

126816

RADYAL POMPA ÇARKI PERFORMANS TAYİNİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Abdullah HAMARAT
(503961010)

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 02 Ocak 2002
Tezin Savunulduğu Tarih : 17 Ocak 2002

Tez Danışmanı :

Prof.Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ

Diğer Jüri Üyeleri

Doc.Dr. Erkan AYDER

Doç.Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU

OCAK 2002

126816

ÖNSÖZ

Radyal pompa çarkı performans tayini konulu bu çalışmamda danışmanlığımı yapan sayın hocam Prof.Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ' ye değerli yardımları ve çalışma boyunca yaptığı yönlendirmeler için teşekkür ederim.

Deneylerin yapılması ve tezin hazırlanması sırasında yardımlarını esirgemeyen Doç.Dr. Erkan AYDER ve diğer tüm hocalarım ile Anabilim Dalındaki asistan arkadaşlarıma, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarı çalışanları Makina Teknisyeni sayın Eyüp ATASEVEN ve sayın Mehmet AKIN' a da teşekkürü bir borç bilirim.

Ocak 2002

Abdullah HAMARAT



İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
SEMBOL LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	x
SUMMARY.....	xi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI	4
3. POMPALARDA TEMEL KAVRAMLAR.....	14
3.1. Pompalarda Özgöl Enerji, Manometrik Basma Yüksekliği, Tanım Büyüklikleri ve Özgöl Hız Kavramları	14
3.2. Santrifüj Pompa Çarkı Hız Üçgenleri.....	18
3.3. Çark Temel Denklemi.....	21
3.4. Pompalarda Güç Azlığı ve Kayma.....	24
4. DENEY DÜZENEKLERİ ve KULLANILAN ELEMANLAR.....	27
4.1. Santrifüj Pompa Deney Düzenegi	27
4.2. Salyangozsuz Pompa Deney Düzenegi.....	32
4.2.1. Çark ve Çark Haznesi.....	35
4.2.2. Emme ve Basma Borusu	36
4.2.3. Üç Delikli Basınç Probu ve Kalibrasyonu.....	37
4.2.3.1. Prob Hataları	38
4.2.3.2. Toplam Basınç Hataları	39
4.2.3.3. Statik Basınç Hataları	40
4.2.3.4. Yatay Akış Açısı (Yaw Angle) Hataları.....	41
4.2.3.5. Dikey Akış Açısı (Pitch Angle) Hataları.....	41
4.2.3.6. Prob Kalibrasyonu.....	42
4.2.4. Transduser Kalibrasyonu.....	44
4.2.5. Difüzör ve Tasarımı.....	48

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

5. DENEYLER ve SONUÇLAR	51
5.1. Santrifüj Pompa Deneyleri	51
5.2. Salyangozsuz Düzenek Deneyleri	54
5.2.1. Salyangozsuz Düzenekte Difüzörsüz Yapılan Deneyler ve Sonuçlar	56
5.2.2. Salyangozsuz Düzenekte Difüzörlü Yapılan Deneyler ve Sonuçlar	68
5.2.3. Çark Çıkışındaki Statik Basıncın Çevresel Değişimi	78
5.2.4. Deney Verilerini Çark Çıkışına İndirgeme ve Kayma Faktörü Analizi	78
6. DEĞERLENDİRME ve ÖNERİLER	87
KAYNAKLAR	89
ÖZGEÇMİŞ	91



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 4.1.	Mekanik manometre kalibrasyon değerleri.....32
Tablo 4.2.	Mekanik vakummetre kalibrasyon değerleri.....32
Tablo 4.3.	4" (101.6 mm) çaplı borudaki kalibrasyon deneyi verileri43
Tablo 4.4.	2" (50.8 mm) çaplı borudaki kalibrasyon deneyi verileri44
Tablo 4.5.	Transduser kalibrasyon verileri46
Tablo 5.1.	Santrifüj pompa deney verileri52
Tablo 5.2.	I prizinde difüzörsüz haldeki deney verileri.....62
Tablo 5.3.	II prizi difüzörsüz deney H_m -Q değerleri.....63
Tablo 5.4.	III prizi difüzörsüz deney H_m -Q değerleri.....66
Tablo 5.5.	I prizinde difüzörlü haldeki deney verileri.....71
Tablo 5.6.	II prizi difüzörlü deney H_m -Q değerleri.....72
Tablo 5.7.	III prizi difüzörlü deney H_m -Q değerleri.....72
Tablo 5.8.	Ortalama deney verilerinin (Tablo 5.2, Tablo 5.3, Tablo 5.4, Tablo 5.5, Tablo 5.6, Tablo 5.7) çark basma kenarına indirgenmiş değerleri82
Tablo 5.9.	I prizi çark çıkışı kanat açısı değerleri82
Tablo 5.10.	Deney verilerinden elde edilen kayma değerleri83

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1	: Pompa şematik gösterimi..... 14
Şekil 3.2	: gH-Q karakteristik eğrisi 15
Şekil 3.3	: Santrifüj pompa çarkı temel büyüklükleri 19
Şekil 3.4	: Çark giriş ve çıkışı hız üçgenleri..... 20
Şekil 3.5	: Emme tarafı hız üçgeni..... 21
Şekil 3.6	: Basma tarafı hız üçgeni 21
Şekil 3.7	: Çark denetim bölgesi..... 22
Şekil 3.8	: 3 noktasındaki hızlar ve bileşenleri 22
Şekil 3.9	: Sonlu ve sonsuz kanat halindeki hız üçgenleri 24
Şekil 3.10	: Kanatlar arasında dolanım 25
Şekil 3.11	: Çark çıkışı hız üçgenine dolanım hızı etkisi 26
Şekil 3.12	: Coriolis kuvvetinin etkisi..... 26
Şekil 4.1	: Santrifüj pompa deney düzeneği..... 28
Şekil 4.2	: Mekanik manometre kalibrasyon eğrisi..... 30
Şekil 4.3	: Mekanik vakummetre kalibrasyon eğrisi..... 31
Şekil 4.4	: Salyangozsuz pompa deney düzeneği 33
Şekil 4.5	: Salyangozsuz pompa deney düzeneği şematik görünümü..... 34
Şekil 4.6	: Radyal çarkın şematik görünümü..... 36
Şekil 4.7	: Çark-Emme borusu montajı..... 37
Şekil 4.8	: Üç delikli prizmatik basınç probu 37
Şekil 4.9	: Yatay (Yaw) ve Dikey (Pitch) akış açıları..... 38
Şekil 4.10	: Toplam basınç hatası 39
Şekil 4.11	: Sınır tabaka yerdeğiştirmesi..... 39
Şekil 4.12	: Probun katı çepere yakın olması durumu 40
Şekil 4.13	: Prob ucundaki ikincil akışlar..... 40
Şekil 4.14	: Probun duvardan duvara uzanması hali 40
Şekil 4.15	: Yatay akış açısı hatası..... 41
Şekil 4.16	: Dikey akış açısı hatası 41
Şekil 4.17	: Deneylerde kullanılan üç delikli basınç probu..... 42
Şekil 4.18	: $Re-\epsilon-(V_{ort}/V_{maks})$ eğrileri..... 43
Şekil 4.19	: Prob kalibrasyon eğrisi 44
Şekil 4.20	: Basınç transduseri..... 45
Şekil 4.21	: Dead-Weight kalibrasyon cihazı 45
Şekil 4.22	: Bilgisayar sistemi 46
Şekil 4.23	: Transduser kalibrasyon eğrisi 47
Şekil 4.24	: Transduser (+,-) taraflarının kalibrasyonu..... 47
Şekil 4.25	: Çark-Difüzör bağlantısı 48
Şekil 4.26	: Difüzör..... 50
Şekil 5.1	: Santrifüj pompa karakteristik eğrileri..... 53
Şekil 5.2	: Ölçüm yapılan deney prizleri..... 55
Şekil 5.3	: Açık ölçerlerin yerleşim şekli 55

Şekil 5.4	: Vana düzeneği.....	56
Şekil 5.5	: Salyangozsuz düzenekte çarkın hazne içine montajı	57
Şekil 5.6	: I prizindeki çark-prob konumu.....	57
Şekil 5.7	: Çark çıkışı ölçüm noktaları ve akış şekli	58
Şekil 5.8	: I prizi difüzörsüz haldeki çark performans eğrileri	59
Şekil 5.9	: I prizi difüzörsüz haldeki ortalama karakteristik eğrisi	60
Şekil 5.10	: I prizi aç tayıni	61
Şekil 5.11	: II prizi difüzörsüz haldeki ortalama karakteristik eğrisi.....	64
Şekil 5.12	: III prizi difüzörsüz haldeki ortalama karakteristik eğrisi	65
Şekil 5.13	: I, II ve III prizleri difüzörsüz haldeki ortalama karakteristik eğrileri karşılaştırması.....	67
Şekil 5.14	: Difüzörün deney düzeneğine montajı.....	68
Şekil 5.15	: Difüzörün akış karakterine etkisi	69
Şekil 5.16	: Difüzörlü deneylerdeki probun deney düzeneğine monte hali	69
Şekil 5.17	: I prizi difüzörlü deney performans eğrileri.....	70
Şekil 5.18	: Difüzörlü deney ortalama eğrilerinin karşılaştırması	73
Şekil 5.19	: Difüzörlü ve difüzörsüz deney ortalama eğrilerinin karşılaştırması.....	75
Şekil 5.20	: Teorik eğri ile III prizi ve santrifüj pompa deney eğrilerinin karşılaştırması.....	76
Şekil 5.21	: Çark çıkış dairesi ve ölçüm dairesi.....	78
Şekil 5.22	: Difüzörsüz deneylerde ölçüm prizlerinde sabit debilerdeki H' nın çevresel değişim eğrileri	79
Şekil 5.23	: Difüzörlü deneylerde ölçüm prizlerinde sabit debilerdeki H' nın çevresel değişim eğrileri	80
Şekil 5.24	: I prizi difüzörlü deney kayma eğrileri	85
Şekil 5.25	: I prizi difüzörsüz deney kayma eğrileri	86

SEMBOL LİSTESİ

A	: Kesit alanı
a	: Akışa dik prob kesiti
b	: Çark genişliği
C	: Mutlak hız
D	: Çap
d_g	: Çark göbek çapı
g	: Yerçekimi ivmesi
H, H_m	: Manometrik basma yüksekliği
H_o	: Liminimetre referans değeri
Δh	: Seviye farkı
h, z	: Yerden yükseklik
k	: Pürüzlülük katsayısı
L₁, L₂, L₃,...	: Uzunluk
M	: Moment
m	: Liminimetre debi katsayısı
n	: Devir sayısı
n_q, n'_q	: Özgül hız
P	: Basınç
P	: Güç
Q	: Hacimsel debi
Re	: Reynolds sayısı
r	: Yarıçap
t	: Kanat açıklığı
U	: Sürüklenme hızı
V	: Hız, Volt
W	: Bağıl hız
Y	: Özgül enerji (=gH)
y	: Deneylerde ölçülen açı
z	: Kanat sayısı
α	: Akış açısı
β	: Kanat açısı
δ	: Eksen kaçıklığı açısı
ε	: Bağıl pürüzlülük katsayısı
φ	: Debi sayısı
η	: Verim
υ	: Güç sayısı
ψ	: Basınç sayısı
ω	: Açısal hız
λ	: Daralma katsayısı
ρ	: Akışkan yoğunluğu
v	: Kinematik viskozite
μ	: Dinamik viskozite

σ	: Kayma faktörü
ϕ	: Dikey (Pitch) akış açısı
θ	: Yatay (Yaw) akış açısı
I, II, III	: Ölçüm prizleri

Alt indisler:

0	: Çark kontrol hacmi giriş noktası
1	: Çark girişi
2	: Çark çıkışı
3	: Kontrol hacmi çıkış noktası
B, b	: Basma tarafı
c	: Dairesel salyangoz
d	: dış
E, e	: Emme tarafı
k	: Kanat
L	: Civalı manometre
ort	: Ortalama
m	: Hızın meridyenel bileşeni
maks, max	: Maksimum
ref	: Referans
s	: Statik basınç
T, t	: Toplam basınç indisi
u	: Hızın çevresel bileşeni
v	: Salyangoz ile ilgili parametre
∞	: Sonsuz

ÖZET

Bu çalışmada, santrifüj pompanın en önemli elemanlarından olan radyal çarkın performansı incelenmiştir. Performansı belirlenen orijinal bir pompadan temin edilen çark, hazırlanan özel bir deney tesisatında deneylere tabi tutulmuştur. Bu deney tesisatı çark performansının salyangoz, giriş çıkış elemanları, difüzör v.s. gibi pompanın diğer elemanlarının etkisi olmaksızın ölçülebileceği niteliktedir.

İlk bölümde pompalar ve elemanları hakkında genel bilgi verilmiştir. Pompanın en önemli elemanları olan çark, salyangoz ve difüzör kısaca açıklanmaya çalışılmıştır. Konu ile ilgili çalışmaya ışık tutacak nitelikteki daha önceden yapılan araştırmalar ve bulguları Bölüm 2'de verilmiştir.

Üçüncü bölümde, pompalarda akışkana aktarılan enerjinin teorisi hakkında bilgi verilmiştir. Pompalar ve pompa çarkları ile ilgili temel kavramlara değinilmiş ve ilgili bağıntılar çıkarılmıştır.

Deneylerin yapıldığı santrifüj pompa deney düzeneği ile salyangozsuz pompa deney düzeneğine dördüncü bölümde değinilmiştir. Çark performansı tayini için özel olarak bir deney düzeneği hazırlanmıştır. Bu düzenekte yapılan deneylerde kullanılan üç delikli basınç probu, basınç transduseri v.s. gibi ölçme elemanları ve kalibrasyonları anlatılmıştır. Deneylerdeki basınç transduserinden gelen veriler bir PCL-1800 veri toplama kartıyla alınmış ve bilgisayar ortamında değerlendirilmiştir.

Beşinci bölüm ile sonuçlar ve öneriler bölümünde deneylerin yapılışı ve elde edilen sonuçlar açıklanmıştır. Santrifüj pompa deney tesisatında pompa tasarım devri olan 1450 d/dak ile 800 d/dak da deneyler yapıp pompa performansı bulunmuştur. Çark performansı deneyleri ise 800 d/dak ile difüzörlü ve difüzörsüz olarak iki şekilde yapılmıştır. Bu deneylerden elde edilen sonuçlar orijinal santrifüj pompa deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve bu deneylerdeki kayma faktörü analiz edilmiştir.

SUMMARY

In this study, performance of a radial impeller that is the most important part of a centrifugal pump was investigated. The impeller disassembled from an original centrifugal pump was tested in a special test rig. In this test rig, the impeller performance can be determined alone without the influence of other pump elements such as volute, diffuser, inlet and outlet elements etc.

In the first chapter, brief information is given about pumps and pump elements. Important elements of a pump such as impeller, volute and diffuser are described and explained. Literature survey is given in the second chapter.

In Chapter 3, the energy transfer from impeller to fluid is described and related equations are given.

Both of the centrifugal pump test facility and special test rig designed for determining the performance of the impeller itself are described in the fourth chapter. Pressure and velocity are measured by use of a three-hole pressure probe in the flow field. Pressure signals from the probe are converted to electrical signals through a pressure transducer. These signals are collected by use of PCL-1800 data acquisition card and evaluated by a Q-Basic program on a PC.

The fifth chapter describes the details of the tests carried on the special voluteless test rig and on the original pump. Performance comparisons of the impeller itself and the original pump are made to investigate influence of volute and vaneless diffuser. Experimental slip factors are given for various flow rates.

1. GİRİŞ

Bir türbomakinanın tasarımında akışkanlar mekaniği temel prensipleri, deneysel veriler ve tasarım deneyimleri önemli bir rol oynamaktadır. Halihazırda mevcut olan teorik ve pratik bilgiler etkin bir şekilde kullanıldığında iyi bir tasarım yapılabilir. Türbomakina tasarımcıları hesap ve proje esnasında birtakım kabuller yapar. Yapılan bu kabullerin tasarlanan pompa için uygun olmaması, imalatı yeterli titizliğin gösterilmemesi ve ölçme hataları gibi bazı etkenlerden dolayı pompadan beklenen performans ile ölçülen performans arasında farklar meydana gelir. Bu farklar ileride imal edilecek pompaları da etkileyeceğinden, aksaklıkların tesbiti ve gerekli değişikliklerin yapılması tasarımcı için büyük önem taşır. Geniş bir uygulama alanı bulunması sebebi ile pompa imalatı makina imalat sanayiinde önemli bir yer tutmaktadır. Diğer taraftan, enerjinin gün geçtikçe daha pahalıya ve daha zor bir şekilde elde edilmesi pompaların verimli bir şekilde imal edilmesinin önemini arttırmaktadır. Santrifüj pompa hesap ve projesinde özgül hızı belirleyen şu üç parametre büyük önem arz etmektedir: H_m : manometrik yükseklik (m.a.y.), Q : debi (m^3/s) ve n : devir sayısı (devir/dak). Maksimum emme derinliği, akışkanın fiziksel ve kimyasal özellikleri, sızdırmazlık koşulu, salmastra çeşidi, pompa elemanlarının malzeme veya tasarım özellikleri de pompanın performansına ve konstrüksiyonuna etki eden ek koşullardır.

Pompa tipi özgül hızın büyüklüğüne göre iki ekstrem tip arasında değişmektedir: Düşük özgül hızlarda santrifüj tip, yüksek özgül hızlarda eksenel tip. Bu ikisi arasındaki özgül hızlarda karışık akımlı pompa tipi sözkonusudur. Santrifüj pompalar yüksek manometrik basma yüksekliğine, eksenel pompalar ise yüksek debi miktarına sahiptirler. Belirli bir devir sayısındaki pompa karakteristiğine etki eden parametrelerin (H_m , Q) önceliğini belirlemede pompanın kullanım alanı etkili olmaktadır. Sulama maksatlı kullanılan pompalarda debi ön plana çıkarken, yağmurlama pompalarında ise manometrik basma yüksekliğinin belirli bir değerden az olmaması gerekmektedir.

Tüm türbomakinalarda olduğu gibi santrifüj pompalarda da sabit bir eksen etrafında dönen ve çark adı verilen bir ana eleman vardır. Pompa karakteristiğinin tayininde etkili eleman olan çarkın imalatına gerekli ilginin gösterilmesi gerekmektedir. Özellikle çark kanatlarının temiz ve pürüzsüz imali ve gerekli toleranslarla işlenmiş olması önemlidir. Çark malzemesi basılacak akışkanın fiziksel ve kimyasal özelliklerine, çalışma koşullarına v.s. bağlı olarak dökme demir, bronz, alüminyum, çelik döküm, paslanmaz çelik, kauçuk ve bazı hallerde porselen olarak bile seçilebilmektedir. Kanat kalınlığının daha fazla tutulması zorunluluğu olan pik döküm çarklarda, kanat pürüzlülüğü fazla ve hidrolik verim düşük olmaktadır. Çarkın montajından önce statik ve dinamik dengelenmesinin yapılması gerekir.

Bir santrifüj pompada çark enerji transferi işlemini gerçekleştirerek pompanın kalbi vazifesini görür. Birbirine paralel iki disk arasına radyal kanatlar konularak basit bir santrifüj çark elde edilebilir. İçi akışkan ile doldurulmuş çark eksen etrafında döndürüldüğünde merkezkaç kuvvetlerin etkisiyle çark içindeki akışkan dışarı çıkmaya çalışır. Çarkın bu etkisiyle bir yüzeyden emilen akışkan diğer bir yüzeyden dışarı basılır. Çark içindeki akışkan bir taraftan çark ile beraber dönerken diğer taraftan da çark kanatları arasında bağıl bir hareket yaparak çarkı terk eder. Akışkanın bu hareketinden dolayı meydana gelen hızlar U sürüklenme hızı ve W bağıl hız olarak adlandırılır. Çarka dışarıdan bakan bir gözlemcinin görmüş olduğu akış hızına da C mutlak hızı adı verilir ve bağıl hızın sürüklenme hızıyla vektörel toplamından elde edilir. Bahsedilen bu hızlar bir türbomakinanın tasarımında son derece etkili olmaktadır.

Radyal pompa çarkından çıkan akışın tüm çark çevresi boyunca toplanması ve çıkış bölümüne iletilmesi gerekmektedir. Bu işlem genellikle salyangoz adı verilen toplama elemanı ile yapılmaktadır. Salyangoz malzemesi ve et kalınlığı pompada çıkılması tasarlanan basınçlara uygun olarak seçilir. Salyangoz malzemesi olarak pompa ile basılacak akışkanın cinsine ve özelliklerine göre plastik, bronz, pik döküm, çelik döküm v.s. kullanılabilir. Sulama amaçlı kullanılan pompalarda salyangoz genellikle GG18 pik dökümden üretilmektedir. Döküm kalitesi pompa dizayn basıncına göre iyileştirilebilir (GG22 veya GG28 gibi) (BAYSAL, 1975).

Salyangoz içerisinde, çarkın her bir sabit dönme sayısı için sadece bir tek çalışma noktasında, ideal olarak tasarım noktasında, çevresel olarak değişmeyen akış koşulları oluşur. Bu çalışma noktasında çevresel olarak hız ve statik basınç sabit

kalır. Tasarım noktasından küçük debilerde salyangoz içerisinde yavaşlayan akış oluşur ve statik basınç salyangoz dilinden çıkışa doğru artar. Tasarım debisinden büyük debiler için ise hızlanan akış oluşur ve statik basınç çevresel olarak azalır.

Santrifüj pompa performansında etkili diğer bir eleman da difüzördür. Difüzörler kanatlı ve kanatsız olarak imal edilirler. Bir santrifüj pompada çarktan çıkan akışın kinetik enerjisi, tipik çalışma koşullarında sisteme giren toplam enerjinin yaklaşık %20' si ile %40' ı arasında değişir. Difüzörlerde akış alanının artmasıyla ortalama hızda düşme meydana gelir ve böylece kinetik enerjinin bir kısmı statik basınca dönüştürülmüş olur. Difüzörler akışın düzenlenmesinde ve radyal kuvvetin kontrolünde önemli roller oynayabilir.

Bu çalışmada, radyal pompa çarkı performansı özel olarak hazırlanan salyangozsuz bir düzenek vasıtasıyla ölçülmeye çalışılmıştır. Çark çıkışındaki hızların yönü ve şiddeti üç delikli bir basınç probu yardımıyla ölçülmüştür. Bir basınç transduseri ve bilgisayar vasıtasıyla ölçülen değerlerin hassas bir şekilde okunması sağlanmıştır. Bu deney düzeneğinde çark, frekans kontrollü bir elektrik motoru ile tahrik edilmiştir. Bu düzenekte difüzörlü ve difüzörsüz olarak yapılan deneylerden elde edilen verilerle çarkın ve difüzör-çark kombinasyonunun performans eğrileri belirlenmiştir. Bu performans eğrileri hem kendi aralarında hem de bir ticari merkezkaç pompa ile elde edilen performans eğrileriyle karşılaştırılmıştır. Ulaşılan neticeler ve analizleri ileriki bölümlerde ayrıntılı olarak verilmektedir.

2. KAYNAK TARAMASI

Pompalar mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren makinalardır. Pompalarda kullanılan akışkan ister sıvı ister gaz olsun akış veya akışkan sıkıştırılmaz kabul edilerek gerekli hesaplar yapılır. Özel kullanım alanları haricinde ısı transferi çok düşük mertebede olduğu için ihmal edilebilir. Bazı tür pompalarda iki fazlı akış söz konusu olabilir. Bu çalışmada tek fazlı akış hali ele alınmış ve deneyler su ile yapılmıştır.

Pompalar istenen bir debiyi belli bir dönme sayısında istenen bir manometrik yüksekliğe basmak için kullanılır. Bu işlem gerçekleştirilirken pompanın belli bir verimin altına düşmemesi de beklenir. Pompalarda kullanılan akışkan sıkıştırılmaz kabul edildiğinden pompanın çıkışındaki basınç veya hız ya da her ikisi birden artırılarak, akışkanın birim ağırlık başına düşen enerjisi artırılmış olur. Bu enerji akışkana çeşitli şekillerde verilebilmektedir. Pozitif ya da volumetrik olarak adlandırılan pompalarda dolup boşalan hazneler mevcuttur. Bu tip pompalarda kesikli bir akış söz konusudur. Santrifüj pompalarda giriş ve çıkış arasında kapak ya da süpab gibi akışı kısıtlayıcı herhangi bir eleman mevcut değildir. Giriş ile çıkış arası sürekli açık olduğundan akış periyodiktir ve kesikli bir karakter arz etmemektedir.

Bir pompanın performansını ve verimini tayin eden en önemli eleman çarktır. Bu nedenledir ki pompa teknolojisinde ilerleme kaydedebilmek için araştırmacılar çark ve çarkın dizayn şekilleri hakkında deneysel, teorik ve sayısal olarak birçok araştırma yapmışlar ve yapmaktadırlar. Akışkanın çarka girişi, çark içindeki davranışı, çarktan çıkarken ki hareket tarzı ve diğer pompa elemanlarının akışa olan etkileri araştırmacıların odak noktası olmuştur.

Yapılan kaynak taramasında santrifüj pompa performansı ve verimine etki eden faktörler incelenmiştir. Kanatlı ve kanatsız difüzörlü ve salyangozlu halde yapılan deneysel, teorik ve sayısal araştırmalar incelenmiş ve sonuçlar irdelenmiştir.

Bu araştırmalarda difüzör-çark ve salyangoz-çark etkileşimlerinin ve çarkın salyangoz içindeki çeşitli konumlarının pompa performansı ve verimine olan etkileri üzerinde çalışmalar yapılmıştır.

ÖZGÜR ve şEN (1979) santrifüj pompa ve vantilatörlerde çark geometrisinin manometrik yükseklik üzerine etkilerini incelemişlerdir. Deneylerde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Değişik kanat sayısındaki santrifüj çarklar, özel olarak hazırlanmış bir deney tesisatında salyangozlu ve salyangozsuz (düz yayıcılı) halde denenmiştir. Deney tesisatı, hidrolik tahrikli ve hızı ayarlanabilir bir çevirme sistemi, değiştirilebilir çarklı bir rotor, bir sandık ve ölçme sisteminden oluşmuştur. Emilen hava hacmi oldukça büyük bir sandığa basılmış ve sandıktan çıkan akışkanın debisi bir diyafram vasıtasıyla ölçölmüştür. Manometrik yükseklik, sandıktaki basınç ve difüzör çıkış hızı ile belirlenmiştir. Kayma değerinin efektif olarak ölçölebilmesi ve çark çıkış akımı hakkında daha ayrıntılı bilgi alınabilmesi için, hız, yön ve basınç traversleri bir prob vasıtasıyla yapılmıştır. Çark çıkışında yapılan hız ve açı ölçmelerinde, akış açısının (α) çarktan uzaklaştıka arttığı, ortalama hızların iç cidara yığıldığı ve çark çıkışından uzaklaşdıka bu yığılmanın ortadan kalktığı gözlenmiştir. Hız traversleri yoluyla elde edilen debi ile diyaframdan elde edilen debi arasında özellikle kısmi yüklerde büyük farklar görölmüştür. Çark çıkışındaki akım düzgünsüzlüğünün doğurduğu ölçme hatası, akışkan debisinin diyafram ile ölçölmesi sureti ile düzeltilmiştir. Bu sonuçlar ampirik formöl değerleri ile kıyaslanmış ve kısmi debilerde kaymanın değişimi izlenmiştir. Deney ile saptanan kayma değerleri formöl ile hesaplananların çok üzerinde çıkmıştır. Buna sebep olarak ise, ortalama hız açısının büyük ölçölmesi, ölçme kesidinin çark çıkışından uzaklığı nedeni ile α açısının sürtme yüzünden büyümesi ve kanatsız düz difüzörde kaymanın yüksekliği gösterilmiştir. Salyangozun kanatsız difüzör yerine konması ile, enerji transferi üzerindeki olumlu etkisi deneysel olarak gösterilmiştir. Salyangozlu sistemde manometrik yükseklikte bir artma, kayma değerlerinde de büyük azalma gözlenmiştir. Ayrıca, kanat geometrisi eř olan açık ve kapalı çarkların karakteristikleri kıyaslanmış ve labirent' in manometrik yükseklik üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çark giriş ağzı kenarı ile sabit gövde arasındaki kaçak kayıpları azaltmak üzere labirentli yıpranma halkası konulmuştur. Bu işlem neticesinde manometrik yükseklikte önemli miktarda bir artış gözlenmiştir. Manometrik

yükseklikteki bu artış kaçak akışın giriş şartlarını etkilemesi ve öndönmeyi arttırması ile açıklanmıştır.

AYSHESHIM ve STOFFEL (2000) kanatlı ve kanatsız difüzörlü bir santrifüj pompada nümerik ve laboratuvar deneyleri yapmışlardır. Bu araştırmalarında hem santrifüj pompada yapılan deney sonuçlarıyla 3 boyutlu Navier-Stokes kodunun geçerliliğini kontrol etmişler hem de rotor-stator etkileşiminin çark performansına etkisini incelemişlerdir. Kanatlı ve kanatsız difüzörlü halde radyal çarkın akış yönünde ve akışa ters yönde farklı debilerde düzgün ve değişken basınç ölçümleri yapmışlardır. Çark çıkışı ve difüzör kanatları giriş yüzü arasındaki radyal boşluk çark yarıçapının %3' ü nispetinde bırakılmıştır. Kanatlı difüzör için, deneyler travers düzlemi üzerindeki stator kanatlarının ön ve arka yüzleri arasında 9 farklı çevresel konumda yapılmıştır. Deney akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Akış parametrelerinin zamana bağlı çözümü ve zamana bağlı ortalama dağılımları iki difüzör kullanımı için karşılaştırılmıştır. Kanatsız difüzörde elde edilen zamana bağlı ortalama dağılımlar kanatlı difüzördeki yersel dağılımların ortalamasına benzer çıkmıştır. Çark performansı değerlendirilmiş, toplam manometrik basma yüksekliği ve teorik manometrik basma yüksekliği her iki difüzör tipi için de hemen hemen sabit kaldığı gözlenmiştir. Kanatsız difüzörle karşılaştırıldığında, kanatlı difüzörde akış düzgünsüzlüğünün stator kanatlarında artış gösterdiği görülmüştür. Travers düzlemindeki basınç dalgalanmalarının hacimsel debi ile arttığı ve stator kanatları emme yüzünde (kanat arkası) de yükseldiği gözlemlenmiştir. Stator çıkışındaki akışın çark kanatları geçiş frekansı ile periyodik olduğu, fakat basınç dalgalanması genliğinin stator girişiyle karşılaştırıldığında daha düşük olduğu belirlenmiştir. En yüksek basınç dalgalanması kanatlı difüzörde görülmüş ve stator kanatlarının emme yüzünde (kanat arkasında) meydana gelmiştir. Çark performansı iki difüzör kombinasyonunda da değişmeyerek yaklaşık sabit kalmıştır.

AKHRAS ve diğerleri (2001) dizayn noktasında bir santrifüj pompada kanatlı difüzörün çark içindeki akışa etkisini incelemişlerdir. Santrifüj pompadaki kararsızlık ve verim düşüklüğünü difüzör kanatları ön yüzündeki akışın süreksizliğine bağlamışlardır. Çark içindeki akış, yüksek debilerdeki süreksizlik ve kararsızlıktan dolayı akış yönünde oluşan asimetric şartlardan etkilenmektedir. Yapılan araştırmada, geriye dönük kanatlı çark ve kanatlı difüzörlü pompadaki iç akış Laser-Dopler Anemometresi ile incelenmiştir. Çark-difüzör etkileşiminin çark çıkışıyla

sınırlı olduğu ve çarkın daha iç bölgelerindeki akışa herhangi bir etkisinin olmadığı sonucuna ulaşılmıştır. Çark ve stator arasında, akışın çaprazlama kolayca geçemeyeceği şekilde boşluk bırakılmıştır. Difüzör kanatları çark çıkışındaki akışı etkilemektedir. Difüzör kanatlarının çark tarafındaki ilk yarısında karışık akış meydana gelmekte, ikinci yarısında da çarktan dolayı difüzör kanalına olan akış girişi periyodikliğini sürdürmektedir. Elde edilen bu sonuçlar doğrultusunda difüzör performansının çarktan gelen kompleks akış tarafından etkilendiği belirtilmiştir.

BAUN ve diğerleri (2000) yapmış oldukları çalışmada, dairesel salyangozlu santrifüj pompada çarkın salyangoza göre çeşitli pozisyonlarının hidrolik verim ve statik radyal kuvvet dağılımına etkilerini incelemiştir. Tipik bir dizayn şeklinde çark geometrik merkezi ile salyangoz geometrik merkezi çakışacaktır. Ancak, dairesel bir pompa salyangozunun çark merkeziyle bağlantısının salyangoz geometrik merkezinden eksantrikliği, hem hidrolik performansı hem de radyal hidrolik kuvvet karakteristiklerini esaslı bir şekilde değiştirebilir. Özellikle, dizayn debi katsayısında, salyangoza göre optimum pozisyondaki bir çarkın verimi maksimum değerde, radyal kuvvetlerin bileşkesi ise minimum değerdedir. Uygun konumda verim, merkezlenmiş konuma göre dairesel salyangozlar için %5 ve spiral salyangozlar için de %3.5 yükselme göstermiştir. Dizayn debi katsayısında boyutsuzlaştırma sonucuna ek olarak, dairesel salyangozlu çalışma durumu için, radyal kuvvet salyangoz merkezinde konumlandırılmış haldeki değeri olan 0.045 değerinden optimum konumundaki 0.005 değerine düşürülmüştür. Dizayn debi katsayısındaki radyal itki kuvvetinin bu değeri, spiral salyangoz durumundaki radyal itki kuvveti ile aynı mertebededir. Dairesel salyangozlu bir pompa çarkını salyangoza uygun şekilde konumlandırarak tipik bir spiral salyangozla karşılaştırıldığında pompa hidrolik performansı veya radyal kuvvet karakteristiği uzlaşması olmaksızın, dairesel salyangozun tasarım basitliğinden yararlanılabilir. Bu araştırma, dairesel salyangoz $r_{3cv}/r_2=1.688$ (dairese salyangoz giriş yarıçapının çark çıkış yarıçapına oranı), spiral salyangoz $r_{3sv}/r_2=1.063$ (spiral salyangoz giriş yarıçapının çark çıkış yarıçapına oranı) ve dairesel ve spiral salyangozun aynı boğaz alanına sahip olması hallerinde gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerde dairesel salyangozlu pompa için uygun eksantriklikte optimum bir çark-salyangoz konumu bulunmuştur. Dairesel salyangozlu haldeki radyal kuvvet karakteristiğinin büyüklüğü, spiral salyangozlu haldeki ile aynı çıkmıştır. Düşük debi sayılarında, $\phi/\phi_{ref}<0.8$ halinde kuvvet

vektörlerinin açısız oryantasyonu, uygun konumlandırılmış dairesel ve spiral salyangoz için yaklaşık aynı çıkmıştır. Debi sayısı dizayn debi sayısı üzerine çıktığında, kuvvet vektörleri oryantasyonundaki ayrılma, uygun konumlandırılmış bir dairesel salyangozda negatif olarak, spiral salyangozda ise pozitif olarak artmıştır. Dizayn debi sayısı üzerinde kuvvet oryantasyon vektörleri ortak bir değere asimptotik olarak yaklaşmıştır. Düşük debilerde optimum noktada salyangoz ile çarkın çeşitli şekillerde konumlandırılmasıyla elde edilen manometrik basma yüksekliği eğrilerinin istikrarı artmıştır. Kısmi debilerde çarkın salyangoz içindeki her konumu için toplam kuvvetler minimum değerlerini almışlardır.

TAMM ve diğerleri (2001) santrifüj pompa toplam verimindeki etkili verim bileşenlerini karşılaştırmışlar ve mertebeleri hakkında deneysel, teorik ve nümerik araştırma yapmışlardır. Deneylerde tek kademeli salyangozlu pompa kullanılmıştır. Teorik yaklaşımda farklı kayıplı modelleri ve kabuller yapılmıştır. Deney pompası, değişik salyangoz-çark konumları ve devir sayıları için $H(Q)$ ve $\eta(Q)$ karakteristik eğrilerini elde etmek için çark ve salyangoz 3-boyutlu olarak simüle edilmiştir. Pompa optimum çalışma noktasında yataklardaki farklı radyal boşluklar için disk sürtünmeleri ve sızıntı kayıpları da göz önüne alarak modellenmiştir. Deneylerden elde edilen verilerle simülasyon sonuçları arasındaki farklar her bir çark kanalından geçen kütsel debideki eşitsizlikle açıklanmıştır. Bu etki salyangozda çevresel olarak statik basıncın değişmesine sebep olmuştur. Hesaplamalı Akışkan Dinamiği sonuçları sanki daimi formülasyonun kabul edilebilirliğini göstermiştir. Verimle ilgili detaylı çalışmada, teorik modelin tahmin edilen iç verimi disk sürtünme kayıplarından dolayı yaklaşık % 1.5 farklı çıkmıştır.

KAUPERT ve STAUBLI (1999a) çift spiral salyangoza sahip yüksek özgül hızlı santrifüj pompa çarkındaki daimi olmayan basınç alanında salyangozun etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Bunun için, 25 adet piyezorezistif basınç ölçme elemanı tek bir kanat geçişine monte edilmiş ve bu arada telemetre sistemi ile dönen çarkta basınç ölçümleri alınmıştır. Değişen debinin basınç ölçme elemanları üzerindeki etkisi, basınç alanı büyüklüğünün ve faz değişiminin terimleriyle değerlendirilmiştir. Bütün tasarım dışı noktalarda, salyangozdaki daimi basınç alanının etkisi, çarktaki daimi olmayan basınç alanına baskın gelmiştir. Hacim akısı şeklinde çoğalan çark-salyangoz etkileşimindeki basınç dalgalanmaları büyüklük bilgisini açıklamaktadır. Santrifüj pompa salyangozundaki çevresel basınç değişimi,

açısal momentum değişiminin bozukluğundan kaynaklandığını belirtmişlerdir. Bu basınç değişimi dönel sistemde değişkendir ve dil bölgesi geçiş frekansıyla baskınlaştırılmıştır. Salyangoz dil bölgesinde, iki farklı akış rejiminde sağlanan basınç gradyeninin çarkta ani bir basınç dalgalanması yapması, sınır tabaka ayrılmasına sebep olmaktadır. Akış alanı düzgünsüzlüğü optimum noktadaki hacimsel debide gelişmiştir ve pompa karakteristiğindeki anormalliklerin olduğu debi sayısının altında meydana gelmiştir. Kısmi yüklerde basınç alanı dalgalanmaları pompa manometrik basma yüksekliğinin %35' i kadar artmıştır. Çark çıkışındaki basınç dalgalanması, kanat eğriliği ve dönme gibi faz gecikmesi oluşturan yerler dışında, ses hızında meydana gelen çıkışlarda kanat kanalı boyunca çoğalmıştır.

KAUPERT ve STAUBLI (1999b) yüksek özgül hızlı santrifüj pompa karakteristiğindeki ani değişimleri incelemişlerdir. Pompa karakteristiğindeki ani değişimler, karmaşık üç boyutlu sirkülasyonlu akış içeren kararsız ortam sonucu meydana gelmektedir. Değişen akış alanında yüksek özgül hızlı santrifüj bir pompa karakteristiğindeki ani değişim deneysel olarak incelenmiştir. Pompanın mil gücündeki ve basınçtaki değişim, gücü azaltan sirkülasyon bölgeleri ve öndönme hipotezi ile açıklanmıştır. Araştırma dönel ve sabit şasili bir deney tesisatında yapılmıştır. Dönel şaside veriler çark kanadı geçişine yerleştirilen 25 adet küçük basınç transduceri vasıtasıyla telemetri sistemine aktararak alınmıştır. Sabit şaside ise yüksek duyarlı prob kullanılmıştır. Değişken çark akış alanındaki basınç dalgalanmalarının ani değişimleri gözlemlenmiş ve bu bilgiler kullanılarak konum, büyüklük ve sirkülasyon kuvveti belirlenmiştir. Pompanın kısa süreli çalışması esnasında, ani değişim rejiminde kullanılabilen hidrolik güç değişimi oranı daralma oranı fonksiyonu cinsinden teorik olarak bulunmuştur. Sanki daimilik yavaş daralmalarda meydana gelmiştir. Daralma oranında, ikinci dereceden lineer olmayan bağımlılık çark sirkülasyonunun başlama/durması esnasında kullanılabilir akış gücü değişimiyle belirlenmiştir. Pompa basınç sayısı, güç sayısı ve verimindeki süreksizlik, verimin %3' e yakın değişimi sonucu aynı debi sayısında meydana gelmiştir. Pompa gücü düşümüne sebep olan çarktaki öndönme ve sirkülasyon konusu, güç sayısı ve basınç sayısı karakteristiklerinin süreksizlikleri arasındaki farkın büyüklüğünü açıklamak için ileri sürülmüştür. Giriş sirkülasyonu, basınç sayısı süreksizliğinin olduğu debi sayısı değerlerinde kısa süreli başlama/durmalar için gösterilmiştir. Bu durum basınç sayısı geçici davranışının yorumunda

kullanılmıştır. Girişteki sirkülasyon bölgesi kuvvetli bir ortam olduğundan tüm yapısı kararlı kabul edilmiştir. En yüksek debi sayısında meydana gelen basınç dalgalanmaları için sirkülasyon hareketi, emme kenarı çark yanağında çark kanalı ilk yarısına kadar devam etmiştir. Çark kanalı ortasından sonra sirkülasyon, giriştekenden daha zayıf olan basınç dalgalarından dolayı geçiciliği yüksek bir hal almıştır. Giriş ve çıkış sirkülasyon bölgelerindeki basınç ölçümlerinin temelinde, çark kanalı boyunca geçici olarak bağlanmış bir sirkülasyon bölgesinin var olduğu ve ayrılmaz şekilde olduğu düşünülmüştür. Çıkıştaki sirkülasyonun salyangoz konfigürasyonu tarafından etkilendiği ileri sürülmüştür. Geçici çalışmada pompa basınç sayısının süresiz davranışı, teorik ve deneysel olarak değerlendirilmiştir. Belirli basınç sayılarında bir süresizlik olmadığı bulunmuş, bu da testlerde debi sayısındaki azalma ve debi sayısının zamana bağlı değişimindeki artışla ilişkilendirilmiştir. Debi ayar vanasının hızlı bir şekilde açılması pompa karakteristiği ani değişim rejiminde daha büyük etkiler yapmıştır. Debi sayısında zamana bağlı gerçekleşen yavaş değişimlerde karakteristikteki ani değişimler sanki daimi gibi görülmüştür. Debi sayısındaki hızlı değişimlerde sanki daimi yaklaşımının, pompa karakteristiği ani değişim rejimi davranışının anlaşılmasında kullanılması uygun görülmemiştir.

MUNCH ve diğerleri (2000) uygun şekilde üretilmiş ve dizayn edilmiş salyangozlu pompalarda, verimin artırılması için deneysel bir araştırma yapmışlardır. Test pompası olarak özel tasarlanmış tek kademeli salyangozlu bir pompa kullanılmıştır. Yüzey pürüzlülüğünün verime etkisini incelemek için, test pompasının değişik yüzeylerinde uygun şekilde belirlenmiş yapay pürüzlülük üreten özel bir metod geliştirilmiş ve kullanılmıştır. Önceden parlatılmış yüzeyler daha sonra standart boyutlarda yapıştırılmış silisyumkarbit taneleriyle şekillendirilmiş homojen tabakalarla kaplanmıştır. Test sonuçları aynı tip pompalarla karşılaştırıldığında, verimde yaklaşık %10' luk hatırı sayılır bir artış meydana gelmiştir. Pompalarda izafi verim arttırımı için teorik olarak varolan potansiyelin mekanik dizayn, uygun üretim ve yüzey pürüzlülüğünün giderilmesiyle önemli miktarda arttırılabileceği gösterilmiştir. Yüzeylerin düzleştirilmesi ve pompa içersindeki boşlukların düşürülmesi hem verimi arttırmış hem de eksenel kuvvet dengesini sağlamıştır. Düşük özgül hızlı pompalar için, salyangoz yüzeyi pürüzlülüğü verim artışında etkin bir şekilde görülmüştür. Sonuçlar düzgün yüzeyli pompa parçalarının verimliliği

hakkında nicel bir bilgi vermiş ve üretim bedeline karşılık pompa ömür bedeli hakkında karar vermede yardımcı olmuştur. Test pompasında erişilebilir maksimum teorik verimdeki %3' lük düşüklük hem test pompasının bazı uygun olmayan şekliyle hemde teorik tahmindeki basit bazı kabullerle açıklanmıştır.

LONGATTE ve KUENY (1999) bir santrifüj pompada çark-salyangoz etkileşimini nümerik olarak analiz etmişlerdir. İlk sonuçlar pompadaki basınç çalkantılarında elemanların etkisinin dikkate alınmasının gerekliliğini göstermiştir. Pompa, sistemdeki debi ve basınç çalkantılarının kaynağıdır. Debi ve basınç dalgalanmalarında çark kanatlarının salyangoza göre konumu önem arz etmektedir ve de bu dalgalanmalar pompanın sistemdeki yerine bağlıdır. Debi ve manometrik yükseklik, kanat salyangoz dili hizasındayken minimum değerini almıştır. Nümerik sonuçlar debi dalgalanmalarının sebebinin pompa olduğunu göstermiştir. Pompada tek tek yapılan hesapların karşılaştırılmasından, basınç dalgalanmalarını hesaplarken sınır şartlarının etkisinin yüksek olduğu ve pompa sınır şartlarını değerlendirmede vede bağlantı devresini geliştirmede nümerik simülasyonun dikkate alınması gerektiği ortaya çıkmıştır.

HESSE ve HOWARD (1999) 8-kanatlı ve 16- kanatlı santrifüj pompa çarklarında dizayn debisinde kanat yükünün bağıl hız alanı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Deneylerde Laser-Dopler Anemometresi ile ölçüm yapmışlardır. Ölçülen birincil ve ikincil hızlar ile türbülans önceden tahmin edilemeyen kanat yükü etkisini göstermektedir. 16-kanatlı çarkta yüksek kanat yükünde emme kenarı sınır tabakası hızla kalınlaşmış ve bu da geçici ayrılma başlangıcının çark çıkışına yakın olduğunu akla getirmiştir. Aynı şartlarda 8-kanatlı çarkta ise çark içinde gözlenen herhangi bir yerde ayrılma başlangıcı görülmemiştir. Emme kenarında ince bir sınır tabaka ile birlikte tüm kanat kanalı boyunca potansiyel akışa yakın bir akış görüntülenmiştir. Çark kanalındaki emme tarafına yakın ölçüm noktalarında, hem 8 hem de 16-kanatlı çarkta birincil akışın baskın potansiyel akış olduğu gözlemlenmiştir. Düşük kanat yükünde 16-kanatlı çarkta, emme kenarı sınır tabakası kanat kanalı orta noktasından sonra kayda değer şekilde büyüme göstermiştir. Bu büyüme birincil akışın potansiyel akış olarak temsil edilemediği noktaya kadar sürmüştür. Emme kenarı sınır tabaka büyümesi ve akış ayrılması beklenenin aksi yönde gerçekleşmiştir. 16-kanatlı çarkta ikincil vorteks modeli, kendi sınır tabakalarından emme kenarı sınır tabakasına doğru çark yanağı ve çark göbeğindeki vortekslerle gelişen baskın bir vorteks olarak

başlamıştır. 8-kanatlı çark halinde ender görülen kenardan kenara vorteks hali başlamıştır. Çark yanağı ve çark göbeği vorteksleri 16-kanatlı çarktaki ile aynı şekilde gelişmiş ve akış yönünde ilerlemiştir. Kenardan kenara vorteks halinin küçük çaplarda düşük enerjili akışın çark yanağı sınır tabakasından emme kenarı sınır tabakasına doğru hareketi, emme kenarı sınır tabakasındaki büyümenin azalması ve emme kenarı ayrılmasına eğilim ile azalmasının mümkün olduğu ileri sürülmüştür. Her iki çarkta da potansiyel bir vorteks ölçülmüş fakat basınç kenarında akış durgunluğu gözlenmemiştir. 16-kanatlı çark halinde büyük yarıçaplarda geçici akış ayrılmasının emme kenarı çark göbeğinde gerçekleşmesi önerilmiştir. Dizayn debisinde her iki çarktan alınan hız verilerinde akış ayrılmasına sebep olabilecek bir kanıt rastlanmamıştır. Kanat pik yüküne dayanan emme kenarı ayrılması için bilinen basit kanat yükü kriterlerinin deneylerde kullanılan tarzda bir pompa çarkı için kullanılmasının uygun olmadığı ortaya çıkmıştır. Hız alanı ölçümleri neticesinde değişen bir ikincil akış alanı oluşturulması önerilmiştir. Böylece emme kenarı sınır tabakasının büyümesi ve ayrılmaya olan eğilimin kontrol edilebileceği vurgulanmıştır. Bu değişken yapının potansiyel vorteks ve düşük-orta özgül hızlı radyal pompa çarkı dönel kanalındaki akışın etkileşimiyle ilişkili olduğu görülmüştür. Yüksek kanat yüküne erken akış ayrılmasına meydan vermeden müsaade edilebileceği ve bunun da kanat kanalı boyunca ayrılmanın gerçekleştiği yerde kuvvetli bir girdap vorteksine sahip olmasıyla yapılabileceği belirtilmiştir.

ÖZGÜR ve KARADOĞAN (1979) yapmış oldukları çalışmada radyal turbomakina çark çıkışındaki hız ölçümlerinin hata kaynaklarını incelemişlerdir. Hidrolik verimin doğrudan ölçülmesi için kullanılan yöntemlerden biri de çark çıkışında hız taramaları yapmaktır. Çark çıkışında akışın daimi olmama karakteri, türbülans mertebesinin yüksekliği ve yön ölçmesindeki hassas durum yapılan değerlendirmeleri önemli derecede etkilemektedir. İki kanat arasındaki izafi akışın düzgün olmaması ve özellikle kısmi yüklerde ölçme hatalarının büyümesi nedeniyle çark çıkışındaki akışın pülzatif karakterini muhafaza ettiği varsayımını ileri sürmüşlerdir. Bu teoriye göre, ortalama çıkış hızının teğet ile yaptığı açı, pülzatif çıkışlı akışın teğet ile yaptığı açıdan küçük olmaktadır. Bu iki açıyı birbirine bağlayan basit bağıntıda, kanatlar arasındaki bağıl akışın hareket miktarı katsayısı bir faktör olarak etkili olmaktadır. Bu durum çıkış hız ölçmelerindeki anormalliğin kısmi yüklerdeki artışı açıklayabilmektedir. Radyal bir pompa çarkının kanatları arasındaki kanallardan bir

kısmı tıkanarak deneyler yapılmıştır. Meydana gelen hız traverslerine dayanılarak hesaplanan debilerin, gerçek debilerden optimum nokta civarında yüzde yirminin üzerinde, kısmi debilerde ise yüzde yüze varan farklar oluşturduğu görülmüştür. Bu farklar kanalları açık olan çarkta ölçülen değerlerin çok üzerinde çıkmıştır.

Yapılan literatür taramasında, araştırmacıların son yıllarda hem deneysel araştırmaların zorluğu ve mali külfeti hem de bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişmelerden dolayı sayısal yöntemlere yöneldiği görülmüştür. Çok kısıtlı deneysel araştırmalarda da hem sistemde oluşacak kuvvetlerin azlığı hem de kolaylık açısından genellikle hava kullanılmıştır. Yapılan araştırmalarda difüzör ve salyangozun çarktan sonraki ve çark içindeki akışa etkileri incelenerek bunların pompa performansını hangi yönde etkilediği tahlil edilmeye çalışılmıştır. Ayrıca, çarkın salyangoz içindeki çeşitli konumları için deneyler yapılarak pompa performansı ve meydana gelen kuvvetler incelenerek deneylerde kullanılan çark-salyangoz ikilisi için optimum bir çark-salyangoz konumu bulunmuştur.

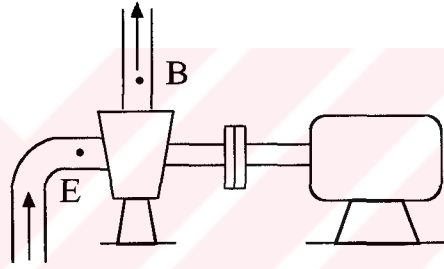
Kanatlı difüzör ile yapılan deneylerde, difüzör kanatlarının çark çıkışındaki akışı etkilediği, fakat çark içindeki akışa herhangi bir etkisinin olmadığı tayin edilmiştir. En yüksek basınç dalgalanmasının difüzör kanatlarının arka yüzünde (emme kenarında) meydana geldiği ve basınç dalgalanmalarının kanatsız difüzöre nazaran daha yüksek olduğu görülmüştür. Kanatsız difüzör ve salyangoz ile yapılan deneylerde, salyangozun pompa performansına pozitif yönde bir katkı sağladığı belirlenmiştir. Bu durum, salyangozun çark çıkışındaki kayma değerini iyileştirici yönde bir etkiye sahip olduğu şeklinde açıklanmıştır.

Çark kanalları arasındaki izafi akışın düzgünsüzlüğü, özellikle kısmi yüklerde, çark çıkışında hız ölçümündeki hataları artırmaktadır. Çark çıkışındaki ortalama hızın teğet ile yapmış olduğu açıda gerekli düzeltmeler yapılarak, çark çıkışında hesaplanan debi değerleri gerçek debi değerlerine indirgenebilmektedir. Bu bilgilerin doğrultusunda araştırmada kullanılmak için özel bir deney tesisatı tasarlanmış ve çark çıkışında hız ölçümleri yapılmıştır. Aynı çark ile santrifüj pompa deney düzeneğinde elde edilen pompa karakteristik eğrisi, salyangozsuz deney düzeneğinde difüzörlü ve difüzörsüz haldeki deneylerde çark çıkışından okunan hız değerlerinden elde edilen performans eğrileri ile karşılaştırılmıştır.

3. POMPALARDA TEMEL KAVRAMLAR

3.1. Pompalarda Özgöl Enerji, Manometrik Basma Yüksekliği, Tanım Büyüklükleri ve Özgöl Hız Kavramları

Pompalar emme borusundan aldıkları sıvıya çark adı verilen eleman vasıtasıyla enerji kazandırarak basma flanşından tahliye ederler. Bu işlem esnasında her birim kütledeki akışkanın kazandığı enerjiye Özgöl Enerji adı verilir. Akışkanlar mekaniğinde Özgöl Enerji kavramı Y ile gösterilir ve birimi m^2/s^2 veya J/kg' dır.



Şekil 3.1. Pompa şematik gösterimi

Şekil 3.1' de bir pompa şematik olarak gösterilmiştir. Burada B basma, E ise emme tarafını temsil etmektedir. Pompanın basma tarafındaki akışkanın birim kütlesinin toplam enerjisi ile emme tarafındaki toplam enerjisi arasındaki fark, akışkanın birim kütlesinin pompadan geçerken kazandığı net enerjiyi temsil eder.

$$Y = \left(gz_B + \frac{P_B}{\rho} + \frac{C_B^2}{2} \right) - \left(gz_E + \frac{P_E}{\rho} + \frac{C_E^2}{2} \right) \quad (3.1)$$

Bu ifadede z : konum (m), P : basınç (Pa), C : hız (m/s), ρ : akışkan yoğunluğu (kg/m^3) ve g : yerçekimi ivmesini (m/s^2) göstermektedir. Özgöl Enerjinin akışkan yüksekliği karşılığına ise pompanın Manometrik Basma Yüksekliği denir. Hidrolik makinalarda Manometrik Basma Yüksekliği kavramı pompalar için kullanılmaktadır ve H_m ile gösterilmektedir.

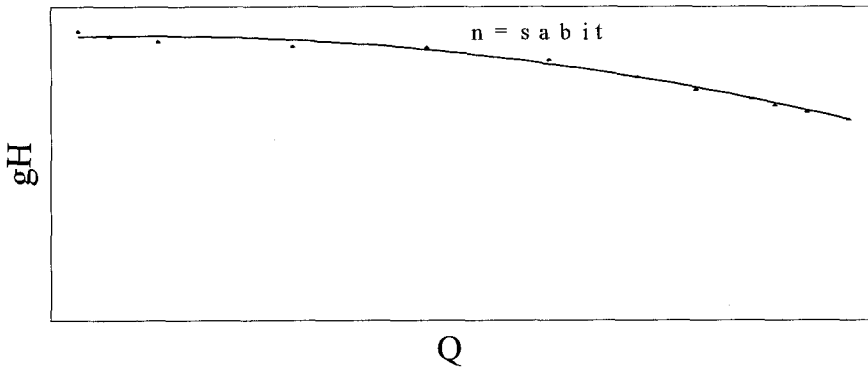
$$H_m = \frac{Y}{g} = \left(z_B + \frac{P_B}{\rho g} + \frac{C_B^2}{2g} \right) - \left(z_E + \frac{P_E}{\rho g} + \frac{C_E^2}{2g} \right) \quad (3.2)$$

(3.2) eşitliğinden de rahatlıkla anlaşılabileceği gibi belli bir konuma, basınca ve kinetik enerjiye sahip birim ağırlıktaki akışkan parçacığına pompa tarafından enerji kazandırılmaktadır. Pompa bu işlemi çark vasıtasıyla gerçekleştirir. Çark ise hareketini genelde bir elektrik motorundan alır. Akışkana bu enerjiyi kazandırabilmek için pompa milinden belli bir güç çekilmektedir. Çekilen bu güç P ile gösterilir ve şu şekilde ifade edilir:

$$P = \frac{1}{\eta} \rho Q g H_m \quad (3.3)$$

Bu eşitlikte Q : akışkanın hacimsel debisini (m^3/s), gH_m : akışkanın özgül enerjisini (m^2/s^2) ve η : pompa genel verimini ifade etmektedir. (3.3) eşitliğinin sağ tarafındaki $\rho Q g H_m$ terimi hidrolik gücü ifade eder ve P_o ile gösterilir.

Bir akım makinası dönme sayısı, debi, özgül enerji, verim ve güç (n , Q , gH , η , P) büyüklükleri ile tanımlanır. Bu beş büyüklüğe akım makinasının Tanım Büyüklükleri adı verilir. Bu büyüklüklerden dönme sayısı ve debi (n ve Q) bağımsız büyüklükler olup diğerleri bu ikisi cinsinden ifade edilir ($gH=f(n,Q)$, $P=f(n,Q)$, $\eta=(n,Q)$). Bu bağıntıların kuramsal yöntemlerle elde edilmesi tam olarak mümkün değildir. Dolayısıyla makina üzerinde yapılan deneylerle bağımlı büyüklüklerin bağımsızlara bağlı olarak nasıl değiştikleri tespit edilir. Uygulamada pompanın basma borusuna konulan vana vasıtasıyla ayarlanan debi ve o debideki dönme sayısında alınan ölçümlerden gH hesaplanır. Böylece pompanın belirli bir debi ve dönme sayısında bir çalışma noktası bulunmuş olur. Bunun gibi bir çok noktada ölçümler yapılarak (sabit dönme sayısında debi değiştirilerek) gH - Q düzleminde sabit dönme sayısında aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi eğri elde edilir.



Şekil 3.2. gH - Q karakteristik eğrisi

Çeşitli dönme sayılarında debilerin değiştirilmesiyle pompaya ait farklı eğriler elde edilir. Bu eğrilere pompanın Tanım Eğrileri (Performans Eğrileri veya Çalışma Eğrileri veya Karakteristikler) adı verilir. Her pompanın sonsuz sayıda çalışma noktası mevcuttur. Bu noktalar makinanın biçimine, büyüklüğüne ve akışkan cinsine göre değişmektedir. Akışkan ve deneyin yapıldığı pompa değiştirilirse elde edilen eğriler de değişir.

Bir akım makinasının bağımlı büyüklükleri, bağımsız büyüklüklere yani makinanın büyüklüğüne, biçimine ve akışkan cinsine bağlı olarak değişik değerler alır. Biçim sayıları (L_1/D , L_2/D , $L_3/D...$) aynı olan makinalar birbirlerine geometrik olarak benzer makinalardır. Makinanın bağımlı büyüklükleri bir takım boyutsuzlaştırma işlemleri yapılarak bağımsız büyüklükler ve biçim sayıları cinsinden ifade edilebilir.

Bir türbomakinanın Tanım Büyüklükleri olarak isimlendirilen bu boyutsuz büyüklükler Basınç Sayısı, Debi Sayısı, ve Güç Sayısı adını alırlar ve şu şekilde ifade edilirler:

$$\psi = \frac{gH}{n^2 D^2} \quad (3.4)$$

Bu eşitlik basınç sayısı olarak adlandırılır ve bir makinanın özgül enerji dönüşüm yeteneği hakkında bilgi vermektedir. Dönme sayıları ve çark çapları aynı olan değişik tiplerdeki makinalar düşünülecek olursa, basınç sayısı büyük olan akım makinasının özgül enerjisi büyük, küçük olanın ise küçük olacaktır. Aynı tipteki makinaların basınç sayıları küçük bir aralıkta değişmektedir. Örneğin tam merkezkaç pompaların basınç sayıları $1 < \psi' < 1.25$ aralığında değişmektedir ($\psi' = 2gH/U^2$).

$$\phi = \frac{Q}{nD^3} \quad (3.5)$$

(3.5) eşitliği debi sayısını ifade etmektedir. Bir türbomakinanın debi transfer edebilme yeteneğinin göstergesidir. Aynı çap ve dönme sayısındaki türbomakinalar dikkate alınacak olursa, debi sayısı büyük olan makinanın daha fazla akışkan transfer edeceği aşıkardır. Benzer şekilde buradan bir türbomakinanın debisinin akışkan cinsinden bağımsız olduğu görülmektedir. Ayrıca makinanın debisi dönme sayısı ve makina büyüklüğünün kübü ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

$$\nu = \frac{P}{\rho n^3 D^5} \quad (3.6)$$

eşitliğine ise güç sayısı denir. Diğer tanım büyüklüklerinden farklı olarak akım makinası mil gücünün akışkan cinsine bağlı olduğu görülmektedir. Aynı bir makinanın gücü dönme sayısının kübü, makina büyüklüğünün beşinci kuvveti ve akışkan yoğunluğunun birinci kuvvetiyle doğru orantılı olarak değişmektedir.

Bir türbomakinada etkili olan asıl kuvvet atalet kuvvetidir. Sürtünme kuvvetleri ihmal edilebilecek mertebededir. Atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı akışkanlar mekaniğinde Reynolds sayısı ($Re=VD/\nu$) ile temsil edilir. Reynolds sayısının etkisi ihmal edildiğinde akışkan cinsi (ρ , μ) ve makina büyüklüğü (D) ne olursa olsun benzer makinalarda bir tane bağımsız tanım büyüklüğü mevcuttur. Bu tanım büyüklüğü ϕ debi sayısıdır ve diğer tanım büyüklükleri ψ , ν ve η bu tanım büyüklüğü cinsinden yazılarak $\psi=f(\phi)$, $\nu=f(\phi)$ ve $\eta=f(\phi)$ eğrileri elde edilir.

Bir türbomakinanın tipini saptamak için tasarım noktasındaki ψ ve ϕ değerlerine bakmak gerekir. Makina tasarımında hesaplara başlandığında makinanın büyüklüğü (D) bilinmediğinden ψ ve ϕ değerleri tesbit edilememektedir. Bu iki büyüklük arasında D' ler yok edildiğinde n , Q ve H' ya bağlı bir bağıntı elde edilir. Elde edilen bu boyutsuz sayıya Tanım Sayısı veya Özgül Hız adı verilir ve n'_q ile gösterilir.

$$n'_q = n \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (3.7)$$

Bu eşitlikte n : dönme sayısı (d/s), Q : hacimsel debi (m^3/s), gH : özgül enerji (m^2/s^2)'yi göstermektedir. Türbomakina literatüründe başlangıçta özgül hız değişik bir açıdan ele alınmış ve

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.8)$$

şeklinde tanımlanmıştır. (3.8) eşitliğinde dönme sayısı makinanın dakikadaki devri olarak düşünülmüş ve g yerçekimi ivmesi hesaba dahil edilmemiştir. Dolayısıyla n_q değeri boyutlu bir ifade çıkmaktadır. n_q ile n'_q arasında ise:

$$n_q = 333 n'_q \quad (3.9)$$

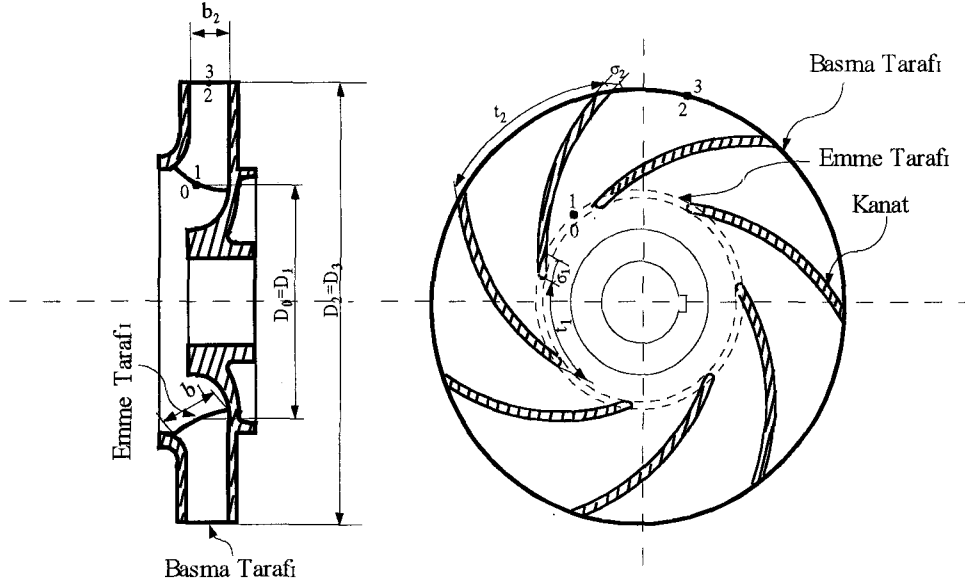
eşitliği mevcuttur. Benzer makinaların özgül hızları aynıdır. Özgül hız değiştikçe makinanın biçimi de değişir. $n_q = 10\sim 30$ aralığında tam merkezkaç çark, $n_q = 30\sim 60$ aralığında merkezkaç çark, $n_q = 50\sim 150$ aralığında yarı eksenel çark ve $n_q \geq 110$ için eksenel çark tipi sözkonusudur.

Bir akım makinasında n ve Q sabit tutularak H arttırıldığında çark dış çapı büyür. Böylece çark giriş ve çıkış çapları arasına yerleştirilen kanatların uzunlukları ve dolayısıyla akışkanın geçeceği yüzeyler artar. Çark içindeki kanallarda istenen akışın oluşabilmesi için kanat sayısı arttırılır. Kanat sayısı ve uzunluklarının arttırılması sürtünme yüzeylerinin artması anlamına gelmektedir. Basma yüksekliği değerinin sürekli arttırılması ve buna bağlı olarak da n_q değerinin düşürülmesi, çark kanallarının dar ve uzun yapısını da arttırmaktadır. Bu yüzden bir noktadan sonra çark ekonomikliğini kaybetmektedir. $n_q < 10$ olduğu durumlarda pompa kademeli olarak imal edilmektedir.

3.2. Santrifüj Pompa Çarkı Hız Üçgenleri

Pompa çarkı içinden geçen bir akışkan parçacığının sahip olduğu hızın iki bileşeni vardır. Akışkan parçacığı, bir taraftan çarka göre W bağıl hızı ile ilerlerken aynı zamanda da çarkla birlikte U çevresel hızı ile döner. Sürüklenme hızı olarak da adlandırılan U hızının değeri, çarkın açısal hızı (ω) ve akışkan parçacığının çark merkezinden uzaklığına (r) bağlı olarak değişmektedir. Akışkan parçacığının çark kanatları arasındaki hareketi bağıl hız (W) ile sağlanmaktadır. Bağıl hızın olmaması durumunda akışkan parçacığı sadece çark ile beraber döner, çark içinde herhangi bir yol katetmez.

Çark içindeki akışta, sürüklenme hızı ve bağıl hızın vektörel birleşimi ise C mutlak hızını oluşturur ve dışarıdan akışkan parçacığının hareketiyle gözlemlenen hız bu mutlak hızdır. $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$ şeklinde ifade edilir. Bu vektörel toplamın akışın incelenen noktasında oluşturduğu üçgene hız üçgeni denir. Pompa çarklarının herhangi bir noktasında hız üçgenlerinin belirlenmesi, akış karakterini anlamak bakımından önemlidir. Özellikle çark girişi ve çıkışındaki hız üçgenlerinin tayini pompa çarkı tasarımında ön plana çıkar. Şekil 3.3' de santrifüj bir pompa çarkının genel görünümü ve temel büyüklükleri görülmektedir. Çark içindeki akış yönüne bağlı olarak akışın çark kanadına girdiği ve çıktığı noktalar 0, 1, 2 ve 3 rakamlarıyla belirlenmiştir.



Şekil 3.3. Santrifüj pompa çarkı temel büyüklükleri

Akışkan parçacığı 1 noktasından çark içine girerek, 2 noktasında çark kanalından çıkmaktadır. 0 ve 3 noktaları sırasıyla akışkan parçacığının çark kanalına girmeden önceki ve çark kanalını terkettiği andaki noktaları işaret etmektedir. Kanat kalınlıkları nedeniyle 1 ve 2 noktalarındaki akışın geçtiği kesitler, 0 ve 3 noktalarındaki kesitlerden daha küçüktür. Dolayısıyla akışkan parçacığının 0 noktasından 1 noktasına gelmesi halinde kesit daralmasından dolayı hızı artacak, 2 noktasından 3 noktasına geldiğinde ise hızı azalacaktır. Bu ise sözkonusu noktalardaki hız üçgenlerinin formunu değiştirecektir. Şekil 3.3' de görülen D_0 çapı D_1 çapına ve D_2 çapı da D_3 çapına eşit alınırsa ilgili noktalardaki alanlar:

$$A_0 = \pi D_1 b_1 \quad (3.10)$$

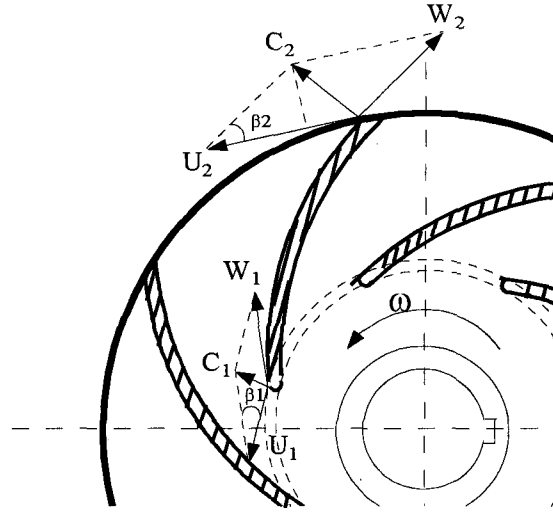
$$A_1 = \left(1 - \frac{\sigma_1}{t_1}\right) \pi D_1 b_1 = \lambda_1 \pi D_1 b_1 \quad (3.11)$$

$$A_2 = \left(1 - \frac{\sigma_2}{t_2}\right) \pi D_2 b_2 = \lambda_2 \pi D_2 b_2 \quad (3.12)$$

$$A_3 = \pi D_2 b_2 \quad (3.13)$$

şeklinde ifade edilir. Buradaki λ büyüklüğüne daralma katsayısı denir ve çark kanatlarından dolayı akış kesitinde meydana gelen daralmayı gösterir. Formüllerdeki

t_1 ve t_2 Şekil 3.3' de de görüldüğü gibi kanat açıklığını belirtmektedir ve z çark kanat sayısı olmak üzere $\pi D/z$ şeklinde hesaplanır.



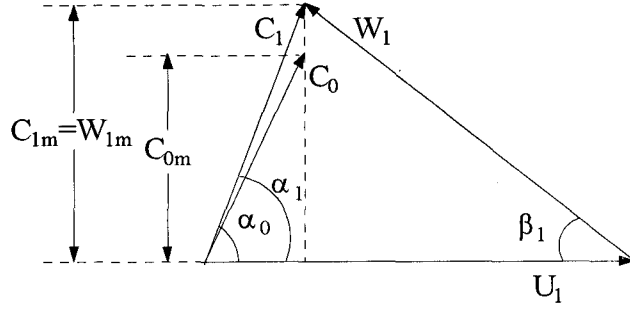
Şekil 3.4. Çark giriş ve çıkışı hız üçgenleri

Şekil 3.4' de çark giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri çizilmiştir. U_1 ve U_2 sürüklenme hızları giriş ve çıkış çemberlerine teğet, W_1 ve W_2 bağıl hızları da teorik olarak kanat profillerine teğettir. Sürüklenme hızı çarkın açısal hızı (ω) ve akışkan parçacığının çark merkezinden uzaklığına bağlı olduğundan, çark çıkışındaki sürüklenme hızı çark girişindekinden daha büyüktür.

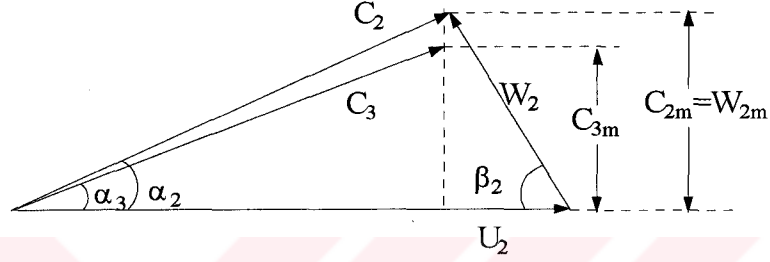
Şekil 3.5 ve Şekil 3.6' daki emme ve basma tarafı hız üçgenlerinde görülen $\bar{U}$ ile $\bar{C}$ vektörleri arasındaki α açılara akış açıları denir. $\bar{U}$ ile $\bar{W}$ vektörleri arasındaki β açıları ise kanat açılarını göstermektedir. Emme ve basma tarafındaki m indisi ile gösterilen hızlar kesite dik olan hızlardır. Kesite dik olan bu hızlara temsil ettiği hızın meridyenel bileşeni adı verilir. C_m mutlak hızın, W_m ise bağıl hızın meridyenel bileşenini gösterir ve $C_m=W_m$ şeklindedir. Kesite dik olan bu hızlar kesit alanı ile çarpıldığında o kesitten geçen hacimsel debi elde edilir. 0 ve 1 kesitlerindeki hacimsel debilerin eşitliğinden,

$$C_{0m} = \left(1 - \frac{\sigma_1}{t_1}\right) C_{1m} = \lambda_1 C_{1m} \quad (3.14)$$

elde edilir. Buradan da görüldüğü gibi emme tarafı girişinde 0 noktasındaki mutlak hız 1 noktasındaki mutlak hızdan daha küçük çıkmaktadır. 0 noktasındaki mutlak hızın belirlenmesi W_1 bağıl hızının çark kanatlarına teğet olarak girmesi bakımından



Şekil 3.5. Emme tarafı hız üçgeni

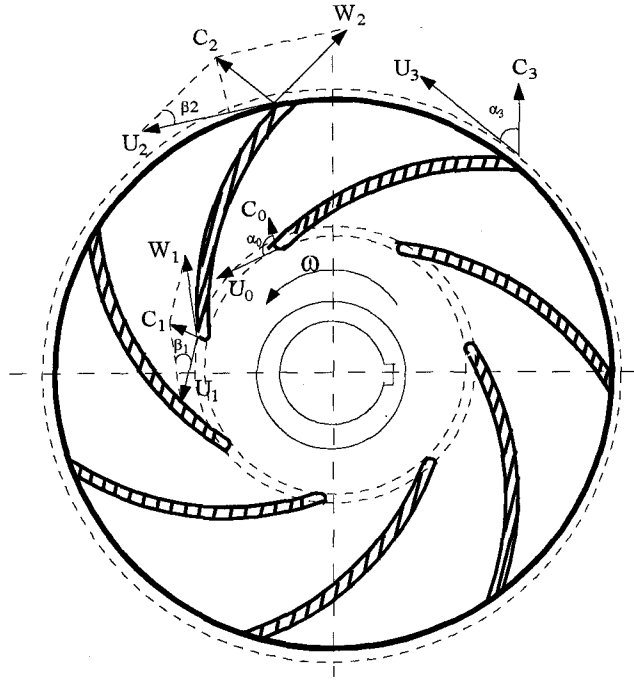


Şekil 3.6. Basma tarafı hız üçgeni

önem arz etmektedir. Çarka gönderilen akışın hangi mertebede ve açıda gitmesi gerektiği hususunda fikir verdiğinden C_0 mutlak hızı çark dizaynı ve performansına doğrudan etki etmektedir. Akışın çarka hesaplanan bu C_0 mutlak hızı ile girmemesi durumunda, ya akış kanada çarpar yada kanat yüzeyinden ayrılma söz konusu olur. Aynı şekilde 2 ve 3 noktalarında süreklilik denklemi yazılarak C_{3m} meridyenel hızı hesaplanabilir. Buradan da çark çıkışındaki mutlak hız hesaplanabilir. Çark içinde akış çark kanatlarını izlediğinden bağıl akış çark çıkışında kanada teğettir.

3.3. Çark Temel Denklemi

Akışkanın çarka giriş ve çıkış koşullarının belirlenmesiyle çark kanatlarından akışkanın birim kütlesine verilen moment hesaplanabilir. Şekil 3.7' de görülen noktalı olarak çizilmiş daireler emme ve basma taraflarına bitişik dairelerdir. Tüm çark boyunca bu dairelerin var olduğu düşünülecek olursa denetim bölgesinin sınırları belirlenmiş olur. Gerçekte kesikli çizgilerle çizilmiş olan daireler emme ve basma daireleri üstündedir. Bununla beraber denetim yüzeyi çarkın dışındadır. Birim zamanda denetim bölgesinden çıkan momentum ile birim zamanda denetim bölgesine giren momentumun farkı, çarka giren dQ debisindeki akışkana kanatlardan aktarılan kuvveti verir.



Şekil 3.7. Çark denetim bölgesi

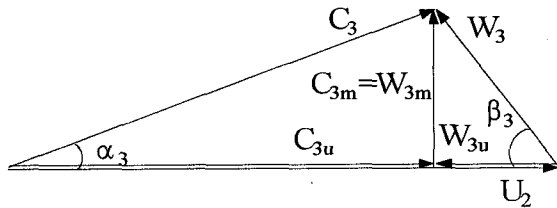
$$d\vec{F} = \rho dQ (\vec{C}_3 - \vec{C}_0) \quad (3.15)$$

Bu diferansiyel kuvvetin dönme eksenine göre momenti;

$$d\vec{M}_k = \rho dQ (\vec{r}_2 \wedge \vec{C}_3 - \vec{r}_1 \wedge \vec{C}_0) \quad (3.16)$$

$\vec{r}_2 \wedge \vec{C}_3$ vektörünün şiddeti $r_2 C_3 \cos \alpha_3$, aynı şekilde $\vec{r}_1 \wedge \vec{C}_0$ vektörünün şiddeti de $r_1 C_0 \cos \alpha_0$ ' dır. Tüm akış debisi için sonsuz kanat kabulü yapılırsa,

$$M_{k\infty} = \rho Q (r_2 C_3 \cos \alpha_3 - r_1 C_0 \cos \alpha_0) \quad (3.17)$$



Şekil 3.8. 3 noktasındaki hızlar ve bileşenleri

Şekil 3.8' de çark basma tarafındaki 3 noktasında hızlar ve bileşenleri görülmektedir.

Burada $\vec{C}_3$ mutlak hızının çarkın dönme yönünde ve çarkın dönme yönüne dik

TC YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

(C_{3u} ve C_{3m}) olmak üzere iki bileşeninin olduğu görülmektedir. Bu bileşenler mutlak hızın çevresel bileşeni (C_{3u}) ve mutlak hızın meridyenel bileşeni (C_{3m}) olarak adlandırılırlar. Meridyenel bileşen çark dönme yönüne dik olduğundan dönme eksenini yönünde bir moment oluşturmayacaktır. $\vec{U}_3$ çevresel hızı yönündeki mutlak hızın çevresel bileşeni bu yönde bir moment oluşturacaktır. Aynı şekilde, çark girişinde 0 noktasındaki $\vec{C}_0$ mutlak hızının da C_{0u} çevresel bileşeni dönme eksenini yönünde bir moment oluşturacaktır. Dolayısıyla,

$$M_{k\infty} = \rho Q(r_2 C_{3u} - r_1 C_{0u}) \quad (3.18)$$

halini alır. Katı çeperlerden akışkana aktarılan güç;

$$P = M_{k\infty} \omega = \rho Q g H_{k\infty} \quad (3.19)$$

$U=\omega r$ olduğu göz önünde bulundurularak (3.18) ve (3.19) eşitlikleri arasında gerekli işlemler yapılırsa pompanın basma yüksekliği,

$$H_{k\infty} = (U_2 C_{3u} - U_1 C_{0u}) / g \quad (3.20)$$

şeklinde ifade edilir. Ancak pompada 0 ve 1 halka yüzeyleri arasında akışkana moment uygulayacak kanat gibi katı bir yüzey yoktur. İncelenen bu denetim bölgesinde basınç dağılımı bir moment oluşturmaz. Dolayısıyla bu bölgede $C_{0u}=C_{1u}$ alınır. Aynı şekilde 2 ve 3 arasındaki denetim bölgesinde de $C_{3u}=C_{2u}$ kabul edilir. Dolayısıyla (3.20) eşitliği,

$$H_{k\infty} = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) / g \quad (3.21)$$

halini alır. Pompalarda manometrik basma yüksekliği hesaplanırken pompa hidrolik veriminin de (η_h) göz önünde bulundurulması gerekir.

Pompa çarkına akış girişinin genellikle çarkın dönme yönüne dik olması arzu edilir. Dolayısıyla emme tarafı 0 halka yüzeyinde akış açısı $\alpha_0=90^\circ$ olur ve C_0 hızının çevresel bileşeni ortadan kalkar ($C_{0u}=0$). Yukarıda açıklandığı gibi $C_{0u}=C_{1u}$ ve $C_{3u}=C_{2u}$ yazılırsa $\alpha_1=90^\circ$ derece olacak ve (3.21) eşitliği aşağıdaki halini alacaktır:

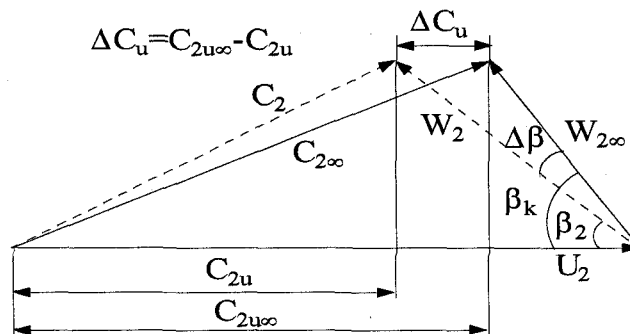
$$g H_{k\infty} = Y_{k\infty} = U_2 C_{2u} \quad (3.22)$$

3.4. Pompalarda Güç Azlığı ve Kayma

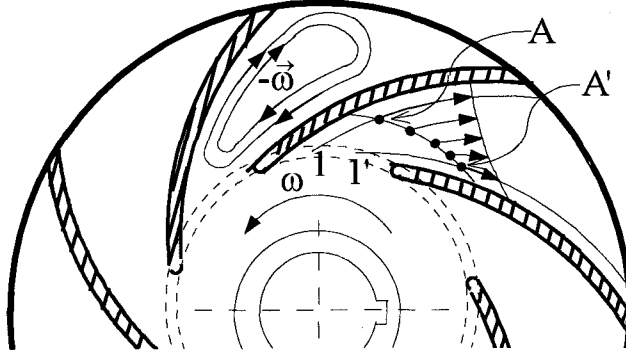
Pompaların uygulamada belirli bir debideki akışkanı belirli bir yüksekliğe transfer etmesi istenir. Bunun için de pompa çarkı dizayn aşamasında çark giriş çapı, çıkış çapı, kanat açısı gibi bir takım büyüklükler belirlenir ve çark karakteristiği teorik olarak bu büyüklükler doğrultusunda tayin edilir. Ancak pratikte hesaplanan bu karakteristiğe ulaşmanın mümkün olmadığı görülmüş ve sebepleri hakkında birçok araştırmacı incelemeler yapmıştır. Bunlardan bir tanesi de ÖZGÜR ve ŞEN (1979) tarafından yapılan araştırmadır. Yapılan bu araştırmada pompalarda oluşabilecek güç azlığının muhtemel sebeplerine değinilmiştir. Sonsuz sayıda ve sonsuz ince kanatlı bir çark ele alındığında, sürtünmesiz akışta çark tarafından verilen hidrolik moment nedeniyle çarkın verdiği enerji akışkana geçmektedir. Euler Teoremine göre birim ağırlık başına enerji geçişi (3.21) bağıntısı yardımıyla belirlenir. Burada dönel simetrinin tam olarak sağlanabildiği, hızlar ve basınçların her noktada sabit kaldığı kabul edilmektedir. Ancak bu durum gerçekleşmesi mümkün olmayan ideal bir haldir.

Uygulamada belirli sayıda kanat kullanılır ve kanatlar arasında açıklık bırakılması zorunludur. Ayrıca kanatların belirli kalınlıkları mevcuttur. Bu sebeple çark içindeki akış ideal durumdaki akışa göre farklılıklar gösterir. Akışkana aktarılan enerji ideal şartlar için hesaplanana nazaran yaklaşık yarı yarıya daha azdır. İdeal ve gerçek şartlar arasındaki bu fark literatürde Güç Azlığı olarak adlandırılmaktadır ve sürtünme kayıpları ile açıklanabilmesi mümkün değildir.

Güç azlığının başlıca nedeni, çark çıkışında akışkanın kanadı teğet olarak terketmemesi ve dolayısıyla kayma meydana gelmesidir. Kaymadan dolayı çark çıkışındaki akışta meydana gelen $\Delta\beta$ farkı Şekil 3.9' da görülmektedir. Kaymayı doğuran etkilerin incelenmesi olayın daha rahat anlaşılmasını sağlayacaktır.



Şekil 3.9. Sonlu ve sonsuz kanat halindeki hız üçgenleri



Şekil 3.10. Kanatlar arasında dolanım

Akışkanın çark kanatları arasında dolaşması pompalarda güç azlığına yol açan temel nedenlerden birisidir. Şekil 3.10' da görülen A ve A' noktaları aynı yarıçaplı daire üzerindedir. A noktası kanadın arkasında, A' noktası ise önündedir. Çarka 1 noktasından giren akışkan parçacığının A noktasına, 1' noktasından giren akışkan parçacığının A' noktasına geldiği düşünülürse, bu noktalar arasındaki bağıl harekette Bernoulli denklemi,

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{W_1^2 - U_1^2}{2} = \frac{P_A}{\rho} + \frac{W_A^2 - U_A^2}{2} \quad (3.23)$$

$$\frac{P_{1'}}{\rho} + \frac{W_{1'}^2 - U_{1'}^2}{2} = \frac{P_{A'}}{\rho} + \frac{W_{A'}^2 - U_{A'}^2}{2} \quad (3.24)$$

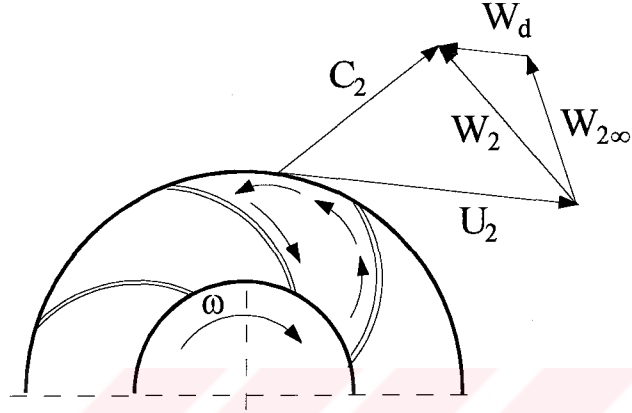
şeklinde elde edilir. 1 ve 1' noktalarında akışkan parçacıklarının enerji dönüşümüne katkısı olmadığından eşitliklerin sol tarafları birbirine eşit kabul edilebilir ve de aynı paralel daire üzerinde A ve A' noktalarında $U_A = U_{A'}$ olduğundan;

$$\frac{P_A}{\rho} + \frac{W_A^2}{2} = \frac{P_{A'}}{\rho} + \frac{W_{A'}^2}{2} \quad (3.25)$$

şeklinde yazılabilir. Kanat kuvvetlerinden dolayı kanat önü basıncı kanat arkası basıncından fazla olduğundan ($P_{A'} > P_A$) (3.25) eşitliğini sağlayabilmek için $W_A > W_{A'}$ olmalıdır. İki nokta arasındaki bu hız farkı sebebiyle kanatlar arasında Şekil 3.10' da görüldüğü gibi bir dolanım meydana gelecektir. Dolanım hızı U_2 hızının tersi yönde olup C_{2u} bileşenini küçültücü yönde bir etki gösterir. Sonsuz kanat halinde basma tarafındaki bağıl hız $W_{2\infty}$ büyüklüğüne genellikle ΔC_u olarak gösterilen dolanım hızı W_d eklenince çark çıkışındaki hız üçgeni Şekil 3.11' deki halini alır. Dolayısıyla $\beta_{2\infty}$

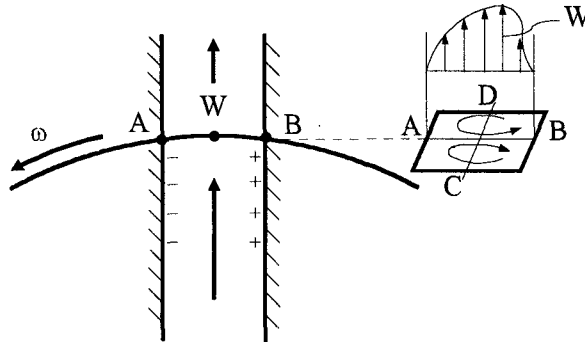
kanat açısına sahip bir çarktan elde edilen $Y_{k\infty}=U_2C_{2u\infty}$ özgül enerjisi yerine $Y_k=U_2C_{2u}$ özgül enerjisi elde edilir. Bu özgül enerjiler arasında $Y_{fark}=U_2\Delta C_u$ kadarlık bir fark güç azlığını meydana getirir. Güç azlığı sebebiyle pompanın kanat özgül enerjisi Şekil 3.9' daki hız üçgeni kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$Y_k=Y_{k\infty}-U_2\Delta C_u \quad (3.26)$$



Şekil 3.11. Çark çıkışı hız üçgenine dolanım hızı etkisi

Coriolis kuvvetinin güç azlığına olan etkisini incelemek için dikdörtgen kesitli bir kanal ele alalım. Kanaldaki teğetsel yönde oluşan basınç gradyeni Coriolis Kuvveti ile dengelenmektedir. Kanalin C ve D yan cidarlarındaki hızlar küçük olduğundan bu denge bozulur ve Şekil 3.12' de görüldüğü gibi ikincil akımlar doğar. Özellikle kısmi yüklerde kanat yüzünden ayrılmalara ve ölü su bölgelerinin arka yüzde oluşması bu şekilde açıklanabilir.



Şekil 3.12. Coriolis kuvvetinin etkisi

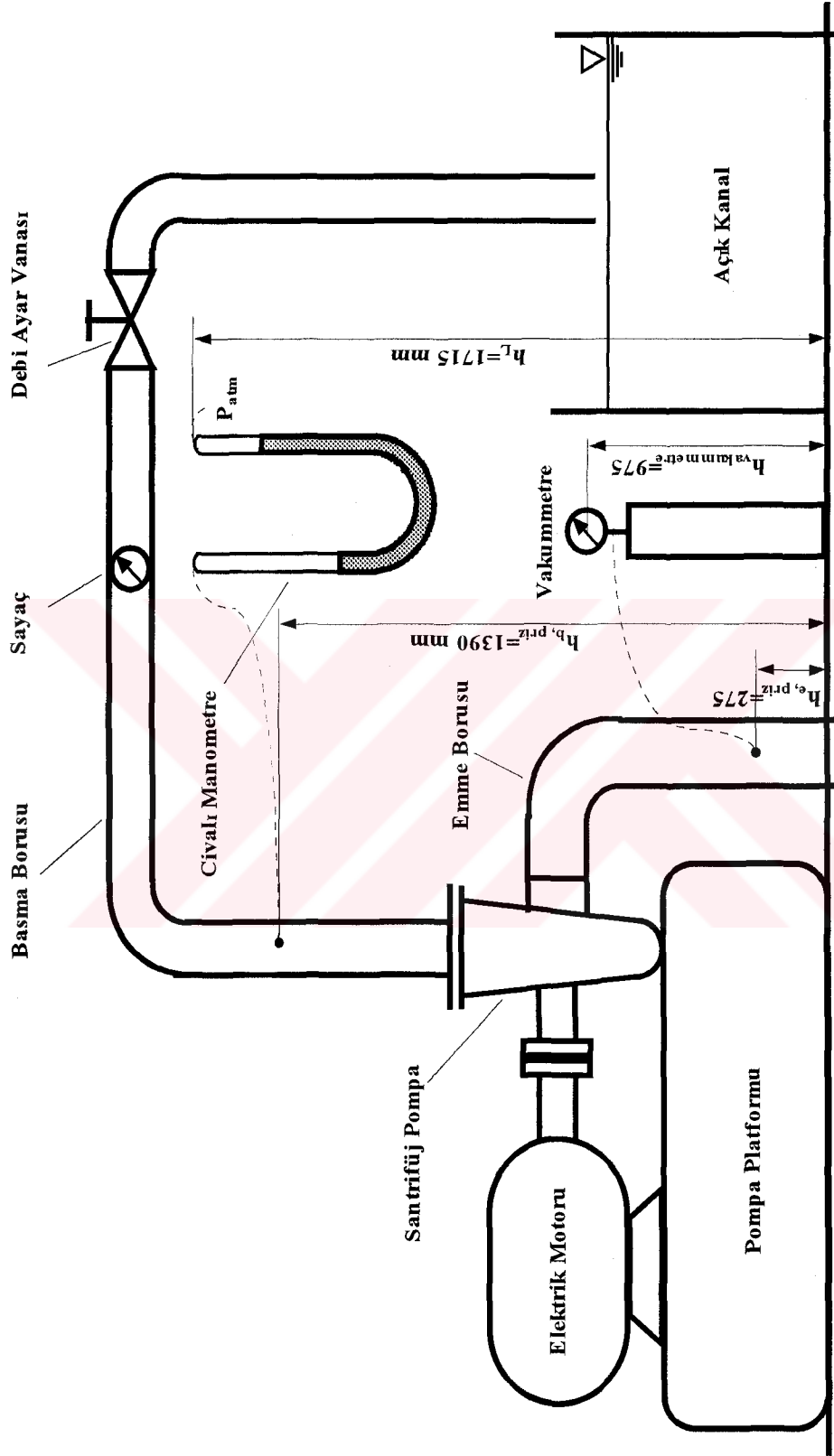
4. DENEY DÜZENEKLERİ ve KULLANILAN ELEMANLAR

Radyal pompa çarkı performans tayini amacıyla yapılan bu araştırmada, deneyler aynı çark için iki farklı deney düzeneğinde yapılmıştır. Bunlardan ilki Şekil 4.1' de görülen santrifüj pompa deney düzeneği (salyangozlu deney düzeneği), diğeri de bu proje için özel olarak tasarlanan Şekil 4.4' de görülen salyangozsuz pompa deney düzeneğidir. Şimdi bu deney düzeneklerine ve deneylerde kullanılan elemanların özelliklerine değinelim.

4.1. Santrifüj Pompa Deney Düzeneği

Radyal bir pompada çark ve çarkın etrafındaki elemanlarla etkileşimi, pompa performansını belirleyen en önemli etkenlerdendir. Uygulamada pompalarda çarkla birlikte onun etrafında bir toplayıcı vazifesi gören salyangoz kullanılmaktadır. Çarkın tek başına performansının tayini, pompada kullanılan diğer elemanların akışa ve dolayısıyla da pompa performansına etkilerini anlamada yardımcı olacaktır. Bu maksatla yapılan araştırmada kullanılan çark, ilk etapta santrifüj pompa deney düzeneğine yani orijinal pompaya monte edilerek çark ve salyangozlu halde pompa karakteristik eğrisi belirlenmiştir.

Şekil 4.1' de şematik olarak görülen santrifüj pompada çark bir salyangoz ile etkileşimle çalışmaktadır. Çark, 50 kW gücünde, maksimum devri 3000 d/dak olan 220 V' luk hız ayarlı bir DC motoru tarafından tahrik edilmektedir. Deneylerde akışkan olarak su kullanılmıştır. Bir depodan emilen su basma borusundan geçerek içinde savak olan bir kanala aktarılmıştır. Emmedeki basınç kalibre edilmiş mekanik bir vakummetre ile ölçülmüştür. Basma borusuna ise bir civalı manometre bağlanmıştır. 800 devir ile yapılan deneylerde civalı manometre, 1450 devir ile yapılan deneylerde ise kalibrasyonu yapılmış mekanik bir manometre kullanılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan sayacın (debimetre) 3" (76.2 mm) olması sebebiyle, 4" (101.6 mm) olan basma borusu basınç prizinden sonra uygun flanşlarla 3" (76.2 mm) boruya düşürülmüştür. Deneylerde debi ölçümünde hem sayaç hem de dikdörtgen savak kullanılmıştır. Savak ve sayaç ile yapılan ölçümlerden elde edilen



Şekil 4.1.1. Santrifüj pompa deney düzeniği

eğriler birbirleriyle karşılaştırılmış ve uyumlu oldukları görülmüştür. Deney düzeneğinden geçen debi miktarı ayarı basma borusunun sonuna yerleştirilmiş sürgülü bir vana vasıtasıyla yapılmıştır. Bu deney düzeneğinde kullanılan elemanların özellikleri şu şekildedir:

Vakummetre

Tip : Mekanik
No : HM17-1/02
Ölçüm aralığı : 0-76 cmHg

Mekanik Manometre

Tip : KL1 Mekanik Tip
Basınç aralığı : 0-4 bar

Sayaç

Tip : WP80
 Q_n : 120 m³/h
Çal. Sıc. : 40 °C
Bağlantı Flanşı : 3"

Savak

Tip : Dikdörtgen savak

Debi hesabı : $Q = \frac{2}{3} m.b. \sqrt{2g.h}^{\frac{3}{2}} = 0.885h^{\frac{3}{2}}$

Net su yüksekliği : $h = H_0 - \Delta h$

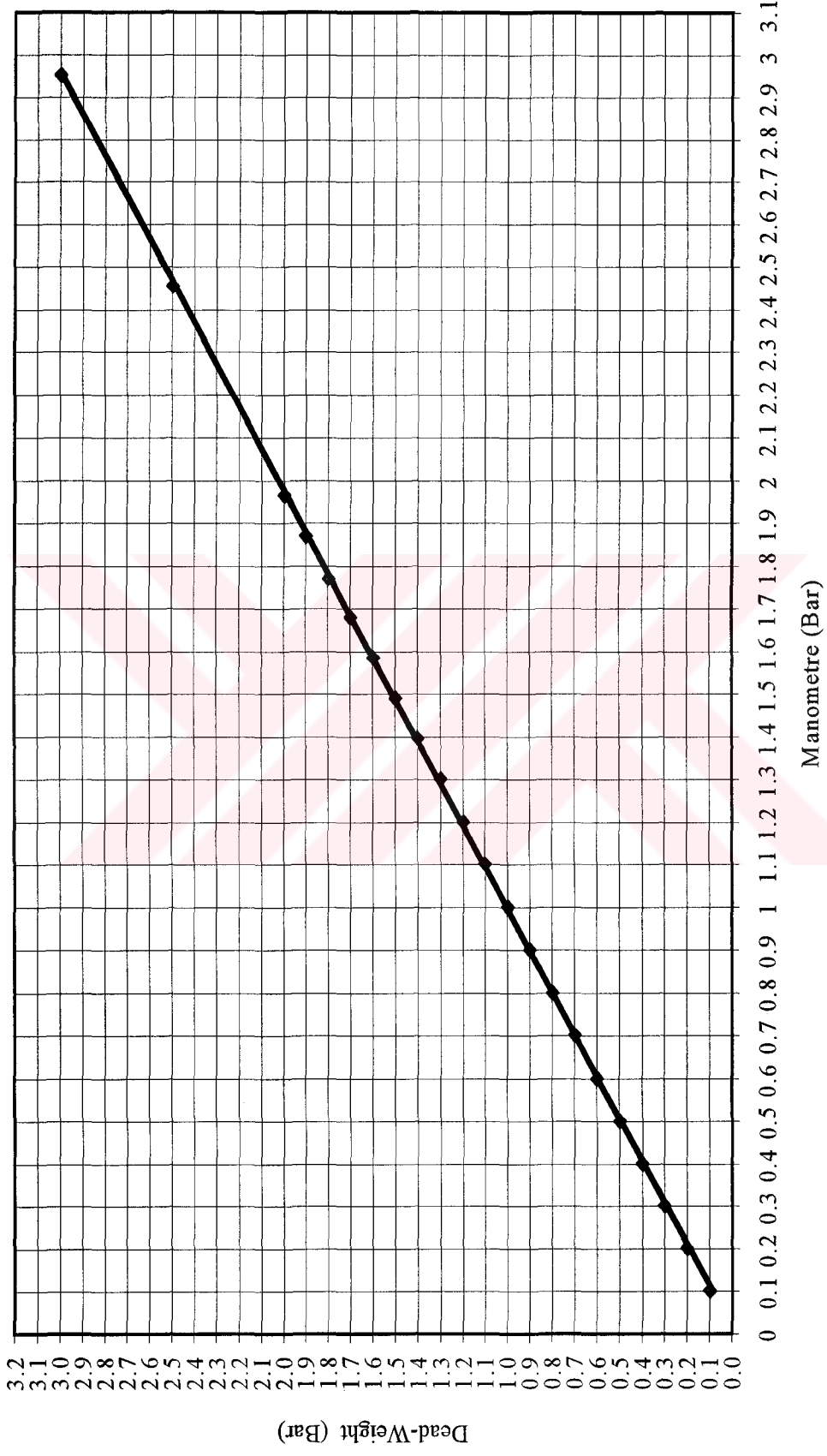
H_0 : Liminimetre sabiti (21.85 mm)

Δh : Liminimetreden okunan değer

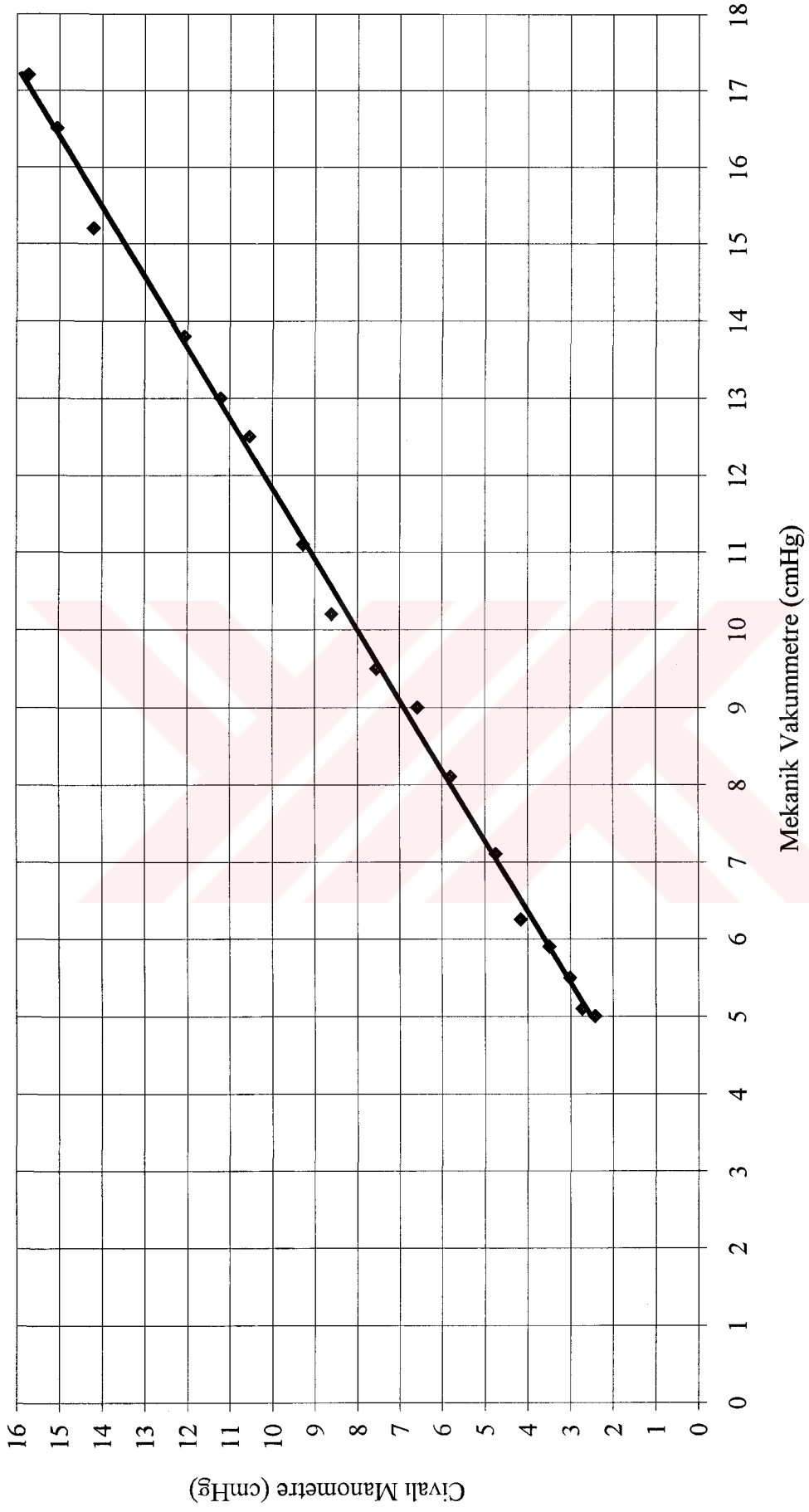
m : Debi katsayısı (0.60÷0.61)

b : Savak genişliği (50 cm)

1450 d/dak ile yapılan deneylerde kullanılan manometre, hava ile çalışan Dead-Weight cihazında kalibre edilmiş ve deney sonuçları Şekil 4.2' de görülen kalibrasyon eğrisine göre değiştirilmiştir. Tablo 4.1' de bu kalibrasyon eğrisinin değerleri görülmektedir.



Şekil 4.2. Mekanik manometre kalibrasyon eğrisi



Şekil 4.3. Mekanik vakummetre kalibrasyon eğrisi

Tablo 4.1 Mekanik manometre kalibrasyon değerleri

Dead-Weight (Bar)	Mekanik Manometre (Bar)	Dead-Weight (Bar)	Mekanik Manometre (Bar)
0.1	0.1	1.2	1.2
0.2	0.2	1.3	1.3
0.3	0.3	1.4	1.395
0.4	0.4	1.5	1.49
0.5	0.5	1.6	1.585
0.6	0.6	1.7	1.68
0.7	0.7	1.8	1.77
0.8	0.8	1.9	1.87
0.9	0.9	2	1.965
1	1	2.5	2.455
1.1	1.1	3	2.95

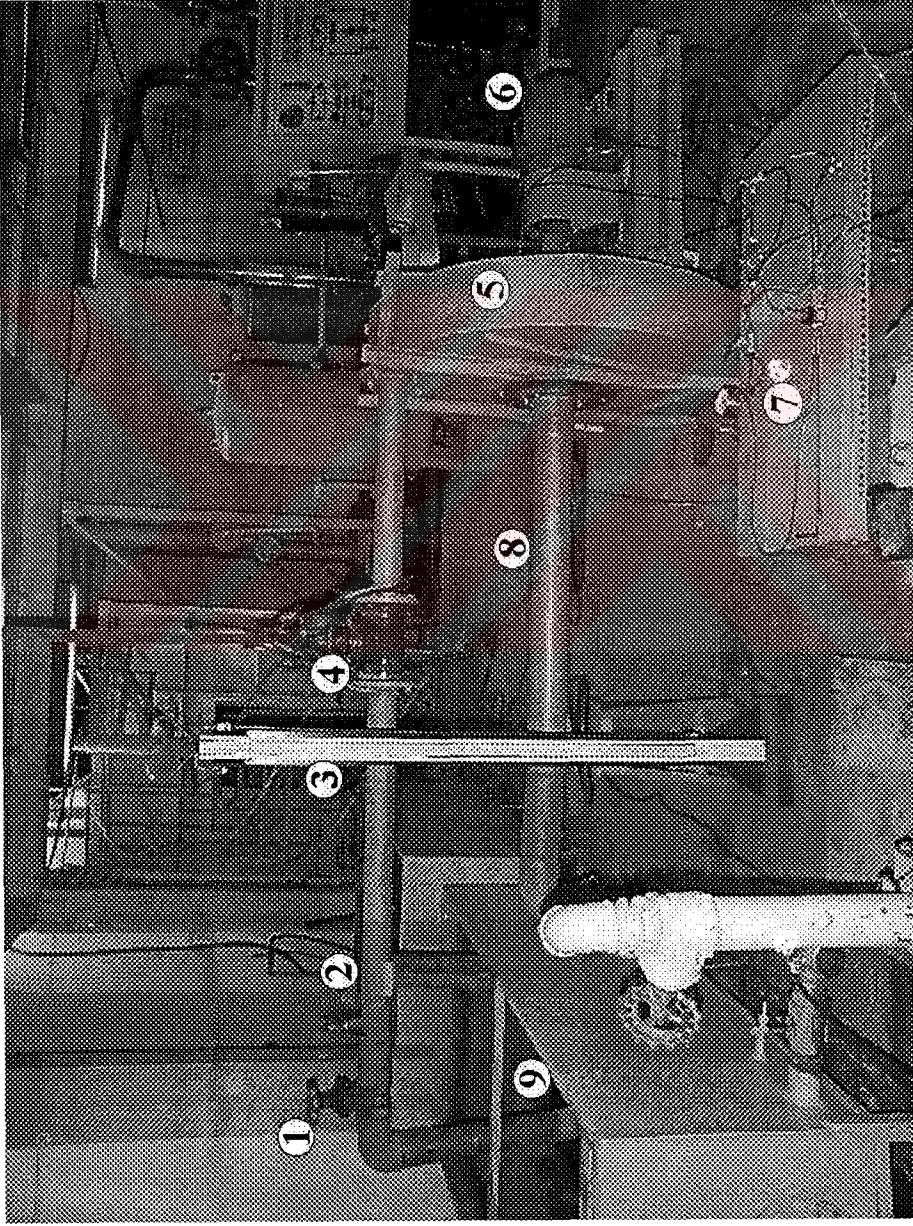
Emme borusundaki basıncın okunduğu mekanik vakummetre ise, bir cıvalı manometre ile aynı emme borusuna bağlanarak kalibre edilmiştir. şekil 4.3' de kalibrasyon eğrisi görülmekte olan mekanik vakummetrenin kalibrasyon değerleri Tablo 4.2' de verilmiştir.

Tablo 4.2. Mekanik vakummetre kalibrasyon değerleri

Cıvalı Manometre (cmHg)	Mekanik Vakummetre (cmHg)	Cıvalı Manometre (cmHg)	Mekanik Vakummetre (cmHg)
15.7	17.2	6.6	9.0
15.1	16.5	5.8	8.1
14.2	15.2	4.7	7.1
12.1	13.8	4.2	6.3
11.2	13.0	3.5	5.9
10.5	12.5	3.0	5.5
9.3	11.1	2.7	5.1
8.6	10.2	2.4	5.0
7.5	9.5		

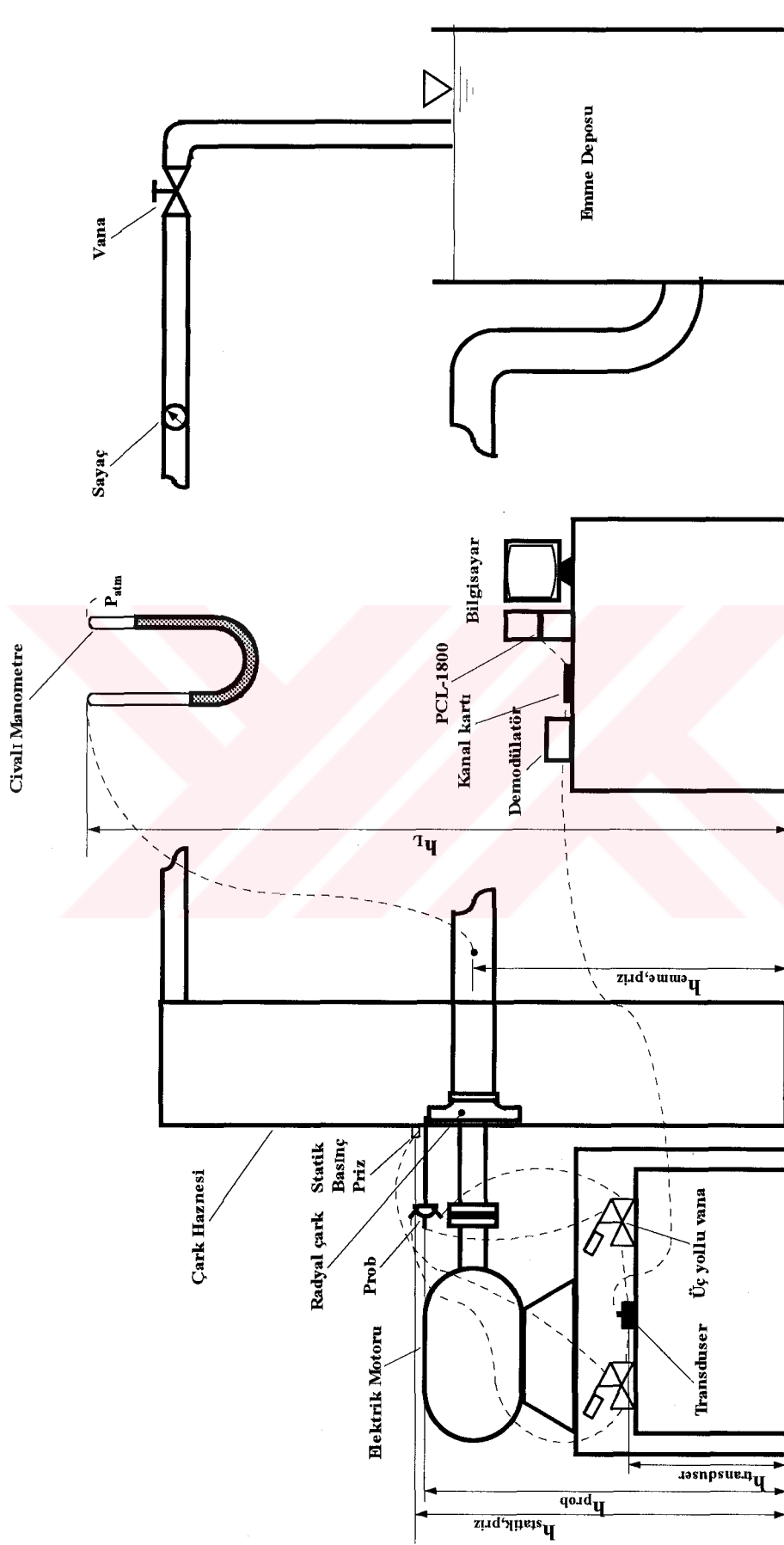
4.2. Salyangozsuz Pompa Deney Düzenegi

Bu deney düzenegi merkezkaç çarkın salyangoz etkileşimsiz tek başına denenebileceği şekilde tasarlanmıştır (şekil 4.4 ve şekil 4.5). Santrifüj pompa deney düzeneginde salyangozlu olarak denenen çark, bu deney düzeneginde özel olarak hazırlanmış bir hazne içine yerleştirilmiştir. ark 11 kW gücünde ve 1450 d/dak hızında bir AC elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Deney düzeneginde bir



1. Debi Ayar Vanası
2. Basma Borusu
3. Civalı Manometre
4. Sayaç
5. Hazne
6. Elektrik Motoru
7. Vana Tertibatı
8. Emme Borusu
9. Emme-Basma Deposu

Şekil 4.4. Salyangozsuz pompa deney düzeneği



Şekil 4.5. Salyangozsuz pompa deney düzeni şematik görünümü

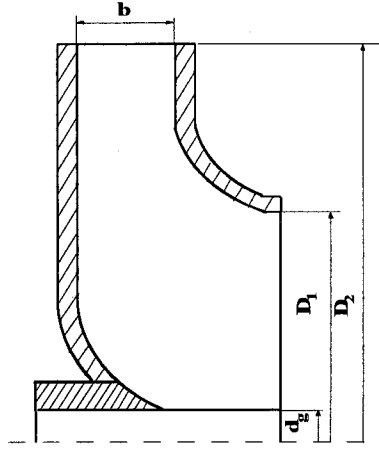
depodan alınan su yine aynı depoya basılarak kapalı bir çevrim oluşturulmaktadır. Deney düzeneğinin basma borusunda 3" (76.2 mm) çaplı galvanizli boru ve santrifüj deney düzeneğinde kullanılan sayaç ve debi ayar vanası kullanılmıştır. Emme borusu 125 mm PVC borudan oluşmaktadır. Emme borusuna monte edilen civalı manometre yardımıyla emme borusundaki basınç değeri ölçülmüştür. Difüzör bu deney düzeneği için özel olarak tasarlanmış ve pleksiglas bir malzemeden imal edilmiştir. Çark çıkışındaki hız ölçümleri daha önceden kalibre edilmiş üç delikli basınç probu vasıtasıyla yapılmıştır. Prob uçlarından ve çark haznesi çeperinden alınan basınç değerleri bir basınç transduseri vasıtasıyla elektrik sinyallerine dönüştürülmüş ve demodülatöre iletilmiştir. Prob ile basınç transduseri arasına iki ve üç yollu vanalardan oluşan bir düzenek tasarlanmıştır. Böylece aynı anda hem prob uçlarındaki basınç değerleri hem de çark çeperindeki statik basınç değeri ayrı ayrı okunabilmektedir. Demodülatörden kanal kartına gönderilen sinyaller PCL-1800 veri toplama kartı vasıtasıyla bilgisayara aktarılmıştır. Bu sinyaller bilgisayarda basınç değerine çevrilerek sayısal ve grafiksel olarak görüntülenmiştir. Herbir basınç değeri 360000 verinin ortalamasından elde edilmiştir. Şimdi deneylerde kullanılan bu elemanları ve kalibrasyonlarını ayrıntılı bir şekilde inceleyelim.

4.2.1. Çark ve Çark Haznesi

Performans tayini deneylerinde kullanılacak olan çark, laboratuvarında bulunan orijinal santrifüj bir pompadan temin edilmiştir. Bu pompanın etiket değerleri; $H_m=22$ m, $Q=110$ m³/h, $n=1450$ d/dak dır. Şekil 4.6' da şematik olarak gösterilen çarkın büyüklükleri şu şekildedir:

Çark dışçapı (D_2)	: 247.6 mm
Çark iç çapı (D_1)	: 125 mm
Göbek çapı (d_g)	: 22 mm
Çıkış kanat açısı (β_1)	: 32°
Kanat sayısı (z)	: 7
Çark genişliği (b)	: 24 mm
Kanat kalınlığı	: 5 mm

Deneylerde kullanılan bu çark bronz malzemeden döküm yolu ile imal edilmiştir. Basma tarafındaki düzgünsüzlükten dolayı çark tornalanarak 250 mm olan dış çapı 247.6 mm' ye düşürülmüştür.



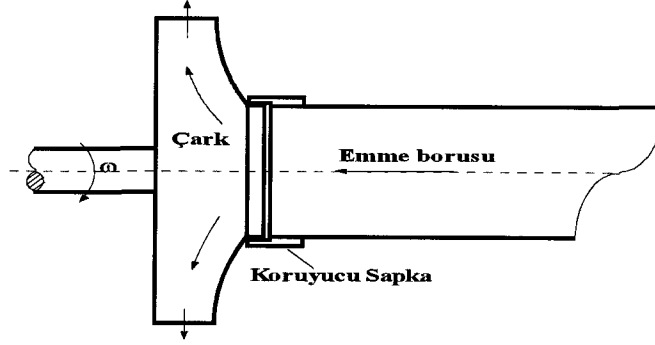
Şekil 4.6. Radyal çarkın şematik görünümü

Çark haznesi tasarımında, çarkın hazne içinde çalışırken salyangozda olduğu gibi etkilenmesinin engellenmesi ve üzerinde ölçümlerin rahatlıkla gerçekleştirilebileceği ölçüde kullanışlı olması gerektiği göz önünde tutulmuştur. Çark haznesi 1200 mm çapında ve 200 mm yüksekliğinde silindirik bir tank şeklinde tasarlanmıştır. Böylece çark çıkışındaki akışkanın çark haznesi çeperlerinden etkilenişi en aza indirgenmiştir. Çark haznesi, çark dönme eksenine yatay düzlemde olacak şekilde tasarlanmıştır. Emme borusunun montajı için haznenin ön yüzünde 370 mm çapında ve pompa gövdesinin montajı için de arka yüzünde 320 mm çapında delik açılmıştır. Çark haznesi 3 mm kalınlığında St 37 sacdan imal edilmiştir.

4.2.2. Emme ve Basma Borusu

Deneylerde kullanılan çarkın emme tarafı çapının 125 mm olması nedeniyle aynı çapta bir emme borusu kullanılmıştır. PVC malzemeden imal edilmiş olan emme borusu çark emme ağzına 2 mm mesafeye kadar yaklaştırılmıştır. Emme borusu ve gövde arasındaki sızdırmazlık pleksiglas malzemeden imal edilmiş bir flanş ile sağlanmıştır. Pleksiglas kapak gövdeye sekiz adet M8 saplama ile bağlanmıştır. Emme borusu ile çark arasındaki kaçakları en aza indirmek maksadıyla boru ucuna pleksiglas malzemeden üretilmiş bir şapka monte edilmiştir. Çark ile emme borusu montajı Şekil 4.7' de görülmektedir.

Deney düzeneği basma hattında 3" lık galvanizli boru kullanılmıştır. Basma borusundaki sayaç ve vana santrifüj pompa deney düzeneğinde kullanılan elemanlardır.

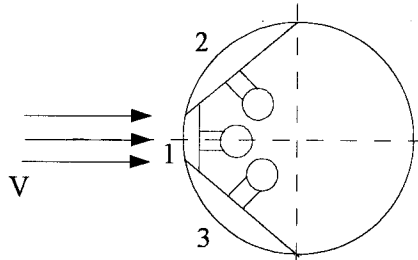


Şekil 4.7. Çark-Emme borusu montajı

4.2.3. Üç Delikli Basınç Probu ve Kalibrasyonu

Akışkanlar mekaniğinde hızın yönünü ve şiddetini belirlemede dairesel kesitli, üçgen kesitli ve çift borulu problar etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Kullanılan bu problar farklı hızlarda yapılan ölçümlerde farklı basınç değerlerinin okunabileceği gözönüne alınarak kalibre edilirler. Kalibrasyonu yapılan bir probda hız ile basınç farkı arasında bir eğri ($V^2 - \Delta h$) elde edilir ve bu probla yapılan sonraki ölçümlerde basınç farkından hız tayin edilebilir.

Bu araştırmada yapılan deneylerde Şekil 4.8' de görülen 3 delikli prizmatik bir prob kullanılmıştır.



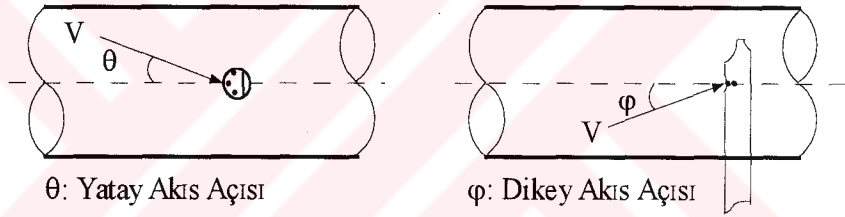
Şekil 4.8. Üç delikli prizmatik basınç probu

Üç delikli basınç probuları, toplam ve statik basınç, akış açısı ve toplam sıcaklığın ölçülmesinde kullanılır. Ölçümler, üstünde bulunan üç delik vasıtasıyla yapılır. Akış yönünü ise sadece prob eksenine dikey bir düzlem içinde gösterir. 1 nolu delik toplam basıncı, 2 ve 3 nolu delikler ise statik basınçları gösterir. Probu akışa dik hale

getirmek için 2 ve 3 nolu deliklerdeki basınçlar eşitlenene dek çevirmek gerekir. Prob üzerindeki delikler sırasıyla P_1 , P_2 ve P_3 basınçlarını göstermektedir. P_2 ve P_3 basınçlarının ortalaması, sadece akış açısı ile yavaş bir şekilde değişebilir. Akış açısındaki 1° lik hata P_2 ve P_3 arasında bir farka, bu da toplam basınç ile statik basınç arasında yaklaşık %5' lik bir farka sebep olmaktadır.

4.2.3.1. Prob Hataları

Problarda "Mach Sayısı", "Reynolds Sayısı", "Yatay (Yaw) Akış Açısı" ve "Dikey (Pitch) Akış Açısı" (Şekil 4.9) hatalarına ilaveten başka hatalar da söz konusudur. Problemlerin kalibrasyonu düzgün akışta yapılmakla birlikte genelde düzgün olmayan akışlarda ve prob kesitine oranı küçük olan akış kesitlerinde de kullanılırlar. Problemlerin varlığı akışı bir miktar etkilediğinden yapılan ölçümleri yorumlayabilmek için bu etkinin miktarını bilmek gerekir.



Şekil 4.9. Yatay (Yaw) ve Dikey (Pitch) akış açıları

Probun kesit alanının akışın kesit alanına göre küçük olduğu durumlarda ($\leq 1\%$), keskin dönüşlü akışların olmadığı yerlerde veya basınç veya hız gradyeninin yüksek olmadığı durumlarda bu tip ikincil hatalar ihmal edilebilir. Yüksek hız gradyenlerinde, küçük kesitli ortamlarda veya probun katı cidarına yakın olması durumunda bu hatalar önemli boyutlara ulaşabilir. Yapılan araştırmalarda prob hatalarında en çok etkili olan faktörün statik basınç olduğu ortaya çıkmıştır. Bunu izleyen diğer faktörler ise sırasıyla dikey akış açısı, yatay akış açısı ve toplam basınçtır.

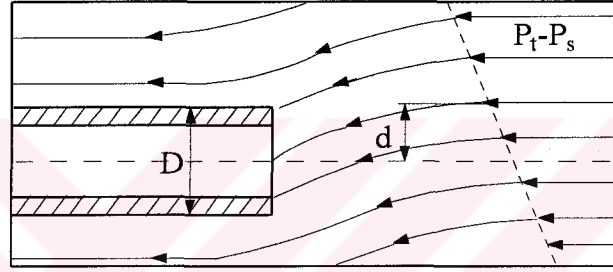
Prob ile yapılan ölçümlerde probun akış kesitini daraltması neticesinde akış hızlanacaktır dolayısıyla da statik basınçta düşme meydana gelecektir. Statik basınçtaki azalma şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{P_{s1} - P_{s2}}{P_T - P_{s1}} = 1.2 \frac{a}{A} \quad (4.1)$$

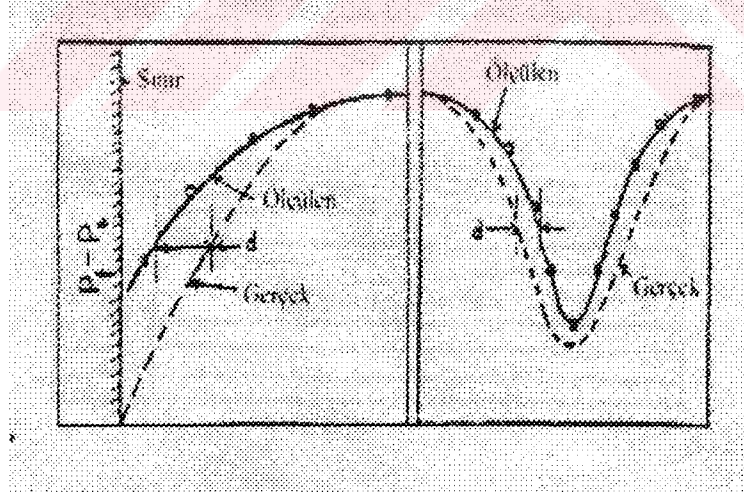
Burada a: akışa dik prob kesiti, A: probun içinde bulunduğu kesit, P_{s1} : probdan önceki kesitteki statik basınç, P_{s2} : probun olduğu kesitteki statik basınç, P_T : toplam basıncı göstermektedir.

4.2.3.2. Toplam Basınç Hataları

Prob önündeki toplam basınç gradyeni probdan sonra eksene paralel ikinci bir akışın oluşmasına sebep olur ve akışın yönünü etkiler. Probdan okunan basınç ise basınç deliklerinin geometrik ortasından "d" kadar uzaktaki bir noktayı ifade eder (Şekil 4.10). Bu etki sonucunda sınır tabakada Şekil 4.11' de görüldüğü gibi yer değiştirme meydana gelir.



Şekil 4.10. Toplam basınç hatası (UNITED&SENSOR CORP., 1974)



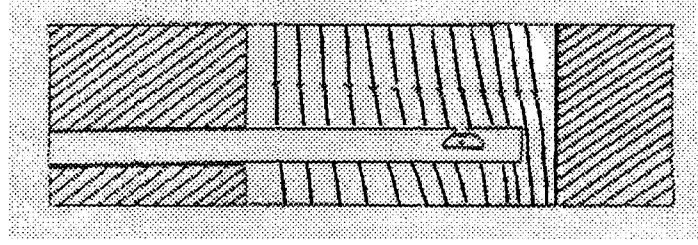
Şekil 4.11. Sınır tabaka yerdeğiştirmesi (UNITED&SENSOR CORP., 1974)

Çok yüksek toplam basınç farklılıkları dışında prob ölçümlerinde toplam basınçlar güvenilirlik sınırları içerisinde. Probdan kaynaklanan kesit daralmalarının toplam basınca bir etkisi olmamasına rağmen, probdan sonra, prob kesitinde oluşan statik basınç kaybı miktarı kadar toplam basınçta da bir düşme görülür.

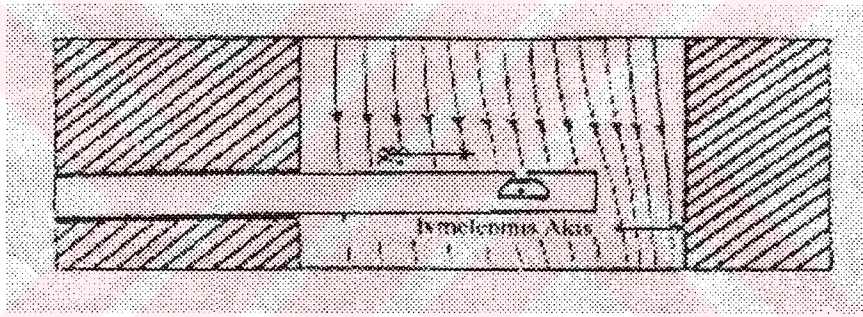
**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİSTON MERKEZİ**

4.2.3.3. Statik Basınç Hataları

Problar, statik basıncı daha fazla etkiler. Bunun için değişik sebepler sıralanabilir. Bunlardan biri, Şekil 4.12' de görülen yüzeye yakınlıktan dolayı statik basınç deliklerinin olduğu yerlerde akışın sınırlandırılmasıdır. Buna bağlı olarak da yerel statik basınç düşüşleri gözlenir ve aynı kesitte, çepere okunan statik basınç değerinden daha düşük bir değer okunur.

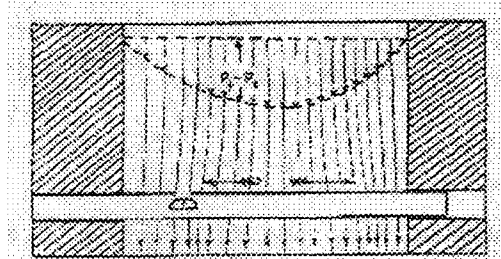


Şekil 4.12. Probun katı çepere yakın olması durumu



Şekil 4.13. Prob ucundaki ikincil akışlar (UNITED&SENSOR CORP., 1974)

Şekil 4.13' de düz bir prob kullanılması durumunda akışta meydana gelen bozukluklar ve prob uç noktası etrafında ortaya çıkan ikinci akış görülmektedir. Bu durum probun uç tarafındaki akışta lokal ivmelenmeye sebep olur ve probun çepere yaklaşmasıyla artar. Hızdaki bu değişimden dolayı probun statik basınç deliğinden okunan değerde de düşme görülür.

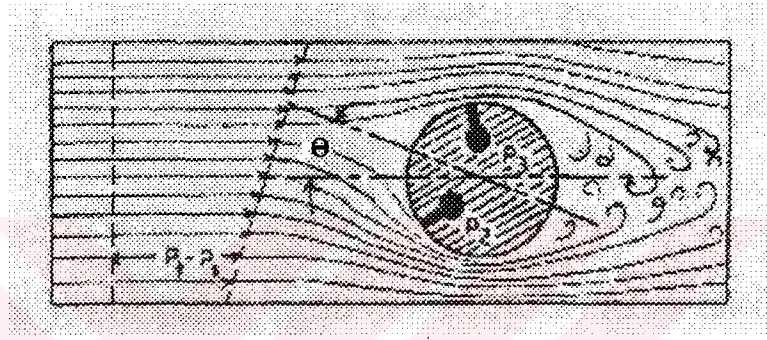


Şekil 4.14. Probun duvardan duvara uzanması hali
(UNITED&SENSOR CORP., 1974)

Şekil 4.14' de görülen durumda toplam basınç ile statik basınç arasındaki fark, kesit merkezinde maksimum değerini alır ve çeperlere doğru azalır. Probun olduğu yerde akış merkezden kenarlara doğru sapar ve çeperlere yakın bölgelerdeki akışkanda artma görülür. Bu da her iki duvar kenarında statik basınçta düşme meydana getirir.

4.2.3.4. Yatay Akış Açısı (Yaw Angle) Hataları

Probların genellikle sabit toplam basınç düzlemleri üzerine yerleştirilmesi sebebiyle yatay akış açısı hataları ihmal edilebilir. Şekil 4.15.' de görüldüğü gibi paralel olarak yerleştirilmesi durumunda bu hatalar büyümektedir.

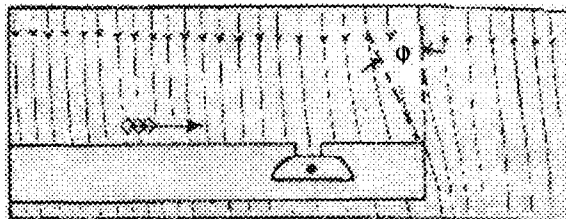


Şekil 4.15. Yatay akış açısı hatası (UNITED&SENSOR CORP., 1974)

Prob eksenini normaline doğru, toplam basınç farklılığının olduğu yerde, P_2 ve P_3 deliklerinin farklı toplam basınç bölgelerinde olduğu görülür. Bunu dengeleyebilmek için probun θ açısı kadar döndürülmesi gerekir. Bu durumda yatay akış açısında θ açısı kadarlık bir hata oluşur.

4.2.3.5. Dikey Akış Açısı (Pitch Angle) Hataları

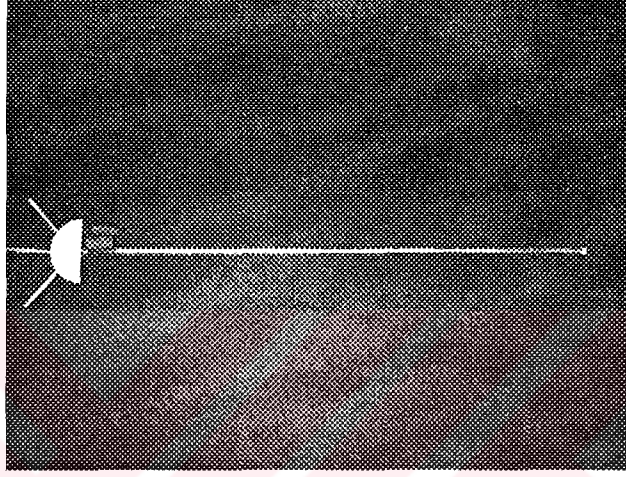
Dikey akış açısı hatası Şekil 4.16' da görüldüğü gibi probun uç noktasındaki normal akışta meydana gelen ϕ kadarlık bir farktan kaynaklanmaktadır. Bu hata şeklinin etkisini gidermek maksadıyla problemlerin basınç delikleri, prob uç noktasından prob çapının iki katı kadar uzağa açılır.



Şekil 4.16. Dikey akış açısı hatası (UNITED&SENSOR CORP., 1974)

4.2.3.6. Prob Kalibrasyonu

Bu çalışmada United Sensors & Control Corp. firmasının YC-187-14-D nolu probu kullanılmıştır (Şekil 4.17). KALAYCIOĞLU (1999) yapmış olduğu çalışmada projede kullanılan bu probu 4" (101.6 mm) ve 2" (50.8 mm) çaplı borularda kalibre etmiştir. Bu araştırmada çark çıkışında yapılan basınç ölçümlerinden hızların belirlenmesi amaçlanmıştır.

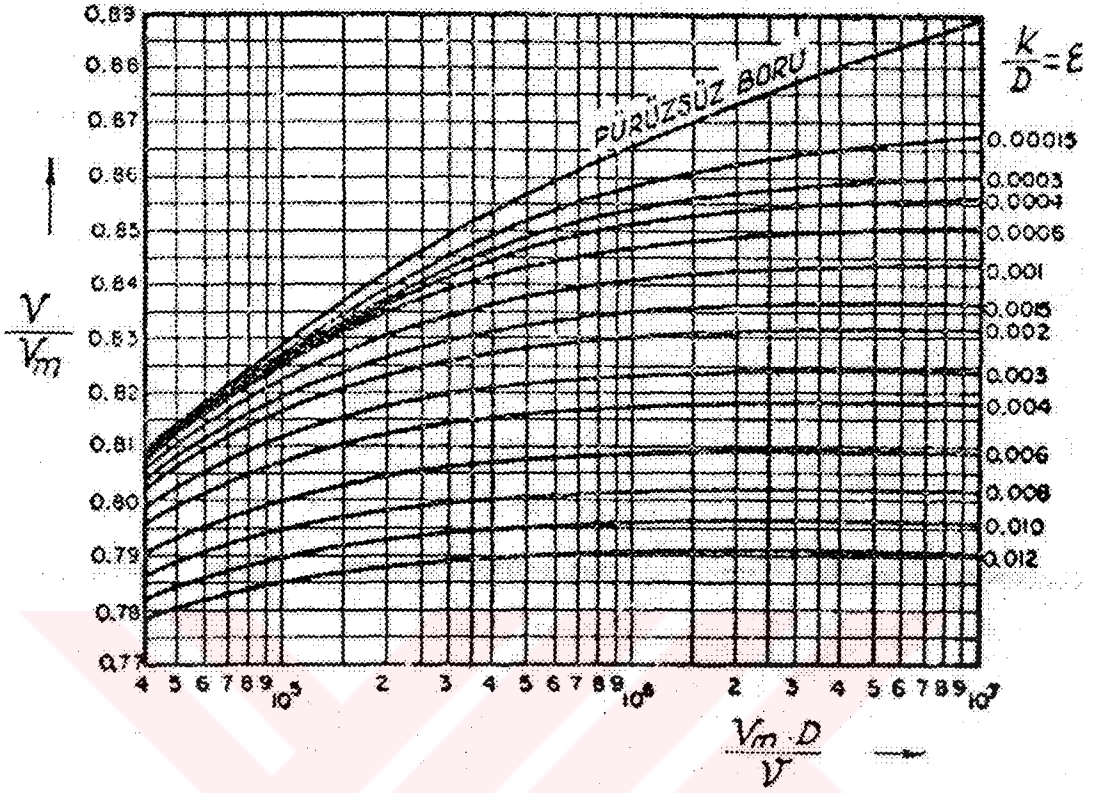


Şekil 4.17. Deneylerde kullanılan üç delikli basınç probu

Prob kalibrasyon deneyleri neticesinde elde edilen Basınç Farkı-Hız ($\Delta h-V^2$) eğrileri vasıtasıyla okunan basınç değerlerinden direkt olarak hızlar belirlenebilmektedir. Bu kalibrasyon eğrisi çeşitli aşamalardan sonra elde edilmektedir. Öncelikle deney yapılan borudaki debi belirlenerek o anki ortalama hız (V_{ort}) bulunmuştur. Ortalama hızın bilinmesi $Re = \rho V D / \mu$ sayısının da bilinmesi anlamına gelmektedir. Herbir borunun bağıl pürüzlülük değerleri $\epsilon = k/D$ formülünden hesaplanmaktadır. Buradaki k pürüzlülük katsayısı galvanizli boru için 0.15 değeri alınmıştır. Bağıl pürüzlülük ve Re sayısının bilinen bu değerlerine Şekil 4.18' de karşılık gelen V_{ort}/V_{maks} değeri tayin edilmiştir. Buradan da V_{ort} hızı bilindiğine göre prob önündeki hıza geçilebilir.

KALAYCIOĞLU (1999) yapmış olduğu çalışmada 4" (101.6 mm) ve 2" (50.8 mm) boruda ölçtüğü deneysel veriler aşağıdaki Tablo 4.3 ve Tablo 4.4' de görülmektedir. Ölçülen debilere karşılık gelen Re sayıları bulunmuş ve Şekil 4.18. vasıtasıyla V_{maks} tayin edilmiştir. V_{maks}^2 ile cmHg birimindeki dinamik basınç arasındaki bağıntı, Şekil 4.19' da görülen üç delikli basınç probu kalibrasyon eğrisi meydana getirmektedir.

Çark çıkışında aynı prob ile yapılan hız ölçümlerinde bu kalibrasyon eğrisinden faydalanılmıştır.



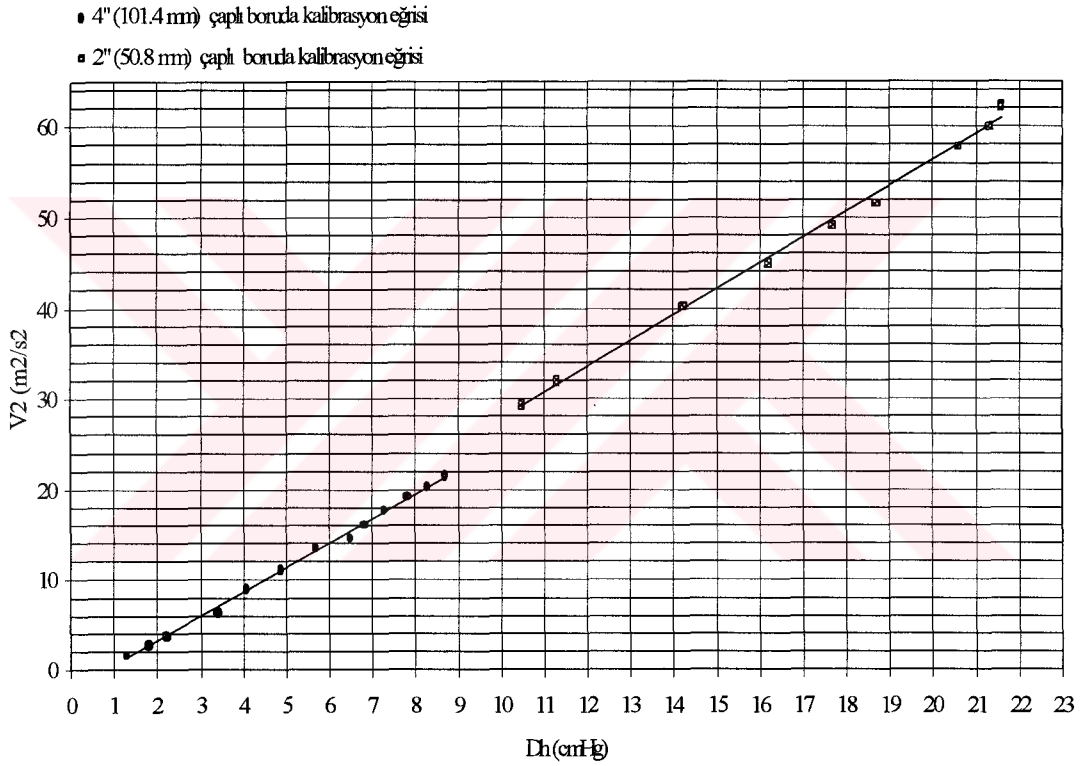
Şekil 4.18. $Re-\epsilon-(V_{ort}/V_{maks})$ eğrileri (ÖZGÜR, 1980)

Tablo 4.3. 4" (101.6 mm) çaplı borudaki kalibrasyon deneyi verileri

Dh (cmHg)	Q (m ³ /s)	V _{ort} (m/s)	Re (x10 ⁵)	V _{maks}	V _{maks} ²
8.7	0.0326	3.87	3.9	4.65	21.62
8.3	0.0316	3.75	3.8	4.51	20.34
7.8	0.0307	3.64	3.7	4.38	19.18
7.3	0.0295	3.5	3.6	4.2	17.64
6.8	0.0283	3.36	3.45	4	16.00
6.5	0.0268	3.18	3.2	3.8	14.44
5.7	0.0257	3.06	3.15	3.68	13.54
4.9	0.0233	2.77	2.85	3.34	11.16
4.1	0.021	2.5	2.5	3.01	9.06
3.4	0.018	2.1	2.1	2.53	6.40
2.2	0.0136	1.6	1.6	1.93	3.72
1.8	0.0115	1.36	1.4	1.65	2.72
1.3	0.0081	1	1	1.22	1.49

Tablo 4.4. 2" (50.8 mm) çaplı borudaki kalibrasyon deneyi verileri

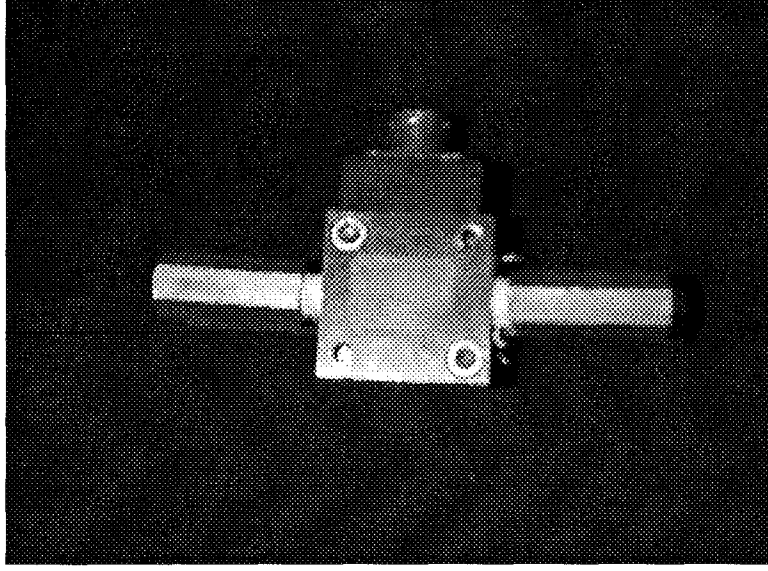
Dh (cmHg)	Q (m ³ /s)	V _{ort} (m/s)	Re (x10 ⁵)	V _{maks}	V _{maks} ²
21.6	0.0145	6.57	3.5	7.9	62.41
21.3	0.0142	6.43	3.4	7.74	59.91
20.6	0.0139	6.31	3.3	7.6	57.76
18.7	0.0131	5.96	3.1	7.18	51.55
17.7	0.0128	5.81	3	7	49.00
16.2	0.0122	5.56	2.9	6.7	44.89
14.2	0.0116	5.26	2.7	6.33	40.07
11.3	0.0104	4.7	2.5	5.66	32.04
10.5	0.01	4.5	2.3	5.42	29.38



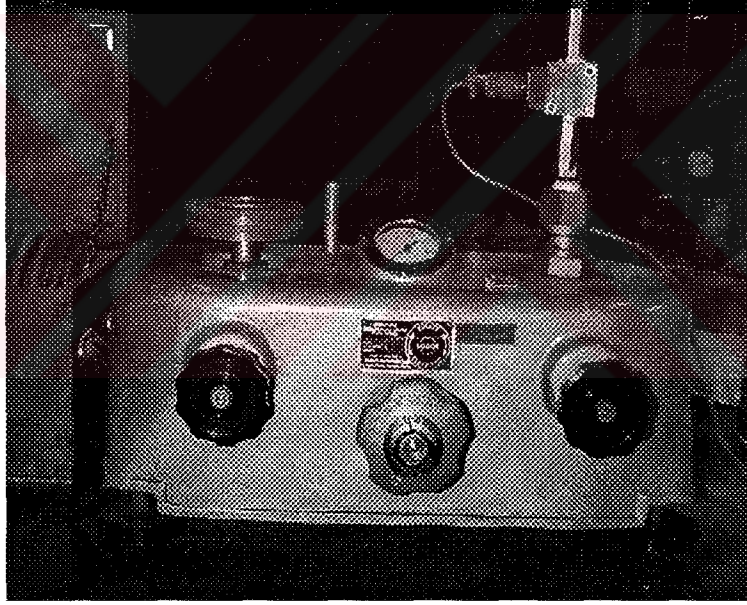
Şekil 4.19. Prob kalibrasyon eğrisi

4.2.4. Transduser Kalibrasyonu

Yapılan deneylerde çark çıkışındaki basınçlar Şekil 4.20' de görülen Validyne marka DP15-50 modeli basınç transduseri ile ölçülmüştür. Transduserde 22.5 mSS' luk diyafram kullanılmıştır. Suyla temasından dolayı diyafram esnekliğinin değişebileceği düşünülerek transduser her deney öncesi ve sonrası kalibre edilmiştir. Kalibrasyonda Şekil 4.21' de görülmekte olan havalı Dead-Weight kalibrasyon cihazı



Şekil 4.20. Basınç transduseri



Şekil 4.21. Dead-Weight kalibrasyon cihazı

kullanılmıştır. Kalibrasyon cihazına 0-1 bar arasında çeşitli ağırlıklar bağlanarak transduserde üretilen sinyaller demodülatör çıkışında voltaj olarak okunmuştur. Üretilen bu voltaj değeri ile bilgisayar programı arasındaki uyuşma sağlanmış ve Dead-Weight cihazındaki basınç değeri Pa olarak Bilgisayar ekranından okunmuştur. Araştırmada kullanılan Bilgisayar Sistemi, Demodülatör ve Kanal Kartı Şekil 4.22' de görülmektedir.



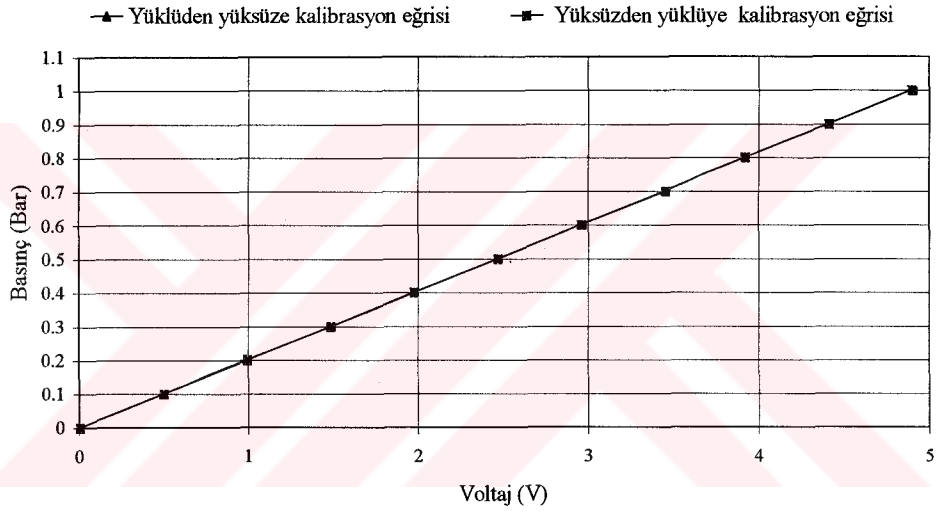
Şekil 4.22. Bilgisayar sistemi

Tablo 4.5. Transduser kalibrasyon verileri

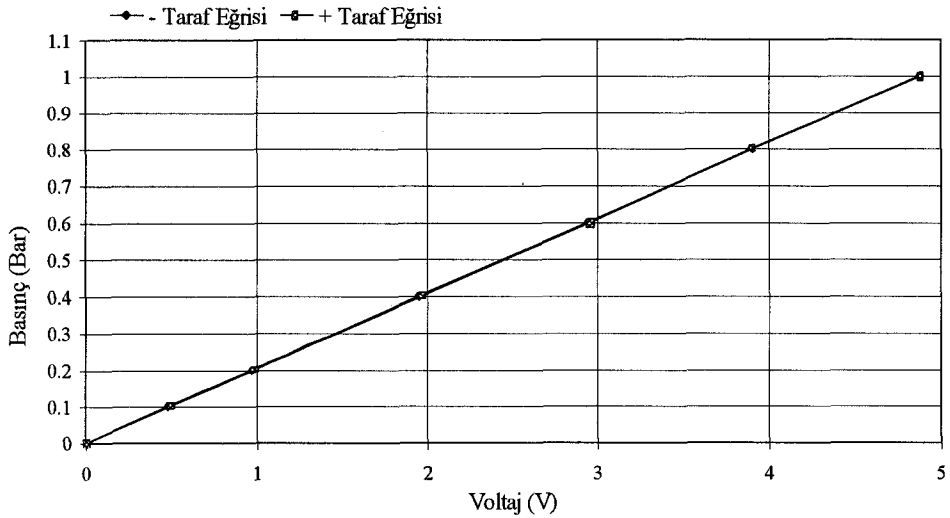
Yükliiden Yüksüze Ölçülen Kalibrasyon Değerleri		Yüksüzden Yüklüye Ölçülen Kalibrasyon Değerleri	
Basınç (Bar)	Voltmetre (V)	Basınç (Bar)	Voltmetre (V)
1	4.9	0	0.0074
0.9	4.41	0.1	0.5
0.8	3.92	0.2	0.992
0.7	3.452	0.3	1.486
0.6	2.963	0.4	1.977
0.5	2.472	0.5	2.47
0.4	1.979	0.6	2.962
0.3	1.49	0.7	3.453
0.2	0.989	0.8	3.92
0.1	0.502	0.9	4.41
0	0.0072	1	4.9

Bilgisayar sisteminde veri toplanması ± 5 V aralığında çalışan bir PCL-1800 veri toplama kartı ile gerçekleştirilmiştir. Çıkan maksimum basınç değerinin 0.6 bar olması nedeniyle bilgisayar sistemi 1 bar' a göre kalibre edilmiştir. Kalibrasyon cihazına bağlanan 1 bar' lık ağırlık karşılığında transduserin ürettiği sinyaller, bir demodülatör yardımıyla 2030 dijite karşılık gelen 4.89 V' a ayarlanmıştır. Sonrasında yük boşaltılarak demodülatörün sıfırlama düğmesi vasıtasıyla gelen sinyaller sıfırlanmış ve sistem çalışmaya hazır hale getirilmiştir. Kanal kartının demodülatörden alarak veri toplama kartına aktardığı basınç sinyalleri, bir Quick Basic programı vasıtasıyla ekrana grafik olarak çizdirilmiş ve değer olarak yazdırılmıştır. Hesaplarda kullanılan her bir basınç değeri 360000 adet örneklemenin

ortalamasından elde edilmiştir. Transduserin kalibrasyon cihazına montajını kolaylaştırmak ve hasar görmesini engellemek maksadıyla transduser giriş ve çıkışlarına bağlantı elemanları monte edilmiştir. Tablo 4.5' de 0-1 bar arasına karşılık gelen kalibrasyonun demodülatör çıkışındaki voltaj değerleri görülmektedir. Bu değerler kullanılarak elde edilen eğri ise Şekil 4.23.' de çizilmiştir. Şekil 4.24.'de ise transduserde kullanılan diyafram esnekliğinin + ve - yönlerde farklı olabileceği düşünülerek yapılan deney sonucu elde edilen eğri görülmektedir. Bu eğrilerden görüldüğü üzere, ister deney öncesi ve sonrası olsun, ister yüklüden yüksüze yada yüksüzden yüklüye doğru olsun, isterse de transduserin + yada - tarafıyla ölçüm yapılmış olsun ölçüm değerleri değişmemektedir.



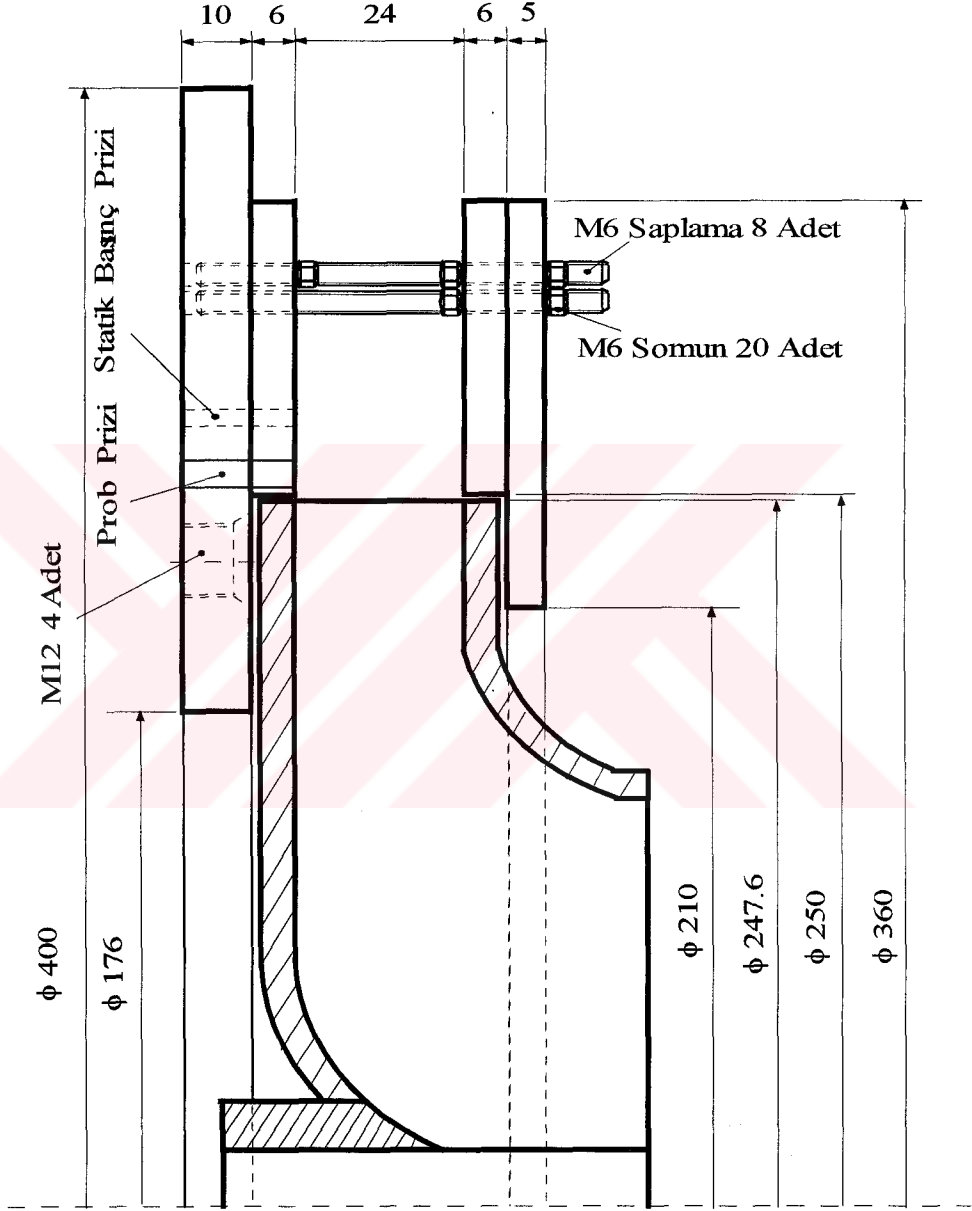
Şekil 4.23. Transduser kalibrasyon eğrisi



Şekil 4.24. Transduser (+,-) taraflarının kalibrasyonu

4.2.5. Difüzör ve Tasarımı

Çarktan yüksek hız ile çıkan suyun kinetik enerjisinin bir kısmını basınç enerjisine çevirmek gayesiyle pompalarda bazı durumlarda çarktan sonra difüzör (yayıcı) kullanılır. Kullanım amacına göre kanatlı ya da kanatsız olarak imal edilebilir.



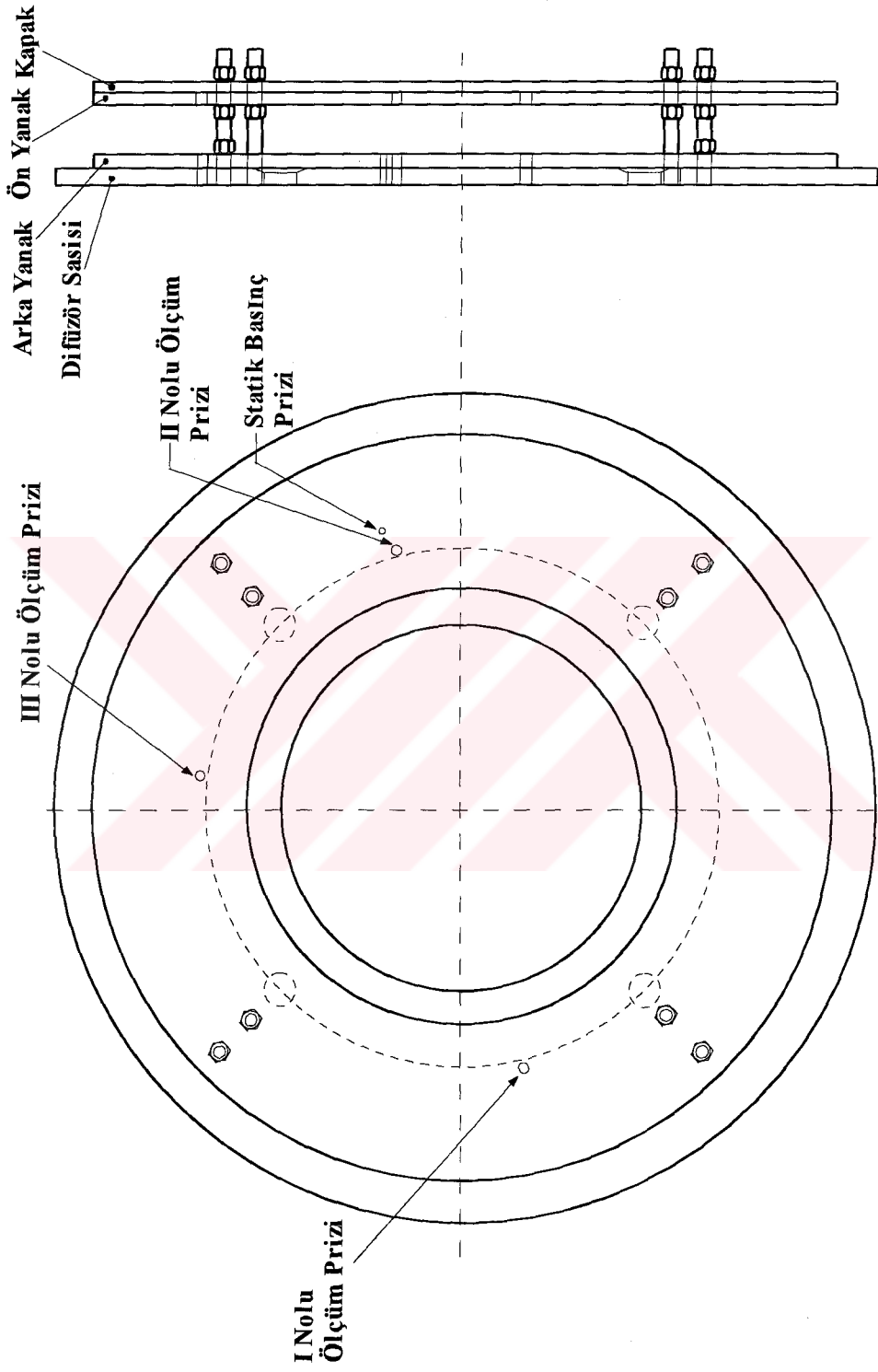
Şekil 4.25. Çark-Difüzör bağlantısı

Çark ile difüzör bir arada olabileceği gibi, çark-difüzör-salyangoz üçlüsüne de uygulamada sık sık rastlanmaktadır. Bu araştırmada akışa olan etkisinin incelenmesi ve pompadaki diğer elemanların enerji alışverişine etkileriyle karşılaştırmak amacıyla Şekil 4.25.' de görülen kanatsız bir difüzör tasarlanmıştır. Hafifliği, kolay

işlenebilirliği ve istenilen özellikleri karşılayabilecek nitelikte olması nedeniyle difüzör malzemesi olarak pleksiglas seçilmiştir. Difüzör, çark haznesine montajını sağlayan şasi, difüzör arka yanağı, difüzör ön yanağı ve kapak kısmı olmak üzere toplam dört parçadan oluşmaktadır. Her bir parça salyangozsuz pompa haznesinin emme deliğinden kolaylıkla geçirilebilmesi için iki parçalı olarak imal edilmiş ve eksen kaçıklığını engellemek maksadıyla şasi parçaları dört adet pim ile sabitlenmiştir.

Şekil 4.26' da görülen difüzörün pompa gövdesine montajı dört adet M12 saplama ile yapılmıştır. Çark çıkışında üç farklı konumda ölçüm yapabilmek için uygun yerlere 5 mm çaplı prob geçiş prizleri açılmıştır. Difüzör arka yanağına ve şasi üzerine açılan 3 mm' lik delikten statik basınç ölçümü yapılmıştır. Difüzör ön ve arka yanakları ile difüzör üst kapağı şasiye 8 adet M6 saplama ile sabitlenmiştir. Difüzör genişliğinin ayarı ve yanakların sabitlenmesi 20 adet somun vasıtasıyla yapılmıştır. Difüzörün ön ve arka yanakları iç çapı (D_3) 250 mm, dış çapı ise (4.2) eşitliğinden faydalanılarak hesaplanmış ve 360 mm alınmıştır. Bu eşitlikteki D_d : difüzör dış çapını ve D_2 : çark dış çapını göstermektedir.

$$D_d = (1.3 \div 1.6)D_2 \quad (4.2)$$



Şekil 4.26. Difüzör

5. DENEYLER ve SONUÇLAR

Bölüm 4' de açıklandığı gibi deneyler iki ayrı düzeneğe yapılmıştır. Bunlar santrifüj pompa deney düzeneği ve salyangozsuz pompa deney düzeneğidir. Enerji kazanmış olarak çarktan çıkan akışkanın salyangoz tarafından toplandığı santrifüj pompa deney düzeneğinde, pompa tasarım devri olan 1450 d/dak' da ve ayrıca 800 d/dak' da olmak üzere iki farklı devirde pompa karakteristikleri elde edilmiştir. Salyangozsuz deney düzeneğinde ise deneyler sadece 800 d/dak' da yapılmıştır.

5.1. Santrifüj Pompa Deneyleri

Radyal pompa çarkı performansının tayini için hazırlanan Şekil 4.1' de şematik olarak görülen düzeneğe, laboratuvardaki radyal bir pompanın çarkı tasarlandığı salyangozla birlikte deneylere tabi tutulmuştur. 1450 d/dak ile yapılan deneylerde basma borusu üzerindeki basıncı ölçmek için kalibrasyonu yapılmış bir mekanik manometre kullanılmıştır. Tablo 4.1' de mekanik manometre kalibrasyon değerleri verilmiştir ve bu değerlere karşılık gelen kalibrasyon eğrisi Şekil 4.2' de görülmektedir. 800 d/dak ile yapılan deneylerde basma borusu basınç değerleri civalı manometre yardımıyla okunmuştur. Şekil 4.1' de görülmekte olan basınç tayini için kullanılan yükseklikler şu şekildedir:

Basma prizinin yerden yüksekliği	$h_{b,priz}$	=1390 mm
Mekanik manometrenin yerden yüksekliği	$h_{mekanik}$	=1055 mm
Civalı manometrenin yerden yüksekliği	h_L	=1715 mm
Vakummetrenin yerden yüksekliği	$h_{vakumetre}$	=975 mm
Emme borusu prizi yerden yüksekliği	$h_{e,priz}$	=275 mm

Emme borusundaki vakum değerleri emme prizine bağlanan mekanik bir vakummetre vasıtasıyla ölçülmüştür. Mekanik vakummetre kalibrasyon değerleri Tablo 4.2' de ve eğrisi Şekil 4.3' de verilmiştir.

Debi ayarının bir vana vasıtasıyla yapıldığı bu deney düzeneğinde, hacimsel debinin ölçümü basma borusunda bulunan bir mekanik sayaç yardımıyla yapılmış ve basma borusunun suyu boşalttığı standart kanalda bulunan dikdörtgen bir savak ile de kontrol edilmiştir. Sayaç ile savak debilerinin uyduğu görülmüştür.

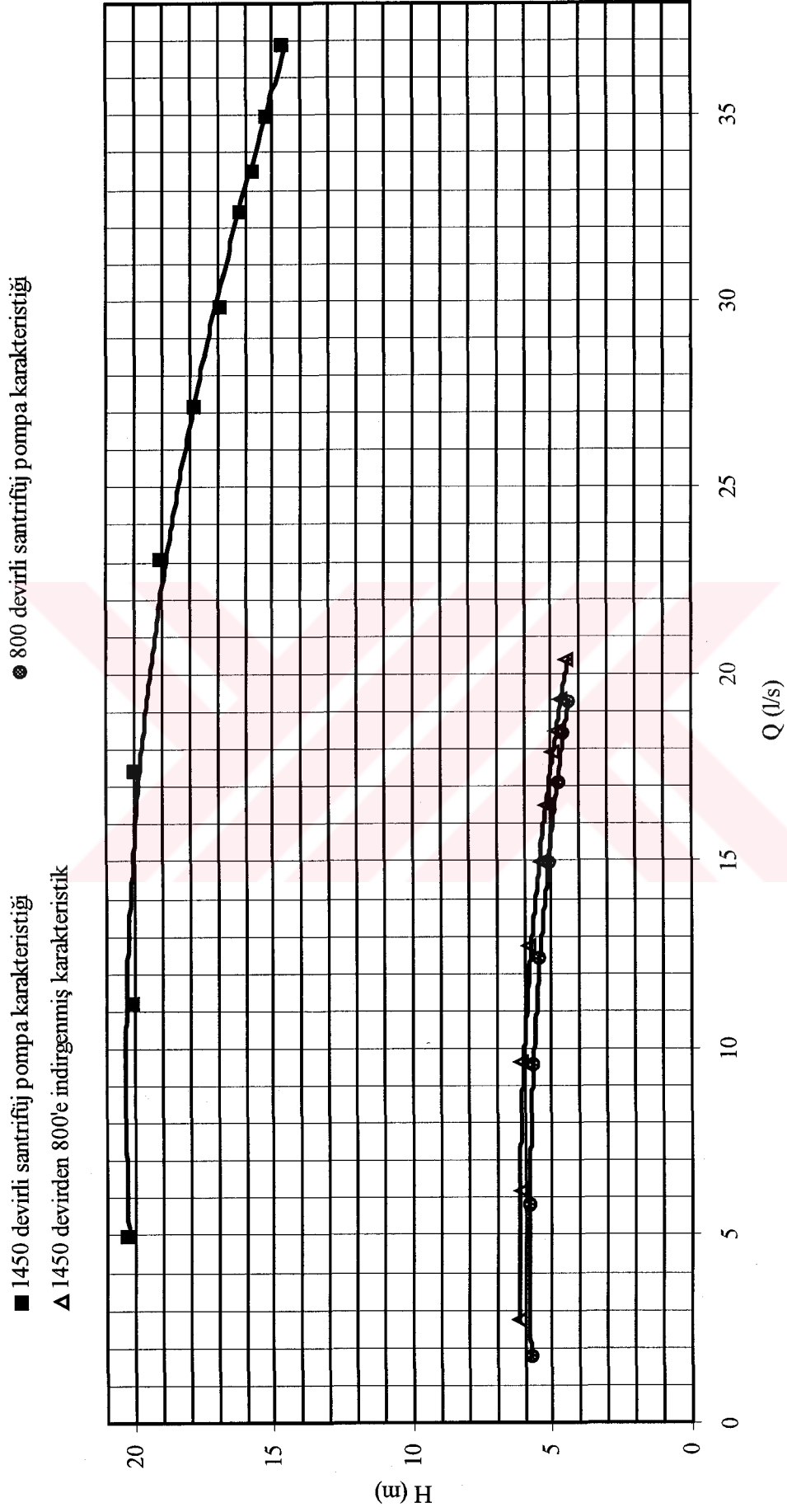
Santrifüj pompa deney düzeneğinde yapılan deneyler neticesinde elde edilen manometrik basma yüksekliği ve debi değerleri Tablo 5.1' de görülmektedir. 1450 d/dak ve 800 d/dak için orijinal santrifüj pompanın karakteristik eğrileri belirlenmiştir (Şekil 5.1). Ayrıca 800 d/dak karakteristik eğrisi ve pompa tasarım hızı olan 1450 d/dak karakteristik eğrisi arasında kıyas yapabilmek için, 1450 d/dak deney verileri teorik olarak (5.1) ve (5.2) eşitlikleri kullanılarak 800 d/dak' ya indirgenmiştir. Bu eşitlikler basınç sayısı (ψ) ve debi sayısından (ϕ) yararlanılarak elde edilmiştir. Bu indirgeme eğrisi de Şekil 5.1' de görülmektedir. Teorik olarak indirgenen karakteristik eğrinin aynı debideki manometrik basma yüksekliği, 800 d/dak deneyi sonuçları ile elde edilen karakteristik eğrinin manometrik basma yüksekliğinden şekilde görüldüğü gibi bir miktar farklı çıkmıştır. Bu fark küçük debilerde 0.35 m iken yüksek debilerde 0.28 m değerine kadar düşmektedir.

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad (5.1)$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \quad (5.2)$$

Tablo 5.1. Santrifüj pompa deney verileri

Deney Verileri (1450 d/dak)		1450'den 800 d/dak' ya indirgeme verileri		Deney Verileri (800 d/dak)	
H (m)	Q (m ³ /h)	H (m)	Q (m ³ /h)	H (m)	Q (m ³ /h)
14.65	36.89	4.47	20.38	4.42	19.24
15.27	34.99	4.65	19.30	4.57	18.41
15.72	33.52	4.79	18.50	4.72	17.13
16.16	32.41	4.93	17.91	5.09	14.97
16.90	29.85	5.14	16.47	5.49	12.40
17.80	27.15	5.42	14.99	5.66	9.56
19.06	23.07	5.81	12.73	5.82	5.80
19.97	17.43	6.09	9.62	5.78	1.77
20.06	11.22	6.11	6.19		
20.29	4.97	6.18	2.74		



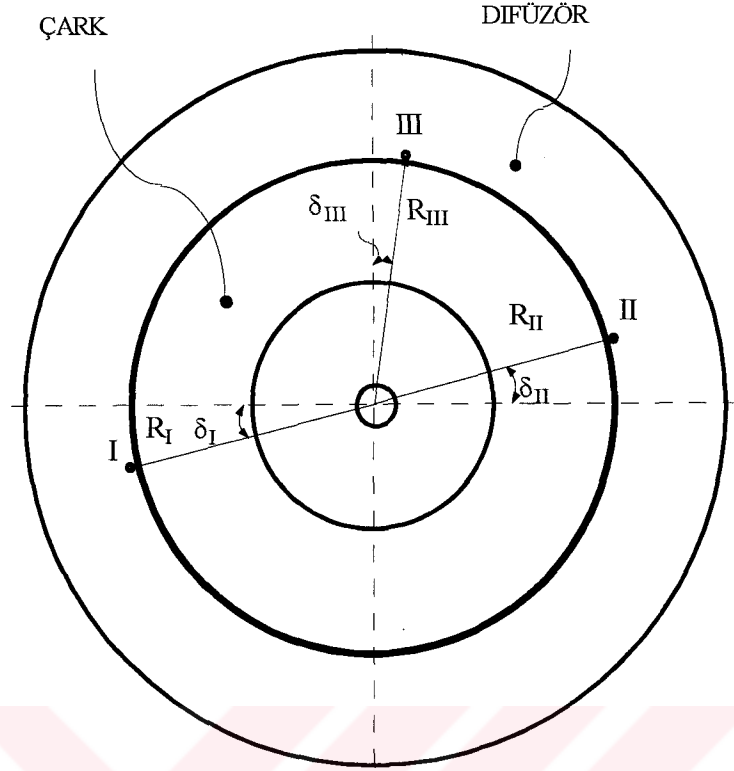
Şekil 5.1. Santrifüj pompa karakteristik eğrileri

5.2. Salyangozsuz Düzenek Deneyleri

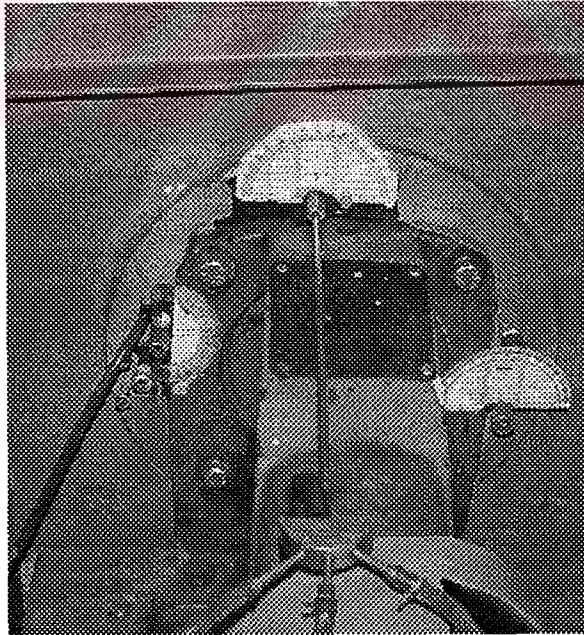
Pompa karakteristik eğrisi belirlendikten sonra pompa çarkı, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5' de görülen bu araştırma için özel olarak tasarlanmış salyangozsuz deney düzeneğine monte edilmiştir. Bu deney düzeneğinde ilk aşamada çark yalnız başına denenmiş, ikinci aşamada ise çark çıkışına yerleştirilen kanatsız bir difüzör ile birlikte denenmiştir. Deneyler 800 d/dak' da yapılmıştır. Deneylerde bir depodan emilen su kapalı bir çevrim ile yine aynı depoya basılmıştır. Şekil 4.5' de şematik olarak görülen deney düzeneğinin karakteristik eğri tayininde etkili büyüklükleri şu şekildedir:

Statik basınç prizi yüksekliği	$h_{\text{statik,priz}}$	= 685 mm
I, II ve III prizleri için prob yüksekliği	$h_{\text{prob,I}}$	= 605 mm
	$h_{\text{prob,II}}$	= 671 mm
	$h_{\text{prob,III}}$	= 763 mm
Transduserin yerden yüksekliği	$h_{\text{transduser}}$	= 340 mm
Emme borusu basınç prizi yerden yüksekliği	$h_{\text{emme,priz}}$	= 610 mm
Cıvalı manometrenin yerden yüksekliği	h_L	= 1715 mm

Salyangozsuz deney düzeneğindeki deneyler çark çevresinde açılmış üç ayrı priz için yapılmıştır. Deneylerin yapıldığı bu prizler Şekil 5.2' de görülmektedir. 4.75 mm çapındaki üç delikli basınç probunun rahatlıkla girebilmesi ve sızdırmazlığın minimum seviyede tutulabilmesi için prizler 5 mm çapında delinmiş ve sızdırmazlık contaları kullanılmıştır. Çalışmalar esnasında iç basınçtan dolayı haznede meydana gelebilecek muhtemel bombeleşmeden probun etkilenmemesi ve hasar görmemesi maksadıyla, bu prizler Şekil 5.3' de görülen rijit plaka üzerine açılmıştır. I nolu priz çark merkezinden $R_I = 130$ mm ve çark dış yüzeyinden 6.2 mm uzaklıkta, II nolu priz çark merkezinden $R_{II} = 129$ mm ve çark dış yüzeyinden 5.2 mm uzaklıkta, III nolu priz ise çark merkezinden $R_{III} = 129.6$ mm ve çark dış yüzeyinden 5.8 mm uzaklıktadır. Deney esnasında probun prizlere monte edilmesiyle, prob dış yüzeyi ve çark dış yüzeyi arasında I prizinde 3.8 mm, II prizinde 2.8 mm ve III prizinde de 3.4 mm mesafe kalmaktadır. Açılan bu prizler, Şekil 5.2' de görüldüğü gibi, eksenlerden $\delta_I = 14.25^\circ$, $\delta_{II} = 14.36^\circ$ ve $\delta_{III} = 7.536^\circ$ lik sapma göstermektedirler.



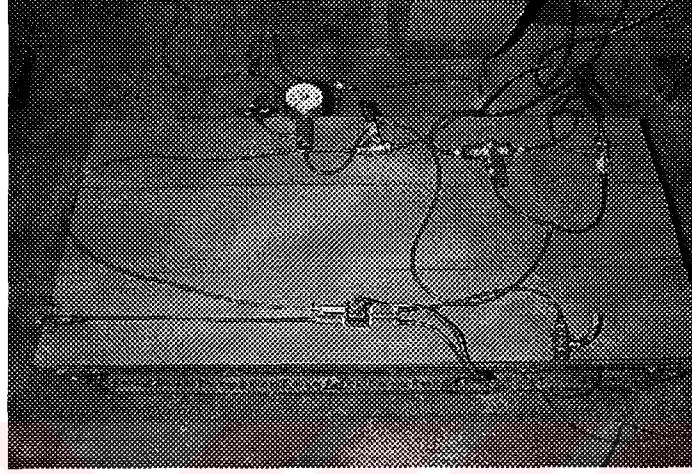
Şekil 5.2. Ölçüm yapılan deney prizleri



Şekil 5.3. Açı ölçerlerin yerleşim şekli

Bu deneylerde prob, çark genişliği (b) boyunca hareket ettirilerek her 4 mm' de bir olmak üzere toplam 5 farklı noktada ölçüm yapılmıştır. Bu ölçüm noktaları a: çark yanağından 4 mm, b: çark yanağından 8 mm, c: çark merkezinde, d: çark göbeğinden

8 mm ve e: çark göbeğinden 4 mm mesafedeki uzaklıkları göstermektedir. Herbir noktadaki çarkın H_m -Q karakteristik eğrileri belirlenmiştir. Çark genişliği boyunca elde edilen bu eğrilerin ortalama karakteristik eğrileri, santrifüj pompa karakteristik eğrileri ile kıyaslamada kullanılmıştır. Deneylerde çark çıkışındaki hız yönü tayini prizlere yerleştirilmiş açı ölçerler yardımıyla yapılmıştır (Şekil 5.3).



Şekil 5.4. Vana düzenneği

Üç delikli basınç probundan ve hazne çeperinden alınan basınç değerlerinin herbirini ayrı ayrı transdusere iletip veri alabilmek için, Şekil 5.4.' de görülen vana düzenneği tasarlanmıştır. Bu düzenekteki iki ve üç yollu vanalar birbirleriyle kombine bir şekilde kullanılarak probun 1, 2, 3 noktalarındaki basınçlar ve bu noktalar arasındaki basınç farkları ile hazne çeperindeki statik basınç transduser vasıtasıyla okunmuştur.

5.2.1. Salyangozsuz Düzenekte Difüzörsüz Yapılan Deneyler ve Sonuçlar

Santrifüj pompadan alınan radyal çark, karakteristik eğrisinin çıkarılabilmesi için özel olarak hazırlanmış bir hazne içine Şekil 5.5' de görüldüğü gibi monte edilmiştir. Çarkın arka yüzeyinin hazne çeperinden uzaklığı 11 mm' dir. Emme borusu ucuna yerleştirilen şapka çark emme kenarının tüm çevresini örtmektedir (Şekil 4.7). Emme tarafından alınan su çarkı terk ederek 1200 mm çapında ve 200 mm derinliğindeki bir haznenin içine yönlenmiştir. Çark çıkışındaki hız ölçümlerinin yapıldığı prob ile çarkın I prizindeki konumu Şekil 5.6' da görüldüğü gibidir. Bu noktada çark dış yüzeyi ile prob dış yüzeyi arasında 3.8 mm boşluk bulunmaktadır. Çeper statik basıncı çark çıkışından 20 mm uzakta II prizinin olduğu taraftan alınmıştır.



Şekil 5.5. Salyangozsuz düzenekte çarkın hazne içine montajı



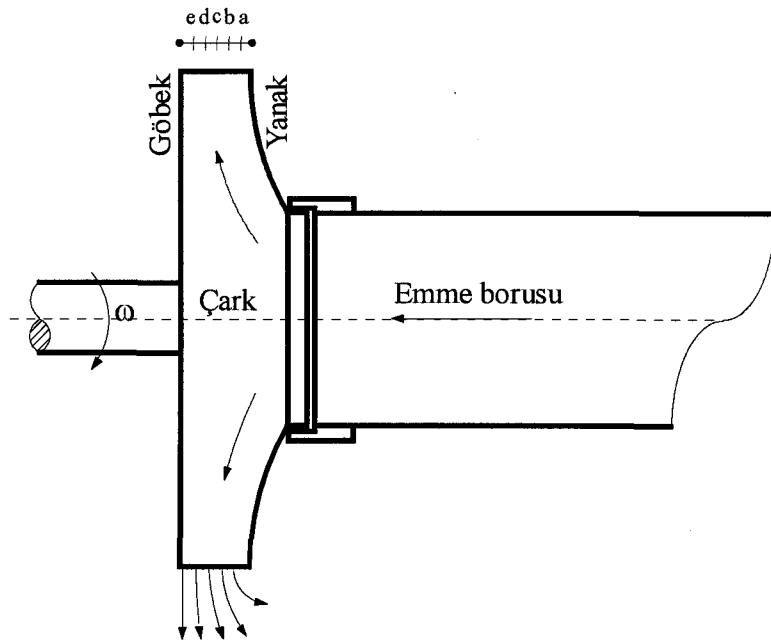
Şekil 5.6. I prizindeki çark-prob konumu

Her deneyden önce ve sonra transduser kalibrasyonu yapılmıştır. 800 d/dak da yapılan deneylerde toplam basıncın maksimum değeri 0.65 bar değerini geçmemektedir. Bu nedenle transduser kalibrasyonu 0-1 bar aralığında yapılmıştır.

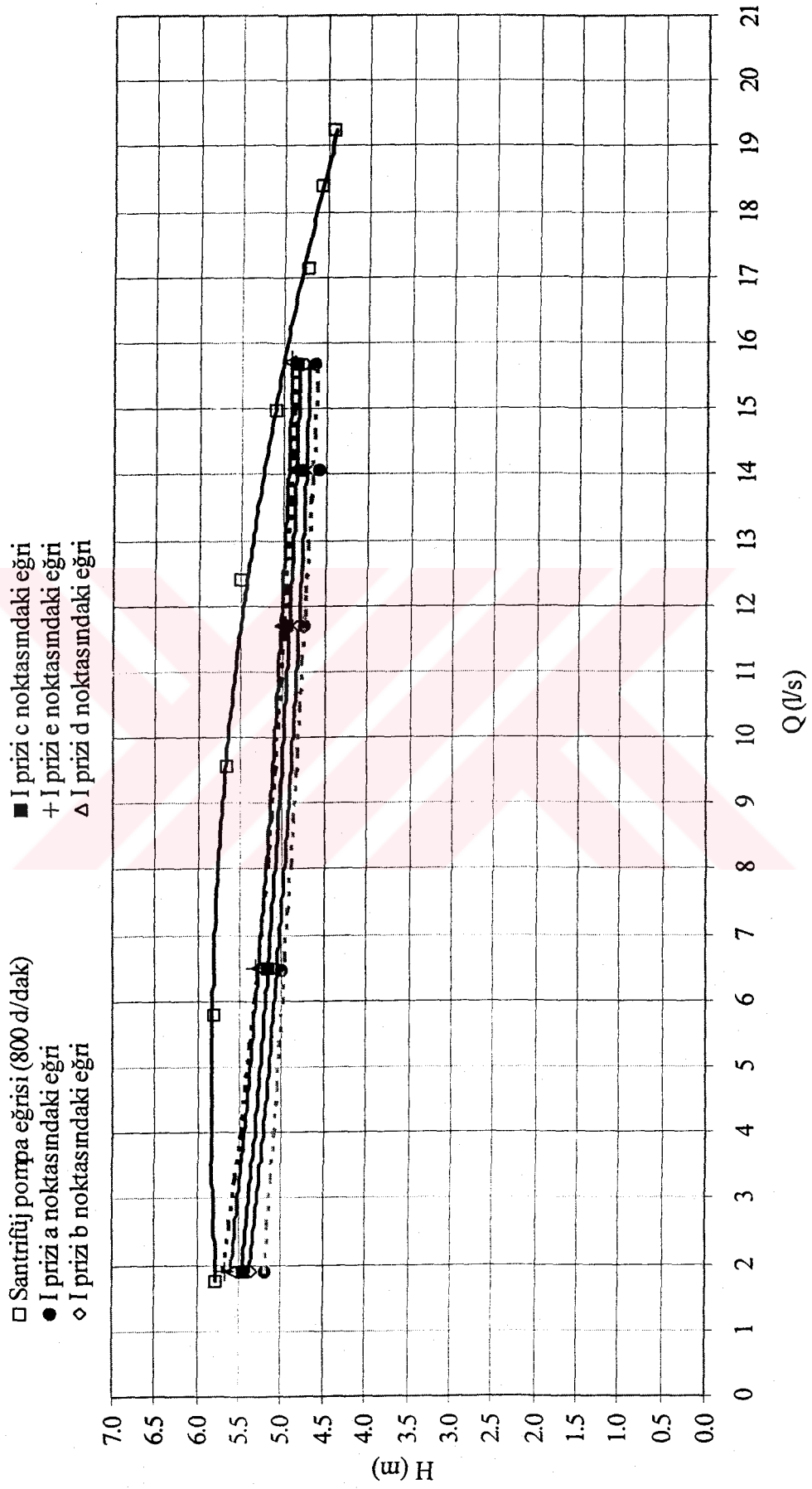
Dead-Weight kalibrasyon cihazına yüklenen ağırlık karşılığı bilgisayar ekranında da okunarak Transduser-Demodülatör-Bilgisayar sistemi deneye hazır hale getirilmiştir. Ölçüm yapılacak olan prize monte edilen prob, bir su terazisi vasıtasıyla açılı ölçümü için sıfırlanmıştır. Bir müddet sistemin rejime girmesi beklendikten sonra deneylere başlanmıştır ve elektrik motoru devri bir takometre vasıtasıyla ölçülmüştür. Çark performans eğrisinin tayini için difüzörsüz ve salyangozsuz olarak yapılan bu deneyler Şekil 5.2' de görülen I, II ve III prizleri için tekrarlanmıştır. Şimdi bu prizlerde gerçekleştirilen deneyleri ve elde edilen eğrileri sırasıyla inceleyelim.

I prizinde deneyler çark genişliği (b) boyunca Şekil 5.7' de görülen beş ayrı noktada yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda Şekil 5.8.' de görülen difüzörsüz halde çark performans eğrileri elde edilmiştir. Tablo 5.2' de ise deney sonucunda elde edilen değerler verilmiştir.

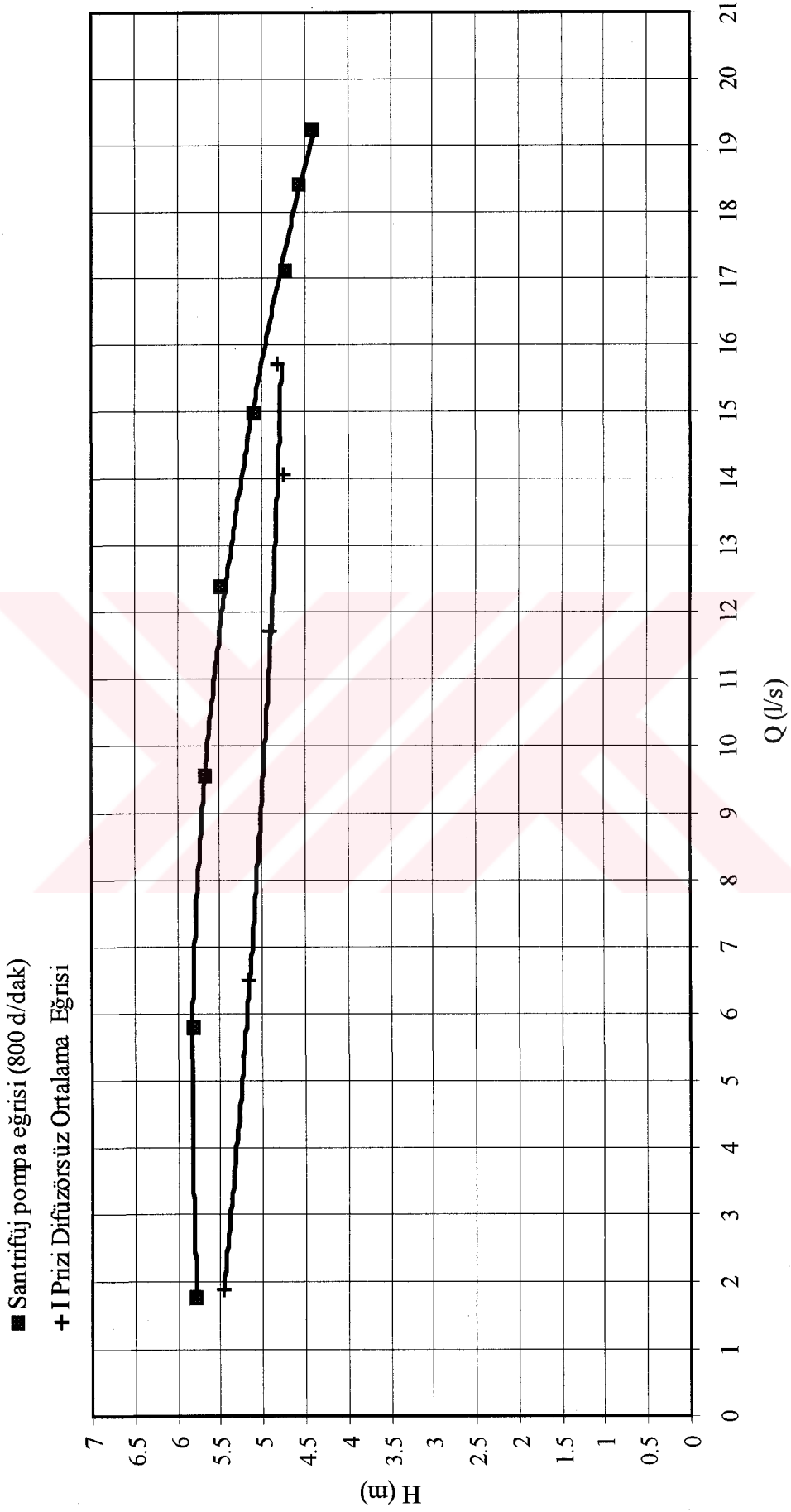
Şekil 5.8' de bu eğrilerin yanı sıra santrifüj pompa performans eğrisi de görülmektedir. Difüzörsüz haldeki çark performans eğrilerine bakıldığında, aynı debide a ile e noktaları arasında 0.4 m manometrik yükseklik farkı görülmektedir. Çark yanağından çark göbeğine doğru gidildiğinde aynı debi değeri için daha yüksek manometrik basma yüksekliği değeri elde edildiği gözlenmektedir. Bu artışın kaynağının çark göbeğine yakın noktadaki akışın iki boyutlu, yanak yüzüne yakın yerlerde ise 3 boyutlu olma eğiliminden kaynaklandığı ileri sürülebilir (Şekil 5.7).



Şekil 5.7. Çark çıkışı ölçüm noktaları ve akış şekli

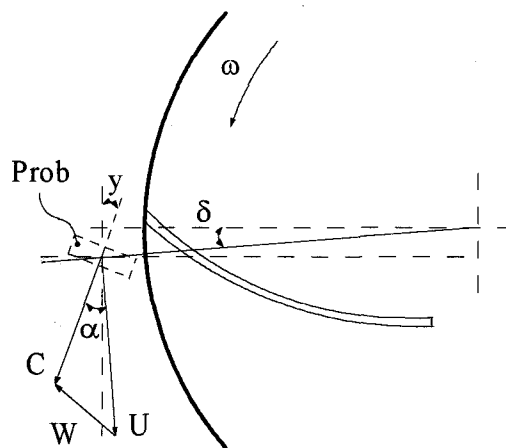


Şekil 5.8. I prizi difüzörsüz haldeki çark performans eğrileri



Şekil 5.9. I prizi difüzörsüz haldeki ortalama karakteristik eğrisi

Tablo 5.2' de I prizinde çark genişliği boyunca okunan değerlerden elde edilen sonuçlar görülmektedir. Bu sonuçlarda ölçülen kanat açısı değerleri 22° ile 12° arasında değişmektedir. Çark üzerinden ölçülen kanat açısı 32° dir. İncelenen noktadaki debi değerleri çark tasarım noktasındaki debi değerinden daha küçük kalmaktadır. Dolayısıyla deneyler kısmi debilerde gerçekleştirilmiş olmaktadır. Kısmi debilerdeki çalışmalarda çark kanatlarından olan ayrılmalar artmakta ve kayma değeri yükselmektedir (ÖZGÜR ve ŞEN, 1979). Kısmi debilerde debi değerinin düşmesiyle kanat çeperlerinden ayrılmalar artmakta, çark çıkışındaki mutlak hızın meridyenel bileşeninde azalma görülmekte ve açı değerleri de düşmektedir. I noktasındaki açı değerleri ölçümü Şekil 5.10' da görüldüğü gibi yapılmıştır ve hesap şekli aşağıda açıklanmıştır. Şekildeki δ açısı ölçüm noktasının merkezden kaçıklığından dolayı açığa çıkan açıyı, γ açısı deney esnasında açıölçerden okunan açıyı ve α açısı da mutlak hız (C) ile sürüklenme hızı (W) arasındaki açıyı göstermektedir.



aç1 tayini

61

Tablo 5.2. I prizinde difüzörsüz haldeki deney verileri

e noktası değerleri									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ. Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
21.8	0.23193	0.24110	5.76	5.90	10.39	2.00	5.41	4.91	15.73
21.3	0.25357	0.25913	5.74	5.89	10.38	1.94	5.41	4.85	14.06
20.5	0.28029	0.28412	5.74	5.88	10.37	1.84	5.43	4.98	11.71
20.3	0.33215	0.33658	5.97	6.10	10.37	1.72	5.71	5.32	6.50
21.7	0.36559	0.37147	6.24	6.36	10.38	1.75	5.99	5.68	1.89
d noktası değerleri									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ. Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
21.4	0.23178	0.24110	5.82	5.96	10.38	1.92	5.49	4.94	15.70
21.6	0.25326	0.26096	5.84	5.98	10.38	1.92	5.51	4.90	14.06
20.4	0.27983	0.28565	5.85	5.99	10.37	1.78	5.57	5.04	11.71
19.5	0.33214	0.33431	5.92	6.06	10.37	1.66	5.69	5.30	6.49
20.1	0.36639	0.36796	6.10	6.23	10.38	1.66	5.87	5.60	1.89
c noktası değerleri									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ. Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
20.3	0.23206	0.23862	5.66	5.80	10.38	1.86	5.34	4.85	15.69
19.9	0.25326	0.25897	5.66	5.81	10.38	1.82	5.36	4.80	14.07
18.9	0.27984	0.28302	5.70	5.84	10.37	1.69	5.44	4.95	11.70
17.7	0.33218	0.33009	5.72	5.86	10.37	1.55	5.50	5.17	6.50
17.3	0.36568	0.36291	5.90	6.03	10.38	1.45	5.72	5.47	1.89
b noktası değerleri									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ. Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
18.4	0.23153	0.23757	5.49	5.64	10.37	1.72	5.21	4.75	15.68
18.1	0.25309	0.25669	5.44	5.60	10.38	1.70	5.17	4.67	14.07
17.1	0.27936	0.28012	5.48	5.63	10.37	1.58	5.24	4.82	11.70
16.4	0.33185	0.32964	5.57	5.72	10.36	1.46	5.37	5.08	6.49
15.3	0.36576	0.36142	5.74	5.88	10.39	1.31	5.58	5.37	1.89
a noktası değerleri									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ. Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
17.3	0.23149	0.23723	5.30	5.46	10.37	1.66	5.03	4.64	15.68
16.9	0.25361	0.25679	5.30	5.46	10.38	1.62	5.05	4.60	14.08
16.0	0.27924	0.27998	5.35	5.51	10.36	1.50	5.13	4.75	11.70
15.1	0.33152	0.32980	5.42	5.58	10.37	1.38	5.25	5.00	6.46
12.3	0.36549	0.36067	5.43	5.59	10.39	1.11	5.32	5.19	1.89

$$\beta_{2k} = \tan^{-1} \left(\frac{C \cdot \sin \alpha}{U - C \cdot \cos \alpha} \right) \quad (5.3)$$

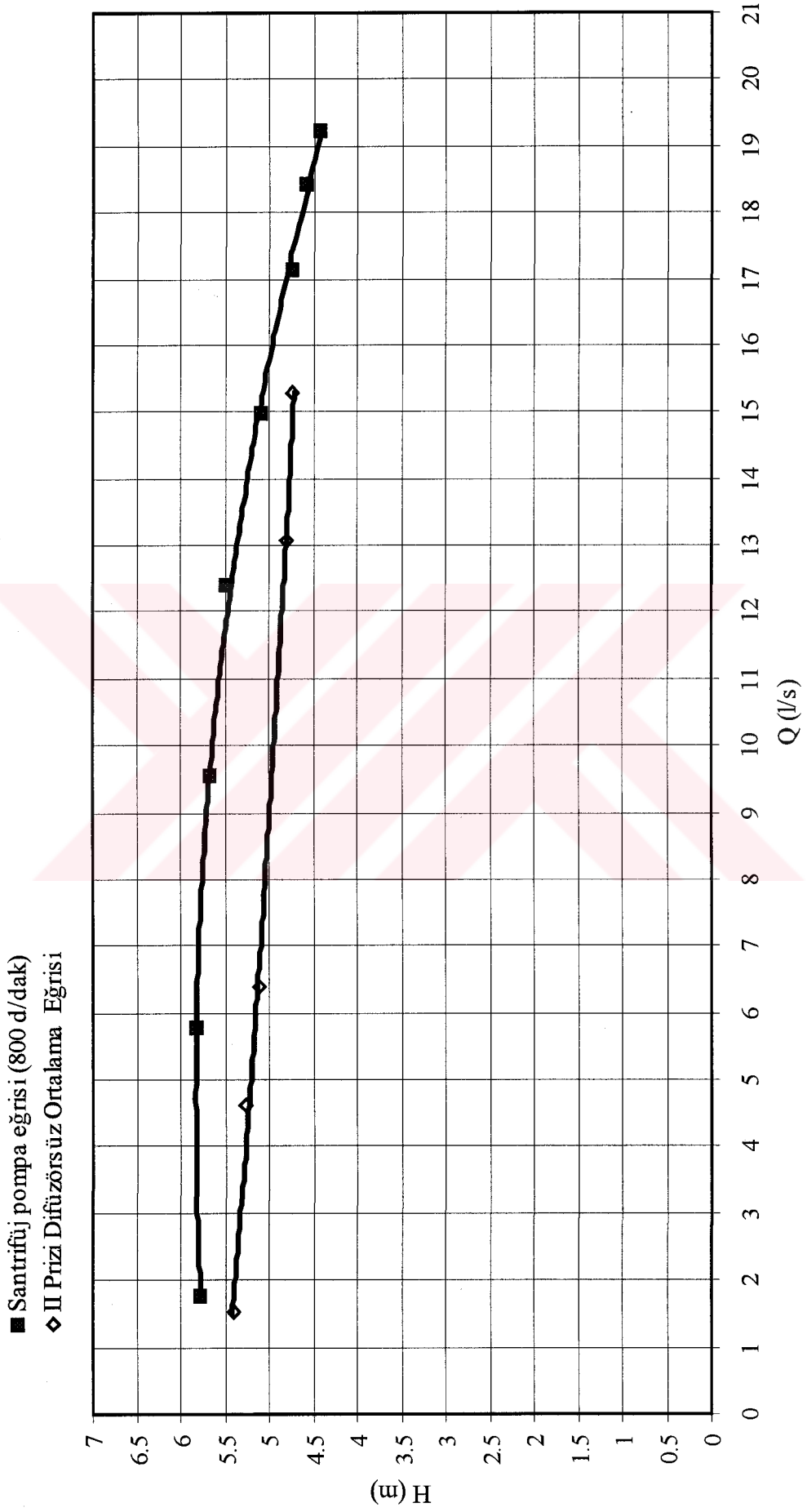
şeklinde hesaplanmıştır. Bu priz noktası yerden 605 mm yükseklikde olup, prob dış yüzeyi ile çark arasındaki mesafe 3.8 mm' dir.

Prob statik basınç deliklerinden okunan değer, çeperden okunan statik basınç değerinden maksimum %3 lük bir fazlalık göstermektedir (Tablo 5.2). Yine $\Delta P_{12} = \rho C^2 / 2$ ifadesi ile hesaplanan çark çıkışı mutlak hızları, prob kalibrasyon eğrisi kullanılarak elde edilen mutlak hızlardan daha fazla çıkmakta ve aradaki fark maksimum %3 değerine ulaşmaktadır. Kinetik enerjinin manometrik basma yüksekliğine katkısı a noktasında %30, b noktasında %31, c noktasında %32, d noktasında %34 ve e noktasında % 33 olarak saptanmıştır.

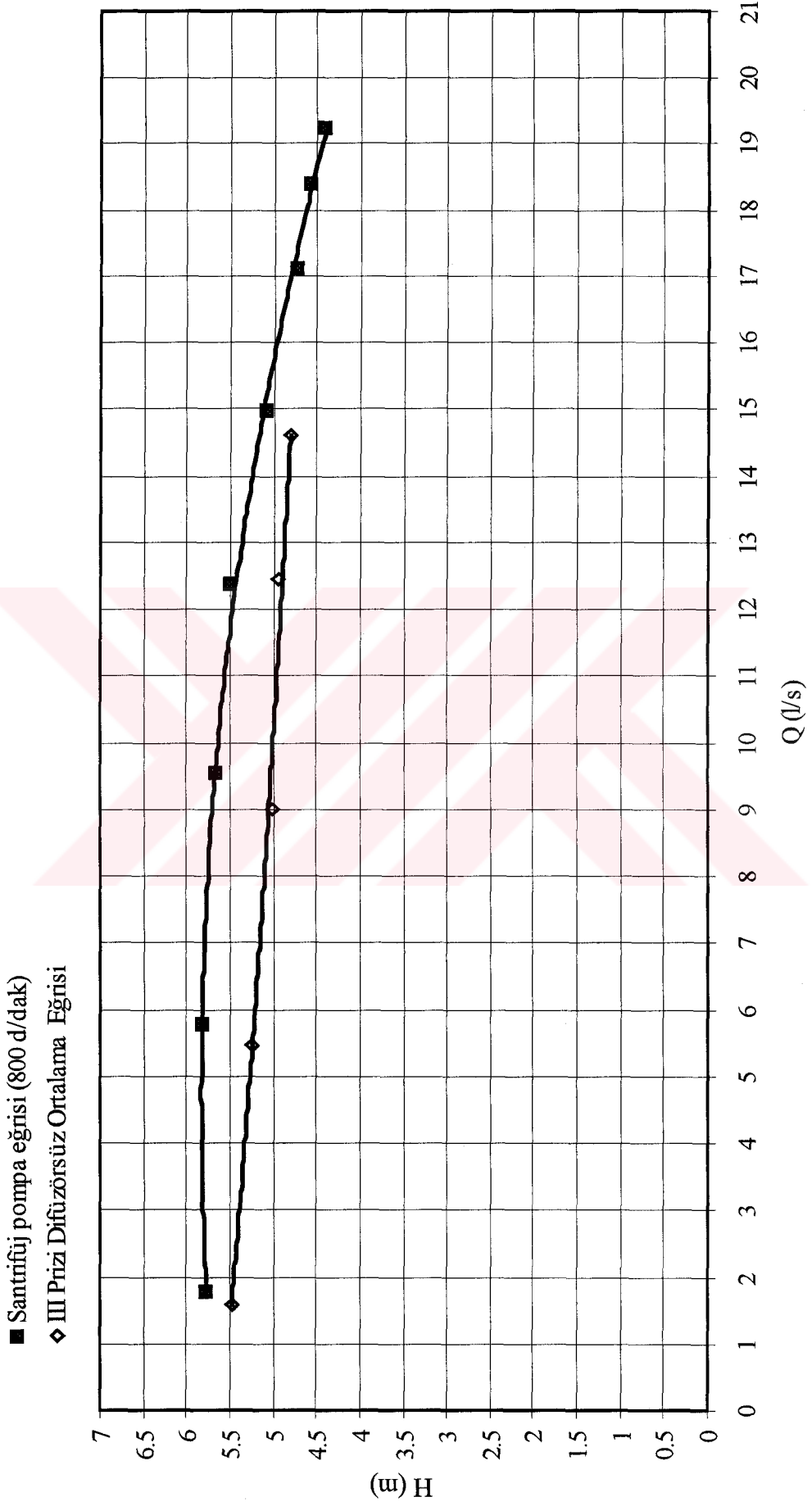
II prizi kıyaslama yapılabilmesi için I prizinin simetrisinde açılmıştır. Geometrik olarak yerden yüksekliği I prizinden 66 mm daha fazladır. Montaj sonrasında prob dış yüzeyi ile çark dış yüzeyi arasındaki mesafe 2.8 mm kalmaktadır. I prizi ile aynı şartlarda yapılan deney sonuçlarında Tablo 5.3' de görülen değerler elde edilmiştir. Bu değerlerin ortalamasıyla oluşturulan II prizi karakteristik eğrisi Şekil 5.11' de çizilmiştir. Bu prizin eksen kaçıklığından kaynaklanan açı değeri $\delta_{II} = 14^\circ$ ve deney sonucu elde edilen kanat açısı değerleri 20° ila 16° arasında değişmektedir. Prob ile ölçülen statik basınç değeri hazne çeperindeki statik basınç değerinden maksimum %4 fazlalık göstermektedir. Hesap ile elde edilen çark çıkışı mutlak hızı kalibrasyon eğrisinden elde edilene nazaran maksimum %2.5 yüksektir. Kinetik enerjinin manometrik basma yüksekliğine katkısı a noktasında %32, b noktasında %33, c noktasında %34, d noktasında %35 ve e noktasında % 36 olarak saptanmıştır.

Tablo 5.3. II prizi difüzörsüz deney H_m -Q değerleri

e noktası değerleri		d noktası değerleri		c noktası değerleri		b noktası değerleri		a noktası değerleri	
H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)
4.86	15.23	4.85	15.24	4.73	15.35	4.63	15.31	4.57	15.29
4.95	13.05	4.88	13.05	4.78	13.06	4.70	13.05	4.65	13.06
5.32	6.92	5.18	6.92	5.12	4.17	5.02	6.94	4.94	6.95
5.49	4.61	5.33	4.61	5.24	4.61	5.18	4.61	5.06	4.60
5.63	1.52	5.48	1.52	5.40	1.52	5.31	1.52	5.21	1.52



Şekil 5.11. II prizi difüzörsüz haldeki ortalama karakteristik eğrisi



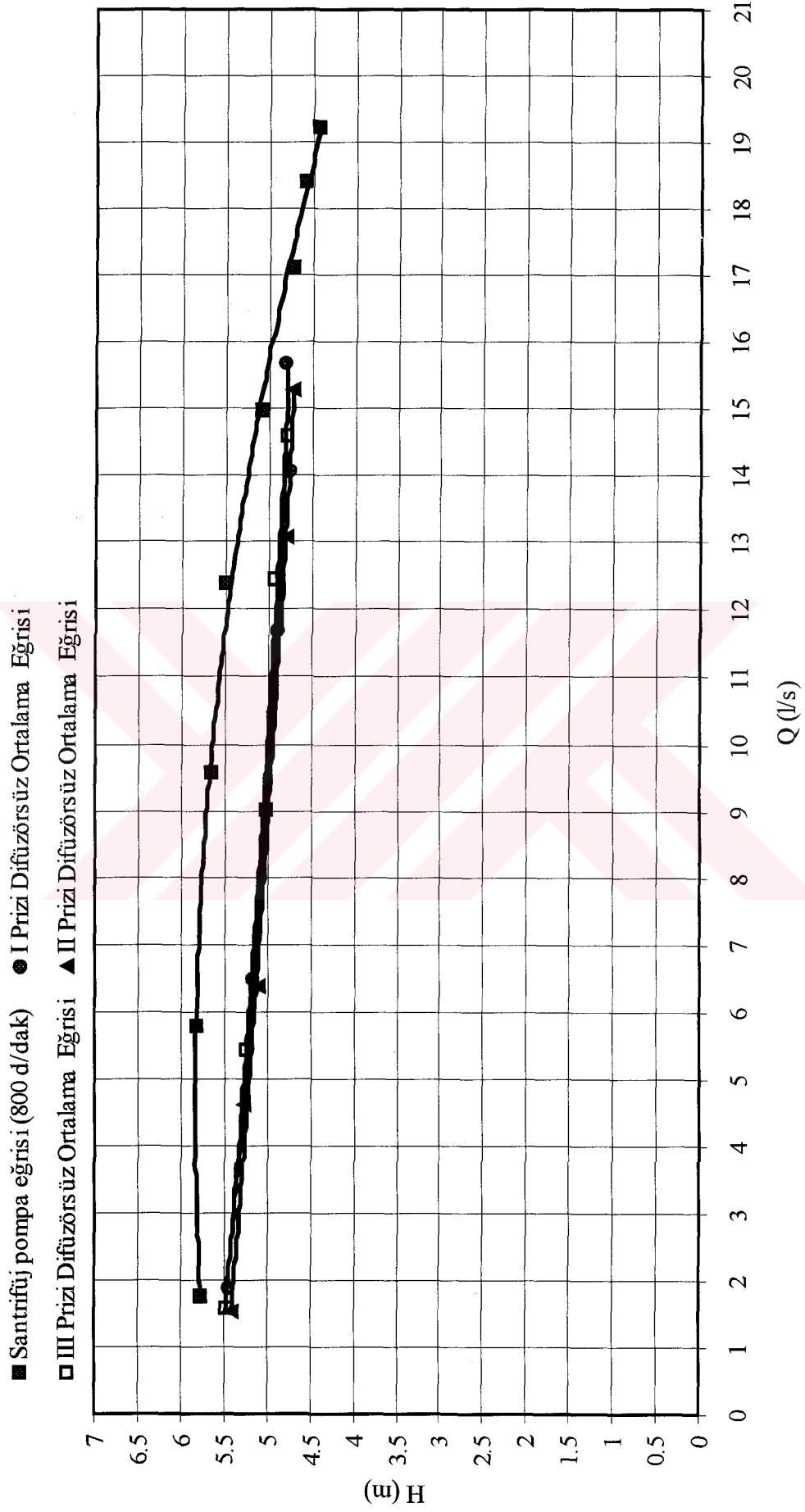
Şekil 5.12. III prizi difüzörsüz haldeki ortalama karakteristik eğrisi

III prizinde yapılan deneyler sonucunda elde edilen H_m -Q değerleri Tablo 5.4' de verilmiştir. Bu değerlerin ortalama karakteristik eğrisi Şekil 5.12' de görülmektedir. III prizinde yapılan incelemelerde karakteristiğin I ve II prizindeki karakteristiklerle benzer özellikler gösterdiği gözlenmiştir. Bu prizde prob dış yüzeyi ile çark dış yüzeyi arasındaki mesafe 3.4 mm ve prizin yerden yüksekliği 763 mm' dir. Eksen kaçıklığından dolayı oluşan açı $\delta_{III}=7.5^\circ$ dir. Ölçülen kanat açısı değerleri 21° ila 9° aralığında değişmektedir. Probdan okunan statik basınç değeri çeperden okunandan yaklaşık %4.7 daha düşüktür. Hesap ile elde edilen çark çıkışı mutlak hızı, kalibrasyon eğrisinden elde edilene nazaran maksimum %3 daha yüksektir. Kinetik enerjinin manometrik basma yüksekliğine katkısı a noktasında %28, b noktasında %30, c noktasında %31, d noktasında %33 ve e noktasında % 34 olarak saptanmıştır. Basınç farkının basma yüksekliğine katkısı ortalama %67 ve priz yüksekliğinden kaynaklanan katkı ise toplam basma yüksekliğinin %3' ünü teşkil etmektedir.

Tablo 5.4. III prizi difüzörsüz deney H_m -Q değerleri

e noktası değerleri		d noktası değerleri		c noktası değerleri		b noktası değerleri		a noktası değerleri	
H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)
4.83	14.62	4.91	14.61	4.81	14.58	4.76	14.59	4.67	14.59
5.12	12.49	5.06	12.47	4.92	12.45	4.86	12.44	4.73	12.43
5.29	9.02	5.13	9.01	5.01	9.00	4.91	8.99	4.76	9.00
5.57	5.47	5.37	5.46	5.26	5.45	5.14	5.45	4.94	5.42
5.81	1.58	5.61	1.58	5.51	1.58	5.38	1.58	5.09	1.58

Şekil 5.13' de I, II ve III prizlerinin olduğu yerlerden çark genişliği boyunca (b) elde edilen eğrilerin ortalama karakteristik eğrileri görülmektedir. Bu eğriler yaklaşık olarak birbiriyle aynı özelliklere sahiptirler. Aynı debide III prizin olduğu yerden elde edilen ortalama karakteristik eğrisinin manometrik basma yüksekliği, II prizinden ölçülen manometrik basma yüksekliğinden 5 cm daha yüksek değerdedir. I eğrisi karakteristik özellikleri ise II ve III eğrileri arasında kalmaktadır. Şekil 5.13' de görüldüğü gibi çark çevresinde yapılan ölçümler neticesinde elde edilen ortalama karakteristik eğrileri birbiriyle benzer özellikler göstermektedir. Bu karakteristik eğriler santrifüj pompa karakteristik eğrisi ile kıyaslandığında, aynı debi değeri için daha düşük manometrik yüksekliklere sahip oldukları görülmektedir. Debinin pompa tasarım debisi olan 16.86 l/s değerine yaklaşmasıyla, bu eğrilerin

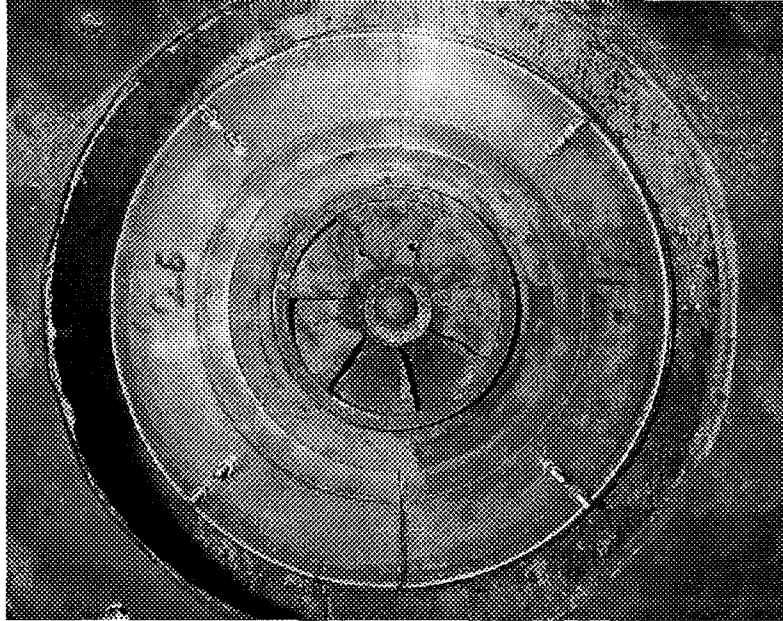


Şekil 5.13. I, II, III prizleri difüzörsüz haldeki ortalama karakteristik eğrileri karşılaştırması

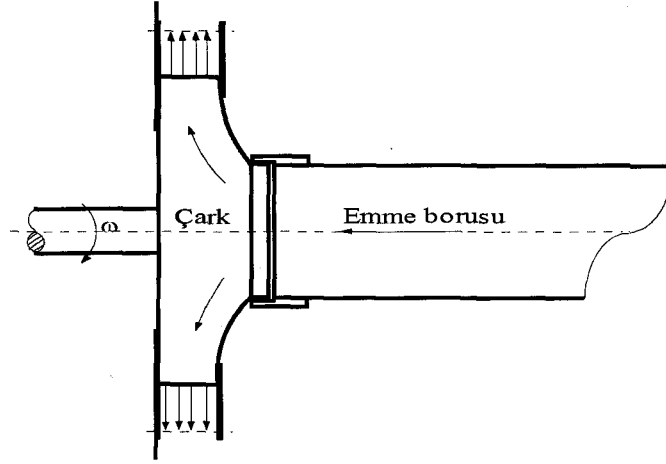
aynı debideki manometrik basma yükseklikleri ile santrifüj pompa karakteristiğinin manometrik basma yüksekliği arasındaki fark azalmaktadır. Bu fark 8 l/s debide 0.63 m (%11) iken 15 l/s debide 0.36 m (%7) değerine düşmüştür. Bu da debinin artmasıyla akışın çark kanallarını doldurduğu ve prob ile yapılan ölçümlerdeki hataların azaldığı şeklinde düşünülebilir.

5.2.2. Salyangozsuz Düzenekte Difüzörlü Yapılan Deneyler ve Sonuçlar

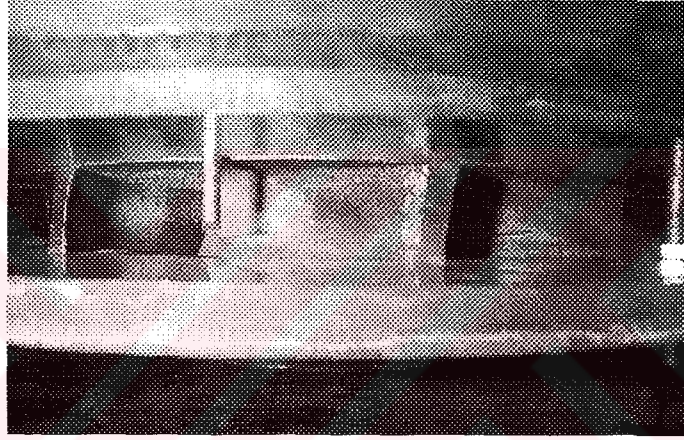
Salyangozsuz düzenekte çarkın difüzörsüz H_m -Q eğrilerinin elde edilmesinden sonra, çark çıkışına akışı iki boyutlu ve düzenli hale getirmek için kanatsız bir difüzör yerleştirilmiş ve bu halde performans eğrileri elde edilmiştir. Difüzörsüz deneyde kullanılan tüm elemanlar difüzör ile yapılan deneyde de kullanılarak, difüzörün akışa olan etkisi analiz edilmeye çalışılmıştır. Bu deney düzeneği için özel olarak tasarlanan difüzörün deney düzeneğine montajı Şekil 5.14' de görülmektedir. Daha önce Bölüm 4.2.5' de bahsedildiği gibi difüzör giriş çapı (D_3) 250 mm ve difüzör dış çapı (D_d) 360 mm dir. Şekil 5.15' de difüzörün çark çıkışındaki akış karakterini nasıl etkilediği şematik olarak gösterilmiştir. Ölçümler difüzörsüz deneylerde olduğu gibi I, II ve III prizlerinde gerçekleştirilmiştir. I prizindeki prob-difüzör montajı Şekil 5.16' da görülmektedir.



Şekil 5.14. Difüzörün deney düzeneğine montajı

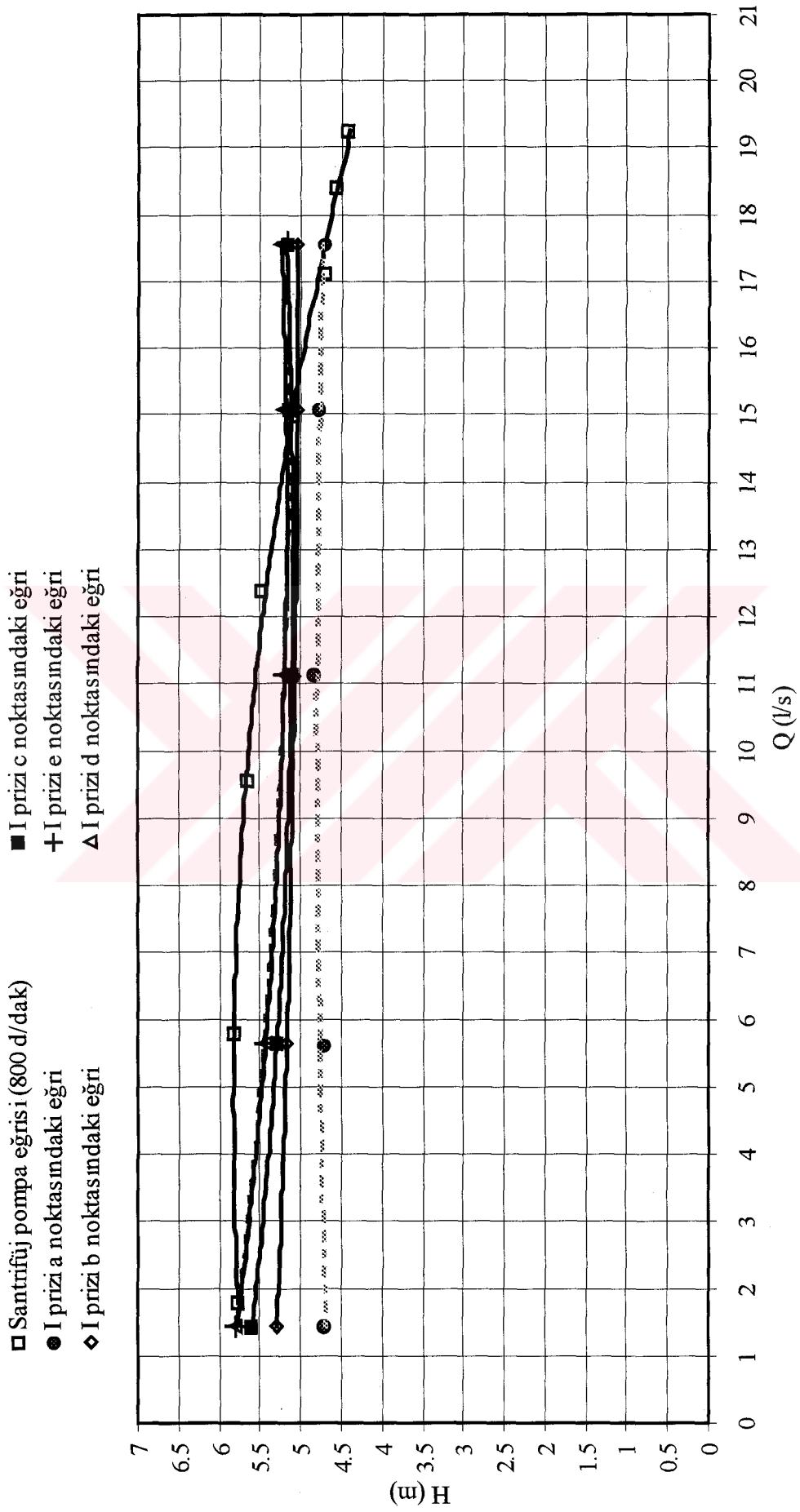


Şekil 5.15. Difüzörün akış karakterine etkisi



Şekil 5.16. Difüzörlü deneylerdeki probun deney düzeneğine monte hali

Salyangozsuz deney düzeneğinde I prizindeki difüzörlü halde yapılan deneyler sonucu elde edilen performans eğrileri Şekil 5.17' de verilmiştir. Difüzörlü halde yapılan deneyler sonucunda elde edilen performans eğrilerinin aynı debideki manometrik basma yüksekliği değerleri, difüzörsüz olarak yapılan deneylerde elde edilen performans eğrilerinin manometrik basma yüksekliği değerlerine (Şekil 5.9, Şekil 5.11, Şekil 5.12) nazaran daha büyük değerlerdedir. Santrifüj pompa karakteristik eğrisine yaklaşan bu eğriler, difüzörün çark çıkışındaki akışı iki boyutlu hale getirdiğine, dolayısıyla hız ölçümlerinin daha sağlıklı olduğuna işaret etmektedir. Pompa tasarım debisi civarında bu eğriler santrifüj pompa karakteristik eğrisi ile daha uyumlu hale gelmektedir. Çark yanağından çark göbeğine doğru gidildiğinde aynı debideki H_m değerlerinde artış görülmektedir. Kısık debilerde çark yanağı ile çark göbeğindeki basma yüksekliği farkı 1 m iken, pompa tasarım debisine doğru bu fark 0.5 m değerine düşmektedir.



Şekil 5.17. I prizi difüzörlü deney performans eğrileri

Tablo 5.5. I prizinde difüzörlü haldeki deney verileri

e noktasındaki değerler									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
21.0	0.21068	0.23303	5.88	6.02	10.39	1.84	5.59	5.16	17.57
21.3	0.24443	0.26189	5.92	6.06	10.39	1.85	5.62	5.18	15.07
20.4	0.29165	0.31345	5.85	5.99	10.38	1.78	5.57	5.19	11.13
21.2	0.33679	0.35818	6.11	6.23	10.39	1.76	5.85	5.45	5.65
21.6	0.37205	0.38549	6.28	6.40	10.36	1.71	6.05	5.79	1.42
d noktasındaki değerler									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
21.5	0.21068	0.23504	6.01	6.14	10.38	1.83	5.72	5.24	17.56
22.1	0.24435	0.26493	5.98	6.11	10.39	1.92	5.66	5.21	15.07
20.5	0.29050	0.31690	5.87	6.01	10.37	1.79	5.59	5.19	11.12
20.0	0.33656	0.35921	6.09	6.21	10.39	1.65	5.86	5.43	5.64
21.5	0.37171	0.38466	6.28	6.40	10.37	1.71	6.05	5.79	1.42
c noktasındaki değerler									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
22.5	0.21075	0.23361	5.90	6.04	10.37	1.99	5.55	5.17	17.56
21.8	0.24458	0.26453	5.88	6.01	10.39	1.94	5.55	5.15	15.06
20.6	0.28832	0.31256	5.76	5.90	10.37	1.85	5.46	5.10	11.12
18.9	0.33676	0.35465	5.85	5.99	10.38	1.64	5.61	5.29	5.64
18.0	0.37046	0.37770	6.01	6.14	10.37	1.48	5.82	5.61	1.42
b noktasındaki değerler									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
22.5	0.21010	0.22422	5.69	5.83	10.38	2.11	5.29	5.04	17.56
21.9	0.24434	0.25395	5.72	5.87	10.39	2.03	5.35	5.06	15.07
19.7	0.28996	0.30435	5.68	5.83	10.37	1.78	5.40	5.08	11.11
17.3	0.33573	0.34484	5.66	5.80	10.39	1.54	5.45	5.17	5.62
13.6	0.36952	0.36633	5.50	5.65	10.37	1.21	5.37	5.30	1.42
a noktasındaki değerler									
Kanat Açısı	$P_{st,çeper}$ (Bar)	$P_{st,prob}$ (Bar)	C_2 (Eğriden) (m/s)	C_2 (Hesap) (m/s)	Sür. Hızı (U) (m/s)	Mut. Hız Mer. Bil. (C_{2m})(m/s)	Mut. Hız Teğ Bil. (C_{2u})(m/s)	H_m (m)	Q (l/s)
18.1	0.21074	0.22377	5.09	5.26	10.37	1.84	4.74	4.72	17.56
18.5	0.24570	0.25496	5.20	5.37	10.38	1.84	4.87	4.78	15.07
16.5	0.29079	0.30373	5.24	5.40	10.36	1.60	4.99	4.84	11.12
12.1	0.33479	0.35128	4.83	5.01	10.38	1.23	4.67	4.71	5.60
6.2	0.36924	0.36930	4.33	4.54	10.37	0.66	4.28	4.71	1.42

Tablo 5.5. I prizinde yapılan difüzörlü deney verileri görülmektedir. Kanat açısı difüzörsüz halde olduğu gibi çark yanağında kısık debilerde minimum değerini almaktadır ve 22° ila 6° arasında değişmektedir. Çeperden ölçülen statik basınç değeri probdan ölçülen statik basınç değerinden ortalama %5.6 daha düşük çıkmaktadır. Dinamik basınçtan faydalanılarak hesaplanan çark çıkışı mutlak hızı, prob kalibrasyon eğrisinden elde edilenden ortalama %2.4 daha fazladır.

I prizinin olduğu yerde kinetik enerjinin manometrik basma yüksekliğine katkısı, a noktasında %25, b noktasında %31, c noktasında %32, d noktasında %33 ve e noktasında %33 olarak belirlenmiştir. Difüzörlü olarak yapılan deneylerden elde edilen bu verilerden, çark yanağındaki kinetik enerjinin manometrik yüksekliğe katkısının düşmüş olduğu, diğer noktalarda ise difüzörsüz deneydeki ile aynı oranda katkı sağladığı görülmektedir.

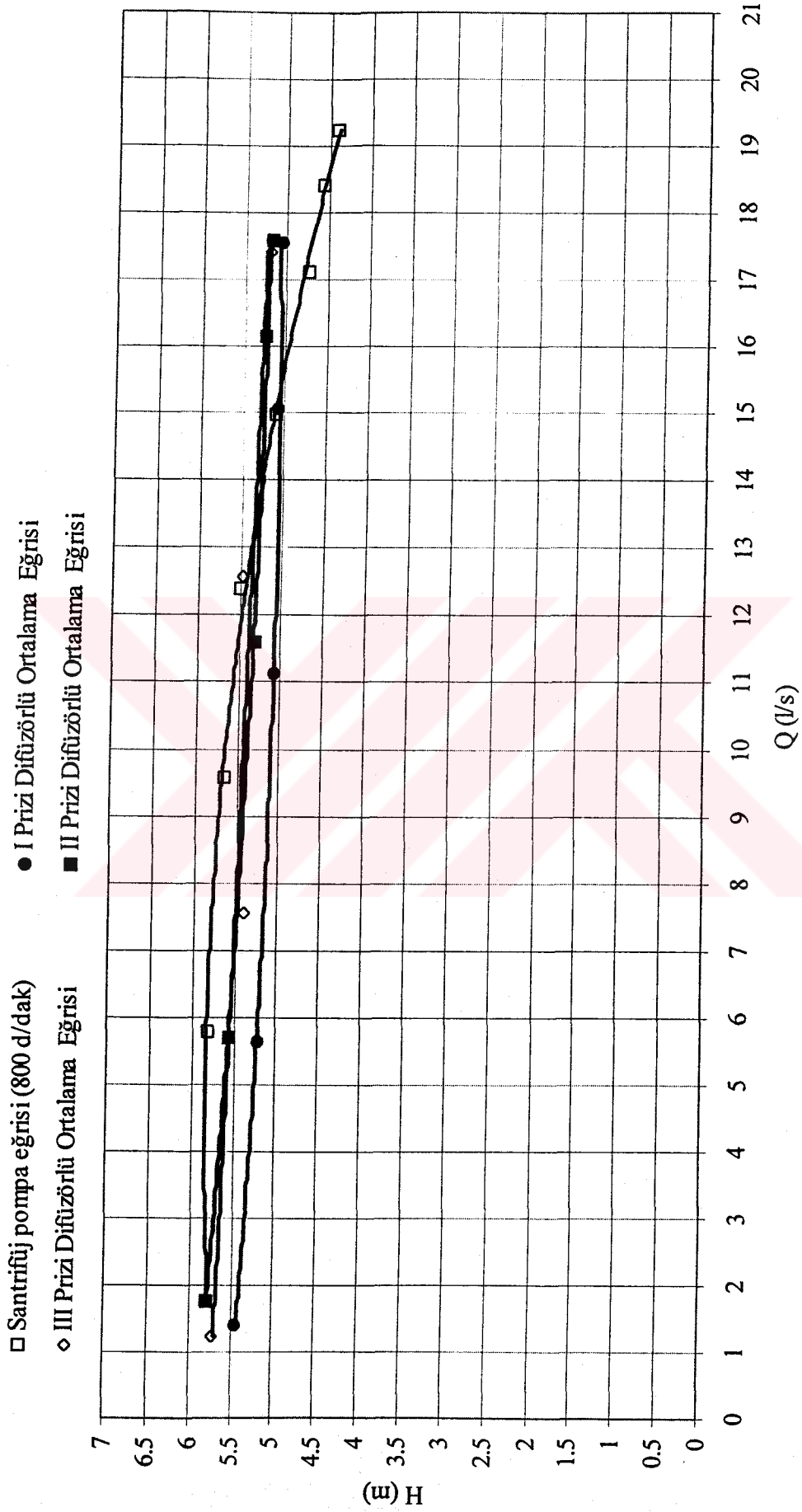
Tablo 5.6 ve Tablo 5.7' de II ve III prizlerinde yapılan deneyler neticesinde elde edilen H_m ve Q değerleri verilmiştir. Bu değerler vasıtasıyla yapılan incelemede, II prizinde kinetik enerjinin manometrik basma yüksekliğine katkısı, a noktasında %28, b noktasında %34, c noktasında %34, d noktasında %35 ve e noktasında %35 olarak saptanmıştır. III prizinde ise, kinetik enerjinin bu katkısının a noktasında %22, b noktasında %28, c noktasında %32, d noktasında %34 ve e noktasında %34 olduğu gözlenmiştir.

Tablo 5.6. II prizi difüzörlü deney H_m - Q değerleri

e noktasındaki değerler		d noktasındaki değerler		c noktasındaki değerler		b noktasındaki değerler		a noktasındaki değerler	
H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)
5.14	17.60	5.25	17.59	5.34	17.59	5.28	17.57	4.87	17.59
5.22	16.17	5.30	16.12	5.37	16.16	5.34	16.16	4.99	16.17
5.39	11.61	5.38	11.59	5.34	11.59	5.35	11.57	5.13	11.58
5.93	5.71	5.81	5.71	5.62	5.70	5.46	5.71	5.00	5.69
6.20	1.76	6.09	1.76	5.91	1.76	5.67	1.76	5.07	1.76

Tablo 5.7. III prizi difüzörlü deney H_m - Q değerleri

e noktasındaki değerler		d noktasındaki değerler		c noktasındaki değerler		b noktasındaki değerler		a noktasındaki değerler	
H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)	H_m (m)	Q (l/s)
5.28	17.48	5.38	17.47	5.35	17.40	5.15	17.40	4.79	17.39
5.68	12.58	5.67	12.56	5.61	12.55	5.37	12.55	4.97	12.55
5.76	7.52	5.66	7.53	5.53	7.56	5.24	7.55	4.85	7.55
6.33	1.23	6.23	1.23	5.88	1.23	5.33	1.23	4.85	1.23



Şekil 5.18. Difüzörlü deney ortalama eğrilerinin karşılaştırması

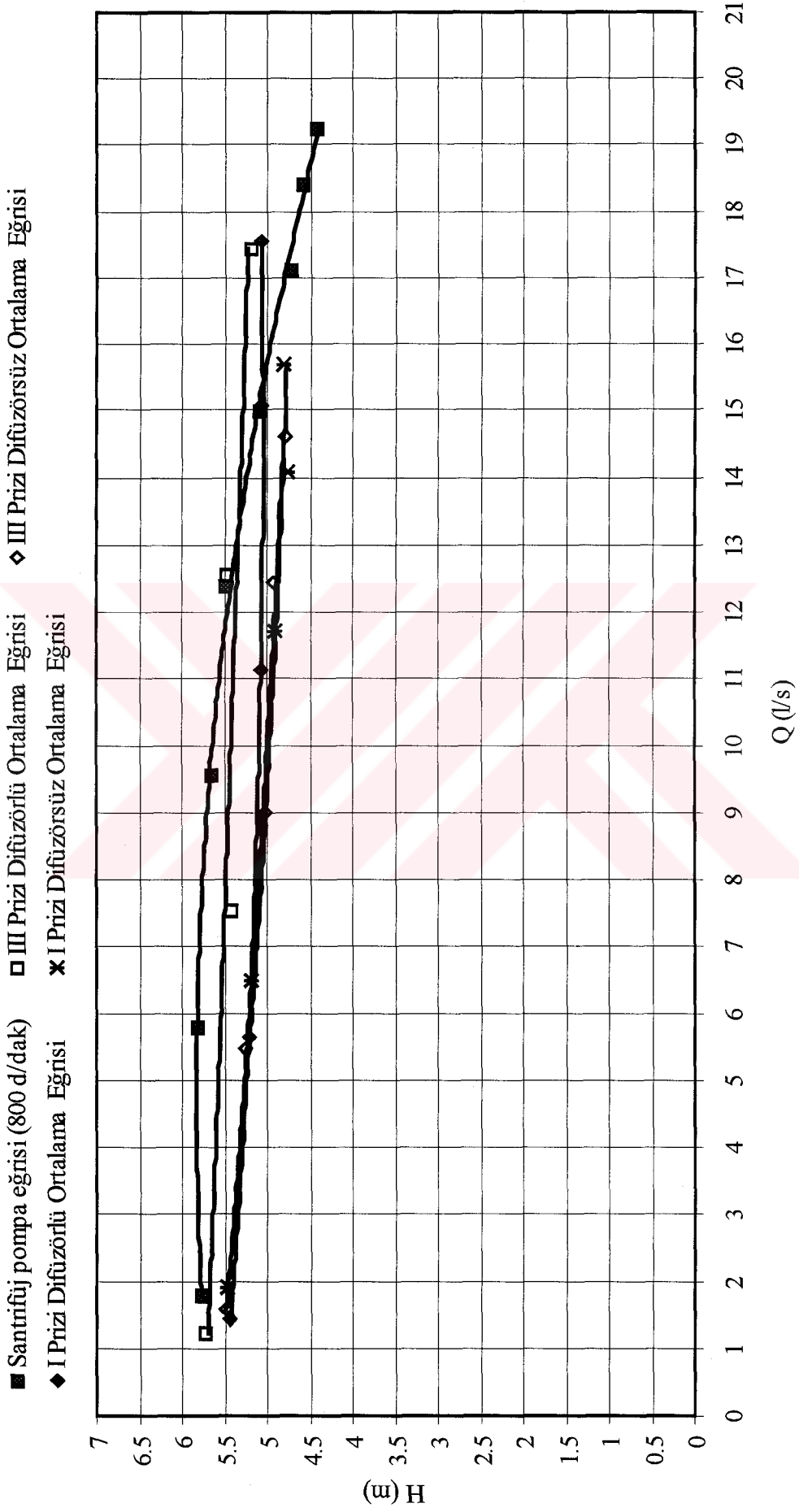
Şekil 5.18' de I, II ve III prizlerinde yapılan difüzörlü deneylerden elde edilen ortalama karakteristik eğrileri çizilmiştir. III prizindeki karakteristik II prizinin karakteristiği ile yaklaşık olarak aynı özellikleri göstermektedir. Aynı debideki manometrik basma yüksekliği farkı 5 cmSS' dur. I prizi karakteristiği ise bu iki priz karakteristiğinden tasarım debisi yakınlarında aynı debide 15 cmSS daha düşük seviyede seyrederken, kısık debilerde bu fark 35 cmSS seviyesine kadar çıkmaktadır. I eğrisi santrifüj pompa karakteristik eğrisini 15.4 l/s debisinde keserken, II eğrisi 13.8 l/s ve III eğrisi 13.2 l/s debi değerlerinde kesmektedir.

Şekil 5.19'da I ve III prizlerinin kullanılması ile difüzörlü ve difüzörsüz olarak yapılan deneylerden elde edilen ortalama karakteristik eğriler görülmektedir. Kısmi debilerde I prizi difüzörlü karakteristik eğrisi difüzörsüz eğriler ile yaklaşık aynı özellikleri göstermektedir. Tasarım debisine yaklaşıldığında bu eğrinin aynı debideki manometrik basma yüksekliği değeri difüzörsüz deney eğrilerinin değerlerinden daha büyük olmaktadır. Deney düzeneğinden geçen 15 l/s debide difüzörsüz deney karakteristikleri santrifüj pompa deney karakteristiğinden %6 daha düşük H_m değerine sahiptir. Yine aynı debide santrifüj pompa karakteristiği I prizi difüzörlü deney eğrisinden %0.8 daha fazla H_m değerine sahip iken, III prizi difüzörlü deney eğrisinden %3.4 daha düşük H_m değerine sahiptir. Difüzörlü deney eğrilerine bakıldığında 17 l/s debide santrifüj pompa karakteristiğinden daha yüksek manometrik basma yüksekliği değerlerine sahip olup, I prizi difüzörlü deney eğrisi %5 ve III prizi difüzörlü deney eğrisi %8 lik bir fazlalık göstermektedir.

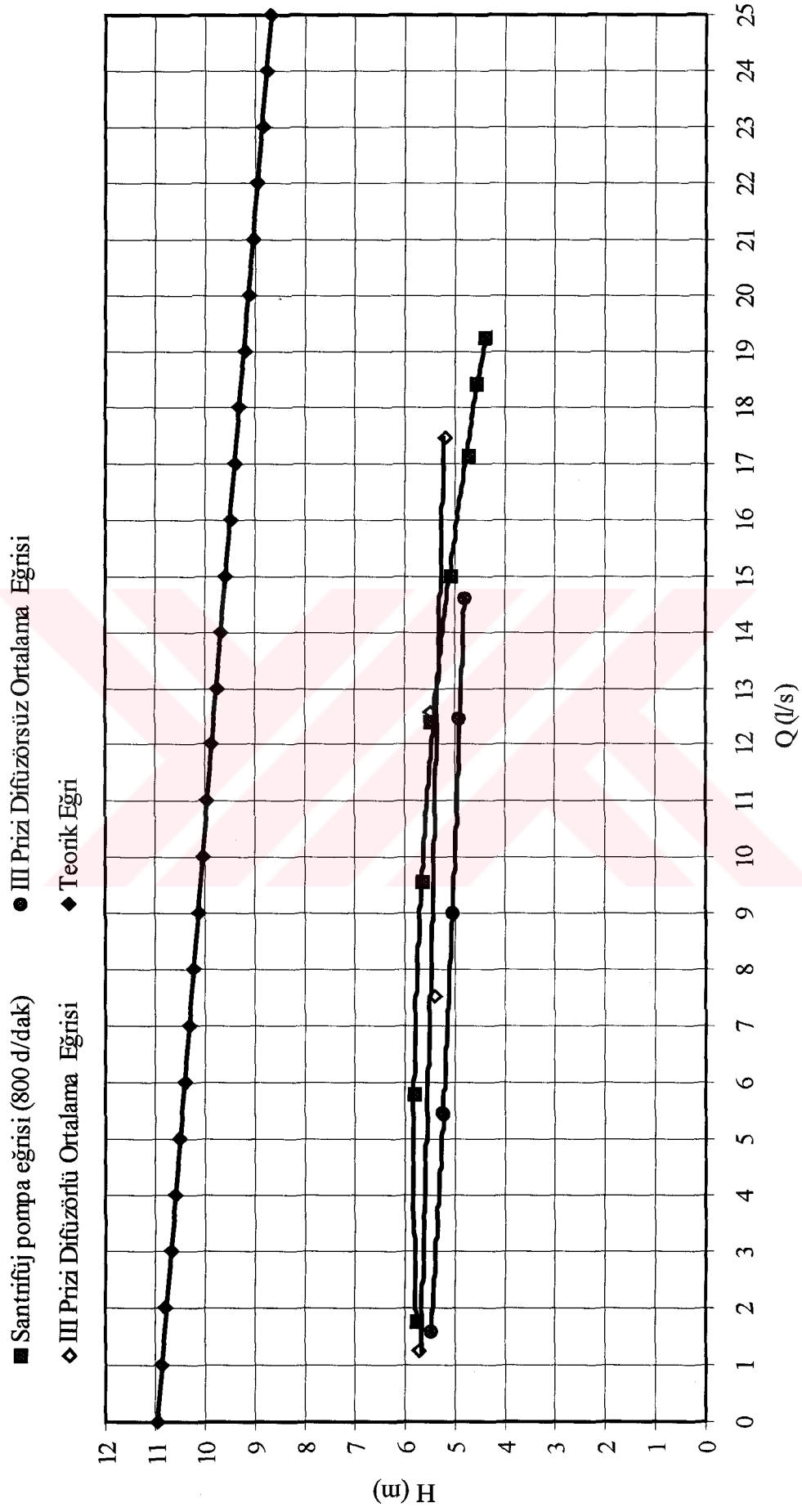
Pompa tasarım debisine yaklaşıldıkça kanatlar arasındaki akışkan yani su çark kanallarını optimum bir şekilde doldurmakta, dolayısıyla çark çıkışında kanatlar arasında kısmi debilerde oluşan boşluklar azalmaktadır. Dolgun bir şekilde çarktan çıkan su hız ölçümlerinin, jet etkisinden ve boşluklardan etkilenmesini azaltmaktadır. Bu da çark H_m -Q karakteristiğinin daha sağlıklı elde edilmesine olanak sağlamaktadır.

Bir çarkın teorik olarak H_m -Q eğrilerinin tayini mümkündür (ÖZGÜR, 1972). Teorik karakteristik eğri çizilirken çark genel denkleminde hareketle elde edilen (3.22) eşitliğinden faydalanılabilir.

$$C_{u2} = U_2 - W_2 \cos \beta_2 \quad (5.4)$$



Şekil 5.19. Difüzörlü ve difüzörsüz deney ortalama eğrilerinin karşılaştırması



Şekil 5.20. Teorik eğri ile III prizi ve santrifüj pompa deney eğrilerinin karşılaştırması

(5.7) eşitliği (3.22)' de yazılırsa,

$$H_m = \frac{U_2(U_2 - W_2 \cos \beta_2)}{g} \quad (5.5)$$

elde edilir. λ_2 çark çıkışındaki daralma katsayısı olup $Q = C_{m2} \lambda_2 \pi D_2 b_2$ ve $C_{m2} = W_2 \sin \beta_2$ eşitlikleri kullanılarak,

$$H_m = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 Q}{\lambda_2 \pi D_2 b_2 g \tan \beta_2} \quad (5.6)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte debi dışındaki değerler çark geometrisine bağlı olan ve çark tasarımı esnasında belirlenen değerlerdir. Dolayısıyla H_m manometrik basma yüksekliği Q değerine bağlı olarak bulunmuş olur. Bu ifade kullanılarak elde edilen teorik karakteristik eğri ve santrifüj düzenek ile salyangozsuz düzende yapılan deneylerden elde edilen eğriler Şekil 5.20' de görülmektedir.

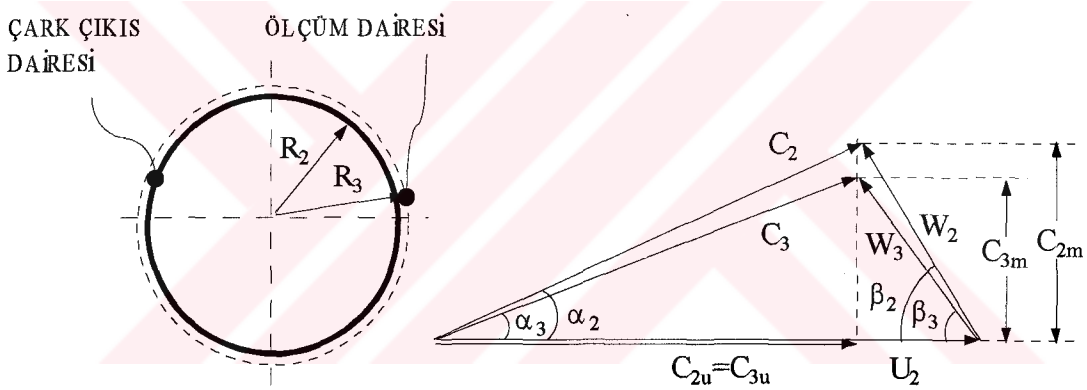
Deneylerde elde edilen eğriler ile teorik performans eğrisi arasındaki fark, santrifüj pompa düzeneği ve salyangozsuz düzendeeki güç azlığı, çarpma kaybı ve hidrolik kayıplar hakkında bilgi sahibi olmamıza yardımcı olmaktadır. İdeal şartlar düşünülerek oluşturulan teorik eğri 14 l/s debide difüzörsüz haldeki karakteristik eğrisi 4.8 m, santrifüj pompa düzeneği eğrisi 5.25 m ve salyangozsuz düzenek difüzörlü haldeki eğri 5.35 m manometrik basma yüksekliğine sahipken teorik eğri 9.68 m manometrik basma yüksekliğine sahiptir. Bu değerlerden görüldüğü gibi teorik eğri aynı debi değerinde salyangozsuz düzendeeki difüzörsüz egriden %50.4, difüzörlü egriden %44.7 ve santrifüj pompa eğrisinden de %45.8 daha fazla manometrik basma yüksekliği değerine sahiptir.

Bu çalışmada test edilen çarkın optimum debisi $Q=16.86$ l/s deki $\psi'=2gH_m/U^2$ değeri 0.96 civarında olup literatürdeki $\psi'=1 \div 1.25$ değeri ile uyumludur.

5.2.3. Çark Çıkışındaki Statik Basıncın Çevresel Değişimi

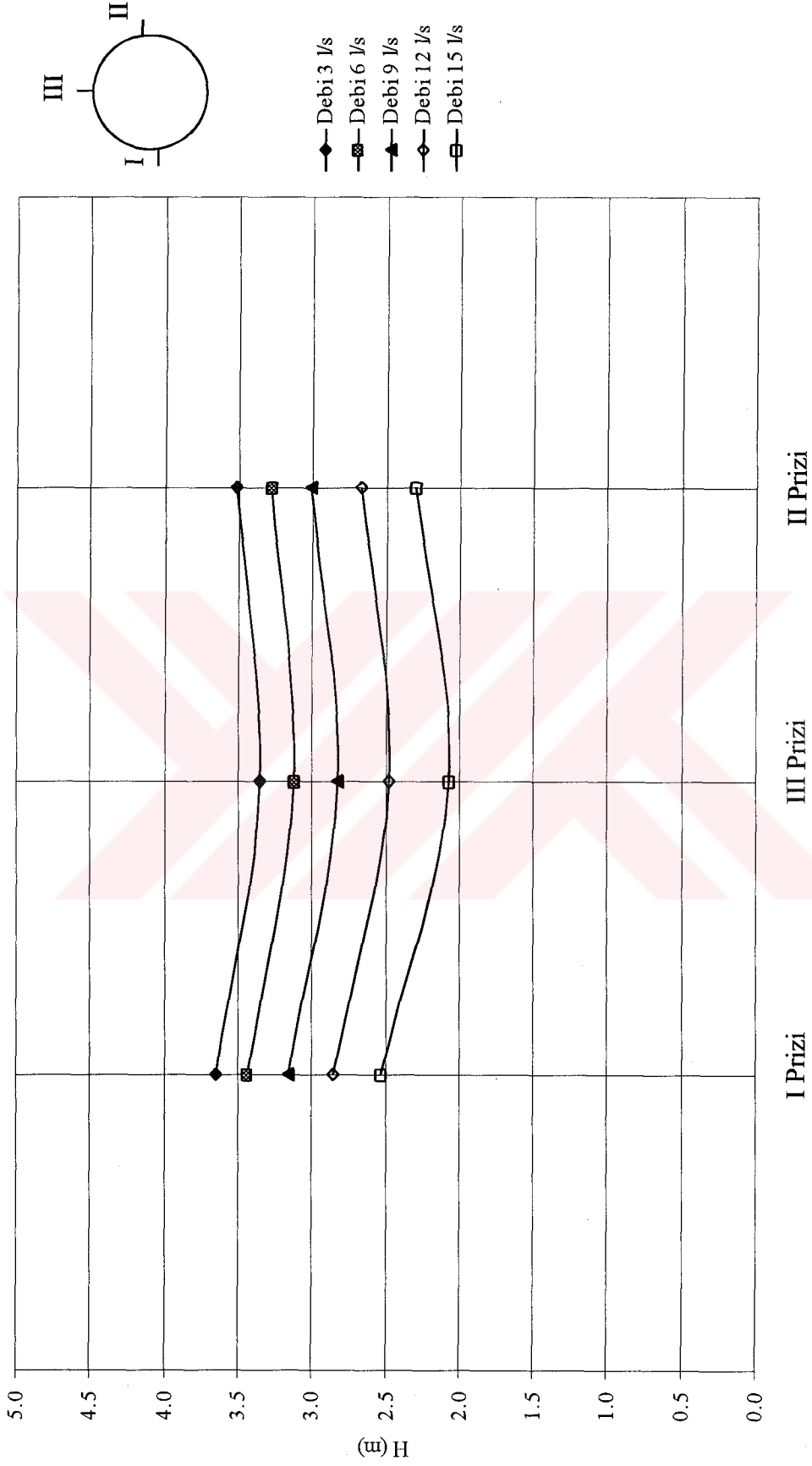
Salyangozsuz deney düzeneginin tasarımında güdülen amaç, çark çıkışında çevresel olarak değişmeyen akış koşullarının oluşturulmasıdır. Bu deneylerde elde edilen çark çevresi akış koşulları Şekil 5.22 ve Şekil 5.23' de görülmektedir. Bu şekillerde, I, II ve III prizlerinde yapılan deneylerdeki prob statik uçlarından okunan statik basınç değerleri göz önüne alınarak elde edilen sabit debilerdeki H değişimleri görülmektedir. Çarkın dönüş yönü grafiklerin sağ üst köşesinde yer alan şekil dikkate alındığında saat yönünün tersi yöndedir. Bu grafiklerden de görüldüğü gibi çark çıkışında çevresel olarak akış koşulları kayda değer bir fark göstermemektedir ve dolayısıyla da üniform kabul edilebilir.

5.2.4. Deney Verilerini Çark Çıkışına İndirgeme ve Kayma Faktörü Analizi

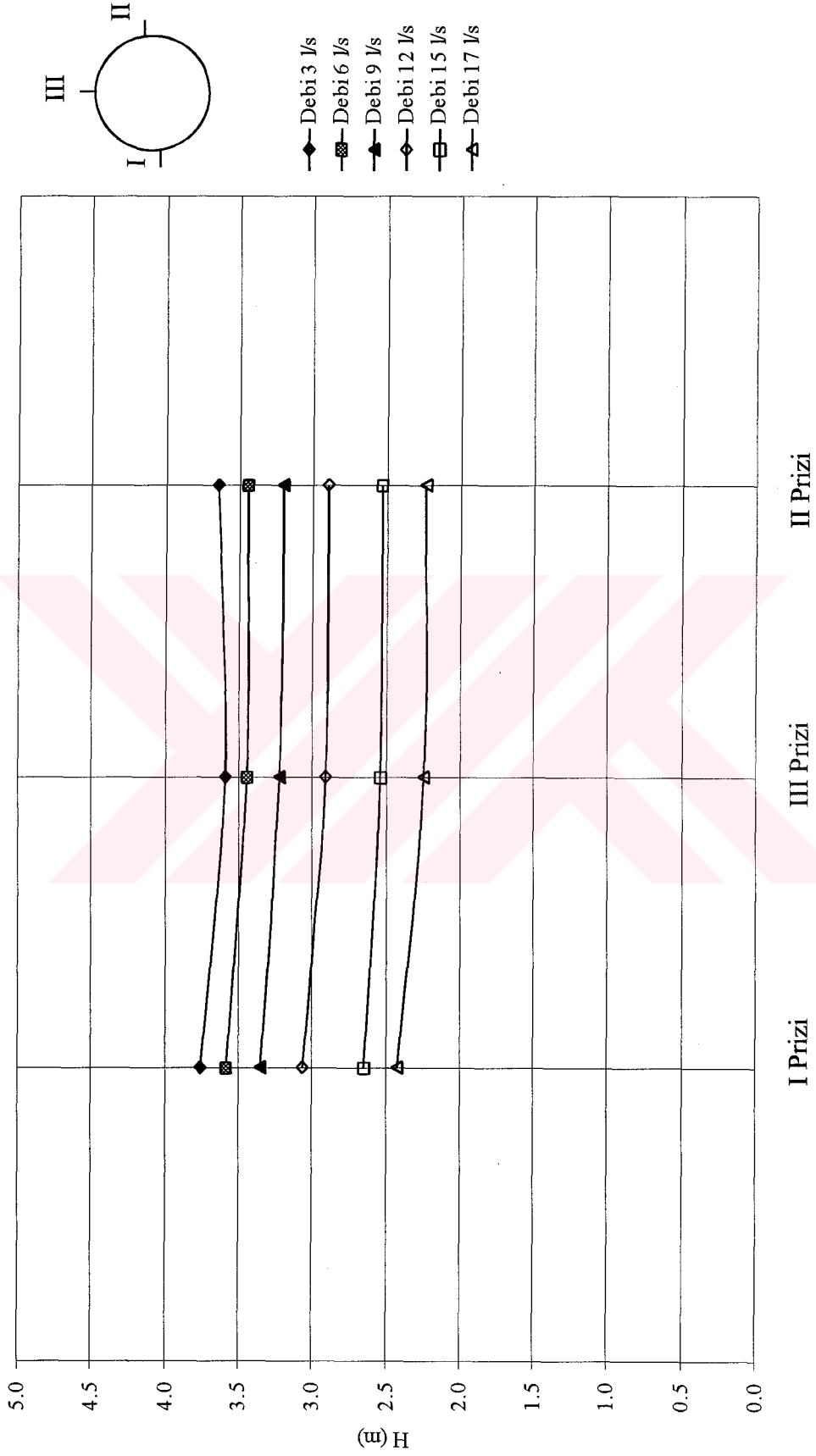


Şekil 5.21. Çark çıkış dairesi ve ölçüm dairesi

Daha önceden de (Bölüm 5.2) bahsedildiği gibi ölçümlerin yapıldığı I, II ve III prizleri çark yüzeyinden belli mesafelerde konumlanmaktadır. Dolayısıyla yapılan deneylerde elde edilen değerler ile çark çıkış yüzeyindeki değerler arasında az da olsa fark olacaktır. Deneyler sonucu elde edilen değerler süreklilik denklemi yardımıyla çark yüzeyindeki gerçek değerlere indirgenebilir. Şekil 5.21' de deneylerin yapıldığı ölçüm dairesi ve çark çıkış dairesi ile bu daireler üzerindeki hız üçgeninde meydana gelebilecek değişiklikler görülmektedir. Bu şekilden görüldüğü gibi çark çıkışı mutlak hızı ve kanat açısı değerleri ölçüm yapılan noktadaki değerlerden daha yüksek olacak, dolayısıyla da kinetik enerjide bir artış meydana gelecektir. Kinetik enerjideki bu artış manometrik basma yüksekliğine de



Şekil 5.22. Difüzörsüz deneylerde ölçüm prizlerinde sabit debilerdeki H 'nin çevresel değişim eğrileri
(Çarkın dönme yönü saatin tersi yöndedir)



Şekil 5.23. Difüzörlü deneylerde ölçüm prizlerinde sabit debilerdeki H' nin çevresel değişim eğrileri
(Çarkın dönme yönü saatin tersi yöndedir)

yansıyacaktır. Çark çıkış dairesi ve ölçüm dairesi için süreklilik denklemi uygulandığında,

$$C_{2m} \pi D_2 b_2 = C_{3m} \pi D_3 b_2 \quad (5.7)$$

ve buradan da,

$$C_{2m} = C_{3m} \frac{D_3}{D_2} \quad (5.8)$$

eşitliği elde edilir. $C_{2u}=C_{3u}$ olduğu düşünülürse kanat açısı $\beta_2 = \tan^{-1}(\frac{C_{2m}}{U-C_{2u}})$

eşitliği yardımıyla elde edilebilir. Bu eşitlikler yardımıyla ölçüm noktası ortalama deney verilerinden elde edilen çark çıkışı ortalama değerleri Tablo 5.8' de verilmiştir. Bu tabloda görüldüğü gibi süreklilik denklemi yardımıyla elde edilen çark yüzeyindeki manometrik basma yüksekliği değerleri ile ölçüm noktasındaki değerler arasında fazla fark yoktur. Difüzörlü olarak yapılan deneylerde daha büyük olan bu farklar en fazla II prizinde olup %0.43 değerindedir. Tablo 5.9' da ise I prizi çark çıkışındaki kanat açısı değerleri ile bu açıların deneylerde ölçülen kanat açılarından olan farkları görülmektedir. Deneylerde ölçülen kanat açısı değerleri çark çıkışına indirildiğinde, II prizindeki difüzörsüz deneylerde ortalama %3.8 ve difüzörlü deneylerde ortalama %3.5, III prizinde ise difüzörsüz deneylerde ortalama %4.2 ve difüzörlü deneylerde ortalama %4.1 arttığı görülmüştür.

Pompalarda araştırmacıların üzerinde yoğunlaştıkları önemli konulardan birisi de kayma konusudur. Pompalarda güç azlığına sebep olan kayma, çark çıkışında akışkanın çark kanat profilini izlemeyerek kanat yüzeyinden ayrılması neticesinde meydana gelmektedir. Bunun sonucunda da çark elektrik motorundan aldığı mekanik enerjiyi tam manasıyla akışkana iletememekte ve pompada güç azlığı meydana gelmektedir. Çeşitli araştırmacılar kayma konusunda yaptıkları araştırmalar neticesinde optimum nokta için amprik ve yarı teorik birtakım ifadeler ileri sürmüşlerdir.

Tablo 5.8. Ortalama deney verilerinin (Tablo 5.2, Tablo 5.3, Tablo 5.4, Tablo 5.5, Tablo 5.6, Tablo 5.7) çark basma kenarına indirgenmiş değerleri

I Prizi Değerleri					
Difüz örsüz			Difüz örlü		
H _{m, deney} (m)	H _{m, indirgeme} (m)	% Fark	H _{m, deney} (m)	H _{m, indirgeme} (m)	% Fark
4.82	4.83	0.36	5.06	5.08	0.38
4.76	4.78	0.36	5.07	5.09	0.38
4.91	4.92	0.30	5.08	5.10	0.32
5.18	5.19	0.25	5.21	5.22	0.25
5.46	5.47	0.21	5.44	5.45	0.19
II Prizi Değerleri					
Difüz örsüz			Difüz örlü		
H _{m, deney} (m)	H _{m, indirgeme} (m)	% Fark	H _{m, deney} (m)	H _{m, indirgeme} (m)	% Fark
4.73	4.74	0.27	5.18	5.20	0.37
4.79	4.80	0.24	5.24	5.27	0.40
5.12	5.13	0.21	5.32	5.34	0.43
5.26	5.27	0.17	5.56	5.58	0.37
5.40	5.41	0.16	5.79	5.81	0.32
III Prizi Değerleri					
Difüz örsüz			Difüz örlü		
H _{m, deney} (m)	H _{m, indirgeme} (m)	% Fark	H _{m, deney} (m)	H _{m, indirgeme} (m)	% Fark
4.79	4.81	0.28	5.19	5.20	0.23
4.94	4.95	0.26	5.46	5.47	0.24
5.02	5.03	0.18	5.41	5.42	0.28
5.26	5.26	0.16	5.72	5.74	0.30
5.48	5.49	0.11			

Tablo 5.9. I prizi çark çıkışı kanat açısı değerleri

I Prizi Difüzörsüz Halde Kanat Açısı Değerleri									
a noktası		b noktası		c noktası		d noktası		e noktası	
Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)	Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)	Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)	Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)	Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)
18.09	4.5	19.25	4.4	21.23	4.4	22.40	4.3	22.82	4.3
17.67	4.5	18.95	4.5	20.86	4.4	22.54	4.3	22.29	4.3
16.72	4.5	17.92	4.5	19.82	4.4	21.33	4.4	21.42	4.4
15.81	4.5	17.13	4.5	18.51	4.5	20.38	4.4	21.18	4.4
12.92	4.6	16.05	4.5	18.10	4.5	21.06	4.4	22.66	4.3
I Prizi Difüzörlü Halde Kanat Açısı Değerleri									
a noktası		b noktası		c noktası		d noktası		e noktası	
Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)	Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)	Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)	Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)	Çark Çıkışı K.Açısı (°)	Ölçülen Açıdan Farkı (%)
18.98	4.5	23.51	4.3	23.49	4.3	22.43	4.3	21.95	4.3
19.34	4.4	22.93	4.3	22.81	4.3	23.14	4.3	22.24	4.3
17.32	4.5	20.61	4.4	21.58	4.4	21.46	4.4	21.30	4.4
12.74	4.6	18.09	4.5	19.81	4.4	20.96	4.4	22.15	4.3
6.48	4.7	14.30	4.6	18.87	4.5	22.51	4.3	22.53	4.3

Çark çıkışındaki kayma değeri aşağıdaki eşitlik ile ifade edilmektedir (JAPIKSE ve diğ., 1997):

$$\sigma = \frac{C_{2u\infty} - C_{2u}}{C_{2u}} \quad (5.9)$$

Buradaki $C_{2u\infty}$ büyüklüğü sonsuz kanat halindeki mutlak hızın çevresel bileşenini göstermektedir. Çark çıkışındaki hız üçgenleri dikkate alınır,

$$C_{2u\infty} = U_2 - \frac{C_{2m\infty}}{\tan\beta_{2\infty}} \quad (5.10)$$

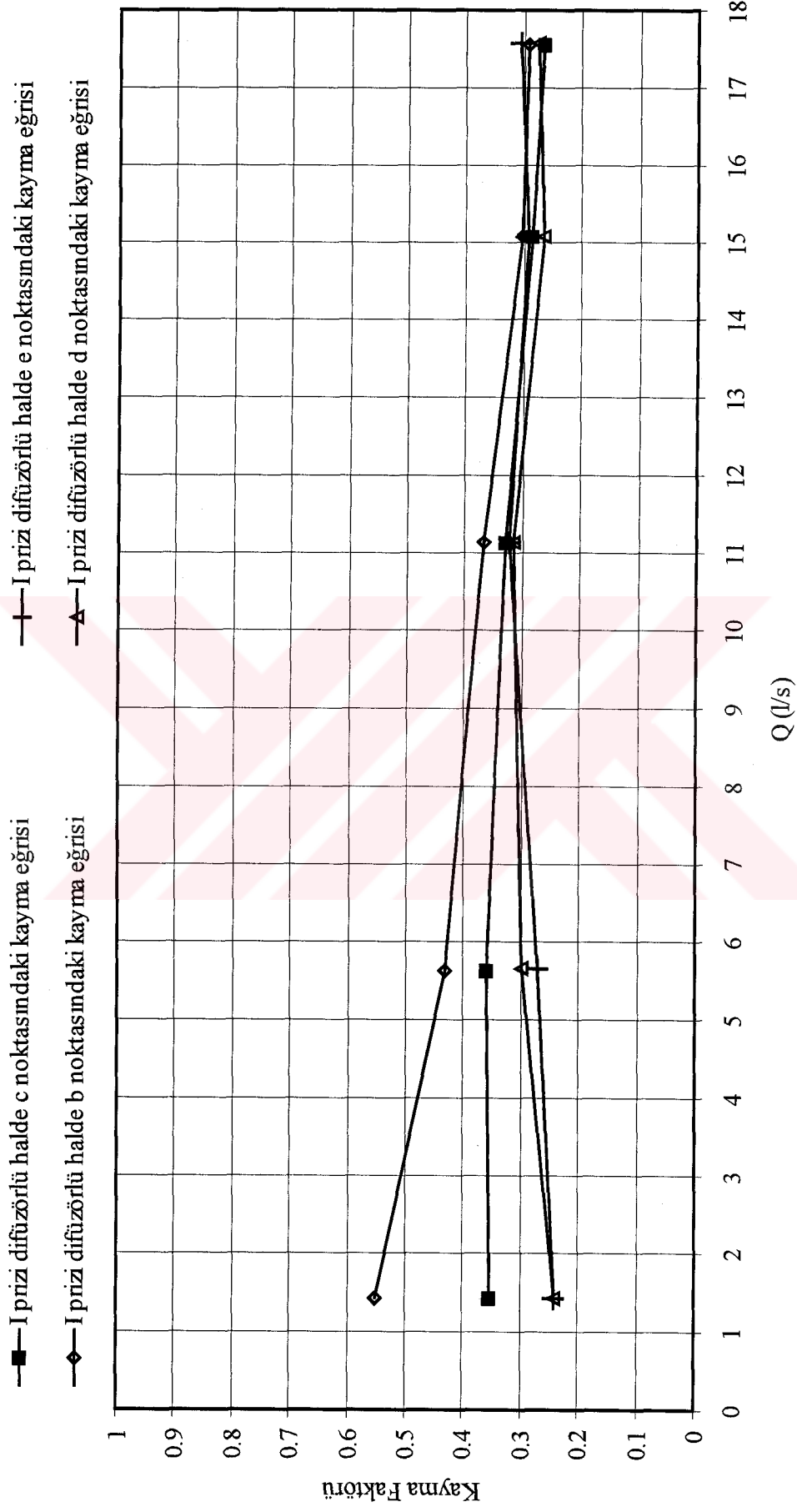
şeklinde bulunur. $\beta_{2\infty}$ sonsuz kanat halindeki kanat açısını ifade etmekte olup deneylerde kullanılan çark için teorik kanat açısı (çark üzerinden ölçülen) 32° dir. Ayrıca süreklilik denklemi dikkate alındığında $C_{2m\infty} = C_{2m}$ olmaktadır. Bu ifadeler kullanılarak elde edilen kayma değerleri Tablo 5.10' da görülmektedir.

Tablo 5.10. Deney verilerinden elde edilen kayma değerleri

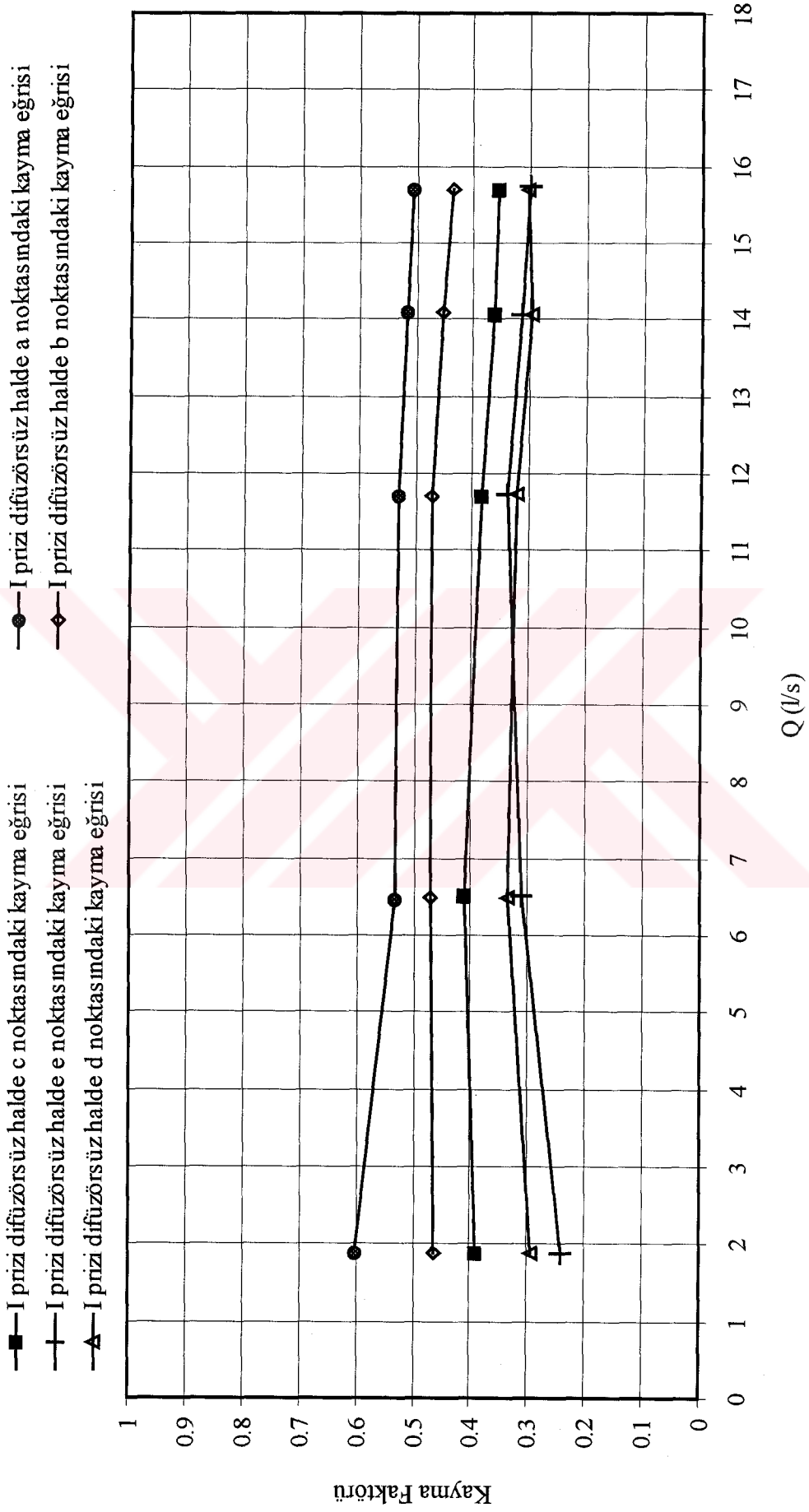
I Prizli Difüzörsüz Haldeki Kayma Değerleri					I Prizli Difüzörlü Haldeki Kayma Değerleri				
a noktası	b noktası	c noktası	d noktası	e noktası	a noktası	b noktası	c noktası	d noktası	e noktası
0.51	0.44	0.36	0.30	0.30	0.53	0.29	0.26	0.28	0.31
0.52	0.45	0.36	0.30	0.32	0.50	0.30	0.29	0.26	0.29
0.53	0.47	0.38	0.32	0.34	0.54	0.37	0.33	0.32	0.32
0.53	0.47	0.41	0.33	0.31	0.78	0.43	0.36	0.30	0.27
0.60	0.46	0.39	0.29	0.24	1.16	0.55	0.35	0.24	0.24
II Prizli Difüzörsüz Haldeki Kayma Değerleri					II Prizli Difüzörlü Haldeki Kayma Değerleri				
a noktası	b noktası	c noktası	d noktası	e noktası	a noktası	b noktası	c noktası	d noktası	e noktası
0.44	0.43	0.39	0.33	0.33	0.48	0.23	0.20	0.21	0.25
0.45	0.43	0.40	0.36	0.33	0.41	0.19	0.18	0.18	0.20
0.44	0.39	0.37	0.35	0.30	0.31	0.19	0.20	0.15	0.12
0.46	0.42	0.41	0.36	0.30	0.51	0.23	0.14	0.04	0.00
0.45	0.41	0.39	0.34	0.29	0.68	0.26	0.14	0.03	0.00
III Prizli Difüzörsüz Haldeki Kayma Değerleri					III Prizli Difüzörlü Haldeki Kayma Değerleri				
a noktası	b noktası	c noktası	d noktası	e noktası	a noktası	b noktası	c noktası	d noktası	e noktası
0.55	0.52	0.44	0.36	0.39	0.74	0.49	0.43	0.29	0.31
0.61	0.50	0.44	0.36	0.31	0.67	0.46	0.32	0.22	0.19
0.68	0.58	0.51	0.42	0.30	0.85	0.53	0.37	0.17	0.12
0.72	0.56	0.48	0.41	0.28	1.28	0.69	0.27	0.07	0.01
0.79	0.58	0.47	0.42	0.31					

Şekil 5.24' de I prizi difüzörlü haldeki, Şekil 5.25' de ise I prizi difüzörsüz haldeki deneylerden elde edilen kayma faktörü eğrileri görülmektedir. Bu şekillerde görüldüğü gibi yüksek debilerde kayma faktörleri daha düşük değerlerde olup, debinin azalmasıyla artmaktadır. Özellikle difüzörlü deneylerde, kısık debilerdeki çark yanağı ile göbeği arasındaki kayma faktörü farkı yüksek debilere nazaran önemli miktarda artmıştır. Buna rağmen kısık debilerdeki difüzörlü deney kayma değerleri difüzörsüz deneylerin altında kalmaktadır. Difüzörlü ve difüzörsüz deneylerde kayma faktörü 0.6 değerinden daha düşük değerlerdedir. Difüzörsüz deneylerde kısık ve yüksek debilerdeki kayma faktörleri fazla miktarda değişim göstermemekte, ancak çark göbeği ve yanağı arasındaki fark difüzörlü deneylerdekilere nazaran çok daha fazladır.





Şekil 5.24. I prize difüzörlü deney kayma eğrileri



Şekil 5.25. I prizi difüzörsüz deney kayma eğrileri

6. DEĞERLENDİRME ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir santrifüj pompadan temin edilen radyal çarkın diğer pompa elemanlarının etkisi olmaksızın performans ölçümü yapılmıştır. Deneyler santrifüj pompa deney düzeneği ve salyangozsuz pompa deney düzeneği olmak üzere iki farklı düzenekte gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.1, Şekil 4.4). Orijinal bir santrifüj pompanın santrifüj pompa deney düzeneğinde performansı tayin edildikten sonra bu pompanın çarkı diğer deney düzeneğinde difüzörlü ve difüzörsüz olarak deneylere tabi tutulmuştur. Elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

İlk olarak laboratuvarında bulunan orijinal santrifüj bir pompa, santrifüj pompa deney düzeneğine monte edilerek bu pompanın karakteristik eğrileri belirlenmiştir (Şekil 5.1). Sonraki aşamada ise, özel olarak hazırlanmış deney tesisatında bu pompanın çarkı ile difüzörlü ve difüzörsüz halde deneyler yapılmış ve bu çarkın salyangoz etkileşimsiz olarak performansı belirlenmiştir (Şekil 5.19). Difüzörlü ve difüzörsüz olarak yapılan deneylerde kısmi debilerde, çark genişliği boyunca beş ayrı noktada elde edilen performans eğrilerinin santrifüj pompa eğrilerinden aynı debi değeri için daha düşük manometrik basma yüksekliği değerlerine sahip oldukları görülmüştür (Şekil 5.19, Tablo 5.2, Tablo 5.3, Tablo 5.4, Tablo 5.5, Tablo 5.6, Tablo 5.7). Yine bu deneylerde, aynı Q değerinde çark yanağındaki H_m değerinin çark göbeğindeki H_m değerinden daha küçük olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 5.8, Şekil 5.17). Bu da akışın çark yanağına doğru iki boyutlu karakterinden saptığı şeklinde yorumlanabilir.

Salyangozsuz pompa deney düzeneğinde difüzörlü olarak yapılan deneylerdeki çark performans eğrilerinin aynı debideki manometrik basma yüksekliği değerlerinde, difüzörsüz olarak yapılan deney değerlerine nazaran iyileşme meydana geldiği ve pompa tasarım debisi civarında santrifüj pompa eğrisi değerlerinden daha yüksek değerler aldıkları gözlemlenmiştir (Şekil 5.19). Bu da difüzörün çark çıkışındaki akışı daha düzenli hale getirdiği şeklinde yorumlanabilir.

Çarkın tek başına karakteristiğinin santrifüj pompa H_m -Q karakteristiğinden daha yüksek olması gerekir. Ancak bu çalışmada optimum debiden daha düşük debilerde çark çıkışındaki hız ve basınç ölçmelerine dayanarak elde edilen H_m -Q karakteristik noktaları, salyangozu ihtiva eden orijinal pompanın denenmesiyle elde edilen karakteristik noktalardan daha düşük değerdedir. Bilindiği gibi orijinal pompa karakteristikleri emme ve basma boruları üzerinden yapılan hız ve basınç ölçümlerine dayanmaktadır. Emme ve basma boruları üzerinden ölçüm yapmak (basınç ve hız ölçümleri) çark çıkışında üniform olmayan sanki daimi akış içinde hız ve basınç ölçümü yapmaya nazaran çok daha kolaydır. Özellikle çark çıkışında akışın ani olarak genişleme eğilimi, kanatlar nedeniyle kesikli hüzmeye karakterinde olması ve bunlara ilave olarak üç delikli probun akış içinde fiziksel bulunma karakteri özellikle hız ölçümünü, hızın şiddet ve yön ölçümünü çok zor bir hale getirmektedir. Ayrıca çark çıkışı kesitinde hız dağılımının üniform olmama karakteri bu çalışmada kısmen yapıldığı gibi hız traversleri yapılmasını da gerektirmektedir.

Çalışmanın sonraki aşamasında difüzörlü ve difüzörsüz olarak yapılan deneylerdeki kayma faktörü analiz edilmiştir (Şekil 5.22, Şekil 5.23). Difüzörlü deneylerde çark göbeğindeki kayma değerleri debinin azalması ile azalırken çark yanağında debinin azalmasıyla bir miktar azalmış ve sonrasında da artış göstermiştir. Difüzörlü deneylerde kısık debilerdeki çark yanağı ile göbeği arasındaki aynı debi değeri için kayma faktörü farkının tasarım debisine nazaran yüksek değerler aldığı gözlemlenmiştir. Difüzörsüz deneylerin kayma faktörü eğrilerine bakıldığında çark yanağı ve çark göbeği arasındaki farkın difüzörlü deneylerdeki değerlerden daha yüksek değerler aldığı görülmüştür (Tablo 5.10).

Özellikle büyük ölçekli fabrikalarda ve projelerde kullanılan pompalarda verimin iyileştirilmesi, günümüzde oldukça zor ve pahalı bir şekilde üretilen enerji tüketiminin azaltılmasında faydalı olacaktır. Pompalarda çark ve salyangoz etkileşimli olarak çalışmaktadır. Çarktan belli bir enerji kazanarak çıkan akışkanın bu enerjisinin bir kısmını salyangozda bırakacağı aşıkardır. Dolayısıyla tek başına çark performansının belirlenmesi ve çarkın salyangozla uyumlu bir şekilde çalıştırılması önem arz etmektedir. Klasik yöntemlerle yapılan hız ve basınç ölçümlerinde akış rahatsız edilmektedir. Bu çalışmalarda Laser-Dopler Anemometresi ve Particul Image Velosimetresi gibi modern hız ölçüm teknikleri kullanılarak ölçümler daha sağlıklı şekilde yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Akhras, A., El Hajem, M., Morel, R. and Champagne, J.Y., 2001. Internal flow investigation of a centrifugal pump at the design point, *Journal of Visualization*, 4(1), 91-98.
- Aysheshim, W. and Stoffel, B., 2000. Numerical and experimental investigations on a centrifugal pump stage with and without a vaned diffuser: Experimental part, 20th *IAHR-Symposium*, Charlotte North Carolina, USA, CFDD-G01.
- Baun, D.O., Köstner, L. and Flack, R.D., 2000. Effect of relative impeller-to-volute position on hydraulic efficiency and static radial force distribution in a circular volute centrifugal pump, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 122, 598-605.
- Baysal, B.K., 1975. Tam Santrifüj Pompalar Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- Edis, K., 1991. Hidrolik Makinalar Ders Notları, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- Hesse, N.H. and Howard, J.H.G., 1999. Experimental investigation of blade loading effects at design flow in rotating passages of centrifugal impellers, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 121, 813-823.
- Japikse, D., Marscher, W.D. and Furst, R.B., 1997. Centrifugal Pump Design and Performance, Concepts ETI Inc., Vermont, USA.
- Kalaycıoğlu, T., 1999. Hız probu kalibrasyon eğrisinin çıkarılması, *Bitirme Çalışması*, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- Kaupert, K.A. and Staubli, T., 1999a. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller-Part I: Influence of the volute, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 121, 621-626.
- Kaupert, K.A. and Staubli, T., 1999b. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller-Part II: Transient hysteresis in the characteristic, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 121, 627-632.

- Longatte, F. and Kueny, J.-L.**, 1999. Analysis of rotor-stator-circuit interactions in a centrifugal pump, *Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference*, San Francisco, California, USA, July 18-23.
- Münch, A., Ludwig, G. and Stoffel, B.**, 2000. Experimental investigations concerning the realizability of the potential for improving the efficiency of volute casing pumps by mechanical design and precision manufacturing, *Pump Users International Forum*, Karlsruhe, Germany, October 10-12.
- Özgür, C. ve Karadoğan, H.**, 1979. Radyal turbomakina çark çıkışındaki hız ölçmeleri, *Birinci Ulusal Pompa Kongresi*, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- Özgür, C. ve Şen, M.**, 1979. Santrifüj pompa ve vantilatörlerde çark geometrisinin manometrik yükseklik üzerine etkileri, *Birinci Ulusal Pompa Kongresi*, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- Özgür, C.**, 1972. Su Makinaları Dersleri, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- Özgür, C.**, 1980. Deneysel Hidromekanik, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- Tamm, A., Ludwig, G. and Stoffel, B.**, 2001. Numerical, experimental and theoretical analysis of the individual efficiencies of a centrifugal pump, *2001 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, New Orleans, Louisiana, USA, May 29-June 1.
- United Sensor & Control Corp.**, 1974. Bulletin YC,YCT Calibration Data, USC 5970 Serial Number B-1135, Massachusetts.
- Yazıcı, H.F.**, 1979. Santrifüj pompaların denenmesi, *Birinci Ulusal Pompa Kongresi*, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Abdullah HAMARAT 1975 yılında Çanakkale ilinin Yenice ilçesinde dünyaya geldi. 1989 yılında Balıkesir Cumhuriyet Lisesi' ne girerek, 1992 yılında mezun oldu. 1996 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünde lisans öğrenimini tamamladı ve aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Programında Yüksek Lisans eğitime başladı. 1996-1997 yıllarında İ.T.Ü. Yabancı Diller Yüksek Okulu' nda sekiz aylık İngilizce Hazırlık Programına katıldı. 1997-1998 yılları arasında yüksek lisans ders aşamasını tamamlarken aynı zamanda da özel bir firmada satış ve destek mühendisi statüsünde part time olarak çalıştı. 1998 yılı ikinci yarısında Jandarma Genel Komutanlığı Lojistik Başkanlığı Ordudonatım Daire Başkanlığı' nda Plan Koordinasyon İşlem Subayı olarak askerlik görevine başladı ve 1999 yılında bu görevini bitirdi. 2000 yılında Yüksek Lisans tez aşamasına başladı ve aynı zamanda da özel sektörde teknik servis mühendisi, koordinasyon mühendisi gibi çeşitli statü ve alanlarda mühendislik hizmetlerinde bulundu. Halen İ.T.Ü. Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı' nda bilimsel çalışmalarını sürdürmektedir.

TC YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
ORDU MİLLÎ EĞİTİM BAKANLIĞI