

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT MOTORLARINDA KULLANILAN AÇIK
KANATLI POMPALARIN ARALIK KAYIPLARININ
TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Y.Müh. Kadri Süleyman YİĞİT

Ana Bilim Dalı : MAKİNA
Programı : ISI - ENERJİ

Eylül, 1994

45474

KOCAELI ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMANTASITOM MERKEZİ

**TAŞIT MOTORLARINDA KULLANILAN AÇIK
KANATLI POMPALARIN ARALIK KAYIPLARININ
TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Y.Müh. Kadri Süleyman YİĞİT

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih

: 18. Mayıs. 1994

Tezin Savunulduğu Tarih

: 09. Eylül. 1994

Tez Danışmanı

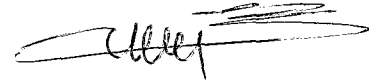
Prof.Dr.İsmail ÇALLI

Üye

Prof.Dr.Kaan EDİS

Üye

Prof.Dr.Kırkor YALÇIN



Eylül, 1994

TAŞIT MOTOTLARINDA KULLANILAN AÇIK KANATLI POMPALARIN ARALIK KAYIPLARININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Kadri Süleyman YİĞİT

Anahtar Kelimeler: Açık Çark, Düz Kanatlı Çark, Geriye Eğimli Çark, Aralık Kaybı, Santrifüj Pompa, Taşıt Motoru

Özet: Açık çarklı akım makinalarının tasarımında kanat sonları ve gövde arasındaki aralığın makinanın karakteristik büyüklüklerine etkisi önceden tam olarak bilinmemektedir. Radyal santrifüj pompalarda şimdiye kadar yapılan araştırmalar açısından tam ve güvenilir sonuçlar mevcut değildir. Eksik verilerin bulunması bu eksikliklerin tesbit edilmesi açık radyal çarklı santrifüj pompaların deneysel incelenmesiyle mümkün olacaktır.

İncelenmekte olan bu araştırma geliştirme konusunda ilk olarak aralık etkisinin oluşumu anlatılacak, açık kanatlı pompaların çalışması hakkında bilgi verilecek ve çark içinden geçen akışın durumu incelenecektir. Açık kanatlı pompalarda hemen hemen tüm karakteristik değerler çarkın özelliğine bağlı oldukları için öncelikle, taşıyıcı kanat teorisi ele alınıp araştırılacaktır.

Çark pompa içinde dönen bir parça olduğu için dönen elemanlara etki eden kuvvetler incelenmiş özellikle çarka etki eden itme konusu araştırılmaya çalışılmıştır. Aralık kayıplarına değinmeden önce aralık kayıpları üzerine yapılan çalışmalar incelenmiş ve literatür verileri derlenerek literatür taraması bölümünde özetlenmiştir.

Literatür taramalarına göre aralık kayıplarının en önemli teorik özelliği olan etki faktörleri incelenmiş, pompa karakteristikleri ile etki faktörleri arasındaki ilişkiler özetlenmiştir.

Açık kanatlı pompalarda, aralık kayıplarına değinildikten sonra, gerek düz kanatlı gerekse geriye eğimli çarkların proje hesapları yapılarak kavitasyon olayından yüzeysel bahsedilmiş ve deney düzeneği oluşturulmuştur.

Hidromekanik ve Hidrolik makinalar laboratuvarında kendi imkanlarımızla oluşturulan deney düzeneği üzerinde çok değişik çeşitli deneyler yapılmış, bu deneylerden elde edilen sonuçlar mümkün olduğu kadar grafikler üzerine aktarılarak irdelemeler yapılmıştır.

Özellikle açık çarklı santrifüj pompaların en çok kullanıldığı yerlerden biri olan taşıt motorları incelenmiş, bu motorlarda kullanılan değişik tiplerdeki soğutma suyu pompaları denenerek pompanın ve sistemin eksiklikleri tesbit edilmeye çalışılmıştır. Ayrıca açık kanatlı pompaların taşıtlarda kullanım şartları ve özellikleri ile içten yanmalı motorlarda hangi şartlarda bu tip pompaların tercih edilmesi gerektiği irdelenmiştir.

Son bölümde ise şimdiye kadar bu konu üzerinde çalışmış araştırmacıların elde ettikleri ve önerdikleri sonuçlar ile bu çalışmada elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış, bundan sonra bu konu üzerine araştırma yapacaklara bazı önerilerde bulunulmuştur.

AN EXPERIMENTAL AND THEORETICAL STUDY OF THE CLEARANCE LOSSES OF THE OPEN IMPELLER PUMPS IN VEHICLE ENGINES

Keywords: Open Impeller Vanes, Straight Impeller Vanes, Backward Curved Vanes, Clearance Losses, Centrifugal Pump, Vehicle Engines.

ABSTRACT: In the design of open impeller fluid machines the effect of the clearance, the impeller ends and the case on the system characteristics has not been exactly predicted. The results of previous investigations about radial centrifugal pumps are not complete and reliable. To find the incomplete data for designing more efficient open impeller radial centrifugal pump is only possible with an experimental procedure.

In this experimental investigation, at first the formation of the clearance effect is explained, the information about the working principles of open impeller pumps is outlined and the flow of fluid through the impeller is investigated. Since all of the system characteristics of an open impeller pump depend on the characteristics of the impeller, the carrying impeller theory is derived.

As the impeller is a part rotating in a pump, the forces acting on rotating elements are studied, particularly the concept of impulse force acting upon the impeller is investigated. Before studying the effect of clearance losses, the available literature on the subject is briefly given.

Under the light of available references, the effecting factors, the most important theoretical features of the clearance losses, are detailed and the relation between the pump characteristics and the effecting factors are summarised.

After the investigation of the clearance losses in open impeller pumps the design calculations of straight impeller pumps and backward curved are carried out and the general background of the cavitation is given. Bearing in mind the above-mentioned points the necessary experimental set up is designed and detailed.

A series of experiments are carried out with the set up located in the hydra-mechanic and hydraulic machinery laboratory. The results of the experimental investigation are detailed with the graphics. The most important features of the results presented in graphic form are discussed and compared with the available references.

Especially, the vehicle engines, in which open impeller centrifugal pumps are being widely used, are investigated. The various types of cooling water pumps are tested and the deficiencies of the pump and the system are investigated. Furthermore, the working conditions and the general characteristics of the open propelled pumps used in vehicles are extensively studied, and the general characteristics of this type of pumps used for the internal engines are evaluated.

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

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Taşıt motorları üzerinde soğutma amacıyla kullanılan soğutma suyunun motor ile radyatör arasındaki dolaşımını sağlayan sirkülasyon pompasının geliştirilmesine yönelik kapsamlı ve yeterli bir çalışma bu güne kadar yapılmamıştır. Motor teknolojisinde yeni yeni gelişmeler sağlanırken bu gelişme soğutma suyu pompalarında yeterli derecede olmamıştır. Bu açıklamadan yola çıkarak soğutma suyu pompaları, değişik yönlerden incelemeye tabi tutulmuş, deneylerden sonra açığa çıkan bir takım aksaklıklar ve terslikler ele alınarak soğutma suyu pompasının iyileştirilmesine çalışılmıştır.

Laboratuvar şartları göz önüne alınarak yapılan deneylerden çıkan olumlu veya olumsuz sonuçlar detaylı bir şekilde anlatılmış, gerekli irdeleme ve önerilerde bulunulmuştur.

Doktora tezimin yöneticiliğini üstlenerek, bu orijinal konuyu öneren ve tezimin hazırlanmasında, tüm aşamalarda destek ve yardımlarını esirgemeyen Sayın hocam Prof. Dr. İsmail ÇALLI 'ya, Pompa çarkı ve gövdesinin döküm yoluyla imal edilmesi aşamasında yardımlarını esirgemeyen Şahin Döküm/Adapazarı firmasına, Pompa yardımcı elemanlarının imalatında yardımcı olan Güven Hidrolik/Burdur firması sahiplerinden Ahmet Taşbaş ve Kayhan Taşbaş'a, Elektrik tahrik sisteminin kurulmasında yardımcı olan Öğr.Gör. Zafer Demir ve Mehmet DAL'a Almanca makale ve araştırma çalışmalarının çevirisine yardımcı olan Ar.Gör. Mustafa Seçilmiş'e, Üniversitemiz atölyesinde çalışan ve yardımlarını bizlerden esirgemeyen teknisyenlere ve tüm hocalarım ile arkadaşlarıma en derin teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ.....	vii
BÖLÜM 1.GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2. AÇIK KANATLI POMPALARIN ÇALIŞMA TARZI.....	3
2.1. Çark İçindeki Akışın İncelenmesi.....	3
2.2. Teğetsel İvme.....	4
2.3. Kanatlar Arasındaki Basınç Dağılımı.....	4
2.4. Diferansiyel Basınç Yüksekliğinin Değeri	5
2.4. Dinamik Etki.....	7
2.5. Kanat Momenti ve Güç.....	8
2.6. Bağlı Hızın Uniform Olmaması.....	8
2.7. Hız Diyağramlarının Düzeltilmesi.....	9
2.8. Ortalama Kanat Yüğü.....	10
BÖLÜM 3.TAŞIYICI KANAT TEORİSİNİN TEMELİ İÇİN İFADE.....	12
3.1. Sirkülasyon Dağılımı $\Gamma(\gamma)$	13
3.2. Yükselme (A).....	14
3.3 İndirgenmiş Direnç (W).....	15
BÖLÜM 4. DÖNEN ELEMANLARA ETKİ EDEN KUVVETLER.....	18
4.1. Ağırlık.....	18
4.2. Değişken Yükler.....	19
4.2.1. Dinamik.....	19
4.2.2. Mekanik	19
4.2.3. Hidrolik	19
BÖLÜM 5. AÇIK KANATLI SANTRİFÜJ POMPADA İTME.....	19
5.1. Eksenel İtme	20
5.1.1. Dinamik İtme	22
5.1.2. Statik İtme	23

BÖLÜM	6. ARALIK YÜZEYLERİNİN TESBİTİ	26
BÖLÜM	7. LİTERATÜR TARAMASI	29
BÖLÜM	8. ETKİ TARZI	31
	8.1. Etki Faktörleri	31
	8.2. Etki Faktörlerinin Karakteristik Büyüklüklere Etkisi	33
	8.2.1. Etki Faktörlerinin Reynolds Sayısına Bağımlılığı	33
	8.2.3. Etki Faktörlerinin Kanat Kuvvetine Bağımlılığı	34
	8.2.4. Etki Faktörlerinin Dönme Sayısına Bağımlılığı	35
	8.2.5. Kanat Yapı Biçimlerinin Etki Faktörlerine Etkisi	36
	8.2.6. Yanal Aralıkların Etki Faktörlerine Etkisi	37
	8.2.7. Kanat Sayısının Etki Faktörlerine Etkisi	37
	8.2.8. Kanat Genişliğinin Etki Faktörlerine Etkisi	38
	8.2.9. Kanat Açısının Etki Faktörlerine Etkisi	40
	8.2.10. Emme Giriş Ağzının Etki Faktörlerine Etkisi	41
BÖLÜM	9. ARALIK KAYIPLARI	42
	9.1. Aralık Debisinin Etkileri	44
	9.2. Aralık Kayıplarının Verime Etkisi	45
BÖLÜM	10. SERBEST AKIMLI SOĞUTMA SUYU POMPASININ HESAB	48
	10.1. Açık Kanatlı Geriye Eğimli Çarkın Hesabı	50
	10.2. Açık Düz Kanatlı Çarkın Hesabı	54
	10.3. Çark Kanatlarının Projelendirilmesi	55
	10.4. Salyangoz Gövdenin Seçimi	56
	10.4.1. Salyangoz Gövdenin Projelendirilmesi	56
BÖLÜM	11. KAVİTASYON	60
BÖLÜM	12. DENEY DÜZENEGİ	62
	12.1. Genel Bilgiler	63
	12.2. Deney Pompası	64
	12.3. Tahrik Sistemi	66
	12.4. Emme Borusu	67
	12.5. Bağlantı Boruları	67
	12.6. Mobil Debi - Basınç - Sıcaklık Ölçme Cihazı	68
	12.7. Mobil Cihazı Algılayıcısı	69

	12.8. Valf.....	69
	12.9. A Deposu	69
	12.10. B Deposu	70
	12.11. Çarklar	70
BÖLÜM	13. ÖLÇME YÖNTEMİ	71
	13.1. Basınç Farkı Ölçümü	71
	13.2. Debi Ölçümü	71
	13.3. Dönme Sayısının Ölçümü	72
	13.4. Aralık Genişliğinin Ölçümü.....	72
	13.5. Pompa Mil Gücünün Ölçülmesi	72
BÖLÜM	14. DENEY SİSTEMİ ÜZERİNDE YAPILAN DENEYLER.....	73
	14.1. Aralığa Bağlı Debi, Basınç ve Güç Değişimi.....	73
	14.2. Dönme Sayısı ile Pompa Karakteristiklerinin Değişimi	74
	14.3. Reynolds Sayısı ile Pompa Karakteristiklerinin Değişimi.....	76
	14.4. Düz ve Geriye Eğimli Çarkların Karşılaştırılması	77
	14.5. Kanat Yüzeylerinin İşlenmesi.....	80
	14.6. Düz Çarklarda Yapılan Deneyler.....	84
	14.7. Düz Kanatlı Çarklarda D_1 Çark Giriş Çapının Etkisi	87
	14.8. Geriye Eğimli Çarklarda Yapılan Deneyler.....	90
	14.9. Geriye Eğimli Çarklarda D_1 Çark Giriş Çapının Etkisi	94
BÖLÜM	15. TÜRKİYE'DE KULLANILAN BAZI TAŞITLARIN SİRKÜLASYON POMPALARININ KARŞILAŞTIRILMASI	97
BÖLÜM	16. SONUÇLARIN DİĞER ARAŞTIRMACILARLA KARŞILAŞ- TIRILMASI	101
	16.1. Aralık Etkisinin Önceden Hesaplanabilmesi İçin Verilen Denklemlerin Mukayesesi.....	101
	16.2. Diğer Araştırmacıların Ölçüleriyle Karşılaştırmaya	106
	HATA HESABI.....	108
	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	110
	KAYNAKLAR.....	113
	ÖZGEÇMİŞ.....	117

12.8. Valf	69
12.9.A Deposu	69
12.10. B Deposu	70
12.11. Çarklar	70
BÖLÜM 13. ÖLÇME YÖNTEMİ	71
13.1. Basınç Farkı Ölçümü	71
13.2. Debi Ölçümü	71
13.3. Dönme Sayısının Ölçümü	72
13.4. Aralık Genişliğinin Ölçümü	72
13.5. Pompa Mil Gücünün Ölçülmesi	72
BÖLÜM 14. DENEY SİSTEMİ ÜZERİNDE YAPILAN DENEYLER	73
14.1. Aralığa Bağlı Debi, Basınç ve Güç Değişimi	73
14.2. Dönme Sayısı ile Pompa Karakteristiklerinin Değişimi	74
14.3. Reynolds Sayısı ile Pompa Karakteristiklerinin Değişimi	76
14.4. Düz ve Geriye Eğimli Çarkların Karşılaştırılması	77
14.5. Kanat Yüzeylerinin İşlenmesi	80
14.6. Düz Çarklarda Yapılan Deneyler	84
14.7. Düz Kanatlı Çarklarda D_1 Çark Giriş Çapının Etkisi	87
14.8. Geriye Eğimli Çarklarda Yapılan Deneyler	90
14.9. Geriye Eğimli Çarklarda D_1 Çark Giriş Çapının Etkisi	94
BÖLÜM 15. TÜRKİYE'DE KULLANILAN BAZI TAŞITLARIN SİRKÜLASYON POMPALARININ KARŞILAŞTIRILMASI	97
BÖLÜM 16. SONUÇLARIN DİĞER ARAŞTIRMACILARLA KARŞILAŞ- TIRILMASI	101
16.1. Aralık Etkisinin Önceden Hesaplanabilmesi İçin Verilen Denklemlerin Mukayesesi	101
16.2. Diğer Araştırmacıların Ölçüleriyle Karşılaştırma	106
HATA HESABI	108
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	110
KAYNAKLAR	113
ÖZGEÇMİŞ	117

L	:Kanat uzunluğu
m	:Kütle
\dot{m}	:Kütlesel debi
\dot{m}_{ar}	:Aralık kütlesel debisi
M	:Moment
n	:Dönme sayısı
n_q	:Özgül hız
P	:Güç
P_{ar}	:Aralık güç kaybı
P_e	:Motor efektif gücü
p	:Statik basınç
p	:Basınç düşümü sayısı
p_1	:Giriş basıncı
p_2	:Çıkış basıncı
Δp_1	:I. bölgedeki basınç artımı
Δp_{II}	:II. bölgedeki basınç artımı
q_k	:Kaçak debi
q_s	:Özgül ısı miktarı
Q'	:Kaçak debi
Q_s	:Isı miktarı
r_o	:Spiral başlangıç noktasının yarıçapı
Re	:Reynolds sayısı
R_1	:Çark giriş yarıçapı
R_2	:Çark çıkış yarıçapı
u	:Çevresel hız
u_∞	:Sonsuz kanat sayısı için çevresel hız
s	:Aralık genişliği
S_a	:Aralık genişliği
S_t	:Kanat alanının F_t' 'ye normal izdüşümü
w_1	:Çark giriş bağıl hızı
w_2	:Çark çıkış bağıl hızı
w_∞	:Ortalama Bağıl hız
W	:İndirgenmiş direnç
t	:İki kanat arası uzaklık
Δt	:Sıcaklık farkı
Y_k	:Kanat özgül enerjisi
Y_m	:Mukayese makinasının özgül enerjisi
z	:Kanat sayısı

L	:Kanat uzunluğu
m	:Kütlev
\dot{m}	:Kütlesel debi
\dot{m}_{ar}	:Aralık kütlesel debisi
M	:Moment
n	:Dönme sayısı
n_q	:Özgöl hız
P	:Güç
P_{ar}	:Aralık güç kaybı
P_e	:Motor efektif gücü
p	:Statik basınç
p	:Basınç düşümü sayısı
p_1	:Giriş basıncı
p_2	:Çıkış basıncı
Δp_1	:I. bölgedeki basınç artımı
Δp_{II}	:II. bölgedeki basınç artımı
q_k	:Kaçak debi
q_s	:Özgöl ısı miktarı
Q'	:Kaçak debi
Q_s	:Isı miktarı
r_0	:Spiral başlangıç noktasının yarıçapı
Re	:Reynolds sayısı
R_1	:Çark giriş yarıçapı
R_2	:Çark çıkış yarıçapı
u	:Çevresel hız
u_{∞}	:Sonsuz kanat sayısı için çevresel hız
s	:Aralık genişliği
S_a	:Aralık genişliği
S_t	:Kanat alanının F_t 'ye normal izdüşümü
w_1	:Çark giriş bağıl hızı
w_2	:Çark çıkış bağıl hızı
w_{∞}	:Ortalama Bağıl hız
W	:İndirgenmiş direnç
t	:İki kanat arası uzaklık
Δt	:Sıcaklık farkı
Y_k	:Kanat özgöl enerjisi
Y_m	:Mukayese makinasının özgöl enerjisi
z	:Kanat sayısı

α	:Debi faktörü
α_1	:Giriş hız açısı
α_2	:Çıkış hız açısı
β	:Basınç faktörü
β_1	:Kanat giriş açısı
β_2	:Kanat çıkış açısı
ε	:Kanat Yüğü
γ	:Verim faktörü
η_h	:Hidrolik verim
η_m	:Mekanik verim
η_v	:Volümetrik verim
φ	:Salyangoz gövde spiral açısı
λ	:Sürekli kayıp katsayısı
μ	:Daralma sayısı
ν	:Kinematik viskozite
ω	:Açısal hız
$\Gamma(Y)$:Sirkülasyon dağılımı
ρ	:Akışkanın yoğunluğu
ψ	:Basınç sayısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Otomobil soğutma suyu pompasına ait bir örnek.	1
Şekil 2.1. Çark içindeki basıncın dağılımı.	5
Şekil 2.2. Vektör diyagramlarındaki değişme.	9
Şekil 2.3. Kanada gelen dinamik etki.	10
Şekil 3.1. Taşıyıcı kanatlarda düzensiz sirkülasyon dağılımında $\Gamma(\gamma)$ oluşumu.	12
Şekil 3.2. Çark kanatları etrafındaki sirkülasyon dağılımı.	14
Şekil 3.3. Aralık genişlik Parametresi (s) ve Kanat aralığı (t) nin parametresine bağlı olarak kanat kafesinin durumu.	15
Şekil 3.4. Kanat ucunun ikincil akımda maruz kaldığı akışın durumu.	18
Şekil 5.1. Açık kanatlı bir çarkta aksel itme.	21
Şekil 6.1. Debi geçiş yüzeyi A ve aralık genişliği A_{ar} terimlerini açıklayan şema.	26
Şekil 8.1. Değişik kanat biçimleri.	36
Şekil 8.2. $s = 0$ ' da kanat sayısının etkisi.	37
Şekil 8.3. Kanat sayısının ψ ve verime bağlı değişim eğrileri.	38
Şekil 8.4. Çark genişliğinin, debi, basma yüksekliği ve güce göre değişimi.	39
Şekil 8.5. 'a' dan 'h' ye kadar değişik kanat açılarının değişim grafiği.	40
Şekil 8.6. Emme giriş yolunun Basınca ve verime olan etkisi.	41
Şekil 9.1. Açık ve kapalı radyal çarkların yapı şekli.	42
Şekil 9.2. Meridyen kesite göre açık çarklarda aralık akışı.	43
Şekil 9.3. Aralık boyutlarının şematik gösterilişi.	45
Şekil 10.1. Geriye eğimli çarkın görünüşü.	51
Şekil 10.2. Giriş ve çıkış hız üçgenleri.	52
Şekil 10.3. Açık Düz kanatlı çark.	54
Şekil 10.4. Değişik salyangoz biçimlerinde gövde başlangıcında basınç sayısı değ.	56
Şekil 10.5. Spiral gövde görünüşü.	59
Şekil 12.1. Deney düzeneği.	62
Şekil 12.2. Pompa deney düzeneğinin genel görünüşü.	63
Şekil 12.3. Deney pompası detay resmi.	64
Şekil 12.4. Deney pompasının yandan görünüşü.	65
Şekil 12.5. Emme borusu.	67
Şekil 12.6. Mobil cihazının genel görünüşü.	68
Şekil 12.7. System 20 Mobil Cihazının sensör kesiti (1-Basınç, 2-Sıcaklık, 3-Debi algılayıcıları).	69
Şekil 12.8. Kanat önyüzlerinin dik kesitlerinin değişik konumları.	70

Şekil 12.9.Deneyleri yapılan düz ve geriye eğimli çarkların toplu görünüşü	71
Şekil 14.1.Debi, basınç ve pompa mil gücünün aralığa bağlı değişimi	73
Şekil 14.2.Değişik devir sayılarında pompa debisi ve basıncının değişimi.	74
Şekil 14.3.Değişik aralık ve devir sayılarında pompa genel veriminin değişimi	75
Şekil 14.4.Reynolds sayısı ile verim arasındaki ilişki	77
Şekil 14.5.Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklarda basma yüksekliğinin aralığa bağlı olarak değişmesi	78
Şekil 14.6.Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklarda debinin aralığa bağlı olarak değişmesi.....	78
Şekil 14.7.Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklarda gücün aralığa bağlı olarak değ. ...	79
Şekil 14.8.Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklarda verimin aralığa bağlı olarak değişmesi.....	79
Şekil 14.9. Çark kanat yüzeylerinin aralık değişimine bağlı pompa debisine etkisi. ...	81
Şekil 14.10.Çark kanat yüzeylerinin aralık değ. bağlı basma yüksekliğine etkisi.	81
Şekil 14.11.Çark kanat yüzeylerinin aralık değişimine bağlı pompa gücüne etkisi. ...	82
Şekil 14.12.Çark kanat yüzeylerinin aralık değişimine bağlı çark verimine etkisi. ...	83
Şekil 14.13 Üzerinde deneyler yapılan düz kanatlı çarkların toplu görünüşü	84
Şekil 14.14.Düz kanatlı çarklarda kanat sayısının aralık değ. bağlı debiye etkisi	84
Şekil 14.15.Düz kanatlı çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı olarak basma yüksekliğine etkisi	85
Şekil 14.16.Düz kanatlı çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı olarak verime etkisi	86
Şekil 14.17.Düz kanatlı çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı olarak verim eğrilerinin değişimi.....	86
Şekil 14.18.Çark giriş çapı D_1' in aralık değişimine bağlı olarak debiye etkisi.....	88
Şekil 14.19.Çark Giriş Çapı D_1' in aralık değ. bağlı basma yüksekliğine etkisi.	88
Şekil 14.20.Çark giriş çapı D_1' in aralık değişimine bağlı debi değişimine etkisi.	89
Şekil 14.21.Çark giriş çapı D_1' in aralık değişimine bağlı verime etkisi.....	89
Şekil 14.22.Geriye eğimli çarkların toplu görünüşü.	90
Şekil 14.23.Geriye eğimli çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı debiye etkisi.	91
Şekil 14.24.Geriye eğimli çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı basma yüksekliğine etkisi	92
Şekil 14.25.Geriye Eğimli Çarklarda Kanat Sayısına bağlı aralık değişimine göre güç davranışı.....	92
Şekil 14.26.Geriye eğimli çarklarda kanat sayısının, aralık değişimine bağlı verime etkisi.	93
Şekil 14.27.Çark giriş çapı D_1 değişiminin aralık değişimine bağlı debiye etkisi.	94

Şekil 14.28.Çark giriş çapı D_1 değişiminin aralık değişimine bağlı pompa basıncına etkisi	95
Şekil 14.29.Çark giriş çapı D_1 değişiminin aralık değişimine bağlı güce etkisi.	95
Şekil 14.30.Geriye eğimli çarklarda giriş çapı D_1 değişiminin aralık değişimine bağlı pompa verimine etkisi.....	96
Şekil 15.1.Taşıtlarda kullanılan değişik tiplerde çarkların toplu görünüşü.....	97
Şekil 15.2.Değişik taşıt çarklarının aralığa bağlı basma yüksekliği değişimi.	98
Şekil 15.3.Değişik taşıt çarklarının aralığa bağlı debi değişimi.....	98
Şekil 15.4.Değişik taşıt çarklarının aralığa bağlı pompa mil gücü değişimi	99
Şekil 15.5.Değişik taşıt çarklarının aralığa bağlı verim değişimi	100
Şekil 16.1.Farklı araştırmacılara göre β değişimi.	107
Şekil 16.2.Farklı araştırmacılara göre γ değişimi.	107



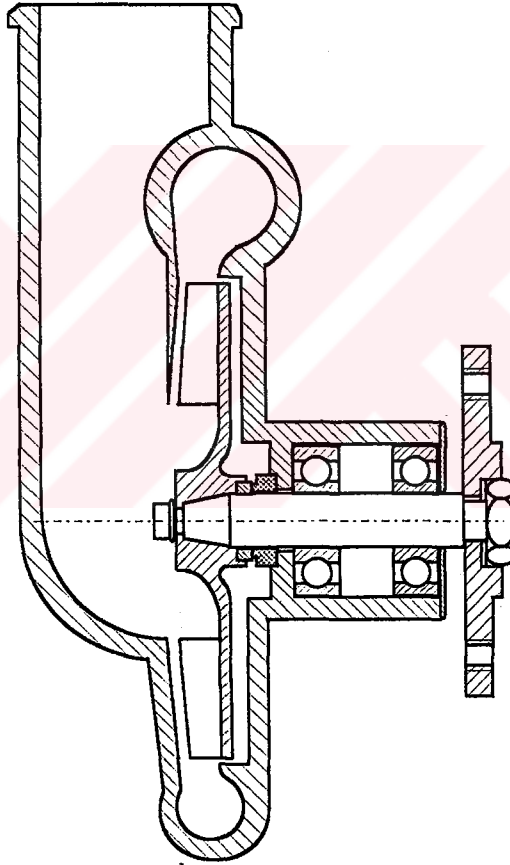
TABLolar LİSTESİ

Tablo 8.1. Kanat açısı, sayısı ve verimlerin karşılaştırılması.....	40
Tablo 15.1. Değişik çarkların karakteristik değerleri.....	97
Tablo 17.1. Eğik 5 kanatlı çark için tahmini bağıl hata sınırları.	109
Tablo 17.2. Düz 7 kanatlı çark için tahmini bağıl hata sınırları.	109



1.GİRİŞ

Yurdumuzda imal edilen, motorlu araçlarda kullanılan soğutma suyu pompasının iyileştirilmesi amacıyla Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü , Hidromekanik ve Hidrolik Makinaları Laboratuvarında 1991 yılında ARAŞTIRMA - GELİŞTİRME PROJESİ adı altında teorik ve deneysel çalışmalara başlanmıştır. Bu maksatla bir deney düzeneği geliştirilmiş ve çeşitli biçimlerdeki pompa dönel çarkları deneye tabi tutulmuştur.



Şekil 1.1. Otomobil soğutma suyu pompasına ait bir örnek.

Bilindiği üzere taşıt motorlarında kullanılan soğutma suyu pompaları açık kanatlı serbest akımlı pompalardır. Şekil 1.1 'de bir otomobile ait soğutma suyu pompası kesit resmi görülmektedir.

Pompanın projelendirilmesinde düşünölen değerlerin tesbiti için ilk önce karakteristik değerler kabul edilmiştir. Bu kabulerle oluşturulan deney düzeneğinde özellikle aralık genişliğinin sistemin basıncına, debisine verimine ve diğer büyüklöklere 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 görölmüştür. 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 büyüklöklere 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 katılaşımış 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 dökölerek 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 icra 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. Pompa içinde meydana gelen kayıplar ileride bir başlık halinde detaylı incelenecektir. 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 İNCELENMESİ

Serbet 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- Kanatlar arasından geçerken akışın tam olarak iki boyutlu olamaması
- d- Kanatların et kalınlığı nedeniyle hız üçgenlerinin ideal durumdan farklı olması
- e- Çarkın dönme etkisi nedeniyle sıvının çarka girmeden önce dönmeye başlaması yani girişte bir dönme hızı bileşeninin doğması
- f- 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 hızıda 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.

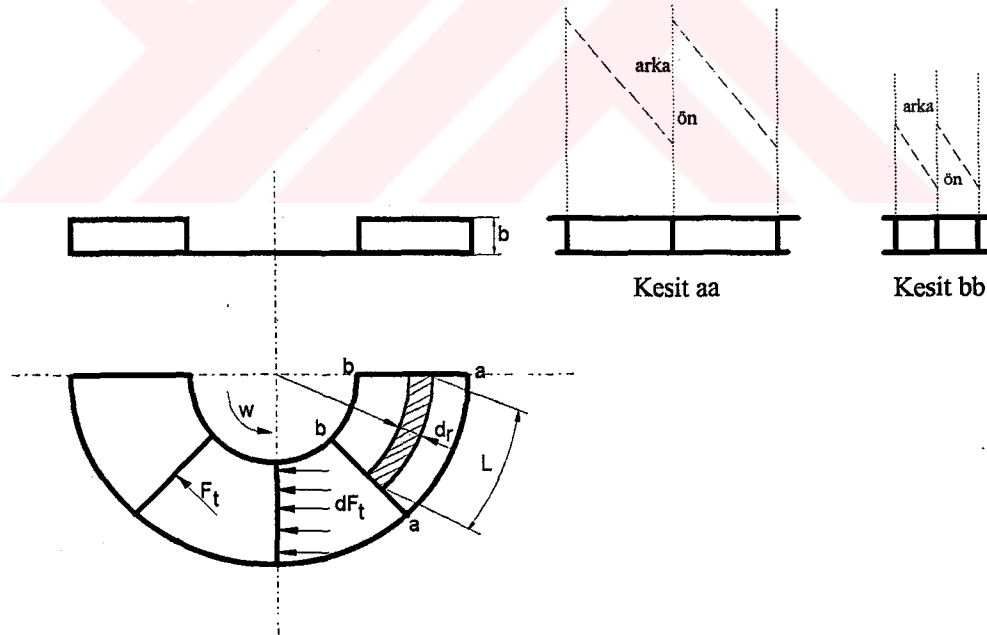
- a) Radyal ivme etkisi ile, basınç iç çevreden dış çevreye doğru artar.
- b) Teğetsel ivmenin etkisi ile bir kanadın arkasından, kanadın önüne doğru, yine bir basınç artımı doğar. Bu basınç artımı kitaplarda bahsedilen lineer ivme halindeki basınç artımının aynısıdır. Bu artımı sıvının yoğunluğuna bölerek 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 büyür.
- Akışın radyal hızı (u) ile doğru, dolayısıyla debi ile de 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,

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

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

$t_2 - t_1 = t$ 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.

2.4. 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:

$$d_f = \rho \cdot g \cdot h_d \cdot b \cdot d_r \quad (2.13)$$

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.

2.5. KANAT MOMENTİ VE GÜÇ

Teğetsel dF_t 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.

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

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

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

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

$$P = \frac{1}{2} \cdot b \cdot r \cdot g \cdot \omega \cdot z \cdot h_d (R_2^2 - R_1^2) \quad (2.16)$$

2.6. BAĞIL HIZIN UNIFORM OLMAMASI

Belli bir yarıçapta, akışkanın çarka göre w bağıl hızının uniform olduğu kabul edilir. Bu düşünceye göre, bu yarı çapta 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 yarı çaptaki 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 üniform 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).

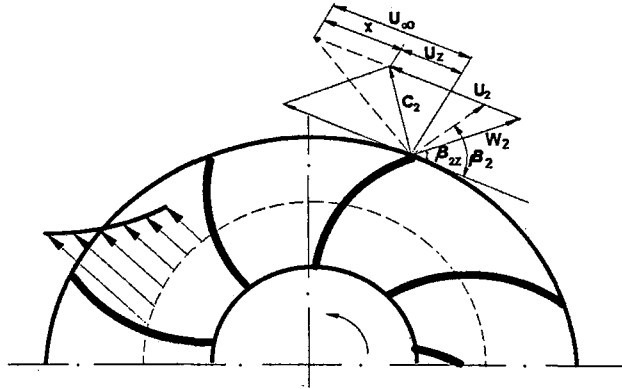
Yukarıda anlatılan bu sonuca başka bir yoldan da varabiliriz. Yatay bir disk üzerine, içinde su olan bir kapsül konulduğu düşünülürse disk döndürülse bile kapsülün aynı kaldığı görülür. İki kanat arasındaki sıvı çark dönüş yönüne göre ters dönüş yapar. Radyal bağıl hız ile bu ters dönüş hızının bileşimi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

2.7. HIZ DİYAGRAMLARININ DÜZELTİLMESİ

Hakiki pompalarda olduğu gibi kanatlar eğri de yapılsa 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 değişimlerin göz önüne alınması gerekir.

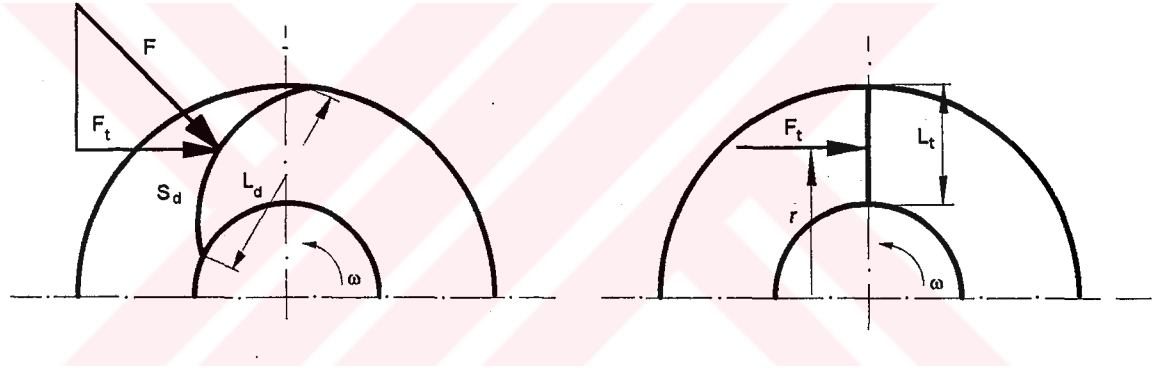
2.8. ORTALAMA KANAT YÜKÜ

Eğri açık kanatlı gerçek pompanın basınç dağılımı radyal kapalı kanatlar gibi kolay elde edilemez. Bu durumda yaklaşık bir tanımlama yapılır. Gerçek pompada $z= 5 \div 9$, kanat için

$$\frac{F_d}{F_t} = \frac{L_d}{L_t} = \frac{S_d}{S_t} \quad (2.16)$$

ifadesi kabul edilir (Kovats 1962).

Gerek geriye eğimli gerekse düz kanatlı çarklardaki ortalama kanat yükü ve dinamik etki durumu şekil 2.3'de görülmektedir.



Şekil 2.3. Kanada gelen dinamik etki.

- F_d :Kanada gelen toplam itme kuvveti,
 - F_t :Teğetsel bileşen,
 - S_t :Kanat alanının F_t 'ye normal izdüşümü,
 - r :Kanat ağırlık merkezinin eksene uzaklığı,
- olmak üzere güç ifadesi

$$P = z \cdot F_t \cdot r \cdot \omega$$

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot z \cdot F_t \cdot r}{60} \quad (2.17)$$

şeklinde tanımlanabilir.

L_d ve L_t mesafelerini S_d kanat yüzeyi ve S_t izdüşümü cinsinden ifade edilirse;

$$\frac{F_d}{F_t} = \frac{L_d}{L_t} = \frac{S_d}{S_t}$$

olduğundan

$$\frac{F_d}{S_d} = \frac{F_t}{S_t}$$

olacaktır. Halbuki ortalama diferansiyel basınç yüksekliği h_d :

$$h_d = \frac{F_d}{\rho \cdot g \cdot S_d} = \frac{F_t}{\rho \cdot g \cdot S_t}$$

olacağına göre h_d basınç yüksekliği

$$h_d = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r \cdot z \cdot \rho \cdot g \cdot S_t} \quad (2.18)$$

şeklinde bulunur. Bulunan bu değer yaklaşık bir değerdir. Daha çok pompanın verebileceği H toplam yüksekliği ile ortalama diferansiyel yüksekliğinin karşılaştırılması için kullanılır. Her iki yükün birbirine oranına bağlı kanat yükü, kısaca kanat yükü denir.

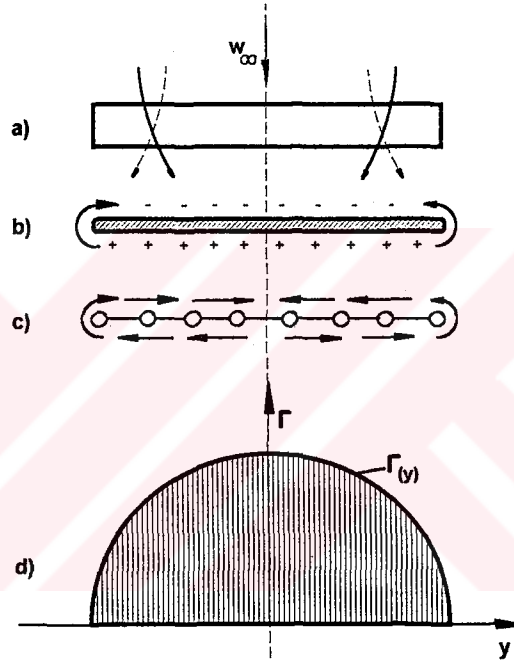
Bu oranı ε ile gösterilirse ;

$$\varepsilon = \frac{h_d}{H} \quad (2.19)$$

olarak ifade edilir.

3. 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 3.1 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) ile gösterilir.

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

3.1. 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_\perp dönme hızının oluşmasına neden olur. Bu hızın sonucu

$$\Gamma = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot u_\perp \quad (3.1)$$

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

$$\mathbf{F} = \rho \cdot \Gamma \cdot \mathbf{W}_\infty \cdot \mathbf{b} \quad (3.2)$$

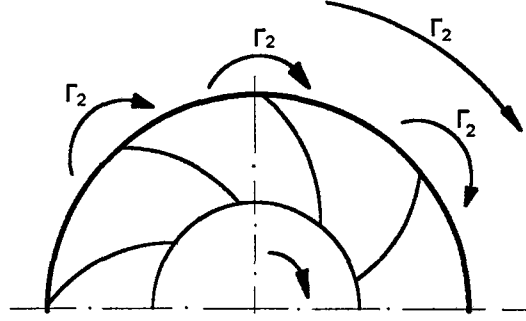
veya sirkülasyon dağılımı

$$\Gamma = \pi \cdot \mathbf{W}_\infty \cdot \mathbf{L} \cdot \sin\delta \quad (3.3)$$

olur. Schulz(1977) teoremine göre bir plak etrafındaki sirkülasyon dağılımı hücum açısının ve hızının fonksiyonudur. Farklı noktalarda basıncın ve hızın değişiminin analizi çok karışıktır. (1)

(1) Bu konuyla ilgili detaylı bilgi edinmek için "M. Sédille. Essai d'une théorie Moderno des Turbo-Machines, Bulletin Technique de la Société Rateau, 1946 No:1" kitabına bakılabilir.

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



Şekil 3.2. Çark kanatları etrafındaki sirkülasyon dağılımı.

3.2. YÜKSELME (A)

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

$$\Gamma_z = \frac{\Gamma_2 - \Gamma_1}{z} \quad (3.4)$$

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

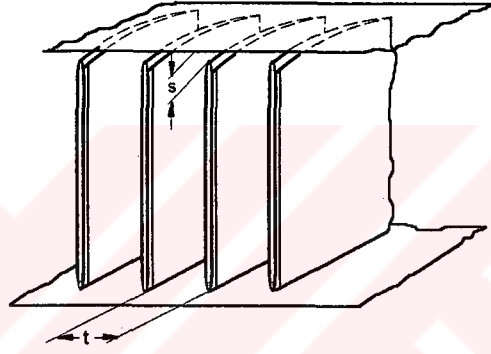
$$\Gamma_2 = z \cdot \Gamma_z$$

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.

3.3 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.

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



Şekil 3.3. 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.

$$Y_k = \frac{1}{2} \cdot C_a \cdot L \cdot z \cdot n \cdot W_\infty \quad (3.5)$$

burada

$$C_a = \frac{A}{\rho \cdot \frac{W_\infty^2}{2} \cdot L \cdot b} \quad (3.6)$$

alınırsa ifade aşağıdaki şekli alır.

$$Y_k = \frac{A \cdot z \cdot n}{W_\infty \cdot \rho \cdot b} \quad (3.7)$$

Kanatlarda oluşan enerji kaybı indirgenmiş direnç W_i ile kanat kafesindeki ortalama bağıl hızın (w_∞) çarpımı 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

$$E_{kt} = z \cdot W_i \cdot w_\infty \quad (3.8)$$

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.

$$h_{kar} = \frac{w_\infty \cdot W_i}{m} \cdot z \quad (3.9)$$

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.

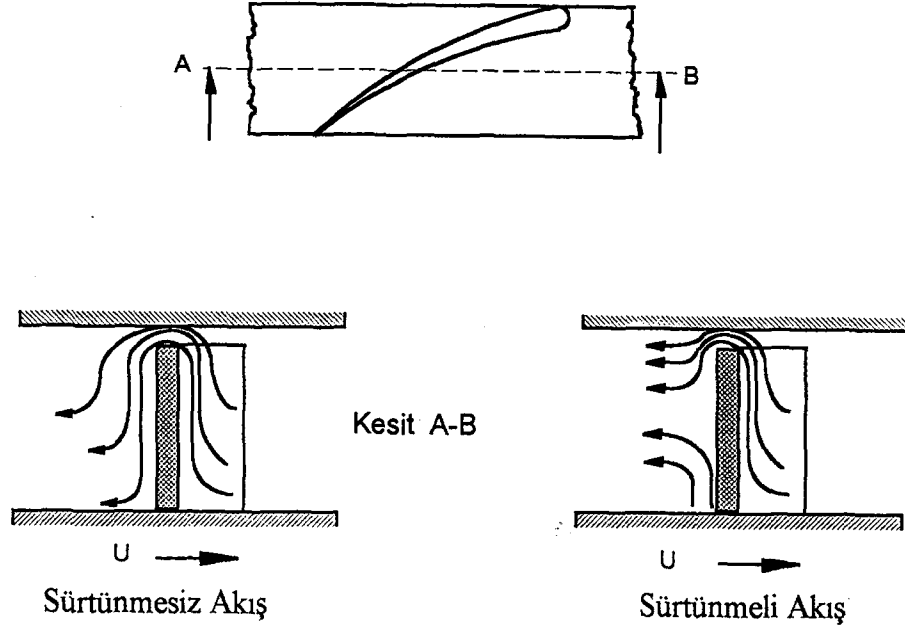
İkincisinde ise denklemlerde bir takım kabuller yapmıştır. Bir matematik işlem için ilave olarak sürtünmesiz akımlar için bir takım kabuller ve başka sadeleştirmeler yapılabilir. Bu kabuller aşağıda açıklandığı gibidir

- 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 Γy olduğu
- 3) Kanadın aralık bölgesinde aradaki açıklığın sonsuz küçük olduğu .
- 4)- Kanatların oldukça dar olduğu yani $\frac{t}{b} = \frac{\text{kanat bölünmesi}}{\text{kanat genişliği}}$ ilişkisinin 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.



Şekil 3.4. Kanat ucunun ikincil akımda maruz kaldığı akışın durumu.

- 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.

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.

4. DÖNEN ELEMANLARA ETKİ EDEN KUVVETLER

4.1. 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.

4.2. DEĞİŞKEN YÜKLER

4.2.1. DİNAMİK

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

4.2.2. 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.

4.2.3. 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.

5. 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.

5.1. EKSENEL İTME

Yukarıda sözü edilen basınç değerleri :

$$p_2 = \frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2 - w_2^2 + w_1^2) \quad (5.1)$$

veya

$$p_2 = \rho \cdot g \cdot \left(H - \frac{g \cdot H^2}{2 \cdot \eta_h \cdot u_2^2} \right) = \rho \cdot g \cdot H \cdot \left(1 - \frac{\Psi}{4 \cdot \eta_h} \right) \quad (5.2)$$

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

q_f' kaçak debiyi göstermek üzere

$$q_f' = \mu_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta p_2}{\rho}} = \mu_0 \cdot \pi \cdot D_0' \cdot S_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta p_0}{\rho}} \quad (5.3)$$

olmalıdır Koavats/Desmur(1968). Bu denklemden

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_0} = \left[\frac{D_0' \cdot S_0 \cdot \eta_0}{D_2 \cdot S_2 \cdot \mu_2} \right]^2 \quad (5.4)$$

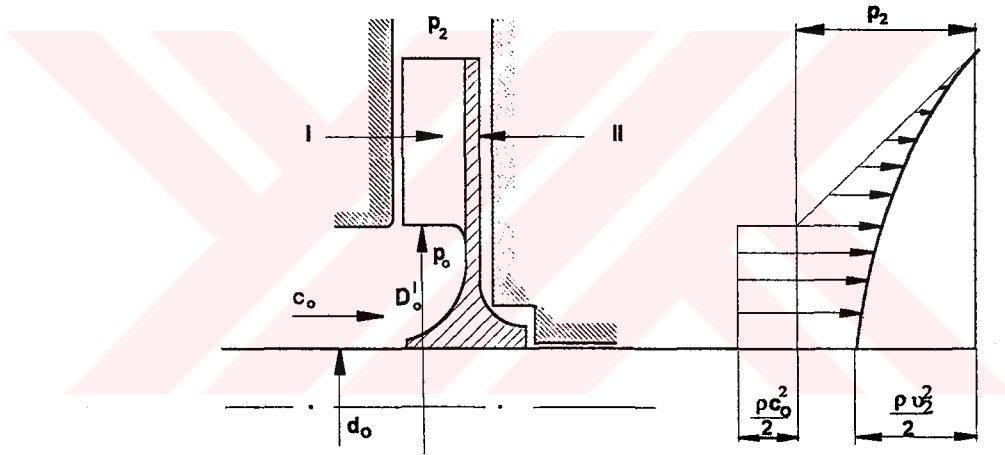
$$\Delta p_{w1} + \Delta p_0 = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p}{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}} \cdot p_2$$

$$\Delta p_2 = \frac{\frac{\Delta p_2}{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}}{1 + \frac{\Delta p}{\Delta p_{w1} + \Delta p_0}} \cdot p \quad (5.5)$$

$$\Delta p_{wI} = \rho \cdot \left(\frac{u_2^2 - u_0'^2}{8 \cdot g} \right) \quad (5.6)$$

$$\Delta p_{wII} = \rho \cdot \left(\frac{u_2^2 - u_0^2}{8 \cdot g} \right) \quad (5.7)$$

Bu hesaplarda şekil 5.1'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 5.1. 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.

$$F_e = \frac{\pi}{4} \left[(D_2^2 - D_0^2) \cdot \Delta p_2 + (D_0' - d_0) \cdot (p_2 - \Delta p_{wI} - \rho \cdot \frac{u_0'^2 - u_0^2}{16 \cdot g} - \frac{\rho \cdot c_0^2}{g}) \right] \quad (5.8)$$

5.1.1. DİNAMİK İTME

Ön kapağı olmayan bir radyal çarktaki aksenal itme giriş ağızı 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 5.1.' de görülen açık kanatlı bir çarkta emme tarafına yönelmiş olan aksenal itme kuvveti aşağıdaki yaklaşık formülle hesaplanabilmektedir.

$$F_e = \frac{\pi}{4} \left[\frac{p_2}{3} (D_2^2 + D_0'^2 + D_2 \cdot D_0') - D_2^2 \cdot \rho \cdot \frac{u_2^2}{16 \cdot g} - (D_0'^2 - d_0^2) \frac{\rho \cdot c_0^2}{g} \right] \quad (5.9)$$

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_{3u} daha yüksektir ve debi (dolayısıyla c_{1m} ve c_{son}) hesaplardaki (k_f / ψ) değerine tekabül eden değerlerden daha küçüktür.

$$\frac{S}{R} = 4 \cdot \frac{k_f}{\psi} \cdot D_2 \cdot \eta_h \quad (5.10)$$

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 uyuşmazlığın 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

$$F_r = c_r \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot H_x \quad (5.11)$$

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

$$c_r = (0,35 \div 0,5) \cdot \left[1 - \left(\frac{Q_x}{Q} \right)^2 \right] \quad (5.12)$$

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

5.1.2. 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;

$$F_s = \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_0^2) \quad (5.13)$$

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.

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot u_2^2}{8} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} \quad (5.14)$$

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

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

$$dF = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot d_r \cdot \frac{\rho \cdot u_2^2}{8} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2}$$

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

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

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

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

$$F = \frac{\rho \cdot \pi \cdot u_2^2}{8} (r_1^2 - r_0^2) \left[1 - \frac{r_1^2 + r_0^2}{2 \cdot r_2^2} \right] \quad (5.15)$$

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:

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

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

$$F_{st} = \rho \cdot \pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) \left[g \cdot H - \frac{u_2^2}{8} \left(1 - \frac{(r_1^2 + r_0^2)}{2 \cdot r_2^2} \right) \right] \quad (5.16)$$

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 basınç 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.

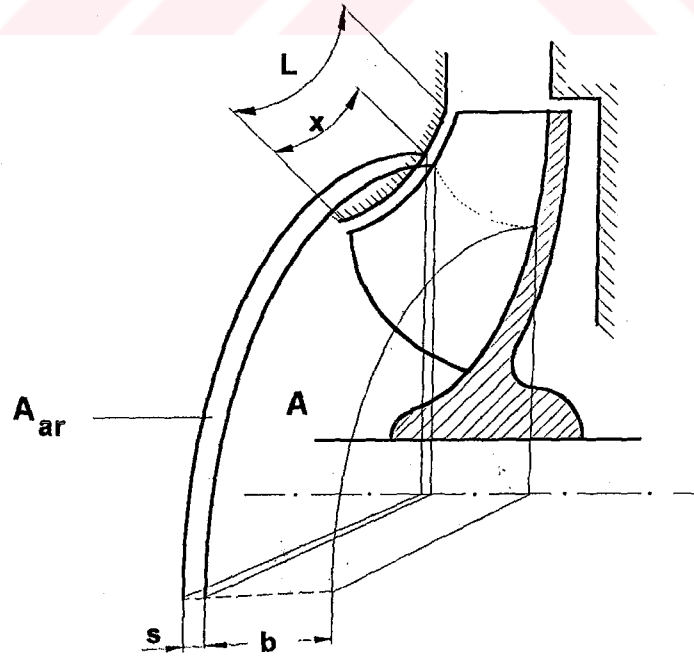
Çark içinde akışkan elemanları yön değiştirdikleri için momentum değişiminden aksenal bir itme doğar. Elemanları kendi orjinal yönlerinden çevirmek için bir kuvvetin mevcut olması gerekir.

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 taktirde bunların dengelenmesi gerekir.

6. ARALIK YÜZEYLERİNİN TESBİTİ

Bağlı 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 6.1.'de bu oluşum görülmektedir.



Şekil 6.1. 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 $A_{ar}/A = A_b$ ilişkisini kanat boyunca değişmektedir. Etki faktörlerinin denklemlerine bu nedenle bir ortalama değer konulmalıdır. Bu ortalama bağlı aralık yüzeyi \bar{A}_b denklem 6.1. 'de tanımlanmaktadır.

$$\bar{A}_b = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L \bar{A}_b(x) \cdot dx \quad (6.1)$$

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 6.1.'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

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

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

$$\bar{A}_b = \frac{2 \cdot s}{b_1 + b_2} \quad (6.2)$$

Deney pompası için kullanılan çarkların giriş ve çıkış genişlikleri birbirine eşit olduklarından 6.2 nolu eşitliği aşağıdaki şekli alır.

$$\bar{A}_b = \frac{s}{b} \quad (6.3)$$

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

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

$$\bar{A}_b = \frac{2 \cdot r_a \cdot s}{r_a^2 - r_i^2} \quad (6.4)$$

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.

$$s_a = \frac{s}{b_2} \quad (6.5)$$

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 eksenel 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.

7. LİTERATÜR TARAMASI

Düz ve geriye eğimli açık kanatlı 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 eksenel makineler, radyal makineler 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 tanzim edilecektir. 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. Eksenel makineler üzerinde inceleme.
3. Radyal makineler 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 olarak 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)'nin 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 yayınlamıştır. 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.

8. 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 işaret eder. 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. Radyal çarklarda bu ilişki 6.bölümde 6.2. ve 6.3 nolu denklemlerle ifade edilmiştir.

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.

8.1.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 orantısı 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.

$$\alpha = \frac{Q_{ARALIK} \cdot A}{Q \cdot A_{ar}} \quad (8.1)$$

$$\beta = \frac{\Delta H \cdot A}{H \cdot A_{ar}} \quad (8.2)$$

$$\gamma = \frac{\Delta \eta \cdot A}{\eta \cdot A_{ar}} \quad (8.3)$$

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

Debi oranı için ;

$$\frac{Q_{\text{aralık}}}{Q} = \alpha \cdot \frac{A_{\text{ar}}}{A} \quad \alpha = 0,5 \quad (8.4)$$

Basma Yüksekliği oranı için;

$$\frac{\Delta H}{H} = \beta \cdot \frac{A_{\text{ar}}}{A} \quad \beta = 0,9 \quad (8.5)$$

Verim oranı için;

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \gamma \cdot \frac{A_{\text{ar}}}{A} \quad \gamma = 0,9 \quad (8.6)$$

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. Bu denklemler detaylı bir şekilde bölüm 16'da konu edilecektir. Bunlardan Pfeiderer/Petermann (1972) ve Eckert/Schnell (1980), aralık genişliğine bağlı olarak basma yüksekliği ve verimin hesaplanabilmesi için

$$\beta = \gamma = 0,9 \quad (\text{Eckert/Schnell})$$

$$\beta = \gamma = 1,0 \quad (\text{Pfeiderer/Petermann})$$

değerlerini önermişlerdir.

Kısaca etki faktörlerine "Düzeltilme Faktörleri" de denir. Dolayısıyla verilen etki faktörleri bütün radyal makineler için geçerli olmalı ve "s" aralık genişliğinden bağımsız olmalıdır. (h) ve (η) karakteristik büyüklüklerinin hesabı için s=0 değerine tekbül 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.

8.2. 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 her bir parametrenin etkisi ilk bakışta tesbit edilememektedir. Bunun için ilave incelemeler gerekir.

8.2.1. 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 faktörlerini Reynolds sayısına bağımlılığının görülebilmesi için hangi hızla ve hangi uzunluk ölçümünde Reynolds sayısının bilinmesi gerektiğinin hesaplanması gerekir.

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

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

$$Re = \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot n}{60 \cdot \nu} \quad (8.9)$$

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.

8.2.3. ETKİ FAKTÖRLERİNİN KANAT KUVVETİNE BAĞIMLILIĞI

Kanat kuvveti yüzeysel olarak düşünüldüğü zaman hemen aralık kaybına bir etkisi olduğunu söyleyebilecek bir parametredir. Kanat çıkışı ve girişi arasındaki basınç farkından dolayı kanat sonu ve gövdesi arasında bir aralık akımı oluşmaktadır. Bu aralık akımı iki kanat arasındaki kısmı, bir basınç dengesi oluşmaktadır. 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.

8.2.4. ETKİ FAKTÖRLERİNİN DÖNME SAYISINA BAĞIMLILIĞI

Reynolds sayısının ve kanat kuvvetinin etki faktörlerine yaptıkları etkiler bir takım olayların açıklamasına yetmemektedir. Bu iki parametrenin etkisi sürdüğü müddetçe bu karşılaştırma şekli yetersiz kalmaktadır. Genel olarak geçerli bir yasanın söyleyebilmesi 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.

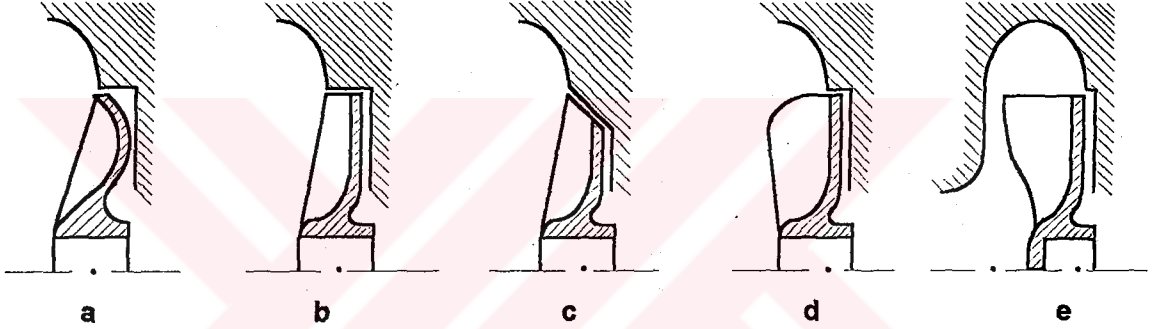
Verilen bir H basma yüksekliği için u_2 çevresel hızı belirli sınırlar arasındadır ve ψ değeri araştırılırken elimizde yeterli veri yoktur. Belirli bir u_2 hızı için devir sayısı ile değişen D_2 çapıdır. D_2 ne kadar büyükse b genişliği o kadar küçük olur. Islak çevrede kesite nazaran daha büyük olur ve h_p^{11} kayıpları artar. u_2 değişmez kabul edilirse Disk sürtünmesinden doğan kayıplar D_2^6 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 kavitasyonun mücadele 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 aksel çarklara tekabül eder. $D_2/D_1 = 1,5$ değerinin altındaki oranlar yüksek basınç hallerinde ancak mümkün olur.

Giriş ağız çapının ve kavitasyonsuz 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.

8.2.5. KANAT YAPI BİÇİMLERİNİN ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

Son yıllarda, piyasaya değişik yapı biçimlerinde, açık kanatlı pompalar sürülmüştür. Şekil 8.1'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 8.1.a'ya uymaktadır.



Şekil 8.1. Değişik kanat biçimleri.

Ancak Avrupada Egger - Tura pompaları Şekil 8.1.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 8.1.c. ve Şekil 8.1.d.'de yeni model pompalar gösterilmiştir. Şekil 8.1.c. ve Şekil 8.1.d. 'deki çark çıkışındaki bükülme ve eğilme, sıkışmanın önlenmesi için düşünülmüştür. Bu son yapı biçiminde çark gövdeden ön tarafa alınmıştır. Şekil 8.1.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 pompada, debi 100 lt/sn ve basma yüksekliği 16.5 mSY civarındadır.

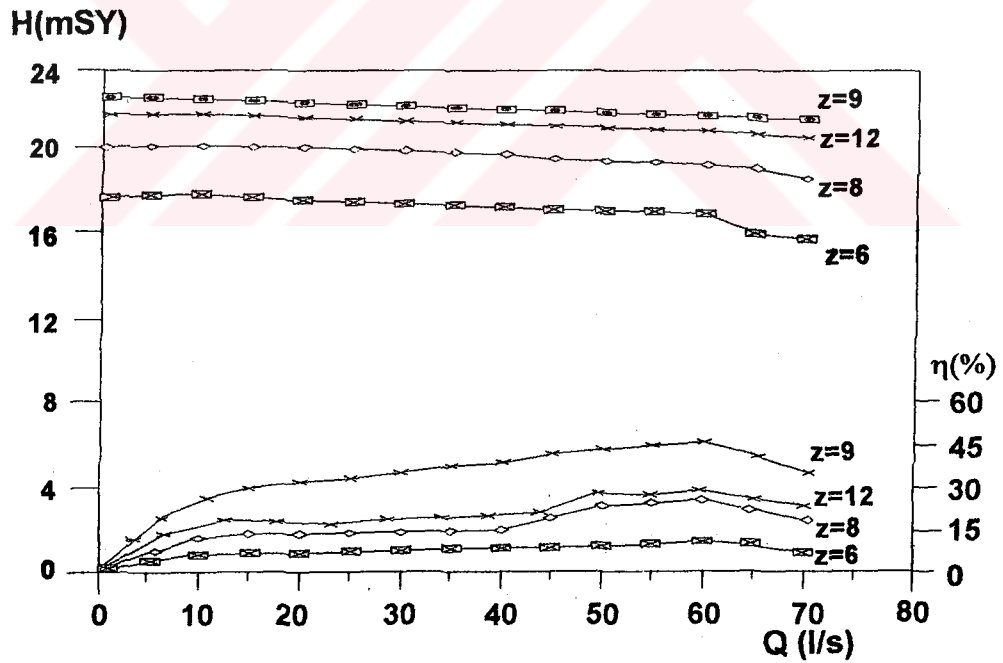
8.2.6. YANAL ARALIKLARIN ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

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.

8.2.7. KANAT SAYISININ ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

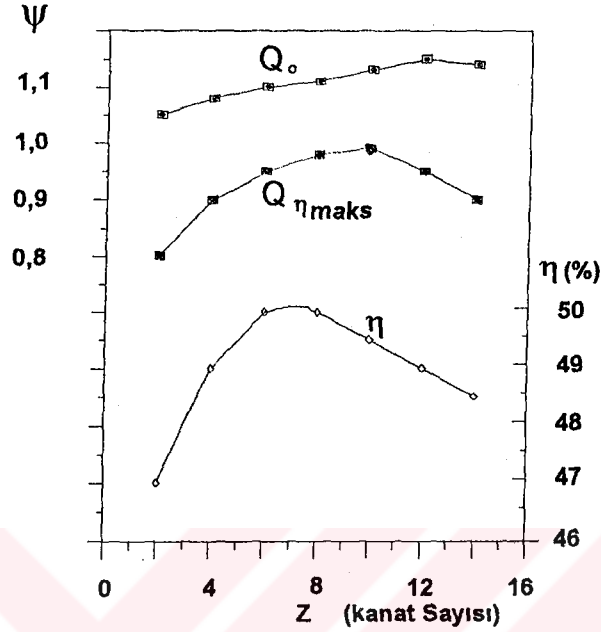
Kanat sayısı hesaplamalarda (z) ile gösterilir. $s = 0$ aralığında çarkın tam eş merkezli sınırlamada olması demektir. Literatür verilerine göre Rüttschi(1968) Şekil 8.2. 'de basma yüksekliği eğrilerinin kanat sayısı ile olan değişimleri gösterilmiştir.



Şekil 8.2. s=0'da kanat sayısının etkisi

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

Ayrıca Şekil 8.3'te Basınç sayısı (ψ)'nin sıfır debide (Q_0) seyrini ve en iyi verimdeki debisini ($Q_{\eta\text{maks}}$) incelemek mümkündür Rüttschi(1968).



Şekil 8.3 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;

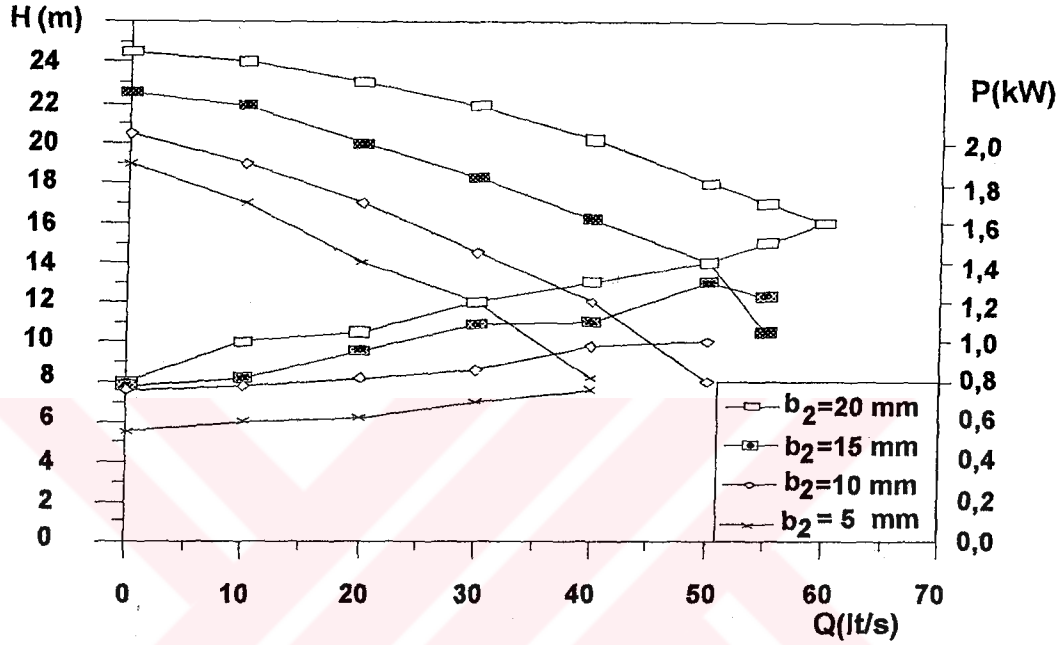
$$1 + p = \frac{H_{th\infty}}{H_{th}} \quad (8.8)$$

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

8.2.8. KANAT GENİŞLİĞİNİN ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

Normal santrifüj pompalardaki gibi serbest akım teşekkülündeki (b_2) yani çark genişliği debi için esastır. Şekil 8.4.'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).



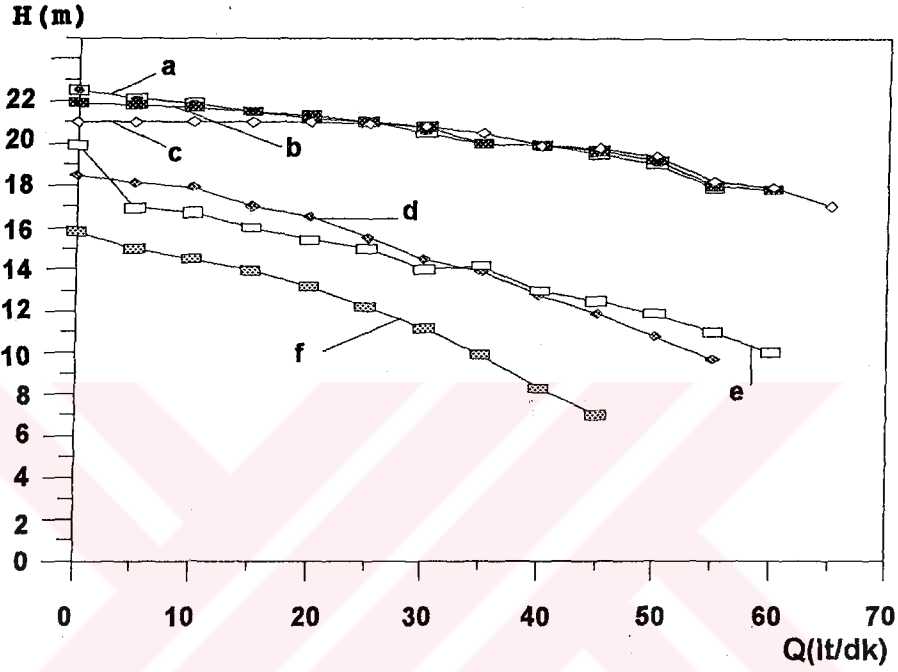
Şekil 8.4. Çark genişliğinin, debi, basma yüksekliği ve güce göre değişimi.

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.

8.2.9. KANAT AÇISININ ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

Şekil 8.5' te (a) çarkından (h) çarkına kadar değişik giriş ve çıkış açıları gösterilmektedir. Bu çarklarda (b₂) çark genişliği her yerde aynıdır. Aşağıda görülen bu eğriler Rüttschi (1968)' nin yapmış olduğu deneysel çalışmadan alınmıştır.



Şekil 8.5 .a' dan h' ye kadar değişik kanat açılarının değişim grafiği:

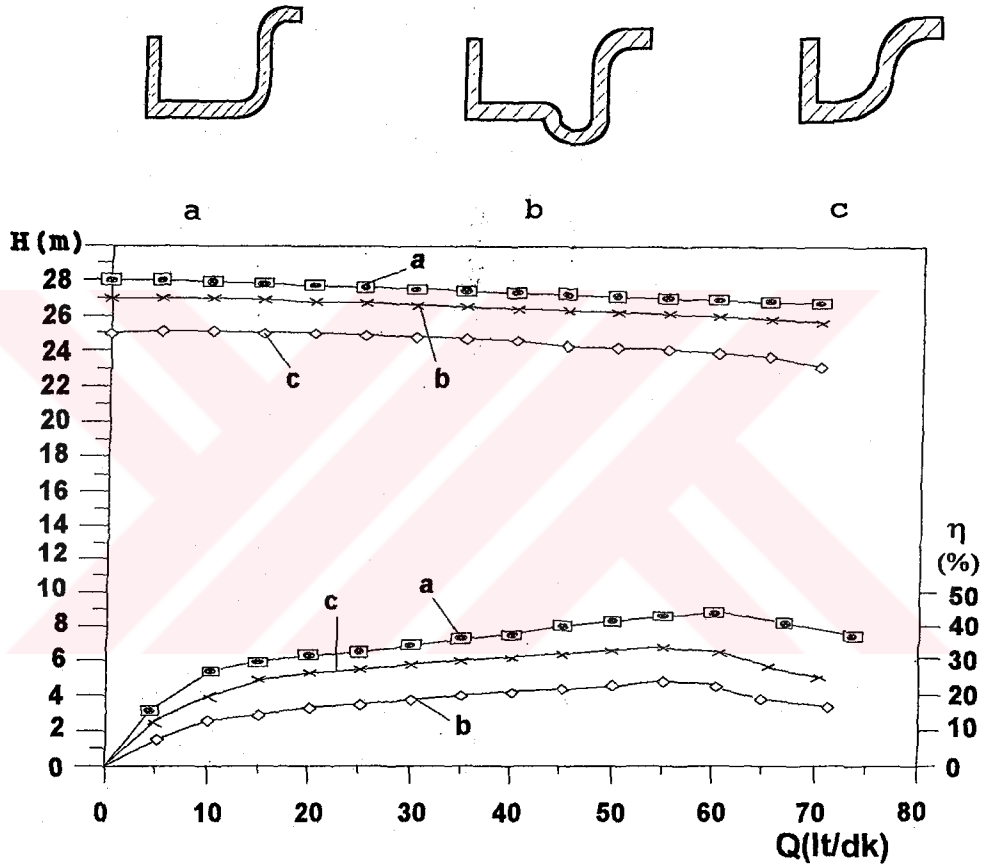
Tablo 8.1. Kanat açısı, sayısı ve verimlerin karşılaştırılması

Çark	a	b	c	d	e	f
β_2°	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

Literatür incelemelerinde görülmüştürki en yüksek basma yüksekliği $\beta_1=\beta_2=90^\circ$ 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.

8.2.10. EMME GİRİŞ AĞZININ ETKİ FAKTÖRLERİNE ETKİSİ

9 kanatlı $\beta_1=\beta_2=90^\circ$ '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 8.6.' da gösterilmiştir Dunham (1974).



Şekil 8.6. Emme giriş yolunun Basınca ve verime olan etkisi.

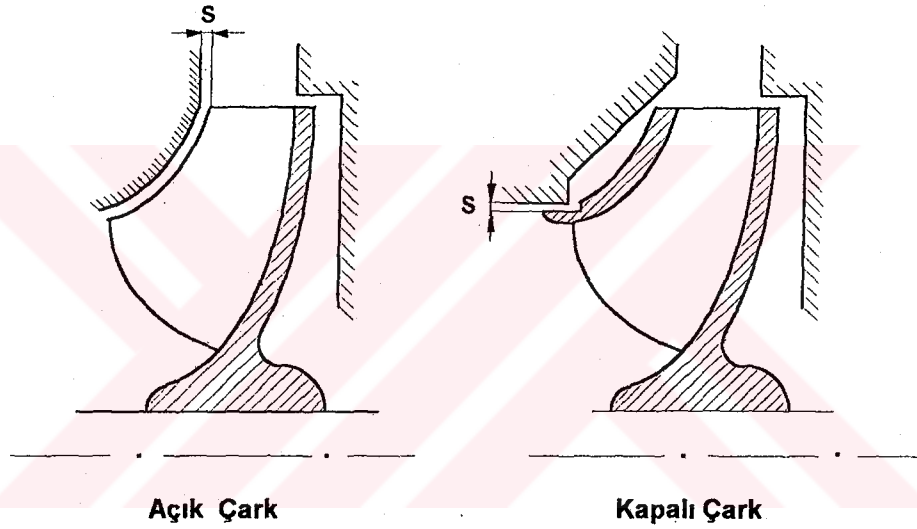
Bir çok değişik çark biçimlerinde denenmiş araştırmalarda (b) ve (c) giriş yolu biçiminde verimin kötüleşmesiyle, basma yüksekliğine ve emme durumuna kötü etki ettiği görülmüştür. Literatür verilerine ve yukarıda çizilen grafiğe göre pompalarda en iyi değeri (a) tipi giriş yolu sağlamıştır.

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

9. 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 9.1'de görülmektedir.



Şekil 9.1. 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.

$$P_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot Y_k \quad (9.1)$$

ve hidrolik verim:

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

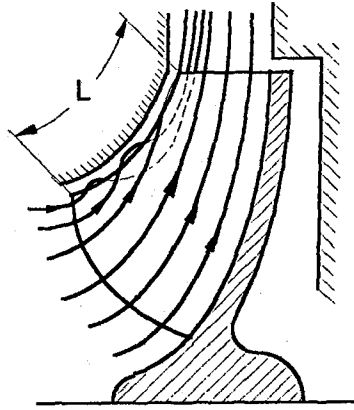
Aralık güç kaybı:

$$P_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot \frac{Y}{\eta_h} \quad (9.2)$$

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

$$Y_{ar} = \frac{P_{ar}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}} \cdot \frac{Y}{\eta_h} \quad (9.3)$$

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 9.2. 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 teorenin esasını aerodinamik taşıyıcı kanat teorisi oluşturmaktadır. Bu teoriye göre sonsuz uzunluktaki kanat üzerinde kanat profiline 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.

9.1. 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 diskinde doğrudur.

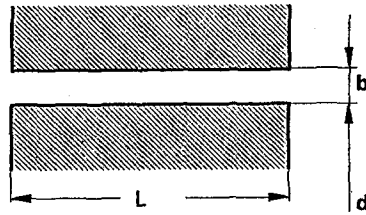
Ana akım yönüne dik olan hız bileşenlerinin büyüklüğü, kanat uçlarına doğru artmaktadır. Kanadın arka yüzeyinde akışlar birbiriyle karşılaşır. Bunlar birbirlerine zıt ve ana akıma dik bileşene sahiptir. Sürtünmeli akımda bu iki akış tabakaları arasında, düzgün olmayan bir süreksizlik yüzeyi oluşmaktadır. 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.

9.2. ARALIK KAYIPLARININ VERİME ETKİSİ

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

$$Q_k = \mu \cdot A_{ar} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \quad (9.4)$$

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.



9.3. 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.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot b} + 1,1 \cdot z}} \quad (9.5)$$

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

$$\frac{p' - p''}{\rho} = \frac{w_{\infty} \cdot \Gamma_z}{g \cdot L} \quad (9.6)$$

$$\Gamma = \frac{\Gamma_z}{z} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot c_{u2}}{z} \quad (9.7)$$

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

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{q_k}{Q}} \quad (9.8)$$

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 ıraksaklığı 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_2^6 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 durumun 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).

10. 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.¹

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.

¹ Detaylı bilgi için "Die Konstruktion der Einzelteile des Motors " isimli motor kitabında 3.5. bölümüne bakılabilir.

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

$$q_s = 0,3 \cdot B \cdot H_u \quad (10.1)$$

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.

$$Q_s = \frac{q_s \cdot P_e}{\Delta t} \quad (10.2)$$

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 (çapına), 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 geriye eğimli kanat şeklinde olup girişler radyal ($\alpha_1=90^\circ$) biçimdedir.

10.1. AÇIK KANATLI GERIYE EĞİMLİ ÇARKIN HESABI

Serbest akımlı pompalarda $\beta_1=\beta_2= 90$ düz kanatlı pompalar kullanılmasına rağmen verimin önemli olduğu yerlerde geriye eğimli kanatların bulunduğu çarklar tercih edilmektedir.

Geriye eğimli çarklarda, önemli olan β_1 ve β_2 nin tespit edilmesidir. Literatür taraması yapıldığında geriye eğimli kanatların hesabı ile ilgili bir formüle rastlanmamıştır. Ancak yapılan incelemelerde bu konu üzerinde çalışan araştırmacılar β_1 ve β_2 kanat açılarını kabul ederek, D_1 ve D_2 çapları ve diğer büyüklükler aynen düz kanatta olduğu gibi bulunmuş, veya D_1 , D_2 ve n , büyüklükleri tespit edilerek β_1 ve β_2 ile diğer büyüklükler hesaplanmıştır.

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

Her ne kadar geriye 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.

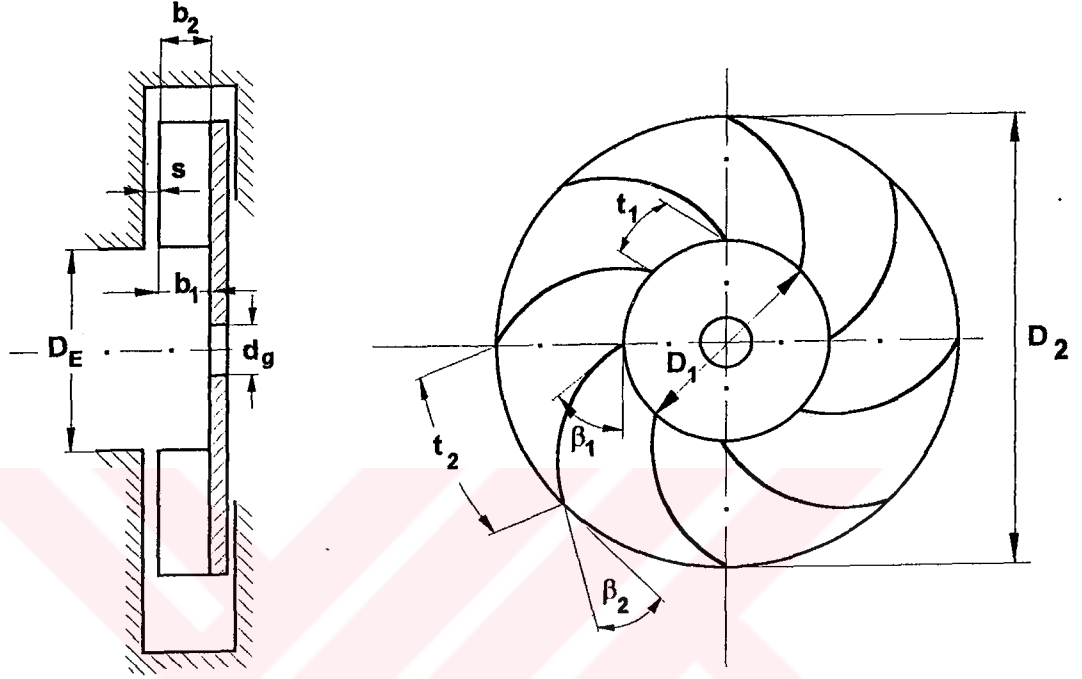
Radyal giriş için manometrik basma yüksekliği

$$H_m = \eta_h \cdot k \cdot \frac{u_2}{g} \cdot c_{2u} \quad (10.3)$$

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 açılarına bağlı değerlerin tablodan bulunması ile tespit edilir.

α_2 ve β_2 açıları soğutma suyu pompaları için genellikle $\alpha_2 = 10^\circ$ civarında, $\beta_2 = (25^\circ \div 50^\circ)$ arasında alınması önerilmektedir. Şekil 10.1'de geriye eğimli bir çark üzerinde hesaplanması gereken büyüklükler gösterilmiştir.



Şekil 10.1. Geriye 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 10.4. nolu denklemle tanımlanmaktadır Herman (1973).

$$D_2 \cong \frac{280}{n} \quad (10.4)$$

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 :

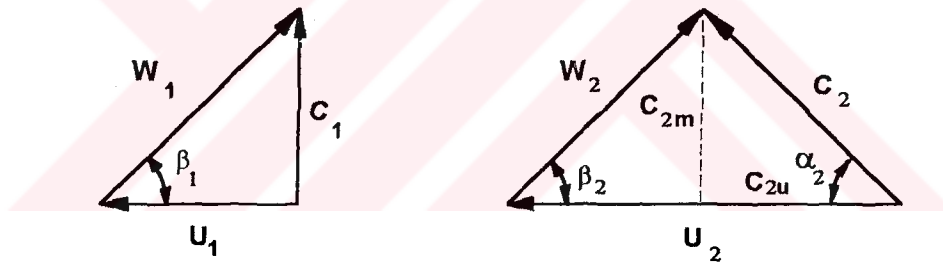
$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d_g^2) \quad (10.5)$$

$$A \cdot c_e = 1,1 \cdot Q \quad (10.6)$$

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. Açılırları bulmak için hız üçgenlerinden yararlanılır.



Şekil 10.2. Giriş ve çıkış hız üçgenleri

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{c_{2u}} \quad (10.7)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} \quad (10.8)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (10.9)$$

uygun kanat sayısının bulunması için

$$z = k \cdot \frac{D_1 + D_2}{D_1 - D_2} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \quad (10.10)$$

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.

$$b_1 = \frac{1,1 \cdot Q}{c_{1m} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot k_1} \quad (10.11)$$

$$b_2 = \frac{1,1 \cdot Q}{c_{2m} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot k_2} \quad (10.12)$$

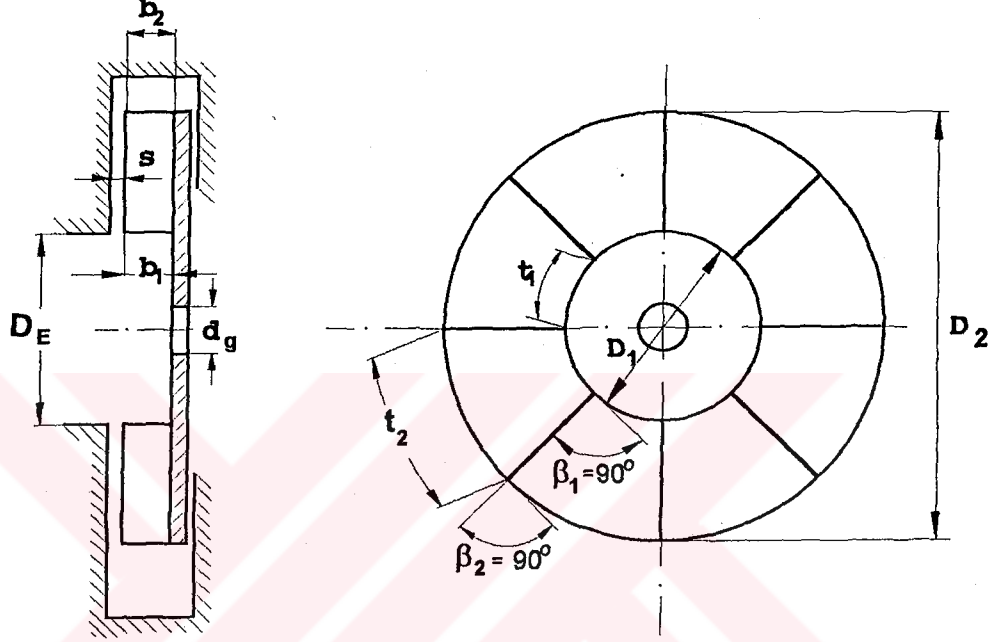
$$k_1 = 0,55 \div 0,65$$

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

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

10.2. AÇIK DÜZ KANATLI POMPALARIN HESABI

Yapılan araştırmalar, çark hesaplarının kolay olduğu ve $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ düz radyal kanat teşekküllerinin en iyi sonucu verdiği göstermiştir. Bu yüzden düz kanatlarda, kanat açısının hesaplanmasına gerek yoktur. Yalnızca ark çapları D_1 ile D_2 , ve kanat derinliği b hesaplanmalıdır. Aşağıdaki şekilde düz kanatlı bir çarkın kesiti ve üzerinde hesaplanacak büyüklükler görülmektedir.



Şekil 10.3. Açık düz kanatlı ark.

Pfleiderer(1961)'e göre $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ lik çarklarda, gerçekleştirilmiş deneylerden sonra, basma yükseklik kayıplarının, sonlu kanat sayısı ve basınç düşümü sayısı p 10.13 nolu denklem yardımıyla hesaplanabileceğini göstermiştir.

$$p = \frac{2 \cdot \psi \cdot k}{\sqrt{z} \cdot [1 - (D_1/D_2)]} \quad (10.13)$$

Burada $k = 0,28 \div 0,30$ arasında değişen düzeltme faktörüdür. ψ ise pratik olarak $2 \cdot g \cdot H/u_2^2$ 'den bulunabileceği gibi Pfleiderer(1961)'e göre;

$$\psi = 0,6 \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) \quad (10.14)$$

amprik denkleminle de bulunabilir.

Hidrolik verim tayininde ise yine Pfeiderer(1961)

$$\eta_h = \eta \cdot \frac{1 + t_{aralik}}{1 - (t_{aralik} + t_{ort.ar.})} \quad (10.15)$$

ifadesini önermektedir. Burada : $\eta = 0,4 \div 0,55$ arasında değişmektedir.

Ancak burada (t_{aralik}) ve ($t_{ort.aralik}$) tespiti oldukça güçtür. Bazı literatürlerde ortalama aralık ilgili aralığın 2 katı alınmasıyla, kimi literatürde ise deney boyunca ölçülen aralıkların toplanıp aritmetik ortalaması alınarak tespit edilmesi önerilmiştir Kranz (1967).

Yaklaşık olarak her iki yöntemle yapılan hesaplamalarda binde mertebesinde değerlerde farklılıklar çıkmıştırki bu bizim için önemli değildir.

Literatür taraması yapıldığında, önceden yapılmış deneylerden, yararlanılarak yapılan hesaplamalarda Pfeiderer (1961) 'in kısma eğrileri kullanılabilir.

10.3. ÇARK KANATLARININ PROJELENDİRİLMESİ

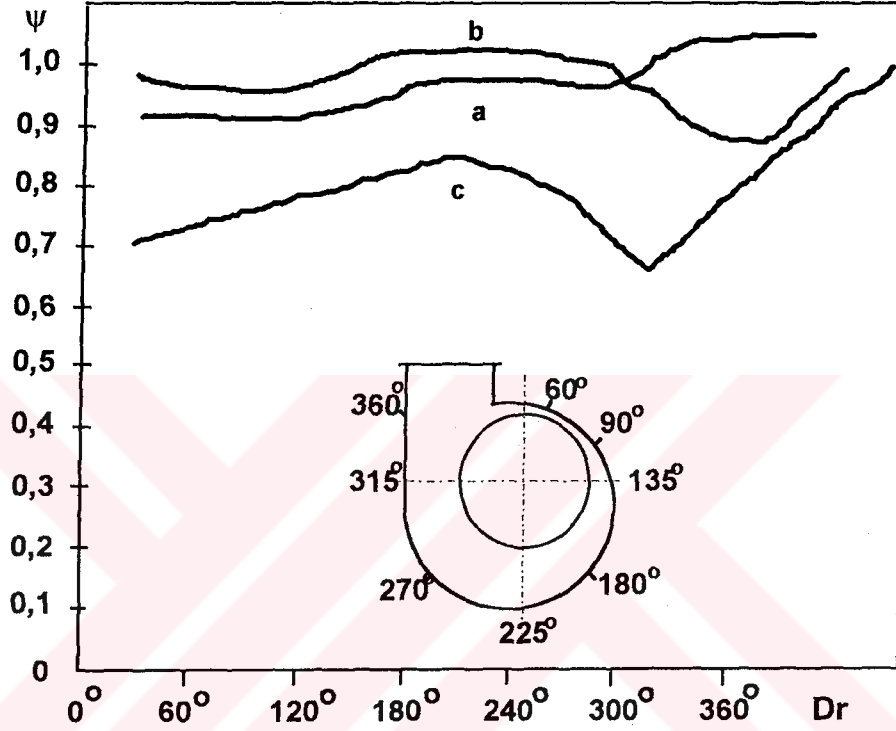
Kanatların konstrüksiyon biçimleri pompanın en önemli özelliği olup düz ve eğimli olabilir. Çark kanatları planlanırken düz kanatlarda kanatların mil eksenine dik olmasına dikkat edilir. Ancak eğik kanatların tasarımı çeşitli yöntemlere göre gerçekleştirilir. Bu yöntemler Tek Daire metodu, Çift Daire 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.

10.4. SALYANGOZ GÖVDENİN TAYİNİ

Şekil 10.4.' de değişik gövde biçimlerinde basınç sayısının değişimi gösterilmiştir . (a) grafiği Pflaiderer spirali için, (b) grafiği eşit hızdaki Stepanoff eğrisi ve (c) grafiği , eş merkezli dairesel gövdeli, serbest akımlı pompadaki durumu göstermektedir.



Şekil 10.4. Değişik salyangoz biçimlerinde gövde başlangıcında basınç sayısı değişimi.

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

10.4.1. SPİRAL GÖVDENİN PROJELENDİRİLMESİ

Küçük tek silindirli 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.

$$r_2 \cdot c_{2u} = r_0 \cdot c_{0u} = K \quad (10.16)$$

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

$$R = r_a \cdot e^{\frac{Q' \cdot \varphi^\circ}{360 \cdot K \cdot b}} \quad (10.17)$$

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 (m^3/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 ;

$$b = \frac{Q' \cdot \varphi^\circ}{360 \cdot K \cdot \ln \frac{R}{r_0}} \quad (10.18)$$

Bulunur. Spiralin ayırma parçası φ açısı vasıtası ile 10.18 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 $3 \div 5$ 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.

$$b_2 = (0,25 \div 0,3) \cdot D_m \quad (10.19)$$

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

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot c_e} + d_g^2} \quad (10.20)$$

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

$$c_e = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (10.21)$$

Genellikle giriş sayısı ε için :

$$\varepsilon = (0,2 \div 0,25) \cdot \left(\frac{n_q}{27,5}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (10.22)$$

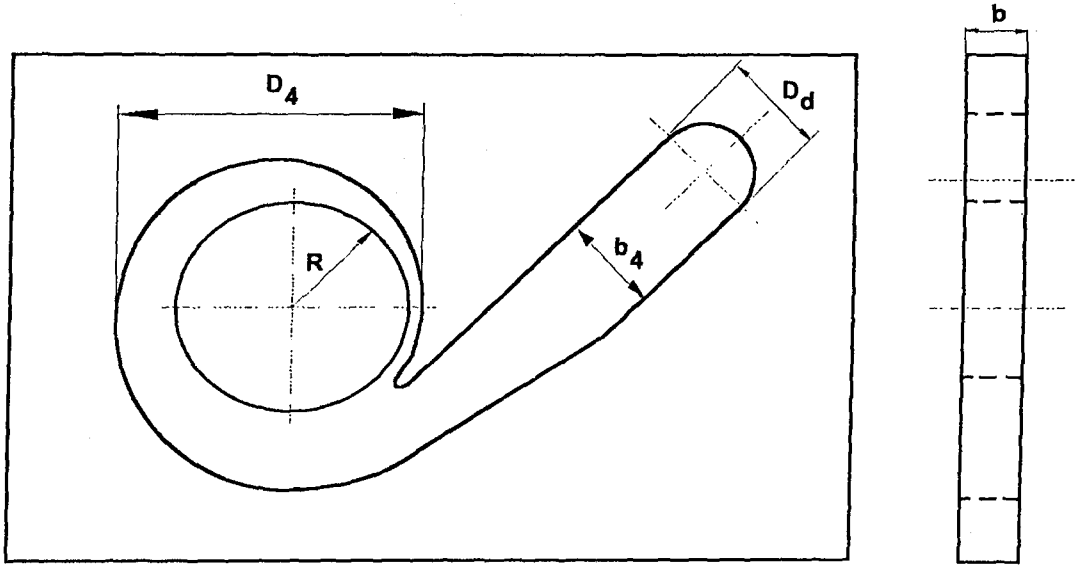
İfadesi önerilir ($0,1 < \varepsilon < 0,3$). Emiş ağzı çapı emme kabiliyeti ve pompanın kavitasyon tehlikesi için belirleyicidir. Kanatların giriş kenarlarının emiş ağzının içine doğru biraz çekik olması bazen pompaların emiş gücünü artırır.

Böylece emme ağzındaki kesit $A_e = \frac{Q}{c_e}$ denklemiyle 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:

$$D_d = b_4 = (0,8 \div 1) \cdot D_e \quad (10.23)$$

ifadesi geçerlidir.



Şekil 10.5. Spiral gövde görünüşü.

Gövde çapı için $D_4 = D_2 + b_4'$ dür. 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.

11. KAVİTASYON

Küçük motorlarda soğutma suyu pompası genellikle tahrik kayışı aracılığı ile işletilir. Bu tahrik kayışı mekanizmasına dinamo da dahil edilmiştir ve aynı zamanda tahrik kayışının gerilmesine de yardımcı olur. Tahrik kayışıyla işletilen su pompasının motorun ön kısmında motor karterinin ön cephesine monte edilmiş olması gerekir.

Su pompasının konumunun faydası soğutma suyuna kolayca su pompasının motor üst karterine dahil edilmesi ile borusuz şekilde pompadan direk kartere geçmesidir. Bunun dışında vantilatör kanadı da su pompasının kasnağına bağlanabilir. Böylece vantilatör özel bir yerleştirmeyi gerektirmez. Fakat su pompası gövdesinin motor bloğunda bulunması sonucu motor sıcaklığı aynen pompaya aktarılacaktır.

Su pompasının motor üst karterinin ön cephesindeki konumu motorun uzunluğunu etkilemektedir. Özellikle motor kısa yapılmak isteniyorsa su pompası karterin yan tarafına takılabilir. Ama bu durumda kartere borusuz su geçişi ve vantilatörün su pompası üzerine takılması mümkün olmayacaktır.

Vantilatörün su pompası üzerine takılmasının zararı su pompasının devir sayısı ile vantilatör devir sayısının birbirine bağlı olmalarıdır. Su pompaları için mümkün olan yüksek devir sayısından vantilatördeki havanın gürültüsü sebebiyle faydalanılamamaktadır. Vantilatör de gürültü yüzünden 75 ile 80 m/s den daha yüksek çevresel hızlara müsaade edilmemektedir Behr (1979).

Su pompası milinin yüksek devirlerde dönmesi ayrıca pompa girişindeki emme suyu hızını artırır. Bu hızın artışı bu tür pompalarda kavitasyon tehlikesini artırır. Sıcak su şartlarında çalışan pompalarda kavitasyon olayının oluşması daha kolaydır. Pompa sistemlerinde kavitasyon oluşmasıyla su içindeki hava kabarcıkları açığa çıkar ve aşınmalar başlar. Ayrıca emme girişindeki basıncın düşmesiyle akışkan buhar fazına geçmeye başlarken iki fazlı akışlar pompa için olumsuz etkilere yol açar.

Bu yüzden soğutma sisteminde buhar veya hava kabarcıkları oluşmamalıdır. Çünkü bunlar soğutma suyu pompasının verimini düşürür ve pompanın boşalmasını sağlar ve hatta silindir gömleği dış cidarlarına bile suyun gitmesini engeller. Bu nedenle soğutucunun su haznesinin yeterince büyük olmasına, soğutma sisteminin dolu konumda olmasına ve motordan geri akış borusunun giriş ağzının su seviyesinin altında olmasına dikkat edilmelidir. Böylece sistem içindeki hava ve buhar kabarcıklarının çıkışı sağlanır.

Eğer su haznesi en üst noktayı oluşturmuyorsa soğutma sisteminin üzerine özel bir dengeleme haznesi takılmalıdır. Dengeleme haznesi soğutma suyu hacminin en azından %10 'unu alabilecek kapasitede yapılmalıdır. Amaca uygun olarak yapılacak dengeleme haznesi su pompasının emiş kanalına mümkün mertebe geniş bir boru ($d=25$ mm) ile bağlanmalıdır. Bu düzenleme sonucunda soğutma suyu pompasının emiş borusundan daha yukarıda bulunan dengeleme haznesine ait su sütunu statik basıncı sonucunda muhtemelen oluşabilecek bir alçak basınç kısmen veya tamamen dengelenebilir.

Böylece su pompasındaki hava boşlukları oluşma tehlikesinide azaltır. Soğutma sisteminin buhar ve hava kabarcıkları dengeleme bacalarında toplanır ama bazen büyük soğutma tertibatlarında hava ve buhar boşluklarının oluşması önlenememektedir.

Su pompasındaki kavitasyonu önlemek için pompanın emiş boruları öyle ölçülendirilmelidir ki emiş hızı mümkün meretebe $2,5$ m/s'yi geçmemelidir.¹. Fakat bu değer sadece teorik bir değerdir.

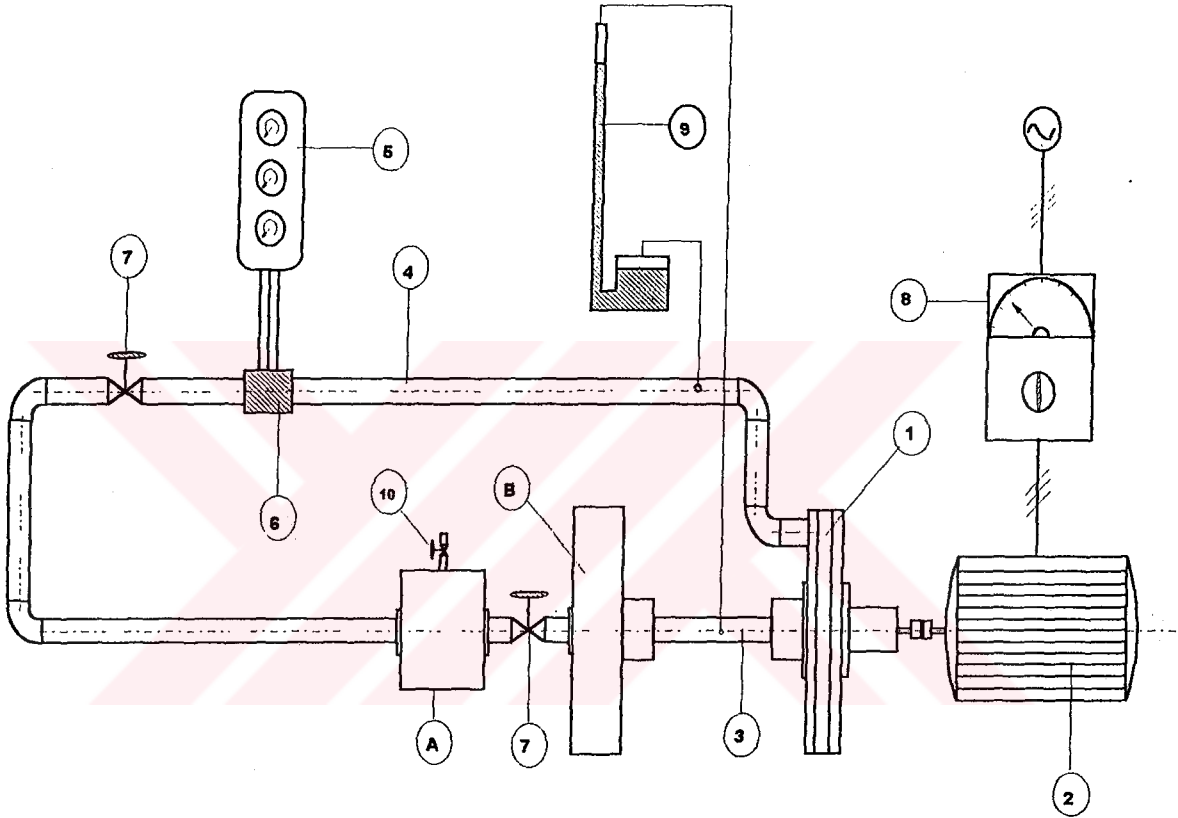
Uzun emiş boruları kullanılması mecburi olan tertibatlarda soğutucu direnci ile emiş borusu direncinden ortaya çıkan emiş hattının direnç miktarı mutlaka hesaplarda göz önüne getirilmelidir. Küçük taşıt motorlarında emme hattındaki dirençler göz önüne alındığında emiş hızının $1,5$ m/s den küçük alınması önerilmektedir.

Pompalarda kavitasyon müsaade edilen emiş yüksekliği aşıldığında oluşacağı için bu esnada tehlikeye maruz kalan çark kanatlarının giriş kenarlarıdır. Diğer bir konu ise emiş yüksekliği hesaplamalarında dikkat edilmesi gereken husus içten yanmalı motorlarda soğutma suyu pompalarının 85 ile 90° lik sıcaklıkta su taşıdıklarıdır.

¹ Detaylı bilgi için "Die Konstruktion der Einzelteile des Motors " isimli motor kitabında 3.5. bölümüne bakılabilir.

12. DENEY DÜZENEGİ

Açık kanatlı bir santrifüj pompada meydana gelen aralık kaybını ve bunun sistem üzerinde oluşturduğu değişiklikleri inceleyebilmek için şekilde görülen deney düzeneği kurulmuştur.

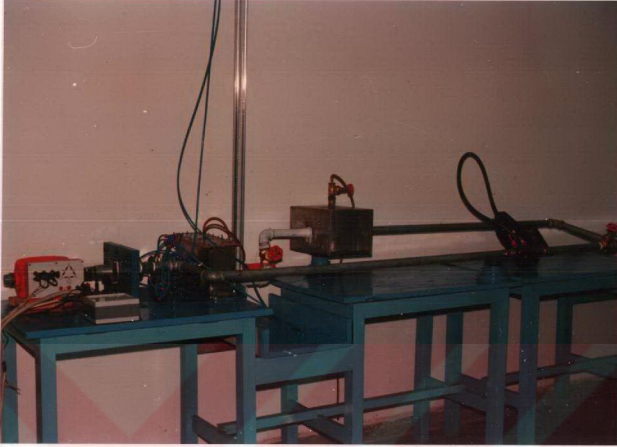


- 1 - Deneş Pompaş
- 2 - Elektrik Motoru
- 3 - Emme Borusu
- 4 - Basınç Hattı
- 5 - Mobil gösterge Cihazı
- 6 - Debi Sıcaklık Sensörü

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

Şekil 12.1. Deneş düzeneği.

Yukarıda şematik görünüşü verilen deneş düzeneğinin şekil 12.2.'de yandan fotoğrafı çekilmiş genel görünüşü aşağıda görölmektedir.



Şekil 12.2 Pompa deney düzeneğinin genel görünüşü.

12.1. GENEL BİLGİLER

Şekil 12.1' de görülen deney düzeneği kapalı çevrim olarak çalışmaktadır. A ve B depoları yardımıyla sistemin atmosfer basıncıyla bağlantısı sağlanmıştır.

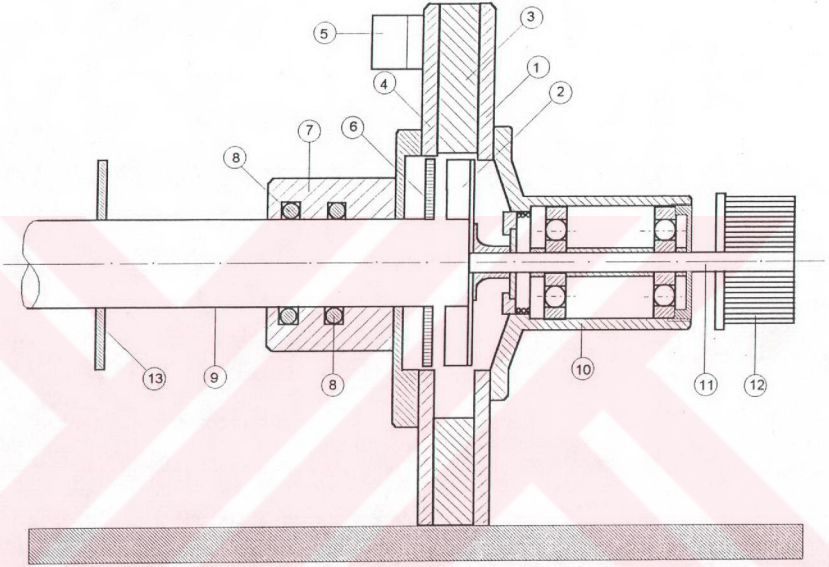
Deney düzeneğinde deney pompası (1) devir sayısı değiştirilebilir 3 fazlı A.C. motoru (2) ile tahrik edilmektedir . Deney pompasına suyun girişi aksel yönde, dönerek ilerleyen bir emme borusu yardımı ile sağlanır(3). Deney pompasından basıncı artırılarak sevk edilen su basma borusu yardımı ile basınç 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.

12.2. 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.



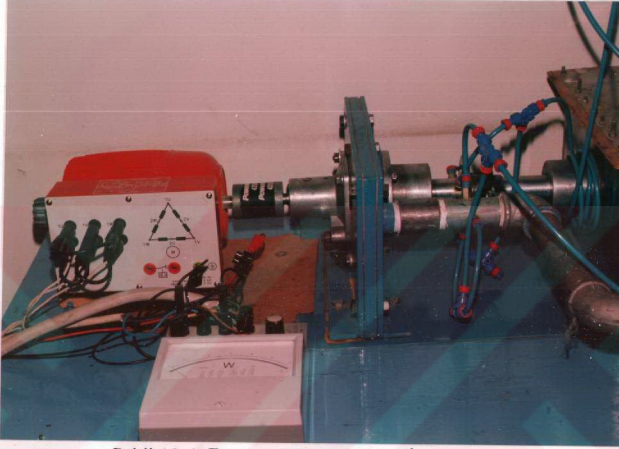
Şekil 12.3. Deney pompası detay resmi.

Yukarıda şekil 12.3.' de detay resimleri gösterilen pompanın bölümleri şunlardır.

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

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

12.2.3. 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 10.5.'de verilmiştir. Spiral gövde imal edilirken projesi spiral prensibine göre çizilmiş modelleri oluşturulmuş ve dökülerek Al malzemeden imal edilmiştir.



Şekil 12.4. Deney pompasının yandan görünüşü.

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

12.2.5. Basınç Hattı Pompa çıkışı(5): Salyangoz gövdenin yayıcı kısmından gelen basınçlı akışkanı boru hattına sevk eden kısımdır.

12.2.6. 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.

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

12.2.8. 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.

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

12.2.10. 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.

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

12.2.12. Kavrama(12): Elektrik motoru ile su pompası arasında bağlantıyı sağlayan elastik bir bağlantıdır.

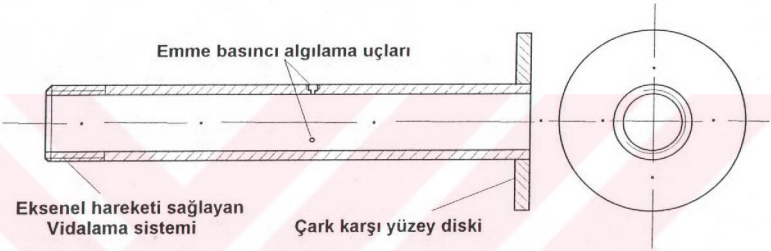
12.2.13. Aralık Ölçme Diski(13): Emme borusunun dışında emme borusunun üzerine monte edilmiş bu disk yardımıyla, çark ile karşı disk arasındaki boşluğun rahatca ölçülmesi yapılmaktadır.

12.3. 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.

12.4.. 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 12.5. 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.

12.5. 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 düzleştirilmiştir.

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.

12.6. MOBİL DEBİ- BASINÇ - SICAKLIK ÖLÇME CİHAZI

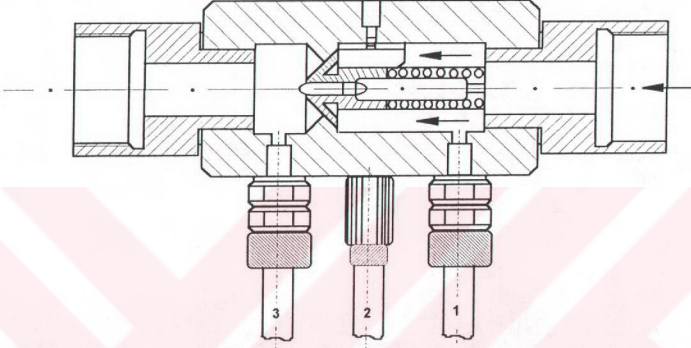
Bu cihaz hakkında detaylı bilgi bölüm 13.2. ' de anlatılacağı için tekrar burada detaylı bilgi verilmeyecektir. Ancak cihazın genel görünüşü ve algılayıcı sensörüne monte edilmiş hali Şekil 12.6.'da görülmektedir.



Şekil 12.6. Mobil cihazının genel görünüşü.

12.7. MOBİL CİHAZI ALGILAYICISI

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



Şekil 12.7. System 20 Mobil Cihazının sensör kesiti (1-Basınç, 2-Sıcaklık, 3-Debi algılayıcıları).

12.8. 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.

12.9. A DEPOSU

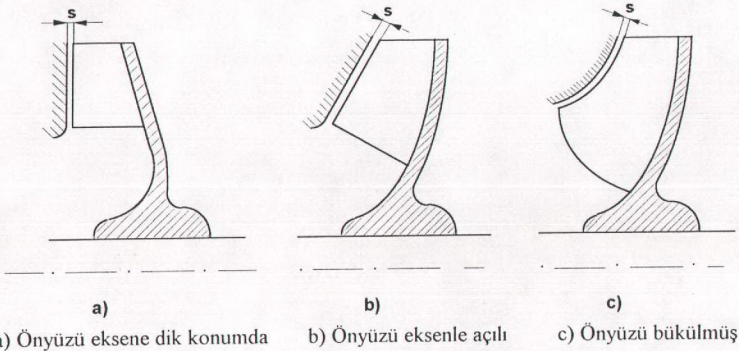
Sistemde dolaşan suyun depolandığı bu kısımda deponun bir ucu basma borusuna diğer ucu B deposuna bağlanmıştır. Deponun üst kısmına yerleştirilen vana yardımıyla çark değiştirilmesi sırasında eksilen suyun doldurulma işlemi yapılmaktadır. Bu deponun içine yerleştirilen bölmeler yardımıyla basma borusuna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

12.10. B DEPOSU

A deposu ile su pompası arasına yerleştirilen bu deponun iki ana görevi vardır Birincisi emme borusunun eksenel 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.

12.11. 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 12.8.a). Yani bunun anlamı çark ön yüzeylerinin 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. Gerek geriye eğimli gerekse düz kanatların önce modelleri hazırlanmış daha sonra dökülerek imal edilmişlerdir. Emme tarafındaki uçlar yuvarlatılmış basma tarafındaki uçlarda hafif inceltmişlerdir. Üzerinde deneyler yapılan çarklar şekil 12.9'da görülmektedir.



Şekil 12.8. Kanat önyüzlerinin dik kesitlerinin değişik konumları



Şekil 12.9. Deneyleri yapılan düz ve geriye eğimli çarkların toplu görünüşü

13. 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.

13.1. 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.

13.2. DEBİ ÖLÇÜMÜ

Deney pompasının sevkettiği akışkan miktarı basınç hattına yerleştirilen bir mobil cihazı yardımıyla direkt olarak okunmuştur. Daha önce şekil 12.7' 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(Şekil 12.6).

System 20 cihazı üzerinde mevcut Basınç, Sıcaklık ve debi göstergeleri analog gösterge şeklindedir. Sistemin basıncı düşük olduğu için bu cihaz yardımıyla sistem basıncı ölçülemedi ancak debi ve sıcaklık aynı anda okunabilmiştir.

13.3. 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.

13.4. 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.

13.5. POMPA MİL GÜCÜNÜN ÖLÇÜLMESİ

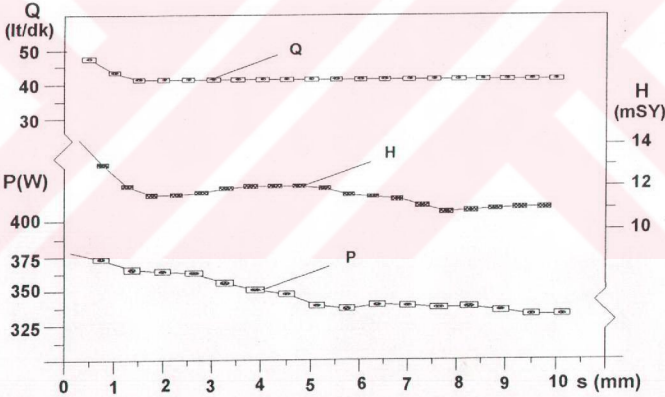
Pompa mil gücünün ölçülmesi için değişik yöntemler denenmiş (döndürme momenti ve açılma hız yöntemi, Ampermetre-Voltmetre yöntemi) en iyi sonuç elektrik motoru gücünün ölçülmesinden elde edilmiştir. Karşılaştırma ve kontrol için pompa milinin döndürme momenti ölçülmüş mil açılma hızıyla çarpılarak mil 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.

14. DENEY SİSTEMİ ÜZERİNDE YAPILAN DENEYLER

Deney şemasında görülen deney düzeneği üzerinde yapılan ölçmelerin esası, aralık ve aralığın pompa karakteristikleri üzerindeki etkisinin incelenmesidir. Bu ölçümler yapılırken bir takım parametrelerde değişiklikler yapılmıştır. Örneğin aralık değiştirilirken pompanın devir sayısı değiştirilmiş, debisi değiştirilmiş, kanat sayıları değiştirilmiş, kanat tipleri (Geriye eğimli veya düz kanat) değiştirilmiş, D_1 çark giriş çapı değiştirilmiştir. Bu değişik parametrelerden ortak sonuçlar bulunarak deney sonunda değişim grafikleri çizilmiştir. Şimdi sırasıyla bu değişimleri inceleyelim.

14.1. ARALIK DEĞİŞİMİNE BAĞLI DEBİ, BASINÇ VE GÜÇ DEĞİŞİMİ

Daha önceden de anlatıldığı gibi aralık değişiminin debi değişimi üzerinde pek etkisi olmamıştır. Bu değişim şekil 14.1' de verilmektedir.



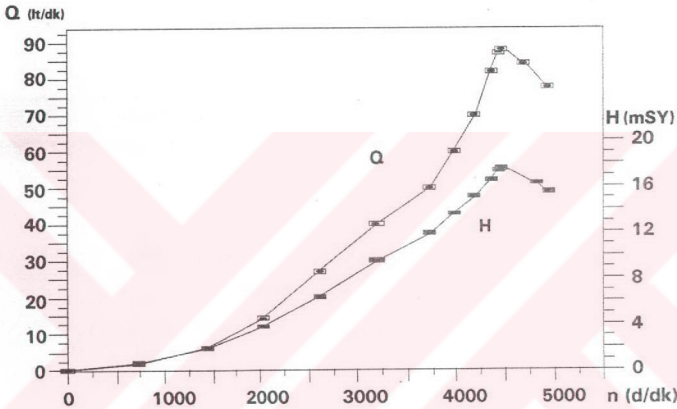
Şekil 14.1. Debi, basınç ve pompa mil gücünün aralığa bağlı değişimi

Aralığın değişmesiyle birlikte pompanın basma yükseklikleri hissedilir ölçüde değişmiştir. Bu değişimi gösterebilmek amacıyla çizilen aralık basınç değişim grafikleri incelendiğinde aralığın basma yüksekliği üzerindeki olumsuz etkisi kolayca görülebilir.

Aralık arttıkça basma yüksekliği azalmakta dolayısıyla akışkan gücünde azalmakta bu yüzden pompa mili için harcanan güçte düşmektedir.

14.2. DEVİR SAYISI İLE POMPA KAREKTERİSTİKLERİNİN DEĞİŞİMİ

Deney pompasıyla yapılan diğer bir deney ise devir sayısının değişimine bağlı olarak pompanın karakteristiklerinde meydana gelen değişimin incelenmesidir. İçten yanmalı motorlarda motor devir sayısının yüke göre değişimi oldukça geniş aralıklarda gerçekleşmektedir. Bu yüzden motor devriyle doğru orantılı olarak çalışan pompa mili değişik dönme sayılarında çalışmaktadır. Pompanın en önemli karakteristikleri olan basma yükseklği ve debisinin değişimi aşağıdaki grafikte görülmektedir.



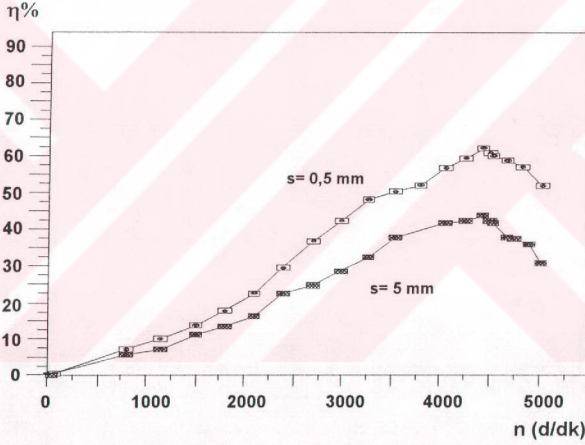
Şekil 14.2. Değişik devir sayılarında pompa debisi ve basıncının değişimi.

İçten yanmalı benzinli taşıt motorlarında ortalama olarak motor çalışma devrine bağlı olarak su pompası çalışma devirleri şu şekilde özetlenebilir.

Motor soğukkan jikleli ilk çalışma	1750 d/dk
Rolantide çalışma devri	750 d/dk
Yarım gaz çalışma devri	1750 d/dk
90 km/h hız için çalışma devri	3500 d/dk
Tam gaz çalışma devri	4500 - 5500 d/dk

Görülüyor ki motor devri her an değişmektedir. Ancak grafik incelendiğinde Pompa devri 2000 ile 4500 d/dk arasında dönerken gerek debi gerekse pompa basınç değişim grafiği dik bir şekilde artmaktadır. 4500 d/dk 'dan sonra her iki değerde de ani düşmeler başlamaktadır. Özellikle bu devirden sonraki düşüşlerin en büyük sebebi, açık kanatlı çarkların su içinde dönerken enerjilerini suya aktaramamaları ve yalama olmuş vida gibi boşa dönmeğe başlamalarıdır.

İçten yanmalı motorlarda suya aktarılan ısı enerjisinin motor devri ile olan ilgisi ayrıca araştırılarak soğutma suyunun hangi hızda ve debide elde edileceği ve en iyi soğutmanın hangi devirlerde olacağı ayrıca incelenecek ve özellikle bu değişiminin soğutma olayı ile ters düşen bazı yönleri ileride irdelenecektir.



Şekil 14.3. Değişik aralık ve devir sayılarında pompa genel veriminin değişimi

Pompa devri sayısı $n=0$ d/dk dan 5000 d/dk' ya kadar değiştirilerek pompa genel veriminin değişimi incelenmiştir. Yukarıdaki grafikte de görüldüğü gibi yaklaşık 4500 d/dk' ya kadar pompa verimi artmış daha sonra düşmeye başlamıştır.

Bu verim değişimine aralığın etkisinin olup olmadığı araştırıldığında deneyler $s=5$ mm için tekrar edilmiş ancak verim değişiminin yine aynı özelliğini koruduğu görülmüştür.

Elde edilen bu grafiklerden her hangi birisi için denklem yazmaya çalışılırsa en uygun değişimin parabol denklemi olduğunu söyleyebiliriz. $s=5$ mm için çizilen grafiğin denklemi ;

$$\eta = - 4,6 + 1,1342 \cdot 10^{-2} \cdot n - 1,208 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 \quad (14.1)$$

şeklinde dir. Verim denkleminin devir sayısına göre türevini alıp sıfıra eşitlesek maksimum pompa verimi için gerekli pompa devir sayısını buluruz.

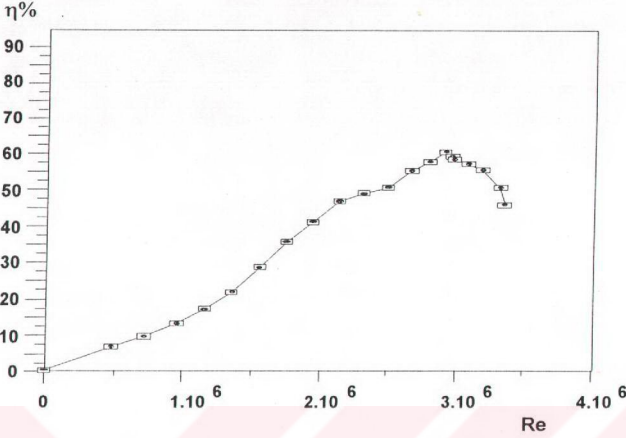
$$\frac{d\eta}{dn} = 0$$

$$1,1342 \cdot 10^{-2} - 2,416 \cdot 10^{-6} \cdot n = 0 \quad (14.2)$$

14.2 nolu denklemde (n) çözülrse $n=4694$ d/dk bulunur. Demek ki 4694 d/dk için pompa maksimum verim değerinde çalışır. Devir sayısı verim değişim grafinden çıkan diğer bir sonuç ise değişik devirlerde dönen taşıt soğutma suyu pompasının verimi her an değişmektedir. Özellikle düşük devirlerde oldukça kötü bir verime sahip olan bu pompaların bu sakıncalarının giderilmesi gerekir. Verim grafiğinden elde edilen bu değerlere dayanılarak ileride daha detaylı bir irdeleme yapılacaktır.

14.3.REYNOLDS SAYISI İLE POMPA KAREKTERİSTİKLERİNİN DEĞİŞİMİ

Etki faktörlerinin Reynolds sayısına bağımlılığı bölümünde açıklandığı gibi literatürde γ etki faktörü (verim sayısı) ile Reynolds sayısı arasında bir ilişkinin kurulamadığından bahsedilmişti. Bu nedenle bu konu üzerinde inceleme ve deneyler yapılırca Reynolds sayısının devir sayısı ve kinematik viskoziteye bağlı olduğu görülmüştür.



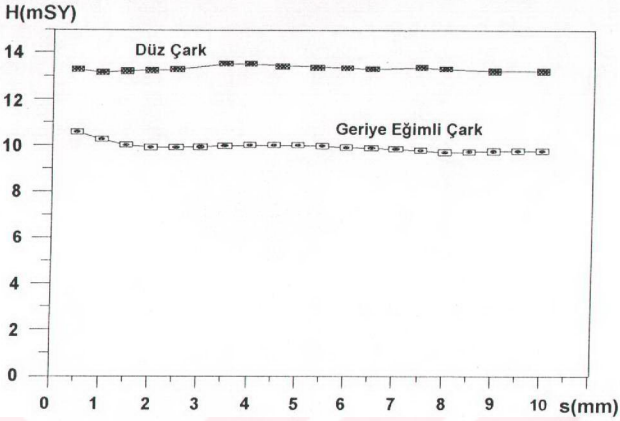
Şekil 14.4 Reynolds sayısı ile verim arasındaki ilişki

Reynolds eşitliğinde kinematik viskozitenin değişmediği kabul edilirse bu ifadenin sadece devir sayısına bağlı olduğu görülür. Nitekim Reynolds sayısı ile verim arasında çizilen grafiğin devir sayısı ile verim eğrisi arasında çizilen grafiğe benzediği görülür.

14.4.GERİYE EĞİMLİ VE DÜZ KANATLI ÇARKLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

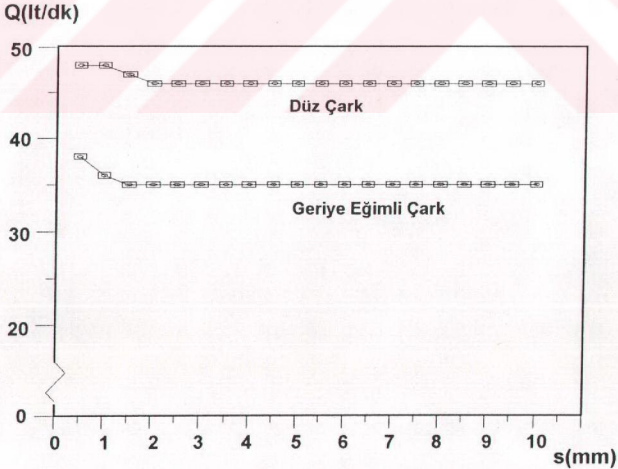
Deney pompası ile birlikte kullanılan çarklar daha öncedende bahsedildiği gibi geriye eğimli ve düz kanatlı çark olmak üzere 2 değişik modeldir. Bu çarklar ayrı ayrı denedikten sonra aynı kanat sayısı ve aynı dönme şartları için değişik sonuçlar bulunmuştur.

Karşılaştırma amacıyla gerek debiler, gerek basma yükseklikleri ve gerekse harcadıkları mil güçleri aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Grafikler incelendiğinde basma yüksekliği ve debilerin düz kanatlı çarklarda daha fazla olduğu ancak harcanan mil gücünün tabiatıyla düz kanatlı çarklarda eğik kanatlı çarklara göre oldukça fazla olduğu görülmüştür.



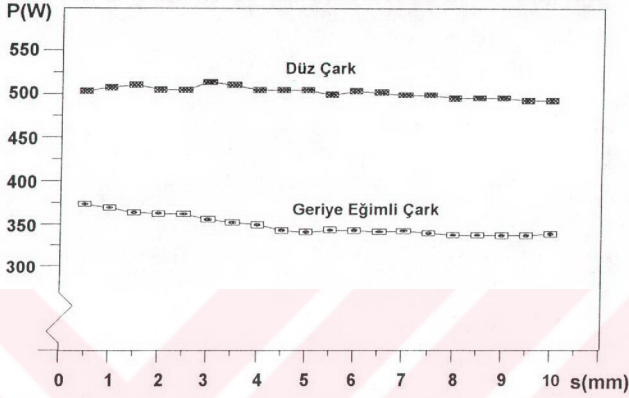
Şekil 14.5. Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklarda basma yüksekliğinin aralığa bağlı olarak değişmesi

Düz kanatlı çarkta aralık arttıkça önce basınç azalmakta daha sonra artmaktadır. Bu değişim şekil 14.5'de görülmektedir. Ancak başlangıçta bu azalma fazla değildir. Geriye eğimli çarkta ise başlangıçta basınç belirgin bir ölçüde azalmakta, $s = 4$ mm civarında artış görülmesine karşılık tekrar düşmeye başlamaktadır.



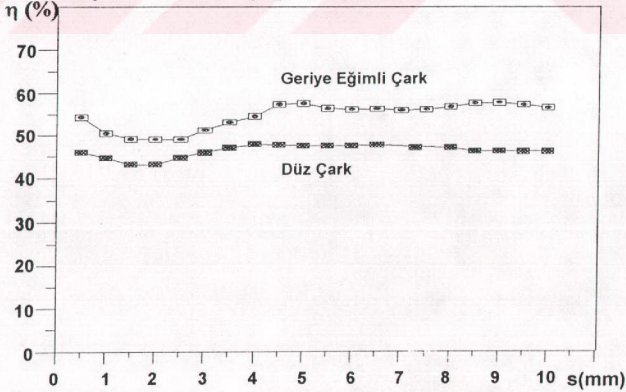
Şekil 14.6. Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklarda debinin aralığa bağlı olarak değişmesi

Şekil 14.6'da görülen debi aralık grafiği incelenecek olursa her iki çark modelinde aralık arttıkça başlangıçta debi azalmakta ancak $s=2$ mm den sonra debiler sabit kalmaktadır. Elde edilen bu değişim her iki çark için literatür verilerine uymaktadır.



Şekil 14.7. Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklarda gücün aralığa bağlı olarak değişmesi

İçten yanmalı bir motorda soğutma suyu pompası enerji harcayan bir eleman olduğu için her iki model çarkın harcadıkları güçlerin karşılaştırılması sistem için önemlidir. Şekil 14.7'deki aralığa bağlı güç değişim eğrileri incelendiğinde Geriye eğimli çarkların harcadıkları enerjinin daha az olduğu görülebilir.



Şekil 14.8. Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklarda verimin aralığa bağlı olarak değişmesi

Her iki modelin verim eğrileri incelendiğinde düz kanatlı çarkların verimleri geriye eğimli çarklara göre daha düşüktür. Bu değişim şekil 14.8.'de görülmektedir. Verim eğrilerinin aralığa bağlı olarak değişim karakteristikleri birbirine benzemektedir. Aralıkça verim eğrisi önce azalmakta daha sonra hissedilir ölçüde artmaktadır.

Daha sonra tekrar irdelenecek olan en uygun çalışma aralığının tesbitinde yukarıdaki grafiklere bakılarak $1,5 \div 2$ mm civarında soğutma suyu pompalarının karakteristik değerlerinde bir azalma görülmektedir.

14.5. KANAT YÜZEYLERİNİN İŞLENMESİ

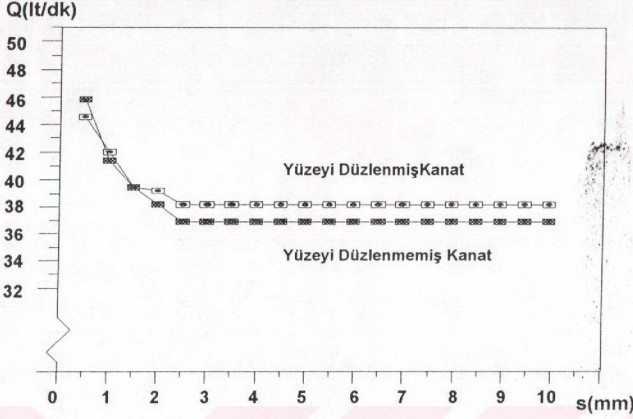
Taşıt motorlarında kullanılan soğutma suyu pompaları imal edilirken gerek dönel çark gerekse gövde döküm yoluyla kır dökme demirden imal edilmektedir. Eğer pompa gövdesi motor gövdesinden ayrıysa bazen Al gövde kullanılır. Döküm için gerekli kalıplar hazırlandıktan sonra dökümhanede dökülen pompa elemanları döküm sonunda yeterli yüzeysel temizleme işlemine tabi tutulmamaktadır. Ancak Dönel çarkın sızdırmazlık elemanı ile temas edecek yüzeyi hassas işlenmekte çark kanatlarına dokunulmadan kullanıma sunulmaktadır.

Çarkların ve su pompası gövdelerinin imalatları incelendikten sonra motor üzerinde hareketli elemanlar arasında yüzeysel işleme gerek duyulmayan tek elemanın soğutma suyu pompası olduğu görülmüştür.

Bu incelemeden sonra çark kanat yüzeylerinin temizlenmesinin pompa karakteristikleri üzerindeki etkileri araştırılmış elde edilen sonuçlar grafik halinde aşağıya çizilmiştir.

Bu amaçla deneyde kullanılacak çarklardan biri aynen dökümden çıktığı şekilde sadece yüzeysel kaba temizleme yapıldıktan sonra deneye tabi tutulmuştur. Bu şekilde her hangi bir detaylı yüzeysel işlem görmeyen çarka, yüzeyi düzlenmemiş kanat adı verilmiştir.

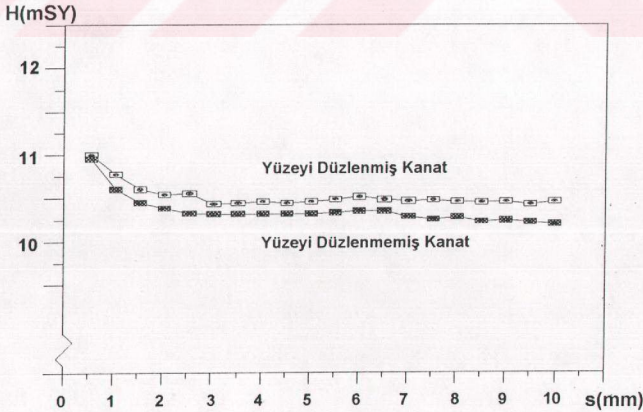
Aynı kanat sayısı ve aynı özelliklere sahip diğer bir çark ise dökümden sonra çark kanatlarının gerek sırt gerekse iç bölgeleri temizlenerek yüzeyleri düzgünleştirilmiştir. Deneyde kullanılan bu çarka yüzeyleri düzgünleştirildiği için Yüzeyi Düzlenmiş Kanat adı verilmiştir.



Şekil 14.9. Çark kanat yüzeylerinin aralık değişimine bağlı pompa debisine etkisi.

Diğer deneylerde olduğu gibi Aralık-Debi, Aralık-Basınç ve Aralık-Güç deneyleri yapılmış bulunan sonuçlar grafiklere aktarılmıştır. Aralık debi grafiğine göre çarkın yüzeyi düzlendiği zaman pompanın debisi artmıştır.

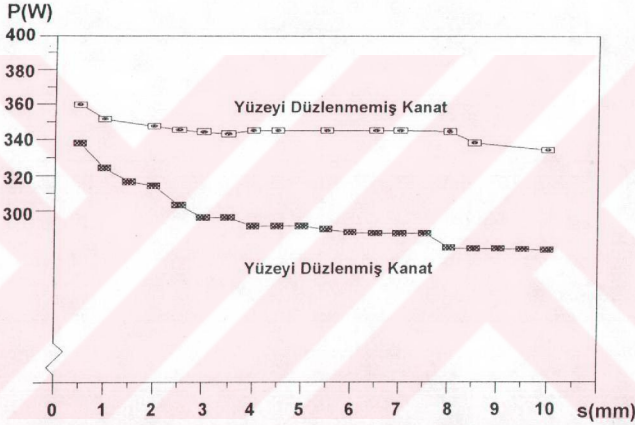
Şekil 14.10.'daki aralığa bağlı basma yüksekliği değişim eğrilerine bakıldığında aynı özellikler bu grafikler içinde söylenebilir.



Şekil 14.10. Çark kanat yüzeylerinin aralık değişimine bağlı basma yüksekliğine etkisi.

Ancak aralık güç grafikleri incelenecek olursa çark yüzeylerinin düzgünleştirilmesinin faydası daha belirgin bir şekilde açığa çıkacaktır. Teori bölümünde anlatıldığı gibi Çark kanalları arasında hareket eden akışkan temas halinde olduğu kanatlarla yüzey sürtünmeleri fazla olursa bir takım kayıplar oluşmakta, suyun enerjisi azalmakta ve su ısınmaktadır.

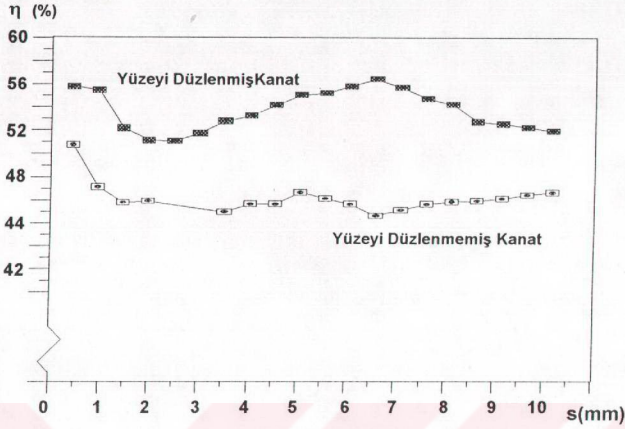
Nitekim gerek düz kanatlarda, gerekse geriye eğimli kanatlarda yüzey sürtünme katsayısının azaltılması gerekir. Bu ise çark kanatlarının yüzeylerinin düzlenmesiyle sağlanır.



Şekil 14.11. Çark kanat yüzeylerinin aralık değişimine bağlı pompa gücüne etkisi.

Kanat yüzeyleri düzgünleşmiş bir çarkta akışkan kanatlar arasından geçerken sürtünme katsayısı oldukça az olduğu için kayıp enerjide az olmaktadır. Bu yüzden akışkana aktarılabilecek mil gücünde azalacaktır. Bu azalmanın değeri şekil 14.11 'de aralığa bağlı güç değişim eğrilerinde görülmektedir.

$s = 5$ mm civarında her iki çarka aktarılan güçler kıyaslandığında yüzeyi düzlenmemiş kanat için diğer kanata göre % 20 daha fazla bir enerji verilmekte, buna karşılık düzlenmemiş kanatın debi ve basma değerleri daha düşük kalmaktadır.



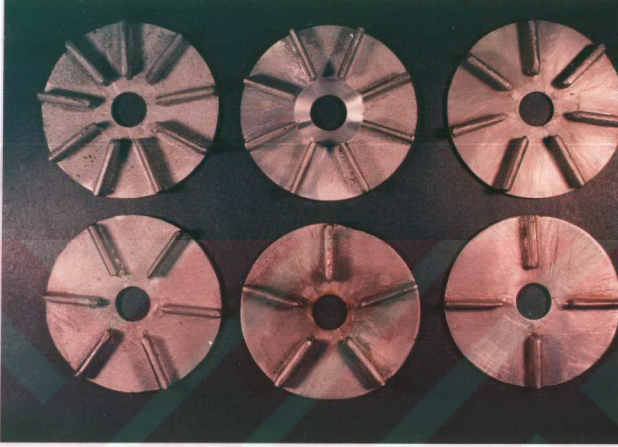
Şekil 14.12. Çark kanat yüzeylerinin aralık değişimine bağlı çark verimine etkisi.

Yüzeyleri düzleniş ve düzlenmemiş çarkları karşılaştırmak için verim aralık grafiklerine bakılacak olursa en iyi verim değerlerinin düzlenmiş kanatlara ait çarklarda elde edildiği görülmektedir.

Her ne kadar taşıtlarda kullanılan soğutma suyu pompa çarklarının yüzeyleri her hangi bir işleme tabi tutulmasada bizim yapacağımız deneylerin sağlıklı olabilmesi için deneye tabi tutulacak diğer çarkların yüzeyleri düzgünleştirilmiş, yüzey pürüzlülükleri en az değere indirilmeye çalışılmıştır.

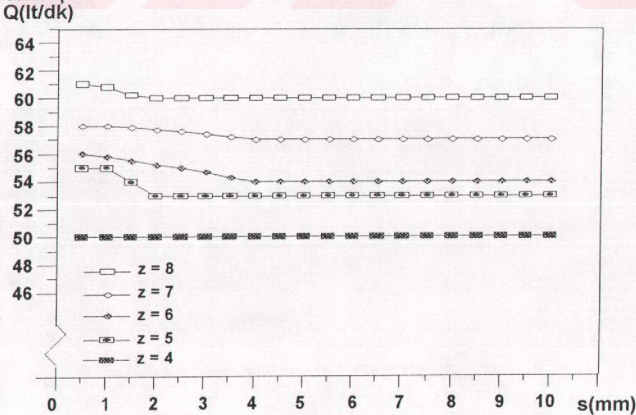
14.5. DÜZ ÇARKLARLA YAPILAN DENEYLER

Dökülerek imal edilmiş 5 adet düz kanatlı çarklar tek tek deneye tabi tutularak gerekli ölçümler yapılmıştır. Deneylerde kullanılan düz kanatlı çarkların kanat sayıları 4, 5, 6, 7 ve 8 olup bu çarkların toplu görünüşü şekil 14.13'de görülmektedir.



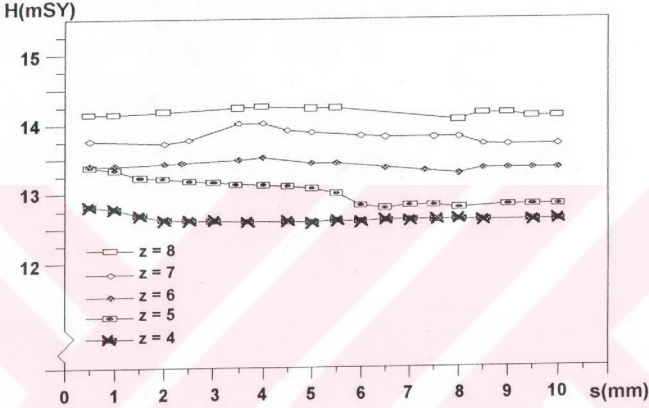
Şekil 14.13 Üzerinde deneyler yapılan düz kanatlı çarkların toplu görünüşü

Teoride kanat sayısı ile debi doğru orantılı olarak değişmektedir. Buna bağlı olarak yapılan deneysel ölçüm sonuçlarında teoride ileri sürülen bu kavramın doğru olduğu tesbit edilmiştir.



Şekil 14.14. Düz kanatlı çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı debiye etkisi

Şekil 14.14'de görülen aralık değişimine bağlı debi değişim eğrilerine göre en düşük debi değeri 4 kanat için elde edilirken, en yüksek debi değeri ise 8 kanat için bulunmuştur. Düz kanatlarda 4 kanat için debi 50 lt/dk, 8 kanat için de 60 lt/dk civarında değişmektedir. Her ne kadar aralığa bağlı debi değişim eğrileri incelendiğinde başlangıç şartlarında debi belirli bir düşüş sağlasada, belirli bir aralık değerinden sonra debi sabit kalmaktadır.



Şekil 14.15. Düz kanatlı çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı olarak basma yüksekliğine etkisi

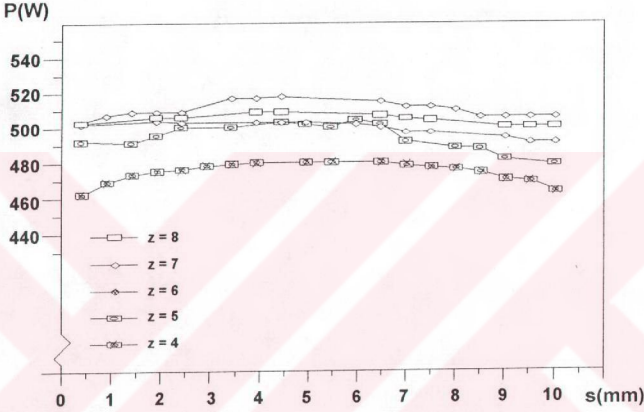
Şekil 14.15 görülen aralığa bağlı basma yüksekliği değişim eğrileri incelenecek olursa $z=4$ kanat için yapılan deney sonuçları hariç diğer kanatlar için yapılan deneylerden elde edilen grafiklerin değişim karakterisitikleri birbirine benzemektedir.

Debi aralık değişim grafiğinde olduğu gibi kanat sayısı arttıkça grafiklerin sayısal değerleride artmaktadır. $z=4$ kanatlı çark için aralık arttıkça basma yüksekliği artmakta, $s=2$ mm den sonra bu değişim hemen hemen sabit kalmaktadır.

$z=5$ kanat için, aynen 4 kanatlı çarkdaki gibi önce bir düşüş gerçekleşmekte ancak belirli bir değerden sonra bu düşüş tekrar etmektedir. Kanat sayısı 6,7 ve 8 için bu değişim farklı bir karakter çizmektedir. Aralık arttıkça basma eğrileri artmakta daha sonra bir düşüş gerçekleşmektedir.

Aralığa bağlı güç değişim eğrileri incelenecek olursa hemen hemen bütün kanatlar için aynı değişimin elde edildiği görülebilir (Şekil 14.16). Aralık arttıkça güç eğrilerinde artmaktadır.

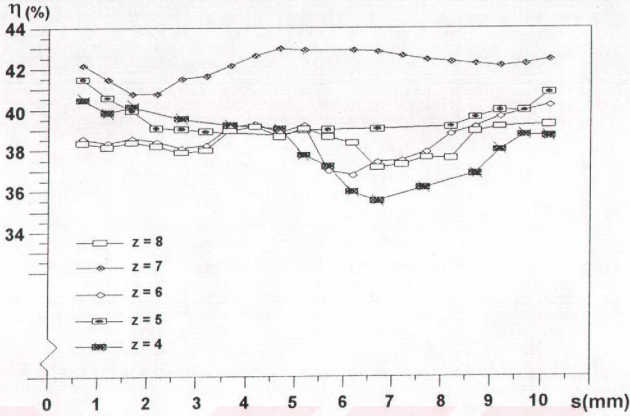
Geriye eğimli çarklarda olduğu gibi düz çarklarda, kanat sayısı tek olan çarklar daha az güç çekmektedir. Ancak 6 kanatlı çark için harcanan güç diğer çarklara göre daha fazladır. Kanat sayısındaki orantılı artışa karşılık güç artışı orantılı olmamaktadır.



Şekil 14.16. Düz kanatlı çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı olarak pompa mil gücüne etkisi

Düz kanatlı değişik kanat sayılarında yapılan deneylerden elde edilen sonuçlara göre hesaplamaları yapılarak çizilen aralığa bağlı olarak değişen verim eğrileri incelendiğinde oldukça düzensiz eğrilerle karşılaşılmaktadır (Şekil 14.17.).

Kanat sayısı arttıkça pompanın diğer özellikleri artmasına karşılık verim eğrilerinde bu artış görülememiştir. Ancak kanat sayısı tek olan (5, 7) çarkların verimlerinin gittikçe arttığı, kanat sayısı çift olan (4, 6, 8) çarkların ise verimlerinin dengesiz olduğu tesbit edilmiştir. Bunun sebebi araştırıldığında literatür verilerine göre Pfeleiderer(1961) kanat sayıları, tek sayıların katları halinde olan çarkların daha iyi verimlere sahip olduğu doğrulanmıştır.

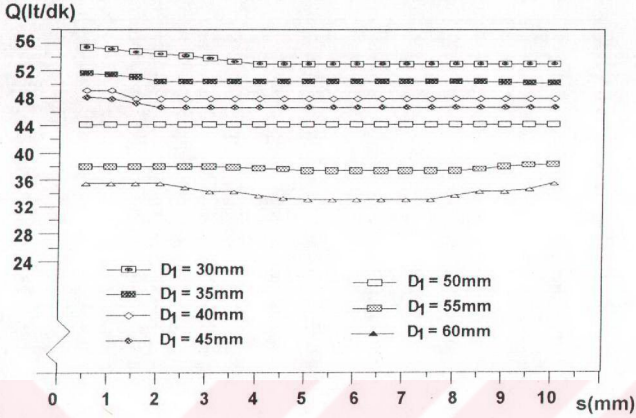


Şekil 14.17. Düz kanatlı çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı olarak verim eğrilerinin değişimi

14.6. DÜZ KANATLI ÇARKLARDA D_1 ÇARK GİRİŞ ÇAPININ ETKİSİ

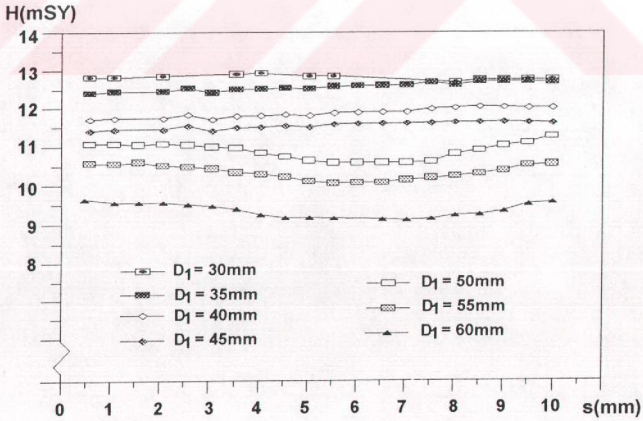
Çarklar imal edilirken çark giriş çapı $D_1=30$ mm ve çark çıkış çapı $D_2=80$ mm olarak tasarlanmıştır. Bu ana kadar yapılan deneylerde D_1 ve D_2 çapları sabit tutulmuştur. Ancak uygulamada karşımıza değişik araçlarda değişik çaplarda değişik çarklar çıkmıştır. Özellikle bu çarkların D_2 çapları birbirine yakın olmasına karşılık D_1 çark giriş çapları farklı değerlerdedir. Bu maksatla D_1 çark giriş çapının soğutma suyu pompası üzerindeki etkileri araştırılmaya çalışılmıştır.

Düz kanatlı çarklarda başlangıçta D_1 çark giriş çapı 30 mm olup, geriye eğimli çarklarda olduğu gibi 5 mm lik artımlarla 35, 40, 45, 50, 55 ve 60 mm lik çark giriş çapları için ayrı ayrı deneyler yapılmıştır. D_2 çark çıkış çapı 80 mm olduğu için mukavemet açısından D_1 çapı 60 mm nin üzerine çıkarılmamıştır. Deneyler için önce $D_1 = 30$ mm' lik çark deneye tabi tutulmuş, daha sonra bu çark sökülerek torna tezgahında D_1 çapı 5 mm tormalanarak çap 35 mm ye yükseltilmiştir. Giriş uçları düzeltildikten sonra tekrar deney pompasına bağlanarak ölçümler tekrarlanmıştır. Aralık değişimine bağlı olarak debi davranışı grafiklerindeki özellikleri geriye eğimli çarklarda olduğu gibi ters orantılı olup çark giriş çapı arttıkça debi azalmıştır (Şekil 14.18). Ancak başlangıçta sabit bir değişim sergileyen debi eğrileri çark giriş çapı arttıkça kanat boyu azalmış bu yüzden $D_1 =60$ mm için debi eğrilerinde önce bir azalma daha sonra artma görülmüştür.

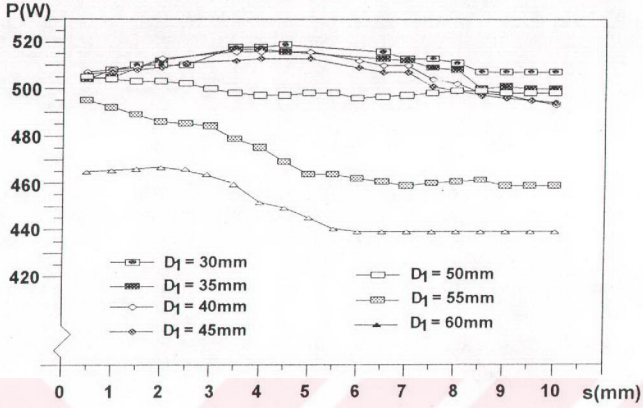


Şekil 14.18. Çark giriş çapı D_1 ' in aralık değişimine bağlı olarak debiye etkisi.

Aynı inceleme basınç aralık eğrileri için yapılacak olursa hemen hemen aynı şeyler bu eğriler içinde söylenebilir.

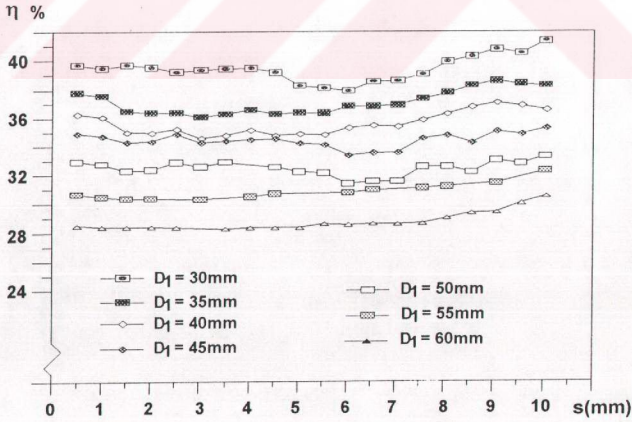


Şekil 14.19. Çark giriş çapı D_1 ' in aralık değişimine bağlı basma yüksekliğine etkisi.



Şekil 14.20. Çark giriş çapı D_1 'in aralık değişimine bağlı debi değişimine etkisi.

Aralık değişimine bağlı pompa mil gücü arasında çizilen eğriler incelenecek olursa (Şekil 14.20), grafik değişimlerinin, geriye eğimli çarkların tersine çark giriş çapıyla ters orantılı bir değişim olduğu söylenebilir.



Şekil 14.21. Çark giriş çapı D_1 'in aralık değişimine bağlı verime etkisi.

Düz kanatlı çarklarda debi, basınç ve pompa mil gücü değişimine, D_1 çark giriş çapının etkisi incelenirken elde edilen debi ve basınç değişim eğrilerinin verim eğrisine benzediği görülür. Verim eğrilerindeki değerlere göre en iyi değer $D_1 = 30$ mm için, en kötü değer ise $D_1 = 60$ mm için elde edilmekte olup her 5 mm çark giriş çapı artışında yaklaşık olarak verim % 2 değerinde azalmaktadır (Şekil 14.21).

Düz kanatlı çarklarda D_1 çark giriş çapının önemi yukarıdaki eğrilere bakıldığında görülebilir. Bu yüzden uygun çark giriş çapının araştırılması gerekir.

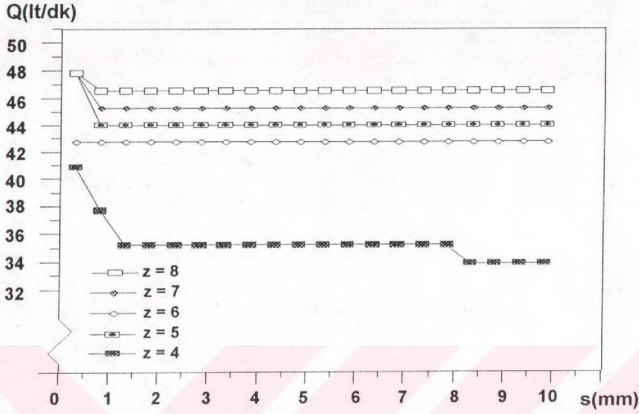
14.7. GERİYE EĞİMLİ ÇARKLARLA YAPILAN DENEYLER

Geriyeye Eğimli kanatlarda aynen düz kanatlı çarklarda olduğu gibi önce modelleri yapılmış daha sonra dökülerek imal edilmiştir. Kanat sayıları $z = 4, 5, 6, 7$ ve 8 olup her bir çark için ayrı ayrı deneyler yapılmıştır. Çarkların toplu resmi Şekil 14.22'de görülmektedir.



Şekil 14.22. Geriyeye eğimli çarkların toplu görüntüsü.

Bu deneylerde çarklar deney düzeneğine bağlandıktan sonra dönme sayısı sabit kalmak şartıyla aralık 0,5 mm artımlarla, her aralık için kısma vanası yardımıyla debi 2 lt/dk'lık artım yapacak şekilde sistemin debisi değiştirilmiştir. Elde edilen deney sonuçlarından yararlanarak çizilen değişim eğrileri Şekil 14.23'de gösterilmiştir.

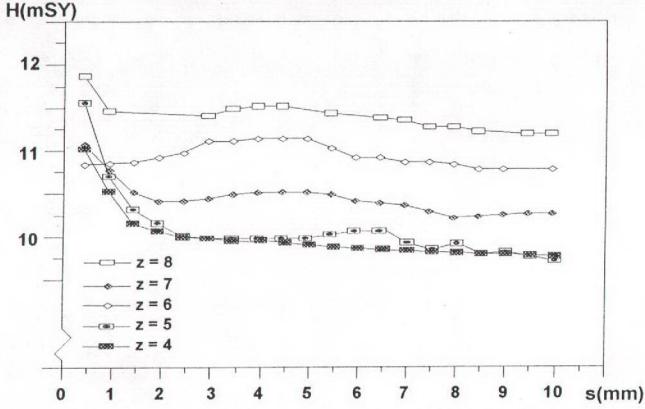


Şekil 14.23. Geriye eğimli çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı debiye etkisi.

Aralığa bağlı debi değişim eğrilerine göre aynen düz kanatlı çarklarda olduğu gibi debi ortalama olarak sabit kalmıştır. $z=4$ kanat için ortalama debi 35 lt/dk, 5 kanat için 43 lt/dk, 6 kanat için 44 lt/dk, 7 kanat için 45 lt/dk ve 8 kanat için 47 lt/dk olarak ölçülmüştür. Bu eğrilerden elde edilen sonuçlara göre 4 kanatlı çark hariç, yaklaşık olarak her bir kanat artışı için debi değeri 1 lt/dk artmaktadır.

Gerek düz kanatlı çarklar gerekse geriye eğimli çarklar için çizilen aralığa bağlı debi değişim eğrilerine bakılacak olursa $s=0$ değerinden sonra debi eğrilerinde ani bir düşme, daha sonra sabit kalma bütün eğrilerde ortak bir özelliktir.

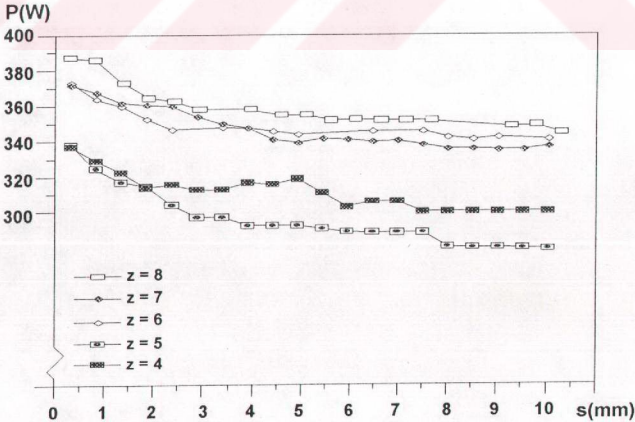
Geriyeye eğimli çarklar için yapılan aralık değişimine bağlı basma yüksekliği davranış eğrileri (Şekil 14.24.) incelenecek olursa 6 kanatlı çark hariç diğer çarklarda ortak bir değişim eğrileri görülebilir.



Şekil 14.24. Geriye eğimli çarklarda kanat sayısının aralık değişimine bağlı basma yükseklğine etkisi

Aralığın başlangıç şartlarından itibaren artmasıyla basınç grafiği logaritmik olarak azalma göstermektedir. Ancak $s=4$ mm civarında 4 kanatlı çark hariç diğer eğrilerde gözle görülür bir artış olmaktadır.

Düz kanatlı çarkların aralığa bağlı basma yükseklği davranış eğrisine bakılacak olursa aynı aralık değerleri içinde, geriye eğimli çarklarda olduğu gibi bir artış olmaktadır.

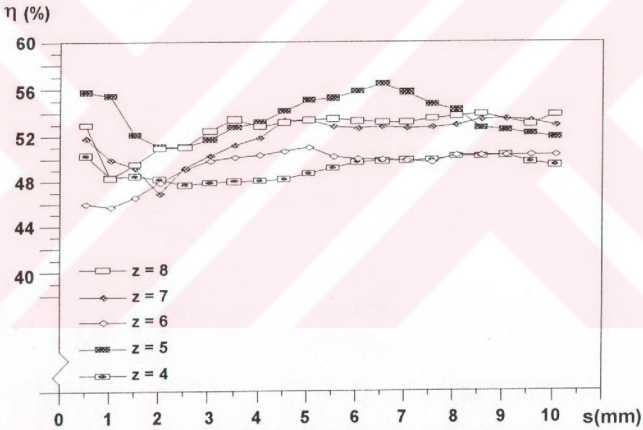


Şekil 14.25. Geriye Eğimli Çarklarda Kanat Sayısına bağlı aralık değişimine göre güç davranışı

Şekil 14.25.'deki aralık değişimine göre güç davranışı değişim eğrileri incelenirse kanat sayısı ile doğru orantılı bir değişim görülür. Ancak kanat sayısı 6 olan çark $s=4$ mm den sonra bu ortak özelliği bozmakta ve kanat sayısı 7 olan çarktan daha fazla güç harcamaktadır.

Aralık değişimine göre güç davranışı değişim eğrileri karakter olarak aralık değişimine bağlı basma yüksekliği değişim eğrilerine benzer bir tarzda logaritmik olarak bir azalma göstermekte, $s=5$ mm civarında çok az bir artış meydana gelmektedir.

Kanat sayısının pompa verimi üzerindeki etkisi şekil 14.26.'da görülmektedir. Her ne kadar kanat sayısı ile orantılı bir artış veya azalış görülmesede kanat sayısı tek olan çarklarda diğerlerine göre daha iyi verimler elde edilmiştir.



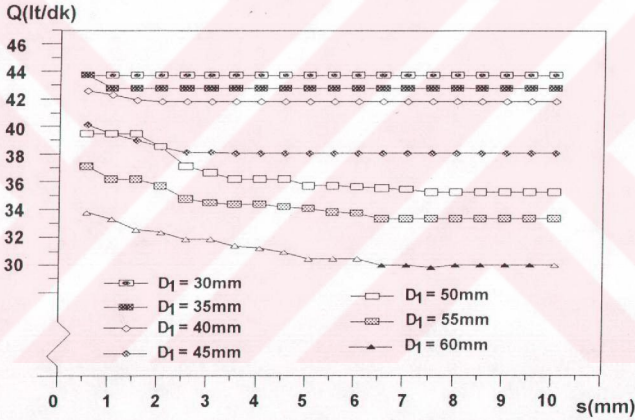
Şekil 14.26. Geriye eğimli çarklarda kanat sayısının, aralık değişimine bağlı verime etkisi.

Aralık arttıkça verimde önce $s=2$ mm civarında düşüşler daha sonra artışlar görülmüştür. Bu artımlar $s=5$ mm den sonra daha belirgin bir hal almıştır. Yukarıdaki verim grafiğine bakılarak en iyi kanat sayısının 5 kanat olduğunu söyleyememiz mümkündür.

14.8. GERİYE EĞİMLİ ÇARKLARDA D_1 ÇARK GİRİŞ ÇAPININ ETKİSİ

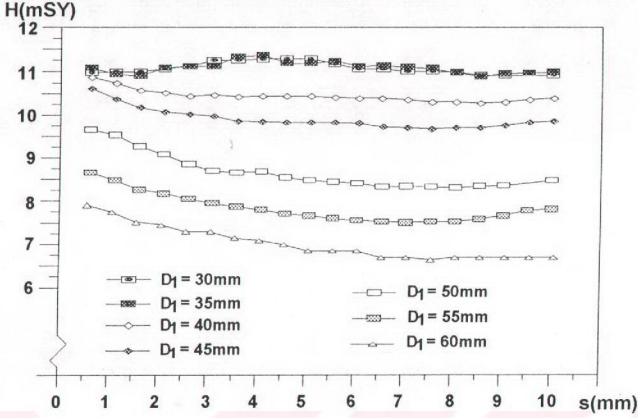
Deneyin yapılışı ve çark giriş çapı üzerinde yapılan işlemler düz kanatlı çarklarda anlatıldığı için aynı şeyler burada tekrarlanmayacaktır. Başlangıçta D_1 çapı 30 mm olup diğer deneyler 35, 40, 45, 50, 55 ve 60 mm çark giriş çapları için yapılmıştır. Düz çarklarda olduğu gibi D_2 çark çıkış çapı 80 mm olduğu için mukavemet açısından D_1 çapı 60 mm nin üzerine çıkarılmamıştır.

Aralık değişimine bağlı debi değişim eğrileri incelendiğinde D_1 çark giriş çapı arttıkça sistemin debi eğrilerinde düşmeler gözlenmektedir. Çark giriş çapı 30 mm den 60 mm'ye çıktığında yani çark giriş çapı ilk değerinin 2 katına ulaştığında sistemin debisi 44 lt/dk dan ortalama 30 lt/dk değerine düşmüştür.



Şekil 14.27. Çark giriş çapı D_1 değişiminin aralık değişimine bağlı debiye etkisi.

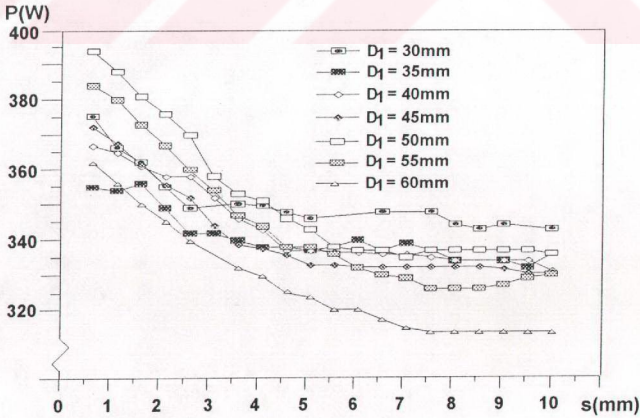
Çark giriş çapıyla ters orantılı olarak debideki değişme oranı yaklaşık %50 civarındadır. Çark giriş çapı D_1 in basma yüksekliği üzerindeki etkisi incelendiği zaman aynen debide olduğu gibi çark çapıyla ters orantılı bir şekilde düşüş görülmektedir.



Şekil 14.28. Çark giriş çapı D_1 değişiminin aralık değişimine bağlı pompa basıncına etkisi

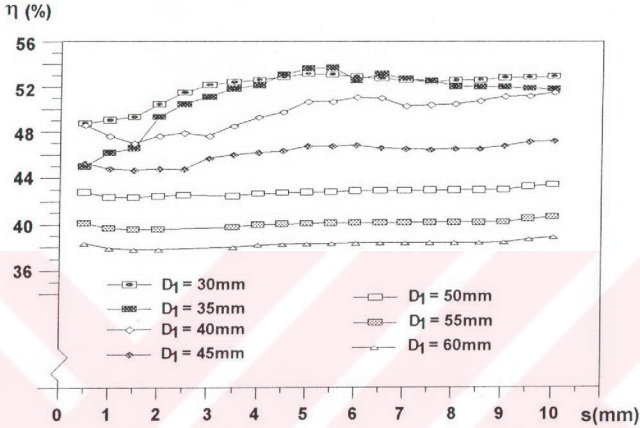
D_1 çapı 30 mm için basma yüksekliği ortalama olarak 11 m civarında iken çark çapı 60 mm için bu değer 7 metreye kadar düşmüştür.

Çark giriş çapının pompanın çektiği güce etkisi incelenecek olursa (şekil 14.29) bu değişim için net bir sonuç söylemek mümkün olamamaktadır.



Şekil 14.29. Çark giriş çapı D_1 değişiminin aralık değişimine bağlı güce etkisi.

Her ne kadar çark giriş çapıyla pompa mil gücü arasında tam bir orantı olmasa bile debi ve basma yüksekliği için ters bir orantı olduğu için pompanın çalışma şartları açısından çark giriş çapının doğru belirlenmesinin büyük önemi olduğu açıığa çıkmaktadır.



Şekil 14.30. Geriye eğimli çarklarda giriş çapı D_1 değişiminin aralık değişimine bağlı pompa verimine etkisi

Çark giriş çapı D_1 in pompa verimi üzerindeki etkisi araştırıldığında açıkça verimin çark giriş çapıyla ters orantılı değiştiğini görebiliriz. Başlangıçta 30 mm ve 35 mm için verim grafiğinde pek bir değişme olmamasına karşılık daha sonra çark giriş çapının 5 mm artmasıyla verim %5 civarında bir azalma göstermiştir. $D_1 = 35$ mm için verim eğrisi $s=5$ mm civarında sistem için maksimum verim değerine ulaşmıştır.

Geriye eğimli ve düz kanatlı çarklar üzerine yapılan değişik deneylerle D_1 çark giriş çapının optimum değerinin tesbit edilmesi gerekir. Bundan sonra açık kanatlı çarklar üzerine denemeler yapacak olan bilim adamları için optimum çark giriş çapının belirlenmesi için gerekli çalışmalarını yapmaları önerilir.

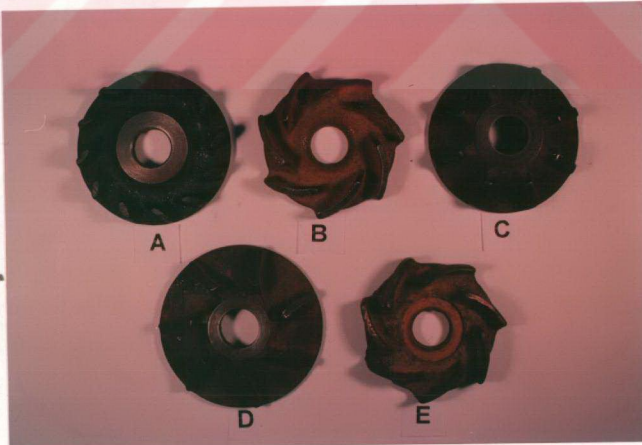
15. TÜRKİYEDE KULLANILAN BAZI TAŞITLARIN SİRKÜLASYON POMPALARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Son yıllarda ülkemize çok değişik model ve markada taşıt girmesine karşılık, bunlardan en çok kullanılan 5 değişik marka motorda kullanılan soğutma suyu pompası üzerinde araştırmalar yapılmış ve elde edilen değerler aşağıda özetlenmeye çalışılmıştır. Her marka ve modelin farklı yapıda çarkları olmasına karşılık, özellikle çark çıkış çapları birbirine yakın değerlerdedir. Bu çarklara ait teknik bilgiler ve ölçüler aşağıdaki tablo 15.1' de görülmektedir. (Bu tabloda ölçüler mm dir.)

Tablo 15.1. Değişik çarkların karakteristik değerleri

TİPİ	z	D ₁	D ₂	d _g	b ₁	b ₂
Şahin	12	50	67	16	9	9
Renault	7	38	72	17	10	4
Tempra	7	37	62	16	10	7
Ford	8	44	66	16	7	7
Lada	8	38	60	16	9	7

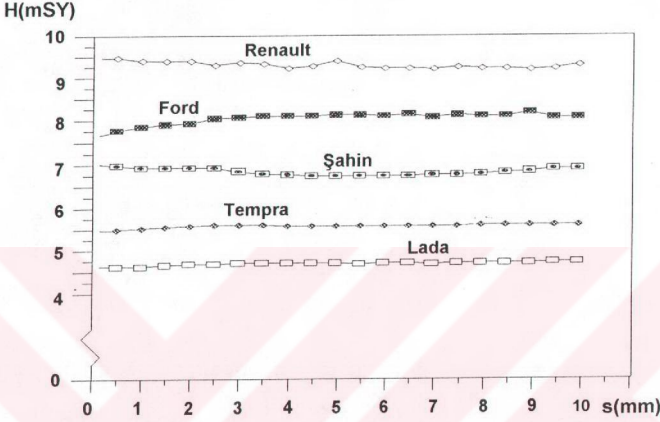
Her ne kadar soğutma suyu pompaları üzerinde araştırma ve denemeler yapılmış olsada, soğutma suyu pompa gövdesinin motor bloğu üzerinde bulunması nedeniyle sadece araştırmalar ve incelemeler pompa çarkları üzerinde olmuştur. Bu çarklar toplu olarak şekil 15.1'de görülmektedir.



a)Şahin b)Tempra c)Ford d)Renault e)Lada

Şekil 15.1. Taşıtlarda kullanılan değişik tiplerde çarkların toplu görünüşü.

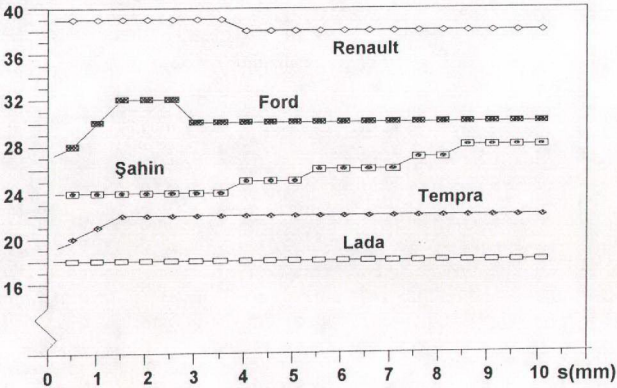
Bazı modellerde soğutma suyu pompalarının gövdeleri motor bloğundan ayrı olarak imal edilmiştir. Ancak araştırma konusu soğutma suyu pompalarının birbirleriyle mukayesesi olduğu için, oluşturulan tek bir model gövde üzerinde belirtilen çarklar deneylere tabi tutulmuştur.



Şekil 15.2. Değişik taşıt çarklarının aralığa bağlı basma yüksekliği değişimi.

Bu çarklara ait aralığa bağlı basma yükseklerinin değişmesi şekil 15.2' de görülmektedir. Grafiğe göre hemen hemen hiç bir çarkın basıncı aralık değişmesinden pek etkilenmemiştir.

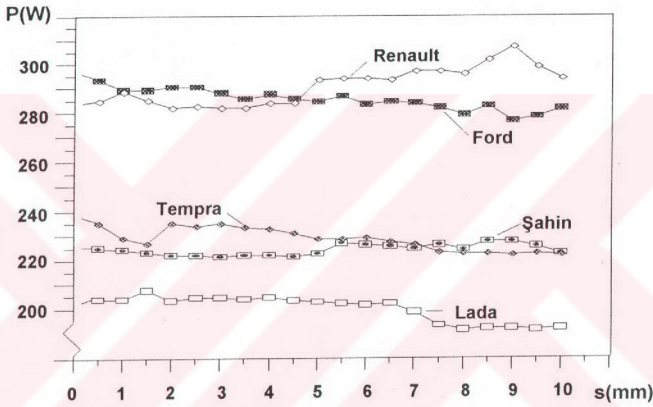
Q (lt/dk)



Şekil 15.3. Değişik taşıt çarklarının aralığa bağlı debi değişimi.

Şekil 15.3.'de aralığa bağlı debi değişimi görülmektedir. Şahin tipi arabalarda kullanılan çarklar hariç diğer taşıtlarda kullanılan soğutma suyu pompalarının debileri aralık değişmesinden pek fazla etkilenmemiştir. Aralığa bağlı basınç değişim eğrilerinde olduğu gibi en iyi debi değeri Renault marka, en kötü debi değeri ise Lada marka taşıtlarda kullanılan soğutma suyu çarklarında bulunmuştur.

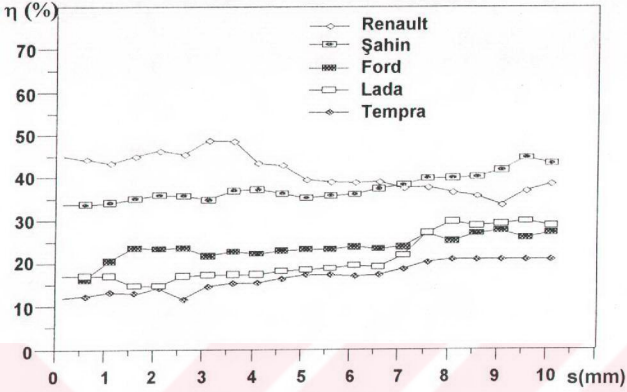
Taşıtlarda kullanılan içten yanmalı motorların krank milinden, doğrudan tahrik edilen pompa çarkı için en önemli parametrelerden birisi soğutma suyu pompasının harcadığı güçtür. Bununla ilgili araştırma sonuçları şekil 15.4'de verilmiştir.



Şekil 15.4. Değişik taşıt çarklarının aralığa bağlı pompa mil gücü değişimi

Aralığa bağlı güç değişim eğrilerine göre debisi ve basıncı en fazla olan Renault marka taşıtlarda kullanılan soğutma suyu pompaları en fazla güç harcayan pompa modelidir.

Aralığa bağlı verim değişim eğrileri incelenecek olursa yukarıda açıklanan bilgilerin ışığında verim değeri en iyi olan çark modeli Renault marka taşıtlara ait olan çarklardır. Şekil 15.5 incelendiğinde en kötü verim değerinin Tempra marka taşıtlarda kullanılan çarklara ait olduğu görülmektedir. Bu deneylerde çarklar eşit şartlar ve değerlerde deneye tabi tutularak birbirleriyle kıyaslamaları yapılmıştır. Ancak yukarıda adı geçen modellerin uygulama sahalarında bir takım değişiklikler söz konusudur. Örneğin Tempra marka taşıt motorlarının hem pompa gövdeleri motor bloğundan ayrı dizayn edilmiş, hemde çarkı tahrik eden kayış kasağının çapı diğer modellere göre daha büyük tutulmuştur. Böylece pompa mili yüksek devirlerde çalıştırılarak, uygulamada bu modellerin verimlerinin yükseltilmesi sağlanmıştır.



Şekil 15.5. Değişik taşıt çarklarının aralığa bağlı verim değişimi

Özellikle küçük otomobillerde kullanılan soğutma suyu pompaları bağlantı borularının uzunluğuna, motor bloğunun yapısına, motor gücüne, dönme sayısına ve soğutma suyunun dolaştığı yollardaki toplam kayıplara bağlı olarak değişik basma yüksekliği ve debilerde çalıştırılmaktadır. Bu nedenle bu çarkların laboratuvarında oluşturulan ortak bir deney düzeneği üzerinde denemeleri pek uygun olmamıştır.

Gerek soğutma suyu pompa gövdesi gerekse çarklar ayrı ayrı düşünüldüklerinde uygulamada karşımıza ortak bir sorun çıkmaktadır. Buna göre soğutma suyu pompasının gövdesini teşkil eden kısımların gerekli basınç artırımını sağlayabilmeleri için gövdenin salyangoz biçiminde olması gerekir. Fakat salyangoz yapı şekli hiç bir taşıt modelinde (küçük taşıtlarda) kullanılmamaktadır.

Bu taşıtlara ait çarklar yapı olarak birbirleriyle karşılaştırıldıklarında, daha önceden de belirtildiği gibi çark çıkış çapları birbirine yakın olmasına karşılık, çark giriş çapları, kanat sayıları, kanatların tipi, çarkların ön yüzeylerinin durumu farklı farklı yapıdadır. Genellikle bu farklılıklar tamamen imalatçı firma patentlerinden kaynaklanmaktadır.

İncelenen bu çark modellerinde çarklara ait aralık değerleri 2 mm ile 10 mm arasında değişmektedir. Yine bu aralık değişimi çarkın yapısına ve imalatçı firmanın uygulamasına göre değişim göstermektedir.

16. SONUÇLARIN DİĞER ARAŞTIRMACILARLA KARŞILAŞTIRILMASI

Daha önce bahsedilen deney düzeneğinden elde edilen bir takım değişik sonuçların, bu konuyla ilgilenmiş araştırmacıların verileriyle karşılaştırmaları yapılmış, bu karşılaştırmalara dayanarak bir takım önerilerde bulunulmuştur.

16.1. ARALIK ETKİSİNİ ÖNCEDEN HESAPLAYA BİLMEK İÇİN VERİLEN DENKLEMLERİN MUKAYESESİ

Literatür tarama kısmında bazı yazarlardan söz edilmişti. Bu yazarlar aralık etkisini önceden hesaplayabilmek için değişik denklemler önermişlerdir. Eckert/Schnell (1980) ve Pfeleiderer/Petermann(1986) aralık genişliğine bağlı olarak özgül kademe enerjinin ve verimin hesaplanabilmesi için etki faktörleri β ve γ değerlerini aşağıdaki gibi önermektedirler.

$$\beta = \frac{Y_0 - Y_s}{Y_0 \cdot A_b} \quad (16.1)$$

$$Y_s = Y_0 - (1 - \beta \cdot A_b) \quad (16.2)$$

Burada Y_0 $s=0$ mm deki özgül enerji, A_b bağıl aralık ve β ise aşağıdaki değerleri alır.

$\beta = 0,9$	Eckert/Schnell
$\beta = 1.0$	Pfeleiderer/Petermann

$$\gamma = \frac{\eta_0 - \eta_s}{\eta_0 \cdot A_b} \quad (16.3)$$

$$\eta_s = \eta_0 - (1 - \gamma \cdot A_b) \quad (16.4)$$

γ değeri ise aynen yukarıda olduğu gibi β değerine eşit alınır.

$\gamma = 0,9$	Eckert/Schnell
$\gamma = 1.0$	Pfeleiderer/Petermann

Önerilen etki faktörleri bütün radyal makinalar için geçerli olmalı ve "s" aralık genişliğinden bağımsız olması gerekir. Y_s ve η_s karakteristik büyüklüklerinin hesabı için $s=0$ aralığına tekabül eden değerler bilinmelidir.

Aralık kaybını hesaplayabilmek için gerekli denklemleri Traupel(1982) ve Kovats/Desmur(1968) vermektedir. Burada aralık kaybı olarak aralığın etkisi sonucu ısıya dönüşen enerji miktarının hesabından bahsedilmektedir.

Traupel(1982)' in denklemini tamamen ampirik olarak radyal kompresörler üzerinde yapılan ölçümler sonucu türetilmiştir. Özgül aralık kaybı Y_{ar} aşağıdaki denklemle önerilmektedir.

$$Y_{ar} \approx 0,6 \cdot \left(\frac{s}{b_2} - 0,013 \right) \frac{u_2^2}{2} \quad (16.4)$$

Bu denklem için Traupel(1982) $s/b_2 > 0,013$ ve $s/b_2 < 0,013$ için $Y_{ar} = 0$ olduğunun kabul edilmesini tavsiye etmektedir. Traupel Y_{ar} ifadesiyle $u_2^2/2$ ifadesinin birimsiz aralık kaybı olduğunu ifade etmiştir.

De Kovats/Desmur(1968) aralık debisi Q_{ar} 'ın hesaplanabilmesi için 16.5 nolu denklemi önermektedir.

$$\frac{Q_{ar}}{Q} \approx \frac{1,7 \cdot \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right) \cdot s}{k_d \cdot D_2} \left[\psi \left(1 - \frac{\psi}{4} \right) \right]^{1/2} \quad (16.5)$$

Burada

$$k_d = \frac{Q}{u_2 \cdot D_2^2}$$

olup aralık debisi ile aralık kaybı kapalı çarktaki gibi hesaplanabilir.

Traupel(1982) ve De Kovats/Desmur (1968)' un verilerini ölçü sonuçlarıyla karşılaştırabilmek için denklem 16.4 ve 16.5 ' e bağlı olarak hesaplanmış olan aralık kaybı Y_{ar} ve ölçülen verim arasında bir ilişki kurmuşlardır.

Y_{ar} toplam aralık kaybının (Y_t), bir kısmını oluşturmaktadır. Bu yüzden toplam kayıp Y_t bir akım makinasında toplam verime göre aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$Y_t = Y \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (16.6)$$

Aralık kaybı Y_{ar} ' ı iki benzer makinanın toplam kayıplarını mukayese etmek suretiyle tayin etmek mümkündür. Bu iki makina arasındaki fark makinanın birisinde aralık kaybı olmayacak ve diğerinde ise aralık kaybı söz konusu olacaktır. Bunun dışında her iki makina her yönden aynı özellikte, aralık kaybı dışında diğer kayıplar her iki makinada aynı değerdedir.

İlk sözü edilen akım makinası ölçüm sonuçları mevcut olan incelenen makinedir. Toplam kayıpları ise denklem 16.6' dan hesaplanabilir. İkinci makina ise gerçekte mevcut değildir. Karakteristik büyüklükler ise incelenen makinalar göre tahmin edilebilir. Mukayese makinası için aralık kaybı dışında incelenen makinalar ile aynı özellikleri taşıyabilir.

Bu makinanın herhangi bir aralık kaybı göstermemesi için aralık genişliği $s = 0$ olmalıdır. Aynı zamanda özgül kademe işi Y , mukayese makinası ile, incelenen makina aynı olmalıdır. Ancak ozaman diğer kayıpların ve hidrolik kayıpların aynı olması beklenebilir.

Her iki şartın sağlanabilmesi için mukayese makinasının incelenen makineye göre öyle değiştirilmelidirki, özgül kademe enerjisi $s=0$ mm aralık genişliğinde maksimum değerine ulaşmalıdır. Bu durum ancak kanat açısı β_2 biraz küçültülerek veya asgari güç küçük bir kanat sayısı ile büyütülerek gerçekleştirilebilir.

Mukayese makinası bütün parçaları ile asıl makineye benzemesine rağmen söz edilen konstrüksiyon farklılıklarından dolayı, toplam verim incelenen pompanın $s=0$ mm genişlikte toplam verim ile eşit olması beklenir.

Bunun için aşağıda verilen ifadelerin geçerli olduğu kabul edilir. Burada (m) indisi mukayese makinasını göstermek üzere;

$$Y_m = Y$$

$$\eta_m = \eta$$

$$Y_m = Y \cdot \left(\frac{1}{\eta_0} - 1 \right) \quad (16.7)$$

olur. Y_{ar} aralık kaybı incelenen makinanın ve mukayese makinasının toplam kayıpları arasındaki farktan elde edilir. Burada incelen makinanın aralık kaybı Y_{ar} ve toplam kayıp Y_t , söz konusu aralık genişliğine bağlıdır.

$$Y_{ar(s)} = Y_{t(s)} - Y_m \quad (16.8)$$

Burada ;

$$Y_{t(s)} = Y_s \cdot \left(\frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \quad (16.9)$$

$$Y_{t(m)} = Y_s \cdot \left(\frac{1}{\eta_0} - 1 \right) \quad (16.10)$$

$Y_{t(s)}$ ve $Y_{t(m)}$, $Y_{ar(s)}$ nin yerine yerleştirilip;

$$Y_{ar(s)} = Y_s \frac{\eta_0 - \eta_s}{\eta_0 \cdot \eta_s} \quad (16.11)$$

η_s verim ifadesi çözümlerse;

$$\eta_s = \frac{Y_s \cdot \eta_0}{Y_s + Y_{ar(s)} \cdot \eta_0} \quad (16.12)$$

Bulunur.

Lakshminarayana(1986) direkt olarak verilen bir aralık genişliğinde beklenen verim kaybını yarı ampirik denklem ile ifade etmektedir.

$$\Delta\eta = \frac{0,7 \cdot \frac{s}{b_2} \cdot \psi}{\sin\beta_2} \cdot \left[1 + 10 \cdot \left(\frac{\varphi \cdot \frac{s}{L}}{\psi \cdot \sin\beta_m} \right)^2 \right] \quad (16.13)$$

Burada β_m kanat kanalındaki ortalama akış açısı olup aşağıdaki eşitlikle hesaplanır

$$\beta_m = \arctg\left(\frac{\tg\beta_1 + \tg\beta_2}{2}\right).$$

L, kanat profilin uzunluğu olmak üzere verilen bir aralıktaki verim ifadesi

$$\eta_s = \eta_o - \Delta\eta \quad (16.14)$$

Şeklinde tanımlanır. Lakshminarayana(1986) denklemi için teorik düşüncelerin dışında ayrıca aksenal makinalarda yapılan ölçümlerde yer almaktadır. Özellikle denklem 16.10 daki (10) faktörü tamamen ampirik olarak tayin edilmiştir. Bu denklemin radyal makinalara uygulanması sadece bir takım kabullerle mümkündür.

Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarla, yukarıda araştırmacıların önerdiği denklemler yardımıyla hesaplanan özgül kademe enerjisi ve verim mukayese edilmiştir. Mukayeseler göstermiştir ki hesaplanan sonuçlar ile ölçümler arasındaki denklik memnun edici değildir.

Eckert/Schnell(1980) ve Pfliederer/Petermann(1986), kademe enerjisi ve verim için gerçekte olduğundan daha az bir düşüş kabul etmektedirler. Diğer yazarlar sadece verim için değişik veriler vermektedirler. Traupel(1982) aralığın verime oldukça az etkisi olduğunu kabul etmektedir.

Hesaplama sonuçları ve ölçüm sonuçları arasında fark olmasının sebebi literatür verilerindeki ölçüm sonuçları ayrı ayrı makinalar için söz konusudur. Buradan elde edilen denklemler bu makinalar için geçerlidir. Ancak bu konu ile ilgili genelleme yapılamamaktadır.

16.2. DİĞER ARAŞTIRMACILARIN ÖLÇÜMLERİYLE KARŞILAŞTIRMA

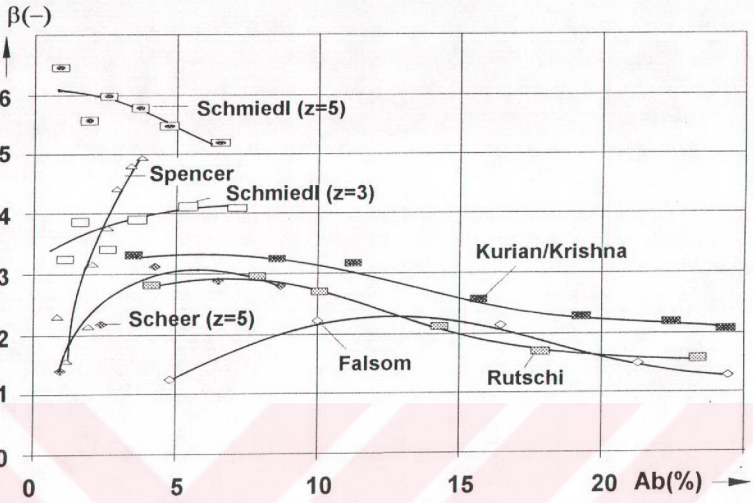
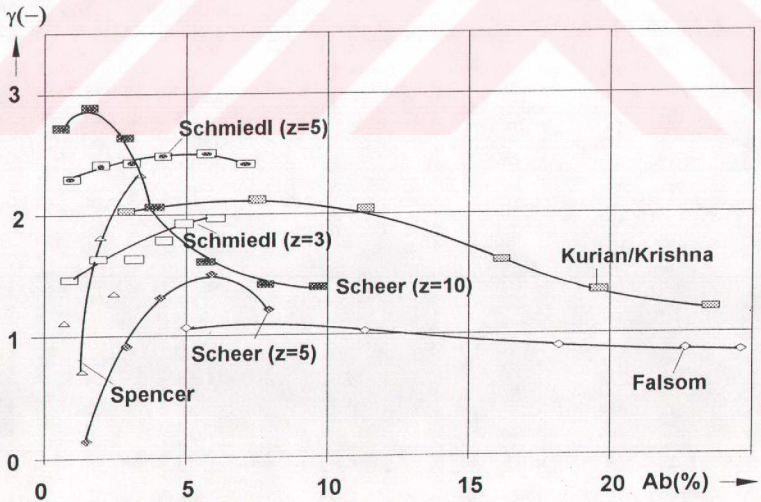
Literatür verilerinden elde edilen bulgular aşağıdaki eğrilerde bir araya getirilerek birbiriyle karşılaştırılması bağlı oldukları aralık yüzeyine göre gösterilmiştir (Şekil 6.1-16.2). Wood/Welna/Lamers(1965) ve Plutecki(1968), diyağramlarda dikkate alınmamıştır. Çünkü bu araştırmacılar bir takım kabüllerle ve sadece üç farklı aralık genişliklerinde çalışmışlardır.

Genel olarak etki faktörlerini belirleyebilmek için bunların sayısal değerlerinin özellikle küçük aralık yüzeylerinde ve $s=0$ mm aralık genişliğinde kademe işi ve verim için hangi değerlerin esas alındığına dikkat edilmelidir. Çünkü bu değerler ekstrapolasyon yoluyla tayin edilmiştir. Ekstrapolasyon yöntemi bütün araştırmalarda aşağıdaki durumlar için kesin sonuçlar verememektedir.

- a) Deneyle ölçüm değerleri az alınmış ise yani araştırmacı sadece küçük aralık genişliklerinde inceleme yapmışsa,
- b) Oransal olarak büyük aralıklar incelenmiş ise bu belirsizliklere rağmen diyağramlar aşağıdaki sonuçları vermektedir.
 - i) Etki faktörleri β ve γ değerleri verilen bir pompa için bağıl aralık yüzeyi A_b 'ye bağlıdır.
 - ii) β ve γ etki faktörleri farklı pompalarda eşit bağıl aralık yüzeylerinde bile çok farklı değerler alabilirler. Bunun anlamı ise bazı pompalar aralık değişimine karşı çok daha hassas değişim gösterirler.

Bu tesbit bağıl aralık yüzeyinin yanında başka parametrelerinde açık çarkların karakteristiklerine etkisinin olduğunu göstermektedir.

- c) Belli bir pompa için verilen bir aralık genişliğinde β etki faktörü her zaman γ etki faktöründen daha büyüktür.
- d) Dar bir aralık bölgesinde ($A_b < 5\%$) pompanın hassaslık derecesi aralık genişliğinin değişimine göre en büyüktür. Büyük aralık genişliklerine doğru hassasiyeti ve etki faktörleri sürekli düşmektedir. Bazılarında özellikle çok yavaş dönen pompalarda etki faktörlerinin belirli bir maksimum değeri vardır. Bu faktörler çok geniş ve çok dar aralıklarda düşmektedir.

Şekil 16.1. Farklı araştırmacılara göre β değişimi.Şekil 16.2. Farklı araştırmacılara göre γ değişimi.

17. HATA HESABI

Deney pompası üzerinde çok fazla sayıda ölçüm yapıldığı için, sadece seçilen birkaç nokta için hata hesaplaması yapılacaktır.

Deney düzeneği üzerinde statik bir hata hesabi için pompanın çalışma şartları ve özellikleri aynı kalmak üzere farklı zamanlarda deneyler tekrarlanmıştır. Bunun için devir sayısı "n", hacimsel debi "Q", ve aralık genişliği "s" ile karakterize edilmiş bir ölçüm noktası ele alınmıştır. Bu ölçüm noktasına ait ölçüm değerleri 20 defa tekrarlanmıştır.

Ölçümler sonrası her ölçüm için deney düzeneğinde görülen kısma valfi yardımıyla debi değeri değiştirilmiş, daha sonra tekrar aynı değerine getirilmiş ve her 4 ölçümden sonra aralık genişliğinde ayarlamalar yapılmıştır.

Bu şekilde oluşan düzensizlikler yani ölçüm değerlerinde meydana gelen sapmalar tesbit edilmiştir. Bu sapmalar debinin ve aralık genişliğinin tam olarak ayarlanamamasından kaynaklanmaktadır.

Aşağıdaki tablo 17.1 ve tablo 17.2' de tahmini bağıl hata sınırları yine aşağıda belirtilen ölçü büyüklükleri için yapılmıştır.

Hacimsel debi	Q
Özgül kademe işi	Y
Mil gücü	P_m
İç güç	P_i
Toplam verim	η
İç verim	η_i

Verilen hata sınırları için % 95'e varan bir güvenilirlikten bahsedilebilir. Bunun anlamı gerçek ölçü değeri tahmini olarak verilen sınırların %95 içerisinde bulunur.

Tablo 17.1 ve tablo 17.2' de gösterilen ölçü değerleri bağımlı ölçü değerleridir. Bunlar direkt olarak ölçülen, bağımsız ölçü büyüklüklerinden ve sabitlerden hesaplanmak suretiyle tesbit edilir. Hata hesaplamalarında değişik hata hesaplama yöntemleri kullanılmıştır.

Geriyeye eğimli 5 kanatlı çark için tahmini bağıl hata sınırları :

$$n = 3750 \text{ d/dk}$$

$$Q = 47,5 \text{ lt/dk}$$

$$s = 0,5 \text{ mm}$$

Tablo 17.1. Eğik 5 kanatlı çark için tahmini bağıl hata sınırları.

ÖLÇÜ BÜYÜKLÜĞÜ	BAĞIL HATA DEĞERLERİ
Hacimsel Debi	± % 1,64
Özgül Kademe İşi	± % 0,88
Mil Gücü	± % 1,52
İç Güç	± % 1,96
Toplam Verim	± % 4,35
İç Verim	± % 4,52

Düz 7 kanatlı çark için tahmini bağıl hata sınırları :

$$n = 3750 \text{ d/dk}$$

$$Q = 60 \text{ lt/dk}$$

$$s = 2,5 \text{ mm}$$

Tablo 17.2. Düz 7 kanatlı çark için tahmini bağıl hata sınırları.

ÖLÇÜ BÜYÜKLÜĞÜ	BAĞIL HATA DEĞERLERİ
Hacimsel Debi	± % 1,02
Özgül Kademe İşi	± % 0,78
Mil Gücü	± % 0,81
İç Güç	± % 0,96
Toplam Verim	± % 3,46
İç Verim	± % 3,82

Bağıl hata sınırları maksimum aralık genişliğine bağlı oldukları için, aralık genişliği "s" için sadece mutlak hata sınırları verilebilir. Yukarıdaki tablo değerleri düzenlenirken hata değerlerinin en büyük olanları alınmıştır.

18. SONUÇ

Literatür verilerinde, aralık değişimiyle pompa karakteristikleri arasındaki ilişki incelendiğinde hemen hemen bütün çark modellerinde ve değişik devir sayılarında, pompa debisinin aralık değişiminden fazla etkilenmediği anlatılmaktadır. Gerçi ilk başlangıçta $s=0$ mm civarından $s=2$ mm ye kadar azda olsa debi değerlerinde hemen hemen tüm çark modellerinde bir düşme söz konusudur. Ancak bu düşüş sistemin debisi yanında oldukça azdır. Bazı araştırmacılara göre debi aralık arasında bir ilişki olduğu savunulsada, araştırmacıların çoğunda ve bu çalışma sonucu oluşan görüşe göre $s=2$ mm den sonra debi pek fazla değişmemektedir. Deneyler sırasında azda olsa ara sıra meydana gelen değişimler elektrik şebekesindeki dalgalanmalardan meydana gelmektedir.

Pompanın diğer önemli özelliklerinde olan basma yüksekliği veya özgül enerjisine bakıldığında, tam olarak bir genelleme yapılması mümkün olmamıştır. Ancak ağırlıkta olan düşünce, geriye eğimli kanatlarla düz kanatların karakteristik eğrileri farklılık göstermiştir. Düz kanatlarda, aralık arttıkça basınç önce azalmış, minimum bir değere ulaştıktan sonra tekrar artmaya başlamıştır. Geriye eğimli çarklarda ise aralık arttıkça akışkan basıncı veya özgül enerjisi logaritmik bir azalma göstermiştir.

Verim aralık grafikleri incelendiğinde düz kanatlı çarklarda verim, aynen aralığa bağlı basma yüksekliği değişiminde olduğu gibi önce azalmış daha sonra tekrar artmıştır. Bu değişim geriye eğimli çarklar için de söylenebilir.

Pompa milinin çektiği güç ile aralık değişimine bakılırsa, düz kanatlar ile geriye eğimli kanatlar için farklı özellikler ortaya çıkmıştır. Düz kanatlarda aralık arttıkça güç artmış, maksimum bir değere ulaştıktan sonra tekrar azalmaya başlamıştır. Geriye eğimli çarklarda ise güç aralık değişimi basınç aralık değişiminde olduğu gibi aralık arttıkça logaritmik olarak azalma göstermektedir.

Deney sistemi üzerinde yapılan en önemli araştırmalardan birisi optimum pompa dönme sayısının tesbit edilmesidir. Özellikle içten yanmalı motorlarda kullanılan sirkülasyon pompalarının çalışma devirleri işletme şartlarına göre farklılık gösterir. Bu nedenle pompa mili çok yavaş dönebildiği gibi, aynı zamanda yüksek devirlerde de dönmektedir. Pompa devir sayısı arttıkça pompa karakteristikleri (Q , H , η) artsada, maksimum bir değere ulaştıktan sonra düşmeye başlamaktadır.

14. bölümde şekil 14.2 ve 14.3'de görülen bu değişime göre içten yanmalı motorlarda kullanılan açık kanatlı pompaların en iyi verimde çalıştırılması için en uygun devir sayısında döndürülmesi gerekir. Fakat yurdumuzda kullanılan mevcut taşıt motorlarında kullanılan soğutma suyu pompaları düşük devirlerde verimleri % 10' ların altına düşmektedir. En uygun motor dönme sayısı olan 3500 d/dk 'da çalıştırıldıklarında verim % 40' lar civarındadır. Öyleyse pompa milinin motor dönme hızından bağımsız, devamlı yüksek en uygun devirde çalıştırılması gerekir.

Yine yukarıda bahsedilen şekil 14.3 incelenecek olursa, bu grafikte aralığın verimi üzerindeki etkisi açıkça görülmektedir. Bütün grafikler genel olarak değerlendirildiğinde $s=0$ mm civarında pompanın karakteristik değerleri en uygun ve en iyi değerdedir. Aralık arttıkça pompanın karakteristik değerleri düşmektedir. Öyleyse açık kanatlı pompalar üretilirken çark ile karşı yüzeyi arasındaki aralığa dikkat edilmelidir. Eğer çark aralığı $s=0$ mm civarında üretileniyorsa, pompa için aralığın az veya çok olmasının pek önemi olmayacaktır.

Deney pompası üzerinde yapılan diğer bir deney ise çark kanatlarının düz veya geriye eğimli olmasının etkilerinin araştırılmasıdır. Zira bu 2 farklı çark arasındaki karakteristik değerler karşılaştırıldığında, düz kanatlı çarkların Q, H, P değerlerinin daima yüksek oldukları ancak verimlerinin geriye eğimli çarklardan daha az olduğu görülmüştür. Bu deneylerle ilgili detaylı irdeleme Bölüm 14.4 de anlatılmıştır.

Uygulamada çarklar imal edilirken dökümden çıktıktan sonra sadece kaba temizlemesi yapılan çarkların kanat ön ve arka yüzeyleri temizlenmemekte, yüzeyleri düzlenmemektedir. Bu durum zaten kötü olan pompa karakteristiklerini daha da kötüleştirmekte, sistemin daha fazla güç harcamasına neden olmaktadır. İlgili grafikler incelendiğinde debi ve basınç grafiklerinde önemli bir değişim olmamasına karşılık harcadıkları güçler karşılaştırıldıklarında yüzeyleri düzlenmemiş çarkların yüzeyi düzlenmiş çarklara göre % 20 daha fazla, verimleri ise %10 daha azdır.

Açık kanatlı çarkların kanat sayısı üzerinde yapılan deneylerde ise pompa karakteristiklerinin aynen literatür verilerinde olduğu gibi kanat sayısı ile orantılı olarak değiştiği tesbit edilmiştir. Ancak kanat sayısı tek olan çarkların pompa karakteristik değerleri kanat sayısı çift olan çarklara göre daha fazla olduğu görülmüştür.

Gerek düz kanatlı gerekse geriye eğimli çarklarda D_1 çark giriş çapı değiştirilerek en uygun çark giriş çapı araştırılmıştır. Çark giriş çapı arttıkça pompa karakteristik değerlerinde (Q , H , P , η), düşmeler meydana gelmiştir. Bu yüzden çark giriş çapını belirleyen en önemli özellik, pompa ölçülerinden D_2 çark çıkış çapı belli ise motorun soğutulması için gerekli debi ve basma yüksekliğine uygun D_1 çark giriş çapı ilgili bölümlerdeki (Bölüm 14.7 ve 14.9) grafiklerden tesbit edilebilir. Öyleyse pompa giriş çapı D_1' i pompa çalışma şartları belirler.

İçten yanmalı motorların ısı transferi olayı incelenecek olursa literatürde karşımıza motorların üzerine araştırma yapmış bilim adamlarının savunduğu ve ispatladığı ortak bir görüş çıkar. Bu görüşe göre motor rölantide çalışırken yani (750 d/d) gibi düşük devirde çalışırken silindir içindeki pistonun hareketi yavaş olmaktadır. Buradaki yanma ve egzost olayı arasında yani yanmanın başlangıcı ile egzost olayının sonu arasında oldukça fazla zaman geçer. Bu esnada silindir içindeki yüksek ısı silindir cidarlarından suya aktarılır. Eğer su debisi yeterli değilse bir süre sonra rölantide çalışan motor hararet yapar.

Motor yüksek devirde çalışırken bunun tersine yanma başlangıcı ile egzost sonu arasında , piston hızlı çalıştığı için çok kısa bir zaman geçecektir. Bu zaman farkı ne kadar az ise sıcak gazların motor içinde bekleme süreleride o kadar az olacaktır. Dolayısıyla yanmış gazların ısısı, silindir cidarlarına aktarılamadan egzost gazlarıyla atmosfere atılacaktır.

Motorun yüksek devrinde sirkülasyon pompası silindir dış cidarlarını fazla soğutacağı için motorun en uygun çalışması için gerekli rejim sıcaklığı daha da düşecek bu ise motor performansını olumsuz etkileyecektir.

Yukarıda anlatılan bu olayların ışığında su pompasının motor devrinden bağımsız olarak motor rölantide çalışırken, pompanın yüksek devirde motor yüksek devirle dönerken su pompasının alçak devirle dönmesi gerekir. Ancak daha önceden de bahsedildiği gibi pompanın yüksek devri pompa verimi için iyidir.

Taşıtlarda kullanılan açık kanatlı çarklar üzerinde araştırmalar yapacak bilim adamlarının bundan sonraki çalışmalarında özellikle çark giriş çapı D_1' in belirlenmesi çark kanat genişliğinin optimum değerinin araştırılması ve krank milinden bağımsız çalışan soğutma suyu pompasının performansının belirlenmesi konularına el atmaları önerilir.

KAYNAKLAR

- 1-Aschenbrenner, A.,1965. **Untersuchungen über den Einfluß des Abstandes zwischen Lauf - und Leitrad auf das Betriebsverhalten eintufiger Axial pumpen beschaufelungen**, Von der Fakultät 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-Behr, T.,1979.**Kennlinien zur Bestimmung der Hauptabmessungen von Ventilatoren in Gußausführung** (aus MTZ, Heft 9, S129).
- 4- Bettner, J. L. / Elrod, C.,1983.**The Influence of Tip Clearance, Stage Loading, and Wall Roughness on Compressor Casing Boundary Layer Development** Journal of Engineering for Power, Vol. 105, S.280 - 287.
- 5-Betz, A.,1959.**Einführung in die Theorie der Strömungsmaschinen** Verlag G. Braun, Karlsruhe.
- 6-Biehl, J.,1981.**Entwurf eines Rechenprogramms zur Berechnung von Turbinenprofilen**, Studienarbeit am Pfeleiderer - Institut für Strömungsmaschinen, Braunschweig.
- 7-Brodersen, S. 1986. **Experimentelle Untersuchungen an Hochbelasteten Axialventilatoren Mit Kleinem Nabenverhältnis**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 8-Cordes, G.,1963.**Strömungstechnik der gasbeaufschlagten Axial Turbine**, Springer - Verlag.
- 9-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.
- 10-Çalli, İ.,1986. **Santrifüj bir pompa salyangoz çıkışında yapılan ölçmeler ve salyangoz dili etkisinin deneysel olarak incelenmesi**, Doktora Tezi, İstanbul

- 11-Çalli, İ.,1991.**Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi**, Kocaeli
- 12-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.
- 13-DEAN, R,1960.**Rotating Wakes in Vaneless Diffusers**,Transactions ASME 82 Nr 3.
- 14-De Kovats A. / Desmur, G.,1968.**Pumpen,Ventilatoren und Kompressoren radialer und axialer Bauweise**, Verlag G. Braun.
- 15-Dunham, J.,1974. **A Parametric Method of Turbine Blade Profil Design**, ASME 74 - GT - 119.
- 16-Eckert, B./ Schnell, E.,1980.**Axial - und Radialkompressoren, 2. Aufl.**, Springer - Verlag.
- 17-Epding, G.,1981.**Experimentelle Untersuchungen an Wasserturbinen axialer und radialer Bauart Kleinster Leistungen**, VDI - Bericht Nr. 424.
- 18-Epding G, 1983. **Experimentelle Untersuchungen an wasserturbinen Kleinster Leistungen**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 19-Hebel, G.,1980.**Steigerung von Wirkungsgrad und Verfügbarkeit bei Dampfturbinen**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu BBC - Nachrichten 1 Heft 10, S.372 - 379.
- 20-Herman, M.,1973.**De Gruyter Lehrbuch. Die Konstruktion Schnellaufender Verbrennungs Motoren**. Walter de Gruyter Berlin.Newyork.
- 21-Horlock, J.H.,1966.**Axial Flow Turbines**, Butterworths, London.
- 22-Flörkemeier, K.H. 1977. **Experimentelle Untersuchungen Zur Optimierung von Spiralgehäusen Für Kreiselpumpen Mit Tangentialen und Radialen Druckstutzen**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.

- 23-Gostelow, J.P., 1984. **Cascade Aerodynamics**, Pergamon Press, Oxford.
- 24-Jackson, A.D., 1986. **Stal Cell Development in an Axial Compressor**, ASME - Paper 86 - GT - 249.
- 25-Jensen, R. 1983. **Experimentelle Untersuchungen an Einfach - Und Doppelspiralgehäusen Für Kreiseelpumpen**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 26-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.
- 27-Korcian, J., 1985. **Abschätzung des Schlupfes bei der Auslegung von Pumpenlaufrädern**, Maschinenmarkt, Würzburg 91.
- 28-Kosyna, G. 1976. **Untersuchungen an Radial Durchströmten Dichtspalten Mit Ebenen Spaltwandungen Unter Berücksichtigung Von Paralleleitatsfehlern**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 29-Körner, R. 1991. **Experimentelle Untersuchungen Hochbelasteter Axialventilatoren bei rotationssymmetrischer Störung der Zuströmung**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 30-Kranz, H., 1967. **Strömung in Spiralgehäusen** VDI - Forschungsheft 370 Berlin. VDI - Verlag.
- 31-Lakshminarayana, B., 1970. **Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial- Flow Turbomachinery**, *Journal of Basic Engineering*, S. 467 - 482
- 32-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

- 33-Lakshminarayana, B./Pandy A.,1983.**Investigation of the Tip Clearance Flow Inside and the Exit of a Compressor Rotor Passage - Part I**, Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, Vol. 105/1.
- 34-Lakshminarayana, B./Pandy A.,1983.**Investigation of the Tip Clearance Flow Inside and the Exit of a Compressor Rotor Passage - Part II**, Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, Vol. 105/13, S. 146 - 150.
- 35-Möhring, U.K.1976. **Untersuchung Des Radialen Druckverlaufes Und Des Übertragenen Drehmomentes Im Radseitenraum Von Kreiselpumpen Bei Glatte, Ebener Radseitenwand Und Bei Anwendung Von Rückenschaufeln**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.
- 36-Özerengin, F.,1972.**Santrüfij ve Eksnel Akımlı Pompalar, Özellikleri,Hesap Metotları, Konstrüksiyon**, Kurtuluş Matbaası,İstanbul.
- 37-Pfleiderer, C.,1961.**Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, 5. Auflage**, Springer-Verlag.
- 38-Pfleiderer, C./Petermann, H.,1972.**Strömungsmaschinen**, 4. Aufl., Springer - Verlag.
- 39-Pfleiderer, C./Petermann, H.,1986.**Strömungsmaschinen**, 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin.
- 40-Plutecki, J.,1968.**Einfluß der Gestaltung von Ausflußleitradern auf die leistung von langsamläufigen Kreiselpumpen (in Polnisch)** Diss. TH Breslau.
- 41-Rütschi, W.,1961.**Der Einfluß der Leitvorrichtung auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen**, Schweizerische Bauzeitung Heft 15.
- 42-Rütschi, W.,1968.**Die Arbeitsweise von Freistrompumpen**. Herausgegeben von der verlags Aktiengesellschaft Der Akademischen Technischen Vereine Heft 32.
- 43-Schiller F. 1983. **Theoretische Und Experimentelle Untersuchungen Zur Bestimmung Der Belastungsgrenze Bei Hochbelasteten Axialventilatoren**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu, Braunschweig.

- 44-Schubert, F. 1988. **Untersuchungen Der Druck - Und Geschwindigkeitsverteilung In Radseitenraumen Radialer Strömungsmaschinen**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- 45-Schulz, H. /Grunow, G., 1935.**Der Reibungswiderstand rotieren der Scheiben in Gehäusen**, ZAMM 39, Heft 4, S. 191/204.
- 46-Schulz, H., 1977.**Die Pumpen, Arbeitsweise Berechnung Konstruktion, 13., neubearbeitete Auflage**, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Newyork.
- 47-Scheer, W.,1958.**Untersuchungen und Beobachtungen über die Arbeitsweise von Axial pumpen unter besonderer Berücksichtigung des Teillastbereichs**, Dissertation TU Braunschweig.
- 48-Senoo, Y.,1984.**Vaned Diffusers in Centrifugal Compressors**, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series -07.
- 49-Spencer, A.,1955.**The Performance of an Axial - Flow Pump**, Mechanical Engineering Research Lab.East Kilbride.
- 50-Stache, A. 1969. **Untersuchungen Des Axialschubes Einer Langsamlaufigen Kreiselpumpe**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- 51-Stampa, B.,1971.**Experimentelle Untersuchungen an axial durchströmten Ringspalten**, Diss.I.T.U. Braunschweig.
- 52-Toyokura, T., Kurukowa, J.,1972. **Study on Axial Thrust of Radial Flow Turbomachinery**, The Second International JSME Symposium Fluid Machinery and Fluidics, Tokyo.
- 53-Traupel, W.,1977.**Thermische Turbomaschinen I**, 3. Aufl., Springer - Verlag.
- 54-Traupel, W.,1982.**Thermische Turbomaschinen**, Bd. 2, 3. Auflage, Springer Verlag.
- 55- Wagner, W., 1973. **Experimentelle Untersuchungen an radial von innen nach außen durchströmten Spalt-dichtungen**, VDI-Berichte Nr 193, Seite 249-254.

- 56-Wesche, W.,1980.**Auslegung von Pumpenspiralen mit dicken Gehäusezungen**,
tech. Rundschau Sulzer, Heft 4, S. 157 - 161.
- 57-Wesche, W.,1989. **Experimentelle Untersuchungen Am Leitrad Einer Radialen
Kreiselpumpe**, Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der
Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- 58-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.
- 59-Worster, R. C.,1963.**The Flow in Volute and its Effect on Centrifugal Pumps -
Performance**, A.M.J. Mechanical Engineers,Pumping.
- 60- Zehner, P., 1980. 4-Quadranten-Kennfelder von Turbinen, BWK, Band 32, Nr. 3,
S.93-105,
- 61- Zurmühl, R., 1953. **Praktische Mathematik für ingenieure und Physiker** Springer
- Verlag

ÖZGEÇMİŞ

1965 yılında Burdur'da doğdu. İlk orta lise öğrenimini Burdur'da tamamladı. 1982 yılında girdiği Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden 1986 yılında Makina Mühendisi olarak mezun oldu. 1987-1989 yılları arasında Yıldız Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Bölümü Enerji Anabilim dalında Yüksek lisans öğrenimini tamamladı. 1990 Ocak ayında Yıldız Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Doktora eğitimine başladı. 1993 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nün kurulmasından sonra Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı ve Enerji Programına intibak yaptı.

1987-1993 yılları arasında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma görevlisi olarak çalışırken, Ekim 1993 tarihinden beri aynı yerde Öğretim Görevlisi olarak çalışmalarına devam etmektedir.

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ