

34686

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

34686

**SİRKÜLASYON POMPALARINDA KULLANILAN
ÖNE EĞİMLİ AÇIK KANATLI ÇARKLARIN
TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Mak. Müh. Ethem TOKLU

F.B.E. Mak. Müh. A.B.D. Enerji Mak. B.Dalında

hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK

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

ARALIK 1994

İÇİNDEKİLER

ŞEKİLLER LİSTESİ	vİ
TEŞEKKÜR	vii
TÜRKÇE ÖZET	viii
YABANCI DİLDE (İNGİLİZCE) ÖZET	ix
1. GİRİŞ	1
2. AÇIK KANATLI POMPALARIN ÇALIŞMA TARZI	3
2.1. Çark içindeki Akışın Etüdü	3
2.2. Teğetsel İtme	4
2.3. Kanatlar Arasındaki Basınç Dağılımı	4
2.4. Diferansiyel Basınç Yüksekliğinin Değeri	5
2.5. Dinamik İtme	7
2.6. Kanat Momenti ve Güç	8
2.7. Bağlı Hızın Üniform Olmaması	8
2.8. Hız Diyagramlarının Düzeltilmesi	9
2.9. Taşıyıcı Kanat Teorisinin Temeli İçin İfade	10
2.9.1. Sirkülasyon Dağılımı	11
2.9.2. Yükselme	12
2.9.3. İndirgenmiş Direnç	12
3. DÖNEN ELEMANLARA ETKİ EDEN KUVVETLER	17
3.1. Ağırlık	17
3.2. Değişken Yükler	17
3.2.1. Dinamik	17
3.2.2. Mekanik	17
3.2.3. Hidrolik	17
3.3. Açık Kanatlı Santrifuj Pompada İtme	18
3.3.1. Eksenel İtme	18
3.3.1.1. Dinamik İtme	20
3.3.1.2. Statik İtme	21
4. ARALIK YÜZEYLERİNİN TESBİTİ	25
5. LİTERATÜR TARAMASI	28
6. ETKİ TARZI	30
6.1. Etki Faktörleri	30
6.2. Etki Faktörlerinin Karakteristik Büyüklüklere Etkisi	32

6.2.1.	Etki Faktörlerinin Reynolds Sayısına Bağlılığı	32
6.2.2.	Etki Faktörlerinin Kanat Kuvvetine Bağlılığı	33
6.2.3.	Etki Faktörlerinin Dönme Sayısına Bağlılığı	33
6.2.4.	Kanat Yapı Biçimlerinin Etki Faktörlerine Etkisi	34
6.2.5.	Yanal Aralıkların Etki Faktörlerine Etkisi	35
6.2.6.	Kanat Sayısının Etki Faktörlerine Etkisi	36
6.2.7.	Kanat Genişliğinin Etki Faktörlerine Etkisi	37
6.2.8.	Kanat Açısının Etki Faktörlerine Etkisi	38
6.2.9.	Emme Giriş Ağzının Etki Faktörlerine Etkisi	39
6.3.	Aralık Kayıpları	40
6.3.1.	Aralık Debisinin Etkileri	43
6.3.2.	Aralık Kayıplarının Verime Etkisi	44
7.	SERBEST AKIMLI SOĞUTMA SUYU POMPASININ HESABI	47
7.1.	Açık Kanatlı Öne Eğimli Çarkın Hesabı	48
7.2.	Çark Kanatlarının Projelendirilmesi	52
7.3.	Salyangoz Gövdenin Tayini	53
7.3.1.	Spiral Gövdenin Projelendirilmesi	53
8.	DENEY DÜZENEĞİ	57
8.1.	Genel Bilgiler	57
8.2.	Deney Pompası	58
8.3.	Tahrik Sistemi	60
8.4.	Emme Borusu	60
8.5.	Bağlantı Boruları	61
8.6.	Mobil Cihazı Algılayıcısı	61
8.7.	Valf	62
8.8.	A Deposu	62
8.9.	B Deposu	62
8.10.	Çarklar	63
8.11.	Ölçme Yöntemi	63
8.11.1.	Basınç Farkı Ölçümü	63
8.11.2.	Debi Ölçümü	64
8.11.3.	Dönme Sayısının Ölçümü	64
8.11.4.	Aralık Genişliğinin Ölçümü	64
8.11.5.	Pompa Mil Gücünün Ölçülmesi	64

9.	ÖNE EĞİMLİ KANATLI ÇARKLARLA YAPILAN DENEYLER	65
9.1.	Debi - Aralık Değişimi	65
9.2.	Manometrik Yükseklik - Aralık İlişkisi	67
9.3.	Güç - Aralık İlişkisi	68
9.4.	Verim - Aralık İlişkisi	69
	SONUÇ	70
	KAYNAKLAR	72
	ÖZGEÇMİŞ	75



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Açık Kanatlı Çarklı Sirkülasyon Pompasına Ait Bir örnek	1
Şekil 2.1. Çark içindeki basıncın dağılımı	5
Şekil 2.2. Vektör diyagramlarındaki değişme.	9
Şekil 2.3. Taşıyıcı kanatlarda düzensiz sirkülasyon dağılımında $\Gamma(\gamma)$ oluşumu	10
Şekil 2.4. Çark kanatları etrafındaki sirkülasyon dağılımı	12
Şekil 2.5. Aralık genişlik Parametresi (s) ve Kanat aralığı (t) nin parametresine bağlı olarak kanat kafesinin durumu	13
Şekil 2.6. Kanat ucunun ikincil akımda maruz kaldığı akışın durumu	16
Şekil 3.1. Açık kanatlı bir çarkta aksel itme	19
Şekil 4.1. Debi geçiş yüzeyi A ve aralık genişliği A_{ar} terimlerini açıklayan şema	25
Şekil 6.1. Değişik kanat biçimleri	35
Şekil 6.2. $s=0$ ' da kanat sayısının etkisi	36
Şekil 6.3. Kanat sayısının ψ ve verime bağlı değişim eğrileri	37
Şekil 6.4. Çark genişliğinin, debi, basma yüksekliği ve güce göre değişimi	38
Şekil 6.5. 'a' dan 'h' ye kadar değişik kanat açılarının değişim grafiği	39
Şekil 6.6. Emme giriş yolunun Basınca ve verime olan etkisi	40
Şekil 6.7. Açık ve kapalı radyal çarkların yapı şekli	41
Şekil 6.8. Meridyen kesite göre açık çarklarda aralık akışı	42
Şekil 6.9. Aralık boyutlarının şematik gösterilişi	44
Şekil 7.1. Öne eğimli çarkın görünüşü	50
Şekil 7.2. Giriş ve çıkış hız üçgenleri	51
Şekil 7.3. Değişik salyangoz biçimlerinde gövde başlangıcında basınç sayısı değ	53
Şekil 7.4. Spiral gövde görünüşü	56
Şekil 8.1. Deney düzeneği	57
Şekil 8.2. Deney pompası detay resmi	59
Şekil 8.3. Emme borusu	61
Şekil 8.4. System 20 Mobil Cihazının sensör kesiti (1-Basınç, 2-Sıcaklık, 3-Debi algılayıcıları)	62
Şekil 8.5. Kanat önyüzlerinin dik kesitlerinin değişik konumları	63
Şekil 9.1. Üzerinde deney yapılan çarkların toplu görünüşü	65
Şekil 9.2. Aralık genişliğine bağlı olarak debinin değişimi	66
Şekil 9.3. Aralık genişliğine bağlı olarak manometrik yüksekliğin değişimi	67
Şekil 9.4. Aralık genişliğine bağlı olarak güç değişimi	68
Şekil 9.5. Aralığa bağlı olarak verim değişimi	69

TEŞEKKÜR

Özellikle otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan sirkülasyon pompalarında, açık kanatlı öne eğimli çarklar üzerinde bana çalışma imkanı veren başta Sakarya Üniversitesi Rektörü Prof. Dr. İsmail ÇALLI Beye, Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Otomotiv Anabilim Dalı Başkanı Prof. Dr. Raif DURAK Beye, çalışmalarım sırasında hiçbir yardımı benden esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK Beye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca Kocaeli Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Hidromekanik ve Hidrolik Makinaları Laboratuvarında üzerinde çalışma yapılan deney düzeneğini oluşturan Yrd. Doç. Dr. Süleyman K. YİĞİT Beye yardımlarından dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Çarkların imalatında hiçbir yardımı esirgemeyen İlkay YANIK'a, deneyleri yapmama yardımcı olan Zafer KIZILKAYA'ya ayrıca teşekkür ederim.

SİRKÜLASYON POMPALARINDA KULLANILAN ÖNE EĞİMLİ AÇIK KANATLI ÇARKLARIN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMSEİ

ÖZET

Sirkülasyon pompalarında kullanılan, öne eğimli açık kanatlı çarkların incelendiği bu çalışmada, ilkönce teorik araştırma yapılmıştır. Serbest akımlı bir pompanın çalışmasında, bir dönel çark, büyük iki kenarlı gövde suyun giriş ve çıkışını sağlayan yollar bulunur. Bu gövde çarkın önünü, arkasını, hatta suyun izlediği spiral yapıyı oluşturur.

Çark içindeki akış incelenirken; verime etki eden faktörler araştırılmıştır. Kanatlar arasındaki basınç dağılımını anlatabilmek için teorik bir yaklaşım yapılmıştır. Açık kanatlı pompalarda hemen hemen tüm karakteristik değerler çarkın özelliğine bağlı oldukları için öncelikle, taşıyıcı kanat teorisi ele alınıp araştırılmıştır.

Çark pompa içinde dönen bir eleman olduğu için dönen elemanlara etki eden kuvvetler incelenmiş özellikle çarka etki eden itme konusu araştırılmaya çalışılmıştır. Açık kanatlı çarklı pompalarla ilgili literatür taraması yapılarak bu konuyla ilgili teorik ve deneysel çalışmalar incelenmiştir.

Verime etki eden faktörler detaylı olarak araştırılarak şekil ve bağıntularla ifade edilmiştir. Aralık kaybı akım makinalarının çoğunda oluşan bir kayıp türüdür. bu kayıp türü detaylı olarak incelendikten sonra pompanın hesaplarına geçilmiştir. Açık kanatlı öne eğimli çarkın teorik hesaplaması yapılmış, çark kanatları projelendirilerek salyangoz gövde tayin edilmiştir.

Çalışmanın en önemli bölümü olan deney düzeneği hakkında bilgiler verilerek elemanların vazifeleri anlatılmıştır. Sistemin çalışması, ölçümlerin yapılması ayrıntılı olarak açıklanmıştır. İmal edilen öne eğimli çarklar deneye tabi tutulmuş, aralık genişliğine bağlı olarak debi, manometrik yükseklik, güç ve verim arasındaki ilişki grafiklerle verilmiştir.

Sonuç olarak grafikler irdelenmiş, deneyden elde edilen değerler üzerinde yorum yapılmıştır. Bu sonuçlara göre ideal kanat sayısı ve maksimum verimin elde edildiği durum belirtilmiştir.

AN EXPERIMENTAL AND THEORETICAL STUDY OF THE FORWARD-CURVED OPEN IMPELLER VANES IN CIRCULATION PUMPS

ABSTRACT

In this study concerning with the forward-curved open impeller vanes which are used in circulation pumps, the theoretical analysis were firstly done. In a free flow pump, there exist a rotor, two big body and water inlet and outlet channels. This body consists of front and rear of rotor and even, the spiral structure that water flow through.

When studying the flow through the rotor, the factors influencing on the efficiency were investigated. A theoretical approach was done to be able to explain the pressure distribution between the blades. Since almost all characteristical values for open impeller pumps depend on the rotor types, the blade transport theory was handled.

Since the rotor is rotating element in the pump, the forces acting on rotating elements, particularly on the rotor, were tired to be investigated. Searching the literature about the open impeller pumps, the theoretical and experimental studies were discussed.

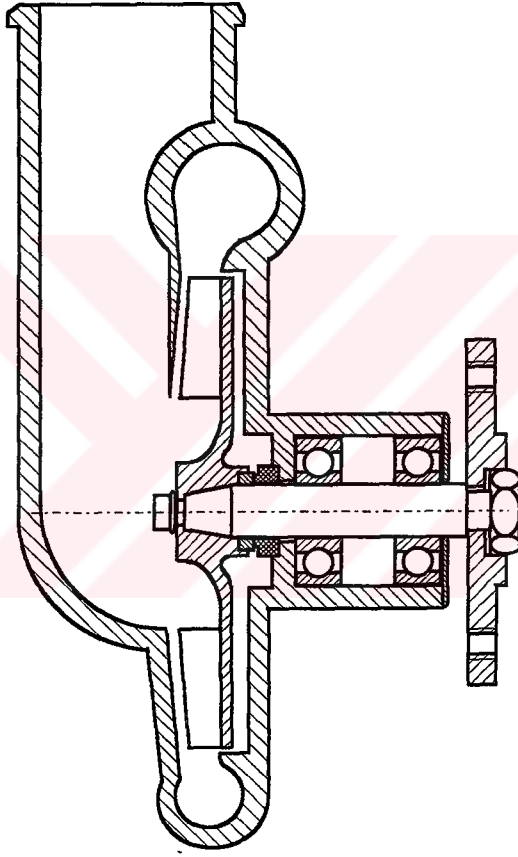
The factors influencing on the efficiency were studied in detail and given by figures and relations. The clearance losses is a kind of loss occuring in most of the hydraulic machines. After this loss were studied in detail, it was passed to pump calculations. The theoretical calculations for the farword-curved open impeller vanes and main body was determined by drawing a project of the rotor blades.

The duties of elements were explained by giving information about the experimental set-up which is the most important part of this study. The operation of the system and the performance of the measurument were given in detail. The manufactured forward-curved open impellr vanes were experienced and the flowrate, manometric heigt, power and efficieny versus the clearance width were given by diagrams.

In couclision, the diagrams were discussed and the experiment results were interpereted. According to these results, the case for ideal number of blades and maximum efficiency were stated.

1.GİRİŞ

Açık kanatlı çarkların kullanıldığı sirkülasyon pompalarının iyileştirilmesi amacıyla Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, Hidromekanik ve Hidrolik Makinaları Laboratuvarında teorik ve deneysel çalışmalara başlanmıştır. Bu maksatla bir deney düzeneği geliştirilmiş ve çeşitli biçimlerdeki pompa dönel çarkları deneye tabi tutulmuştur. Şekil 1.1'de açık kanatlı çarklı sirkülasyon pompasına ait bir örnek görülmektedir.



Şekil 1.1. Açık kanatlı çarklı sirkülasyon pompasına ait bir örnek

Pompanın projelendirilmesinde düşünülen değerlerin tesbiti için ilk önce karakteristik değerler kabul edilmiştir. Bu kabullerle oluşturulan deney düzeneğinde özellikle aralık genişliğinin sistemin basıncına, debisine verimine ve diğer büyüklüklere etkisini bilmemiz mümkün olmamıştır. Deneyler sırasında dönen çark ile gövde arasında kalan aralık genişliğinin büyük etkisinin olduğu tespit edilmiştir.

Denenen pompa, literatür verilerine göre aralık genişliğinden beklenenden daha çok fayda sağladığı görülmüştür. Esasında soğutma suyu pompasını iyileştirme çalışmalarında bu problem çeşitli biçimlerdeki dönel çarklar üzerinde deney yapılarak çözülmeye çalışılmıştır.

Bir pompanın deneme yanılma yoluyla tasarımı zaman ve maliyet açısından uygun değildir. Burada önemli olan özgül enerjisine, verime ve diğer büyüklüklere aralık genişliğinin etkisinin değerini önceden tahmin etmektir. Böylece çalışma noktası kolayca tesbit edilebilir.

Açık kanatlı pompalar tıkanmaya karşı duyarlı olmayıp diğer pompalara göre daha yüksek emme gücüne sahiptirler. Lağım suları, hamur, çamur gibi katılaşmış sıvıların pompalanmasında en uygun pompa tipi açık kanatlı pompalardır. Bu tip pompalar normal tiplerden çarkların konstrüksiyonu bakımından farklılık gösterirler.

Kullanıldıkları yerler bakımından sadece yukarıda sayılan yerler değil hemen hemen sıvı pompalamayla ilgili her alanda geniş bir kullanım yerine sahip olan açık kanatlı pompalar, verimlerinin düşük olmasına bakılmaksızın özellikle imalatçı firmalar tarafından üretilip kullanılmaktadır.

Her ne kadar kapalı çarklara nazaran verimleri çok kötü ve harcadıkları birim enerjileri fazla isede, açık kanatlı pompaların diğer bir avantajlı tarafı, çark imalatlarının kolay olmasıdır. Genellikle dökülerek imal edilen bu tip çarkların modelleri çok kolay yapılmakta, çok kısa zamanda dökülebilmektedir. Bu yüzden gerek maliyet gerek zaman açısından uygun olan açık kanatlı çarklar uygulamada tercih sebebi olmaktadır.

Açık kanatlı pompalarla ilgili bu çalışmada pompa ve çarkların öncelikle teorik araştırmaları yapılmış ve oluşturulan deney düzeneği üzerinde değişik deneyler yapılarak edilerek elde edilen iyi veya kötü sonuçlar konu edilmiştir.

2. AÇIK KANATLI POMPALARIN ÇALIŞMA TARZI

Serbest akımlı bir pompanın çalışmasında, bir dönel serbest çark, büyük iki kenarlı gövde ve suyun giriş çıkışını sağlayan yollar bulunur. Bu gövde çarkın önünü, arkasını, hatta suyun izlediği spiral yapıyı oluşturur.

Akışkan pompa içinden geçerken meydana gelen kayıplar sürtünme ve girdaplardan doğar. Bu kayıplar kinetik enerjinin bir kısmının basınç enerjisine dönüşmeyip, vizkozite kuvvetleri ve girdaplara karşı harcanmasından meydana gelir. Kinetik enerjinin azalan bu kısmı akışkan içinde ısı şeklinde yayılır. Gerçek bir akışı meydana getiren faktörler şunlardır:

1- Potansiyel enerjiyi meydana getiren statik basınç farkı p ve h

2- Özgül kinetik enerjiyi meydana getiren $g \cdot h = \frac{c^2}{2}$ ifadesidir

Genel olarak çarklarda ve yayıcıda kanallar çok dar oldukları için sınır tabakanın rolü çok önemlidir. Sınır tabaka kalınlığı akış boyunca gittikçe artar ve belli bir mesafeden sonra sabitlenir. Sınır tabaka içindeki hareket, bilhassa statik basınçların farkından meydana gelmektedir.

2.1. ÇARK İÇİNDEKİ AKIŞIN ETÜDÜ

Serbest akımlı bir pompada, çark içindeki akış incelenirken performansa etki eden önemli faktörlerin bilinmesi gerekir. Bu faktörler şunlardır.

- a- Giriş ve çıkış borularındaki enerji kaybı
- b- Çarkın içindeki enerji kaybı
- c- Kanatların et kalınlığı nedeniyle hız üçgenlerinin ideal durumdan farklı olması
- d- Çarkın dönme etkisi nedeniyle sıvının çarka girmeden önce dönmeye başlaması yani girişte bir dönme hızı bileşeninin doğması
- e- Akışkanı iten kanatların akışkana istenilen ivmeyi verememesidir

Yukarıda belirtilen bu faktörlerden en önemlisi ivme faktörüdür (Özerengin 1972). Bu yüzden öncelikle ivme büyüklüklerinin incelenmesi faydalı olacaktır.

2.2. TEĞETSEL İVME

Dönme ve sürüklenme hareketinin bileşiminden meydana gelen bir harekette, dönme dairesine teğet bir ivme doğar. Bu ivmeye Coriolis ivmesi denir. Bu ivmenin değeri:

$$\mathbf{a} = 2 \cdot \frac{dr}{dt} \cdot \frac{d\theta}{dt} \text{ 'dir.} \quad (2.1)$$

$dr \Rightarrow dt$ zamanında dönme merkezinden uzaklaşma,

$d\theta \Rightarrow dt$ zamanında açısal dönme

Pompalarda radyal hız sabit olup

$$\frac{dr}{dt} = u = \text{sabit} \quad (2.2)$$

Aynı zamanda dönme hızında sabit olduğundan

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega = \text{sabit.} \quad (2.3)$$

Şu halde sıvı bir elemanın çark içindeki teğetsel ivmesi;

$$\mathbf{a} = 2 \cdot u \cdot \omega \quad (2.4)$$

olur. Burada u çevresel hız, ω ise açısal hızdır.

2.3. KANATLAR ARASINDAKİ BASINÇ DAĞILIMI

Çark kanatları arasındaki basınç dağılımını anlatabilmek için teorik bir yaklaşımla dönel çarkın hareketi esnasında kanada girmeden önce akışkana u_1 çark hızına eşit bir dönme hızı veren, sabit yön verici kanatların mevcut olduğunu kabul edelim. Bu suretle girişte enerji kaybı olmaz. Dönen çark içinde girişten çıkışa doğru hareket eden akışkan iki ivmenin etkisinde kalır.

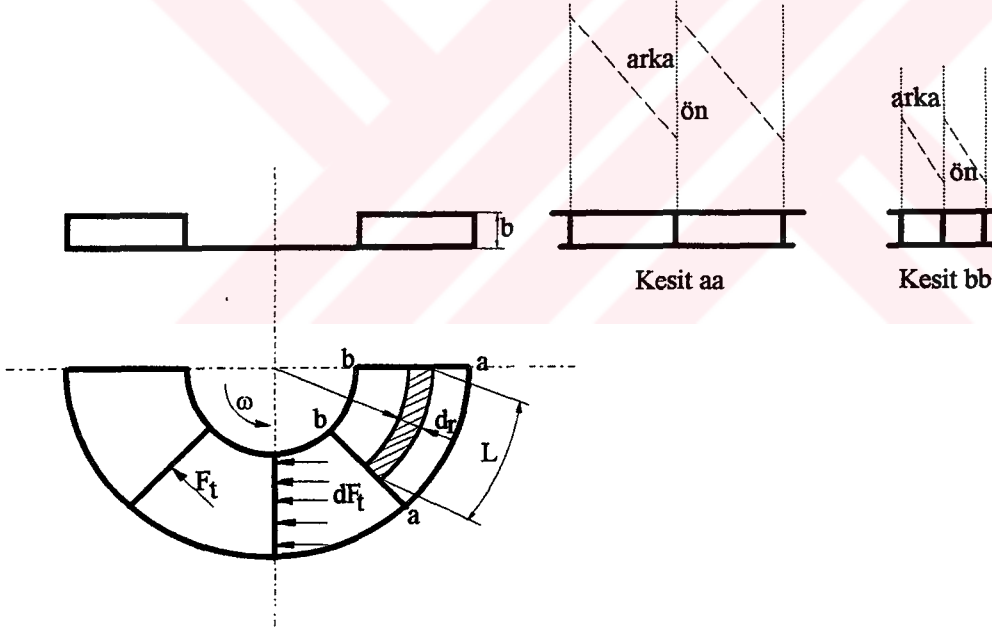
- a) Radyal ivme etkisi ile, basınç iç çevreden dış çevreye doğru artar.
- b) Teğetsel ivmenin etkisi ile bir kanadın arkasından, kanadın önüne doğru, yine bir basınç artımı doğar. Bu basınç artımı kitaplarda bahsedilen lineer ivme halindeki basınç artımının aynısıdır. Bu artımı sıvının yoğunluğuna bölerek basınç yüksekliği artımı h_d bulunur.

$$h_d = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} \quad (2.5)$$

Bu artıma aynı zamanda diferansiyel basınç yüksekliği denilmektedir.

2.4. DİFERANSİYEL BASINÇ YÜKSEKLİĞİNİN DEĞERİ

İki kanat arasında kalan "dr" radyal genişliğindeki bir sıvı elemanını inceleyelim.



Şekil 2.1. Çark içindeki basıncın dağılımı.

z kanat sayısı olmak üzere elemanın uzunluğu;

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r / z \quad (2.6)$$

Şeklinde ifade edilir.

Burada kanadın genişliği (diskler arası mesafe) b ise elemanın kütlesi

$$m = \rho \cdot L \cdot b \cdot dr \quad (2.7)$$

olur. Bu eleman $2 \cdot u \cdot \omega$ teğetsel ivmesine sahip olduğundan suya etki eden kuvvet

$$F = m \cdot 2 \cdot u \cdot \omega$$

$$F = \rho \cdot L \cdot b \cdot dr \cdot 2 \cdot u \cdot \omega \quad (2.8)$$

olur. Bu kuvvet, elemanın $b \cdot dr$ yüzeyine gelen basınç kuvvetleri arasındaki farka eşit olacaktır.

$$(p_2 - p_1) \cdot b \cdot dr = F \text{ ise;}$$

$$(p_2 - p_1) \cdot b \cdot dr = \rho \cdot L \cdot b \cdot 2 \cdot u \cdot \omega \cdot dr$$

$$p_2 - p_1 = 2 \cdot \rho \cdot L \cdot u \cdot \omega \quad (2.9)$$

Halbuki diferansiyel basınç yüksekliği

$$h_d = \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} \text{ olduğundan}$$

$$h_d = \frac{2 \cdot L \cdot u \cdot \omega}{g} \text{ olacaktır.} \quad (2.10)$$

Diğer taraftan $L = 2 \cdot \pi \cdot r / z$ ve $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60$ olduğuna göre diferansiyel basınç yüksekliği

$$h_d = \frac{8 \cdot \pi^2 \cdot r \cdot u \cdot n}{60 \cdot g \cdot z} \quad (2.11)$$

olarak bulunur. Görüldüğü gibi h_d diferansiyel basınç yüksekliğinin değeri ;

- Çarkın iç çevresinden dış çevresine doğru üniform olarak bütür.
- Akışın radyal hızı (u) ile doğru, dolayısıyla debi ilede doğru orantılıdır.
- Kanat sayısı (z) ile ters orantılıdır.
- Çarkın dönme sayısı (n) ile doğru orantılıdır,

denilir. h_d ifadesinde $u = dr / dt$ yazılarak eşitlik entegre edilirse,

$$h_d = \frac{8 \cdot \pi^2 \cdot r \cdot n}{60 \cdot g \cdot z} \cdot \frac{dr}{dt}$$

$$\int_{t_1}^{t_2} h_d \cdot dt = \int_{R_1}^{R_2} 8 \cdot \frac{\pi^2 \cdot n}{60 \cdot g \cdot z} \cdot r \cdot dr$$

$t_2 - t_1 = t$ denirse;

$$h_d \cdot t = \frac{\pi^2 \cdot n}{15 \cdot g \cdot z} \cdot (R_2^2 - R_1^2)$$

$$h_d = \frac{\pi^2 \cdot n}{15 \cdot g \cdot z \cdot t} \cdot (R_2^2 - R_1^2) \quad (2.12)$$

olarak diferansiyel basınç yüksekliği denklemi bulunur.

2.5. DİNAMİK ETKİ

h_d çarkın dönmesi sonucunda meydana gelmekte ve kanadın sıvıyı iten yüzeyine etki etmektedir. Bu etkinin toplamına dinamik etki denir. Kanadın $b \cdot dr$ yüzey elemanına gelen kuvvet:

$$df = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot dr \quad (2.13)$$

olduğundan

$$F = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot (R_2 - R_1) \quad (2.14)$$

olacaktır. Burada Dinamik etki olayı doğrudan bir kuvvet aktarımı olayıdır.

2.6 . KANAT MOMENTİ VE GÜÇ

Teğetsel df kuvvetlerini kendi r yarı çapı ile çarparak iç ve dış yarı çaplar arasında entegrali alınırsa bir kanadın suya aktardığı moment bulunur. Bu moment ifadesi aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$M = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot df = \int_{R_1}^{R_2} \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot r \cdot dr$$

$$M = 1/2 \cdot \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot (R_2^2 - R_1^2) \quad (2.15)$$

Moment ifadesi açılmal hızla ve kanat sayısı ile çarpılarak suya aktarılan toplam güç bulunur.

$$P = M \cdot \omega \cdot z$$

$$P = \frac{1}{2} \cdot b \cdot \rho \cdot g \cdot \omega \cdot z \cdot h_d (R_2^2 - R_1^2) \quad (2.15)$$

2.7. BAĞIL HIZIN UNIFORM OLMAMASI

Belli bir yarıçapta, akışkanın çarka göre w bağıl hızının uniform olduğu kabul edilir. Bu düşünceye göre, bu yarıçapta toplam enerjinin değeri bir noktadan diğerine değişmesi gerekir. Çünkü basınç enerjisi, bir kanadın ardından diğer kanadın önüne doğru büyümekte ve de hız enerjisi sabit kalmaktadır. Dolayısıyla bu ikisinin toplamı olan toplam enerjinin değeri de değişmektedir. Halbuki bu yarıçaptaki her sıvı elemanı aynı teğetsel ivmeye sahip olmaktadır. Şu halde toplam enerji sabit olmalıdır. Bu iki düşünce tarzı ile elde edilen sonuçlar birbirlerini tutmamaktadır. Bu yüzden olayın çözümlenmesi için başka bir çözüm tarzı düşünülmelidir.

Yeni düşünceye göre radyal hız uniform olmamalıdır. Kanadın arka yüzeyine yakın noktadaki bağıl hızlar, ön tarafındaki bağıl hızlardan büyük olmalıdır. Öyleki hız enerjisi farkı ile basınç enerjisi farkı birleştiğinde yarıçap boyunca toplam enerji sabit kalmalıdır. O zaman akım çizgileri kanadın arka tarafında daha sıklaşır Kovats (1962).

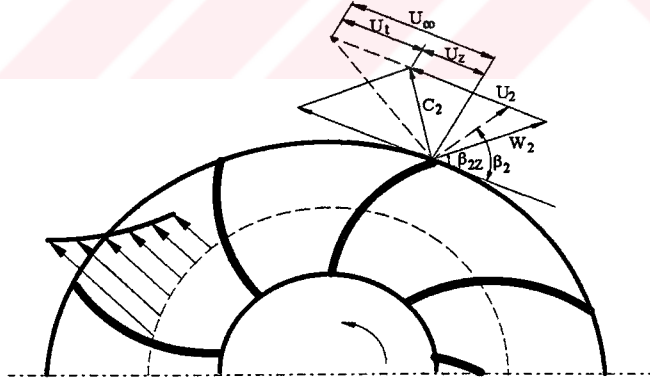
Yukarıda anlatılan bu sonuca başka bir yoldan da varabiliriz. Yatay bir disk üzerine, içinde su olan bir kapsül konulduğu düşünülürse disk döndürülse bile kapsülün aynı kaldığı görülür. İki kanat arasındaki sıvı çark dönüş yönüne göre ters dönüş yapar. Radyal bağıl hız ile bu ters dönüş hızının bileşimi sonucu kanadın ardında bağıl hız büyür, önünde ise küçülür Şekil 2.2.

2.8. HIZ DİYAGRAMLARININ DÜZELTİLMESİ

Hakiki pompalarda olduğu gibi kanatlar eğri de yapılırsa yukarıdaki düşünce ve sonuçlar yine geçerlidir. Şu halde hız üçgenlerini düzeltmek gerekir.

Kanatlar arası mesafe sonsuz küçük ise yani kanat sayısı sonsuz ise ters dönüş ve kanatlar arası hız dağılımı olmaz. Bu ideal durum için sıvı dönme hızını u_{∞} , belli bir sayıdaki kanat için bu hakiki dönme hızını u_z ile gösterelim. Bu durumda akışkan kanadı, $u_z = u_{\infty} - u_t$ gibi bir dönme hızıyla terk edecektir. Burada u_t hızı ters sirkülasyondan doğan hızın teğetsel bileşenidir.

Bu yüzden tüm vektör diyagramı değişmek zorundadır. Zira β_2 açısı β_{2z} olur. Ayrıca şekil 2.2' de görüldüğü gibi $\beta_{2z} < \beta_2$ olacaktır.

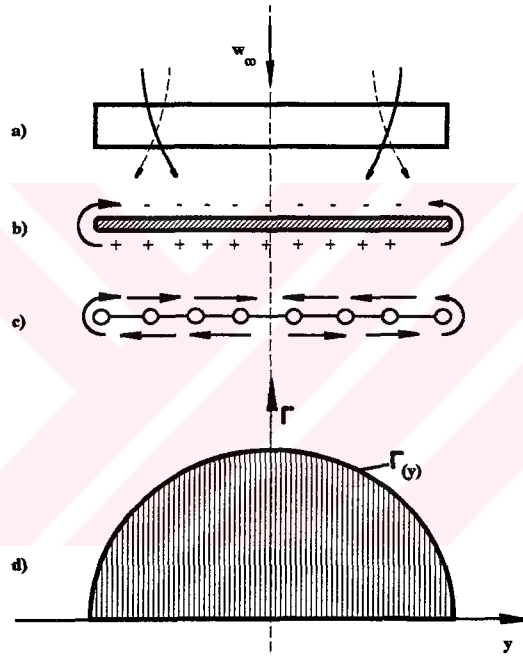


Şekil 2.2. Vektör diyagramlarındaki değişim.

Kanat sayısı belirli olan açık kanatlı çarkın çıkışındaki bu değişim aynen çark girişinde de meydana geleceği için hesaplamalarda bu tip değişmelerin göz önüne alınması gerekir.

2.9. TAŞIYICI KANAT TEORİSİNİN TEMELİ İÇİN İFADE

Albert Betz(1959) taşıyıcı kanat teorisini temel alarak, açık kanatlı çarklarda aralık etkisini hesaplamak için ifade geliştiren öncü kişilerdendir. Sonsuz uzunlukta, taşıyıcı kanatlarda kanat sonları etrafında, kanat alt yüzeyinde yüksek basınç ve kanat üst yüzeyinde alçak basınç oluşmakta ve bu yüzeyler arasında bir kısmi basınç dengesi meydana gelmektedir. Bu basınç dengesi ile kanatlarda basınç artımı azalmaktadır. Aynı zamanda kanat alt yüzeyinden kanat alt ucuna doğru ve kanat üst yüzeyinden içeriye doğru yönlendirilmiş ikincil hareketler oluşmaktadır.



Şekil 2.3. Taşıyıcı kanatlarda düzensiz sirkülasyon dağılımında $\Gamma(y)$ oluşumu.

- Taşıyıcı kanadın üstten görünümü,
- Kanat alt ve üst kısmındaki basınç farkından dolayı, kanat uçlarının akışa maruz kalması,
- Kanat arka kısmında girdap oluşması,
- Sonsuz genişlikte taşıyıcı kanatlarda sirkülasyon dağılımı,

Bu ikincil hareketler düzlemsel bir savurma tabakasına benzemektedir. Savurma tabakasını oluşturmak için bir kuvvete ihtiyaç vardır. Bu kuvvete indirgenmiş direnç denilmekte olup, (W) olarak adlandırılır.

Bu durum ayrıca sürtünmesiz akışlarda oluşmaktadır. Bu kuvvete taşıyıcı kanadın ileri hareketinde ayrıca profil direncide ilave edilmelidir. Yapılacak hesaplama aşağıdaki sonuçları verir.

2.9.1. SİRKÜLASYON DAĞILIMI $\Gamma(Y)$

Sonsuz sayıdaki taşıyıcı kanatlarda sirkülasyon bütün kanat uzunluğu boyunca sabit değildir. Bilakis kanat sonlarına doğru azalmaktadır.

Kanadın iki yüzeyi arasındaki basınçların farklı olmasından dolayı hız dağılışı da farklıdır. Kanadın üzerinde herhangi bir noktada w_{∞} hızı $\Delta W''$ kadar azalmış buna karşı sırt üzerinde $\Delta W'$ kadar artmıştır. Bu hız farklarının neticesi $\Delta W'$ den $\Delta W''$ 'ye doğru u_u dönme hızının oluşmasına neden olur. Bu hızın sonucu

$$\Gamma = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot u_u \quad (2.17)$$

şiddetinde bir sirkülasyon akışı meydana gelir. Bu sirkülasyon akımıyla ilgili Schulz(1977) denklemleri önerilmiştir. (Γ) sirkülasyon dağılımı bir girdap ipçğine koyularak aynı sonuç elde edilir.

Kanatta oluşan sirkülasyon kuvveti

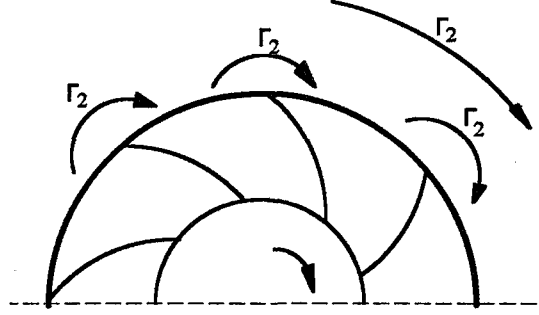
$$\mathbf{F} = \rho \cdot \Gamma \cdot \mathbf{W}_{\infty} \cdot \mathbf{b} \quad (2.18)$$

veya sirkülasyon dağılımı

$$\Gamma = \pi \cdot \mathbf{W}_{\infty} \cdot L \cdot \sin\delta \quad (2.19)$$

olur. Schulz(1977) teoremine göre bir plak etrafındaki sirkülasyon dağılımı hücum açısının ve hızının fonksiyonudur. Farklı noktalarda basıncın ve hızın değişiminin analizi çok karışıktır.

Elektriksel veya mekanik ölçümler yapılmak suretiyle kanatların etrafındaki sirkülasyonun rolünü kolayca anlamak mümkündür. Aşağıdaki şekilde kanatların etrafındaki sirkülasyon dağılımı görülmektedir.



Şekil 2.4. Çark kanatları etrafındaki sirkülasyon dağılımı.

2.9.2. YÜKSELME (A)

Kanat uzunluğuna göre, sirkülasyon dağılımı $\Gamma(Y)$ entegre edilirse sonsuz uzunlukta taşıyıcı kanadın yükselme miktarını elde ederiz. Eğer bir kanat etrafındaki sirkülasyon Γ_k ve kanat sayısı z ise bu çarkın önünde, arkasında ve kanat etrafındaki sirkülasyonların farkı;

$$\Gamma_z = \frac{\Gamma_2 - \Gamma_1}{z} \quad (2.20)$$

şeklinde ifade edilir. Eğer akışkan çarka ilk dönmesiz olarak giriyorsa $\Gamma_1 = 0$, bu durumda

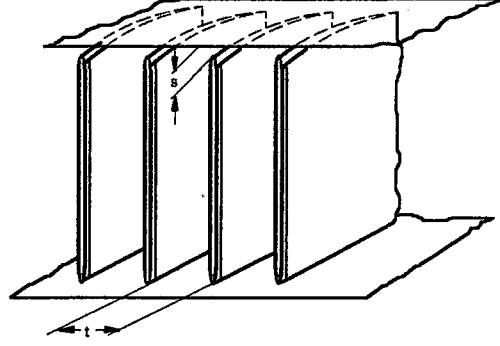
$$\Gamma_2 = z\Gamma_z$$

olur. Kanat sayısı belli olan çarklarda Γ_z sirkülasyonu çevrede kanat çıkış hızının uniform olmamasına neden olur. Ancak bu hız muayyen bir mesafede uniform olur. Bu yüzden Γ_z bir ortalama değer alır.

2.9.3 İNDİRGENMİŞ DİRENÇ (W)

Sirkülasyon dağılımından yükselme miktarı bulunabileceği gibi indirgenmiş direnç de bulunabilir. Betz (1959) aynı yolu açık kanatlarda aralık kayıplarının hesaplanmasında uygulamaktadır. Bu nedenle taşıyıcı kanadın modeline iki nokta daha eklenmesi gerekir.

- a) Taşıyıcı kanat sonunda s kadar mesafede sabit bir duvar bulunmaktadır.
 b) Bilakis taşıyıcı kanatlardan oluşan bir kafes sistemi kabul edilecektir. Bu taşıyıcı kanatlar sabit kalan bir (t) mesafesi ile sıralanmaktadır.



Şekil 2.5. Aralık genişlik Parametresi (s) ve Kanat aralığı (t) nin parametresine bağlı olarak kanat kafesinin durumu.

Bu şekil elde edilen kanat kafesi için Betz (1959) sonsuz taşıyıcı kanattaki sirkülasyon dağılımı $\Gamma(Y)$ hesabına benzer hesap yönteminden yola çıkarak her bir kanat için yükselme miktarı (A) ve indirgenmiş direnç (W) yi aralık genişliğine bağlı olarak hesaplamıştır. Yükselme miktarından, aralık genişliğine bağlı olarak kanat işini aşağıdaki bağıntılardan hesaplamak mümkündür.

$$Y_k = \frac{1}{2} \cdot C_a \cdot L \cdot z \cdot n \cdot W_\infty \quad (2.21)$$

burada

$$C_a = \frac{A}{\rho \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \cdot L \cdot b} \quad (2.22)$$

alınırsa ifade aşağıdaki şekli alır.

$$Y_k = \frac{A \cdot z \cdot n}{W_\infty \cdot \rho \cdot b} \quad (2.23)$$

Kanatlarda oluşan enerji kaybı indirgenmiş direnç W_i ile kanat kafesindeki ortalama bağıl hızın çarpımı (w_∞) sonucu elde edilir. Burada dikkat edilmesi gereken husus kanadın arkasında oluşan savurma yüzeyini meydana getirebilmek için gerekli olan enerjinin ilk önce hesaplanması gerekir.

Fakat burada diğer bir düşünce tarzı ise, savurma yüzeyinde bulunan kinetik enerjinin gerçek akışta, bir kısmı pompa tarafından ısıya dönüştürülür.

Bütün kanatlar için toplam enerji kaybı

$$E_{kt} = z \cdot W_i \cdot w_\infty \quad (2.24)$$

Burada

- W_i :İndirgenmiş direnç (N)
 w_∞ :ortalama bağıl hız (m/s)
 z :kanat sayısı

Elde edilen enerji kaybı E_{kt} , kütleli debiye (m) böldüğümüz zaman özgül aralık kaybı h_{kar} elde edilir.

$$h_{kar} = \frac{w_\infty \cdot W_i}{m} \cdot z \quad (2.25)$$

bulunur. Bu ifade z , w_∞ ve m normal olarak bilinmektedir. Ancak burada zorluk indirgenmiş direncin (W_i) nin belirlenmesindedir. Bunun için Betz (1959) W_i nin hesabı için denklem önermiştir. Ancak bu denkleme göre hesaplanan aralık kaybı h_{kar} gerçekten gözlenen kayıplardan çok büyüktür.

Hesaplanan ve ölçülen değerler arasındaki sapmaların iki nedeni vardır. Birincisinde, Betz(1959) hesaplamalarında sürtünmesiz akımı göz önünde bulundurmaktadır.

İkincisinde ise denklemlerde bir takım kabuller yapmıştır. Bir matematik işlem için ilave olarak sürtünmesiz akımlar için bir takım kabuller ve başka sadeleştirmeler yapılabilir. Bu kabuller aşağıda açıklandığı gibidir

1) Aerodinamik taşıyıcı kanat teorisinde elde edilen sonuçları problemde uygulayabilmek için kafeslerde meydana gelen yönlendirmenin küçük olduğu.

2) Kanat genişliği (b) boyunca bir eliptik sirkülasyon dağılımının $\Gamma (y)$ olduğu

3) Kanadın aralık bölgesinde aradaki açıklığın sonsuz küçük olduğu .

4)- Kanatların oldukça dar olduğu yani $\frac{t}{b} = \frac{\text{kanat bölünmesi}}{\text{kanat genişliği}}$ İlişkinin küçük olduğu, kabul edilmektedir Epling(1981).

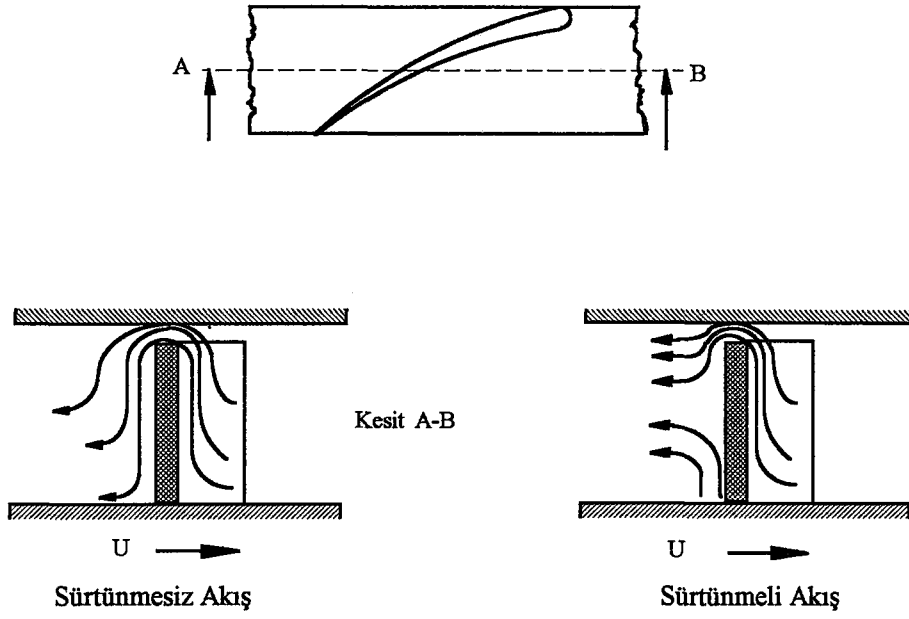
Bu sadeleştirmeye rağmen sürtünmesiz akımlarda bile bu hesaplamaların sonucu sadece belirli aralıklar için geçerlidir.

Sürtünmeli akımlarda ise birçok seri etken faktörler ilave edilmelidir. Fakat bunlar potansiyel teoride dikkate alınmaz. Dean(1960) de bu etkileri ayrıntılı olarak göstermiştir. Bu etkileri kısaca aşağıdaki gibi özetleyebiliriz.

i) Aralıkta oluşan sürtünmeden dolayı kanat alt ve kanat üst tarafları arasında basınç dengesi tam değildir. Potansiyel teorisinin kabul ettiği gibi kanatlarda basıncın arttığı, kanat uçlarına doğru sıfır değerine düştüğü kabul edilmektedir. Teorik olarak beklenenin aksine kanat işi artan aralık genişliği ile daha az azalma gösterir. Aralıkta oluşan sürtünmeyi teorik hesaplamak mümkün değildir. Bu yüzden hesap yapmak zorlaşır.

ii) Kanadın emme tarafından mile doğru oluşan basınç artımı kanat içinde akış oluşmasına neden olur. Ancak kanadın emme tarafında oluşan aralık akımı yeterli enerjiye sahip olmamaktadır. Bu nedenle aralık akımı, kanat sonunda belirli bir mesafede kanat yüzeyinden ayrılmaktadır.

iii) Açık çarklarda olduğu gibi kapalı çarklarda da kanat kanallarında ikincil akımlar oluşmaktadır. Bu ikincil akımlar kanat üst yüzeylerinin hız ve basınç dağılımlarına etki etmektedir.



Şekil 2.6. Kanat ucunun ikincil akımda maruz kaldığı akışın durumu.

Yukarıda anlatılan nedenlerden dolayı Potansiyel teoride hesaplama aralık etkisini sayısal olarak doğru bir şekilde vermez. Fakat aralığa etki eden temel olayları açıklama imkanı verir. Nitekim potansiyel teoriye dayanarak ortaya atılan değişik denklemler gerçek sonuçları verememektedir.

3. DÖNEN ELEMANLARA ETKİ EDEN KUVVETLER

3.1.AĞIRLIK

Dönen elemanların tamamı mil, çark, kavrama veya kayış kasnak mekanizmasının ağırlığı yataklar tarafından karşılanır. Genellikle simetrik dönen parçaların ağırlığının az olmasına dikkat edilir. Bu yüzden pompa imalatında hafif malzemeler tercih sebebidir. Ancak içten yanmalı motorlarda kullanılan çarklarda kır dökme demir kullanılmaktadır.

3.2. DEĞİŞKEN YÜKLER

3.2.1. DİNAMİK

İmalat sırasında çarkın dinamik balansı iyi yapılmamış ise veya korozyon ve başka sebeplerle zamanla bozulursa santrifüj kuvvetlerin etkisiyle mile değişken yükler etkir. Eksantriklik ne kadar büyükse bu kuvvetler o oranda büyür. Çarkların kullanılacakları yere bağlanmadan balans kontrollerinin yapılması faydalı olacaktır.

3.2.2. MEKANİK

Kayış iyi merkezlenmemiş, kavramalar dengesiz, gövdede şekil değişmesi gibi etkenler sistemde ek kuvvetlerin doğmasına neden olur. Özellikle içten yanmalı motorlarda pompa ile elektrik jeneratörünü döndüren kayışın aşırı gerilmesi pompa miline ek bir kuvvetin gelmesine sebep olur.

3.2.3. HİDROLİK

Çark çevresi boyunca basınç dağılımlarının düzenli olmaması dolayısıyla mil üzerine etki eden değişken kuvvetler oluşabilir Pompanın gövdesi debinin normal çalışma şartları için boyutlandırılmıştır. Bu normal çalışma şartlarında bir ek kuvvet yok iken debinin artması veya azalması halinde yeni kuvvetler meydana çıkar.

3.3. AÇIK KANATLI SANTRİFÜJ POMPADA İTME

Bir radyal çark üzerine tesir eden itme kuvvetleri şunlardır .

1- Arka yüzey üzerinde esas itibari ile p_2 basıncı tarafından meydana getirilen ve diskin arka yüzeyindeki akışkanın dönmesi ile içeri doğru Δp kadar azalan basınç sonucu oluşan itme kuvveti emme ağızı tarafına doğru yönelmiştir.

2- Hareket miktarının değişmesinden doğan $\rho \cdot u_0^2 \cdot A_0$ itmesi basma tarafına doğru yönelmiş olup A_0 giriş alanına tesir eder.

3.3.1. EKSENEL İTME

Yukarıda sözü edilen basınç değerleri :

$$p_2 = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2 - w_2^2 + w_1^2) \quad (3.1)$$

veya

$$p_2 = \rho \cdot g \cdot \left(H - \frac{g \cdot H^2}{2 \cdot \eta_h \cdot u_2^2} \right) = \rho \cdot g \cdot H \cdot \left(1 - \frac{\Psi}{4 \cdot \eta_h} \right) \quad (3.2)$$

Hidrolik çarklardaki yük kayıpları ve basınç düşüşleri aşağıdaki denklemlerle tayin olunur.

q_f' kaçak debiyi, μ daralma sayısını göstermek üzere

$$q_f' = \mu_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta p_2}{\rho}} = \mu_0 \cdot \pi \cdot D_0' \cdot S_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta p_0}{\rho}} \quad (3.3)$$

olmalıdır Koavats/Desmur(1968). Bu denklemden

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_0} = \left[\frac{D_0' \cdot S_0 \cdot \mu_0}{D_2 \cdot S_2 \cdot \mu_2} \right]^2 \quad (3.4)$$

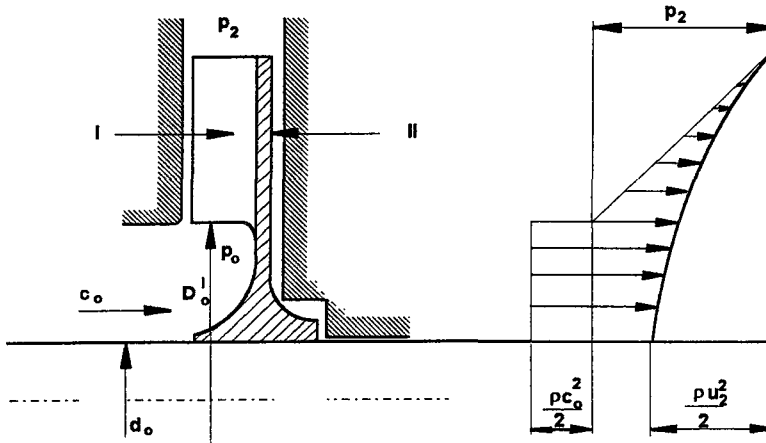
$$\Delta p_{w1} + \Delta p_0 = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p}{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}} \cdot p_2$$

$$\Delta p_2 = \frac{\frac{\Delta p_2}{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}}{1 + \frac{\Delta p}{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}} \cdot p \quad (3.5)$$

$$\Delta p_{w1} = \rho \cdot \left(\frac{u_2^2 - u_0'^2}{8 \cdot g} \right) \quad (3.6)$$

$$\Delta p_{wII} = \rho \cdot \left(\frac{u_2^2 - u_0^2}{8 \cdot g} \right) \quad (3.7)$$

Bu hesaplarda şekil 3.1'de görülen çarkı çevreleyen I ve II hücrelerinde, sıvı kütlesinin (dış gövde hareketsiz olduğu için) çarkın açısal hızının yarısına eşit bir hızla blok halinde döndüğü kabul edilmiştir. Bu deneylerle ispatlanmıştır Schulz-Grunow (1935).



Şekil 3.1. Açık kanatlı bir çarkta aksenal itme.

Bir paraboloidin hacminin aynı dış çapta ve aynı yükseklikte bir silindirin hacminin yarısına eşit olduğu göz önünde bulundurularak, aşağıdaki ifade bulunur.

$$F_e = \frac{\pi}{4} \left[(D_2^2 - D_0^2) \cdot \Delta p_2 + (D_0' - d_0) \cdot (p_2 - \Delta p_{w1} - \rho \cdot \frac{u_0'^2 - u_0^2}{16 \cdot g} - \frac{\rho \cdot c_0^2}{g}) \right] \quad (3.8)$$

3.3.1.1. DİNAMİK İTME

Ön kapağı olmayan bir radyal çarktaki aksenal itme giriş ağız tarafındaki basınç dağılımının hemen hemen lineer kaldığı kabul edilerek hesaplar yapılır.

Çark tarafındaki itme bu halde, yüksekliği p_2 ve tabanı $D_2 - D_0'$ olan üçgenin eksen etrafında döndürülmesiyle meydana gelen hacime tekabül eder.

Şekil 3.1.' de görülen açık kanatlı bir çarkta emme tarafına yönelmiş olan aksenal itme kuvveti aşağıdaki yaklaşık formülle hesaplanabilmektedir.

$$F_e = \frac{\pi}{4} \left[\frac{p_2}{3} (D_2^2 + D_0'^2 + D_2 \cdot D_0') - D_2^2 \cdot \rho \cdot \frac{u_2^2}{16 \cdot g} - (D_0'^2 - d_0^2) \frac{\rho \cdot c_0^2}{g} \right] \quad (3.9)$$

Radyal bir çarkta merkez doğrultusundaki itme kuvvetleri eğer çark bir difüzörle çevrilmişse, bütün akış rejimlerinde birbirlerini dengelerler. Şayet çarktan çıkan akışkan bir salyangoza giriyorsa durum böyle değildir.

Üretilen basma yüksekliği salyangozun hesap edildiği yükseklikten büyükse, çarktan çıkışta alanlar kanununa uymaz. Zira c_{u3} daha yüksektir ve debi (dolayısıyla c_{m1} ve c_{son}) hesaplardaki (k_f / ψ) değerine tekabül eden değerlerden daha küçüktür.

$$\frac{S}{R} = 4 \cdot \frac{k_f}{\Psi} \cdot D_2 \cdot \eta_h \quad (3.10)$$

Bunun sonucu olarak salyangozun 0° ile 180° arasındaki birinci kısmında basınçlar normal değerlerinden daha küçük buna mukabil salyangozun 180° ile 360° arasındaki ikinci kısmında yani hızın c_{son} değerine kadar yavaşlatıldığı kısımda daha büyük değerlere sahiptir.

Öyleki bu durumda bir darbe tesiri gelir. Bu uyumsuzluğun sonucu salyangoz diliminden itibaren 90° doğrultuda, radyal bir itme söz konusudur. Aksine debi, proje değerinden daha büyük, basma yüksekliği daha küçük olduğu zaman radyal itme karşı doğrultuda 270° de meydana gelir.

F_r ile göstereceğimiz radyal itme

$$F_r = c_r \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot H_x \quad (3.11)$$

Eşitliği ile verilir. Burada

- H_x : Çark çıkışındaki basınç msY olarak.
- D_2 : Çark çıkış çapı
- b_2 : Çarkın net genişliği
- C_r : Nümerik bir katsayıyı göstermektedir.

C_r katsayısı

$$c_r = (0,35 \div 0,5) \cdot \left[1 - \left(\frac{Q_x}{Q} \right)^2 \right] \quad (3.12)$$

İfadesiyle hesaplanır. Genel olarak c_r katsayısı 0,36 civarındadır.

3.3.1.2. STATİK İTME

Hareketsiz olan yandan girişli bir çarka gelen hidrolik itmeyi incelemek için çarkın her tarafının kapalı olduğunu, böylece çarka su girmediğini ve çarkın verdiği değerde bir basıncın başka bir pompa tarafından gövdeye uygulandığını kabul edelim. Bu durumda çark ve akışkan hareketsiz olup çarka etki eden kuvvetler çarkın yan disk yüzeylerine gelen basınç kuvvetleridir.

(d_0) mil çapı, (d_1) çark giriş çapı, (d_2) çark çıkış çapı olmak üzere Çarka ait diskin arka ve ön yüzeylerine gelen basınç kuvvetleri birbirlerini yok ederler. Karşılığı olmayan alana gelen kuvvetin değeri;

$$F_s = \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_0^2) \quad (3.13)$$

Şeklinde olacaktır. Bu kuvvet statik haldeki eksenel itme kuvvetidir.

Şimdi basınçlar aynı kalmak şartıyla, Çarkın kendi dönme hızıyla döndüğünü düşünelim. Diskler ile pompa gövdesi arasında kalan boşluktaki akışkanın durumunu inceleyelim.

Bu durumda disk ile temasta olan akışkan elemanları disk hızıyla hareket edecek, hareketsiz gövde ile temasta olan akışkan elemanlarının ortalama hızı bu yarı çapta çark dönme hızının yarısına eşit olacaktır. Bu olay potansiyel vorteks olayının bir eşidir. Neticede aralığın her noktasındaki basınçlar çark ve akışkan hareketsiz halde iken bulunan basınçlardan daima küçük olacaktır. r_2 ve r_1 yarıçapları üzerindeki iki nokta arasında basınç azalması,

$$h = \frac{\omega^2}{2 \cdot g} (r_2^2 - r_1^2)$$

olur. Bu iki nokta arasındaki basınç farkını Δp ile gösterirsek aşağıdaki eşitlik bulunur.

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2)$$

Halbuki r_2 yarıçapındaki akışkanın ortalama dönme hızı $\left(\frac{u_2}{2}\right)$ kabul edildiğine göre

$\omega = \frac{u_2}{2 \cdot r_2}$ olup Δp eşitliği aşağıdaki hale gelir.

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot u_2^2}{8} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} \quad (3.14)$$

Şu halde r yarıçaplı ve d_r enindeki dairesel halkada basınç azalmasından meydana gelen kuvvet azalımı:

$$dF = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot d_r \cdot \Delta p$$

$$dF = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot d_r \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{8} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2}$$

olacaktır. Bu kuvvet r_0 ile r_1 arasında entegre edilirse zorunlu vorteks hareketinden dolayı dengelenmemiş aksenal kuvvetlerin azalması bulunur.

$$\int dF = \int_{r_0}^{r_1} \frac{\pi \cdot \rho \cdot u_2^2}{4} \cdot \frac{(r_2^2 - r^2)}{r_2^2} \cdot r \cdot d_r$$

$$F = \frac{\rho \cdot \pi \cdot u_2^2}{4} \int_{r_0}^{r_1} \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2}\right) \cdot r \cdot dr$$

$$F = \frac{\rho \cdot \pi \cdot u_2^2}{4} \left[\frac{1}{2} (r_1^2 - r_0^2) - \frac{1}{4 \cdot r_2^2} (r_1^4 - r_0^4) \right]$$

$$F = \frac{\rho \cdot \pi \cdot u_2^2}{8} (r_1^2 - r_0^2) \left[1 - \frac{r_1^2 + r_0^2}{2 \cdot r_2^2} \right] \quad (3.15)$$

Dengelenmemiş statik kuvvet $F_s = \rho \cdot g \cdot H \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2)$ şeklinde tanımlandığına göre, sonuç olarak toplam aksenal itme:

$$F_{ST} = F_s - F$$

$$F_{ST} = \rho \cdot g \cdot H \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) - \frac{\rho \cdot \pi \cdot u_2^2}{8} (r_1^2 - r_0^2) \left[1 - \frac{(r_1^2 + r_0^2)}{2 \cdot r_2^2} \right]$$

$$F_{ST} = \rho \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) \left[g \cdot H - \frac{u_2^2}{8} \left(1 - \frac{(r_1^2 + r_0^2)}{2 \cdot r_2^2} \right) \right] \quad (3.16)$$

bulunur. Gerçek pompada gerçek çarkın doğurduğu basıncın gövdedeki değeri yukarıda anlatılan teorik durumdan oldukça farklı olmakla beraber yukarıdaki formülü ön hesaplar için kabul edilir. Bir emniyet payı olarak formülde H yerine efektif basıç yüksekliği H_e alınır.

Bundan başka mile gelen statik aksenal hidrolik itmeyi etkileyen iki faktör daha vardır. Deneyler gösteriyor ki bu etkenler çarkın pürüzlülüğü nedeniyle dönen disk yüzeyinin, çarkla gövde arasında kalan akışkan parçasına aktardığı hız ve bu aralığın büyüklüğüdür.

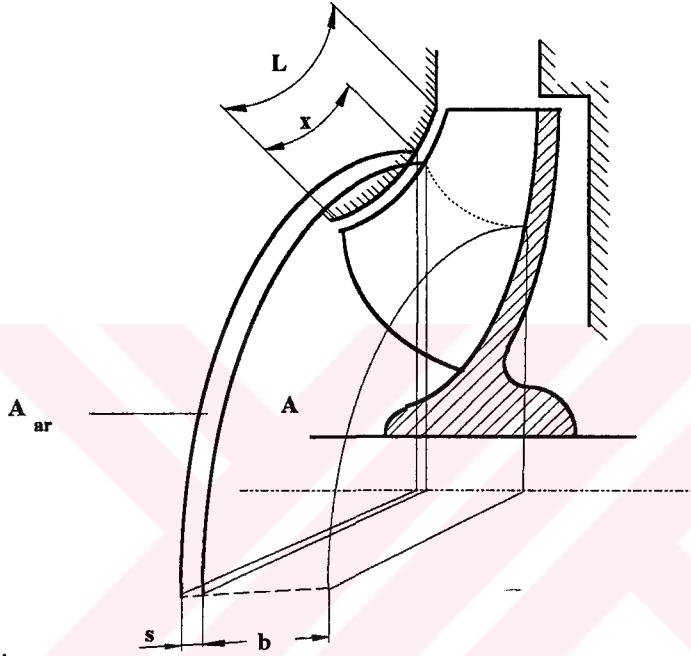
Çark içinde akışkan elemanları yön değiştirdikleri için momentum değişiminden aksenal bir itme doğar. Elemanları kendi orjinal yönlerinden çevirmek için bir kuvvetin mevcut olması gerekir.

Bütün rotodinamik pompaların temel prensibi akışkanın teğetsel hız bileşenini değiştirmektir. Akışkanı sürükleyen kuvvetler silindirik kanatlar sayesinde elde edilir. Bu durumda kuvvetin aksenal bileşeni de yoktur.

Sonuç olarak değişik aksenal itme hallerini başlıca iki grupta toplayabiliriz. Statik aksenal itmeler, pompanın verdiği basınç yüksekliğine ve dinamik itmelerde pompanın debisine bağlı olmaktadır. Konstrüksiyon bozukluklarından ileri gelen yükler ise önceden tahmin edilemez. Şu halde yataklara gelen kuvvetler pompanın görevine göre çok değişik değerler almaktadır. Bu değerler büyük olduğu takdirde bunların dengelenmesi gerekir.

4. ARALIK YÜZEYLERİNİN TESBİTİ

Bağıl aralık yüzeyi olarak tanımlanan A_b , akışkanın geçtiği yüzeyin aralık yüzeyine olan oranı olarak tanımlanmaktadır. Her iki yüzey bir normal çizginin bir eksen etrafında dönmesi sonucu oluşur. Şekil 4.1.'de bu oluşum görülmektedir.



Şekil4.1.Debi geçiş yüzeyi A ve aralık genişliği A_{ar} terimlerini açıklayan şema.

Burada debinin geçtiği yüzey A, normal çizginin kanat kanalının içerisinde bulunan parça (genişlik-b) tarafından ve aralık genişliği A_{ar} ise normal çizginin kanat kanalının dış kısmında bulunan parça, (genişlik-s) tarafından oluşturulmaktadır. Radyal çarklarda $A_{ar}/A=A_b$ ilişkisi kanat boyunca değişmektedir. Etki faktörlerinin denklemlerine bu nedenle bir ortalama değer konulmalıdır. Bu ortalama bağıl aralık yüzeyi \bar{A}_b denklem 4.1. 'de tanımlanmaktadır.

$$\bar{A}_b = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L \bar{A}_b(x) \cdot dx \quad (4.1)$$

Burada;

L : Dış akış hattının merkezci kesit uzunluğu

x : Dış akış hattı üzerinde hareket eden eksenler

Etki faktörlerinin hesaplanmasında, aralık genişliği $s=0$ noktası için ölçü değerlerinin ekstrapolasyonu sonucu oldukça belirgin eşitsizlikler oluşmaktadır. Bu belirsizlikler yüzünden denklem 4.1.'e göre aralık genişliğini tam olarak hesaplamak uygun olmaz. Bunun için yaklaşım denklemleri yeterli olur. Bizim deneylerdeki ölçümler için ve yabancı yazarların ölçülerinin değerlendirilmesinde aşağıdaki denklemler kullanılmıştır.

a) Emme ve basma kenar eksenleri paralel olan radyal çarklar için

$$\bar{A}_b = \frac{\bar{A}_{ar}}{A} \approx \frac{2 \cdot r_m \cdot \pi \cdot s}{2 \cdot r_m \cdot \pi \cdot b_m} = \frac{s}{b_m}$$

$$r_m = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad \text{ve} \quad b_m = \frac{b_1 + b_2}{2}$$

$$\bar{A}_b = \frac{2 \cdot s}{b_1 + b_2} \quad (4.2)$$

Deney pompası için kullanılan çarkların giriş ve çıkış genişlikleri birbirine eşit olduklarından 4.2 nolu eşitliği aşağıdaki şekli alır.

$$\bar{A}_b = \frac{s}{b} \quad (4.3)$$

b) Emme ağız uzatılmış giriş kenarlı radyal çarklar ve yarı eksenal çarklar için ;

$$\bar{A}_b \approx \frac{1}{2} [A_{b1} + A_{b2}]$$

A_{b1} : çark girişinde bağıl aralık yüzeyi

A_{b2} : çark çıkışında bağıl aralık yüzeyi

c) Silindir göbek duvarlı ve gövde cidarlı aksel çarklar için;

$$\bar{A}_b = \frac{\bar{A}_{ar}}{A} = \frac{2 \cdot r_a \cdot \pi \cdot s}{(r_a^2 - r_i^2) \cdot \pi}$$

$$\bar{A}_b = \frac{2 \cdot r_a \cdot s}{r_a^2 - r_i^2} \quad (4.4)$$

Literatürde \bar{A}_b aralık yüzeyi yerine genellikle aralık genişliği s_a tanımlanmıştır. Çoğunlukla burada basma kenarında bulunan kanat genişliği b_2 'ye bağlı olarak aşağıdaki genişlikten söz edilir.

$$s_a = \frac{s}{b_2} \quad (4.5)$$

Bu veri düzlemsel kanat kafesindeki bağıl aralık yüzeyi ile denktir. Akım makinalarının kanatları düşünülürken çok veya az her iki değer arasında, büyük değerler oluşmaktadır. En büyük sapmalar, küçük göbekli aksel kanatlarda elde edilir.

Çünkü kanat kanalı göbeğe doğru kuvvetli bir şekilde daralmaktadır. Bağıl aralık yüzeyi \bar{A}_b , bu nedenle aralık genişliği s_a 'ya göre daha büyüktür.

Aralık etkisi için sadece bağıl aralık yüzeyi ölçüdür. Çünkü toplam akım kesitinde, hangi kesitin aralık akışı için ayrılmış olduğunu belirtmektedir. Farklı şekillerde sıralanmış olan kanatların mukayesesi sadece bağıl aralık yüzeyinin verilmesiyle mümkün olur.

5. LİTERATÜR TARAMASI

Açık kanatlı çarklı pompalarla ilgili literatür taraması yapıldığında bu konuyla ilgili pek çok deneysel ve teorik çalışmaya rastlanmıştır. Buradan elde edilen bilgiler ve sonuçlar ışığında, oluşturulan deney düzeneğinden çıkan sonuçlar ileride anlatılacaktır. Literatür taraması kapsamına giren tüm aralık kaybı problemleri aksenel makinalar, radyal makinalar ve kompresörleri kapsamaktadır.

Konu ile ilgili kaynaklar tarandıktan sonra, açık çarklarda aralık etkisi hakkında bilgiler toplanmıştır. Açıklanacak olan literatür taraması için, yayınlanan yayınlar uygun şekilde düzenlenecektir. İlk önce makaleler, dergiler, tezler ve seminerlerde yayınlanan, ayrıca ders kitaplarında bulunan bilgiler derlenecektir.

Makaleler de kendi arasında teorik ve deneysel çalışmalar olmak üzere ayrılacaktır. Burada, teorik çalışmalar çoğunlukla, genel aralık problemlerini işlerken deneysel çalışmaların kapsamı üç kısma ayrılmaktadır.

1. Çark kanatlarının incelenmesi.
2. Aksenel makinalar üzerinde inceleme.
3. Radyal makinalar üzerinde inceleme.

Bu konu üzerine yapılan araştırmalar kendi arasında gruplanarak aşağıda verilmiştir.

Teorik olarak aralık problemlerini çözmek için en eski çalışma Betz(1959) tarafından yapılmıştır. Taşıyıcı kanat teorisini temel alarak açık çarklarda, aralık etkisini hesaplamak için ifade geliştiren öncü kişilerdendir. Bu konu ile ilgili detaylı bilgi ileride verilecektir. Hürliman ise Betz'in hesaplarını genel durumlar için genişletmiştir. Yakın zamanda Lakshminarayana(1986), tarafından bu konu ile ilgili değişik çalışmalar yapılmıştır.

Deneysel incelemelerde ise, değişik yazarlar farklı aralık genişliklerinde, tek kanatları, ve kanat kafeslerini incelemişlerdir. Almanca olarak yapılan çalışmalarda Biehl(1981)'nin ve Habel(1980)' in çalışmaları bilinmektedir. İngilizce olarak yazılmış literatürler ise Balje(1981), Dunham(1974), Horlock(1966), Worster(1963) ve Senoo(1984) 'nun yayınlarıdır.

İncelenen makinalar üzerinde yapılan ölçümlerin en büyük kısmı eksenel yapı türüne sahip makinalar üzerinde yapılmıştır. Burada çoğunlukla, eksenel sıkıştırma kademeleri kullanılmıştır. Bu tip ölçümleri, Cyrus(1985), Das/Jiang(1984), Jackson(1986), Spencer(1955) ve Stampa(1971) gerçekleştirmiştir.

Ölçüm sonuçlarına dayanarak, Cordes(1963), aralık etkisini hesaplamak için bir amprik hesaplama yöntemi vermektedir. Eksenel pompalar üzerinde, incelemeler, Aschenbrenner(1965) ve Scheer(1958) tarafından yapılmıştır.

Lakshminarayana / Pandya(1983) Yaptıkları çalışmada turbo makinalar üzerinde yaptıkları 2 ayrı denemede eksenel akışta aralık boşluğunun etkilerini incelemişlerdir. Özellikle radyal makinalarda, genellikle her durumda radyal pompaların incelenmesi söz konusudur. Buna benzer yapılan çalışmalar şunlardır.

Wood/Welna/Lamers (1965) Radyal pompalarda aralık etkisini, Falsom çok kademeli sondaj delme pompalarında, aralık etkisini incelemiştir. Rutschi(1968) ise kendisinin imal etmiş olduğu, ısıtmalı çarklı pompa deney seti üzerinde yapmış olduğu incelemeleri yayınlanmıştır. Wesche(1980) bir yan eksenel spiral gövdeli pompa üzerinde, ölçümler yapmıştır.

Kely/Wood/Marman(1963) bir çok orta ve yüksek devirli yüksek emme kabiliyetli sıvı metalleri iletmek için yapılan pompaları incelemiştir. En son olarak Gostelow(1984)' un ve Korcian(1985)'nin yayınları bilinmektedir. Bettner / Elrod (1983) özel olarak aralığın incelenmesi için yapılmış bir deney pompasını incelemiştir.

Plutecki(1968) basit bir seri pompa üzerinde, yapılan deneyleri büyüklüğe ve özgül devir sayısına bağlı olarak, gerçekleştirilmiştir.

Açık çarklarda aralık etkisinin hesaplanması ile ilgili bilgileri Traupal(1982), Kowats/Desmur(1968), Gckert/Schnell(1980) ve Pfledere/Peterman(1986)'nin yayınlarında bulunmaktadır.

Yazarlar bu eserlerinde, aralık kaybını, veya basınç sayısı değişimini yahut verimin değişik aralık genişliklerinde, hesaplanması için somut eşitlikler vermektedir. Aynı şekilde, diğer yazarlarında, değişik denklemleri mevcuttur.

Bu bilgilere göre verilen denklemlerin, sadece büyük makinalardaki ($D_2 > 100$ mm) aralıklar için geçerli olduğu belirtilmektedir.

6. ETKİ TARZI

Açık kanatlı çarklar üzerinde, araştırmalar yapmış bilim adamlarından C. Pfeleiderer (1961), serbest akımlı çarklarda sadece debi kaybının değil özellikle basınç yükseklik kaybının oluşabileceğine belirtmektedir. Çünkü pompa basıncı aralık artışı nedeniyle düşmektedir. Bu yaklaşım tarzı ile şu sonuç çıkmıştır ki aralık yüzeyi A_{ar} 'nın davranışı akışkanın geçiş yüzeyi A ile ilgilidir.

Açık kanatlı çarklarda hareketli kanatlar ile karşıdaki sabit gövde arasındaki akışın araştırılması sırasında basma yüksekliğinin, debinin, verimin, ve gücün aralık boşluğu ile orantılı değiştiğinin kabul edileceğini göstermiştir Pfeleiderer (1961). Literatür taramalarına göre elde edilen sonuçlardan aralıkta yapılan diğer bir araştırmada güç düşüşünün önce azaldığı belirli bir değerden sonra sabit kaldığı tesbit edilmiştir. Bu durum yapılan deneylerle tekrar irdelenecektir.

6.1.ETKİ FAKTÖRLERİ

Açık kanatlı serbest akımlı santrüfuj pompaların önemli büyüklüklerinden olan debi, basma yüksekliği ve verim değerlerinin A_{ar}/A ile orantılı olduğu deneylerle ispat edilmiştir Pfeleiderer (1961). Debi oranı ile A_{ar}/A arasındaki ilişki (α) debi faktörü, basma yüksekliği oranı ile A_{ar}/A arasındaki ilişki (β) basınç faktörü, verim oranıyla A_{ar}/A arasındaki ilişki ise (γ) verim faktörü olarak tanımlanacaktır.

Litaratür taramalarında bu üç etki faktörü için değişik ampirik formüller önerilmesine rağmen , basit olarak etki faktörlerini oluşturan ifadeler aşağıda belirtilmiştir.

$$\alpha = \frac{Q_{aralık} \cdot A}{Q \cdot A_{ar}} \quad (6.1)$$

$$\beta = \frac{\Delta H \cdot A}{H \cdot A_{ar}} \quad (6.2)$$

$$\gamma = \frac{\Delta \eta \cdot A}{\eta \cdot A_{ar}} \quad (6.3)$$

Küçük aralıkların ($s < 2$ mm) etkisi altındaki bölgelerde kayıpların tesbiti için aşağıda gösterilen

Debi oranı için ;

$$\frac{Q_{\text{aralık}}}{Q} = \alpha \cdot \frac{A_{\text{ar}}}{A} \quad \alpha = 0,5 \quad (6.4)$$

Basma Yüksekliği oranı için;

$$\frac{\Delta H}{H} = \beta \cdot \frac{A_{\text{ar}}}{A} \quad \beta = 0,9 \quad (6.5)$$

Verim oranı için;

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \gamma \cdot \frac{A_{\text{ar}}}{A} \quad \gamma = 0,9 \quad (6.6)$$

ifadeleri önerilmektedir Pfeleiderer (1961).

α , β , γ değerleri, hacimsel debi, basma yüksekliği ve verim için aralık genişliğinin değişimine karşı "Duyarlılık Derecesi" için bir ölçüdür. Bu ölçüler etki faktörleri olarak tanımlanacaktır..

İncelenen makinalardan elde edilen ölçüler α etki faktörünün üç etki faktörü arasında her seferinde genellikle en ufak değeri aldığı göstermektedir. Bunun anlamı maksimum verim için hacimsel debinin aralık genişliğinden, özgül kademe işi ve verime göre daha az etkilendiğini gösterir.

Q hacimsel debisinin değiştiği bölgede verilen aralık genişliğinde verim genellikle çok az değişmektedir. Bu nedenle açık kanatlı bir pompanın tasarımında aralığın hacimsel debiye olan etkisini incelemenin bir anlamı olmaz. Nitekim deneyler kısmı incelendiğinde debinin aralıkla pek değişmediği görülebilir.

Bu nedenlerden dolayı bundan sonra sadece aralığın, özgül kademe enerjisine (Basma Yüksekliğine), harcadığı enerjiye ve verime olan etkisi incelenecektir.

Literatürleri tarama bölümünde, bazı araştırmacılardan bahsedilmiştir. Bu araştırmacılar aralık etkisini önceden hesaplayabilmek için ampirik denklemler önermişlerdir. Bunlardan Pfeleiderer/Petermann (1972) ve Eckert/Schnell (1980), aralık genişliğine bağlı olarak basma yüksekliği ve verimin hesaplanabilmesi için

$\beta = \gamma = 0,9$	(Eckert/Schnell)
$\beta = \gamma = 1,0$	(Pfleiderer/Petermann)

değerlerini önermişlerdir.

Kısaca etki faktörlerine "Düzeltilme Faktörleri" de denir. Dolayısıyla verilen etki faktörleri bütün radyal makinalar için geçerli olmalı ve "s" aralık genişliğinden bağımsız olmalıdır. (h) ve (η) karakteristik büyüklüklerinin hesabı için $s=0$ değerine tekabül eden uygun değerler bilinmelidir.

Aralık kayıplarını hesaplayabilmek için denklemleri Traupel (1977) ve Kovats/Desmur (1968), vermektedir. Burada aralık kaybı olarak aralık etkisi sonucu ısıya dönüşen kütleyle bağlı enerji miktarından söz edilmektedir.

6.2. ETKİ FAKTÖRLERİNİN KAREKTERİSTİK BÜYÜKLÜKLERE ETKİSİ

Aralık etkisinin araştırılmasında pompada önemli olan parametreleri bulabilmek için ulaşılabilen tasarım verileri ve ölçümler şu ana kadar incelenen pompaların bir araya getirilmesiyle elde edilmiştir. Bu pompalarda çarklar farklı oldukları için büyüklüğe bağlı olarak ve hatta devir sayısına bağlı olarak herbir parametrenin etkisi ilk bakışta tesbit edilememektedir. Bunun için ilave incelemeler gerekir.

6.2.1. ETKİ FAKTÖRLERİNİN REYNOLDS SAYISINA BAĞIMLILIĞI

β etki faktöründe olduğu gibi (γ) etki faktöründe de ölçü noktalarının dağılımı artan bağıl aralık yüzeyi ile azalmaktadır. Etki faktörlerinin dağılımı, % 2 'lik bir bağıl aralık yüzeylerinde kısmen enterpolasyonun belirsizliğinden kaynaklanmaktadır. Etki faktörlerinin, Reynolds sayısına bağımlılığının görülebilmesi için, hangi hızla ve hangi uzunluk ölçümünde Reynolds sayısının bilinmesi gerektiğinin hesaplanması gerekir.

$$R_e = \frac{u_2 \cdot D_2}{\nu}$$

$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n / 60$ ifadesi yerine yazılırsa Reynolds ifadesi;

$$R_e = \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot n}{60 \cdot \nu} \quad (6.7)$$

ν : Kinematik viskozite

haline gelir. Verimin aralık değişimine karşı hassasiyeti, artan Reynolds sayısında, artacağı görülmektedir. Ancak literatür incelemelerine göre, etki faktörü (γ) ile Reynolds sayısı arasında henüz bir ilişki kurulamamıştır. Bu yüzden yapılan deneylerde bu ilişki araştırılmaya çalışılmıştır.

6.2.2. ETKİ FAKTÖRLERİNİN KANAT KUVVETİNE BAĞIMLILIĞI

Kanat kuvveti yüzeysel olarak düşünöldüğü zaman hemen aralık kaybına bir etkisi olduğunu söyleyebilecek bir parametredir. Kanat çıkışı ve girişı arasındaki basınç farkından dolayı kanat sonu ve gövdesi arasında bir aralık akımı oluşmaktadır. Bu aralık akımının iki kanat arasındaki kısmı, bir basınç dengesi oluşturmaktadır. Bu basınç dengesi aralıktaki debi direnci ne kadar düşükse o derece daha kolay bulunacaktır. Aralıktaki debi direnci, her şeyden önce sürtünme yoluna bağlıdır.

Pompa için verilen herhangi bir aralık genişliğinde kanat sonlarındaki akış, artan kanat kuvveti ile azalır. Böylece özgül kademe enerjisi ve iç verim artan kanat kuvveti ile artacaktır. Farklı kanat kuvvetlerinde etki faktörlerinin nasıl davranacağı hakkında bir açıklama yapmak, daha zordur.

Aralıktaki debi direnci birçok kısımda meydana gelmektedir. Bir kısmı kanat alın yüzeylerinde, cidar sürtünmelerinden ve gövde cidar sürtünmelerinden dolayı oluşmaktadır. Bu durum özellikle dar kısımlarda büyük etki yapar. Aralık artırıldıkça aralık debisi yavaş bir şekilde artacaktır. Çünkü debi direnci aralığın cidar sürtünmesi sonucu, yükseldiği için tersine aralık debisi, kanat kuvveti küçük olduğu zaman hızlı bir şekilde yükselecektir. Bu nedenle bir pompanın hassasiyetinin aralık genişliğinin ince kanatlarda değişimin, kalın kanatlardaki değişime göre daha fazla büyük olması beklenebilir. Böylece etki faktörleri ince kanatlarda, kalın kanatlara göre büyük olmalıdır.

6.2.3. ETKİ FAKTÖRLERİNİN DÖNME SAYISINA BAĞIMLILIĞI

Reynolds sayısının ve kanat kuvvetinin etki faktörlerine yaptıkları etkiler bir takım olayların açıklanmasına yetmemektedir. Bu iki parametrenin etkisi sürdüğü müddetçe bu karşılaştırma şekli yetersiz kalmaktadır. Genel olarak geçerli bir yasanın söylenebilmesi için ayrıca diğer araştırmacıların ölçüm ve sonuçlarının da değerlendirilmesi gerekir. Her bir parametrenin etkisi kesin olarak belli olmadığından ortak bir parametre aranmalıdır. Bu parametreler pompaların özel durumlarından bağımsız olmalıdır. Etki faktörleri ve dönme sayıları arasında bir ilişki kurabilmemiz için şimdiye kadar incelenen pompaların dönme sayıları belirlenmelidir. Bu belirleme yapılırken 2 durum kabul edilmiştir. Bunlardan birincisinde Q teorik debisinin bilinmediği, ikincisinde ise Q teorik debisinin bilindiği kabul edilmiştir.

Yapılan incelemeler sonucunda, özgül kademe enerjisi aralık genişliğinin değişimine göre artan dönme sayısı artmaktadır. Bunun anlamı, yavaş dönen çarkların, aralık genişliğinin değişimine pek bağlı olmadıkları, ancak orta ve yüksek devirli çarklarda ise 3 ile 6 katı kadar bağımlı olduğu söylenebilir. En büyük β değeri en küçük bağıl aralık yüzeyinde elde edilir. Düşük dönme sayılarında, ise eğrilerin ters orantılı olarak sıralandığı söylenebilir.

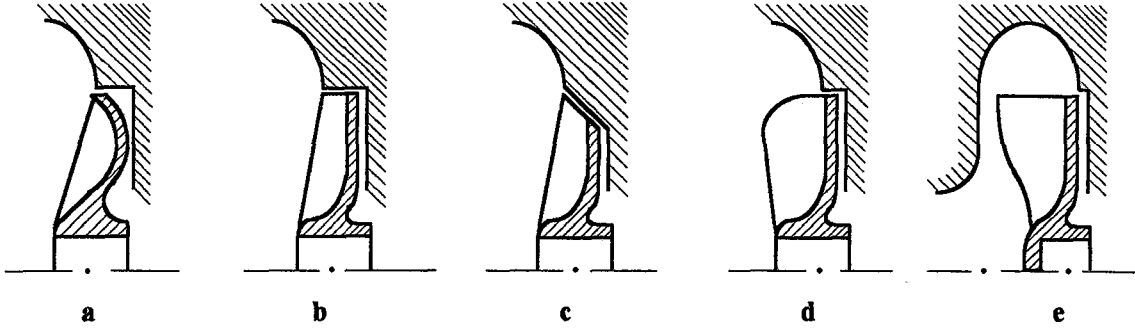
Verilen bir H basma yüksekliği için u_2 çevresel hızı belirli sınırlar arasındadır ve ψ değeri araştırılırken elimizde yeterli veri yoktur. Belirli bir u_2 hızı için devir sayısı ile değişen D_2 çapıdır. D_2 ne kadar büyüse b genişliği o kadar küçük olur. Islak çevrede kesite nazaran daha büyük olur ve h_p^{11} kayıpları artar. u_2 değişmez kabul edilirse disk sürtünmesinden doğan kayıplar D_2^5 ile orantılı olur. Bu yüzden giriş ağzının D_0 çapı ile belirlenen sınırdan büyük kalmak şartıyla en küçük D_2 çapı ve buna tekabül eden en yüksek devir sayısı en uygun değerdir. Deneylerde bu değerler tesbit edilmeye çalışılmıştır. Ancak girişte bahsedildiği gibi taşıtlarda kullanılan soğutma suyu pompaları göz önüne alınarak uygun bir D_2 çapı kabul edilmiştir.

Fakat giriş ağzının D_0 çapı keyfi olarak seçilemez. Gerçekte giriş ağzı kesiti ve giriş hızının değeri tesbit edilir. Giriş hızı değeri ancak kaviteasyonun müsaade ettiği sınıra kadar artırılabilir. Kanatların uzunluğu basıncın fonksiyonu olan lüzumlu taşıyıcı yüzeyin değerini tesbit eder ve D_2/D_1 oranı keyfi olarak azaltılamaz. Bu oranın mümkün olan en küçük değeri ancak alçak basınçlarda kullanılabilen eksenel çarklara tekabül eder. $D_2/D_1 = 1,5$ değerinin altındaki oranlar yüksek basınç hallerinde ancak mümkün olur.

Giriş ağzı çapının ve kaviteasyonsuz çalışma şartının müsaade ettiği en yüksek devir sayısı için en elverişli olan devir sayısı bulunur. Sistemin diğer karakteristik büyüklükleri göz önüne alınarak en uygun devir sayısı tesbit edilmelidir.

6.2.4. KANAT YAPI BİÇİMLERİNİN ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

Son yıllarda, piyasaya değişik yapı biçimlerinde, açık kanatlı pompalar sürülmüştür. Şekil 6.1'de görülen serbest akımlı pompaların en tanınmış olanlarıdır. Ocak 1954 yılında Los Angeles Sağlık Bakanlığı'nda ilk Wemco serbest akımlı pompa imal edilmiştir. Bunun çarkı şekil 6.1.a'ya uymaktadır.



Şekil 61. Değişik kanat biçimleri.

Ancak Avrupada Egger - Tura pompaları Şekil 6.1.b. en yaygın kullanılan pompa tipidir. Bu modelde göze çarpan esas özellik, çark çıkışındaki ortak merkezli bir sınırlamanın olmasıdır. Böylece sirkülasyon akımının zorlanacağı ve bunun sonucu olarak normal bir santrifüj pompaya oranla, Wemco pompalarının veriminin artırılması düşünülmüştür.

Şekil 6.1.c. ve Şekil 6.1.d.'de yeni model pompalar gösterilmiştir. Şekil 6.1.c. ve Şekil 6.1.d. 'deki çark çıkışındaki bükülme ve eğilme, sıkışmanın önlenmesi için düşünülmüştür. Bu son yapı biçiminde çark gövdeden ön tarafa alınmıştır. Şekil 6.1.e yapı biçiminde (Allis - Chalmers) kanatlar çıkışının yanından tekrar kanat ucunu gövde cidarının emme bölgesine götürmüştür. Böylece daha iyi bir verim elde edilmiştir. Bu tip çarkın kanat sayısı azdır. Dolayısıyla kanat aralıkları fazladır. Böyle bir pompa, debi 100 lt/sn ve basma yüksekliği 16.5 mSY civarındadır.

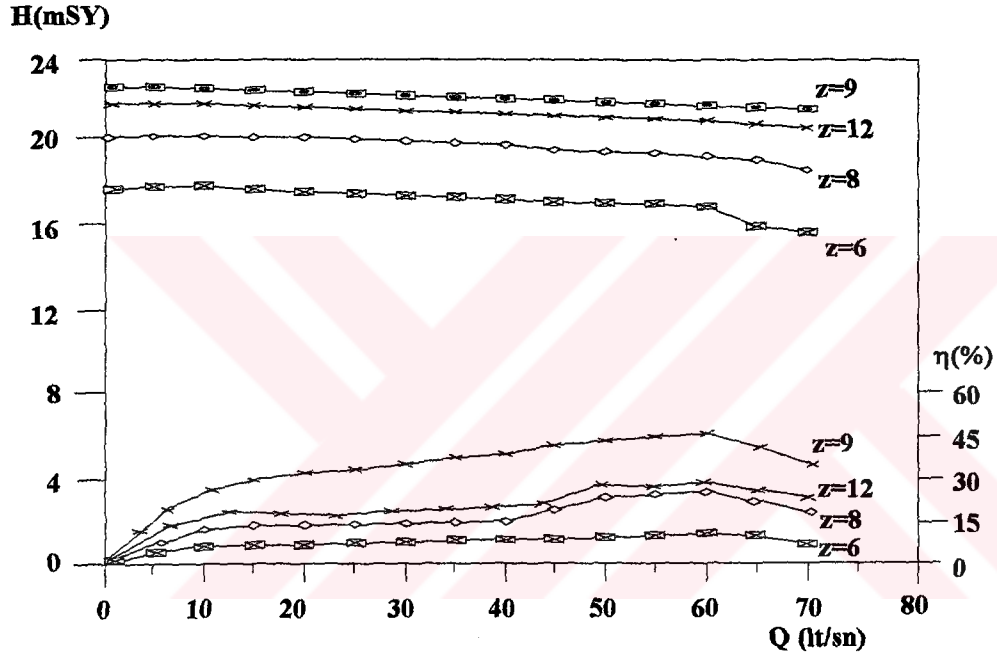
6.2.5. YANAL ARALIKLARIN ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

Öncelikle deney pompası üzerinde çarkın arka yüzü ile gövde arası sabit tutularak, çark ön yüzü devamlı değiştirilerek, değişik denemeler yapılmıştır. Bununla ilgili detaylı sonuçlar ileriki konularda bahsedilecektir. Çarkın eş merkezli sınırlamasıyla, basınç düşmesi meydana getirilmiştir. Literatür bilgileri bize eş merkezli sınırlamada, basınç artışıyla birlikte, sirkülasyon akımının oluşmadığını göstermiştir.

Pompa çarkının arka kısmını meydana getiren bölüm deney boyunca sabit tutulduğu için bu bölümün pompa büyüklükleri üzerindeki etkisi araştırılmamıştır.

6.2.6. KANAT SAYISININ ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

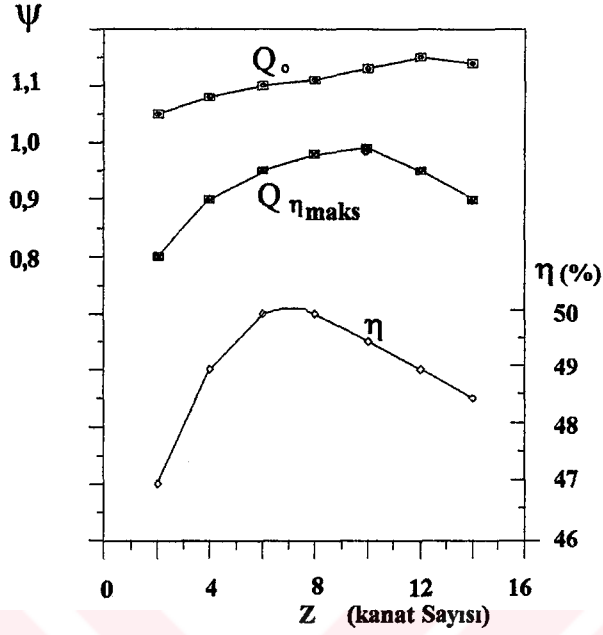
Kanat sayısı hesaplamalarda (z) ile gösterilir. $s = 0$ aralığında çarkın tam eş merkezli sınırlamada olması demektir. Literatür verilerine göre Rüttschi(1968) Şekil 6.2. 'de basma yüksekliği eğrilerinin kanat sayısı ile olan değişimleri gösterilmiştir.



Şekil 6.2. $s = 0$ ' da kanat sayısının etkisi

Bu grafik değişimi Kanat sayısının pompa karakteristikleri üzerindeki etkisini araştıran bilim adamı Rüttschi (1961)' den alınmıştır.

Ayrıca Şekil 6.3'te basınç sayısı (ψ)'nin sıfır debide (Q_0) seyirini ve en iyi verimdeki, ($Q_{\eta\text{maks.}}$) debisini incelemek mümkündür Rüttschi(1968).



Şekil 6.3 Kanat sayısının ψ ve verime bağlı değişim eğrileri.

Normal aralık, santrifüj pompada olduğu gibi burada ψ katsayısına bağlı olarak azaldığı görülmektedir. Bu azalmayı anlatan denklem ise;

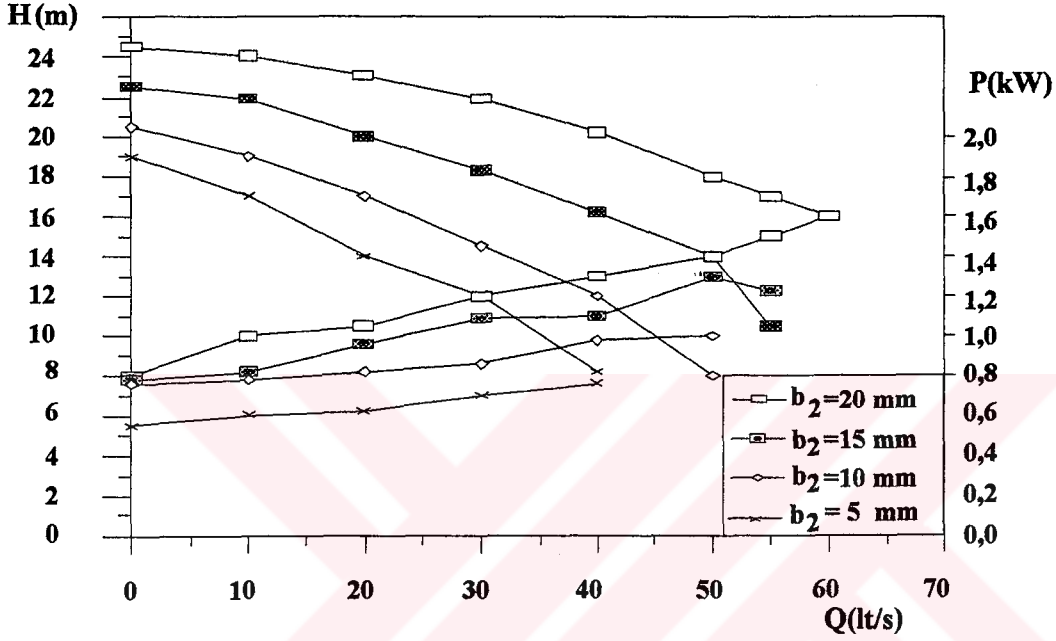
$$1 + p = \frac{H_{th\infty}}{H_{th}} \quad (6.8)$$

şeklinde ifade edilir. Yukarıdaki grafikler incelendiğinde (p) faktörünün kanat sayısının karekökü ile değiştiğini görülebilir.

6.2.7. KANAT GENİŞLİĞİNİN ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

Normal santrifüj pompalardaki gibi serbest akım teşekkülündeki (b_2) yani çark genişliği debi için esastır. Şekil 6.4.'te görüldüğü gibi serbest akımlı pompalardaki çark genişliği, gövde aynı kalmak koşuluyla, basma yüksekliğinin değişimi incelenmiştir. Küçük çark genişliğinde debi küçüktür. Çark genişliği arttıkça hem debi, hemde basma yüksekliği artmıştır.

Bir çarkın genişliği Literatürde $b_2=(0.25 - 0.3).Dm$ olarak önerilmektedir. Bu değerler arasında en elverişli verim ve basma yüksekliği elde edilir. Burada b_2 için ortalama bir değer söz konusudur. Bu değer serbest akımlı pompalarda önceden tesbit edildiği için çok kesin sonuçlar elde edilmektedir. Bu sonuçları küçük çark genişliklerinde elde etmek zordur Rüttschi (1968).



Şekil 6.4. Çark genişliğinin, debi, basma yüksekliği ve güce göre değişimi.

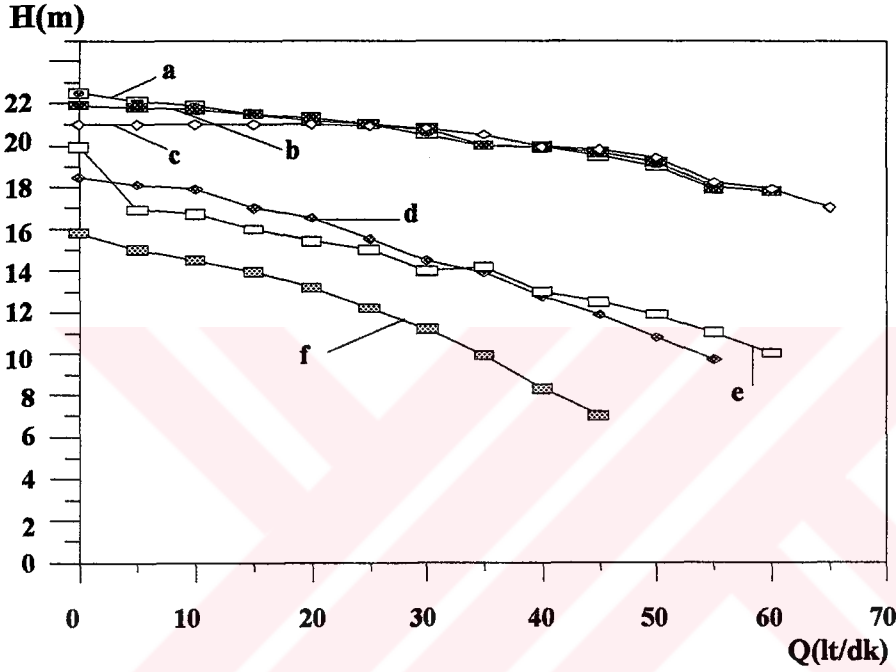
Kanat çıkış genişliği b_2 'nin küçük olduğu yerde pompanın debisi ve basma yüksekliği küçük, çıkış genişliğinin büyük olduğu yerde ise debi ve basma yüksekliği büyük olmaktadır.

Değişik araştırmacılar değişik şartlarda yaptıkları deneylere rağmen debi ve basıncın kanat genişliği ile orantılı olduğunu tesbit etmişlerdir. Genellikle uygulamada literatür verilerine uygun olarak b_2 çark kanat genişliği küçük seçilmektedir.

6.2.8. KANAT AÇISININ ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

Şekil 6.5' te (a) çarkından (f) çarkına kadar değişik giriş ve çıkış açıları gösterilmektedir. Bu çarklarda (b_2) çark genişliği her yerde aynıdır. Aşağıda görülen bu eğriler Rüttschi (1968)' nin yapmış olduğu deneysel çalışmadan alınmıştır.

Çark	a	b	c	d	e	f
β_2^0	90	90	30	70	112	90
z	12	10	9	8	12	9
η %	49,8	47,6	48	48,4	47,8	49,3

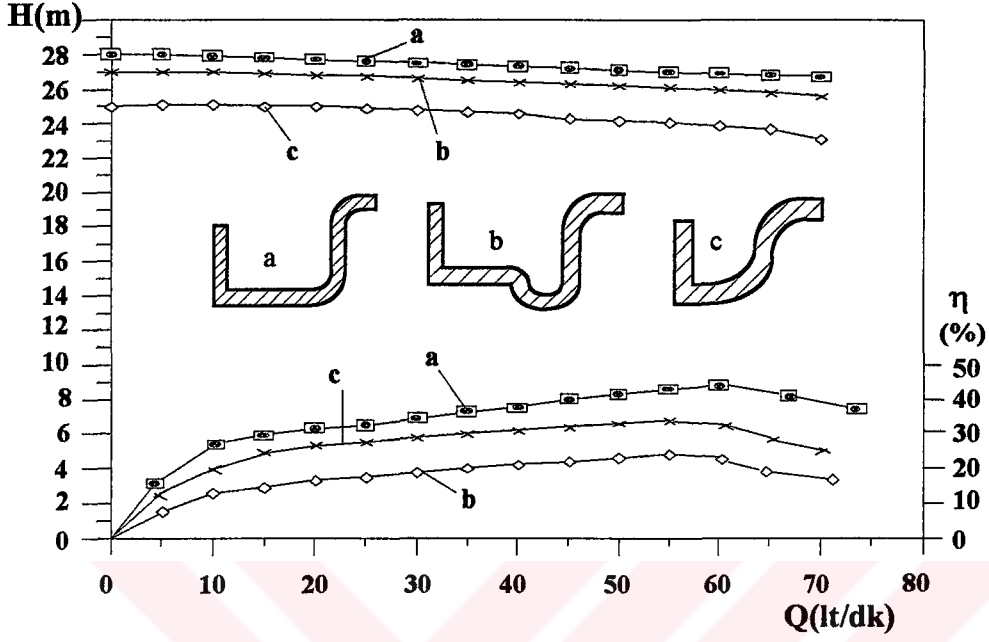


Şekil 6.5 .a' dan f' ye kadar değişik kanat açılarının değişim grafiği:

Literatür incelemelerinde görülmüştürki en yüksek basma yüksekliği $\beta_1=\beta_2=90^0$ olarak imal edilmiş çarklarda elde edilmiştir. Yine bu konu üzerinde değişik araştırmalar yapılmasına rağmen kanat açılarıyla ilgili tam bir teorik sonuç elde edilememiştir. Yukarıda bahsedilen bu sonuçlar deneysel elde edilmiştir.

6.2.9. EMME GİRİŞ AĞZININ ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

9 kanatlı $\beta_1=\beta_2=90^0$ 'lik bir çarkın emme giriş yolundaki akış araştırılmış ve (a) basit emme kapaması, (b) daraltıcı yuvarlak çıkıntıyla, ve (c) büyük bir eğrilik yarıçapıyla, değişik debi, basma yüksekliği ve verimin değişim grafiği Şekil 6.6.' da gösterilmiştir Dunham (1974).



Şekil 6.6. Emme giriş yolunun Basınca ve verime olan etkisi.

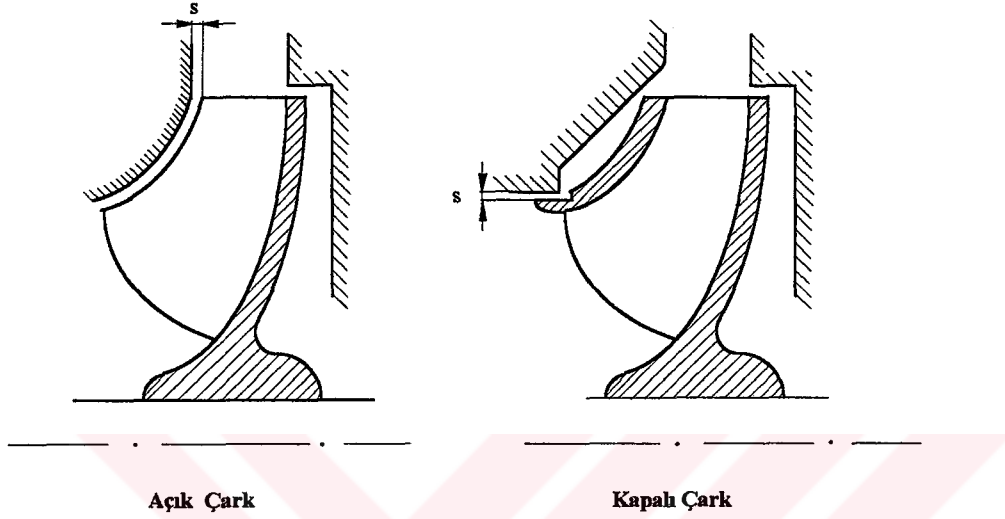
Bir çok değişik çark biçimlerinde denenmiş araştırmalarda (b) ve (c) giriş yolu biçiminde verimin kötüleşmesiyle, basma yüksekliğine ve emme durumuna kötü etki ettiği görülmüştür. Literatür verilerine ve yukarıda çizilen grafiğe göre pompalarda en iyi değeri (a) tipi giriş yolu sağlamıştır.

İçten yanmalı motorlarda kullanılan açık kanatlı pompaların giriş yolunu motor üst karteri oluşturmakta olup özel bir giriş yolu kullanılmamaktadır.

6.3. ARALIK KAYIPLARI

Bilinen aralık kaybı akım makinalarının çoğunda oluşan bir kayıp türüdür. Aralık kaybı dar anlamda çarkın giriş ve çıkış tarafları arasında oluşan kayıptır. Çark pompa gövdesi içinde döndüğü için çark ile gövde arasında bir aralık söz konusudur. Çarkın giriş ve çıkışında oluşan basınç farkı, aralıkta basma tarafından emme tarafına doğru bir akışın oluşmasına neden olmaktadır.

Akım makinalarının çark ve gövde arasındaki aralık bölgeleri farklı şekillere sahiptir. Ancak genelde uygulamada en çok karşılaşılan 2 farklı yapı türü mevcuttur. Bu yapı biçimi şekil 6.7'de görülmektedir.



Şekil 6.7. Açık ve kapalı radyal çarkların yapı şekli.

Kapalı çarklarda aralık sızdırmazlığı oldukça basit bir geometrik biçime sahiptir. Burada aralık debisi halka yüzeyinden geçen debi olarak tanımlanabilen bir büyüklüktür. Aralık debisi, basınç farkı biliniyorsa, iyi bir yaklaşımla hesaplanabilir.

Aralık debisi olarak çarkın basma tarafından emme tarafına geri akan akışkan ilk önce çark içerisinde çarkın basma tarafına doğru tekrar aktarılmaktadır. Birim kütle olarak aktarılan enerji özgül kanat enerjisidir. Bu nedenle aralıktaki güç kaybı (P_{ar}), aralıktan geçen kütleli debi (m_{ar}) ile özgül kanat enerjisinin (Y_k) çarpımı ile hesaplanır.

$$P_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot Y_k \quad (6.9)$$

ve hidrolik verim:

$$\eta_h = \frac{Y}{Y_k} \text{ ise}$$

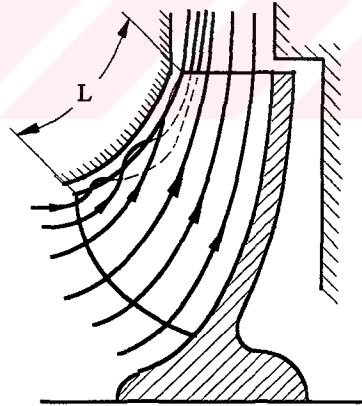
Aralık güç kaybı:

$$P_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot \frac{Y}{\eta_h} \quad (6.10)$$

olur. Burada elde edilen aralık güç kaybı (P_{ar}) pompanın kütleli debisine (\dot{m}) bölünürse kütleyle bağlı aralık özgül enerji kaybı (Y_{ar}),

$$Y_{ar} = \frac{P_{ar}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}} \cdot \frac{Y}{\eta_h} \quad (6.11)$$

bulunur. Açık çarklarda bu eşitlikler daha karmaşıktır. Bu tip çarklarda bir aralık akışı söz konusudur. Fakat bu seferde çarkın basma tarafından emme tarafına doğru akış hareketi çarkın açık yüzeyindeki akış hareketi nedeniyle azaltılmaya çalışılmakta, sonuçta aralık akışı da emmeden basmaya doğru olmaktadır. Bu aralık akışı teorik olarak tüm çark uzunluğu (L) boyunca cereyan etmektedir.



Şekil 6.8. Meridyen kesite göre açık çarklarda aralık akışı.

Bir bölgede farklı kuvvetler oluşmuş ise orada aralık akışı beklenebilir. Çünkü kanatın basınç tarafındaki ve emme tarafındaki basınç kaybı bulunduğu yere bağlı değildir. Aynı olay debi içinde geçerlidir. Çünkü ilgili aralık bölgeleri debinin akışına karşı koymaktadır. Debi ise kanat kuvvetine bağlıdır.

Kapalı çarklara nazaran açık çarklarda aralık debisi net bir şekilde sınırlandırılmaktadır. Değişik literatürlerde olduğu gibi açık çarklarda hacimsel aralık debisinden (Q_{ar}) bahsetmek anlamsızdır. Ayrıca açık çarklarda oluşan aralık debisinin sabit bir enerjiye sahip olup olmadığını bilmemiz mümkün olmadığı gibi bu enerji içeriğinin hangi kısmının kayıp olarak göz önüne alınabileceği hakkında açıklama yapmak mümkün değildir.

Bu sebeplerden dolayı, açık çarklarda hacimsel debinin bir kısmının sahip olduğu enerjinin dışarı doğru aralık kaybı olarak azaldığı düşüncesini bırakmamız gerekir.

Açık çarklarda oluşan aralık kayıplarını tanımlamaya çalışan teori, şimdi başka bir teori ortaya sürmektedir Lakshminarayana (1970). Bu tezinin esasını aerodinamik taşıyıcı kanat teorisi oluşturmaktadır. Bu teoriye göre sonsuz uzunluktaki kanat üzerinde kanat profilinin alt kısmı ve üst kısmında, meydana gelen problemi içermektedir. Akım makinalarında taşıyıcı kanat teorisinin esasına göre aralık etkisini hesaplamaya yarayan ifade bundan sonraki kısımda tanımlanmaktadır.

6.3.1. ARALIK DEBİSİNİN ETKİLERİ

Açık kanatlı pompalarda aralık debisinin etkileri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- a) Kanat basma emme tarafı arasındaki kısım basınç yüklemesini azaltmaktadır. Bunun anlamı, pompada kademe enerjisi, artan aralık genişliği ile azalmaktadır. Bu azalan kademe enerjisini suya ısı olarak aktarmakta, sonuçta ısı kaybı olarak açığa çıkmaktadır.
- b) Kanat emme ve basma tarafları arasında oluşan dengeleme akımı, çark çıkışında ana akımla, bir hız bileşeni oluşturmaktadır. Bu hız bileşeni aralığa doğru yönelmiştir ve kanat emme tarafında, bir hız bileşeni oluşmasına sebep olmaktadır. Bu bileşke ise çark diskine doğrudur.

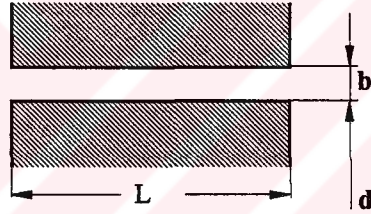
Ana akım yönüne dik olan hız bileşenlerinin büyüklüğü, kanat uçlarına doğru artmaktadır. Kanadın arka yüzeyinde akışlar birbiriyle karşılaşırlar. Bunlar birbirlerine zıt ve ana akıma dik bileşene sahiptir. Sürtünmeli akımda bu iki akış tabakaları arasında, düzgün olmayan bir süreksizlik yüzeyi oluşmaktadır. Bu yüzey kanat arkasında belli bir mesafede olduğu zaman tek yönlü santrifüj kuvvetler oluşur. Bu kuvvetler için sarfedilen enerji miktarı basınç oluşturmak için pompa içinde kaybolur gider.

6.3.2. ARALIK KAYIPLARININ VERİME ETKİSİ

Açık kanatlı pompalarda, çarkın giriş ağzındaki boşluklarda Q_k , şayet mevcutsa dengeleme tertibatlarında da Q_k' kaçakları meydana gelir. Q_k' kayıpları toplam debi Q_k ise sadece çarkla ilgili kayıplardır. Helisel çarklarda ve açık kanatlı pompalarda kaçaklar kanatların uçlarında, kanat sırtı ve yüzü arasında meydana gelir. Kaçak debi formülü aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$q_k = \mu \cdot A_{ar} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \quad (6.12)$$

Burada μ debi katsayısıdır. Bu katsayı labirent boşluğuna, girişte meydana gelen kesit daralmasını ve sürtünmeye bağlıdır. Daralma katsayısı 0,66 civarındadır. (A_{ar}) boşluğun kesit alanı ve Δh (mSY) biriminde labirentin iki tarafındaki basınç farkıdır.



6.9. Aralık boyutlarının şematik gösterilişi

Burada: (L) boşluğun uzunluğu, (b) boşluğun genişliği (d) boşluğun çapı ve eğer varsa (k) labirentin girinti ve çıkıntı sayısı ise debi katsayısı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot b} + 1,1 \cdot z}} \quad (6.13)$$

Su için $\lambda=0,025$ ile $0,050$ arasında alınabilir. Açık kanatlarda ve eksenel çarklarda kaçaklar kanatların ucu ile makinanın gövdesi arasında oluşur. Bu durumda A_{ar} kaçak kesiti; $A_{ar} = z \cdot L \cdot b$ değerine eşittir.

Δh kanadın iki yüzü arasındaki basınç farkı olan ($p' - p''$) ile orantılıdır. Bu basınç farkı dengeleme yardımıyla hesaplanır

$$\frac{p' - p''}{\rho} = \frac{w_{\infty} \cdot \Gamma_z}{g \cdot L} \quad (6.14)$$

$$\Gamma = \frac{\Gamma_z}{z} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot c_{u2}}{z} \quad (6.15)$$

Kademelerde burçların iki ucu arasındaki yük farkı: $\Delta h'' = h - h_2$ Şeklinde ifade edilir. Bu durumda pompanın volümetrik verimi $q_k = q'_k + q''_k$ olmak üzere aşağıdaki gibi tanımlanır

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{q_k}{Q}} \quad (6.16)$$

q_k , \sqrt{H} ile orantılıdır. Hız değişirse kaçaklar devir sayısı ile orantılı bir şekilde yani Q debisi gibi değişim gösterirler. Kanat uygun çizilmişse enerji aktarılmasına ait h_k kayıpları hemen hemen değişmez. Gerçekten iraksaklığı büyük olan kanallar ψ için büyük değerler seçmeyi mahsurlu kılacak kadar fazla kayıplara neden olurlar. Kanatlı bir difüzör kullanılıyorsa kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüşümü salyangoza nazaran daha kısa bir yörünge üzerinde meydana gelir.

Bu durumda büyük ψ değerine haiz pompalar için uzun bir yüzey boyunca sürtünme kayıplarına neden olan salyangozlar bu bakımdan daha az elverişlidir. Buna karşı c_{2u} hızı küçük olursa, salyangoz kesitleri büyük olacağı için sürtünme kayıpları küçük kalır. h_k sürtünme kayıpları bakımından çarkta ve difüzörde asgari kayıp şartının gerçekleştirilebilmesi için

$$w_{\infty} = \frac{w_1 + w_2}{2}$$

ile c_3 arasında eşitlik bulunur ki bu ise yaklaşık olarak $\psi=1$ değerine karşılık gelir. Diğer taraftan disk sürtünmesinden doğan kayıplar D_2^5 ile orantılı olduğundan D_2 çapının küçük değerleri daha uygundur. Fakat ψ 'nin artması β_2 açısının büyümesine ve kanat uzunluğunun azalmasına neden olduğundan, kanat sayısını artırmak zorunluluğu doğar. Bu durumda kanallar daha daralır. Sürtünme katsayısı büyür ve kayıplar artar. Ayrıca β_2 açısının büyük bir değeri çarktaki kanallarda cidardan ayrılmalara sebebiyet verir. Bu yüzden ψ nin 1 den büyük değerleri kullanılmaz.

Küçük basınçlar halinde kanat yüzeyini büyük ölçüde küçültmek böylece çarktaki sürtünme kayıplarının artmasını önlemek mümkündür. Küçük hızlarda disk sürtünmesinin hissedilir bir değeri yoktur.

Özet olarak kinetik enerjinin basınca dönüşme tarzına, basma yüksekliğine ve çarkların tipine göre hidrolik kayıpların tesiri farklı olur ve ancak ayrı ayrı her durum için bir optimum ψ değeri tayin edilebilir.

Genel olarak $0,8 < \psi < 1$ değerleri arasında yayıcıda biraz daha elverişli verimler elde edilmektedir. Devir sayısı önceden belirlendiğinde ψ değerinin seçimi genellikle belirli aralıklarda sınırlanmış olur Kovats/Desmur(1968).

7. SERBEST AKIMLI SOĞUTMA SUYU POMPASININ HESABI

Hızlı çalışan içten yanmalı motorlar pratikte devirdaim veya sirkülasyon pompası tabir edilen pompalar yardımıyla soğutulurlar. Soğutma suyu pompalarının tasarımı ve düzenlenmesi, motorun kullanılma amacına ve pompaların tahrik şekline bağlıdır. Otomobil ve tır gibi araçların motorları orta güçte olduğu için pompaların konstrüksiyonu belirgin bir şekilde ucuz ve basit imalatla ve en iyi verim değerinde imal edilmektedir. Büyük motorlarda lokomotif ve merkezi tesislerde pompanın işletme gücü daha yüksek seçilir ve pompanın tasarımı - hesabı genel pompa yapılarının doğrultusunda yapılmaktadır.

Küçük araç motorları için kullanılan soğutucu genelde motorun hemen önüne konulmuştur. Basma yüksekliği 2 - 3 m arasında kabul edilir. Daha büyük motorlarda bazen soğutma tertibatı motordan daha uzaktadır ve ek ısı değiştiricileri devrededir. Bu motorlarda daha büyük basma yüksekliklerine basabilen (25m - 30m) pompalar kullanılır. Su pompası tarafından oluşturulan basma yüksekliğinin büyük bir kısmı termostat tarafından yutulur. Termostattaki basınç farkı içinden geçen akışkan miktarına bağlıdır.

İçten yanmalı motorlarda soğutma suyu pompası olarak normalde açık kanatlı çarklar kullanılır. Ancak basma yükseklikleri 25 - 30 m den daha fazla pompalarda kapalı çarklar tercih edilir. Çünkü işletme aralığındaki tolerans yüzünden büyük sarsıntılar ortaya çıkabilir.

Su pompasının tasarımı motor şartlarına uygun olmalıdır. Yapılması gereken her zaman soğuk su boruları olamayan organik bir yapıdır. Pompa çarkı gri pik dökümden kanat kalınlığı en az 3 mm olacak şekilde yapılır.

Aşağıdaki hesaplamalar, otomobil motorlarının projelendirilmesinde, esas ölçülendirmeden önce, ön hesaplama için geçerlidir. Soğutma suyu pompasının ve eşanjörlerin tasarımında, ilk başta dışarı atılan ısı miktarının bilinmesi şarttır. Bu da yakıt kullanma miktarına bağlıdır. İlk hesaplamalar için yüklenmemiş motorlarda açığa çıkan ısının %30 kadarının suya geçtiği kabul edilir.

Suya geçen özgül ısı miktarı q_s (kcal/BG.h)

$$q_s = 0,3.B.H_u \quad (7.1)$$

B : Yakıt miktarı (kg/BG)

H_u : Isıl değer (kcal/kg)

Projelendirmede ara değerlerin hesabında, q_k için geçici olarak kabuller yapılabilir.

Direkt püskürtmeli diesel motorlarda	$q_s = 450-600$	(kcal/BG.h)
Endirekt püskürtmeli diesel motorlarda	$q_s = 600-700$	(kcal/BG.h)
Otto motorlarında	$q_s = 800-1000$	(kcal/BG.h)

Yüklü motorlar için alt sınır değerleri geçerlidir. Gerekli soğutma suyu miktarı Q_s (lt/h) ise aşağıdaki ifade yardımıyla hesaplanır.

$$Q_s = \frac{q_s \cdot P_e}{\Delta t} \quad (7.2)$$

P_e = Motor efektif gücü (BG)

Δt = Soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark

Yavaş hareket eden ve az yüklü taşıtlar için $\Delta t = 7 \div 8$ °C hızlı ve çok yüklü motorlar için $\Delta t = 5$ °C alınır.

Su pompasının basma yüksekliği, basma miktarına, motorun ve soğutucunun ara akış kesitine (apına), soğutma tesisinin toplam düzenlenmesine ve motor-soğutucu arasındaki iletişim uzunluğuna bağlıdır.

Hesaplamalarda, taşıt ve ağır vasıtaların motorları için basma yüksekliği 6-10 (mSY). Büyük motorlar için ve özellikle lokomotifler de her soğutma tesisi için yaklaşık 12m. den 20m. ye kadar seçilir. Su pompası çarkları kural olarak açık, ve girişler radyal ($\alpha_1=90^\circ$) biçimdedir.

7.1. AÇIK KANATLI ÖNE EğİMLİ ÇARKIN HESABI

Öne eğimli çarklarda, önemli olan β_1 ve β_2 nin tespit edilmesidir. Literatür taraması yapıldığında öne eğimli kanatların hesabı ile ilgili bir formüle rastlanmamıştır. Ancak yapılan incelemelerde bu konu üzerinde çalışan araştırmacılar D_1 , D_2 ve n , büyüklüklerini tespit ederek β_1 ve β_2 ile diğer büyüklükleri hesaplamışlardır.

Bu hesaplamalarda Pflleiderer(1961)' in önerdiği grafikler göz önüne alınmıştır.

Her ne kadar öne eğimli kanatlarda hesaplama zorluğu olsada, aynen radyal çarklarda olduğu gibi girişte akışın 90° yön değiştirdiği ($\alpha_1 = 90^\circ$) kabul edilerek $c_{1m} = c_1$ eşitlikleri ve hız üçgenlerinden pompanın ilgili büyüklüklerini hesaplamak kolaylaşmıştır.

Radyal giriş için manometrik basma yüksekliği

$$H_m = \eta_h \cdot k \cdot \frac{u_2}{g} \cdot c_{2u}$$

Öne eğik kanat halinde, $c_{2u} = 2 \cdot u_2$ olursa, manometrik basma yüksekliği;

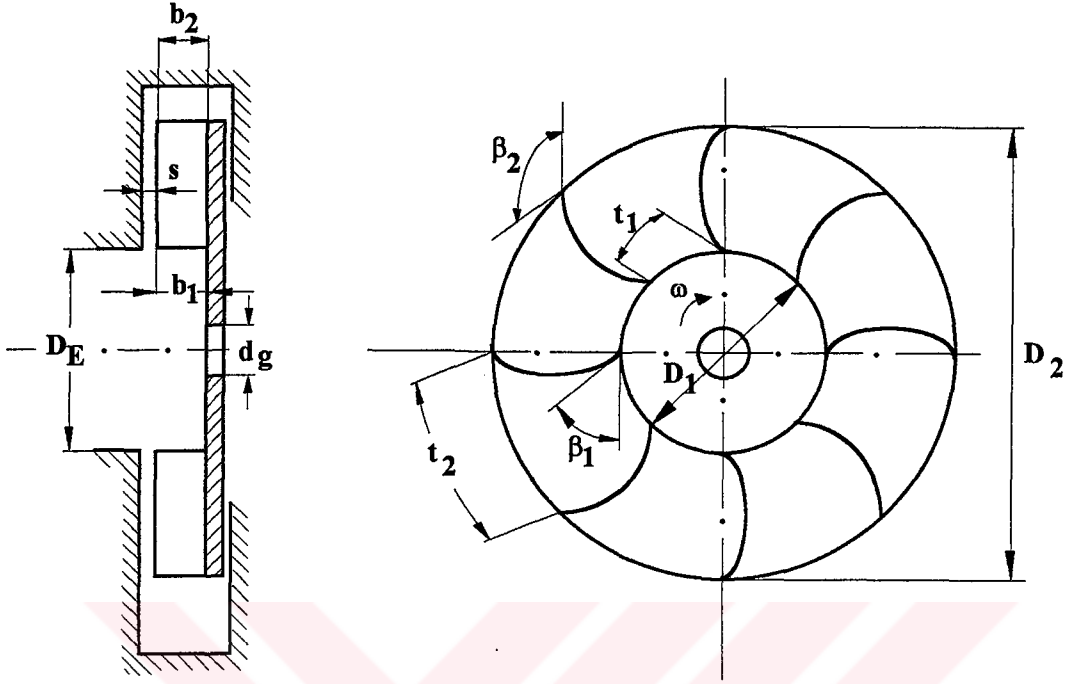
$$H_m = \eta_h \cdot k \cdot \frac{2 \cdot u_2^2}{g} \quad (7.3)$$

olarak elde edilir.

H_m	:Basma yüksekliği	(m)
η_h	: Hidrolik verim (0,6 ÷ 0,7)	(-)
u_2	: Çevresel hız	(m/s)
c_{u2}	: Çevresel hız doğrultusundaki bileşen	(m/s)
k	: Düzeltme faktörü	(-)

" k" faktörü kanat sayısının belirlediği bir büyüklüktür. 8 kanatlı çark için, çıkış çapının giriş çapına göre (D_2 / D_1) ve çıkış için değişik kanat açalarına bağlı değerlerin tablodan bulunması ile tespit edilir.

Hesaplamalarda öne eğimli kanat için $\beta_1=50^\circ$, $\beta_2=110^\circ$ alınmıştır. Şekil 7.1'de öne eğimli bir çark üzerinde hesaplanması gereken büyüklükler gösterilmiştir.



Şekil 7.1. Öne eğimli çarkın görünüşü.

Taşıt ve ağır motorlarda hızlı bir hesaplama için, soğutma suyu pompasının suyu 10m'lik basma yüksekliğine bastığı kabul edilerek yaklaşık değer olarak çark çıkış çapı için değişik ifadeler önerilmektedir. Bu ifadelerden biri aşağıdaki 7.4. nolu denklemle tanımlanmaktadır. Herman (1973).

$$D_2 \cong \frac{280}{n} \quad (7.4)$$

Burada D_2 (m) çark çapı, n (d/dk) dönme sayısıdır. Çarkın projelendirilmesine, göbekten başlanır ve devam edilir. d_g göbek çapı, çark ile mil arasında bağlantıya göre değişir. C_0 bileşke akım hızı (2÷3)m/s arasındadır.

Eğer küçük çarklarda olduğu gibi emme borusu çapı D_e çapına eşit alınırsa :

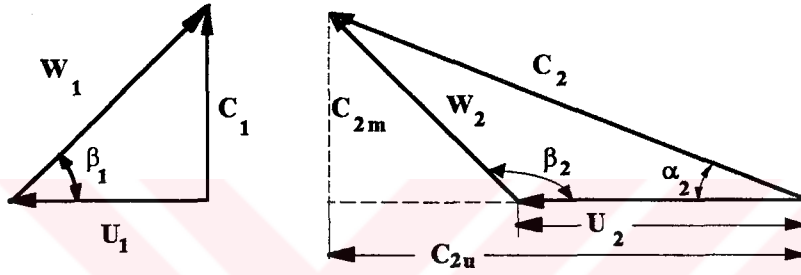
$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d_g^2) \quad (7.5)$$

$$A \cdot c_e = 1,1 \cdot Q \quad (7.6)$$

1,1 sayısı aralık kayıplarını ve çark imalatı sırasında yüzey pürüzlülüklerini dikkate alma faktörüdür.

Böylece D_1 bulunabilir. D_2 ise $\frac{D_2}{D_1} = 1,5 \div 1,7$ ifadesinden uygun bir değer seçilerek bulunur.

Eğer soğutucu akışkan soğutma suyu pompası ile beraber ele alınırsa pompanın ve soğutucu akışkanın soğutma hızı söz konusudur. Böylece ana eşitlik sayesinde, $U_2 \cdot C_{u2}$ değeri istenen basma yüksekliğine erişebilmek için isteğe göre hesaplanabilir. Radyal çarklarda $\alpha_1 = 90^\circ$ olduğundan $C_1 \cong C_{1m}$ olacaktır. Açıları bulmak için hız üçgenlerinden yararlanılır.



Şekil 7.2. Giriş ve çıkış hız üçgenleri

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C_{2m}}{C_{2u}} \quad (7.7)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}} \quad (7.8)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_1}{U_1} \quad (7.9)$$

uygun kanat sayısının bulunması için

$$z = k \cdot \frac{D_1 + D_2}{D_1 - D_2} \cdot \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (7.10)$$

ifadesinden yararlanılır. Soğutma suyu pompaları için $k = 4,5 \div 5$ arasında alınır.

Çark giriş ve çıkış genişlikleri b_1 ve b_2 ise aşağıdaki eşitliklerden hesaplanır.

$$b_1 = \frac{1,1 \cdot Q}{c_{1m} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot k_1} \quad (7.11)$$

$$b_2 = \frac{1,1 \cdot Q}{c_{2m} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot k_2} \quad (7.12)$$

$$k_1 = 0,55 \div 0,65$$

$$k_2 = 0,80 \div 0,85$$

k_1, k_2 büzülmeden ve kanat kuvvetinden dolayı oluşan daralma etkisini düzeltme faktörleridir.

7.2. ÇARK KANATLARININ PROJELENDİRİLMESİ

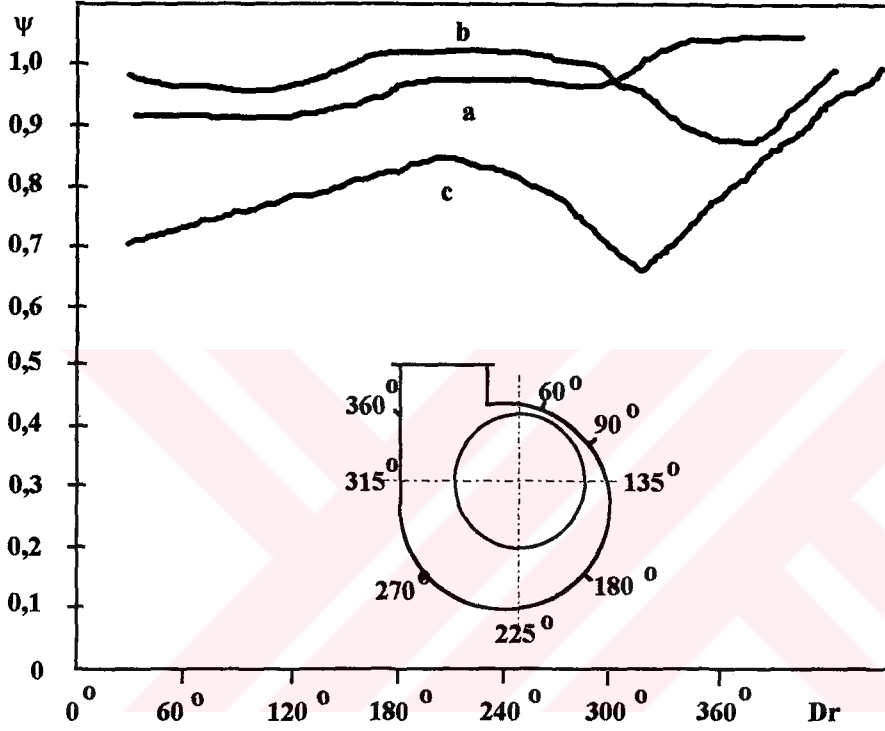
Kanatların konstrüksiyon biçimleri pompanın en önemli özelliği olup düz ve eğimli olabilir. Çark kanatları planlanırken düz kanatlarda kanatların mil eksenine dik olmasına dikkat edilir. Ancak eğik kanatların tasarımı çeşitli yöntemlere göre gerçekleştirilir. Bu yöntemler tek daire metodu, çift daire metodu ve nokta nokta kanat çizim metodlarıdır Çallı (1991).

Son yıllarda yapılan deneysel çalışmalarda nokta nokta metoduyla çizilen kanatların iyi bir kanat çizimi olduğu ifade edilmektedir. Proje uygulamalarında genel olarak çark çapı 100 mm den daha küçük olanlarda tek daire metodu, 100 mm den daha büyük olanlarda ise çift daire veya nokta nokta çizim metotları önerilmektedir Kovats/Desmur(1968).

Pompa deneylerinde kullanılan çark çapları $D_2=80$ mm olduğu için çarkın projelendirilmesi sırasında eğri kanatlı çarkların çiziminde tek daire metodu tercih edilmiştir.

7.3. SALYANGOZ GÖVDENİN TAYİNİ

Şekil 7.3' de değişik gövde biçimlerinde basınç sayısının değişimi gösterilmiştir. (a) grafiği Pfeleiderer spirali için, (b) grafiği eşit hızdaki Stepanoff eğrisi ve (c) grafiği , eş merkezli dairesel gövdeli, serbest akımlı pompadaki durumu göstermektedir.



Şekil 7.3. Değişik salyangoz biçimlerinde gövde başlangıcında basınç sayısı değişimi.

(c) grafiğindeki serbest akımlı pompanın 315° lik kısmında geri akış meydana gelmektedir.

7.3.1.SPİRAL GÖVDENİN PROJELENDİRİLMESİ

Küçük tek silindri motorlarda, diesel veya benzinli sabit motorlarda, traktör motorlarında ve de taşıt motorlarında, genelde su pompaları, gövde yapıları salyangoz yapısına benzemeyen, silindir gövdesindeki soğutma bölümünde açık olarak düzenlenirler.

Spirallerin planlanmasında bilinen klasik yöntemin temel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$r_2 \cdot c_{2u} = r_0 \cdot c_{0u} = K \quad (7.13)$$

Spiral kesit şekli; su pompası düzeneğine, yer kaplama durumuna ve döküm tekniğinin imkanlarına bağlıdır. Yer kaplama açısından kazançlı ve döküm tekniği açısından en basit ve uygun olanı sekiz köşeli formdur. Burada R yarıçapı eşitliği;

$$R = r_a \cdot e^{\frac{Q' \cdot \varphi^\circ}{360 \cdot K \cdot b}} \quad (7.14)$$

ile verilmektedir. Bu eşitlikte;

- r_0 :Spiralin hangi başlangıç noktasında olduğunu belirleyen yarıçap (m)
 R : φ açısında her hangi bir spiral noktası (m)
 Q' :1,1 Q Kaçak debi (m³/s)
 b :Spiral genişliği (m)

Spiral genişliği b_2 den gerekli çıkış genişliğine kadar lineer ilerleme ile veya çevre ile eşit b genişliğinin alınmasıyla bulunabilir. Yukarıdaki formülden b yi çekersek ;

$$b = \frac{Q' \cdot \varphi^\circ}{360 \cdot K \cdot \ln \frac{R}{r_0}} \quad (7.15)$$

bulunur. Spiralin ayırma parçası φ açısı vasıtası ile 7.15 nolu formülden hesaplanır. Bu formülden aynı zamanda iç spiral hesaplanır. Bunun yanında R , b sabit ve r_0 değişken olarak işlem görür.

Spiralin son kesitinin basınç borusu kesitine geçişi en iyi şekilde spirale yerleştirilen dağıtıcı sayesinde olmaktadır ki bu kesit sonundaki çapta su hızı yaklaşık olarak 3÷5 m/s arasında değişir.

Aşınma kayıpları H_f debinin karesiyle orantılı olarak değişmektedir. Darbe kayıpları normal bir sanrüfuj pompada olduğu gibi giriş bölümünün çarka uzaklığı büyük olduğu için hesaplara girmemekte veya çok küçük olduğu için durgun bir akış gibi iyi bir emme şartı oluşturmaktadır.

Çark genişliği b_2 hesabında aşağıdaki ampirik bağıntı önerilmektedir.

$$b_2 = (0,25 \div 0,3) \cdot D_m \quad (7.16)$$

İlk önce artırılmış Q^1 değeri için en uygun emme aralığı D_e bununla beraber emme ağzındaki hız C_e giriş sayısı ε ile tesbit edilir.

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot c_e} + d_g^2} \quad (7.17)$$

Burada D_e emiş ağzı çapı, d_g mil göbek çapı olup c_e ise aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$c_e = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (7.18)$$

Genellikle giriş sayısı ε için :

$$\varepsilon = (0,2 \div 0,25) \cdot \left(\frac{n_q}{27,5}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (7.19)$$

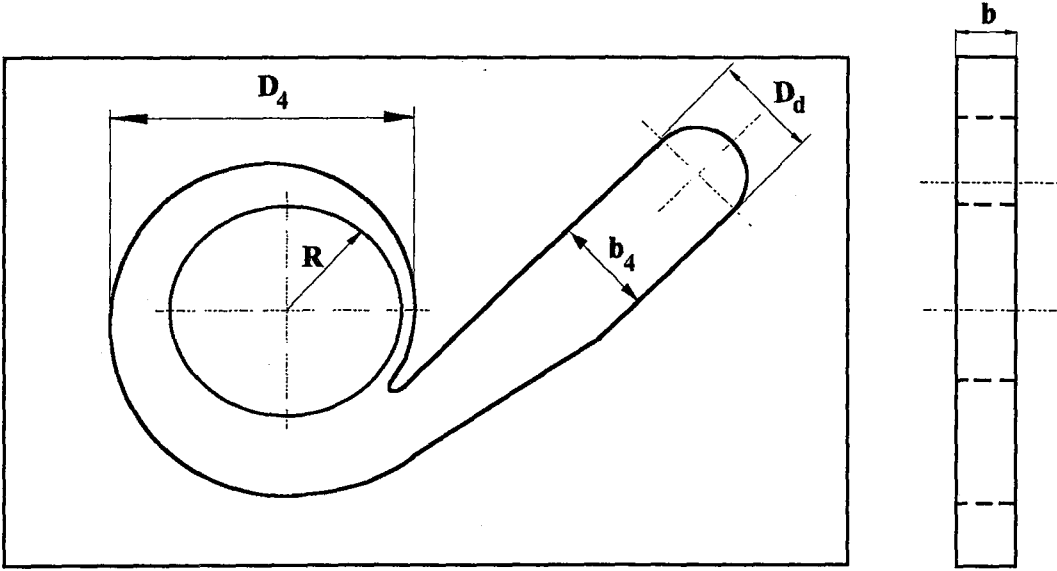
İfadesi önerilir ($0,1 < \varepsilon < 0,3$). Emiş ağzı çapı emme kabiliyeti ve pompanın kavitasyon tehlikesi için belirleyicidir. Kanatların giriş kenarlarının emiş ağzının içine doğru biraz çekik olması bazen pompaların emiş gücünü artırır.

Böylece emme ağzındaki kesit $A_e = \frac{Q}{c_e}$ denkleminde bulunup D_e emme ağzı çapı hesaplanarak gerekli kontroller yapılır.

Emme ağız genişliğinin tesbiti için aynı zamanda diğer mevcut gövdenin ana ölçüleri kullanılabilir. Pompa çıkışı basınç ağzı genişliği D_d ve gövde kalınlığı b_4 için:

$$D_d = b_4 = (0,8 \div 1) \cdot D_e \quad (7.20)$$

ifadesi geçerlidir.



Şekil 7.4. Spiral gövde görünüşü.

Gövde çapı için $D_4 = D_2 + b_4'$ dir. Gövde normal hallerde eş merkezli olmaktadır.

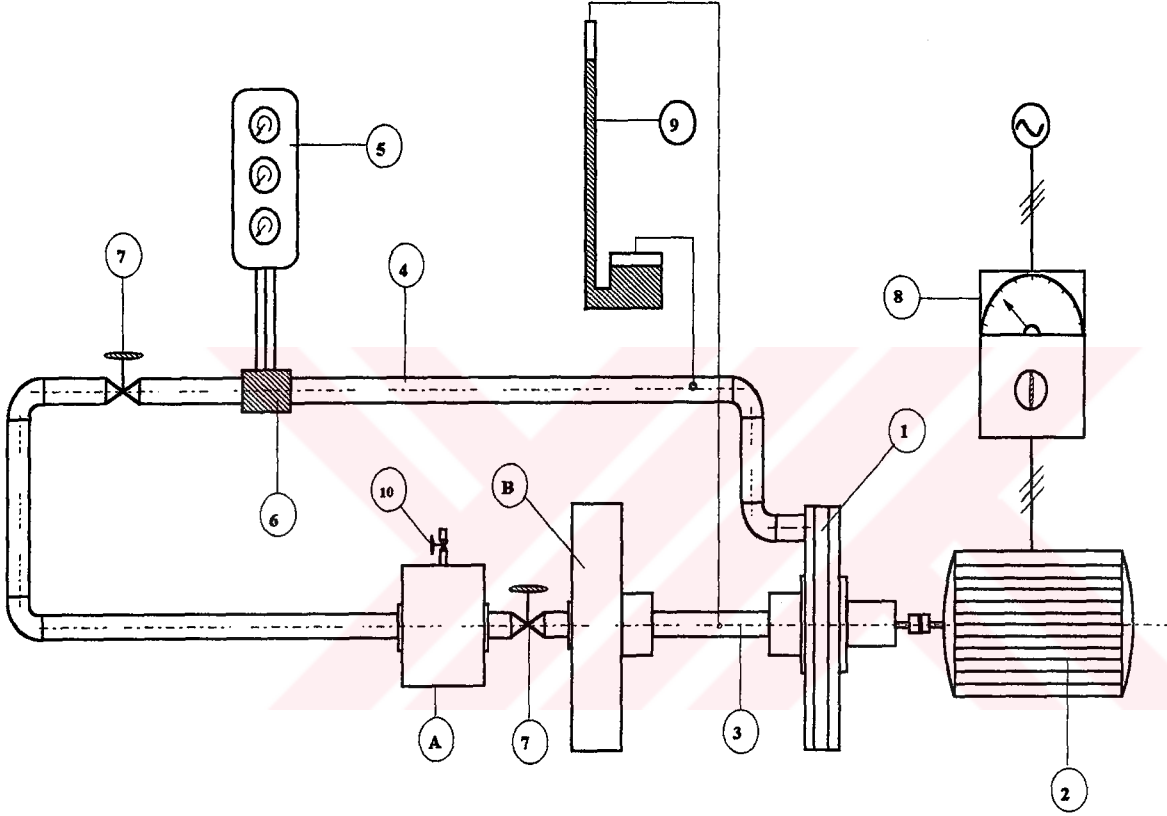
Genelde santrifüj pompa salyangoz gövdeleri dairesel kesitli olarak yapılmaktadır. Çünkü dairesel kesit en ekonomik şekildir. Daire kesit alanına göre en küçük hacmi verdiği için, yüksek özgül hızlı büyük pompaların gövdelerinin hafif yapılabilmesi için tercih edilir. Salyangoz gövde kesitleri içten yanmalı motorun konstrüksiyonuna uygun seçilmektedir.

Fakat hidrolik bakımdan diğer kesitleri seçmek faydalı olacaktır. Bu sayede çarktan çıkan akışkanın salyangoz gövdeye geçişteki enerji kayıpları daha küçük olacaktır. Salyangoz gövdenin çıkışında bulunan yayıcı kısmı kendi başına yol verici bir kanat gibi iş görür. Bu kısım çark çıkış hızı c_2 mutlak hızına uygun olmalıdır.

Çark dış çeperi ile gövde arasındaki aralığın küçük tutulmasının pek bir avantajı yoktur. Bu yüzden salyangoz gövdenin yapısına uygun aralık seçimi daha öncedende bahsedildiği gibi ilgili bölümler için kesit hesabı yapılarak bulunur.

8. DENEY DÜZENEĞİ

Açık kanatlı bir santrifüj pompada meydana gelen aralık kaybını ve bunun sistem üzerinde oluşturduğu değişiklikleri inceleyebilmek için şekilde görülen deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde, istenilen devir sayısı ayarlanabilmektedir ve çok değişik çark modelleri üzerinde deney yapma imkanı mevcuttur.



- 1 - Deney Pompası
- 2 - Elektrik Motoru
- 3 - Emme Borusu
- 4 - Basınç Hattı
- 5 - Mobil gösterge Cihazı
- 6 - Debi Sıcaklık Sensörü

- 7 - Vana
- 8 - Wattmetre
- 9 - Cıvahlı U Manometresi
- 10-Havalandırma Vanası
- A - Büyük Su Deposu
- B - Küçük Su Deposu

Şekil 8.1. Deney düzeneği.

8.1. GENEL BİLGİLER

Şekil 8.1' de görülen deney düzeneği kapalı çevrim olarak çalışmaktadır. A ve B depoları yardımıyla sistemin atmosfer basıncıyla bağlantısı sağlanmıştır.

Deney düzeneğinde deney pompası (1) devir sayısı değiştirilebilir 3 fazlı A.C. motoru (2) ile tahrik edilmektedir. Deney pompasına suyun girişi aksel yönünde, dönerek ilerleyen bir emme borusu yardımı ile sağlanır(3). Deney pompasından basıncı artırılarak sevk edilen su basma borusu yardımı ile basınç hattına gönderilir (4). Akışın düzgün olabilmesi için bu borunun içine akış düzenleyiciler yerleştirilmiştir.

Basınç hattı üzerine monte edilmiş mobil cihazı (5) ve algılayıcısı (6) yardımı ile debi ve sıcaklık aynı anda ölçülebilmektedir. Deney düzeneğinden geçen debinin ayarlanması ise bir vana yardımı ile yapılmaktadır.(7).

Basınç hattından geçen su önce A deposuna, sonra B deposuna gönderilmektedir. Deney pompası suyu B deposundan emdiği için suyun çalkantısız ve sabit seviyede kalmasını sağlamak için B deposundan önce daha büyük hacimli bir A deposu yerleştirilmiştir.

8.2. DENEY POMPASI

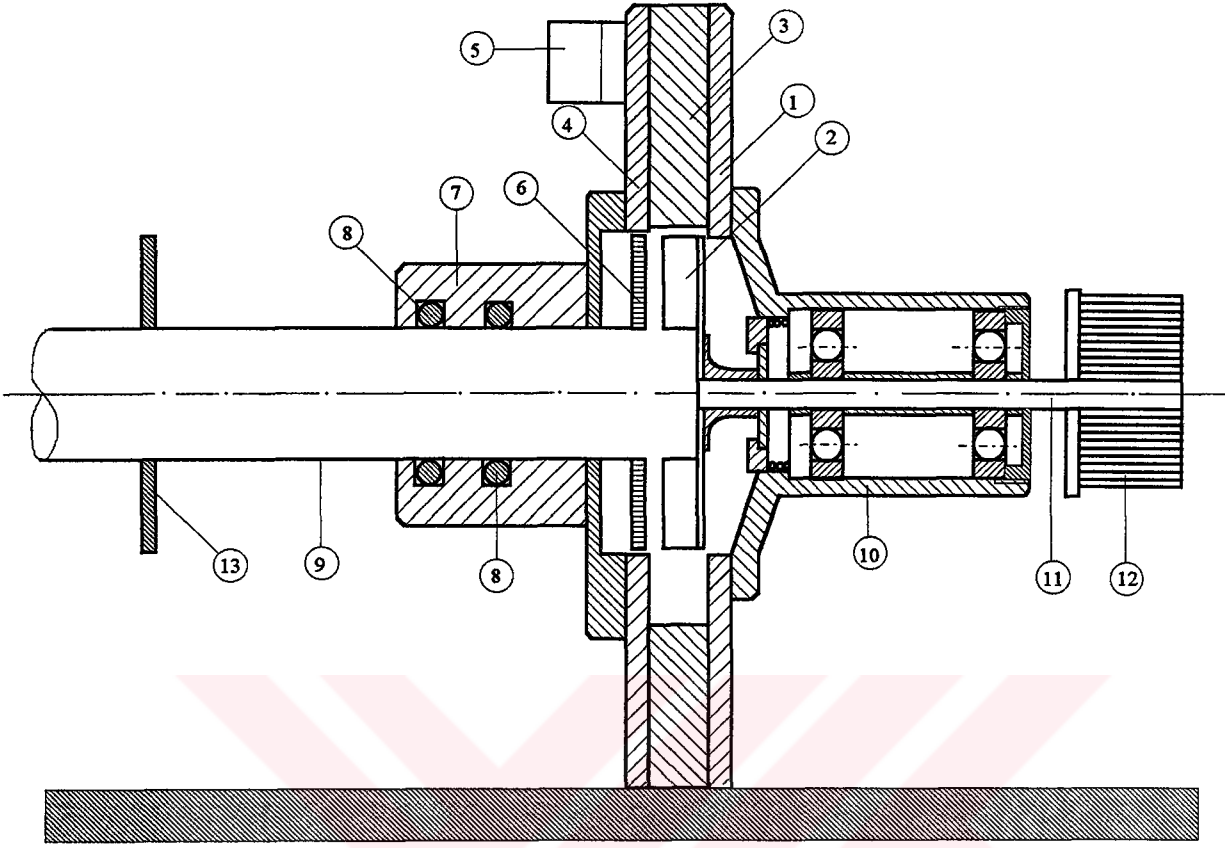
Deney pompası esas itibarı ile 5 kısımdan oluşmuş olup açık kanatlı çarklarda aralığın hassas değiştirilmesine ve değişik çarkların sökülüp takılabilmesine uygun olarak tasarlanmıştır.

Şekil 8.2' de detay resimleri gösterilen pompanın bölümleri şunlardır.

8.2.1. Ana gövde(1) : Dönel çarkın ve salyangoz gövdenin arka kısmını oluşturmakta olup çarkın sökülüp takılabilmesinde yardımcı olan mekanizmayı üzerinde bulundurur.

8.2.2. Çark(2): Öne eğimli olarak tasarlanmış çarklar değişik kanat sayılarında olup sökülüp değiştirilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Modelleri hazırlandıktan sonra Al malzemenin dökülerek imal edilmiştir. Malzeme olarak alüminyum malzemenin seçilmesinin en büyük nedeni dökümünün kolay yapılabilmesi ve işlenmesinin kolay olmasıdır.

8.2.3. Salyangoz gövde(3) : Hem çarkı çevreleyip, basınç artımını sağlayacak gövdeyi oluşturmak, hem de yayıcı kısmı yardımı ile basınçlı suyu basınç hattına gönderecek şekilde tasarlanmış kısımdır. Genişliği çark genişliğine yakın tutulmuş olup yayıcı kısmı dikdörtgen kesitlidir. Gövde detayı spiral gövdenin planlanması kısmında şekil 7.4' de verilmiştir. Spiral gövde imal edilirken projesi spiral prensibine göre çizilmiş modelleri oluşturulmuş ve dökülerek Al malzemenin imal edilmiştir.



Şekil 8.2. Deney pompası detay resmi.

8.2.4. Ön kapak(4) : Emme borusunun aksel yönde ilerlemesini ve gövdedeki suyun sızdırmazlığını sağlayacak şekilde tasarlanmış olup aynı zamanda spiral gövdenin ön kısmını oluşturur. Pompanın basınç hattı çıkışı bu kapak üzerine monte edilmiştir.

8.2.5. Basınç hattı pompa çıkışı(5): Salyangoz gövdenin yayıcı kısmından gelen basınçlı akışkanı boru hattına sevk eden kısımdır.

8.2.6. Ön disk(6): Dönel çarkın ön yüzüne paralel duran silindirik parça olup emme borusuna sabitlenmiştir. Emme borusu aksel hareket ettikçe çark ön yüzü ile disk yüzeyi arasında kalan aralık yüzeyi ayarlanır.

8.2.7. Yataklama sistemi(7): Emme Borusunun yataklanmasına yardımcı olan kısımdır. Aynı zamanda sızdırmazlığı sağlamak için kullanılan oring elemanlarının yuvası bu sistemin içindedir.

8.2.8. O-ring elemanı(8): Pompa ve depo içinde bulunan suyun hareketli kısımlardan dışarıya çıkmasını önleyerek sızdırmazlığı sağlayan elemandır. Hem pompa tarafında hemde B deposu tarafında bulunan yatakların içine açılan yuvalara ikişer adet yerleştirilmiştir.

8.2.9. Emme borusu(9): Depodan aldığı suyu Pompa emme girişine sevk eden, aynı zamanda aralık ayarlaması yapan disk üzerinde bulunduran hareketli bir elemandır. Emme borusu hakkında detaylı bilgi ileride verilecektir.

8.2.10. Aktarma organı(10) : Dönel çarkı ve mili üzerinde bulunduran bu kısım motordan aldığı dönme enerjisini çarka aktarır. Ana gövdenin motor kısmına 4 civata ile monte edilen bu kısım üzerinde sızdırmazlık elemanları ve rulmanlar bulunur. Gerektiğinde kolayca sökülerek üzerinde bulunan çarkın değiştirilmesini sağlayacak şekilde dizayn edilmiştir.

8.2.11. Mil(11): Kavramadan aldığı dönme hareketini çarka aktaran elemandır.

8.2.12. Kavrama(12): Elektrik motoru ile su pompası arasında bağlantıyı sağlayan elastik bir bağlantı elemanıdır.

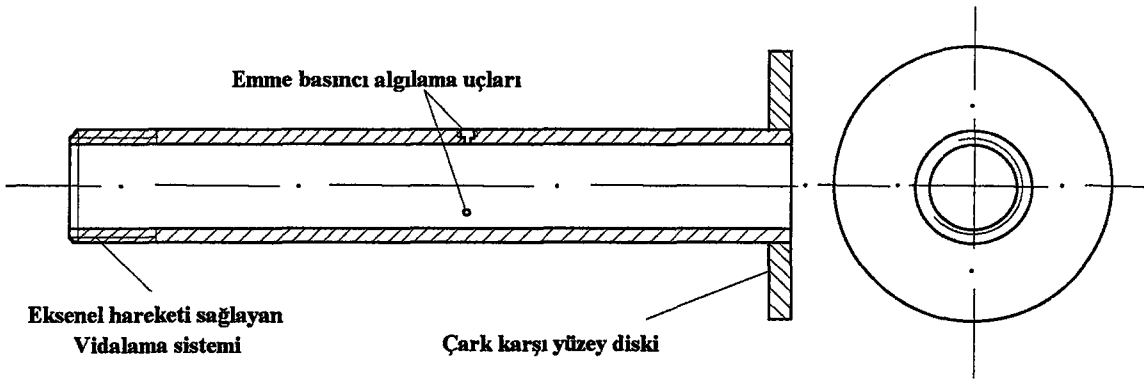
8.2.13. Aralık ölçme disk(13): Emme borusunun dışında emme borusunun üzerine monte edilmiş bu disk yardımıyla, çark ile karşı disk arasındaki boşluğun rahatca ölçülmesi yapılmaktadır.

8.3. TAHRİK SİSTEMİ

Tahrik sistemi olarak 0.340 KW gücünde 50 Hz' lik alternatif akımla çalışan 3 fazlı asenkron motor kullanılmıştır. Asenkron motorun devri 3 fazlı bir frekansmetre cihazı (İnvertör) ile ayarlanabilmektedir.

8.4.. EMME BORUSU

Dönel çark ile karşı plaka arasındaki mesafenin aksel yönde ayarlanmasını sağlayacak şekilde tasarlanmış dairesel kesitli bir elemandır. Emme borusunun ön tarafına (çark tarafına) çarkın karşı yüzeyini oluşturacak şekilde çark çapına eşit hassas silindirik bir disk monte edilmiştir. Emme borusu hareket ettikçe bu disk de hareket etmektedir. Ayrıca emme borusu üzerinde aksel hareket miktarını ölçmeye yarayan yardımcı bir diskde sisteme monte edilmiştir.



Şekil 8.3. Emme borusu.

Emme borusu ile gerek pompa gerekse B deposu arasında suyun kaçmasını önleyecek sızdırmazlık elemanları kullanılmıştır. "s" aralık genişliğinin incelenmesi sistemin en önemli parametresidir. Buna uygun olarak itinalı bir şekilde aralık ölçen bir komparatör emme borusunun yanına monte edilmiştir. Ayrıca emme basıncının ölçülebilmesi için emme borusunun çevresine 120° açıyla üç delik açılmış buralara basınç algılayıcı uçlar bağlanmıştır.

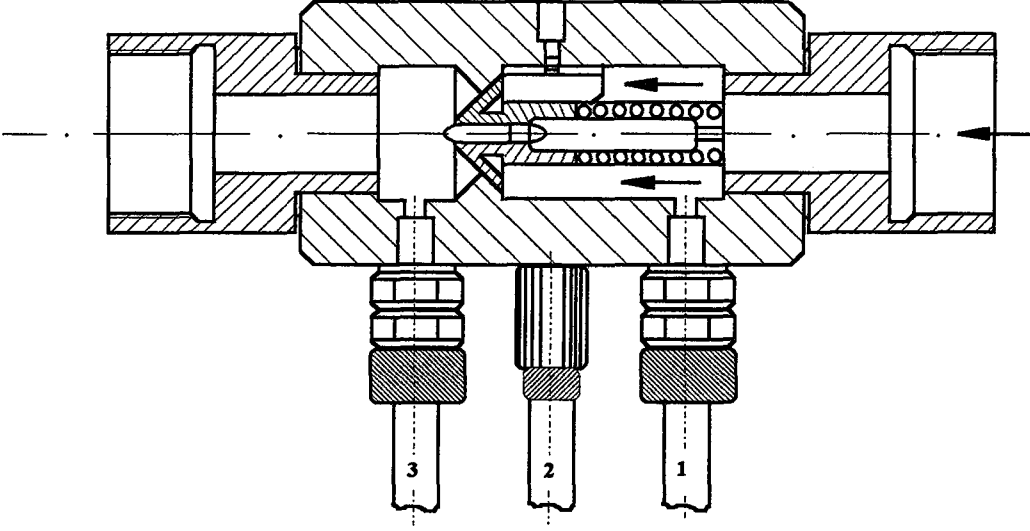
8.5. BAĞLANTI BORULARI

Deney pompası ile su depoları arasındaki bağlantıyı sağlayan 1" çapındaki borular mümkün olduğu kadar az basınç düşümü sağlayacak şekilde birbiri ile bağlanmıştır. Deney pompasının hemen çıkışında bulunan boru çevresine 120° açıyla üç delik açılmış ve buralardan basınç hattındaki basıncı ölçecek uçlar alınmıştır. Boru içine yerleştirilen akış düzenleyiciler yardımı ile boru içindeki akış düzgünleştirilmiştir.

Pompa tarafından oluşturulan basınç farkını tesbit edebilmek için ölçü deliklerinin bir ucu emme borusuna bir ucuda basma borusuna (pompa çıkışına) bağlanmıştır. Basınç hattında keskin köşelerin ölçme olayına ters yönde etki yapmasını önlemek için ölçme delikleri ile köşe arasına bir doğrultucu konmuştur.

8.6. MOBİL CİHAZI ALGILAYICISI

Basınç hattı üzerine yerleştirilmiş algılayıcı yardımı ile boru içinden geçen akışkanın debisi ve sıcaklığı doğrudan mobil cihazına bildirmekte ve mobil cihazı üzerinde bulunan analog gösterge yardımı ile basınç debi ve sıcaklık değerleri okunabilmektedir. Bu algılayıcı cihazın detayı şekilde gösterilmiştir.



Şekil 8.4. System 20 Mobil Cihazının sensör kesiti (1-Basınç, 2-Sıcaklık, 3-Debi algılayıcıları).

8.7. VALF

Deney düzeneğinde sistemden geçen debinin ayarlanması için kullanılan bu valf lokal kaybın minimum olabilmesi için sürgülü tip seçilmiştir. 1" ölçüsündeki valf ile hassas debi ayarı yapılmaktadır. Deney düzeneğinde basınç hattında mobil algılayıcısından sonra ve emme hattında A ile B deposu arasında valf bulunmaktadır.

8.8. A DEPOSU

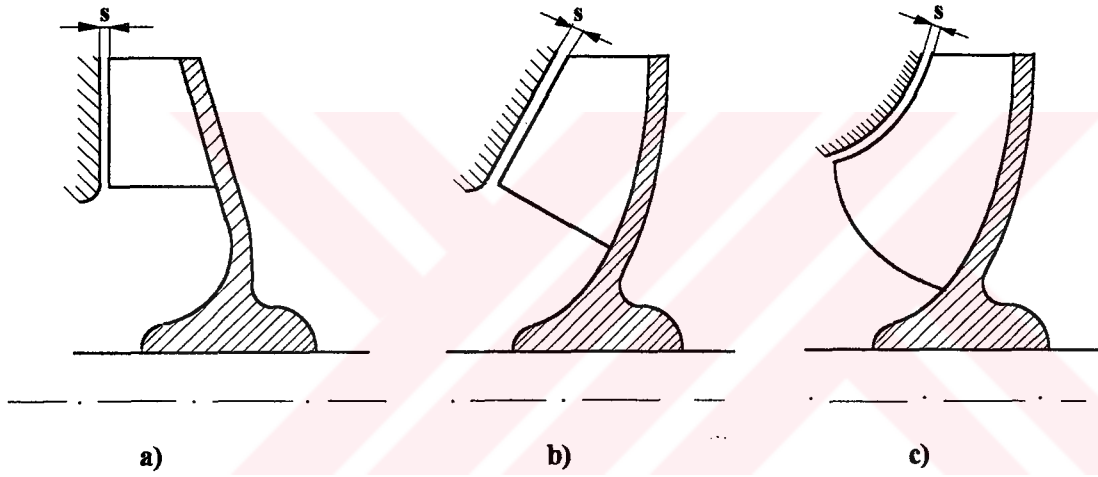
Sistemde dolaşan suyun depolandığı bu kısımda deponun bir ucu basma borusuna diğer ucu B deposuna bağlanmıştır. Deponun üst kısmına yerleştirilen vana yardımıyla çark değiştirilmesi sırasında eksilen suyun doldurulma işlemi yapılmaktadır. Bu deponun içine yerleştirilen bölmeler yardımıyla basma borusuna gelen suyun çalkantı hızı yavaşlatılmaktadır .

8.9. B DEPOSU

A deposu ile su pompası arasına yerleştirilen bu deponun iki ana görevi vardır. Birincisi emme borusunun aksinel yönde hassas ilerlemesini mümkün kılmak için yataklama düzeninin monte edilmesini sağlar. İkincisi ise basma hattından gelen suyun emme hattını etkilememesi için suyun tamamen durgunlaşmasını temin eder. Bu deponun iç kısmında A deposunda olduğu gibi bölme vardır. Gerek A gerek B deposu gerekse diğer bölümler içinde bulunan toplam su miktarı orta büyüklükte bir taşıt motoru ve soğutma sisteminde bulunan su miktarına eşit olacak şekilde tasarlanmıştır.

8.10. ÇARKLAR

İncelenen çarklar radyal yapı biçimindedir. Bunlar basit şekilde bükülmüş veya düz kanatlara sahiptirler. Orta eksen kesitine göre çark önü makina eksenine dik olacak şekilde dizayn edilmiştir (şekil 8.5.a). Yani bunun anlamı çark ön yüzlerinin doğrultusu makina eksenine diktir. Bu tür çarkların avantajı çark ön yüzeyi boyunca tüm radyal uzantı üzerinde mümkün mertebe homojen bir aralık genişliğinin elde edilebilmesidir. Çarkın eğik konumunda kanat ön yüzeyi eksene göre bükülmüş ise homojen bir aralık genişliği sadece büyük bir imalat masrafiyle gerçekleştirilir. Bu nedenle ön yüzü eksene dik olan çarklar radyal açık çarklarda sıkça kullanılmaktadır. Öne eğimli kanatların önce modelleri hazırlanmış daha sonra dökülerek imal edilmişlerdir. Emme tarafındaki uçlar yuvarlatılmış basma tarafındaki uçlarda hafif inceltmişlerdir.



a) Önyüzü eksene dik konumda b) Önyüzü eksenle açılı c) Önyüzü bükülmüş

Şekil 8.5. Kanat önyüzlerinin dik kesitlerinin değişik konumları

8.11. ÖLÇME YÖNTEMİ

Deney düzeneğinde ölçülen büyüklükler sırasıyla basınç farkı, debi, devir sayısı, aralık genişliği ve mil gücüdür. Bu ölçülen büyüklüklerin ölçme tekniği özet olarak aşağıda verilmiştir.

8.11.1. BASINÇ FARKI ÖLÇÜMÜ

Deney pompasının emme ile basma kanalları arasındaki basınç farkı, emme borusuna ve basma borusuna 120° ' lik açıyla yerleştirilen algılayıcı uçlar müşterek bir boruya birleştirilerek civalı U manometresinin uçlarına bağlanmıştır. Pompa giriş çıkış konumları arasındaki basınç farkı direkt olarak bu manometreden mmHg olarak okunmuştur.

8.11.2. DEBİ ÖLÇÜMÜ

Deney pompasının sevkettiği akışkan miktarı basınç hattına yerleştirilen bir mobil cihazı yardımıyla direkt olarak okunmuştur. Daha önce şekil 8.4' de verilen algılayıcı basınç hattı üzerine yerleştirilmiştir. Algılayıcı üzerinde bulunan üç adet uçtan birisi basınç birisi sıcaklık ve diğer uç ise debi ucu olup bu uçlar System 20 cihazına ara bağlantı elemanlarıyla bağlanmıştır. Bu cihaz üzerinde basınç, sıcaklık ve debi göstergeleri analog gösterge şeklindedir. Sistemin basıncı düşük olduğu için bu cihaz yardımıyla sistem basıncı ölçülememiş ancak debi ve sıcaklık aynı anda okunabilmiştir.

8.11.3. DÖNME SAYISININ ÖLÇÜMÜ

3 fazlı AC elektrik motoruyla tahrik edilen deney pompasının dönme sayısı ölçülürken mekanik takometre ve elektronik göstergeli takometreden yararlanılmıştır. Elektronik takometre deney cihazı çalıştığı sürece devir sayısı ölçümü yapmış ara sıra mekanik takometre ile pompa devri kontrol edilmiştir. Deneyler yapılırken deney pompasının değişik devir sayılarında çalıştırılabilmesi için elektrik motorunu besleyen devrenin frekansı bir invertör yardımıyla değiştirilmiştir. Bu sayede deney pompası 120 d/dk ile 5000 d/dk arasında değişik devir sayılarında denenmiştir.

8.11.4. ARALIK GENİŞLİĞİNİN ÖLÇÜMÜ

Eksenel ilerlemeyi dönerek yapan bir emme borusunun dış kısmına yerleştirilen disk, emme borusu ile beraber hareket etmektedir. Dolayısıyla aralık ölçümü için bu plakadan yararlanılmaktadır. Aralık ölçmek için bu plakaya bağlı derinlik mikrometresi ve ölçme saati kullanılmıştır. Dönerek eksenel yönde ilerleyen emme borusu ve buna bağlı pompa içindeki çarkın karşı yüzeyini oluşturan disk 0,5 mm ilerlediğinde dışarıdaki algılayıcı diskde 0,5 mm ilerlemektedir.

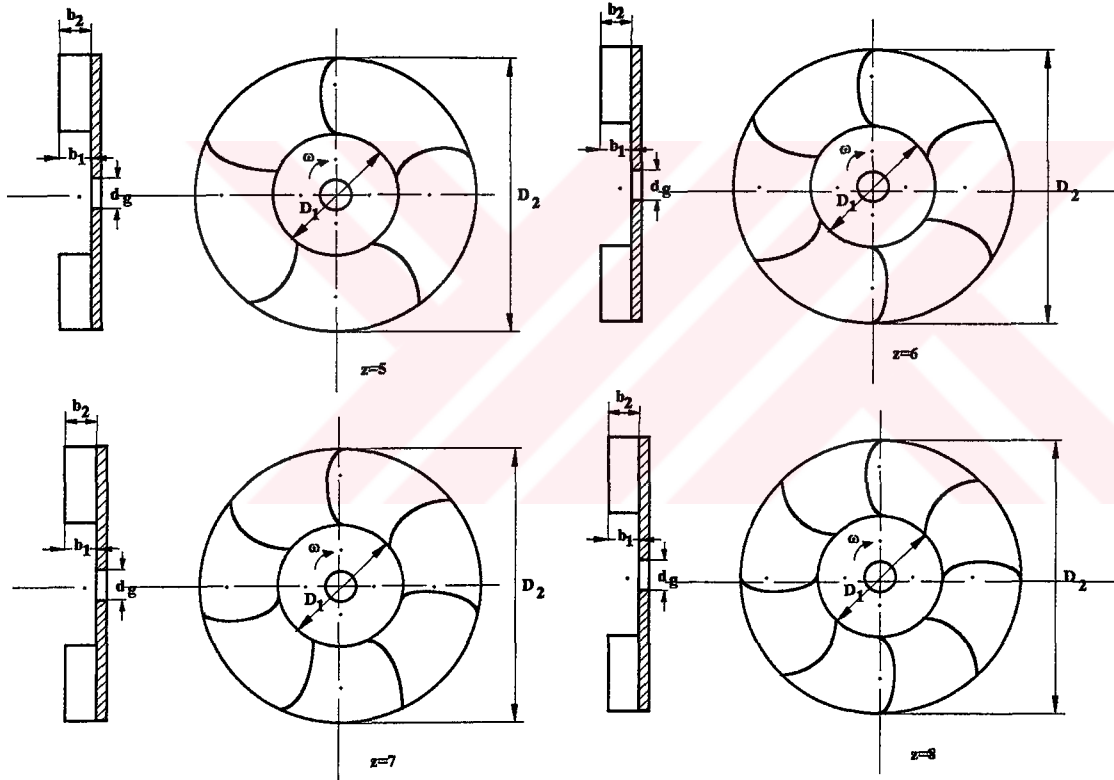
8.11.5. POMPA MİL GÜCÜNÜN ÖLÇÜLMESİ

Pompa mil gücünün ölçülmesi için değişik yöntemler denenmiş (döndürme momenti ve açısal hız yöntemi, Ampermetre-Voltmetre yöntemi) en iyi sonuç elektrik motoru gücünün ölçülmesinden elde edilmiştir. Karşılaştırma ve kontrol için pompa milinin döndürme momenti ölçülmüş mil açısal hızıyla çarpılarak mil gücü bulunmuştur. 3 fazlı bir elektrik motorunun elektrik hattına bağlanan 3 fazlı bir wattmetre yardımıyla doğrudan elektrik motor gücü ölçülmüştür. Bu ölçme yönteminde elektrik motoru pompaya bağlı ve sistemde su yokken boşta çalıştırılarak, pompa milini döndürmek için harcadığı güç tesbit edilmiş, elde edilen bu değer deney düzeneğine su konulduktan sonra ölçülen değerden çıkarılarak gerçek pompa akışkan gücü bulunmuştur.

9. ÖNE EĞİMLİ KANATLI ÇARKLARLA YAPILAN DENEYLER

$\beta_2 = 110^\circ$ ve öne eğimli olarak tasarlanmış 5, 6, 7 ve 8 kanat sayılarında imal edilen çarklar üzerinde çeşitli deneyler yapılmıştır. Önce aralık genişliği değiştirilerek sabit devirde ($n=3600$ d/dak) deneyler yapılmıştır. Daha sonra aralık $s=0$ da sabit tutularak devir sayısı değiştirilerek deneyler yapılmıştır.

Devir sayısı sabit kalmak şartıyla, aralığa bağlı olarak debi (Q), manometrik basma yüksekliği (H_m) ve güç (P) değişimleri incelenmiştir. Bunlara bağlı olarak (η)-aralık(s) ilişkisi çıkarılmıştır. Üzerinde deney yapılan çarklar şekil 9.1'de görülmektedir.

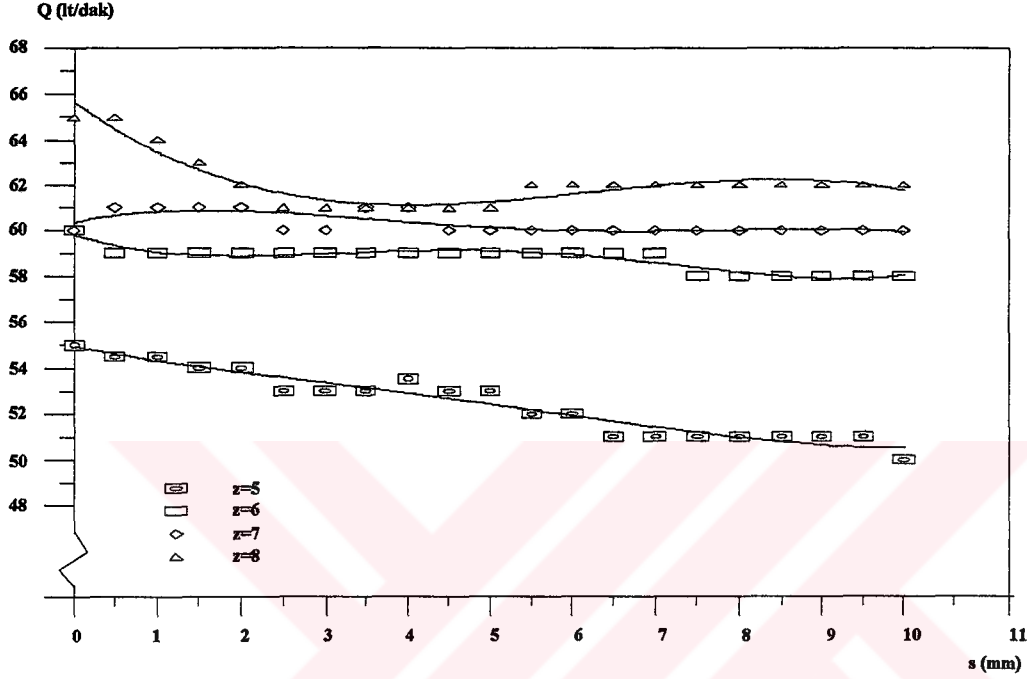


Şekil 9.1. Üzerinde deney yapılan çarkların toplu görünüşü

9.1. DEBİ - ARALIK İLİŞKİSİ

Debi-aralık ilişkisini gösteren grafikten görüldüğü gibi $z=5$ kanatlı çark $s=0$ için maksimum debiyi vermektedir. Aralık arttıkça, debi azalmaktadır. $s=3,5$ mm den sonra debi tekrar artmaya başlamış, fakat $s=4,5$ mm civarında düşmüştür. $s=10$ mm de debi en düşük değerini almıştır.

$z=6$ kanatlı çark için $s=0$ da debi $Q=60$ lt/dak ile maksimum değerindedir. Aralık $s=0,5$ mm ye çıkarıldığında debi $Q=59$ lt/dak ya düşmüş ve $s=7$ mm ye kadar sabit kalmıştır. $s=7,5$ mm den sonra $Q=58$ lt/dak ya düşmüş $s=10$ mm ye kadar sabit kalmıştır.



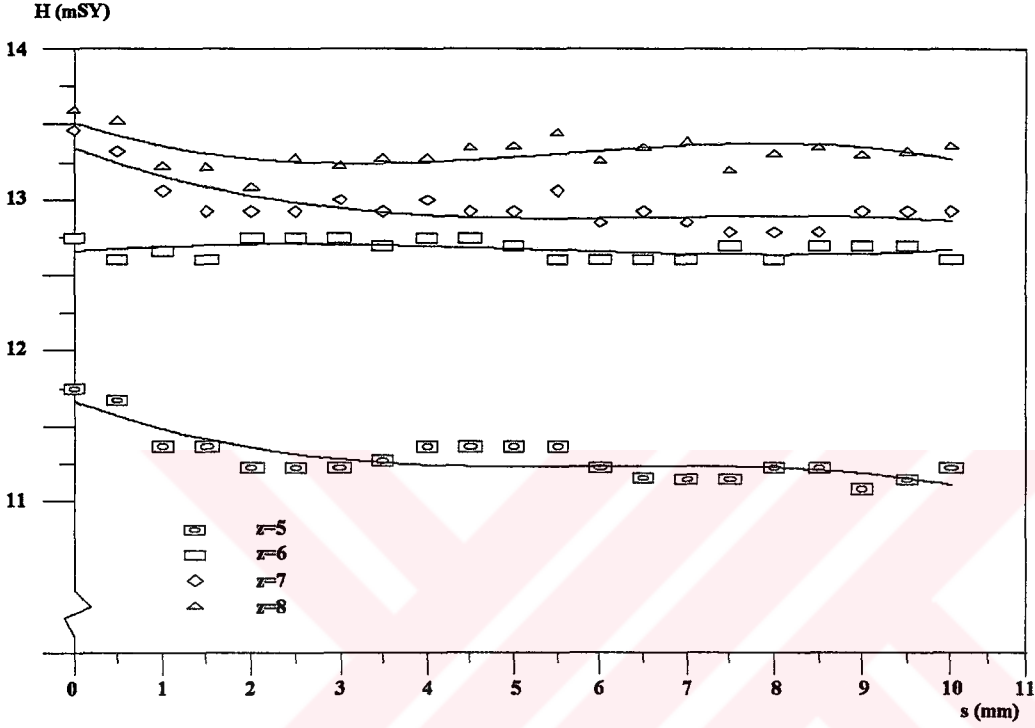
Şekil 9.2. Aralık genişliğine bağlı olarak debinin değişimi

Şekil 9.2'de görüldüğü gibi kanat sayısı arttıkça, buna bağlı olarak debide artmaktadır. $z=7$ kanatlı çarkların denenmesi sonucu görülmüştür ki $s=0$ da $Q=60$ lt/dak ile $z=6$ kanatlı ile aynıdır. Fakat $s=0,5$ mm ile $s=2$ mm arasında debi $Q=61$ lt/dak ya yükselmiştir. $s=2,5$ mm ile $s=3$ mm arasında debi tekrar $Q=60$ lt/dak değerine düşmüştür. $s=3,5$ mm ile $s=4$ mm arasında debi $Q=61$ lt/dak değerine ulaşarak tekrar maksimum değerini almıştır. $s=4,5$ mm ile $s=10$ mm arasında debi $Q=60$ lt/dak değerinde sabit kalmıştır.

$z=8$ kanatlı çarklarda $s=0$ ile $s=0,5$ mm de debi $Q=65$ lt/dak ile maksimum değerini almıştır. Diğer deneyler sonucunda bu değere tekrar ulaşamamıştır. $s=1$ mm ile $s=2,5$ mm değerleri arasında debi lineer azalarak $Q=61$ lt/dak değerine düşmüştür. $s=2,5$ mm ile $s=5$ mm arasında debi sabit kalmıştır. $s=5,5$ mm de $Q=62$ lt/dak değerine ulaşarak $s=10$ mm ye kadar değişmemiştir.

9.2. MANOMETRİK YÜKSEKLİK - ARALIK İLİŞKİSİ

Deney düzeneği üzerinde bulunan civalı U-tüpü yardımıyla H manometrik yüksekliği hesaplanmıştır. Şekil 9.3'de görüldüğü gibi kanat sayısı arttıkça manometrik yükseklik artmaktadır.



Şekil 9.3. Aralık genişliğine bağlı olarak manometrik yüksekliğin değişimi

$z=5$ kanatlı çarkta manometrik yükseklik başlangıçta maksimum değerine ulaşmış ve aralığın artmasına bağlı olarak azalmaya başlamıştır. Bazı bölgelerde iniş çıkışlar meydana gelmekte fakat genel olarak değişimler küçük aralıkta meydana gelmektedir.

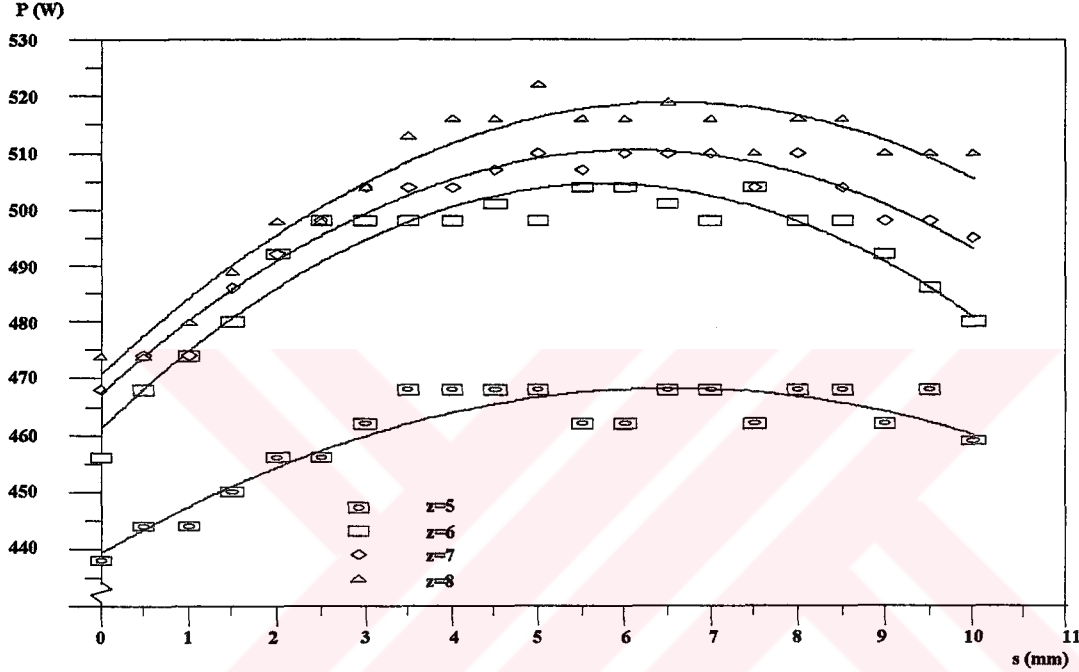
$z=6$ kanatlı çarkta manometrik yükseklik, biraz daha artmaktadır. Bunun yanında yatay bir eğri çizmektedir. Bunun anlamı aralığın artmasının bu çark üzerinde olumsuz etkisi pek yoktur.

$z=7$ kanatlı çarkta manometrik yükseklik $s=0$ da 13,4 m değerindedir. Aralık arttıkça, H lineer olarak azalmaktadır. Bu azalma 12,8 m ye kadar devam etmektedir. $s=1,5$ mm den sonra manometrik yükseklikteki değişim dalgalanma şeklinde ve küçük bir aralıkta meydana gelmektedir.

$z=8$ kanatlı çarkta en büyük manometrik değeri okunmaktadır. Bunun sebebi daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi kanat sayısı arttıkça pompanın karakteristik değerleri de artmaktadır.

9.3. GÜÇ - ARALIK İLİŞKİSİ

Elektrik motorunun çektiği güç wattmetre sayesinde doğrudan okunmaktadır. Şekil 9.4 'de aralık genişliğine bağlı olarak güç değişimi görülmektedir.



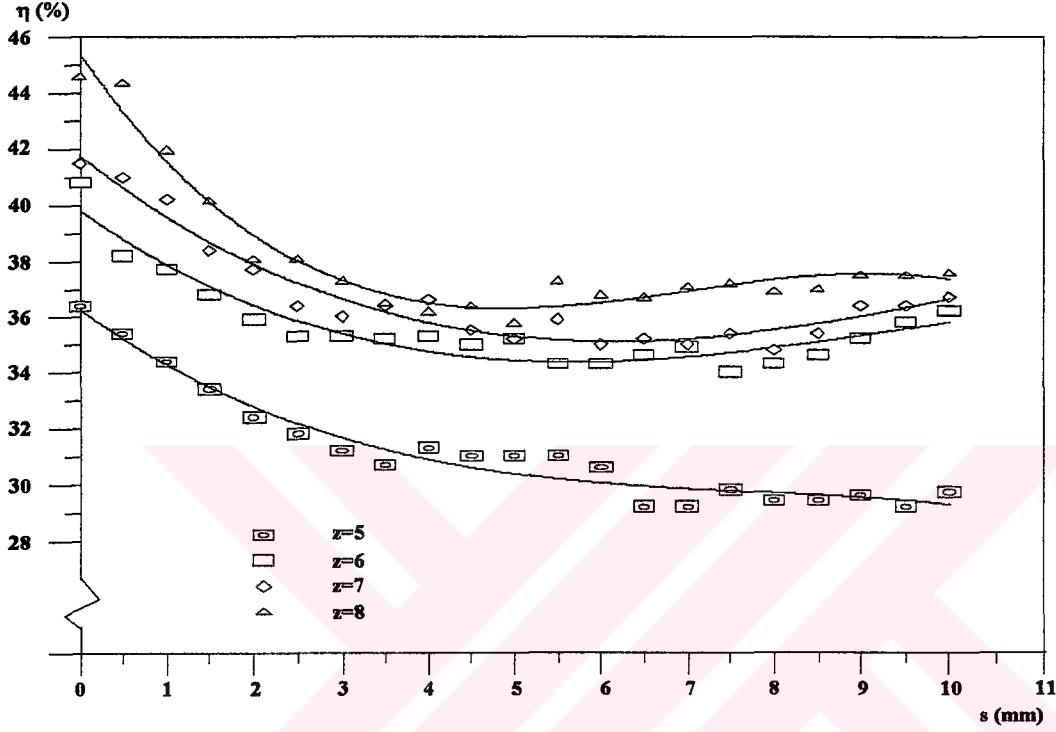
Şekil 9.4. Aralık genişliğine bağlı olarak güç değişimi

Pompa milinin elektrik motorundan çektiği güç $s=0$ da bütün kanat sayıları için minimum olmaktadır. Aralığın artmasıyla orantılı olarak mil gücü de maksimum bir değere kadar çıkmaktadır. Bu maksimum değerinden sonra çekilen güç azalmaya başlamaktadır. Kanat sayısının artmasıyla, doğru orantılı olarak çekilen güç de artmaktadır.

Şekil 9.4'e dikkatli bakıldığında takdirde mil gücündeki artış $s=0$ ile $s=5$ mm arasında meydana gelmektedir. $s=5$ mm ile $s=10$ mm arasında azalmaktadır. Mil gücünün artması pompanın karakteristik özelliklerini iyileştirici yönde olmamaktadır. Örneğin, mil gücünün artmasına rağmen debi, manometrik yükseklik ve verim azalmaktadır. Bu da aralık genişliğinin mil gücünü olumsuz yönde etkilediği göstermektedir.

9.4. VERİM - ARALIK İLİŞKİSİ

Verim, pompa çarkının akışkana verdiği enerjinin pompa elektrik motorundan çektiği net enerjiye oranıyla hesaplanmıştır. Şekil 9.5'de aralığa bağlı olarak verim değişimi görülmektedir.



Şekil 9.5. Aralığa bağlı olarak verim değişimi

Kanat sayısı arttıkça verim de artmaktadır. $s=0$ da bütün kanatlar için verim değeri maksimumdur. Verim, $s=3,5$ mm ye kadar lineer azalmaktadır. $s=4$ mm den sonra verim sabit kalmaktadır. $z=5$ kanatlı çarkın verimi diğer kanatlara nazaran en düşük olmaktadır. Diğer karakteristik değerlerde olduğu gibi, verim kanat sayısı ile doğru orantılıdır. $z=8$ kanatlı çarkla, $s=0$ da %45 civarında verim elde edilmiştir. Aralığın artması verimi olumsuz yönde etkilemektedir. Elektrik motorundan çekilen güç arttıkça, verim azalmaktadır.

10. SONUÇ

Sirkülasyon pompalarının, teorik incelenmesinde pompanın kontsrüksiyonun, karakteristik değerleri etkilediği ortaya çıkmaktadır. Çarkın giriş çapının değişmesi, çıkış çapının değişmesi , kanat biçimleri, kanat genişliği, kanat giriş ve çıkış açılarının pompanın tüm karakteristiklerini etkilediği görülmektedir.

Sirkülasyon pompaları projelendirilirken bütün bu faktörlerin optimum değerleri seçilmelidir. Çark yüzeylerinin işlenmesinin, verimi olumlu yönde etkilediği diğer araştırmacıların yaptığı deneylerden görülmektedir.

Pompa karakterisitklerini etkileyen önemli etkenlerden birisi de devir sayısıdır. Pompanın çalışması gereken devir sayısının, verimin maksimum olduğu devir sayısı olduğu deney sonuçlarından ortaya çıkmaktadır.

Yapılan deneyler sonucunda aralık genişliğinin pompa karakteristikleri üzerinde önemli bir etkisinin olduğu görülmektedir. $s=0$ ile $s=3$ mm arasında hemen hemen bütün karakteristik değerlerde bir azalma meydana gelmektedir. $s=3,5$ mm den sonra grafiklerde genellikle azalan değerler mevcuttur.

Öne eğimli kanatlı çarklar üzerinde aralık genişliğinin deneysel olarak incelenmesi sonucunda, grafiklerden de görüldüğü gibi karakteristik değerler, aralık genişliğinin artmasından olumsuz yönde etkilenmektedir. Debi-aralık genişliği değişiminde $s=0$ mm de debi bütün çarklar için maksimum değerindedir. Aralık arttıkça debi devamlı olara azalmıştır. Birkaç noktada küçük aralıklarda debide artış meydana gelse de bu dikkate alınacak önemli bir durum değildir.

Aralık-manometrik yükseklik grafiğine bakıldığında $s=0$ ile $s=2$ mm arasında bir miktar düşüş $s=2,5$ mm den sonra yatay bir eğri ortaya çıkmaktadır. Deneylerden çıkan sonuç, aralık genişliğinin artması manometrik yüksekliği olumsuz yönde etkilemektedir.

Aralık-güç eğrisinden ortaya çıkan sonuç pompanın çalışması gereken aralık 0-2 mm arasındır. Aralık arttıkça pompanın çektiği güç artmaktadır. Bunun yanında diğer karakteristik özellikler düşmektedir. Bu enerji tasarrufu bakımından önemli bir kayıptır.

Yapılan bütün bu deneylerden sonra bizi sonuca götürecektir olan verim eğrileridir. Verim-aralık grafiği incelendiğinde $s=0$ da bütün çarklar için verim maksimumdur. Aralık arttıkça verim sürekli olarak düşmektedir. Bir noktadan sonra bu düşüş minimuma inmekte ve eğri yatay olarak devam etmektedir. Bunun yanında $z=8$ kanatlı çark için $s=0$ da verim en yüksek değerindedir. Verimin maksimum olduğu bu noktada pompanın çalışması gereken ideal noktadır.



KAYNAKLAR

- 1-Aschenbrenner, A.,1965. **Untersuchungen über den Einfluß des Abstandes zwischen Lauf - und Leitrad auf das Betriebsverhalten eintufiger Axial pumpen beschauelungen**, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Dissertation TU, Braunschweig
- 2-Balje, O.E.,1981.**Turbomachines. A Guide to Design, Selection and Theory**, John Wiley u. Sons, New York.
- 3-Biehl, J.,1981.**Entwurf eines Rechenprogramms zur Berechnung von Turbinenprofilen**, Studienarbeit am Pfeleiderer - Institut für Strömungsmaschinen, Braunschweig.
- 4-Brodersen, S. 1986. **Experimentelle Untersuchungen an Hochbelasteten Axialventilatoren Mit Kleinem Nabenverhältnis**, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 5-Cyrus, V.,1985.**Experimental investigation of losses and secondary flow in an axial - compressor - stage** Forschung im Ingenieurwesen, Bd. 51, Nr. 2, S. 33 ff.
- 6-Çallı, İ.,1986. **Santrifüj bir pompa salyangoz çıkışında yapılan ölçmeler ve salyangoz dili etkisinin deneysel olarak incelenmesi**, Doktora Tezi,İstanbul
- 7-Çallı, İ.,1991.**Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi**, Kocaeli
- 8-Das, D.K. / Jiang, H.K.,1984.**An Experimental Study of Rotating Stall in a Multistage Axial - Flow Compressor** Transactions, ASME, Vol. 106, S. 542 ff.
- 9-De Kovats A. / Desmur, G.,1968.**Pumpen,Ventilatoren und Kompressoren radialer und axialer Bauweise**, Verlag G. Braun.
- 10-Dunham, J.,1974. **A Parametric Method of Turbine Blade Profil Design**, ASME 74 - GT - 119.
- 11-Epding, G.,1981.**Experimentelle Untersuchungen an Wasserturbinen axialer und radialer Bauart Kleinster Leistungen**, VDI - Bericht Nr. 424.

- 12-Epding G, 1983. **Experimentelle Untersuchungen an wasserturbinen Kleinster Leistungen**, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 13-Hebel, G.,1980.**Steigerung von Wirkungsgrad und Verfügbarkeit bei Dampfturbinen**, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu BBC - Nachrichten 1 Heft 10, S.372 - 379.
- 14-Herman, M.,1973.**De Gruyter Lehrbuch. Die Konstruktion Schnellaufender Verbrennungs Motoren**. Walter de Gruyter Berlin.Newyork.
- 15-Jensen, R. 1983. **Experimentelle Untersuchungen an Einfach - Und Doppelspiralgehäusen Für Kreiseelpumpen**, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 16-Kelly ,R. W./Wood, G. M./Marman H. V.,1963.**Development of a High Temperature Liquid Metal Turbopump**, Journal of Engineering for Power, 99. Transactions of the ASME.
- 17-Körner, R. 1991. **Experimentelle Untersuchungen Hochbelasteter Axialventilatoren bei rotationssymmetrischer Störung der Zuströmung**, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 18-Lakshminarayana, B.,1970.**Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial- Flow Turbomachinery**,Journal of Basic Engineering, S. 467 - 482
- 19-Lakshminarayana, B.,1986.**End Wall and Profile Losses in a Low - Speed Axial Flow Compressor Rotor**, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 108, S.131 -137
- 20-Özerengin, F.,1972.**Santrüfjü ve Eksenel Akımlı Pompalar, Özellikleri,Hesap Metotları, Konstrüksiyon**, Kurtuluş Matbaası,İstanbul.
- 21-Pfleiderer, C.,1961.**Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase**, 5. Auflage, Springer-Verlag.
- 22-Pfleiderer, C./Petermann, H.,1972.**Strömungsmaschinen**, 4. Aufl., Springer - Verlag.

- 23-Schubert, F. 1988. **Untersuchungen Der Druck - Und Geschwindigkeitsverteilung In Radseitenraumen Radialer Strömungsmaschinen**, Von der Fakultat für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- 24-Wood, G.M. /Welna, H./Lamers, R.P.,1965.**Tip Clearence Effects in Centrifugal Pumps**, Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME, S.932 - 938.
- 25-Yiğit, K.S., 1994. **Taşıt Motorlarında Kullanılan Açık Kanatlı Pompaların Aralık Kayıplarının Teorik ve Deneysel İncelenmesi**, Doktora Tezi, Kocaeli
- 26- Zurmühl, R., 1953. **Praktische Mathematik für ingenieure und Physiker** Springer - Verlag



ÖZGEÇMİŞ

Adı soyadı	Ethem TOKLU
Baba adı	Sabri
Ana adı	Emine
Doğum tarihi	06 Aralık 1971
Doğum yeri	Eynesil
Öğrenim durumu;	
İlkokul	Kemerli Köyü İlkokulu
Giriş	1977
Mezuniyet	1982
Ortaokul	Eynesil Lisesi Ortakısım
Giriş	1982
Mezuniyet	1985
Lise	Trabzon Fatih Lisesi
Giriş	1986
Mezuniyet	1988
Üniversite	Yıldız Üniversitesi Kocaeli Müh. Fak. Makina Müh. Bölümü
Giriş	1988
Mezuniyet	1992
Yüksek lisans	Yıldız Teknik Üniversitesi F. B. E. Enerji Makinaları
Giriş	1992
Mezuniyet	Devam ediyor