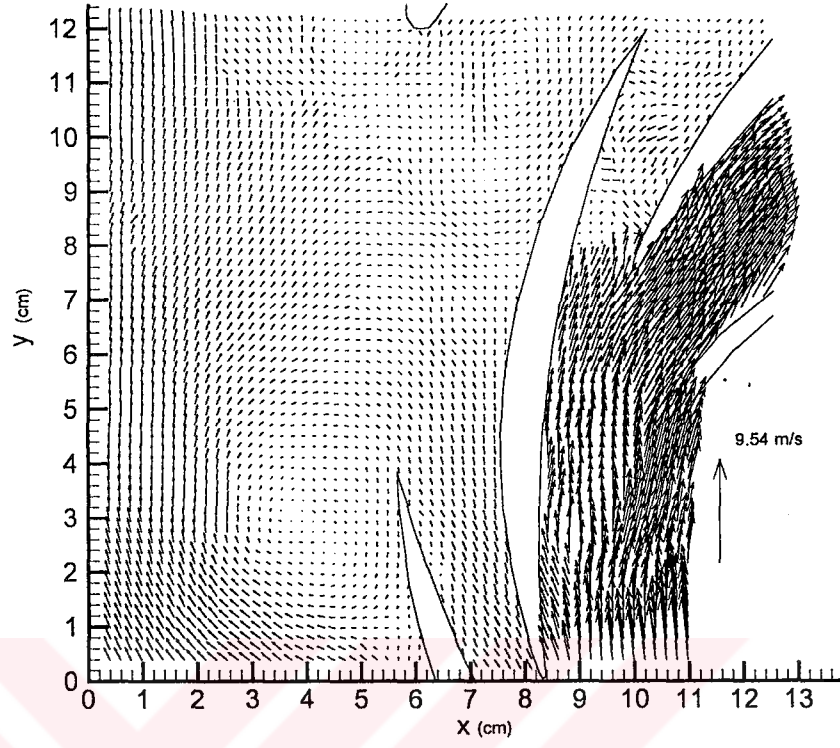
Şekil 4.5.6.3.1 (b): 3.80 lt/s debide ortalama hız dağılımı



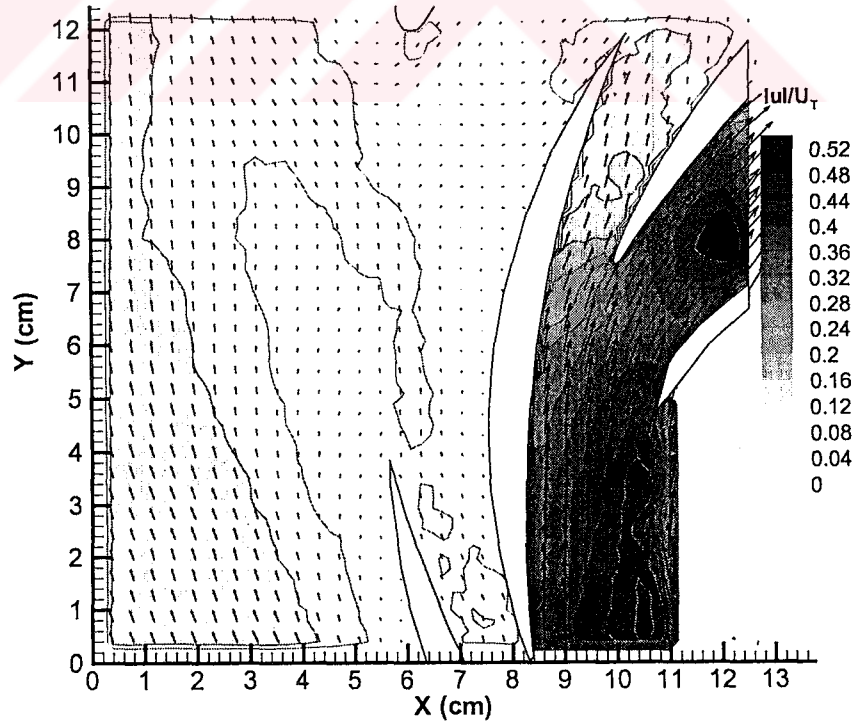
Şekil 4.5.6.3.2 (a): 3.48 lt/s debide ani hız dağılımı



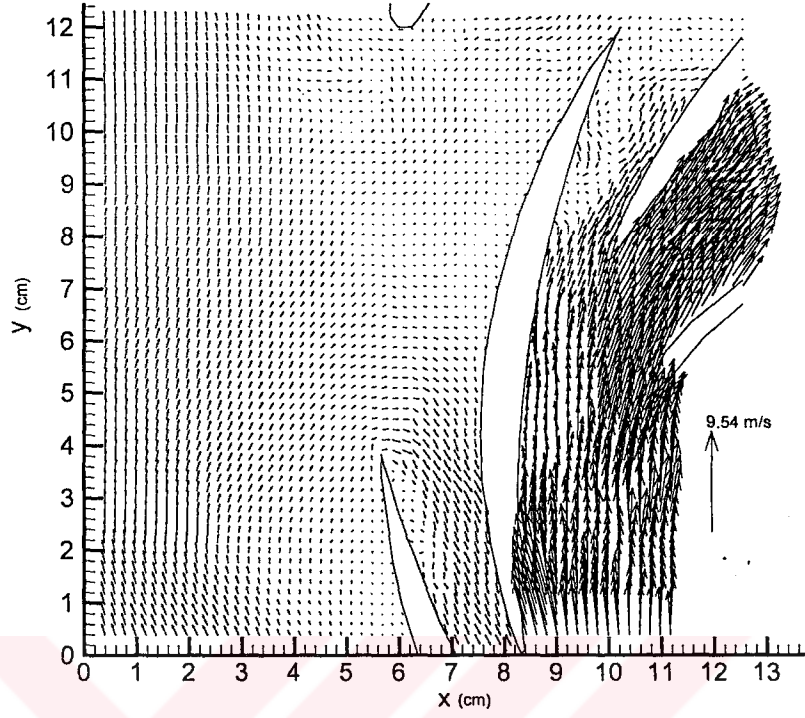
Şekil 4.5.6.3.2 (b): 3.48 lt/s debide ortalama hız dağılımı



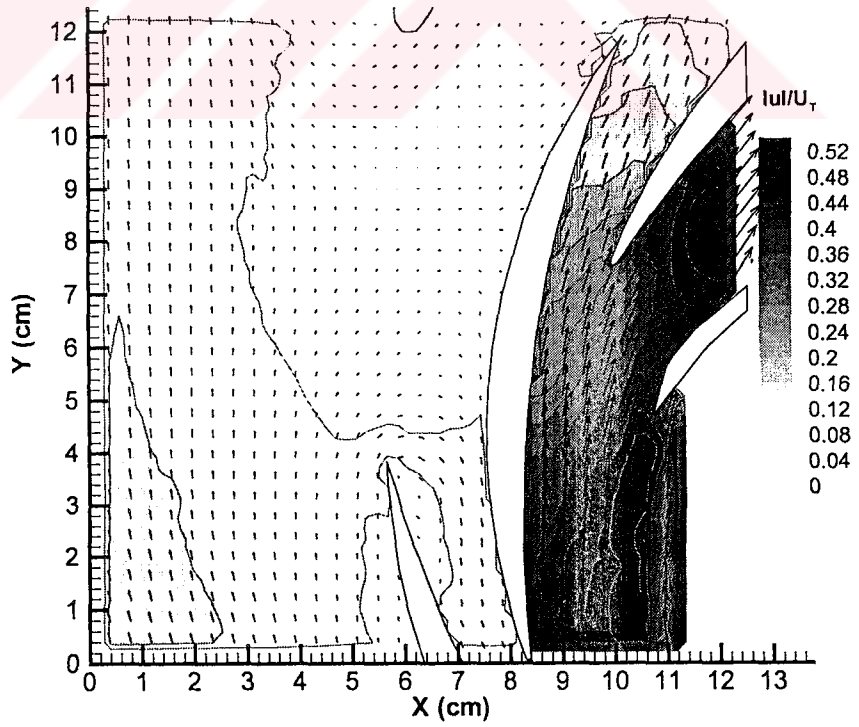
Şekil 4.5.6.3.3 (a): 3.16 lt/s debide ani hız dağılımı



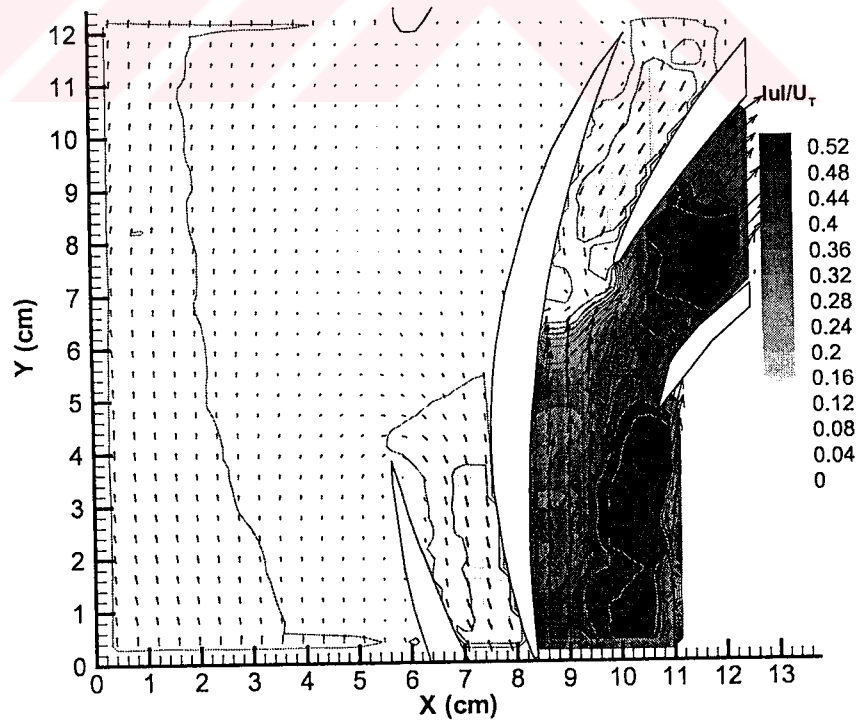
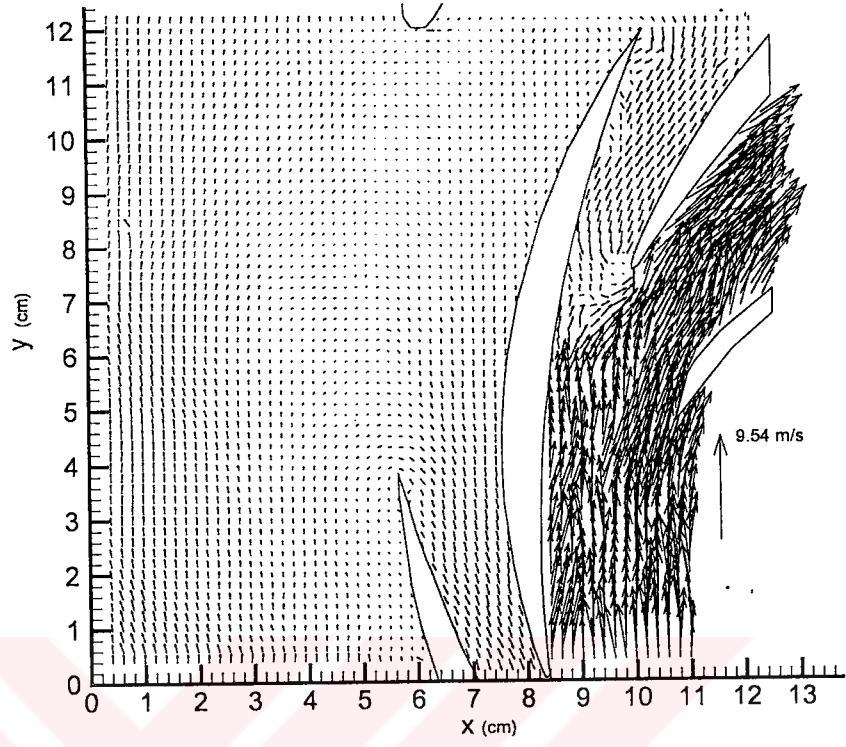
Şekil 4.5.6.3.3 (b): 3.16 lt/s debide ortalama hız dağılımı



Şekil 4.5.6.3.4 (a): 2.86 lt/s debide ani hız dağılımı



Şekil 4.5.6.3.4 (b): 2.86 lt/s debide ortalama hız dağılımı



5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu yüksek lisans çalışmasında, 5 adet geriye dönük kanata ve 9 adet vanalı difüzöre sahip, 890 d/dak devir hızı ile dönen ve 8 mm' lik sabit bir salyangoz kalınlığına sahip olan bir santrifüj pompada durgunluk nümerik olarak incelenmiştir. Santrifüj pompanın, turbomakinalar anabilim dalının ve enerji sektörünün önemli bir unsuru olması sebebi ile bu tezin konusu olmasına karar verilmiştir. Daha önce de belirtildiği üzere, santrifüj pompada durgunluk konusunun seçilmesinin en önemli nedeni, durgunluğun bu pompa çeşidine (diğerlerine de olduğu gibi) olumsuz yönünün olmasıdır. Dolayısıyla bu olumsuz yönün detaylı bir biçimde gözler önüne serilecek olması bilime katkıda bulunulabileceği düşünülmektedir.

İyi bir akademik çalışmanın deneysel ve nümerik verilerle doğrulanması gerekliliğinden yola çıkılarak, bu çalışmada nümerik verilere oldukça detaylı yer verilmiş ve bu verilerin durgunlukla ilgili olan deneysel verilerle doğruladığı sergilenmiştir.

Deneysel Çalışmanın Geçerliliği

Santrifüj pompalarda durgunluk bölgesinin deneysel analizi, bu bölgede basınç değişimlerinin minimum seviyede olması sebebi ile hız vektörleri ile ifade edilmiştir. Kullanılan teknik son yıllarda ortaya çıkarılmış olan ve yalnızca 20 senelik bir geçmişi bulunan, bunun yanında her geçen gün üstüne bir çok şey konularak, akış incelemesi yapan bilim adamları tarafından yaygın bir şekilde kullanılan PIV (Particle Image Velocity) tekniğidir. Hatta bu tekniği geliştirip piyasada söz sahibi olmak isteyen firmalar bulunmaktadır. Bu pompa için deneyler Amerika' da Johns Hopkins Üniversitesi'nde gerçekleştirilmiştir. Büyük paralar harcanarak oluşturulan bu deney düzeneğinde aynı üniversitenin Makine Mühendisliği Bölümündeki bilim adamları tarafında bir çok çalışma gerçekleştirilmiştir. Elde etmiş oldukları bulgular da daha önceki benzer çalışmalarla uyum gösterdiğinden Johns Hopkins Üniversitesi'nde yapılan deneysel çalışmanın geçerliliği ve güvenilirliği konusunda bir sorun olmadığı düşünülmektedir.

Nümerik Çalışmanın Geçerliliği

Tez konusu bir santrifüj pompa olunca incelenecek olan akış da oldukça karmaşık ve çözümü zor olmaktadır. Buna ilaveten durgunluk bölgesinin analizi de baş gösterince çalışmalar biraz daha güçleşmektedir. İşte böyle bir akış analizi için kullanılması gereken nümerik programın bütün bu sorunlara cevap verecek düzeyde olması gerekir. Araştırmalar sonucu böyle bir akış problemi için yaygın olarak kullanılan programın FLUENT sonlu hacimler programı olduğu anlaşılmıştır. Dolayısıyla tezin nümerik bölümünde bu programın kullanılmasına karar verilmiştir. Programın sonlu hacimler kodunu içermesi diğer bir tercih sebebi olarak karşımıza gelmiştir. Çünkü akış analizi ile uğraşan bilim adamları yayınlarında sonlu hacimler kodunu önermektedirler. Programın güvenilirliği ise aynı adı taşıyan firma tarafından birçok örnekle sergilenmiş ve bilim adamlarının yapmış olduğu çalışmalarla ispatlanmıştır. Ayrıca, programın

doğru ve güvenilir sonuçlar vermesi akış modeline atılacak ağın kalitesi ile doğrudan ilintili olmaktadır. Bu çalışmada hem 2-boyutlu hem de 3-boyutlu atılmış olan ağın kalitesinin oldukça iyi olduğu detaylı olarak Bölüm III' de verilmiştir.

Deneysel ve Nümerik Analizler Sonucunda Elde Edilen Bulgular

Bu tezde akışın modellenmesi ve analizi sonucunda elde edilen bulguların daha önce yapılmış çalışmalar tarafından desteklendiği ve ileride yapılacak olan çalışmalara ışık tutabileceği sergilenmiştir. Bu konu sebebiyle bilime katkıda bulunabilecek bir çalışmanın gerçekleştirildiği aşağıdaki sonuçlardan anlaşılmaktadır.

- Nümerik analiz için katı modelleme 2B ve 3B olarak gerçeğe uygun olacak şekilde modellenmiştir.
- Hem 2B hem de 3B ağ yapısı ihtiyaçları karşılayacak düzeyde oluşturulmuştur. 2B ağ yapısı üzerinde özellikle cidarlarda dikkatli olunmuş ve ağ ona göre geliştirilmiştir. 3B ağ donatılması ise oldukça kompleks olup, büyük uğraşlar sonrası oluşturulmuştur. 3B ağ için oluşturulan eleman ve düğüm sayıları 2B' un kine göre yaklaşık 10 kat daha fazladır. İleride kanatlar üzerinde veya cidarlarda detaylı sınır tabakası incelenmek istenirse araştırmacılara 3B ağ yapısının bu ihtiyaca göre yeniden düzenlenmesi önerilir.
- 2B analiz için üçgensel elemanlar dörtgensel elemanlara göre daha çabuk oluşturulmuş ve daha iyi sonuçlar vermiştir. Bu yüzden 2B analiz için üçgensel elemanlar tercih edilmiştir. 3B analiz içinse ağ atılacak hacmin biçimine göre üçgen veya dörtgen prizmatik elemanlar kullanılmıştır. 2B ve 3B ağın kalitesi olması gereken düzeyin daha altına inmemiş ve hatta üzerine çıkmıştır.
- 2B ve 3B elde edilen performans eğrileri deneysel eğri ile tam bir uyum halindedir. Özellikle 3B eğri deneysel eğri ile adeta yağışmış gibidir. Debinin artmasıyla nümerik olarak elde edilen eğriler sapma gösterse de durgunluk bölgesindeki yakınsak durum tezdeki nümerik çalışma için umut verici olmuştur.
- Benzer durum verim eğrilerinde de yaşanmıştır. Bunun yanında 3B analizin 2B' ya göre hem performans eğrilerinde hem de verim eğrilerinde daha uyumlu ve doğru sonuçlar verdiği gözden kaçmamıştır.
- Durgunluğu daha iyi anlayabilmek için pompanın dizayn noktasında ve dizayn noktasının altındaki bölgelerde hem kararlı hem de kararsız rejimdeki analizlere yer verilmiştir.
- Dizayn noktasında kararlı 2B analiz sonucu hız, basınç ve türbülans kinetik enerji konturlarından çark ve difüzör kanatları arasında beklenildiği gibi tam bir simetrik akış yakalanmıştır. Ayrıca, yine beklenildiği gibi, salyangoz dili bölgesindeki düşük enerjili akış kendini hız vektörlerinden göstermiştir.

- Dizayn noktasında kararsız 2B analiz sonucu pompa girişinde basınç periyodikliği hem grafiklerle hem de konturlarla boyutsuz zaman dilimlerinde yakalanmış ve sergilenmiştir.
- Dizayn noktasında kararlı 3B analiz sonucu, 2B analizdeki hız konturlarından elde edilemeyen jet akışlar bu sefer gerçekleşmiştir. Basınç konturları için benzer sonuç elde edilmesine rağmen aynı değerlendirme türbülans kinetik enerji değerleri için söylenememektedir. Bunun yanında çarklar arasında hız, basınç ve dolayısıyla enerji artışı 2B'lu analizde olduğu gibi çarpıcıdır. Hız vektörlerinden elde edilen bulgular ise dil bölgesinde wake adı verilen akış çevrintilerinin bulunduğu işaret eder. Aynı çevrintiler 2B analizde ortaya çıkmamıştır. Bu olgu da 3B analizin gerekliliğini bir kez daha ortaya koymaktadır.
- Dizayn noktasında kararsız 3B analiz sonucu pompa girişinde basınç periyodikliği hem grafiklerle hem de konturlarla boyutsuz zaman dilimlerinde yakalanmış ve sergilenmiştir. Bunlara ilaveten 3B analizin güvenilirliği 2B analizden daha iyi olmaktadır.
- Dizayn-Altı bölgelerinde kararlı 2B analiz sonucunda beklenildiği gibi salyangoz ve çark içerisinde sürekli yükselen hız değişimi, bununla birlikte yine salyangoz ve çark içerisinde yükselen basınca rağmen, teorik ve deneysel olarak da ispatlanan giriş-çıkış basınç değişiminin sürekli azalması gerçeği göz önüne serilmiştir. Bunlara ilaveten hız konturlarında jet oluşumu belli belirsiz biçimdedir.
- Dizayn-Altı bölgelerinde kararsız 2B analiz için tek bir debi değeri seçilmiş ve bu analiz sonucunda pompa girişinde basınç periyodikliği diğer kararsız rejimlerde olduğu gibi yakalanmış ve sergilenmiştir. Bu analiz sonucunda elde edilen giriş-çıkış basınç farkının performans eğrisine olan çarpıcı bir etkisi ortaya çıkmamıştır.
- Dizayn-Altı bölgelerinde kararlı 3B analiz sonucunda 2B analizde olduğu gibi salyangoz ve çark içerisinde sürekli yükselen hız ve basınç değişimi göz önündedir. Fakat bu analizde diğerine göre oldukça belirgin bulgular vardır. Hız konturlarında debiye bağlı olarak ortaya çıkan jet akışlar oldukça çarpıcıdır. Ve bu jetler yüksek debilerde pasajlar arasında simetrik bir profil oluşturmuşlardır. Diğer taraftan basınç konturlarında ise difüzör ve çark kanatları arasındaki bölgede debi ile sürekli artan basınç değerleri kendini çok iyi göstermektedir.
- Dizayn-Altı bölgelerinde kararsız 3B analiz için tek bir debi değeri seçilmiş ve bu analiz sonucunda pompa girişinde basınç periyodikliği diğer kararsız rejimlerde olduğu gibi yakalanmış ve sergilenmiştir. Bu analizin diğer kararsız analizlerden tek farklı ve avantajlı yönü elde edilen giriş-çıkış basınç farkının performans eğrisine olumlu bir etkisi ortaya çıkmıştır. Pompa eğrisindeki sapma bu analizle birlikte bir miktar düzeltilebilecektir.

- Dizayn-Üstü yani durgunluk bölgesindeki kararlı 2B analiz sonucu hız konturlarından akışın debinin azalması ile salyangozdan ayrıldığı, çarkın içine doğru yoğunlaştığı ve özellikle 2.86 lt/s debi ile başlayarak tamamen çark içerisine sıkıştığı görülmektedir. Bu durum hem teorik hem de deneysel olarak desteklenmektedir. Basınç konturlarında ise olması gerektiği gibi çok az değişim olmakta veya hiçbir değişim göze batmamaktadır. Bu durum deneysel performans eğrisinden de açıkça anlaşılmaktadır.
- Durgunluk bölgesindeki kararsız 2B analiz sonucu giriş basıncı için periyodiklik değerlerine nazaran daha sonraki zaman dilimlerinde çıkarılmıştır.
- Durgunluk bölgesindeki kararlı 3B analiz sonucu hız konturlarından akışın debinin azalması ile salyangozdan ayrıldığı, fakat bir kısım difüzör vanalarından salyangoza doğru belli belirsiz, simetrik olmayan düşük enerjili jet akışlarının hala var olduğu, akışın çarkın içine doğru yoğunlaştığı, fakat simetrisinin özellikle dile doğru kaybolduğu ve 2B analizde olduğu gibi akışın 2.86 lt/s debi ile başlayarak tamamen çark içerisine sıkıştığı görülmektedir. Basınç konturlarında ise yine benzer bir düzensizlik salyangoz içerisinde görülmektedir. Bu durum hem teorik hem de deneysel olarak desteklenmektedir.
- Durgunluk bölgesindeki kararsız 3B analiz sonucu giriş basıncı için periyodiklik elde edilememiştir. Hem bu durum hem de kararlı rejimdeki simetrik olmayan olgular, gelişmiş güzel, salınımlı ve düzensiz yapı akışın durgunluk bölgesinde genel yapısını sergilemektedir. Birçok kitap ve yayında bu durumdan bahsedilmektedir. Fakat günümüze kadar bu bilinen veya beklenen gerçek nümerik bir çalışmada hem kararlı hem de kararsız rejimle sunulmamıştı. İşte bu çalışmada bu sıkıntı ortadan giderilmekte durgunluğa daha detaylı bir yaklaşım getirilmektedir.
- Deneysel analize bakılacak olursa tüm bu 2B ve 3B analizdeki sonuçların büyük bir kısmını destekler biçimdedir. Deneysel çalışmadaki analizlerde salyangoz dili ve ona en yakın difüzörün etkileşimi göz önüne serilmektedir. Bu şekillerde daha önce de bahsedildiği gibi hız vektörleri ve konturları üzerinde durulmuştur. Elde edilen bulgular özellikle 3B nümerik analizdeki bulgularla doğrulanmaktadır. Debinin azalması ile birlikte dile doğru uzanan jet akışın enerjisi ve görüntüsü ortadan kaybolmaktadır. Nümerik analizlerde de ortaya çıkarılan bulguya göre, 2.86 lt/s debi ile başlayan bariz bir durgunluk söz konusudur. Bu durum kendisini difüzör pasajı içerisine doğru olan ters akışla da göstermektedir.

6. KAYNAKLAR

Adamczyk, J.J., 1985, "Model Equation For Simulating Flows In Multistage Turbomachinery", *ASME Paper No.*, 85-GT-226.

Adamczyk, J.J., Celestina, M.L., Beach, T.A., Barnett, M., 1990, "Simulation Of Three-Dimensional Viscous Flow Within A Multistage Turbine", *ASME J. Of Turbomachinery*, Vol. 112, pp370.

Adkins, G.G., Smith, L.H., 1982, "Spanwise Mixing In Axial-Flow Turbomachines", *ASME J. Of Engineering Power*, Vol. 104, pp97.

Adrian, R.J., 1991, "Particle Imaging techniques for experimental fluid mechanics", *Ann Rev Fluid Mech*, 23, pp261-304

Arndt, N., Acosta, A.J., Brennen, C.E., Caughey, 1989, "Rotor-Stator interaction in a diffuser pump", *J. of Turbomachinery*, Vol. 111, pp213-221.

Arndt, N., Acosta, A.J., Brennen, C.E., Caughey, 1990, "Experimental investigation of Rotor-Stator interaction in a centrifugal pump with several vaned diffusers", *J. of Turbomachinery*, Vol. 112, pp98-108.

Barnhart, D.H., Adrian, R.J., Papen, R.J., 1995, "Phase-Conjugate Holographic System For High-Resolution Particle-Image Velocimetry" *Appl. Opt.*, Vol. 33, pp7159.

Blanco, E., Fernandez, J., Gonzales, J., Santolaria, C., 2000, "Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump with Impeller-Volute Interaction", *Proceedings of ASME, FEDSM200-11297*, Boston, Massachusetts, Amerika

Dring, R.P., Joslyn, H.D., Hardin, L.W., Wagner, J.H., 1982, "Turbine rotor-stator interaction", *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 104, pp729-742.

Emmons, H.W., Kronauer, R.E., Rockett, J.A., 1959, "A survey of stall propagation – experiment and theory", *ASME J. Basic Eng.*, Vol. 81, pp409-416.

Gallimore, S.J., Cumpsty, N.A., 1986, "Spanwise Mixing In Multistage Axial Flow Compressors: Part I - Experimental Investigations", *ASME J. Of Turbomachinery*, Vol. 108, p2.

Güleren, M., Pınarbaşı, A., 2001, "İki boyutlu Geometrik Cisimler Üzerindeki Farklı Türbülans Model yaklaşımları" *13. Ulusal Türk Isı Bilim Tekniği Kongresi*, Konya, Türkiye

Gürlek, C., Ocak 2002, Yüksek Lisans Tezi, “Damar Daralmalarındaki Laminer Akışta Sayısal İncelemeler”, *Cumhuriyet Üniversitesi*, Sivas, Türkiye

He, L., Sato, K., 2001 "Numerical Solution of Unsteady Incompressible Flows in Turbomachinery", *Transactions of ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol.123, No.3, pp680-685

Hoffman, M., Stoffel, B., Coutier-Delgosha, O., Fortes-Patella, R., Reboud, JL., 2001, “Experimental and Numerical Studies on a Centrifugal Pump with 2D-Curved Blades in Cavitating Condition”, *CAV2001*, Session B7.005

Lakshminarayana, B., 1991, “An Assessment Of Computational Fluid Dynamic Techniques In The Analysis And Design Of Turbomachinery - The 1990 Freeman Scholar Lecture”, *ASME J. Of Fluids Engineering*, Vol. 113, pp315.

Marx, Y.P., 1997, “Unsteady Simulations of Impeller-Diffuser Interactions in a Centrifugal Pump”, *CAPA, EPFL Supercomputing Review*, pp24-32.

Muggli, F.A., Eisele, K., Casey, M.V., Gulich, Schachenmann, A., 1997, “Flow Analysis in a pump diffuser- Part 2: Validation and limitations of CFD for diffuser flows”, *J Fluids Eng*, Vol. 119, pp978-984.

Murakami, M., Kikuyama, K., Asakura, E., 1980, “Velocity and Pressure Distributions in the Impeller Passages of Centrifugal Pumps”, *Transactions of the ASME*, Vol. 102, pp420-426.

Ogata, M., Ichiro, A., 1995, “An experimental study of Rotating Stall in a Radial Vaned diffuser”, *Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines*, pp625-641.

Parrondo, J.L., Fernandez, J., Gonzales, J., Fernandez, L., 2000, “An experimental study on the Unsteady Pressure Distribution around the Impeller Outlet of a Centrifugal Pump”, *Proceedings of ASME*, FEDSM00-11302, Boston, Massachusetts, Amerika

Pınarbaşı, A., Johnson, MW.,1995, “A study of Reynolds Stress Dissipation and Loss Generation in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser”, *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 95-GT-150, Houston, Amerika

Rai, M.M., 1987, “Navier-Stokes Simulation Of Rotor/Stator Interaction Using Patched And Overlaid Grids”, *J. Of Propulsion And Power*, Vol. 3, pp387.

Rhie, C.M., Gleixner, A.J., Spear, D.A., Fischberg, C.J., Zacharias, R.M., 1995, “Development and Application Of A Multistage Navier-Stokes Solver. Part A: Multistage Modeling Using Body

Forces and Deterministic Stresses”, *ASME Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 95-GT-342.

Sano, T., Yoshida, Y., Tsujimoto, Y., Nakamura Y., Matsushima T., 2002, “Numerical Study of Rotating Stall in a Pump Vaned Diffuser”, *Transactions of the ASME*, Vol. 124, pp363-370.

Shi, F., Tsukamoto, H., 2001, “Numerical Study of Pressure Fluctuations Caused by Impeller-Diffuser Interaction in a diffuser Pump Stage”, *Transactions of the ASME*, Vol. 123, pp466-474.

Sinha, M., Katz, J., 1998, “Flow Structure and Turbulence in a Centrifugal Pump with a Vaned Diffuser”, *Proceedings of ASME*, FEDSM98-5129

Sinha, M., Pınarbaşı, A., Katz, J., 2001, “The Flow Structure During Onset and Developed States of Rotating Stall Within a Vaned Diffuser of a Centrifugal Pump” , *Transactions of the ASME*, Vol. 123, pp490-499

Sinha, M., Ağustos 1999, Doktora Tezi, “Rotor-Stator Interactions, Turbulence Modelling and Rotating Stall in a Centrifugal Pump with Diffuser Vanes”, **Johns Hopkins University**, Baltimore, Amerika

Speziale, C., 1991, “Analytical Methods for the Development of Reynolds-Stress Closures in Turbulence”, *Ann. Rev. Fluid Mech.*, Vol. 23, pp107.

Tamm, A., Ludwig, G., Stoffel, B., 2001, “Numerical, Experimental and Theoretical Analysis of the Individual Efficiencies of a Centrifugal Pump” *Proceedings of ASME*, FEDSM2001-18071, New Orleans, Louisiana, Amerika

Tsurusaki, H., Kinoshita, T., 2001, “Flow Control of Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser”, *Transactions of ASME*, Vol. 123, pp281-286

Yoshida, Y., Murakami, Y., Tsurusaki, T., Tsujimoto, Y., 1991, “Rotating Stalls in centrifugal impeller/vaned diffuser systems”, *Proc. First ASME/JSME Joint Fluids Eng. Conf.*, FED-107, pp125-130.

Zhang, J., Tao, B., Katz, J., 1997, “Turbulent Flow Measurement In A Square Duct With Hybrid Holographic PIV”, *Experiments In Fluids*, Vol. 23, pp373.

7. ÖZGEÇMİŞ

Adı, Soyadı : Kürşad Melih GÜLEREN
Baba Adı : Mehmet Nuri
Doğum Yeri : SİVAS
Doğum Tarihi : 18/08/1976

İlk, orta ve lise öğrenimini Sivas' ta tamamladı. 1994 yılının Eylül ayında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Havacılık Mühendisliği bölümüne başladı. 1999 yılının Haziran ayında bu bölümden mezun oldu. Aynı yıl içinde Eylül ayında Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Makine Mühendisliği Anabilim Dalı' nda yüksek lisans çalışmalarına başladı ve aynı üniversitenin Makine Mühendisliği Bölümünde Kasım ayında araştırma görevlisi olarak atandı. Halen bu görevde çalışmalarına devam etmektedir.

Yayınlar:

1. K.Melih GÜLEREN, Ali PINARBAŞI, " İki boyutlu geometrik cisimler üzerindeki farklı türbülans model yaklaşımları", 13. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 5-7 Eylül 2001, Konya, TÜRKİYE
2. Cahit GÜRLEK, K.Melih GÜLEREN, Kadir AYDIN, Ali PINARBAŞI, "Steady Laminar Flow Computation Through Vascular Tube Constrictions", Proceedings of ESDA 2002: 6th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 8-11 Temmuz 2002, İstanbul, TÜRKİYE

Adres: Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
58140

Sivas