

T.C  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT MOTORLARINDA KULLANILAN DÜZ  
KANATLI TAM RADYAL AÇIK ÇARKLARIN  
DENEYSEL İNCELENMESİ

105533

DOKTORA TEZİ

Bilim Uzmanı, Mustafa Kemal CERRAHOĞLU

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Kasım 2001

105533

T.C

SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT MOTORLARINDA KULLANILAN DÜZ  
KANATLI TAM RADYAL AÇIK ÇARKLARIN  
DENEYSEL İNCELENMESİ

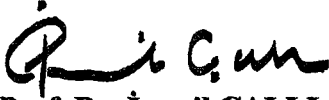
DOKTORA TEZİ

Bilim Uzmanı, Mustafa Kemal CERRAHOĞLU

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 19 /II/2001 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. İsmail ÇALLI  
Jüri Başkanı

Prof. Dr. Mesut GÜR  
Jüri Üyesi

Prof. Dr. Rıza GÜVEN  
Jüri Üyesi

Doç. Dr. H. İbrahim SARAC  
Jüri Üyesi

Doç. Dr. İbrahim KILIÇASLAN  
Jüri Üyesi

## TEŞEKKÜR

Taşıt motorlarının çalışması esnasında motorun çalışmasını sağlayan iki sistem vardır. Sistemlerden biri çalışan motorun hava ile soğutulmasıdır. Diğeri ise su ile soğutma sistemidir Taşıtlarda çalışan motoru soğutmak amacıyla kullanılan soğutma suyunun dolaşımını sağlayan sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Bu sirkülasyon pompası motorun ön kısmına yerleştirilmiş olup,hareketini krank milinden alarak kayış kasnak düzeniyle çalışmaktadır. Motor teknolojisinde yeni gelişmeler sağlanırken,bu gelişmelerin soğutma suyu pompalarına yansımaları gerekmektedir. Bu amaçla yola çıkılarak soğutma suyu pompaları ve çarkları değişik yönlerden incelemeye tabi tutulmuştur. Deneylede ortaya çıkan sonuçlar ele alınarak soğutma suyu pompasının iyileştirilmesine çalışılmıştır.Laboratuvar şartları göz önüne alınarak, laboratuvarda yapılan deneylerden elde edilen olumlu ve olumsuz sonuçlar detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Gerekli irdelemeler yapılarak önerilerde bulunulmuştur.Doktora tezimin yöneticiliğini üstlenen, böyle bir konuyu incelemek için öneren, her türlü çalışmalarında yardımlarını esirgemeyen ve tezimin bütün aşamalarında desteklerini veren sayın hocam Prof. Dr .İsmail ÇALLI' ya (Sakarya Üniversitesi Rektörü), Deneyle düzeniğinin oluşturulmasında ve tezimin hazırlanışındaki desteğinden sayın Prof. Dr. Mesut GÜR' e (Sakarya Üniversitesi Rektör Yardımcısı), Pompa gövdesi çarklarının imalatında yardımcı olan Ateş Makine (Cevat ATEŞ) / Adapazarı firmasına, deneyle düzeniğinin kurulup çalışmasına yardımcı olan Yrd.Doc.Dr. Tahsin ENGİN' e, Üniversitemiz makine laboratuvarında çalışan ve yardımlarını bizlerden esirgemeyen teknisyenlere, tezimin yazılmasında ve resimlerin çizilmesinde bana yardımcı olan Yasin Ferhat CERRAHOĞLU' na ve ilgili bütün arkadaşlarıma en derin teşekkürlerimi sunarım.

Mustafa Kemal CERRAHOĞLU

## İÇİNDEKİLER

SİMGELER .....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	x
SUMMARY .....	xi

### BÖLÜM 1.

GİRİŞ .....	1
-------------	---

### BÖLÜM 2.

KAPALI VE AÇIK ÇARKLARIN ENERJİ KAYIPLARI.....	4
2.1. Kapalı Çark Kayıpları.....	4
2.2. Açık Kanatlı Çark Kayıpları.....	7

### BÖLÜM 3.

AÇIK KANATLI SOĞUTMA SUYU POMPASININ HESABI .....	11
3.1. Genel Özellikler.....	11
3.2. Açık Kanatlı Pompalarda Basma Yüksekliği .....	13
3.3. Giriş Çapının Hesabı.....	15
3.4. Döner Çarka Giriş Hızının Hesabı .....	16
3.5. Çıkış Çapının Hesabı .....	17
3.6. Açık Düz Kanatlı Pompaların Hesabı .....	18
3.7. Çark Kanatlarının Dizaynı.....	19
3.8. Aralık Debisinin Kayıplara Etkileri.....	20
3.9. Aralık Etkili Faktörleri İçin Pfeiderer Metodu .....	22

<b>3.10. Kayıplara Etki Eden Önemli Tasarım Parametreleri .....</b>	<b>24</b>
<b>3.10.1. Kanat çıkış açısı.....</b>	<b>24</b>
<b>3.10.2. Özgül devir sayısı .....</b>	<b>25</b>
<b>3.10.3. Çark çap oranları.....</b>	<b>26</b>
<b>3.10.4. Kesit değişim oranı.....</b>	<b>26</b>
<b>3.10.5. Kanat değişim oranı.....</b>	<b>26</b>
<b>3.10.6. Kanat sayısı.....</b>	<b>27</b>

#### **BÖLÜM 4.**

<b>LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....</b>	<b>28</b>
-----------------------------------	-----------

#### **BÖLÜM 5.**

<b>DENEYSEL ÇALIŞMA .....</b>	<b>35</b>
-------------------------------	-----------

<b>5.1. Deney Düzeneği .....</b>	<b>35</b>
<b>5.2. Deney Pompası.....</b>	<b>36</b>
<b>5.3. Test Edilen Çarklar.....</b>	<b>40</b>
<b>5.4. Yataklama Sistemi.....</b>	<b>44</b>
<b>5.5. Aktarma Sistemi.....</b>	<b>44</b>
<b>5.6. Aralık Açıklığının Ayarlanması.....</b>	<b>45</b>
<b>5.7. Emme Borusu .....</b>	<b>47</b>
<b>5.8. Ayar Somunu .....</b>	<b>48</b>
<b>5.9. Mil.....</b>	<b>48</b>
<b>5.10. Debi Ölçer .....</b>	<b>49</b>

#### **BÖLÜM 6.**

<b>DENEYSEL SONUÇLAR.....</b>	<b>53</b>
-------------------------------	-----------

<b>6.1. Pompa Devir Sayısının Etkisi.....</b>	<b>53</b>
<b>6.2. Aralık Açıklığının Etkisi.....</b>	<b>57</b>
<b>6.3. Kanat genişliğinin Etkisi .....</b>	<b>68</b>
<b>6.4. Kesit Değişim Oranının Etkisi .....</b>	<b>71</b>

6.4.1. Kapalı Çarklar .....	71
6.4.2. Açık Çarklar .....	73
6.5. Açık Ve Kapalı Çarkların Karşılaştırılması.....	76
6.6. Açık Çark Aralık Etki Faktörü .....	79

## **BÖLÜM 7.**

<b>SONUÇLAR .....</b>	<b>84</b>
-----------------------	-----------

<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>86</b>
-----------------------	-----------

<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>91</b>
----------------------	-----------



## SİMGELER

$A_0$	Kesit alanı, m <sup>2</sup>
$A'_0$	Suyun geçeceği alan
$a$	Bağlı aralık açıklığı
$b_1$	Kanat yüksekliği, mm
$C_0$	Suyun hızı
$c_1$	Çark giriş mutlak hızı
$c_{1m}$	Çark giriş meridyen hızı
$c_2$	Çark çıkış mutlak hızı
$c_{2m}$	Çark çıkış meridyen hızı
$D_1$	Giriş çapı
$D_2$	Çıkış çapı
$d_1$	Çarkın iç çapı mm
$d_2$	Çarkın dış çapı mm
$d_h$	Pompa göbek çapı
$d_m$	Pompa mil çapı
$g$	Yer çekimi ivmesi
$H_u$	Yakıtın ısı değeri
$h$	Basma yüksekliği
$k$	Düzeltilme faktörü
$L$	Kanat uzunluğu
$\dot{m}$	Kütle debisi
$\dot{M}_{ar}$	Aralıktan geçen kütle debisi
$n$	Pompa devir sayısı
$Ne$	Pompa miline verilen güç
$n_q$	Özgül devir sayısı

$P$	Akışkanın yoğunluğu
$P_e$	Motorun efektif gücü
$P_{ar}$	Aralıktaki güç kaybı
$Q$	Suyun debisi
$Q_s$	Soğutma suyu miktarı
$\dot{Q}$	Suyun debisi
$\dot{Q}_K$	Kaçak debi
$q_s$	Suya geçen özgül ısı miktarı
$T_t$	Pompa mili çeliğinin burulma gerilmesi
$t$	Yakıt miktarı
$U_{2u}$	Çevresel hız doğrultusundaki bileşen
$u_1$	Çarkın iç çevresel hızı
$u_2$	Çarkın dış çevresel hızı
$X$	Aralık açıklığı
$Y_{Kanat}$	Özgül kanat enerjisi
$Z$	Kanat sayısı
$Z_{ar}$	Kütleyle bağlı aralık kaybı

### Semboller

$\beta$	Basınç etki faktörü
$\beta_1$	Kanat su giriş açısı
$\beta_2$	Kanat su çıkışı açısı
$\Delta_p$	Aralığın iki yanındaki basınç farkı
$\gamma$	Verim etki faktörü
$\eta_g$	Pompa toplam verimi
$\eta_h$	Pompa hidrolik verimi
$\eta_m$	Pompa mekanik verimi
$\mu$	Debi katsayısı



- $\omega$  Açısal hız  
 $q$  Özgül sayı  
 $\mu$  Pfliderer sayısı (Kayma faktörü)

## İndisler

- 1 Kanat girişi  
2 Kanat çıkışı  
2u Hız bileşeni  
ar Aralık  
e Güç  
h Göbek  
m Meridyen  
mil Mil  
u Çevresel hız  
 $th, \infty$  Sonsuz sayıda

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1 Taşıt motorlarındaki soğutma suyu pompasına ait örnek bir şekil .....	1
Şekil 1.2 Açık ve kapalı çarkın kesit görünümü .....	3
Şekil 2.1 Açık kanatlı çark kesitinde aralık akışı .....	5
Şekil 2.2 Sistem ve pompa karakteristik eğrisi üzerindeki çalışma noktası.....	5
Şekil 2.3 Pompa basma yüksekliği ile debisi arasındaki karakteristik eğriler .....	6
Şekil 2.4 Açık kanatlı çark kesitinde aralık akışı .....	9
Şekil 2.5 Aralık etkisinin karakteristik eğrileri .....	10
Şekil 3.1 Bir pompa çarkındaki hız üçgeni .....	13
Şekil 3.2 Çark su giriş kanalı .....	15
Şekil 3.3 Açık düz kanatlı çark .....	18
Şekil 3.4. Aralık boyutlarının şematik şekilde gösterilişi .....	21
Şekil 3.5. Sıfır aralık açıklığındaki pompa tanım özelliklerinin ekstrapolasyonla tespiti.....	23
Şekil 5.1 Deney düzeneğinin şematik görünümü.....	36
Şekil 5.2 Test pompasının kesit görünümü.....	37
Şekil 5.3 Deney pompasının montaj görünümü.....	38
Şekil 5.4 Test düzeneğinin önden genel görünümü .....	38
Şekil 5.5 Debimetre ve elektrik motorunun pompaya bağlantı görünümü .....	39
Şekil 5.6 Çarkların kesit görünümleri .....	40
Şekil 5.7 Kapalı çarkların görünümleri.....	42
Şekil 5.8 Açık çarkların görünümleri.....	42
Şekil 5.9 Açık konik çarkların görünümleri.....	43
Şekil 5.10 Yataklama sisteminin kesit görünümü .....	44
Şekil 5.11 Aktarma sisteminin kesit görünümü .....	45
Şekil 5.12 Aralık açıklığının ayarlanması.....	46
Şekil 5.13 İki ayrı tipte imal edilmiş emme borusunun kesit görünümü .....	47

Şekil 5.14 Ayar somununun kesit görünümü.....	48
Şekil 5.15 Milin görünümü.....	48
Şekil 5.16 Debi ölçerin görünümü.....	49
Şekil 5.17 Fark basınç ölçerin görünümü.....	50
Şekil 5.18 Akışkan tankı.....	51
Şekil 5.19 Ayarlanabilen termostatlı ısıtıcının görünümü.....	52
Şekil 6.1 Pompa devir sayısının etkileri, Kapalı çark.....	54
Şekil 6.2 Pompa devir sayılarının etkileri, Açık çark.....	55
Şekil 6.3 Pompa devir sayısının etkileri, Açık konik çark.....	56
Şekil 6.4 Performans tanım verileri.....	58
Şekil 6.4.a Pompa basma yüksekliğindeki azalma.....	59
Şekil 6.4.b Pompa basma yüksekliğindeki azalma.....	60
Şekil 6.4.c Pompa verimindeki düşme.....	61
Şekil 6.4.d Pompa verimindeki düşme.....	62
Şekil 6.5 Performans tanım eğrileri.....	63
Şekil 6.5.a Pompa basma yüksekliğindeki azalma.....	64
Şekil 6.5.b Pompa basma yüksekliğindeki azalma.....	65
Şekil 6.5.c Pompa verimindeki düşme.....	66
Şekil 6.5.d Pompa verimindeki düşme.....	67
Şekil 6.6 Kanat genişliğinin etkisi.....	69
Şekil 6.7 Kanat genişliğinin etkisi.....	70
Şekil 6.8 Kesit değişim oranının etkisi, Kapalı çark.....	72
Şekil 6.9 Kesit değişim oranının etkisi, Açık çark.....	74
Şekil 6.10 Kesit değişim oranının etkisi, Açık konik çark.....	75
Şekil 6.11 Kapalı ve açık çarkların karşılaştırılması.....	77
Şekil 6.12 Kapalı ve açık çarkların karşılaştırılması.....	78
Şekil 6.13 Aralık açıklığının (X) performans üzerindeki etkisi.....	80
Şekil 6.14 Aralık açıklığının (X) performans üzerindeki etkisi.....	81
Şekil 6.15 Basınç etki faktörünün etkisi.....	82
Şekil 6.16 Verim etki faktörünün etkisi.....	83

**TABLÖLAR LİSTESİ**

Tablo 5.1 Çarkların geometrik özellikleri.....	41
--	----



## ÖZET

**Anahtar kelimeler:**Taşıt motoru, Radyal pompa, Salyangoz Gövde, Açık Çark, Düz Çark, Kapalı çark, Konik çark, Aralık kaybı

Genellikle açık kanatlı radyal pompaların kullanıldığı yerler taşıt motorlarıdır. Bu motorların soğutma sistemlerinde kullanılan pompaların çark kanat biçimleri farklı yapıdadırlar. Bu bakımdan değişik tiplerdeki soğutma suyu pompaları denenerek pompanın ve sistemin eksiklikleri tespit edilmeye çalışılmıştır. Özellikle içten yanmalı taşıt motorlarında hangi şartlarda hangi tip pompaların kullanılabileceği irdelenmiştir.

Akım makinelerinin projelendirilmesinde gövde ile kanat arasındaki aralığın ve kanat sonlarındaki özelliklerin pompaların karakteristik büyüklüklerine etkisi önceden tam olarak bilinmemektedir. Eksik değerlerin bulunması ve eksiklerin tespiti için radyal pompaların deneysel incelenmesiyle mümkün olacaktır.

İncelenmekte olan radyal pompaların kanaat geometrisinin aralık kayıplarına olan etkisi hakkında bilgi verilecek ve çark içinden geçen akışın durumu incelenecektir.

Aralık kayıplarına değinmeden önce, aralık kayıpları üzerine yapılan çalışmalar incelenmiş olup literatür taraması bölümünde özetlenmiştir. Pompa içerisindeki çark hareketli bir parça olduğundan kanatlara etki eden kuvvetler araştırılmaya çalışılmıştır.

Kendi imkanlarımızla makine laboratuvarlarında oluşturulan deney düzeneği üzerinde değişik deneyler yapılmıştır. Bu deneylerden elde edilen sonuçlar irdelenerek değerlendirilmesi yapılmıştır.

Radyal pompaların seçiminde önemli bir faktör olan çark kanat sayılarına ve kanat yüksekliklerine bağlı olarak pompa performansları incelenmiştir. Bu deneyde 11 kanatlı çarklar üzerinde çalışma yapılmıştır. Bununla birlikte düz kanatlı ( $b_2/b_1=1$ ) açık çarklar ile konik kanatlı ( $b_2/b_1=0.6$ ) açık çarklar üzerinde yapılan çalışmalarla kanat yüksekliklerinin pompa performansı üzerindeki etkileri araştırılmış ve kıyaslanmıştır.

Son bölümde ise bugüne kadar konu ile ilgili olarak çalışma yapmış araştırmacıların elde ettikleri değerler ile önerdikleri veriler, bu araştırmada elde edilen sonuçlarda karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Bundan sonra bu konuyla ilgili olarak araştırma yapacaklara bazı tavsiyelerde bulunulmuştur.

# **AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON THE OPEN IMPELLER PUMPS WITH STRAIGHT BLADES USED IN VEHICLE ENGINES**

## **SUMMARY**

**Keywords:** Vehicle engine, radial pump, casing, open impeller vanes, backward Curved vanes, straight impeller vanes, closed impeller vanes, clearance Losses.

The means in which open impeller radial pumps are usually used are vehicle engines. The vane impeller types of these pumps that are used in the cooling systems are in different structure. For this reason, the deficiency of the pump and system has been tried to prove by testing various types of the cooling water pumps. Especially in the internal fired vehicle engines what type of pumps can be used in which conditions are investigated.

In the projecting of the current engines, the effect of the clearance between the body and impeller and the characteristics. In the end of the impeller to the characteristic size of the pumps isn't knows completely at first it will be possible to find out the missing valves and to prove the deficiency by experimental study on the radial pumps.

The information on the effect of the radial pumps clearance losses is given and the position of flowing fluid investigated.

Before touching the effect of clearance losses, the study on the clearance losses are examined and outlined in the literature searching port. As the impeller is a moving port in the pump, the furees acting upon the impeller are investigated.

Various experiments are done on the experimental system that are realized in the laboratories with our own feasibilities. The results gotten from these experiments are discussed.

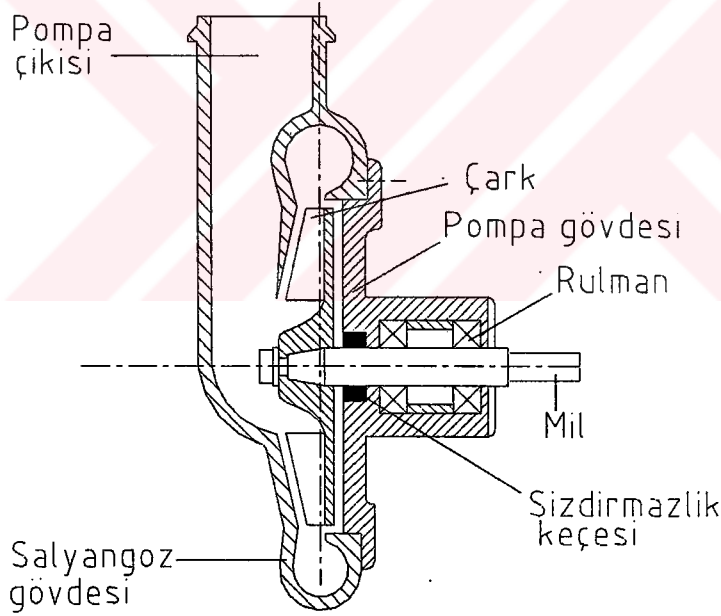
Pumps performances are investigated according to number of vanes and vane height that are very important factors for the selections of radial pumps. At this section experimental studies are performed on the impellers that have 11 blades.

Finally the results of the present work are discussed compared with the presently available references, and the suggestions for the future work on the subject is detailed.



## BÖLÜM 1.GİRİŞ

Motorlu taşıtlarda, yüksek sıcaklık altında çalışan termik motorun etkin bir şekilde soğutulması için soğutma sistemindeki suyun soğutma kanallarında sürekli olarak sirkülasyon halinde bulunması gerekir. Bu durum motor performansı ve ömrü açısından son derece önemlidir. Söz konusu sirkülasyon, motordan uzaklaştırılması gerek ısı yüküne göre seçilen bir pompa ile sağlanır. Motorlu taşıtlardaki motorlarda kullanılan soğutma suyu pompaları genellikle açık kanatlı tipte imal edilmektedir. Şekil 1.1 de herhangi bir taşıt motoruna ait soğutma sistemi pompasının kesit resmi görülmektedir.



Şekil 1.1 Taşıt motorlarındaki soğutma suyu pompasına ait örnek bir şekil

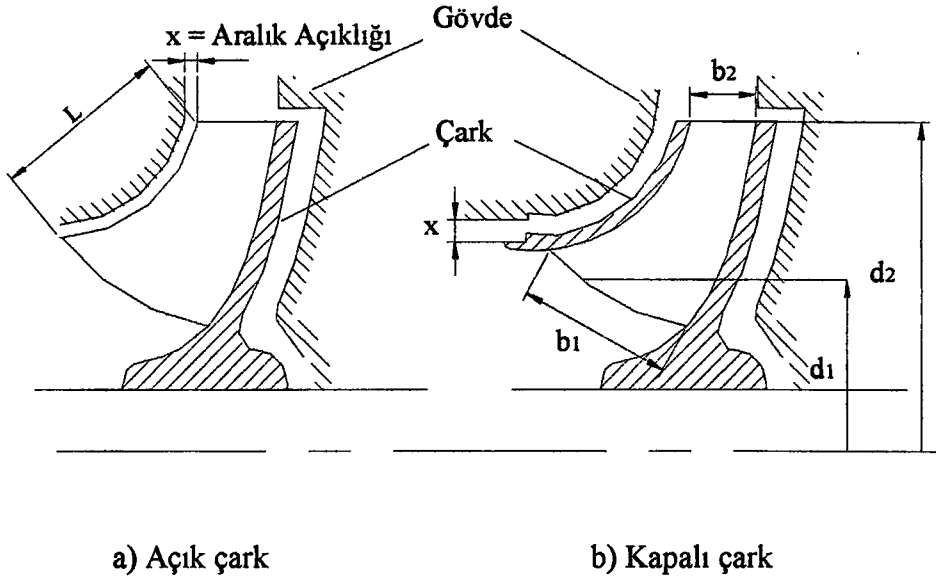
Açık çarklarda Şekil 1.1 den de görüldüğü gibi emme tarafındaki kapak yoktur. Bu tarz bir konstrüksiyonun tercih edilmesinde açık çarkların kapalı çarklara oranla daha düşük tahrik (mil) gücü gerektirmesi önemli bir rol oynar. Bunun nedeni, pompa



boyutlarının ve akışkanın geçtiği kanalların oldukça büyük olması ve pompanın çalışması esnasında sürtünmeden kaynaklanan yüksek hidrolik kaynakların meydana gelmesidir. Araştırmalar küçük boyutlu pompaların büyük boyutlu olanlara oranla daha yüksek akış kayıplarına yol açtığını göstermiştir Pflaederer [2]. Bu olumsuzluğu önemli ölçüde ortadan kaldırmak için açık çarklar kullanılır ve böylece akışkanın geçtiği kesit genişlemiş olur. Açık çarkta akışın rahatlamasıyla beraber kanallardaki sürtünmelerin meydana getirdiği hidrolik kayıplar büyük ölçüde azalır. Bu durum pompa veriminin ve mil gücünün düşmesiyle kendini gösterir. Taşıt motorlarında soğutma suyu pompasının motora en az yük verme özelliği çok önemli olduğundan genellikle verimdeki düşme dikkate alınmaksızın taşıt motorundan ez az güç çekecek şekilde tasarlanmış olması istenir.

Yukarıdaki önemine ve motor teknolojisindeki çok hızlı gelişmeye rağmen sirkülasyon pompaları bu gelişmelere paralel olarak yeterince gelişme gösterememiştir. Diğer taraftan açık çarkların motorlarda yaygın şekilde kullanılması, bu tür pompaların düşük performans özelliklerini de beraberinde getirmiştir. Özellikle açık çarklara özgü olan ve temel enerji kayıplarının başında yer alan aralık kayıpları bu tür küçük ölçekli pompalarda yeterince araştırılmamıştır. Yapılan araştırmalar aralık kayıplarının her bir pompa için farklı karakterde olabildiğini göstermiştir. Engeda [5]. Aralık kayıplarının hesaplanmasında kullanılacak güvenilir ve genel bir sistematik mevcut metot henüz mevcut değildir. Bu nedenle farklı çalışma şartlarında ve farklı pompa sistemleriyle elde edilmiş bulunan test verilerine büyük ihtiyaç vardır. Bu tür test verilerinin, çeşitli hesap modellerinin geliştirilmesine önemli katkılar sağlayacağı ortadadır.

Bu araştırmada, motorlu taşıtların motorlarında soğutma suyu pompası olarak kullanılan kapalı ve açık çarklı radyal sirkülasyon pompaların çalışma özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Açık ve kapalı çarkların kesit görünümleri Şekil 1.2 de görülmektedir.



Şekil 1.2 Açık ve kapalı çarkın kesit görünümü

Araştırmada aşağıdaki parametrenin pompa performansı üzerindeki etkileri incelemiştir:

1. Pompa devir sayısı,  $n$
2. Aralık açıklığı,  $x$
3. Kanat yükseklikleri oranı,  $b_1 / b_2$
4. Kesit değişim oranı,  $m = 4 b_1 / d_1$
5. Açık ve kapalı çark

Söz konusu incelemeleri yapabilmek için, motorlu taşıtlardaki sirkülasyon pompalarının boyutları baz alınarak açık ve kapalı çarklar talaşlı yöntemle imal edilerek test edilmiştir. Pompa çalışma şartları mümkün olduğu kadar motordaki gerçek çalışma şartlarına benzetilerek objektif bir yaklaşım sergilemeye çalışılmıştır.

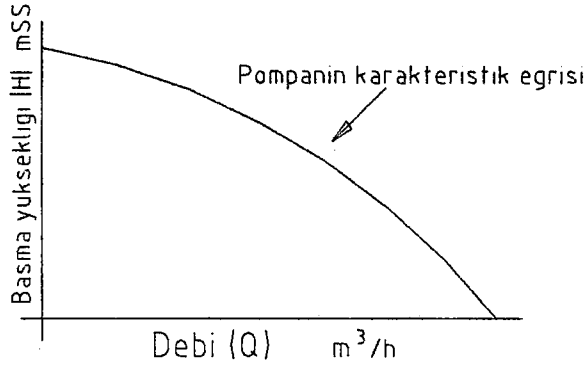
## BÖLÜM 2. KAPALI VE AÇIK ÇARKLARIN ENERJİ KAYIPLARI

### 2.1. Kapalı Çark Kayıpları

Kaçak kayıpları bakımından kapalı çarklar ile açık çarklar arasında fark dikkate alınmalıdır. Kapalı çarklarda çark ile gövde arasında kalan halka şeklindeki aralık bir salmastra ile sızdırmazlık sağlanır. Açık çarklarda çark ile gövde arasındaki aralık aynen kanat şeklini takip eder. Bu aralıkların varlığının esas etkisi hacimsel debi kaybına sebep olmalarıdır. İkinci bir etki olarak aralık akışları dolayısıyla çark kanalları içindeki akış şartlarının önemli değişimlere uğrayabileceği düşünülebilir.

Pompa çarkının dönüşü esnasında, emiş kanalından geçerek pompanın gövdesine dolan su, dönen pompa çarkının kanatları vasıtasıyla gövde içinde bir dönme hareketine zorlanır. Böylece her bir su zerresi üzerinde oluşmuş olan merkezkaç kuvveti hem statik basıncın ortalamasına hem de kanatlar üzerinde akan suyun hızının yükselmesine sebep olur. Çark çıkışında su spiral gövde içinde toplanır ve gövdenin çıkış ağzına doğru olan uygun geometrik yapısı dolayısıyla akış hızı düşürülür. Bu statik basıncın daha da artmasını sağlar.

Pompa içerisinde sağlanan bu basınç, pompa içinden geçen akışkan miktarına bağlıdır. Pompa basma yüksekliği ile debi arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde (şekil 2.1) de görüldüğü gibidir.



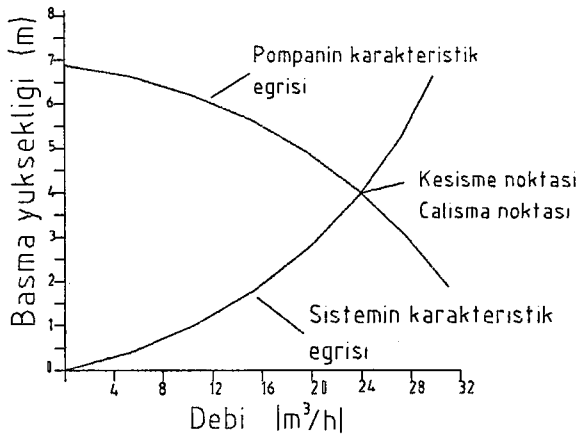
Şekil 2.1. Pompa karakteristik eğrisi

Bu eğri sirkülasyon pompaları için geçerli olan tipik bir pompa karakteristiğini göstermektedir.

$Q=0$  Debinin sıfır olduğu noktada en yüksek basma yüksekliği,  
 $H=0$  Basma yüksekliğinin sıfır olduğu noktada ise en yüksek debi oluşmaktadır.

Sistemde sirküle edilen su debisi ve bununla sistemde oluşan basınç kayıplarının birbiriyle olan bağlantısına sistem karakteristiği denilmektedir.

Bunu ifade eden parabolik bir karakteristiğe sahip ve sistemin karakteristik eğrisi olarak isimlendirilmektedir. Pompa karakteristik eğrisiyle, sistem karakteristik eğrisinin kesişme noktaları (Şekil 2.2) de görüldüğü gibi ortaya çıkmaktadır.

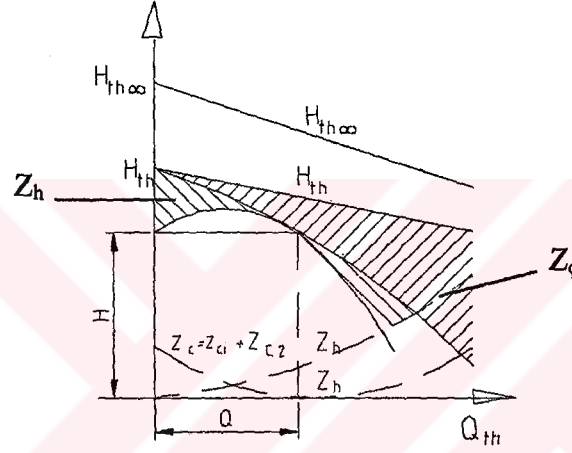


Şekil 2.2. Sistem ve pompa karakteristik eğrisi üzerindeki çalışma noktası

Pompa belirli bir debiyi belirli bir yüksekliğe basarken pompa içerisinde kayıplar meydana gelir. Pompa kayıpları, açık ve kapalı çarklarda farklılık gösterir.

Böylece belirli bir debi için pompanın gerçek basma yüksekliği ( $H = H_{th} \cdot \eta_h$ ) olarak ifade edilir.

Pompanın basma yüksekliğinin hesaplanabilmesi için çalışma esnasında kanatlardaki kayıplar da dikkate alınmalıdır. Kayıpları formülle ifade etmek oldukça zordur. Bu nedenle pompa yapımcıları tarafından geliştirilen deneysel metotlarla karakteristik eğriler (Şekil 2.3) de olduğu gibi çizilerek iyi sonuç vermesi sağlanır.



Şekil 2.3. Pompa basma yüksekliği ile debisi arasındaki karakteristik eğriler

Ayrıca Pflaiderer' e [2] göre çalışma debisinde teorik basma yüksekliğinden kayıplar çıkarıldığında basma yüksekliği aşağıdaki formülle ifade edilmiştir.

$$H = H_{th} - (Z_{ht} + Z_{\dot{c}} + Z_s) \quad (2.1)$$

$H$  = Basma yüksekliği

$H_{th\infty}$  = Sonsuz kanatlı teorik basma yüksekliği (kayıpsız)

$H_{th}$  = Sonlu kanatlı teorik basma yüksekliği (kayıpsız)

$Z_{ht}$  = Kapalı kanatlarda sürtünme kayıpları

$Z_{\dot{c}}$  = Çarpma kayıpları

$Z_s$  = Disk sürtünme kayıpları

## 2.2. Açık Kanatlı Çark Kayıpları

Açık kanatlı çarklardaki kaçakların nedeni kanat önü ile arkasındaki basınç farkı (kısaca kanat basıncı) dır. Bu kaçaklar kanat enerjisi kayıplarında birinci derecede rol oynarlar. Aralığa yaklaşıldıkça kanat basıncının azalmasından bu durum açıkça görülebilir. Bu kayıpların tespit edilmesinde aralık akışının bir aralık çevresine sebep olduğu be bununda özel bir kayıp bölgesi oluşturduğu gerçeği dikkate alınmalıdır. Açık çarklardaki kaçak kayıpların tam bir hesap yolu ile bugüne kadar tespit edilememiştir.

Bilinen aralık kaybı, akım makinelerinin çoğunda meydana gelen bir kayıp türüdür. Aralık kaybı dar manada çarkın giriş ve çıkış tarafları arasında oluşan kayıptır. Dönel çark pompa gövdesi içinde döndüğü için, gövde ile çark arasında bir aralık söz konusudur. Çarkın girişi ile çıkışı arasında oluşan basınç farkı ilgili aralıkta bir akışın meydana gelmesini zorunlu kılar. Aralık akışı pompanın çalışması sırasında, basınç tarafındaki akışkanın bir kısmının emme ağzına doğru akması, pompanın istenilen özgül enerjisinin azalmasına sebebiyet verecek ve dolayısıyla bu akış sonucunda bir kayıp enerjisinin meydana gelmesi kaçınılmaz olacaktır.

Hidrolik makinelerin çark ve gövde arasındaki aralık bölgeleri değişik şekillere sahiptir. Ancak temelde çarklarda iki farklı yapı şekli mevcuttur. Bunlar açık ve kapalı çark şekilleridir.

Kapalı çarklarda aralıklı sızdırmazlığı oldukça basit bir geometrik şekle sahiptir. Burada aralık debisi halka yüzeyinden geçen debi olarak tanımlanabilen bir büyüklüktür. Aralık debisi, basınç farkı biliniyorsa iyi bir şekilde hesaplanabilir. Aralık debisi olarak çarkın basma tarafından, çarkın emme tarafına geri akan akışkan ilk önce çark içinde çarkın basma tarafına aktarılmalıdır.

Özgül kanat enerjisi, birim kütle olarak aktarılan enerjidir. Bu nedenle aralıktaki güç kaybı ( $P_{ar}$ ) aralıktan geçen kütleli debi ( $\dot{M}_{ar}$ ) ile özgül kanat enerjisinin ( $Y_{Kanat}$ ) çarpımı ile hesaplanır.

$$P_{aralık} = \dot{M}_{aralık} \cdot Y_{Kanat} \quad (2.2)$$

Hidrolik verim:

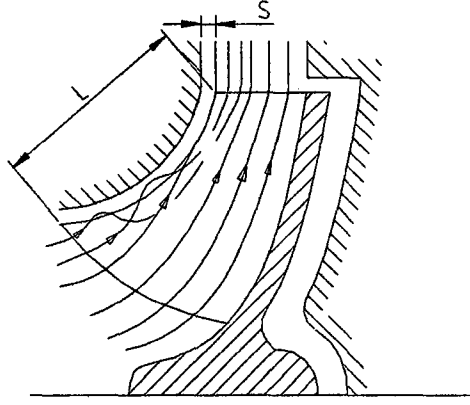
$$\eta_h = \frac{Y}{Y_{Kanat}} \quad \text{ise}$$

$$P_{ar} = \dot{M}_{ar} \cdot \frac{Y}{\eta_a} \quad (2.3)$$

Burada elde edilen aralık kayıp gücü ( $P_{ar}$ ) ana akımın kütleli debisine ( $\dot{m}$ ) bölüldüğünde, kütleyle bağı olarak aralık kaybı ( $Z_{ar}$ ) bulunur.

$$Z_{ar} = \frac{P_{ar}}{\dot{m}} = \frac{\dot{M}_{ar}}{\dot{m}} \cdot \frac{Y}{\eta_h} \quad (2.4)$$

Kapalı çarklardaki bu eşitlikler açık çarklara daha karmaşıktır. Dolayısıyla burada bir aralık akışı söz konusudur. Burada akış yönü çarkın basınç tarafından emme tarafına doğru akmaktadır. Bu aralıkta akış tüm kanat uzunluğu boyunca ( $L$ ) akış devam etmektedir. (Şekil 2.4)



Şekil 2.4. Açık kanatlı çark kesitinde aralık akışı

Açık çarklarda meydana gelen aralık kayıplarını tanımlamaya çalışan teori bu nedenle başka bir teoriye ileriye sürmektedir. Bunun esasını aerodinamik taşıyıcı kanat teorisi oluşturmaktadır. Bu teoriye sonsuz uzunluktaki kanatta kanat sarımlarının profil alt kısmı arasındaki problemi içermektedir.

Hidrolik makinelerde, taşıyıcı kanat teorisinin esasına göre aralık etkisini hesaplamaya yarayan ifade aşağıda olduğu gibi tanımlanabilir. Pompa aralık debisinin etkileri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

1. Kanadı emme ve basma tarafları arasındaki kısmi basınç farkı, basınç yükselmesini azaltmaktadır. Bunun anlamı pompadaki özgül kanat enerjisi artan aralık genişliği ile azalmaktadır. Oluşan bu enerjinin azalması, enerjinin ısıya dönüşmesi sonucu oluşan ısı kaybı olarak göz önüne alınmalıdır. Kanat sonlarının akışa maruz kalması ilk olarak çarkta meydana gelir.

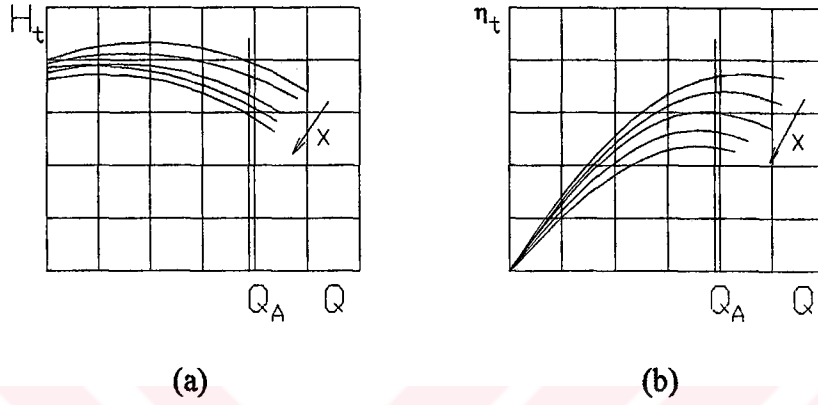
2- Kanatın emme ve basma tarafları arasında meydana gelen dengeleme akışı kanat basma tarafındaki ana akışta bir hız bileşeni oluşturmaktadır. Bu hız bileşeni aralığa doğru yönlendirilmiştir ve kanat emme tarafında bir hız bileşeni oluşmasına sebep olmaktadır.

Ara akış yönüne dik olan hız bileşenlerinin miktarı kanat sonlarına doğru artmaktadır. Kanadın arkasındaki iki akış tabakası birbiri ile karşılaşmaktadır. Bunlar



birbirlerine zıt ve ara akışa dik bileşenlere sahiptir. Sürtünmeli akışta bu iki tabaka arasında, stabil olmayan bir süreksizlik yüzeyi oluşmaktadır.

Açık kanatlı çarklarda, aralık etkisi karakteristik eğrilerinin değişmesiyle kendini göstermektedir. Bu durum şekil 2.5 de görülmektedir.



Şekil 2.5 Aralık etkisinin karakteristik eğrileri

Aralık genişliği ( $x$ ) arttıkça kayıplar büyümektedir. Bu aralık kayıplarının teorik olarak hesaplanması mümkün olmamaktadır. Ancak deneylerde bu kayıpların bilinmesi gerekir.

## **BÖLÜM 3. AÇIK KANATLI SOĞUTMA SUYU POMPASININ HESABI**

### **3.1. Genel Özellikler**

Su ile soğutmalı içten yanmalı motorlar devridaim veya sirkülasyon pompası adı verilen pompalar yardımıyla soğutulurlar. Soğutma suyu pompalarının tasarımı planlanırken, taşıt motorlarının kullanma amaçlarına ve pompaların motorlara bağlantı durumları dikkate alınır. Küçük taşıt motorları orta güçte olduğu için pompaların daha ucuz ve basit bir imalatla ve en yüksek verim elde edilecek şekilde imal edilmektedir. Büyük ve gücü yüksek olan motorlarda soğutma suyu pompasının işletme gücü daha yüksek seçilir.

Soğutma suyu pompaları küçük araçlarda genelde motorların önüne yerleştirilir. Pompanın suyu basma yüksekliği 2-3 m arasında kabul edilir. Büyük motorlarda bazen soğutma suyu sistemi motorun dışında bir alana yerleştirilmiştir. Bu tip motorlarda pompanın basma yüksekliği 25-30 m civarındadır. Su pompasının çalışma esnasında oluşturduğu basıncın bir kısmı termostat tarafından yutulur. Termostattan geçen suyun miktarı basınç farkını etkiler.

İçten yanmalı taşıt motorlarında genelde soğutma suyu pompası olarak açık kanatlı çarklar kullanılır. Basma yüksekliği 25-30 m den fazla olan pompalarda açık kanatlı çarklar tercih edilmektedir.

Pompa çarkları gri pik dökümden, çelik saçların preslenerek istenen kanat şeklinde ve kanat kalınlığı yaklaşık 3 mm olacak şekilde imalatı yapılır.

İçten yanmalı motorlarda soğutma suyu pompasının tasarımında ilk önce dışarı atılan ısı miktarının bilinmesi esastır. Bu durum yakıt kullanma miktarına bağlıdır. Boşta çalışan motorlarda açığa çıkan ısının ( %30 ) kadarının soğutma suyuna iletiildiği kabul edilir.

Suya geçen özgül ısı miktarı  $q_s$  ( $Kcal / BG \cdot h$ )

$$q_s = 0,3 \cdot B \cdot H_U \quad (3.1)$$

$t$  = Yakıt miktarı ( $Kp / BG$ )

$H_U$  = Yakıtın ısı değeri ( $Kcal / kg$ )

Su pompasının projelendirilmesinde ( $q_s$ ) için geçici olarak kabuller alınır.

Otto motorlarında.....  $q_s = 800-1000$  ( $Kcal / BG \cdot h$ )

Endirek püskürtmeli dizel motorlarında.....  $q_s = 600.700$  ( $Kcal / BG \cdot h$ )

Direkt püskürtmeli dizel motorlarında .....  $q_s = 450.600$  ( $Kcal / BG \cdot h$ )

Yük altında çalışan motorlar için alt sınır değerleri geçerlidir. İhtiyaç duyulan soğutma suyu miktarı  $Q_s$  olduğu kabul edilirse aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır.

$$Q_s = \frac{q_s \cdot Pe}{\Delta t} \quad (3.2)$$

$\Delta t$  = Soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark

$Pe$  = Motorun efektif gücü (BG)

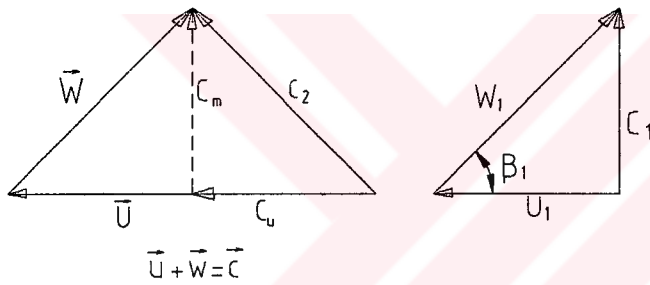
Taşıtlardaki su pompasının basma yüksekliği; motor ile soğutma sistemi arasındaki bağlantının uzunluğuna, suyun basma miktarına, su kanallarının çapına bağlıdır.

### 3.2. Açık Kanatlı Pompalarda Basma Yüksekliği

İstenilen basma yüksekliği için değişik çapta dönen çark dizaynı yapmak imkanı vardır. Pompa basma yüksekliği hesaplanırken. Enler ana denklemden faydalanarak önemli sonuçlar elde edilebilir.

Böylece pompanın basma yüksekliği:

(Z). kanat sayısına, ( $U_2$ ) çevre hızına, ( $C_{2m}$ ) hızına, ( $\beta_2$ ) çıkış açısına,  $\frac{C_{2u}}{C_2}$  ve



Şekil 3.1 Bir pompa çarkındaki hız üçgenleri

$\frac{D_1}{D_2}$  oranına bağlıdır.

Basma yüksekliği:

$$H = \frac{U_2}{g} \cdot C_{2u} \cdot k \cdot \eta_h \quad (3.3)$$

$H$  = Basma yüksekliği (m.)

$U_2$  = Çevresel hız (m/s)

$C_{2u}$  = Çevresel hız doğrultusundaki bileşen (m/s)

$k$  = Düzeltme faktörü

$\eta_h$  = Hidrolik verim

$$Z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \quad (3.4)$$

Kanat sayısı sonsuz iken,

$$H_{thco} = \frac{U_2 \cdot C_{2u}}{g} \quad (3.5)$$

$H_{th}$  = Pfeiderer sayısı  $p(0.3 \div 0.5)$

$$H_{thco} = (1 + p)H_{th} \quad (3.6)$$

$$H_m = H_{th} \cdot \eta_h \quad (3.7)$$

Burada ( $k$ ) faktörü kanat sayısının belirlediği bir büyüklüktür.

Gerekirse aynı basma yüksekliğini, daha küçük çaptaki bir döner çarkı aynı ( $n$ ) devir sayısı ile döndürerek elde etmek imkanı vardır. Ancak ( $D_2$ ) çapı küçültülerek devir sabit kalmak üzere, aynı basma yüksekliğine erişmek için ( $z$ ) kanat sayısı ve ( $\beta_2$ ) açısı artırılmalıdır.

Ancak dizayn için seçilen yol, her zaman en iyi verim vermediği gibi pompa imalat ve dizayn masraflarını da artırır. Dizayn için gerekli denklemlerden faydalanıldığı gibi, deneysel yoldan elde edilen sonuçlardan fayda sağlayarak kabuller yapıp pompa basma yüksekliği tespit etmektedir. Yüksek verimli pompalarla yapılmış deneyden elde edilen değerlerden de faydalanılır.

### 3.3. Giriş Çapının Hesabı

Kanat giriş ucu girişte pompa miline paralel bir şekildedir.( Şekil 3.1). Giriş çapının ( $D_0$ ) hesaplanması için pompa göbek çapının ( $dh$ ) ve mil çapının ( $dm$ ) önceden hesaplanması gerekir.

Pompa mil çapı:

$$dm = \sqrt[3]{\frac{360000 \cdot Ne}{Tt \cdot n}} \quad (3.8)$$

$dm$  = pompa mil çapı (  $m$  )

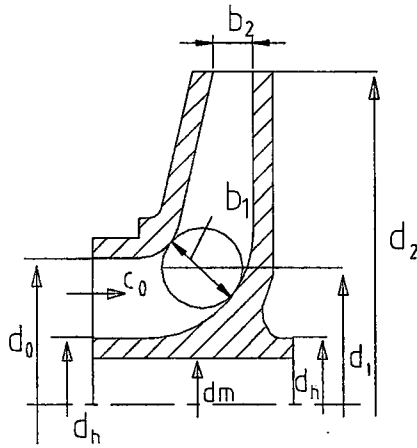
$Ne$  = pompa miline verilen güç (  $kgm/sn, ps, Kw$  )

$Tt$  = Pompa mili çeliğinin burulma gerilmesi (  $N / m$  )

$n$  = Milin devir sayısı (  $d / d$  )

Mil çapı hesaplandıktan sonra, ön göbeğin yeteri kadar küçük yapılmaması ve suyun giriş alanını kapatmaması gerekir çarka giren suyun gereğinden daha fazla kısılmaması için genellikle göbek çapı ( $d_h$ ) aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$d_h = (1,3 \div 1,4) dm \quad (3.9)$$



Şekil 3.2 Çark su giriş kanalı

Su kanalına giren suyun debisi kanat önündeki suyun hızı bilindiğinde

Suyun giriş alanı:

$$A_0 = \frac{\dot{Q}}{C_0} = \frac{Q}{\eta_v \cdot C_0} \quad (3.10)$$

$A_0$  = Suyun giriş alanı ( $cm^2$ )

$\dot{Q}$  = Suyun debisi

$C_0$  = Suyun hızı

Buradan milin göbek alanı:

$$ah = \frac{\pi \cdot dh^2}{4} \quad (3.11)$$

Dolayısıyla giriş çapı:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot A'_0}{\pi}} \quad (3.12)$$

$D_1$  = Giriş çapı

$A'_0$  = Suyun geçeceği alan

$A'_0 = r a$

### 3.4. Döner Çarka Giriş Hızının Hesabı

Giriş hızının ne kadar alınacağı kesinlikle kestirilemez. Bu nedenle giriş hızı yerine merdiven hızı alınarak hesap yapılır. Stepanoff'a [ 32 ] göre meridyen hızı hesaplanır.

Buna göre:

$$C_1 m = k_1 s \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.13)$$

$C_1 m$  = Giriş meridyen hızı (m/sn)

$k_1 s$  = Giriş hızı için *Stepanoff* sayısı

### 3.5. Çıkış Çapının Hesabı

Hareket halinde bulunan çarkın çıkışındaki meridyen hızı ile çarkın girişindeki meridyen hızı arasında belirli bir oran vardır.

Bu oran:

$$\frac{C_2 m}{C_1 m} = 0,7 \div 0,75 \quad (3.14)$$

Ayrıca giriş ve çıkış kanalları arasındaki oran  $\frac{D_1}{D_2} \cong 0,5$  alınarak:

$$C_2 m = k_2 s \sqrt{2g \cdot H} \quad (3.15)$$

$C_2 m$  = Çıkıştaki meridyen hızı (m/sn)

$k_2 s$  = Çıkış hızı için *Stepanoff* sayısı.

Çark çıkış çapı:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (3.16)$$

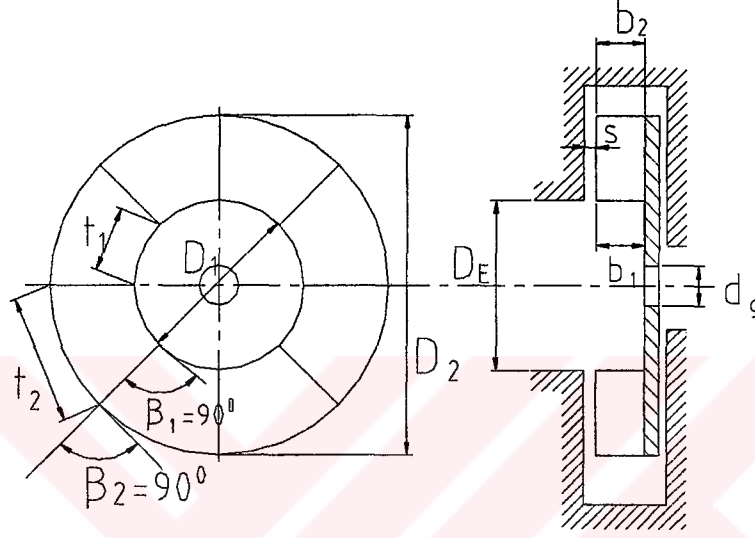
$D_2$  = Çıkış çapı (m)

$U_2$  = Çıkıştaki çevre hızı (m/sn)



### 3.6.Açık Düz Kanatlı Pompaların Hesabı

Radyal pompalarda çark hesaplarının kolay olduğu ve düz kanatların yapımında ( $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ ) en iyi sonucu verdiği araştırmalar göstermiştir. Bu bakımdan düz kanatlarda, kanat açısının hesaplanmasına gerek yoktur. Fakat çark çapları ( $D_1$ ) ve ( $D_2$ ) ile kanat derinliği  $b$  hesaplanmalıdır. Düz kanatlı bir çarkın kesiti ile önden görüşü aşağıdaki (şekil 3.2) de görülmektedir.



Şekil 3.3 Açık düz kanatlı çark

( $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ )' lik olarak hesaplanan çarklarda Pfleiderer 1961'e [ 33 ]göre yapılan deneylerden sonra son kanat sayısı, basınç düşünü sayısı (  $P$  ) ve basma yükseklik kayıplarının hesaplanabileceği aşağıda gösterilmiştir.

$$P = \frac{2 \cdot \psi \cdot k}{\sqrt{2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right) \right]}} \quad (3.17)$$

Bu denklemde (  $k = 0,28 \div 0,30$  ) arasında değişen bir düzeltme faktörüdür.(  $\Psi$  ) ise pratik olarak (  $\frac{2 \cdot g \cdot H}{U_2^2}$  ) den bulunabileceği gibi (Pfleiderer 1961)' e göre [ 33 ],

$$\psi = 0,6 \cdot \left( 1 + \frac{\beta_2}{60} \right) \quad (3.18)$$

ampirik bir formülle bulunabilir.

Hidrolik verimin tespitinde de yine pfeleiderer 1961' den [ 33 ] faydalanarak;

$$\eta_h = \eta \cdot \frac{1 + t_{aralik}}{1 - (t_{aralik} + t_{ort.aralik})} \quad (3.19)$$

Dolaysiya bu denklemde (  $\eta = 0,4 \div 0,55$  ) arasında alınabilir.

Bazı kaynaklarda ortalama aralık gerekli aralığın 2 katı alınmasıyla, yine kimi kaynaklarda ise deney süresinde ölçülen aralıkların toplanıp aritmetik ortalaması alınarak tespit edilmesi önerilmiştir. Kranz 1967 [ 34 ]

### 3.7.Çark Kanatlarının Dizayını

Kanat şekilleri pompanın en önemli özelliği olup düz ve eğimli olabilirler. Çark kanatlarının dizayını yapılırken düz kanatlarda kanatların pompa milinin eksenine dik şekilde olmasına dikkat edilmelidir. Fakat eğik kanatların dizayını çeşitli yöntemler göz önüne alınarak gerçekleştirir. Bu yöntemler Tek Daire metodu,Çift Daire metodu ve Nokta nokta kanat çizim metotlarıdır. Çallı 1991 [ 1 ].

Nokta nokta metoduyla çizilen kanatların iyi bir kanat çizimi olduğu yapılan deneysel çalışmalardan anlaşılmıştır Nokta nokta metoduyla hesaplanmış kanatlar, ya şablona göre yapılır. Yada tüm ölçüler verilerek çizim üzerinde yapılır. Genel olarak proje uygulamalarında çark çapı ( 100 mm ) den daha küçük olanlarda Tek Daire metodu, (100 mm) den büyük olan çarklarda ise Çift Daire veya Nokta nokta metotları önerilmektedir. .Kovats / Desmur 1968 [ 35 ].

Çark imalatında malzeme olarak genellikle normal döküm veya çelik döküm malzeme kullanılır .Kanat kalınlıkları çark büyüklüğüne göre değişir .Normal dökme demir malzeme kullanıldığında kanat kalınlıkları (3) ile (10) mm arasında, malzeme çelik döküm ise kanat kalınlığı (4) ile (10 mm) arasında seçilmelidir .Çallı 1991 [ 1 ].

### 3.8. Aralık Debisinin Kayıplara Etkileri

Çark aralığının değişmesi debiyi etkilemektedir. Uzun süre boшта çalıştırılan bir pompada ( $Q=0$ ), pompa gövdesinde ısınma ve milinde deformeler oluşur. Böylece açık kanatlı pompalarda aralık debisinin etkileri aşağıdaki gibi izah edilebilir.

Çalışma anında pompalardaki kademe enerjisi, artan aralık mesafesiyle azalmaktadır. Azalan bu kademe enerjisi suya ısı enerjisi olarak geçmekte ve neticede bu ısı enerjisi, ısı kaybı olarak soğutma suyu aracılığıyla açığa çıkmaktadır.

Pompa çalışırken kanat yüzeylerinin arka kısmında tek yönlü santrifüj kuvvetler oluşur. Bu kuvvetler için sarf edilen enerji miktarı, belli bir basınç oluşturmak için pompa içinde kaybolur. Bu kuvvetlerin oluşabilmesi için, kanat emme ve basma tarafları arasında oluşan dengeleme akımı, çark çıkışında ana akımla, bir hız bileşeni meydana gelmektedir. Oluşan bu hız bileşeni aralığa doğru yönelmekte ve kanat emme tarafında da bir hız bileşeni oluşmasına sebep olmaktadır.

Bir açık kanatlı pompada çarkın giriş ağzındaki boşluklarda kaçak debi oluşursa sistemin dengeleme tertibatlarında da debi kaçakları oluşur. Açık kanatlı pompalarda hatta helisel çarklarda debi kaçakları, kanatların yüzeyleri arasında, kanat sırtında ve kanatların uç kısımlarında meydana gelir. Açık kanatlı pompalarda kaçak debisi veya aralıktan geçen sıkıştırılmaz akışkan verdisi aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\dot{Q}_K = \mu \cdot A_{ar} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta \cdot P \setminus P} \quad (3.20)$$

$\dot{Q}_k$  = Kaçak debi

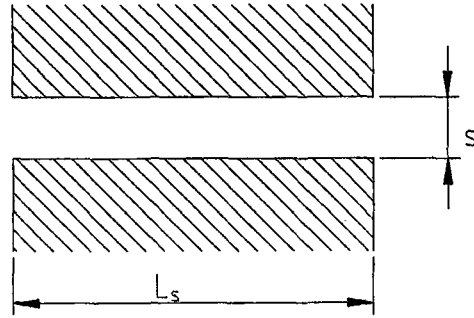
$\mu$  = Debi katsayısı (Aralık direncini hesaba katan verdi sayısı)

$A_{ar}$  = Aralık geçiş alanı

$P$  = Akışkanın yoğunluğu

$\Delta_p$  = Aralığın iki yanındaki basınç farkı  $\mu = \alpha$  = eşit olarak bilinir.

$\alpha$  = Enerji dönüşümü hesaplanmasında dikkate alınan bir katsayı



Şekil 3.4. Aralık boyutlarının şematik şekilde gösterilişi

Burada ( $L_s$ ) boşluğun uzunluğunu, ( $S$ ) boşluğun genişliğini, ( $D_a$ ) aralık çapı olarak gösterilirse:

$$\mu = \frac{\alpha}{\sqrt{2}} \quad (3.21)$$

Açık kanatlı çarklarda ve aksenal çarklarda kaçaklar kanatların uç kısmı ile pompa gövdesi arasında oluşur.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{a^2 + \frac{\Sigma \cdot L_s \cdot \lambda}{2s}}} \quad (3.22)$$

Burada su için ( $\lambda = 0,025$  ile  $0,050$ ) arasında alınabilir.

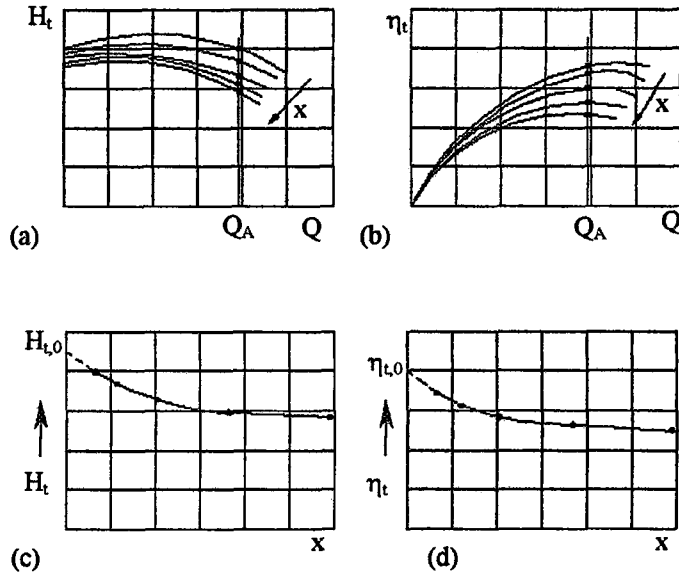
Pompalarda hız değişirse kaçaklar devir sayısına bağlı olarak orantılı bir şekilde debi gibi değişir. Çark kanatları uygun bir şekilde yapılmışsa enerji aktarılmasına ait özgül enerji kayıpları hemen hemen değişmez. Bu durumda pompanın volümetrik verimi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{\dot{Q}_k}{Q}} \quad (3.23)$$

Küçük basınçlar halinde kanat yüzeyini büyük ölçüde küçültmek şartıyla çarktaki sürtünme kayıplarının artmasını önlemek mümkün olmaktadır. Düşük hızlarda disk sürtünmesinin hissedilir bir durumda değeri yoktur.

### 3.9. Aralık Etki Faktörleri İçin Pfeiderer Metodu

Aralık kayıplarının deneysel olarak bulunan aralık etki faktörleri yardımıyla hesabında Pfeiderer metodu yaygın şekilde kullanılmaktadır. Pfeiderer in deneysel sonuçlarla desteklediği ampirik metoduna göre aralık kayıplarının pompa genel verimi, basma yüksekliği ve debisi üzerindeki etkileri aralık mesafesi ile orantılı olarak değişmektedir. Metodun uygulanabilmesi için verilen çalışma şartlarında aralık etki faktörlerinin ve pompa çarkının aralık sıfır ( $x=0$ ) olduğu durumdaki performans büyüklüklerinin ( $Q_{pt,0}$ ,  $Q_0$ ,  $\eta_0$ ) bilinmesi gereklidir. Engin [ 28 ] Yöntemde, sıfır aralık açıklığındaki bu değerler (şekil 3.4) da gösterildiği gibi ekstrapolasyon yoluyla bulunur.



Şekil 3.5 Sıfır aralık açıklığındaki pompa tanım özelliklerinin ekstrapolasyonla tespiti

Pfleiderer açık çarklı bir radyal pompadaki aralık kayıplarının hesabı için,

$$\Delta H_t = \frac{H_{t,0} - H_t}{H_{t,0}} = \beta \cdot a \quad (3.24)$$

$\beta$  = Basınç etki faktörü

$a$  = Bağıl aralık

$$\Delta Q = \frac{Q_0 - Q}{Q_0} = \alpha \cdot a \quad (3.25)$$

$\alpha$  = Debi faktörü

$$\Delta \eta_t = \frac{\eta_{t,0} - \eta_t}{\eta_{t,0}} = \gamma \cdot a \quad (3.26)$$

$\gamma$  = Verim etki faktörü

eşitliklerini vermektedir. Burada görülen  $a$  katsayısı bağıl aralık açıklığı adını alır ve,

$$a = \frac{x}{(b_1 + b_2)/2} \quad (3.27)$$

olarak tanımlıdır. Dolayısıyla  $a$ ;  $x$  mutlak aralık açıklığının, ortalama kanat yüksekliğine oranı şeklinde boyutsuz olarak ifade edilmiştir.

Buradaki sabitler için yaklaşık  $2\alpha = \beta = \gamma = 1.3 \div 3.0$  değerleri önerilmiştir. Boyutsuz büyüklüklerin optimum değerleri maksimum verim noktasındaki değerlerdir. Pfeiderer bu yöntemi geliştirirken, pompa parametreleri ile aralık genişliği arasında doğrusal bir ilişki olduğu kabulünü yapmıştır. Pfeiderer metodu özellikle dar aralık açıklıklarında deneysel verilerle iyi bir uyum sergilemektedir.

### 3.10. Kayıplara etki eden önemli tasarım parametreleri

#### 3.10.1. Kanat çıkış açısı $\beta_2$

$\beta_2$  açısının; akım makinesinin gücü, hızlılığı ve her şeyden önce davranışı üzerinde büyük etkisi vardır.

Kanat çıkışında kanada verilmesi gerekli  $\beta_2$  açısı önce tahmin edilir. Daha sonra ilgili bağıntıları sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Eğer sağlamıyorsa seçilen ve işlem sonucunda hesaplanan  $\beta_2$  kanat açıları birbirine yakın değerlere ulaşınca kadar işlemlere devam edilir.  $\beta_2$  gerçek çıkış açısı trigonometrik bağıntı ile kolayca bulunur.

$$t_p \beta_2 = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2}} \quad (3.28)$$

Kanatlar arasından geçen akımın yavaşlaması için (hızın azalması için) kanat çıkışına doğru kanalın genişlemesi ve kanat eğriliğinin fazla olmaması gerekir. Döner

kanatlarda bu durum, yüksek verim elde edecek şekilde kolaylıkla sağlanır. Baysal[59]

### 3.10.2 Özgül devir sayısı $n_q$

Pompa benzerlik kurallarından bilindiği gibi,  $H_m$ ,  $Q$ ,  $n$  değerlerini en iyi verim değerinde sağlayan geometrik bakımdan benzer pompaların özgül devir sayıları aynı olup, bu özgül pompanın konstrüktif formları da belirlenmiştir. Baysal [59]

Özgül hız küçüldükçe pompa tam radyal tipe dönüşür ve çap büyür, suyun geçiş kesiti daralır. Bu sebeple pompanın küçük özgül hızlı olması söz konusu edildiğinde genel verimin düşmesine sebep olur.

Özgül hız küçük ise kademe başına manometrik yükseklik ve özgül hız göz önüne alınarak hesaplar yürütülür.

Geometrik benzer, döner çarklarda süreklilik şartı ile,

$$Q \approx D_2^3 \cdot C_2 \approx D_2^2 \cdot U_2 \approx nD_2^3 \quad (3.29)$$

$$D_2 \approx \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (3.30)$$

bağıntısı yazılarak, (3.29) denkleminde yerine konulursa,

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_m^{3/4}} \quad \text{sayısı boyutsuz olarak yazılabilir.} \quad (3.31)$$



### 3.10.3. Çark çap oranları $d_1/d_2$

Belirli özgül hızlara, belirli çap oranları tekamül eder. Çarkın boyutlarının uygun düşmesi bakımından bu oranın belirli sınırlar arasında kalması gerekir.  $d_1/d_2$  oranları alt ve üst sınırlarının özgül hız değerlerine göre değişimi görülmektedir. Hesaplanan çaplara göre, söz konusu oran bu sınırların dışına taşıyorsa,  $d_2$  çapı manometrik yükseklikle ilgili olduğundan, değiştirilemez. Ancak  $d_1$  çapı üzerinde,  $d_1/d_2$  oranı belirtilen sınırlar arasında kalacak şekilde değişiklik yapılır.

### 3.10.4. Kesit değişim oranı $m = \frac{4b_1}{d_1}$

Akımın kanat yüzeylerinden ayrılıp ayrılmaması önemli rol oynar. Akımın çarka giriş alanı,  $d_1$  çapı ve  $b_1$  kanat genişliği şekil (3.1)' de görüldüğü gibi akımın basıncını etkilemektedir.

Kanat değişim oranı; aksenal akışın, çarka girişin sonunda akışın genişlemesi, eşit ve yavaşlamasını etkileyen bir parametredir.

$$m = \frac{A_0'}{A_0} = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot b_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{4 \cdot b_1}{d_1} \quad (3.32)$$

$m$  = kanat değişim oranı

### 3.10.5. Kanat değişim oranı $b_1/b_2$

Kanat sayısı ve kanat giriş kalınlığı hesaplanmamış olduğu için  $b_1$  giriş genişliği önce yaklaşık olarak hesaplanır, daha sonra daralma katsayısının gerçek değeri bulunduğundan sonra  $b_1$  genişliğinin gerçek değeri bulunur.

$$b_1 = \frac{1.1 \cdot Q}{C_{1m} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot k_1} \quad (3.33)$$

sürekli denklemler için uygulanırsa

$$b_2 = \frac{1.1 \cdot Q}{C_{2m} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot k_2} \quad (3.34)$$

bağıntısı bulunur.

Burada;  $k_1$  çark girişinde,  $k_2$  çark çıkışında kanat kalınlığından dolayı meydana gelen daralma etkisini düzeltme faktörüdür.

### 3.10.6. Kanat sayısı $Z$

Pompa dizayn edilirken yaklaşık formüller kullanılarak kanat sayısı tespit edilir. Bu nedenle kanat sayısı  $Z$  Faust eşitliğinden elde edilir.

$$Z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (3.35)$$

İfadesinden yararlanılır. Radyal açık çark pompaları için  $k=4.5/5$  arasında alınır.

## BÖLÜM 4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Pompalarla ilgili olarak yapılan deneysel incelemelerde değişik yazarlar farklı aralık genişliğinde, farklı kanat şekillerinde ve kanat sayılarında deneysel çalışmalar yapmışlardır. Literatür taraması yapıldığında bu konu ile ilgili pek çok deneysel ve teorik çalışmaya rastlanmıştır. Buradan elde edilen bilgiler ve sonuçlar ışığında deney oluşturulmuştur.

Aralık kayıplarını belirlemek için kullanılan yaygın bir model Pfeleiderer [2] tarafından verilmiştir. Bu model çarkların imalatında ve aralık açıklığının tespitinde önemli rol oynamaktadır. Özellikle dar aralık açıklıklarında deneysel verilerle iyi bir uyum sağlamaktadır.

Aralık problemlerini teorik olarak çözmek için Betz [36] tarafından çalışmalar yapılmıştır. Pompa aralık kayıplarını azaltmak pompa performansını yükseltmek için çeşitli çarklar üzerinde incelemelerde bulunmuştur.

Engeda [6], farklı özgül hıza sahip beş radyal çarkla yaptığı deneylerinde aralık açıklığının kademe performansı üzerindeki etkilerini inceleyerek,  $n_s=0.83$  özgül hızlı test pompasının aralık kayıplarına en fazla duyarlılık gösterdiği sonucuna varmıştır. Ancak çalışmada aralık kayıpları ile özgül hız arasındaki belirli bir ilişkinin varlığı ispatlanamamıştır.

Yazarın konuyla ilgili diğer bir çalışmasında, aralık kayıplarının belirlenebilmesi için basit ve genel korelasyon önerilmiştir, Engeda [7]. Ayrıca korelasyonun geçerliliği test edilerek özgül hıza bağımlı bir aralık duyarlılık faktörü tanımlamıştır.

Ganter [11], açık radyal çarklı pompaların aralık kayıpları ile ilgili deneysel araştırmasında, aralık etki faktörlerinin aralık açıklığına ve özgül devir sayısına bağımlı olduğunu ortaya koymuştur.

Kurian [12], çark ile gövde arasındaki açıklığın açık çarklı bir radyal pompa performansı üzerindeki etkilerini deneysel olarak inceleyerek, belirli bir aralık açıklığına kadar pompa performansının önemli ölçüde düştüğünü, bu kritik değer aşıldıktan sonra pompanın aralık açıklığına duyarsız hale geldiğini gözlemlemiştir.

Wood [13], kullandığı çark modellerinin hidrodinamik performanslarını karşılaştırmak için bir dizi deneysel çalışma ile önemli sonuçlar elde ederek bunları literatür verileriyle karşılaştırmıştır. Ayrıca radyal pompalarda aralık etkisini, Falsom çok kademeli sondaj delme pompalarında aralık etkisi ile orta ve yüksek devirli yüksek emme kabiliyetli sıvı metalleri iletmek için yapılan pompaları incelemiştir.

Lakshminarayana [14], aralık kayıplarından aerodinamik verim kaybını önceden hesaplamaya yarayan teorik bir model önermiştir. Yaptıkları çalışmada Türbo makineler üzerinde yaptıkları iki ayrı denemede aksenal akışta aralık açıklığının etkilerini araştırmıştır.

Senoo [15], radyal ve aksenal çarklarda aralık açıklığından kaynaklanan basınç kaybını matematiksel olarak modelleyerek elde edilen sonuçları iki farklı radyal çark kullandığı deneysel çalışmaları ile karşılaştırmıştır. Aksenal makinelere de kolayca uygulanabilen bu model literatürdeki deneysel sonuçlarla iyi bir uyum sergilemektedir.

Lauer [16], ondört adet açık radyal çarklı pompa üzerinden alınan deneysel verilerden yararlanarak pompa aralık açıklığı hassasiyetini ifade eden bir model geliştirmiştir.

Gür [17], açık radyal çarklı vantilatörlerin aralık kayıplarını 1200°C'ye kadar sıcak gazlarla deneysel olarak inceleyerek, Pfeiderer' in modeline benzer bir model

geliştirmiştir. Belirli bir debide makineye ait hidrolik verimin bilinmesi durumunda, bu model kullanılarak sıfır aralık açıklığındaki basma yüksekliği veya basınç artışı kolayca hesaplanabilmektedir.

Murakami [18], Pfeleiderer' in modeline benzer bir model önermiştir. Bu modele göre basınç sayısı debi sayısının karesi ile orantılı olarak değişmektedir. Ancak literatürdeki diğer deneysel bulgular bu sonucu yeterince desteklememektedir.

Hesselgreaves [19], tarafından verilen model, verim ile aralık açıklığı arasındaki ilişkiyi oldukça iyi belirlemektedir. Yapılan bu çalışmada, aralık açıklığının pompa verimi ile ilişkiyi net bir şekilde ortaya koymaktadır. Bu model karışık ve aksenal akışlı makineler için uygulanabilme özelliğine sahiptir.

Aralık akışının anlaşılmasına önemli bir katkı, radyal çarklardaki akışı üç boyulu viskoz bir akış modeliyle çözümlenmeyi konu alan Moore [20] nin çalışmasıdır.

Johnson [22], aralık akışı ile ana kanal arasındaki parametrelerin ve ikincil akış arasındaki etkileşimlerin tarif edilmesinde önemli katkılarda bulunmuştur.

Wright [23], giriş açıklığının pompa üzerindeki etkilerini araştırmak üzere (inlet clearance) radyal bir fan performansı üzerindeki etkisini incelemiştir.

Harada [24], özdeş ancak bir çarkı diğeri kapalı olarak imal edilen iki radyal kompresör çarkının performanslarını inceleyerek karşılaştırmıştır.

Plutecki [25], aralık açıklığını 0.5-2 mm arasında değiştirmek suretiyle dört açık çark üzerinde deneyler yaparak, aksenal açıklığın pompa basma yüksekliği, verimi ve emme kabiliyeti üzerindeki etkilerini incelemiştir.

Hofmann [26], Yapılan çalışmada açık radyal çarklar kullanılmıştır. Açık radyal çarkların aralık kayıplarını deneysel olarak incelediği çalışmasında, aralık akışı için

farklı bir akış modeli kullanmıştır. Aralık açıklığına bağlı olarak aralık kayıpları ortaya çıkmıştır.

Yiğit [27], otomobil motorlarındaki soğutma suyu pompalarında kullanılan açık radyal çarkların aralık kayıplarını inceleyerek aralık etki faktörlerini belirlemiştir. Pompa milinin çektiği güç ile çark aralığı değişimi dikkate alındığında, düz kanatlar ile geriye eğimli kanatlar için farklı özellikler ortaya çıkmıştır. Ayrıca pompa dönen parça çark olduğu için dönen elemanlara etki eden kuvvetler incelenmiş olup özellikle çarka etki eden itme konusu araştırılmaya çalışılmıştır.

Engin [28], radyal pompaların katı-su karışımı iletiminde kullanılmasının deneysel incelemesinde, bir radyal pompanın farklı karışımlar kullanılarak belirli kütlele konsantrasyona kadar performans testleri yapılmıştır. Bu testlerde ayrıca aralık kayıpları tek ve çift faz durumları incelenmiştir.

Walker [29], bu çalışmada, karışım pompalayan radyal pompaların performansı üzerinde kanat sayısının, kanat açılarının kanat çıkış yüksekliği ile kanat formunun etkisini incelemiştir. İncelemede dokuz çark tipi test eden araştırmacı, performans üzerinde en önemli etkiyi kanat formunun yaptığını ve kanat sayısı ile açılarının önemli bir etkisinin bulunmadığını ifade etmiştir.

Cader [30], bir karışım pompasındaki çift fazlı akışı incelemek üzere LDV kullanarak, çark etrafında ölçülen katı ve sıvı hız dağılımı ile pompa giriş ve çıkışından elde edilen ölçümler yardımıyla bulunan pompa performansı arasındaki ilişkiyi incelemiştir.

Sellegren [31], yüksek katı konsantrasyonlarının pompa üzerindeki etkilerini incelediği bu çalışmasına göre, basma yüksekliğindeki azalma oranı % 15 ile sınırlanmakta ve konsantrasyon değeri % 40' ı aştığında verimdeki azalma oranı basma yüksekliği azalma oranından fazla olmalıdır.

Tepanoff [32], bu çalışmada çeşitli akışkan karışımlarını dikkate alarak özellikle katı ağırlıklı akışkanın pompa performansına etkilerini incelemiştir.

Fliderer [33], yapılan bu çalışmayla sıvı ve gazlarla ilgili santrifüj pompalar üzerinde çalışmalar yapmıştır.

Kranz [34], spiral gövdeli pompa içerisindeki akışın oluşturduğu parametrelerin durumunu incelemiştir.

Kovats [35], vantilatörler, kompresörler, radyal ve aksiel pompaların yapı tarzları hakkında incelemelerde bulunmuştur.

Betz [36], akım makinelerinin çalışma prensipleri konusunda gerekli araştırmaları yapmıştır.

Gahlot [37], akışkanın yoğunluğu, pompanın boyutları ve katı akışkanın konsantrasyonunun özelliklerinin santrifüj pompalar üzerindeki etkilerini araştırmıştır.

Vocaldo ve Prang [38], bulamaç halindeki akışkanın santrifüj pompa performansını ne şekilde etkilediği konusunda çalışmalar yapmışlardır.

Burges ve Reizes [39], santrifüj pompalar üzerinde çark boyutlarının etkisi, akışkanın özgül ağırlığı ve akışkan konsantrasyonunun etkileri hakkında çalışmalar yapmışlardır.

Cave [40], yapılan çalışmada katı akışkanın santrifüj pompaları performansına etkilerini incelemiştir.

Holzenberger [41], bu çalışmayla santrifüj pompalarda katı akışkan karışımının nakledilmesinde pompaların gösterdiği davranışlar araştırılmıştır.

Mez [42], santrifüj pompalarında katı konsantrasyonunun etkisi, katının yoğunluğunun pompanın çalışma performansına etkisi üzerine çalışmalar yapmıştır.

Walker, Wells ve Pomat [43], bu çalışmada; çark geometrisinin pompa performansına etkisini incelemiştir.

Kazım, Maiti ve Chand [44], santrifüj pompalarda katı parçacıklarının akışkanın içerisindeki dağılımını, özgül ağırlığı ve katı konsantrasyonunun performansa etkisini incelemiştir.

Gillies, Haas, Husband, small ve Shook [45], pompalar tarafından ara kanaldan geçen akışkan parçacıkların degradasyonuna etkisine karar vermek için bir sistem geliştirmiştir.

Minemura ve Murakami [46], bu çalışmada; radyal çarklarda katı parçalarının davranışları incelenmiştir.

Wilson [47], bulamaç haldeki akışkanın santrifüj pompa performansı üzerindeki etkilerini araştırmıştır.

Sellgren ve Addie [48], yapılan bu incelemeyle, bulamaç durumundaki akışkanın santrifüj pompa karakteristiğindeki etkileri üzerinde çalışmalar yapmışlardır.

Sellgren ve Vappling [49], yüksek konsantrasyonlu bulamaçların santrifüj pompaların performansına etkilerini incelemiştir.

Roco, Maffet ve Addie [50], karışık akışkanın pompa performansına etkisinin araştırılması için deneysel çalışmalar yapmışlardır.

Akhtar [51], akışkanın özelliğine göre pompalar tasarlanması üzerine çalışmalar yapmıştır.



Clark ve Abbott [52], bu çalışmada akışkanın özelliklerinin pompa performansını ve ömrünü nasıl etkilediğini araştırmışlardır.

Grabow, Tuong ve Suong [53], devridaim pompalarının çalışma düzeni içerisinde sıvı / katı akışın durumunu incelemiştir.

Walker ve Goulas [54], homojen olmayan bulamaç halindeki akışkanın pompa performansı ve karakteristiklerine etkilerini incelemiştir.

Weidenroth [55], yapılan çalışmayla kum ve çakıl gibi maddelerden oluşan akışın pompa performansına etkisini araştırmıştır.

Pompa Kongresi [56], pompa karakteristikleri, pompa performansı, pompaların çalışmalarını etkileyen akışın özellikleri, özgül ağırlıkları, çark dizaynı hakkında yapılan deneysel ve teorik olarak yapılan çalışmalar hakkında bilgiler verilmiştir.

Wilson, Addie ve Clift [57], santrifüj pompayla bulamaç halindeki akışkan transferi konusunda incelemelerde bulunmuşlardır.

Berry [58], pompalar üzerinde; katı ve sıvıdan oluşan (bulamaç) akışın sevk edilmesiyle ilgili çalışmalar yapmıştır.

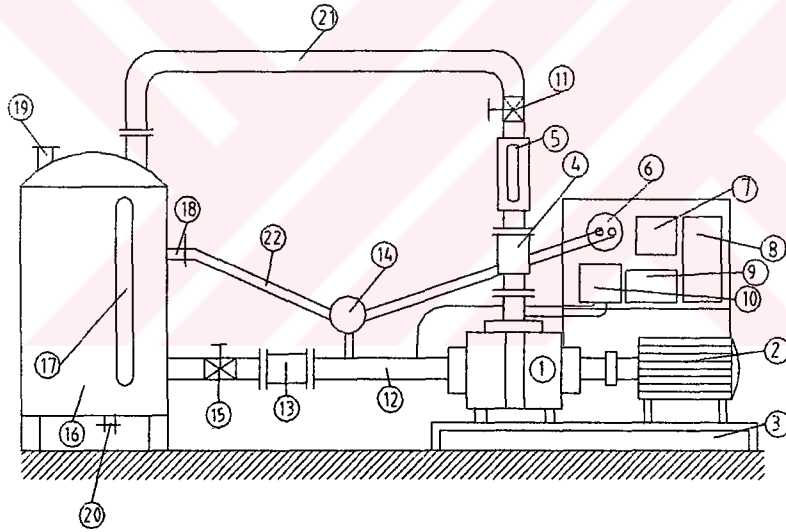
Baysal [59], tüm santrifüj pompaların imalat hesapları, çark, salyangoz gövde giriş, çıkış kanalları hesap ve çizimleri ile konstrüksiyon özellikleri hakkında gerekli bilgiler verilmiştir.

Hollman ve Gajda [60], bu çalışmada pompalarla ilgili yapılacak çalışmalar için deneysel yöntemler geliştirmiştir.

## BÖLÜM 5. DENEYSEL ÇALIŞMA

### 5.1. Deney Düzeneği

Motorlu araçlarda kullanılan açık ve kapalı çarkları test etmek ve aralık kayıplarını incelemek üzere bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 5.1 de görülmektedir.



- |                                   |                          |
|-----------------------------------|--------------------------|
| 1) Deney Pompası                  | 11) Debi Ayar Vanası     |
| 2) Elektrik Motoru                | 12) Emme Borusu          |
| 3) Pompa Bağlantı Şasisi          | 13) Akış Doğrultucu      |
| 4) Akım Doğrultucusu              | 14) Ayarlı Termostat     |
| 5) Debimetre                      | 15) Vana                 |
| 6) Elektrik Prizi                 | 16) Su Deposu            |
| 7) Transformör                    | 17) Su Seviye Göstergesi |
| 8) Frekansmetre                   | 18) Isıtıcı              |
| 9) Dijital Fark Basınç Göstergesi | 19) Su Doldurma Vanası   |
| 10) Fark Basınç Transmitteri      | 20) Su Boşaltma Vanası   |

## 21) Basma Hattı

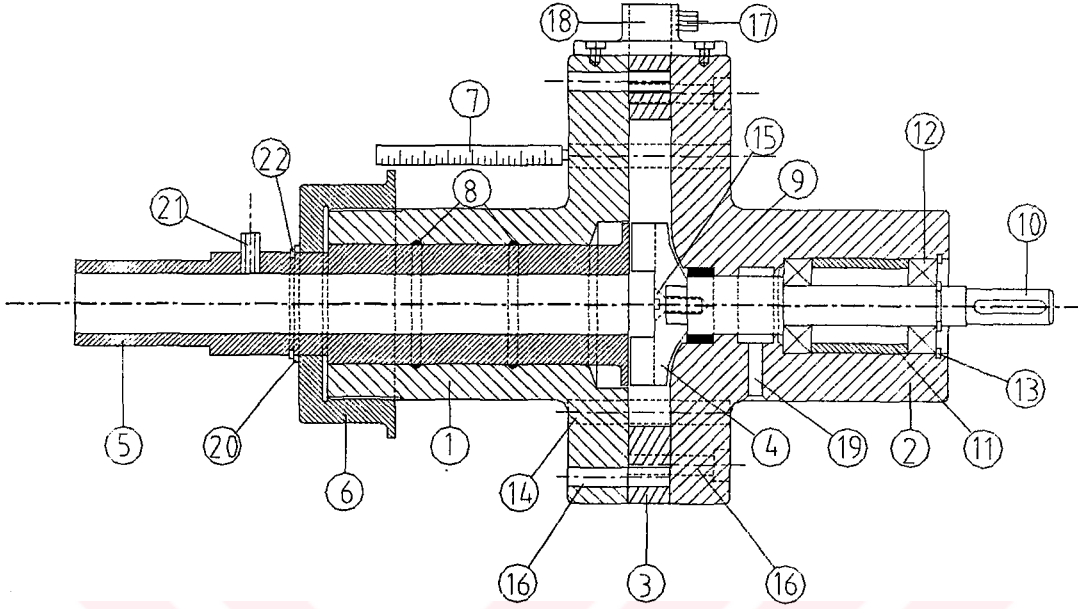
## 22) Isıtıcı Dağıtıcı Kabloları

## Şekil 5.1 Deney düzeneğinin şematik görünümü

Deney düzeneğinde su deposuna (16) istenen seviyede (17) su doldurulduktan sonra pompa motoruna (3 Faz AC, 0.75 kW) yol veren frekansmetre (8) ile test motor devri ayarlanır. Sistemin kararlı rejim şartları oluştuktan sonra performans testine esas oluşturan ölçümler alınmaktadır. Kapalı çevrim olarak dolaşan su emme borusu (12) üzerinde yer alan bir doğrultucudan (13) geçirilerek pompaya gönderilmektedir. Pompadan (1) çıkan su bir rotametreden (5) geçtikten sonra tekrar depoya iletilmektedir. Sistemden geçen debi bir kelebek vana (11) ile değiştirilerek pompanın basabildiği tüm debi aralığı kademeli olarak elde edilmiştir. Pompa genel verimini elde etmek için mil gücü frekansmetre ile ölçülmüştür. Diğer taraftan pompanın emme ve basma flanşları arasındaki basınç farkı, 0-4 bar aralığında ölçüm yapabilen bir elektronik basınç elektronik sinyale dönüştürücü ( transdüeri ) ile ölçülmüştür.

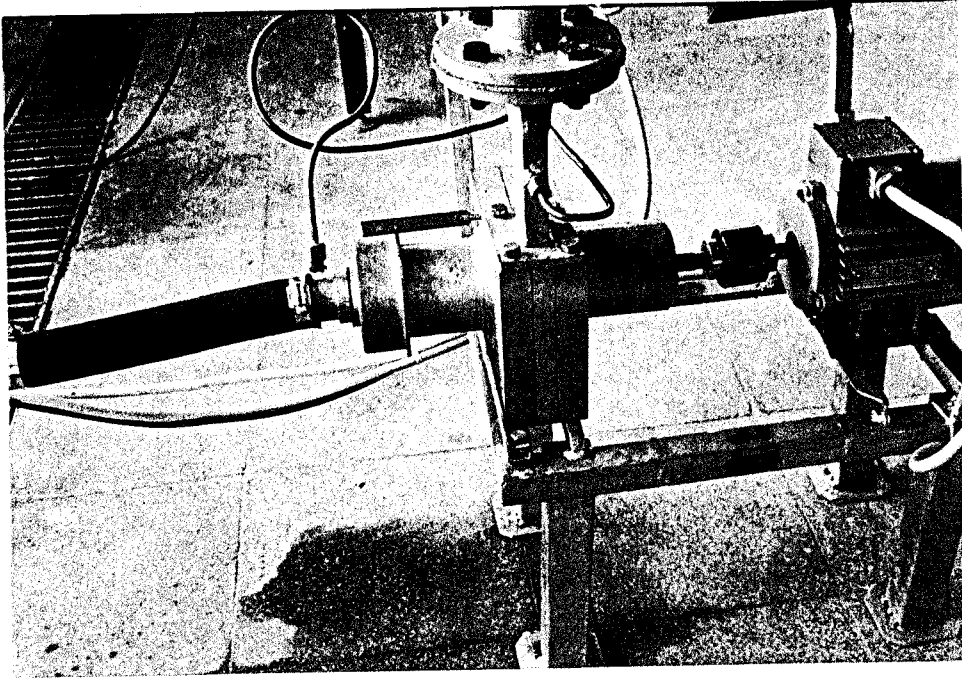
**5.2 Deney Pompası**

Deney pompasının kesit görünümü Şekil 5.2 de, montaj şekli 5.3 de ( Fotoğrafi ) gösterilmiştir. Pompa gövdesi talaşlı imalat, çarklar ise döküm yöntemiyle imal edilmiştir. Sistemin tasarımında motorlu taşıtlarda kullanılan pompa özelliklerine mümkün olduğunca bağlı kalınmıştır. Pompa gövdesi, çarkların kolayca sökülüp takılabilesine ve aralık açıklığının hassas biçimde ayarlanabilmesine olanak verecek şekilde tasarlanmıştır. Test pompasının önden genel görünümü Şekil 5.4 de, Pompaya debimetre ve elektrik motorunun bağlantısı şekil 5.5 de ( Fotoğrafları ) verilmiştir.

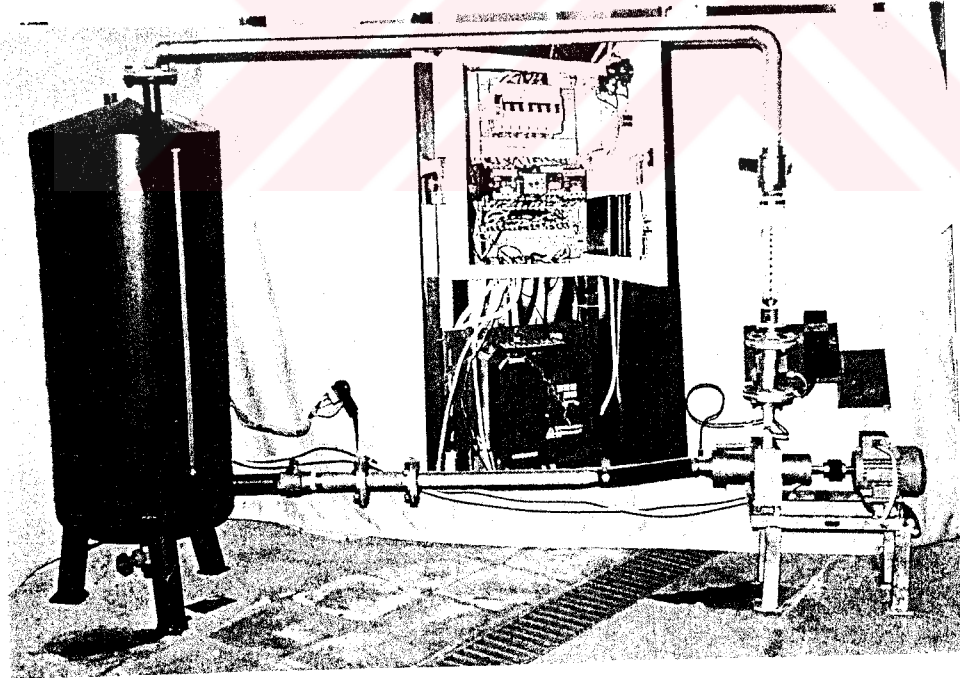


- |                        |                                  |
|------------------------|----------------------------------|
| 1) Yataklama sistemi   | 12 )Rulman                       |
| 2) Aktarma sistemi     | 13) Sekman                       |
| 3) Salyangoz gövdesi   | 14) Tespit imi                   |
| 4) Kanat               | 15) Kanat tespit civatası        |
| 5) Emme borusu         | 16) Salyangoz bağlama civatası   |
| 6) Ayar somunu         | 17) Basınç ölçerden çıkış rakoru |
| 7) Ölçü cetveli        | 18) Pompa çıkış borusu           |
| 8) O-ring elemanı      | 19) Su sızıntı kanalı            |
| 9) Sızdırmazlık keçesi | 20)Pul                           |
| 10 )Mil                | 21)Basınç ölççere giriş rekoru   |
| 11 )Boru flanşı        | 22)Sekman                        |

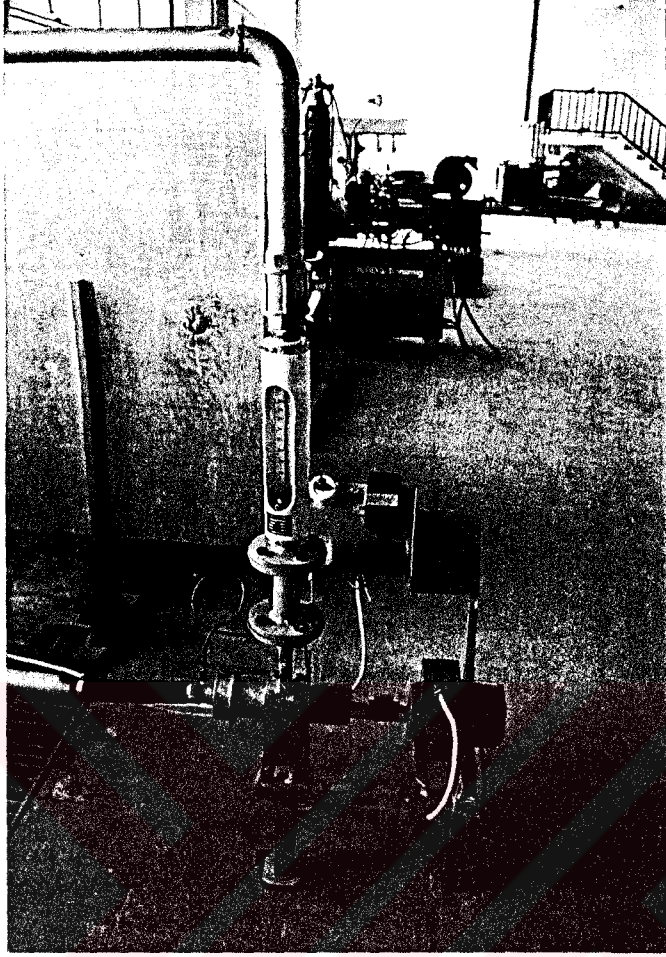
Şekil 5.2 Test pompasının kesit görünümü



Şekil 5.3 Deneş pomşasının montaj görünümü



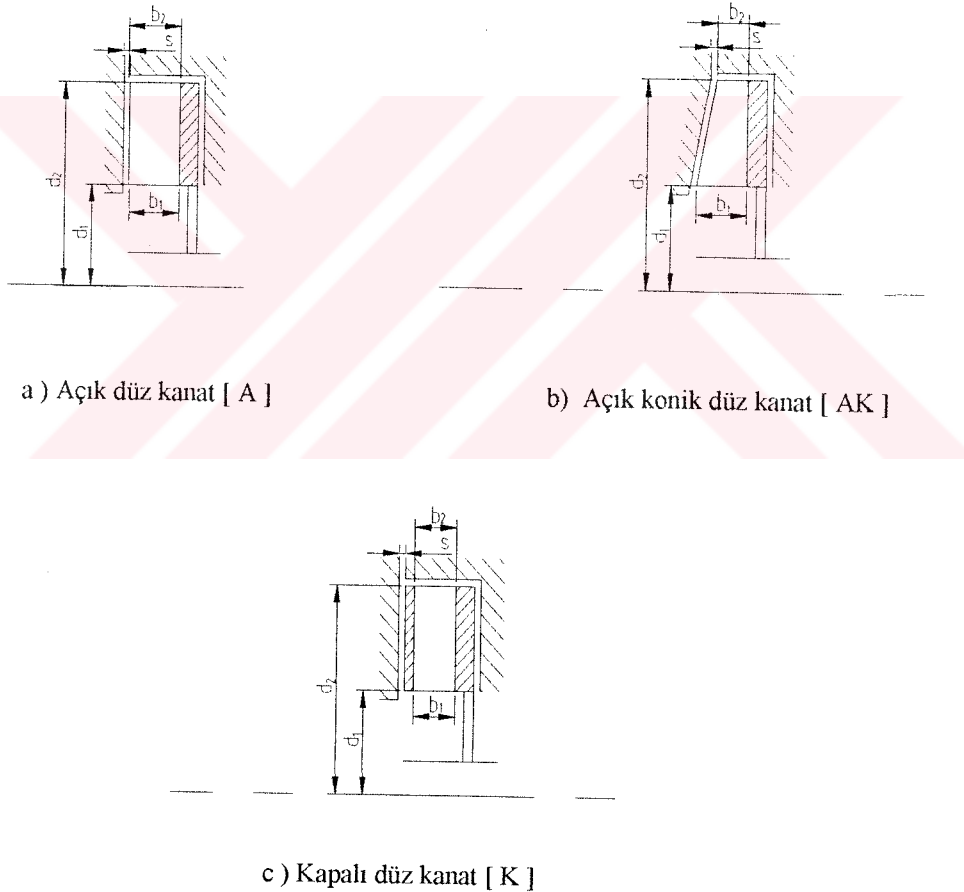
Şekil 5.4 Test düzeneğinin önden genel görünümü



Şekil 5.5 Debimetre ve elektrik motorunun pompaya bağlantı görünümü

### 5.3. Test Edilen arklar

Deneylerde test edilen çarklar radyal ( düz ) kanatlıdır. Deneylerde test edilen 12 adet çarkın geometrik zellikleri Tablo 5.1 de halde verilmiştir. Test edilen çarkların çapları kanat sayıları, kanat kalınlıkları ve mil göbek lleri aynıdır. Döküm ve işleme işçiliğine uygun olmasından dolayı çarkların imalatında zamak malzemesi kullanılmıştır. Tabloda geometrik özellikleri verilen 12 çarkın, 4 adeti kapalı çark, 4 adeti açık çark ve 4 adeti açık konik çarkın önce modelleri yapılmış sonra döküm yoluyla imal edilmiştir. Tabloda ( K ) kapalı çark grubunu, ( A ) açık çark grubunu ve ( AK ) açık konik çark grubunu temsil etmektedir. Bu üç tip çarkın kesit görünümleri şematik olarak şekil 5.6 da, fotoğrafly görünümleri şekil 5.7, 5.8 ve 5.9 da verilmiştir

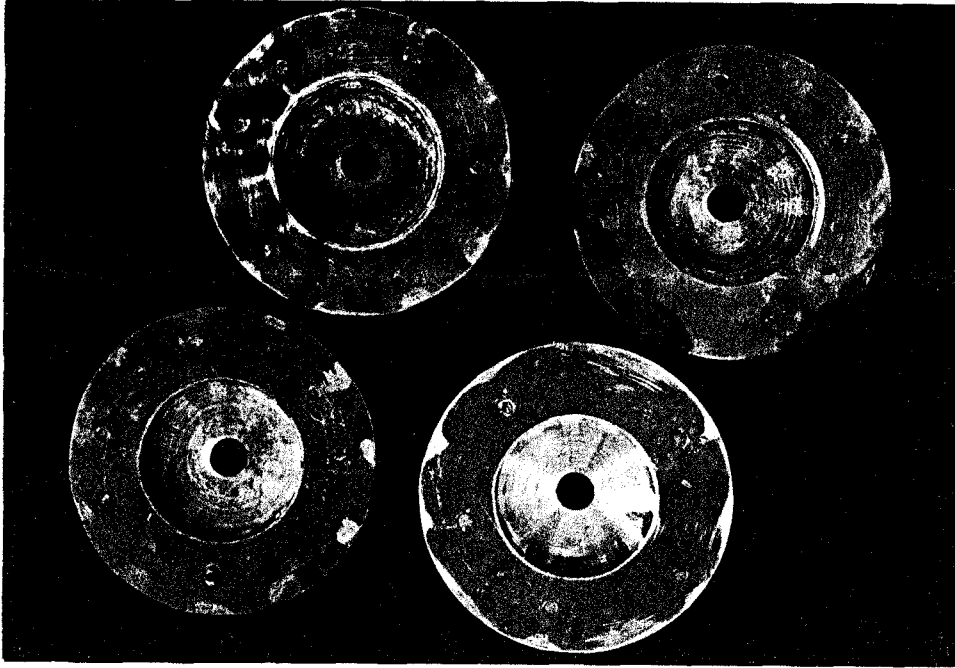


şekil 5.6 çarkların kesit görünümleri

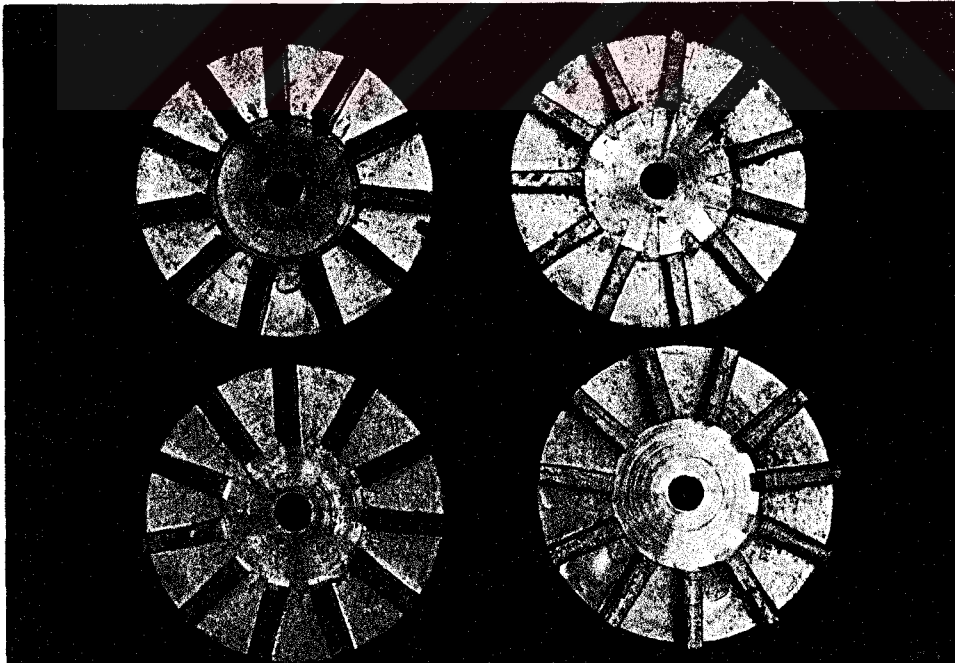
ÇARK ÖZELLİKLERİ	A1	A2	A3	A4	AK1	AK2	AK3	AK4	K1	K2	K3	K4
	Yok	Yok	Yok	Yok	Yok	Yok	Yok	Yok	Var	Var	Var	Var
Yan Kapak												
Kanat açıları	$\beta_1(^{\circ})$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$
Kanat açıları	$\beta_2(^{\circ})$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$	$90^{\circ}$
Çark iç çapı	$d_1(\text{mm})$	34.4	34.4	34.4	34.4	34.4	34.4	34.4	34.4	34.4	34.4	34.4
Çark dış çapı	$d_2(\text{mm})$	68.8	68.8	68.8	68.8	68.8	68.8	68.8	68.8	68.8	68.8	68.8
Çark çapları oranı	$d_1/d_2$	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Kanat Yüksekliği	$b_1(\text{mm})$	6	8.8	10.3	10.5	6	8.8	10.5	6	8.8	10.3	10.5
Kanat Yüksekliği	$b_2(\text{mm})$	6	8.8	10.3	10.5	3.6	5.2	6.2	6	8.8	10.3	10.5
Kanat kalınlığı	$p(\text{mm})$	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Kanat yük. oranı	$b_2/b_1(-)$	1	1	1	1	0.6	0.6	0.6	1	1	1	1
Kesit değ. Oranı	$4b_1/d_1$	0.7	1	1.2	1.34	0.7	1	1.2	0.7	1	1.2	1.34
Kanat Sayısı	Z	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11

Tablo 5.1 Çarkların geometrik özellikleri

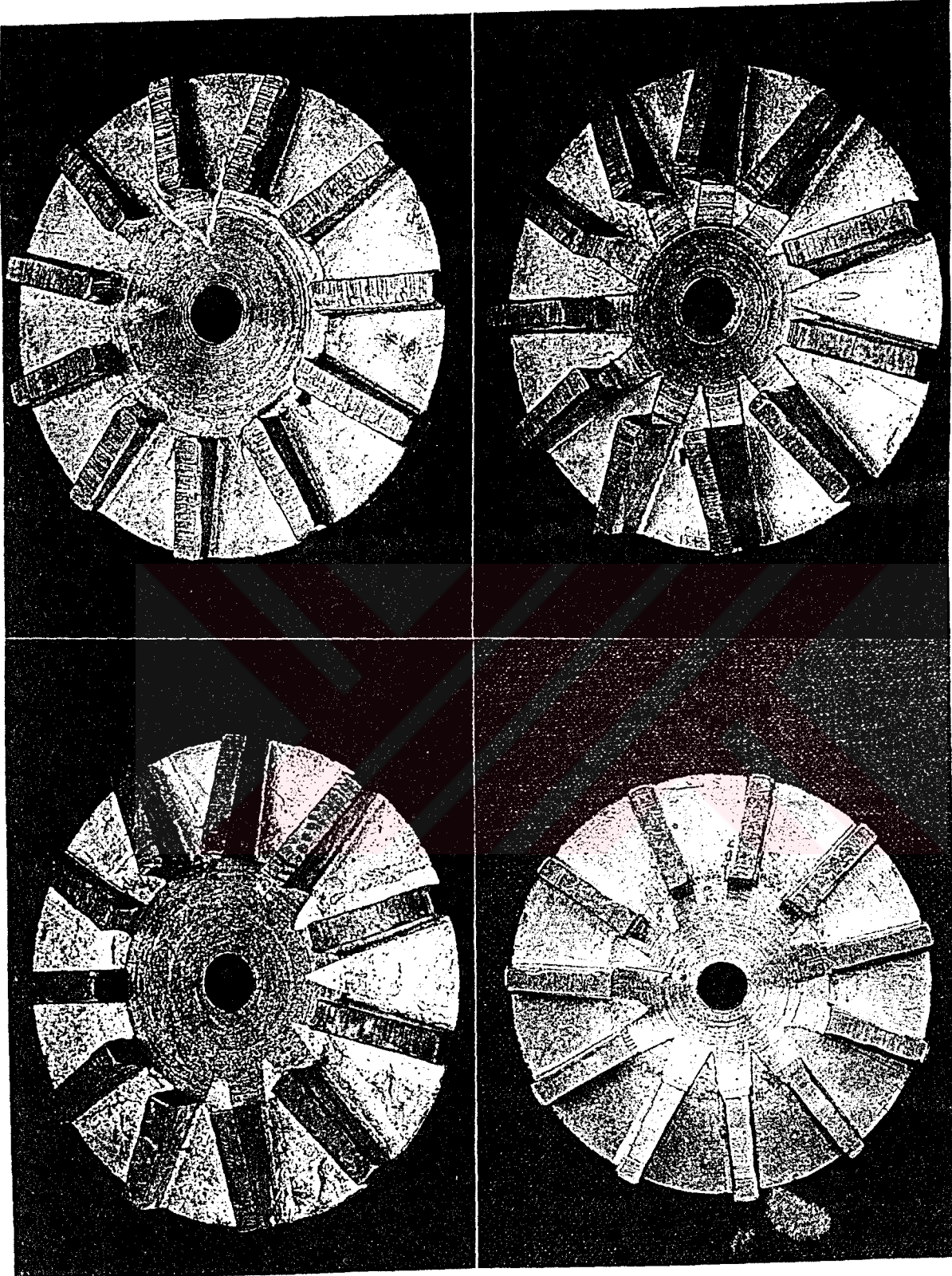




Şekil 5.7 Kapalı çarkların görünümü



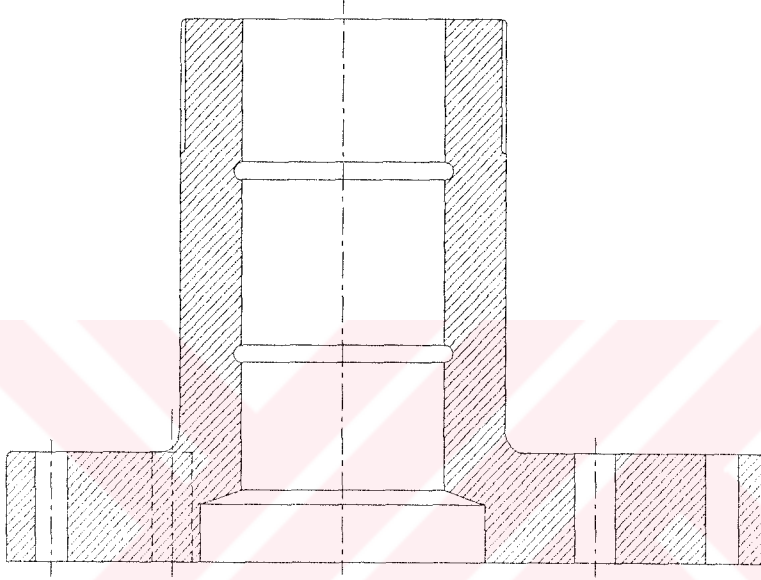
Şekil 5.8 Açık çarkların görünümü



Şekil 5.9 Açık konik çarkların görünüşleri

#### 5.4. Yataklama Sistemi (1)

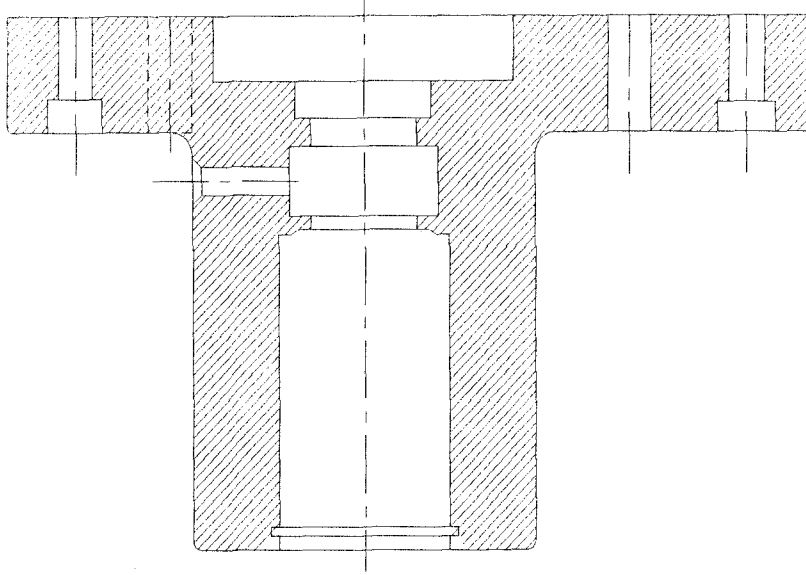
Salyangoz gövdesinin yan tarafının oluşturulabilmesi için iki merkezleme pimi ve dört civatayla salyangoz gövdesine bağlanmıştır. Emme borusunun yataklanması ve ayarlanmasına yardımcı olan kısımdır. Ayar somununu ve ölçü cetvelini üzerinde taşımaktadır. Şekil 5.10 da kesit görünümü verilen yataklama parçasında sızdırmazlığın sağlanabilmesi için iki adet o ring eleman kanalı açılmıştır.



Şekil 5.10 Yataklama sisteminin kesit görünüşü

#### 5.5. Aktarma Sistemi (2)

Salyangoz gövdesinin diğer yan tarafının oluşturulabilmesi için 2 merkezleme pimi ve dört civatayla salyangoz gövdesine bağlanmıştır. Dönel çarkı ve mili üzerinde bulundurulur. Mil yardımıyla tahrik motorundan aldığı dönme enerjisini çarka iletilir. Bu kısım üzerinde milin yataklandığı yerde sızdırmazlığı sağlayan sızdırmazlık keçesi ve rulmanlar mevcuttur. Rulmanların yuvalarından çıkmalarını engelleyen sekmanlar bulunur. Şekil 5.11 de görüldüğü gibi su sızıntısının rulmanlara ulaşmasını engellemek için su sızıntı kanalı açılmıştır.



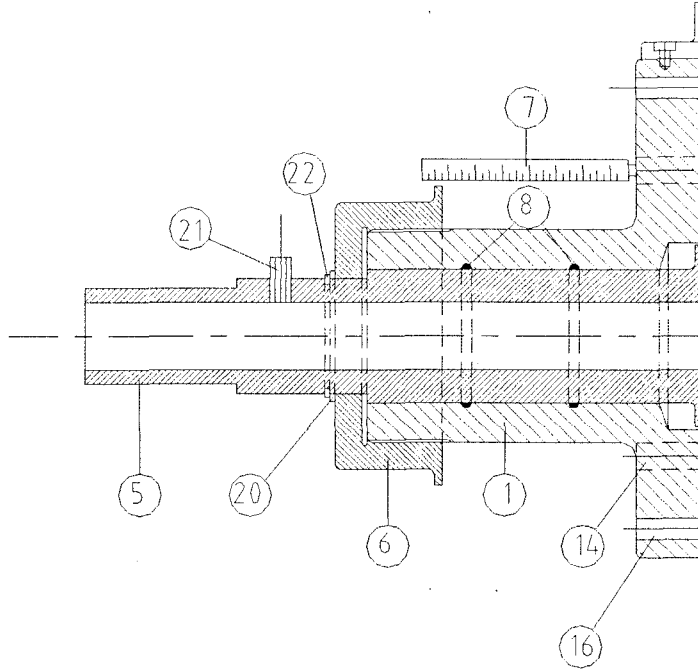
Şekil 5.11 Aktarma sisteminin kesit görünüşü

### 5.6. Aralık Açıklığının Ayarlanması

Çarkın açık olan tarafıyla gövde arasında kalan yanal boşluğun değiştirilebilmesi için Şekil 5.12 de görüldüğü gibi emme borusu üzerindeki hareketli ayar düzeneği kullanılmıştır. Bu düzenek kullanılmak suretiyle açık çarkın karşılık diskini oluşturan yüzey bir vida sistemiyle emme borusu eksenine boyunca hareket ettirilmektedir. Böylece istenilen aralık açıklığı sağlanmış olmaktadır. Aralık açıklığının değerinin belirlenebilmesi için gövde üzerine yerleştirilmiş daha önceden ayarlana bir ölçü cetveli yardımıyla belirlenmektedir.

#### Ölçü cetveli (7)

Emme borusunun ilerleme miktarı bu cetvel üzerinde kolayca okunmaktadır. Ölçme hassasiyeti 1/8 mm' dir.



Şekil 5.12 Aralık açıklığının ayarlanması

### **Elektrik motoru**

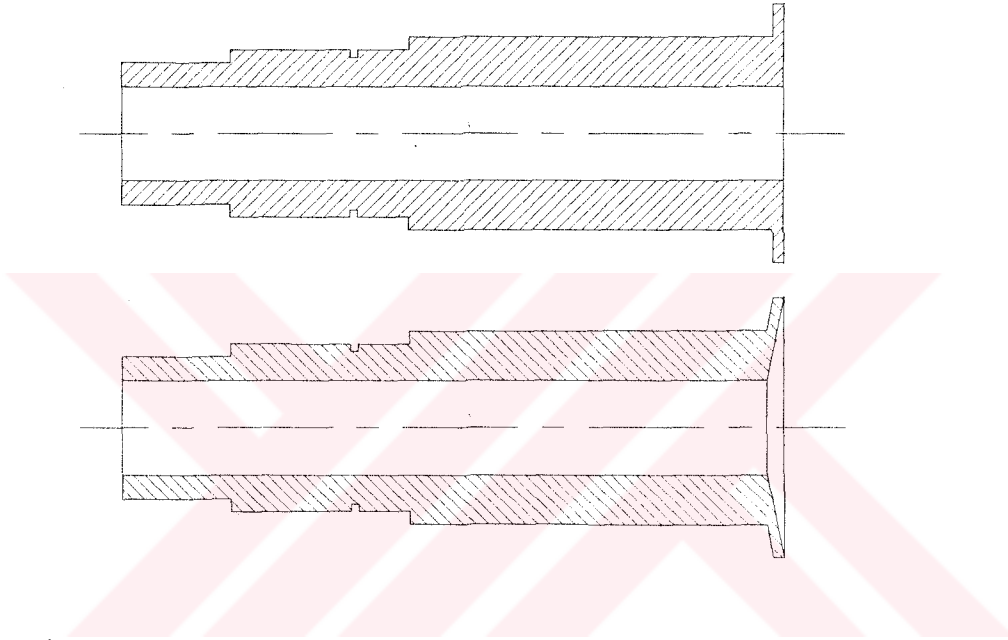
Test pompası doğrudan miline bağlanan üç fazlı asenkron AC motoru ile tahrik edilmiştir. Motor nominal gücü 0.75 kW ve nominal devir sayısı 1500 d/d dir

### **Sürücü (frekans invertörü)**

Elektrik motoruna SIEMENS MICROMASTER serisi 5.5 kW'lık bir 380V-AC sürücü ile yol verilmektedir. Son derece gelişmiş bir cihaz olan bu sürücü ile P000-P971 olarak bir çok parametrenin kontrolü sağlanabilmektedir. Motora adapte edildikten sonra çalışma esnasında motora ait çalışma akımı, gerilimi, frekansı gibi bir çok özelliklerin yanında, motor devri ve nominal momentin yüzdesi olarak motor mili momenti bilgilerini hem analog değer (4-20mA) olarak hem de dijital ekranından kullanıcıya sunmaktadır.

### 5.7. Emme Borusu (5)

Yataklama parçası içerisine yerleştirilmiş olan emme borusu çark aralığının ayarlanmasını ve depodaki akışkanın pompaya aktarmasını sağlar. Pompa eksenine doğrultusunda ayar somunu (6) yardımıyla hareket ettirilir. Hareket miktarı yataklama parçası üzerine yerleştirilen ölçü cetvelinden (7) kolayca okunabilmektedir. Emme borusu Şekil 5.13 da görüldüğü gibi kanat şekillerine göre iki ayrı tipte imal edilmiştir.



Şekil 5.13 İki ayrı tipte imal edilmiş emme borusunun kesit görünüşü

### O-ring elemanı (8)

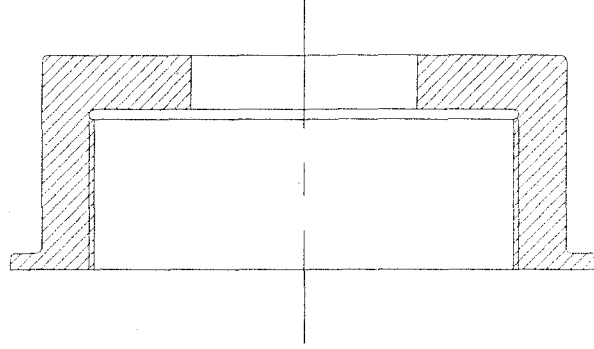
Emme borusu ve pompa içerisindeki suyun dışarıya sızmasını önleyen elemandır. Yataklama elemanı içerisine iki adet O-ring elemanı yerleştirilmiştir.

### Sızdırmazlık keçesi (9)

Salyangoz ve emme borusu içerisindeki suyun aktarma elemanı içerisine geçişini engellemek için bir adet sızdırmazlık keçesi yerleştirilmiştir.

### 5.8. Ayar somunu (6)

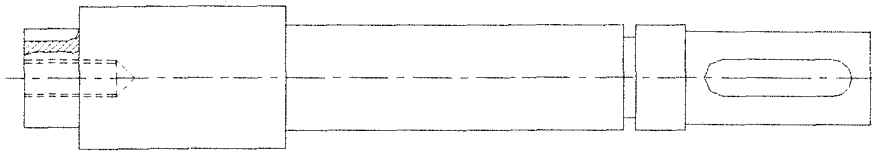
Emme borusunu, pompası eksenini doğrultusunda ileri geri hareket ettirerek emme borusu ile çark arasındaki aralığın ayarlanmasını sağlar. Çelik malzemeden imal edilmiştir. Şekil 5.14 de ayar somunun görünümü verilmiştir.



Şekil 5.14 Ayar somununun kesit görünüşü

### 5.9. Mil (10)

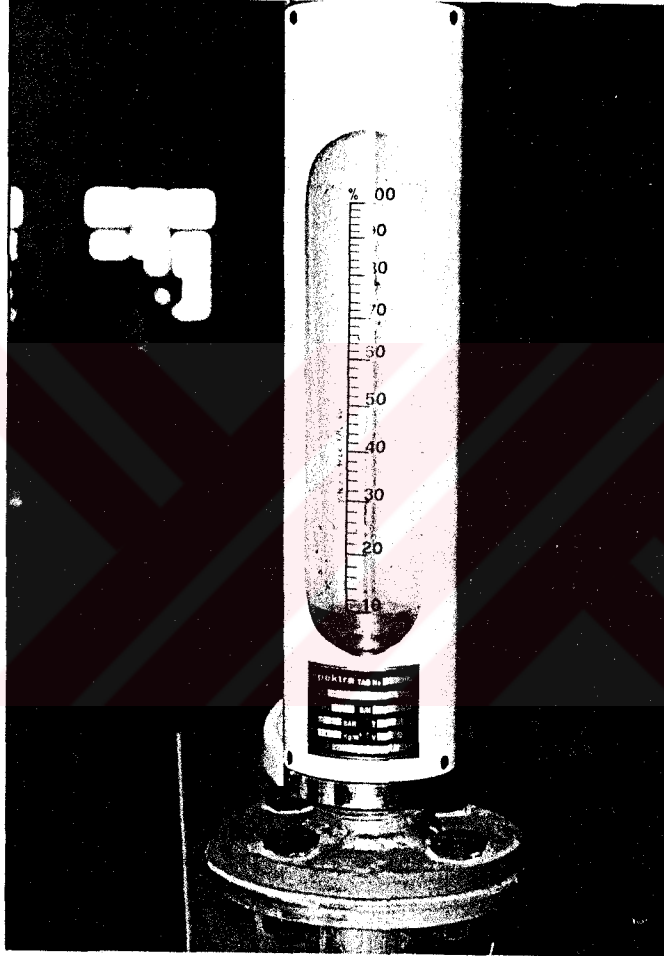
Çelik malzemeden yapılan mil çarkları üzerinde taşımaktadır. Çarkların mile kolayca takılabilmesi ve bağlanabilmesi için civata ile birlikte kama kullanılmıştır. Mil iki rulman tarafından yataklanmış olup kavramadan aldığı hareketle çarkları döndürür.



Şekil 5.15 Milin görünüşü

### 5.10. Debi-ölçer

Pompanın bastığı debi % 5.0 hassasiyete sahip maksimum 7 m<sup>3</sup>/h ölçme kapasiteli Spectra marka bir ratametre ile ölçülmektedir. Debi ölçerin görünümü Şekil 5.16 de görülmektedir.

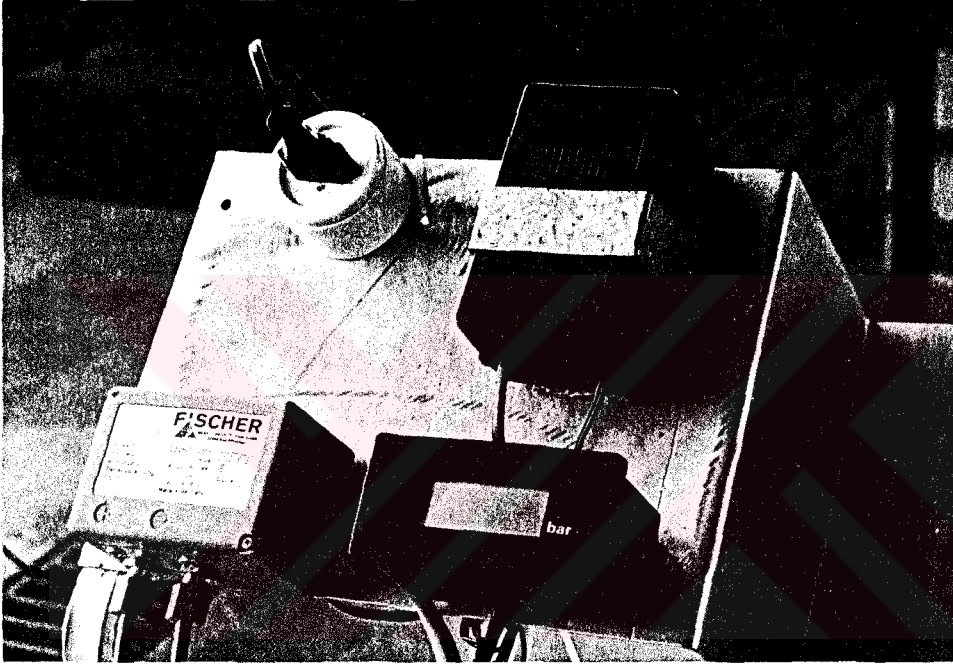


Şekil 5.16 Debi ölçerin görünümü



### Fark basınç-ölçer

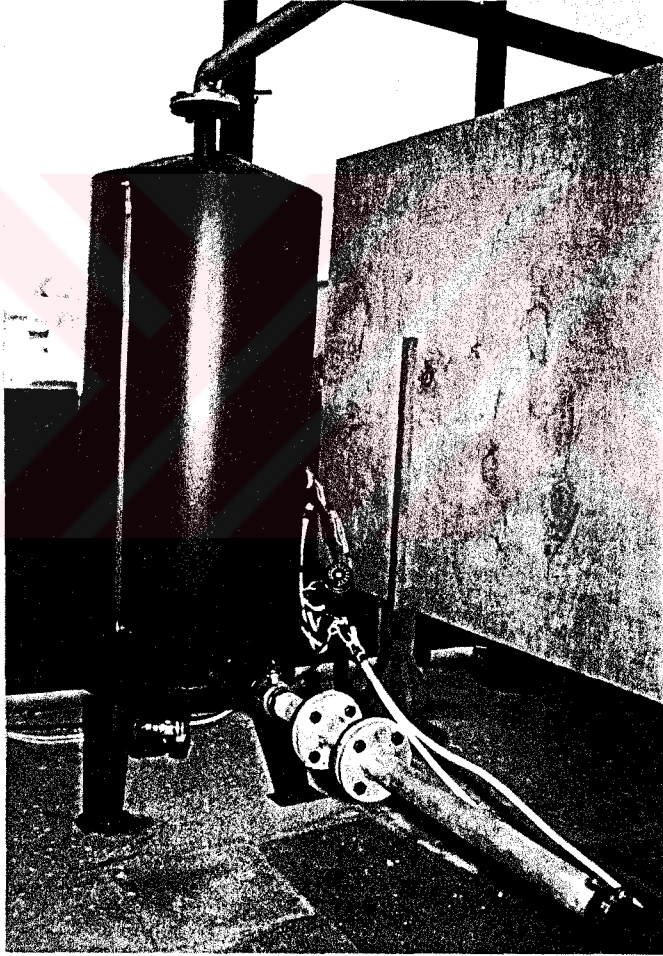
Pompanın girişindeki ve çıkışındaki basınçlar arasındaki fark 0-4 bar aralığında ölçüm yapabilen bir basınç transdüzeri ile ölçülmüştür. Basınç transdüzeri % 0.5 hassasiyetle ölçüm yaparak bunu 4-25mA analog sinyale dönüştürmektedirler. basınç ölçerin emme ve basma boru üzerindeki yerleri ISO 2548 e uygun olarak seçilmiştir. Fark basınç transdüzerinin görünümü Şekil 5.17 de görülmektedir.



Şekil 5.17 Fark basınç ölçerin görünümü

### Akışkan tankı

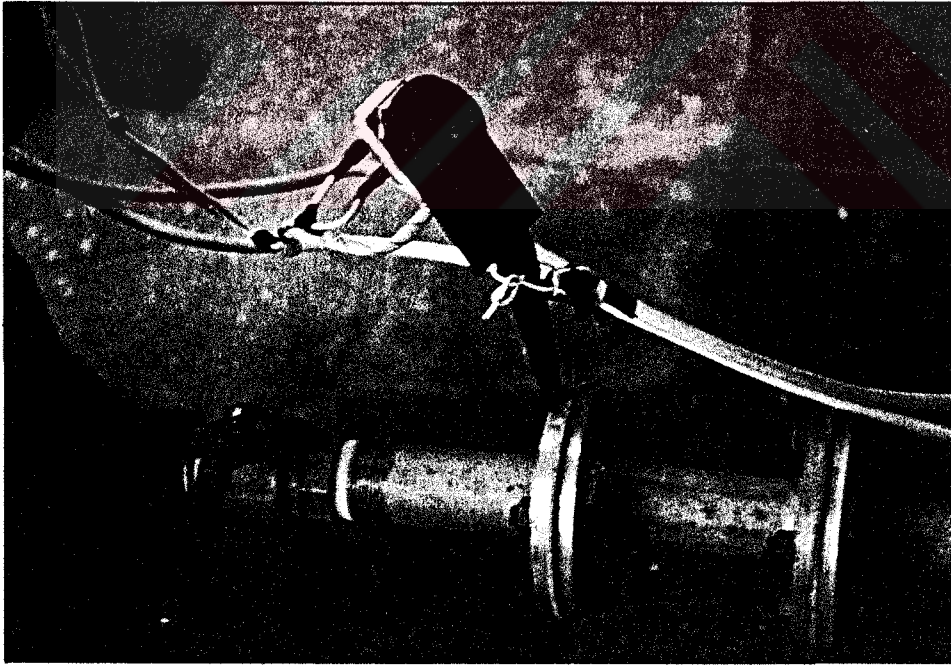
3 mm lik saçtan ( 100 x 50 cm ) ölçülerinde silindirik bir şekilde kaynakla birleştirilerek yapılmıştır. Şekil 5.18 de görülmektedir. Depoya su doldurmak ve depodaki suyu boşaltmak için iki adet ( 1/ 2 inç ) vana bağlanmıştır. Ayrıca şekil 5.18 de görüldüğü gibi suyun ısıtılmasını sağlayan (2500 Watt ) gücünde ve maksimum (120°C) sıcaklık kapasiteli ayarlanabilen termostatlı ısıtıcı kullanılmıştır. Bu ısıtıcı sayesinde depodaki akışkan kısa sürede ( 120° C ) ye kadar ısıtılabilir.



Şekil 5.18 Akışkan tankı

### Emme ve basma hatları

Deney düzeneğinde kullanılan borular 37.5 mm ölçüsündedir .Su deposu ile deney pompası arasında bir küresel vana kullanılmıştır.Emme ve basma hattı üzerine akışın pompaya düzgün yönlendirilebilmesi için 5 mm lik borulardan oluşan bir akış doğrultucu yerleştirilmiştir.Doğrultucu kullanılarak mümkün olduğu kadar az basınç düşümü sağlayacak şekilde birbirine bağlanmıştır. Deney pompasının hemen çıkışına basınç algılayıcısı olarak Elektronik fark basınç ölçerle debi ölçümü için bir debimetre yerleştirilmiştir. Emme hattında olduğu gibi basma hattında da debimetreden önce bir doğrultucu ve debi ayarı için ( 1 ½ inç) çapında küresel vana kullanılmıştır .Basınç farkının ölçülebilmesi için emme borusuna ve pompa çıkış borusuna birer ölçü deliği delinerek rekor kaynak edilmiştir. Bu rekorlar altı mm çapında ki bakır borularla basınç ölçere bağlanmıştır. Basınç ölçüm deliklerinin yerleri ISO Standardına uygun şekildedir.

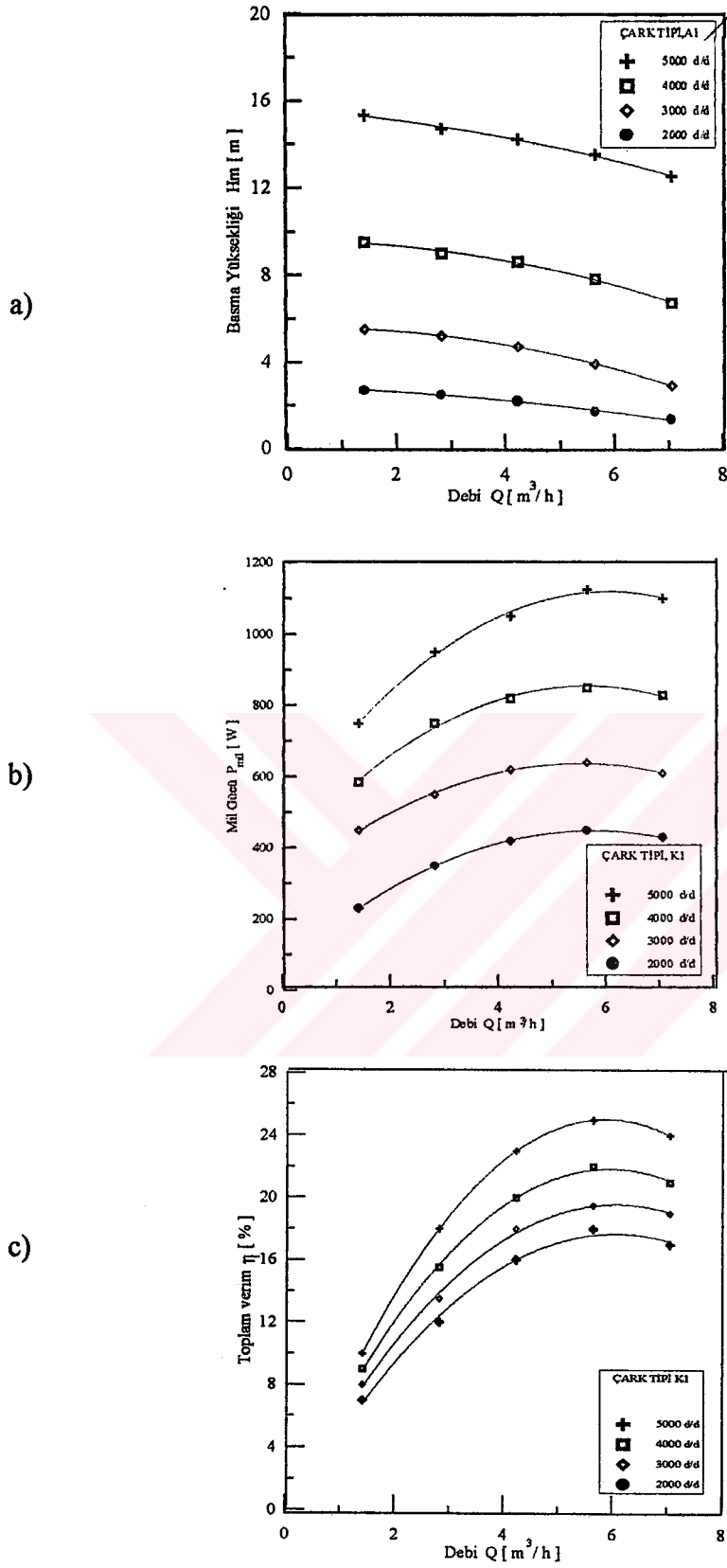


Şekil 5.19 Ayarlanabilen termostatlı ısıtıcının görünümü

## **BÖLÜM 6. DENEYSEL SONUÇLAR**

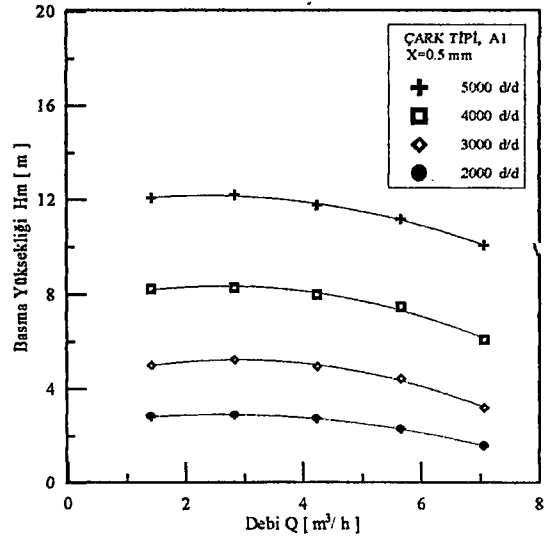
### **6.1. Pompa Devir Sayısının Etkisi**

Pompa devir sayısının etkisi kapalı çarkın 2000,3000,4000 ve 5000 d/d devir sayılarında test edilmesiyle elde edilmiştir. Elde edilen pompa karakteristik eğrileri Şekil 6.1’de gösterilmiştir. Şekil 6.1’ de görüldüğü gibi devir sayısının artmasıyla pompa karakteristik eğrilerinde artış sağlanmıştır. Bu artışın miktarı pompa benzerlik kanunlarından belirlidir. Benzer değişimler açık (A) ve açık konik (AK) çarkları içinde Şekil 6.2 ve 6.3’de gösterildiği gibi elde edilmiştir. Her iki açık çark için aralık mesafesi  $X=0.5$  mm olarak ayarlanmıştır. Diğer aralık açıklıkları içinde benzer sonuçlar elde edildiğinden burada sadece bir kısım sonuçlara yer verilmiştir.

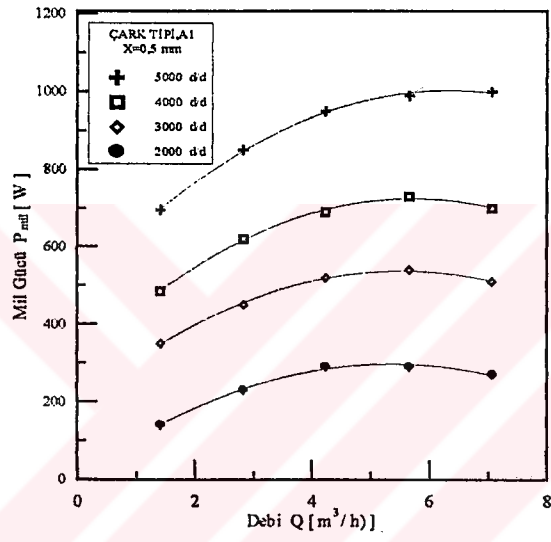


Şekil 6.1 Pompa devir sayısının etkileri, Kapalı çark

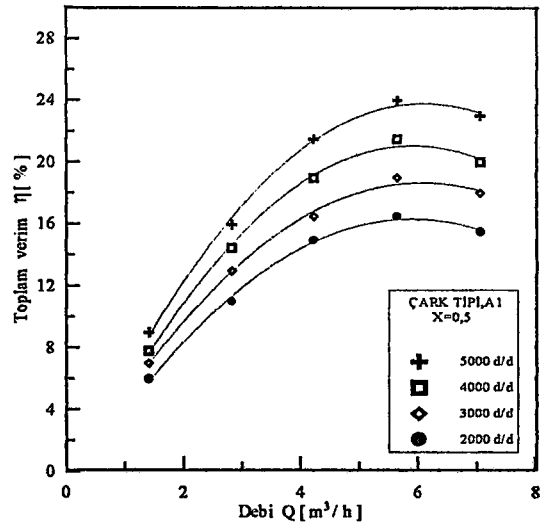
a)



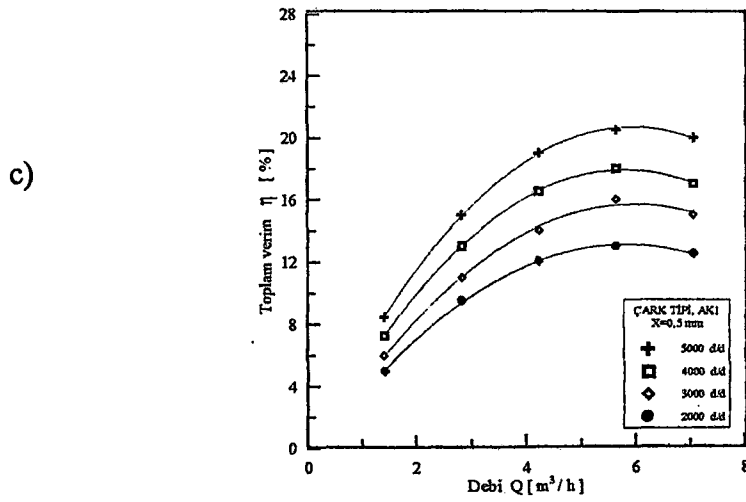
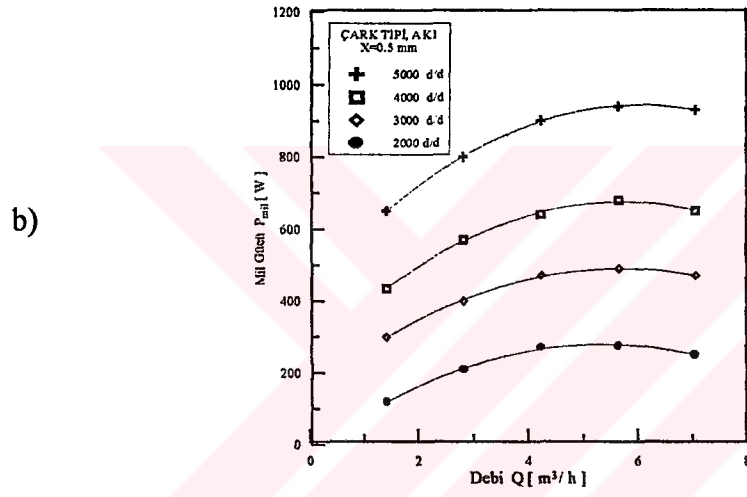
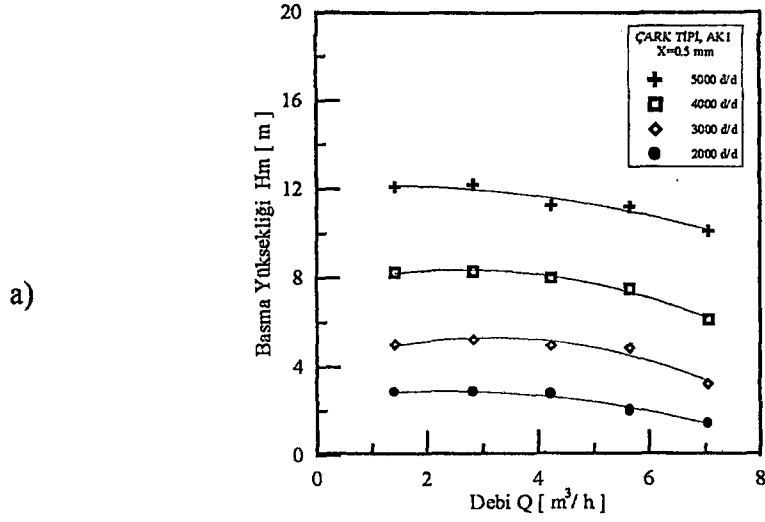
b)



c)



Şekil 6.2 Pompa devir sayısının etkileri, Açık çark



Şekil 6.3 Pompa devir sayısının etkileri, Açık konik çark

## 6.2. Aralık Açıklığının Etkisi

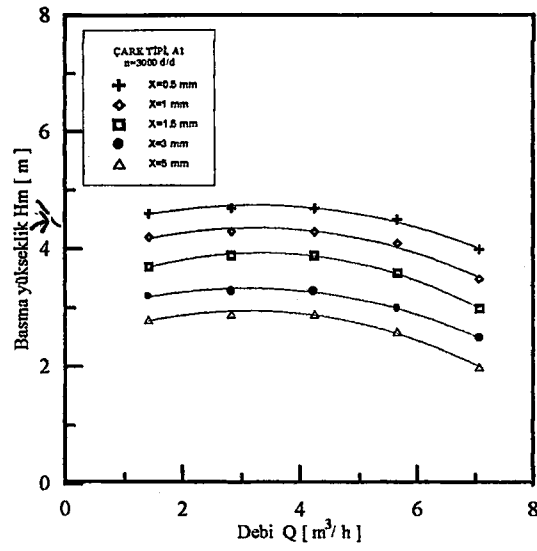
Aralık açıklığından kaynaklanan performans kaybı açık çarklarda oldukça yüksektir. Dolayısıyla aralık açıklığı kavramı kapalı çarklarda pek kullanılmaz. Aralık açıklığının etkisi  $n=3000$  d/d pompa devrinde incelenmiştir. Değişken aralık açıklığı ise  $X=0.5$  mm'den  $X=5$ 'ye kadar kademeli olarak arttırılmıştır. Pompanın aralık açıklığından kaynaklanan performans kaybı, aralığın artmasında karşılık tanım eğrilerinde azalma şeklinde kendini göstermiştir. Bu durum Şekil 6.4 ve 6.5'de sırasıyla (A) ve (AK) çarkları için gösterilmiştir. Bu tür değişimler literatürde verilen çalışmalarda da desteklenmektedir. Bu azalmanın temel sebepleri aralık açıklığının artmasıyla çarktaki akış kesitinin genişlemesi ve böylece aralık akımının artış göstermesidir. Belirli bir debide pompa basma yüksekliğindeki aralık açıklığından dolayı olan düşmede:

- 1- Aralık akışının artmasıyla kanatlara gelen direnç kuvvetinin artması,
- 2- Kanat yükünün zayıflaması,
- 3- Kullanılabilir kanat yüzeyinin azalması

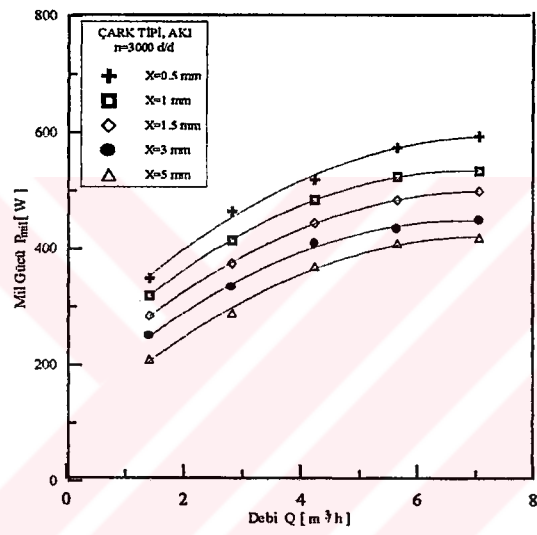
çok önemli rol oynamaktadır. Pompa basma yüksekliğindeki azalmayı (Şekil 6.4 a) pompa giriş gücündeki azalma izleri ancak Şekil 6.4 c' den de görüldüğü gibi verimde de önemli bir düşme gerçekleşmektedir. Bunun nedeni basma yüksekliğindeki azalma hızının mil gücündeki azalma hızından yüksek olmasıdır. Benzer çıkarımlar Şekil 6.5'de verilen AK çark tipi için de söylenebilir.



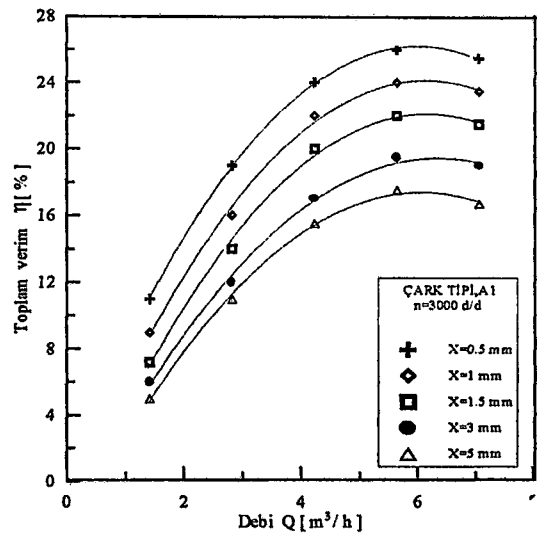
a)



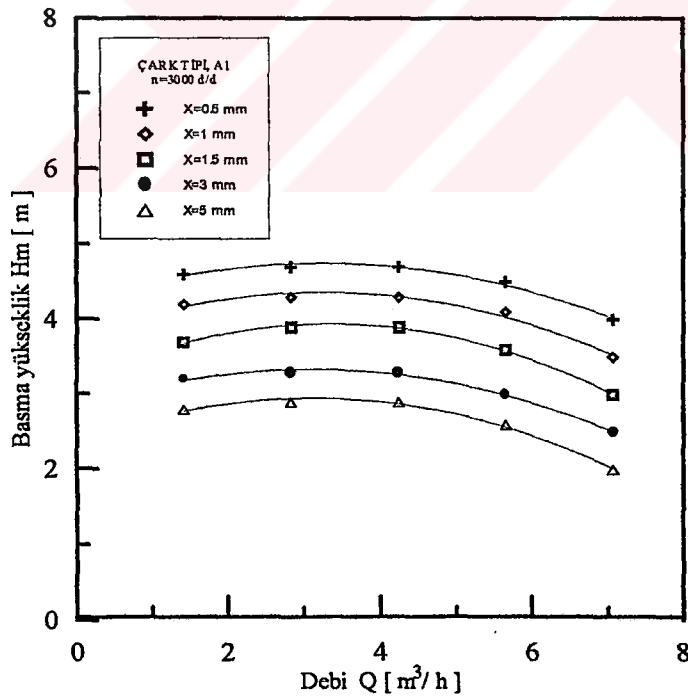
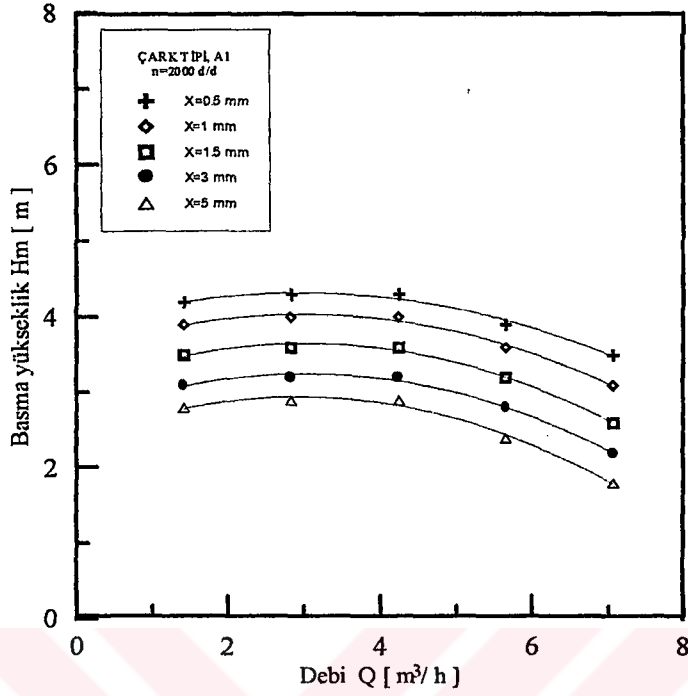
b)



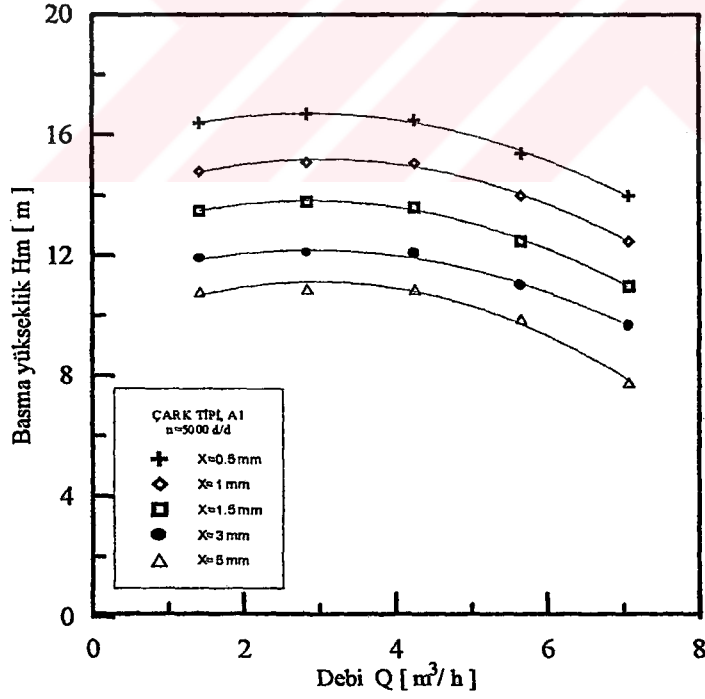
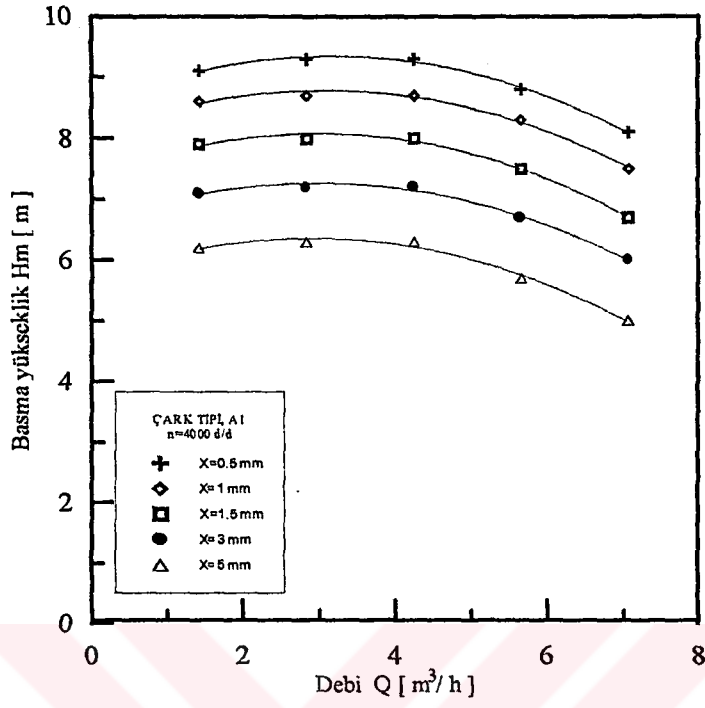
c)



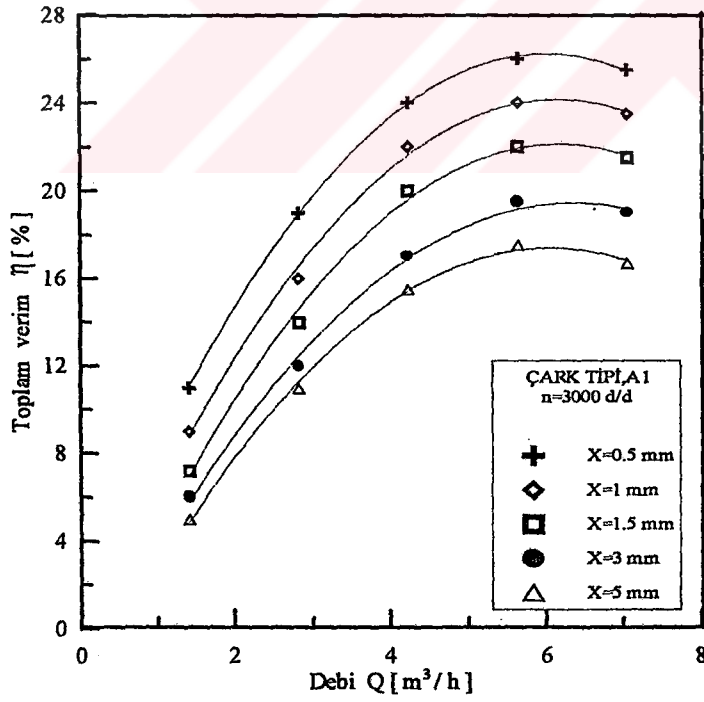
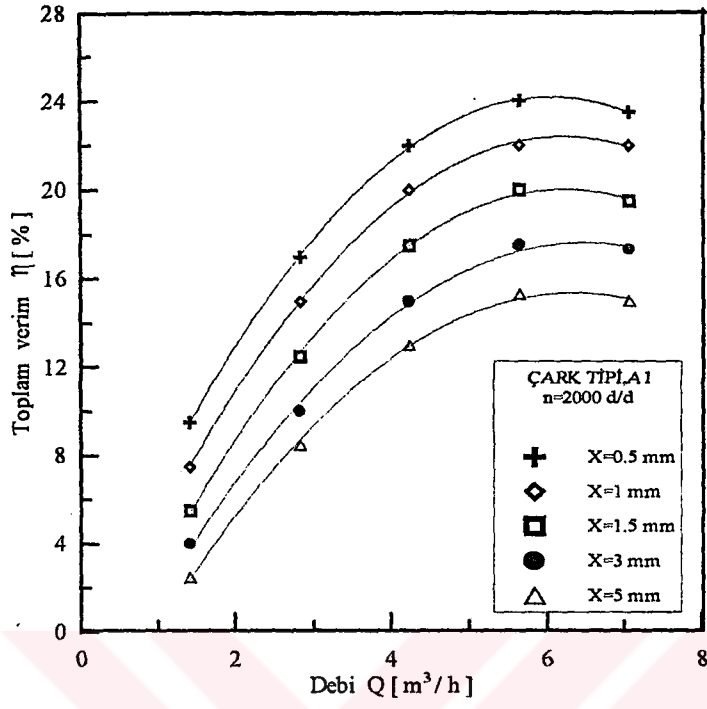
Şekil 6.4 Performans tanım eğrileri



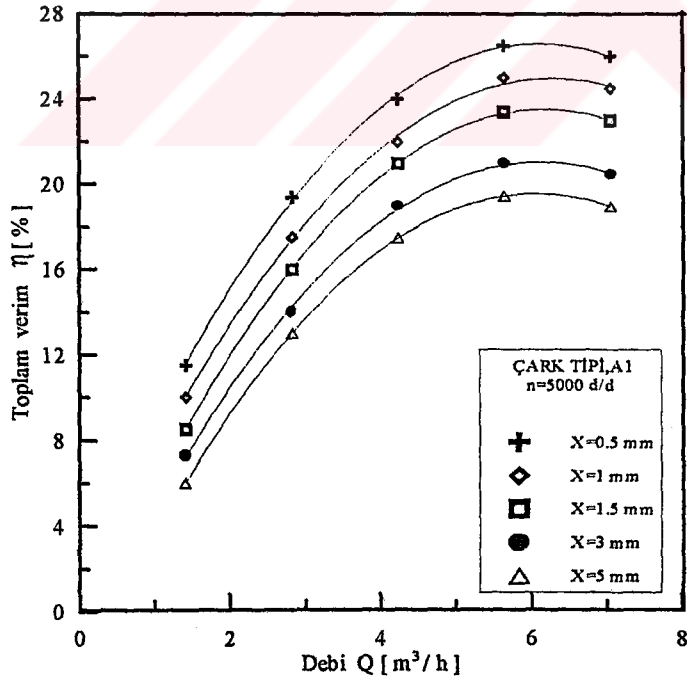
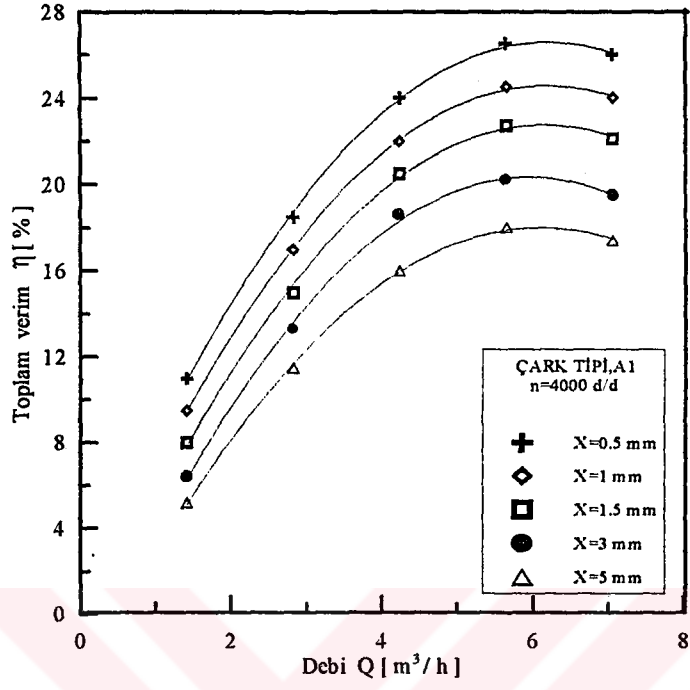
Şekil 6.4 a Pompa basma yüksekliğindeki azalma



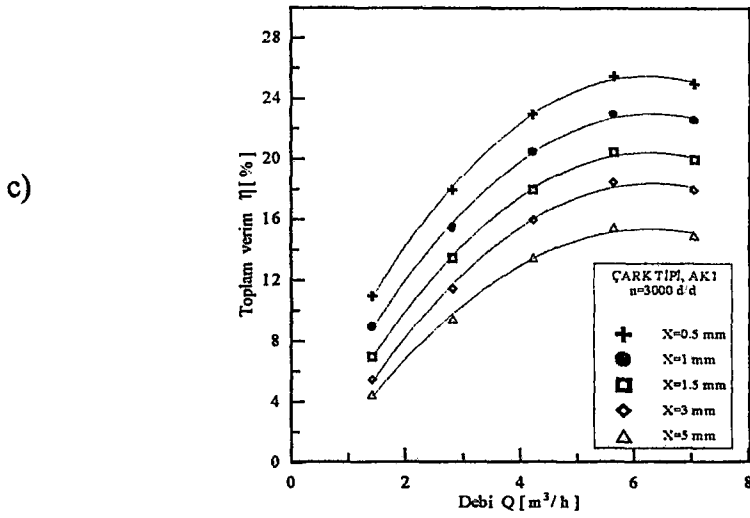
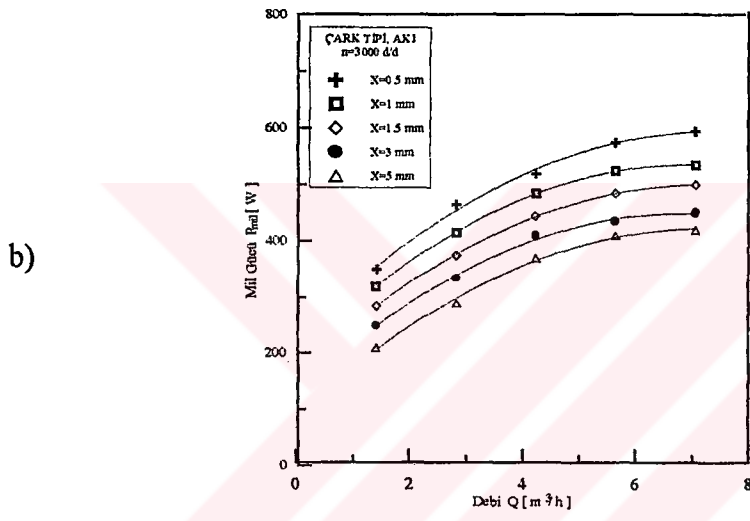
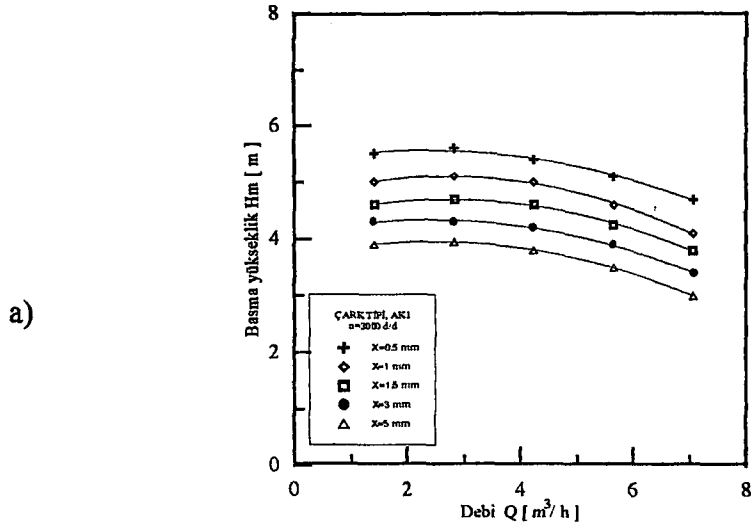
Şekil 6.4 b Pompa basma yüksekliğindeki azalma



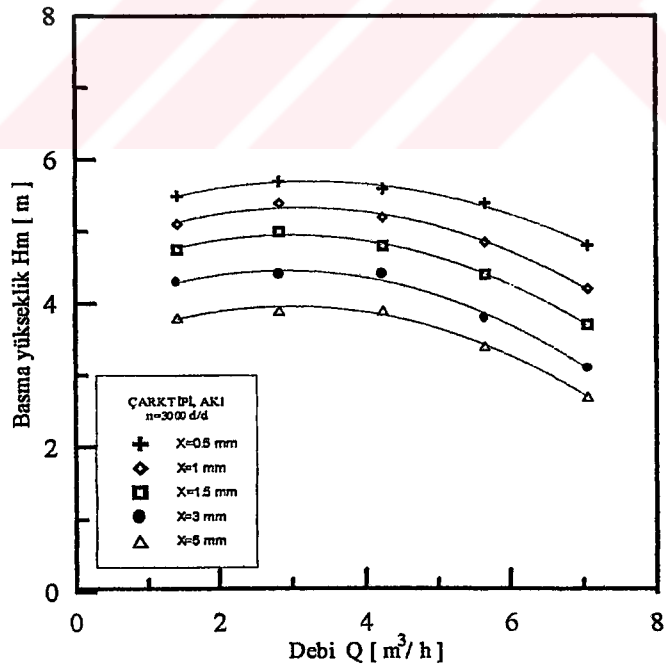
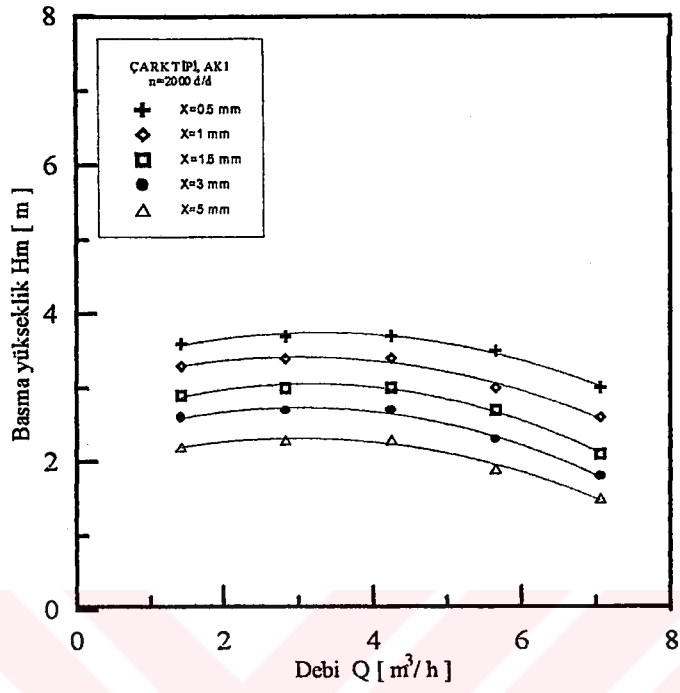
Şekil 6.4 c Pompa verimindeki düşme



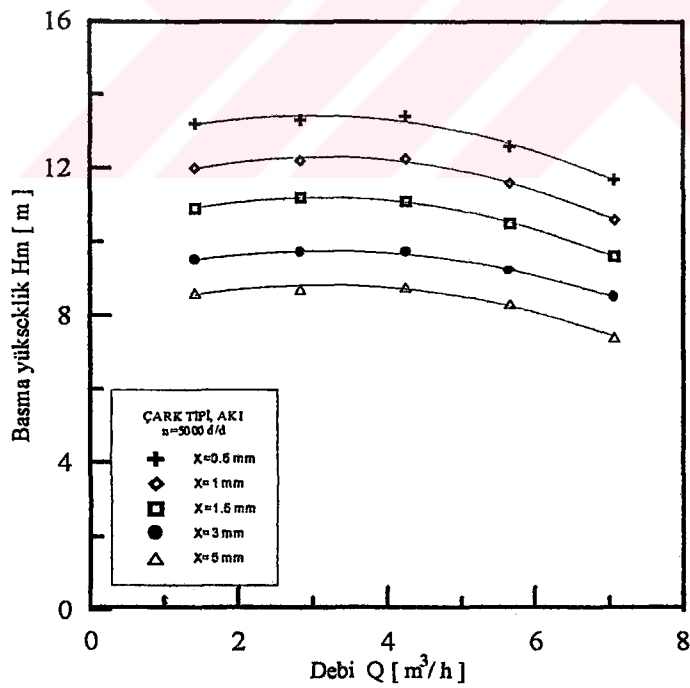
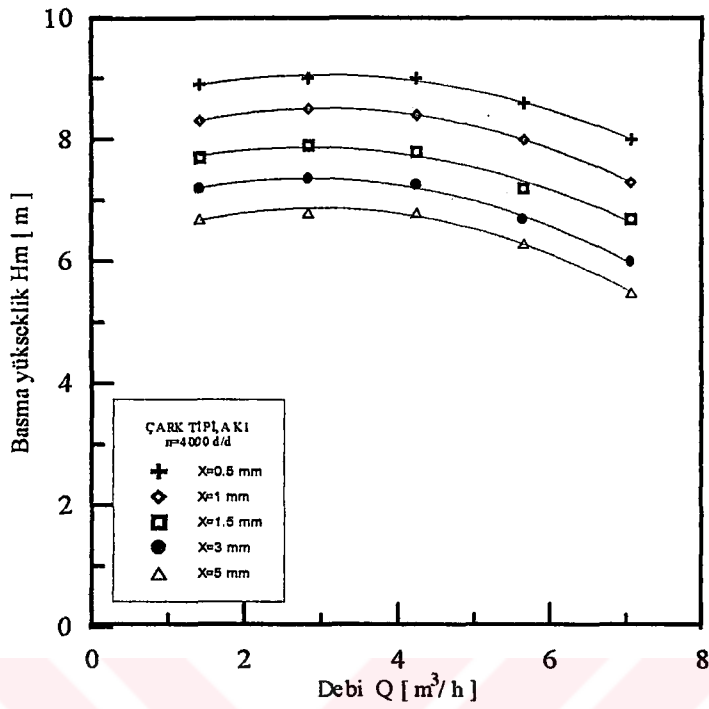
Şekil 6.4 d Pompa verimindeki düşme



Şekil 6.5 Performans tanım eğrileri

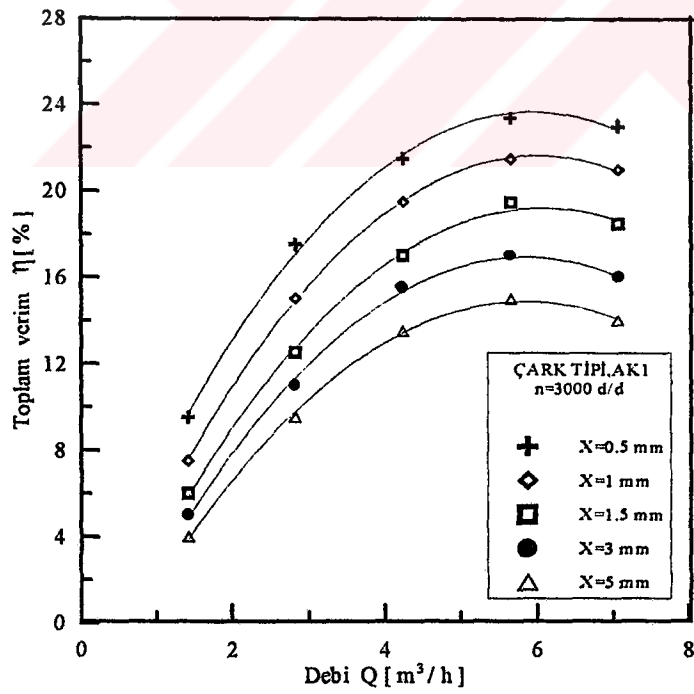
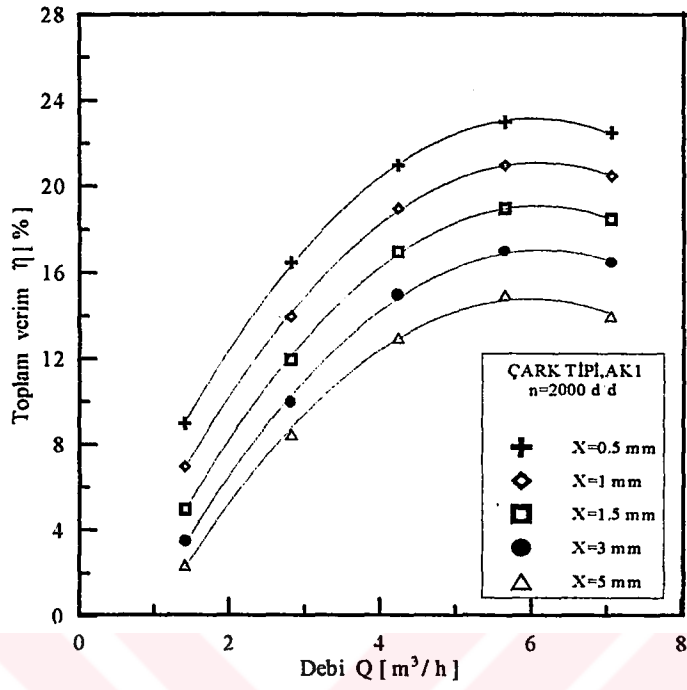


Şekil 6.5 a Pompa basma yüksekliğindeki azalma

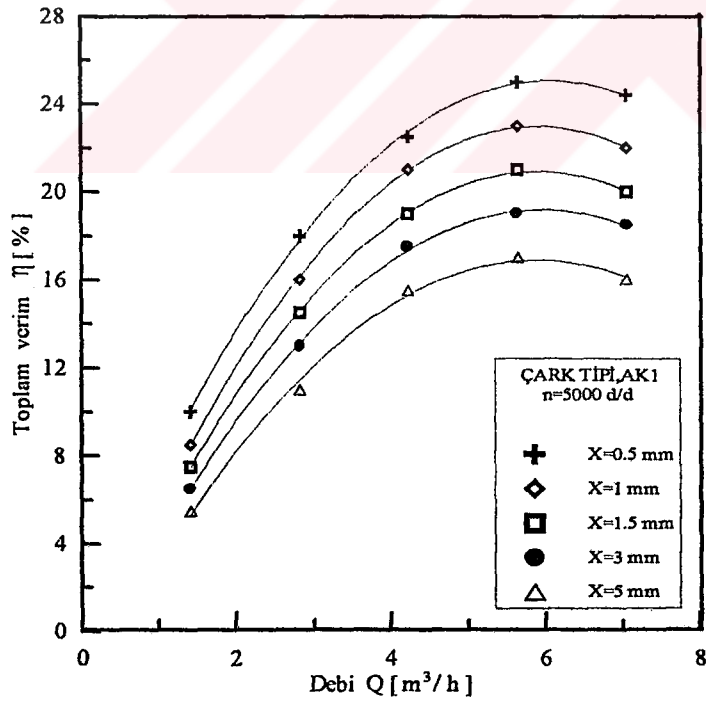
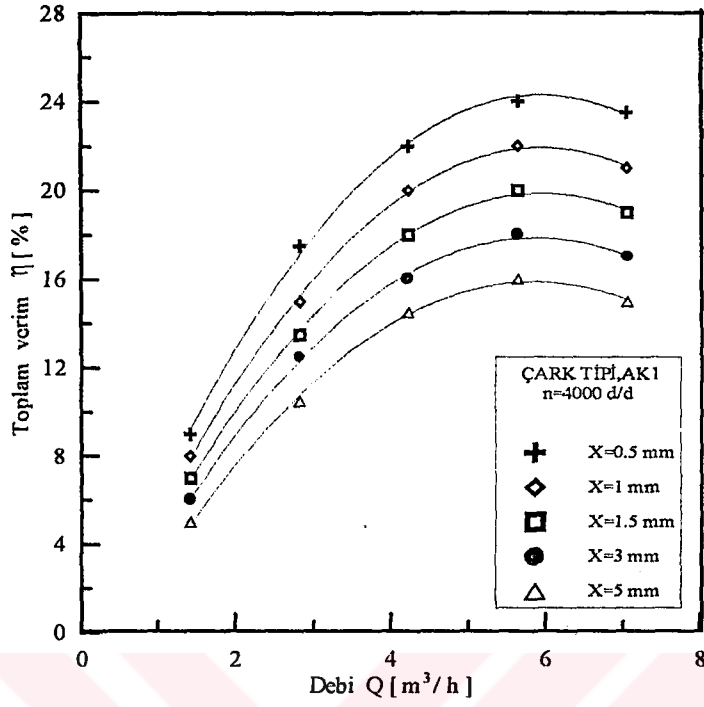


Şekil 6.5 b Pompa basma yüksekliğindeki azalma





Şekil 6.5 c Pompa verimindeki düşme

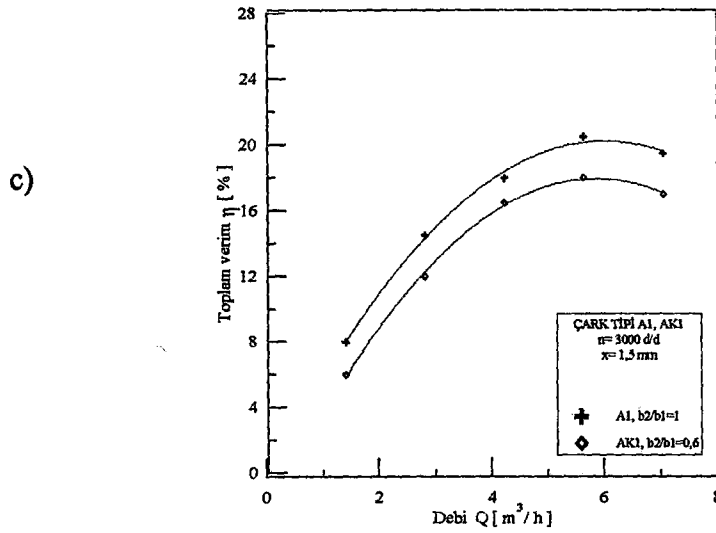
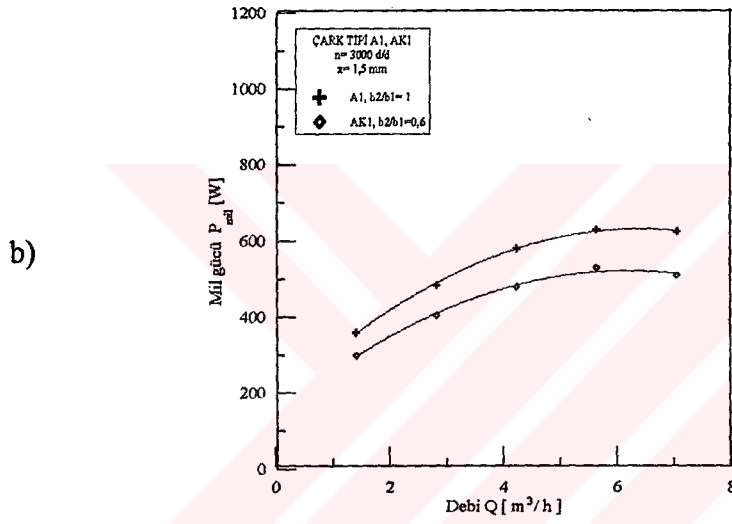
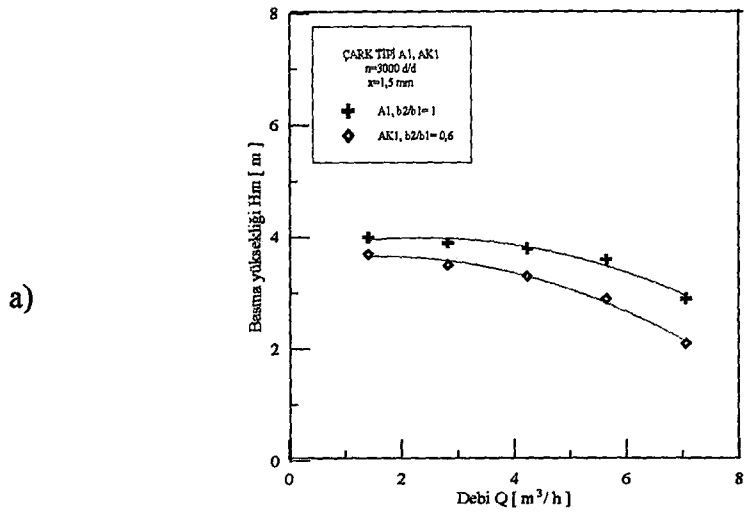


Şekil 6.5 d Pompa verimindeki düşme

### 6.3. Kanat Yüksekliğinin Etkisi

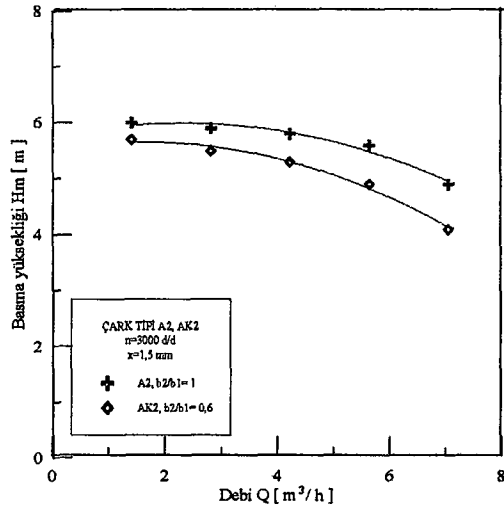
Burada kanat genişliğinin etkisini incelemek üzere A ve AK çark tipleri karşılaştırılmalıdır. Açık çarkta  $b_2 / b_1=1$ , açık konik çark tipinde ise  $b_2 / b_1=0.6$ 'dır. açık ve açık konik çark gruplarından, bu yüzden sadece  $A_1$ ,  $A_2$  ve  $AK_1, AK_2$  için elde edilen sonuçlar Şekil 6.6 ve 6.7'de gösterilmiştir. Bu deneyde aralık açıklığının en düşük değeri seçilmiştir. Testler  $X=0.5$  mm ve  $n= 3000$  d/d' da yapılmıştır. Burada  $b_2 / b_1 =0.6$  olan AK grup çarklarında daha düşük performans verdikleri görülmüştür. Temel nedeni efektif kanat yüzeyindeki azalmadır. Böylece kanat yükü hafifleyerek basma yüksekliği azalmıştır. Burada basma yüksekliğindeki azalmayı mil gücündeki azalma takip etmiştir. Ancak verimde de meydana gelen düşme basma yüksekliğindeki azalma hızının daha yüksek olduğunu göstermektedir. Diğer aralık açıklıklarında da bu iki grup çark benzer eğilimler sergilemiştir.



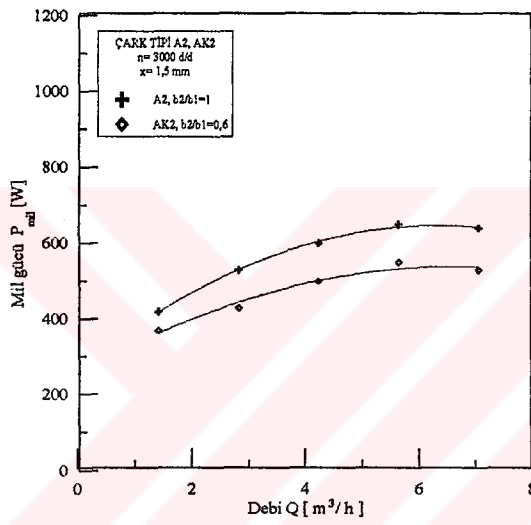


Şekil 6.6 Kanat genişliğinin etkisi

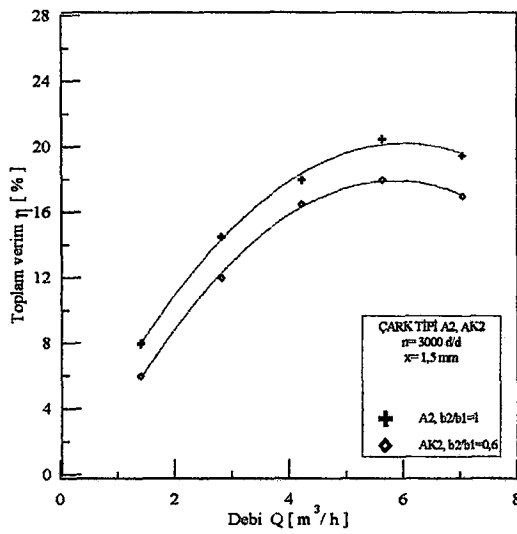
a)



b)



c)



Şekil 6.7 Kanat genişliğinin etkisi

#### 6.4. Kesit Değişimi Oranının Etkisi

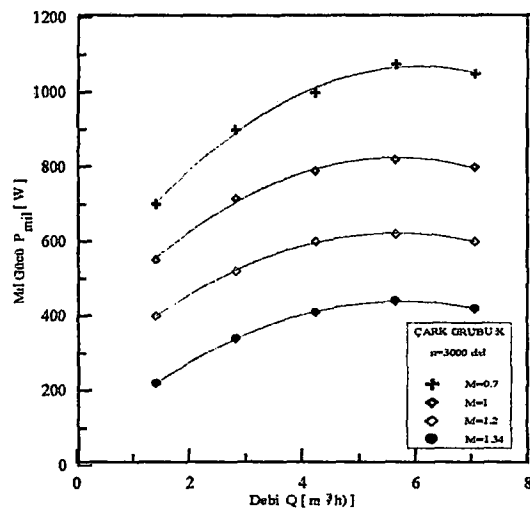
Kesit değişimi oranı  $m=4b_1/d_1$  olarak tarif edilmiştir. Bu etki hem açık çarklar hem de kapalı çarklar için belirlenmiştir.

##### 6.4.1. Kapalı çarklar

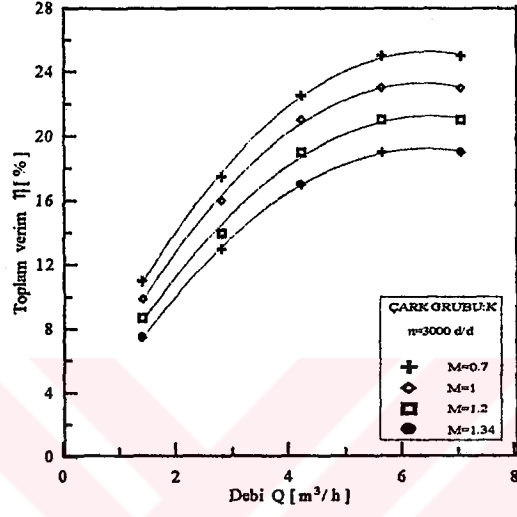
Kapalı çarklardaki kesit değişiminin etkisi  $n=3000$  d/d pompa devir sayısında elde edilmiştir. Burada  $m=0.7$ 'den  $m=1.34$  değerine kadar 4 adet kapalı çark test edilmiş olup elde edilen sonuçlar Şekil 6.8'de sunulmuştur. Bu şekilde görüldüğü gibi kanat değişim oranı arttıkça performansta azalma meydana gelmiştir. Bu düşüşte kesit değişim oranının artmasıyla akış kesitinin genişlemesi ve böylece artan direnç kuvveti önemli rol oynamaktadır.



b)



c)



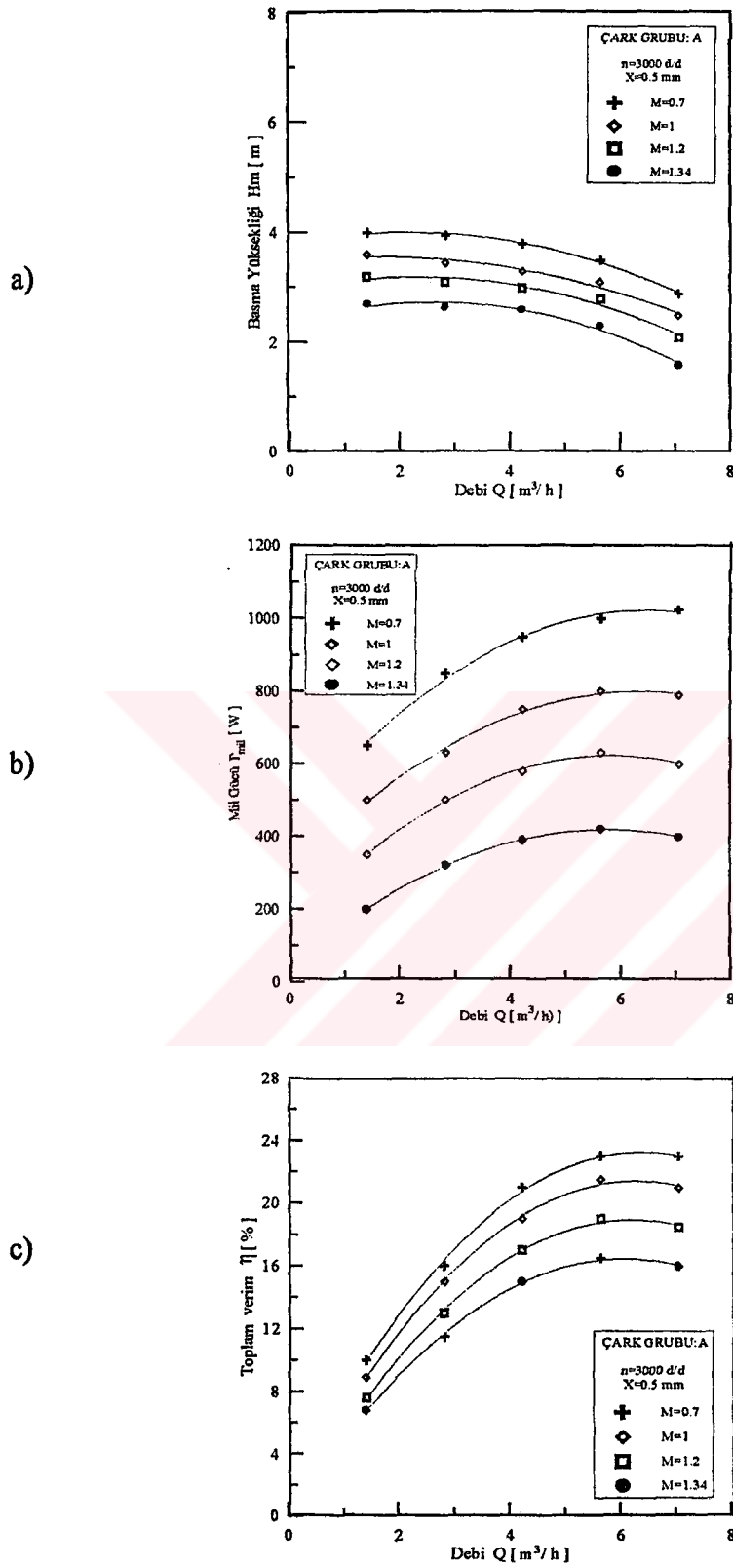
Şekil 6.8 Kesit değişimi oranının etkisi, Kapalı çarklar

#### 6.4.2. Açık çarklar

Açık çarklarda da  $n= 3000$  d/d için yapılan testlerde elde edilen sonuçlar Şekil 6.9 ve 6.10'da verilmiştir. Burada da kapalı çarklarda olduğu gibi performans büyüklükleri kesit değişim oranıyla birlikte azalma göstermiştir. Burada da verimde düşme görülmesi basma yüksekliğinin mil gücünden daha hızlı bir şekilde düştüğü sonucuyla açıklanabilir.

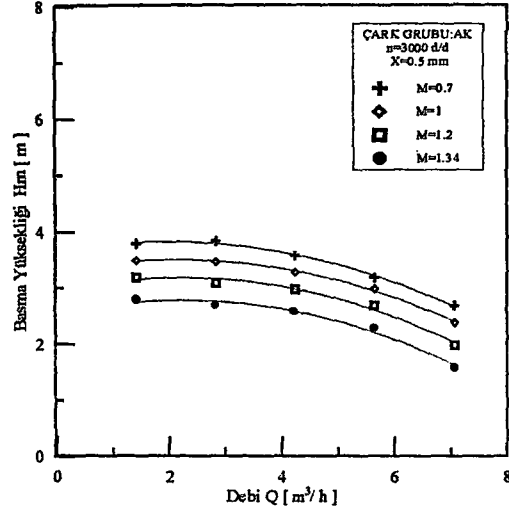




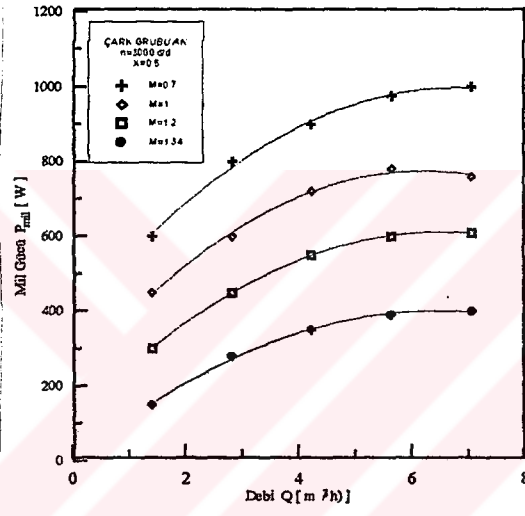


Şekil 6.9 Kanat değişim oranının etkisi, Açık çark

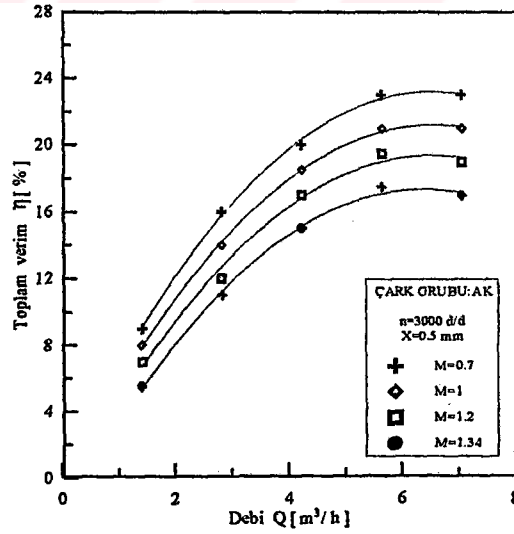
a)



b)



c)



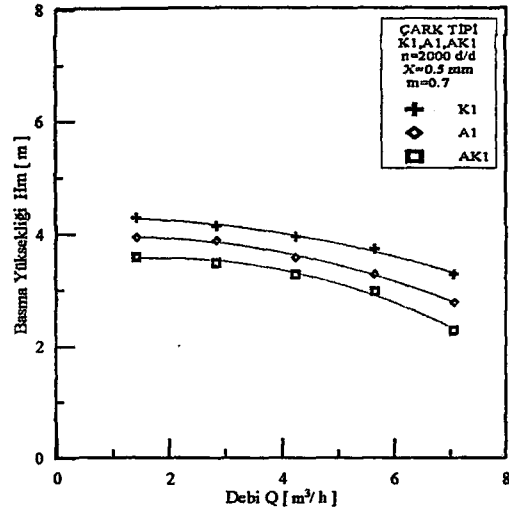
Şekil 6.10 Kanat değişim oranının etkisi, Açık konik çark

### 6.5. Açık ve Kapalı Çarkların Karşılaştırılması

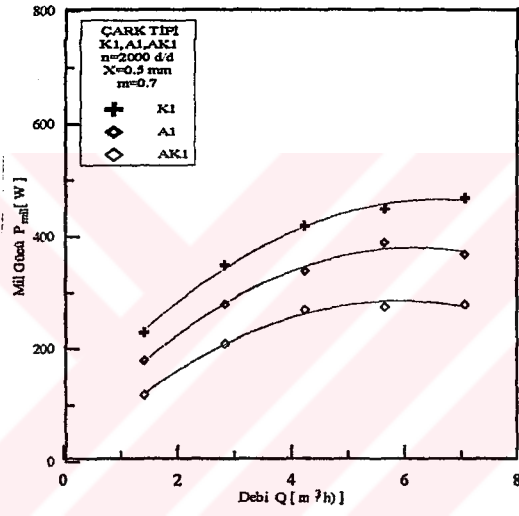
Açık ve kapalı çarkların kıyaslanması ancak açık çarkların çok küçük aralık açıklıklarında yapılabilir. Bu yüzden açık çarkın  $X=0.5$  mm. Aralık açıklığı için testler  $n=2000$  ve  $4000$  d/d pompa devrinde gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 6.11 ve 6.12’de verilmiştir. Kapalı çarkın diğer iki tip açık çarktan daha yüksek performans gösterdiği bu şekillerden görülmektedir. Bunun nedeni açık çarkların aralık kayıplarının kapalı çarklara göre oldukça yüksek olması ve bu durumun pompa karakteristiklerinde düşüşe yol açmasıdır. Açık konik çarkta da açık tip çarklarda daha düşük performans görülmesi, kanat efektif yüzeyindeki azalma ve böylece basma yüksekliğinin daha fazla düşmenin meydana gelmesi ile açıklanabilir. Şekil 6.12’de  $n=4000$  d/d için elde edilen eğriler pompa benzerlik kanununa uygun olarak elde edilmiştir.



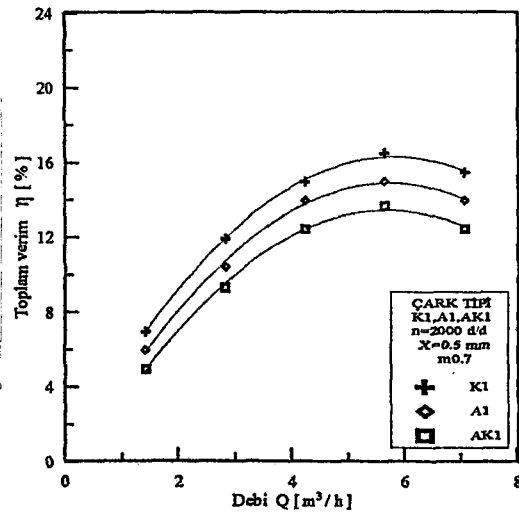
a)



b)

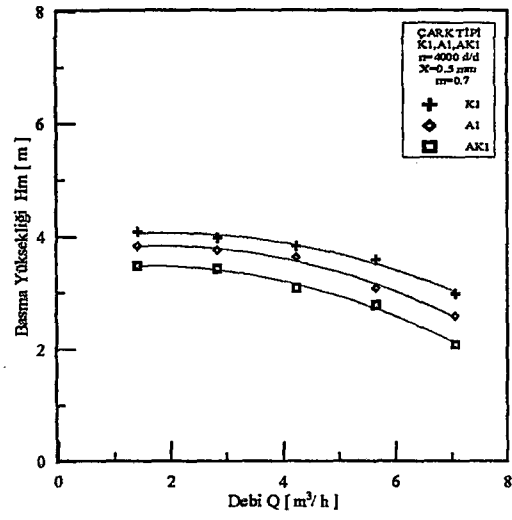


c)

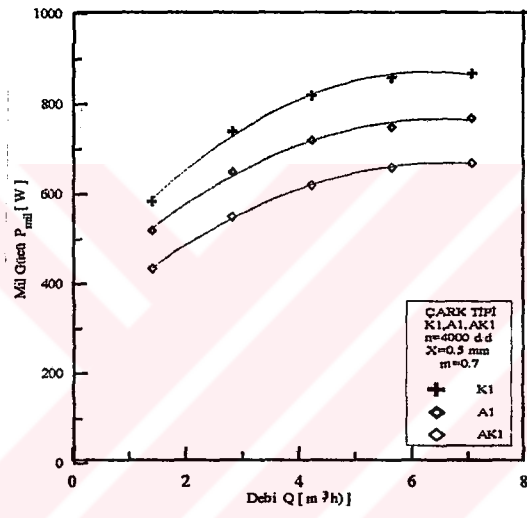


Şekil 6.11 Kapalı ve açık çarkların karşılaştırılması

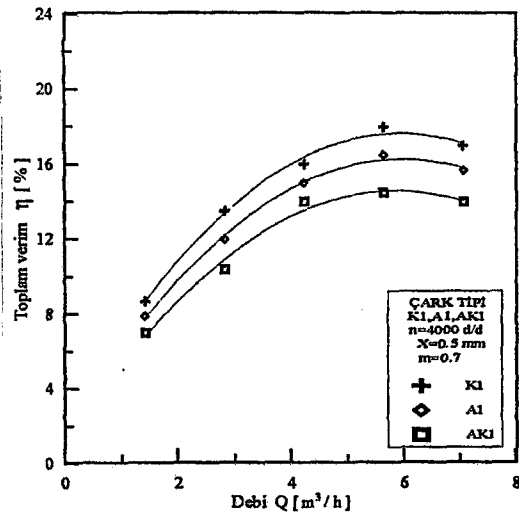
a)



b)



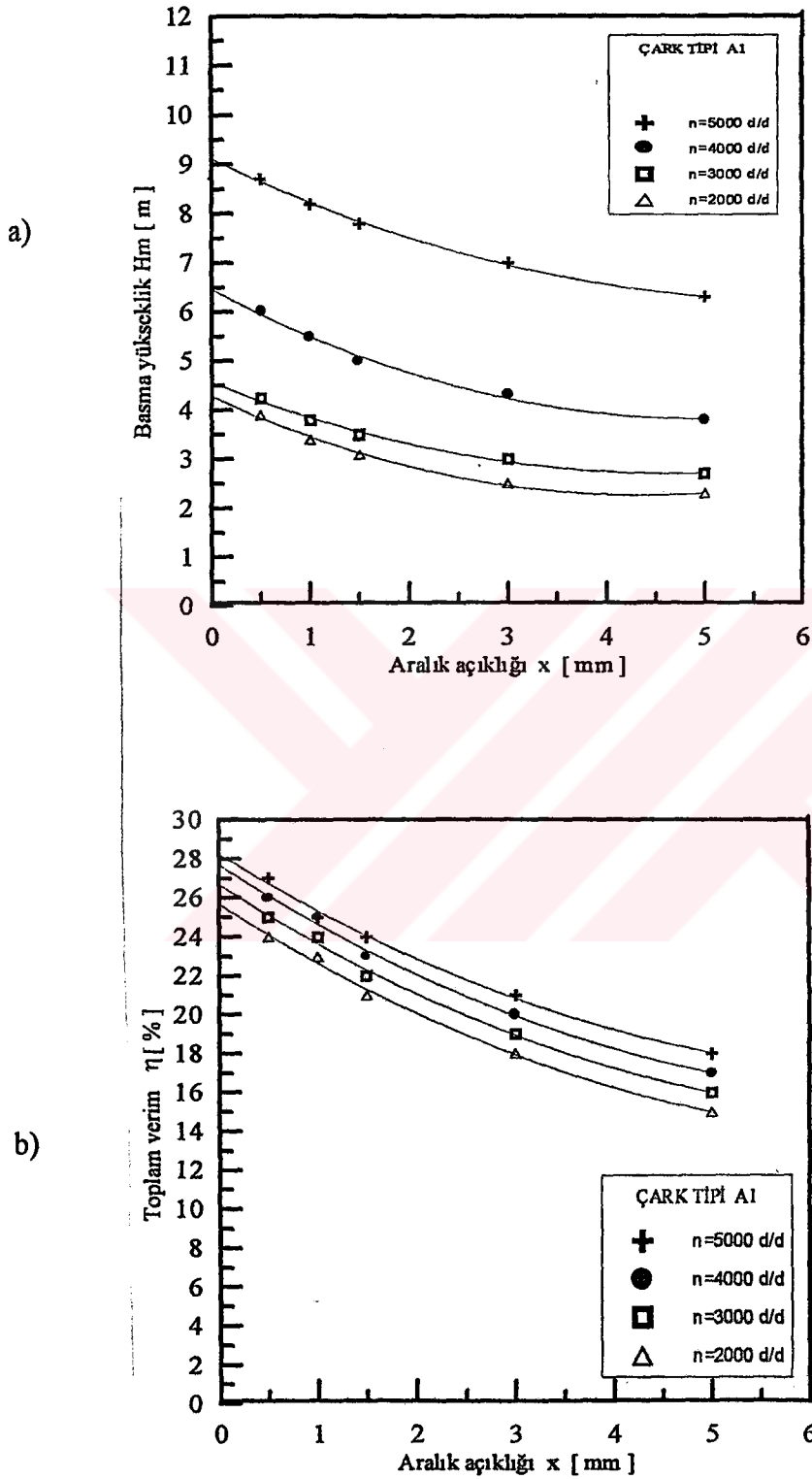
c)



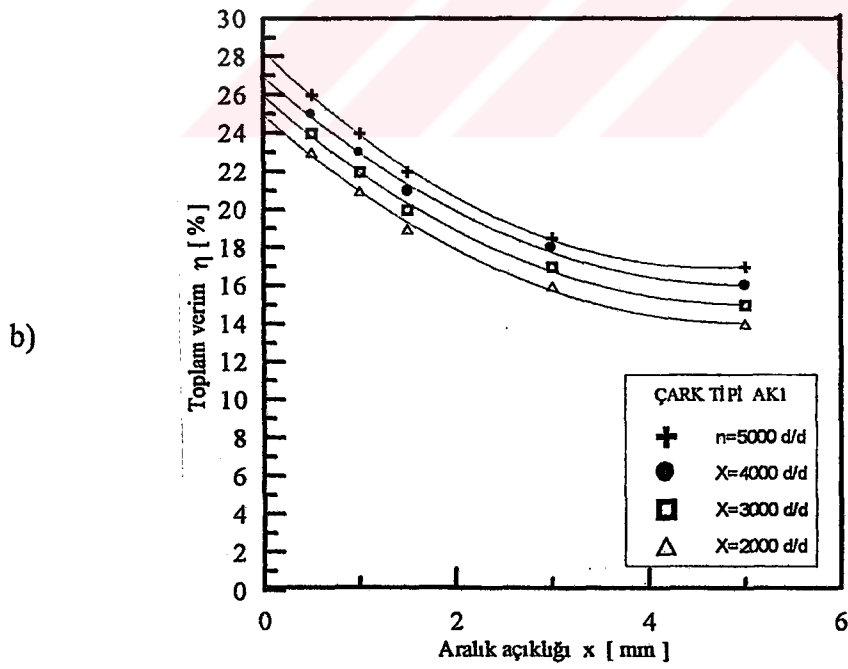
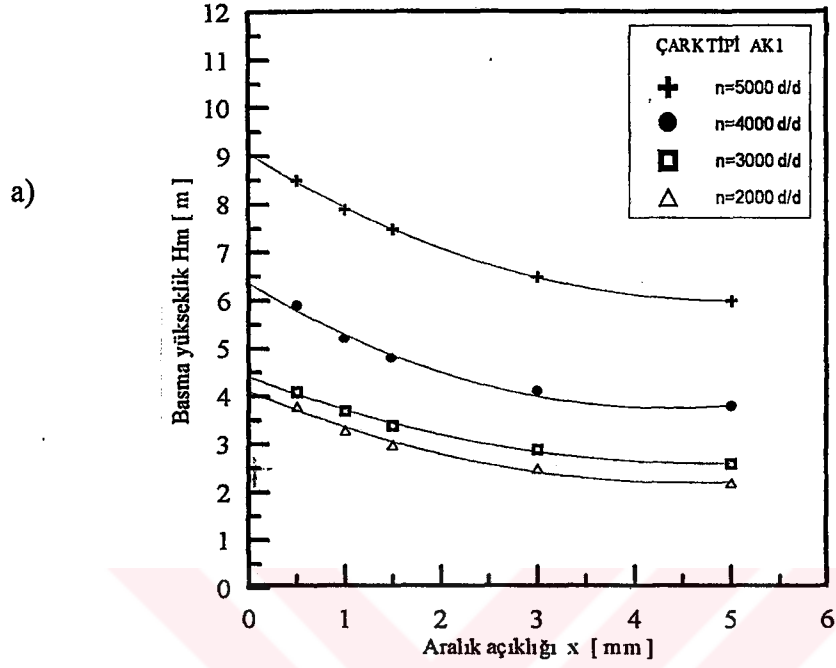
Şekil 6.12 Açık ve kapalı çarkların karşılaştırılması

## 6.6. Açık Çark Aralık Etki Faktörü

Bu bölüme açık ( $A_1$ ) ile açık koni ( $AK_1$ ) çarkların aralık etki faktörleri elde edilmiştir. Bunun için Şekil 6.4 ve 6.5'de  $A_1$  ve  $AK_1$  için elde edilen performans eğrilerinden yararlanılmıştır. Bu eğrilerden  $\eta_{max}$  değerindeki pompa debisi referans alınarak Şekil 6.13 ve 6.14'deki değişimler elde edilmiştir. Burada aralık açıklığının ( $X$ ) performans üzerindeki etkisi daha net bir biçimde görülmekte, dar aralık açıklıklarında performans daha hızlı düşerken aralık açıklığı arttıkça özellikle  $X=4$  mm' yi geçtikten sonra pompa aralık açıklığına duyarlı hale gelmektedir. Daha önce de belirtildiği gibi burada da performans özellikleri devir sayısı ile benzerlik kanunlarına göre artış göstermektedir. Bu şekillerden elde edilen aralık etki faktörleri ise Şekil 6.15 ve 6.16' da gösterilmiştir. Burada sadece basınç etki faktörü ( $\beta$ ) ile verim etki faktörü ( $\gamma$ ) hesaplanmıştır. Araştırmalar debi faktörünün  $\beta$  ve  $\gamma$ ' nın yanında pompa performans kaybına çok az bir öneme sahip olduğunu göstermiştir. Şekil 6.15 ve 6.16 incelendiğinde hem basınç etki faktörünün hem de verim etki faktörünün aralık açıklığının artmasına paralel olarak düşme gösterdiği anlaşılmaktadır. Bu değişimlerin lineere yakın olduğu ve sabit olmadıkları açıkça görülmektedir. Dolayısıyla Pfeleiderer yönteminde olduğu gibi bu faktörlerin sabit alınması doğru değildir.



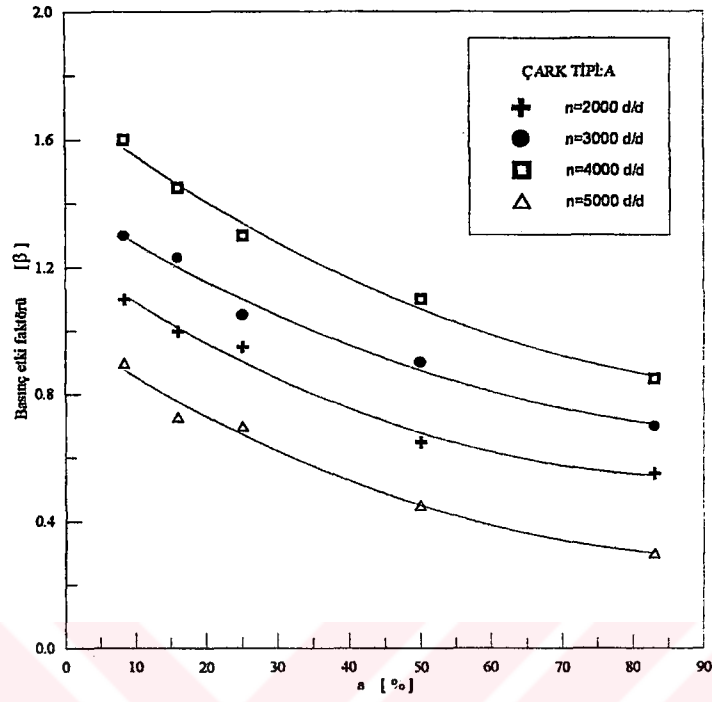
Şekil 6.13 Aralık açıklığının ( $x$ ) performans üzerindeki etkisi



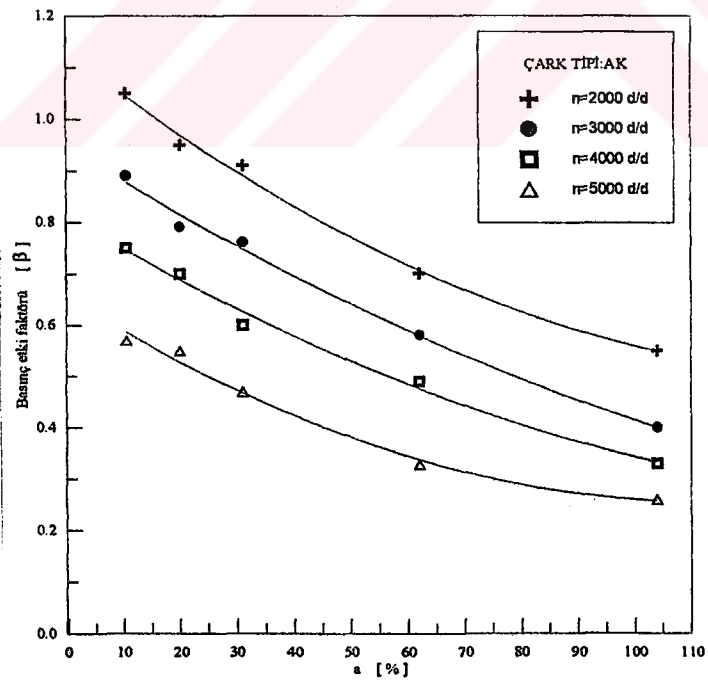
Şekil 6.14 Aralık açıklığının (x) performans üzerindeki etkisi



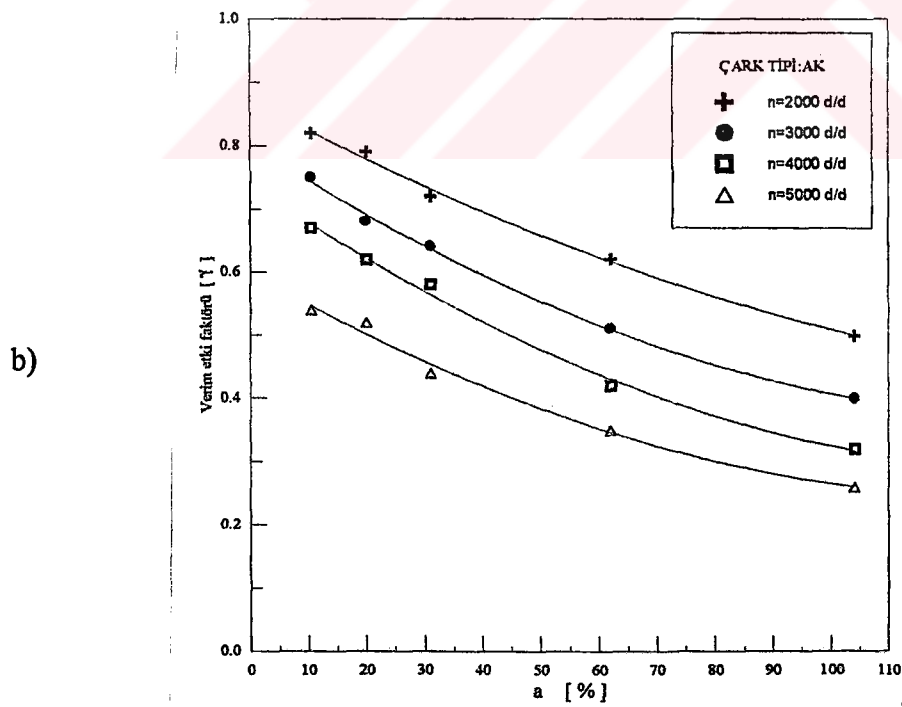
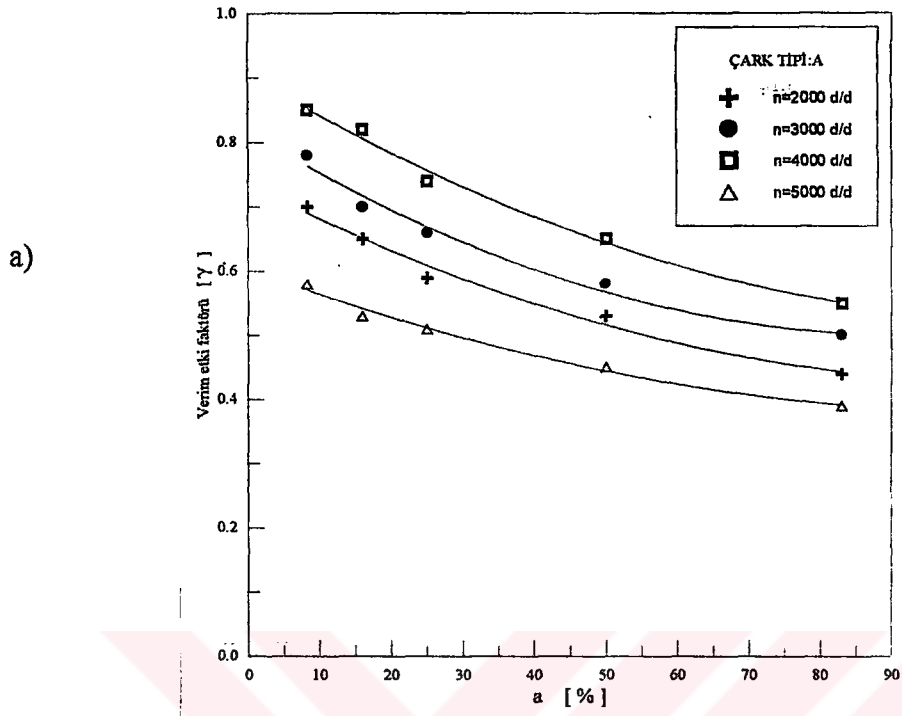
a)



b)



Şekil 6.15 Basınç etki faktörü etkisi



Şekil 6.16 Verim etki faktörü etkisi

## BÖLÜM 7. SONUÇLAR

Pompa karakteristik arasındaki ilişki incelendiğinde değişik devirlerde dönen çark modellerinde pompa debisinin aralık değişimi ile fazla etkilenmediği literatür verilerinde anlatılmaktadır. Test edilen kapalı ve açık çarklarda elde edilen değerler dikkate alındığında pompa devri arttırıldığında pompa karakteristiklerinde değişme olduğu görülmüştür. Değişken aralık açıklığı  $X=0,5$  mm' den  $X=5$  mm' ye kadar  $n=3000$  d/d pompa devrinde kademeli arttırıldığında performans kaybı olduğu görülmektedir.

Pompanın diğer önemli özelliklerinden olan basma yüksekliği dikkate alındığında kesin olarak bir genelleme yapılması mümkün olmamıştır. Ancak ağırlıklı olan düşünce, kapalı çarklarla açık çarkların karakteristik eğrileri farklılık göstermiştir. Aynı ölçülerde ve devir sayılarında kapalı çarkların basma yüksekliği, düz çarklara ve açık konik düz çarklara göre yükselme göstermektedir.

Verim grafikleri incelendiğinde kapalı çarkların verimleri açık ve açık konik çarklardan daha yüksek olduğu ve belli bir debi değerinden sonra azalma eğilimi göstermiştir.

Pompa milinin çektiği güç, kapalı çark ile açık çarklar arasında farklılıklar ortaya çıkarmıştır. Açık çark ile açık konik çarklarda küçük aralık açıklığında debi arttıkça güç artmış maksimum değere ulaşıktan sonra azalmaya başlamıştır.

Genellikle içten yanmalı motorlarda kullanılan soğutma suyu pompalarının çalışma devirleri işletme şartlarına göre farklılıklar gösterir. Pompa mili motorların çalışma şartlarında yavaş dönebildiği gibi yüksek devirlerde de dönebilmektedir. Pompadevir sayısı arttıkça pompa karakteristikleri ( $Q, H, \eta$ ) artsa da maksimum bir değere

ulaştıktan sonra düşmeye başlamaktadır. Taşıt motorlarında kullanılan soğutma suyu pompalarının verimleri % 25 dolayındadır. Test edilen çarklar bu özelliklere yakın özellikler gösterdikleri karakteristik eğrilerden anlaşılmaktadır.

Şekil 5.4' de kesit görünümleri ve tablo 6.12' de geometrik özellikler verilen çarkların denemelerinden elde edilen sonuçları n bir kısmı Şekil 6.11 ve 6.12' de verilmiştir. Kapalı çarkın diğer iki çarktan daha yüksek performans gösterdiği şekillerden anlaşılmaktadır.

Şekil 6.15 ve 6.16 incelendiğinde basınç etki faktörü ve verim etki faktörünün aralık açıklığına artmasına paralel olarak düşme göstermiştir.

İçten yanmalı motorların ısı transfer olayı incelenecek olursa motor rölantide (750 d/d ) ve yüksek devirlerde (3000 d/d) çalışırken her iki durumda da motorun rejim sıcaklığına kadar soğutulması gerekir. Su pompasında kullanılan açık çarkların yüksek devirlerdeki verimleri motorun ihtiyacını karşılayacak durumda olduğu pompa performansının daha iyileştirilebilmesi için çalışmalar yapılmasında fayda vardır.

## KAYNAKLAR

- [1] ÇALLI, İ., “Santrifij Pompa Hesabı ve Çizimi”, KOÜ Yayınları, Kocaeli, 1991.
- [2] PFLEIDERER, C., and PETERMAN, H., “Strömungsmaschinen”, çev: Kaan Edis ve Yavuz Tekin, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul, 1978.
- [3] KARASSIK, I.J., KRUTZSCH, W.C., FRASER, W.H., and MESSINA, J.P., “Pump Handbook”, 2<sup>nd</sup> Edition, Mcgraw-Hill Int.Ed., Singapore, 1986.
- [4] DE KOVATS, A., and DESMUR, G., “Pumps, Fans and Compressors”, çev: Cahit Özgür ve H. Fehmi Yazıcı, İTÜ Makine Fak., İstanbul, 1994.
- [5] ENGEDA, A., “Untersuchungen an Kreiselpumpen mit Offenen und Geschlossenen Laufrädern in Pumpen- und Turbinenbetrieb, Dissertation, TU-Hannover, 1987.
- [6] ENGEDA, A., STRATE, W.P. and RAUTENBERG, M., “Comparisons of the Relative Effect of Tip Clearance on Centrifugal Impellers”, Journal of Turbomachinery, Vol.109, pp. 545-549, October, 1987.
- [7] ENGEDA, A., STARATE, W.P. and RAUTENBERG, M., “Correlation of Tip Clearance Effects to Impeller Geometry and Fluid Dynamics”, Gas Turbine and Aeroengine Congress, pp. 1-7, Amsterdam, 1988., ASME Paper 88-GT-92.
- [8] HOSHIDE, R.K., and NIELSON, C.B., “Study of Blade Clearance Effect on Centrifugal Pumps”, NASA CR 120815, November, 1972.
- [9] SENOO, Y., YAMAGUCHI, M., and NISHI, M., “A Photographic Study of the Three-Dimensional Flow in a Radial Compressor”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol.90, 1968.
- [10] HOWARD, J.H.G., and KITTNER, C.W., “Measured Passage Velocities in a Radial Impeller with Shrouded and Unshrouded Configuration”, ASME Journal of Engineering for Power, Vol.97, 1975.
- [11] GANTER, M., “Experimentelle Untersuchungen des Spaltverlustes Radialer Kreiselpumpen mit Offenem Laufrad”, Dissertation, TU-Braunschweig, 1985.
- [12] KURIAN, T., and RADHA KRISHNA, H.C., “An Experimental Investigation on the Clearance Effect of Semi-Open Radial Flow Impellers”, 5<sup>th</sup> Australasian Conf.

On Hydraulic and Fluid Mecchanics, Canterbury Univ., Chisthurch, New Zealand, Vol. 1,pp.44-51, December, 1974.

[13] WOOD, G.M., WELNA, H., and LAMERS, R.P., "Tip Clerance Effect in Centrifugal Pumps",Trans. ASME, J. Of Fluid Engn., Vol. 87,pp. 932-940, December, 1965.

[14] LAKSHMINARAYANA, B., Methods of Predicting the Tip Clerance Effect in Axial Flow Machinery", ASME Journal of Basic Engineering, Vol.92,1970

[15] SENOO, Y., and ISHIDA, M., "Pressure loss Due to the Tip Clerance of Impeller Blades in Centrifugal and Axial Blowers", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108,1986.

[16] LAUER, J., JAEGER, R., KUDWIG, G., and STOFFEL, B., "Tip Clearance Sensitivity of Centrifugal Pumps with Semi-Open Impellers", ASME Fluids Engn.Division Summer Meeting, FEDSM'97,pp. 1-8, June 22-25, 1997.

[17] GÜR, M., "Untersuchungen zum Förderverhalten von Radialventilatoren für Temperaturen oberhalb 900 °C", Dissertation, Technishen Universitat Clausthal, 1992.

[18] MURAKAMI, M., and MINEMURA, K., "Effect of Running Clearence of Semi-Open Impeller Pumps under Air Admitting Conditions", Bulletin of JSME, No. 136, October, 1976.

[19] HESSELGREAVES, J.E., "A Correlation of Tip Clerarance/Efficiency Measurements on Mixed-flow and Axial-flow Turbomachines", NEL Report, No.423, July 1969.

[20] MOORE, J., MOORE,J.G., and TIMMIS, P.H., "Performance Evalution of Centrifugal Compressor Impellers Using 3-D Viscos Flow Conditions", ASME J. of Engineering for Power, Vol.106,No.2,pp.475-481, 1983.

[21] KOCH, C.C., and SMITH, L.H., "Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressory",ASME J. of Engineering for Power, Vol.98, No.3,pp.411-424, July 1976.

[22] JOHNSON, M.W., and MOORE, J., "Secondary Flow Mixing losses in a Centrifugal Impeller", ASME J. of Engineering for Power, Vol. 105, pp.24-32, January 1983.

[23] WRIGHT, T., "Centrifugal Fan Performance with Inlet Clearence", ASME J.of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106,pp. 906-911,October 1984.

[24] HARADA, H., "Performance Characteristics of Shrouded and Unshrouded Impellers of a Centrifugal Compressor", ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 528-533, April 1985.

[25] PLUTECKI, J., nad WAJDA, A., "The Influence of an Clearance Between a Semi-Open Impeller and a Casing on a Pump Parameters, By Example of H1-150 Pump", Vortrage der Konferenz für Strömungsmaschinen, Budapest, 5, pp. 833-845, 1975.

[26] HOFMANN, V., "Untersuchung der Strömung in Kreiselpumpen mit Offenen Laufrädern Einfluß der Spaltweite auf das Kennlinienverhalten", Konstruktion 44, S. 167-172, Springer Verlag 1992.

[27] YİĞİT, K.S., "Taşıt Motorlarında Kullanılan Açık Kanatlı Pompaların Aralık Kayıplarının Teorik ve Deneysel İncelenmesi", Doktora Tezi, KOÜ, Nisan 1994.

[28] ENGİN, T., "Radyal Pompaların Katı-Su Karışımı İletiminde Kullanılmasının Deneysel İncelenmesi", Doktora tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2000.

[29] WALKER, C.I., and GOULAS, A., "Computer Aided Slurry Pump Selection", In 7<sup>th</sup> Technical Conference of BMPA, paper 15, pp. 211-228, 1981.

[30] CADER, T., MASBERNAT, O., and ROCO, M.C., "Two Phase Velocity Distribution and Overall Performance of a Centrifugal Slurry Pump", Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 316-323, June, 1994.

[31] SELLGREN, A., "Performance of Centrifugal Pumps When Pumping Ores and Industrial Minerals", Proc. Hydro Transport-6, paper G1, BHRA Fluid Engineering, 1979.

[32] TEPANOFF, A.J., "Pumps And Blowers, Two Phase Flow-Flow and Pumping of Solids in Suspension and Fluid Mixtures", John Willey, London, 1965.

[33] FLİDERER, C., "Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase", 5. Auflage, Springer-Verlag, 1961.

[34] KRANZ, H., "Strömung in Spiralgeläusen VDI-Forschungshelf." 370 Berlin, 1967.

[35] KOVATS, A. / DESMUR, G., "Pumpen, Ventilatoren und Kompressoren Radialer und axialer Bauweise, Verlag G". Braun, 1968.

[36] BETZ, A., "Einführung in die Theorie der Strömungsmaschinen Verlag G." Braun, Karlsruhe, 1959.

[37] GAHLOT, V.K., SESHADRI, V., and MALHOTRA, R.C., "Effect of Density, Size Distribution, and Concentration of Solids on the Characteristics of Centrifugal

Pumps”, Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 114, pp. 386-389, September, 1992.

[38] VOCADLO, J.J., KOO, J.K., and PRANG, A.J., “Performance of Centrifugal Pumps in Slurry Services”, Proc. Hydro Transport-3, paper J2, BHRA Fluid Engineering, 1974.

[39] BURGESS, K.E., and REIZES, A., “The Effect of Sizing, Specific Gravity and Concentration on the Performance of Centrifugal Pumps”, Proc. Inst. Mechanical Engineering, Vol. 190-36/76, p. 391, 1976.

[40] CAVE, I., Effects of Suspended Solids on the Performance of Centrifugal Pumps”, Proc. Hydro Transport-4, paper H3, BHRA Fluid Engineering, 1976.

[41] HOLZENBERGER, K., “Working Behaviour of Centrifugal Pumps on Hydraulic Transport of Solids”, Conf. Trans. Rohn 80, VDI Berichte 371, 1980.

[42] MEZ, W., “The Influence of Solid Concentration, Solid Density and Grain Size Distribution on the Working Behaviour of Centrifugal Pumps”, Proc. Hydro Transport-9, paper H1, BHRA Fluid Engineering, 1984.

[43] WALKER, C.I., WELLS, P.J., and POMAT, C., “The Effect of Impeller Geometry on the Performance of Centrifugal Slurry Pumps”, Int. Conf. on Bulk Materials Handling and Transportation; Symposium on Freight Pipelines, pp. 97-101, Wollongong-Australia, 6-8 July 1992.

[44] KAZIM, K.A., MAITI, B., and CHAND, P., “Effect of Particle Size, Particle Size Distribution, Specific Gravity and Solids Concentration on Centrifugal Pump Performance”, Powder Handling and Processing, Vol. 9, No. 1, pp. 27-32, Jan./Mar. 1997.

[45] GILLIES, R., HAAS, D.B., HUSBAND, M., SMALL, M., and SHOOK, C.A., “A System to Determine Single Pass Particle Degradation by Pumps”, Proc. 8<sup>th</sup> Tech. Conf. of the BMPA, paper No. 2, pp 13-22, March, 1983.

[46] MINEMURA, K., MURAKAMI, M., “Behavior of Solids Particles in a Radial Flow Impeller”, Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 253, pp.2101-2108, July, 1986.

[47] WILSON, G., “The Effects of Slurries on Centrifugal Pump Performance”, Proc. of the 4<sup>th</sup> International Pump Symposium, pp. 19-25, Houston, TX, 1989.

[48] SELLGREN, A., and ADDIE, G.R., “Solids Effect on the Characteristics of Centrifugal Slurry Pumps”, 12<sup>th</sup> Int. Conf. on Slurry Handling and Pipeline Transport, Hydro Transport-12, pp. 3-18, Belgium, 28-30 September, 1993.



- [49] SELLGREN, A., and VAPPLING, L., "Effects of Higly Concentrated Slurries on the Performance of Centrifugal Pumps", ASME-Fluids Engineering Div. FED. V 38, Publ. by ASME, New York, USA, pp. 143-148, 1989.
- [50] ROCO, M.C., MAFFET, J.R., and ADDIE, G.R., "Experimental Study on Centrifugal Slurry Pump Performance", ASME-Fluids Engineering Div. FED. V 38, Publ. by ASME, New York, USA, pp. 157-160, 1989.
- [51] AKHTAR, S.Z., "Sizing Pumps for Slurries", Hydrocarbon Processing, pp. 161-170, November, 1996.
- [52] CLARK, D., and ABBOTT, C., "Improve Slurry Pump Life", Hydrocarbon Processing, pp. 53-55, November, 1992.
- [53] GRABOW, G., and TUONG, P.N., und SUONG, N.D., "Betrachtungen zu Flüssigkeits/Feststoff-Strömungen im Laufrad von Radialkreiselpumpen", Chem. Ing.-Tech. V. 65, Nr. 11, S. 1367-1371, 1993.
- [54] WALKER, C.I. and GOULAS, A., "Performance Characteristics of Centrifugal Pumps When Handling non Newtonian Homogeneous Slurries" , Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 198A, No.1, 1984.
- [55] WEIDENROTH, W., "The Influence of Sand and Gravel on the Characteristics of Centrifugal Pumps", Proc. Hydrotransport 1 Conf., BHRA, Cranfield, UK, paper 1, pp 1-28, 1970.
- [56] 3. POMPA KONGRESİ ve Sergisi-Bildiriler Kitabı, Askeri Müze Kültür Sitesi, Harbiye, 24-26 Eylül, İstanbul 1998.
- [57] WILSON, K.C., ADDIE, G.R., and CLIFT, R., "Slurry Transport Using Centrifugal Pumps", Blackie A & P, ISBN 0-7514-0408-X, 1992.
- [58] BERRY, R., "Focus on Slurry Pumping", GIW Industries Publ., World Pumps, 1999.
- [59] BAYSAL, B.K., "Tam Santrifüj Pompalar; Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri", İTÜ Makina Fak., Gümüşsuyu, 1975.
- [60] HOLLMAN, J.P., and GAJDA, W.J., "Experimental Methods for Engineers", 5<sup>th</sup> Edition, McGraw-Hill, 1989.

## ÖZGEÇMİŞ

1952 yılında Trabzon / Köprübaşı' nda doğdu. İlk öğrenimini Köprübaşı' nda, Orta öğrenimini Samsun' da tamamladı. 1973 yılında girdiği Yüksek Teknik Öğretmen Okulu' nun motor bölümünden 1977' de mezun oldu.

Sırası ile Adapazarı Endüstri Meslek Lisesi, Elazığ Endüstri Meslek Lisesi Motor Bölümü Öğretmenliği, Afyon Emirdağ Endüstri Meslek Lisesi Müdürlüğü, Adapazarı Fatih Endüstri Meslek Lisesi Motor Bölümü Öğretmenliği ve atölye şefliği görevlerinde bulundu.

1985 yılından 1990 yılına kadar Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarımsal Mekanizasyon Ana Bilim Dalı' nda; Öğretim Görevlisi, Fakülte Sekreter Vekilliği ve Döner sermaye İşletmesi Müdür Vekilliği Görevlerinde bulundu. Yüksek Lisansı Tarımsal Mekanizasyon Ana Bilim Dalı' nda tamamlandı.

1990 yılında Sakarya Üniversitesi Meslek Yüksek Okulu Motor Bölümü' nde Öğretim Görevlisi olarak çalışmaya başladıktan sonra; Motor Program Başkanı, Otomotiv Program Başkanı ve Müdür Yardımcılığı görevlerinde bulundu. Halen aynı yerde çalışmakta olup Ekim 1994 tarihinden itibaren Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü' nde doktora çalışmasını sürdürmekte olup evli ve üç çocuk babasıdır.

TC. YÜKSEK ÖĞRETİM BAKANLIĞI