

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RADYAL POMPALARIN KAVİTASYON PERFORMANSININ
HESAPLANMASI VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

DOKTORA TEZİ

Mehmet KAYA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

ŞUBAT 2020

**RADYAL POMPALARIN KAVİTASYON PERFORMANSININ
HESAPLANMASI VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

DOKTORA TEZİ

**Mehmet KAYA
(503122007)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erkan AYDER

ŞUBAT 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503122007 numaralı doktora öğrencisi Mehmet KAYA, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “RADYAL POMPALARIN KAVİTASYON PERFORMANSININ HESAPLANMASI VE İYİLEŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Erkan AYDER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. M. Zafer GÜL
Marmara Üniversitesi

Prof. Dr. Can Fuat DELALE
MEF Üniversitesi

Teslim Tarihi : 27 Aralık 2019
Savunma Tarihi : 07 Şubat 2020





Eşime ve kızıma,



ÖNSÖZ

Tez çalışmamda ve kişisel yaşamımda bana her dönem destek veren, yönlendiren, bilimsel bakış açımı genişleten değerli hocam Prof. Dr. Erkan AYDER' e teşekkürlerimi sunarım. Uzun soluklu bu çalışma süresince ayırdıkları değerli vakitleri ve bilimsel katkıları için tez izleme komitesi üyeleri Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ ve Prof. Dr. Zafer GÜL' e teşekkür ederim. Tez çalışmamın farklı safhalarında kabarcık dinamiği ve sayısal kavitasyon modelleri konularında destek sağlayan Prof. Dr. Can Fuat DELALE' ye, kavitasyon kaynaklı titreşim ve gürültü konularında destek sağlayan Prof. Dr. Haluk EROL' a, deney düzeneğinin kurulumu ve çalışma genelinde eleştirel görüşleriyle katkı sağlayan Prof. Dr. Haluk KARADOĞAN' a ayrıca teşekkür ederim.

Ülkemizin öncelikli hedefi uluslararası piyasalardaki rekabet gücümüzün artırılması olmalıdır. Bu hedef doğrultusunda ürünlerimize teknik donanım kazandırabilmemiz için üniversite ve sanayi arasında uzun dönemli iş birlikleri tesis edilmelidir. Tez çalışmam böyle bir iş birliğinin ürünüdür. Bunu mümkün kılan Standart Pompa A.Ş. Genel Müdürü Sayın Şeref T. ÇELEBİ başta olmak üzere, tüm Standart Pompa ailesine teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamın pompa üreticilerine ve kullanıcılarına faydalı olmasını dilerim.

Aralık 2019

Mehmet KAYA
(Makina Yüksek Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Kavitasyon ve Pompalarda Oluşum Biçimi	1
1.1.1 Kavitasyonlu akışların biçim ve evreleri	3
1.1.2 Kavitasyonun olumsuz etkileri.....	6
1.1.3 ENPY kavramı	8
1.1.4 Pompalarda kavitasyon oluşumu	11
1.2 Literatür Araştırması	13
1.2.1 Pompalarda gelişen kavitasyonun öngörülmesi.....	13
1.2.1.1 Benzeşim yasaları ile ENPY tahmini.....	13
1.2.1.2 Sayısal yöntemlerle ENPY' nin öngörülmesi	14
1.2.2 Geometrik ve fiziksel parametrelerin kavitasyon performansına etkileri .	22
1.3 Çalışmanın Amacı ve Metodoloji	29
2. MATEMATİK MODEL	31
2.1 Korunum Denklemleri ve Homojen Kavitasyon Modelleri	31
2.2 Lülelerde Gelişen Kavitasyon ve Homojen Bir Kavitasyon Modelinin Sınanması	35
3. RADYAL POMPALARDA KAVİTASYONLU AKIŞ	41
3.1 Pompaların Geometrik Özellikleri	41
3.2 Deney Düzenegi ve Kavitasyon Karakteristiklerinin Elde Edilmesi	42
3.3 Farklı Özgül Hızlarda Üç Adet Pompanın Kavitasyon Performans Analizi....	51
3.3.1 Özgül hızı 34.4 olan pompanın kavitasyon performans analizi.....	52
3.3.2 Özgül hızı 22.4 olan pompanın kavitasyon performans analizi.....	58
3.3.3 Özgül hızı 10.4 olan pompanın kavitasyon performans analizi.....	61
3.4 En İyi Sonuç Veren Kavitasyon Modelinin Belirlenmesi ve İyileştirilmesi	63
3.5 Özgül Hızı 12.5 Olan Pompanın Kavitasyon Performans Analizi.....	67
3.5.1 Akış görüntülemeye olanak sağlayan pompanın tasarımı ve imalatı.....	67
3.5.2 İyileştirilen model ile kavitasyon hesapları	68
3.5.3 Sayısal modelin yük düşümü eğrileri bakımından doğrulanması	71
3.5.4 Sayısal modelin detaylı kavitasyon yapıları bakımından doğrulanması ...	74
4. RADYAL POMPANIN KAVİTASYON PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ	91
4.1 Kavitasyon Performansının Sayısal Yöntemle İyileştirilmesi	92

4.2 Kavitasyon Performansının Deneysel Olarak Doğrulanması.....	99
5. SONUÇLAR	103
KAYNAKLAR.....	105
EKLER	113
ÖZGEÇMİŞ.....	121



KISALTMALAR

BS	: Kanat Basma Yüzeyi
BYA	: Boğaz Yüzey Alanı
CEV	: Constant Enthalpy of Vaporization
DBA	: Düzeltilmiş Boğaz Alanı
ENPY	: Emmedeki Net Pozitif Yük
ENPY_{devrilme}	: Kavitasyona Bağlı Devrilme Durumunda Emmedeki Net Pozitif Yük
ENPY_g	: Emmede Gerekli Net Pozitif Yük
ENPY_i	: Kavitasyon Başlangıcında Emmedeki Net Pozitif Yük
ENPY_m	: Emmede Mevcut Net Pozitif Yük
ENPY₃	: %3 Yük Düşümünde Emmedeki Net Pozitif Yük
ENPY₅	: %5 Yük Düşümünde Emmedeki Net Pozitif Yük
FS	: Kanat Emme Yüzeyi
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
KN	: Kritik Nokta
MRF	: Moving Reference Frame
NPSH	: Net Positive Suction Head
NPSH_a	: Net Positive Suction Head available
NPSH_i	: Net Positive Suction Head incipient
NPSH_r	: Net Positive Suction Head required
NPSH₃	: Net Positive Suction Head at 3% head drop
RANS	: Reynolds Averaged Navier-Stokes
RMS	: Root Mean Square
T2	: Tasarım 2
T3	: Tasarım 3
SSH	: Saf Sıvı Hali
UDF	: User Defined Function
ÜKN	: Üçlü Kritik Nokta
VOF	: Volume of Fluid



SEMBOLLER

b_2	: Çark çıkış genişliği [mm]
C_p	: Basınç katsayısı
C_s	: Pompa girişinde hız [m/s]
C_{1m}	: Çark girişinde meridyenel hız [m/s]
D_0	: Çark emme ağzı çapı [mm]
e_r	: Rastgelelikten doğan belirsizlik
e_s	: Sistematik belirsizlik
e_{toplaml}	: Toplam belirsizlik
D_2	: Çark dış çapı [mm]
F_{con}	: Kavitasyon modellerinde yoğuşma prosesi için ampirik katsayı
f_g	: Yoğuşmayan gazların kütlelerinin toplam kütleyle oranı
f_v	: Buhar kütlelerinin toplam kütleyle oranı
F_{vap}	: Kavitasyon modellerinde buharlaşma prosesi için ampirik katsayı
g	: Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
H	: Basma yüksekliği [m]
h	: Özgül entalpi [J/kg]
i_1	: Hücüm açısı [$^\circ$]
k	: Birim hacim başına türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2]
L_p	: Ses basınç düzeyi [dB]
L_{ptot}	: Toplam ses basınç düzeyi [dB]
m	: Meridyenel doğrultu
m_{in}	: Sayısal hesaplamalarda kütleli debi giriş sınır koşulu [kg/s]
m_{out}	: Sayısal hesaplamalarda kütleli debi çıkış sınır koşulu [kg/s]
$\dot{m}^+$	: Yoğuşma prosesinde birim hacim başına kütle transferi [kg/s.m^3]
$\dot{m}^-$	: Buharlaşma prosesinde birim hacim başına kütle transferi [kg/s.m^3]
n	: Dönme devri [devir/dakika]
N_b	: Birim hacim başına kabarcık sayısı
n_s	: Özgül hız
P_{atm}	: Atmosferik basınç [Pa]
$P_{\text{çıkış}}$	: Pompa ve lüle çıkışında statik basınç [Pa]
P_{DS}	: Kanat basma tarafındaki basınç [Pa]
P_{SS}	: Kanat emme tarafındaki basınç [Pa]
P_{min}	: Minimum statik basınç [Pa]
P_s	: Pompa ve lüle girişinde statik basınç [Pa]
P_{tin}	: Sayısal hesaplamalarda toplam basınç giriş sınır koşulu [Pa]
P_{sout}	: Sayısal hesaplamalarda statik basınç çıkış sınır koşulu [Pa]
P_v	: Buharlaşma basıncı [Pa]
P_{01}	: Girişte toplam basınç [Pa]
P_1	: Çark girişinde statik basınç [Pa]
Q	: Hacimsel debi [m^3/h]
Q_{BCP}	: En iyi kavitasyon debisi [m^3/h]
Q_{SR}	: Girişte geri dönmelerin başladığı debi [m^3/h]
Q_{opt}	: En verimli noktadaki debi [m^3/h]

r	: Yarıçap [m]
s	: Standart sapma
R_B	: Kabarcık yarıçapı [m]
R_i	: İlk kabarcık yarıçapı [m]
T	: Sıcaklık [°C]
T_{ortam}	: Ortam sıcaklığı [°C]
T_{su}	: Su sıcaklığı [°C]
U	: Hız [m/s]
u_s	: Lüle girişinde hız [m/s]
U_∞	: Giriş hızı [m/s]
u₁	: Çark girişinde çevresel hız [m/s]
u₂	: Çark çıkışında çevresel hız [m/s]
V_B	: Kabarcık hacmi [m ³]
V_{giriş}	: Emme borusunda eksenel hız [m/s]
V_θ	: Mutlak hızın teğetsel doğrultuya izdüşümü [m/s]
W₁	: Çark girişinde bağıl hız [m/s]
W_{1q}	: Kanatlar arası boğaz kesitinde bağıl hız [m/s]
y⁺	: Çeperden boyutsuz uzaklık
α_s	: Pompa ve lüleye girişte hacimsel buhar oranı
α₁	: Çark girişinde mutlak hızın teğetsel doğrultu ile yaptığı açı [°]
α_v	: Hacimsel buhar oranı (buhar hacmi / toplam hacim)
β₁	: Çark girişinde bağıl hızın teğetsel doğrultu ile yaptığı açı [°]
β_{1B}	: Çark girişinde kanadın teğetsel doğrultu ile yaptığı açı [°]
β₂	: Çark çıkışında kanadın teğetsel doğrultu ile yaptığı açı [°]
ΔP	: Basınç kaybı [Pa]
δ	: Kanat giriş kenarının dış akım ipçiği ile yaptığı açı [°]
η	: Verim [%]
Θ	: Kanat sarma açısı [°]
λ_w	: Kanat girişinde kayıp katsayısı
μ_e	: Efektif sıvı viskozitesi [N.s/m ²]
μ_l	: Sıvının dinamik viskozitesi [Pa.s]
μ_m	: Karışımın laminar viskozitesi [Pa.s]
μ_t	: Türbülans viskozitesi [Pa.s]
μ_{tmod}	: Değiştirilmiş türbülans viskozitesi [Pa.s]
μ_v	: Buharın dinamik viskozitesi [Pa.s]
ν	: Kinematik viskozite [m ² /s]
ζ_E	: Çark girişindeki kayıp katsayısı
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
ρ_l	: Sıvı yoğunluğu [kg/m ³]
ρ_m	: Karışımın yoğunluğu [kg/m ³]
ρ_v	: Buhar yoğunluğu [kg/m ³]
σ	: Kavitasyon sayısı
σ_s	: Yüzey gerilmesi [N/m]
σ[*]	: Thoma kavitasyon sayısı
ψ	: Basma yüksekliği sayısı (2.g.H / u ₂ ²)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1	: Seçilen pompaların bazı karakteristik özellikleri.	41
Çizelge 3.2	: Deney ekipman listesi ve hassasiyetleri.	45
Çizelge 3.3	: Özgül hızı 34.4 olan pompanın pasaj hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma.	53
Çizelge 3.4	: Özgül hızı 34.4 olan pompanın tam model hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma.	54
Çizelge 3.5	: Özgül hızı 22.4 olan pompanın pasaj hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma.	59
Çizelge 3.6	: Özgül hızı 10.4 olan pompanın pasaj hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma.	61
Çizelge 3.7	: Özgül hızı 12.5 olan pompada sayısal ağdan bağımsızlaştırma.	68
Çizelge 4.1	: Giriş, çıkış ve sarma açıları.	93
Çizelge 4.2	: T2 ve T3 için giriş, çıkış ve sarma açıları.	97
Çizelge A.1	: Örnek ölçümlerin belirsizliği.	114
Çizelge A.2	: Giriş basınç transmitteri kalibrasyon değerleri.	115
Çizelge A.3	: Çıkış basınç transmitteri kalibrasyon değerleri.	115



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Saf suyun basınç-sıcaklık diyagramında kaynama ve kavitasyon faz geçişleri.	2
Şekil 1.2	: Akım ipçiği boyunca basınç katsayısının değişimi, Brennen.	2
Şekil 1.3	: Ventüri difüzöründe ortaya çıkan buhar kabarcığı.	3
Şekil 1.4	: Bir hidrofoil etrafında baloncuk kavitasyonu.	4
Şekil 1.5	: Solda hidrofoil etrafında ve sağda radyal pompa kanadı emme yüzeyinde gelişen tabaka kavitasyonu.	4
Şekil 1.6	: Solda bir hidrofoil etrafında bulut kavitasyonu ve sağda tabaka kavitasyonundan bulut kavitasyonuna geçiş.	5
Şekil 1.7	: Solda eksenel çark dış çapında ve sağda Francis tipi türbin yayıcısında ortaya çıkan vorteks kavitasyonu örnekleri.	5
Şekil 1.8	: Solda bir hidrofoil etrafında ve sağda radyal pompa kanadı etrafında gelişen süper kavitasyon.	6
Şekil 1.9	: Katı duvar yakınında çöken bir kavitasyon kabarcığı.	7
Şekil 1.10	: Santrifüj pompa çarkında kavitasyon erozyonuna bağlı malzeme kaybı.	7
Şekil 1.11	: Özgül hızı 24 olan çift emişli bir pompanın basma yüksekliği ve veriminde kavitasyona bağlı ani düşüş.	8
Şekil 1.12	: Pompalarda yük düşümü eğrisi ve kavitasyon evreleri.	9
Şekil 1.13	: ENPY (NPSH) karakteristikleri.	10
Şekil 1.14	: Kanat girişinde basınç dağılımı ve kavitasyon oluşumu.	12
Şekil 1.15	: Pompa kanadı etrafında statik basınç dağılımları (akış ayrılması olmayan bir durumda).	12
Şekil 1.16	: Kanat girişinde baloncuk yarıçapı değişimi.	14
Şekil 1.17	: CEV modeli kullanarak elde edilen ENPY ₃ eğrisinin ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılması.	16
Şekil 1.18	: Barotropik akış halinde yoğunluk ve basınç arasındaki ilişki.	17
Şekil 1.19	: Solda üç farklı debide sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri, sağda debiye bağlı ENPY ₃ ve ENPY ₁₀ eğrileri.	17
Şekil 1.20	: Niedzwiedzka'da homojen kavitasyon modelleri, kaynak terimlerinde kullanılan ampirik katsayılar ve uygulandığı geometriler.	19
Şekil 1.21	: Bakir' in çalışmasında kavitasyon sayısının düşüşü ile kavitasyon oluşumu.	20
Şekil 1.22	: Salvadori' nin çalışmasında Zwart model ile elde edilen yük düşümü eğrileri.	20
Şekil 1.23	: Ding' in çalışmasında Q-ENPY ₃ eğrisinin hava miktarı ile değişimi.	21
Şekil 1.24	: Spyridon' un çalışmasında giriş açısına göre yük düşümü eğrileri.	24
Şekil 1.25	: Bonaiuti' nin çalışmasında üstte sırasıyla orijinal tasarım (baseline), 1. Tasarım (Des-Id1) ve 2. Tasarım (Des-Id2) için kanat yüklerinin dağılımı. Altta debiye bağlı verim ve ENPY _g eğrileri.	26

Şekil 1.26	: Zhang' ın çalışmasında solda kanat giriş kenarında yapılan değişiklikler. Sağda ENPY ₃ ' ün dış ve iç ipçikteki yerleşim açılarına bağlı değişimi. 27
Şekil 1.27	: Bakır' in çalışmasında önçarkın kanatlarının geriye doğru kesilmesi ile kavitasyon sayısının değişimi. 27
Şekil 1.28	: Sabini' nin çalışmasında kanat giriş profilleri ve optimum debideki yük düşümü eğrileri. 28
Şekil 2.1	: Sonsuz bir akış hacminde küresel bir kabarcığın şematik gösterimi.. 32
Şekil 2.2	: Wang' da bir boyutlu yakınsak ıraksak lülede kavitasyonlu akış..... 36
Şekil 2.3	: Akış doğrultusunda $C_p(x)$, $U(x)$ ve $\alpha_v(x)$ in karşılaştırılması. 38
Şekil 3.1	: Seçilen pompa çarklarının meridyonel görünüşleri. 41
Şekil 3.2	: Emmeli tesisatlı açık çevrim deney düzeneğinin şematik görünümü. 42
Şekil 3.3	: Kapalı çevrim deney düzeneğinin şematik görünümü..... 43
Şekil 3.4	: Kapalı çevrim deney düzeneğinin görünümü. 44
Şekil 3.5	: Vakum pompası düzeneği..... 44
Şekil 3.6	: Özgül hızı 12.5 olan pompanın deneysel yük düşümü eğrileri. 47
Şekil 3.7	: Çark kanatlarının stroboskopik ışık kaynağı kullanarak bağıl olarak hareketsiz şekilde görüntülenmesi. 48
Şekil 3.8	: Ses ve titreşim ölçüm düzeneği. 48
Şekil 3.9	: Özgül hızı 12.5 olan pompanın optimum çalışma noktasında ses basıncı spektrumu ve ses basıncının ENPY ile değişimi. 49
Şekil 3.10	: Özgül hızı 12.5 olan pompanın optimum çalışma noktasında ölçülen ses basınçlarının ayrık frekanslarda ENPY değerlerine bağlı değişimi..... 50
Şekil 3.11	: Özgül hızı 12.5 olan pompanın optimum çalışma noktasında kavitasyonsuz ve tam gelişmiş kavitasyon durumlarında titreşim ivmeleri (0-10 kHz). Yukarıdan aşağıya sırayla yatay eksen, mil eksen ve düşey eksen. 51
Şekil 3.12	: Pompa sayısal ağıının kesit görünümü ve ön aşınma halkası boşluğu detayı..... 52
Şekil 3.13	: Giriş elemanları, çark ve salyangoz gövdeyi içeren sayısal ağ. 52
Şekil 3.14	: Özgül hızı 34.4 olan pompa pasajında sayısal hesaplama adımları.... 54
Şekil 3.15	: Özgül hızı 34.4 olan pompanın $Q/Q_{opt}=1.05$ deki yük düşümü eğrileri. ENPY = 4.7 ve 10 m de kanatlar üzerinde hacimsel buhar oranı konturları..... 55
Şekil 3.16	: İki farklı sınır koşulu seti için giriş ve çıkışta hız dağılımları. 57
Şekil 3.17	: Üç farklı debide Singhal modeli ile elde edilen yük düşümü eğrileri ve sınır koşullarının etkisi..... 58
Şekil 3.18	: Özgül hızı 34.4 olan pompada sayısal ve deneysel Q-H ve Q-ENPY ₃ eğrileri. 58
Şekil 3.19	: Özgül hızı 22.4 olan pompanın yük düşümü eğrileri. 60
Şekil 3.20	: Özgül hızı 22.4 olan pompada sayısal ve deneysel Q-H ve Q-ENPY ₃ eğrileri. 60
Şekil 3.21	: Özgül hızı 10.4 olan pompanın yük düşümü eğrileri. 62
Şekil 3.22	: Özgül hızı 10.4 olan pompada sayısal ve deneysel Q-H ve Q-ENPY ₃ eğrileri. 63
Şekil 3.23	: Karışım yoğunluğunun hacimsel buhar oranına bağlı değişimi. 64
Şekil 3.24	: Özgül hızı 22.4 olan pompanın optimum debisinde türbülans viskozitesi düzeltmesinin yük düşümü eğrileri üzerindeki etkisi. 65
Şekil 3.25	: ENPY= 3.1 ve 10 m de türbülans düzeltmesinin kanat üzerindeki basınç dağılımına etkisi..... 66

Şekil 3.26	: %3 yük düşümü durumunda türbülans düzeltmesinin kanat üzerindeki basınç dağılımına etkisi.	66
Şekil 3.27	: Yarı açık çarklı pompanın meridyonel kesiti ve çarktan görünüş.	67
Şekil 3.28	: Pleksiglas gövde kapağı ve ön duvarı işlenerek çıkarılmış gövde.	68
Şekil 3.29	: Özgül hızı 12.5 olan pompa hesaplarında kullanılan sayısal ağıın meridyonel ve 3 boyutlu görünümü.	69
Şekil 3.30	: Tek fazlı hesaplamalar sonucu kanat etrafında oluşan basınç dağılımı (optimum debide, orta akım kesitinde, ENPY = 13.2 m durumunda). ..	69
Şekil 3.31	: Kanat girişi orta akım kesitinde bağıl hız vektörleri.	70
Şekil 3.32	: Çift fazlı hesaplamalar sonucu kanat etrafında oluşan basınç dağılımı (optimum debide, orta akım kesitinde, ENPY =13.2 m durumunda). ..	71
Şekil 3.33	: Optimum debide ve ENPY=13.2 m durumunda kanat girişinde hacimsel buharı oranı.	71
Şekil 3.34	: $Q/Q_{opt} = 1$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.	72
Şekil 3.35	: $Q/Q_{opt} = 1.4$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.	72
Şekil 3.36	: $Q/Q_{opt} = 1.28$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.	73
Şekil 3.37	: $Q/Q_{opt} = 0.85$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.	73
Şekil 3.38	: $Q/Q_{opt} = 0.57$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.	74
Şekil 3.39	: $Q/Q_{opt} = 1$, ENPY = 13.2 m de kanat etrafında kavitasyon.	75
Şekil 3.40	: $Q/Q_{opt} = 1$, ENPY = 6.26 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	76
Şekil 3.41	: $Q/Q_{opt} = 1$, ENPY=3.78 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	77
Şekil 3.42	: $Q/Q_{opt} = 1$, ENPY = 2.18 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	77
Şekil 3.43	: $Q/Q_{opt} = 1$, ENPY = 1.57 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	78
Şekil 3.44	: $Q/Q_{opt} = 1$, ENPY ≈ 1.2 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	79
Şekil 3.45	: $Q/Q_{opt} = 1.4$, ENPY = 8.1 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ..	80
Şekil 3.46	: $Q/Q_{opt} = 1.4$, ENPY = 5.1 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ..	80
Şekil 3.47	: $Q/Q_{opt} = 1.4$, ENPY = 2.5 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ..	81
Şekil 3.48	: $Q/Q_{opt} = 1.4$, sayısal ENPY = 1.52 m, deneysel ENPY = 2.03 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	81
Şekil 3.49	: $Q/Q_{opt} = 1.28$, ENPY = 13.4 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	82
Şekil 3.50	: $Q/Q_{opt} = 1.28$, ENPY = 8.3 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	83
Şekil 3.51	: $Q/Q_{opt} = 1.28$, ENPY = 4 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	83
Şekil 3.52	: $Q/Q_{opt} = 1.28$, ENPY = 2.8 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	84
Şekil 3.53	: $Q/Q_{opt} = 1.28$, sayısal ENPY =1.31, deneysel ENPY= 1.8 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	85
Şekil 3.54	: $Q/Q_{opt} = 1.28$, sayısal ENPY =1.309, deneysel ENPY= 1.76 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	85
Şekil 3.55	: $Q/Q_{opt} = 0.85$, ENPY = 10 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. .	86
Şekil 3.56	: $Q/Q_{opt} = 0.85$, ENPY = 5 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	86
Şekil 3.57	: $Q/Q_{opt} = 0.85$, ENPY = 1.5 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	87
Şekil 3.58	: $Q/Q_{opt} = 0.85$, ENPY = 1.05 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	87
Şekil 3.59	: $Q/Q_{opt} = 0.85$, ENPY = 1 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	88
Şekil 3.60	: $Q/Q_{opt} = 0.57$, ENPY = 7 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon. ...	88
Şekil 3.61	: $Q/Q_{opt} = 0.57$, sayısal ENPY = 3.5 m, deneysel ENPY = 4 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	89
Şekil 3.62	: $Q/Q_{opt} = 0.57$, sayısal ENPY = 0.71 m, deneysel ENPY = 0.82 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	90

Şekil 3.63	: $Q/Q_{opt} = 0.57$, sayısal ENPY = 0.708 m, deneysel ENPY = 0.818 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.	90
Şekil 4.1	: Kanat giriş kenarının dış akım ipçiği ile yaptığı δ açısı.	91
Şekil 4.2	: Pompa meridyenel kesiti ve δ açısına bağlı çizilen 3 farklı giriş kenarı.	92
Şekil 4.3	: Boğaz kesit alanlarının δ açısına bağlı değişimi.	92
Şekil 4.4	: $\delta=51^\circ$ durumunda mavi renkli yüzeyler olarak boğaz alanı.	93
Şekil 4.5	: $\delta = 20^\circ, 51^\circ$ ve 90° için kanatların plan görünüşü.	94
Şekil 4.6	: $\delta = 20^\circ, 51^\circ$ ve 90° için optimum debide yük düşümü eğrileri.	94
Şekil 4.7	: Üstte iyileştirilmiş ve altta orijinal tasarımlarda kanatlar etrafında kavitasyon.	95
Şekil 4.8	: ENPY ₃ ve DBA' nın δ ya bağlı değişimi.	96
Şekil 4.9	: T2 ve T3 tasarımlarının meridyenel görünüşleri ve farklı eğriliklerde üçer adet giriş kenarı.	96
Şekil 4.10	: T2 ve T3 için kanatların plan görünüşü.	97
Şekil 4.11	: T2 de $\delta = 15^\circ, 65^\circ, 115^\circ$ için yük düşümü eğrileri.	98
Şekil 4.12	: T2 de ENPY ₃ ve DBA' nın δ ya bağlı değişimi.	98
Şekil 4.13	: T3 de $\delta = 22^\circ, 55.5^\circ, 90^\circ$ için yük düşümü eğrileri.	99
Şekil 4.14	: T3 de ENPY ₃ ve DBA' nın δ ya bağlı değişimi.	99
Şekil 4.15	: Kavitasyon performansı iyileştirilmiş pompanın optimum debisinde sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.	100
Şekil 4.16	: Orijinal ve kavitasyon performansı iyileştirilmiş pompaların Q-ENPY ₃ eğrileri.	100
Şekil A.1	: Özgül hızı 12.5 olan pompada, $Q= 35.7 \text{ m}^3/\text{h}$ ve ENPY = 10.1 m durumunda pompa giriş ve çıkış basınçlarının zamana bağlı değişimi.	114
Şekil B.1	: Özgül hızı 10.4 olan pompanın 1480 d/dak. dönme devrinde Q-H ve Q-ENPY ₃ eğrisi.	116
Şekil B.2	: Özgül hızı 22.4 olan pompanın 2935 d/dak. dönme devrinde Q-H ve Q-ENPY ₃ eğrisi.	116
Şekil B.3	: Özgül hızı 34.4 olan pompanın 2955 d/dak. dönme devrinde Q-H ve Q-ENPY ₃ eğrisi.	117
Şekil B.4	: Özgül hızı 12.5 olan pompanın 1485 d/dak. dönme devrinde Q-H eğrisi.	117
Şekil C.1	: Kabarcık çapının özgül hızı 22.4 olan pompanın yük düşümü eğrisi üzerindeki etkisi.	118
Şekil C.2	: Yoğuşmayan gaz oranının özgül hızı 22.4 olan pompanın yük düşümü eğrisi üzerindeki etkisi.	118
Şekil E.1	: Kavitasyon performansı iyileştirilmiş pompanın 2900 d/dak. dönme devrinde deneysel Q-H eğrisi.	120

RADYAL POMPALARIN KAVİTASYON PERFORMANSININ HESAPLANMASI VE İYİLEŞTİRİLMESİ

ÖZET

Kavitasyon, buharlaşma basıncının altında basınca maruz kalan akışkanın lokal olarak buharlaşması, bunu takiben buharlaşma basıncının üzerindeki basınçlarda yoğunlaşarak çökmesi sürecidir. Kavitasyon kaynama gibi sabit basınçta ısı iletimi ile değil, sabit sıcaklıkta basınç düşümünün sonucunda ortaya çıkar.

Santrifüj pompaların kavitasyonlu çalışması durumunda hidrolik performans kaybı, gürültü düzeyinde artış ve kavitasyona bağlı çeşitli kararsızlıklar gözlenir. Kavitasyonlu akışlarda çökme prosesinde kabarcık çeperleri oldukça yüksek hızlara ulaşır mikro jetler meydana getirirler. Eş zamanlı olarak keskin basınç pikleri meydana gelir. Mikro jetler çark kanadı gibi katı cisimlere yakın yerlerde oluşursa kavitasyona bağlı malzeme hasarı oluşur. Sayılan bu olumsuzlukların önüne geçebilmek için pompanın kavitasyon performansının tasarım aşamasında hesaplanabilmesi gereklidir. Pompaların kavitasyon performansını öngörmek için endüstrinin güvenle kullanabileceği, kararlı ve hızlı çözüm yöntemlerinin varlığı genellikle sorgulanmaktadır. Bu çalışmanın amaçlarından biri, belirli özgül hız aralığındaki radyal pompalarda gelişen kavitasyonun sayısal olarak yeterli doğrulukta öngörülebilmesidir.

Bu doğrultuda literatür araştırması yapılmış, en güncel kavitasyon modellerinin buhar transport denklemi esasına dayanan homojen kavitasyon modelleri olduğu görülmüştür. Bu yaklaşımda kabarcık dinamiği etkileri kütle transferi denkleminin kaynak terimlerine dahil edilebilmektedir. Üç boyutlu geometrilerde kabarcık dinamiği çözümleri henüz yapılamamakla birlikte, bir boyutlu lülelerde Rayleigh-Plesset kabarcık dinamiği çözümleri mevcuttur. En yaygın olarak kullanan 3 kavitasyon modeli belirlenerek, bu modellerden birinin başarısı öncelikle yakınsak ıraksak lüle akışında değerlendirilmiştir. Sayısal hesaplamaların sonucunda kavitasyona bağlı basınç düşümünün kabarcık dinamiği çözümlerine yaklaşık olarak hesaplanabildiği görülmüştür. Bu aşamadan sonra dönen ve sabit bileşenler içeren, üç boyutlu ve türbülanslı akışın gerçekleştiği pompa problemine geçilmiştir.

Çalışma kapsamında dört adet pompanın kavitasyon performansı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Özgül hızları 10.4, 12.5, 22.4 ve 34.4 olan uçtan emişli, tek kademeli norm pompalar seçilmiştir.

Özgül hızları 10.4, 22.4 ve 34.4 olan pompaların kavitasyon deneyleri açık çevrim test düzeneğinde yapılmıştır. Özgül hızı 12.5 olan dördüncü pompa için silindirik kanatlı yarı açık bir çark tasarlanarak imal edilmiştir. Bu pompada yük düşümü eğrileri ve detaylı kavitasyon yapıları doğrulanmak istendiği için kapalı çevrim bir deney düzeneği kurulmuştur. Deneyler ISO EN 9906:2012 standardının gerektirdiği koşulları sağlayacak biçimde yapılmıştır. Deneyler sonucunda özgül hızları 10.4, 22.4 ve 34.4 olan pompaların Q- ENPY₃ eğrileri, dördüncü pompanın da farklı debilerdeki yük düşümü eğrileri elde edilmiştir. Stroboskopik ışık kaynağı kullanarak özgül hızı 12.5

olan pompa çarkında ortaya çıkan kavitasyonlu yapılar görselleştirilmiş, kavitasyon zarfı boyutları ile yk düşümü arasındaki ilişki ortaya konmuştur. Yine bu pompada kavitasyonlu ve kavitasyonsuz gürültü ölçümleri yapılarak kavitasyon - gürültü ilişkileri incelenmiştir.

Performans ve kavitasyon karakteristikleri deneysel olarak belirlenmiş olan pompaların 3 boyutlu kavitasyonlu akış analizleri, belirlenen 3 adet homojen modelle yapılmıştır. Hesaplamalara zgl hızı 34.4 olan pompayla başlanmıştır. Pompanın sayısal modeli emme haznesi, çark, salyangoz gövde, salyangoz yan duvar boşlukları, n ve arka aşınma halkasındaki boşluklar, dengeleme delikleri ve mekanik salmastra sulama deliğini içerecek şekilde oluşturulmuştur. Alternatif olarak çarkın tek pasajı içerisindeki akış modellenmiştir. Optimum alışma debisinde sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması yapılarak en uygun sayısal ağlar belirlenmiştir. Sayısal çözümler ilk etapta tek fazlı ve akışkan olarak saf su kullanılarak elde edilmiştir. Sonrasında optimum debide çift fazlı kavitasyon hesaplarına geçilmiştir. Pompa ıkış basıncı adım adım dşrlerek kavitasyon şiddeti artırılmıştır. Her adımda H ve ENPY hesaplanarak yk düşümü eğrileri elde edilmiştir. Pompanın kavitasyon performansı bakımından tam model ve pasaj modeli arasındaki farkın küçük olduğu tespit edilmiştir. Pasaj modelinin kullanımıyla sayısal ağdan tasarruf edilerek kavitasyon hesapların hızlandırılabilereği grlmştir. Ayrıca giriş-çıkış sınır koşullarının yk düşümü eğrileri üzerindeki etkisi araştırılmış ve en uygun sınır koşulu seti belirlenmiştir. Özgül hızı 34.4 olan pompada uygulanan sayısal yöntemler, özgül hızı 10.4 ve 22.4 olan pompalarda tekrar edilmiştir. Seçilen zgl hız aralığında Singhal modeli ile yapılan hesaplamaların diğer modellere göre deneysel sonuçlara daha yakın netice verdiği grlmştir.

Türbülansın kavitasyonu artıracağı öngörüsü ile çift fazlı akışlarda türbülans viskozitesini düşüren bazı yaklaşımlar mevcuttur. Momentum denklemindeki karışımın türbülans viskozitesi hacimsel buhar oranına bağlı olarak değiştirilmektedir. Buradan hareketle deneylere en yakın sonuç vermiş olan Singhal kavitasyon modeline türbülans düzeltmesi uygulanmış ve özgül hızı 22.4 olan pompanın yk düşümü eğrisi iyileştirilmiş modelle hesaplanmıştır. Kavitasyon modelinin türbülans düzeltmesi yapılarak deneysel sonuçlara daha uyumlu halde getirildiği grlmştir.

Özgül hızı 12.5 olan pompanın sayısal açı düzenli dörtgen elemanlar kullanarak oluşturulmuştur. Sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması yapılarak en uygun ağ seçilmiştir. Tek pasaj etrafındaki akış periyodik sınır koşulları altında ilk önce tek faz, sonrasında çift fazlı olarak zlmştir. İyileştirilmiş Singhal modeliyle beş farklı çalışma debisinde kavitasyon hesapları yapılmış, elde edilen yük düşümü eğrileri deneysel eğrilerle karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçların deneylerle uyumlu olduğu, hesap hatalarının pek çok durumda tesisat marjı içinde kaldığı grlmştir. Yük düşümü eğrileri üzerindeki farklı noktalarda hesaplanan kavitasyonlu yapılar deneysel kayıtlarla karşılaştırılmıştır. Geometrik olarak benzer biçimlerin elde edildiği grlmştir. Kavitasyonlu bölge boğaz kesatine ulaşıp, kanat basma tarafına doğru büyüdüğünde keskin yk düşümlerinin meydana geldiği tespit edilmiştir.

Pompa içerisindeki kavitasyonlu bölgelerin boyutu ve ENPY₃ değerleri pek çok parametreye bağlıdır. Bunlardan ark emme ağzı çapı, boğaz alanı, kanat sayısı, kanat üzerindeki yük dağılımı, giriş kenarının meridyenel ve plan görünüşteki yerleşimi, ara kanat kullanılması, giriş kenarı profili ve kanat kalınlık dağılımının kavitasyon performansına etkilerini inceleyen çalışmalar literatürden derlenmiştir. Bu alışmadaysa kanat giriş kenarı eğriliğinin kavitasyon performansına etkisi sayısal

yöntemler kullanarak araştırılmıştır. Özgül hızı 30 olan uçtan emişli kapalı çarklı bir norm pompa seçilmiştir. Orijinal pompanın ön ve arka yanak profilleri aynı tutulmuş, giriş kenarı eğriliği farklı olan üç tasarım incelenmiştir. $ENPY_3$ değeri, giriş kenarı eğriliği optimize edilmiş kanatla orijinal tasarıma göre 1.05 m (% 19) iyileştirilmiştir. İyileştirilmiş tasarımda kanat emme yüzeyinde gelişen kavitasyonlu yapıların boyutları, orijinal tasarıma göre daha küçük hesaplanmıştır. Ayrıca kavitasyonun boğaz kesitine daha küçük $ENPY$ değerlerinde ulaştığı görülmüştür. Daha sonra giriş kenarı arka yanakta öne ve geriye doğru uzatılmış, giriş kenarı eğriliği farklı olan altı tasarım daha yapılmıştır. Kavitasyon performansının daha fazla iyileştirilip iyileştirilemeyeceği araştırılmış, giriş kenarı eğriliği ile $ENPY_3$ arasındaki ilişkinin genelleştirilmesi hedeflenmiştir. Bu altı tasarımla, iyileştirilen tasarımın $ENPY_3$ değerinden daha düşük değerler elde edilememiştir. Kavitasyon performansı iyileştirilmiş olan çark imal edilmiş ve bu pompanın kapalı çevrim deney düzeneğinde kavitasyon testleri yapılmıştır. Pompa kavitasyon performansının orijinal tasarıma göre tüm çalışma aralığında artırıldığı görülmüştür. Global üreticilerin Q- $ENPY_3$ eğrileri incelendiğinde, iyileştirilen pompanın $ENPY_3$ değerlerinin rakip birçok ürüne göre daha düşük olduğu görülmüştür. Tüm tasarımlarda giriş kenarı eğriliğine bağlı olarak değişen düzeltilmiş boğaz alanı ve $ENPY_3$ arasında ters orantı olduğu görülmüştür. Giriş kenarı eğriliğinin, girişte geri dönme yaratmamak kaydıyla, düzeltilmiş boğaz alanını maksimize edecek şekilde belirlenmesinin tasarım kriteri olarak kullanılabileceği belirlenmiştir.



COMPUTATION AND IMPROVEMENT OF THE CAVITATION PERFORMANCE OF RADIAL FLOW PUMPS

SUMMARY

Cavitation is the process of local vaporization of the liquid exposed to pressures below vaporization pressure and subsequent collapse of vapor bubbles due to condensation at pressures above vaporization pressure. There is an analogy between cavitation and boiling. However, unlike boiling cavitation takes place as a result of decreased pressure at constant temperature, not with heating at constant pressure.

Cavitation is a major problem in pump operation because this phenomenon may lead to hydraulic performance loss, increased noise levels and various types of instabilities. During the collapse process, bubble walls reach at very high velocity levels and form micro jets. Simultaneously sharp pressure peaks occur. If these micro jets appear close to solid surfaces such as the impeller blades, catastrophic damage to the pump material may be the result. Therefore, it is critical to predict the cavitation performance of the pump in the design phase itself. The existence of fast and robust calculation methods that the industry can confidently use to predict pump cavitation is usually questioned. Therefore, one of the main motivations of this study is the reasonably accurate computation of pump cavitation performance for the defined range of specific speeds.

Detailed literature survey revealed that the most advanced cavitation models are the homogeneous bubble dynamic models based on the vapor transport equation. These models employ simplified forms of the Rayleigh–Plesset equation to calculate the cavitating flow field. Source terms in the transport equation for the volume fraction are modeled considering the evaporation and condensation processes. These models are generally validated with hydrofoil, venturi, or cylinder test cases. Bubble dynamic solutions are not possible in 3D complex geometries yet. On the other hand, solution of one-dimensional bubbly cavitating flow through a converging-diverging nozzle is present in literature. In the first step of this work, the cavitating nozzle flow case is studied numerically using one of the three most popular cavitation models. Averaged profiles of pressure and vapor volume fraction are achieved. The oscillatory behavior of bubbles could not be captured owing to the elimination of the second order derivative term from the original Rayleigh–Plesset equation. However, global quantities such as the pressure drop due to cavitation are approximately computed, which is the main motivation of NPSH computations for pumps. Subsequently the complex cavitating pump problem is studied where the flow is 3D and turbulent.

Cavitation performance of 4 pumps designed at specific speeds, $n_s = 10.4, 12.5, 22.4$ and 34.4 are studied numerically and experimentally. Selected pumps are overhung, single stage, end-suction, horizontal shaft pumps.

Experiments are conducted at an open loop test rig for the $n_s = 10.4, 22.4, 34.4$ pumps. For the $n_s = 12.5$ pump, a semi-open impeller with cylindrical blades is designed and manufactured. Since validation of head drop curves and detailed cavitation structures are aimed for this pump, an additional closed loop test rig is built. Performance

measurements are realized by fulfilling the requirements of the ISO EN 9906:2012 standard. All the data acquisition systems, measurement methods, and equipment calibration were according to this international standard. NPSH measurements for the pumps are performed over their operating ranges. Q-NPSH₃ curves are obtained for the $n_s = 10.4, 22.4, 34.4$ pumps and head drop curves at five different flow rates are obtained for the $n_s = 12.5$ pump. For the $n_s = 12.5$ pump, a stroboscopic light source flashing at the rotation frequency is used to illuminate the rotating impeller in order to achieve a stationary view of the flow around the blades. Cavitation structures are visualized and recorded at various NPSH levels for 5 different flow rates. Relationship between cavity length and head drop is revealed. Additionally, interaction of noise and cavitation is analyzed on this pump based on the noise measurements with and without cavitation.

Subsequently, 3D cavitation computations are conducted using 3 homogeneous cavitation models implemented in the commercial code Fluent. First computations are conducted for the $n_s = 34.4$ pump. Computational domain of the pump is constructed including all stationary and rotating elements, volute lateral walls, internal clearances at the front and back wear rings, balance holes and mechanical seal flushing bore. Alternatively, the flow at one passage of the impeller is modelled. A mesh independence study is performed at the optimum flow rate for the single-phase flow and appropriate meshes for each case is determined. Initially single-phase, then two-phase solutions are achieved at the optimum flow rate. The fixed static pressure at the pump outlet is reduced step by step and cavitation is enhanced. Head and NPSH values are calculated in each step and head drop curves are constructed. In terms of cavitation performance, no significant effect is observed between the full pump model and simplified passage case. In a broader sense, it is found that cavitation computations can be accelerated by the utilization of the passage model due to the reduced size of computational mesh. Furthermore, the effects of inlet and outlet boundary conditions on the head-drop characteristics are evaluated and the most appropriate set is determined. The same numerical procedure is repeated for the $n_s = 10.4$ and 22.4 pumps. Numerical results using Singhal model are found closer to the experimental values than the other two models. The results led to the determination of reasonably accurate NPSH values for the defined range of specific speeds.

Because turbulence models are constructed for single-phase flow, a correction for the turbulent viscosity for multiphase calculations is proposed in literature. In this approach, cavitation enhancement is expected due to the reduction of turbulent viscosity. Based on that, turbulent viscosity at the momentum equation is modified by the vapor volume fraction. This correction is applied to the Singhal cavitation model and head drop curve of the $n_s = 22.4$ pump is computed using this new modified model. It was seen that the compatibility of the numerical results with experiments was improved.

Computational domain of the $n_s = 12.5$ pump is meshed with structured hexagonal elements. A mesh independence study is performed, and the optimum mesh size is determined. Initially single-phase, then two-phase CFD calculations are performed for the passage flow under periodic boundary conditions. Modified Singhal model is used to calculate the cavitated flow field at five different flow rates. Numerical head drop curves are compared to the experimental curves. It was seen that calculation errors were inside the NPSH margin for many cases. Computed cavitation structures for various points on the head drop curves are compared to the experimentally recorded images. Geometrically similar forms are achieved. Sharp head drops are detected when

the cavity length reach the blade to blade throat section and extend through the blade pressure surface.

NPSH₃ values and cavitated flow field inside the pump is dependent on many geometrical parameters. Amongst these the effects of impeller eye diameter, throat area, number of vanes, blade loading, blade thickness distribution, position of the leading edge in meridional and plan views, utilization of splitter vanes and leading edge profile on the pump cavitation performance are compiled from literature. In this study, effects of leading edge meridional curvature on the cavitation performance is analyzed using numerical techniques. An end-suction, closed impeller norm pump designed at $n_s = 30$ is selected. Hub and shroud profiles of the original impeller is kept constant and 3 designs with different leading edge curvature are analyzed. NPSH₃ value at the optimum flow rate is improved 1.05 m (19 %) compared to the base case. Reduced cavitation structures at blade suction side are generally achieved. Besides, it was seen that cavitation extend to the blade to blade throat at lower NPSH values. Then leading edge is swept forward and backward at the hub and 6 impellers with different leading edge curvatures are designed. Further improvements in cavitation performance is investigated. Also, generalization of the relationship between leading edge curvature and NPSH is attempted. NPSH₃ values lower than the improved design could not be obtained with these 6 impellers. Impeller with improved cavitation performance is manufactured and cavitation experiments are conducted at the closed loop test rig. Experimental results revealed that an enhanced cavitation performance is achieved all over the operating range of the pump. An inverse proportion between the corrected throat area, which is dependent on the leading edge curvature, and NPSH₃ is observed for all cases. It is concluded that determination of the leading edge curvature to maximize the corrected throat area can be used as a general design criterion as long as inlet circulation is not initiated.



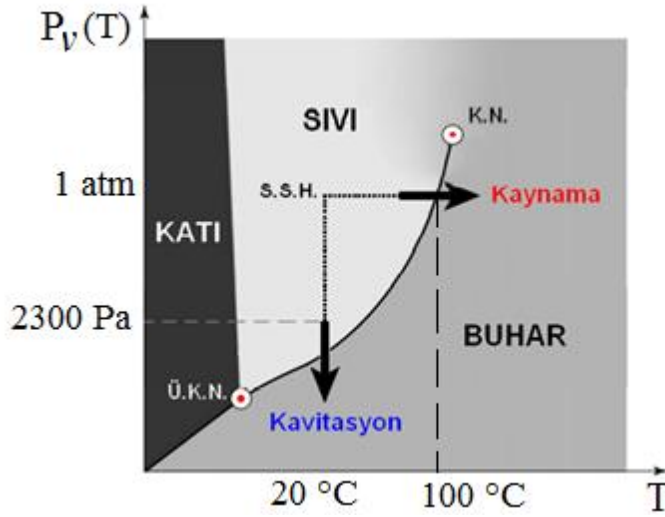
1. GİRİŞ

Endüstriyel santrifüj pompaların tasarımında sayısal yöntemlerin kullanımı günümüzde oldukça yaygınlaşmış ve tasarımcılar tarafından rutin olarak benimsenmiştir. Pompa içindeki dönen ve sabit hacimlerdeki akışın modellenmesindeki teknikler, türbülanslı yapıların giderek daha doğru şekilde modellenmesi gibi gelişmeler prototip pompaların debi, basma yüksekliği, güç ve verim gibi performans karakteristiklerinin oldukça başarılı şekilde hesaplanabilmesini mümkün kılmıştır.

Santrifüj pompa tasarımında diğer pek çoklarının yanında, iki önemli güncel hedef bulunmaktadır. Bunlar pompa enerji verimliliğinin ve kavitasyon performansının maksimize edilmesidir. Yukarıda da değinildiği üzere pompa veriminin hesaplanmasında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımlarıyla elde edilen sonuçlar tatmin edicidir. Dolayısıyla tasarımcı pompa verimini artırmak için gereken çabayı harcayabilir. Buna rağmen pompaların kavitasyon performansının hesaplanmasında endüstrinin güvenle kullanabileceği sayısal modellerin geliştirilmesi ve doğrulanması, halen üzerinde uğraş harcanan konulardandır.

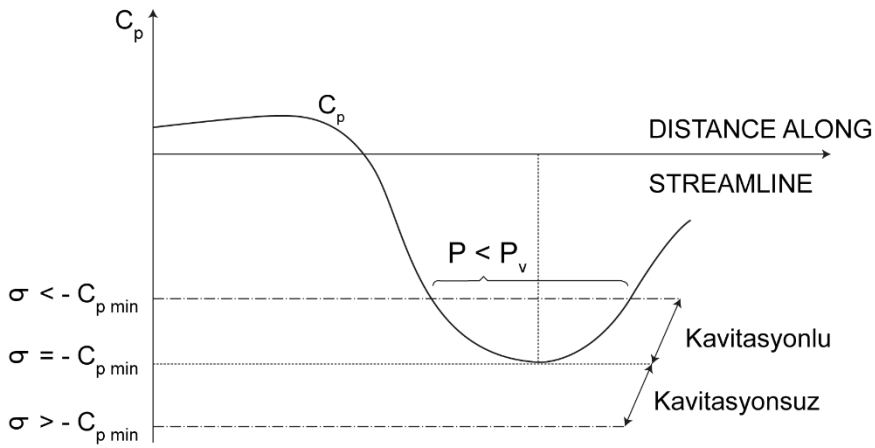
1.1 Kavitasyon ve Pompalarda Oluşum Biçimi

Kavitasyon, buharlaşma basıncının altında basınca maruz kalan akışkanın buhar fazına geçmesine müteakiben, buharlaşma basıncının üzerindeki basınçlarda buhar fazının yok olması sürecidir. Kavitasyon ile kaynama arasında bir analogi kurulabilir. Buna rağmen kavitasyon, kaynama gibi sabit basınçta ısı iletimi ile değil, sabit sıcaklıkta basınç düşümünün sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Şekil 1.1’de saf suyun sıcaklığa bağlı buharlaşma basıncı eğrisi, kaynama ve kavitasyon faz geçişleri verilmektedir.



Şekil 1.1 : Saf suyun basınç-sıcaklık diyagramında kaynama ve kaviteasyon faz geçişleri.

Kaviteasyonlu bir akışta sırasıyla buhar kabarcığı oluşumu, yeterli derecede düşük bir basınç bölgesine taşınan kabarcıkların büyüyerek kavite oluşturması ve bu kavitenin yüksek basınç altında büzülerek çökmesi olayları gözlemlenmelidir. Kaviteasyon oluşumu buharlaşma basıncı $P_v(T)$ ile doğrudan ilişkilidir. Şekil 1.2’de bir akım ipçığı boyunca basınç katsayısının (C_p) değişimi verilerek kaviteasyonlu bir akışın nasıl oluştuğu gösterilmektedir.



Şekil 1.2 : Akım ipçığı boyunca basınç katsayısının değişimi [1].

$$\sigma = \frac{P_s - P_v(T)}{\frac{1}{2} \rho_L U_\infty^2} \quad (1.1)$$

$$C_p = \frac{P(x) - P_s}{\frac{1}{2} \rho_L U_\infty^2} \quad (1.2)$$

P_s giriş basıncındaki akışkan yakınsak ıraksak lüle benzeri bir kesitten geçerken, boğaz kesitine geldiğinde statik basıncı azalacak ve basınç katsayısı C_{pmin} değerine yaklaşacaktır. Eğer bu minimum statik basınç (P_{min}) buharlaşma basıncına eşitse, σ (kavitasyon sayısı) $= -C_{pmin}$ olacak ve kavitasyon başlangıcı durumu ortaya çıkacaktır. Aynı akış için, akışkanın sıcaklığı artar ve P_v değeri yükselirse $P_{min} < P_v$ olacak ve $\sigma < -C_{pmin}$ bölgesinde kavitasyonlu akış meydana gelecektir. Tam tersi durumda, $\sigma > -C_{pmin}$ bölgesindeyse akış kavitasyonsuz ve tamamıyla sıvı fazındadır. Görüldüğü gibi lokal basıncın buharlaşma basıncının üzerinde olduğu durumlarda $P > P_v$ durumlarında kavitasyonlu akışa rastlanmaz. Bunun yanında Şekil 1.1 de gösterilen kritik noktanın üzerindeki süper kritik bölgede de ($P > P_{kritik}$) kavitasyon oluşmaz.

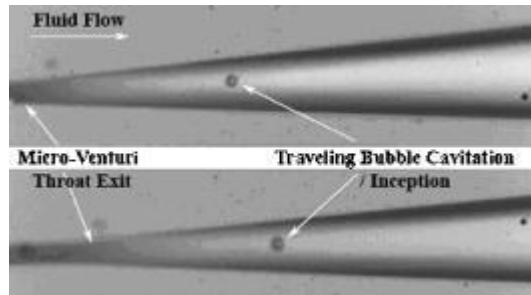
Kavitasyon; faz değişimi, çekirdeklenme ve kabarcık dinamiği gibi konularla doğrudan ilgilidir. Bu konular hakkında detaylı teorik bilgi Brennen [1] ve Jean-Pierre Franc' dan [2] den edinilebilir.

1.1.1 Kavitasyonlu akışların biçim ve evreleri

Bu kısımda kavitasyonlu akışların en yaygın görülen tipleri özetlenmiştir. Bunlardan bazılarını pompa ve türbin uygulamalarında sıklıkla rastlamak mümkündür.

Başlangıç Kavitasyonu (Incipient Cavitation):

Akış alanındaki minimum lokal basıncın buharlaşma basıncına yaklaştığı durumlarda ortaya çıkar. İlk buhar kabarcıkları görünür hale gelir. Şekil 1.3'te ventüride ortaya çıkan bir örneği görülmektedir. Kavitasyonun bu evresinin deneysel olarak tespiti oldukça güçtür. Hızlı ve yüksek çözünürlüklü görüntüleme ekipmanlarına ihtiyaç duyulur. Görsel yöntemlerle tespit edilebildiği için görsel kavitasyon başlangıcı (visual cavitation inception) adını da alır. Akustik ses ölçümleri de kavitasyon başlangıcına yönelik işaret verir.

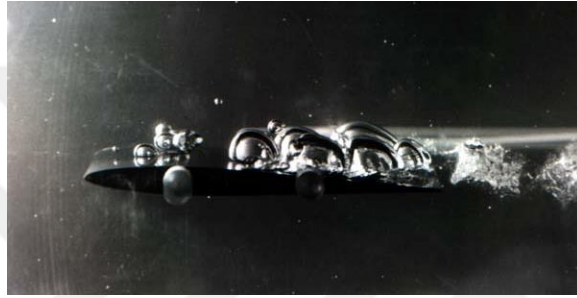


Şekil 1.3 : Ventüri difüzöründe ortaya çıkan buhar kabarcığı [3].

Kavitasyon başlangıcı gerçek akışkanlarda yüzey gerilmeleri, çözünmüş gazlar ve türbülans etkilerinden dolayı buharlaşma basıncından farklı basınçlarda ortaya çıkabilir.

Baloncuk Kavitasyonu (Bubble Cavitation):

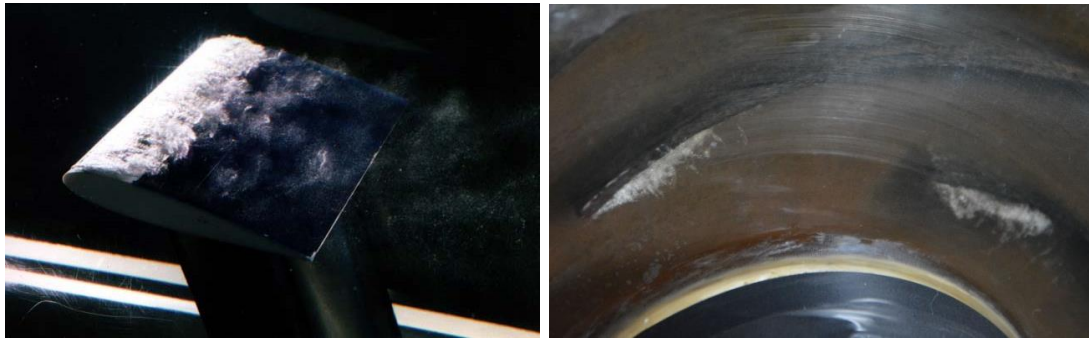
Kavitasyon sayısının düşüşü veya gelen akıştaki çekirdeklenme popülasyonunun artışına bağlı olarak kavitasyon yoğunluğu arttığında, bu kavitasyonlu yapılar birbirleriyle etkileşime geçerek ana akımda kayda değer değişiklikler yapmaya başlarlar. Bu tipte kavitasyonlu akışa karakteristik bir örnek olarak baloncuk kavitasyonu verilebilir (Şekil 1.4).



Şekil 1.4 : Bir hidrofoil etrafında baloncuk kavitasyonu [4].

Tabaka Kavitasyonu (Sheet Cavitation):

Diğer bir kavitasyon tipi de katı yüzeyler etrafında veya akış ayrılması olan bölgelerde ortaya çıkan tabaka kavitasyonudur. Akış ayrılması gerçekleşen bölgeler sıvı buharı tarafından işgal edilirler. Böylece yekpare ve düzgün dağılımlı bir kavitasyonlu bölge ortaya çıkar. Bu tip kavitasyona pompa ve türbinlerde oldukça sık rastlanır. Pompa uygulamalarında kanat girişinde ortaya çıkan başlangıç baloncukları kavitasyon sayısı düştükçe tabaka kavitasyonu oluşturabilirler. Şekil 1.5'te iki farklı uygulama için tabaka kavitasyonu örnekleri verilmektedir.



Şekil 1.5 : Solda hidrofoil etrafında [4] ve sağda radyal pompa kanadı emme yüzeyinde gelişen tabaka kavitasyonu.

Bulut Kavitasyonu (Cloud Cavitation):

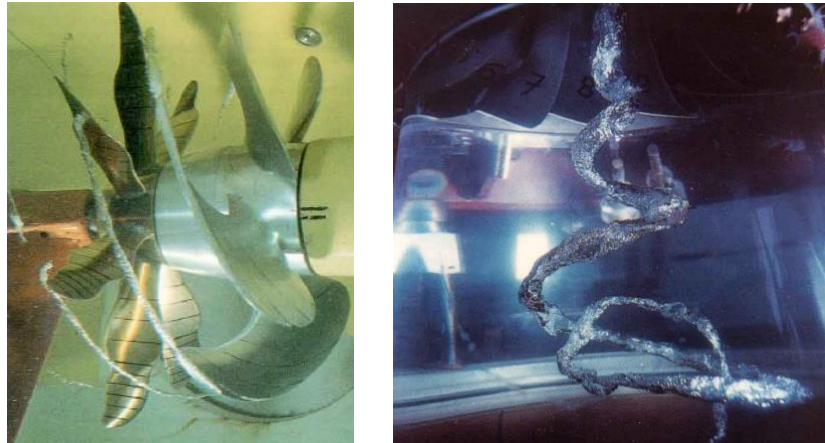
Kavitasyon kabarcıkları bulut benzeri bir yapı oluşturduğu evrede bu isimle anılırlar. Bulut kavitasyonunda periyodik olarak kabarcık oluşumu ve çökmesi gözlenir. Brennen' e göre [1], periyodikliğin kaynağı vorteksli kavitasyon yapılarının periyodik olarak çökmesi veya turbomakinalarda gözlenen rotor-stator etkileşimleri olabilir. Bu kavitasyon tipi kararsızdır ve boyutları değişkendir. Zamana bağlı değişim gösterdiğinden sayısal olarak modellenmesi güçtür. Şekil 1.6'da örnekleri görülebilir.



Şekil 1.6 : Solda bir hidrofoil etrafında bulut kavitasyonu [5] ve sağda tabaka kavitasyonundan bulut kavitasyonuna geçiş [4].

Vorteks Kavitasyonu (Vortex Cavitation):

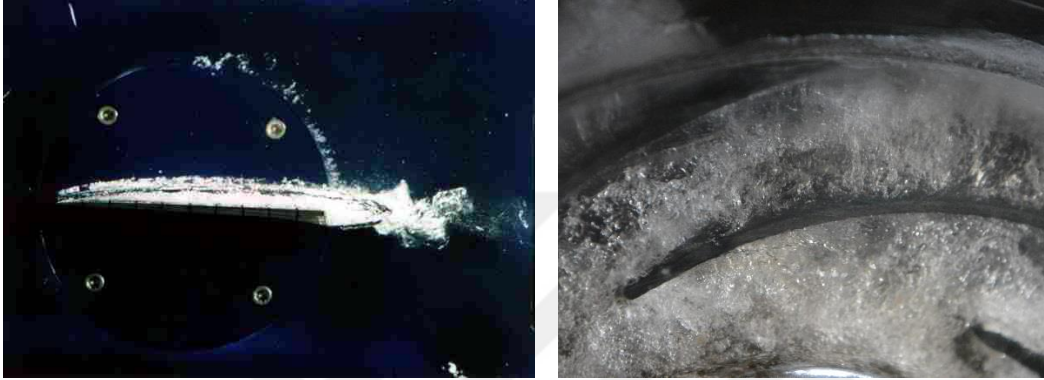
Türbülanslı akışların pek çoğunda merkezinde bir düşük basınç bölgesi bulunduran vorteksler meydana gelir. Vorteksin merkezindeki basınç ana akım basıncından düşük olduğu için bu bölgelerde beklenmeyen kavitasyon başlayabilir [1]. Kavitasyon sayısı düşürülürse, vorteks çekirdeği tamamen buharla kaplanabilir. Bu biçimde ortaya çıkan kavitasyona vorteks kavitasyonu ismi verilmiştir. Örnek olarak pompa kanat uçlarında ve su türbini yayıcısında ortaya çıkan kavitasyon gösterilebilir (Şekil 1.7).



Şekil 1.7 : Solda eksenel çark dış çapında ve sağda Francis tipi türbin yayıcısında ortaya çıkan vorteks kavitasyonu örnekleri [1].

Süper Kavitasyon (Super Cavitation):

Süper kavitasyon halinde kavitasyon zarfı kanat üzerinde kapanmaz. Kavitasyonlu bölge kanat boyunu aşarak daha gerilere kadar uzanır (Şekil 1.8). Pompa kanatları etrafında daha yaygın olarak tabaka kavitasyonu görülür fakat kavitasyon sayısı çok düşürülürse süper kavitasyon durumu da ortaya çıkabilir (Şekil 1.8). Bu durumda pompa basma yüksekliği birdenbire düşer ve pompa debisi çıkış vanası ne kadar açılırsa açılсын artış göstermez.



Şekil 1.8 : Solda bir hidrofoil etrafında [4] ve sağda radyal pompa kanadı etrafında gelişen süper kavitasyon.

1.1.2 Kavitasyonun olumsuz etkileri

Akışkan lokal basıncının buharlaşma basıncının üstüne çıkmasıyla kavitasyon kabarcıklarının içindeki sıvı buharı yoğunlaşır. Bu yoğunlaşmanın sonucunda kabarcık çeperleri, dış taraftaki yüksek basınçlı akışkanın etkisiyle içe doğru ivmelenir ve en sonunda da çökerler. Bu çökme prosesinde kabarcık çeperleri oldukça yüksek hızlara ulaşır ve mikro jetler meydana getirirler. Eş zamanlı olarak oldukça keskin basınç pikleri meydana gelir. Bu pikler lokal ve anlık olarak meydana gelirler. Ortaya çıkan basınç su darbesi denklemi kullanarak hesaplanabilir ve bazı durumlarda 1000 barı geçebilir. Kavitasyon kabarcıklarının çökmesi yüksek frekanslarda tekrarlanır ve mikro jetler çark kanadı gibi katı cisimlere yakın yerlerde oluşursa malzeme hasarı meydana gelebilir. Hasarın miktarı malzemenin kavitasyon mukavemetine bağlı olarak değişir.

Şekil 1.9’da katı duvar yakınında asimetric olarak çöken bir kabarcığın oluşturduğu mikro jet gözükmemektedir. Bu tip mikro jetlerin yanında, muhtemel şok dalgaları da malzeme hasarına neden olabilir.



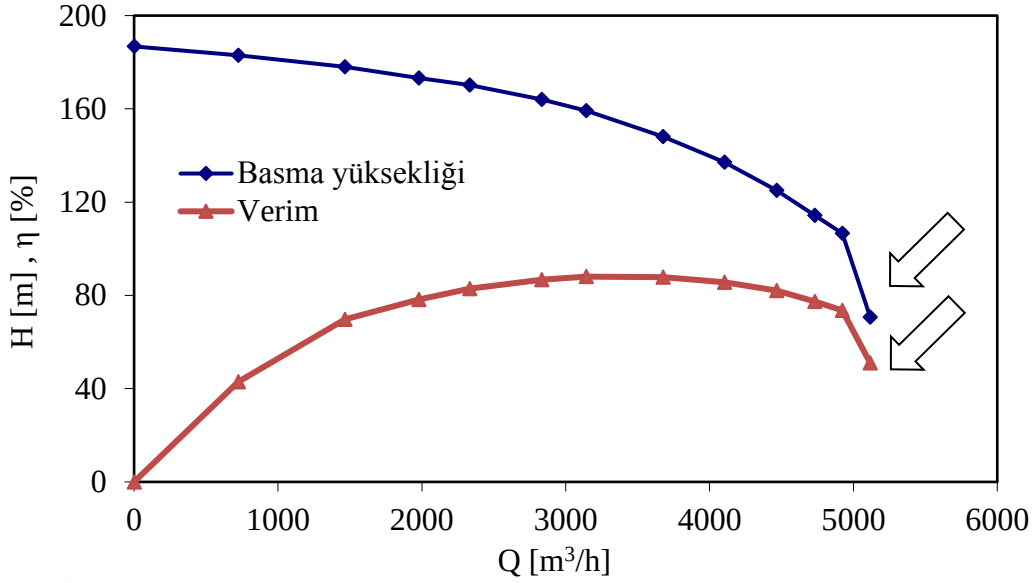
Şekil 1.9 : Katı duvar yakınında çöken bir kavitasyon kabarcığı. EPFL hidrolik makinalar laboratuvarı [6].

Pompaların uzun müddet kavitasyonlu çalışması durumunda Şekil 1.10’da görüldüğü gibi ciddi malzeme kayıpları ortaya çıkabilir. Hasarlı bölgede gözenekli, süngerimsi bir görüntü ortaya çıkar.



Şekil 1.10 : Santrifüj pompa çarkında kavitasyon erozyonuna bağlı malzeme kaybı.

Pompalarda kavitasyonlu çalışma, basma yüksekliğinde ve verimde performans kaybına ve kavitasyona bağlı kararsızlıklara neden olmaktadır. Şekil 1.11’de çift emişli bir pompanın performans deneyi sonucu elde edilen Q-H ve Q- η eğrileri verilmektedir. Eğrinin en sağındaki yüksek debide kavitasyona bağlı olarak basma yüksekliği ve verimde ani düşüşler kaydedilmiştir. Böylesi bir çalışma rejiminde pompa kanatları içerisindeki kavitasyonlu bölgeler blokaja sebep olup ana akımda ani ivmelenmelere, jet oluşumlarına ve akış ayrılmalara neden olmaktadır. Bu çalışma rejiminde pompanın giriş yükü artırılmazsa, debinin artırılması mümkün olmayacaktır.



Şekil 1.11 : Özgül hızı 24 olan çift emişli bir pompanın basma yüksekliği ve veriminde kavitasyona bağlı ani düşüş.

Hidrolik performans kaybı ve kavitasyon erozyonunun yanında ses ve titreşim seviyelerinde de artış gözlenir. Kabarcıklar çökerken duyulabilir bölgede gürültü ve titreşim yaratırlar. Kavitasyon kaynaklı gürültü çakıl taşlarının birbirine çarpmasına benzer takırtılı bir yapıdadır. 1 Hz - 50 kHz arası geniş bant bir gürültü spektrumu meydana gelir.

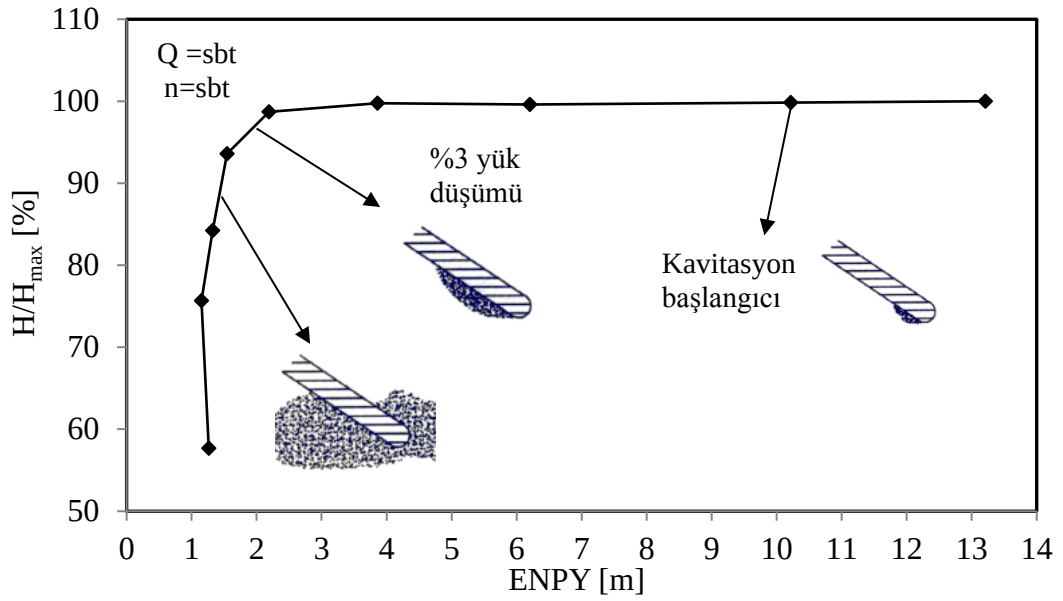
1.1.3 ENPY kavramı

ENPY tanım olarak, pompa çarkı merkezindeki mutlak toplam yükün akışkanın buharlaşma yükünden farkı olarak ifade edilir.

$$ENPY = \frac{P_{01} - P_v}{\rho g} \quad (1.3)$$

Genel olarak kavitasyon performansı kritik bir değer olan emmede gerekli net pozitif yük, $ENPY_g$, ile ilişkilendirilir ($NPSH_r$, net positive suction head required). Pompa tesisatı ile sağlanması gereken $ENPY_{m(available)} \geq ENPY_{g(required)}$ olmalıdır. Bu durumda pompa emişinde kavitasyonu önleyecek, ya da sadece sınırlı miktarda kavitasyona neden olan bir enerji sağlanmış olur ve pompanın performans kaybına uğramasının önüne geçilebilir. $ENPY_m$ pompa tesisatına ve çevre koşullarına bağlı bir değerdir. $ENPY_g$ ise pompanın tasarımına bağlı karakteristik bir özelliktir ve uygulamadan bağımsızdır.

ENPY_g değeri için kavitasyon başlangıç değeri ENPY_i, aynı debide basma yüksekliğinde %3 düşümü veren gelişmiş kavitasyon ENPY₃, ENPY₅ veya ENPY_{devrilme} (breakdown) gibi alternatifler mevcuttur. Örneğin ENPY₃ hesaplanacaksa basma yüksekliğinde kavitasyonlu akış alanının etkisiyle %3 düşme yaratılır. Bu düşme pompa aynı debi ve devirde çalışırken meydana gelmelidir. Böyle bir çalışma rejiminde pompanın girişindeki toplam mutlak basınç değeri ve buharlaşma basıncı değerleri kullanılarak ENPY₃ hesaplanır. Bahsi geçen kavitasyon evreleri Şekil 1.12’de gösterilmiştir.



Şekil 1.12 : Pompalarda yük düşümü eğrisi ve kavitasyon evreleri.

Yük düşümü eğrileri sabit debi ve devir için basma yüksekliğinin ENPY değerine bağlı değişimini veren eğrilerdir. Şekil 1.12’de basma yüksekliği yerine, basma yüksekliğinin yüzdesel değişimi verilmiştir. ENPY değeri en büyükten başlamak üzere kademeli olarak düşürüldükçe, kanat girişlerinde kavitasyon ortaya çıkar. Kavitasyon kabarcıklarının görsel olarak fark edilmeye başladığı bu ilk evrelerde basma yüksekliğinde düşme olmaz. ENPY değeri düşürüldükçe kavitasyonlu bölgelerin büyüklüğü artar ve basma yüksekliği etkilenmeye başlar. Basma yüksekliğinin %3 düştüğü noktadaki ENPY değeri grafikten okunarak, ENPY₃ bulunur. ENPY daha da düşürülürse basma yüksekliğinde çok belirgin düşmeler gözlenir.

Pompa üreticileri teknik dokümantasyonlarında özellikle seri üretimi olan pompa grupları için pratik nedenlerden ötürü yalnızca debiye bağlı ENPY₃ değerini verirler. ENPY_i değerinin belirlenmesi için kabarcıkların ilk ortaya çıktığı evrenin optik

Şekil 1.12’deki yük düşümü eğrileri farklı debiler için oluşturulursa, debiye bağlı olarak Q-ENPY eğrilerini elde etmek mümkün olur. Şekil 1.13’ te debiye bağlı ENPY_i (NPSH_i), ENPY₃ (NPSH₃) ve ENPY_m (NPSH_A) eğrileri örnek olarak verilmiştir.



10

Geri dönmenin bu örnekte yaklaşık %50 debide ortaya çıktığı görülmektedir. Bu noktadan sonra da ENPY_i değerinde azalma gözlenir. ENPY₃ eğrisi ise debi ile sürekli artış göstermektedir. Pompanın tamamen kavitasyonsuz çalıştığı bölge yalnızca ENPY_i eğrisinin ENPY_m eğrisinin altında kaldığı bölgedir.

1.1.4 Pompalarda kavitasyon oluşumu

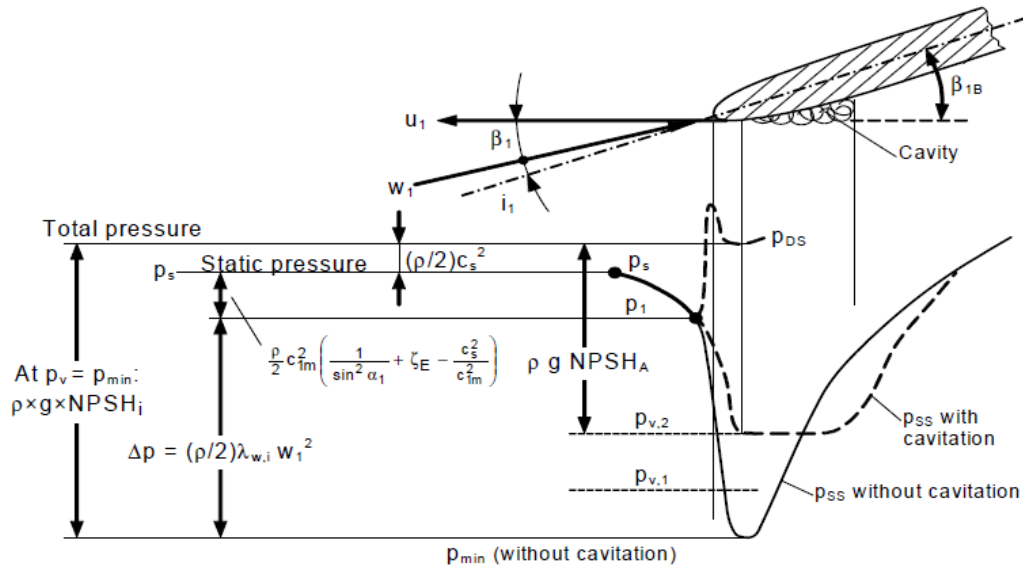
Pompalarda kavitasyon oluşumu Şekil 1.14 üzerinde izah edilmiştir. Sürekli çizgilerle çizilen basınç dağılımı kavitasyonsuz durumu, kesikli çizgilerle gösterilenler ise kavitasyonlu durumu göstermektedir. Pompa girişindeki statik basınç P_s ve mutlak hız C_s dir. Pompa girişinde akışkanın toplam basıncı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$P_{01} = \frac{1}{2} \rho C_s^2 + P_s \quad (1.4)$$

P_s statik basıncı, pompa emişinden çark giriş ağzına kadar olan hızlanmalardan (kesit daralması varsa) ve bu bölgedeki lokal kayıplardan dolayı P_1 basıncına düşer. Kanadın hemen girişindeki P_1 statik basıncı ise, kanat giriş kenarı etrafındaki lokal hızlanmalardan dolayı P_{min} değerine kadar düşer. Bu bölgedeki basınç düşümü aşağıdaki ifadeyle verilmektedir.

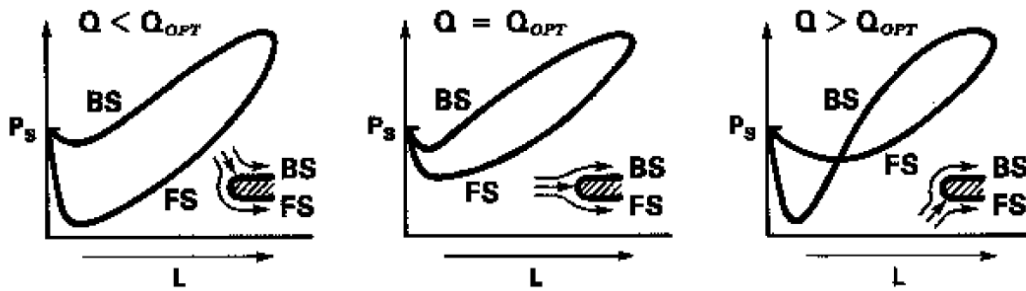
$$\Delta p = \lambda_w \frac{1}{2} \rho W_1^2 \quad (1.5)$$

Buradaki λ_w katsayısı, kanat profilinin (kalınlık dağılımının) ve hücum açısının fonksiyonudur. Dolayısıyla minimum basıncın kontrolü lokal ivmelenmelerin ve akış ayrılımlarının kontrolü ile sağlanabilir. Bu örnekte gelen akış pozitif hücum açısında olduğundan minimum basınç kanadın emme tarafında meydana gelmiştir. Statik basınç belirli bir P_{min} değerine ulaştıktan sonra kanat kuvvetleri nedeniyle akış yönünde artacaktır. Minimum basınç değeri buharlaşma basıncının üzerindeyse kavitasyon oluşmaz. Minimum basınç buharlaşma basıncından düşük ise sıvı fazın bir bölümü buharlaşmaya başlayacaktır. Statik basınç akış yönünde basınç buharlaşma basıncının üzerine çıktığında bu kabarcıklar yoğunlaşarak çökecektir. Kanat üzerinde $P < P_v$ olan her yerde tabaka kavitasyonuna rastlamak mümkündür. Bu örnekte kanat girişi emme yüzeyinde lokal bir kavitasyonlu bölge oluşmuştur.



Şekil 1.14 : Kanat girişinde basınç dağılımı ve kavitasyon oluşumu [6].

Kavitasyonlu bölgenin boyutları büyüdükçe, performans kaybı ve erozyon miktarı da artacaktır. Kanat emme tarafında oluşan kavitasyon zarfının uzunluğu kanatlar arası boğaz kesitine ulaşana kadar pompa basma yüksekliği genellikle düşmez. Kavitasyon zarfının büyüklüğü buraya ulaştıktan sonra, boğaz kesitindeki akış bozulacak ve kanat kavitasyonsuz durumda yaptığı işi yapamayacaktır. Kanat basma yüzeyinde oluşan kavitasyonda durum farklıdır. Bu bölgede ortaya çıkan kavitasyon doğrudan boğaz kesitindeki akışın ivmelenmesine yol açacağından pompa performansı olumsuz yönde etkilenecektir.



Şekil 1.15 : Pompa kanadı etrafında statik basınç dağılımları (akış ayrılması olmayan bir durumda) [8].

Şekil 1.15'te solda kısmi debilerde yani pozitif hücum açısı durumunda, ortada optimum noktada yani yaklaşık sıfır hücum açısında, sağda ise büyük debilerde yani negatif hücum açısında kanat etrafında oluşan statik basınç dağılımları görülmektedir. Görüldüğü gibi büyük debilerde minimum basınç bölgesi kanat basma tarafında oluşmaktadır. Bu bölgelerde oluşacak küçük kavitasyonlu bölgeler bile performans kaybına yol açacağı için, kavitasyonun önüne geçmek için kanat girişinde daha fazla

enerji sağlanmalıdır. Şekil 1.13'teki ENPY₁ ve ENPY₃ eğrilerinin optimum noktanın sağında keskin şekilde yükselmesinin nedeni budur. Optimum debi ve daha küçük debilerde ise kavitasyon ilk olarak kanat emme yüzeyinde ortaya çıkacaktır.

1.2 Literatür Araştırması

Literatür araştırması iki başlık altında yapılmıştır. İlk kısımda pompalarda gelişen kavitasyonun öngörülmesi ile ilgili çalışmaların geneli özetlenmiş, ikinci kısımda pompalara ait geometrik parametrelerin kavitasyon performansına etkilerini ele alan yayınlar incelenmiştir.

1.2.1 Pompalarda gelişen kavitasyonun öngörülmesi

1.2.1.1 Benzeşim yasaları ile ENPY tahmini

Bir pompanın kavitasyon performansı önceden biliniyorsa, bu pompanın farklı devirlerde dönme durumunda ENPY değerini öngörebilmek için bazı yaklaşımlar yapılmıştır. Klasik literatürde aşağıdaki formüle sıklıkla rastlanır;

$$ENPY_{3,2} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^\alpha \cdot ENPY_{3,1} \quad (1.6)$$

Devir sayısı oranının üssü olan α katsayısı çoğunlukla 2 olarak kabul görür. Gerçek mühendislik uygulamalarında ise bu katsayının $1 < \alpha < 2$ olduğu tespit edilmiştir [7]. Eğer pompa hızlandırılacaksa emniyetli olarak 2 katsayısı tercih edilebilir. Bu katsayıya bir alternatif de [6] da verilmektedir. ENPY' nin devire bağlı değişimi Stepanoff' da [9] kavitasyon sayısına ve basma yüksekliğine bağlı olarak aşağıdaki biçimde verilmiştir.

$$ENPY_{3,2} = ENPY_{3,1} - \sigma^* \cdot H_1 \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \right\} \quad (1.7)$$

Burada σ^* aşağıdaki denklemin çözümünden bulunur. σ^* , Thoma kavitasyon sayısı olup ENPY/H biçiminde tanımlıdır.

$$\frac{\sigma_A - \sigma^*}{\sigma_B - \sigma^*} = \frac{H_B}{H_A} \quad (1.8)$$

Geometrik olarak benzer pompaların büyütülmesi veya küçültülmesi sonucunda ENPY₃ değerinin değişimine ilişkin istatistiksel bir çalışma ise [10] da verilmiştir. Belirli özgül hızlardaki pompaların büyütüp küçültülmesi ile bir pompa ailesinin

oluşturulması endüstride yaygın olarak tercih edilen bir yaklaşımdır. Yedidiah' da [10] verilen aşağıdaki formül böyle bir yaklaşım için yol gösterici olabilir.

$$\frac{ENPY_{3,2}}{ENPY_{3,1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^{1.424} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{1.272} \quad (1.9)$$

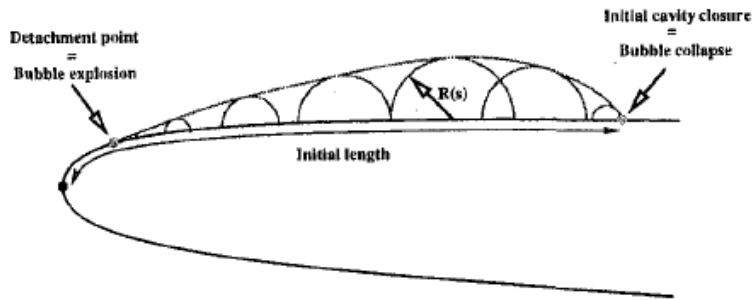
Denklem 1.9'da α katsayısının $1 < \alpha < 2$ aralığında bulunduğu da ayrıca görülmektedir.

1.2.1.2 Sayısal yöntemlerle ENPY' nin öngörülmesi

Pompalarda ENPY_g değerlerinin öngörülebilmesi için HAD uygulamaları kullanarak kavitasyon hesapları yapılmalıdır. HAD uygulamalarındaki en temel ayırım akış alanının tek fazlı mı yoksa iki (veya daha fazla) fazlı olarak mı çözüleceğidir. İlerleyen kısımlarda görüleceği üzere her yöntemin uygulama alanına bağlı olarak avantajlı veya dezavantajlı olduğu durumlar vardır.

Tek fazlı hesaplamalar :

Tek fazlı çözümlerin pek çoğunda, kavitasyon zarfı yüzeyi izleme (cavity surface tracking) yöntemi kullanılmaktadır. Akışkan tamamen sıvı fazında kabul edilir. Kavitasyon kovuğunun sıvı-buhar ara yüzünde önceden verilen basınç koşullarına ulaşıncaya kadar iteratif şekil değişiklikleri ve adaptasyonu yapılır (Şekil 1.16). Arayüzdeki basınç akışkanın buharlaşma basıncına erişinceye kadar şekil değişimi devam eder. Bu iteratif proses üç boyutlu HAD çözümüne akuple olarak yapılır. Adaptasyon sürecinin kısaltılması için ilk buhar zarfı boyutları mümkün olduğunca gerçeğe yakın verilmelidir. İsviçre Federal Enstitüsü Hidromekanik Laboratuvarında geliştirilen bu yöntemin teorik altyapısı Hirschi de [11] verilmektedir.



Şekil 1.16 : Kanat girişinde baloncuk yarıçapı değişimi [11].

Dupont' un çalışmasında [12] bu yöntem pompalarda ENPY_i ve ENPY₃ değerlerinin hesaplanmasında başarıyla kullanılmıştır. Hesaplanan ve deneysel olarak bulunan kavite uzunluklarının uyumlu olduğu görülmektedir. Kavitasyon kovuğu uzunluğu

kanat giriş adımına (blade inlet pitch) eşit olduğunda veya kavitasyonlu bölge boğaz kesitine ulaştığında ENPY₃ değerine ulaşıldığı kabul edilmiştir.

Sıvı buhar ara yüzündeki iteratif şekil değişimine bağlı tek faz çözümlere bir başka örnek Li' de [13] verilmiştir. Burada uygulanan algoritma farklı olmakla beraber, kavitasyonlu akış alanını modelleme mantığı aynıdır. Kanat boyunca basınç katsayısının ve kavite boyutlarının değişimi hesaplanmıştır.

Strongin [14] ise daha farklı bir yaklaşım ortaya atılmıştır. İlk adımda tek fazlı akış zamandan bağımsız olarak çözülüp basınç alanı elde edilmektedir. Sonrasında, kanat üzerinde lokal basıncın buharlaşma basıncından düşük olduğu bölgeler tespit edilip, bu bölgeler sayısal ağdan çıkarılmıştır. Bu yeni akış hacminde, tekrar tek fazlı akış çözüldüğünde kavitasyonlu akışın ortaya çıkardığına benzer profiller hesaplanabilmektedir.

Tek fazlı akış hesaplamaların temel üstünlüğü çift faz çözümlere göre hesaplama süresinin çok daha kısa olmasıdır.

Çift fazlı hesaplamalar :

Çift fazlı hesaplamalar kavitasyon olayının fizikini daha iyi yansıtmakla beraber, çözüm süresini artırmaktadır. Çoğu çift faz çözümde yakınsamanın sağlanabilmesi için çok küçük “under-relaxation” değerlerinin kullanımı gerekli olmaktadır. Ortak paydaları ise akışkan yoğunluğundaki değişim göz önüne alınarak, $P < P_v$ olduğu yerlerde kavitasyonlu alanların hesaplanmasıdır.

Çift faz kavitasyon modelleri dört başlıkta incelenebilir. Bu modellerin hepsiyle ENPY hesapları yapabilmek mümkündür. Bunlar aşağıda listelenmiştir.

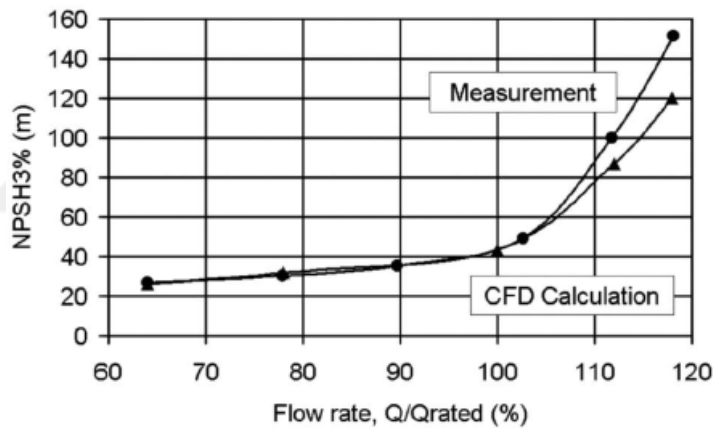
- VOF modelleri
- CEV modeli
- Barotropik modeller
- Buhar transport denklemi ile kavitasyon modelleme

VOF modellerinde çift fazlı çözüm yapılarak buhar kabarcığı ve etrafındaki sıvının arayüzü izlenir (interface tracking). Bu konudaki detaylı bilgi [15] den edinilebilir. Bu yöntem hesaplama olanaklarına bağlı olarak, tek bir kabarcık veya bir grup kabarcığın davranışlarını modellemek için uygulanabilir. Arayüz modelleri çok detaylı

olduğundan, bölüm 1.1.1 de örnekleri verilen büyük ölçekli kavitasyonlu yapıların hesaplanması için uygun değildir [16]. Bu tip hesaplar ancak basitleştirilmiş arayüz modelleri kullanarak, hibrit Euler-Lagrange simülasyonları ile yapılmaktadır [17].

CEV modeli ilk olarak CFX-Tascflow yazılımının 2.1 versiyonunda kullanılmıştır. Kütle, momentum ve enerji denklemleri beraber çözülerek $P < P_v$ olan yerlerde buharlaşma bölgeleri hesaplanmıştır. Akışkanın yoğunluğu basıncın ve entalpinin fonksiyonu olarak tanımlanmıştır, $\rho = \rho(P, h)$. Bu modelin en büyük avantajı, gerçek akışkan özelliklerine dayalı olarak çözüm yapmasıdır. Örneğin sıcak su veya hidrokarbon transfer eden bir pompa için bu akışkanların kendi fiziksel özellikleri kullanılarak kavitasyon davranışları modellenenbilmektedir.

Bu model Visser tarafından [18] yük düşümü ve Q-ENPY₃ eğrilerinin hesaplanmasında kullanılmıştır. Deneylerle karşılaştırıldığında özellikle optimum nokta ve solunda oldukça iyi neticeler alındığı görülmektedir (Şekil 1.17).



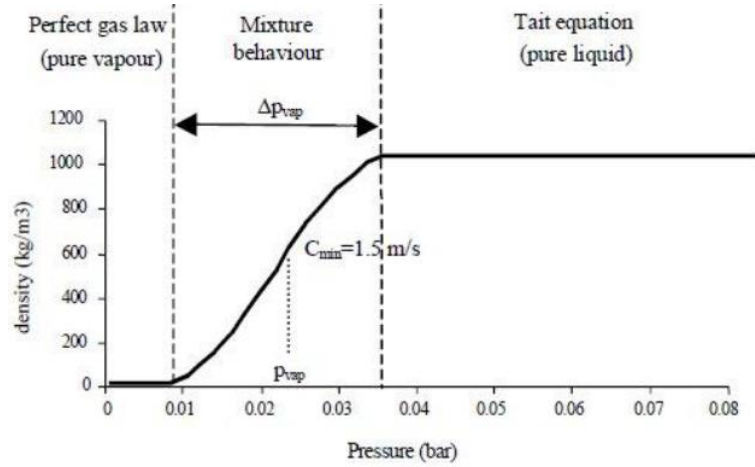
Şekil 1.17 : CEV modeli kullanarak elde edilen ENPY₃ eğrisinin ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılması [18].

Bu modeli Nohmi [19] küçük özgül hızlı, 3 kanatlı bir radyal pompada kullanmıştır. İlk örnekte olduğu gibi, optimum noktada yük düşümü eğrisi deneylerle uyumlu iken daha büyük debilerde tedrici azalan karakterdeki yük düşümü yakalanamamıştır.

Tascflow yazılımı Ansys tarafından satın alındıktan sonra güncellenmemiş ve zaman içerisinde piyasadan silinmiştir. Şu anda bu modeli içeren ticari bir yazılım bulunmamaktadır.

Barotropik modellerde akışkanın yoğunluğunu basınçla ilişkilendiren bir denge denklemi kullanılarak sıkıştırılabilirlik etkileri modellenmektedir, $\rho = \rho(P)$. Şekil

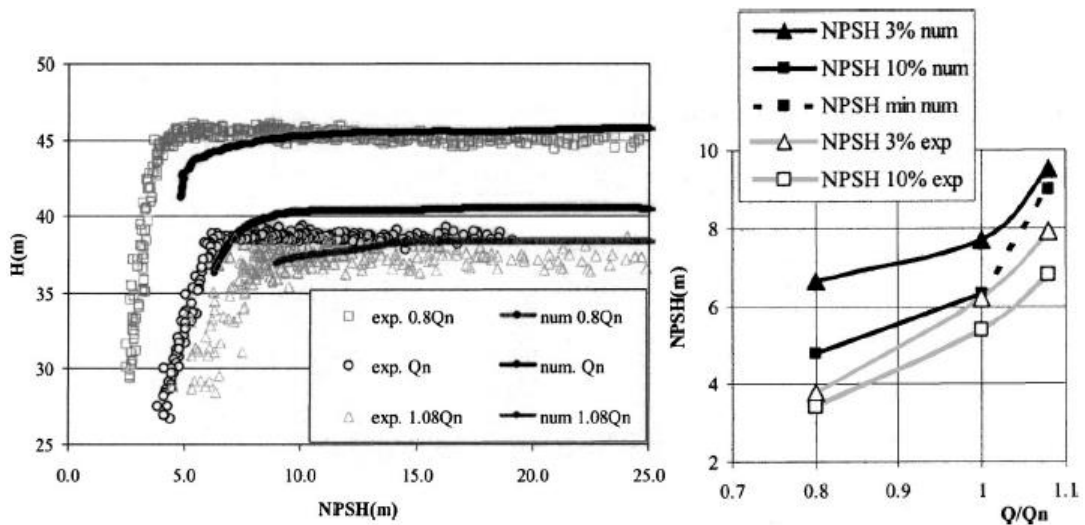
1.18’de görüldüğü üzere basınç düştükçe sıvı fazdan buhar fazına yumuşak geçiş sağlayan bir eğri kullanılır.



Şekil 1.18 : Barotropik akış halinde yoğunluk ve basınç arasındaki ilişki [20].

Sıvının ve buharın yoğunlukları fonksiyonun uç sınırlarındadır. Eğrinin eğimi ses hızının alacağı en küçük değere göre belirlenir. Tipik olarak eğrinin eğimi $1/C_{min}^2$ olarak alınır. Eğrinin eğimini [21] deki örnekte olduğu gibi, olayın fiziğini daha iyi yansıtacak şekilde alan gelişmiş fonksiyonlara literatürde rastlanmaktadır.

Bir turbo pompa ön çarkında (inducer) barotropik model kullanılarak yapılan kavitasyon çözümlerine örnek olarak Sinibaldi [22]’nin çalışması verilebilir. Başka bir yayında [23], barotropik modellemeye tam radyal çarklı bir pompanın kavitasyonlu çalışması modellenmiştir. Şekil 1.19’da yük düşümü eğrilerinin ve $Q-ENPY_g$ eğrilerinin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 1.19 : Solda üç farklı debide sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri, sağda debiye bağlı $ENPY_3$ ve $ENPY_{10}$ eğrileri [23].

Görüldüğü gibi sayısal yük düşümü ve Q-ENPY eğrilerinin karakterleri deneysel eğrilerle genel olarak benzeşmektedir. ENPY₃ değeri optimum çalışma debisinde deneysel sonuçlardan 1.5 m kadar yüksek hesaplanmıştır. Aynı araştırma ekibi başka bir çalışmada [24], barotropik model kullanarak bir ön çark ve radyal pompada kavitasyona bağlı yük düşümü eğrilerini hesaplamış, ön çarkta oluşan kavitasyonlu alanları deneysel görsellerle karşılaştırmıştır.

Günümüzde ticari yazılımların içerisine entegre olan kavitasyon modellerinin hemen hepsi buhar transport denklemi esasına dayanmaktadır. Bu modellerin ismi literatürde kabarcık dinamiği modelleri (bubble dynamic cavitation models) olarak da geçmektedir. Bu çalışma kapsamında da buhar transport denklemi ile modelleme yaklaşımı kullanılmıştır.

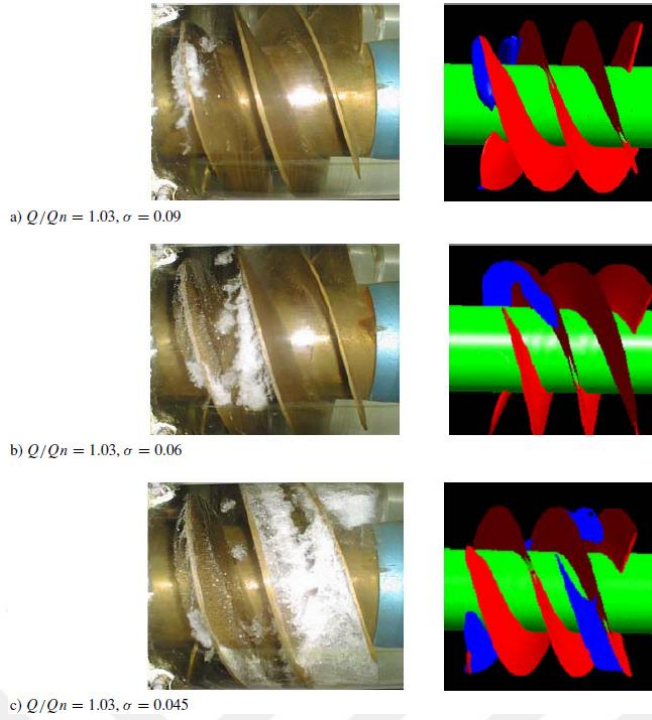
Bu modelde buhar transport denklemi, kütle ve momentum denklemleriyle beraber çözülür. Transport denklemindeki kaynak terimleri Rayleigh-Plesset denkleminden türetilen basitleştirilmiş formları içerir. Buharlaşma ve yoğunlaşma prosesleri bu kaynak terimleri kullanılarak modellenir. Homojen akışkan yaklaşımı yapılarak, akışkanın sıvı ve buhar fazının bir karışımı olduğu kabul edilir. Bu modeller, küresel bir kabarcığın R_i gibi bir yarıçaptan asimptotik olarak büyüyüp, lokal basıncın buharlaşma basıncından büyük olduğu yerlerde ilk durumuna geri dönmesi prensibine dayanır. Bu modellerin teorisine 2. bölümde daha ayrıntılı olarak yer verilecektir.

Niedzwiedzka [25], güncel homojen kavitasyon modellerinin detaylı bir özetini vermektedir. Görüleceği üzere bu modellerin hemen hepsi hidrofoillerde, ventürilerde ve silindir akışlarında uygulanmışlardır. Bu modellerin kaynak terimlerinde bir takım ampirik katsayılar kullanılmaktadır (Şekil 1.20). Transport modeli ile kavitasyon modellemedeki en büyük zorluk, bu katsayıların doğru tayin edilmesidir. Ayrıca her farklı akışkan için bu katsayıların değiştirilmesi gerekir.

Lp.	Name of the first authors	F_{vap}	F_{con}	Hydrofoil	Venturi	Cylinder
1.	Kubota (1992)	50	0.01	X		
2.	Merkle (1998)	1	80	X	X	X
3.	Kunz (2000)	0.2	0.2			X
4.	Schnerr and Sauer (2001)	-	-		X	
5.	Iben (2000)	>1	-			X
6.	Singhal (2002)	0.02	0.01	X		X
7.	Frobenius (2003)	50	0.02	X		
8.	Saito (2003)	Y	Y	X		X
9.	Zwart (2004)	50	0.01	X	X	
10.	Senocack and Shyy (2004)	Y	Y	X	X	X
11.	Wu (2005)	-	-	X		
12.	Merkle (2006)	-	-	X		
13.	Huang and Wang (2011)	-	-	X		
14.	Goncalves (2014)	-	Y		X	
15.	Konstantinov (2015)	50	0.01		X	

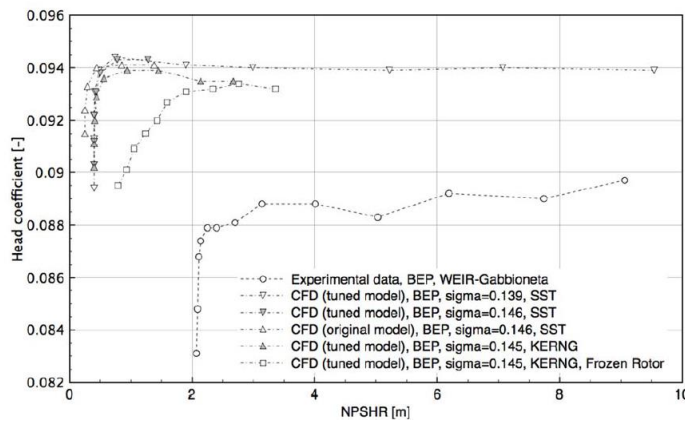
Şekil 1.20 : Niedzwiedzka [25] da homojen kavitasyon modelleri, kaynak terimlerinde kullanılan ampirik katsayılar ve uygulandığı geometriler.

Bu modellerin içerisinde Zwart [26], Schnerr - Sauer [27] ve Singhal [28] modelleri pompa ve ön çarklardaki hidrodinamik kavitasyonu modellemede en sık kullanılan modellerdir. Transport denklemi esaslı bu modeller Fluent ve CFX gibi ticari HAD yazılımlarının içerisine hali hazırda entegre olmuşlardır. Zwart modeli CFX V16 yazılımındaki tek modeldir, Fluent V16 da ise opsiyon olarak sunulmaktadır. Bu nedenle literatürde en yaygın kullanılan model olduğu söylenebilir. Zwart modelini geliştiren ekipten Gerber ve Belamri başka bir çalışmada [29], bu modeli bir ön çarktaki kavitasyonu incelemek için kullanmışlardır. Sekiz farklı debideki yük düşümü eğrileri sayısal olarak hesaplanıp deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Bunun yanında kavitasyon yapıları Şekil 1.21’de görüldüğü üzere kamera ile görselleştirilmiştir. Kavitasyon sayısı düştükçe ön çark girişinde oluşan buhar ceplerinin, çıkış tarafına doğru genişlediği görülmüştür. Kavitasyon sayısı düştükçe basma yüksekliğinde keskin düşmeler ortaya çıkmıştır.



Şekil 1.21 : Bakır' in çalışmasında [29] kavitasyon sayısının düşüşü ile kavitasyon oluşumu.

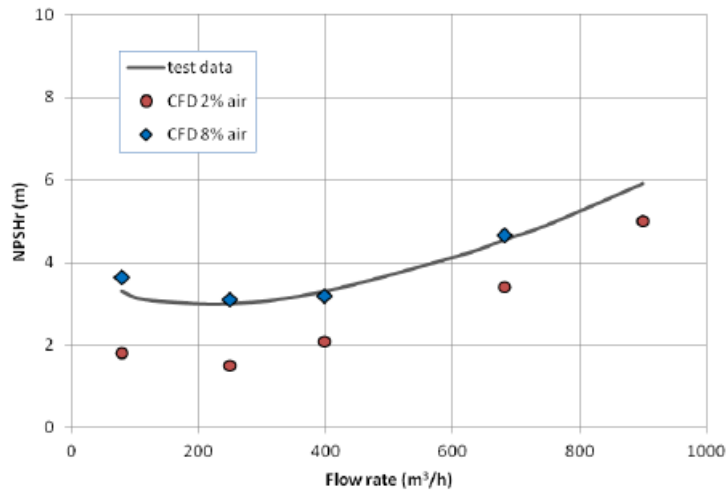
Bu model pek çok araştırmacı tarafından [30-37] santrifüj pompalarda kavitasyon modellemek için kullanılmıştır. Bunların bir kısmında yük düşümü eğrileri oluşturularak ENPY_g değerleri öngörülmüştür. Bunlara bir örnek olarak Salvadori' nin çalışması [33] verilebilir. Çalışmanın başında model katsayıları NACA 0009 profilindeki bir hidrofoil üzerinde test edilerek belirlenmiştir. Sonrasında bu katsayılar kullanılarak radyal bir pompada 2 farklı türbülans modeliyle kavitasyon çözümleri yapılmıştır. Yük düşümü eğrileri deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında, ENPY₃ değerinin en yaklaşık durumda 1.05 m kadar düşük hesaplandığı görülmüştür (Şekil 1.22).



Şekil 1.22 : Salvadori' nin çalışmasında [33] Zwart model ile elde edilen yük düşümü eğrileri.

Marini [38] santrifüj çarklarda kavitasyon başlangıcını Zwart ve Schnerr modelleri kullanarak öngörmeye çalışmıştır. Fluent yazılımı kullanılan bu çalışmada Schnerr modelinin daha başarılı sonuçlar verdiği rapor edilmiştir. Schnerr modeli Fluent V16 yazılımında ilk seçenek olarak sunulmaktadır. Zwart ve Schnerr modelleri iki fazlı modellerdir. Lomakin [39] Schnerr modelini üçüncü faz olarak gazı da içerecek biçimde revize etmiş ve gaz içeriğinin ENPY eğrileri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Dupont' un çalışması ise [40], üç farklı ticari kodla (CFX, Fluent, Star CD) yapılan kavitasyon hesaplarının karşılaştırmasını vermektedir. 2003 tarihli yayında CFX koduyla yapılan hesaplamalar daha başarılı bulunmuştur.

Kavitasyon hesapları ile yük düşümü eğrilerinin hesaplanmasında Singhal modelinin de başarılı uygulamaları mevcuttur. Singhal 'in de dahil olduğu bir ekip bu modeli pompa ve ön çarklarda denemişlerdir [41]. Li [42] ve Miyabe'nin [43] çalışmaları ise yük düşümü eğrilerinin deneylerle karşılaştırılması bakımından önemli referanslar kabul edilebilir. Ding [44], Fluent'in içerisinde ilk yıllarından beri mevcut olan bu modeli Pumplinx HAD yazılımına adapte etmiştir. Kavitasyon yapıları ve ENPY₁ eğrileri deneylerle uyumlu olarak hesaplanmıştır. Bu modelin Zwart ve Schnerr modellerine göre üstünlüğü gaz fazının hesaplamalara dahil edilmiş olmasıdır. Yine Ding [45] Q-ENPY₃ eğrisinin, suyun içindeki çözünmüş hava miktarı ile değişimini incelemiştir (Şekil 1.23). Görüldüğü gibi hava miktarı arttıkça ENPY₃ değerleri de tüm operasyon aralığında artmıştır.



Şekil 1.23 : Ding' in çalışmasında [45] Q-ENPY₃ eğrisinin hava miktarı ile değişimi.

Pompalarda kavitasyon hesapları için, transport denklemi yaklaşımını kullanan yukarıda verilenlerden başka modellere de literatürde rastlanmaktadır [46-51]. Bu

modellerde genellikle buharlaşma ve yoğunlaşma proseslerini içeren kaynak terimleri değiştirilmektedir.

Pompalardaki kavitasyonun daha doğru öngörülmesi için kavitasyon modellerinin geliştirilmesi halen bilimsel dünyanın ilgisini çeken bir konudur.

1.2.2 Geometrik ve fiziksel parametrelerin kavitasyon performansına etkileri

Pompa içerisindeki kavitasyonlu bölgelerin boyutu ve $ENPY_3$ değerleri pek çok parametreye bağlıdır. Bunlardan en önemlileri elbette çarka ait geometrik parametrelerdir.

Emiş haznesinin, hatta çark çıkışındaki geometrinin çarkta gelişen kavitasyona etkisi vardır. Emme haznesi çarka girişteki hız profilini belirlediğinden kanat giriş açıları ve hücum açıları üzerinde doğrudan etkisi vardır. Emme haznesinde teğetsel simetrik bir akışın yaratılması gereklidir [52]. Salyangozlu veya difüzyörlü çıkışa sahip pompalarda çark çıkışında çevresel olarak homojen bir basınç dağılımı yaratılması gerekir. Durum böyle değilse çarkın her pasajı farklı debilerde çalışacaktır. Bu durumda kanatlar farklı hücum açılarında çalışır. Bunun da kanat üzerindeki basınç dağılımı, dolayısıyla kavitasyon üzerinde etkisi vardır [6]. Salyangoz dili etrafında ortaya çıkan kavitasyonun ise tek başına %3 yük düşümüne neden olabileceği Bachert' in çalışmasında [53] gösterilmiştir. Dil etrafında hidrofoillerde ortaya çıkana benzer tabaka kavitasyonu oluşumu deneysel olarak gözlenmiştir.

Çark içinde kavitasyon performansına etki eden parametreler ve bu parametrelerin kavitasyon performansına etkilerini inceleyen çalışmalar aşağıda verilmektedir.

Çark emme ağzı çapı :

Çark emme ağzı çapı artırılıp diğer tüm parametreler sabit tutulursa, kanatlar arası boğaz kesiti de artar. Bu durumda optimum debi ve daha büyük debilerde $ENPY_g$ değerinde belirli bir yere kadar azalma sağlanabilir. Buna rağmen çark girişinden boğaz kesitine kadar olan bölgede bağıl hızın yavaşlaması ve kısmi debilerdeki hücum açısı artacaktır. Sayılan fiziksel olaylar, kısmi debilerdeki kavitasyonu ve emmede geri dönmelerin “suction recirculation” başladığı debiyi artırır [54]. Çaptaki artış belirli bir değer üzerine çıkarsa girişteki geri dönme debisi optimum debiye yaklaşır ve buna bağlı olarak $ENPY_g$ değerinde artış gözlenebilir. Bu nedenle kavitasyon optimizasyonu bakımından emme ağzı çapındaki artış miktarının sınırlanması gerekir.

Hergt [55] ise $ENPY_i$ değerinin giriş açısıyla orantılı olarak arttığını, dolayısıyla kavitasyon optimizasyonu bakımından emme ağzı çapının, seçilen bir β_1 açısının fonksiyonu olarak hesaplanması gerektiği görüşünü savunmaktadır.

Emme ağzı çapı, boğaz kesiti ve kanat giriş açıları birbirleriyle doğrudan ilişkili parametrelerdir.

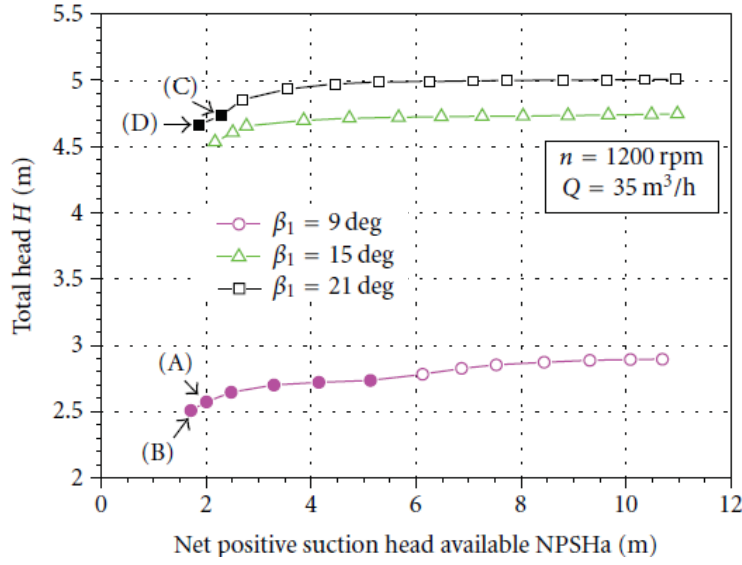
Kanatlar arası boğaz kesiti :

Giriş açılarının, emme ağzı çapının, kanat sayısının, giriş kenarı yerleşiminin ve kanat kalınlık dağılımının fonksiyonudur. Bağlı hızın yavaşlaması veya hızlanması bu kesitin boyutlandırılması ile ilgilidir. Kanatlar arası kesitteki bağlı hızın (W_{1q}), orta akım ipçiğinde kanat girişi bağlı hızına (W_{1m}) oranı, optimum çalışma noktasında 0.75-0.85 bandında olmalıdır [6]. W_{1m} den W_{1q} ya yavaşlama çok şiddetli olursa giriş geri dönme debisi optimum debiye yaklaşacağından, $ENPY_g$ değerlerinde artış gözlemlenebilir. Giriş geri dönmesinin artması güç tüketiminde artışa ve titreşim problemlerine de neden olur [55]. Tam tersine girişten boğaza akış çok hızlanırsa, $Q-ENPY_3$ eğrisinin yapısı dikleşecektir [6].

Kanat giriş ve hücum açıları :

Hücum açısını sıfır yapan debi pompanın en iyi kavitasyon noktası olarak tanımlanır [20]. Bu debide $ENPY_i$, minimum değerini alır. Kanat giriş açılarının artırılması, yani büyük hücum açılarının kullanılması da boğaz alanının artışına sebep olacaktır. Bunun sakıncaları yukarıdaki başlıklarda özetlenmiştir. Modern tasarım yöntemlerinde tercih edilmemektedir. Hücum açısının genel olarak 0-3° bandında tutulması önerilmektedir.

Spyridon' un çalışmasında [56] üç farklı çark imal edilerek, üç farklı giriş açısı için yük düşümü eğrilerindeki değişim deneysel olarak incelenmiştir (Şekil 1.24).



Şekil 1.24 : Spyridon' un çalışmasında [56] giriş açısına göre yük düşümü eğrileri.

15 derece giriş açısı hücum açısını sıfır yapan değer olup yatay bir yük düşümü eğrisi elde edilmiştir. Basma yüksekliğinde düşüşün ENPY = 4 m'den daha küçük değerlerde başladığı görülmektedir. Pozitif hücum açısı ile tasarlanan çarkta ($\beta_1 = 21^\circ$) basma yüksekliğinde düşüşün daha büyük ENPY değerlerinde başladığı, buna rağmen ENPY₃ değerinin çok değişmediği görülmektedir. Kavitasyon kanat giriş kenarı emme yüzeyinde oluşmuştur. $\beta_1 = 9^\circ$ yapıldığında, kavitasyon kanat basma yüzeyinde ortaya çıktığından büyük ENPY değerlerinde bile basma yüksekliği düşmektedir.

Xu [57] ve Dönmez [58] in çalışmalarında da giriş açısı değişimi parametre olarak seçilmiş, buna bağlı yük düşümü eğrileri ve kanat yüzeylerindeki basınç dağılımları sayısal olarak hesaplanmıştır. ENPY₃ değerini minimum yapan giriş açıları tespit edilmiştir.

Kanat sayısı :

Kanat sayısı azaldıkça, kalınlığa bağlı blokaj azalacağından, boğaz kesit alanı artar. Buna rağmen kanat yükü de artacağından, aynı debide basma yüksekliğinde düşme meydana gelebilir. Kanat üzerindeki yük dağılımının kavitasyon başlangıcı ve kavitasyonlu bölge büyüklüğü üzerinde etkileri sonraki başlıkta incelenecektir. Muhtemel yük kaybının önüne geçmek için kanat boyları uzamalıdır. Daha uzun tasarlanan çarklarda, kavitasyon zarfının uzunluğu daha düşük ENPY değerlerinde boğaz kesitine ulaşabilir [6]. Kanat sayısı çok düşürülürse çalkantı ve titreşim problemleri ortaya çıkabilir.

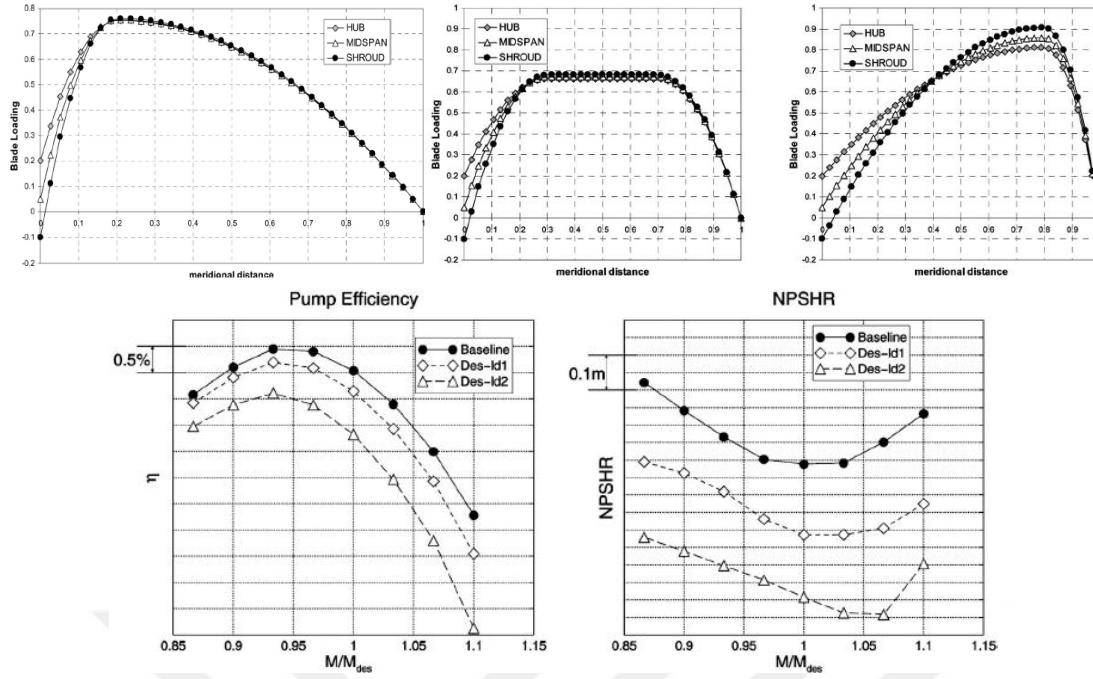
Kanat sayısının kavitasyon performansına etkisi 3 ve 5 kanatlı bir önçark üzerinde Coutier-Delgosha [59] tarafından deneysel olarak incelenmiştir. Kanat sayısındaki değişimin kavitasyon yapıları ve kritik kavitasyon sayısı üzerindeki etkileri tespit edilmiştir.

Kanat üzerindeki yük dağılımı :

Kanat üzerindeki yük dağılımı, yani girişten çıkışa kanat emme ve basma yüzeylerindeki basınç dağılımı pompa kavitasyon performansı üzerinde oldukça belirleyicidir. Özellikle dış akım ipçiğinde kanat girişinden boğaz kesitine kadar olan mesafe boyunca düşük kanat yüklerinin oluşması hedeflenmelidir [6]. Doğrudan tasarım yöntemlerinde, kanat giriş kenarı ve boğaz kesiti arasındaki açı dağılımını ve meridyenel görünüşte çap artışını kontrol altında tutarak bu koşul sağlanabilir. Basınç artışının önemli bölümünün kanatların üst üste bindiği orta bölgelerde sağlanması hem kavitasyon performansı hem de çıkışta düzgün hız profillerinin elde edilebilmesi bakımından faydalı olacaktır. Yük dağılımını kontrol etmenin bir yolu da kanat kalınlık dağılımını değiştirmektir [6].

Pompa kavitasyon performansını iyileştirmek için yük dağılımını parametre olarak tanımlamaya olanak sağlayan tersine tasarım (inverse design) yöntemleri literatürde mevcuttur. Bu yöntemde kanat yükleri, $\partial(rV_\theta) / \partial m$ ile verilen Euler yükünün meridyenel doğrultudaki değişimi ile kontrol edilmektedir. Hedefler doğrultusunda akış yönünde girişten çıkışa (streamwise) ve kanat yüksekliği boyunca (spanwise) yük dağılımı tanımlanarak, üç boyutlu kanat tasarımları yapılmaktadır. Bu yöntemin esasları Zangeneh'den edinilebilir [60].

Bonaiuti' nin çalışması [61] tersine tasarımla kavitasyon iyileştirilmesi konusunda iyi bir örnektir. Şekil 1.25'te görüldüğü üzere orijinal tasarımda kanadın ön bölgesi yüklenmiştir. Bu tasarımda yüksek verimlilik hedeflenmiştir. Birinci tasarımda kanadın orta bölgesi, ikinci tasarımdaysa arka bölgeleri yüklenmiştir. ENPY₃ eğrisinden görüleceği üzere yükleme koşulu kanat çıkışına doğru kaydırıldıkça, emme koşulları iyileşmekte ve ENPY₃ değeri azalmaktadır. Buna rağmen, verim eğrisinden görüleceği üzere kavitasyon performansı iyileştirildikçe, pompa verimi düşmüştür.



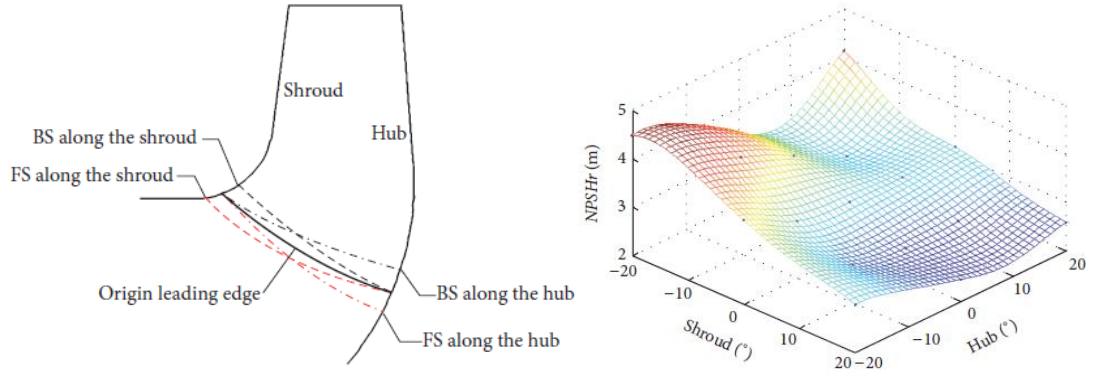
Şekil 1.25 : Bonaiuti' nin çalışmasında [61] üstte sırasıyla orijinal tasarım (baseline), 1. Tasarım (Des-Id1) ve 2. Tasarım (Des-Id2) için kanat yüklerinin dağılımı. Altta debiye bağlı verim ve ENPY_g eğrileri.

Ashihara' nın çalışmaları da tersine tasarım yöntemleri ile pompa [62] ve öncarklarda [63] kavitasyon performansı iyileştirme örnekleri olarak verilebilir.

Kanat giriş kenarının meridiyenel kesitteki yerleşimi :

Klasik literatürde kanat giriş kenarının dış ipçikte öne doğru uzatılmasının kavitasyon performansını olumlu etkileyeceği görüşü vardır. Buna rağmen güncel literatürde kanat girişinin uzatılıp kısaltılmasının etkilerini inceleyen çalışmalar incelendiğinde, bu konunun bir optimizasyon meselesi olduğu ve genel kaidelerden söz edilemeyeceği görülmüştür. Ayrıca kanadın öne doğru uzatılmasında geometrik sınırlamalar belirleyici olabilir.

Giriş kenarının meridiyenel kesitteki yerleşimi ile ilgili bir optimizasyon çalışmasının [64] sonuçları, Şekil 1.26'da verilmiştir. Görüldüğü gibi cevap yüzeyi oldukça amorf bir biçime sahiptir. En düşük ENPY değeri giriş kenarının dış ipçikte 15°, iç ipçikte 5° uzatılması durumunda elde edilmiştir.



Şekil 1.26 : Zhang' ın çalışmasında [61] solda kanat giriş kenarında yapılan değişiklikler. Sağda ENPY₃' ün dış ve iç ipçikteki yerleşim açılarına bağlı değişimi.

Luo' nun çalışmasında da [62] bu parametre sayısal yöntemler kullanılarak incelenmiş, kanadı öne uzatmanın olumlu etkileri tespit edilmiştir.

Kanat giriş kenarının plan görünüşteki yerleşimi :

Plan görünüşte kanat girişi radyal bir çizgi üzerindeyse, akış kanata hemen hemen dik bir biçimde girer. Kanat radyal doğrultuya göre belirli bir açıyla eğilirse gelen akışla temas eğik bir açıyla olacak, bu da daha düşük kayıplara sebep olacaktır [6]. Kanadın dış ipçikte öne doğru uzatılması (sweep forward) dış ipçiğin üzerindeki yükün azaltılması amacıyla tercih edilebilir.

Kanat giriş kenarının plan görünüşteki yerleşiminin kavitasyon performansına etkisi Bakir [66] ve Igoshi [67] tarafından ön çark üzerinde incelenmiştir. Bakir' in çalışmasında [66] bir ön çarkın kanatları girişten göbek sabit tutularak geriye doğru kesilmiştir. Deneysel olarak kavitasyon ölçümleri yapıldığında Şekil 1.27'de görülen sonuçlar elde edilmiştir. A1 orijinal kanat olup, A5 en yatık kanattır. Kanadı ön görünüşte geriye doğru yatık tasarlanmanın olumlu etkileri olacağı görülmektedir.

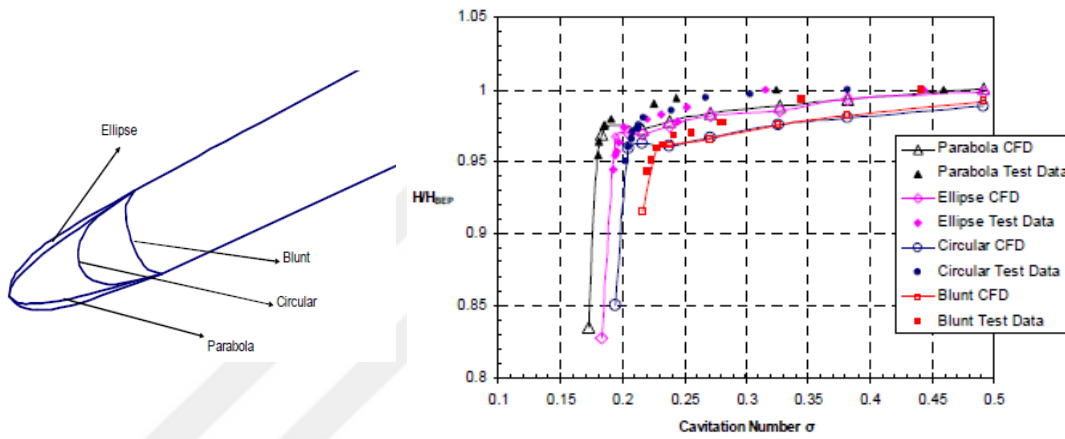


Şekil 1.27 : Bakir' in çalışmasında [66] önçarkın kanatlarının geriye doğru kesilmesi ile kavitasyon sayısının değişimi.

Kanat giriş kenarının profili :

Giriş profili belirlenirken amaç Gülich' e göre [6] tabaka kavitasyonu durumunun uzun müddet muhafaza edilebilmesidir. Dolayısıyla küt burunlu ve dairesel profillerden uzak durulmalıdır. Kısa eliptik profillerin kullanımı tavsiye edilmiştir.

Literatürde bu konuda yapılmış yayınlar incelendiğinde farklı sonuçlarla karşılaşıldığı görülmüştür. Sabini [68] de, kanat giriş kenarı profilleri Şekil 1.28'de verildiği üzere 4 farklı şekilde tasarlanmış ve bu profillere sahip pompaların yük düşümü eğrileri sayısal ve deneysel olarak elde edilmiştir. Parabol biçimli giriş kenarı profilinin en iyi, küt biçimli profilin en kötü performansı sağladığı görülmektedir.



Şekil 1.28 : Sabini' nin çalışmasında [68] kanat giriş profilleri ve optimum debideki yük düşümü eğrileri.

Buna rağmen Tao' nun sayısal çalışmasının [69] sonuçlarına göre, %3 veya daha küçük yük düşümleri için küt profillerin daha başarılı olduğu görülmektedir. Hergt' in [70] çalışmasında ise kanat giriş kenarının asimetrik tasarlanması durumunda ENPY₁ ve ENPY₃ eğrilerinde ortaya çıkan değişimler verilmiştir. Burada bahsedilen yöntem özellikle imalatı tamamlanmış bir pompanın kavitasyon performansı değiştirilmek istendiğinde uygulanabilir.

Kanat giriş kenarı kalınlık dağılımı :

Kanat giriş kenarındaki kalınlık dağılımını “airfoil” profiline benzeterek, girişte lokal basınç düşümlerini minimize etmeyi amaçlayan bir tasarıma literatürde sıklıkla rastlanmıştır. Bu tasarımın esasları Sloteman [71] da bulunabilir. Bu yaklaşımla ENPY değerlerinde ve kavitasyonlu bölgelerin boyutlarında ne gibi iyileştirmeler yapıldığı [72-74] de bulunabilir.

Ara kanat (splitter blade) kullanılması :

Önceki kısımlarda kanat sayısını azaltmanın kavitasyon performansına genellikle olumlu etki ettiğinden söz edilmişti. Kanat sayısı azaldığında basma yüksekliğinde meydana gelen kayıplarla baş etmenin bir yolu da ara kanat kullanmaktır. Böylelikle giriş blokajı azaltılıp, kanat blokajı basıncın daha yüksek olduğu bir bölgede gerçekleştirilebilir.

Cavazzini'nin çalışması [75] uçtan emişli bir pompada, Yang'ın çalışması [76] çift emişli bir pompada ara kanat uygulamasını ele almaktadır. Cavazzini'nin deneysel ölçümlerine göre [75], ENPY₃ değeri arakanat kullanımı ile optimum noktanın sağında düşerken, kısmi debilerde artış göstermiştir. Yang'ın [76] deneysel sonuçlarında ise optimum debinin %70 solundan %130 sağına kadar olan tüm bölgede ENPY değerleri belirgin şekilde azalmıştır.

Kaçak akışları :

Dengeleme deliklerinde ve çark aşınma halkalarının üzerindeki çevresel boşluklarda meydana gelen kaçak akışları çark içerisinden geçen debiyi artırmaktadır. Bu durumda hücum açısı da değişeceğinden pompanın kavitasyon performansı etkilenecektir. Bir diğer kaçak akışı da açık çarklarda sabit ve dönen yüzeyler arasında ortaya çıkmaktadır. Bu kaçağın kavitasyon performansına etkisi Jung'un [77] çalışmasında ele alınmıştır. Boşluk değerleri kanat yüksekliğinin %0.5, %1 ve %2 si alınarak çark içerisinde kavitasyonlu hacimlerin oranı karşılaştırılmıştır. Üç farklı debide elde edilen sonuçlar kavitasyon sayısının boşluk artışıyla beraber arttığını göstermiştir.

Yukarıda sıralanan parametrelerin çoğu birbiriyle ilişkili olduklarından bağımsız etkilerinin tek tek tespit edilmesi mümkün değildir. Bunların yanında etkileri daha küçük olabilecek kanat yüzey pürüzlülüğü, ön ve arka yanak eğrilikleri gibi bazı diğer parametreler de vardır.

1.3 Çalışmanın Amacı ve Metodoloji

Santrifüj pompaların kavitasyonlu çalışması durumunda hidrolik performans kaybı, kavitasyon erozyonu, gürültü ve titreşim seviyelerinde artış, kavitasyona bağlı çeşitli kararsızlıklar gözlenmektedir. Bu olumsuzlukların önüne geçebilmek için pompanın kavitasyon performansının tasarım aşamasında hesaplanabilmesi gereklidir.

Önceki bölümlerde pompalarda gelişen kavitasyonun öngörülmesiyle ilgili literatürden başarılı bazı örnekler verilmiştir. Buna rağmen pompaların kavitasyon performansını öngörmek için endüstrinin güvenle kullanabileceği, kararlı ve hızlı bir çözüm yönteminin varlığı genellikle sorgulanmaktadır. Bu çalışmanın amaçlarından biri belirli özgül hız aralığındaki radyal pompalarda kavitasyonun sayısal hesaplamalar ile öngörülerek, ENPY hesaplarının güvenli bir biçimde yapılabileceğini göstermektir.

Literatürde homojen kavitasyon modellerinin doğrulanması için pompa uygulamalarına nadiren rastlanmıştır. Bu çalışmayla seçilen homojen kavitasyon modelleri ile farklı özgül hızlardaki pompalarda sayısal çözümler yaparak, deneysel ölçümlere en yakın sonuç veren modelin tespit edilmesi amaçlanmıştır. En başarılı bulunan modelin ayrıca iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Projenin bir diğer amacı da radyal pompalarda ortaya çıkan kavitasyon yapılarının anlaşılmasına katkı yapabilmektir.

ENPY değerinin yeterli doğrulukta öngörülebilmesi, geometrik parametrelerin pompa kavitasyon performansına etkilerini araştırmak için olanak yaratacaktır. Bu doğrultuda seçilen bir geometrik parametrenin değiştirilmesi ile pompa kavitasyon performansının iyileştirilmesi hedeflenmiştir.

Bu amaçlar doğrultusunda literatürde en sık karşılaşılan 3 kavitasyon modeli seçilerek, bu modellerden birinin kavitasyon modellemedeki başarısı öncelikle yakınsak ıraksak bir lülede değerlendirilmiştir. Sonrasında, belirlenen 3 kavitasyon modeli ile 3 farklı radyal pompada sayısal kavitasyon hesapları yapılmış, en başarılı model tespit edilmiş ve iyileştirilmiştir. Başka bir yarı açık bir çarklı pompada kavitasyonlu akış deneysel olarak görselleştirilerek, detaylı kavitasyon yapıları doğrulanmıştır. Son olarak piyasaya sunulmuş olan bir pompa üzerinde, kavitasyon performansının sayısal yöntemler kullanılarak nasıl iyileştirildiği gösterilmiştir.

2. MATEMATİK MODEL

2.1 Korunum Denklemleri ve Homojen Kaviteasyon Modelleri

Hidrodinamik kaviteasyon kuramsal olarak modellenmesi zor bir olay olup, fiziksel mekanizması tam olarak anlaşılmış değildir. Kabarcık dinamiği ve Navier-Stokes denklemlerinin oluşturduğu sistem için analitik bir çözüm yoktur. Bu sebeple, gerçek kaviteasyonlu akışların çözümü için sayısal yöntemlere başvurulur.

Kaviteasyonlu akışların sayısal çözümleri için, en yaygın kullanılan yöntem homojen iki fazlı akış modelidir. Bu modelde ortalama özellikler belirlenir ve iki fazlı karışım tek bir akışkan gibi ele alınır. Bundan sonra akışkanlar mekaniğinin tek fazlı akışlarda geçerli olan tüm yasaları uygulanabilir. Gerekli olan özellikler ağırlıklı ortalamalarla elde edilir. Başkaya'ya göre [78], bazı durumlarda homojen modelin kullanılması uygun değildir ve iki fazlı iki akışkan modeli kullanılmalıdır.

Bu çalışma kapsamında lüle ve radyal pompalarda kaviteasyon çözümleri Fluent V16 yazılımı kullanarak yapılmıştır. Denklem 2.1'den denklem 2.3'e kadar verilen süreklilik, RANS ve kütle transferi (volume fraction) denklemleri homojen karışım yaklaşımı ile çözülmüştür. Denklemlerin içerisindeki karışımın yoğunluğu denklem 2.4 ile, karışımın laminar viskozitesi denklem 2.5 ile verilmektedir. Sıvı ve buhar fazı hızlarının aynı olduğu, herhangi bir kayma olmadığı kabulü yapılmıştır. Kütle kuvvetleri ve ısı transferine yer verilmemiştir. Çalışma kapsamında yapılan çözümler zamandan bağımsız olduğu için, zamana göre alınan kısmi türevler denklemlerden düşmüştür.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho_m u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m u_i u_j)}{\partial x_j} \\ & = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_m + \mu_T) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.2)$$

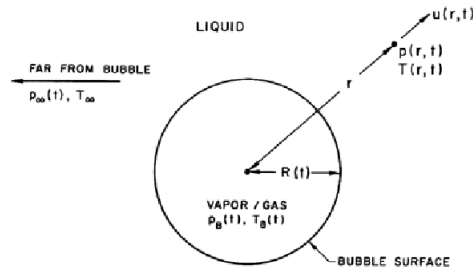
$$\frac{\partial(\rho_v \alpha_v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_v \alpha_v u_j)}{\partial x_j} = \dot{m}^- - \dot{m}^+ \quad (2.3)$$

$$\rho_m = \rho_v \alpha_v + \rho_l \alpha_l \quad (2.4)$$

$$\mu_m = \mu_v \alpha_v + \mu_l \alpha_l \quad (2.5)$$

Yukarıda ρ_m karışım yoğunluğunu, ρ_l su yoğunluğunu, ρ_v su buharı yoğunluğunu, α_v hacimsel buhar oranını (vapor volume fraction), α_l hacimsel sıvı oranını, μ_m karışımın laminar viskozitesini, μ_l ve μ_v sıvı ve buharın dinamik viskozitelerini, μ_t türbülans viskozitesini ifade etmektedir. Kütle transferi denklemindeki $\dot{m}^-$ ve $\dot{m}^+$ kaynak terimleri sırasıyla buharlaşma ve yoğunlaşma prosesleri için birim hacim başına fazlar arası kütle transferini göstermektedir. Kaynak terimleri Rayleigh-Plesset kabarcık dinamiği denkleminin basitleştirilmiş halinden yararlanılarak türetildiğinden, bu denklem ve kabarcık dinamiği hakkında kısaca bilgi verilecektir.

Kavitasyonlu akışları modellemek için kullanılan küresel kabarcık modelinde tek bir kabarcığın sonsuz hacimdeki davranışı esas alınır (Şekil 2.1). Kabarcık-kabarcık etkileşimleri dikkate alınmaz. Sistemde herhangi bir katı sınırın varlığından söz edilemez. Akışkan Newtonyen kabul edilir ve yoğunluk, viskozite gibi özellikleri sabit alınır. Fazlar arasında kayma yoktur yani iki fazın aynı hızda hareket ettiği düşünülür.



Şekil 2.1 : Sonsuz bir akış hacminde küresel bir kabarcığın şematik gösterimi, Brennen [1].

Kabarcık dinamiğini modellemek için en yaygın kullanılan denklem, aşağıda verilen Rayleigh-Plesset denklemidir.

$$\frac{P_v - P}{\rho_l} = R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{4\nu}{R_B} \frac{dR_B}{dt} + \frac{2\sigma_s}{\rho_l R_B} \quad (2.6)$$

Burada P_v buharlaşma basıncı, ν kinematik viskozite ve σ_s yüzey gerilmesidir. Bu denklemle sıvı içerisindeki R_B yarıçapındaki kabarcığın boyut değişimleri basınç alanının fonksiyonu olarak verilmiştir. Faz değişimlerini modellemek için kullanılır.

Kavitasyonsuz durumda R_B yarıçapında olan kabarcık, buharlaşma prosesinde giderek büyür, lokal basınç buharlaşma basıncının üzerine çıkınca yoğunlaşarak ilk yarıçapına geri döner. Denklemin sol tarafındaki terim basınç alanındaki değişimi, sağ tarafındaki ilk iki terim kabarcığın ivmelenmesini ve hızlanmasını, üçüncü terim viskoz etkileri ve son terim kabarcık-sıvı ara yüzündeki yüzey gerilme etkilerini ifade eder. Bu denklem kütle korunumu ve momentum denklemlerinden türetilmiş olup çıkarılmasına burada yer verilmeyecektir.

Kabarcık dinamiğinde birçok durumda atalet kuvvetlerinin baskın olduğu, viskozite ve yüzey gerilmesinin önemli bir rol oynamadığı kabul edilir. Bu terimlerle beraber, ivmelenmeyi veren ikinci mertebe terimin de ihmal edilmesi durumunda kabarcık yarıçapındaki değişim aşağıdaki basit şekliyle ifade edilebilir.

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \left(\frac{P_v - P}{\rho_l} \right)} \quad (2.7)$$

Bu basitleştirmeler ile kabarcık dinamiği etkileri kütle transferi denkleminin kaynak terimlerine dahil edilebilmiştir. Bu çalışma kapsamında ele alınan tüm kavitasyon modellerinde denklem 2.7 ile verilen basitleştirme kullanılmıştır.

Literatür araştırmasında hidrodinamik kavitasyonu modellemede en yaygın kullanılan modellerin Zwart [26], Schnerr - Sauer [27] ve Singhal [28] modelleri olduğu görülmüştür. Zwart ve Schnerr-Sauer modelleri Fluent V16 yazılımının içerisinde hazır olarak mevcuttur. Singhal modeli ise özel bir text komutuyla aktifleştirilmektedir. Buharlaşma ve yoğunlaşma prosesleri için kaynak terimleri bu üç model için aşağıda verilmiştir.

Zwart Kavitasyon Modeli :

Bu modelin kaynak terimlerinin Rayleigh-Plesset denklemindeki basitleştirmeler kullanarak türetilmesi örnek olarak verilmiştir.

Kabarcık hacminin zamana bağlı değişimi;

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (2.8)$$

Buna bağlı olarak kütle değişimi;

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_v \frac{dV_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (2.9)$$

Akış hacmindeki çekirdeklenme yoğunluğunun sabit olduğu düşünülmüştür. Birim hacim başına N_B kadar kabarcık olduğu düşünüldüğünde hacimsel buhar oranı;

$$\alpha_v = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (2.10)$$

Birim hacimde fazlar arası gerçekleşen kütle transferi;

$$\dot{m}_{lv} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (2.11)$$

Yukarıdaki denklemin türetilmesinde kabarcık büyümesi yani buharlaşma göz önüne alınmıştır. Denklem yoğuşmayı da kapsayacak şekilde genelleştirilerek denklem 2.12 elde edilmiştir.

$$\dot{m}_{lv} = F \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_v - P|}{\rho_l}} \text{sgn}(P_v - P) \quad (2.12)$$

Burada F buharlaşma veya yoğuşma proseslerine göre değer alan ampirik bir katsayıdır. Buharlaşma prosesinde akış hacmindeki buhar oranı arttıkça, çekirdeklenme yoğunluğu azalmalıdır çünkü buharlaşabilecek hacim küçülmekte ve ortamda daha az sıvı kalmaktadır. Bu sebeple buharlaşma prosesi için denklem 2.12'deki α_v değeri $\alpha_{nuc} (1 - \alpha_v)$ ile yer değiştirmiştir. Burada α_{nuc} , çekirdeklenme hacimsel oranıdır (volume fraction of the nucleation sites). Kaynak terimlerinin son hali denklem 2.13 ve 2.14 ile verilmektedir.

$$\dot{m}^- = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc}(1 - \alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\left(\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}\right)}, \quad P < P_v \quad (2.13)$$

$$\dot{m}^+ = F_{con} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\left(\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_l}\right)}, \quad P > P_v \quad (2.14)$$

Bu modelde buharlaşma ve yoğuşma terimleri lokal basıncın buharlaşma basıncıyla olan farkının kareköküyle orantılıdır. Model katsayıları olan α_{nuc} , R_B , F_{con} ve F_{vap} , olayın fiziğine uygun olarak seçilmelidir.

Schnerr – Sauer Kaviteasyon Modeli :

Zwart modelinden farklı olarak hacimsel buhar oranı, denklem 2.15 ile tanımlanmıştır.

$$\alpha_v = \frac{N_B \frac{4}{3} \pi R_B^3}{1 + N_B \frac{4}{3} \pi R_B^3} \quad (2.15)$$

Kaynak terimleri benzer şekilde denklem 2.16-2.17 de verilmektedir.

$$\dot{m}^- = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R_B} \sqrt{\left(\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l} \right)}, \quad P < P_v \quad (2.16)$$

$$\dot{m}^+ = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R_B} \sqrt{\left(\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_l} \right)}, \quad P > P_v \quad (2.17)$$

Görüldüğü üzere kütle transferi Zwart modelindeki aksine $\alpha_v (1 - \alpha_v)$ ile orantılıdır. Bu modelde tanımlanması gereken tek parametre N_B değeridir. Bu değer kaynak terimlerinde açık olarak görülmemektedir.

Singhal Kaviteasyon Modeli :

Bu modelin diğerlerine göre en önemli avantajı sıvı ve buhar fazlarının yanında yoğunlaşmayan (non-condensable) gazların etkilerinin de kütle transferine dahil edilmiş olmasıdır. Bu özellik gerçek problemlerin çözümü için önemlidir çünkü pompa uygulamalarında pek çok durumda transfer edilen akışkanın içerisinde çözünmüş hava vardır. Ayrıca türbülansın faz değişimine etkisi de modelin içerisine eklenmiştir. Kütle transferi denklemindeki kaynak terimleri denklem 2.18-2.19 da verilmektedir.

$$\dot{m}^- = F_{vap} \frac{\max(1, \sqrt{k}) (1 - f_v - f_g)}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\left(\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l} \right)}, \quad P < P_v \quad (2.18)$$

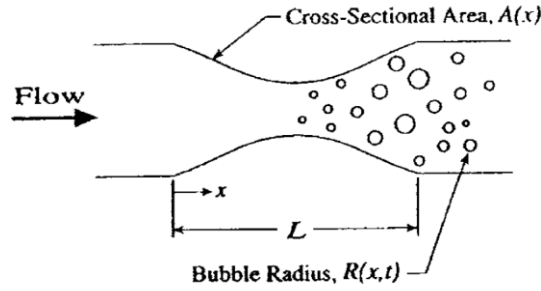
$$\dot{m}^+ = F_{con} \frac{\max(1, \sqrt{k}) f_v}{\sigma_s} \rho_l \rho_v \sqrt{\left(\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_l} \right)}, \quad P > P_v \quad (2.19)$$

F_{vap} ve F_{con} model katsayılarıdır. Denklemlerdeki f_v buhar kütle oranıdır. Dolayısıyla iki fazlı karışım sıkıştırılabilir olarak modellenmektedir. Yoğunlaşmayan gaz oranı, f_g girdi olarak verilmektedir ve değeri sabittir. Model, yüzey gerilmelerinin (σ_s) etkisini de kapsamaktadır.

2.2 Lülelerde Gelişen Kaviteasyon ve Homojen Bir Kaviteasyon Modelinin Sınanması

Pompalarda gelişen kompleks hidrodinamik kaviteasyonu modellemekten önce, yakınsak ıraksak bir lülede gelişen kaviteasyonlu akış çalışılmıştır. Üç boyutlu geometriler için kabarcık dinamiği çözümleri henüz yapılamamaktadır. Buna rağmen

Şekil 2.2’de görülen bir boyutlu bir lülede gelişen kavitasyon için Rayleigh-Plesset çözümleri Wang ve Brennen [79] tarafından verilmektedir.



Şekil 2.2 : Wang’ da [79] bir boyutlu yakınsak ıraksak lülede kavitasyonlu akış.

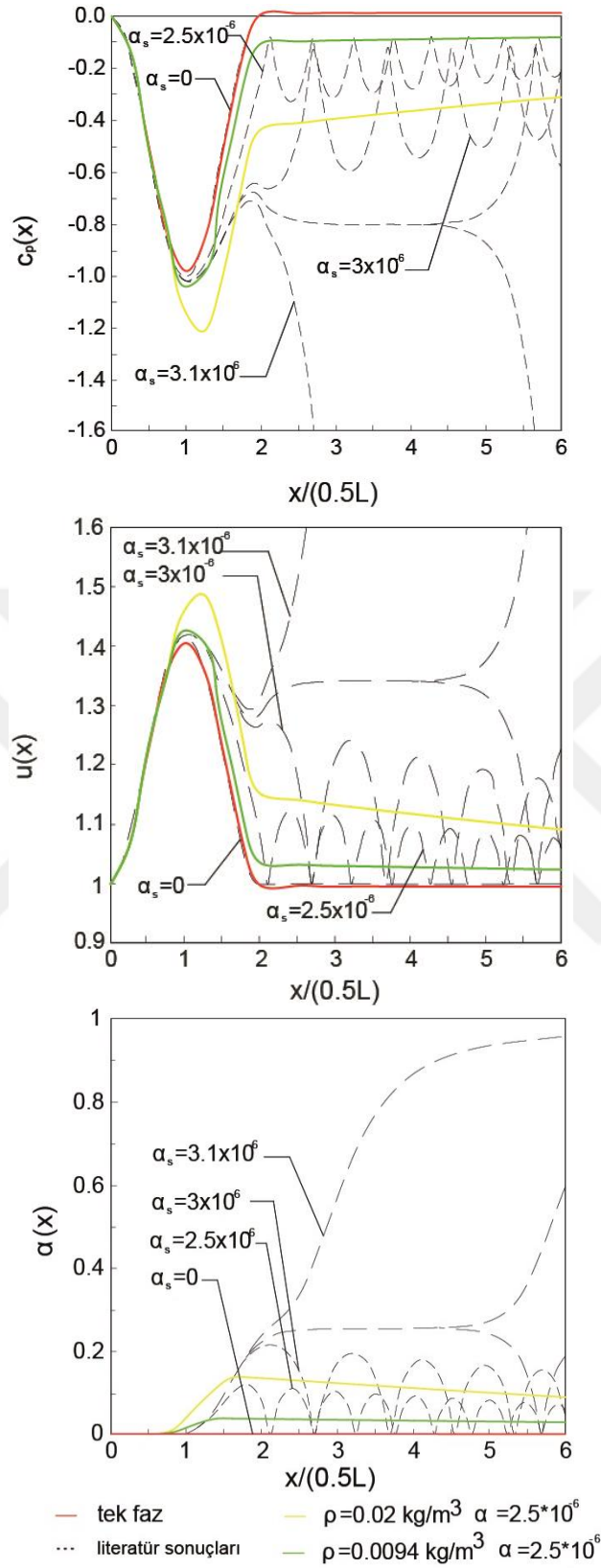
Bu bölümde, seçilen homojen bir kavitasyon modeli ile yapılan hesaplamalarda lüledeki kavitasyonlu bölgelerin ve kavitasyona bağlı basınç düşümünün kabarcık dinamiği çözümleriyle uyumlu olarak elde edilip edilemediği araştırılmıştır. Bu bağlamda literatürdeki çalışmaya benzer olarak türbülans ve sınır tabaka etkileri çözüme dahil edilmemiştir. Ayrıca homojen kavitasyon modellerindeki kaynak terimleri elde edilirken Rayleigh-Plesset denkleminde yapılan basitleştirmelerin etkileri incelenmiştir.

Literatürdeki çalışmada [79], boyutsuz süreklilik, momentum ve Rayleigh-Plesset denklemleri zamandan bağımsız olarak çözülmüştür. Akış laminar kabul edilmiştir. Su ve 100 μm yarıçapında hava kabarcıklarından oluşan akışkan lüleye 10 m/s hızda ve $\sigma = 0.8$ kavitasyon sayısında girmektedir. Boğaz kesitindeki ($x/0.5 L$) basınç katsayısı $C_p = -1$ seçilerek, kavitasyonun ortaya çıkması garanti altına alınmıştır ($\sigma < -C_{p\min}$). Kabarcık sönümleyici mekanizmaların etkilerini dahil edebilmek maksadıyla efektif sıvı viskozitesi, gerçek sıvı viskozitesinin aksine, $\mu_e = 0.03 \text{ Ns/m}^2$ olarak alınmıştır. Lüle girişindeki akışkanın kabarcık oranı (bubble void fraction) için 10^{-6} mertebesinde beş farklı değer ele alınmıştır. Burada $\alpha_s = 0$ durumu kabarcıksız durumu ifade etmektedir. Akış alanı, basınç katsayısı (C_p), boyutsuz hız ($U(x) = u/u_s$) ve kabarcık oranı $\alpha_v(x)$ ile karakterize edilmektedir. u_s ve P_s sırasıyla lüle girişindeki hız ve statik basınçtır.

Bu çalışmada tek ve iki fazlı sayısal analizler Wang [79] da kesit değişimi verilen 2 boyutlu bir lüle üzerinde yapılmıştır. Rayleigh-Plesset denkleminin yerine kütle transferi denklemi çözülmüştür. Su buharının özellikleri, belirli sıcaklıklardaki

doymuş buhar özelliklerinden alınmıştır. Su buharı yoğunluğu, 10 °C için 0.0094 kg/m³ ve 25 °C için 0.023 kg/m³ alınarak iki farklı durum çözülmüştür. Katı sınırlarda serbest kayma sınır koşulu (free slip BC) yani sıfır kayma gerilmesi tanımlanmıştır. Sınır tabaka çözümüne ihtiyaç duyulmadığından sayısal ağ çeperlere doğru sıklaştırılmamıştır. Sayısal ağ akışa dik 50, akış yönünde 300 düzenli (structured) eleman kullanarak örülmüştür. Türbülans modellenmemiş, akışın laminar olduğu kabul edilmiştir. Girişte toplam basınç, çıkışta kütleli debi sınır koşulları tanımlanmıştır. Girişte Wang [79] da verilen hız ve basınç değerlerinin sağlanabilmesi için sınır koşulları çözümler esnasında iteratif olarak değiştirilmiştir.

İlk etapta $\alpha_s = 0$ durumuna tekabül eden tek faz çözümler yapılmıştır. Sonrasında girişteki buhar oranı 2.5×10^{-6} ve ilk kabarcık hacmi 100 μm tanımlanarak iki fazlı çözümlere geçilmiştir. Rayleigh-Plesset denklemiindeki basitleştirmeler tüm modellerde aynı olduğundan, Zwart modeli örnek olarak seçilmiş ve sayısal çözümler sadece bu modelle yapılmıştır. Süreklilik, momentum ve hacimsel buhar oranı denklemlerinin kalıntıları için 10^{-5} değeri yakınsama kriteri olarak kabul edilmiştir. Lüle uzunluğu boyunca hesaplanan basınç katsayısı, hacimsel buhar oranı ve hız dağılımları karşılaştırmalı olarak Şekil 2.3'te verilmiştir.



öz mlerine benzer biçimde ihmal edilebilir düzeyde düşük hesaplanmıştır. Oluşan kayıp yalnızca akışkan tabakalarının kendi üzerindeki sürtünmelerinden kaynaklanmaktadır. Buhar yoğunluğunun $\rho_v = 0.0094 \text{ kg/m}^3$ olarak alındığı çift fazlı çözümlerde basınç alanının oldukça değiştiği görülmektedir. Buhar yoğunluğu $\rho_v = 0.023 \text{ kg/m}^3$ değerine yükseltildiğinde, basınç kayıpları daha da artmıştır. Bu kayıplar yalnızca boğaz kesitinden sonra buhar kabarcıklarının çapındaki büyümeye bağlı olarak ortaya çıkmıştır ve kavitasyon kaybı olarak adlandırılabilir. Sıcaklık 10°C den 25°C ye çıkarılınca akışkan yoğunluğundaki değişimin basınç, hacimsel buhar oranı ve hız alanlarını önemli biçimde değiştirdiği görülmektedir. Bu sebeple çift fazlı hesaplamalarda akışkan sıcaklığının doğru tespit edilmesinin önemi büyüktür. Literatürdeki çalışmada farklı α_s değerlerinde çözümler verilmiştir fakat bu değişimler çok küçük olduğundan bu çalışmada sadece $\alpha_s = 2.5 \times 10^{-6}$ durumu modellenmiştir. $C_p(x)$, $U(x)$ ve $\alpha(x)$ için ortalama profiller elde edilmiştir. Rayleigh-Plesset denklemindeki ivmelenme teriminin ihmal edilmesinden dolayı kabarcıkların salınım karakteristikleri yakalanamamıştır. Buna rağmen, pompalarda ENPY hesaplarının yapılabilmesindeki en önemli kriter olan kavitasyona bağlı basınç düşümü gibi global büyüklükler yaklaşık olarak hesaplanabilmiştir.



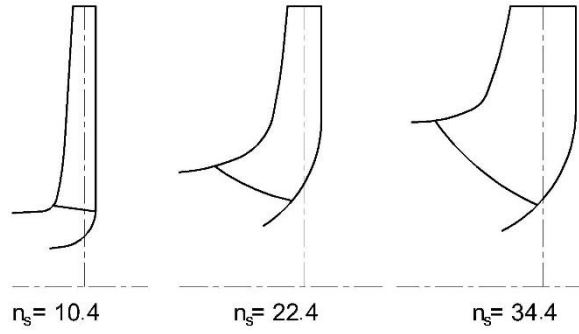
3. RADYAL POMPALARDA KAVİTASYONLU AKIŞ

3.1 Pompaların Geometrik Özellikleri

Çalışma kapsamında dört adet pompanın kavitasyon performansı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. İlk etapta özgül hızları denklem 3.1 de tanımlandığı biçimiyle 10.4, 22.4 ve 34.4 olan üç adet radyal pompa seçilmiştir.

$$n_s = \frac{n(d/dak.)\sqrt{Q [m^3/s]}}{H^{0.75} [m]} \quad (3.1)$$

Dördüncü pompa özgül hızı 12.5 olan bir pompadır. Özgül hızı 10.4 olan pompanın çark ve gövde modelleri kullanılarak üretilmiş olup, tek farkı kanat geometrisi ve kanat sayısıdır. Ayrıca çark dış çapı 25 mm kesilmiştir. Bu pompalar Standart Pompa A.Ş. üretim gamında yer alan uçtan emişli tek kademeli pompalardır. Pompa çarklarının dış çapa göre normalize edilmiş kesit görünüşleri Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1 : Seçilen pompa çarklarının meridyenel görünüşleri.

Pompaların bazı karakteristik özellikleri Çizelge 3.1’de verilmektedir. Özgül hızları 10.4 ve 12.5 olan pompalar düz kanatlıdır. Diğer pompaların kanatları çift eğriliklidir.

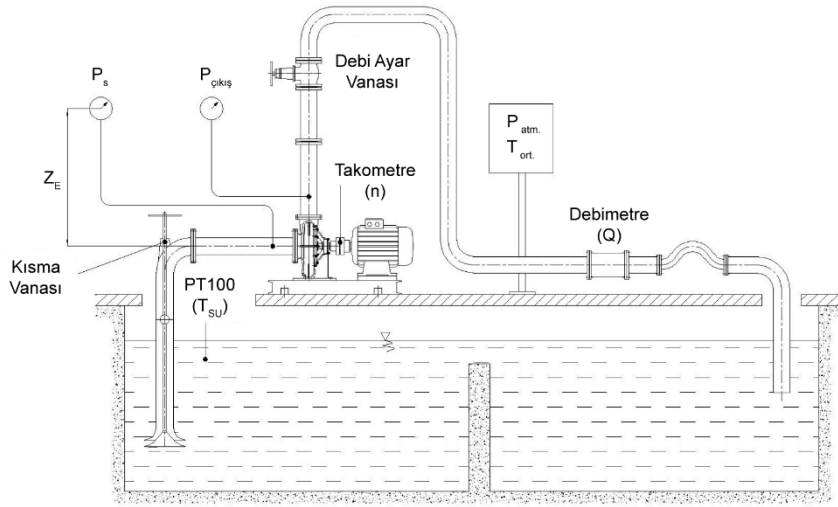
Çizelge 3.1 : Seçilen pompaların bazı karakteristik özellikleri.

	$n_s = 10.4$	$n_s = 22.4$	$n_s = 34.4$	$n_s = 12.5$
D_2 [mm]	328	179	177	303
b_2 [mm]	13.5	10.8	21	14.3
D_0 [mm]	87	73	105	87
kanat sayısı	4	5	6	6
β_2 [°]	28	26	25	28.2

3.2 Deney Düzeneği ve Kaviteasyon Karakteristiklerinin Elde Edilmesi

Seçilen ilk üç pompada sayısal kaviteasyon hesaplarının doğruluğu global büyüklükler bakımından sınanacaktır. Bu bakımdan açık çevrim pompa test düzeneğinde kaviteasyon deneyleri yaparak Q- ENPY₃ eğrileri elde edilmiş, sayısal hesaplamalarla elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Özgül hızı 12.5 olan dördüncü pompada ise yük düşümü eğrileri ve detaylı kaviteasyon yapıları doğrulanmak istendiği için, yeni bir kapalı çevrim deney düzeneği kurulmuştur. Tüm deneyler, Standart Pompa A.Ş. bünyesinde gerçekleştirilmiştir. Deneyler ISO EN 9906:2012 standardının [80] gerektirdiği koşulları sağlayacak biçimde yapılmıştır. Testte kullanılan ekipmanların hassasiyetleri, kalibrasyon periyotları, ölçüm yöntemleri ve ölçümlerin belirsizlik düzeyleri birinci seviyeye (grade 1) uygun olarak belirlenmiştir.

Açık çevrim deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3.2’de verilmektedir. İlk 3 pompanın deneyleri 400m³ hacminde, 4m derinliğindeki bu havuzdan emmeli olarak yapılmıştır.



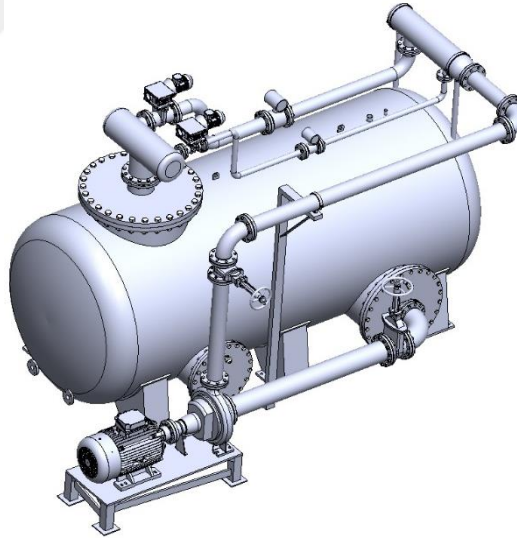
Şekil 3.2 : Emmeli tesisatlı açık çevrim deney düzeneğinin şematik görünümü.

Havuzun içerisi büyük partikül içermeyen temiz su ile doldurulmuştur. Pompalar çalıştırılmadan önce bir vakum pompası vasıtası ile emme hattındaki hava boşaltılarak pompaların içinin tamamen su ile dolması sağlanmıştır. Pompalar asenkron üç fazlı elektrik motorları tarafından sürülmüştür. Motorlara yumuşak kaldırıcı “soft-starter” sürücü ile hareket verilerek pompalar çalıştırılmıştır. Emme hattında giriş basıncını kontrol etmek için kullanılan bir kısma vanası vardır. Tesisatın sistem karakteristiği basma hattında bulunan debi ayar vanası ile belirlenmektedir. Pompadan çıkan su, debimetre hattından geçip tekrar havuza geri boşalmaktadır.

Başlangıçta da değinildiği üzere, dördüncü pompanın deneysel yük düşümü eğrilerinin elde edilmesi ve detaylı kavitasyon yapılarının görselleştirilebilmesi bakımından bir kapalı çevrim deney düzeneği ihtiyacı doğmuştur. Bunun başlıca sebepleri şunlardır;

- Giriş hattında kullanılan kısma vanasının yarattığı basınç kaybı, vananın kısılma oranının üssü ile artmaktadır. Böyle bir basınç kayıp karakteristiği giriş basıncının hassas olarak ayarlanmasına imkân vermemektedir. Bazı durumlarda giriş vanası çok az kısıldığında bile pompaların aniden kavitasyona girdiği görülmüştür.
- Emiş yapılan bir deney düzeneğinde ENPY değerinin 9- 9.5 m' den büyük olması mümkün değildir. Buna rağmen kavitasyon daha büyük giriş yüklerinde başlayabilir. Bu sebeple kavitasyon deneylerine yüksek giriş yüklerinde başlama gereği duyulmuştur. Giriş yükleri kontrollü bir şekilde düşürülerek yük düşümü eğrileri elde edilmiştir.

Bu nedenlerden ötürü, yeni bir kapalı çevrim deney düzeneği imal edilmiş ve devreye alınmıştır. Kapalı çevrim deney düzeneği şematik olarak Şekil 3.3'te görülmektedir.



Şekil 3.3 : Kapalı çevrim deney düzeneğinin şematik görünümü.

Suyun içerisinde dolaşım halinde olduğu su tankı 12.3 m^3 hacme sahiptir. Vakum altında deforme olmaması için 18 mm kalınlığında sac malzemeden imal edilmiştir. Yan kapakları 25 mm kalınlığındadır ve ana gövdeye kaynakla birleştirilmiştir. Tank ön flanşına bir dirsek bağlantısı yapılmış, sonrasında düz borular ile pompaya su verilmiştir. Pompadan radyal yönde çıkan su, izolasyon vanasından geçip yön değiştirerek tankın üzerindeki kolektörde toplanmıştır. Buradan sonra DN 50 veya DN

125 çaplı hatlardan birinden geçen su, debi ayar vanasından da geçerek çıkış kolektörüne girmektedir. Buradan sonra çevrimini tamamlayarak tanka geri dönmektedir. Çıkış hatları üzerinde debi ölçümü için DN50 ve DN125 çaplarında elektromanyetik debimetreler bulunmaktadır. Debimetre hatlarında hava kalması ihtimaline karşı deney düzeneğinin en üst kotuna spreyci hatları çekilerek hava tahliyesi sağlanmıştır. Pompa 11 kW gücünde, 1480 d/dak. da dönen bir asenkron elektrik motoruna akuple edilerek sürülmüştür. Kaviteasyon deneyi yapılan dördüncü pompa, deney tesisatına bağlanmış bir biçimde Şekil 3.4’te görülmektedir.



Şekil 3.4 : Kapalı çevrim deney düzeneğinin görünümü.

Tankın içi belirli bir seviyeye kadar temiz su doldurulmuştur. Suyun üzerinde bir miktar hava boşluğu vardır. Pompa emişindeki toplam yük, suyun üzerindeki havanın basınç yükü ve tanktaki serbest su yüzeyinden emiş düzlemine kadar olan su seviyesi farkının toplamı kadardır. Suyun üzerindeki basınç, Şekil 3.5’te görülen vakum pompası veya kompresörden alınan basınçlı hava yardımıyla regüle edilmiştir. Böylelikle hedeflenen $ENPY_m$ değerleri hassas şekilde ayarlanabilmektedir.



Şekil 3.5 : Vakum pompası düzeneği.

Suyun dolaşımı için DN 50 çapındaki hat seçilmiştir. Debi ayarı açıklık oranı otomasyonla kontrol edilen sürgülü vana ile yapılmıştır.

Debi ölçümleri pompa kapasitelerine göre belirlenen farklı boyutlardaki elektromanyetik debimetreler ile yapılmıştır. Giriş basınçları, mutlak basınç (bar.a) transmitterleri ile, çıkış basınçları ise pompa basma yüksekliğine göre seçilen bağıl basınç (bar.g) transmitterleri ile toplanmıştır. Giriş ve çıkışta farklı tipte transmitter kullanıldığından, basma yüksekliğini hesaplayabilmek için atmosfer basıncının da ölçülmesi gerekir. Atmosfer basıncı ve sıcaklığı hava istasyonu ile ölçülmüştür. Pompa dönme devri kaplin üzerinden lazerli takometre ile ölçülmüştür. Suyun yoğunluğu ve buharlaşma basıncı sıcaklığın fonksiyonu olduğundan, su sıcaklığı test havuzundaki PT100 termokopul ile ölçülmüştür. Kullanılan ekipmanların listesi ve hassasiyet değerleri Çizelge 3.2’de verilmektedir.

Çizelge 3.2 : Deney ekipman listesi ve hassasiyetleri.

Ölçüm	Sembol	Ekipman	Hassasiyet
Debi	Q	Krohne - Optiflux 2000 DN50	$\pm 0,5\%$
		Krohne - Optiflux 2000 DN125	$\pm 0,5\%$
Basınç	P_s	Keller - PAA33X - 3bar.a	$\pm 0,05\%$
	$P_{\text{çıkış}}$	Keller - PR33X -10bar.g	$\pm 0,05\%$
	P_{atm}	Delta OHM - HD2001.1	$\pm 0,05\%$
Devir	n	UNI-T - UT372	$\pm 0,04\%$
Sıcaklık	T_{su}	PT100	-
	T_{ort}	Delta OHM - HD2001.1	$\pm 0,1\%$

Her iki deney düzeneğinde de ölçüm zincirinden gelen tüm dijital veriler merkezi bir veri toplama sisteminde toplanmıştır. Toplanan verilerin işlenmesi için bir yazılım oluşturulmuştur. Her bir ölçüm noktası için debi, basınç, devir gibi tüm veriler altmış saniye boyunca altmış örnek alınarak toplanmıştır. ENPY ve basma yüksekliği hesaplarında toplanan verilerin aritmetik ortalaması alınarak kullanılmıştır. Basma yüksekliğindeki belirsizliğin yalnızca giriş ve çıkış basınçlarının belirsizliğine, ENPY’deki belirsizliğin yalnızca giriş basıncının belirsizliğine bağlı olduğu kabulü yapılmıştır. Deneylerdeki maksimum belirsizlik değerleri basma yüksekliğinde $\pm 1.5\%$, debide $\pm 2\%$ ve ENPY de $\pm 1\%$ dir (% 95 güvenilirlik aralığında). Ek A’da özgül hızı 12.5 olan pompa deneyinde rastgele seçilen bir işletme noktasında giriş-çıkış basınçlarından toplanan ham veriler ve bu ölçümler için belirsizlik hesabı örnek olarak verilmiştir. Bütün ölçüm ekipmanlarının kalibrasyonları TÜRKAK akreditasyonu olan çeşitli kurumlarda yapılmıştır.

Pompaların kavitasyon performansının değeriendirilebilmesi için öncelikle Q-H performansının bilinmesi gerekir. Bu doğrultuda ilk etapta pompaların sabit devir sayısında performans testleri yapılmıştır.

İlk üç pompada performans testleri emme vanası tam açıkken, yani mümkün olan en düşük vakum değeriinde yapılmıştır. Kavitasyon testlerinde pompa girişindeki vana kontrollü bir şekilde kapatılarak istenilen yük kaybı oluşturulmuştur. Emme vanası kısıldıkça debi düşeceğinden, debiyi sabit tutmak için basma tarafındaki vana açılmıştır. Debi ve dönme devri sabit tutularak, basma yüksekliğinde kavitasyonsuz çalışmaya göre %3 düşüm veren koşullardaki değeriiler kullanılarak ENPY₃ hesaplanmıştır. Pompa çarkı giriş ağız düzleminde tanımlanan ENPY değeriiler, denklem 3.2 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$ENPY = \frac{P_{giriş}}{\rho g} + \frac{V_{giriş}^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} + z_e \quad (3.2)$$

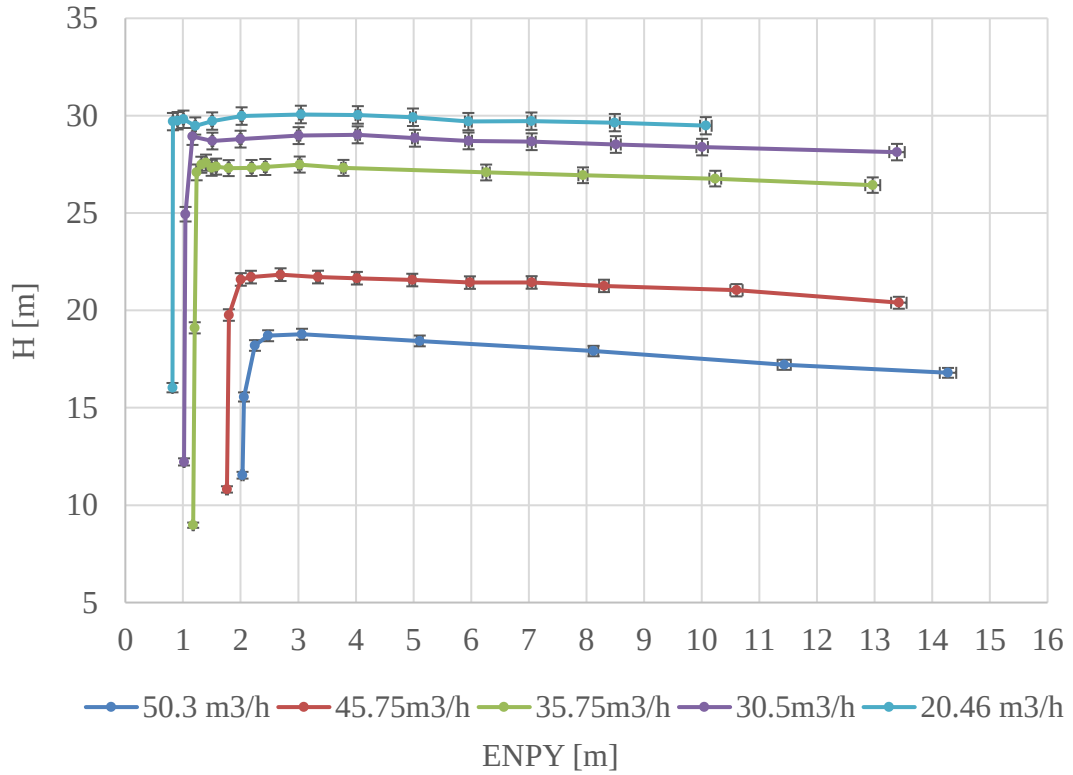
Burada z_e , giriş basınç transmitteri ile çark merkezi arasındaki kot farkı, $V_{giriş}$ ise emme hattında basınç ölçülen kesitteki ortalama akseneel hızdır. Üç pompa için farklı debilerde ENPY₃ ölçümleri yapılmış, Q-H ve Q-ENPY₃ eğriileri elde edilmiştir.

Dördüncü pompanın deneylerine başlamadan önce tankın içeriisindeki su bir hafta kadar dinlendirilmiştir. Pompa dinlendirilmiş suyla 2 saat boyunca çalıştırılarak suyun içeriisinde erimiş halde bulunan havanın açığa çıkması sağlanmıştır. Bundan sonra 2 saat kadar daha beklendikten sonra deneylere başlanmıştır. Performans testleri tankın üzerindeki havayı basınçlandırmadan veya vakum yapmadan, emme vanası tam açık olarak yapılmıştır.

Pompaların Q-H eğriileri ve ilk üç pompanın açık çevrim deney düzeneğinde elde edilen Q-ENPY₃ eğriileri Ek B'de verilmektedir.

Dördüncü pompanın yük düşümü eğriileri sabit debi ve devirde, pompa giriş basıncının kademeli olarak düşürölmesiyle elde edilmiştir. Ölçümlere ilk olarak yüksek ENPY değeriilerinden başlanmıştır. Bu maksatla kompresörle tankın üzerindeki hava basınçlandırılmıştır. Daha sonra giriş basıncı vakum pompası yardımıyla kademeli olarak düşürölerek pompa kavitasyona sokulmuştur. Yük düşümü eğriileri 5 farklı debide elde edilmiştir. Giriş basıncını ölçen transmittir pompa emme hattıyla aynı düzleme yerleştirildiğinden ENPY hesabında denklem 3.2 de z_e ile verilen eksen

düzeltilmesi uygulanmamıştır. Beş farklı debi değerinde elde edilen yük düşümü eğrileri Şekil 3.6’da verilmektedir.



Şekil 3.6 : Özgül hızı 12.5 olan pompanın deneysel yük düşümü eğrileri.

Pompanın optimum çalışma debisi $Q = 35.7 \text{ m}^3/\text{h}$ dir. Görüldüğü gibi tüm debilerde ENPY düşürüldükçe basma yüksekliği değerleri hafifçe artmıştır. Kritik bir ENPY değerine ulaşıldıktan sonra basma yüksekliklerinde keskin biçimde düşme olduğu görülmektedir. Bu keskin düşme optimum noktanın solundaki kısmi debilerde daha belirgin şekilde ortaya çıkmıştır.

Tam kavitasyonlu durum için $ENPY_{devrilme}$ değerleri $Q/Q_{opt} = 1.4$ için 2.03 m, $Q/Q_{opt} = 1.28$ için 1.76 m, $Q/Q_{opt} = 1$ için 1.17 m, $Q/Q_{opt} = 0.85$ için 1.01 m ve $Q/Q_{opt} = 0.57$ için 0.81 m olarak okunmuştur. Eğriler oldukça keskin düşen karakterde olduğundan bu değerler, $ENPY_3$ değerleriyle hemen hemen eşittir.

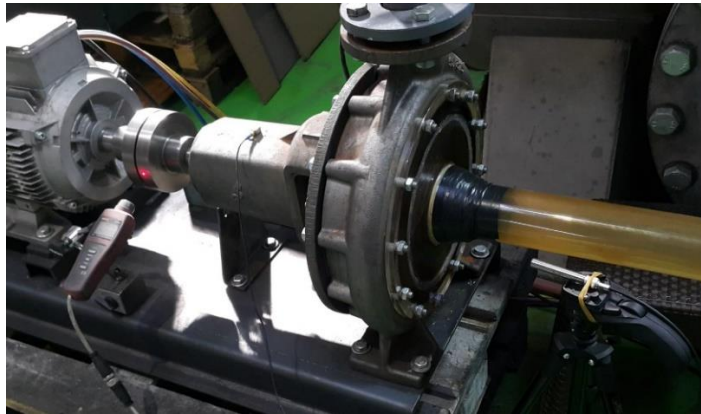
Kavitasyon zarfı büyüklüğü ile yük düşümü arasındaki ilişkinin incelenmesi amacıyla çark içerisindeki kavitasyonlu yapıların görselleştirilmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla çark kanatları stroboskopik ışık kaynağı kullanarak dönme frekansına eşit frekansta aydınlatılmıştır. Böylelikle çark kanatları hareketsiz halde görüntülenerek kavitasyonlu akış alanı incelenmiştir (Şekil 3.7). Yük düşümü eğrileri üzerindeki her noktada ölçümlere eş zamanlı olarak kamera kaydı yapılmış ve fotoğraflar çekilmiştir.

Kameranın örnekleme frekansı pompa dönme frekansında ayarlanmıştır. Elde edilen görseller ilerleyen kısımlarda sayısal sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilecektir.



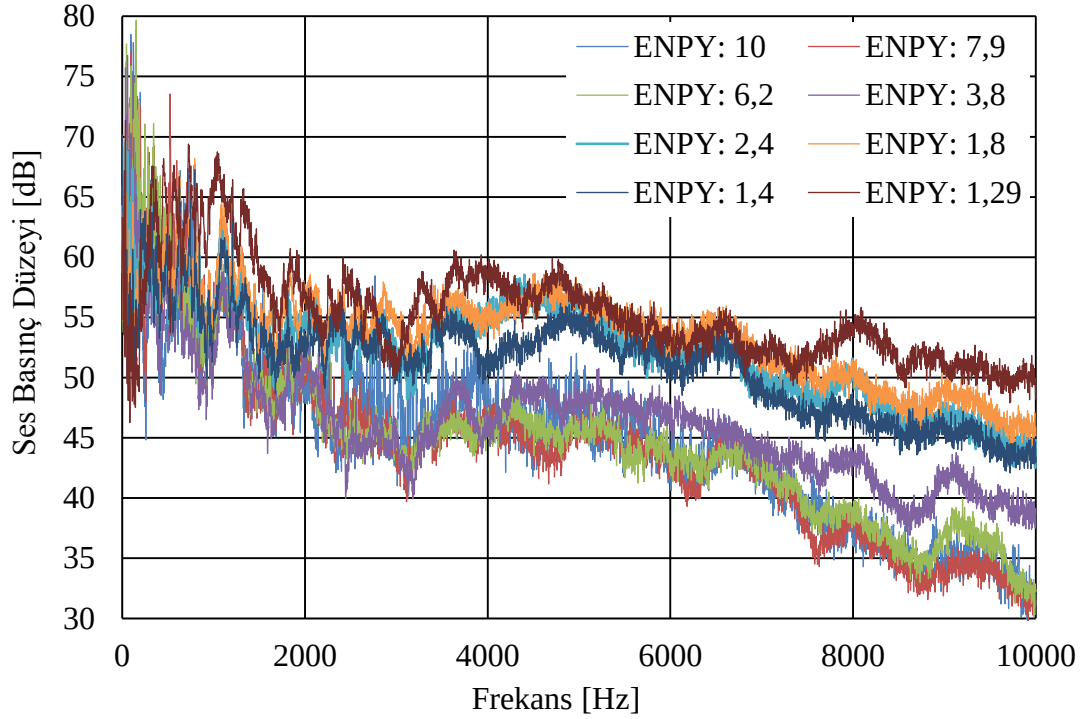
Şekil 3.7 : Çark kanatlarının stroboskopik ışık kaynağı kullanarak bağıl olarak hareketsiz şekilde görüntülenmesi.

Bunlara ilaveten özgül hızı 12.5 olan pompada kavitasyonlu / kavitasyonsuz gürültü ve titreşim ölçümleri yapılarak kavitasyonun gürültü ve titreşim ilişkileri incelenmiştir. Pompalar kavitasyona girdiğinde insan kulağının duyabildiği frekans aralığında, çok karakteristik bir gürültü ortaya çıkmaktadır. Gürültü ölçümlerinin pompalarda kavitasyonu teşhis etmek amacıyla kullanılabileceği düşünülerek pompadan 0.3 m uzağa yerleştirilen bir mikrofona yardımıyla 0-10 kHz frekans aralığında ses basıncı ölçümleri yapılmıştır. Aynı şekilde pompanın rulman yatağına 3 eksenli ölçüm yapabilen bir ivmeölçer yerleştirilerek 0-10 kHz frekans aralığında titreşim değerleri ölçülmüştür. Test düzeneği Şekil 3.8 de görülmektedir. Tüm değerler RMS olarak alınmıştır. Gürültü ve titreşim verileri Dewesoft veri toplama ve analiz yazılımıyla işlenmiştir.



Şekil 3.8 : Ses ve titreşim ölçüm düzeneği.

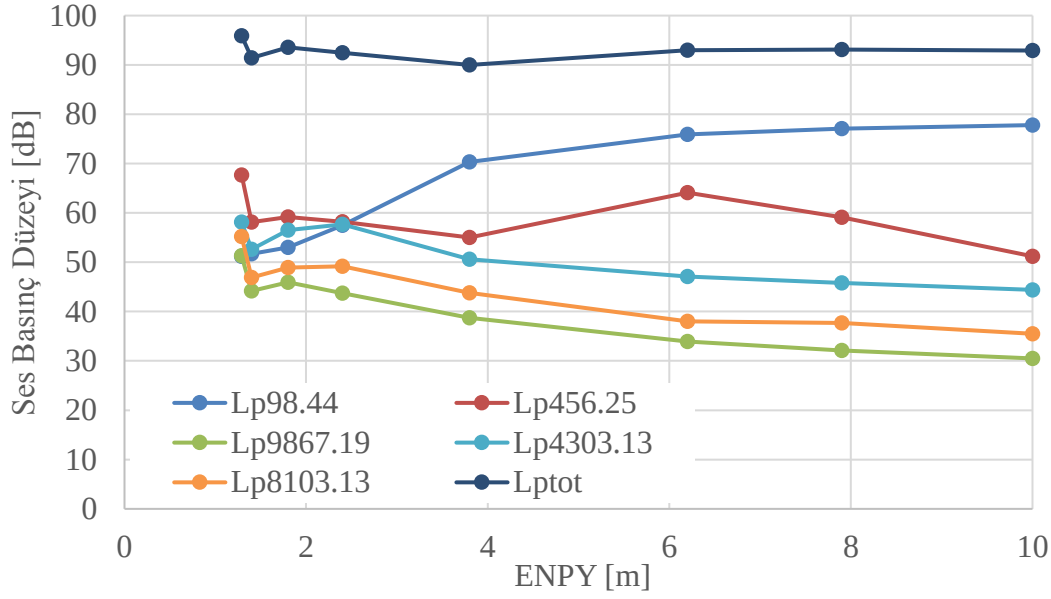
Beş farklı çalışma debisinde, yük düşümü eğrilerinin üzerindeki farklı noktalarda toplam 31 ölçüm yapılmıştır. Tez kapsamında sadece optimum noktadaki sonuçlar verilmiştir. Toplanan verilerin spektrum analizi FFT ile yapılmıştır. Şekil 3.9'da optimum çalışma noktasında farklı ENPY değerlerinde ortaya çıkan ses basınç düzeyleri görülmektedir.



Şekil 3.9 : Özgül hızı 12.5 olan pompanın optimum çalışma noktasında ses basıncı spektrumu ve ses basıncının ENPY ile değişimi.

Görüldüğü üzere ENPY değerleri düşüp kavitasyon şiddetlendikçe, ses basınç seviyeleri özellikle yüksek frekanslarda belirgin biçimde artmıştır. Düşük frekans bandındaki ses basınç düzeyleri genel olarak daha yüksektir. Kavitasyonun artışıyla beraber düşük frekans bandındaki ses basınçlarında azalma ortaya çıkmıştır. Kavitasyon sesinin geniş bant olduğu görülmüştür.

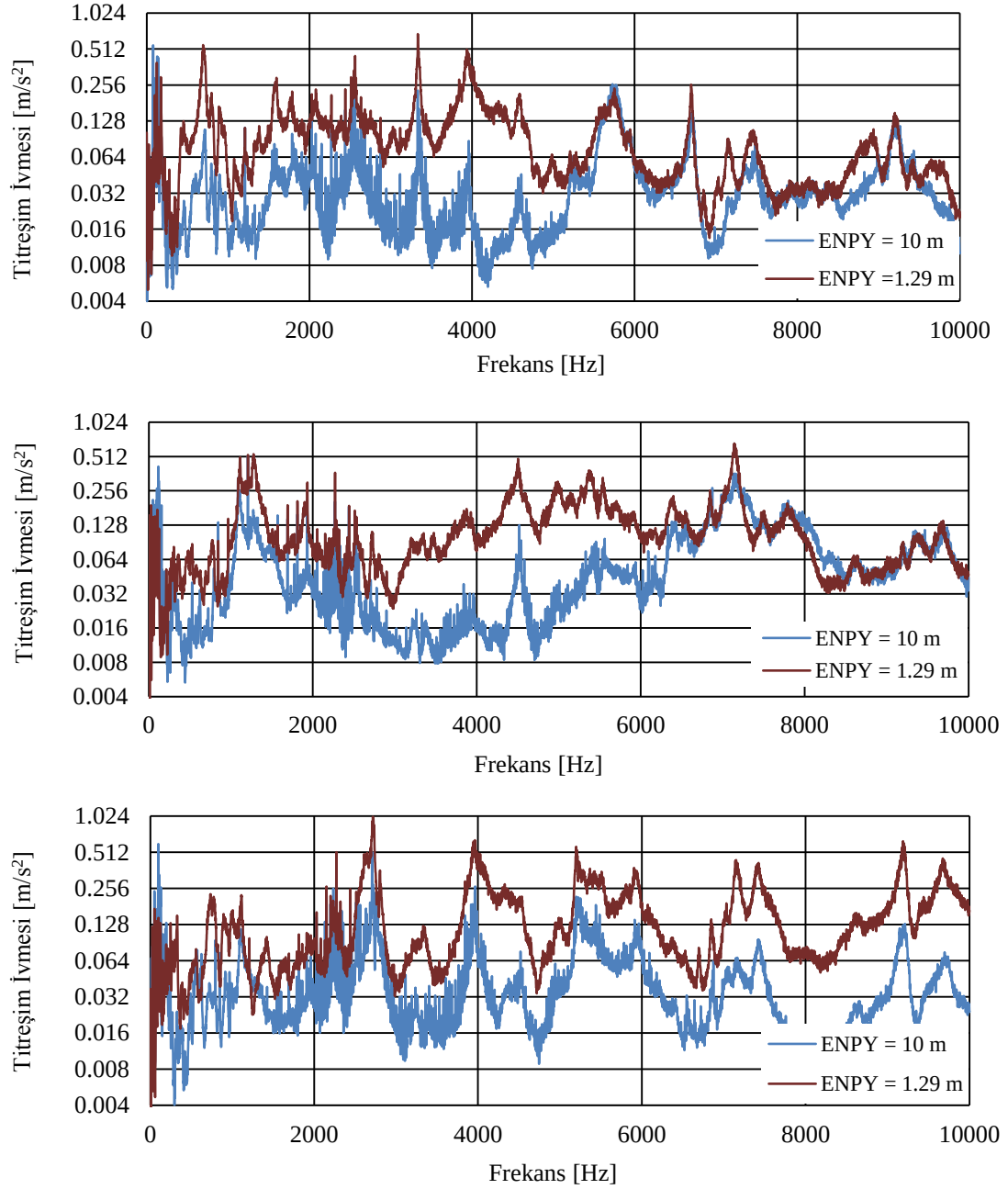
ENPY = 1.29 m durumundaki gelişmiş kavitasyonlu ve ENPY = 10 m durumundaki kavitasyonsuz çalışma rejimlerindeki veriler incelenmiş ve ses basınç düzeylerindeki farkın en büyük olduğu frekanslar tespit edilmiştir. Bu frekanslar özelinde ayrıca bir değerlendirme yapılmış ve sonuçlar Şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10 : Özgül hızı 12.5 olan pompanın optimum çalışma noktasında ölçülen ses basınçlarının ayrıık frekanslarda ENPY değerlerine bağlı değişimi.

Toplam ses basınç seviyesi (L_{ptot}) tam kavitasyonlu ve kavitasyonsuz durumlar arasında 3 dB kadar artmıştır. Bunun aksine düşük frekanslarda örneğin 98 Hz de, ses basıncı 26.6 dB azalmış, kavitasyon şiddetlendikçe gürültü düzeyi düşmüştür. 456 Hz frekansında ses basıncı artıp azalan bir karakterde olup, sadece tam gelişmiş kavitasyon durumunda belirgin bir artış göstermiştir. 4303 Hz de kavitasyon arttıkça ses basıncı da paralel olarak artmış, ENPY= 2.4 m civarında en büyük değerini almıştır. Ses basıncının lokal olarak maksimum yaptığı bu ENPY değerinde kavitasyon bulutunun yaklaşık olarak kanatlar arası boğaz kesitine ulaştığı söylenebilir. Bu noktadan sonra ses basıncı bir miktar düşmüş, sonrasında tam gelişmiş kavitasyon durumunda keskin biçimde tekrar yükselmiştir. Benzer yapı 8103 Hz ve 9867 Hz frekanslarında da ortaya çıkmıştır. 9867 Hz frekansında ses basınç düzeyindeki artışın 21 dB e kadar çıktığı görülmektedir.

Şekil 3.11’de ise pompa rulman yatağı üzerinden yatay eksen, mil eksen yönünde ve düşey eksende ölçülen titreşim ivmeleri görülmektedir. Daha anlaşılabilir olması bakımından, grafikte sadece kavitasyonsuz ve tam gelişmiş kavitasyon durumundaki değerler verilmiştir. Kavitasyon halinde titreşim düzeylerinin de ses basıncına benzer şekilde yüksek frekanslarda artış gösterdiği saptanmıştır. Yatay eksen ve mil eksen yönünde en büyük farklar 3000-5500 Hz aralığında ortaya çıkarken, düşey eksen 7000-10000 Hz aralığında meydana gelmiştir.



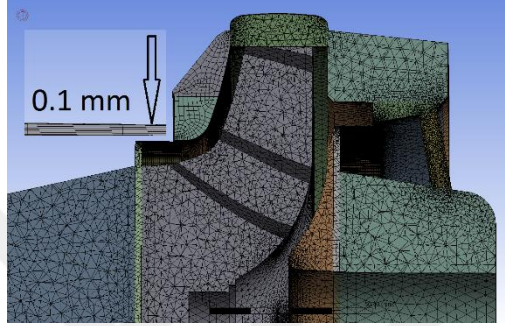
Şekil 3.11 : Özgül hızı 12.5 olan pompanın optimum çalışma noktasında kavitasyonsuz ve tam gelişmiş kaviteasyon durumlarında titreşim ivmeleri (0-10 kHz). Yukarıdan aşağıya sırayla yatay eksen, mil eksen ve düşey eksen.

3.3 Farklı Özgül Hızlarda Üç Adet Pompanın Kaviteasyon Performans Analizi

Performans ve ENPY₃ eğrileri deneysel olarak belirlenmiş olan 3 adet pompanın 3 boyutlu kaviteasyonlu akış analizleri yapılmıştır. Hesaplamalara özgül hızı 34.4 olan pompayla başlanmıştır. Bu pompaya uygulanan sayısal hesaplama prosedürü diğer pompalara da uygulanmıştır.

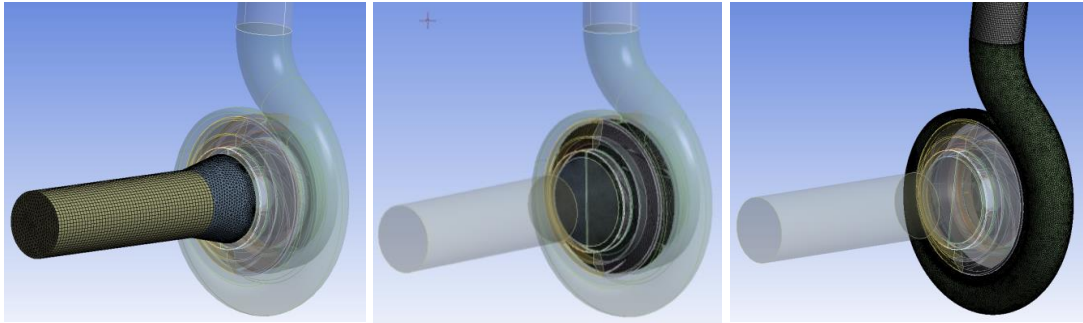
3.3.1 Özgöl hızı 34.4 olan pompanın kavitasyon performans analizi

Pompanın sayısal modeli emme haznesi, çark, salyangoz gövde, çark ve salyangoz duvarları arasındaki hacimler, ön ve arka aşınma halkasındaki boşluklar, dengeleme delikleri ve mekanik salmastra sulama deliğini içerecek şekilde oluşturulmuştur. Şekil 3.12'deki sayısal ağ kesitinde görüldüğü üzere, hesaplama hacmine akışa etki eden tüm bileşenler dahil edilmiştir. Kaçak akışlarının doğru hesaplanabilmesi için radyal boşluklarda en az 5 adet eleman kullanılmıştır.



Şekil 3.12 : Pompa sayısal ağının kesit görünümü ve ön aşınma halkası boşluğu detayı.

Hesaplama hacmi sayısal ağın oluşturulabilmesi için 39 parçaya ayrılmıştır. Pompa giriş ve çıkışında homojen sınır koşulları tanımlayabilmek amacıyla, bu bölgeler düz borular eklenerek uzatılmıştır. Sayısal ağ Şekil 3.13'te görüldüğü gibi düzensiz (unstructured) üçgen elemanlar kullanarak oluşturulmuştur.



Şekil 3.13 : Giriş elemanları, çark ve salyangoz gövdeyi içeren sayısal ağ.

Sayısal çözümler ilk etapta tek fazlı ve akışkan olarak saf su kullanılarak yapılmıştır. Çözümler zamandan bağımsızdır. Dönen ve sabit hacimlerdeki akış MRF (moving reference frame) yaklaşımı ile modellenmiştir. Girişte kütleli debi, çıkışta sabit statik basınç sınır koşulları uygulanmıştır. Türbülans, realizable k-ε modeli ve değişken tipte çeper fonksiyonları (scalable wall functions) ile modellenmiştir. Bu tipteki çeper fonksiyonları, sayısal ağın sıklığı konusundaki problemleri ortadan kaldırmaktadır.

Sayısal ağın y^+ değeri 11 in altına düşse bile, standart çeper fonksiyonları ile yapılan hataların önüne geçilmektedir. Örülen sayısal ağın y^+ değeri 11'den büyükse, bu tip çeper fonksiyonları standart çeper fonksiyonlarıyla eşdeğerdir. Standart çeper fonksiyonları duvara en yakın sayısal elemanın merkezinin logaritmik tabakanın içerisinde olmasını gerektirir. Bu koşul $30 < y^+ < 300$ aralığında sağlanabilir.

Sonraki aşamada çarkın tek bir pasajı etrafında gelişen akış modellenmiştir. Pasajın giriş ve çıkışı difüzyon olmayacak biçimde uzatılmıştır. Sayısal ağ Turbogrid V16 programı yardımıyla düzenli dikdörtgen elemanlarla oluşturulmuştur. Şekil 3.14'te kanat giriş kenarı etrafındaki sayısal ağ görülmektedir. Hedeflenen y^+ değerlerine ulaşabilmek için sayısal ağ çeperlere doğru sıklaştırılmıştır. Aşınma halkası boşluklarından, dengeleme deliklerinden ve salmastra sulama deliğinden kaçak akışları olduğundan, çarkın içerisinden geçen toplam debi pompa debisinden daha büyüktür. Bu kaçaklar Gülich [6] de verilen ampirik bağıntılar kullanarak hesaplanmış ve çarkın giriş debisine eklenmiştir. Hesaplanan kaçak debilerinden yola çıkılarak kaçak verimi $Q/Q_{opt} = 1.16$ de %97.1, $Q/Q_{opt} = 1.05$ de %96.6 ve $Q/Q_{opt} = 0.95$ de %96.08 olarak bulunmuştur. Tek fazlı çözümler periyodik sınır koşulları altında ve MRF yaklaşımı ile tekrarlanmıştır. Süreklilik, momentum ve türbülans denklemi kalıntılarının 10^{-5} in altına düşmesi yakınsama kriteri olarak kabul edilmiştir.

Sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması $Q/Q_{opt} = 1.05$ de, tek fazlı çözümler üzerinde yapılmıştır. Çizelge 3.3 ve 3.4'te sayısal ağa ilişkin bilgiler ve hesaplanan basma yüksekliği değerleri özetlenmiştir.

Çizelge 3.3 : Özgül hızı 34.4 olan pompanın pasaj hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma.

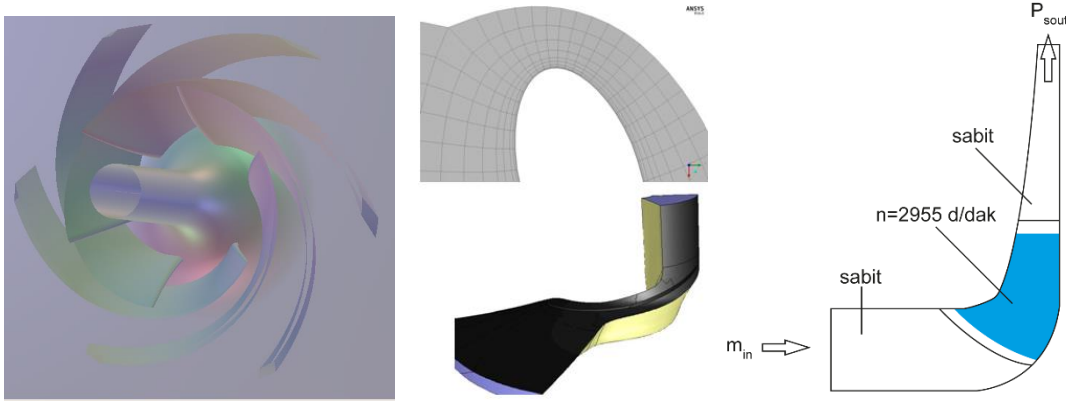
	Seyrek	Orta	Sık
Giriş eleman sayısı	31020	74340	168168
Pasaj eleman sayısı	107734	248730	689346
Çıkış eleman sayısı	93060	282000	670320
Kanatta min. ve maks. y^+	1.3-15	0.9-15	0.9-14
Kanatta ortalama y^+	12.8	12.2	10.8
H [m]	36.93	37.12	37.2

Çizelge 3.4 : Özgül hızı 34.4 olan pompanın tam model hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma.

	Seyrek	Orta	Sık
Emmede eleman sayısı	122712	237393	354781
Çarkta eleman sayısı	1638554	2410392	3851258
Salyangozda eleman sayısı	2070328	3486031	4215952
Kanatta min. ve maks. y^+	8.3-383	2.4-314	0.4-208
Kanatta ortalama y^+	285	130.6	102
H [m]	37.1	37.02	37.08

Pasaj hesaplarına bakıldığında sayısal ağın sıklığı artırıldıkça basma yüksekliğinin her adımda %0.5 ve %0.2 artmış olduğu görülmektedir. Sık sayısal ağda ilk elemanın çeperden uzaklığı yalnızca 3.7 μm olmasına karşın, y^+ değerinin alan ortalamasının orta sıklıkta ağa göre önemli ölçüde değişmediği görülmüştür. Bu nedenle orta sıklıkta bir sayısal ağın kullanımı uygun görülmüştür. Tam model hesaplarında basma yüksekliğinin ağ sıklığına bağlı değişiminin ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmüştür. Bu nedenle seyrek ağın kullanımı yeterli görülmüştür. Tam model hesaplarında y^+ değeri büyük olmasına rağmen, logaritmik tabaka kriteri sağlanmıştır.

Basma yükseklikleri $Q/Q_{\text{opt}} = 1.16, 1.05$ ve 0.95 olmak üzere üç farklı debide hesaplanmıştır. Pasajda sayısal hesaplama adımlarına genel bir bakış Şekil 3.14'te verilmiştir.

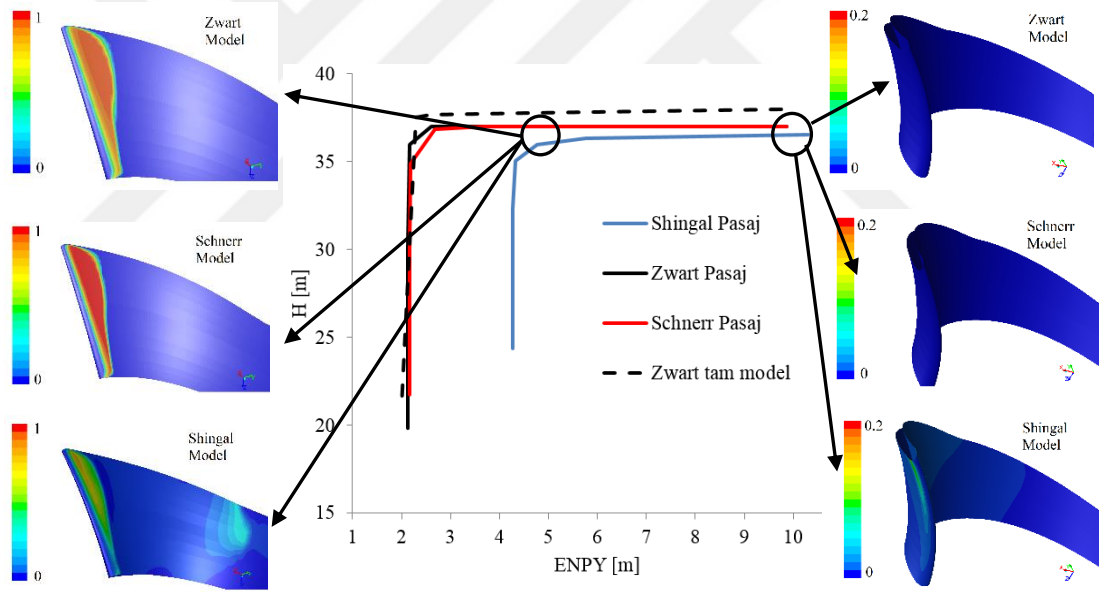


Şekil 3.14 : Özgül hızı 34.4 olan pompa pasajında sayısal hesaplama adımları.

$Q/Q_{\text{opt}} = 1.05$ için basma yüksekliği değeri hem tam model hem de pasaj hesaplarında 37.1 m olarak hesaplanmıştır. Salyangoz kayıpları, çark yan duvarlarındaki yüksek momentumlu akışkanın çıkış kesitine transferi nedeniyle tolere edilmiştir. Deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında basma yüksekliği yaklaşık %4 hata ile hesaplanmıştır.

Sonrasında $Q/Q_{\text{opt}} = 1.05$ için çift fazlı kavitasyon hesaplarına geçilmiştir. Su buharının 25 °C deki yoğunluk ve viskozite değerleri kullanılmıştır. Tam model ve pasaj

kavitasyon hesaplarını karşılaştırmak için Zwart modeli seçilmiştir. Buharlaşıma basıncı 3574 Pa alınmıştır. İlk kabarcık yarıçapı 1 μm kabul edilmiştir. Girişte debi sınır koşulu tanımlanmış ve buradaki hacimsel buhar oranı sıfır alınmıştır. Yani akışkan pompaya tamamen sıvı fazında girmektedir. Çıkışta ilk adımda basma yüksekliğinde düşüme neden olmayacak kadar yüksek bir statik basınç tanımlanmıştır. Sonrasında çıkış basıncı adım adım düşürülerek kavitasyon şiddeti artırılmıştır. Her adımda H ve ENPY hesaplanarak yük düşümü eğrileri elde edilmiştir. Bu adımlarda debi ve dönme devri sabit tutulmuştur. Kütle transferi denkleminin yakınsama kriteri, kalıntıların 10^{-4} mertebesine düşmesi olarak belirlenmiştir. Tam gelişmiş kavitasyon durumunda çözümün yakınsaması, kavitasyonsuz duruma göre yaklaşık 80 kat uzun sürmüştür. Hem pasaj hem de tam model durumunda keskin düşen karakterde yük düşümü eğrileri elde edilmiştir. Tam devrilme durumu yaklaşık 2 m de gerçekleşmiştir. Yük düşümü eğrileri Şekil 3.15'te verilmektedir.



Şekil 3.15 : Özgül hızı 34.4 olan pompanın $Q/Q_{\text{opt}} = 1.05$ deki yük düşümü eğrileri. ENPY = 4.7 ve 10 m de kanatlar üzerinde hacimsel buhar oranı konturları.

Tam model durumunda dengeleme deliklerinden emiş tarafına yüksek basınçlı akışkan transfer edildiğinden, girişteki kavitasyonun zayıflayacağı düşünülebilir. Buna bağlı olarak daha düşük ENPY_g değerlerinin hesaplanması beklenmiştir. Buna rağmen, pompayı tam olarak modellemenin yük düşümü eğrisi üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Buradan hareketle diğer tüm kavitasyon hesaplamalarında tek pasaj modellenmiştir. Pasaj kavitasyon hesapları $Q/Q_{\text{opt}} = 1.05$ 'te, Zwart ve Schnerr modelleriyle de yapılmıştır. Schnerr modelinde $N_b = 10^{13}$ değeri kullanılmıştır.

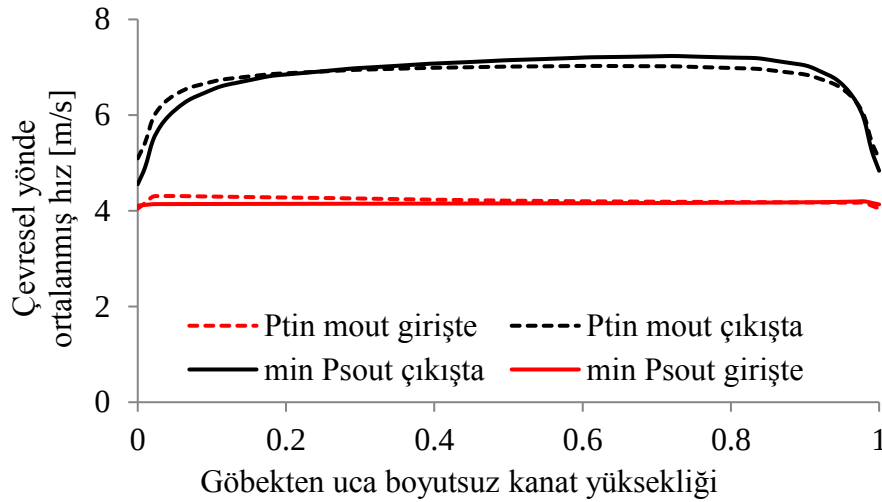
Singhal modelinde yoğuşmayan gazların kütleli oranı 2.3×10^{-5} (hacimsel %2) olarak alınmıştır. Bu oran deneylerin yapıldığı suyun özelliklerini yansıtacak biçimde belirlenmiştir. Henry yasasına göre, 25 °C deki ve 1 atm mutlak basınçtaki suyun içerisinde çözünmüş hava oranı 0.023 g/kg olarak hesaplanmıştır. Bu oran sayısal olarak tüm akış hacminde sabit kabul edilmiştir. Diğer tüm hesaplamalarda da $f_g = 2.3 \times 10^{-5}$ kullanılmıştır. Schnerr modeli ile hesaplanan yük düşümü eğrisi, Zwart model ile hesaplanan eğriyle benzer karakterdedir. Singhal modelindeyse daha yumuşak düşen bir eğri elde edilmiştir. Singhal modeliyle pompanın tam kaviteasyonlu durumdaki ENPY_{devrilme} değeri, diğer modellere göre oldukça büyük hesaplanmıştır. ENPY₃ değeri Singhal modeliyle deneysel sonuçlara göre (Şekil 3.18) -%3.5 hata ile hesaplanmıştır.

ENPY=10 m civarındaki yüksek giriş yüklerinde Zwart ve Schnerr modelleriyle buharlaşma hesaplanmamıştır. Singhal modelindeyse kanat girişinin emme ve basma taraflarında küçük miktarlarda buharlaşmaların ($\alpha_v = \text{maksimum } 0.2$) başladığı görülmektedir. Kaviteasyonlu bölge büyüklüğü belirli bir boyutun üzerine çıkmadan basma yüksekliğinde düşme olması beklenmez. Bu küçük kaviteasyonlu bölgelerin yük düşümüne neden olmadığı görülmektedir. ENPY değeri 4.7 m ye düşürüldüğünde, tüm modellerde kanat giriş kenarında önemli büyüklüklerde kaviteasyonlu yapılar hesaplanmıştır. Optimum debideki hücum açısı yaklaşık sıfır derece olduğundan hem emme hem de basma yüzeylerinde buharlaşmaya rastlanmıştır. Tüm modellerde hesaplanan kaviteasyon yapıları benzerdir. Bağlı hızlar kanat girişi uç kısmında iç ipçiğe göre daha büyük olduğundan, bu bölgedeki kaviteasyonlu yapılar da daha büyük hesaplanmıştır. Oldukça belirgin kaviteasyon hesaplanmış olmasına karşın, Singhal modelinin aksine Zwart ve Schnerr modellerinde yük düşümü olmamıştır. Bunun nedeni Singhal modelinde akış yönünde boğaz kesitine doğru uzanan kaviteasyonlu yapıların hesaplanmış olması, diğer modellerde bu yapıların görülmemesidir. Singhal modeli ile hacimsel buhar oranı maksimum 0.77 hesaplanmıştır ve diğer modellere göre daha düşüktür. Buna rağmen yük düşümünün başlamış olması, kaviteasyonun boğaz kesitine ulaşması koşulunun oldukça belirleyici olduğunu göstermektedir.

Optimum nokta civarında deneylere en yakın sonuçlar Singhal modeli ile elde edilmiştir. Bu nedenle, tasarım noktası dışındaki hesaplamalar sadece Singhal modeli ile yapılmıştır.

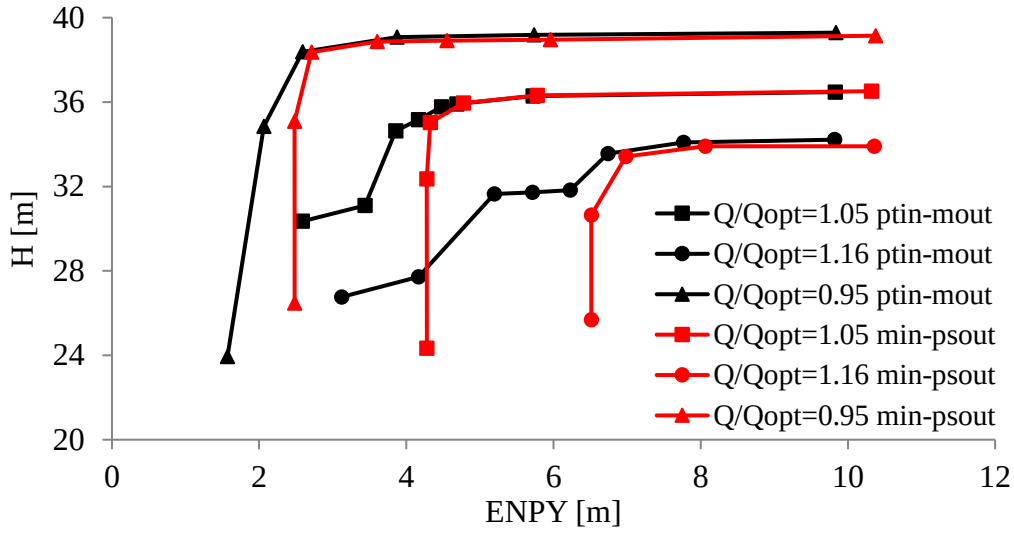
Giriş çıkış sınır koşullarının etkilerinin incelenmesi:

Giriş sınır koşulu kütleli debiden toplam basınç girişine, çıkış sınır koşulu statik basınçtan kütleli debi çıkışına değiştirilmiştir. Çift fazlı hesaplamalarda kütleli debi sınır koşulu olarak kullanıldığında her fazın debisi ayrı ayrı girilmelidir. Bu bilgi girişte buharlaşma olmadığı bilindiğinden, sadece girişte mevcuttur. İki farklı sınır koşulunda girişte ve çıkışta ortaya çıkan hız dağılımları Şekil 3.16’da görülmektedir. Grafikte $Q/Q_{opt} = 1.05$ ’te, Singhal modeliyle %3 yük düşümünün gerçekleştiği nokta göz önüne alınmıştır. Girişte iki durumda da kanat yüksekliği boyunca düzgün “uniform” hız profilleri elde edilmiştir. Hesaplama hacmi çıkışta sabit statik basınç sınır koşulunun etkilerini yok etmek için yeteri kadar uzatıldığından, çıkış hız profillerinde oldukça küçük değişimler ortaya çıkmıştır.



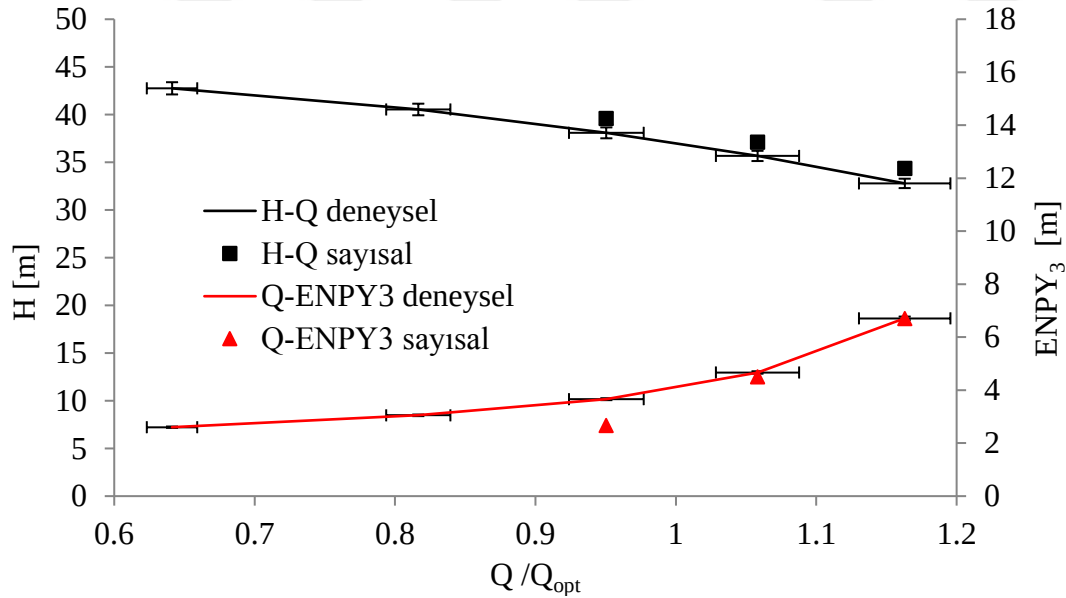
Şekil 3.16 : İki farklı sınır koşulu seti için giriş ve çıkışta hız dağılımları.

Singhal modeli ile toplam basınç girişi – kütleli debi çıkışı sınır koşulları kullanıldığında gerçekçi olmayan yük düşümü eğrileri elde edilmiştir. Eğriler Şekil 3.17’de görülmektedir. Üç farklı debi değerinde yapılan kavitasyon hesaplarının hepsinde benzer şekilde tedrici düşen, kararsız eğriler elde edilmiştir. Bu nedenle Singhal modeli ile toplam basınç girişi – kütleli debi çıkışı sınır koşulu setinin kullanılmasının uygun olmadığı değerlendirilmiştir. Diğer tüm hesaplamalarda kütleli debi girişi –statik basınç çıkışı sınır koşulları kullanılmıştır. Zwart ve Schnerr modellerinde ise sınır koşullarının değiştirilmesinin yük düşümü eğrileri üzerinde bir etkisi olmamıştır.



Şekil 3.17 : Üç farklı debide Singhal modeli ile elde edilen yük düşümü eğrileri ve sınır koşullarının etkisi.

Q-ENPY₃ eğrileri yük düşümü eğrileri üzerinden okunarak oluşturulmuştur. Singhal modeli ile elde edilen Q-ENPY₃ eğrileri deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak Şekil 3.18 de verilmektedir. ENPY₃ değerleri $Q/Q_{opt} = 1.05$ ve 1.16 'da deneylerle uyumlu olarak hesaplanmış, $Q/Q_{opt} = 0.95$ 'te deneysel değerden %27 düşük hesaplanmıştır. $Q/Q_{opt} = 0.95$ için ENPY₃ değerindeki mutlak hesap hatası 0.99 m dir.



Şekil 3.18 : Özgül hızı 34.4 olan pompada sayısal ve deneysel Q-H ve Q-ENPY₃ eğrileri.

3.3.2 Özgül hızı 22.4 olan pompanın kavitasyon performans analizi

Özgül hızı 34.4 olan pompada uygulanan prosedür diğer pompalarda da tekrar edilmiştir. Pompanın tamamını modellemenin sayısal olarak hesaplanan ENPY

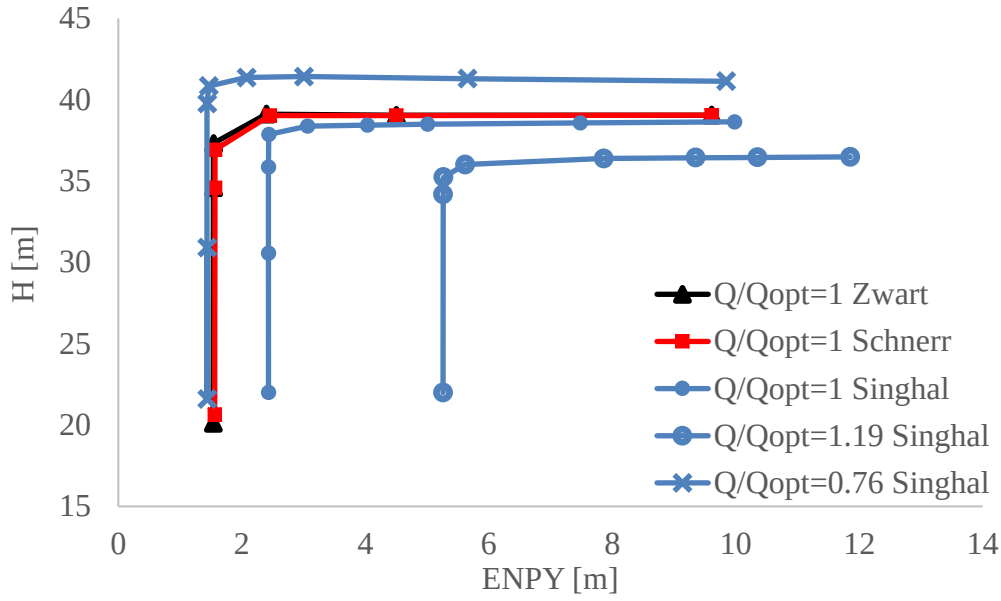
değerlerine etkisinin az olmasından dolayı, hesaplama hacimleri tek pasajla sınırlı tutulmuştur. Bu kapsamda ilk önce pompanın optimum debisinde tek fazlı sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Sayısal ağa ilişkin bilgiler ve sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışmasının sonuçları çizelge 3.5'te görülmektedir.

Çizelge 3.5 : Özgül hızı 22.4 olan pompanın pasaj hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma.

	Seyrek	Orta	Sık
Giriş eleman sayısı	19890	51600	79650
Pasaj eleman sayısı	102408	210872	423252
Çıkış eleman sayısı	95880	208120	334800
Kanatta min. ve maks. y^+	1.6-34	1.07-19	1.2-14
Kanatta ortalama y^+	16.2	11.9	11.7
İlk elemanın çeperden uzaklığı [μm]	70	40	28
H [m]	39.61	39.04	39.22

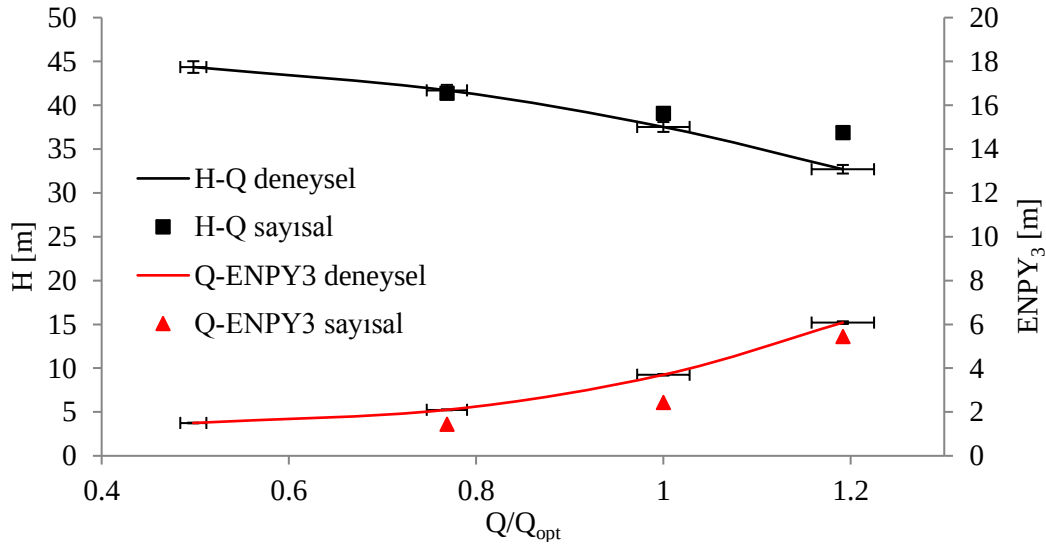
Sayısal ağda düzenli dörtgen elemanlar kullanılmıştır. Sayısal ağ seyrekten orta sıklığa artırıldığında basma yüksekliği %1.4 azalmıştır. Ortadan, sık ağa artırıldığında ise %0.5 artış görülmüştür. Sık ağda ilk elemanın çeperden uzaklığı 28 μm ye kadar düşürülmüştür. Buna rağmen kanat üzerindeki ortalama y^+ değeri orta sıklıktaki ağa göre çok az düşmüştür. Bu bağlamda orta sıklıkta bir sayısal ağın kullanımı uygun bulunmuştur.

Kavitasyon hesapları optimum debide üç farklı kavitasyon modeli ile yapılmış ve Şekil 3.19'da verilen yük düşümü eğrileri elde edilmiştir. Zwart ve Schnerr modelleri ile elde edilen yük düşümü eğrileri oldukça benzerdir. Singhal modeli ile kavitasyonun genel olarak daha şiddetli hesaplandığı görülmektedir. Pompanın tam kavitasyonlu durumdaki $ENPY_{\text{devrilme}}$ değeri ve %3 düşümünün gerçekleştiği durumdaki $ENPY_3$ değerleri daha yüksek hesaplanmıştır. Tüm modellerde keskin düşen yapıda eğriler hesaplanmıştır. Optimum nokta için deneysel olarak elde edilen $ENPY_3$ değerlerine en yakın değerlerin Singhal modeli ile elde edildiği görülmüştür. Bu nedenle $Q/Q_{\text{opt}} = 0.76$ ve 1.19 debilerindeki kavitasyon hesapları yalnızca Singhal modeli ile yapılmıştır. Debi arttıkça tam kavitasyonlu çalışma rejiminin de daha büyük $ENPY$ değerlerinde ortaya çıktığı görülmektedir. $Q-ENPY_3$ eğrileri yük düşümü eğrileri üzerinden basma yüksekliğinde %3 düşme olan noktalar okunarak oluşturulmuştur.



Şekil 3.19 : Özgül hızı 22.4 olan pompanın yük düşümü eğrileri.

Sayısal ve deneysel olarak elde edilen Q-H ve Q-ENPY₃ eğrileri karşılaştırmalı olarak Şekil 3.20’de verilmektedir. ENPY₃ değerleri deneysel ölçümlere kıyasla $Q/Q_{opt} = 0.76, 1, 1.19$ için sırasıyla - %31, - %34 ve - %10 hatayla hesaplanmıştır.



Şekil 3.20 : Özgül hızı 22.4 olan pompada sayısal ve deneysel Q-H ve Q-ENPY₃ eğrileri.

Deney düzeneğindeki suyun 25 °C de ve 1 atm basınçta 0.023 g/kg kütle oranında (hacimsel %2) hava içerdiği Henry kanununa göre hesaplanmış ve Singhal modeli ile yapılan sayısal analizlerde de bu oran kullanılmıştır. Sıvının içerisindeki yoğuşmayan gaz oranının kavitasyon karakteristikleri üzerine etkisi incelenmek istenmiş ve pompanın optimum çalışma noktasında hava oranı % 8 ve % 0 olan akışkan ile sayısal çözümler yapılmıştır. Elde edilen yük düşümü eğrileri Ek C’de verilmiştir.

Kavitasyonun çözülmüş hava miktarı arttıkça hızlandığı, sıfıra düşünce yavaşladığı görülmüştür. ENPY₃ değeri %2 hava içeren akışkanla deneysel sonuçlardan düşük hesaplanırken, %8 e çıktığında 1.5 m kadar büyük hesaplanmıştır.

Zwart ve Schnerr modelleriyle deneylere kıyasla düşük ENPY₃ değerlerinin hesaplanmasının model değişkenlerine bağlı olabileceği düşünülmüştür. Bu modellerde fazlar arası kütle geçişi kabarcık yarıçapının fonksiyonudur. Bu amaçla başlangıçtaki kabarcık yarıçapının (R_B) yük düşümü eğrilerine etkisi incelenmiştir. Kabarcık çapı Zwart modelinde doğrudan parametre olarak girilirken, Schnerr modelinde N_b 'nin fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle parametrik çalışma Zwart kavitasyon modeli ile yapılmıştır. R_B için fiziksel olarak kabul edilebilir mertebeler uygulamada 1 μ m civarındadır. Bu değer 1000 kat artırılıp azaltılarak Ek C' de görülen yük düşümü eğrileri elde edilmiştir. Kabarcık yarıçapı küçültüldüğünde kavitasyon daha yüksek ENPY değerlerinde kavitasyon başlamış ve deneysel sonuçlara yaklaşılmıştır. Bununla beraber yarıçapı 0.001 μ m olan kabarcıklara gerçek mühendislik uygulamalarında rastlanmaz. Bu bakımdan kabarcık çapı değişiminin kavitasyon karakteristikleri bakımından istenilen düzeyde değişime yol açmadığı değerlendirilmiştir.

3.3.3 Özgül hızı 10.4 olan pompanın kavitasyon performans analizi

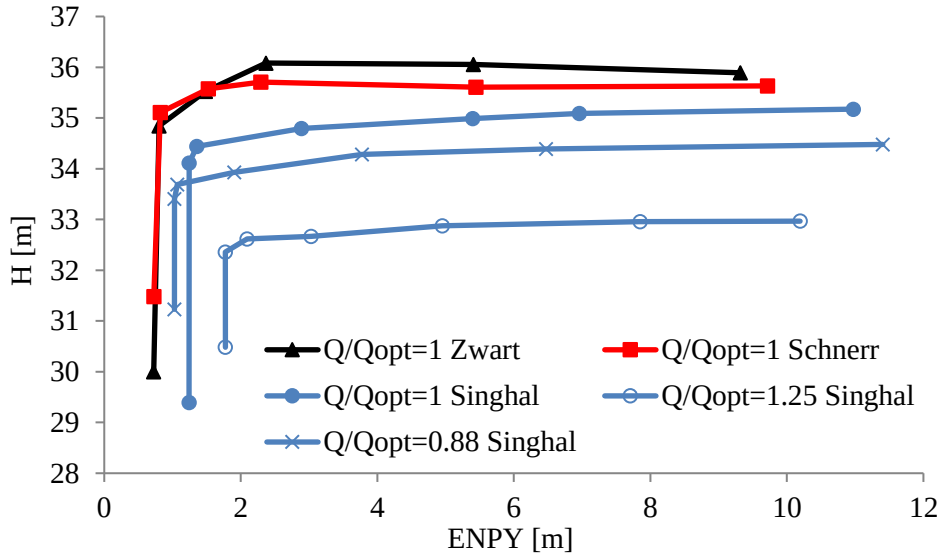
Benzer şekilde ilk önce pompanın optimum debisinde tek fazlı sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Sayısal ağa ilişkin bilgiler ve sayısal ağdan bağımsızlaştırma sonuçları çizelge 3.6'da görülmektedir.

Çizelge 3.6 : Özgül hızı 10.4 olan pompanın pasaj hesaplarında sayısal ağdan bağımsızlaştırma.

	Seyrek	Orta	Sık
Giriş eleman sayısı	24480	37800	55500
Pasaj eleman sayısı	117984	238950	449735
Çıkış eleman sayısı	71280	115200	177600
Kanatta min. ve maks. y^+	1.6-42	1.4-25.3	1.3-14
Kanatta ortalama y^+	15.4	11.6	11.3
İlk elemanın çeperden uzaklığı [μ m]	92	42	23
H [m]	35.18	35.1	35.1

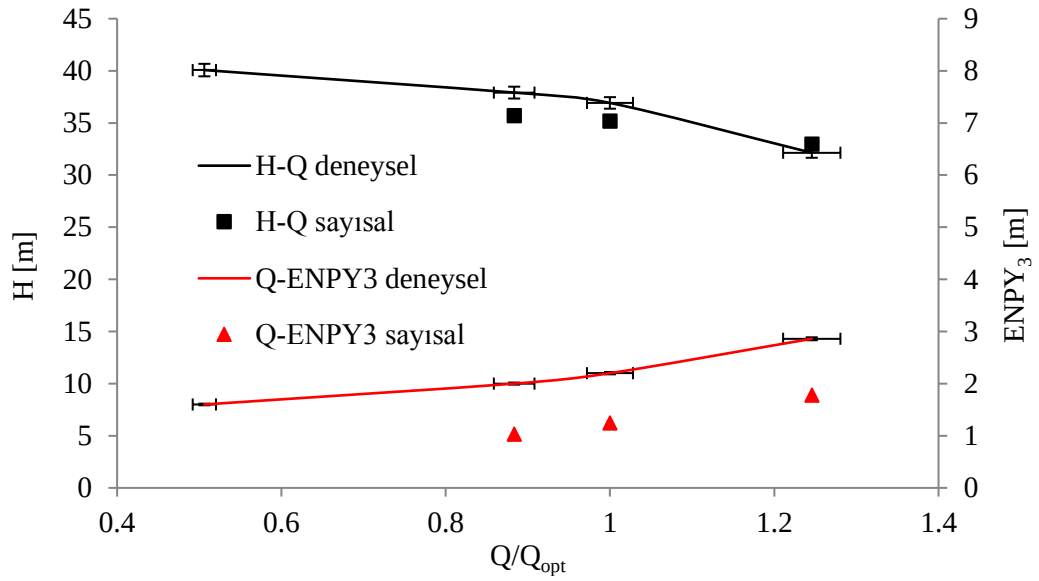
Sayısal ağ sıklığı seyrekten ortaya çıkarıldığında basma yüksekliğinde %0.2 azalma meydana gelmiş, ortadan sık ağa çıkarıldığında basma yüksekliğinde değişim olmamıştır. Bu nedenle seyrek ağın kullanımının yeterli olduğu değerlendirilmiştir.

Yük düşümü eğrileri diğer pompalarla aynı yöntemler kullanarak hesaplanmış olup, sonuçlar Şekil 3.21’de verilmiştir. Zwart ve Schnerr modelleri ile birbirine yakın $ENPY_3$ ve $ENPY_{devrilme}$ değerleri hesaplanmıştır. Özgül hızı 34.4 ve 22.4 olan pompalarda olduğu gibi optimum debide en büyük $ENPY_3$ değeri Singhal modeli ile hesaplanmıştır. Optimum debide deneysel sonuçlara en yakın değerler bu modelle elde edildiğinden, tasarım dışı noktalardaki kavitasyon hesapları da Singhal modeli ile yapılmıştır. Tüm çalışma noktalarında keskin düşen yapıda eğriler elde edilmiştir.



Şekil 3.21 : Özgül hızı 10.4 olan pompanın yük düşümü eğrileri.

Q- $ENPY_3$ eğrileri yük düşümü eğrileri üzerinden %3 yük düşümü noktaları okunarak oluşturulmuştur. Sayısal ve deneysel olarak elde edilen Q-H ve Q- $ENPY_3$ eğrileri karşılaştırmalı olarak Şekil 3.22’de verilmektedir. $ENPY_3$ değerleri tüm debilerde deneysel ölçümlere kıyasla daha düşük hesaplanmıştır. En büyük hesaplama hatası $Q/Q_{opt} = 0.88$ ’de ortaya çıkmıştır. $ENPY_3$ değeri deneysel değerden 1.08 m düşük hesaplanmıştır.



Şekil 3.22 : Özgül hızı 10.4 olan pompada sayısal ve deneysel Q-H ve Q-ENPY₃ eğrileri.

3.4 En İyi Sonuç Veren Kaviteasyon Modelinin Belirlenmesi ve İyileştirilmesi

Üç adet homojen kaviteasyon modelinin başarısı özgül hızları farklı olan üç pompa üzerinde değerlendirilmiştir. Pompaların kaviteasyon performansları optimum ve tasarım dışı debilerde hesaplanmış, deneysel ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Seçilen özgül hız aralığında Singhal modeli ile yapılan hesaplamaların diğer modellere göre deneysel sonuçlara daha yakın netice verdiği görülmüştür.

Pompa tesisatlarının projelendirilmesi esnasında ENPY değeri için belirli marjlar göz önüne alınmaktadır. Bu değer uygulamaya bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Singhal modeliyle ENPY₃ hesaplarında yapılan hataların uygulama marjı içinde kaldığını söylemek mümkündür. Diğer yandan bu modelde bazı durumlarda yakınsama problemleri ortaya çıkmaktadır. Çözüm esnasında hacimsel buhar oranı belirli bir düzeyi aştığında giriş-çıkış basınçları ve debide salınımlar gözlenmiştir. Bu nedenle sayısal çözümlerde buharlaşma için 10^{-2} mertebesinde çok küçük “under-relaxation” değerleri kullanılmıştır. Kütle transferi denkleminin kalıntıları pek çok durumda 10^{-4} mertebesinde aşağıya düşmemiştir. Zwart ve Schnerr modellerinin daha kararlı olduğu ve kolay yakınsadığı görülmüştür.

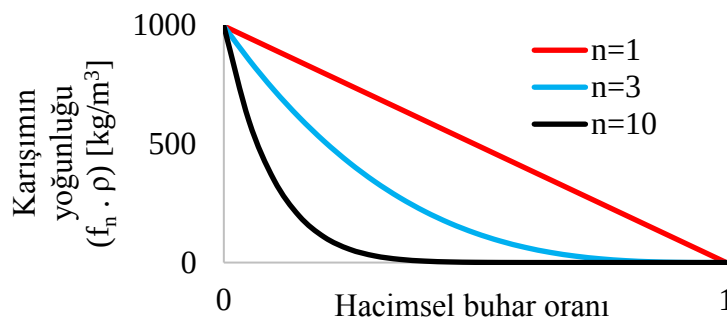
Singhal modeli ile hesaplanan ENPY₃ değerleri tüm pompalarda deneysel değerlerin altında kalmıştır. Bunun muhtemel sebepleri şunlardır;

- Sayısal çözümler MRF yaklaşımı ile yapılmış, zamana bağlı bütün etkiler göz ardı edilmiştir. Bazı durumlarda debi-basma yüksekliği eğrisinin bile doğru şekilde hesaplanması için zamana bağlı çözümlerin yapılması gerekir. Buna karşın zamana bağlı kavitasyon hesapları uzun çözüm süreleri nedeniyle pratik değildir ve günümüz için endüstride uygulanabilirliği güçtür.
- Türbülans modelinin çok fazlı akışlar için herhangi bir düzeltme yapılmadan kullanılması.

Çark girişinde akışkanın özellikle emme kenarı etrafında hızlanmasıyla lokal basınç düşümleri oluşmakta ve ters basınç gradyeni altında akış ayrılmaları meydana gelebilmektedir. Düşük momentumlu akışkan akış ayrılması olan bu bölgelerde toplanmaktadır. Statik basınç lokal olarak akışkanın buharlaşma basıncının altına düştüğünde de kavitasyon başlamaktadır. Akış ayrılmalarını ve momentum transferini doğru modelleyebilmek maksadıyla bu çalışmada “realizable” k-ε türbülans modeli “scalable” çeper fonksiyonları ile kullanılmıştır. Diğer türbülans modellerinde olduğu gibi bu model de tek fazlı akışlar göz önünde bulundurularak geliştirilmiştir. Türbülansın kavitasyonu artıracığı öngörüsü ile çift fazlı akışlarda türbülans viskozitesini düşüren bazı yaklaşımlar mevcuttur. Coutier-Delgosha [81] yerel sıkıştırılabilirlik etkilerini göz önünde bulundurarak karışımın türbülans viskozitesini sıvı-buhar ara yüzlerinde düşüren bir düzeltme önermiştir. Buna göre momentum denklemindeki karışımın türbülans viskozitesi (μ_t) buhar hacimsel oranına bağlı olarak denklem 3.3.de verilen biçimde modifiye edilmektedir.

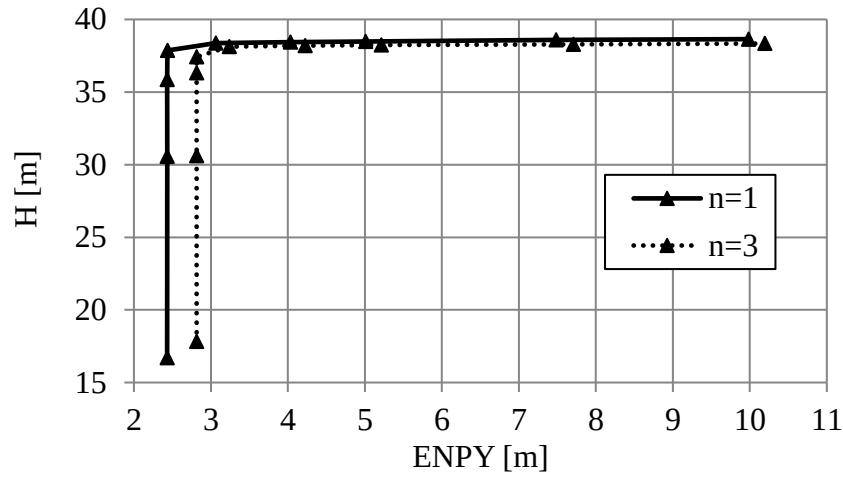
$$\mu_{t\text{mod}} = \mu_t f_n, \quad f_n = \frac{\rho_v + (1 - \alpha_v)^n (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v + (1 - \alpha_v)(\rho_l - \rho_v)} \quad (3.3)$$

Karışım yoğunluğundaki değişim, denklem 3.3’teki üstel n katsayısı ve hacimsel buhar oranına bağlı olarak Şekil 3.23’te görülmektedir.



Şekil 3.23 : Karışım yoğunluğunun hacimsel buhar oranına bağlı değişimi.

Tran' ın çalışmasında [82] hidrofoillerde gelişen kavitasyon türbülans modeline $n=3$ katsayısı ile düzeltme uygulanarak çözülmüştür. Hesaplamalar iki farklı kavitasyon modeli ile yapılmıştır. İki modelde de türbülans düzeltmesi ile kanat emme tarafındaki kavitasyon büyümüş ve deney sonuçlarına yaklaşılmıştır. Buradan hareketle özgül hızı 22.4 olan pompanın optimum çalışma noktasında $n=3$ katsayısı kullanarak türbülans viskozitesi düzeltmesi yapılmış, Singhal kavitasyon modeli ile yük düşümü eğrileri hesaplanmıştır. Fluent V16 içerisine yazılan UDF scripti Ek D'de verilmiştir. Yük düşümü eğrileri Şekil 3.24'te görülmektedir.

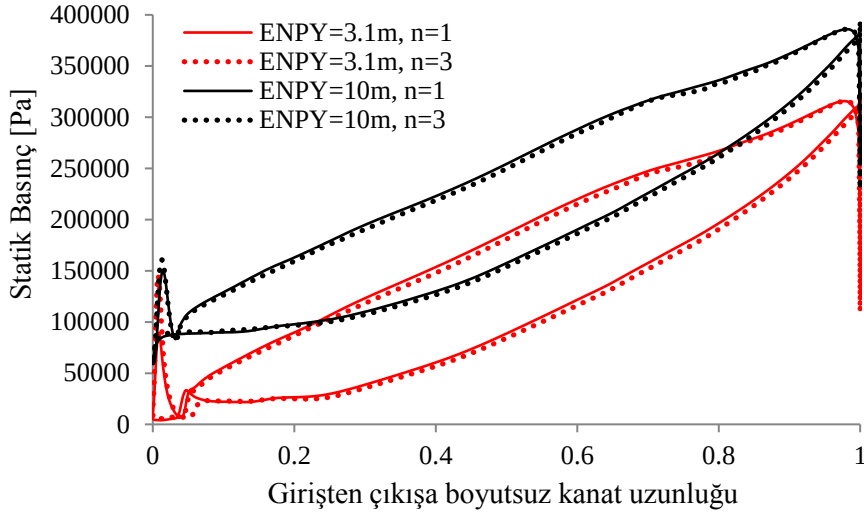


Şekil 3.24 : Özgül hızı 22.4 olan pompanın optimum debisinde türbülans viskozitesi düzeltmesinin yük düşümü eğrileri üzerindeki etkisi.

Beklenildiği gibi μ_t değişimi ile pompa daha büyük ENPY değerlerinde kavitasyona girmiştir. Pompanın $ENPY_{devrilme}$ değeri 0.4 m kadar artmıştır. Çok keskin düşen bir yük düşümü eğrisi ortaya çıkmıştır. $ENPY_3$ ve $ENPY_{devrilme}$ değerleri eşitlenmiştir. Türbülans düzeltmesi yapılarak deneysel ölçümlere daha çok yaklaşılmıştır.

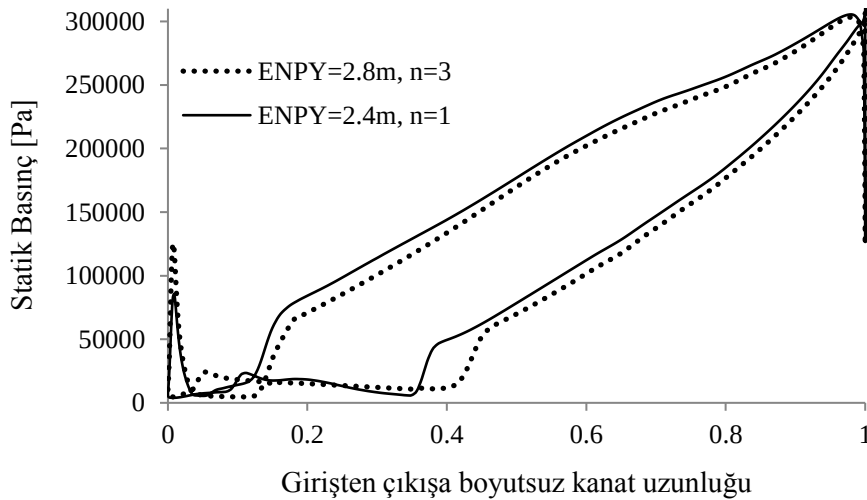
Şekil 3.25'te türbülans viskozitesi düzeltmesinin $ENPY= 3.1$ ve 10 m durumları için kanat ucundaki (0.95 kanat yüksekliğinde) basınç dağılımına etkisi verilmiştir. $ENPY=10$ m de kavitasyon henüz başlamadığından yük dağılımları arasında belirgin bir farklılık oluşmamıştır. $ENPY=3.1$ m ye düşürüldüğünde, kanat girişi emme yüzeyinde kavitasyonun başladığı, bu bölgede buharlaşma basıncına eşit yatay bir plato oluştuğu görülmektedir. Bu plato kavitasyonlu bölgenin sınırlarını belirlemektedir. Türbülans düzeltmesi uygulandığında bu kavitasyon zarfı uzunluğunun arttığı görülmektedir. Kavitasyonlu bölgenin büyüklüğündeki artış sınırlı olduğundan, yük düşümü üzerindeki etkisi az olmuştur. Orijinal durumda emme yüzeyindeki kavitasyonlu alanın bitiminden hemen sonra lokal basınçlar ani biçimde

yükselmiştir. Türbülans düzeltmesi yapılan durumda bu eğrinin eğimi düşmüş, kavitasyonlu alanın bitiminde yavaş daha yumuşak artan bir basınç değişimi hesaplanmıştır.



Şekil 3.25 : ENPY= 3.1 ve 10 m de türbülans düzeltmesinin kanat üzerindeki basınç dağılımına etkisi.

Yük düşümü eğrisi üzerinde bir adım daha sola gidildiğinde orijinal durumda ENPY = 2.4 m de ve türbülans düzeltmesi yapılan durumda ENPY = 2.8 m de %3 yük düşümü gerçekleşmiştir. Türbülans viskozitesi düzeltmesinin %3 yük düşümü durumunda kanat ucundaki (0.95 kanat yüksekliğinde) basınç dağılımına etkisi Şekil 3.26 da verilmektedir. Görüldüğü gibi hem emme hem basma yüzeylerinde kavitasyonlu bölgelerin boyutları büyümüştür. Kavitasyonlu bölgelerin sonunda iki durum için paralel basınç artışları olduğu görülmüştür.



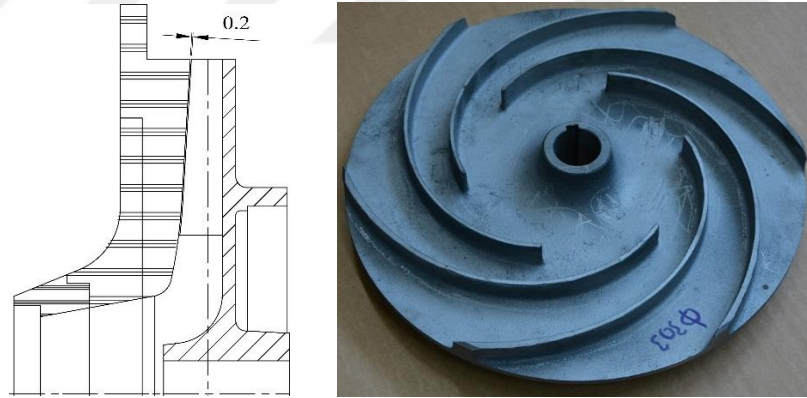
Şekil 3.26 : %3 yük düşümü durumunda türbülans düzeltmesinin kanat üzerindeki basınç dağılımına etkisi.

Türbülans viskozitesi değişimi yapılarak deneysel sonuçlara yaklaşıldığı görüldüğünden, çalışma kapsamındaki diğer tüm kavitasyon hesaplarında türbülans viskozitesi $n=3$ katsayısı kullanarak düzeltecektir.

3.5 Özgül Hızı 12.5 Olan Pompanın Kavitasyon Performans Analizi

3.5.1 Akış görüntülemeye olanak sağlayan pompanın tasarımı ve imalatı

Çalışma kapsamında bu bölüme değin denenen tüm pompalar kapalı çarklı pompalardı. Bu tip pompalarda akış görüntüleyebilmek için çark ön yanağının ve salyangoz gövdenin şeffaf malzemeden imal edilmiş olması gerekmektedir. Şeffaf pleksiglas malzeme çark kanatlarına yapıştırılarak sabitlenebilir fakat yüksek basınç altında yapıştırma yüzeylerinin ayrılma riski vardır. Bu sebeple yeni bir yarı açık çark tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu çarkın ön ve arka yanak geometrisi özgül hızı 10.4 olan pompayla aynıdır. Kanat giriş kenarı radyal doğrultuda yeterince yüksek tasarlanarak, emiş tarafından kamera ile görüntüleme yapmaya olanak sağlanmıştır. Tasarlanan yarı açık çark Şekil 3.27’de görüleceği üzere tek eğrilikli, tam radyal akışlı bir çarktır.



Şekil 3.27 : Yarı açık çarklı pompanın meridyenel kesiti ve çarktan görünüşü.

Bu çark, özgül hızı 10.4 olan pompa gövdesine monte edilmiştir. Pik döküm malzemeden imal edilmiş olan pompa salyangoz gövdesinin ön duvarı talaşlı işlemeyle kaldırılmıştır. Kaldırılan kısmın yerine cıvatalar ile sabitlenmek üzere pleksiglas malzemeden bir kapak imal edilmiştir. Piyasadan yeterli kalınlıkta yekpare malzeme temin edilemediğinden pleksiglas kapağın imalatı üç parça halinde yapılmıştır. Pleksiglas parçalar talaşlı işlenmiş, polisajı yapıldıktan sonra birbirlerine yapıştırılmıştır. Kapak gövdeye cıvatalar vasıtasıyla bağlanmıştır. Çarkın ön yüzüyle kapak arasında Şekil 3.27’de görüleceği üzere 0.2 mm eksenel boşluk bırakılmıştır.

Montaj işlemi bittikten sonra pompa 5 bar hidrostatik basınca tabi tutulmuş, görsel muayene sonucu herhangi bir sızıntı olmadığı tespit edilmiştir.



Şekil 3.28 : Pleksiglas gövde kapağı ve ön duvarı işlenerek çıkarılmış gövde.

3.5.2 İyileştirilen model ile kavitasyon hesapları

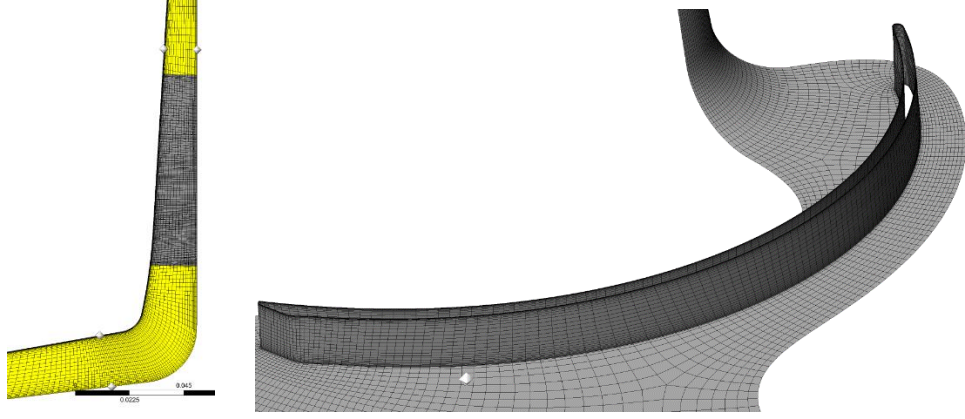
Çarkın çizimi ön yanaktaki 0.2 mm aksel boşluk göz önünde bulundurularak Ansys Bladegen V16 ortamında oluşturulmuştur. Sayısal analizler bir pasaj etrafında gelişen akışın periyodik sınır koşulları altında çözümüyle yapılmıştır. Bu pompada aksel yükün dengelenmesi için açılan dengeleme delikleri olmadığından arka taraftan kaçak akışı yoktur. Çarkın ön yanağındaki boşluktaysa yalnızca kanadın basma tarafından emme tarafına doğru bir ikincil akış geliştiği, pompa girişine doğru bir kaçak olmadığı görülmüştür. Bu sebeple çarktan geçen debi, pompa çıkış debisine eşit alınmıştır.

Sayısal ağ Turbogrid V16 yazılımı ile oluşturulmuştur. Düzenli dörtgen elemanlar kullanılmıştır. En uygun sayısal ağın belirlenmesi amacıyla tek fazlı akış analizleri ile sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması yapılmıştır. Sayısal ağa ilişkin bilgiler Çizelge 3.7’de verilmiştir.

Çizelge 3.7 : Özgül hızı 12.5 olan pompada sayısal ağdan bağımsızlaştırma.

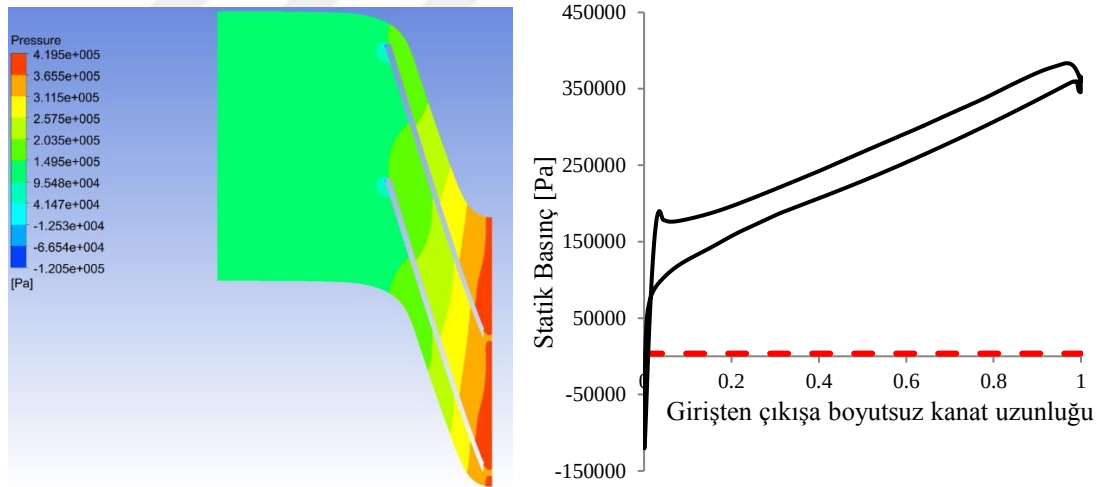
Pasaj eleman sayısı	20000	67500	200000	400000	600000
Kanatta ortalama y^+	688.5	68.1	20.8	11.9	11.3
İlk elemanın çeperden uzaklığı [μm]	1943	560	150	70	49
H [m]	41.2	40.65	41.22	41.33	41.45

En uygun sayısal ağın belirlenmesi için y^+ , ilk eleman uzaklığı ve basma yüksekliğindeki değişim göz önünde bulundurulmuştur. Sayısal ağ sıklığı 2×10^4 ’ten 6×10^5 ’e kadar artırılmıştır. Basma yüksekliğinin en küçük ve en büyük değerleri arasındaki farkın yalnızca %2 mertebesinde olduğu görülmüştür. Bu durum da göz önünde bulundurularak Şekil 3.29’da görülen 2×10^5 elemana sahip sayısal ağ seçilmiştir.



Şekil 3.29 : Özgöl hızı 12.5 olan pompa hesaplarında kullanılan sayısal ağıın meridyenel ve 3 boyutlu görünümü.

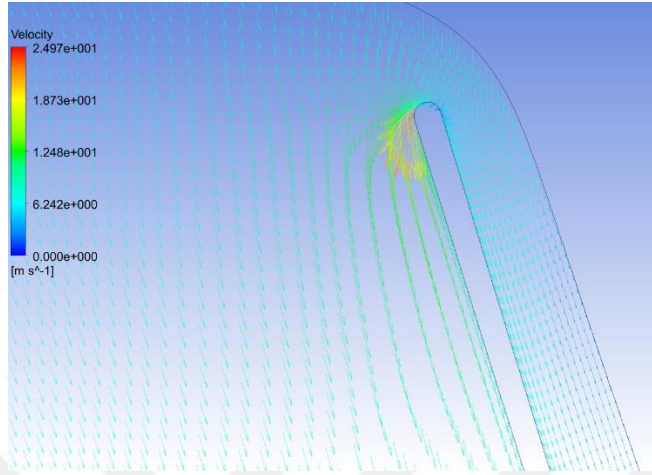
Çarkın giriş ve çıkışı homojen sınır koşulları uygulayabilmek için yeteri kadar uzatılmıştır. Çarka 1485 d/dak. dönme hızı tanımlanmış, diğer hacimler sabit tutulmuştur. Girişte kütleli debi, çıkışta statik basınç sınır koşulları tanımlanmıştır. MRF yaklaşımı kullanarak beş farklı çalışma noktasında tek faz çözümler yapılmıştır. Optimum çalışma debisinde kanat üzerinde Şekil 3.30’da görülen basınç dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 3.30 : Tek fazlı hesaplamalar sonucu kanat etrafında oluşan basınç dağılımı (optimum debide, orta akım kesitinde, ENPY = 13.2 m durumunda).

Basınç dağılımı girişten çıkışa düzgün artan bir karakterdedir. Kaviteasyon performansı açısından, kanat girişinde özellikle emme yüzeyinde negatif basınç alanı oluşmuştur. Mutlak sıfırın altında bir basınç alanının ortaya çıkmış olması fiziksel değildir. Çift fazlı kaviteasyon çözümlerine geçildiğinde, buharlaşma basıncının altında kalan bu bölgelerde kaviteasyon oluşması ve statik basıncın minimum değerinin buharlaşma basıncı kadar olması beklenir. Buharlaşma basıncı 3574 Pa olarak alınmış ve Şekil 3.30’da basınç dağılımı grafiğinde kırmızı kesikli çizgi ile gösterilmiştir. Şekil 3.31’

den görüleceği üzere akışkan kanada pozitif hücum açısında gelmiştir. Durma noktası kanadın basma yüzeyinde hesaplanmıştır. Bağlı hız daha sonra emme kenarı etrafında 25 m/s değerine kadar arttığından, bu bölgede lokal olarak düşük basınç alanı oluşmuştur.

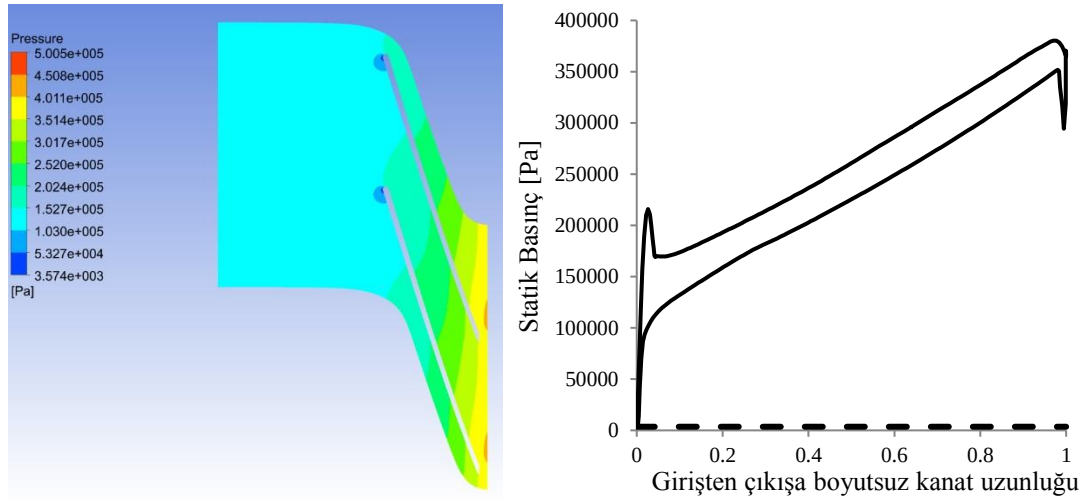


Şekil 3.31 : Kanat girişi orta akım kesitinde bağlı hız vektörleri.

Tek faz çözümlerin yapılması kavitasyon oluşması beklenen bölgeleri tahmin etmek bakımından oldukça faydalıdır.

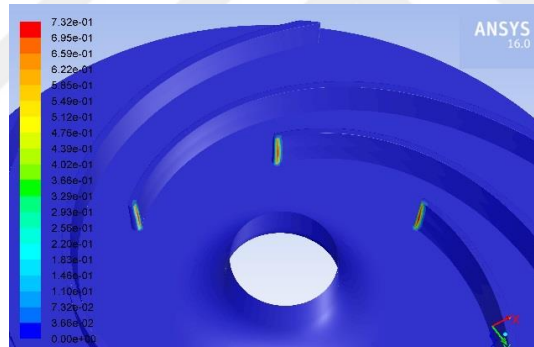
Kavitasyon hesapları Singhal modeliyle türbülans viskozitesi düzeltilmesi uygulanarak beş farklı çalışma noktasında ($Q/Q_{opt} = 1.4, 1.28, 1, 0.85, 0.57$) yapılmıştır. Akışkan girişte tamamen sıvı fazında alınmıştır. Akışkanın içindeki yoğuşmayan gazların hacimsel oranının %2 olduğu kabul edilmiştir. Tek faz çözümlerde elde edilen akış alanı çift fazlı çözümler için ilk değer olarak kullanılmıştır. Çıkıştaki statik basınç kademeli olarak düşürülüp, girişteki kavitasyon artırılarak yük düşümü eğrileri elde edilmiştir. Kavitasyon miktarı arttıkça yakınsamayı sağlamak için daha düşük “under-relaxation” faktörleri kullanılmıştır. Kütle transferi denklemi kalıntılarının 10^{-4} ün altına düşmesi yakınsama kriteri olarak belirlenmiştir.

Optimum debide ENPY=13.2 m durumunda kanat etrafında oluşan basınç dağılımı Şekil 3.32’de verilmektedir.



Şekil 3.32 : Çift fazlı hesaplamalar sonucu kanat etrafında oluşan basınç dağılımı (optimum debide, orta akım kesitinde, ENPY =13.2 m durumunda).

Görüldüğü gibi statik basınç kanat giriş kenarında lokal olarak buharlaşma basıncına kadar düşmüştür. Tek faz çözümlerde gözükken negatif basınçlar ortadan kalkmıştır. Buna karşın hesaplanan lokal kavitasyon zarfının uzunluğu Şekil 3.33’te görüldüğü üzere 2 mm’yi geçmemektedir.



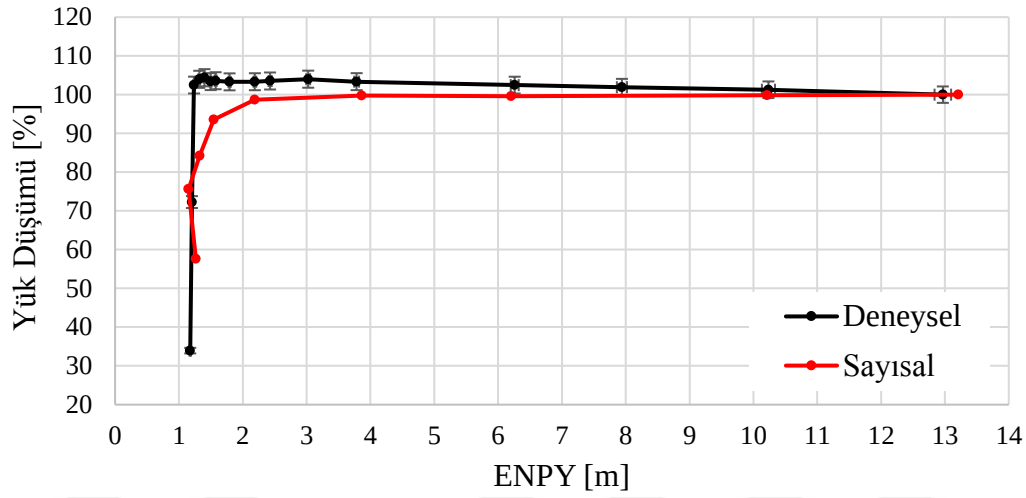
Şekil 3.33 : Optimum debide ve ENPY=13.2 m durumunda kanat girişinde hacimsel buharı oranı.

3.5.3 Sayısal modelin yük düşümü eğrileri bakımından doğrulanması

Sayısal olarak elde edilen yük düşümü eğrileri beş farklı debide deneysel eğrilerle karşılaştırılmıştır. Yük düşümleri en büyük ENPY değerindeki basma yüksekliğinin yüzdesi cinsinden verilmiştir.

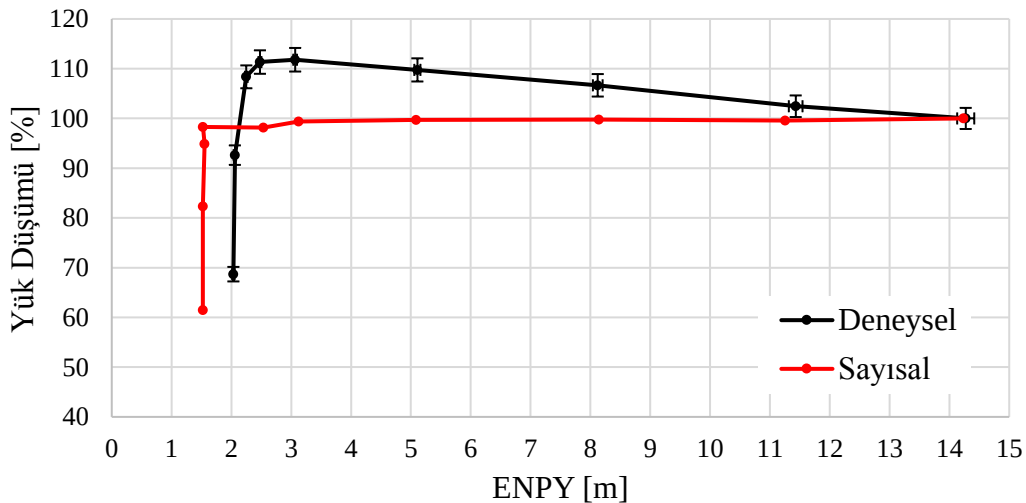
Şekil 3.34’te optimum debideki sonuçlar görülmektedir. Deney eğrisi keskin düşen bir karakterdeyken sayısal eğri daha tedrici düşen bir karakterde hesaplanmıştır. Deneysel olarak ENPY’ nin azalmasıyla belirli bir noktaya kadar basma yüksekliğinde artış kaydedilmiştir. Bu durum sayısal hesaplamalarda yakalanamamıştır. Buna karşın pompanın tam kavitasyona girdiği ENPY_{devrilme} değeri oldukça başarılı şekilde

hesaplanmıştır. İki eğriden $ENPY_3$ değerleri okunduğunda, sayısal sonucun deneye göre 0.74 m daha yüksek hesaplandığı gözükmemektedir.



Şekil 3.34 : $Q/Q_{opt} = 1$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.

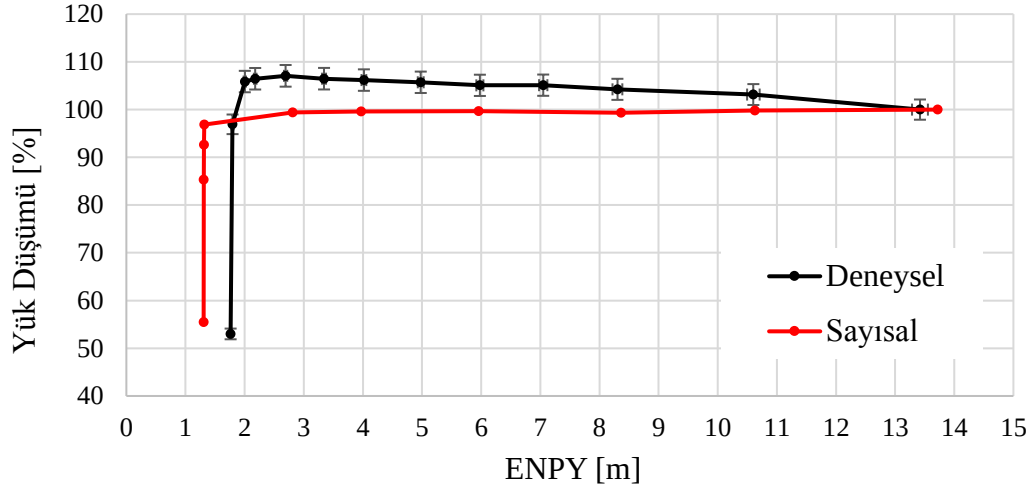
Şekil 3.35'te $Q/Q_{opt} = 1.4$ için deneysel ve sayısal yük düşümü eğrileri verilmiştir. Bu değer hesaplamaların yapıldığı en büyük debi değeridir. $ENPY=3$ m' de basma yüksekliğinde deneysel olarak %12 kadar artış kaydedilmiştir. Deneysel eğri optimum debide ortaya çıkanın aksine daha tedrici düşen bir karakterdedir. ENPY değeri deneye kıyasla tam kavitasyon durumunda 0.51 m, %3 yük düşümü durumunda 0.57 m daha düşük hesaplanmıştır.



Şekil 3.35 : $Q/Q_{opt} = 1.4$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.

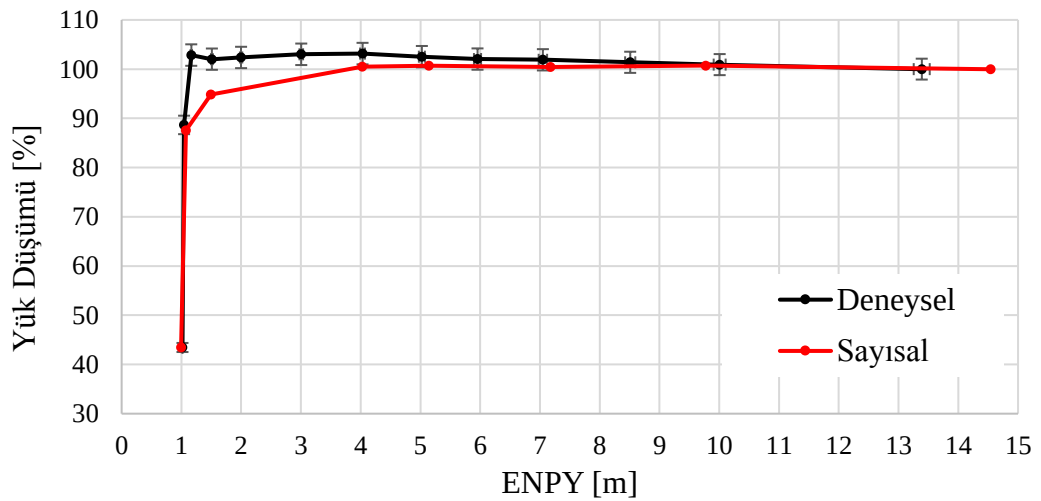
Şekil 3.36'da $Q/Q_{opt} = 1.28$ için deneysel ve sayısal yük düşümü eğrileri karşılaştırılmıştır. Sayısal eğri deneysel eğriye benzer biçimde keskin düşen karakterde hesaplanmıştır. Zayıf kavitasyonun olduğu noktalarda basma yüksekliğinin

deneysel olarak artış gösterdiği görülmüştür. Bu artış sayısal hesaplamalarla yakalanamamıştır. Buna karşın $ENPY_{devrilme}$ değeri 0.45 m, $ENPY_3$ değeri 0.48 m hata ile hesaplanabilmiştir.



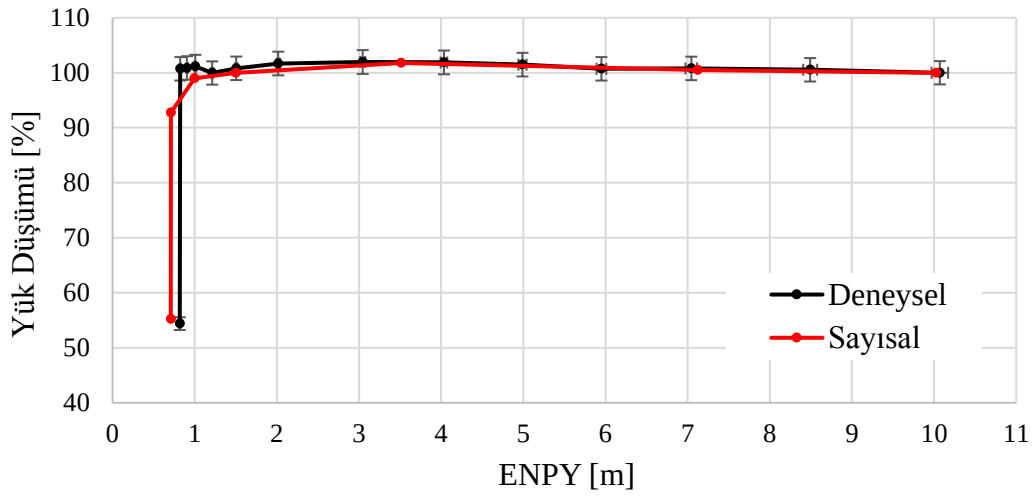
Şekil 3.36 : $Q/Q_{opt} = 1.28$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.

Şekil 3.37'de $Q/Q_{opt} = 0.85$ için deneysel ve sayısal yük düşümü eğrileri verilmiştir. Bu debi pompanın tercih edilen çalışma bölgesinin içerisinde yer alan bir noktadır. Görüldüğü üzere deneysel eğri daha keskin düşerken sayısal eğri kademeli olarak azalan karakterde hesaplanmıştır. $ENPY_{devrilme}$ değeri deneyeyle yaklaşık aynı elde edilmiştir. Deneysel eğri çok dik düştüğünden tam devrilmenin olduğu ve %3 yük düşümünün gerçekleştiği ENPY değeri arasındaki fark çok küçüktür. $ENPY_3$ değerini veren nokta tam alınamamıştır. $ENPY_3$ değeri lineer interpolasyonla deneysel olarak 1.1 m, sayısal olarak 2.4 m bulunmuştur. Aradaki farkın büyük olmasının nedeni bu debideki $ENPY_3$ çözünürlüğünün iyi olmaması olabilir.



Şekil 3.37 : $Q/Q_{opt} = 0.85$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.

Şekil 3.38’de $Q/Q_{opt} = 0.57$ için deneysel ve sayısal yük düşümü eğrileri verilmiştir. Bu debi pompanın izin verilen çalışma bölgesinin dışında kalan bir noktadır. Buna rağmen, sayısal hesaplarda girişte geri dönmelerin henüz başlamadığı görülmüştür. Diğerlerinin aksine bu debide zayıf kavitasyon halinde basma yüksekliği artmamıştır. Sayısal hesaplamalarda çark çıkış basınçlarında büyük genlikli salınım ortaya çıktığından, sonuçlar ortalama değerler üzerinden verilmiştir. Deneysel eğri çok dik düşmektedir. $ENPY_{devrilme} = ENPY_3 = 0.81$ m olarak ölçülmüştür. $ENPY_{devrilme}$ deneysel değerden 0.1 m düşük, $ENPY_3$ ise 0.1 m büyük hesaplanmıştır.



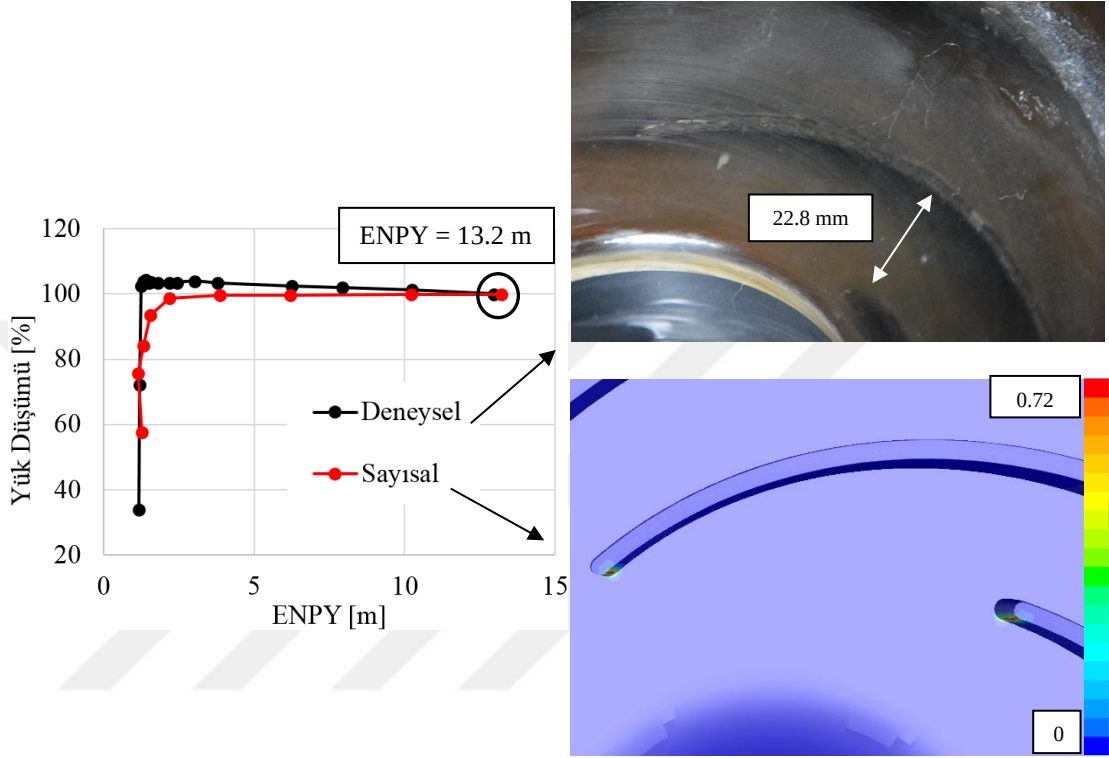
Şekil 3.38 : $Q/Q_{opt} = 0.57$ için sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.

Deneyler neticesinde büyük debilerde yumuşak düşen yük düşümü eğrileri elde edilirken, debi küçüldükçe eğri yapısının keskinleştiği görülmüştür. $ENPY_{devrilme}$ değerleri, sayısal olarak $ENPY_3$ değerlerine göre daha başarılı biçimde hesaplanmıştır. Seçilen çalışma aralığında sayısal hesaplamalarla elde edilen yük düşümü eğrilerinin deneylerle uyumlu olduğu görülmüştür. Dolayısıyla sayısal modelin global büyüklükler bakımından doğrulandığı söylenebilir.

3.5.4 Sayısal modelin detaylı kavitasyon yapıları bakımından doğrulanması

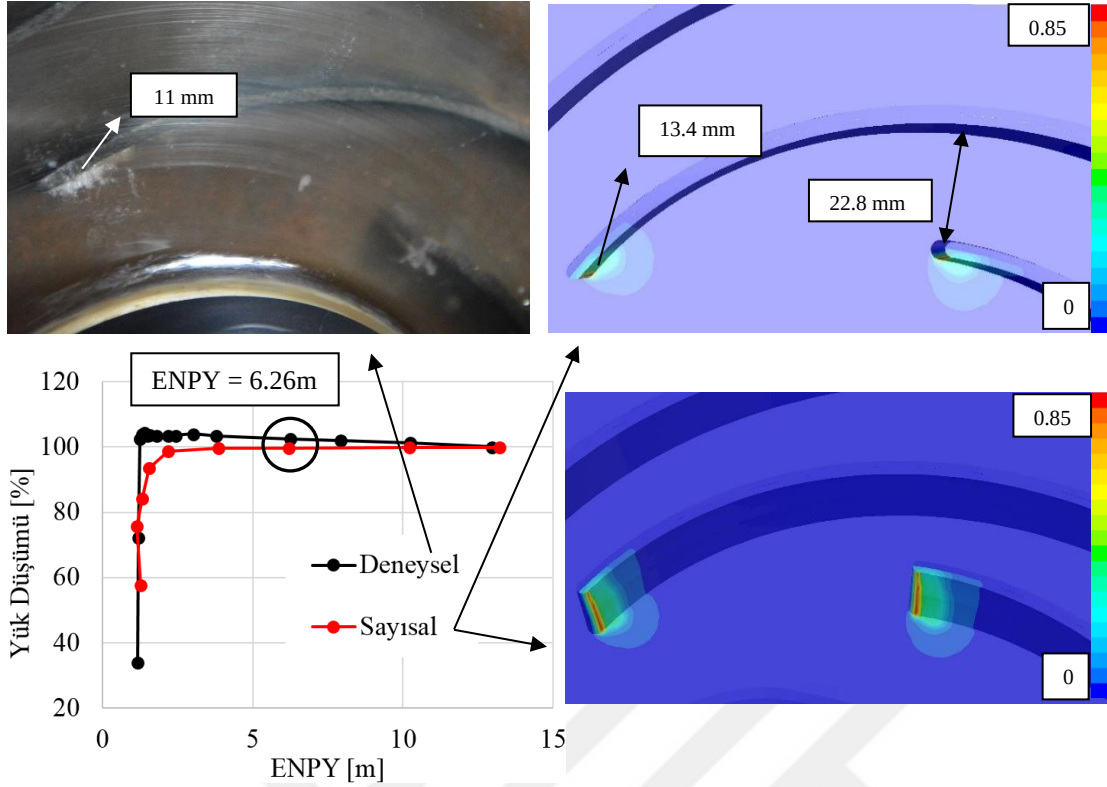
Bu bölümde global büyüklükler bakımından doğrulanan sayısal modelin nitelik olarak da sınanması, kabarcık zarfı boyutları ile yük düşümü arasındaki ilişkinin ortaya konması amaçlanmıştır. Yük düşümü eğrileri üzerindeki her noktada ölçümlere eş zamanlı olarak kamera kaydı alınmış ve fotoğraflar çekilmiştir. Sayısal olarak hesaplanan kavitasyonlu bölgeler, hacimsel buhar oranı konturları verilerek deneysel kayıtlarla karşılaştırılmıştır.

Şekil 3.39’da optimum debide en yüksek ENPY değerinde kanat etrafındaki kavitasyon karşılaştırmalı olarak gözükmemektedir. Deneysel olarak kanat etrafında kavitasyon gözlenmemiş, sayısal olarak kanat girişinde küçük bir bölgede kavitasyon hesaplanmıştır. Oluşan kavitasyon cebinin uzunluğu 1 mm’den küçüktür. Hacimsel buhar oranı maksimum 0.72 olarak hesaplanmıştır.



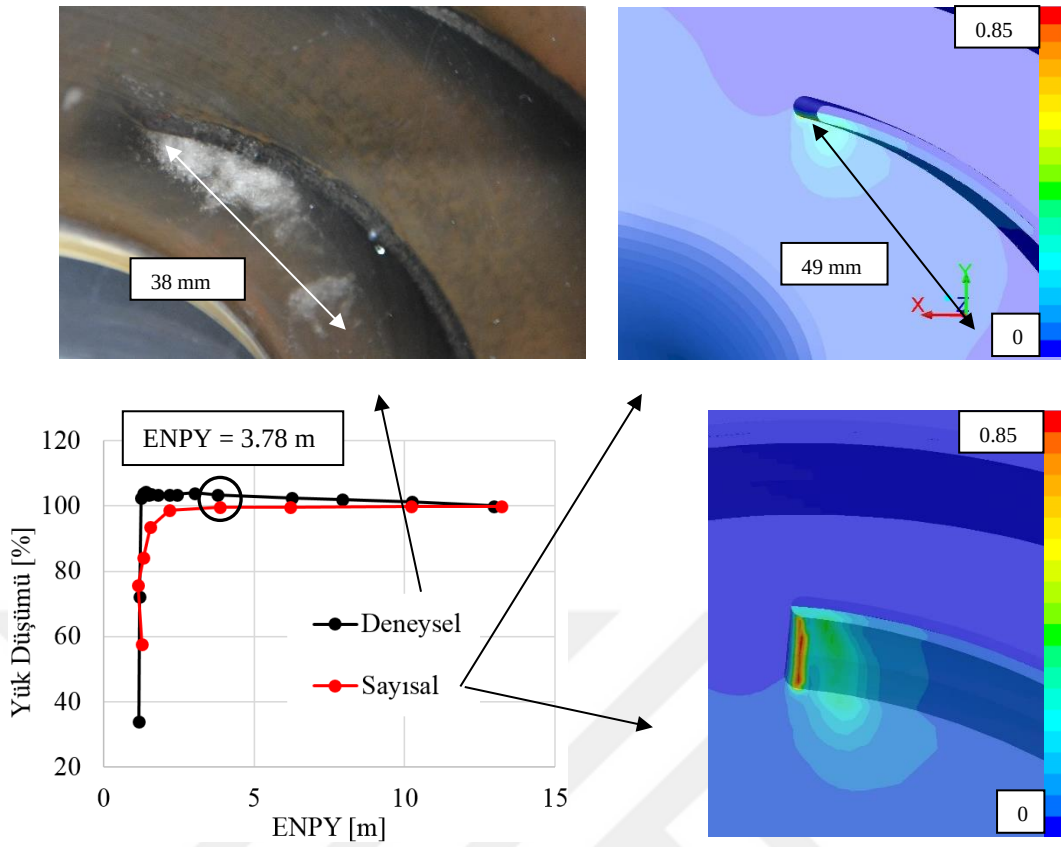
Şekil 3.39 : $Q/Q_{opt} = 1$, $ENPY = 13.2$ m de kanat etrafında kavitasyon.

ENPY değeri düşürüldükçe çark giriş kenarı etrafındaki kavitasyonlu bölge giderek büyümüştür. Şekil 3.40’ta görüldüğü üzere $ENPY = 6.26$ m de gelişmiş kavitasyondan bahsedilebilir. Basma yüksekliği deneysel olarak %2 kadar artmış, sayısal olarak sabit kalmıştır. Hem sayısal hem de deneysel olarak kanat girişi emme tarafında tabaka kavitasyonu gözlenmiştir. Kanatlar arası boğaz kesiti genişliği 22.8 mm’dir. Buradan oranla deneysel olarak yaklaşık 11 mm uzunluğunda bir kavitasyon cebi ortaya çıkmıştır. Deneysel olarak kavitasyon zarfı boyutlarının zamana bağlı olarak değiştiği gözlenmiş ve bu değişimler kamera kaydına alınmıştır. Fotoğraflardaysa anlık olarak ortaya çıkan kavitasyon görülmektedir. Sayısal hesaplamalarda buhar hacimsel oranının 0.85’e ulaştığı görülmüştür. Yaklaşık 13.4 mm uzunluğunda kavitasyon cebi hesaplanmıştır. Giriş kenarından uzaklaşıldıkça kavitasyon zayıflamaktadır. Hacimsel buhar oranının düştüğü bu bölgelerde, kavitasyonun deneysel olarak anlık şekilde ortaya çıkıp yok olduğu gözlenmiştir.



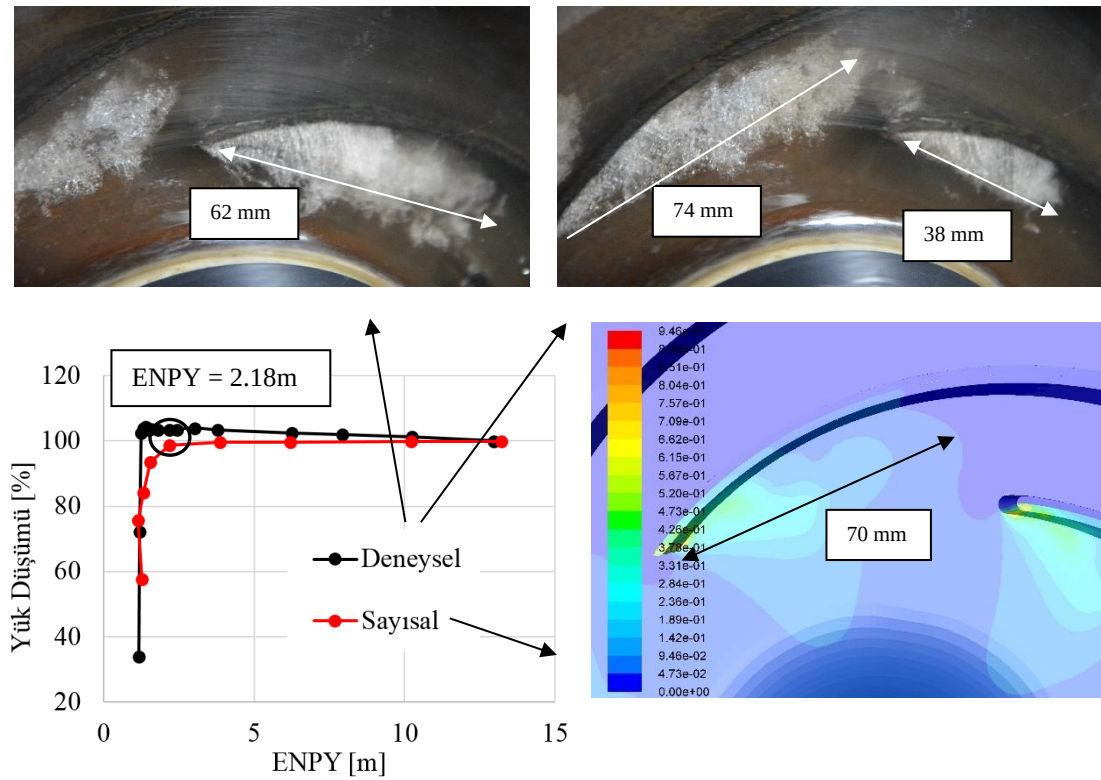
Şekil 3.40 : $Q/Q_{opt} = 1$, $ENPY = 6.26$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Şekil 3.41’de $ENPY = 3.78$ m durumundaki kavitasyon görselleri verilmiştir. Sayısal yük düşümü eğrisi yatay seyretmiş, deneysel egride basma yüksekliğinde %3 artış görülmüştür. $ENPY$ düştükçe kanat girişi emme yüzeyinde oluşan kavitasyon şiddeti artmıştır. Deneysel olarak 38 mm uzunluğunda tabaka kavitasyonu ölçülmüştür. Kavitasyonun kanat emme kenarından 24 mm uzunluğuna kadar olan bölümü sabitken, kalan 14 mm boyutundaki kavitasyon bulutunun anlık olarak kaybolabildiği görülmüştür. Sayısal olarak 49 mm uzunluğunda kavitasyon cebi hesaplanmıştır. Kanat girişi emme kenarında hacimsel buhar oranı daha yüksek hesaplanmış, akış doğrultusunda ve çevresel doğrultuda ilerledikçe kavitasyon yoğunluğu azalmıştır. Boğaz kesitinde zayıf buharlaşmaların başladığı görülmekle beraber bu durum akış blokajına sebebiyet vermemiştir.



Şekil 3.41 : $Q/Q_{opt} = 1$, $ENPY = 3.78$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

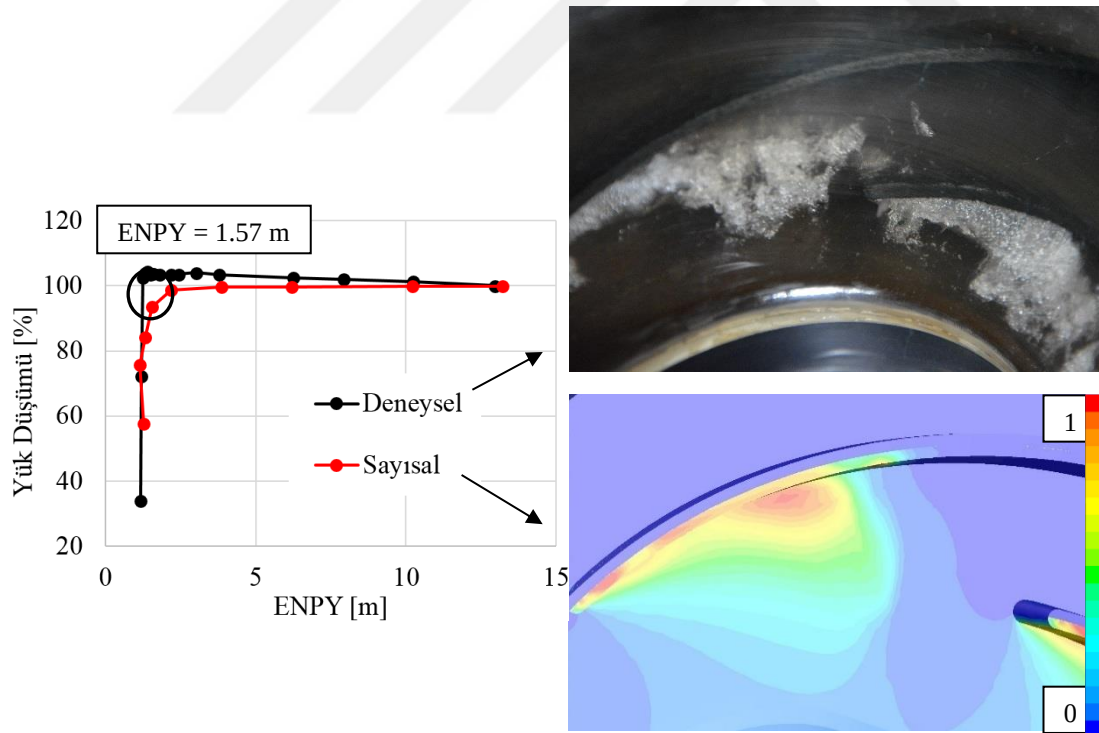
Şekil 3.42’de $ENPY = 2.18$ m durumundaki kavitasyon görselleri verilmiştir.



Şekil 3.42 : $Q/Q_{opt} = 1$, $ENPY = 2.18$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Deneyisel sonuçlarda 2 farklı anda çekilen fotoğraflar görülmektedir. Kaviteasyon zarfı boyutlarının hem zamana bağlı olarak hem de ardışık kanatlarda farklılık gösterdiği görülmüştür. Kaviteasyonlu bölge boyutları anlık olarak 38-74 mm arasında değişim göstermiştir. Kaviteasyonlu bölge uzunluğu 62 mm iken, kanat girişi emme yüzeyinde oluşan kaviteasyon bulutu ardışık kanadın basma tarafına oldukça yaklaşmıştır. Kaviteasyonlu bölge uzunluğu 74 mm ye çıktığında kaviteasyonun kanatlar arası boğaz kesitine ulaştığı gözükmemektedir. Kaviteasyon bulutunun bir kısmı ardışık kanadın basma tarafında çökmektedir. Bu mekanizma uzun dönemde kanat basma yüzeyinde aşınma oluşturmaktadır. Kaviteasyon bulutunun kanat emme yüzeyinden ayrılıp pasajın içine doğru radyal ve çevresel yönde genişlediği görülmektedir. Sayısal çözümlerde de geometrik olarak benzer kaviteasyon alanları elde edilmiştir. Sayısal çözümler zamandan bağımsız yapıldığından ortalama 70 mm uzunluğunda kaviteasyon zarfı hesaplanmıştır. Kaviteasyonun sayısal olarak deneylere benzer şekilde boğaz kesitine kadar ulaştığı görülmektedir.

Şekil 3.43'te $ENPY = 1.57$ m durumundaki kaviteasyon görselleri verilmiştir.

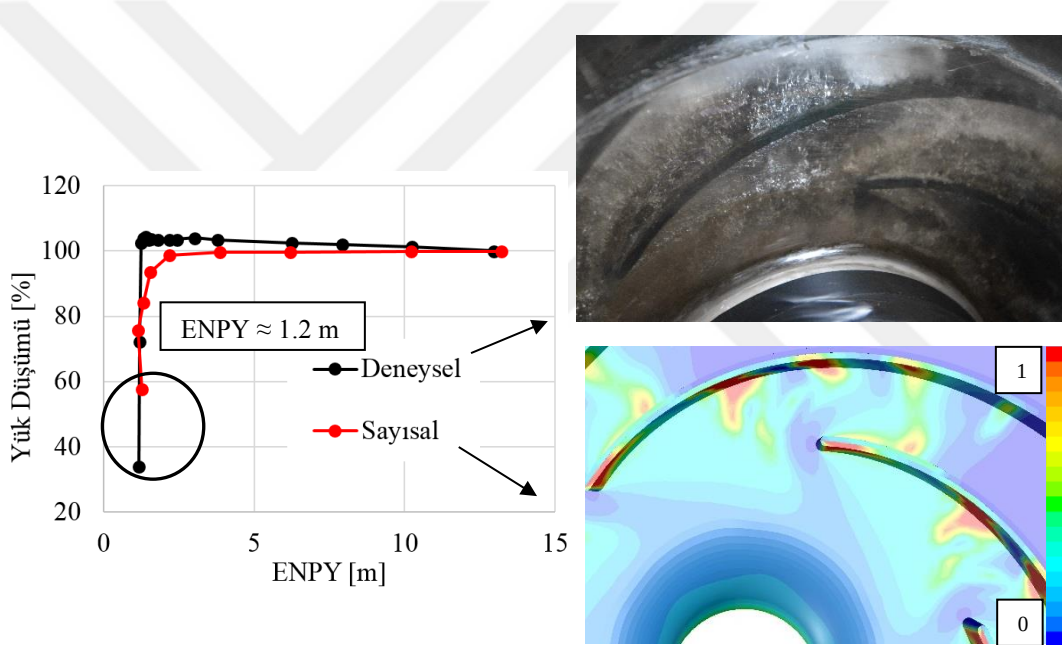


Şekil 3.43 : $Q/Q_{opt} = 1$, $ENPY = 1.57$ m de kanat etrafında oluşan kaviteasyon.

Deneyisel olarak kaviteasyon bulutunun uzunluğu akış yönünde artmamış fakat teğetsel doğrultusunda büyüyüp pasaj giriş kesitinin bir kısmını bloke etmiştir. Kaviteasyonlu bölgenin geometrisi deneyisel olarak elde edilen forma oldukça benzer biçimde

hesaplanmıştır. Hacimsel buhar oranının bire kadar yükseldiği, pasajın bu bölgelerinin tamamen su buharıyla kaplandığı görülmüştür. Sayısal olarak basma yüksekliğinde %6.4 düşüş hesaplanmış, kritik değer olan %3 ün altına inilmiştir. Bu noktadan sonra ENPY değerindeki küçük azalmaların, basma yüksekliğinde büyük düşümlere neden olması beklenir.

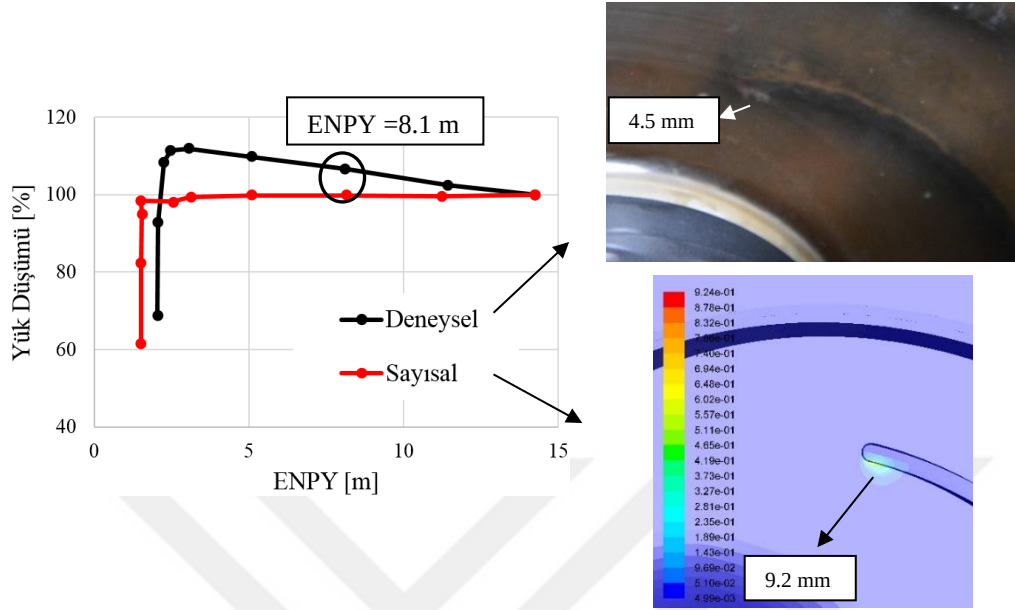
Şekil 3.44'te ENPY ≈ 1.2 m de ortaya çıkan tam gelişmiş kavitasyon görülmektedir. Sayısal ve deneysel olarak akış hacminin tamamen kavitasyonlu yapılar ile kaplandığı ve bunun neticesinde yük düşümü eğrilerinin keskin şekilde düştüğü görülmektedir. Böylesine tam gelişmiş kavitasyonlu bir akışta çark çıkışında dahi kavitasyon erozyonuna rastlanabilir. Bu çalışma koşulunda pompanın debisi, ayar vanası açılrsa dahi artmayacaktır.



Şekil 3.44 : $Q/Q_{opt} = 1$, ENPY ≈ 1.2 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

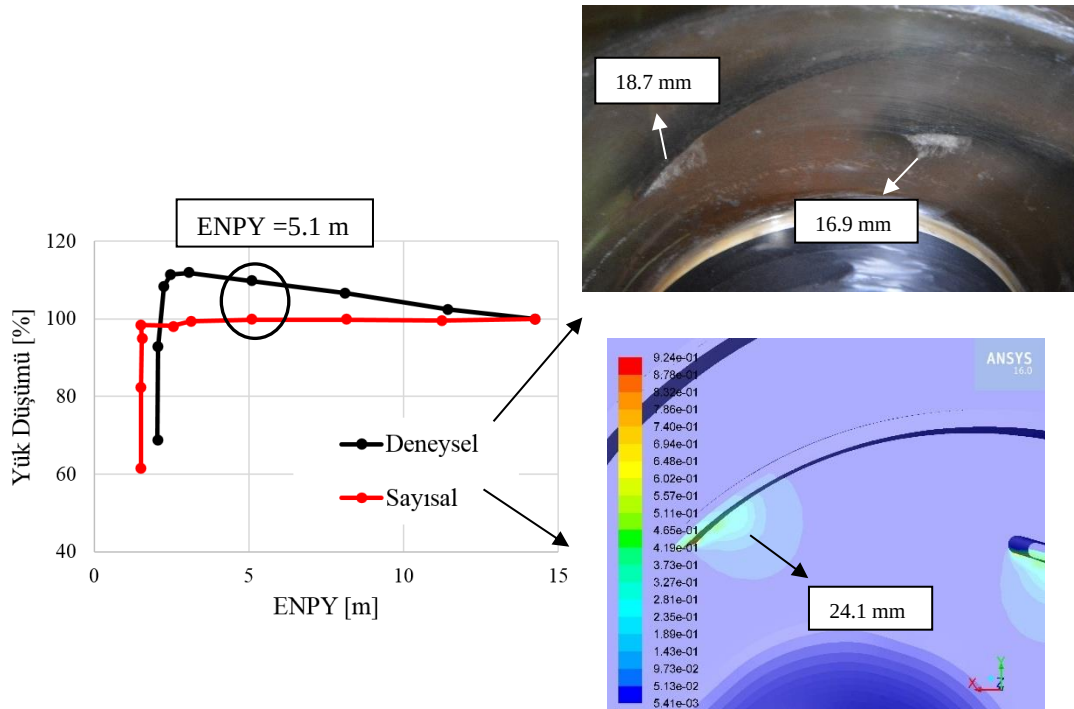
Sayısal olarak hesaplanan kavitasyon yapılarının optimum debide deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmüştür. Bundan sonra en büyük debiden başlamak üzere tasarım dışı debiler için karşılaştırmalar yapılacaktır. Şekil 3.45'te $Q/Q_{opt} = 1.4$ ve ENPY = 8.1 durumundaki kavitasyon görselleri verilmiştir. Daha büyük ENPY değerlerinde kanat girişinde kavitasyon oluşumuna rastlanmakla beraber, belirgin olmayan kararsız yapısından dolayı karşılaştırma yapılmamıştır. ENPY = 8.1 m durumunda kanat girişi emme yüzeyinde deneysel olarak 4.5 mm uzunluğunda tabaka kavitasyonu oluşmuştur. Kanat üzerinde oluşan kavitasyonlu yapının oldukça kararlı olduğu gözlenmiştir. Sayısal hesaplamalarda da aynı bölgede kavitasyonun başladığı

görülmüştür. Çift fazlı akış hesaplanan toplam uzunluğun 9.2 mm olmasına karşın, yalnızca 3 mm uzunluğundaki bir bölgede hacimsel buhar oranı %50' nin üzerine çıkmıştır.



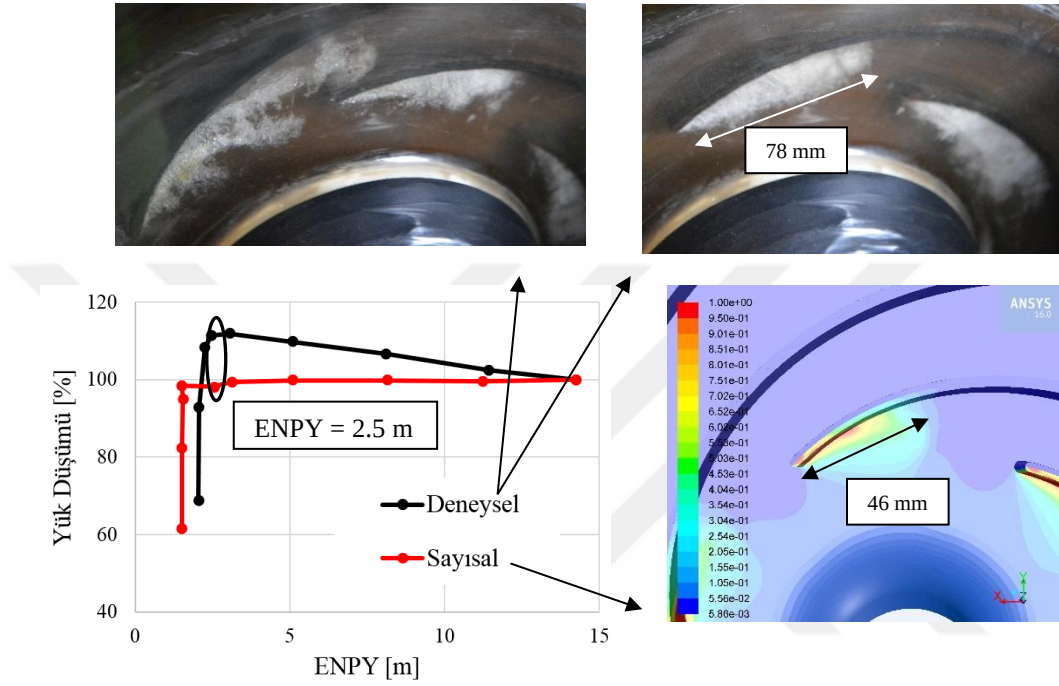
Şekil 3.45 : $Q/Q_{opt} = 1.4$, ENPY = 8.1 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Şekil 3.46'da ENPY = 5.1 m durumundaki kavitasyon görselleri verilmiştir. Bu giriş yükünde basma yüksekliği deneysel olarak %9.7 artmış, sayısal olarak sabit kalmıştır. Tabaka kavitasyonunun sayısal ve deneysel olarak aynı lokasyonda olduğu ve akış yönündeki boyutlarının arttığı görülmektedir.



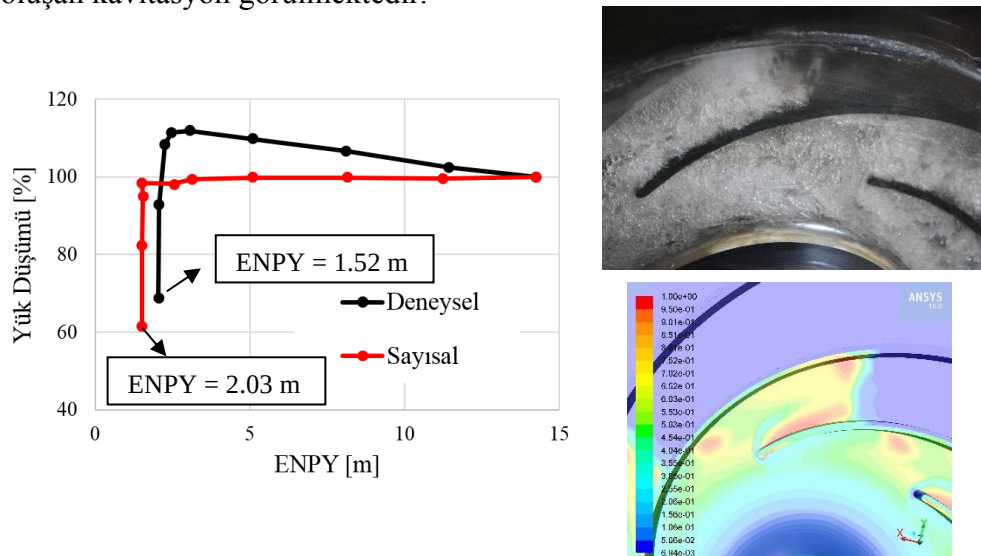
Şekil 3.46 : $Q/Q_{opt} = 1.4$, ENPY = 5.1 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Şekil 3.47’de ENPY = 2.5 m durumundaki kavitasyon görselleri verilmiştir. Deneysel olarak kavitasyon bulutunun boğaz kesitine ulaştığı dolayısıyla beklenen biçimde basma yüksekliğinde düşmenin başladığı görülmektedir. Kavitasyon cebi uzunluğu deneye göre ortalama 32 mm daha küçük hesaplanmıştır. Buna paralel olarak sayısal olarak hesaplanan yük düşümü de daha sınırlı kalmıştır. Kavitasyon sayısal ve deneysel olarak aynı bölgelerde ve benzer geometrik yapıda bulunmuştur.



Şekil 3.47 : $Q/Q_{opt} = 1.4$, ENPY = 2.5 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

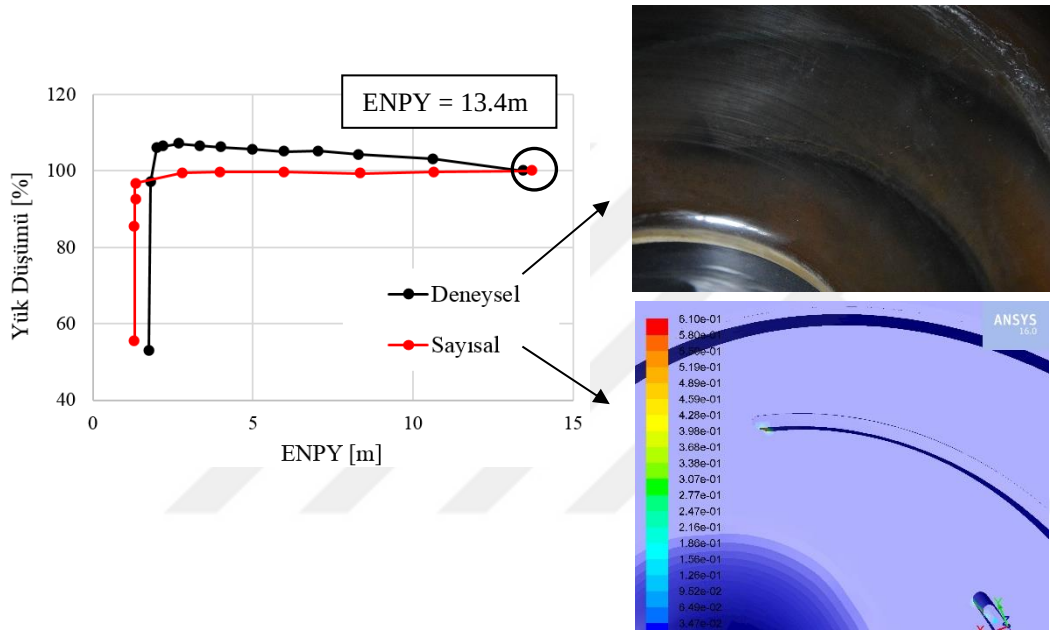
Şekil 3.48’de sayısal ENPY = 1.52 m ve deneysel ENPY = 2.03 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon görülmektedir.



Şekil 3.48 : $Q/Q_{opt} = 1.4$, sayısal ENPY = 1.52 m, deneysel ENPY = 2.03 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

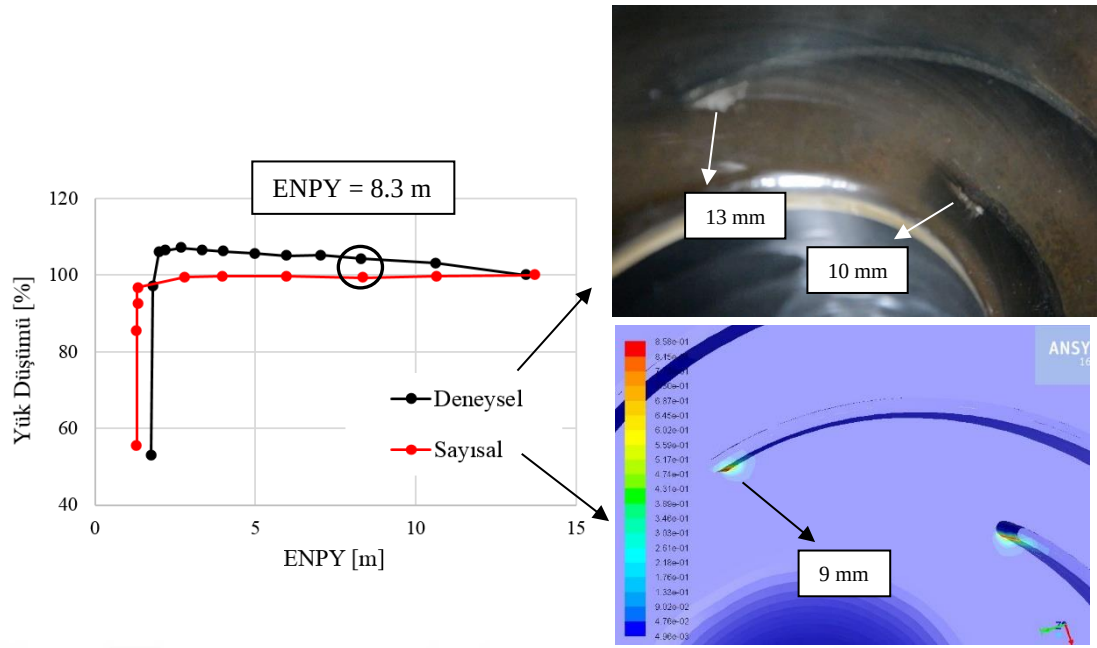
Kavitasyon bulutunun kanat girişi emme ve basma tarafını tamamen kapladığı görülmektedir. Kanadın basma tarafındaki kavitasyonlu bölgenin uzunluğu toplam kanat boyunun yaklaşık beşte biridir. Buna rağmen tam gelişmiş kavitasyon koşulları oluşmuştur. Kavitasyonlu bölgenin geometrisi deneysel forma çok benzer şekilde hesaplanmıştır.

Şekil 3.49'da $Q/Q_{opt} = 1.28$ için en büyük ENPY değeriindeki kavitasyon karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Deneysel olarak kavitasyon gözlenmemiştir. Sayısal olarak kanat girişi emme tarafında 0.7 mm uzunluğunda tabaka kavitasyonu hesaplanmıştır.



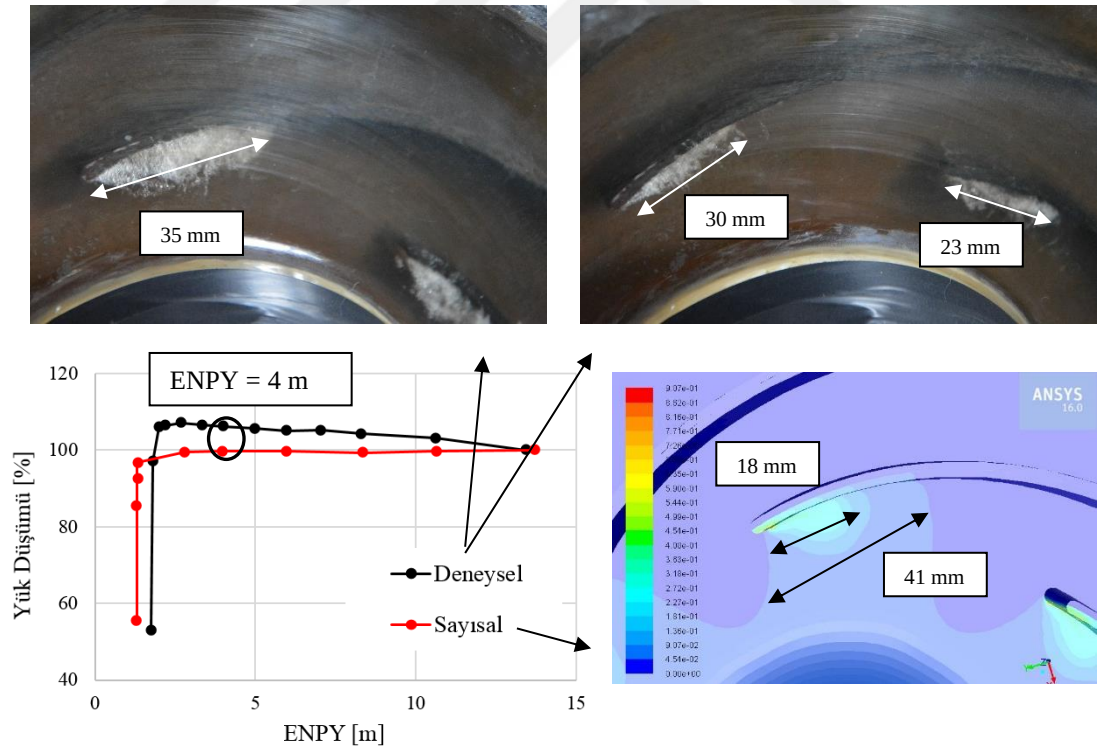
Şekil 3.49 : $Q/Q_{opt} = 1.28$, $ENPY = 13.4$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

ENPY değeri 8.3 m ye düşürülünce çark giriş kenarı etrafında hesaplanan kavitasyonun deneysel olarak da ortaya çıktığı görülmüştür. Şekil 3.50'de görüldüğü üzere emme yüzeyinde deneysel olarak 10 ila 13 mm uzunluğunda lokal kavitasyon cebi görüntülenmiştir. Sayısal olarak yaklaşık 9 mm uzunluğunda kavitasyon zarfı hesaplanmıştır. Düşük hacimsel buhar oranının hesaplandığı bölgelerde, kavitasyonun deneysel olarak yüksek bir frekansta ortaya çıkıp kaybolduğu görülmüştür.



Şekil 3.50 : $Q/Q_{opt} = 1.28$, $ENPY = 8.3$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

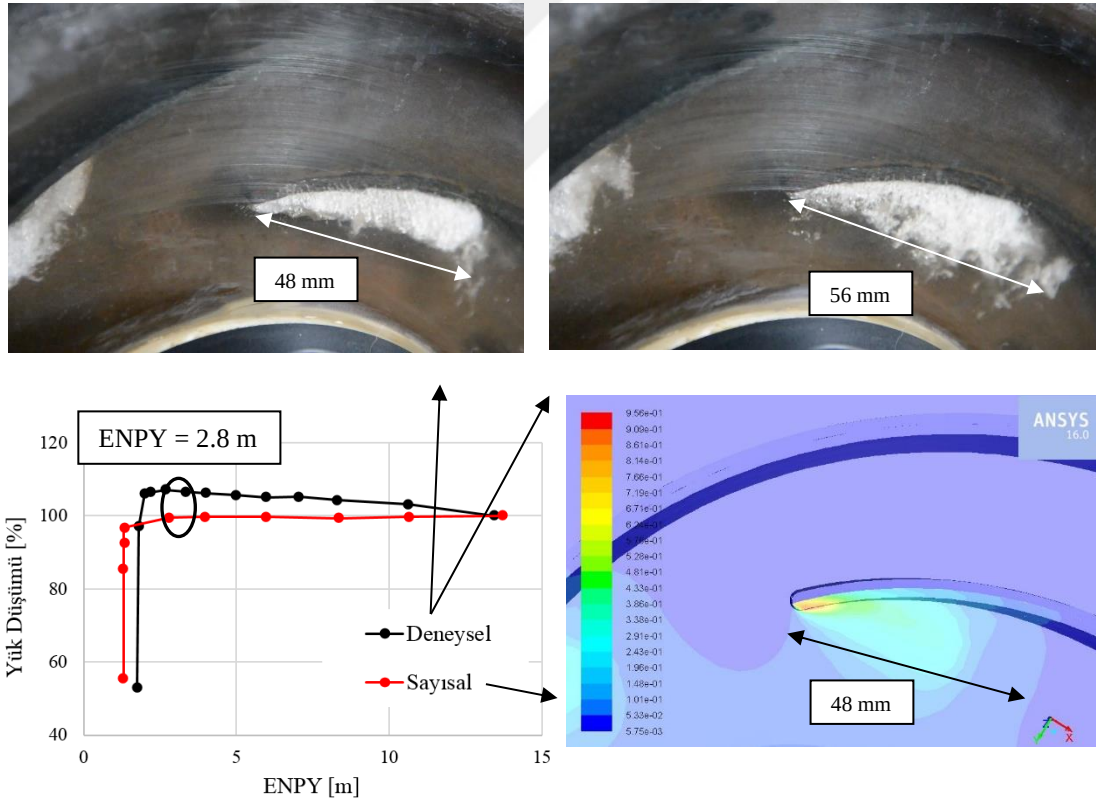
Şekil 3.51’de $ENPY = 4$ m durumunda ortaya çıkan kavitasyon görselleri verilmiştir. Basma yüksekliğinde deneysel olarak %6 artış meydana gelirken, sayısal yük düşümü eğrisi yatay seyretmiştir.



Şekil 3.51 : $Q/Q_{opt} = 1.28$, $ENPY = 4$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Kanat girişı emme yüzeyinde oluşan tabaka kavitasyonu boyutları büyümüş, uzunluğu zamanla değişmekle beraber 23-35 mm aralığında ölçülmüştür. Sayısal sonuçlarda 41 mm uzunluğundaki bölgede buharlaşma hesaplanmıştır. Buna rağmen yalnızca 18 mm uzunluğundaki kısımda hacimsel buhar oranı %20'nin üzerindedir. Bu düzeydeki kavitasyon önemli bir akış blokajına neden olmamış, basma yüksekliği düşmemiştir.

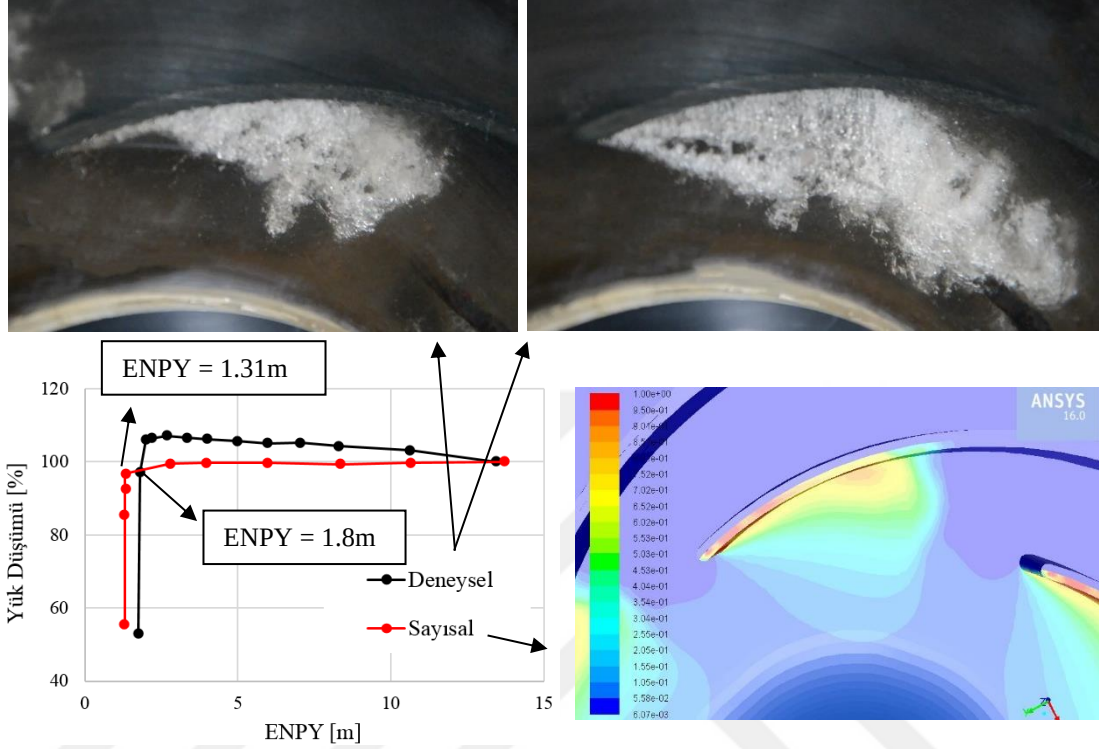
Şekil 3.52'de ENPY = 2.8 m durumunda kanat etrafında oluşan kavitasyon görülmektedir. Sayısal yük düşümü eğrisinde %0.6 düşme, deneysel eğrideyse %7 artış ortaya çıkmıştır. Deneysel olarak 48-56 mm aralığında, zamana bağlı değişen kavitasyonlu yapılar ölçülmüştür. Bu noktada tabaka kavitasyonundan bulut kavitasyonuna geçişin başladığı söylenebilir. Sayısal sonuçlarda da kavitasyonlu bölge yaklaşık 48mm olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan kavitasyonlu bölgenin, biçimsel olarak deneyle uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 3.52 : $Q/Q_{opt} = 1.28$, ENPY = 2.8 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

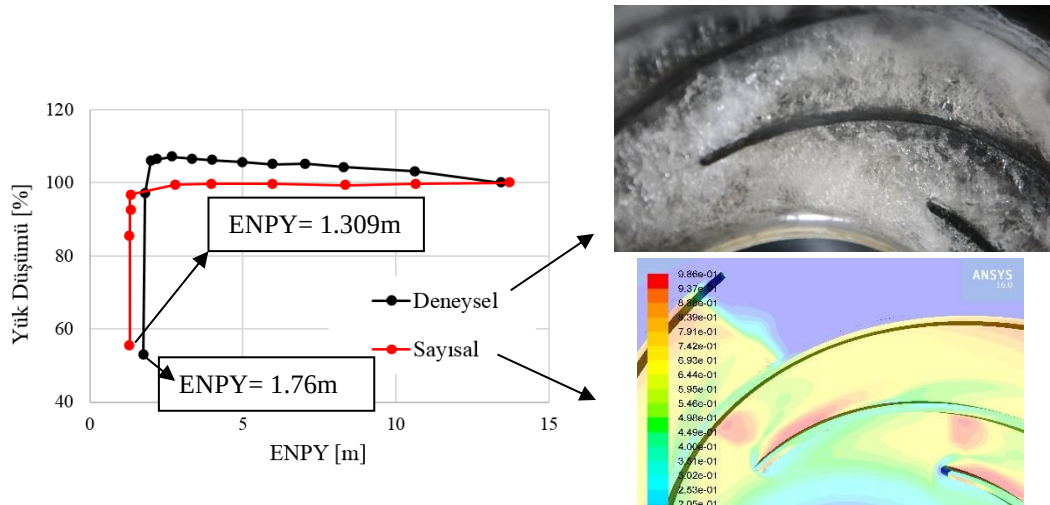
Şekil 3.53'te ENPY = 1.31 ve 1.8 m durumlarında ortaya çıkan kavitasyon görselleri verilmiştir. ENPY = 1.31 m de sayısal olarak yaklaşık %3 yük düşümü ortaya çıkmıştır. Benzer yük düşümü deneysel olarak ENPY = 1.8 m civarında meydana gelmiştir. Kavitasyonun deneysel olarak boğaz kesitine kadar büyüdüğü görülmüştür.

Bu noktadan sonra basma yüksekliğinde ani düşmeler beklenir. Sayısal hesaplamalarla deneysel olarak görüntülenen kavitasyon cebine biçimsel olarak benzer bir form yakalanabilmiştir. Bu yapı ENPY değerinin deneylere göre 0.5 m daha düşük olduğu durumda elde edilebilmiştir.



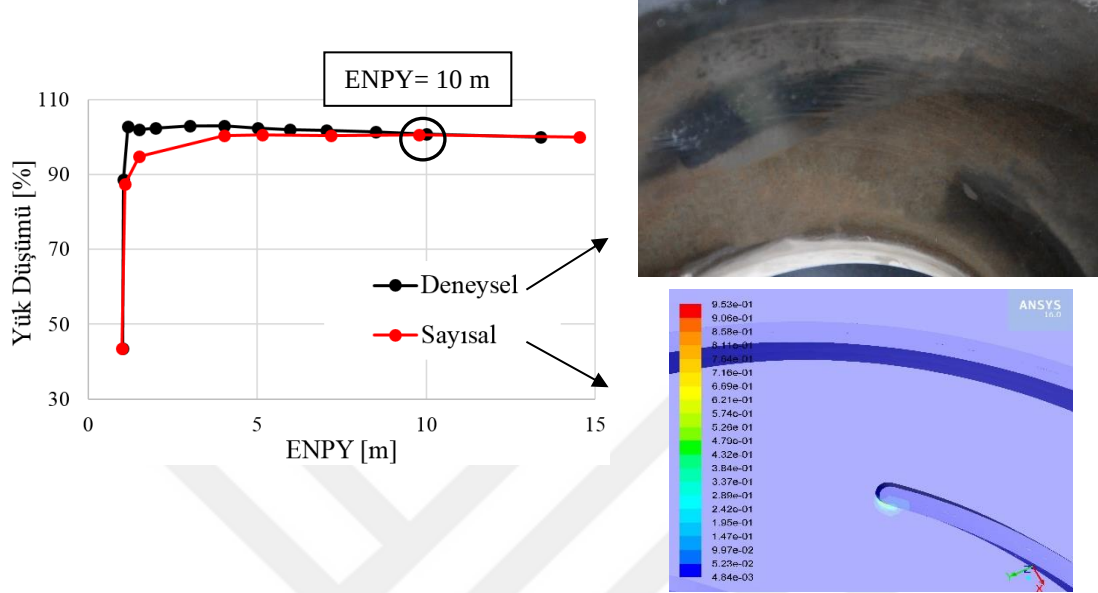
Şekil 3.53 : $Q/Q_{opt} = 1.28$, sayısal ENPY = 1.31, deneysel ENPY = 1.8 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Şekil 3.54’te ENPY = 1.76 ve 1.309 m de kavitasyon görselleri verilmiştir. Sayısal ve deneysel olarak tam kavitasyon durumuna gelinmiştir. Kanat yüzeylerinin büyük bölümünde çift fazlı akış görülmektedir. Basma yükseklikleri %45 kadar düşmüştür.



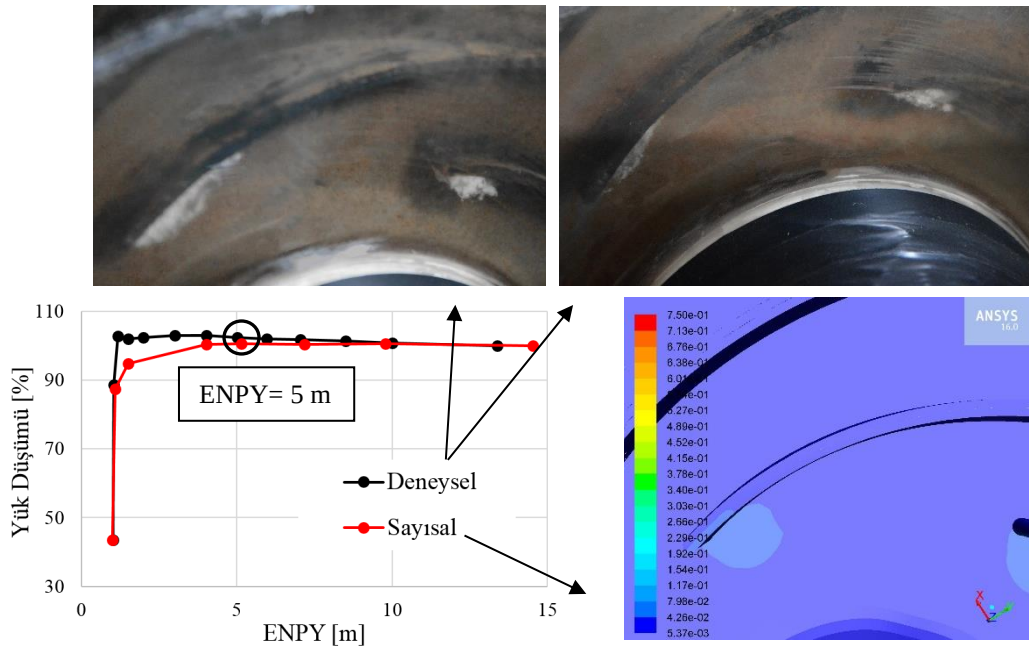
Şekil 3.54 : $Q/Q_{opt} = 1.28$, sayısal ENPY = 1.309, deneysel ENPY = 1.76 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

$Q/Q_{opt} = 0.85$ için $ENPY = 10, 5, 1.5, 1.05$ ve 1 m değerlerinde ortaya çıkan kavitasyonlu akış incelenecektir. Şekil 3.55'te $ENPY=10$ m durumu verilmiştir. Sayısal ve deneysel olarak yük düşümünün olmadığı görülmektedir. Kanat girişi emme tarafında tabaka kavitasyonu başlamıştır.



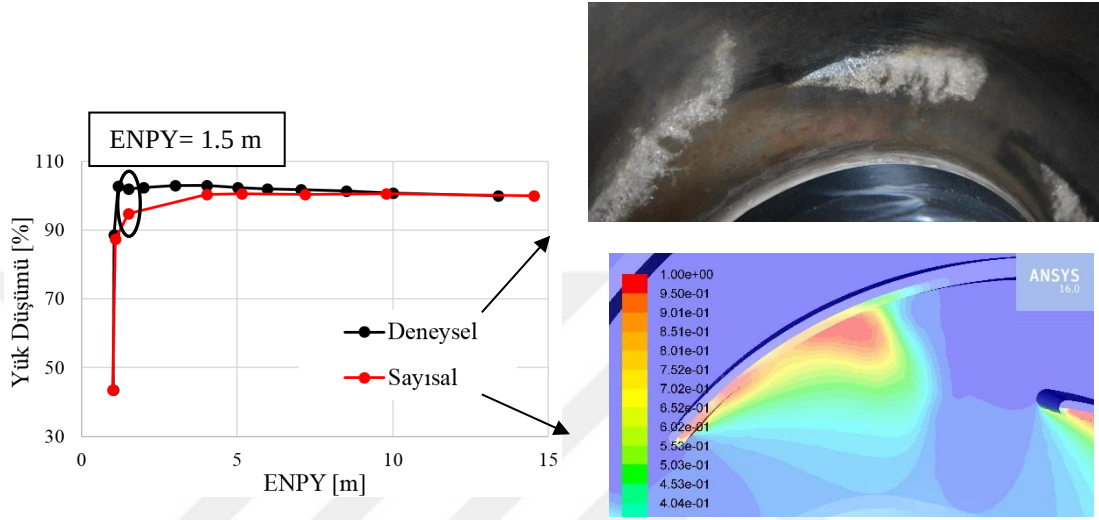
Şekil 3.55 : $Q/Q_{opt} = 0.85$, $ENPY = 10$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Şekil 3.56'da $ENPY = 5$ m durumundaki kavitasyon görselleri verilmiştir. Farklı anlarda alınan kayıtlarda kanat emme tarafında farklı büyüklüklerde tabaka kavitasyonu gözükmemektedir. Sayısal olarak hesaplanan kavitasyon zarfının uzunluğu, yeri ve şekli deneysel veriyle uyumludur.



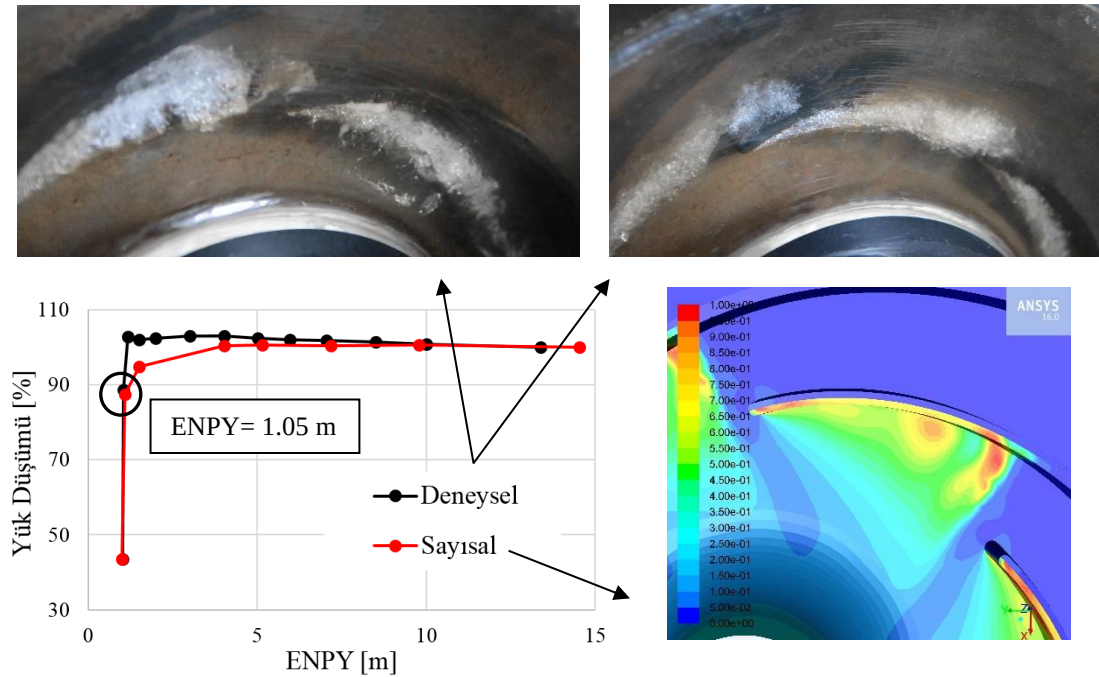
Şekil 3.56 : $Q/Q_{opt} = 0.85$, $ENPY = 5$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

ENPY = 1.5 m ye düşürüldüğünde ortaya çıkan kavitasyon Şekil 3.57’de verilmiştir. Basma yüksekliği sayısal olarak %5 düşmüş, deneysel olarak %2 artmıştır. Sayısal olarak kavitasyonlu bölgenin boğaz kesitine doğru ilerlediği ancak bu bölgedeki buharlaşmanın şiddetli olmadığı görülmektedir. Buna rağmen blokaj etkileriyle basma yüksekliğinde düşme ortaya çıkmıştır. Deneylerde kavitasyonlu yapıların anlık olarak boğaz kesitine ulaştığı gözlenmiştir.



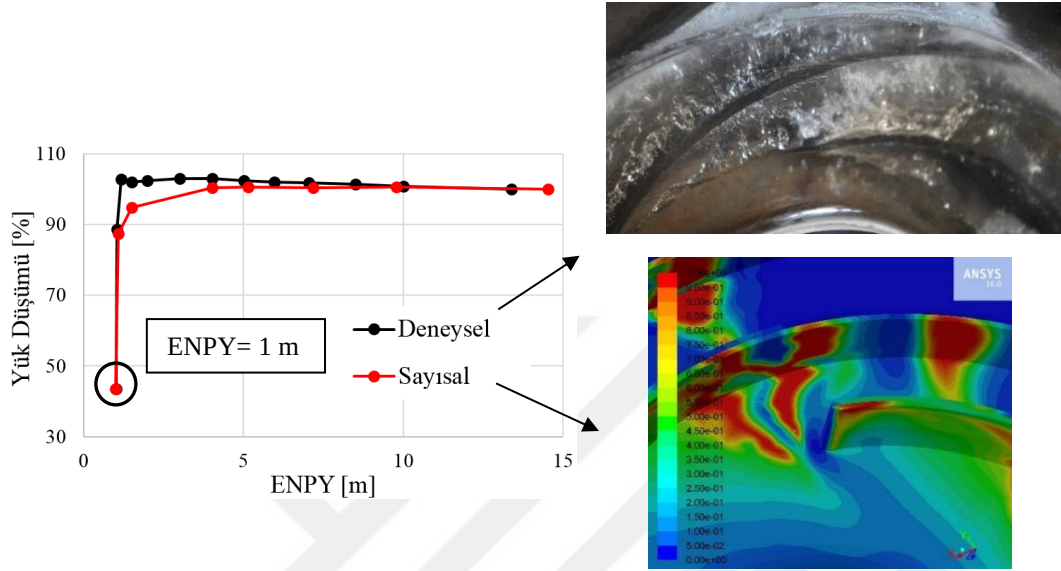
Şekil 3.57 : $Q/Q_{opt} = 0.85$, ENPY = 1.5 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Şekil 3.58’de görüleceği üzere ENPY = 1.05 m’ye indiğinde basma yüksekliği deneysel ve sayısal olarak yaklaşık %12 düşmüştür.



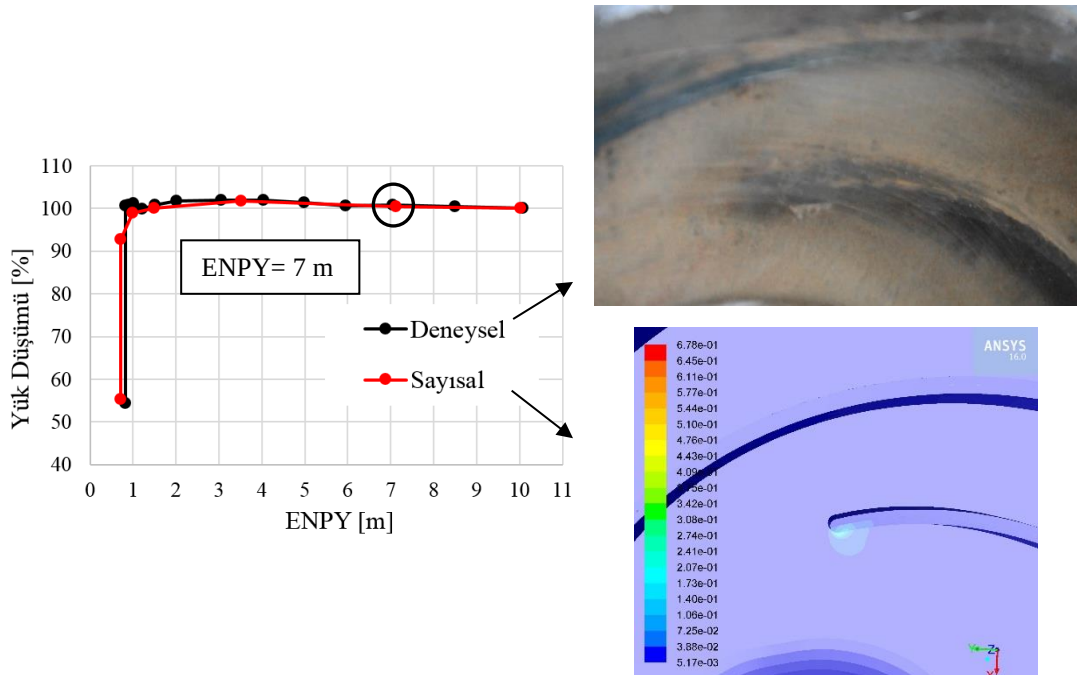
Şekil 3.58 : $Q/Q_{opt} = 0.85$, ENPY = 1.05 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Her iki durumda da kavitasyonlu yapıların boyutları boğaz kesitine kadar büyümüş ve blokaja neden olmuştur. Bu noktadan sonra ENPY değerinin çok az düşürülmesi (0.05 m), basma yüksekliğinin sert şekilde düşmesine yol açmıştır. Şekil 3.59’da ENPY $\approx$ 1m durumunda ortaya çıkan tam gelişmiş kavitasyon durumu görülmektedir. Çarkın büyük bölümünde kavitasyonlu akış meydana gelmiştir.



Şekil 3.59 : $Q/Q_{opt} = 0.85$, ENPY = 1 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

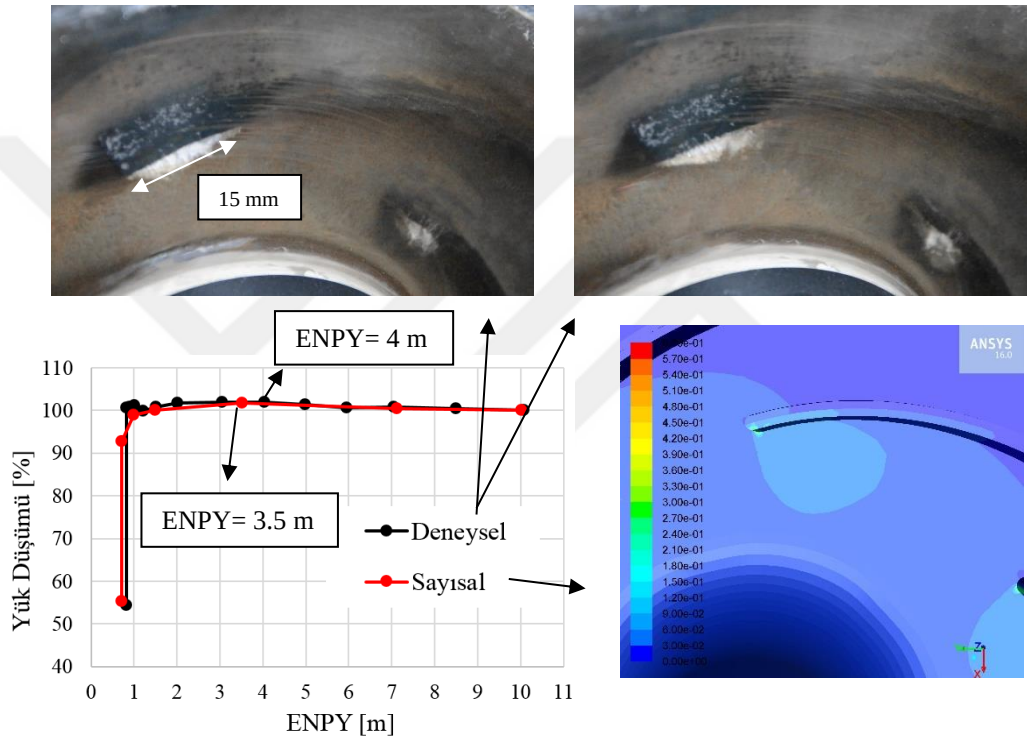
Son olarak $Q/Q_{opt} = 0.57$ için yük düşümü eğrisi üzerinde 4 farklı noktada kavitasyonlu akış incelenecektir. Şekil 3.60’da ENPY = 7 m durumu gözükmektedir.



Şekil 3.60 : $Q/Q_{opt} = 0.57$, ENPY = 7 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

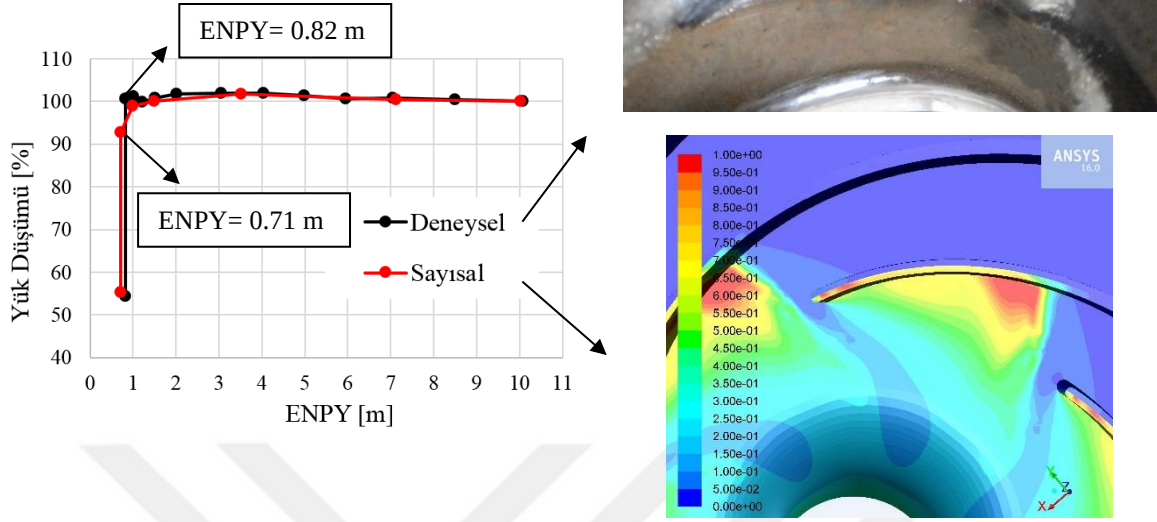
Görüldüğü gibi aynı şekilde giriş kenarı emme yüzeyinde tabaka kavitasyonu başlamış durumdadır. Deneysel ve sayısal kavitasyon zarfı büyüklükleri uyumludur. Bu mertebedeki kavitasyon yük düşümüne neden olmamıştır.

Şekil 3.61'de sayısal olarak ENPY = 3.5 m, deneysel olarak ENPY = 4 m durumlarında kavitasyon görselleri verilmiştir. Kanat emme yüzeyindeki tabaka kavitasyonu akış yönünde şiddetlenmekle beraber halen kanattan ayrılmamıştır. Yaklaşık 15 mm uzunluğundaki kavitasyon cebi sayısal ve deneysel olarak yük düşümüne sebebiyet vermemiştir.



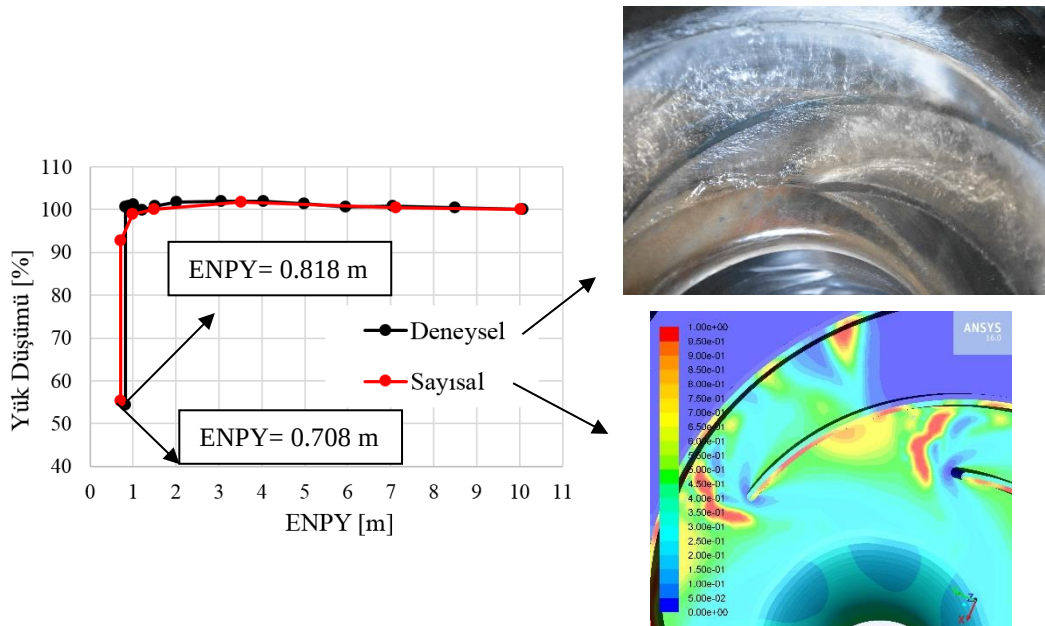
Şekil 3.61 : $Q/Q_{opt} = 0.57$, sayısal ENPY = 3.5 m, deneysel ENPY = 4 m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

Şekil 3.62'de deneysel olarak ENPY = 0.82 m ve sayısal olarak ENPY = 0.71 m durumlarında ortaya çıkan kavitasyon yapıları görülmektedir. Sayısal olarak büyük yük düşümünün ortaya çıkmasının nedeni kavitasyonun hem akış yönünde hem de çevresel doğrultuda boğaz kesitine kadar genişlemesidir. Deneysel olarak da benzer yapının gözlenmesine rağmen bu yapının kararsız olduğu, zamana bağlı değiştiği görülmüştür. Bu nedenle deneysel olarak basma yüksekliği henüz düşmemiştir.



Şekil 3.62 : $Q/Q_{opt} = 0.57$, sayısal $ENPY = 0.71$ m, deneysel $ENPY = 0.82$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

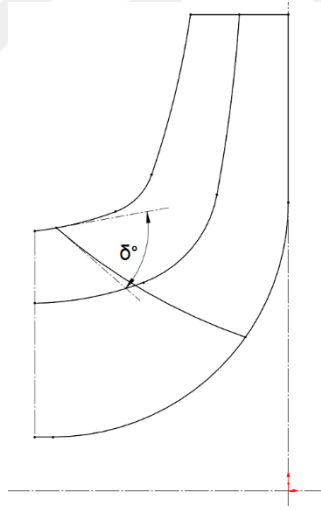
Şekil 3.63'te deneysel olarak $ENPY = 0.818$ m ve sayısal olarak $ENPY = 0.708$ m durumlarında ortaya çıkan kavitasyon yapıları görülmektedir. Giriş basıncı önceki adıma göre sadece 20 Pa düşmüş olmasına rağmen basma yükseklikleri %45 düşmüştür. Deneysel olarak çark kanatları etrafında süperkavitasyon geliştiği görülmüştür. Böyle bir çalışma rejiminde çıkışa yakın kesitlerde ortaya çıkabilecek kavitasyon erozyonunun, girişteki erozyondan daha fazla olması beklenir.



Şekil 3.63 : $Q/Q_{opt} = 0.57$, sayısal $ENPY = 0.708$ m, deneysel $ENPY = 0.818$ m de kanat etrafında oluşan kavitasyon.

4. RADYAL POMPANIN KAVİTASYON PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

Birinci bölümde çark emme ağzı çapı, boğaz kesiti, kanat sayısı, kanat üzerindeki yük dağılımı, giriş kenarının meridyenel ve plan görünüşteki yerleşimi, giriş kenarı profili ve kalınlık dağılımının kaviteasyon performansına etkilerini inceleyen çalışmalar özetlenmiştir. Kaviteasyona etki eden bir başka geometrik parametre de kanat giriş kenarının meridyenel kesitteki eğriliğidir. Kanat girişinde kaviteasyon, ilk olarak meridyenel ve bağıl hızların daha büyük olmasından dolayı dış akım ipçğinde ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple Gülich [6]'de eğri kanatlara sahip çarklarda lokal blokajı minimuma indirmek maksadıyla kanat giriş kenarının, dış meridyenel akım ipçğine Şekil 4.1'de gösterilen en büyük δ açısıyla birleştirilmesi önerilmiştir. Bu bakımdan kanat giriş kenarı eğriliği değiştirilirken, δ açısı parametre olarak belirlenmiştir.

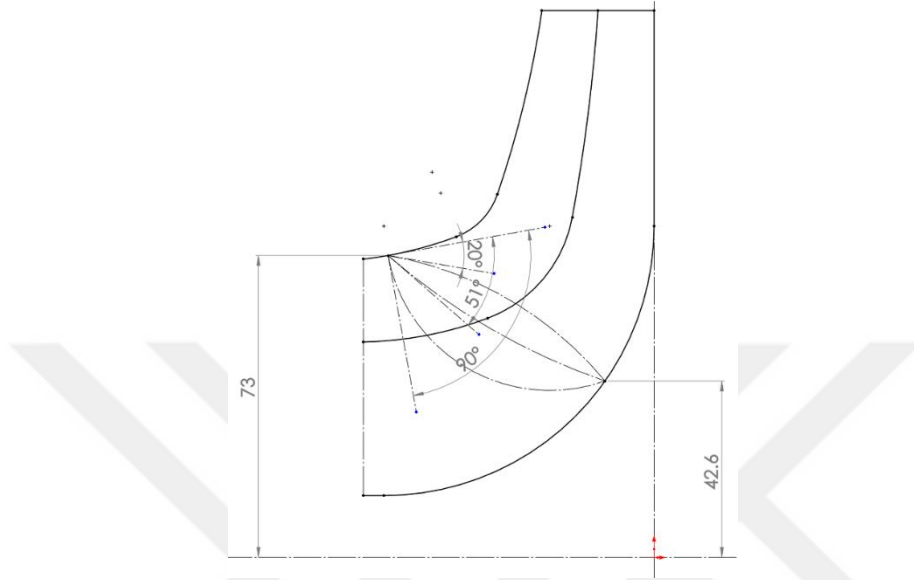


Şekil 4.1 : Kanat giriş kenarının dış akım ipçği ile yaptığı δ açısı.

Literatürde giriş kenarı eğriliğinin kaviteasyon performansına etkisini inceleyen bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu motivasyonla özgül hızı 30 olan uçtan emişli kapalı çarklı bir norm pompa seçilmiş ve bu pompada giriş kenarı eğriliğinin yük düşümü eğrileri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu parametrenin değişimi ile pompa kaviteasyon performansının artırılabilceği gösterilmiştir.

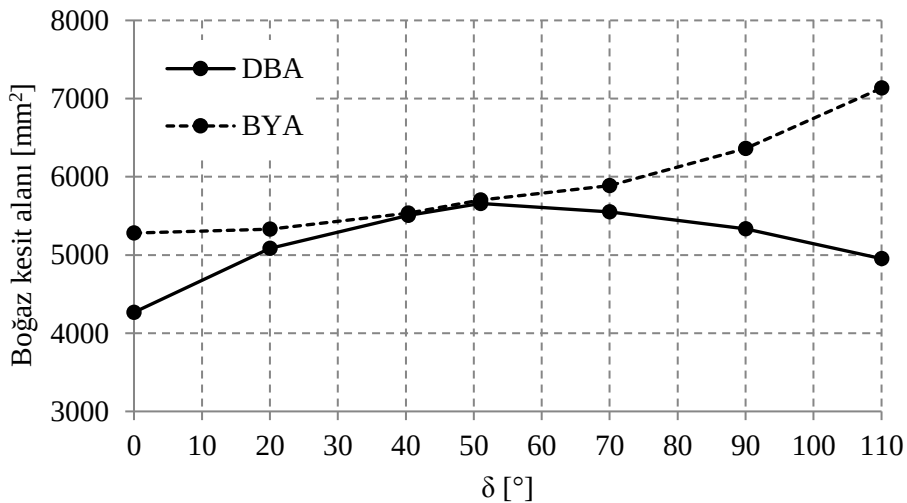
4.1 Kavitasyon Performansının Sayısal Yöntemle İyileştirilmesi

Seçilen pompa arkının meridyenel görünüşü ve δ açısına bağlı olarak çizilen 3 farklı giriş kenarı şekil 4.2’de görülmektedir. Kanat giriş yarıçapı  tasarımı da dış ipçikte 73 mm, iç ipçikte 42.6 mm dir.



şekil 4.2 : Pompa meridyenel kesiti ve δ açısına bağlı çizilen 3 farklı giriş kenarı.

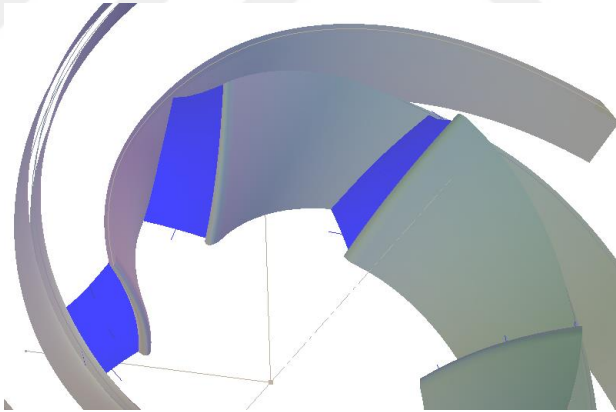
Orijinal pompanın giriş kenarı eğriliği $\delta = 90^\circ$ dir. Yani kanat girişi dış akım ipiğine diktir. Giriş kenarı eğriliği ve boğaz kesit alanı arasında doğrudan bir ilişki vardır. Bu bakımdan alternatif δ açılarının belirlenmesinde boğaz kesit alanlarının değişimi göz önüne alınmıştır. Bu ilişki şekil 4.3’te görülmektedir.



şekil 4.3 : Boğaz kesit alanlarının δ açısına bağlı değişimi.

Boğaz yüzey alanı (BYA) iki kanat arasındaki en küçük alandır. Düzeltilmiş boğaz alanı (DBA) ise boğaz yüzey alanının yüzey normalini varsayılan akış doğrultusu ile

çarparak elde edilmektedir. Yani bu düzeltme ile akışa dik doğrultudaki kesit alanı esas alınmaktadır. BYA' nın δ açısıyla beraber arttığı, buna rağmen DBA' nın $\delta=51^\circ$ durumunda maksimum yaptığı görülmektedir. BYA' nın aksine DBA sadece giriş kenarı eğriliği değiştirilerek ancak belirli bir değere kadar artırılabilir. Boğaz kesitindeki bağıl hızın, kanat girişi orta akım ipçisindeki bağıl hız oranın $W_{1q} / W_1 = 0.75 - 0.85$ aralığında olması tavsiye edilmektedir [6]. Eğer yavaşlama daha şiddetli olursa girişte akış ayrılmasına bağlı olarak geri dönme başlama ihtimali vardır. Diğer taraftan kavitasyon performansı bakımından boğaz kesitindeki hızların düşük olması istenir. Bir boyutlu tasarımda $W_1 = 18.65$ m/s olarak hesaplanmıştır. Buradan hareketle $W_{1q} = 14 - 15.85$ m/s ve $DBA = Q / W_{1q} = 5520 - 6250$ mm² hesaplanır. Hiçbir δ değerinde üst sınır aşılmadığından girişte geri dönme beklenmemektedir. Bu nedenle DBA' yı en büyük yapan $\delta=51^\circ$, alternatiflerden biri olarak seçilmiştir. Bu değerde DBA ve BYA değerleri yaklaşık olarak eşittir. Bu da boğaz alanının akışa dik doğrultuda oluşturulduğunu göstermektedir. Şekil 4.4'te $\delta=51^\circ$ durumundaki boğaz yüzey alanı mavi renkli yüzeylerle görülmektedir. Diğer seçenek olarak da $\delta=20^\circ$ gibi ters eğriliği olan bir giriş kenarı geometrisi seçilmiştir. Giriş kenarı meridyenel ve plan görünüşlerde dairesel yay olarak çizilmiştir.



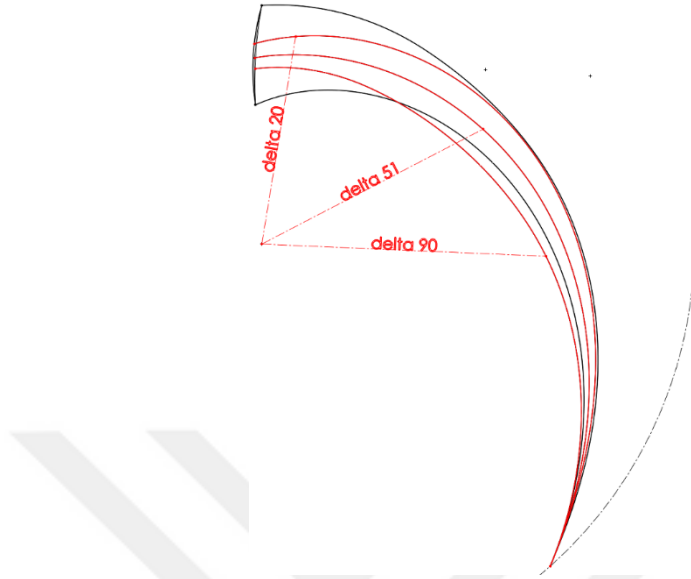
Şekil 4.4 : $\delta=51^\circ$ durumunda mavi renkli yüzeyler olarak boğaz alanı.

Üç tasarımın dış ve iç ipçikleri tamamen aynıdır. Orta akım çizgisinde de giriş, çıkış ve sarma açıları sabit tutulmuştur. β_{1B} , β_2 ve Θ açıları Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Giriş, çıkış ve sarma açıları.

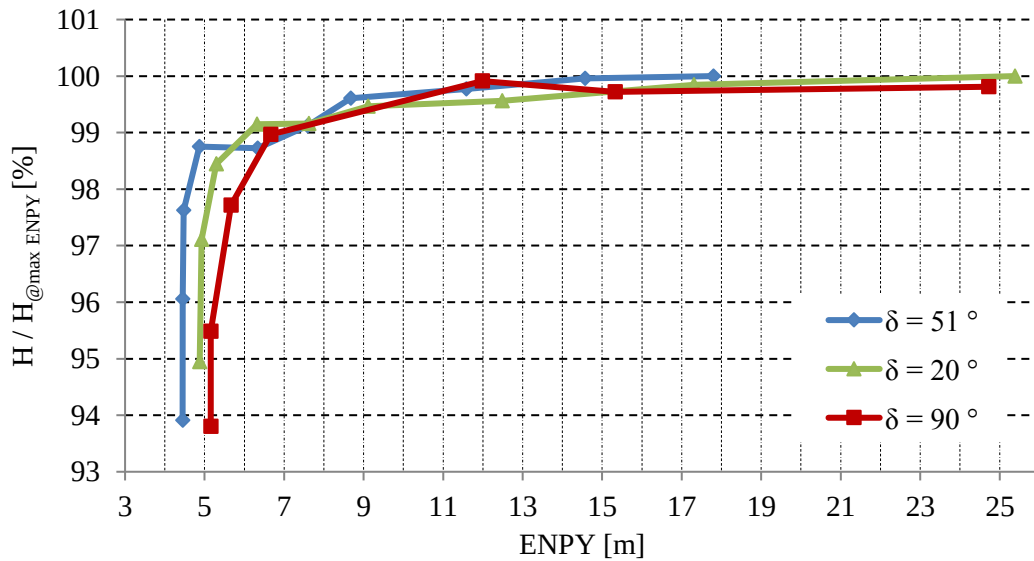
$\beta_{1B, dış} [^\circ]$	$\beta_{1B, orta} [^\circ]$	$\beta_{1B, iç} [^\circ]$	$\beta_2 [^\circ]$	$\Theta_{dış} [^\circ]$	$\Theta_{orta} [^\circ]$	$\Theta_{iç} [^\circ]$
18.5	22	25.5	26	138.2	140.4	140.7

Kanat plan görünüşü üç akım ipçığı göz önüne alınarak Şekil 4.5'te verilmiştir. Orta akım ipçikleri kırmızı renkte $\delta = 20^\circ$, 51° ve 90° için çizilmiştir. Orta akım ipçığının uzunluğu $\delta = 20^\circ$ için en büyük, $\delta = 90^\circ$ için en küçüktür.



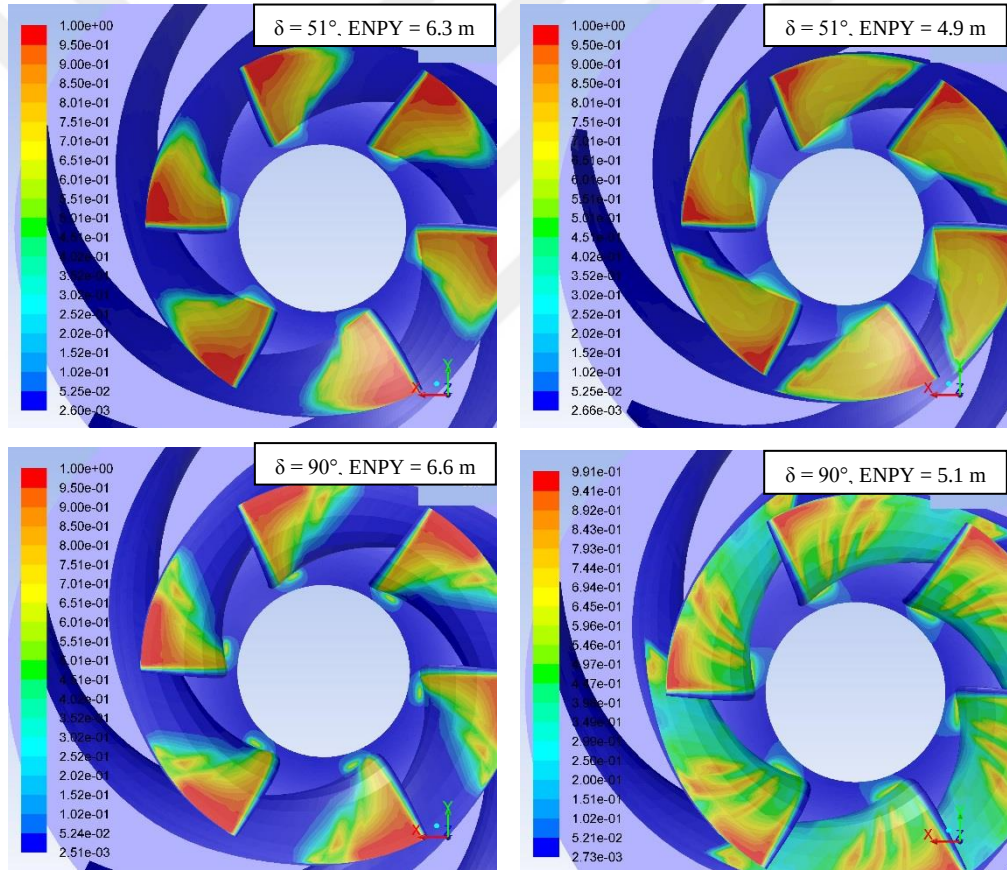
Şekil 4.5 : $\delta = 20^\circ$, 51° ve 90° için kanatların plan görünüşü.

Sayısal hesaplamalarda tek pasaj modellenmiştir. Pompanın deneylerle belirlenen optimum çalışma debisinde ilk önce tek faz, sonrasında kavitasyon çözümleri yapılmıştır. Çarktan geçen debi, ampirik bağıntılarla hesaplanan kaçak debisinin pompa debisine eklenmesiyle bulunmuştur. Genel olarak Bölüm 3.3 de uygulanan sayısal yöntemler tekrar edilmiştir. Kavitasyon hesapları, türbülans düzeltmesi uygulanan Singhal modeli ile yapılmıştır. $\delta = 20^\circ$, 51° ve 90° durumları için elde edilen yük düşümü eğrileri Şekil 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.6 : $\delta = 20^\circ$, 51° ve 90° için optimum debide yük düşümü eğrileri.

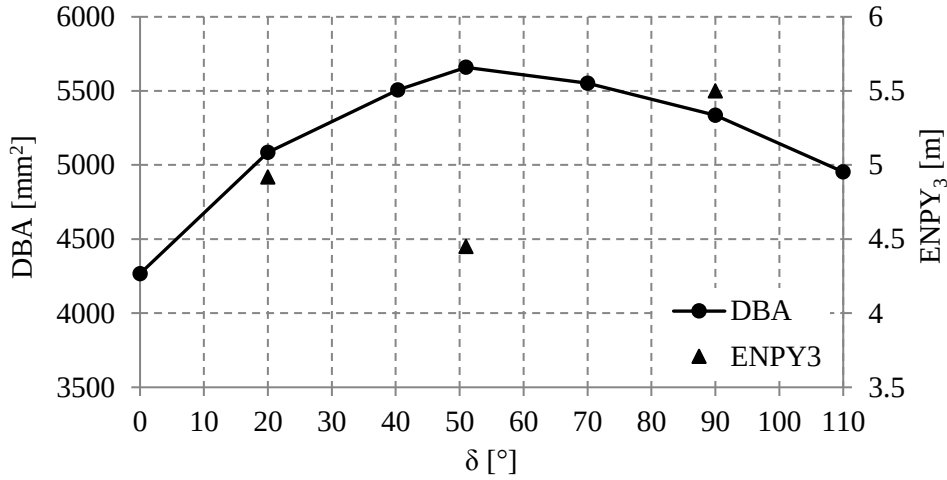
Görüldüğü gibi $ENPY_3$ ve $ENPY_{devrilme}$ değerleri $\delta = 51^\circ$ için en küçüktür. $ENPY_3$ değeri 4.45 m olarak hesaplanmış, orijinal tasarıma göre 1.05 m (% 19) iyileştirilmiştir. Şekil 4.7’de orijinal ve iyileştirilmiş tasarımda farklı ENPY değerlerinde kanat etrafında oluşan kavitasyon görülmektedir. $ENPY \approx 6.5$ m iken iki tasarımda da %1.2 civarında yük düşümü meydana gelmiştir. İki durumda da kavitasyon kanat emme tarafında ortaya çıkmış, kavitasyonlu yapıların boyutları birbirine yakın hesaplanmıştır. $ENPY \approx 5$ m ye düşürüldüğünde orijinal tasarımda kavitasyonun önemli ölçüde büyüyerek boğaz kesitini geçtiği görülmektedir. Buna bağlı olarak, % 4.5 civarında yük düşümü meydana gelmiştir. İyileştirilmiş tasarımda, kanat emme yüzeyindeki kavitasyonun daha az büyüdüğü ve boğaz kesitine kadar ulaşmadığı görülebilir. Yük düşümü %1.3 dolayında hesaplanmıştır.



Şekil 4.7 : Üstte iyileştirilmiş ve altta orijinal tasarımlarda kanatlar etrafında kavitasyon.

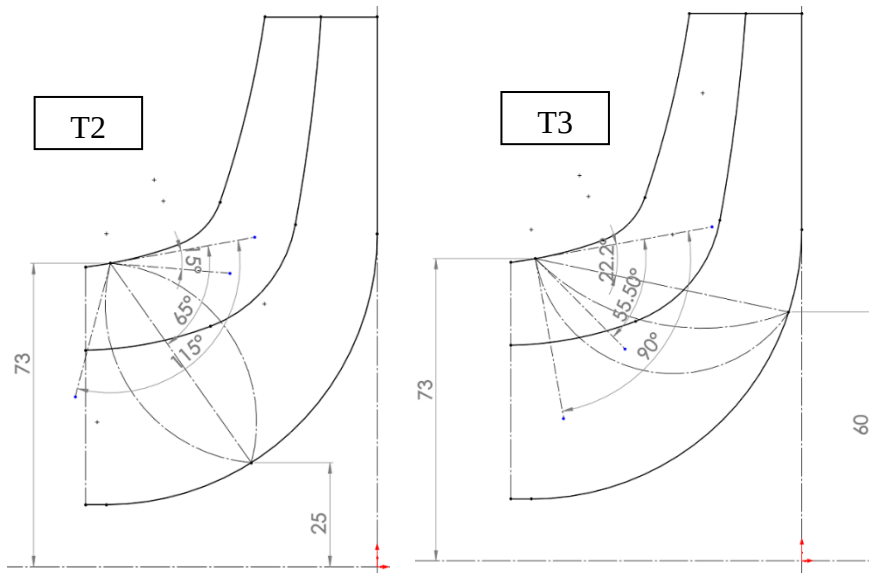
$ENPY_3$ ve DBA' 'nın δ' ya bağlı değişimiye Şekil 4.8’de görülmektedir. $ENPY_3$ ve DBA arasındaki ters orantı göze çarpmaktadır. DBA' yı maksimum yapan δ değeri olan 51° de $ENPY_3$ minimum değerini almıştır. Boğaz kesitindeki bağıl hızın geri

dönmeye neden olmayacak kadar yavaşlatılması konusunda yapılan fiziksel yaklaşımın sayısal hesaplarla doğrulandığı söylenebilir.



Şekil 4.8 : ENPY₃ ve DBA'nın δ ya bağlı değişimi.

Kavitasyon performansının daha fazla iyileştirilip iyileştirilemeyeceğini araştırmak ve giriş kenarı eğriligi ile ENPY₃ arasındaki ilişkiyi genelleştirmek amacıyla 2 farklı tasarım daha yapılmıştır. Kanat girişi dış yarıçapı sabit tutulmuş, iç yarıçapı tasarım 2 de (T2) 42.6 mm'den 25 mm ye düşürülerek kanat uzatılmış, tasarım 3 de (T3) 60 mm ye çıkarılarak kanat kısaltılmıştır. Çarkların meridyenel kesitleri Şekil 4.9'da görülmektedir. Her tasarım için δ değerine bağlı olarak farklı eğrilikte üçer adet giriş kenarı oluşturulmuştur.



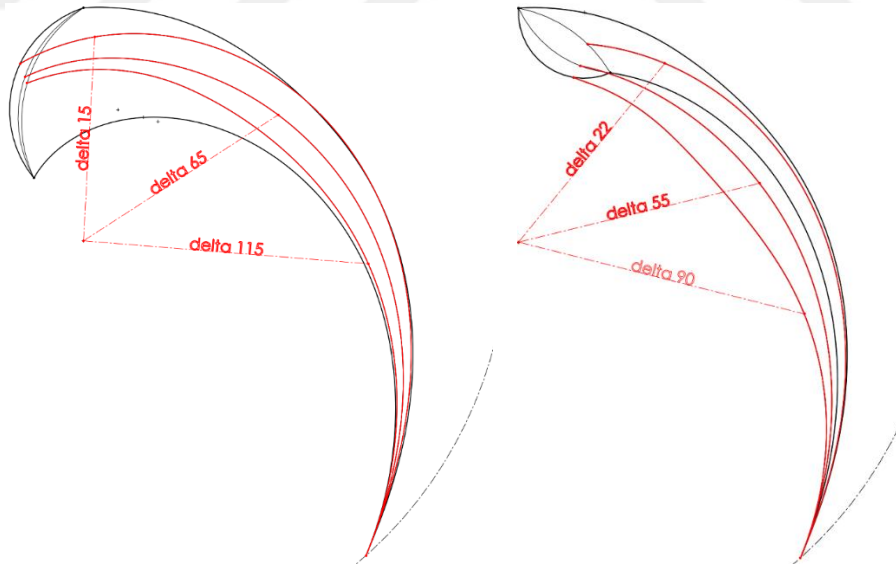
Şekil 4.9 : T2 ve T3 tasarımlarının meridyenel görünüşleri ve farklı eğriliklerde üçer adet giriş kenarı.

δ değerlerinin belirlenmesinde DBA' nın kanat eğriliğine bağlı değişimi gözetilmiş ve T2 için $\delta=15^\circ$, 65° ve 115° , T3 için $\delta=22^\circ$, 55° ve 90° seçilmiştir. Çark giriş, çıkış ve sarma açıları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2 : T2 ve T3 için giriş, çıkış ve sarma açıları.

	T2	T3
$\beta_{1B, dış} [^\circ]$	18.5	18.5
$\beta_{1B, orta} [^\circ]$	25	19.5
$\beta_{1B, iç} [^\circ]$	37	21
$\beta_2 [^\circ]$	26	26
$\Theta_{dış} [^\circ]$	138.2	138.2
$\Theta_{orta} [^\circ]$	157.8	118.9
$\Theta_{iç} [^\circ]$	176.4	109.7

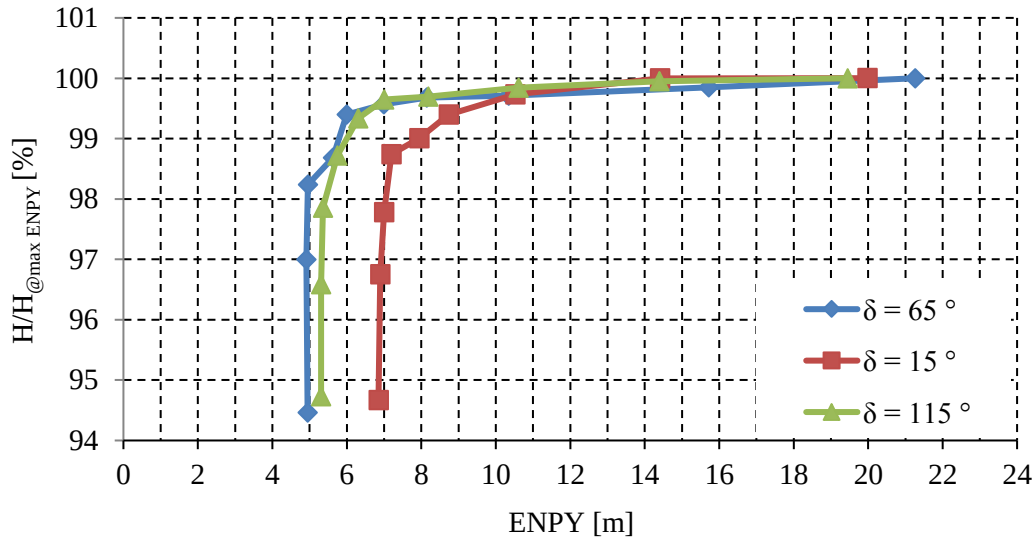
Giriş kenarının dış akım ipçisindeki yeri sabit tutulduğundan $\beta_{1B,dış}$ ve $\Theta_{dış}$ açıları tüm tasarımlarda aynıdır. Orta ve iç ipçiklerdeki giriş açıları hücum açısını yaklaşık sıfır yapacak şekilde seçilmiştir. T2'de iç ipçğin sarma açısı kanat boyundaki uzamadan dolayı 140.7° den 176.4° ye çıkmıştır. T3'te ise 109.7° ye düşmüştür. T2 ve T3'ün kendi içerisinde orta akım ipçği için kanat giriş açıları çok yakın hesaplandığından, $\beta_{1B,orta}$ 3 farklı giriş eğriliği için sabit tutulmuştur. Aynı şekilde sarma açıları da değiştirilmemiştir. Kanatların plan görünüşü Şekil 4.10'da görülmektedir.



Şekil 4.10 : T2 ve T3 için kanatların plan görünüşü.

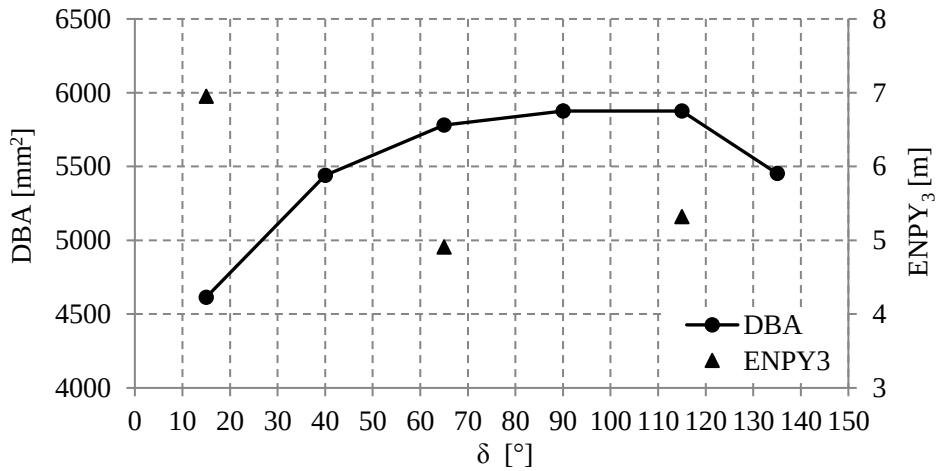
T2 ve T3 tasarımlarında kavitasyonlu akış çözümleri için bir öncekiyle aynı sayısal yöntemler takip edilmiştir. T2 için optimum debide hesaplanan yük düşümü eğrileri Şekil 4.11'de görülmektedir. Genel olarak en düşük ENPY değerleri $\delta = 65^\circ$ de, en

büyük ENPY değerleri $\delta = 15^\circ$ durumunda hesaplanmıştır. $\delta = 65^\circ$ için $ENPY_3 = 4.91$ m bulunmuş, iyileştirilmiş tasarımda elde edilen 4.45 m'nin altına inilememiştir.



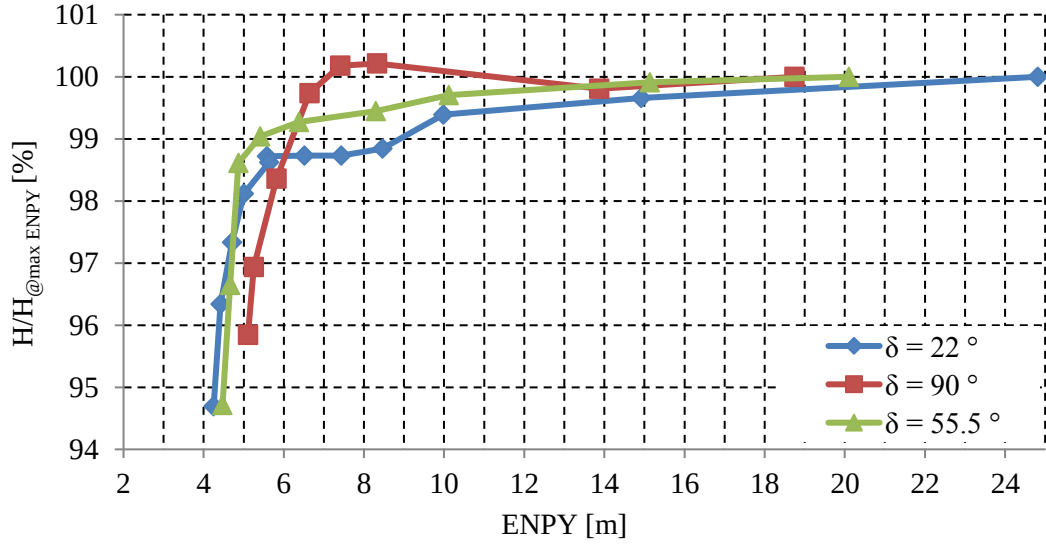
Şekil 4.11 : T2 de $\delta = 15^\circ, 65^\circ, 115^\circ$ için yük düşümü eğrileri.

Şekil 4.12'de DBA ve $ENPY_3$ ün δ açısına bağlı değişimi görülmektedir. DBA en büyük değerlerini $\delta = 115^\circ$ de almıştır. $\delta = 65^\circ$ deki değeriye $\delta = 115^\circ$ den yalnızca %1.6 küçüktür. DBA'nın büyük olduğu noktalarda $ENPY_3$ ün küçük olduğu, DBA azaldıkça $ENPY_3$ ün arttığı görülmektedir.



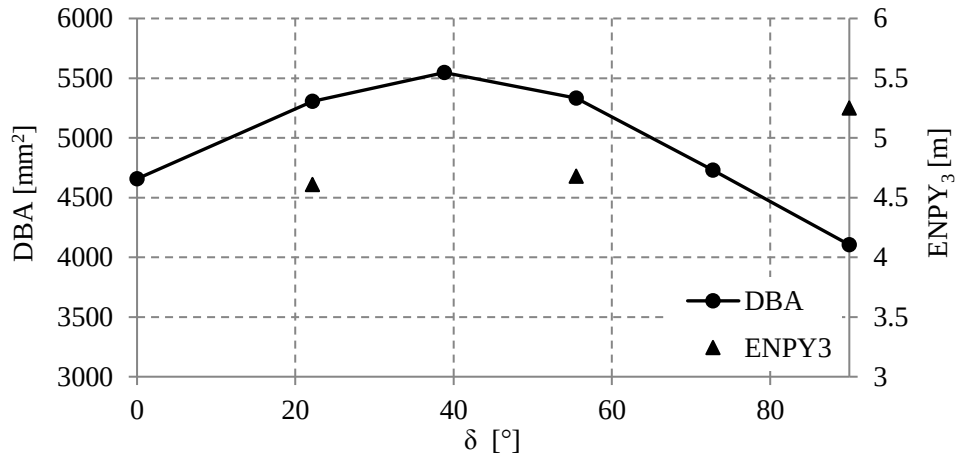
Şekil 4.12 : T2 de $ENPY_3$ ve DBA'nın δ ya bağlı değişimi.

T3 için optimum debide hesaplanan yük düşümü eğrileri Şekil 4.13'te görülmektedir. $\delta = 22^\circ$ ve 55.5° için $ENPY_3 \approx 4.62$ m hesaplanmıştır. Bu tasarımda da hiçbir δ değerinde 4.45 m'nin altına inilememiştir. $\delta = 55.5^\circ$ için elde edilen yük düşümü eğrisi yumuşak düşen bir yapıdayken, $\delta = 22^\circ$ eğrisinde yer yer kararsızlıklar ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.13 : T3 de $\delta = 22^\circ, 55.5^\circ, 90^\circ$ için yük düşümü eğrileri.

Şekil 4.14'te DBA' nın δ açısına bağlı değişimi incelendiğinde benzer şekilde DBA ve ENPY₃ ün ters orantılı olduğu görülmektedir. Giriş kenarının dış içiğe dik olduğu $\delta = 90^\circ$ için, DBA' nın azalması nedeniyle en yüksek ENPY₃ hesaplanmıştır.



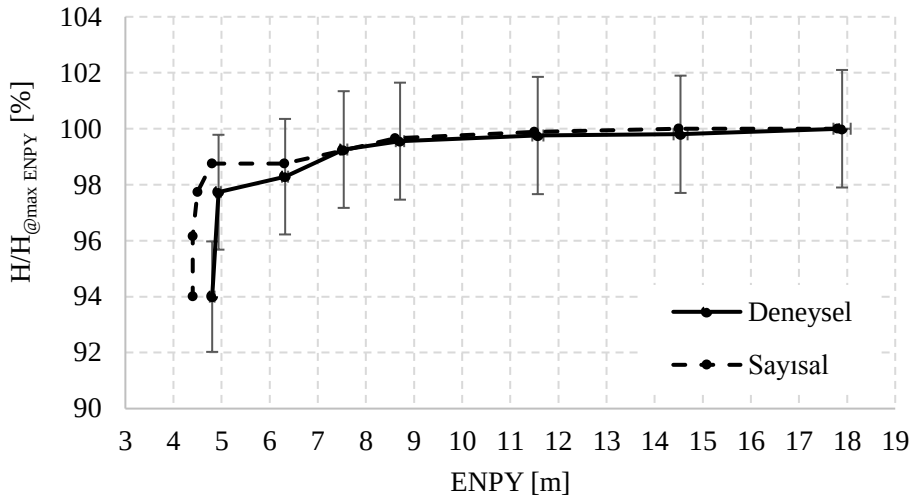
Şekil 4.14 : T3 de ENPY₃ ve DBA' nın δ ya bağlı değişimi.

Tüm tasarımlarda giriş kenarı eğrilğine bağlı değişen DBA ve ENPY₃ arasında ters orantı tespit edilmiştir. Kanat giriş kenarı eğriliklerinin girişte geri dönme yaratmamak kaydıyla düzeltilmiş boğaz alanını maksimize edecek şekilde belirlenmesinin tasarım kriteri olarak kullanılabileceği görülmüştür.

4.2 Kavitasyon Performansının DeneySEL Olarak Doğrulanması

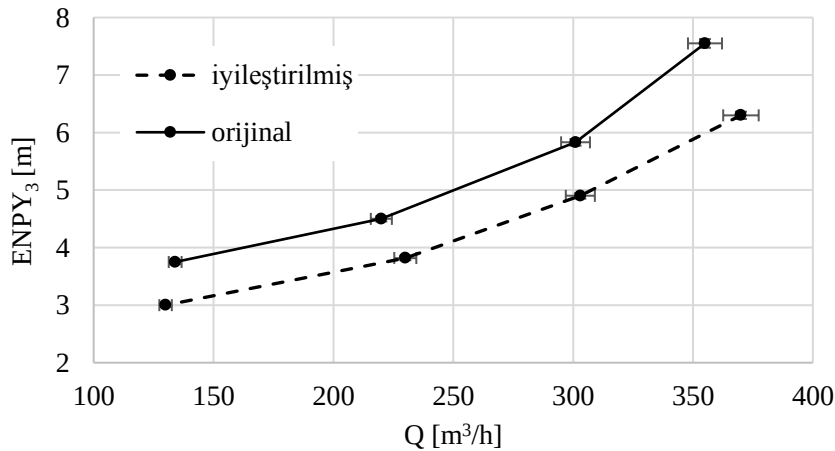
En düşük ENPY₃ değerinin hesaplandığı iyileştirilmiş tasarımlı çark imal edilmiş ve bu çark kullanılarak pompa performans ve kavitasyon testleri Şekil 3.3'te görülen

kapalı çevrim deney düzeneğinde yapılmıştır. Deneyde kullanılan ekipmanlar, ölçüm yöntemleri ve belirsizlikleri için bölüm 3.2’de verilen esaslar geçerlidir. Pompanın Q-H eğrisi Ek E’de görülebilir. Optimum debide deneysel ve sayısal yük düşümü eğrileri Şekil 4.15’te karşılaştırılmıştır. Sayısal olarak elde edilen eğrinin deneysel eğriye benzer yapıda olduğu görülmektedir. ENPY₃ değeri sayısal olarak deneysel değerden 0.43 m düşük hesaplanmıştır.



Şekil 4.15 : Kavitasyon performansı iyileştirilmiş pompanın optimum debisinde sayısal ve deneysel yük düşümü eğrileri.

Şekil 4.16’da orijinal ve kavitasyon performansı iyileştirilmiş pompanın Q-ENPY₃ eğrileri görülmektedir. Optimum debide (303 m³/h) sayısal olarak 1.05 m hesaplanan iyileştirme, deneysel olarak 0.93 m bulunmuştur. Bununla beraber tüm çalışma aralığında pompa kavitasyon performansının artırıldığı gözükmemektedir.



Şekil 4.16 : Orijinal ve kavitasyon performansı iyileştirilmiş pompaların Q-ENPY₃ eğrileri.

Kavitasyon performansı iyileştirilen pompa EN733 normuna uygun olarak üretilmiş, 100-250 ismiyle anılan bir pompadır. Bu standarda göre üretilen pompaların optimum çalışma noktası, tüm pompa üreticilerinde benzerlik göstermektedir. Global üreticilerin Q-ENPY₃ eğrileri incelendiğinde, tasarımı iyileştirilen pompanın ENPY₃ değerinin birçok rakip ürünün ENPY₃ değerlerinin oldukça altında olduğu görülebilir.





5. SONUÇLAR

Bu çalışmada elde edilen genel sonuçlar ve öneriler aşağıda sıralanmıştır.

- Yakınsak ıraksak bir lülede homojen kavitasyon modeli kullanarak kavitasyona bağlı basınç kayıplarının yaklaşık olarak hesaplanabildiği görülmüştür. Buhar yoğunluğundaki küçük değişimler basınç ve hız alanlarını önemli biçimde değiştirmektedir. Bu sebeple çift fazlı hesapların deneyle mukayesesi esnasında, akışkan sıcaklığının hassas şekilde belirlenmesi gerekir.
- Özgül hızları 10.4, 22.4 ve 34.4 olan uçtan emişli norm pompaların farklı çalışma noktalarında 3 farklı homojen kavitasyon modeli ile sayısal çözümler yapılmış ve deneysel ölçümlere en yakın sonuç veren model tespit edilmiştir.
- Giriş-çıkış sınır koşullarının yük düşümü eğrileri üzerindeki etkisi araştırılmış ve en uygun sınır koşulu seti belirlenmiştir.
- Özgül hızı 34.4 olan pompanın akış hacmi öncelikle gerçeğe uygun biçimde tamamıyla modellenmiş, alternatif olarak çarkın tek pasajı içerisindeki akış modellenerek kavitasyon hesapları yapılmıştır. Kavitasyon performansı bakımından aradaki farkın çok küçük olduğu tespit edilmiştir. Pasaj modelinin kullanımıyla sayısal ağıdan tasarruf edilerek kavitasyon hesapların hızlandırılabilceği görülmüştür.
- En başarılı bulunan kavitasyon modeline türbülans düzeltmesi yapılarak deneysel sonuçlara daha uyumlu halde getirilmiştir.
- Nihai kavitasyon modeli özgül hızı 12.5 olan yarı açık çarklı pompada yük düşümü eğrileri ve detaylı kavitasyon yapıları bakımından doğrulanmıştır. Kavitasyonlu yapılar ve yük düşümü eğrileri arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Kanat girişi emme yüzeyindeki tabaka kavitasyonu kaynaklı yük düşümünün, kavitasyonlu yapıların boğaz kesitine yaklaştığı duruma değin büyük olmadığı görülmüştür. Kavitasyon zarfı boğaz kesitine ulaşır, kanat basma tarafına doğru büyüdüğünde keskin yük düşümlerinin ortaya çıktığı tespit edilmiştir.

- Özgöl hızı 12.5 olan pompada yapılan gürültü ölçümleri sonucunda, ses basıncının kavitasyon şiddetlendikçe yüksek frekanslarda arttığı, düşük frekanslarda azaldığı görülmüştür. Yine bu pompanın rulman yatağı üzerinde titreşim ivmeleri ölçülmüş, kavitasyona bağlı en büyük titreşim artışının yatay eksen ve mil eksen yönünde 3 - 5.5 kHz aralığında, düşey eksen 7 - 10 kHz aralığında olduğu görülmüştür.
- Kanat giriş kenarı eğriliği parametre olarak belirlenmiş ve özgöl hızı 30 olan bir norm pompanın kavitasyon performansı bu parametrenin değiştirilmesi ile iyileştirilmiştir. Giriş kenarı eğriliğinin girişte geri dönme yaratmamak kaydıyla, düzeltilmiş boğaz alanını maksimize edecek şekilde belirlenmesinin tasarım kriteri olarak kullanılabileceği gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Brennen, C. E.** (1995). *Cavitation and Bubble Dynamics*. ISBN 0-19-509409-3, Oxford University Press.
- [2] **Franc, J-P. & Michel, J-M.** (2004). *Fundamentals of Cavitation*. ISBN-13: 978-1402022326.
- [3] **Mishra, C. & Peles, Y.** (2006). An experimental investigation of hydrodynamic cavitation in micro-Venturis, *Physics of Fluids* 18, 103603.
- [4] **Url-1** <http://www.1.k.utokyo.ac.jp/yama/fluidlab/Research/CavPictures/index_e.html>, erişim tarihi 25.04.2019.
- [5] **Url-2** <<http://cavity.caee.utexas.edu/kinnas/cavphotos.html>>, erişim tarihi 25.04.2019.
- [6] **Gülich, J.F.** (2010). *Centrifugal Pumps*. 2nd edition, ISBN 978-3-642-12823-3
- [7] **Schiavello, B. & Visser, C.F.** (2009). Pump cavitation– various NPSHr criteria, NPSHa, margins, and impeller life expectancy, *Proceedings of the Twenty-Fifth International Pump Users Symposium*. Houston, Texas, February 23 – 26.
- [8] **Dernedde, R. & Stech, P. R.** (1982). Design of Feed Pumps Hydraulic Components, *Proceedings of the Symposium on Power Plant Feed Pumps - The State of the Art, EPRI CS-3158*. Cherry Hill, New Jersey, pp. 11-23.
- [9] **Stepanoff, A. J.** (1957). *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2nd edition.
- [10] **Yedidiah, S.** (1996). *Centrifugal Pump User's Guidebook: Problems and Solutions*.
- [11] **Hirschi, R., Dupont, P., Avellan, F., Favre, J.N., Guelich, J.F. & Parkinson, E.** (1998). Centrifugal pump performance drop due to leading edge cavitation numerical predictions compared with model tests, *Journal of Fluids Eng.*, Vol.120, 705-711.
- [12] **Dupont, P.** (2001). Numerical prediction of the cavitation in pumps. *Proceedings of the 18th Int. Pump Users Symp.* Houston, Texas.
- [13] **Li, J., Liu, L-J. & Feng, Z-P.** (2006). Two-dimensional analysis of cavitating flows in a centrifugal pump using a single-phase Reynolds averaged Navier–Stokes solver and cavitation model, *Proc. IMechE Vol. 220 Part A: J. Power and Energy*, Doi: 10.1243/09576509JPE221.
- [14] **Strongin, M.** (2011). A Novel Approach to Simplification of NPSH(r) CFD calculation, *Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference AJK-Fluids201*.
- [15] **Chen, Y. & Heister, S. D.** (1994). A Numerical Treatment for Attached Cavitation, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 116, No. 3, 613–618.

- [16] **Meijn, G-J.** (2015). *Physical modeling of cavitation using an enthalpy based model*. (MSc thesis). Delft University of Technology.
- [17] **Shams, E., Finn, J. & Apte, S.** (2001). A Numerical Scheme for Euler-Lagrange Simulation of Bubbly Flows in Complex Systems, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 67, no. 12, 1865–1898.
- [18] **Visser, F. C.** (2001). Some user experience demonstrating the use of CFD for cavitation analysis and head prediction of centrifugal pump. *Proceedings of the 4th ASME Int. Symp. on Pumping Mach.* New Orleans, Louisiana.
- [19] **Nohmi, M.** (2012). A review a basic research on total prediction system for cavitation phenomena. *Proceedings of the 8th Int. Symp. on Cavitation*. Singapore.
- [20] **Visser, F. C. & Schiavello, B.** (2014). Pump Cavitation - Physics, Prediction, control, troubleshooting. *Short course P5 Notes, 43th turbomachinery symposia*.
- [21] **Delannoy, Y.** (1990). Two phase flow approach in unsteady cavitation modelling, in *ASME Cavitation and Multiphase flow forum*, 153–158.
- [22] **Sinibaldi, E., Beux, F. & Salvetti, M. V.** (2006). A numerical method for 3D barotropic flows in turbomachinery, *Flow, Turbulence and Combustion, Volume 76, Issue 4*, 371–381.
- [23] **Coutier-Delgosha, O., Fortes-Patella, R., Reboud, J. L., Hofmann, M. & Stoffel, B.** (2003). Experimental and Numerical Studies in a Centrifugal Pump with Two-Dimensional Curved Blades in Cavitating Condition, *Journal of Fluids Engineering, Vol. 125*. Doi: 10.1115/1.1596238.
- [24] **Pouffary, B., Fortes-Patella, R., Reboud, J-L. & Lambert, P.A.** (2008). Numerical Simulation of 3D Cavitating Flows: Analysis of Cavitation Head Drop in Turbomachinery. *Journal of Fluids Engineering Vol. 13*.
- [25] **Niedzwiedzka, A., Schnerr, G. H. & Sobieski, W.** (2016). Review of numerical models of cavitating flows with the use of homogeneous approach. *Archives of Thermodynamics* 37(2), 71-88.
- [26] **Zwart, P. J., Gerber, A. G. & Belamri, T.** (2004). A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics. *Proceedings of the 5th ICMF*. Yokohama.
- [27] **Schnerr, G. H. & Sauer, J.** (2001). Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics. *Proceedings of the 4th ICMF*. New Orleans, USA.
- [28] **Singhal, A. K., Athavale, M. M., Li, H. & Jiang, Y.** (2002). Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *Journal of Fluids Eng.* 124, 617-624.
- [29] **Bakir, F., Rey, R., Gerber, A. G., Belamri, T. & Hutchinson, B.** (2004). Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behavior of an Inducer, *International Journal of Rotating Machinery*, 10, 15–25.

- [30] **Yuan, J., Fu, Y. & Yuan, S.** (2012). A Study of Cavitation Flow in a Centrifugal Pump at Part Load Conditions Based on Numerical Analysis, *Proceedings of the ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting, FEDSM2012*. Rio Grande, Puerto Rico, July 8-12.
- [31] **Sedlář, M., Zima, P., Bajorek, M. & Krátký, T.** (2012). CFD analysis of unsteady cavitation phenomena in multistage pump with inducer, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 15, 062024. doi:10.1088/1755-1315/15/6/062024
- [32] **Sedlar, M., Sputa, O. & Komarek, M.** (2012). CFD Analysis of Cavitation Phenomena in Mixed-Flow Pump, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 5, No. 1.
- [33] **Salvadori, S., Cappelletti, A., Montomoli, F., Nicchio, A. & Martelli, F.** (2015). Experimental and Numerical Evaluation of the NPSHr Curve of an Industrial Centrifugal Pump, *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC11*. Madrid, Spain, March 23-27.
- [34] **Shukla, S. N. & Kshirsagar, J.** (2008). Numerical prediction of cavitation in model pump, *Proceedings of IMECE2008 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Boston, Massachusetts, October 31-November 6.
- [35] **Salvadori, S., Cappelletti, A., Martelli, F., Nicchio, A., Carbonino, L. & Piva, A.** (2012). Numerical Prediction of Cavitation in Pumps, *Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'12), The 15th International Conference on Fluid Flow Technologies*. Budapest, Hungary, September 4-7.
- [36] **Somashekar, D. & Purushothama, H. R.** (2012). Numerical Simulation of Cavitation Hysteresis on Radial Flow Pump. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering Volume 1, Issue 5*, 21-26.
- [37] **Jeanty, F., Andrade, J. D., Asuaje, M., Kenyery, F., Vásquez, A., Aguilón, O. & Tremante, A.** (2009). Numerical simulation of cavitation phenomena in a centrifugal pump, *Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting FEDSM2009*.
- [38] **Marini, A., Salvadori, S., Bernardini, C., Insinna, M., Martelli, F., Nicchio, A., Piva, A.** (2011). Numerical prediction of cavitation inception in centrifugal impellers. *Proceedings of the 9th European Conference on Turbomachinery*. İstanbul, Türkiye.
- [39] **Lomakin, V. & Bibik, O.** (2019). Numerical prediction of the gas content effect on the cavitation characteristics of the pump using the simplified Rayleigh-Plesset equation, *2019 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 492 012037.
- [40] **Dupont, P. & Okamura, T.** (2003). Cavitating Flow Calculations in Industry; *International Journal of Rotating Machinery*, 9(3), 163–170.
- [41] **Athavale, M. M., Li, H. Y., Jiang, Y. & Singhal, A.K.** (2002). Application of the Full Cavitation Model to Pumps and Inducers, *International Journal of Rotating Machinery*, 8(1), 45-56.

- [42] **Li, W.G.** (2014). Validating full cavitation model with an experimental centrifugal pump. *Task Quarterly Vol.18, No1*, 81-100.
- [43] **Miyabe, M. & Maeda, H.** (2011). Numerical Prediction of Pump Performance Drop and Erosion Area Due to Cavitation in a Double Suction Centrifugal Feed pump, *Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference AJK-Fluids2011*. Hamamatsu, Shizuoka, Japan, July 24-29.
- [44] **Ding, H., Visser, F. C., Jiang, Y. & Furmanczyk, M.** (2011). Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications, *Journal of Fluids Engineering, Vol.133, 011101-1-14*.
- [45] **Ding, H., Visser, F. C. & Jiang, Y.** (2012). A practical approach to speed up NPSHr prediction of centrifugal pumps using CFD cavitation model, *Proceedings of the ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting FEDSM2012*.
- [46] **Ennouri, M., Kanfoudi, H., Taher, A. B. H. & Zgolli, R.** (2019). Numerical Flow Simulation and Cavitation Prediction in a Centrifugal Pump using an SST-SAS Turbulence Model, *Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 12, No. 1*, 25-39. Doi: 10.18869/acadpub.jafm.73.250.28771.
- [47] **Hedi, L., Hatem, K. & Ridha, Z.** (2012). Numerical Simulation of Cavitation Flow in Centrifugal Pump, *Science Academy Transactions on Renewable Energy Systems Engineering and Technology, Vol. 2, No. 1*.
- [48] **Bernad, S., Muntean, S., Susan-Resiga, R. F. & Anton, I.** (2004). Numerical Simulation of Two-Phase Cavitating Flow in Turbomachines, *The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*. Timisoara, Romania, October 21 – 22.
- [49] **Medvitz, R. B., Kunz, R. F., Boger, D. A., Lindau, J. V., Yocum, A. M. & Pauley, L. L.** (2002). Performance Analysis of Cavitating Flow in Centrifugal Pumps Using Multiphase CFD. *Journal of Fluids Engineering, Vol. 124*. Doi: 10.1115/1.1457453.
- [50] **Fukaya, M., Tamura, Y. & Matsumoto, Y.** (2009). Prediction of Impeller Speed Dependence of Cavitation Intensity in Centrifugal Pump Using Cavitating Flow Simulation with Bubble Flow Model, *Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation, CAV2009*. Ann Arbor, Michigan, August 17-22.
- [51] **Liu, D.** (2015). The numerical simulation of propeller sheet cavitation with a new cavitation model, *Procedia Engineering 126*, 310 - 314.
- [52] **Van den Braembussche, R. A.** (2006). Flow and Loss Mechanisms in Volute of Centrifugal Pumps in Design and Analysis of High-Speed Pumps, *Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 12*. Neuilly-sur-Seine, France.
- [53] **Bachert, R., Stoffel, B. & Dular, M.** (2010). Unsteady Cavitation at the Tongue of the Volute of a Centrifugal Pump, *Journal of Fluids Engineering, Vol. 132*.

- [54] **Gulich, J. F.** (1989). Guidelines for Prevention of Cavitation in Centrifugal Feedpumps, *EPRI GS-6398 Project 1884-10 Final Report*.
- [55] **Hergt, P.** (1991). Design approach for feed pump suction impellers, *1991 EPRI Power Plant Pump Short Course and Symposium Reprint*.
- [56] **Kyparissis, S. D. & Margaris, P. D.** (2012). Experimental Investigation and Passive Flow Control of a Cavitating Centrifugal Pump, *International Journal of Rotating Machinery Volume 2012*, Article ID 248082.
- [57] **Xu, Y., Tan, L., Cao, S. L., Wang, Y. C., Meng, G. & Qu, S. W.** (2015). Influence of blade angle distribution along leading edge on cavitation performance of a centrifugal pump, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 72(3):032019.
- [58] **Dönmez, A. H., Yumurtacı, Z. & Kavurmacioğlu, L.** (2019). The Effect of Inlet Blade Angle Variation on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump: A Parametric Study, *Journal of Fluids Engineering, Vol. 141*.
- [59] **Coutier-Delgosha, O., Caignaert, G., Bois, G. & Leroux, J-B.** (2012). Influence of the Blade Number on Inducer Cavitating Behavior, *Journal of Fluids Engineering, Vol. 134*. Doi: 10.1115/1.4006693.
- [60] **Zangeneh, M., Goto, A. & Takemura, T.** (1996). Suppression of Secondary Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller by Application of Three-Dimensional Inverse Design Method: Part 1 - Design and Numerical Validation, *Journal of Turbomachinery, Vol. 118*.
- [61] **Bonaiuti, D., Zangeneh, M., Aartojarvi, R. & Eriksson, J.** (2010). Parametric Design of a Waterjet Pump by Means of Inverse Design, CFD Calculations and Experimental Analyses, *J. Fluids Eng* 132(3), 031104, doi:10.1115/1.4001005.
- [62] **Ashihara, K., Goto, A.** (1999). Improvements of pump suction performance using 3D inverse design method, *Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference*. San Francisco, California, July 1999.
- [63] **Ashihara, K. & Goto, A.** (2002). Effects of Blade Loading on Pump Inducer Performance and Flow Fields, *Proceedings of ASME FEDSM'02 Fluids Engineering Division Summer Meeting*. Montreal, Quebec, Canada, July 14-18.
- [64] **Zhang, S., Zhang, R., Zhang, S. & Yang, J.** (2016). Effect of Impeller Inlet Geometry on Cavitation Performance of Centrifugal Pumps Based on Radial Basis Function, *International Journal of Rotating Machinery Volume 2016*, Article ID 6048263.
- [65] **Luo, X., Zhang, Y., Peng, J., Xu, H. & Yu, W.** (2008). Impeller inlet geometry effect on performance improvement for centrifugal pumps, *Journal of Mechanical Science and Technology* 22. Doi: 10.1007/s12206-008-0741-x
- [66] **Bakir, F., Kouidri, S., Noguera, R. & Rey, R.** (2003). Experimental Analysis of an Axial Inducer Influence of the Shape of the Blade Leading Edge on the Performances in Cavitating Regime, *Journal of Fluids Engineering, Vol. 125*.

- [67] **Igoshi, T., Uchinono, Y., Koroitamana, E., Ishizaka, K. & Watanabe, S.** (2011). Effect of Leading-Edge Sweep on Cavitation Performance of Two-Bladed Flat Plate Inducer, *Proceedings of the ASME-JSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference*, Hamamatsu, Shizuoka, Japan, July 24-29.
- [68] **Balasubramanian, R., Sabini, E. & Bradshaw, S.** (2011). Influence of impeller leading edge profiles on cavitation and suction performance, *Proceedings of the 27th International Pump Users Symposium*. Houston, Texas, September 12-15.
- [69] **Tao, R., Xiao, R. & Wang, Z.** (2018). Influence of Blade Leading-Edge Shape on Cavitation in a Centrifugal Pump Impeller, *Energies*, 11, 2588, doi:10.3390/en11102588.
- [70] **Hergt, P., Nicklas, A., Mollenkopf, G. & Brodersen, S.** (1996). The suction performance of centrifugal pumps: Possibilities and limits of improvement, *Proceedings of the 13th international pump users symposium*.
- [71] **Sloteman, D. P., Cooper, P. & Graf, E.** (1991). Design of high-energy pump impellers to avoid cavitation instabilities and damage, *1991 EPRI Power Plant Pump Short Course and Symposium Reprint*.
- [72] **Schiavello, B.** (1993). Cavitation and recirculation troubleshooting methodology, *Proceedings of the 10th international pump user's symposium*.
- [73] **Sloteman, D. P., Robertson, D. A. & Margolin, L.** (2004). Demonstration of cavitation life extension for suction stage impellers in high energy pumps, *Proceedings of the 21st international pump users symposium*.
- [74] **Sloteman, D. P., Worting, T. L., March, P., McBee, D. & Moody, L.** (1995). Experimental evaluation of high energy pump improvements including effects of upstream piping, *Proceedings of the 12th international pump users symposium*.
- [75] **Cavazzini, G., Pavesi, G., Santolin, A., Ardizzon, G. & Lorenzi, R.** (2015). Using splitter blades to improve suction performance of centrifugal impeller pumps, *Proc IMechE Part A: J Power and Energy*, Vol 229(3) 309–323.
- [76] **Yang, W., Xiao, R., Wang, F. & Wu, Y.** (2014). Influence of Splitter Blades on the Cavitation Performance of a Double Suction Centrifugal Pump, *Advances in Mechanical Engineering Volume 2014*, Article ID 963197, <http://dx.doi.org/10.1155/2014/963197>.
- [77] **Jung, Y. H., Min, Y. U. & Kim, J. Y.** (2014). Effect of Tip Clearance on Suction Performance at Different Flow Rates in a Mixed Flow Pump, *Proceedings of the ASME 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting*. Chicago, Illinois, August 3-7.
- [78] **Başkaya, Z.** (2011). *Sanki Bir Boyutlu Lülelerde Daimî Olmayan Kabarcıklı Akışların Sayısal Benzetimi*. (Doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [79] **Wang, Y. C. & Brennen, C. E.** (1998). One-Dimensional Bubbly Cavitating Flows Through a Converging-Diverging Nozzle. *ASME J. Fluids Eng.*, Vol.120, 166–170.
- [80] **EN ISO 9906.** (2012). *Rotodynamic pumps - Hydraulic performance acceptance tests - Grades 1, 2 and 3.*
- [81] **Coutier-Delgosha, O., Fortes-Patella, R. & Reboud, J .L.** (2003). Evaluation of the turbulence model influence on the numerical simulations of unsteady cavitation, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.125, 38-45.
- [82] **Tran, T. D., Nennemann, B., Vu, T. C. & Guibault, F.** (2015). Investigation of cavitation models for steady and unsteady cavitating flow simulation, *Int. J. of Fluid Mac. and Sys.*, Vol.8 No.4. 240-253.





EKLER

EK A: Özgöl hızı 12.5 olan pompanın bir noktasında giriş - çıkış basınçlarından toplanan ham veriler ve bu ölçümler için belirsizlik hesabı.

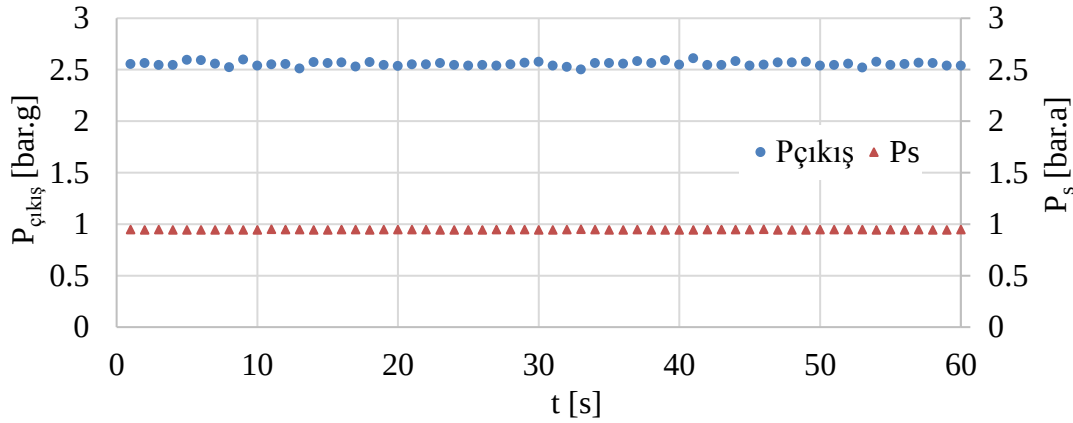
EK B: Özgöl hızları 10.4, 22.4 ve 34.4 olan pompaların deneysel Q-H ve Q-ENPY₃ eğrileri. Özgöl hızı 12.5 olan pompanın deneysel Q-H eğrisi.

EK C: Kabarcık çapı ve yoğuşmayan gaz oranının özgöl hızı 22.4 olan pompanın yük düşümü eğrisi üzerindeki etkileri.

EK D: İki fazlı kavitasyonlu akışlar için türbülans viskozitesi UDF scripti.

EK E: Kavitasyon performansı iyileştirilmiş pompanın 2900 d/dak. dönme devrinde deneysel Q-H eğrisi.

EK A: Özgül hızı 12.5 olan pompanın bir noktasında giriş - çıkış basınçlarından toplanan ham veriler ve bu ölçümler için belirsizlik hesabı.



Şekil A.1 : Özgül hızı 12.5 olan pompada, $Q= 35.7 \text{ m}^3/\text{h}$ ve $ENPY = 10.1 \text{ m}$ durumunda pompa giriş ve çıkış basınçlarının zamana bağlı değişimi.

Ölçümlerin belirsizliği ISO 9906:2012 standardında [80] verilen biçimde hesaplanmıştır. Giriş ve çıkış basınçlarından $n = 60$ örnek toplanmıştır. Verilerin aritmetik ortalaması ($i = 1 \dots n$) olmak üzere denklem A.1 de verilen biçimde alınmıştır.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum x_i \quad (\text{A.1})$$

Bu ölçümlerin standart sapması s , denklem A.2 ile bulunmuştur.

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{A.2})$$

Rastgelelikten doğan belirsizlik e_R ise denklem A.3 ile hesaplanmıştır. Burada t öğrenci dağılımı olup n değerine bağlıdır. $n=60$ için %95 güvenilirlik seviyesinde $t=2.000$ dır.

$$e_R = \frac{100 \cdot t \cdot s}{\bar{x} \sqrt{n}} \% \quad (\text{A.3})$$

Sistemik belirsizlik değerleri e_S , ekipman belirsizlikleri gibi pek çok parametreye bağlı olup standardın sınıf 1 için izin verdiği maksimum değerler hiçbir durumda geçilmemiştir. Toplam belirsizlik e_{toplam} , denklem A.4 ile hesaplanmaktadır.

$$e_{\text{toplam}} = \sqrt{e_R^2 + e_S^2} \quad (\text{A.4})$$

Hesaplanan değerler ve ölçümlerin belirsizliği Çizelge A.1 de verilmektedir.

Çizelge A.1 : Örnek ölçümlerin belirsizliği.

	$\bar{x}$	s	$e_R \%$	$e_S \%$	$e_{\text{toplam}} \%$
P_s	0.945640	0.001649	0.045036	0.5	0.502
$P_{\text{çıkış}}$	2.555106	0.020920	0.211403	0.5	0.542

Basma yüksekliğindeki belirsizlik, giriş ve çıkış basınçlarının belirsizliklerinden yola çıkarak denklem A.5 ile hesaplanmıştır.

$$e_{\text{toplam,H}} = \sqrt{\left(\frac{P_{\text{çıkış}} \cdot e_{\text{toplam,çıkış}}}{P_{\text{çıkış}} - P_s}\right)^2 + \left(\frac{P_s \cdot e_{\text{toplam,s}}}{P_{\text{çıkış}} - P_s}\right)^2} = \% 0.91 \quad (\text{A.5})$$

ENPY deki belirsizlik denklem EkA.6 ile verilmiştir.

$$e_{\text{toplam,ENPY}} = e_{\text{toplam,s}} = \% 0.502 \quad (\text{A.6})$$

Çizelge A.2 : Giriş basınç transmitteri kalibrasyon değerleri.

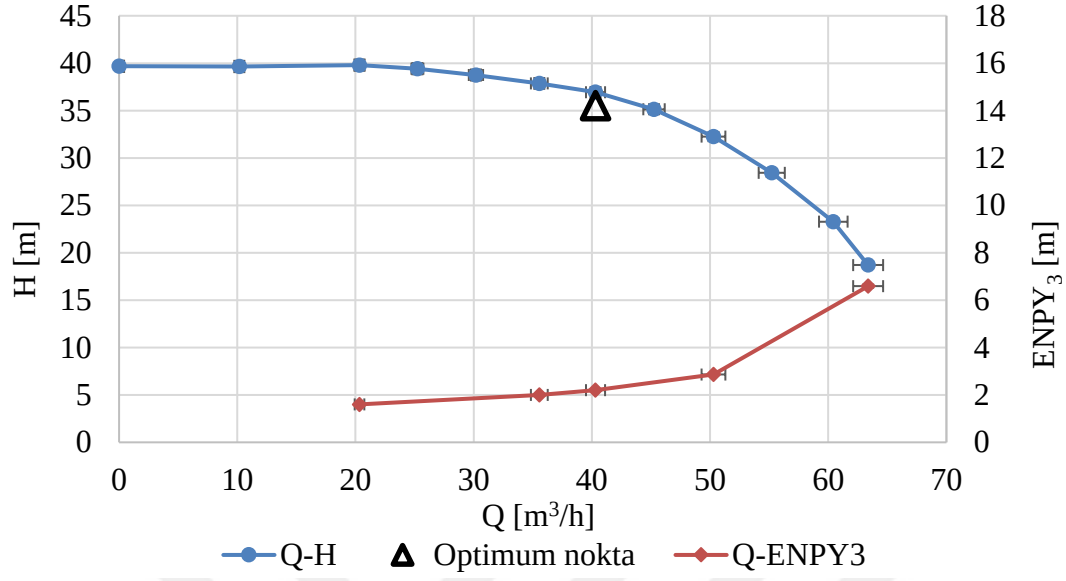
Uygulanan değer P_{referans} [bar]	Okunan değer I_{ort} [mA/A]	Sapma [mA/A]	Sapma [bar]	Ölçüm belirsizliği [bar]
0	4.023			
0.3	5.621	0.019	0.001	0.006
0.6	7.219	0.015	0.001	0.006
0.9	8.818	0.013	0.001	0.006
1.2	10.417	0.010	0.001	0.006
1.5	12.016	0.006	0.001	0.006
1.8	13.615	0.003	0.000	0.006
2.1	15.213	0.000	0.000	0.006
2.4	16.812	-0.003	0.000	0.006
2.7	18.411	-0.006	-0.001	0.006
3	20.009	-0.010	-0.001	0.006

Çizelge A.3 : Çıkış basınç transmitteri kalibrasyon değerleri.

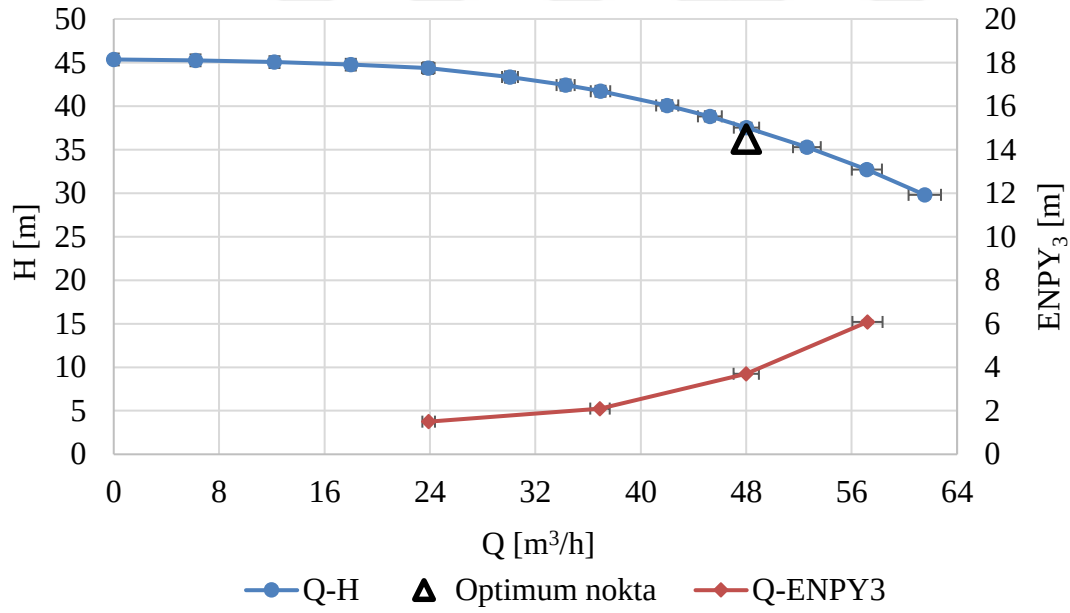
Uygulanan değer P_{referans} [bar]	Okunan değer I_{ort} [mA/A]	Sapma [mA/A]	Sapma [bar]	Ölçüm belirsizliği [bar]
0	3.999			
1	5.596	-0.002	0.000	0.006
2	7.194	-0.002	0.000	0.006
3	8.792	-0.002	-0.001	0.006
4	10.390	-0.002	-0.001	0.006
5	11.988	-0.002	-0.001	0.006
6	13.587	-0.001	0.000	0.006
7	15.185	0.000	0.000	0.006
8	16.784	0.000	0.000	0.006
9	18.383	0.002	0.001	0.006
10	19.980	0.001	0.001	0.006

Not : Ekipman kalibrasyonları TÜRKAK akreditasyonu olan çeşitli kurumlarda yapılmıştır. Her ekipman için kalibrasyon sertifikaları mevcut olup, tezde ayrıca verilmemiştir. Kalibrasyonlar $20.0 \text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklığında ve $50.0 \% \text{rh} \pm 20.0 \% \text{rh}$ bağıl nem koşullarında yapılmıştır.

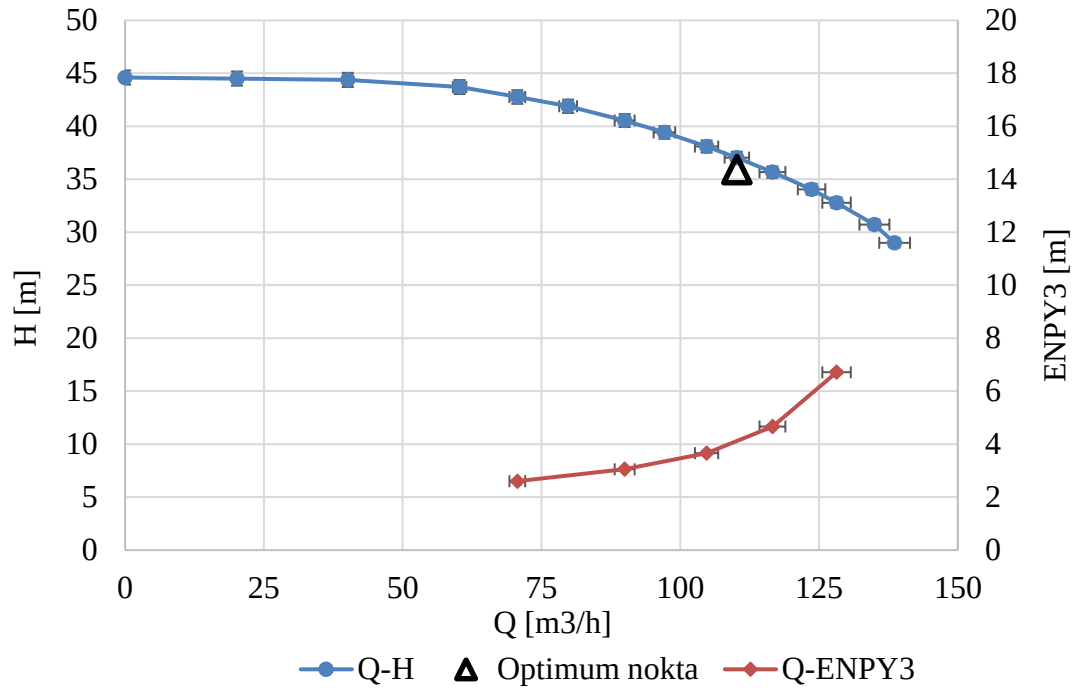
EK B: Özgül hızları 10.4, 22.4 ve 34.4 olan pompaların deneysel Q-H ve Q-ENPY₃ eğrileri. Özgül hızı 12.5 olan pompanın deneysel Q-H eğrisi.



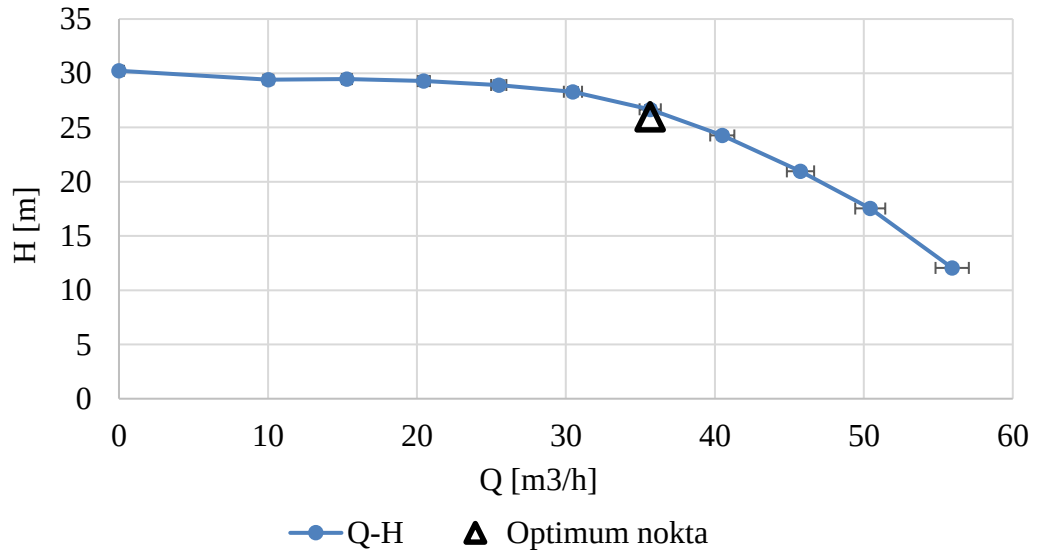
Şekil B.1: Özgül hızı 10.4 olan pompanın 1480 d/dak. dönme devrinde Q-H ve Q-ENPY₃ eğrisi.



Şekil B.2: Özgül hızı 22.4 olan pompanın 2935 d/dak. dönme devrinde Q-H ve Q-ENPY₃ eğrisi.

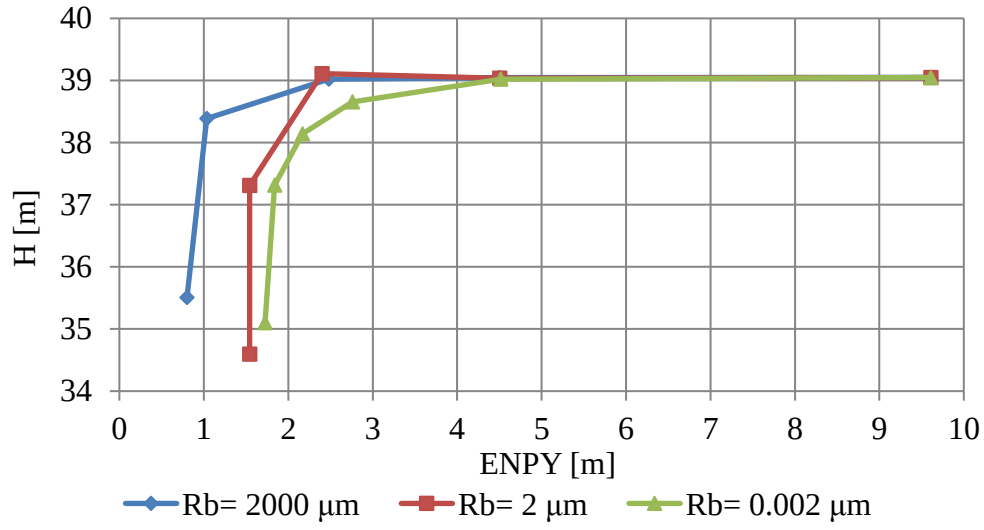


Şekil B.3: Özgül hızı 34.4 olan pompanın 2955 d/dak. dönme devrinde Q-H ve Q-ENPY₃ eğrisi.

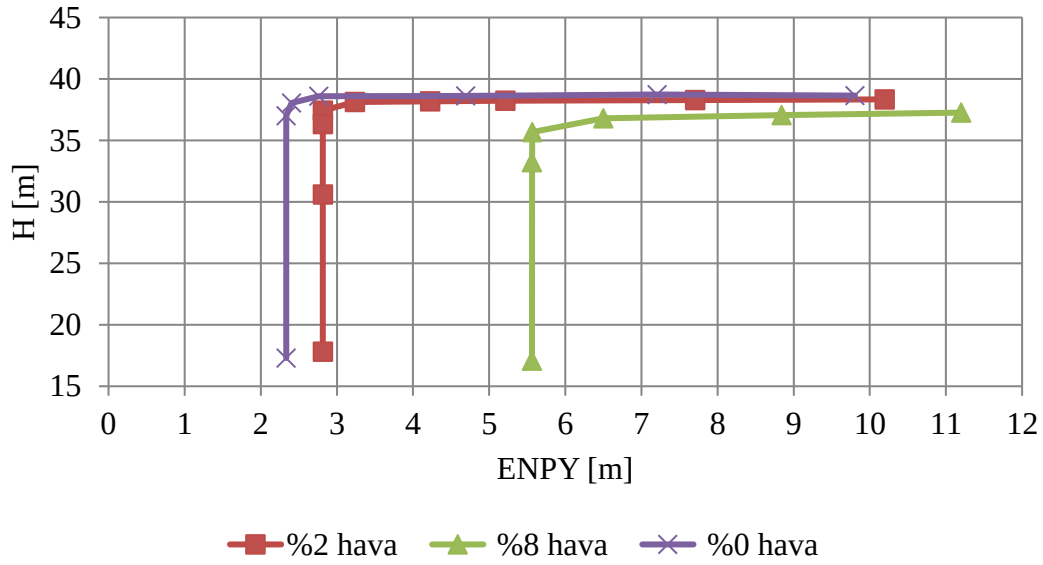


Şekil B.4: Özgül hızı 12.5 olan pompanın 1485 d/dak. dönme devrinde Q-H eğrisi.

EK C: Kabarcık çapı ve yoğuşmayan gaz oranının özgül hızı 22.4 olan pompanın yük düşümü eğrisi üzerindeki etkileri.



Şekil C.1: Kabarcık çapının özgül hızı 22.4 olan pompanın yük düşümü eğrisi üzerindeki etkisi.



Şekil C.2: Yoğuşmayan gaz oranının özgül hızı 22.4 olan pompanın yük düşümü eğrisi üzerindeki etkisi.

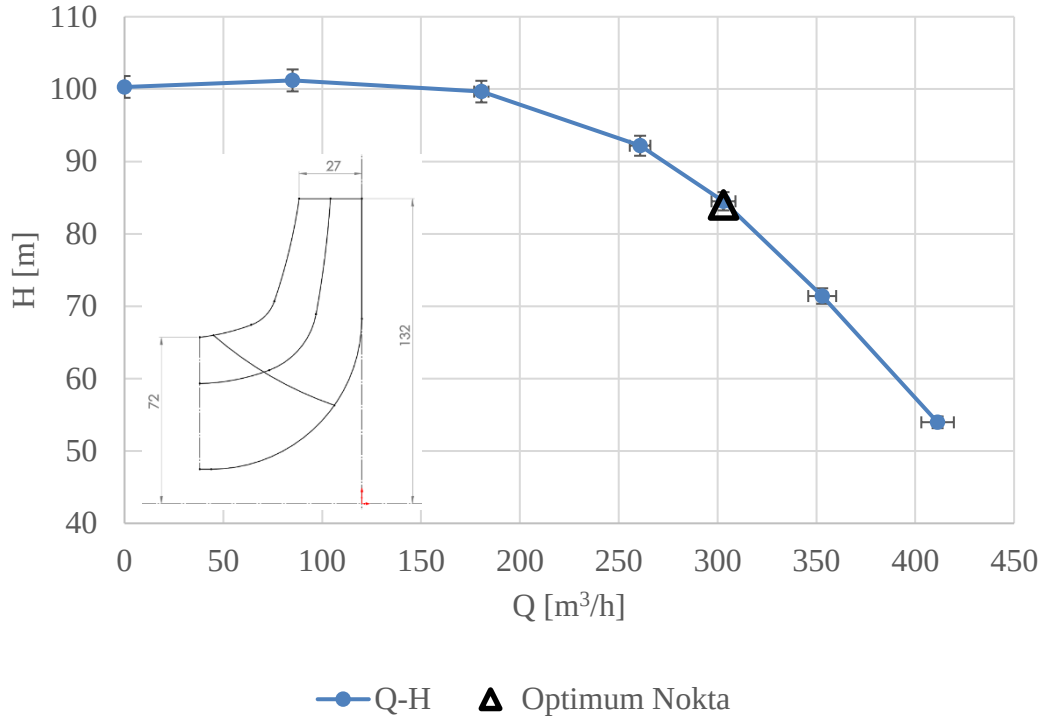
EK D: İki fazlı kavitasyonlu akışlar için türbülans viskozitesi UDF scripti.

```
#include "udf.h"
DEFINE_TURBULENT_VISCOSITY(mu_t_ke_mixture, c, t)
{
    int phase_domain_index = 0;

    Thread *thread_l=THREAD_SUB_THREAD(t,0);
    Thread *thread_v=THREAD_SUB_THREAD(t,1);

    real rho = C_R(c,t);
    real rho_l=C_R(c,thread_l);
    real rho_v=C_R(c,thread_v);
    real k = MAX(1.e-14 , C_K(c,t));
    real d = MAX(1.e-20 , C_D(c,t));
    real cmu = M_keCmu;
    real frho1=rho_v+(pow(((rho_v-rho)/(rho_v-rho_l)),3.0) *(rho_l-rho_v));
    real frho=MAX( MIN(frho1,rho_l), rho_v);
    real mu_t2 = frho*cmu*k*k/d;
    real mu=C_MU_L(c,t) ;
    real kontrol=mu_t2 / mu ;
    real a =MIN(kontrol, 100000);
    real b=mu*a;
    real mu_t=MAX(b, 0.00001);
    return mu_t;
}
```

EK E: Kaviteasyon performansı iyileştirilmiş pompanın 2900 d/dak. dönme devrinde deneysel Q-H eğrisi.



Şekil E.1: Kaviteasyon performansı iyileştirilmiş pompanın 2900 d/dak. dönme devrinde deneysel Q-H eğrisi.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad: Mehmet KAYA

Doğum Tarihi ve Yeri: 1984 Bursa

E-posta : mehmetkaya84@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2006, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği.
- **Yüksek lisans** : 2009, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, Enerji Bilim ve Teknoloji Programı.

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2007 – 2009 yılları arasında Standart Pompa A.Ş. Arge Bölümünde çalıştı.
- 2009’da von Karman Institute for Fluid Dynamics DC bursu kazandı.
- 2009 – 2010 yılları arasında von Karman Institute for Fluid Dynamics turbomakinalar ve itki bölümünde araştırma yüksek lisansı yaptı.
- 2011’den beri Standart Pompa A.Ş. Arge Bölümünde çalışmaktadır.

DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Kaya, M.**, Ayder, E. (2017). Prediction of Cavitation Performance of Radial Flow Pumps, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 10, No. 5, pp. 1397-1408. DOI: 10.18869/acadpub.jafm.73.242.27827.
- Pasinlioğlu, Ş., **Kaya, M.**, Morkoyun, U., Delale, C. F., Ayder, E. (2019). Sanki-Bir-Boyutlu Kaviteasyonlu Lüle Akışlarının Yeni Kabarcık Gaz Basıncı Yasasıyla Modellenmesi, *Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, Cilt 8, Sayı 3.
- **Kaya, M.** (2013). Pompalarda Kaviteasyon ve Öngörme Yöntemleri, 8. Pompa ve vana kongresi bildiriler kitabı. Mayıs 2-4, 2013 İstanbul.

- Pasinlioğlu, Ş., **Kaya, M.**, Morkoyun, U., Delale, C. F., Ayder, E. (2019). Sanki-Bir-Boyutlu Kaviteasyonlu Lüle Akışlarının Modellenmesi, 21. *Ulusal mekanik kongresi bildiriler kitabı*, 02- 06 Eylül 2019, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Villafane, L., Paniagua, G., **Kaya, M.**, Bajusz, D., Hiernaux, S. (2011). Development of A Transonic Wind Tunnel to Investigate Engine Bypass Flow Heat Exchangers, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 225: 902.
- **Kaya, M.**, Aydın, M. (2009). A Numerical Study for Evaluating Performance of Centrifugal Pump, *Proceedings of the Global Conference on Global Warming*, July 5-9, 2009, Istanbul, Turkey.

