

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN
DENEYSEL VE NÜMERİK YOLLARLA ELDE EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Ayhan Nazmi İLİKAN**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ISI-AKIŞKAN

HAZİRAN 2008

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN
DENEYSEL VE NÜMERİK YOLLARLA ELDE EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Ayhan Nazmi İLİKAN
(503061103)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Mayıs 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 9 Haziran 2008**

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Erkan AYDER

Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Mete ŞEN (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. Cengiz CAMCI (PENN STATE U.)

HAZİRAN 2008

ÖNSÖZ

Boru hatlarının tasarımında ve su darbesi hesaplarında zamana bağlı şekilde kritik basınçların hesaplanmasına ihtiyaç duyulması ve pompaların tüm alan karakteristiklerinin bu hesaplarda sınır koşullarından birini oluşturması, buna karşın literatürde boyutsuz tüm alan karakteristiklerinin sınırlı sayıda olması sebebiyle boyutsuz karakteristikleri deneysel yolla elde etmeyi amaçlayan bir proje yürütülmüştür. TÜBİTAK'ın desteğiyle gerçekleştirilen projede ilk deneyler Y. Müh. Nedim Güngör SOYDEMİR tarafından gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışma, bahsedilen proje kapsamında planlanan deneylerin kalanının gerçekleştirilen kısmını ve bunlarla ilgili bir nümerik çalışmayı içermektedir.

Yaptığım çalışmalar sırasında yoğun iş temposuna rağmen her türlü desteğini gördüğüm, deneysel çalışma ve turbomakinalar konusunda kat ettiğim yolda büyük emeği olan tez danışmanım Prof. Dr. Erkan AYDER'e, tüm sorularıma içtenlikle yanıt veren ve çalıştığım konuyla ilgili önemli kaynakları sağlayan Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU'na teşekkürü bir borç bilirim.

Deneylerde kullanılan her türlü ölçme cihazının alınmasına ve tesisatın oluşturulmasına katkıda bulunup projeyi destekleyen TÜBİTAK'a, test pompalarının teminini sağlayan Standart Pompa ve Makina Sanayii Ticaret A.Ş.'ye yardımlarından ötürü teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalarım sırasında tesisatın hazırlanmasını sağlayan ve ihtiyaç duyduğum her şeyin temin edilmesinde yardımlarını esirgemeyen Tek. Eyüp ATASEVEN ve İsmail BUDAK'a teşekkür ederim.

En zor anlarımda yardımına koşan ve her konuda bana destek olan dostlarım Araş. Gör. Y. Müh. Emrah DENİZ'e ve Y. Müh. Hakkı Ergün ÇEKİLİ'ye teşekkür ederim.

Son olarak, tez çalışmalarım sırasında bütün sıkıntılarını unutup benim moralimi yüksek tutmaya gayret eden, hayatımın her anında desteklerini hissettiğim anneme, babama ve ablama teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2008

Ayhan Nazmi İLİKAN

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR	3
2.1. Pompaların Daimi Haldeki Tüm Alan Karakteristikleri Üzerine Çalışmalar	3
2.1.1. Karman-Knapp diyagramları	3
2.1.2. Swanson'un deneyleri	4
2.1.3. Donsky'nin çalışmaları	5
2.1.4. Martin'in önerisi	7
2.1.5. Thorley ve Chaudry'nin deneyleri	8
2.2. Daimi Hal Karakteristiklerinin Geçici Rejimdeki Geçerliliği Üzerine Çalışmalar	8
2.2.1. Tsukamoto'nun deneyleri	8
2.2.2. Lefebvre ve Barker'ın deneyleri	8
2.2.3. Khomairi'nin deneyleri	9
3. DAİMİ HALDE VE GEÇİCİ REJİMDE POMPALAR	11
3.1. Geçici Rejimde Pompanın Dinamik Davranışı	11
3.2. Homolog Bağıntılar	12
3.3. Suter Parametreleri İle Pompanın Çalışma Bölgeleri	14
3.3.1. Fren bölgesi	15
3.3.2. Pompa bölgesi	16
3.3.3. Buster Fren bölgesi	16
3.3.4. Türbin bölgesi	16
3.3.5. Ters türbin bölgesi	17
3.3.6. Ters fren bölgesi	17
3.3.7. Ters pompa bölgesi	18
3.3.8. Ters buster fren bölgesi	18
3.4. Tüm Alan Karakteristiklerinin Kullanımı	19
4. POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL YOLLA ELDE EDİLMESİ	20
4.1. Deney Tesisatının Tanıtımı	20
4.2. Test Edilen Pompalar	22
4.3. Deney Tesisatında Kullanılan Cihazlar	23
4.3.1. Basınç ölçümü	23
4.3.2. Debi ölçümü	25
4.3.3. Moment ölçümü	25
4.3.4. Devir ölçümü	26

4.3.5. Elektrik panosu	26
4.3.6. Yardımcı pompalar	27
4.4. Deneylerin Gerçekleştirilmesi	28
4.4.1. Fren bölgesi deneyleri	29
4.4.2. Pompa bölgesi deneyleri	30
4.4.3. Buster fren bölgesi deneyleri	31
4.4.4. Türbin bölgesi deneyleri	31
4.4.5. Ters türbin bölgesi deneyleri	32
4.4.6. Ters fren bölgesi deneyleri	32
4.4.7. Ters pompa bölgesi deneyleri	33
4.4.8. Ters buster fren bölgesi deneyleri	33
4.5. Test Edilen Pompalara Ait Deney Sonuçları	33
4.5.1. $n_{sq}=20,4$ özgül hızlı pompaya ait deneylerin sonuçları	33
4.5.2. $n_{sq}=32,5$ özgül hızlı pompaya ait deneylerin sonuçları	38
4.5.3. $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompaya ait deneylerin sonuçları	41
5. POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN NÜMERİK YOLLA ELDE EDİLMESİ	45
5.1. Gambit'te Çözüm Ağının Oluşturulması	46
5.2. Fluent'te Akışın Modellenmesi	47
5.3. $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompaya Ait Deneylerin Sonuçları	55
6. SONUÇLAR	57
6.1. Deneyleri Yapılan Üç Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri	57
6.2. Birbirine Yakın Üç Özgül Hızın Tüm Alan Karakteristikleri	58
6.3. Literatürdeki ve Elde Edilen Özgül Hızların Tüm Alan Karakteristikleri	59
6.4. Değerlendirme	60
6.5. Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar	60
KAYNAKLAR	62
EKLER	64
ÖZGEÇMİŞ	72

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 Özgül Hızlara Göre Pompa Tipleri (Şen 2003).....	13
Tablo 3.2 Pompanın Çalışma Bölgelerinde Parametrelerin Durumu	15
Tablo 4.1 Deneyleri Gerçekleştirilen Pompalar	22
Tablo 4.2 Deneyleri Gerçekleştirilen Pompaların Teknik Özellikleri.....	22
Tablo 5.1 $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompa Çarkının Tasarım Değerleri	45
Tablo B.1 $n_{sq}=20,4$ Özgül Hıza Ait Tüm Alan Karakteristikleri	68
Tablo B.2 $n_{sq}=32,5$ Özgül Hıza Ait Tüm Alan Karakteristikleri	69
Tablo B.3 $n_{sq}=55$ Özgül Hıza Ait Tüm Alan Karakteristikleri	70

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1	: Karman-Knapp Diyagramı (Knapp 1937).....	4
Şekil 2.2	: Swanson'un Q-N Eksenleri Üzerinde Verim Eğrileri (Swanson 1953)..	5
Şekil 2.3	: Donsky'nin Türbin ve Disipasyon Bölgelerindeki Boyutsuz Sabit Devir Sayısı-Boyutsuz Sabit Moment Eğrileri (Donsky 1961).....	6
Şekil 2.4	: Donsky'nin Pompa Bölgesinde Boyutsuz Sabit Devir Sayısı-Boyutsuz Sabit Moment Eğrileri (Donsky 1961).....	6
Şekil 2.5	: Güç Kesintisi Durumunda Pompanın Dinamik Davranışı (Martin 1983)	7
Şekil 2.6	: Pompa Bölgesinde Daimi Hal ve Güç Kesintisi Durumunda Boyutsuz H-Q Eğrileri (Lefebvre ve diğ. 1995)	9
Şekil 2.7	: 20 Saniyede Kapama (Khomairi 2003).....	10
Şekil 2.8	: 2 Saniyede Kapama (Khomairi 2003).....	10
Şekil 2.9	: Ani Kapama (Khomairi 2003).....	10
Şekil 3.1	: Çift Emişli $N_{sq}=35$ Özgül Hızlı Pompanın Tüm Alan Karakteristikleri (Wylie & Streeter 1993).....	15
Şekil 3.2	: Düz Dönüş Yönü İçin Çalışma Noktasının Değişimi (Soydemir 2006)	17
Şekil 3.3	: Ters Dönüş Yönü İçin Çalışma Noktasının Değişimi (Soydemir 2006)	18
Şekil 4.1	: Deney Tesisatının Fotoğrafı	20
Şekil 4.2	: Deney Tesisatının Şematik Görünümü	21
Şekil 4.3	: (a) $n_{sq} = 20,4$ Özgül Hızlı Pompanın Fotoğrafı, (b) $n_{sq} = 32,5$ Özgül Hızlı Pompanın Fotoğrafı.....	23
Şekil 4.4	: $n_{sq} = 55$ Özgül Hızlı Pompanın Fotoğrafı.....	23
Şekil 4.5	: Deneylerde Kullanılan Elektronik Basınçölçer	24
Şekil 4.6	: Basınçölçerin Tesisata Bağlı Hali	24
Şekil 4.7	: Deneylerde Kullanılan Debimetre.....	25
Şekil 4.8	: Deneylerde Kullanılan Torkmetre.....	25
Şekil 4.9	: Torkmetrenin Tesisata Bağlı Hali	26
Şekil 4.10	: Elektrik Panosu	27
Şekil 4.11	: Yardımcı Pompalar	28
Şekil 4.12	: Fren, Ters Türbin ve Ters Fren Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi.....	30
Şekil 4.13	: Pompa ve Ters Pompa Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi.....	30
Şekil 4.14	: Buster, Ters Buster ve Türbin Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi.....	31
Şekil 4.15	: Normal Dönüş H-Q Eğrisi (1500 d/d).....	34
Şekil 4.16	: Normal Dönüş M-Q Eğrisi (1500 d/d)	34
Şekil 4.17	: Pompa η -Q Eğrisi (1500 d/d)	35
Şekil 4.18	: Ters Dönüş H-Q Eğrisi (1500 d/d)	35
Şekil 4.19	: Ters Dönüş M-Q Eğrisi (1500 d/d)	36
Şekil 4.20	: Pozitif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği	36

Şekil 4.21	: Negatif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği.....	37
Şekil 4.22	: $n_{sq}=20,4$ Özgül Hızlı Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri.....	37
Şekil 4.23	: Normal Dönüş H-Q eğrisi (3000 d/d).....	38
Şekil 4.24	: Normal Dönüş M-Q eğrisi (3000 d/d).....	38
Şekil 4.25	: Pompa η -Q Eğrisi (3000 d/d).....	39
Şekil 4.26	: Ters Dönüş H-Q Eğrisi (3000 d/d).....	39
Şekil 4.27	: Ters Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d).....	40
Şekil 4.28	: Pozitif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği	40
Şekil 4.29	: Negatif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği.....	40
Şekil 4.30	: $n_{sq}=32,5$ Özgül Hızlı Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri.....	41
Şekil 4.31	: Normal Dönüş H-Q Eğrisi (3000 d/d).....	41
Şekil 4.32	: Normal Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d).....	42
Şekil 4.33	: Pompa η -Q Eğrisi (3000 d/d).....	42
Şekil 4.34	: Ters Dönüş H-Q Eğrisi (3000 d/d).....	43
Şekil 4.35	: Ters Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d).....	43
Şekil 4.36	: Pozitif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği	43
Şekil 4.37	: Negatif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği.....	44
Şekil 4.38	: $n_{sq}=55$ Özgül Hızlı Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri.....	44
Şekil 5.1	: $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompa Çarkının Katı Modeli.....	45
Şekil 5.2	: Akışın Modellenmesinde Kullanılan Hacimler.....	46
Şekil 5.3	: Çark Üzerinde Oluşturulmuş Çözüm Ağı	46
Şekil 5.4	: Sınır Koşulları	47
Şekil 5.5	: Basınç Farkının Hesaplandığı Yüzeyler.....	48
Şekil 5.6	: $900\text{m}^3/\text{h}$ Debi İçin Çark Girişindeki Hız Vektörleri	49
Şekil 5.7	: $900\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çark Çıkışındaki Hız Vektörleri.....	49
Şekil 5.8	: $900\text{m}^3/\text{h}$ Debi İçin Çark Giriş ve Çıkışındaki Toplam Basınçlar.....	50
Şekil 5.9	: $900\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çarkın Tam Ortasında Alınmış Toplam Basınç Konturları	50
Şekil 5.10	: $900\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çark İçindeki Akım Çizgileri	51
Şekil 5.11	: $2700\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çark Giriş ve Çıkışındaki Hız Vektörleri.....	51
Şekil 5.12	: $2700\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çark Giriş Ve Çıkışındaki Toplam Basınçlar.....	52
Şekil 5.13	: $2700\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çarkın Tam Ortasında Alınmış Toplam Basınç Konturları	53
Şekil 5.14	: $2700\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çark İçindeki Akım Çizgileri	53
Şekil 5.15	: $2880\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çarkın Giriş ve Çıkışındaki Hız Vektörleri.....	54
Şekil 5.16	: $2880\text{m}^3/\text{h}$ İçin Çarkın Tam Ortasında Alınmış Toplam Basınç Konturları	55
Şekil 5.17	: $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompanın Tüm Alan Karakteristikleri (Sayısal)	55
Şekil 5.18	: $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompanın Bloke Mil Karakteristikleri (Sayısal)	56
Şekil 6.1	: Deneyleri Yapılan Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri	57
Şekil 6.2	: Birbirine Yakın Özgül Hızlı Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri	59
Şekil 6.3	: Literatürdeki ve Elde Edilen Özgül Hızların Tüm Alan Karakteristikleri.....	59
Şekil A.1	: $n_{sq}=20,4$ Özgül Hızlı Pompa Deneylerindeki Belirsizlik (%).....	67
Şekil A.2	: $n_{sq}=32,5$ Özgül Hızlı Pompa Deneylerindeki Belirsizlik (%).....	67
Şekil A.3	: $n_{sq}=55$ Özgül Hızlı Pompa Deneylerindeki Belirsizlik (%).....	67

SEMBOL LİSTESİ

η	: Verim
N	: Pompa mili devir sayısı
Q	: Pompa içinden geçen hacimsel debi
H	: Pompa basma yüksekliği
M	: Pompa milindeki moment
P	: Pompa mil gücü
P_b	: Pompa basma flanşı kesitindeki statik basınç
P_e	: Pompa emme flanşı kesitindeki statik basınç
V	: Kesitteki ortalama hız
ρ	: Akışkan yoğunluğu
g	: Yerçekimi ivmesi
z	: Zeminden yükseklik farkı
D	: Pompa çark çapı
π_1	: Basma yüksekliği sayısı
π_2	: Debi sayısı
π_3	: Reynolds sayısı
π_4	: Güç sayısı
π_5	: Moment sayısı
n_{sq}	: Özgül hız
K	: Şekil sayısı
h	: Optimum noktaya göre nominalleştirilmiş basma yüksekliği
m	: Optimum noktaya göre nominalleştirilmiş moment
q	: Optimum noktaya göre nominalleştirilmiş debi
n	: Dizayn devir sayısı ile nominalleştirilmiş devir
WH	: Suter basma yüksekliği parametresi
WM	: Suter moment parametresi
y	: Suter debi parametresi
ω	: Açısal hız

ALT İNDİSLER

b	: Basma flanşı kesiti
e	: Emme flanşı kesiti
o	: Optimum nokta

POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE NÜMERİK YOLLARLA ELDE EDİLMESİ

ÖZET

Boru hatlarında yer alan pompanın çeşitli nedenlerle devre dışı kalması halinde su darbesi meydana gelir. Boru hattı tasarımında su darbesinin yol açtığı en büyük ve en küçük basınç değerlerinin ve bunların boru hattı boyunca zamana bağlı olarak nasıl değiştiğinin bilinmesine gerek vardır. Bu değişimlerin hesaplanmasında pompanın tüm alan karakteristikleri sınır koşullarından bir tanesini oluşturur. Pompa daimi olmayan bu çalışma koşullarında, ters veya normal dönüş yönünde, pompa, trbın, fren, booster olarak adlandırılan sekiz farklı bölgede çalışabilir.

zgl hız, pompaların karakteristiklerini etkileyen önemli bir parametredir. Literatürde santrifüj, karışık akımlı ve eksenel çarklara sahip pompaların her biri için bir zgl hıza karşı gelen, 1960'lı yılların lme cihazları ve yöntemleri ile elde edilmiş üç adet tüm alan karakteristiği vardır.

Pompalardaki yarım yüzyıllık gelişme ve ölçüm cihazları teknolojisindeki yenilikler göz önüne alınarak literatürde bulunan farklı zgl hızlara ait deneyleri tekrarlamak ve yeni zgl hızlar için tüm alan karakteristikleri verileri elde etmek amacıyla TÜBİTAK tarafından desteklenen bir proje yürütülmüştür. Bu sayede hem mühendislik bilimine katkıda bulunmak hem de Türk pompa sanayiine, DSİ'ye, pompaj tesisi yapan kuruluşlara ve proje bürolarına faydalı olacak veri tabanı elde etmek amacıyla TÜBİTAK destekli bir proje yürütülmüştür. Bu çalışmada, ilgili projede deneyleri yapılan pompalardan santrifüj pompalara karşılık gelen üç zgl hızın tüm alan karakteristikleri deneysel yolla elde edilmiş ve sonuçlar nümerik bir çalışma ile kıyaslanmıştır. zgl hızı $n_{sq}=20,4$, $n_{sq}=32,5$, $n_{sq}=55$ olan santrifüj pompaların tüm alan karakteristikleri ölçülmüştür. Bu karakteristikler literatürde $n_{sq}=35$ zgl hızına sahip bir santrifüj pompa için verilen karakteristikler ile karşılaştırılmaktadır.

Çalışmanın ikinci adımında, söz konusu karakteristiklerin, sayısal akışkanlar dinamiğinin tekniklerini kullanarak ve pompa içindeki akış alanı hesaplanarak elde edilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla $n_{sq}=38,5$ zgl hızlı bir pompa çarkının analizi yapılmıştır. Deneysel sonuçlar ile yapılan karşılaştırmalar, pompanın bazı çalışma bölgeleri için sayısal sonuçların büyük bir doğrulukla deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğunu göstermektedir. ark ve salyangoz içinde akış ayrılmalarının oluştuğu alışma bölgelerinde ise sayısal yntemler ile sonuç elde etmek, analizlerde yakınsama sağlanamadığı için mmkn olmamıştır.

DETERMINATION OF COMPLETE PUMP CHARACTERISTICS BY MEANS OF EXPERIMENTAL AND NUMERICAL METHODS

SUMMARY

Pump failure in a pipeline system can occur for several reasons and this undesirable event causes waterhammer. While designing a pipeline system, minimum and maximum pressures caused by waterhammer and the variation of the pressure along the pipeline with respect to time must be determined. To calculate these variations, complete characteristics of the pump is used as one of the boundary conditions. At these unsteady conditions, the pump may work in normal or reverse rotations which include eight different working zones called pump, reverse pump turbine, reverse turbine, brake, reverse brake, booster and reverse booster.

Specific speed is an essential parameter which effects characteristics of pumps. In the literature, there are three complete characteristics obtained with the assistance of 1960's measuring devices and techniques. Each one of those corresponds to pumps having centrifugal, mixed flow or axial propeller.

By considering improvements of pumps during half a century and innovations in measurement techniques, a project supported by TUBITAK (The Scientific and Technological Research Council of Turkey) is performed to repeat experiments of complete characteristics of different specific speeds in the literature, and to obtain complete pump characteristics for new specific speeds. Also, it is aimed to have useful data for engineering science, Turkish pump industry, DSI (State Hydraulic Works), companies which make pump installations and project offices. In this study, complete characteristics for three different specific speed corresponding to centrifugal pump among the pumps tested in the project are obtained experimentally and the results are compared with a numerical study. The complete characteristics of three centrifugal pumps with a specific speed $n_{sq}=20,4$, $n_{sq}=32,5$, $n_{sq}=55$ are obtained experimentally. These characteristics are compared with the complete characteristics of a centrifugal pump existing in the literature having a specific speed of $n_{sq}=35$.

Secondly, it is aimed to obtain the characteristics mentioned above, by determining the flow domain inside the pump with the help of CFD tools. For this purpose, a numerical analyze of the impeller having specific speed $n_{sq}=38,5$ is performed. After the comparison with the results of experimental study, it is noted that for certain working zones, experimental results agree well with the CFD results. However, working zones where the separation occurs in the impeller and the volute, CFD results couldn't be obtained because the convergence criteria could not be satisfied.

1. GİRİŞ

Bir pompanın performans eğrileri söz konusu olduğu zaman çoğunlukla yatay ekseninde debi, düşey ekseninde ise pompanın basma yüksekliği, mil gücü, verim ve emmedeki net pozitif yükün bulunduğu, sabit devir sayıları için çizilmiş eğriler anlaşılır. İmalatçıların kataloglarında da pompa performans eğrileri bu şekilde yer almaktadır. Verilen grafiklerin kapsamı ise debinin sıfır olduğu kapalı vana noktasından basma yüksekliğinin sıfır olduğu noktaya kadardır; çünkü pompanın amacı doğrultusunda çalıştığı aralık bu debi aralığıdır. Her ne kadar pompalar bu bölgede çalışmak için tasarlanmışlarsa da, bazı durumlarda geçici ya da sürekli olarak bu bölgenin dışında çalışmak durumunda kalabilirler. Örneğin, pompa, daimi bir şekilde, akışkan emme flanşından girip basma flanşından çıkmak üzere tasarım amacı doğrultusunda çalışıyor iken, ani bir güç kesintisine maruz kalabilir. Böyle bir durumda eğer pompa akışkanı alçaktaki bir depodan yukarıya taşımaya çalışıyorsa ve pompa çıkışında bir çek valf bulunmuyorsa, güç kesintisi sonrasında çark yavaşlamaya başlar, bunu akış yönünün değişmesi takip eder ve son olarak çark da ters yönde dönmeye başlayarak pompa bir türbin gibi çalışmaya başlar. Bu geçici rejim koşullarında pompa sisteminde basınç daimi haldeki pompa çıkış basıncının % 60 fazlasına çıkabilmektedir (**Özgür ve diğ. 1986**). Bu nedenle böyle ve buna benzer bir geçici rejim durumunda oluşacak su darbesi hesaplarını yapmak, maksimum ve minimum basınçları hesaplayabilmek için pompa karakteristiklerinin ters akış, çarkın ters dönmesi gibi maruz kalabileceği bütün durumları içeren bir grafiğe genişletilmesine ihtiyaç vardır. İşte debi, basma yüksekliği, momentin ve devir sayısının negatif ve pozitif olabildiği kombinasyonları içeren pompa karakteristiklerine “pompanın tüm alan karakteristikleri” denir. Özellikle su darbesi hesaplarında çok kullanılan karakteristikler metodunun uygulanışı sırasında pompa ya da türbin gibi hidrolik makinaların sınır koşulu olarak kullanılmaları nedeniyle tüm alan karakteristiklerinin bilinmesi gerekmektedir. Ayrıca değişik boyutlarda çokça bulunabilmeleri, kullanım kolaylığı ve türbinlere nazaran ucuz olmaları nedeniyle küçük hidroelektrik santrallerde pompaların türbin niyetine kullanılması

cazip hale gelmiştir (**Engeda ve diğ. 1986**). Bu da pompaların tasarım dışı karakteristiklerine olan ihtiyacı arttırmıştır.

Bu tez kapsamında Bölüm 2’de pompaların tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi ve elde edilen verilerin uygun bir şekilde ifade edilmesi amacıyla geçmişte yapılmış çalışmalar anlatılmıştır. Eski çalışmalarda geçici rejim karakteristiklerinin aynı debi ve aynı çark hızı için daimi haldekiyle aynı olduğu kabulü yapılmıştır. Daha sonraki çalışmalarda ise, bu durumun ne koşullarda doğru olduğu araştırılmış ve bazı durumlarda geçici rejim karakteristiklerinin daimi haldeki ile aynı olmadığı görülmüştür.

Bölüm 3’te parametrelerin boyutsuzlaştırılması üzerinde durulmuş ve bir pompanın tüm alan karakteristiklerini ifade eden sekiz bölge ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

Pompa karakteristiklerini belirleyen en önemli parametre özgül hızdır ve pompa çarkları özgül hızlarına göre dizayn edilirler. Düşük özgül hızlar radyal makinaları temsil ederken özgül hız büyüdükçe karışık akım ve sonra da eksenel makinalara doğru geçiş olur. Her ne kadar farklı çalışma bölgeleri üzerine geçmişte birçok deney yapılmış olsa da bütün bölgeleri kapsayan ve su darbesi hesaplarında sıkça kullanılan literatürde yer almış biri radyal, diğerleri de karışık akımlı ve eksenel olmak üzere üç özgül hıza ait tüm alan karakteristikleri bulunmaktadır (**Wylie & Streeter, 1993**). TÜBİTAK tarafından desteklenen bir projeye bu sayının altıya çıkarılması amacıyla bir deney tesisatı kurulmuştur. İlk özgül hızın tüm alan karakteristikleri yapılan bir yüksek lisans tezi kapsamında elde edilmiştir (**Soydemir, 2006**). Bölüm 4’te, değiştirilen deney tesisatı ve cihazlar tanıtılmış, diğer özgül hızlardaki pompa deneylerinin nasıl yapıldığı açıklanmış ve test edilen üç pompanın tüm alan karakteristikleri sunulmuştur.

Bölüm 5’te ise tasarlanıp katı modeli oluşturulmuş ve test edilen pompalardakilerden birine çok yakın özgül hıza sahip bir pompa çarkının tüm alan karakteristikleri ticari bir yazılım ile elde edilmiştir.

2. LİTERATÜR

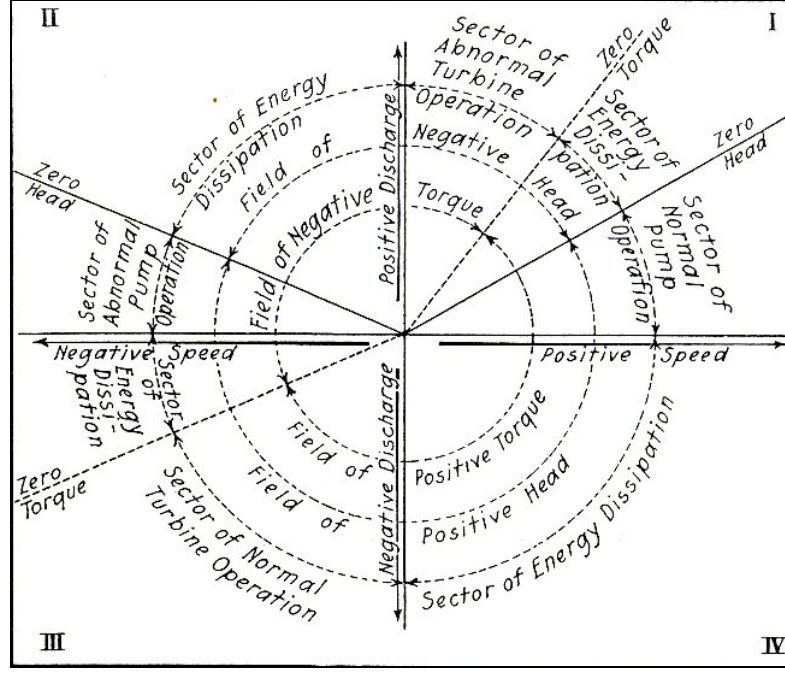
Pompaların normalin dışındaki çalışma bölgelerinin incelenmesi amacıyla birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar, tüm alan karakteristiklerinin daimi halde belirlenmesi ve bunların geçici rejimdeki uygulanabilirliğinin araştırılması olmak üzere iki başlık altında toplanabilir.

2.1 Pompaların Daimi Haldeki Tüm Alan Karakteristikleri Üzerine Çalışmalar

Pompaların farklı çalışma bölgeleri üzerine yapılan çalışmalar 1930 'lu yıllarda başlamıştır. Günümüze kadar yapılan deneysel ve teorik çalışmalarla pompaların tüm alan karakteristikleri farklı şekillerde ifade edilmiş ve özgün grafikler halinde gösterilmiştir. Bu çalışmalarda genellikle daimi haldeki tüm alan karakteristiklerinin geçici rejimdekiler ile aynı olduğu kabul edilmiştir. Bu çalışma kapsamında göz önüne alınan araştırmalar aşağıda özetlenmiştir.

2.1.1 Karman-Knapp diyagramları

Knapp, pompaların tüm alan karakteristiklerini belirlemek amacıyla bir deney tesisatı kurarak deneyler yapmıştır (**Knapp, 1937**). Deneyleri gerçekleştirirken kapalı çevrim bir tesisat oluşturmuş, pompa çıkışındaki vanayı kısarak çalışma noktasını değiştirmiş ve bunu farklı devirler için tekrarlamıştır. Deneylerdeki debi aralığı test pompasının en iyi verim noktasının - % 200'ü ile + % 150'si arasında kalmıştır. Önce sabit devirde debi-güç ve debi-basma yüksekliği eğrilerini çizdirirken, Prof. Th. Von Karman'ın önerisiyle grafiği yatay ekseninde hız, düşey ekseninde ise debi olmak üzere dört bölgeden oluşan bir diyagram haline getirmiştir (Şekil 2.1).



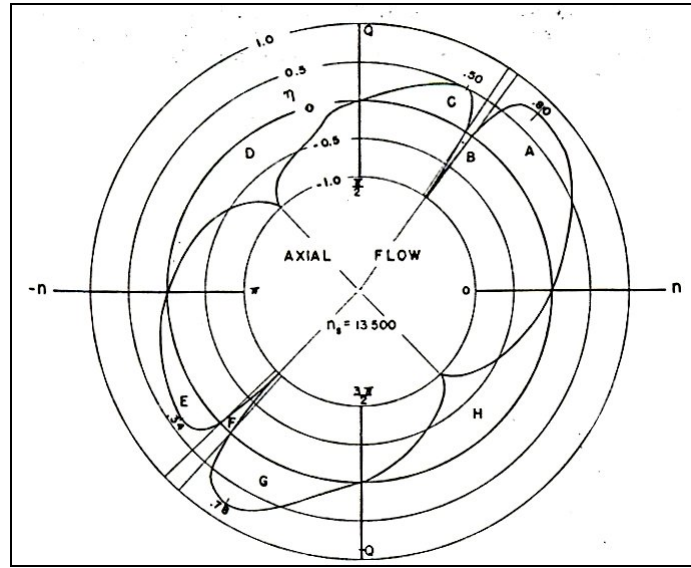
Şekil 2.1: Karman-Knapp Diyagramı (Knapp 1937)

Bu grafikteki eğriler, sabit basma yüksekliği ve sabit moment eğrileridir. Basma yüksekliğinin ve momentin sıfır olduğu noktaların birleştirilmesi ile ise doğrular oluşmaktadır ve bu doğrular diğer eğriler için birer asimptottur. Oluşturulan diyagram vasıtasıyla sabit basma yüksekliği eğrisi üzerinden giderek ani bir elektrik kesintisi sonrasında debi ve devir sayısı değerlerinin alacağı değerler ve bunların izleyeceği yol takip edilebilmektedir. Deney verilerinin bu grafiğe aktarılıp geçici rejimde kullanılırken bazı kabuller yapılmıştır. Bunlardan biri pompanın geçici rejimde herhangi bir çalışma noktasındaki performansı, daimi haldeki performansı ile aynı olmasıdır. Diğer ise, iki yönde akışın aynı anda oluşmaması ve pompa içinde akışı ivmelendirecek ani kuvvetlerin, daimi bir çalışma noktasında çalışırken gereken kuvvetlere nazaran küçük olmasıdır.

2.1.2 Swanson'un deneyleri

Swanson tek kademeli aksenal ve karışık akımlı pompaların tüm alan karakteristiklerini belirlemek amacıyla deneyler yapmıştır (Swanson, 1953). Karışık akımlı ve aksenal pompaların özellikle ters pompa çalışma halinde santrifüj pompalara göre oldukça farklı olduğunu görmüştür. Ayrıca tüm alan karakteristikleri gösteriminde verimi de işin içine katmak için yeni bir yöntem önermiştir. Bu yöntemde hidrolik ve mil güçlerinin birbirine oranı olan verim (η) , yatay eksen

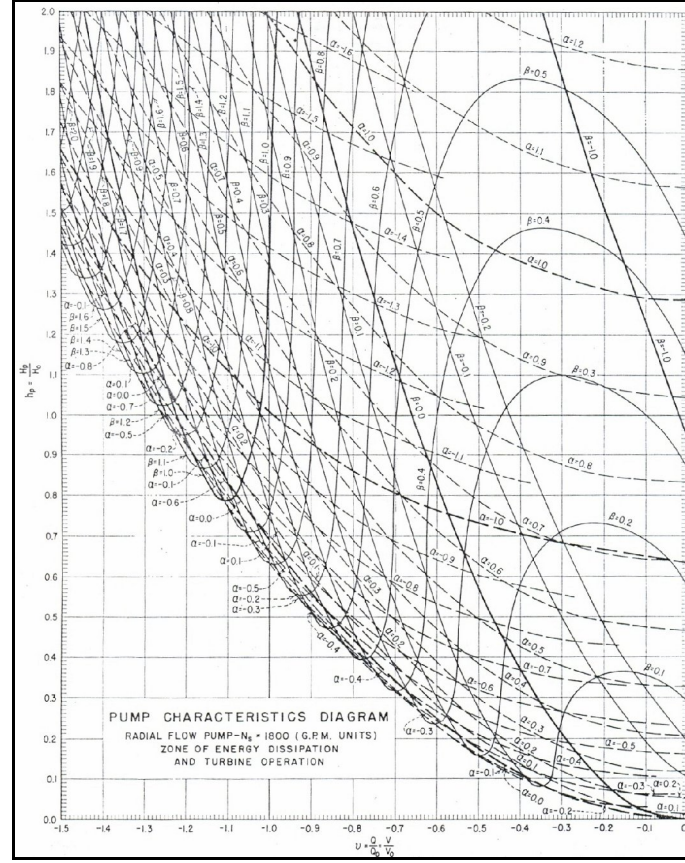
devir (N), düşey eksen ise debi (Q) olan bir diyagramda, radyal parametre olarak sunulmuştur (Şekil 2.2).



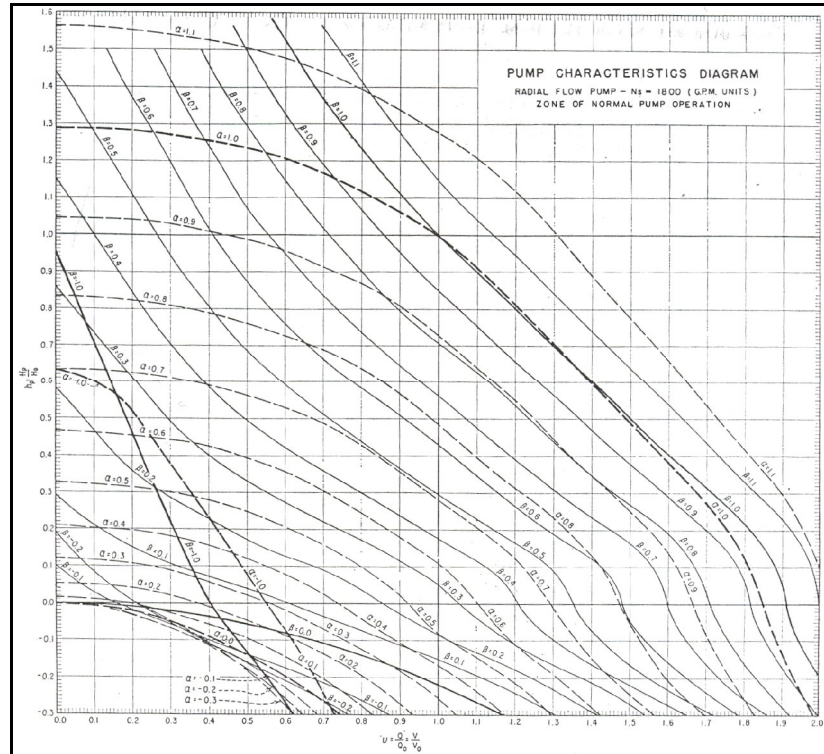
Şekil 2.2: Swanson'un Q-N Eksenleri Üzerinde Verim Eğrileri (Swanson 1953)

2.1.3 Donsky'nin çalışmaları

Donsky, Swanson'un elde ettiği üç farklı özgül hızdaki pompaların tüm alan karakteristiği verilerini boyutsuz debi ve boyutsuz basma yüksekliği eksenleri üzerinde boyutsuz sabit devir ve boyutsuz sabit moment eğrileri çizerek yeni bir yöntem geliştirmiştir (**Donsky, 1961**). Geliştirilen bu yöntem Şekil 2.3 ve Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Bunu yaparken benzerlik yasalarından yararlanmıştır. Fakat düşük basma yüksekliği ve düşük debilerin görüldüğü bazı bölgelerde benzerlik yasalarının geçerli olmayabileceğini ifade etmiştir. Eğer minimum basma yüksekliği pozitif ise düşük özgül hızlı pompaların (radyal pompa), yüksek olanlara göre (eksenel), depresyon bakımından daha tehlikeli olduğunu, minimum basma yüksekliğinin negatif olması durumunda ise ambalman eğrisinin en dik olanına sahip olanın daha kritik olduğunu vurgulamıştır. Ayrıca bir güç kesintisi durumunda basma yüksekliğinin en büyük artışının yine radyal pompalarda olduğunu belirtmiştir. Bu nedenle eldeki pompanın özgül hızına yakın bir özgül hıza ait tüm alan karakteristiği grafiği bulunamıyorsa, su darbesi hesaplarında en düşük özgül hızlı pompaya ait tüm alan karakteristiği grafiğinin kullanılmasının en güvenli seçenek olduğunun altını çizmiştir.



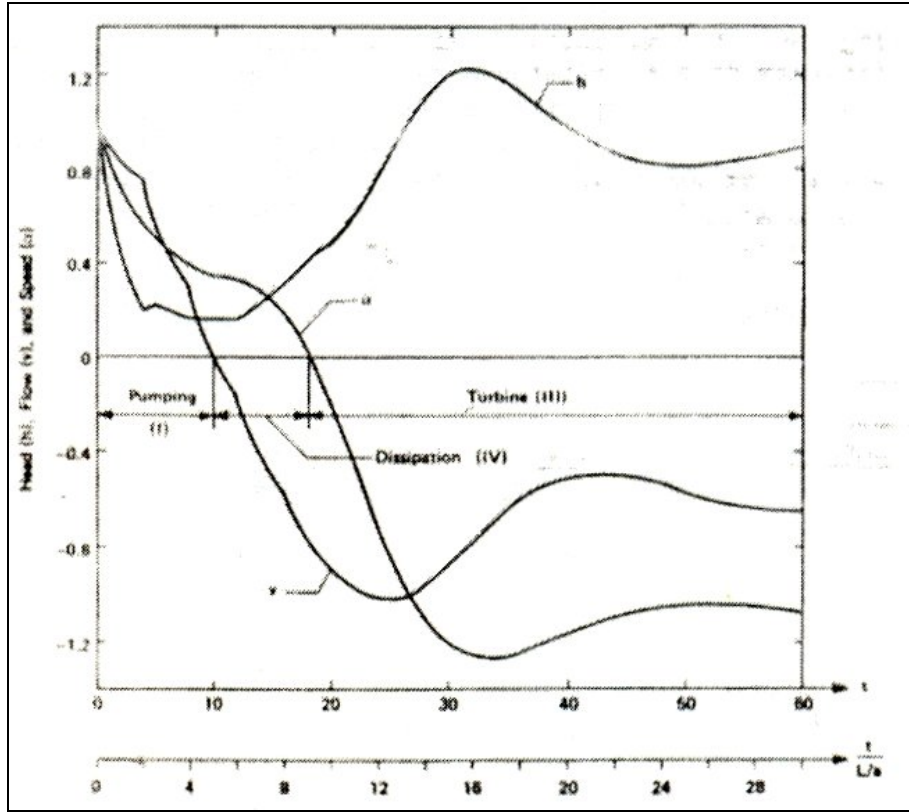
Şekil 2.3: Donsky'nin Türbin ve Disipasyon Bölgelerindeki Boyutsuz Sabit Devir Sayısı-Boyutsuz Sabit Moment Eğrileri (Donsky 1961)



Şekil 2.4: Donsky'nin Pompa Bölgesinde Boyutsuz Sabit Devir Sayısı-Boyutsuz Sabit Moment Eğrileri (Donsky 1961)

2.1.4 Martin'in önerisi

Martin, bir güç kesintisi durumunda pompanın maruz kaldığı durumu baz alarak (Şekil 2.5) olağandışı durumlardaki karakteristiklere ihtiyaç olduğunu vurgulamış, pompaların daimi hal karakteristiklerinin geçici rejim durumlarına uygulanmasının ise çözülmesi gereken bir ikilem olduğunun altını çizmiştir (Martin, 1983).



Şekil 2.5: Güç Kesintisi Durumunda Pompanın Dinamik Davranışı (Martin 1983)

Tüm alan karakteristiklerini göstermek için geleneksel debi sayısı-basınç sayısı diyagramı kullanıldığı takdirde, geçici rejimde devir sayısı yön değiştirdiği zaman yani devir sayısı sıfır olduğu zaman paydanın sıfır olması nedeniyle süresizlik oluşturmasının problem teşkil ettiğini, Knapp diyagramının ise gerçekte basma yüksekliğinin sürekli değişmesi yüzünden sayısal hesaplamalarda çok kullanışlı olmadığını belirtmiştir. Bilgisayar ile yapılan su darbesi hesaplamalarında en çok tercih edilenin hem basma yüksekliğinin hem de momentin süreklilik arz etmesi nedeniyle Suter diyagramı olduğunu vurgulamıştır. Ayrıca karakteristik belirlemede özgül hızın yanında pompanın dizaynının da önemli olduğunu bildiği için, literatürde bulunan değişik çalışmalardan bulabildiği kadar pompa karakteristiği toplamış, bunların kapalı vana, ambalman, sıfır basma yüksekliği ve bloke mil

karakteristiklerini karşılaştırmıştır. Bunun yanında radyal pompaların ters yönde dönerken bile akışı doğru yönde iletmesine rağmen, çoğu eksenel pompanın bu durumda ters yönde akış geçirdiğini belirtmiş ve bunun da çalışma bölgelerinde değişikliğe yol açtığı sonucuna varmıştır.

2.1.5 Thorley ve Chaudry'nin deneyleri

Radyal, karışık akımlı ve eksenel akışlı pompaları kapsayan farklı şekil sayılarına sahip 14 adet pompaya ait tüm alan karakteristiklerini pompa homolog kurallarını da kullanarak elde etmiş, en uygun gösterimin Suter parametreleri olduğunu düşünerek grafikleri Suter yöntemiyle çizdirmiştir (Thorley ve diğ. 1996).

2.2 Daimi Hal Karakteristiklerinin Geçici Rejimdeki Geçerliliği Üzerine Çalışmalar

Bölüm 2.1 'de anlatılan çalışmalardaki deneylerde, çoğunlukla, pompa daimi hal eğrilerinin geçici rejimde geçerli olduğu kabul edilmiştir. Bu kabulün hangi koşullarda doğru olduğunu incelemek amacıyla da çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda anlatılmıştır.

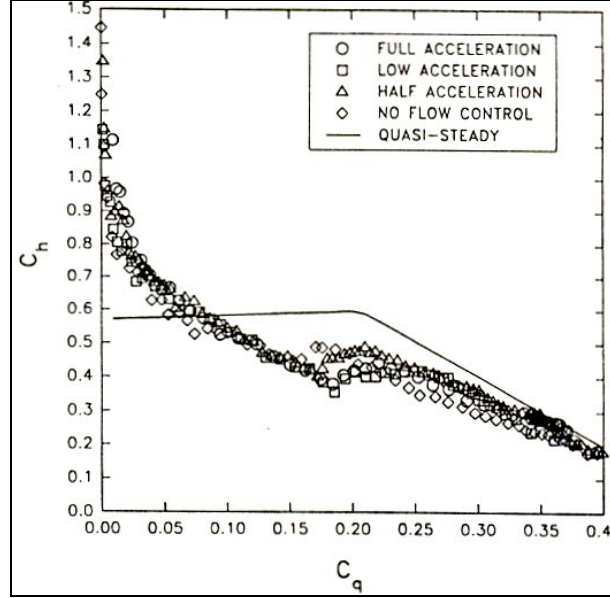
2.2.1 Tsukamoto'nun deneyleri

Tsukamoto, oluşturduğu deney tesisatında santrifüj pompanın devir sayısının hızlı bir şekilde düşürülmesini deneysel ve teorik olarak incelemiş, pompa çok hızlı durduğu zaman debi sayısı ile basınç sayısının daimi halde elde edilen grafiğe uymadığını görmüştür (Tsukamoto ve diğ. 1986). Daha sonra, bu çalışmalarını kavitasyonlu bir çark için genişletmiş ve çıkış vanasını ani açma, ani kapama ve bunların yanında pompanın yol verme ve ani güç kesintisi durumları için deneysel ve teorik çalışmalarına devam etmiştir (Tanaka ve diğ. 1999).

2.2.2 Lefebvre ve Barker'ın deneyleri

Denizaltılarda kullanılan pompaların geçici rejim koşullarında çalışması, buna karşın bu pompalar dizayn edilirken sanki daimi halde çalışacakmış gibi dizayn edilip, dizayn sırasında geçici rejim koşullarının ihmal edilmesi nedeniyle Lefebvre ve Barker pompa performansını ölçmek amacıyla deneyler yapmışlardır (Lefebvre

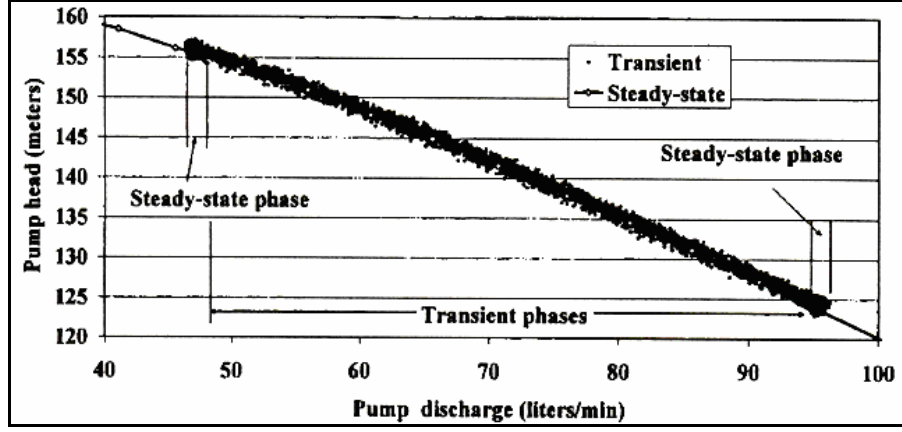
ve diğ. 1995). Bu deneylerde çarkı yüksek açısal ivmelerle hızlandırıp hemen arkasından yavaşlamaya bırakmışlardır. Elde ettikleri sonuç ise H-Q eğrisinin daimi haldekenden farklılık gösterdiğidir (Şekil 2.6). Bu nedenle geçici rejimde çalışacak pompaların tasarımında kullanılan daimi hal varsayımının bu durumlarda geçerli olmadığına altını çizmişlerdir.



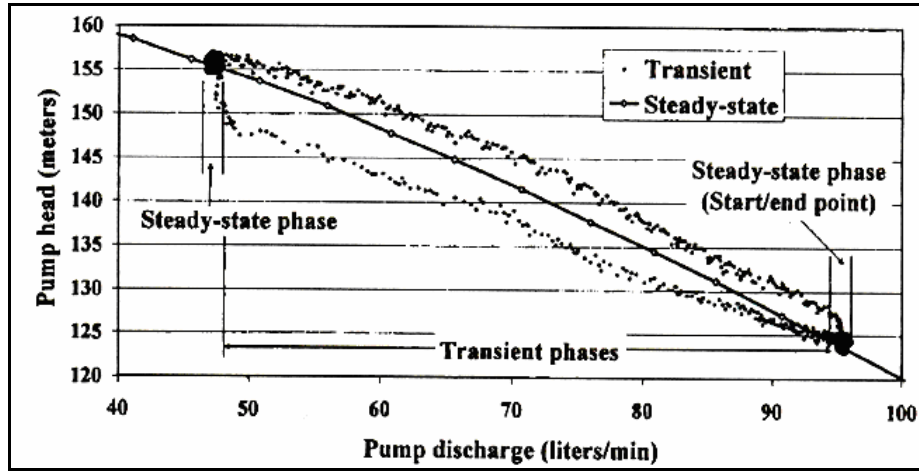
Şekil 2.6: Pompa Bölgesinde Daimi Hal ve Güç Kesintisi Durumunda Boyutsuz H-Q Eğrileri (Lefebvre ve diğ. 1995)

2.2.3 Khomairi'nin deneyleri

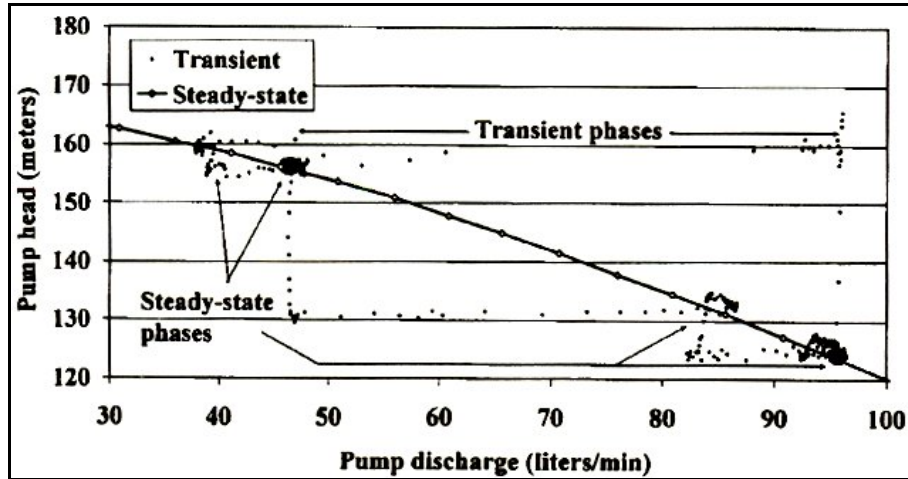
Khomairi, pompaların daimi halde elde edilmiş karakteristiklerinin geçici rejimde geçerli olup olmadığını saptayabilmek amacıyla deneyler yapmıştır (Khomairi, 2003). Bunun için önce daimi halde ölçümler yapmış, sonra çıkış vanasını çeşitli hızlarda kapatarak tekrar pompa H-Q eğrisini elde etmiş ve bunları karşılaştırmıştır. Vanayı 20 saniyede kapadığında iki eğri arasında fark olmazken (Şekil 2.7), 2 saniyede kapadığında -%3 ile +% 4.5 arasında sapma görmüş (Şekil 2.8), vanayı aniden kapadığında ise bu sapmanın -% 35 ile + % 17 arasına çıktığını görmüştür (Şekil 2.9).



Şekil 2.7: 20 Saniyede Kapama (Khomairi 2003)



Şekil 2.8: 2 Saniyede Kapama (Khomairi 2003)



Şekil 2.9: Ani Kapama (Khomairi 2003)

Bu durumlardan yola çıkarak daimi hal eğrilerinin, geçici rejimde akışın çözümünü sağlayan karakteristikler metodunda kullanılmasının tatlı geçişlerde kabul edilebilir olduğu, sert geçişlerde ise ciddi hatalara neden olduğu sonucuna varmıştır.

3. DAİMİ HALDE VE GEÇİCİ REJİMDE POMPALAR

Bu bölümde pompa karakteristiklerini belirleyen parametreler ve pompanın farklı çalışma bölgeleri ayrıntılı bir biçimde açıklanmış, tüm alan karakteristiklerinin kullanım alanlarına değinilmiştir.

3.1 Geçici Rejimde Pompanın Dinamik Davranışı

Bir pompanın H manometrik yüksekliği basılan sıvının pompa giriş ve çıkış kesitleri arasında birim ağırlık başına kazandığı net (faydalı) enerji olarak tanımlanır (**Şen, 2003**).

$$H = \left(\frac{P_b}{\rho \cdot g} - \frac{P_e}{\rho \cdot g} \right) + \left(\frac{V_b^2}{2 \cdot g} - \frac{V_e^2}{2 \cdot g} \right) + (z_b - z_e) \quad (3.1)$$

Burada V_b ve V_e sırasıyla basma ve emme kesitlerindeki ortalama hızları, P_b ve P_e bu kesitlerdeki statik basınçları, z terimleri ise yine aynı kesitlerdeki yükseklikleri ifade etmektedir. Sonuçta “H” manometrik yüksekliğin birimi metre olmaktadır. Daimi çalışma halinde motor, pompa miline uyguladığı moment ile çarka enerji nakleder. Herhangi bir elektrik kesintisi ya da pompa arızası durumunda çarkın devir sayısı azalmaya başlar. Bunu basma yüksekliği ve debinin düşüşü takip eder. Bunun sonrasında ise basma borusunda alçak basınç dalgaları, emmede ise yüksek basınç dalgaları boru boyunca yayılmaya başlar. Eğer pompa alçaktaki bir basma havuzundan akışkanı yukarıya çıkarmaya çalışıyorsa, pompa arızası sonucunda akış yönü kısa sürede ters döner ve rotor bütün kinetik enerjisini harcayana kadar pompa enerji israf edici bir şekilde çalışmaya başlar. Bundan kısa bir süre sonra da yavaşlamakta olan çarkın dönüş yönü değişir, ters yönde hızlanmaya başlar ve bir ters türbin gibi çalışmaya devam eder. Çarkta sürtünmeler haricinde hidrolik gücü dengeleyecek bir moment olmadığı için türbin ambalman hızına kadar hızını arttırmaya devam eder. Bu geçici rejim sırasında giderek şiddeti azalan basınç çalkantıları oluşur. Geçici hal durumunda pompanın etkisinde kaldığı alçak ve

yüksek basınçları saptayabilmek için çoğunlukla daimi halde oluşturulmuş karakteristik eğriler kullanılır. Bu yapılırken iki önemli varsayım yapılır:

1) Daimi hal karakteristikleri geçici rejimde korunmaktadır. Q ve N zamanla değişse bile, H ve T' nin anlık değerleri o Q ve N'e karşılık gelen daimi haldeki H ve T ile aynıdır.

2) Homolog bağıntılar geçerlidir (Wylie & Streeter, 1993).

3.2 Homolog Bağıntılar

Buckingham-Pi teoremi vasıtasıyla elde edilen boyutsuz sayılar aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

$$\pi_1 = \frac{gH}{N^2 D^2} \quad \pi_2 = \frac{Q}{ND^3} \quad \pi_3 = \frac{ND^2 \rho}{\mu} \quad (3.2)$$

Burada ilk boyutsuz sayı basma yüksekliği, ikincisi debi, üçüncüsü de Reynolds sayısına karşılık gelir. İlk iki sayının çarpımıyla aşağıdaki güç sayısı da elde edilir:

$$\pi_4 = \pi_1 \cdot \pi_2 = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (3.3)$$

Eğer güç moment ve devir sayılarının çarpımı şeklinde ayrılırsa beşinci boyutsuz sayı olan moment sayısı elde edilir:

$$\pi_5 = \frac{M.N}{\rho N^3 D^5} = \frac{M}{\rho N^2 D^5} \quad (3.4)$$

Debi ve basma yüksekliği sayıları arasında yeni bir ilişki kurularak elde edilen sayıya ise “boyutsuz özgül hız” denir:

$$\text{Boyutsuz özgül hız} = K = \frac{\sqrt{\pi_2}}{(\pi_1)^{3/4}} = \frac{w_0 \sqrt{Q_0}}{(gH_0)^{3/4}} \quad (3.5)$$

Burada “0” alt indisi optimum noktayı belirtmektedir. Özgül hız; pompa çarkının geometrik olarak biçimini belirleyen bir sayı olup pompanın optimum noktadaki

performansı için hesaplanır (**Şen, 2003**). Açısal hız yerine devir sayısı kullanılırsa ve “g” yerçekimi ivmesi denkleme konulmazsa “ölgül hız” elde edilir.

Yeni elde edilen denklemdeki ölgül hız ilkinin aksine boyutludur:

$$\text{Ölgül hız} = n_{sq} = \frac{N_0 \sqrt{Q_0}}{(H_0)^{3/4}} \quad (3.6)$$

Pompaların ölgül hıza göre sınıflandırması ise tablo 3.1’deki gibi yapılır:

Tablo 3.1 : Ölgül Hızlara Göre Pompa Tipleri (Şen 2003)

n_{sq}	Pompa Tipi
10-80	Santrifüj
40-175	Karışık Akımlı
160-350	Eksenel

“D” doğrusal benzerliğı, 1 ve 2 alt indisleri iki farklı boyuttaki pompayı göstermek üzere geometrik bakımdan benzer pompalar için homolog pompa yasaları Denk. 3.7’deki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{gH_1}{(N_1 D_1)^2} = \frac{gH_2}{(N_2 D_2)^2}, \quad \frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3}, \quad \frac{M_1}{\rho_1 N_1^2 D_1^5} = \frac{M_2}{\rho_2 N_2^2 D_2^5} \quad (3.7)$$

Eğer denklemler aynı pompanın farklı çalışma noktaları için yazılıyorsa $D_1=D_2$, pompa içinden geçen akışkan da değışmiyorsa $\rho_1=\rho_2$ olur ve denklemler řu şekilde sadeleşir:

$$\frac{H_1}{N_1^2} = \frac{H_2}{N_2^2} = \text{sabit} \quad \frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N_2} = \text{sabit} \quad \frac{M_1}{N_1^2} = \frac{M_2}{N_2^2} = \text{sabit} \quad (3.8)$$

Boyutsuz devir sayısı, basma yüksekliğı, debi ve momenti elde etmek amacıyla bu değerler optimum noktadaki değerlerine bölünür:

$$h = \frac{H}{H_0} \quad m = \frac{M}{M_0} \quad q = \frac{Q}{Q_0} \quad n = \frac{N}{N_0} \quad (3.9)$$

Denk. 3.9’da elde edilen boyutsuz değerler Denk. 3.8’de yerine konulursa Denk. 3.10 elde edilir:

$$\frac{q}{n} = \frac{Q/Q_0}{N/N_0} = \text{sabit} \quad \frac{h}{n^2} = \frac{H/H_0}{(N/N_0)^2} = \text{sabit} \quad \frac{m}{n^2} = \frac{M/M_0}{(N/N_0)^2} = \text{sabit} \quad (3.10)$$

Bu durumda h/n^2 ve m/n^2 düşey eksen ve q/n yatay eksen olmak üzere hangi devirde çalışıldığı fark etmeden boyutsuz basma yüksekliği-debi ve boyutsuz moment-debi eğrileri çizilebilir.

Fakat bu fonksiyonlarda devir sayısının “0” olduğu yerlerde paydanın “0” olması süreksizlik yarattığı ve pay değerleri sonsuza gittiği için özellikle nümerik hesaplar yaparken bu durum sorun teşkil etmektedir.

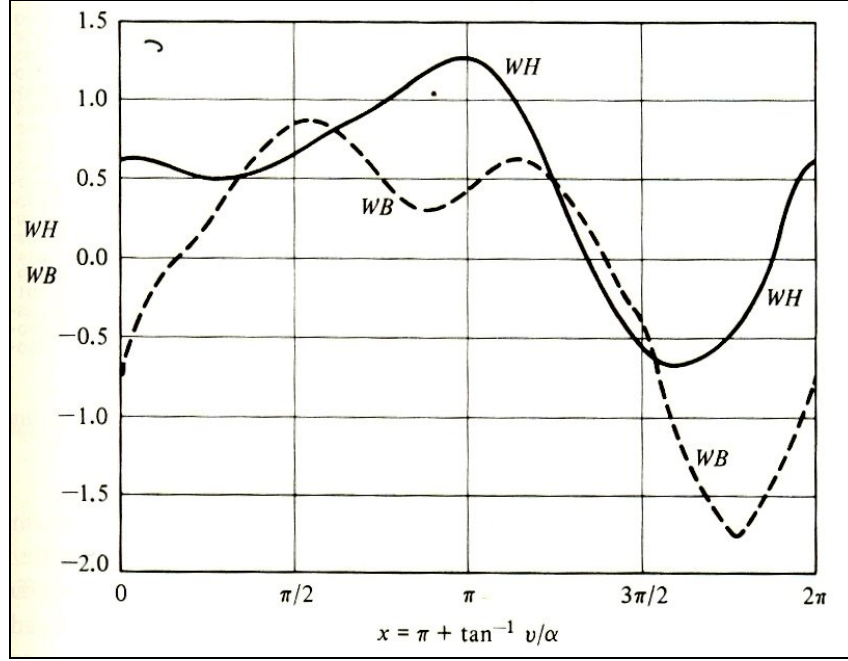
3.3 Suter Parametreleri İle Pompanın Çalışma Bölgeleri

Pompanın tüm çalışma bölgelerinde boyutsuz diyagramları çizerken yaşanan süreksizlik sorununu çözmek amacıyla Marchal ve Suter fonksiyonu başka bir şekilde ifade etmeyi önermiştir (Wylie & Streeter, 1983):

$$WH = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad WM = \frac{m}{n^2 + q^2} \quad (3.11)$$

$$y = \pi + \tan^{-1}(q/n) \quad (3.12)$$

WH ve WM grafikleri polar diyagram yerine yatay eksen “y” olmak üzere WH(y) ve WM(y) şeklinde de çizilebilir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1: Çift Emişli $N_{sq}=35$ Özgöl Hızlı Pompanın Tüm Alan Karakteristikleri (Wylie & Streeter 1993)

Tablo 3.2 Pompanın Çalışma Bölgelerinde Parametrelerin Durumu

Bölge	N	Q	M	H	Milgücü	Hidrolik Güç	Verim	y
Fren	+	-	+	+	+	-	-	$\pi/2 - \pi$
Pompa	+	+	+	+	+	+	+	$\pi - 3\pi/2$
Buster Fren	+	+	+	-	+	-	-	
Türbin	+	+	-	-	-	-	+	$0 - \pi/2$
Ters Türbin	-	-	+	+	-	-	+	
Ters Fren	-	-	-	+	+	-	-	$3\pi/2 - 2\pi$
Ters Pompa	-	+	-	+	+	+	+	
Ters Buster Fren	-	+	-	-	+	-	-	

3.3.1 Fren bölgesi

Bu çalışma bölgesinde pompa mili elektrik motoru tarafından normal yönde tahrik edilirken ($N>0$) basma tarafındaki basıncın çok yüksek olması nedeniyle akış basma flanşından emme flanşına doğru oluşur ($Q<0$). Pompanın kapalı vanadaki halinden daha büyük basma yükseklikleriyle karşılaşılır ($H>0$). Debi negatif yönde artarken basma yüksekliği de artar. Akışkan basma flanşından girerken

pompa çarkını motora göre ters yönde yani bir türbin gibi (negatif) yönde döndürmeye çalışacağından moment bu bölgede pozitif olur ($M>0$). Sonuçta Denk. 3.13 ile ifade edilen pompa verimi negatif çıkar. Bunun anlamı pompadan türbine ya da türbinden pompaya faydalı enerji sağlanamamasıdır. Bu nedenle bu bölge “disipasyon” bölgesi olarak da adlandırılmaktadır (**Martin, 1983**).

$$\eta_p = \frac{\rho g Q H}{M \omega} \quad (3.13)$$

3.3.2 Pompa bölgesi

Bu bölge pompanın kullanım amacının sağlandığı bölgedir. Pompa mili normal yönde tahrik edilmekte iken ($N>0$) akış emme flanşından basma flanşına doğrudur ($Q>0$). Basma yüksekliği ve moment de pozitiftir ($H>0, M>0$). Pompa çarkından akışkana faydalı enerji sağlanmaktadır; dolayısıyla verim de pozitiftir.

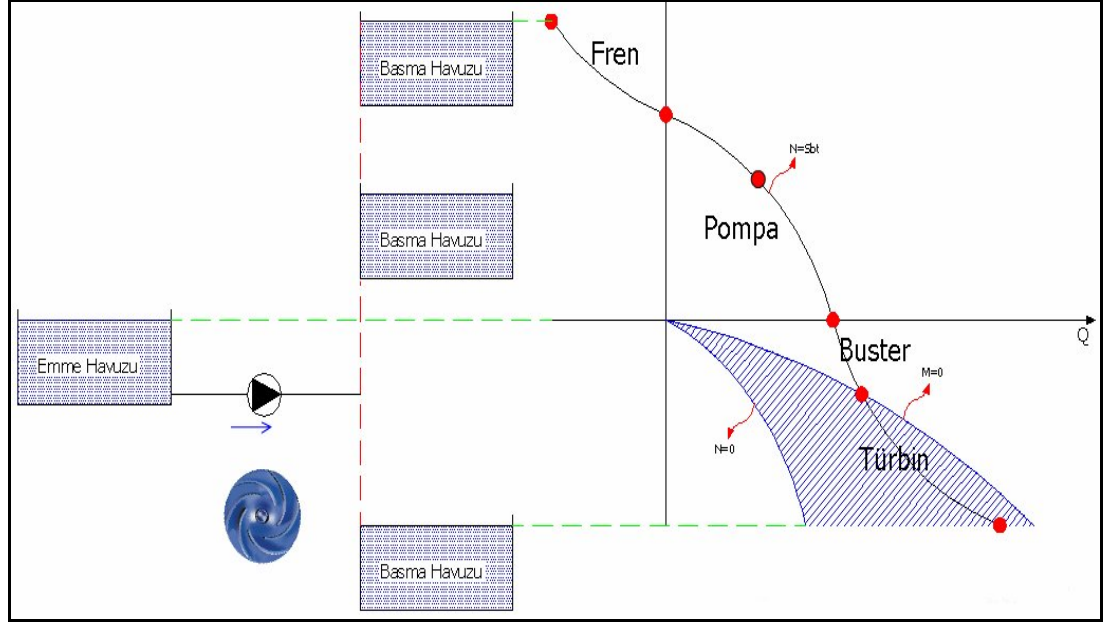
3.3.3 Buster Fren bölgesi

Bu çalışma bölgesi emme haznesindeki basıncın basma haznesinden daha yüksek olduğu duruma karşılık gelir. Yani pompa olmasa da pompanın akışkanı hareket ettirmek istediği yönde (pozitif) akış olacaktır. Dolayısıyla bu bölge pompanın H-Q eğrisinde H’nın “0” olduğu noktadan daha yüksek debilere karşılık gelir. Basma yüksekliği negatif olmakla birlikte debi arttıkça negatif yönde artar; moment ise pozitif olmakla birlikte debi arttıkça “0” a doğru yaklaşır ve ambalman eğrisiyle kesiştiği yerde moment “0” olur. Bu noktadan sonra türbin bölgesi başlar. Mil gücü pozitif iken hidrolik güç negatif olduğu için bu bölge de bir “disipasyon” bölgesidir ve verim negatiftir.

3.3.4 Türbin bölgesi

Buster fren bölgesinde debi ambalman eğrisiyle kesiştiği noktadan itibaren daha fazla arttırılırsa moment negatif olur ve debi artışıyla beraber negatif yönde artar. Çarkın dönme yönü pozitif olduğu halde momentin negatif olması mil gücünün negatif olmasına yani pompanın türbin gibi çalışmasına yol açar. Hidrolik güç de negatif olduğundan verim pozitif çıkar; dolayısıyla burada akışkandan mile faydalı enerji aktarılmaktadır.

Bütün kayıplar ihmal edildiği takdirde pompa çarkının düz yönde dönmesi halindeki çalışma noktasının, depolar arasındaki yükseklik farkına bağlı değişimi Şekil 3.2'deki gibi özetlenebilir.



Şekil 3.2: Düz Dönüş Yönü İçin Çalışma Noktasının Değişimi (Soydemir 2006)

3.3.5 Ters türbin bölgesi

Bu bölgede gerçekleşen olay fren bölgesine benzer şekildedir. Tek fark çarkın ters yönde tahrik edilmesidir. Düz dönüşlerde “türbin” bölgesi ile pozitif debilerde karşılaşılırken ters dönüşte negatif debide karşılaşılır ve dönüş yönü nedeniyle ters türbin adı verilir. Moment bu bölgede pozitifdir; dolayısıyla mil gücü negatif olur. Bu da akışkanın mile enerji aktardığı anlamına gelir. Çark ters dönerken, çıkış vanasının kapalı olduğu durumda pompa giriş ve çıkışı arasında oluşan basınç farkından daha yüksek basınçlar elde edilir. Bunun sonucunda hidrolik güç negatif olur. Mil gücü de hidrolik güç de negatif olduğundan pozitif verim elde edilir.

3.3.6 Ters fren bölgesi

Ters türbin bölgesindeki debi sıfıra yaklaşırken basma yüksekliği düşer ve ambalman eğrisiyle kesiştiği yerde moment de sıfır olur; buradan sonra ise negatif yönde artmaya başlar. Yani artık mil gücü pozitifdir; hidrolik güç ise negatiftir. Bunun sonucu ise verimin negatif olması yani bu bölgenin bir disipasyon bölgesi olmasıdır.

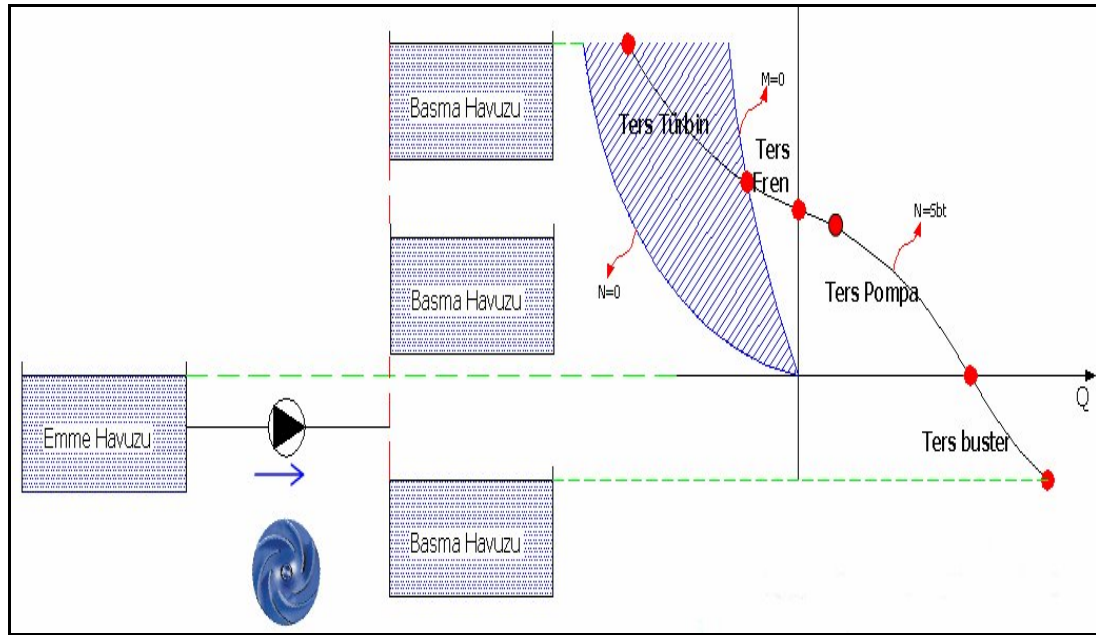
3.3.7 Ters pompa bölgesi

Bu çalışma bölgesinin pompa bölgesinden farkı milin negatif yönde tahrik edilerek çarkın ters yönde dönmesidir. Dönme yönü negatif olduğundan moment de negatiftir; basma yüksekliği ve debi ise pozitifdir. Dolayısıyla mil gücü ve hidrolik güç pozitifdir; bunun sonucunda oluşan pozitif verimle çark akışkana enerji aktarır.

3.3.8 Ters buster fren bölgesi

Buster frene benzeyen bu bölge ile ters pompa bölgesinde basma yüksekliğinin “0” olduğu noktadan itibaren debinin daha fazla artırılmasıyla karşılaşılır. Burada moment pozitif, mil gücü pozitif, hidrolik güç ise negatif olduğundan oluşan verim negatiftir yani bu bölge bir disipasyon bölgesidir.

Bütün kayıplar ihmal edildiği takdirde pompa çarkının ters yönde dönmesi halindeki çalışma noktasının, depolar arasındaki yükseklik farkına bağlı değişimi Şekil 3.3’teki gibi özetlenebilir.



Şekil 3.3: Ters Dönüş Yönü İçin Çalışma Noktasının Değişimi (Soydemir 2006)

3.4 Tüm Alan Karakteristiklerinin Kullanımı

Borularda daimi olmayan akışlarda, akışı yöneten denklemler karakteristikler metodu ile sayısal bir şekilde çözülebilir. Bu yöntem sayesinde kısmi diferansiyel denklemler tam diferansiyel denklemlere çevrilir. Ayrıklaştırılan denklemler sonlu farklar vasıtasıyla sayısal bir şekilde çözülr. Eğer boru tesisatında bir pompa varsa ve çözülmek istenen daimi olmayan akış örneğin bir güç kesintisi sonrasında sistem davranışı ise, çözüm için dönen kütlelerin atalet momenti ve pompanın tüm alan karakteristikleri gibi ek bilgiler gerekmektedir. Çünkü güç kesintisi sonrasında pompanın dinamik davranışı boru tesisatındaki anlık basınç-debi değişimine, pompanın karakteristiklerine, pompa çarkına, motor rotoru gibi dönen parçaların atalet momentine bağlıdır (**Wylie & Streeter, 1993**). Karakteristikler metoduyla bir pompanın güç kesintisi sonrasında davranışı incelenmek isteniyorsa önce pompanın özgül hızının tüm alan karakteristiklerine ait WH ve WM değerleri belli Δx aralıklarla bilgisayar ortamına bir seri şeklinde okutulmalıdır.

Bunun yanında santrifüj pompalar ters yönde bir su türbini gibi çalıştırılabilirler. 100kW altındaki güçler için özel dizayn edilmiş türbinlere göre bu yöntemle daha ucuza gelirler. Ancak, bu şekilde mikrohidrolik tesislerde kullanmak için pompanın türbin performansı bilinmelidir. Pompalarda türbinlerdeki gibi ayar kanadı bulunmadığı için akışta değişiklik yapılamaz ve bu yüzden pompanın türbin performansını belirlemek daha da önemlidir (**Williams, 1994**).

Özgür ve Gürsül (1986), su darbesi hesaplarında kullanılan bir yöntem olan grafik metodu kullanarak volan etkisi ve kolon rijitliğine bağlı olarak maksimum ve minimumu basınçları incelemişlerdir. Kolon rijitliğinin her değerinde boyutsuz devir ve boyutsuz moment arasındaki ilişkiden dolayı tüm alan karakteristiklerine ihtiyaç duymuşlardır.

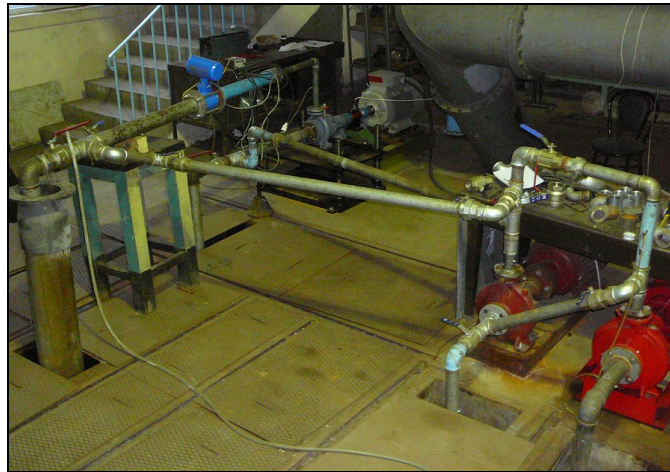
Kavurmacioğlu ve Özgür (2004) özgül hızın su darbeleri üzerine etkilerini incelemek amacıyla yaptıkları çalışmada, literatürde bulunan üç özgül hızın ($n_{sq}=35, 147, 261$) tüm alan karakteristiklerini kullanmıştır. Bunlardan yola çıkarak minimum ve maksimum basınçları, volan sayısı ve kolon rijitliğine bağlı olarak hesaplamıştır.

4. POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL YOLLA ELDE EDİLMESİ

Pompaların tüm alan karakteristiklerini elde etmek amacıyla İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarı'nda bir deney tesisatı oluşturulmuş, gerekli ölçüm cihazları kullanılarak deneyler burada gerçekleştirilmiştir. Test pompası değiştikçe emme ve basma flanş çapları değiştiği için boru çaplarında ufak değişiklikler yapılmış ancak sistem aynı kalmıştır. Bu bölümde, oluşturulan deney tesisatı ve kullanılan cihazlar, deneylerin yapılışı ve test edilen pompalara ait deney sonuçları detaylı bir biçimde açıklanmıştır.

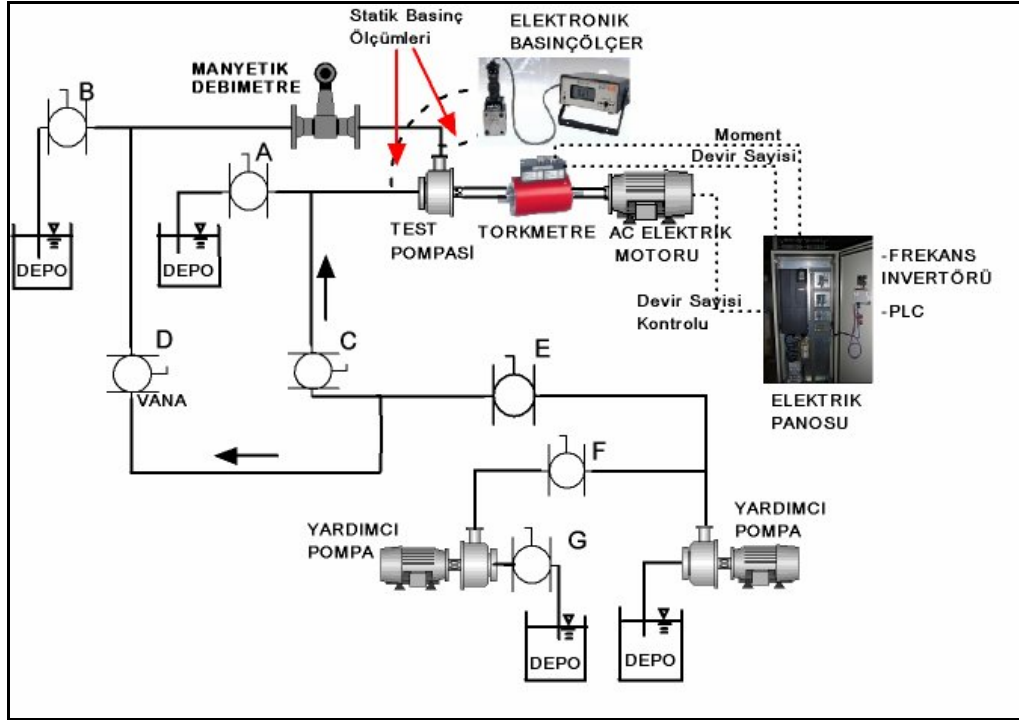
4.1 Deney Tesisatının Tanıtımı

Bir pompanın tüm alan karakteristiklerinin 8 bölgeden oluştuğu ve bu bölgelerin neler olduğu Bölüm 3.3'te açıklanmıştı. Bu bölgeler, pompa çarkının normal dönüş yönünün tersine dönmesi ya da akışkanın pompanın basma flanşından girip emme flanşından çıkması gibi değişik kombinasyonları içerdiğinden, pompanın bu koşullarda çalışmasını ve bu sırada gerekli ölçümlerin yapılması şartlarını sağlayacak, uygun bir tesisat gerekmektedir. Bu doğrultuda hazırlanan ve deneylerde kullanılan tesisatın bir fotoğrafı şekil 4.1'de görülmektedir.



şekil 4.1: Deney Tesisatının Fotoğrafı

Deney tesisatı ve ölçüm cihazlarının şematik görünümü Şekil 4.2’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.2: Deney Tesisatının Şematik Görünümü

Bu tesisat, test edilecek pompa, elektrik motoru, pompa mili ile elektrik motoru arasına yerleştirilmiş torkmetre, çift yönlü çalışabilen bir manyetik debimetre, uçları pompa giriş ve çıkışına bağlanmış bir elektronik diferansiyel basınçölçer, borular, akış yönüne dolayısıyla pompanın çalışma bölgelerine farklı kombinasyonlar sağlayan vanalar ve pompaya karşı ya da yardımcı basınç sağlayan yardımcı pompalar kullanılarak hazırlanmıştır. Tesisatın bu şekilde düzenlenmesi ve yukarıda bahsedilen ölçüm cihazları sayesinde basınçölçer ile pompa girişi ve çıkışı arasındaki statik basınç farkı, manyetik debimetre ile hacimsel debi (Q), ve dolaylı olarak hız ölçülerek pompa girişi ve çıkışı arasındaki yük farkı (H) elde edilmiş olur. Torkmetre üzerinden ise hem pompa milindeki moment (M), hem de devir sayısı (N) ölçülerek elektrik panosundaki dijital ekrandan okunur. Bu şekilde herhangi bir çalışma noktasında pompanın durumunu belirlemek için gereken 4 parametre belirlenmiş olur.

4.2 Test Edilen Pompalar

Tüm alan karakteristiklerini elde etmek amacıyla kurulan tesisatta üç adet pompa ayrı ayrı test edilmiştir. Bu pompaların üçü de Standart Pompa ve Makina Sanayi Tic. A.Ş tarafından imal edilmiştir (Şekil 4.3 ve 4.4). Tablo 4.1’de ve Tablo 4.2’de bu pompaların tasarım özellikleri yer almaktadır. Test edilen pompaların özgül hızları incelendiğinde hepsinin santrifüj tipte olduğu görülmektedir. Bu pompalardan özgül hızı 32,5 olan, literatürde bulunan $n_{sq} = 35$ özgül hıza ait tüm alan karakteristikleri ile karşılaştırılmıştır.

Tablo 4.1 : Deneyleri Gerçekleştirilen Pompalar

Pompa Tipi	Devir Sayısı (d/d)	Debi (m³/saat)	Basma Yüksekliği (m)	Özgül Hız (n_{sq})
SNT 100/315	1450	200	30	20,4
SNT 80/160	2950	130	40	32,5
SNT 100/160	2900	280	36	55,0

Tablo 4.2 : Deneyleri Gerçekleştirilen Pompaların Teknik Özellikleri

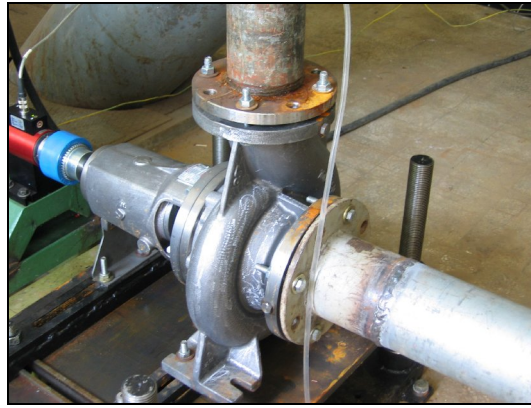
	Çark		Kanat Çıkış		Kanat		Pompa Flanşı	
Pompa Tipi	Giriş Çapı (mm)	Çıkış Çapı (mm)	Genişlik (mm)	Açı (°)	Kalınlığı (mm)	Sayısı	Giriş (mm)	Çıkış (mm)
SNT 100/315	125	328	21	-	4	7	125	100
SNT 80/160	117	184	28	26,7	3,5	6	100	80
SNT 100/160	145	184	38	24,3	3,5	7	125	100



(a)

(b)

Şekil 4.3: (a) $n_{sq} = 20,4$ Özgöl Hızlı Pompanın Fotoğrafı, (b) $n_{sq} = 32,5$ Özgöl Hızlı Pompanın Fotoğrafı



Şekil 4.4: $n_{sq} = 55$ Özgöl Hızlı Pompanın Fotoğrafı

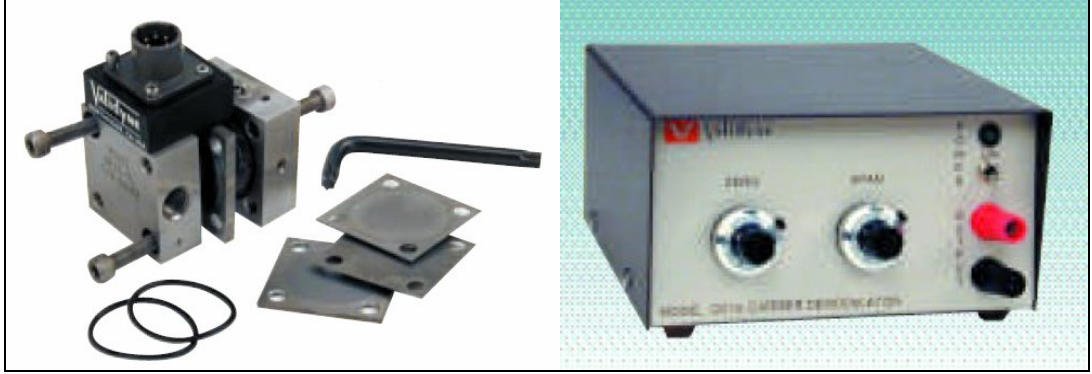
4.3 Deney Tesisatında Kullanılan Cihazlar

Deney tesisatında devir sayısı, moment, debi ve basınç ölçümleri yapabilmek için çeşitli cihazlar kullanılmıştır. Elde edilen bütün değerler sayısal ekranlar üzerinden okunmuştur.

4.3.1 Basınç ölçümü

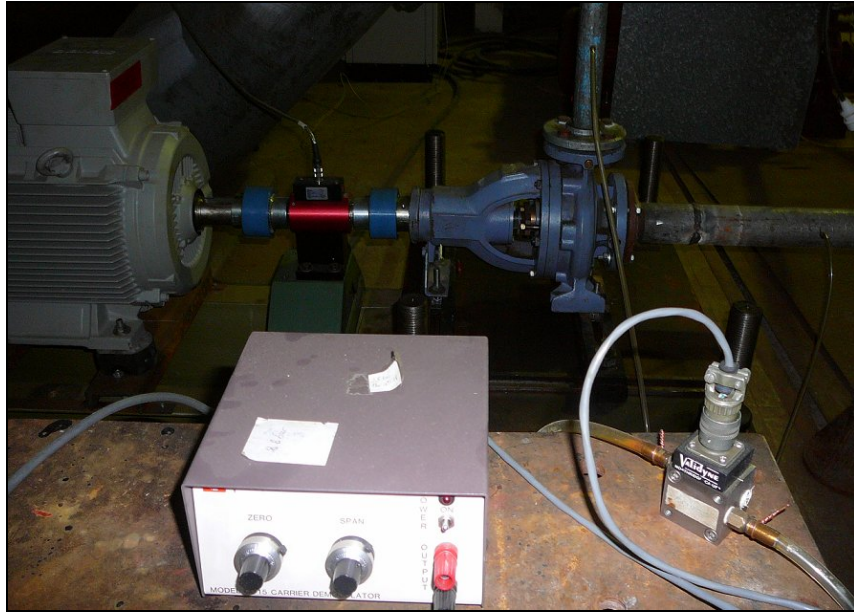
Bir pompanın herhangi bir çalışma noktasında basma yüksekliğini belirleyebilmek için Denklem 3.1' den de anlaşıldığı gibi basma yüksekliği (H) değerini elde etmek için pompa emme ve basma kesitleri arasındaki statik basınç, hız ve yükseklik farkına ihtiyaç vardır. Giriş ve çıkış basınçlarını ayrı ayrı okuma zorunluluğu diferansiyel basınçölçer kullanılması sayesinde ortadan kaldırılmış ve böylece yapılacak hata en aza indirilmiştir. Yine bu özellik sayesinde emme ve basma

kesitleri arasındaki yükseklik farkını hesaba katmaya da gerek kalmamaktadır. Yapılan deneylerde kullanılan basınç ölçüm sisteminin markası VALIDYNE' dır (Şekil 4.5). Bu sistem $\pm \% 0.25$ doğruluğa sahip DP15 model elektronik basınçölçer, CP15 demodülatör ve basıncın çift taraflı hissedilmesini sağlayan bir diyaframdan oluşmaktadır. Elektronik basınçölçer, değişken manyetik dirençli tiptedir. Basınçölçer içindeki diyafram ise ölçümün hassasiyetini arttırmak amacıyla test edilen pompaların nominal basma yüksekliklerine göre değiştirilmiştir.



Şekil 4.5: Deneylerde Kullanılan Elektronik Basınçölçer

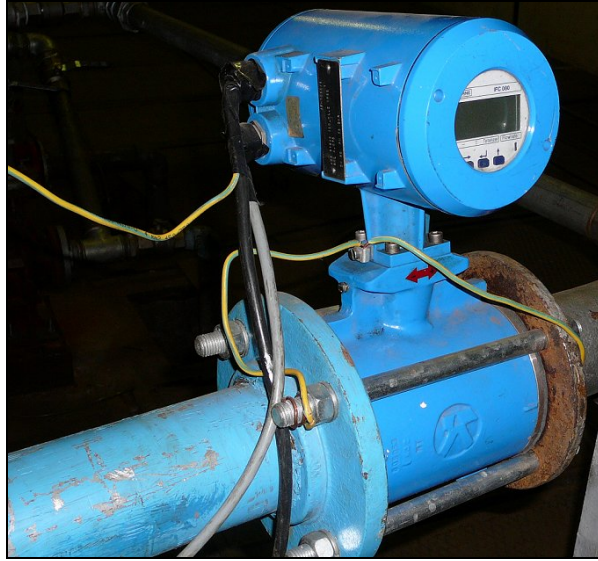
Demodulatörden alınan elektrik gerilimi çıktısı bir multimetre yardımıyla okunup önceden yapılan kalibrasyona göre basınç birimine, bara çevrilir. Deney anında bu ölçüm sisteminin sisteme nasıl bağlandığını gösteren fotoğraf Şekil 4.6'da yer almaktadır.



Şekil 4.6: Basınçölçerin Tesisata Bağlı Hali

4.3.2 Debi ölçümü

Tesisatta KROHNE firmasının IFM 1080K model manyetik debimetresi kullanılmış, üzerindeki IFC 080 model sinyal konvertörü ise dijital ekrandan debinin okunmasını sağlamıştır. Ölçüm cihazı ayrıca 4-20 mA analog çıktı verebilmektedir; belirsizliği ise katalogda %0.013 olarak verilmiştir. Şekil 4.7’de ise debimetrenin tesisata bağlı resmi görülmektedir.



Şekil 4.7: Deneylerde Kullanılan Debimetre

4.3.3 Moment ölçümü

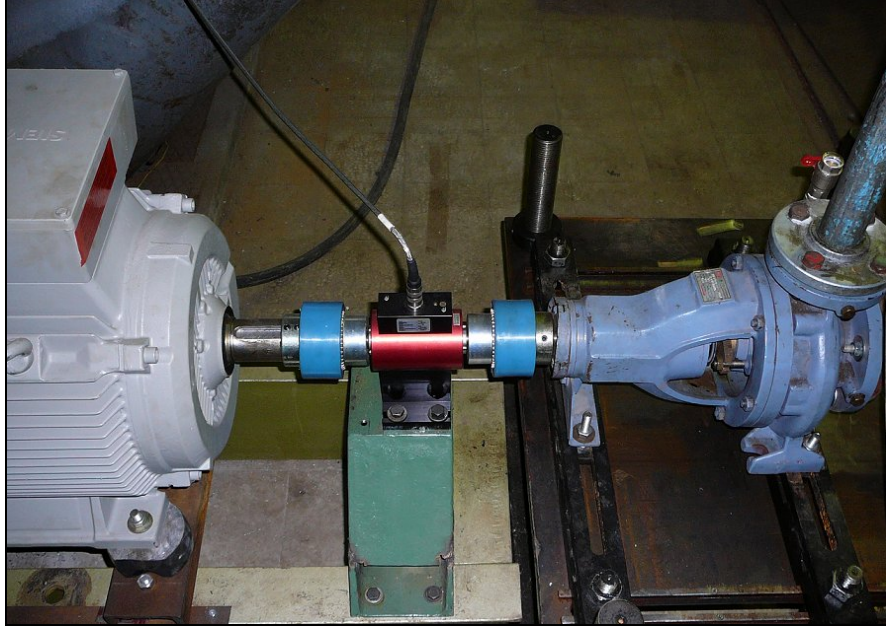
Moment ölçümü için KISTLER marka, 0-100 Nm arasında ölçüm yapabilen, $\pm 10V$ elektriksel gerilim çıktısı verebilen ve % 0.1 ölçüm doğruluğuna sahip strain gage esaslı ile çalışan bir torkmetre ve aynı torkmetrenin 0-500 Nm arasında ölçüm yapabilen modeli kullanılmıştır (Şekil 4.8). Torkmetrenin özel kablosuyla panoya iletilen sinyal sayesinde, pompa milindeki moment, elektrik panosunun dijital ekranından okunmaktadır.



Şekil 4.8: Deneylerde Kullanılan Torkmetre

4.3.4 Devir ölçümü

Test edilen pompanın devir sayısı Bölüm 4.3.3'te anlatılan torkmetre ile yapılmış, elektrik panosundaki dijital ekrandan moment ile beraber devir sayısı ve milin dönüş yönü de okunabilmektedir. Torkmetrenin tesisattaki konumunu gösteren resim Şekil 4.9'da görülmektedir.



Şekil 4.9: Torkmetrenin Tesisata Bağlı Hali

4.3.5 Elektrik panosu

Pompa milinin tahrikinde Siemens 1LG4 model 30 kW gücünde, 3000 d/d ye kadar çıkabilen, asenkron AC elektrik motoru kullanılmıştır. Devir sayısını değiştirmek için ise Siemens Micromaster 440 model frekans invertöründen yararlanılmıştır.



Şekil 4.10: Elektrik Panosu

Oluşturulan elektrik panosunda 24V DC gerilim sağlayan Siemens Sitop model güç kaynağı ile torkmetreye gerekli güç sağlanmış ve S7 300 model PLC ile torkmetreden gelen anlık moment ve devir değerlerinin ortalamasının alınıp panonun önündeki dijital ekrandan okunması ve yine aynı ekrandan devir sayısı ve dönme yönünün seçilmesi sağlanmıştır (Şekil 4.10).

4.3.6 Yardımcı pompalar

Test pompasının değişik çalışma bölgelerinden geçmesini sağlamak için iki adet yardımcı pompa kullanılmıştır. Deneylerin çoğunda yardımcı pompa olarak MAS firmasının TK 40- 250/245 model yangın pompası kullanılırken bazı bölgelerde debiyi daha fazla arttırmak amacıyla ek bir yardımcı pompa kullanılmış ve bu pompa MAS yardımcı pompasına paralel bağlanmıştır (Şekil 4.11).



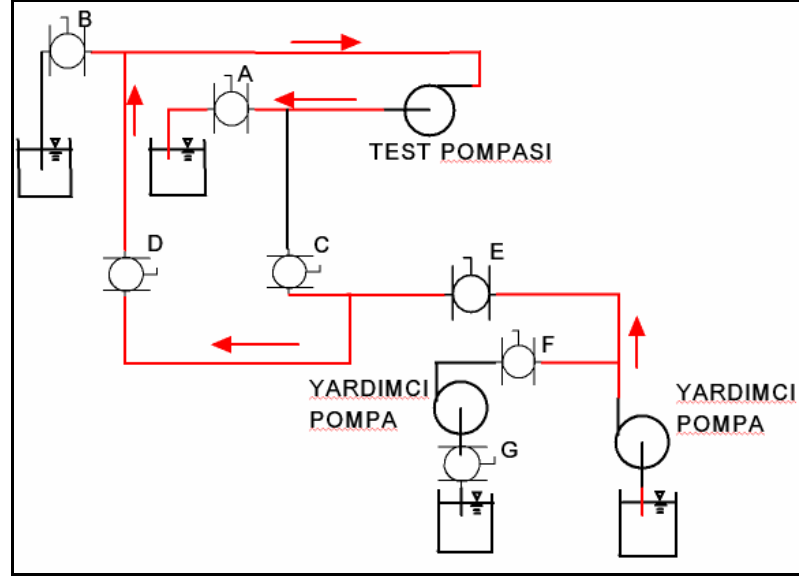
Şekil 4.11: Yardımcı Pompalar

4.4 Deneylerin Gerçekleştirilmesi

Deneyler gerçekleştirilirken debi en fazla $90 \text{ m}^3/\text{h}$ 'e çıkarılabildiği için tüm alan karakteristikleri eğrilerini tamamlayabilmek için bu debinin üstüne çıkılması gereken yerlerde test pompası dizayn değerinden daha düşük devirlerde çalıştırılmıştır. Suter parametreleri ile oluşturulan boyutsuz eğriler benzerlik yasalarının geçerliliğini baz aldığı için hangi devirde çalışıldığının önemi olmamaktadır. Manometrik basma yüksekliği devir sayısının karesiyle orantılı değiştiği için örneğin pompa nominal devir sayısının üçte biri bir hızla döndürüldüğünde basınç dokuzda birine düşmektedir. Dolayısıyla basıncı doğru bir şekilde okuyabilmek için sık sık basınçölçer içindeki diyafram değiştirilip o basınca uygun olanı seçilmiştir; her deneyden önce kalibrasyon yapılmıştır.

4.4.1 Fren bölgesi deneyleri

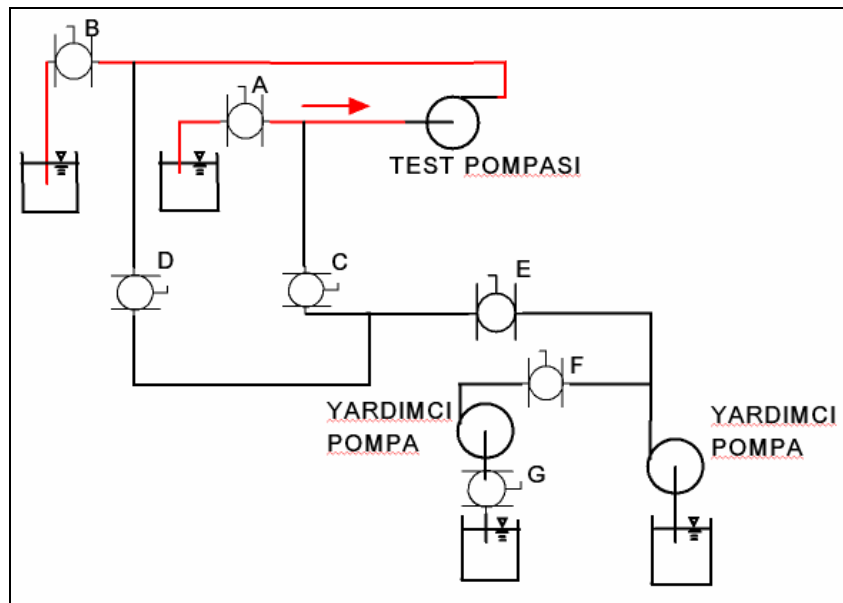
Fren bölgesi debinin negatif olduğu yani akışkanın pompanın basma flanşından girip emme flanşından çıktığı, pompa milinin normal yönde döndüğü, pompanın basma yüksekliğinin ise kapalı vanadan daha yüksek olduğu bölgedir. Fiziksel olarak ifade etmek gerekirse bu bölgede test pompası akışkanın basıncını arttırmaktadır; fakat basma hattında öyle bir karşı basınç vardır ki bu karşı basınç akışın test pompasının emme flanşından basma tarafına doğru olmasını engeller, akış böylece ters yönde gerçekleşir. Deney tesisatında bu karşı basınç yardımcı pompalar vasıtasıyla sağlanmıştır. Bu bölgede, vanaların bazıları kapatılıp bazıları açılarak oluşturulan akış düzeninde test pompası ve yardımcı pompa birbirlerine zıt yönde basmaya çalışacak ve pompa mili sabit hızla dönecek şekilde normal dönüş yönlerinde çalıştırılmıştır (Şekil 4.12). Yardımcı pompanın daha güçlü seçilmesiyle akışın yönü test pompasına göre ters olmuştur. Bölüm 4.3'te tanıtılan ölçüm cihazlarıyla pompa giriş ve çıkışı arasındaki statik basınç farkı, devir sayısı, debi ve moment ölçülmüştür. Bir noktadaki ölçüm bittikten sonra aynı bölgede ikinci bir noktaya geçmek için test pompasının emmesinde bulunan vana kısılarak yeni bir çalışma noktasına geçilmiş ve ölçümler burada tekrarlanmıştır. Bu şekilde kapalı vanaya gelene kadar birkaç nokta alınmıştır. Önemli olan hususlardan biri Suter diyagramlarını tamamlamak için debinin olabildiğince arttırılması gerekliliğidir. Çünkü Suter diyagramlarında apsiste bulunan “y” parametresi debi ve devir sayısına bağlıdır. Debi istenilen değere arttırılamadığı takdirde grafiğin bazı bölgeleri boş kalacaktır. Deney tesisatının içinden geçen debiyi sistem karakteristiği sınırladığı için bu boş kalan bölgelerde de değer elde edebilmek amacıyla deneylerin bir kısmı pompanın devir sayısı düşürülerek gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde bir ölçüm yapıldığında Suter diyagramları boyutsuz parametreleri içerdiği için grafik bakımından bir sorun teşkil etmeyecektir.



Şekil 4.12: Fren, Ters Türbin ve Ters Fren Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi

4.4.2 Pompa bölgesi deneyleri

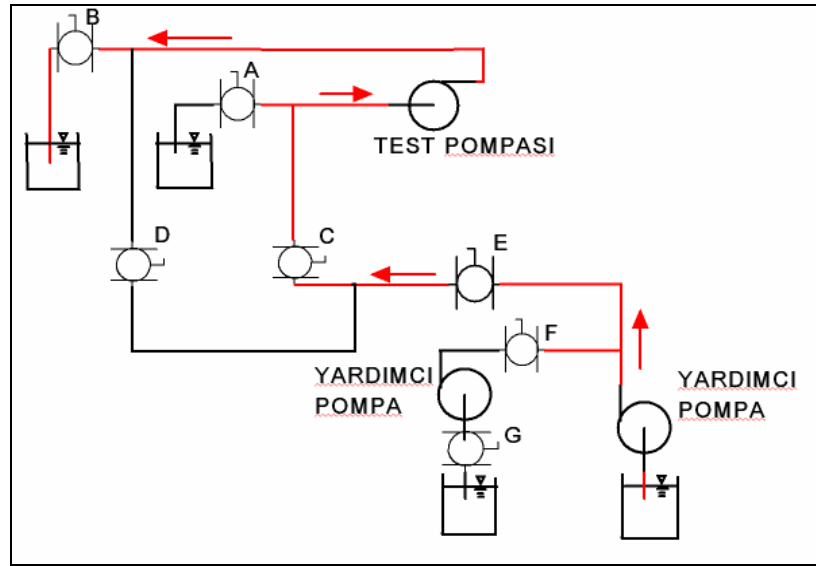
Bu bölge test pompasının normal çalışma bölgesidir. Yani test pompası normal dönüş yönünde tahrik edilmiştir; akış pompanın emme flanşından basma flanşına doğrudur ve pompa akışkana enerji sağlayarak basıncını arttırırken basma tarafından karşı bir basınç uygulanmamıştır. Dolayısıyla burada yardımcı pompaları devreye alan vanalar kapatılarak yardımcı pompalar devre dışı bırakılmıştır (Şekil 4.13). Bu bölgede debi pozitif, basma yüksekliği pozitif, moment pozitif ve dönme yönü de pozitif olarak karşımıza çıkar.



Şekil 4.13: Pompa ve Ters Pompa Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi

4.4.3 Buster fren bölgesi deneyleri

Bu bölge, test pompasının normal pompa bölgesinde tek başına sağlayabildiği maksimum debiden daha yüksek debilere çıkıldığı bölgedir. Bu bölgede ölçüm yapabilmek için yardımcı pompalar yeniden kullanılmıştır. Fakat fren bölgesinin aksine bu kez yardımcı pompa akışkanı test pompası ile aynı yöne doğru yönlendirmeye çalışmaktadır. Yani bu bölgede deney, test pompası ile kendinden daha güçlü, daha yüksek debilere çıkabilen bir yardımcı pompayı seri bağlayarak gerçekleştirilmiştir. Bu bölgede test pompasının dönme yönü pozitif, basma yüksekliği negatif, moment negatif ve debi pozitif olarak gerçekleşmektedir. Pompa bölgesinde debinin maksimum olduğu ve basma yüksekliğinin sıfır olduğu yerde maksimum olan moment, bu bölgede debi arttırıldıkça azalmakta ve momentin sıfır olduğu noktada türbin bölgesi ile olan sınıra gelinmektedir. Ayrıca debi arttırılırken basma yüksekliği de negatif yönde artmaktadır (Şekil 4.14).



Şekil 4.14: Buster, Ters Buster ve Türbin Bölgeleri Akışlarının Şematik Gösterimi

4.4.4 Türbin bölgesi deneyleri

Deney tesisatının düzeni ve pompanın dönüş yönü açısından türbin bölgesinin buster fren bölgesinden hiç bir farkı yoktur. Zira bu bölge, buster fren bölgesinde debinin çok fazla arttırılıp momentin sıfıra düşmesinden itibaren başlar. Yani tek fark, bu bölgede artık momentin negatif olması ve debi arttırılmaya devam edildikçe negatif yönde artmasıdır. Basma yüksekliği ise buster fren bölgesindeki gibi negatif yönde artmaya devam eder. Test pompasının pozitif yönde dönerken momentin negatif

olması mil gücünün negatif olması anlamına gelir; bu da artık akışkanın mile enerji kazandırması demektir. Yani artık test pompası şebekeden elektrik çekmemekte, aksine elektrik üretilip şebekeye elektrik sağlamaktadır. Deneyler sırasında buster fren bölgesinden türbin bölgesine geçilmesi için gereken tek şey çıkışta debiyi ayarlayan vananın biraz daha açılmasıdır. Vananın çeşitli konumlarında (farklı çalışma noktalarında) basınç, devir sayısı, moment ve debi olmak üzere dörder değer okunduğundan, vananın öyle bir konumu yani öyle bir debi değeri vardır ki momenti kaydederken artık momentin negatif olduğu görülmüştür. İşte bu noktadan sonra artık buster fren değil türbin bölgesinde çalışıldığı anlaşılmıştır.

4.4.5 Ters türbin bölgesi deneyleri

Test pompasının çalışma bölgelerinden olan ters türbin bölgesinin türbin bölgesinden uygulama bakımından tek farkı pompa milinin tasarım yönünde değil, tersi yönünde tahrik edilmesidir. Ters fren, ters pompa, ters buster fren bölgelerinin de buna benzer şekilde fren, pompa ve buster fren bölgelerinden farkları, pompaların millerinin tasarım yönüne göre ters yönde tahrik edilmeleridir. Ters türbin bölgesinde akış basma flanşından emme flanşına doğrudur; “ ters ” isminden de anlaşıldığı gibi dönme yönü negatiftir. Basma yüksekliği ise pozitifdir. Çalışma bölgesine ters türbin bölgesi denmesinin nedeni mil gücünün negatif olmasıdır. Çünkü devir negatif iken bu bölgede moment pozitif ölçülmektedir; dolayısıyla mil gücü pozitif şekilde elde edilmiştir. Yani bu bölgede elektrik motoru şebekeden elektrik çekmemiş, aksine elektrik sağlamıştır. Debiyi düşürdükçe momentin sıfıra yaklaştığı gözlemlenmiş ve sıfır olduğu noktadan sonra ters fren bölgesine girilmiştir.

4.4.6 Ters fren bölgesi deneyleri

Debi ayarı için kullanılan vana ters türbin bölgesinde iken kısılarak momentin sıfır olduğu noktaya varınca ters fren bölgesine girilir. Vana kısılmaya devam edildikçe moment artık negatif yönde artmaya başlar. Dolayısıyla artık burada mil gücü pozitifdir yani elektrik motoru şebekeden enerji çekmektedir. Dönme yönü yine ters iken, basma yüksekliği kapalı vanadan büyük bir değerde, debi ise yine basma flanşından emme flanşına doğru yani negatiftir. Vana sonuna kadar kapatıldığında bu bölge sonlanır; pozitif debiye yani ters pompa bölgesine geçilir.

4.4.7 Ters pompa bölgesi deneyleri

Ters pompa bölgesinde deneyler yapılırken aynı pompa bölgesi gibi yardımcı pompalar devreden çıkarılır. Kapalı vanadan itibaren basma yüksekliğinin “0” ‘a düştüğü pozitif basma yüksekliği ve pozitif debi değerleri hep bu bölge içindedir. Yani normal pompadan tek fark ters yönde tahrik edilen kötü dizayn edilmiş bir pompa gibi çalışmasıdır. Bu bölgede dönme yönü negatif iken moment de negatif olduğundan mil gücü pozitifdir.

4.4.8 Ters buster fren bölgesi deneyleri

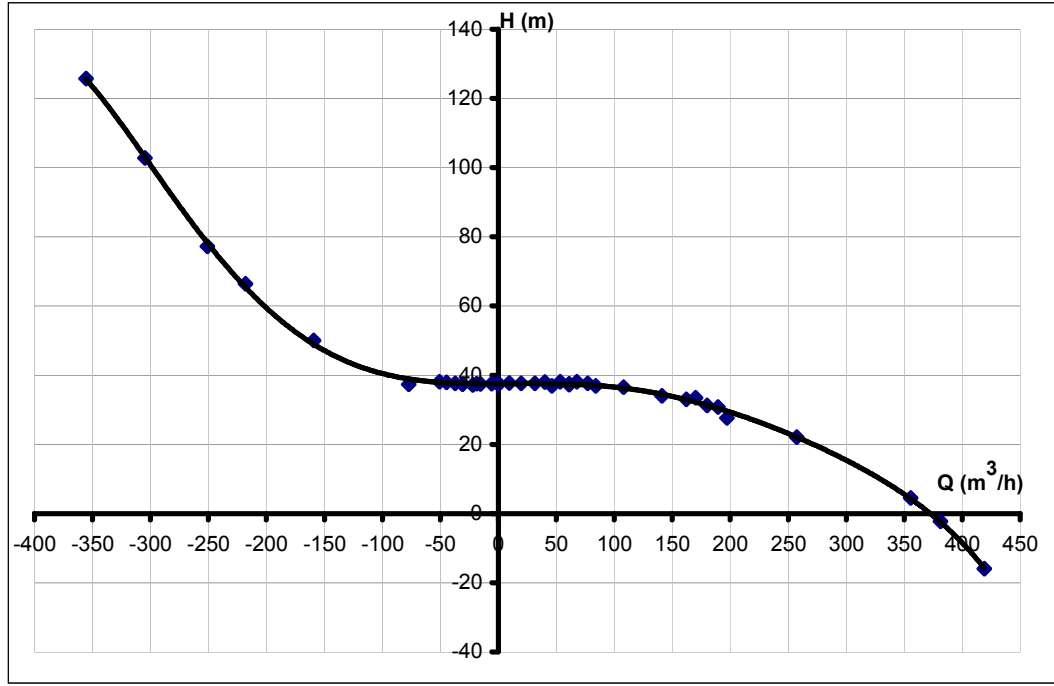
Ters pompa bölgesinde basma yüksekliği sıfıra düştükten sonra debi arttırılmaya devam edilirse basma yüksekliği negatif yönde artmaya başlar Devir yine negatiftir ve moment de negatif yönde artmaya devam etmektedir. Bu bölgede deneyler yine yardımcı pompalar vasıtasıyla yapılmıştır ve deney sisteminin çalışması, pompa tahrik yönü hariç buster frenle tamamen aynıdır.

4.5 Test Edilen Pompalara Ait Deney Sonuçları

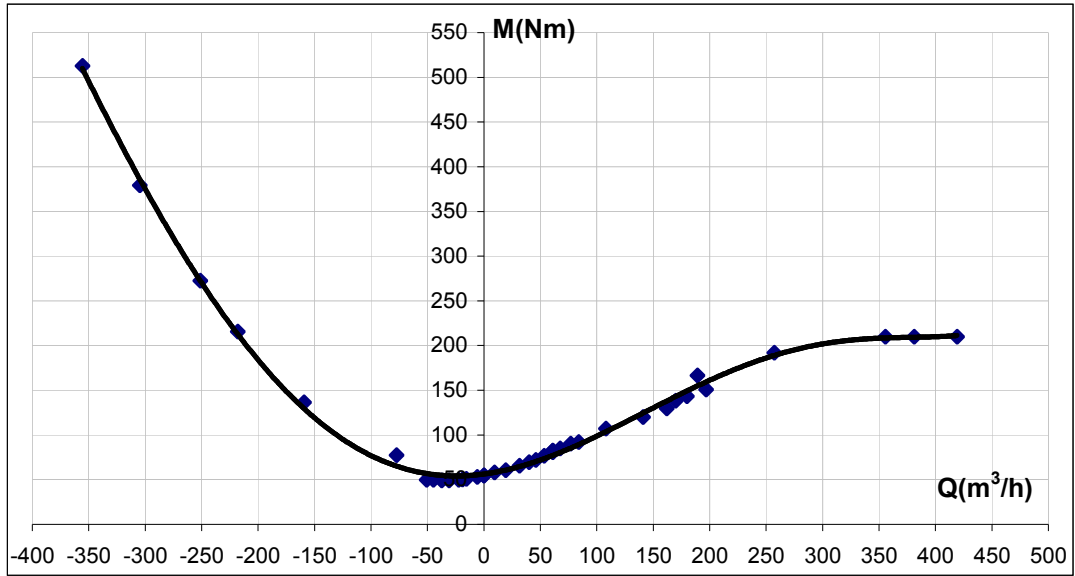
Deney sonuçları düz dönüş ve ters dönüş için H-Q ve M-Q ile boyutsuz tüm alan karakteristikleri eğrilerinden oluşmaktadır. Bölüm 4.4’te de bahsedildiği gibi farklı bölgelerde çalışırken debinin yetmediği durumlarda devir sayısı dizayn değerinde değil daha düşük değerlerde seçildiği için sonuçlardaki boyutlu grafiklerdeki değerlerin bir kısmı dizayn devir sayısında elde edilmiş diğer kısmının ise benzerlik kuralları ile dizayn devrindeki değeri hesaplanarak söz konusu grafiklere taşınmıştır.

4.5.1 $n_{sq}=20,4$ özgül hızlı pompaya ait deneylerin sonuçları

$n_{sq}=20,4$ özgül hızlı pompanın 1500 d/d ‘de, çarkın normal dönüş yönü için çizilmiş H-Q ve M-Q eğrileri Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da görülmektedir. Deneyler yapılırken 90 m³/h ‘ten yüksek debilere çıkılamadığı için, bundan daha yüksek debilere karşılık verilen basma yüksekliklerini elde etmek amacıyla pompa 1500 d/d ‘dan daha düşük devirlerde çalıştırılmış, elde edilen değerler benzerlik kuralları (Denk. 3.8) kullanılarak 1500 d/d için yeniden hesaplatılmıştır.

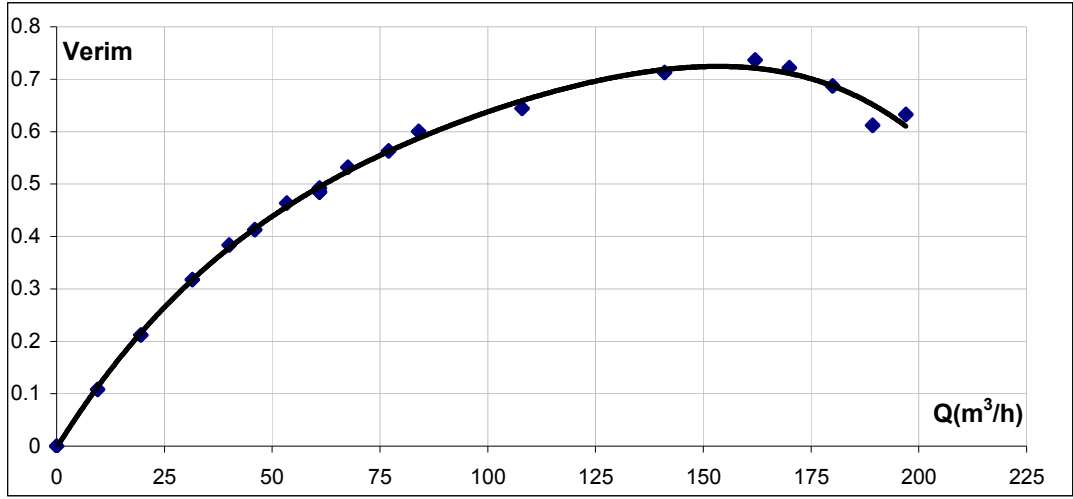


Şekil 4.15: Normal Dönüş H-Q Eğrisi (1500 d/d)

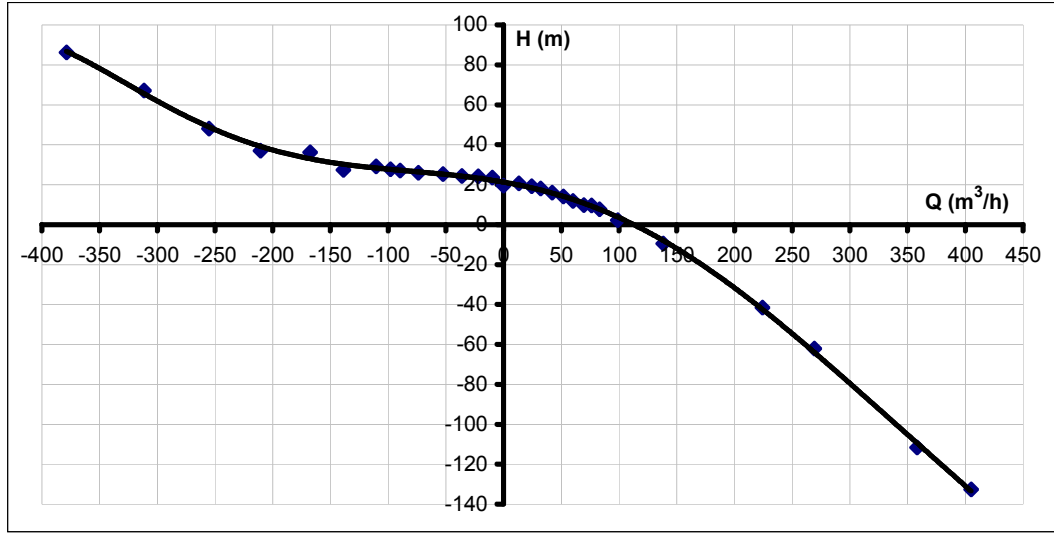


Şekil 4.16: Normal Dönüş M-Q Eğrisi (1500 d/d)

Şekil 4.17 'de $n_{sq}=20,4$ özgül hızlı pompanın pompa bölgesindeki verim eğrisi görülmektedir.

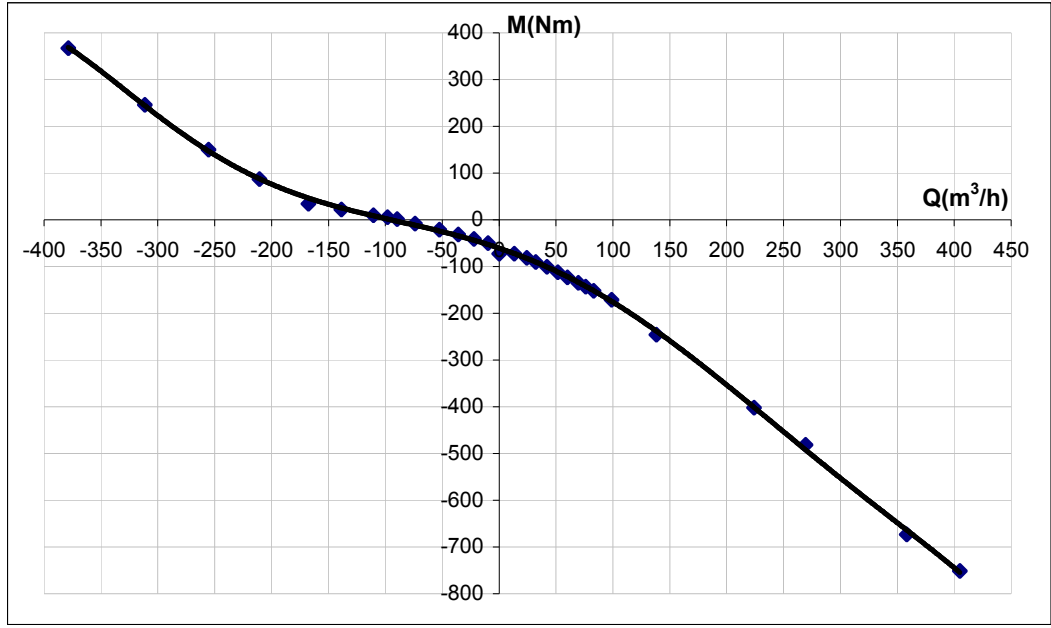


Şekil 4.17: Pompa η -Q Eğrisi (1500 d/d)



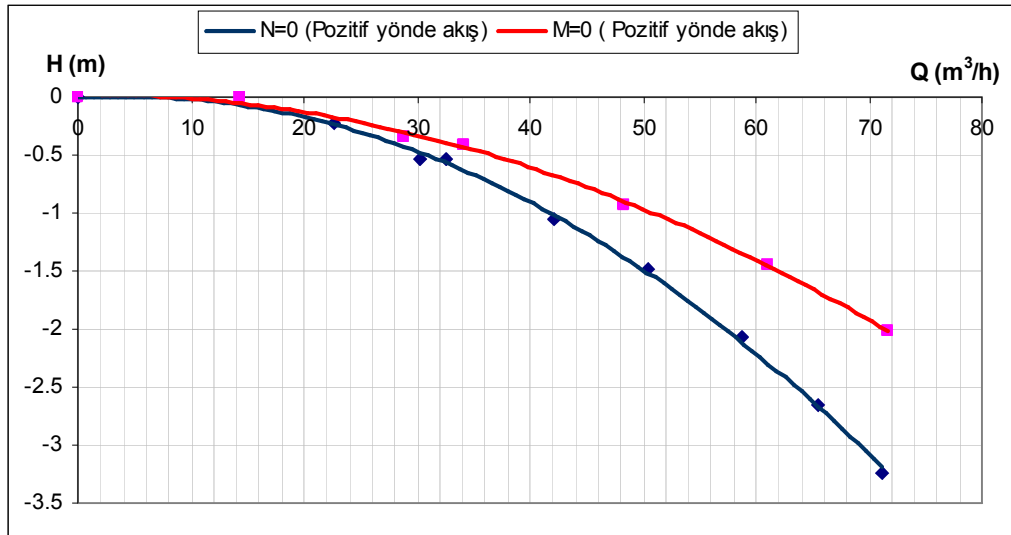
Şekil 4.18: Ters Dönüş H-Q Eğrisi (1500 d/d)

$n_{sq}=20,4$ özgül hızlı pompanın 1500 d/d 'de, çarkın ters yönde döndüğü durum için çizilmiş H-Q ve M-Q eğrileri Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'da görülmektedir. Düz dönüş yönünde karşılaşılan debi kısıtlaması burada da geçerli olduğu için grafikler aynı yöntemle elde edilmiştir.



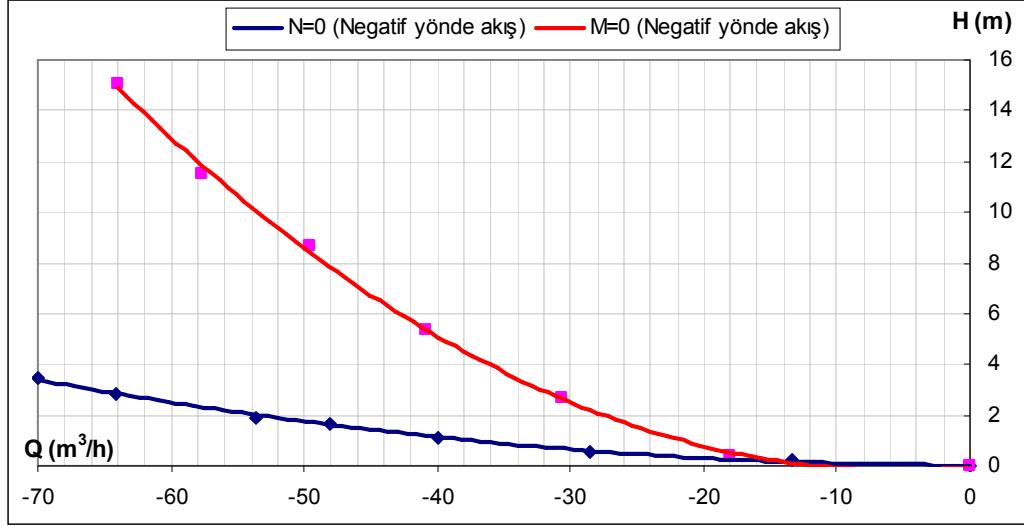
Şekil 4.19: Ters Dönüş M-Q Eğrisi (1500 d/d)

Suter diyagramlarında yatayda $\pi/2$ ve $3\pi/2$ noktalarına yaklaşırken bu noktaların asimptot olması sebebiyle çok yüksek debilere çıkmak ya da devir sayısını çok düşürmek gerekmektedir. Bu bölümlerde veri almanın zor olmasına rağmen tam $\pi/2$ ve $3\pi/2$ noktalarında “bloke mil” karakteristiği elde edilerek veri elde edilebilmektedir. “Bloke mil” karakteristiği elde edilirken test pompası “0” devirde çalıştırılmış ve bir kayıp elemanı gibi davranmıştır.



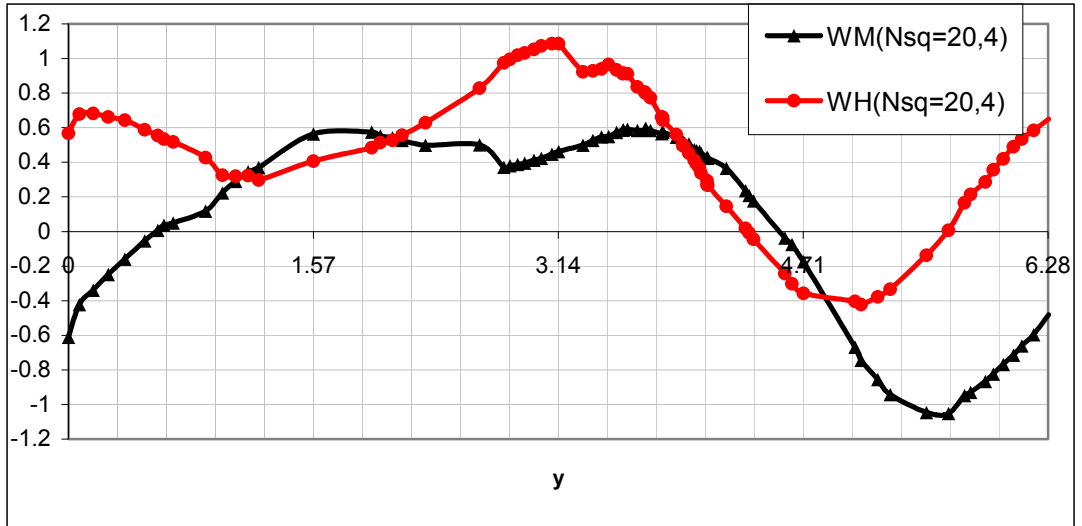
Şekil 4.20: Pozitif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

Şekil 4.20 ve 4.21 ‘de pozitif akış yönü boyutsuz eğrilerde $3\pi/2$ ’ye ve negatif akış yönü için $\pi/2$ ‘ye karşılık gelmek üzere bloke mil eğrileri görülmektedir. Bu eğrilerde elde edilen noktaların hepsi Suter diyagramlarında tek bir noktaya karşılık gelmektedir. Aynı şekillerde momentin “0” olduğu yani türbin bölgesine geçişi belirleyen ambalman eğrileri de verilmiştir.



Şekil 4.21: Negatif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

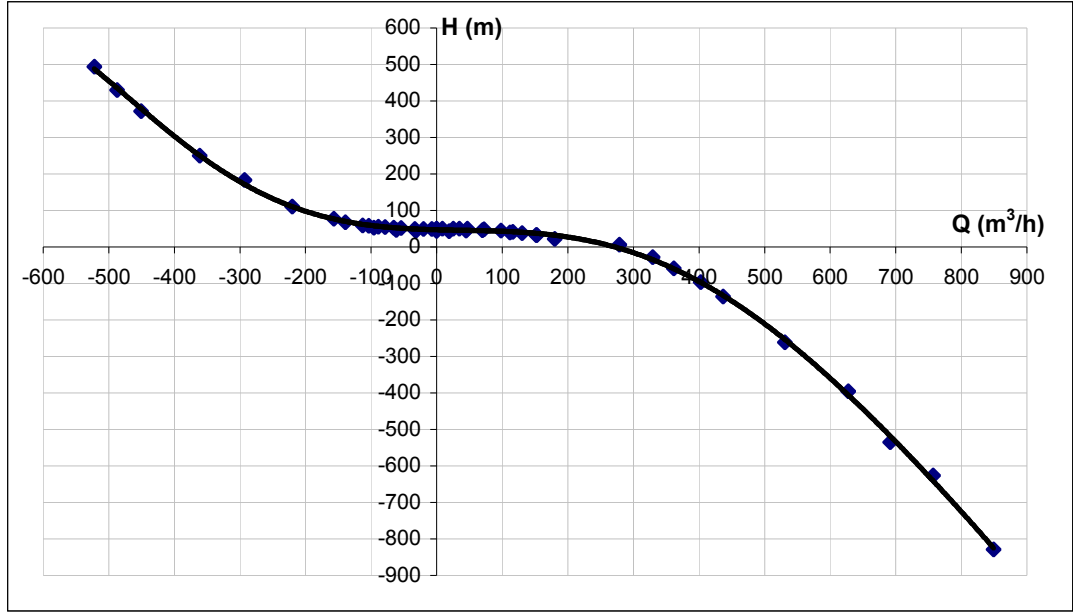
Şekil 4.22’de $n_{sq}=20,4$ özgül hızlı pompanın boyutsuz tüm alan karakteristiklerinin Suter parametreleri ile gösterimi yer almaktadır.



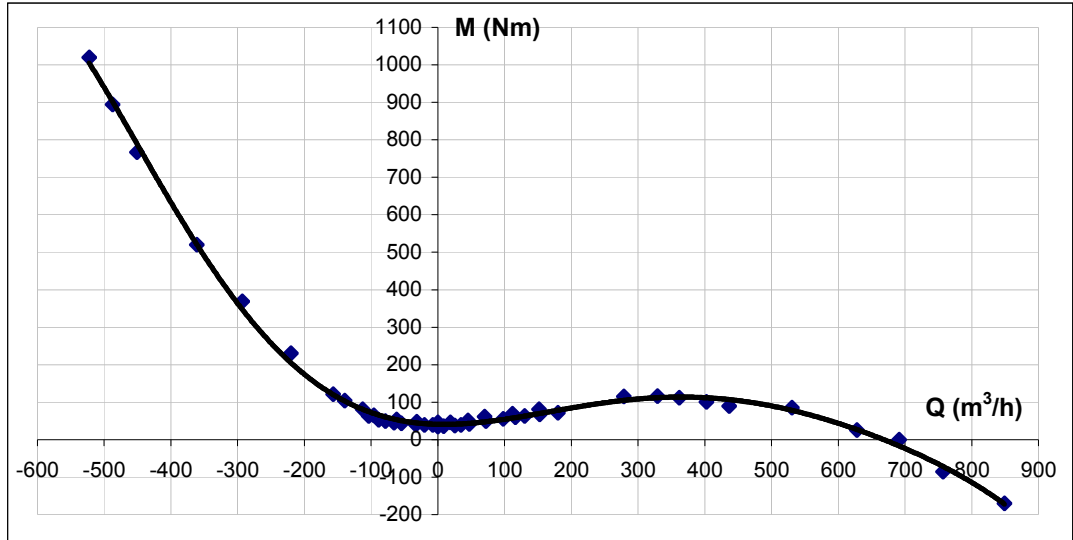
Şekil 4.22: $n_{sq}=20,4$ Özgül Hızlı Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri

4.5.2 $n_{sq}=32,5$ özgül hızlı pompaya ait deneylerin sonuçları

$n_{sq}=32,5$ özgül hızlı pompanın 3000 d/d 'de, çarkın normal dönüş yönü için çizilmiş H-Q ve M-Q eğrileri Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te görülmektedir. Ulaşılamayan debilerdeki basma yükseklik ve moment değerleri benzerlik kuralları (Denk. 3.8) ile hesaplanmıştır.

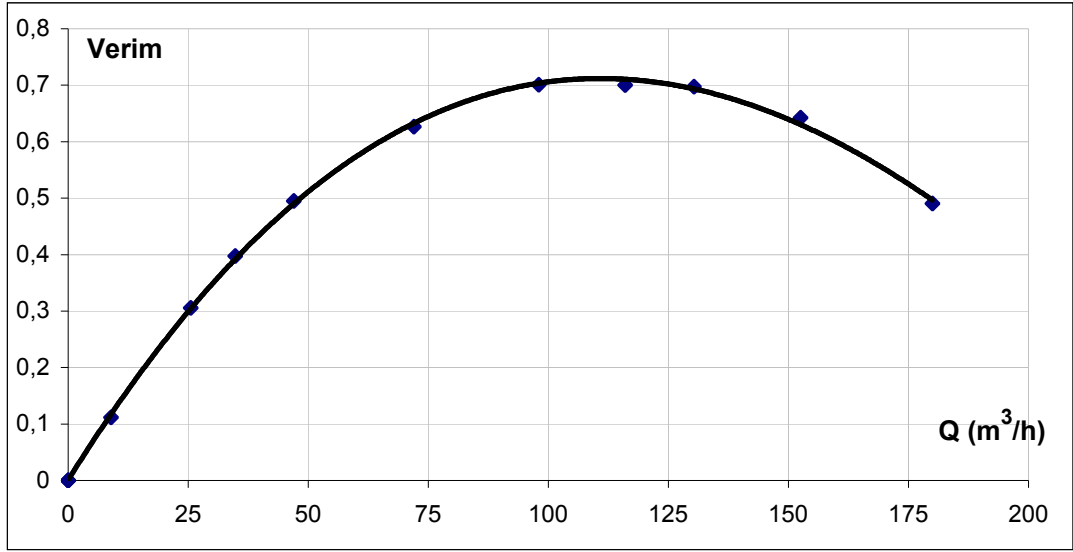


Şekil 4.23: Normal Dönüş H-Q eğrisi (3000 d/d)

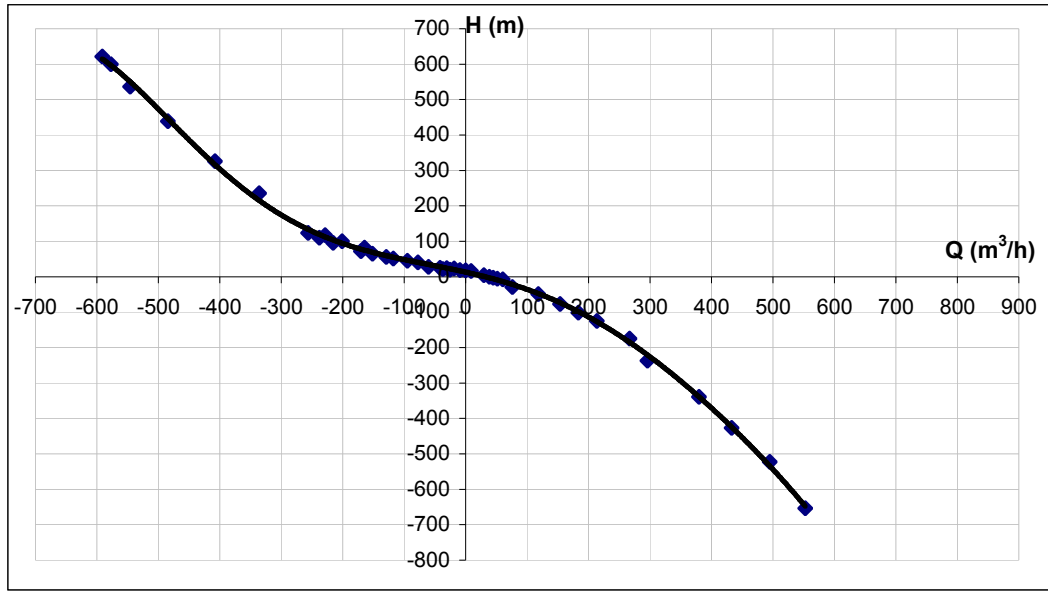


Şekil 4.24: Normal Dönüş M-Q eğrisi (3000 d/d)

Şekil 4.25 'te $n_{sq}=32,5$ özgül hızlı pompanın verim eğrisi verilmiştir.

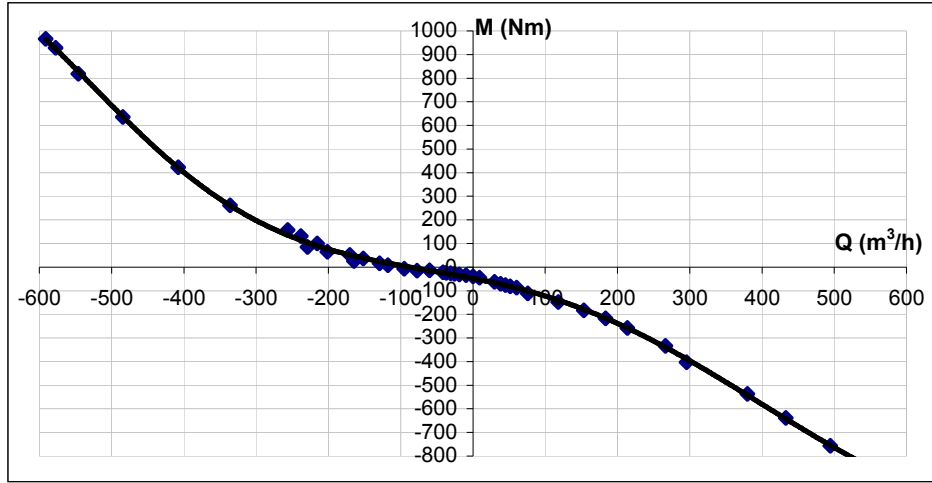


Şekil 4.25: Pompa η -Q Eğrisi (3000 d/d)

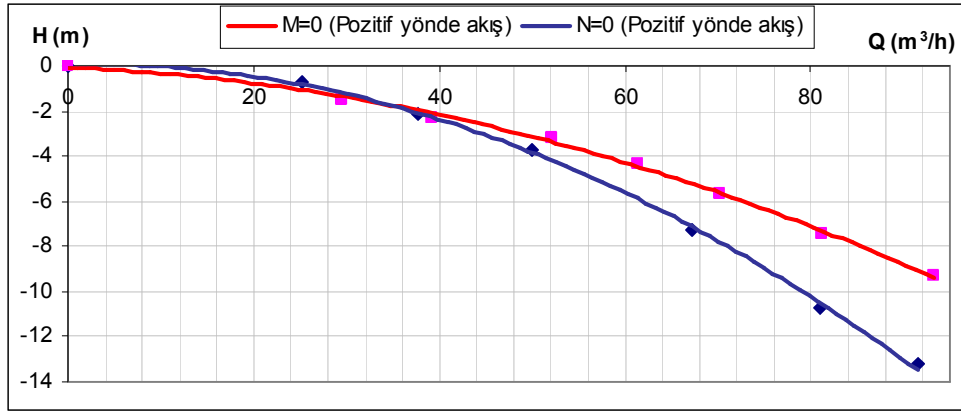


Şekil 4.26: Ters Dönüş H-Q Eğrisi (3000 d/d)

$n_{sq}=32,5$ özgül hızlı pompanın 3000 d/d 'de, çarkın ters dönüş yönü için çizilmiş H-Q ve M-Q eğrileri Şekil 4.26 ve Şekil 4.27'de görülmektedir.

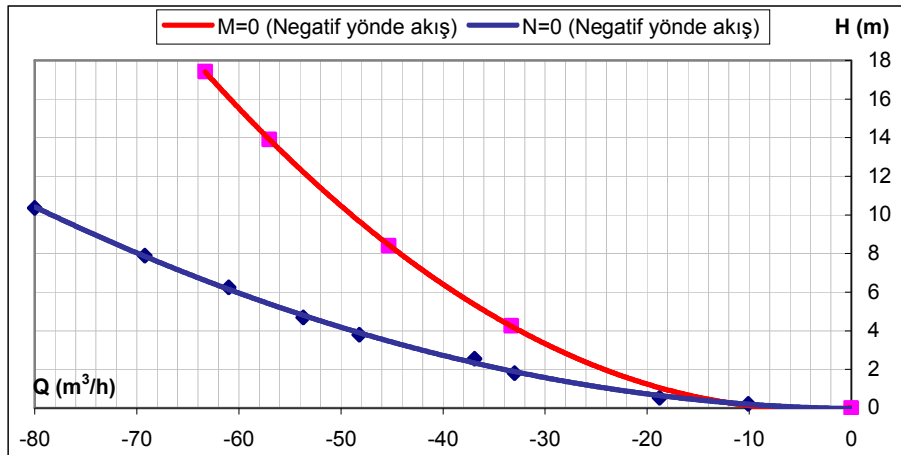


Şekil 4.27: Ters Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d)



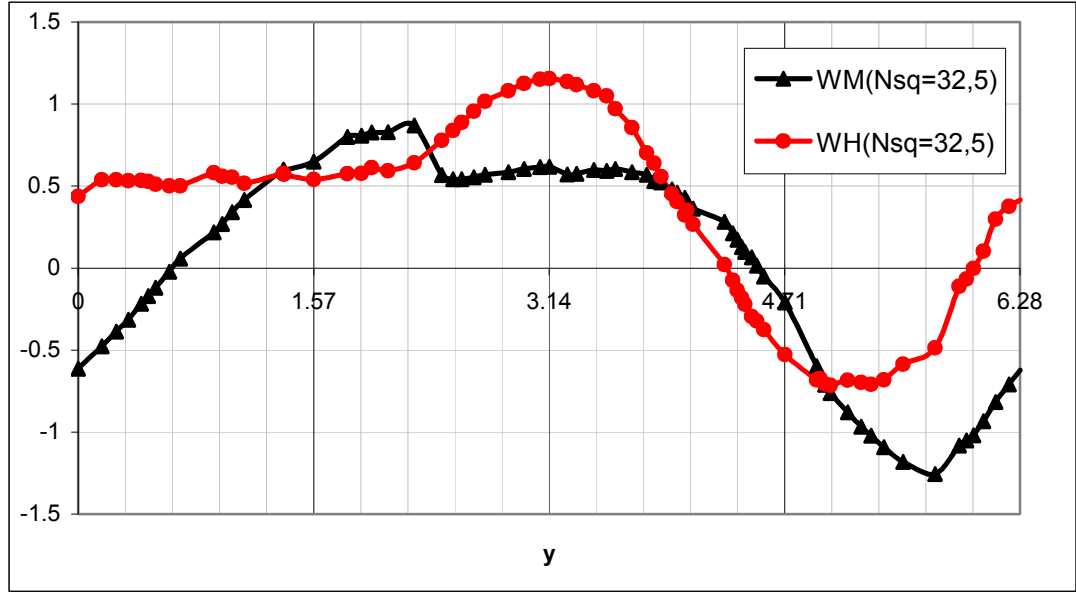
Şekil 4.28: Pozitif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

Şekil 4.28 ve 4.29' da pozitif yönde ve ters yönde akışlar için ambalman ve bloke mil eğrileri verilmiştir.



Şekil 4.29: Negatif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

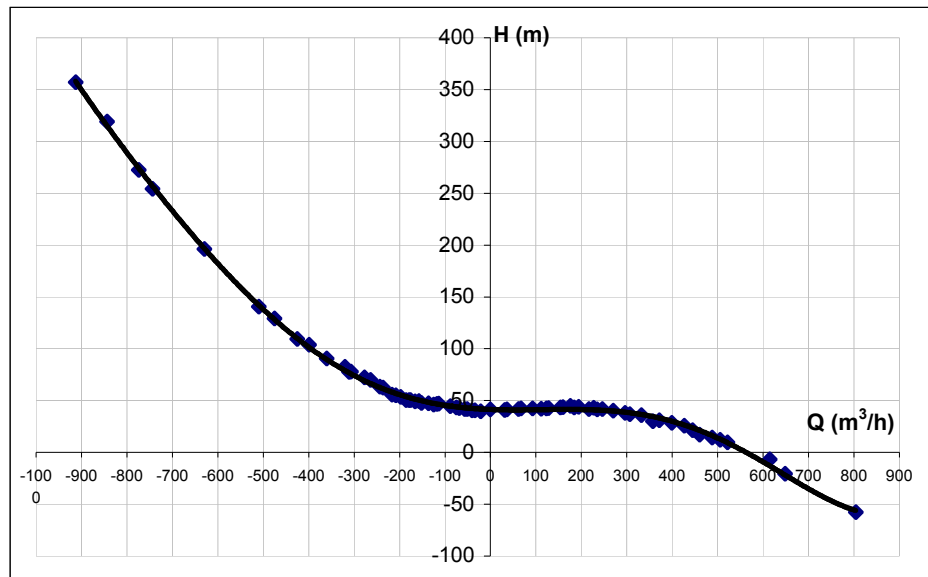
Şekil 4.30'da $n_{sq}=32,5$ özgül hızlı pompanın boyutsuz tüm alan karakteristiklerinin Suter parametreleri ile gösterimi yer almaktadır.



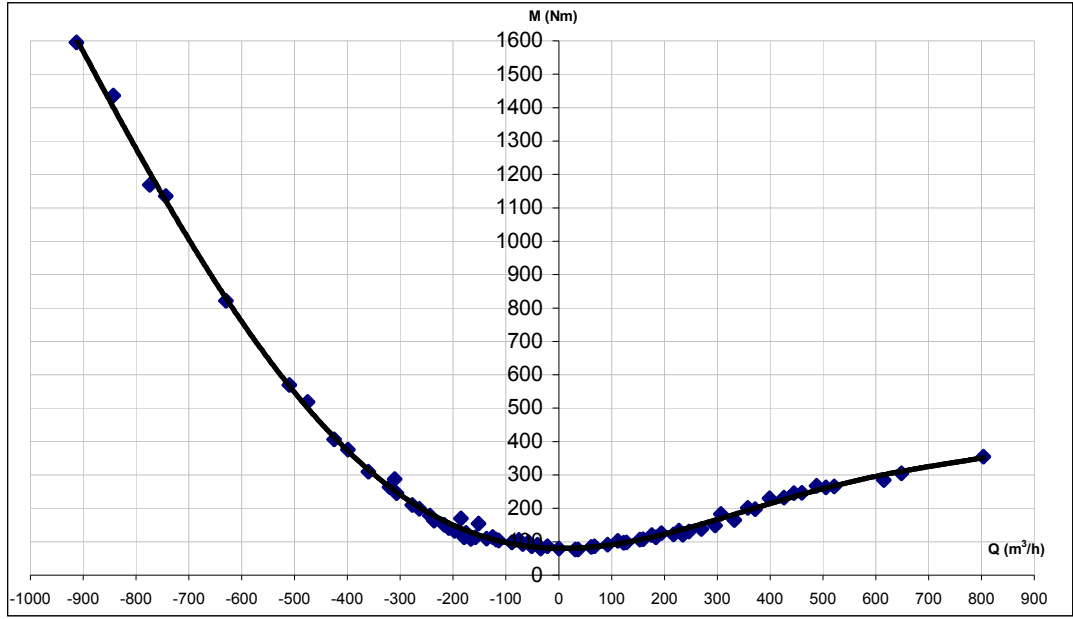
Şekil 4.30: $n_{sq}=32,5$ Özgül Hızlı Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri

4.5.3 $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompaya ait deneylerin sonuçları

$n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın 3000 d/d 'de, çarkın normal dönüş yönü için çizilmiş H-Q ve M-Q eğrileri Şekil 4.31 ve Şekil 4.32'de görülmektedir. Ulaşılamayan debilerdeki basma yükseklik ve moment değerleri benzerlik kuralları (Denk. 3.8) ile hesaplanmıştır.

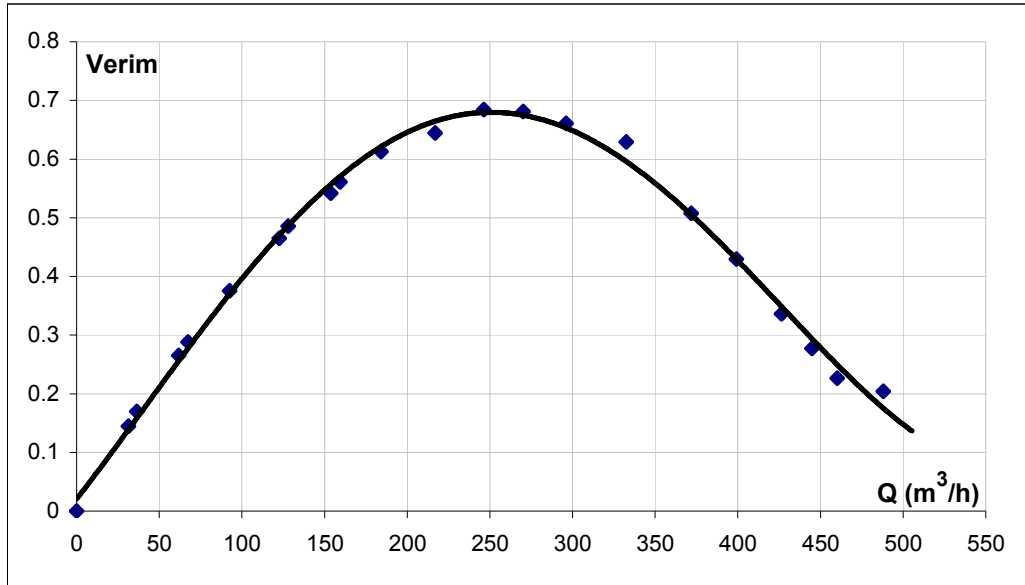


Şekil 4.31: Normal Dönüş H-Q Eğrisi (3000 d/d)



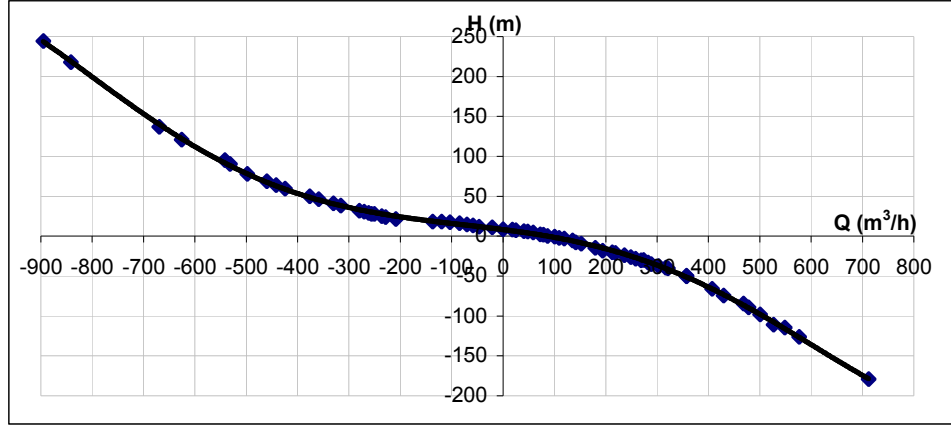
Şekil 4.32: Normal Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d)

Şekil 4.33' te $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın verim eğrisi verilmiştir.

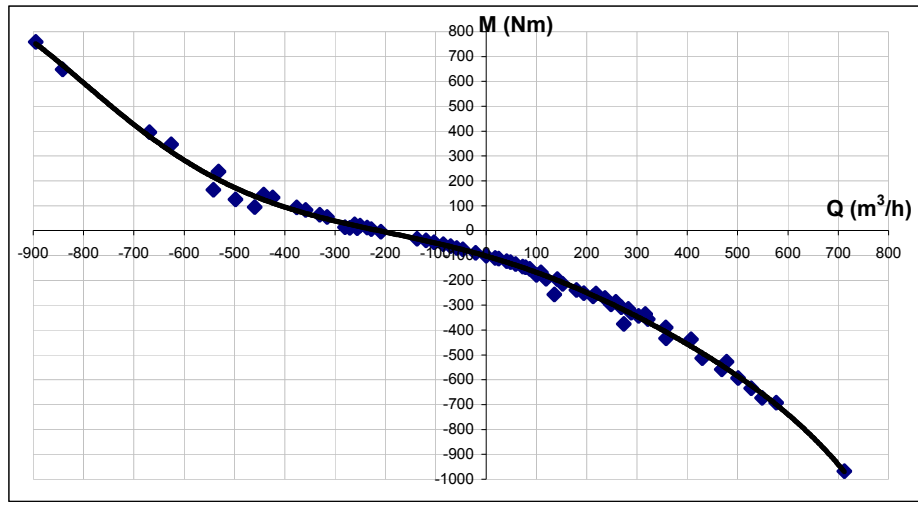


Şekil 4.33: Pompa η -Q Eğrisi (3000 d/d)

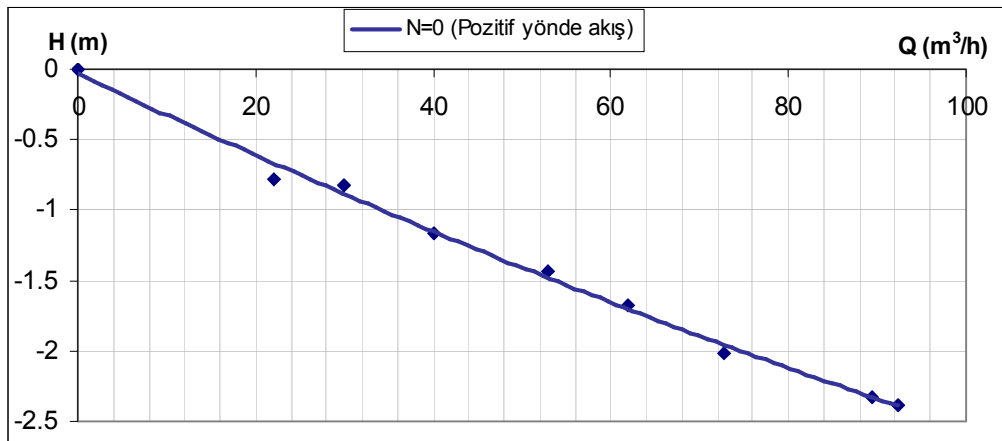
$n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın 3000 d/d 'de, çarkın ters dönüş yönü için çizilmiş H-Q ve M-Q eğrileri Şekil 4.34 ve Şekil 4.35'te görülmektedir



Şekil 4.34: Ters Dönüş H-Q Eğrisi (3000 d/d)



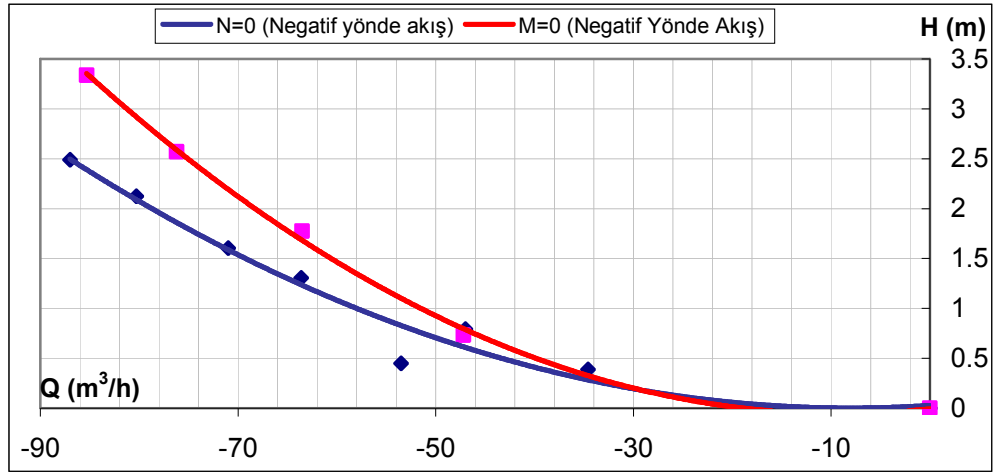
Şekil 4.35: Ters Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d)



Şekil 4.36: Pozitif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

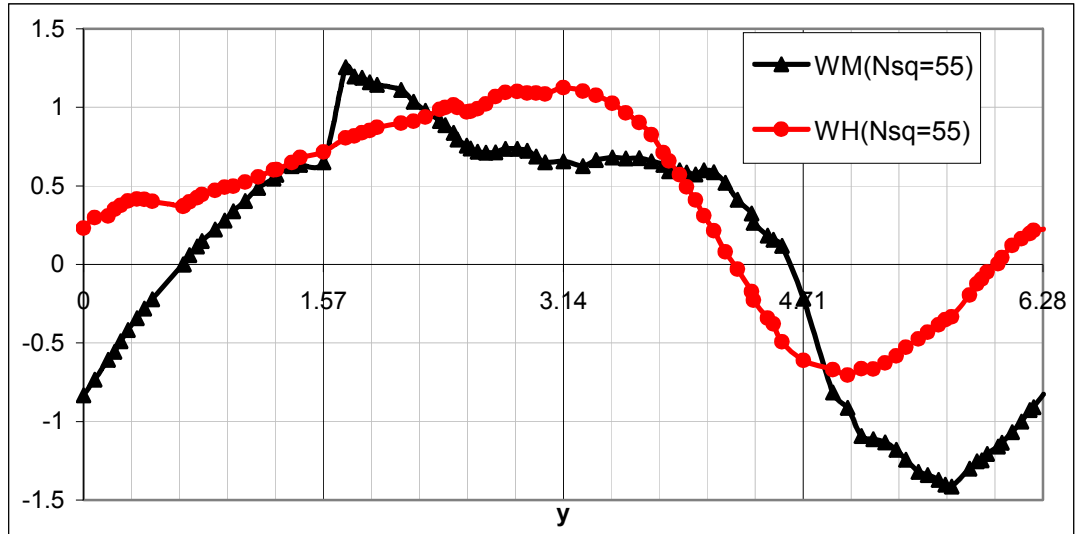
Şekil 4.36 ve 4.37’de $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompaya ait bloke mil ve ambalman karakteristikleri verilmektedir. Ancak Şekil 4.36’da görüldüğü üzere pozitif akış

yönü için ambalman karakteristiği elde edilememiştir. Bunun nedeni yardımcı pompaların gücünün çarkı döndürmeye yetmemesidir.



Şekil 4.37: Negatif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

Şekil 4.38'de $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın boyutsuz tüm alan karakteristiklerinin Suter parametreleri ile gösterimi yer almaktadır.



Şekil 4.38: $n_{sq}=55$ Özgül Hızlı Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri

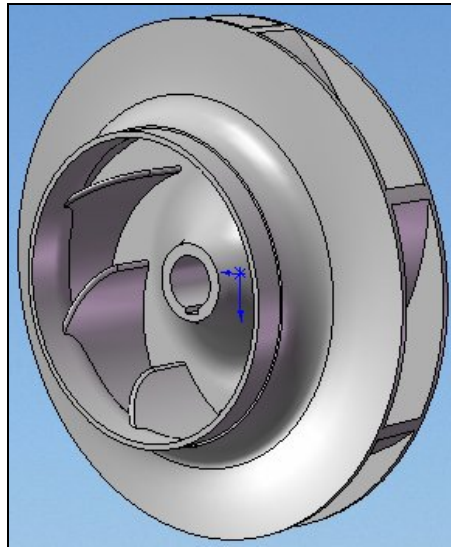
5. POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN NÜMERİK YOLLA ELDE EDİLMESİ

Çalışmanın bu bölümünde tasarımı yapıldıktan sonra katı modeli Solidworks 2007 paket programı ile oluşturulmuş, fakat üretimi yapılmamış $n_{sq} = 38,5$ özgül hızlı santrifüj pompa çarkının tüm alan karakteristiklerini elde etmek amacıyla Gambit paket programında modelleme yapılarak ve çözüm ağı oluşturularak sınır şartları belirlenmiştir. Daha sonra pompa içindeki akış, Fluent 6.3 paket programı ile çözdürülmüş ve elde edilen sonuçlar yapılan deney sonuçları ve literatürdeki o özgül hıza yakın tüm alan karakteristikleri değerleri ile karşılaştırılmıştır. Çarkın dizayn değerleri Tablo 5.1’de görülmektedir.

Tablo 5.1 : $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompa Çarkının Tasarım Değerleri

N(d/d)	Q(m ³ /h)	H(m)
1450	900	50

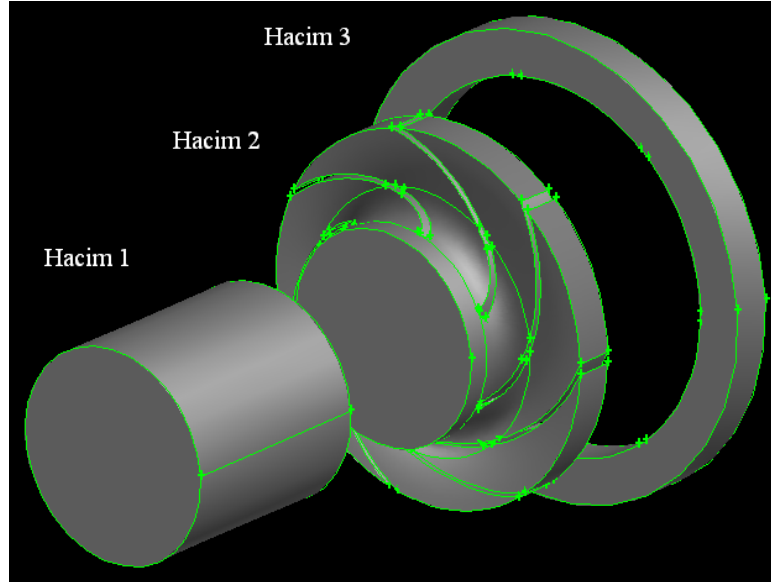
Bu değerler doğrultusunda oluşturulmuş olan katı modelin çark giriş ağızı çapı 250 mm ve çark çıkış çapı ise 433 mm olup Şekil 5.1’de bir resmi görülmektedir.



Şekil 5.1: $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompa Çarkının Katı Modeli

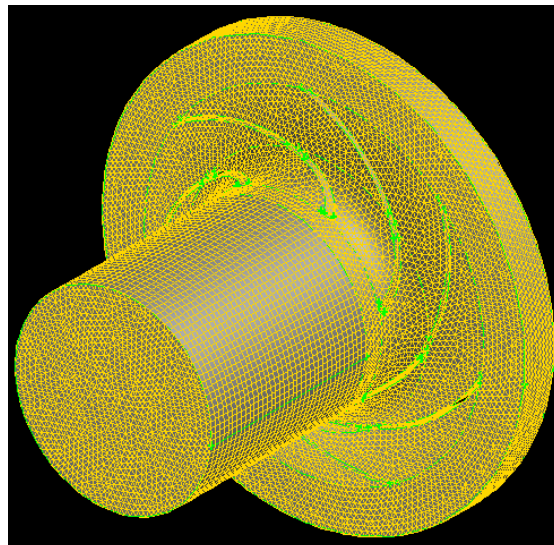
5.1 Gambit'te Çözüm Ağının Oluşturulması

Model 3 hacimden oluşmaktadır. Giriş hacmi çarkın emme tarafına yerleştirilmiş aksenal bir boru şeklindedir; ikinci hacim çark içindeki akışkanı simüle etmektedir. Üçüncü hacim ise bir kanatsız difüzör şeklindedir (Şekil 5.2).



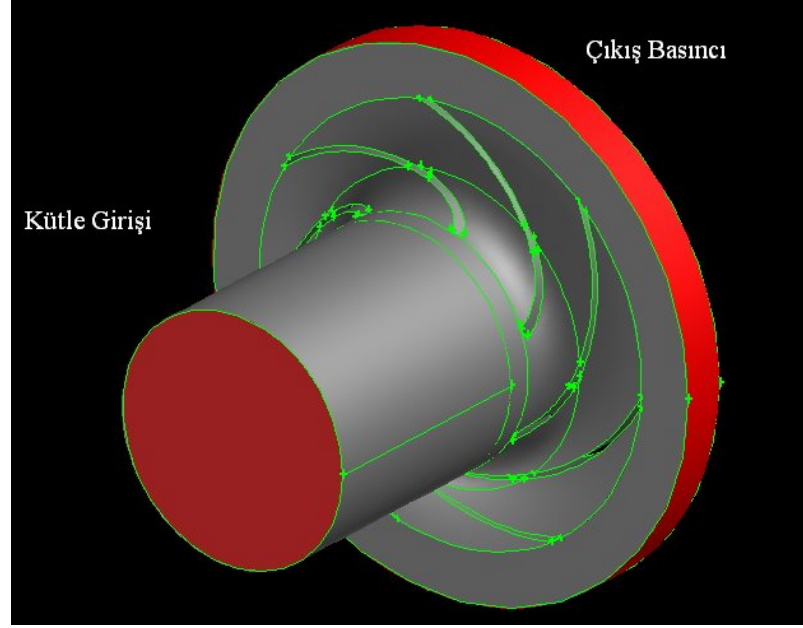
Şekil 5.2: Akışın Modellenmesinde Kullanılan Hacimler

Ağ yapısı oluşturulurken difüzör ve çark hacimleri için “tetrahedral/hybrid” hacimler kullanılırken 1 nolu hacimde ise “hexahedral/wedge” hacimler kullanılmıştır. Toplamda 348000 hacim elemanı oluşturulmuştur (Şekil 5.3).



Şekil 5.3: Çark Üzerinde Oluşturulmuş Çözüm Ağı

Çark, Gambit yazılımında modellenirken sınır koşulları olarak 1 nolu hacmin girişine “mass-flow inlet” (kütle girişi), 3 nolu hacmin çıkışına ise “pressure outlet” (çıkış basıncı) verilmiş, cidarlar ise “wall”(duvar) olarak tanımlanmıştır (Şekil 5.4). Cidarların çarka ait olan kısımları daha sonra Fluent’te çark ile aynı hızda dönecek şekilde “moving wall”(hareketli duvar) şeklinde tanımlanmıştır. Ayrıca ters akışları modellerken kütle giriş ve çıkış basıncı yüzeylerinin yine Fluent’te yerleri değiştirilmiştir.



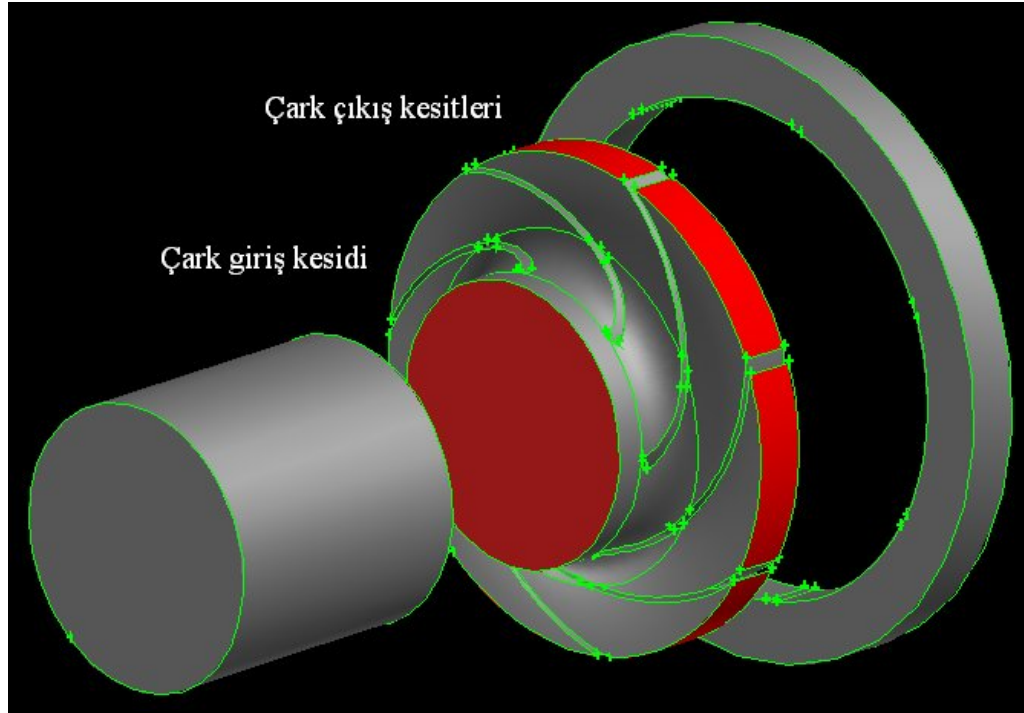
Şekil 5.4: Sınır Koşulları

5.2 Fluent’te Akışın Modellenmesi

Çark performansının hesaplanmasında Fluent programı kullanılmıştır. Modelleme sırasında Fluent yazılımında üç boyutlu çözümleyici seçilmiş, sonra Gambit’te oluşturulmuş “.msh” uzantılı dosya okutulmuştur. Model olarak üç boyutlu, daimi ve mutlak hız hesaplamalı seçenek seçilmiştir. Viskoz başlığı altında ise k-epsilon modeli seçilmiş olup, sınır koşulları olarak çıkışa 200000 Pa girişe ise her çözüm için ayrı kütle giriş debisi verilmiştir. Fren, ters fren ve ters türbin bölgelerini temsil eden ters akışlarda ise giriş ve çıkış sınır koşulları yer değiştirmiştir. 1 ve 3 nolu hacimler her zaman sabit ve bunlara ait yüzeyler her zaman sabit ve kaymama koşulu seçili olacak şekilde belirlenmiştir. Çark hacmine ise pompanın o andaki çalışma bölgesine göre çarkın dizayn devir sayısı olan -1450 d/d ya da 1450 d/d

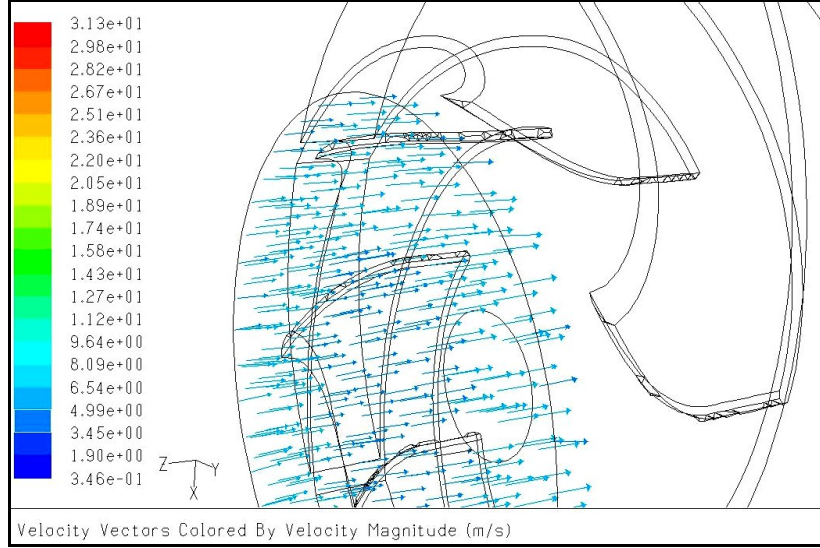
verilmiş ve çarka ait yüzeylerde de buna uygun olarak hareketli duvar seçeneği seçilmiştir. Bütün hacimlerde akışkan olarak su seçilmiştir. Türbülans belirlenme metodu olarak ise girişte türbülans yoğunluğu %3 şeklinde belirlenmiştir. Ayırıklaştırma basınç-hız çifti için “Simple” algoritması, basınç için standart, momentum ve türbülans parametreleri için ise ikinci mertebeden “Upwind” yöntemleri kullanılarak yapılmıştır.

Sonuçlar alınırken ise çark çıkış ve girişindeki ortalama toplam basınçlar yine Fluent yazılımı ile hesaplatılmış ve bunların farkından çarkın akışkana ya da akışkanın çarka o debide ne kadar enerji verdiği belirlenmiştir. Şekil 5.5’te basınç farkının hesaplatıldığı çark giriş ve çıkış kesitleri görülmektedir. Dönme eksenini baz alınarak moment de hesaplatılıp böylece tüm alan karakteristikleri için gereken dört parametre H, Q, N ve T hesaplanmıştır.



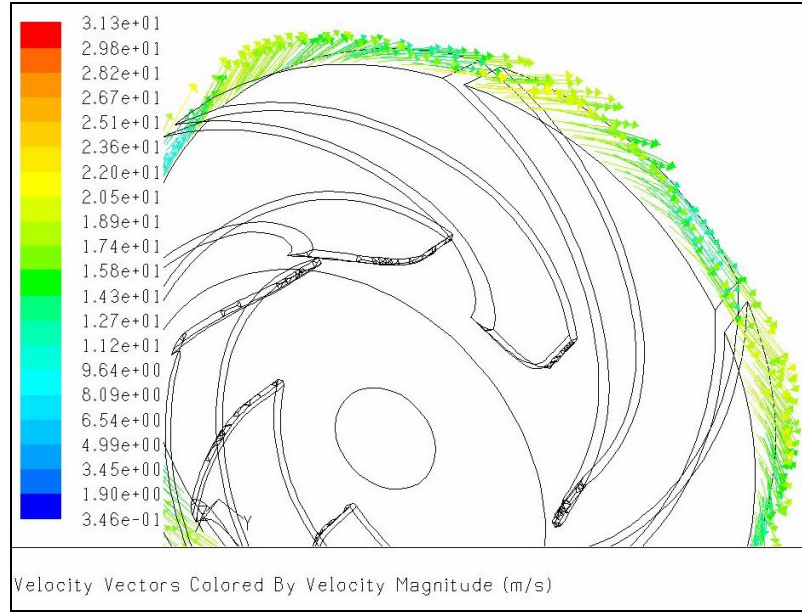
Şekil 5.5: Basınç Farkının Hesaplandığı Yüzeyler

Şekil 5.6 ‘da $n_{sq}=38,5$ özgül hızlı pompanın dizayn debisi olan $900 \text{ m}^3/\text{h}$ için çark girişindeki hız vektörleri verilmiştir. Gerçekte çarkın dönüşünden etkilenecek belirli bir açıyla çarka girmesi beklenen hız vektörleri, bu açı bilinmediğinden sınır şartı olarak yüzeye dik şekilde tanımlanmıştır.



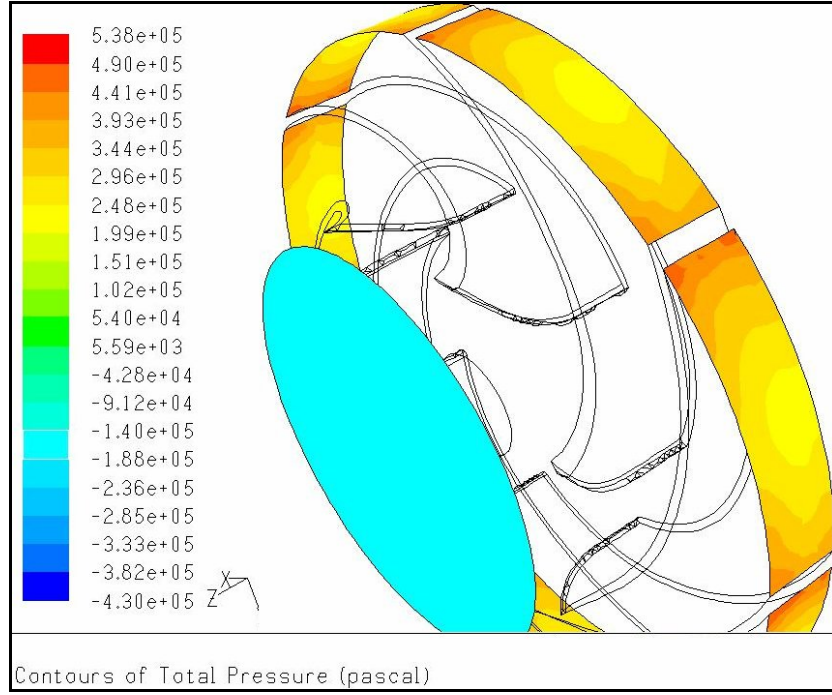
Şekil 5.6: 900m³/h Debi İçin Çark Girişindeki Hız Vektörleri

Şekil 5.7’ de aynı debide çark çıkışındaki hız vektörleri gösterilmektedir. Burada akışkanın saptığı ve belli bir açıyla çarktan çıktığı görülmektedir.



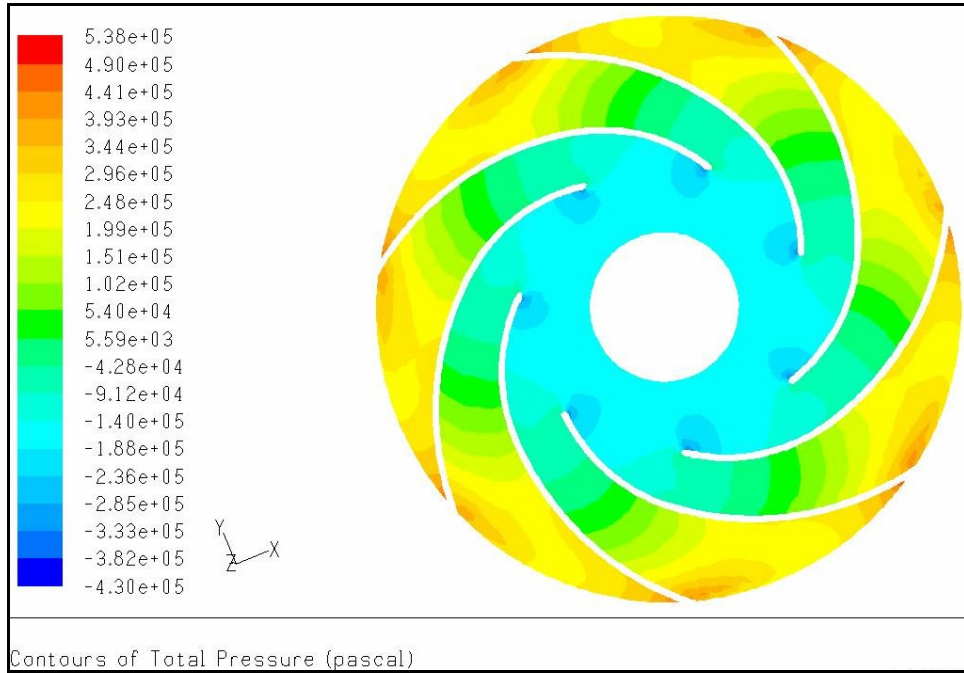
Şekil 5.7: 900m³/h İçin Çark Çıkışındaki Hız Vektörleri

Şekil 5.8’de ise yine dizayn debisinde çarkın giriş ve çıkış yüzeylerindeki basınç konturları verilmiştir. Bu çalışma noktası pompa bölgesinde olduğu için, beklenen, toplam basıncın giriş kesitinden çıkışa doğru artmasıdır. Şekil incelendiğinde de aynı sonuç görülmektedir.



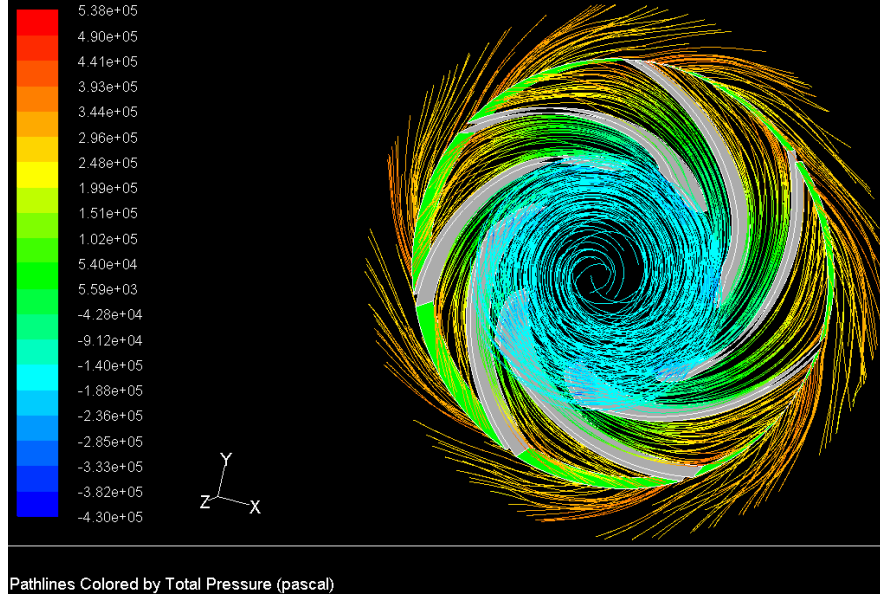
Şekil 5.8: 900m³/h Debi İçin Çark Giriş ve Çıkışındaki Toplam Basınçlar

Şekil 5.9’da çark içinde alınan radyal bir kesitteki toplam basınç konturları görülmektedir. Toplam basıncın beklendiği gibi radyal yönde, çark çıkışına doğru arttığı gözlemlenmektedir.

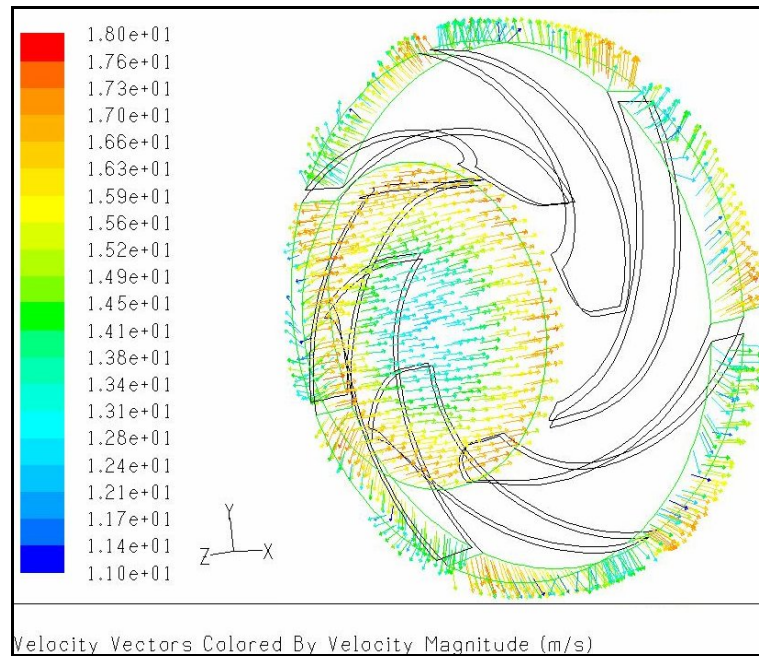


Şekil 5.9: 900m³/h İçin Çarkın Tam Ortasında Alınmış Toplam Basınç Konturları

Şekil 5.10'da ise 900 m³/h debideki akım çizgileri görülmektedir. Hareketleri ait oldukları hacimlere bağıl şekilde tanımlandığı için, akım çizgileri çark içinde ilerlerken kanadı takip etmektedir. Yine bu nedenle çarktan çıktıktan sonra artık dönen yüzey olmadığı için mutlak şekilde belirtilmemektedir.

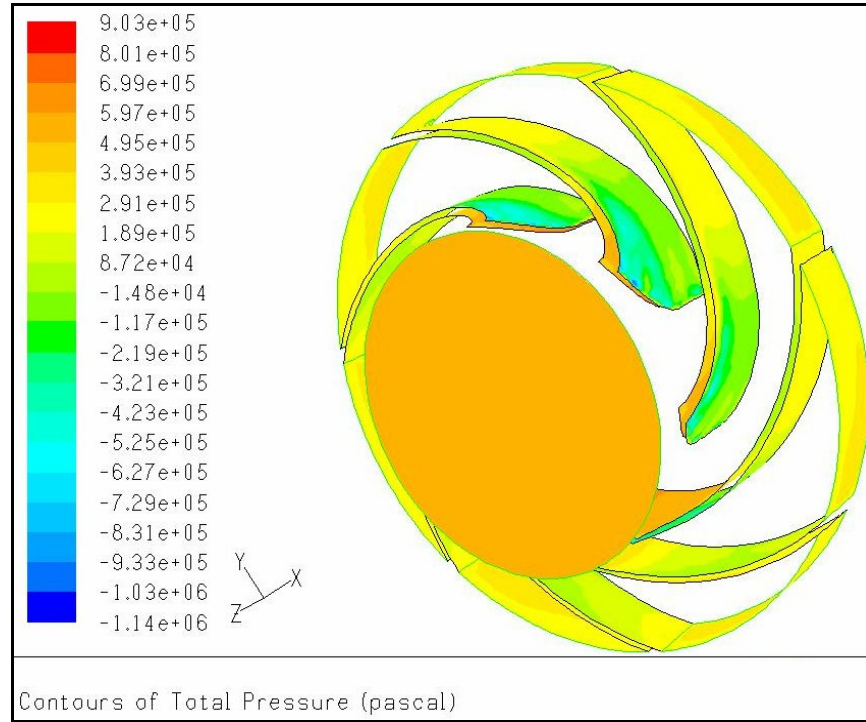


Şekil 5.10: 900m³/h İçin Çark İçindeki Akım Çizgileri



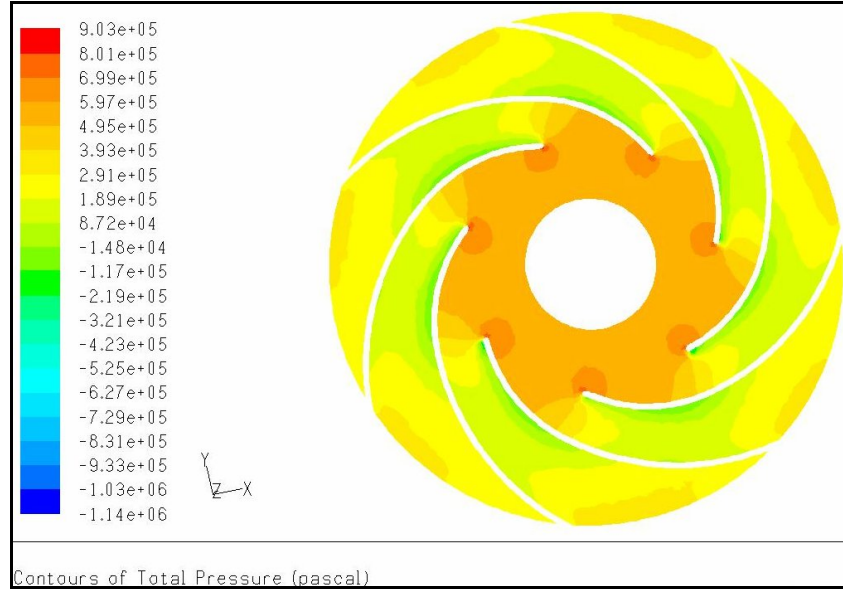
Şekil 5.11: 2700 m³/h İçin Çark Giriş ve Çıkışındaki Hız Vektörleri

Şekil 5.11’de ise pompa içinden geçen debinin pozitif yönde fakat 2700 m³/h olduğu durum için çark giriş ve çıkışındaki hız vektörleri verilmektedir. Yapılan hesaplamalarda bu çalışma noktasının türbin bölgesinde olduğu saptanmıştır. Girişteki hız vektörleri yine keside dik olmasına karşın çıkıştaki hız vektörlerinin 900 m³/h debidekine göre yön değiştirdiği gözlemlenmektedir. Çıkıştaki mutlak hızın teğetsel bileşeninin radyal doğrultuya göre yön değiştirmesi de manometrik basma yüksekliğinin pozitif yerine artık negatif olduğunu doğrulamaktadır.



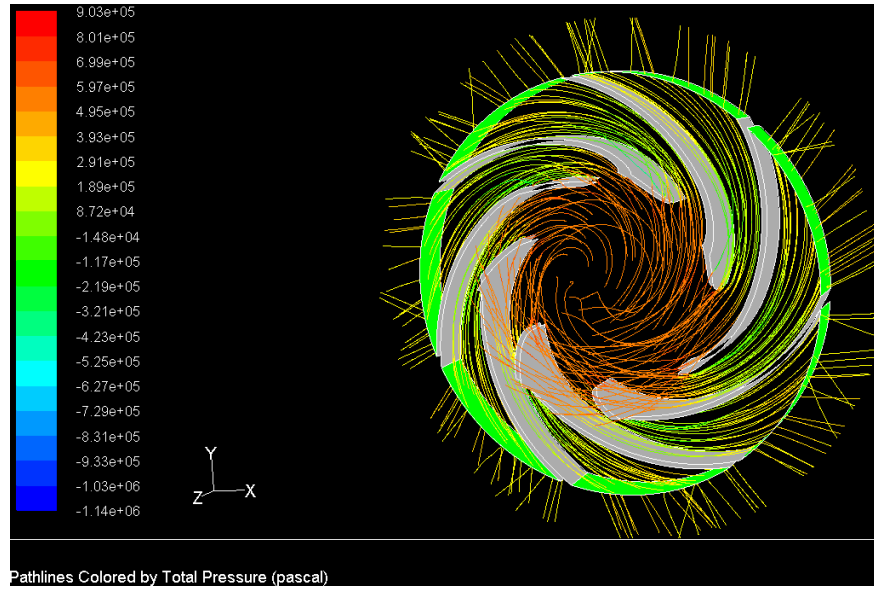
Şekil 5.12: 2700 m³/h İçin Çark Giriş Ve Çıkışındaki Toplam Basınçlar

Şekil 5.12 ‘de 2700 m³/h, düz yönde akış için çark giriş ve çıkışındaki toplam basınçlar verilmiştir. Çalışma noktası türbin bölgesinde olduğu için beklenildiği gibi çıkış kesidinde toplam basınç giriş kesidindekine göre daha düşüktür. Şekil 5.13’te çark içinde alınan radyal bir kesitteki toplam basınç konturları görülmektedir. Bu şekilde de toplam basıncın beklendiği gibi radyal yönde, çark çıkışına doğru azaldığı gözlemlenmektedir.

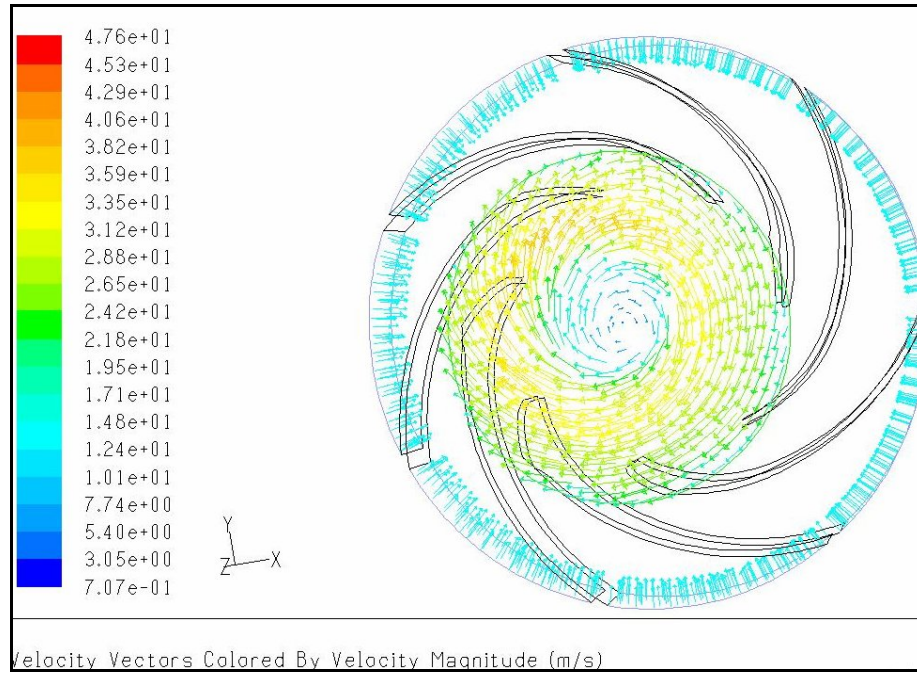


Şekil 5.13: 2700 m³/h İçin Çarkın Tam Ortasında Alınmış Toplam Basınç Konturları

Şekil 5.14'te ise bu debideki akım çizgileri görülmektedir. Çark içinde kanadı takip eden akım çizgilerinin çıkışta pompa bölgesinin aksine radyal doğrultuya göre ters yöne saptıkları burada da görülmektedir.



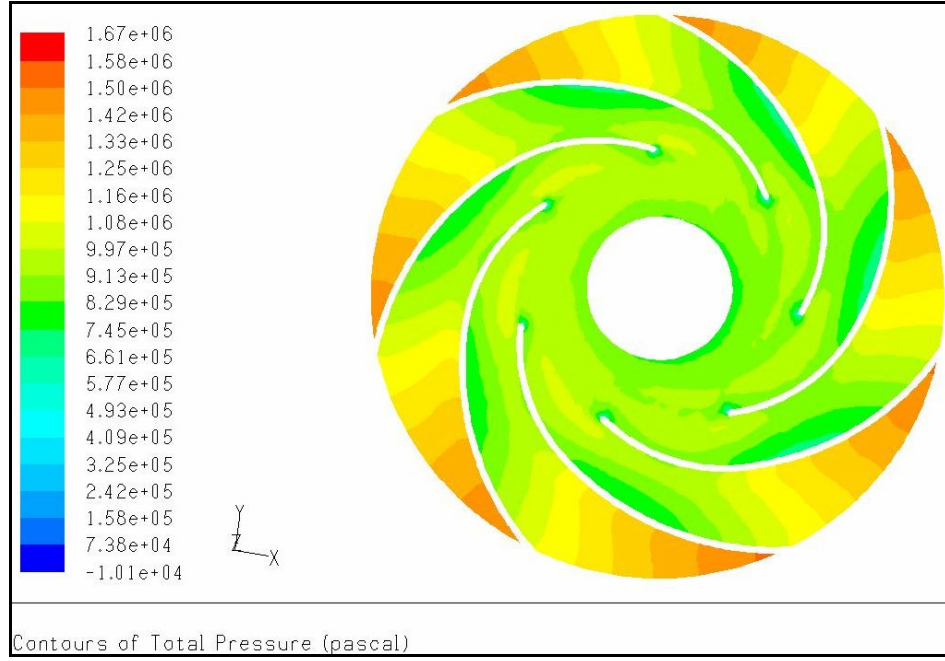
Şekil 5.14: 2700 m³/h İçin Çark İçindeki Akım Çizgileri



Şekil 5.15: 2880 m³/h için Çark Giriş ve Çıkışındaki Hız Vektörleri

Şekil 5.15'te ise 2880 m³/h debide akışkanın basma kesidinden girip emme kesidinden çıktığı durum için elde edilmiş hız vektörleri görülmektedir. Bu çalışma noktası ters türbin bölgesine aittir. Şekle bakıldığında akışkanın çarka girdiği bölüm olan basma kesidinde hız vektörlerinin tam radyal olduğu görülür. Bunun nedeni, kütle debisi girişi sınır koşulu verilirken hızın keside dik tanımlanmasıdır. Gerçekte ise salyangozdan geçtikten sonra olan akışkanın belli bir açıyla çarka girecek olması muhakkaktır.

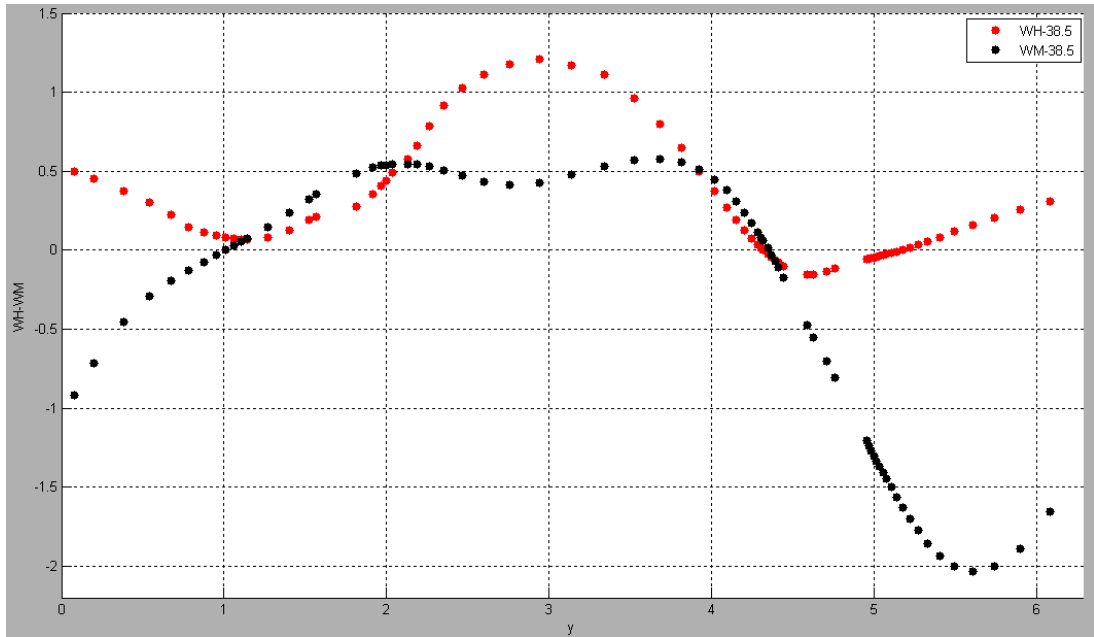
Şekil 5.16'da aynı debi için çark içinde alınan radyal bir kesitteki toplam basınç konturları görülmektedir. Bu şekilde de, çalışma noktası ters türbin bölgesine denk geldiği için, toplam basıncın beklendiği gibi merkeze doğru azaldığı gözlemlenmektedir.



Şekil 5.16: 2880 m³/h İçin Çarkın Tam Ortasında Alınmış Toplam Basınç Konturları

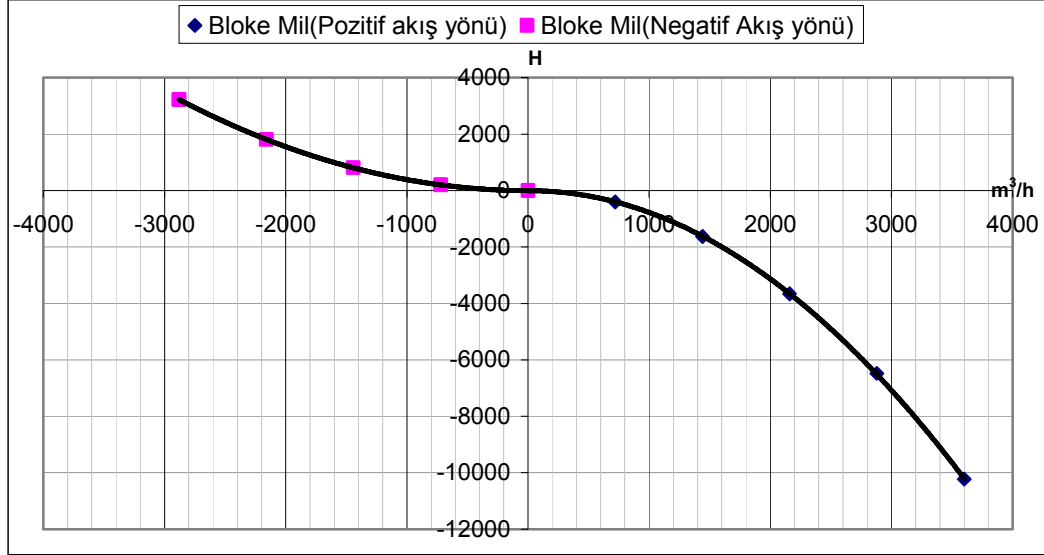
5.3 $n_{sq}=38,5$ Özgöl Hızlı Pompaya Ait Deneylerin Sonuçları

Şekil 5.15'te $n_{sq}=38,5$ özgül hızlı pompanın nümerik yollarla elde edilmiş boyutsuz tüm alan karakteristikleri verilmektedir.



Şekil 5.17: $n_{sq}=38,5$ Özgöl Hızlı Pompanın Tüm Alan Karakteristikleri (Sayısal)

Çark analizi yapılırken dizayn dışı koşullarda yakınsamanın zorlaştığı görülmüştür. Özellikle çarkın ters yönde döndüğü durumlarda akışkanın kanada çarparak girmesi ve akış ayrılmaları yüzünden bazı çalışma noktalarında yakınsama sağlanamamıştır. Tüm alan karakteristikleri gösteriminde yatay eksen $\pi/2$ ve $3\pi/2$ 'ye denk gelen noktalar ise bloke mil karakteristikleri tarafından belirlenmektedir (Şekil 5.14).



Şekil 5.18: $n_{sq}=38,5$ Özgül Hızlı Pompanın Bloke Mil Karakteristikleri (Sayısal)

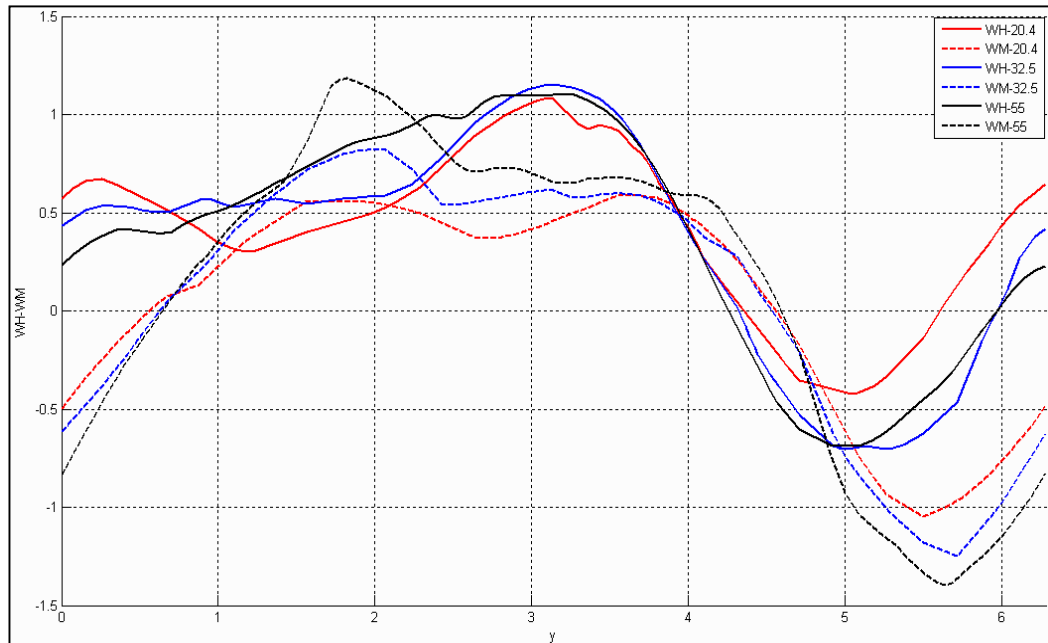
Her bir bloke mil eğrisi, boyutsuz grafikte sadece bir noktayı temsil ettiği için boyutsuz eğri elde edilirken bloke mil eğrisindeki noktalar yerleştirildiğinde üstüste çıkmalıdır; nitekim böyle olmuştur. Bu noktalara güvenilmesinin diğer bir sebebi ise bloke milde çark dönmediği için yakınsamanın daha kolay sağlanmış olmasıdır.

6. SONUÇLAR

Bu bölümde, yapılan deneyler ve nümerik çalışma sonunda elde edilen boyutsuz grafikler, kendi içlerinde ve literatürdekilerle kıyaslanmaktadır. Ardından, yapılan bu çalışma değerlendirilmekte ve gelecekte, konuyla ilgili yapılabilecek çalışmalar için önerilerde bulunmaktadır.

6.1 Deneyleri Yapılan Üç Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri

Şekil 6.1 'de deneyleri yapılan üç özgül hızın boyutsuz basma yüksekliği ve moment tüm alan karakteristikleri birarada verilmektedir. Özgül hızın artmasıyla birlikte karakteristiklerin dikleştiği grafiklerden farkedilmektedir. Yatayda 1-2 ve 4-5 arasında denk gelen noktalar yüksek debilerin gerekli olduğu noktalardır. Bu bölgelerde debi arttırılamadığı için devir sayısının düşürülmesi ölçüm belirsizliğini arttırmıştır (Ek A). Bu nedenle bu bölgelerde eğrilerin birbirine göre davranışının düzensizleştiği görülmektedir.

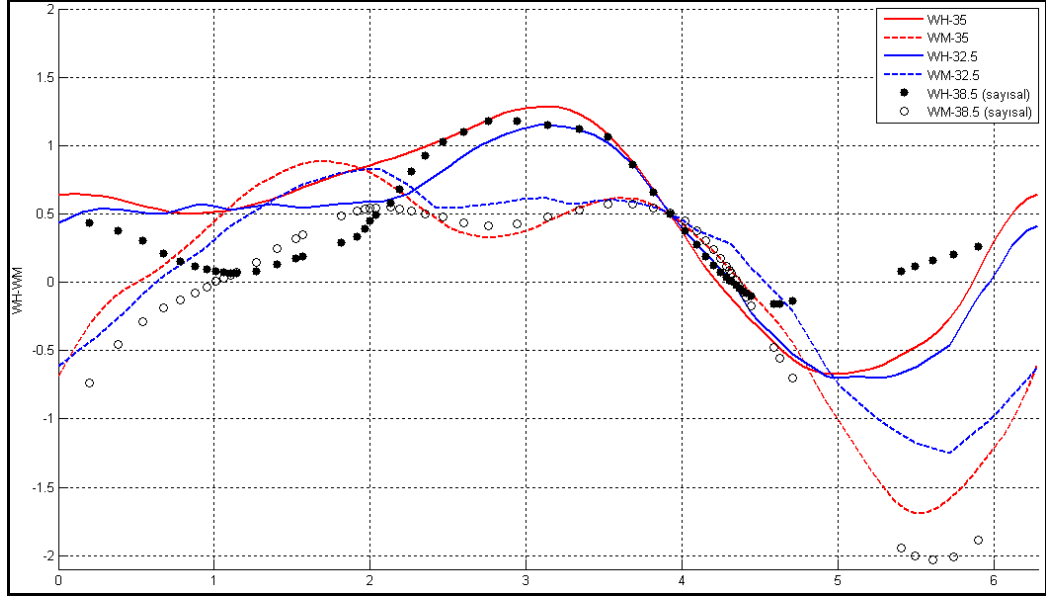


Şekil 6.1: Deneyleri Yapılan Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri

Ayrıca $n_{sq}=20,4$ özgül hızlı pompanın boyutsuz basma yüksekliği eğrisine dikkat edilirse y parametersinin π olduğu civarda yani pompanın kapalı vana çalışma koşullarına yaklaşık olan noktalarında, eğrinin debinin azalmasıyla birlikte yükselmek yerine bir miktar alçaldığı görülmektedir. Bunun nedeni pompanın kararsız olmasıdır. Bu nedenle özgül hızın haricinde pompanın çark ve salyangoz yapısının da boyutsuz karakteristikler üzerinde hissedilir derecede etkisi olduğu söylenebilir.

6.2 Birbirine Yakın Üç Özgül Hızın Tüm Alan Karakteristikleri

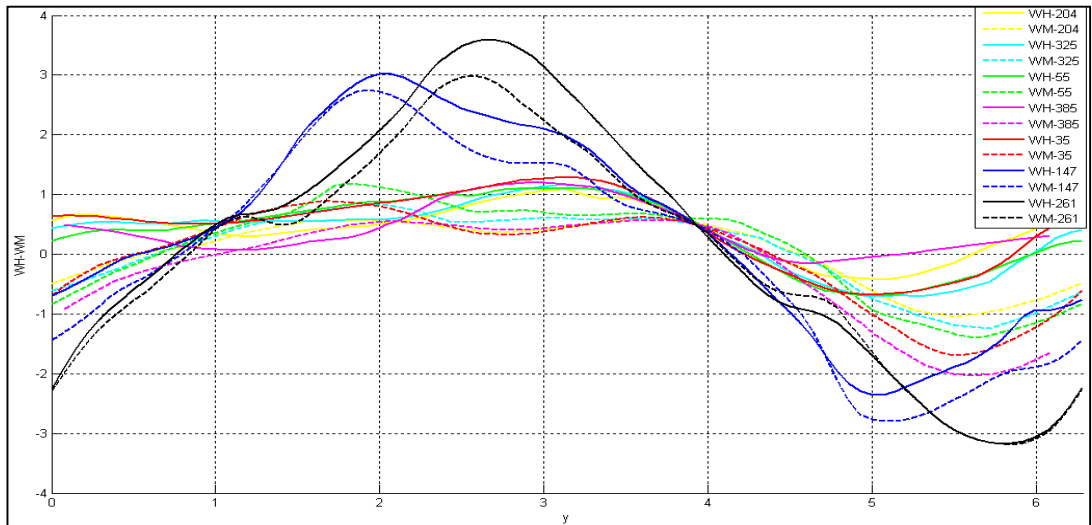
Özgül hızları yakın olan literatürdeki $n_{sq}=35$ 'in, deneylerle elde edilen $n_{sq}=32,5$ 'in ve nümerik yollarla elde edilen $n_{sq}=38,5$ 'in tüm alan karakteristikleri karşılaştırıldığında özgül hız arttıkça karakteristiklerin dikleşmesi burada da görülmektedir (Şekil 6.2). Deneysel sonuçlar ve literatürdeki eğriler arasında ters pompa ve ters buster fren bölgeleri (y nin 5-6 arası olduğu durum) hariç uyumlu olduğu görülmektedir. Bunun nedeni de bu bölgelerde akış kanada çarparak girdiği için çark içindeki düzensiz akış koşulları ve bu koşulların pompanın tasarımına göre bir hayli farklılık göstermesi olabilir. Nümerik sonuçlara bakılacak olursa pompa ve buster bölgelerinde iyi sonuçlar alınmasına karşın bazı bölgelerde sonuçlar deneysel sonuçlara göre farklılık göstermektedir. Ters pompanın kapalı vanaya yakın noktalarında (y nin 6 ve üstü olduğu hal) ve ters fren (y nin 0 a yakın olduğu bölümler) bölgelerinde yakınsama sağlanamamış ve bu çalışma noktalarındaki sonuçlar elde edilememiştir. Özellikle ters pompa ve ters buster bölgelerinin basma yüksekliği değerlerinde belirgin farklar göze çarpmaktadır. Nümerik çalışmanın bilgisayarın kapasite sınırı nedeniyle salyangozu da dahil etmek yerine sadece çarkı kapsamayı ve sınır koşulları verilirken hız vektörlerinin keside dik seçilmesi, gerçekte ise hız vektörlerinin diğer doğrultularda da bileşenlerinin olması bütün bu farklılıkların nedeni olarak gösterilebilir.



Şekil 6.2: Birbirine Yakın Özgül Hızlı Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri

6.3 Literatürdeki ve Elde Edilen Özgül Hızların Tüm Alan Karakteristikleri

Literatürde santrifüj, karışık akımlı ve eksenel özgül hızlı pompaların tüm alan karakteristiklerini kapsayan özgül hızlara ait eğriler ve bu çalışmada elde edilen eğrilerin tümü aynı grafik üzerine çizildiğinde özgül hız arttıkça karakteristiğin dikleştiği bir kez daha görülmektedir. Ayrıca bu karşılaştırma sayesinde, nümerik sonuçlarda her ne kadar bazı bölgelerde yakın özgül hızlara nazaran belirgin farklılıklar olduğu belirtilmişse de, bu farklılıklara rağmen eğrilerin grafik üzerindeki konumunun iyi bir mertebede olduğu görülmektedir.



Şekil 6.3: Literatürdeki ve Elde Edilen Özgül Hızların Tüm Alan Karakteristikleri

6.4 Değerlendirme

Bu çalışmada farklı özgül hızlar için pompaların tüm alan karakteristikleri deneysel ve nümerik yollarla elde edilmiştir.

Su darbesi hesaplarında kullanılabilecek ve literatürde sadece üç özgül hız için bulunan tüm alan karakteristikleri verileri yapılan deneylerle altıya çıkarılmıştır.

Literatürde bulunan ($n_{sq}=35$), deneylerle elde edilen ($n_{sq}=32,5$) ve nümerik yollarla elde edilen ($n_{sq}=38,5$), toplam sekiz çalışma bölgesini kapsayan veriler, özgül hızları birbirine yakın olması nedeniyle karşılaştırılmıştır (Şekil 6.2). Bu karşılaştırma sonunda deneysel verilerin birbiriyle genelde uyumlu olduğu görülmüş fakat nümerik yollarla elde edilen eğride ise bazı bölgelerde belirgin farklılıklar gözlenmiştir. Bunun yaşanmasında ters yönde akışların modellenmesinde ve yakınsamasında karşılaşılan zorlukların etkisi vardır. Karakteristiği, özellikle akış ayrılmalarının olduğu ters yönde akış bölgelerinde bir hayli değiştirmektedir. Bu farklılığa yol açan diğer bir husus ise modellemede tüm pompanın değil sadece çarkın analizinin yapılmış olmasıdır. Her ne kadar grafikler boyutsuz da olsa sadece çark analizi yapıldığı için karakteristiklerde oluşabilecek sapmalar doğaldır.

Yapılan bütün deneylerin ve literatürde bulunan üç özgül hızın verileri karşılaştırıldığında ise deneylerin kendi içinde tutarlı olduğu fakat literatürdeki eğrilerden santrifüj pompalara ait olan özgül hızın eğrileri ile karşılaştırıldığında bir miktar fark olduğu gözlemlenmektedir (Şekil 6.3). Örneğin “y” parametresinin 5-6 arasında olduğu yerlerde (Ters pompa ve ters buster fren), deneylerde elde edilen $n_{sq}=20,4$, $n_{sq}=32,5$ ve $n_{sq}=55$ eğrileri özgül hız büyüklüğüne göre üst üste dizilmekte ancak literatürde bulunan $n_{sq}=35$ özgül hızın moment eğrisi $n_{sq}=32,5$ ve $n_{sq}=55$ eğrilerinin arasında kalmak yerine $n_{sq}=55$ ‘in bir miktar altında kalmaktadır.

6.5 Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar

Boyutsuz grafikte farklı noktalarda değer elde edebilmeyi sağlayan parametreler devir sayısı ve debidir. Deneyler yapılırken debinin daha fazla arttırılamadığı noktalarda devir sayısı düşürülmüştür. Özgül hız büyüdükçe daha büyük debilere çıkmak gerektiği ancak tesisatın kayıp eğrisi bunu sınırladığı için devir sayısı,

yüksek özgül hızlarda daha da çok düşürülmüştür. Bu da ölçüm zorluklarına neden olmuştur. Dolayısıyla ölçümleri olabildiğince güvenilir bir şekilde yapabilmek için deneyler nominal devir sayısını olabildiğince düşürmeden yapılmalıdır. Bunu sağlayabilmek için yüksek debilere çıkmalı buna ulaşmak için de tesisatın kaybı olabildiğince düşürülmelidir.

Bu çalışma TÜBİTAK projesi kapsamında yapıldığından eksenel ve karışık akımları kapsayacak özgül hızlar için deneyler yapılmaya devam edilecektir. Bu doğrultuda hazırlanması devam eden tesisatta kaybı azaltmak için boru çapları olabildiğince yüksek ve boru uzunlukları da kısa tutulmaktadır.

Ayrıca oluşturulacak olan tesisata veri toplama kartları bağlanarak pompada ani güç kesintisi yaratılarak parametrelerin zamanla değişiminin gözlemlenmesi ve bu verilerin daimi halde elde edilen boyutsuz eğrilerle ne kadar ve ne koşullarda uyuştüğunun incelenmesi amaçlanmaktadır.

Nümerik çalışmaları geliştirmek için ise daha iyi bilgisayarlarla çarkın yanına salyangozun modeli de eklenerek tüm pompanın analizinin yapılması planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- Donsky, B.**, 1961. Complete pump characteristics and effects of specific speeds on Hydraulic transients , *J. Basic Eng., ASME*, 685-699.
- Engeda, A. and Rautenberg M.**, 1986. Performance of centrifugal pumps as hydraulic turbines, *Fluids Engineering Division (Publication), ASME*, **43**, 23-28.
- Genceli, O. F.**, 1995. Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Kavurmacioğlu, L. ve Özgür, C.**, 2004. Pompalı tesislerde özgül hızın su darbeleri üzerine etkileri, *5. Pompa Kongresi*, İstanbul, Kasım 2004, 93-103.
- Khomairi, A. M.**, 2003. Use of Steady-State Pump Head-Discharge Curve for Unsteady Pipe Flow Applications, *J. Hydr. Eng.*, **129**, 1001-1006.
- Knapp, R. T.**, 1937. Complete characteristics of centrifugal pumps and their use in the prediction of transient behaviour , *Trans. ASME*, **59**, 683-689.
- Lefebvre P. J. and Barker W. P.**, 1995. Centrifugal pump performance during transient operation, *Journal of Fluid Engineering, ASME.*, **117**, 123-128.
- Martin, C. S.**, 1983. Representation of pump characteristics for transient analysis, *Fluids Engineering Division (Publication) FED, ASME*, **6**, 1-13.
- Özgür, C. ve Gürsül, İ.**, 1986. An investigation of the flywheel effect on the waterhammer caused by power failure in pump systems, *5th International Conference on Pressure Surges*, Hannover, F.R. Germany, 22-24 September, 285-288.
- Özgür, C. ve Gürsül, İ.**, 1987. On the Prediction of Down Surge in Pump Systems, *Bulletin of the Technical University of Istanbul*, **40**, 231-253.
- Soydemir N. G.**, 2006. Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul
- Swanson, W. M.**, 1953. Complete characteristic circle diagrams for Turbomachinery, *Trans. ASME*, **75**, 819-826.
- Şen, M.**, 2003. Santrifüj pompalar ve pompa tesisatları, MAS Pompa Sanayii A.Ş., İstanbul.

- Tanaka T. and Tsukamoto H.**, 1999. Transient Behaviour of a Cavitating Centrifugal Pump at Rapid Change in Operating Conditions—Part 3: Classifications of Transient Phenomena, *J. Fluids Eng., ASME*, **121**, 857–865.
- Thorley, A. R. D. and Cahudry, A.**, 1996. Pump characteristics for transient flow analysis, *Pressure surges and fluid transients, BHR Group*, 461-475.
- Tsukamoto H., Matsunaga, S., Yoneda, H.**, 1986. Transient Characteristics of a Centrifugal Pump During Stopping Period, *J. Fluids Eng., ASME*, **108**(4), 392–399.
- Williams, A. A.**, 1994. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods, *Proc. ImechE*, **208**, 59-66.
- Wylie, B. E. and Streeter, V. L.**, 1983. Hydraulic transients, McGraw, Hill Inc., U.S.A.

EKLER

EK A: BELİRSİZLİK ANALİZİ

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen hassas bir yöntem ortaya atılmıştır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük R, bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda:

$$R=R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (\text{A.1})$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.2})$$

şeklinde verilebilir (Genceli, 2005).

Deneylerde Kullanılan Ölçme Cihazlarının Belirsizlikleri:

Elektronik Basınçölçer : $w_P = 500 \text{ Pa}$ (2 barlık membran)

$w_P = 1250 \text{ Pa}$ (5 barlık membran)

Manyetik Debimetre : $w_Q = 0.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Torkmetre : $w_M = 1 \text{ Nm}$ (500 Nm'lik torkmetre)

$w_M = 0.2 \text{ Nm}$ (100 Nm'lik torkmetre)

Takometre (Torkmetre üzerinden): $w_M = 16 \text{ d/d}$ (500 Nm'lik torkmetre)

$w_M = 24 \text{ d/d}$ (100 Nm'lik torkmetre)

Basma Yüksekliğindeki Belirsizlik:

$$H = \left(\frac{P_b}{\rho \cdot g} - \frac{P_e}{\rho \cdot g} \right) + \left(\frac{V_b^2}{2 \cdot g} - \frac{V_e^2}{2 \cdot g} \right) + (z_b - z_e) \quad (\text{A.3})$$

Statik basınç ölçümü diferansiyel şekilde yapıldığı için yükseklikten gelen belirsizlik bu ölçümün içindedir. Dolayısıyla H belirsizliğini hesaplamak için basınç ve hızların belirsizliğini bulmak gerekli ve yeterlidir:

$$\frac{\partial H}{\partial (P_b - P_e)} = \frac{1}{\rho g} \quad \frac{\partial H}{\partial V_b} = \frac{V_b}{g} \quad \frac{\partial H}{\partial V_e} = -\frac{V_e}{g} \quad (\text{A.4})$$

$$w_H = \left[(w_{P_b - P_e})^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho g} \right)^2 + (w_{V_b})^2 \cdot \frac{V_b^2}{2g} + (w_{V_e})^2 \cdot \frac{V_e^2}{2g} \right]^{1/2} \quad (\text{A.5})$$

Boyutsuz Basma Yüksekliğindeki Belirsizlik:

$$h = \frac{H}{H_0} \quad \frac{\partial h}{\partial H} = \frac{1}{H_0} \quad \frac{\partial h}{\partial H_0} = -\frac{H}{H_0^2} \quad (\text{A.6})$$

$$w_h = \left[w_H^2 \cdot \frac{1}{H_0^2} + w_{H_0}^2 \cdot \left(\frac{-H}{H_0^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.7})$$

Boyutsuz Devirdeki Belirsizlik:

$$n = \frac{N}{N_0} \quad \frac{\partial n}{\partial N} = \frac{1}{N_0} \quad \frac{\partial n}{\partial N_0} = -\frac{N}{N_0^2} \quad (\text{A.8})$$

$$w_n = \left[w_N^2 \cdot \frac{1}{N_0^2} + w_{N_0}^2 \cdot \left(\frac{-N}{N_0^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.9})$$

Boyutsuz Momentteki Belirsizlik:

$$m = \frac{M}{M_0} \quad \frac{\partial m}{\partial M} = \frac{1}{M_0} \quad \frac{\partial m}{\partial M_0} = -\frac{M}{M_0^2} \quad (\text{A.10})$$

$$w_m = \left[w_M^2 \cdot \frac{1}{M_0^2} + w_{M_0}^2 \cdot \left(\frac{-M}{M_0^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.11})$$

Boyutsuz Debideki Belirsizlik:

$$q = \frac{Q}{Q_0} \quad \frac{\partial q}{\partial Q} = \frac{1}{Q_0} \quad \frac{\partial q}{\partial Q_0} = -\frac{Q}{Q_0^2} \quad (\text{A.12})$$

$$w_q = \left[w_Q^2 \cdot \frac{1}{Q_0^2} + w_{Q_0}^2 \cdot \left(\frac{-Q}{Q_0^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.13})$$

WH ‘ deki belirsizlik:

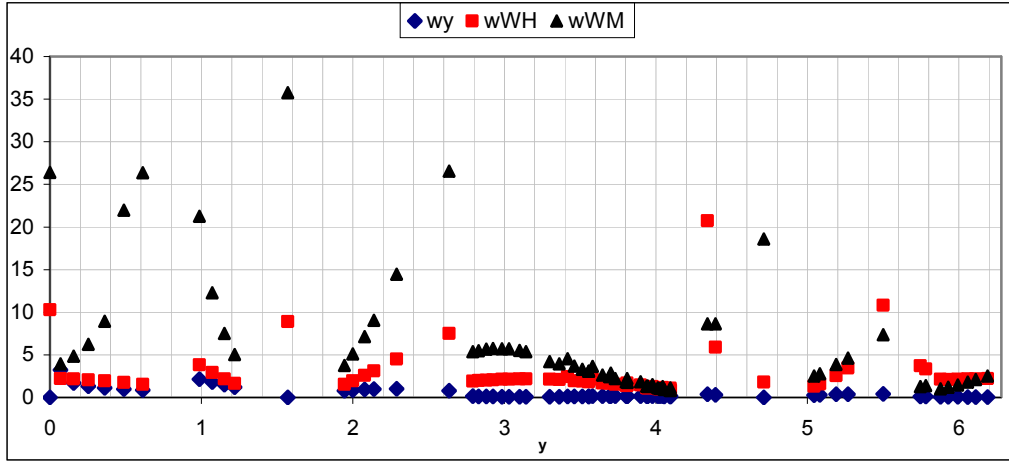
$$w_{WH} = \left[\left(\frac{1}{(n^2 + q^2)} w_h \right)^2 + \left(-\frac{2nh}{(n^2 + q^2)^2} w_n \right)^2 + \left(-\frac{2qh}{(n^2 + q^2)^2} w_q \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.14})$$

WM ‘ deki belirsizlik:

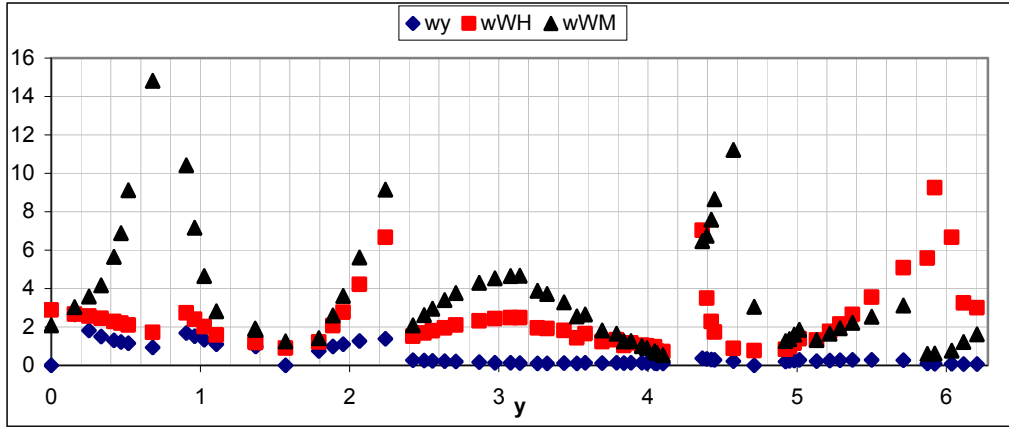
$$w_{WM} = \left[\left(\frac{1}{(n^2 + q^2)} w_m \right)^2 + \left(-\frac{2nh}{(n^2 + q^2)^2} w_n \right)^2 + \left(-\frac{2qh}{(n^2 + q^2)^2} w_q \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.15})$$

y ‘ deki belirsizlik:

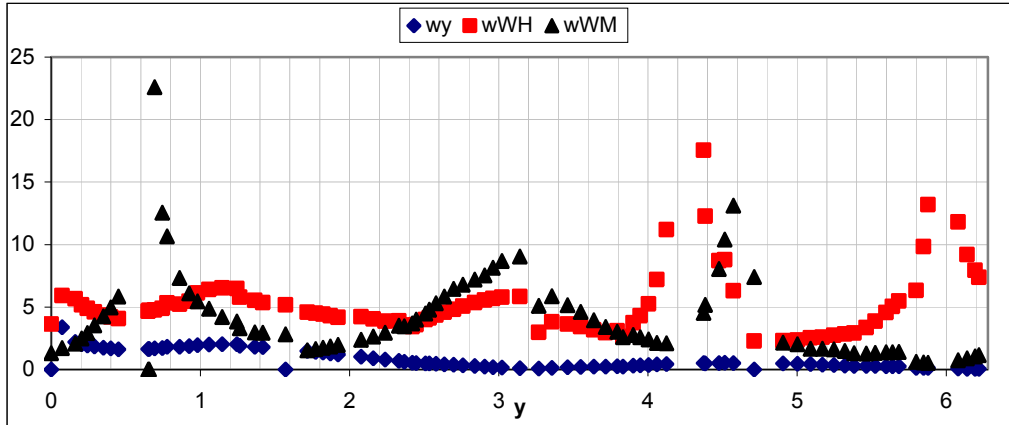
$$w_y = \left[\left(\frac{1}{n} \cdot \frac{1}{1 + (q/n)^2} w_q \right)^2 + \left(-\frac{q}{n^2} \cdot \frac{1}{1 + (q/n)^2} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A.16})$$



Şekil A.1: $n_{sq}=20,4$ Özgöl Hızlı Pompa Deneylerindeki Belirsizlik (%)



Şekil A.2: $n_{sq}=32,5$ Özgöl Hızlı Pompa Deneylerindeki Belirsizlik (%)



Şekil A.3: $n_{sq}=55$ Özgöl Hızlı Pompa Deneylerindeki Belirsizlik (%)

EK B: TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİ VERİLERİ (DENEYSEL)**Tablo B.1 : $n_{sq}=20,4$ Özgül Hıza Ait Tüm Alan Karakteristikleri**

WH	WM	y		WH	WM	y
0.567	-0.612	0.000		0.773	0.583	3.732
0.678	-0.424	0.071		0.662	0.566	3.803
0.682	-0.340	0.157		0.660	0.578	3.810
0.662	-0.249	0.254		0.643	0.572	3.811
0.643	-0.159	0.361		0.559	0.546	3.898
0.587	-0.054	0.488		0.503	0.520	3.938
0.533	0.036	0.612		0.495	0.510	3.944
0.517	0.049	0.672		0.492	0.513	3.945
0.427	0.117	0.878		0.453	0.505	3.978
0.325	0.223	0.987		0.412	0.472	4.013
0.319	0.290	1.072		0.389	0.468	4.027
0.323	0.346	1.151		0.367	0.463	4.045
0.297	0.369	1.219		0.339	0.453	4.055
0.406	0.563	1.571		0.269	0.429	4.094
0.483	0.574	1.943		0.293	0.426	4.094
0.513	0.552	1.999		0.267	0.423	4.098
0.526	0.541	2.076		0.145	0.366	4.217
0.557	0.527	2.138		0.017	0.235	4.340
0.628	0.498	2.288		-0.008	0.208	4.363
0.828	0.500	2.634		-0.046	0.176	4.392
0.975	0.372	2.791		-0.244	-0.038	4.594
0.995	0.380	2.830		-0.303	-0.075	4.638
1.019	0.387	2.880		-0.357	-0.174	4.712
1.032	0.395	2.923		-0.405	-0.669	5.043
1.052	0.411	2.983		-0.424	-0.745	5.082
1.072	0.423	3.031		-0.378	-0.856	5.189
1.086	0.447	3.100		-0.335	-0.943	5.267
1.085	0.461	3.142		-0.138	-1.046	5.500
0.923	0.499	3.299		0.007	-1.051	5.642
0.928	0.527	3.361		0.165	-0.948	5.745
0.940	0.547	3.417		0.213	-0.930	5.782
0.964	0.548	3.461		0.286	-0.867	5.878
0.934	0.574	3.513		0.356	-0.824	5.930
0.911	0.586	3.555		0.419	-0.768	5.992
0.915	0.588	3.556		0.490	-0.715	6.058
0.911	0.592	3.582		0.533	-0.661	6.112
0.836	0.584	3.648		0.583	-0.597	6.189
0.806	0.586	3.694		0.649	-0.481	6.283
0.799	0.597	3.701				

Tablo B.2 : $n_{sq}=32,5$ Özgöl Hıza Ait Tüm Alan Karakteristikleri

WH	WM	y		WH	WM	y
0.436	-0.614	0.000		0.855	0.584	3.694
0.537	-0.478	0.157		0.702	0.568	3.790
0.537	-0.387	0.254		0.639	0.531	3.840
0.533	-0.316	0.335		0.558	0.522	3.887
0.533	-0.218	0.420		0.453	0.480	3.960
0.527	-0.170	0.468		0.406	0.460	3.993
0.510	-0.119	0.517		0.323	0.428	4.045
0.501	-0.022	0.608		0.353	0.405	4.061
0.500	0.058	0.680		0.267	0.362	4.101
0.581	0.217	0.905		0.021	0.282	4.309
0.559	0.268	0.961		-0.076	0.212	4.366
0.553	0.340	1.027		-0.135	0.173	4.395
0.516	0.414	1.107		-0.183	0.128	4.425
0.576	0.599	1.368		-0.222	0.098	4.446
0.570	0.596	1.372		-0.295	0.065	4.492
0.541	0.649	1.571		-0.324	0.014	4.525
0.576	0.798	1.795		-0.376	-0.052	4.573
0.577	0.808	1.889		-0.528	-0.209	4.712
0.612	0.827	1.956		-0.683	-0.598	4.924
0.592	0.828	2.067		-0.674	-0.656	4.948
0.641	0.869	2.241		-0.707	-0.711	4.981
0.778	0.567	2.426		-0.715	-0.762	5.016
0.839	0.541	2.501		-0.684	-0.879	5.132
0.887	0.542	2.557		-0.698	-0.968	5.221
0.955	0.553	2.637		-0.710	-1.022	5.288
1.017	0.568	2.713		-0.682	-1.093	5.372
1.081	0.586	2.870		-0.586	-1.183	5.501
1.125	0.605	2.974		-0.487	-1.255	5.714
1.150	0.615	3.080		-0.112	-1.082	5.875
1.154	0.617	3.142		-0.067	-1.051	5.923
1.137	0.570	3.261		0.103	-0.935	6.037
1.118	0.575	3.324		0.298	-0.816	6.117
1.081	0.599	3.439		0.376	-0.710	6.207
1.050	0.592	3.524		0.415	-0.624	6.283
0.971	0.605	3.581				

Tablo B.3 : $n_{sq}=55$ Özgöl Hıza Ait Tüm Alan Karakteristikleri

WH	WM	y		WH	WM	y
0.231	-0.833	0.000		0.998	0.795	2.447
0.297	-0.734	0.074		0.969	0.757	2.509
0.307	-0.607	0.162		0.974	0.738	2.534
0.351	-0.556	0.203		0.991	0.717	2.579
0.375	-0.488	0.243		1.020	0.712	2.635
0.404	-0.417	0.291		1.067	0.714	2.697
0.416	-0.341	0.350		1.095	0.736	2.761
0.415	-0.280	0.399		1.101	0.736	2.839
0.401	-0.222	0.450		1.091	0.724	2.905
0.368	0.000	0.651		1.090	0.686	2.962
0.373	0.000	0.657		1.084	0.650	3.022
0.398	0.059	0.694		1.124	0.656	3.142
0.423	0.114	0.744		1.103	0.626	3.269
0.443	0.149	0.776		1.076	0.663	3.356
0.471	0.221	0.861		1.025	0.681	3.461
0.490	0.280	0.925		0.965	0.674	3.549
0.496	0.338	0.981		0.902	0.677	3.638
0.523	0.404	1.057		0.824	0.656	3.717
0.557	0.488	1.145		0.712	0.635	3.794
0.602	0.546	1.245		0.658	0.594	3.833
0.604	0.572	1.264		0.570	0.599	3.902
0.649	0.627	1.365		0.494	0.586	3.948
0.681	0.633	1.419		0.409	0.573	4.006
0.716	0.650	1.571		0.309	0.599	4.060
0.804	1.254	1.717		0.214	0.588	4.125
0.817	1.197	1.772		0.079	0.519	4.201
0.838	1.188	1.822		-0.031	0.413	4.280
0.851	1.161	1.872		-0.173	0.325	4.373
0.873	1.143	1.922		-0.229	0.266	4.386
0.899	1.110	2.079		-0.342	0.183	4.478
0.911	1.035	2.160		-0.379	0.158	4.515
0.937	0.978	2.238		-0.492	0.117	4.573
0.986	0.914	2.332		-0.611	-0.218	4.712
0.999	0.886	2.368		-0.670	-0.816	4.906
1.015	0.838	2.422		-0.704	-0.913	5.002

Tablo B.3 : $n_{sq}=55$ Özgöl Hıza Ait Tüm Alan Karakteristikleri (Devam)

WH	WM	y		WH	WM	y
-0.664	-1.093	5.092		-0.196	-1.301	5.800
-0.665	-1.113	5.170		-0.124	-1.254	5.849
-0.628	-1.133	5.248		-0.093	-1.247	5.880
-0.584	-1.179	5.321		-0.049	-1.207	5.916
-0.529	-1.244	5.384		0.043	-1.135	6.012
-0.476	-1.320	5.465		0.120	-1.068	6.080
-0.432	-1.341	5.525		0.162	-1.000	6.140
-0.384	-1.371	5.597		0.196	-0.928	6.195
-0.352	-1.402	5.640		0.217	-0.908	6.219
-0.334	-1.415	5.684		0.224	-0.827	6.283

ÖZGEÇMİŞ

Ayhan Nazmi İlikan, 1983 yılında İstanbul’da doğdu. Ortaöğrenimini Galatasaray Lisesi’nde 2002 yılında tamamladıktan sonra girdiği İ.T.Ü. Makina Mühendisliği bölümünden 2006 yılında mezun oldu. Ayhan Nazmi İlikan halen İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Isı-Akışkan programı yüksek lisans öğrencisidir ve İ.T.Ü. Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı’nda araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.