

SELCUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TÜRBİN KARAKTERİSTİK DENEYLERİ İLE
KANAT VERİMLİLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ İÇİN
BİR FRANCIS TÜRBİNİ DENEY SETİNİN
KURULMASI VE ARAŞTIRILMASI

Faruk KÖSE
DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
Konya, 1996

57159

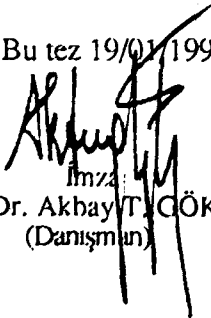
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

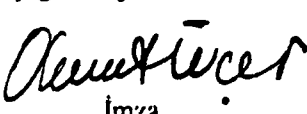
TÜRBİN KARAKTERİSTİK DENEYLERİ İLE KANAT
VERİMLİLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ İÇİN BİR FRANCIS TÜRBİNİ
DENEY SETİNİN KURULMASI VE ARAŞTIRILMASI


Faruk KÖSE

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 19/01/1996 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından kabul edilmiştir.


İmza
Prof. Dr. Akhay T. CÖKÇE
(Danışman)


İmza
Prof. Dr. Ahmet Ş. ÜÇER
(Üye)


İmza
Prof. Dr. Haluk AKSEL
(Üye)

ÖZET

Doktora Tezi

TÜRBİN KARAKTERİSTİK DENEYLERİ İLE KANAT VERİMLİLİĞİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ İÇİN BİR FRANCIS TÜRBİNİ DENEY SETİNİN KURULMASI VE ARAŞTIRILMASI

Faruk KÖSE

Selçuk Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof.Dr. Akbay Tuğan GÖKÇE
1996, Sayfa: 139

Jüri: Prof.Dr. Akbay Tuğan GÖKÇE

Francis türbinleri reaksiyon türbinleri sahasında en geniş kullanım alanına sahip türbinlerdir. Bu çalışmada, 1.5 kW gücünde bir model Francis türbini dizayn ve imalatı yapılarak imal edilen bir pompa-türbin deney setine monte edildi.

Francis türbini çark kanat sayısının, kanat genişliğinin, kanat giriş çapının ve kanat giriş açısının kanat verimine, hidrolik ve toplam verime etkileri türbin karakteristik deneyleri ile araştırıldı. Bu testler 12 değişik çark imal edilerek yapıldı.

Francis türbini teorisi ve dizayn parametreleri verildi. Böylece hesaplanan teorik hidrolik verim, deneylerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldı. Teorik ve deneysel karakteristik eğrilerin arasında yakın bir uyum olduğu görüldü. Türbin dizaynında çark çıkış hızı hesaba katılmamasına rağmen çarkın çıkışında su basıncı, kavitasyon oluşma basıncının altına düştüğü için dikkate değer bir kavitasyon olayı meydana gelmektedir.

Francis deney türbini için hidrolik verim maksimum %85, toplam verim ise maksimum %70 civarında elde edildi. Bu sonuçların laboratuvar tipi küçük model türbinler için uygun olduğu görüldü.

Anahtar Kelimeler: Francis türbinleri, küçük Francis türbini deney seti, Francis türbini karakteristik deneyleri, Francis türbini hidrolik verimi.

ABSTRACT

Doktora Thesis

CONSTRUCTION OF AN EXPERIMENTAL SET-UP FOR EXPERIMENTS AND TO IMPROVE BLADE EFFICIENCY OF FRANCIS TURBINES

Faruk KÖSE

Selçuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof.Dr. Akbay Tuğan GÖKÇE
1996, Page: 139

Jury: Prof.Dr. Akbay Tuğan GÖKÇE

Francis turbines are most widely used reaction turbines. In this work a 1.5 kW model Francis turbine was designed and manufactured, and mounted on a pump-turbine test set-up.

The effects of number of runner blades, blade width, inlet runner diameter and inlet blade angle on hydraulic and total efficiency was investigated by turbine characteristics experiments. ~~The~~ experiments were performed on 12 different runner geometry.

Theoretical and experimental hydraulic efficiency results were compared, and it was seen that characteristic curves for both cases agree well.

Considerable amount of cavitation was observed at runner outlet, though runner outlet velocity was not considered, since water pressure at runner outlet drops below cavitation pressure.

Maximum efficiency was obtained as 85% for hydraulic efficiency and 70% for total efficiency. These results are satisfactory for a laboratory type model.

Key words: Francis turbines, (model!) Small type Francis turbine design, Francis turbine characteristics, Francis turbine hydraulic efficiency.

TEŞEKKÜR

Bu alıőmanın tamamlanmasındaki her tŸrlŸ desteğini esirgemeyen tez danıőmanım Sayın Prof. Dr. Akbay Tuğan GÖKE Beye, minnet ve Őukranlarımı sunarım.

Tez alıőması sırasında çeşitli yardımlarını gŸrdŸęŸm TEMSAN yetkililerine, tezin basılması sırasındaki yardımlarından dolayı Arő. GŸr. Sami KAYA ve BŸlŸmŸmŸz Őđretim elemanlarına teőekŸrŸ borç bilirim.

Ayrıca deney setinin yapılması sırasındaki yardımlarından dolayı bŸlŸmŸmŸz teknisyenleri ve Kardeőler DŸkŸm Sanayii'ne teőekŸr ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>sayfa no</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SEMBOLLER	vi
1.GİRİŞ	1
2. HİDROLİK MAKİNALARIN GENEL ESASLARI	7
2.1 Türbomakinaların Çalışma Prensipleri ve Genel Denklemleri	7
2.2 Çark Kanat Sayısının Sonsuz ve Sonlu Olması Durumları	9
2.3 Türbomakinalarda Enerji Dönüşümü	12
2.4 Türbomakinaların Tanım Sayıları ve Verimler	14
3. SU TÜRBİNLERİNİN DİZAYNI	19
3.1 Su Türbinlerinin Dizaynında ve Veriminde Gelişmeler	19
3.2 Francis Türbinlerinin Dizayn Değerleri	19
4.FRANCİS TÜRBİNLERİNDE HİDROLİK VERİM (KANAT VERİMİ)	28
4.1 Salyangoz İle Emme Borusu Arasında Hidrolik Verimin İncelenmesi	28
4.2 Debi Değişmesinden Meydana Gelen Hidrolik Kayıplar	32
4.3 Türbin Rotoru Kanat Açılarının ve Kanat Sayısının Türbin Verimine Etkisi	35
4.4 Kavitasyon ve Girdap (Vorteks) Olaylarının Türbin Verimine Etkisi	39
4.4.1 Kavitasyon ve girdap olaylarının tarifi	39
4.4.2 Kavitasyon olayına tesir eden etkenler	40
4.4.3 Kavitasyon olayı sınırı ve türbin dizaynına etkisi	42
4.4.4 Francis türbinlerinde oluşan girdap (vorteks) olayı	44
5. FRANCİS TÜRBİNLERİNİN KARAKTERİSTİKLERİ	47
5.1 Genel Durum	47
5.2 Türbin Devir Sayısı Değişken, Düşüsü Sabit ve Ayar Kanatları Açıklığı Sabit	

Tutularak Yapılan Karakteristik Deneyle	48
5.3 Türbin Devir Sayısı Sabit, Düşüsü Değişken ve Debisi Sabit Tutularak Yapılan Karakteristik Deneyle	50
5.4 Sabit Devir Sayısı ve Değişken Düşü İle Çalışma Şartlarında Türbin Karakteristikleri	50
5.5 Hidrolik Türbinlerin Dağ Kesitli Karakteristik Eğrileri	51
6. LABORATUVAR TİPİ BİR FRANCİS TÜRBİNİ DENEY SETİ İMALATI VE DENEYLERİN YAPILMASI	54
6.1 Türbin Deney Setleri	54
6.2 Francis Türbini Deney Seti Dizaynı ve İmalatı	60
6.3 Francis Deney Türbininin Dizaynı	64
6.3.1 Francis deney türbini çarkının dizaynı	65
6.3.2 Francis deney türbini salyangozu ve diğer ayar donanımlarının dizaynı	81
6.4 Deney Setinin Kalibrasyonu	89
7. DENEYLER VE ELDE EDİLEN SONUÇLAR	92
7.1. Türbin Deney Çarkları Ve Deney Setinin Karakteristikleri	92
7.2 Francis Deney Türbini İle Yapılan Karakteristik Deneyle	95
7.2.1 Düşü ve ayar kanatları açıklığı sabit diğer değerler değişken durumu	96
7.2.2 Deney setinde yapılan dağ eğrileri karakteristik deneyle	99
7.2.3 Türbin düşüsü ve devir sayısı sabit diğer değerler değişken durumu	108
7.2.4 Türbin debisi ve düşüsü sabit diğer değerler değişken durumu	108
7.3 Deney Türbinin Farklı Giriş Çaplı Çarkları İle Yapılan Deneyle	111
7.4 Hidrolik Verim (Kanat Verimi) ve Toplam Verim Deneyle	112
7.4.1 Hidrolik verim deneyle	112
7.4.2 Toplam verim deneyle	118
7.5 Boyutsuz Sayıların Verime Etkisi	121
7.6 Deneysel Çalışmanın Hata Analizi	126
8 SONUÇLAR VE TARTIŞMA	130
9 KAYNAKLAR	134
EK-1	139

SEMBOLLER

a	: ivme, genel emme yüksekliği (submergence faktörü)
a_0	: Ayar (yönlendirme) kanatları açıklığı % olarak
B	: Barometrik basınç, Hidrolik alanın oluştuğu yüzey alanı
B_0, B_1	: Türbin ayar kanadı, çark kanadı yüksekliği (genişliği)
C_f	: Cidar sürtünme direnç katsayısı
\bar{c}	: Mutlak hız
\bar{c}_m	: Mutlak hızın meridyen bileşeni
\bar{c}_u	: Mutlak hızın çevresel bileşeni
D	: Türbin çark çapı
D_0	: Ayar kanatları çıkış çapı
D_t	: Ayar kanatları eksen çapı
E	: Türbin emme borusu çıkışının rakımı
F	: Kuvvet
H_a	: Tesisin bulunduğu yerdeki atmosfer basıncı yüksekliği
$H_E, H_{te0\infty}$: Euler basma yüksekliği veya düşüsü (sonsuz kanat hali için)
H_g	: Geometrik düşü, ham (bürüt) düşü yüksekliği
H_0, H_n	: Net düşü yüksekliği
H_s	: Türbin emme yüksekliği
H_{st}	: Statik basma yüksekliği
H_{te0}	: Teorik yükseklik
H_v	: Çalışma suyunun buharlaşma basıncı yüksekliği
K	: Tip sayısı
K_m	: Debi katsayısı
K_{m0}	: Çark çıkışı akış katsayısı
k_c, k_u, k_w	: Mutlak, çevresel, izafi hız katsayıları
L_e	: Çark kanadı ile dış halkanın kesit uzunluğu
L_i	: Çark kanadı ile iç halkanın kesit uzunluğu

M_d	: Döndürme momenti
M_E	: Euler momenti
m	: Kütle
N, N_0	: Güç, teorik güç
N_e	: Effektif güç
N_h	: Hidrolik güç
n	: Dakikadaki devir sayısı
n_0	: Boyutsuz özgül hız katsayısı
n_q, n_{sq}	: Özgül devir sayısı (1 m düşüde 1 m ³ /s debi için)
n_s	: Özgül devir sayısı (1 m düşüde 1 BG güç için)
p	: Statik basınç
Q	: Hacimsel debi
q	: Kaçak debi
R, r	: Yançap
r_e	: Reaksiyon derecesi
S, S_q, S_w	: Emme özgül hızı, kavitasyon özgül hızı
S_c	: Kritik emme yüksekliği
S_1	: Çark kanadı kalınlığı
T	: Hava (dış ortam) sıcaklığı
\bar{u}	: Çevresel, teğetsel hız
V, v	: Sabit kanallarda dik kesit içindeki ortalama hız
v_{sp}	: Salyangoz girişi su hızı
v_{DT}	: Emme borusu çıkışı su hızı
Y, Y_E	: Özgül enerji, birim akışkan enerjisi
Y_k	: Kanat enerjisi
Z_0, Z_1	: Türbin ayar kanatları sayısı, çark kanat sayısı
z	: Referans noktası ile hesap noktası arası yükseklik, rakım
W_q, n_0	: Boyutsuz özgül hız katsayısı
\vec{w}	: Bağlı hız
w_s	: Darbe (çarpma) hız bileşkesi

$\alpha_0, \alpha,$:Ayar kanatları çıkış açısı, \bar{u} ve \bar{c} hızları arasındaki açı
α_k	: Kinetik enerji katsayısı
β	: \bar{u} ve \bar{w} hızları arasındaki açı
Γ	: \bar{c} hızının r yarıçaplı daire çevresi boyunca sirkülasyonu
δ	: Maksimum verim noktasına ait debi katsayısı
γ	: Özgül ağırlık
ζ	: Kinetik enerji kayıp katsayısı
η, η_g	: Genel verim, toplam verim
η_m	: Mekanik verim
η_h	: Hidrolik verim
η_v, η_k	: Volümetrik verim, kaçak verimi
η_D	: Emme borusu verimi
η_d	: Dağıtıcı (ayar kanatları) verimi, difüzör verimi
θ	: Hidrolik kayıplar
θ_{fric}	: Toplam sürtünme kayıpları
θ_{kine}	: Toplam kinetik kayıplar
λ	: Boru sürtünme katsayısı, model küçültme oranı
λ_g	: Girdapsız (vorteksiz) çıkış için debi yükleme oranı
λ_s	: Darbesiz giriş şartı için debi yükleme oranı
μ	: Dinamik viskozite
ν	: Kinematik viskozite, türbin çıkışında kayıp enerji katsayısı
ξ	: Kayıp katsayısı
ρ	: Yoğunluk, özgül kütle
σ_t	:Tesis kavitasyon katsayısı
σ_{kr}	: Kritik kavitasyon katsayısı
φ	:Debi sayısı
φ_s	: Çarka girişte darbe kaybı oranı (%)
ψ	:Basınç sayısı
ω	: açısal hız

İNDİSLER

ç	: Çıkış
D	: Emme borusu, yayıcı
G	: Hareketli yönlendirme kanatları
g	: Giriş
R	: Çark
s	: Sabit yönlendirme kanatları
sp, v	: Türbin salyangozu
0	: Ayar kanatları çıkışı ve ayar kanatları değerleri
1	: Çarka giriş noktasına ait değerler
2	: Çarktan çıkış noktasına ait değerler
3	: Emme borusu girişine ait değerler
4	: Emme borusu çıkışına ait değerler

İKİNCİ İNDİSLER

b	: Dirsek kaybı
c	: Göbek, taç
e	: Genişleme kaybı
f	: Sürtünme kaybı
S	: Darbe kaybı
s	: Çark kuşağı, çemberi
v	: Kanat
w	: Yan çeper

1.GİRİŞ

Çağımızın temiz ve kaliteli enerjisi olan elektrik enerjisinin diğer enerji türleri yanında pek çok tercih edilme avantajları vardır.

Elektrik enerjisinin üretilmesinde kullanılan kaynaklardan hidroelektrik enerji kaynakları, yenilenebilir enerji kaynakları arasında en çok kullanılabilme önceliğine sahiptir.

E.İ.E.İ. verilerine göre dünya elektrik enerjisi üretiminde hidroelektrik enerjinin payı %25 iken Türkiye elektrik enerjisi üretimindeki payı ise yaklaşık %50 kadardır. Türkiye toplam enerji tüketimindeki hidrolik enerjinin payı %30 gibi önemli bir miktardır.

Su gücünden faydalanılarak suyun, su çarkları ile arazi sulaması ve değirmenlerde un öğütülmesi gibi işlerde kullanılması yüzyıllardır bilinmektedir. Bu tip basit su makinelerinin yazılı kaynaklarda ilk geçen dizaynlarının 12. y.y.'da Cizreli bilgin Ebul-iz ve 15. y.y.'da Leonardo da VINCI (1452-1526) tarafından yapıldığını, bu bilginlerin eserlerinde görüyoruz.

Bugünkü anlamda ilk su türbinlerini 19. y.y.'da görüyoruz. Reaksiyon esasına dayanan ilk endüstriyel türbin 1826'da Fransız mühendis B. Fourneyron tarafından yapılmıştır. Bu türbin merkezkaç tipte olmakla beraber %80 verim ve 6 BG vermekteydi. 1833'de S. Howd'un çalıştırdığı ilk merkezci çarkı J. B. FRANCIS 1846'da daha yüksek bir verime ulaştırdı. Francis'in türbini rotasyon simetrik türbin idi. Bugünkü Francis türbinlerinin atası olan eğik akışlı türbin 1879'da Mc. Cormick tarafından imal edilmiştir.

Orta düşülerde Francis türbinlerinin gelişimi sürerken, küçük düşülerde bu türbinler yetersiz kalmaktaydı. Küçük düşülerde kullanılabilecek olan reaksiyon tipi türbin olarak da uskur çarklarının geliştirilmesi Prof. V. Kaplan (1876-1934) tarafından gerçekleştirilmiştir. çark kanatları ayarlanabilen bu kaplan türbinlerinde (1912) küçük düşü ve büyük debilerde yüksek verimler elde edilmiştir. Francis türbinlerinin verimi ve tek grup gücü devamlı artırılarak 1947 yılında en büyük grup gücü 103 MW iken son yıllarda 750 MW seviyesinin üstündeki miktarlara çıkmıştır.

Francis türbinlerinde önemli olan bir gelişme 1950 yıllarında sağlanmıştır. Değişken düşülerde, yada yüklerde Francis türbinlerinin daha iyi uyum sağlayabilmesi için kanat giriş açısının değiştirilmesi gerekmektedir. İsviçreli bir mühendis olan P. Deriaz akış şekli Francis alanına giren bir çarkta kanatlara ayar imkanı sağlayan buluşu ile kendi adını verdiği Deriaz türbinini gerçekleştirdi (1952). Deriaz türbinlerinin karakteristiği Francis türbinlerine göre çok daha yatıktır. Ayrıca bu türbinler Pompa-türbin olarak çalıştırılmaya çok elverişlidirler. Deriaz türbinleri Francis türbinleri ile kaplan türbinleri arasında işletme sahası hem Francis hem de kaplan sahasına giren, akış şekli yarı eksenel (diyagonal) olan türbinlerdir. Bu durumda Francis türbinlerinin küçük ve orta özgül devir sayılı tipleri her zaman rakipsiz olmalarına karşılık yüksek özgül devir sayılarında, türbin çalışma rejiminin değişmeyeceği santrallarda maliyetin, Deriaz türbinlerinden daha az olması dolayısıyla Francis türbinleri tercih edilmektedir.

Teknolojik gelişmelere paralel olarak Francis türbinlerinde eskiden kullanılan mekanik hız kontrol düzenleri yerini son yıllarda geliştirilen elektronik kontrol sistemlerine terketmiştir. Korozyona ve kavitasyona daha mukavim malzemelerin elde edilmesiyle tesis ömrü ve verimleri artırılmıştır. Malzemelerin mukavemet özelliklerinin artırılması ile de daha az malzeme kullanılarak sürtünme kayıpları azaltılmıştır. Ayrıca yüksek devirde dizayn ile buna bağlı olarak makina boyutları küçültülerek birim makina güçleri artırılmıştır.

Türbinlerin tasarım ve dizaynında bilgisayarın kullanılmaya başlanılmasından sonra, bu sahadaki bir çok zorluklar kolaylaştırılarak istenilen şartlarda ve hassasiyette imalat yapılabilmektedir. Türbin çarkı, salyangozu, emme borusu ve regülasyon sistemi gibi istenilen bütün parçaların dizaynları sonlu elemanlar veya başka bir metotla bilgisayarda yapılarak imalatları gerçekleştirilebilmektedir. Bilgisayarda

gerçekleştirilen simülasyonlar ile türbin parçalarının çalışmaları esnasındaki durumlarını daha detaylı incelemek mümkün olmaktadır.

Su türbinlerinin elektrik enerjisi üretimi için kullanılmaya başlanmasından itibaren bu sahadaki araştırma ve deneysel çalışmalar da artırılarak devam edegelmiştir. Gerek türbin imalatı yapan özel ve resmi kuruluşlar gerekse bu sahada bilimsel çalışmalar yapan üniversiteler gibi bilim kurumları türbinlerin verim ve güçlerinin artırılması ile işletmede karşılaşılan problemlerin halledilmesi için çok çeşitli deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu araştırmalar ve deneysel çalışmaların sonucu, su türbinlerinin verimleri ulaşılabilecek en üst seviyeye varmıştır. Ayrıca çok büyük güçlü santral türbinlerinin işletilmesi esnasında karşılaşılabilecek problemlerin önüne geçilmesi ve dizaynın doğru yapıp yapılmadığının kontrol edilmesi için esas türbinin belli bir oranda küçük modelinin deneye tabi tutulması gereklidir.

Hidrolik türbin ünitelerinin kurulması konusunda Gordon [1], türbin çarkının çelik veya döküm ile çark kanat sayısı ve kavitasyon katsayısı gibi dizayn faktörleri için farklı bir yaklaşımla genel eşitlikler geliştirmiştir. Bu eşitlikleri muhtelif büyüklüklerde yatay ve dikey eksenli Kaplan, pervane ve Francis türbinli 39 adet güç istasyonunda test ederek mukayese ve değerlendirmelerini yapmıştır.

Fazalare [2], Kaplan ve Francis türbinlerini esas alarak hidrolik makinaları için sonlu elemanlar analizi, kırılma mekaniği analizi, dönen sistemlerin dinamik analizi ve bilgisayarlı model simülasyon akış analizi konularında çalışma yapmıştır. Aynı araştırmacı bir başka çalışmasında performans deneyleri, ambalman hızı ve hidrolik türbin verimi gibi konularda beş teknik tavsiyede bulunmaktadır [3].

Hidrolik sistem sabiti ve performansının tesbiti, tesis dizaynı, ünite regülasyonu ve model tesisi üzerine iki örnekle deneysel değerleri Wozniak [4] tesbit etmiştir. Küçük hidroelektrik türbinlerinin ekonomik ve performans değerlendirmesi ve mukayesesi Picoluer [5] tarafından incelenmiştir. Dumbleton [6] 1976'dan itibaren 18 adet hidrolik türbinin işletme tecrübeleriyle birlikte 1920 ila 1980 yılları arasında türbinlerdeki verim yükselmesini grafik halinde göstermiştir. Yüksek düşümlü türbinlerin optimum işletilmesi, ayar kanatları pozisyonunun ayarlanması veya kapatılması esnasındaki durumlar modellendirilerek Cligton [7] tarafından incelenmiştir.

Küçük güçlü konvansiyonel türbinler yerine pompaların türbin olarak kullanılmaları ve diğer küçük güçlü türbinlerle verimlerinin karşılaştırılması Engeda [8] tarafından ele alınmıştır. Jameux [9] türbin akış kanallarının ve çark kanadı gibi elemanlarının hesaplarının sonlu elemanlar yöntemiyle bilgisayar kullanılarak yapılmasına ait bir kaç örnek incelemiştir. Genel olarak dönen simetrik eksenli kanallardaki akımın hesaplanması ve akım çizgilerinin hesaplanması Francis ve Pompa-Türbin örnekleriyle Eremeeff [10] tarafından yapılmıştır. Ida [11], gerçek türbin ile model türbinin devir sayısı, debisi, gücü, hidrolik, mekanik ve kaçak verimi gibi değerlerinin hesaplanan ile deneyden elde edilen değerlerin karşılaştırılmasını yapmıştır. Ayrıca 15 adet Francis türbini ve Pompa-Türbin'in muhtelif devir sayılarında ölçülen performanslarındaki kısmi kayıpların analizi ve tesbit edilmesini yapmıştır. Bu hidrolik performans eşitliklerinin çıkarılışının metodunu vererek teorik ve deneysel sonuçlarını karşılaştırmıştır. Osterwalder [12] yarı eksenel akışlı radyal türbinler ve pompaların akış kanal yüzeylerinin ekonomik düzgünlük ve pürüzlülüğü ile uygun verim kaybı arasındaki bağıntıyı incelemiştir. Ayrıca hidrolik pürüzsüzlük (düzgünlük) ile yüzey pürüzlülüğünü karakterize ederek, muhtelif türbin ve pompa tiplerinin akış kanallarının verim kayıpları grafiklerini çıkarmıştır.

Francis türbinlerindeki gelişmeler, boyutsuz katsayılar ve türbine ait bazı geometrik büyüklükler özgül devir sayısının fonksiyonu olarak Schweiger [13] tarafından incelenmiştir. Francis türbin çarklarının projelendirilmesinde geliştirilen bazı metodları Gordon ve ark. [14] kısaca ele almışlardır. Francis türbinlerinin salyangozu, çarkı ve emme borusunun dizaynına ait eşitlik ve grafikler Siervo [15] tarafından çıkarılmış, aynı konular benzer olarak on yıl sonra yeniden değerlendirilerek Lugaresi ve ark. [16] tarafından yeniden yayımlanmıştır.

Su türbinlerinin deney tesisatlarının hazırlanmasına ait değerler Neyrpic firmasının tecrübeleriyle birlikte Puzzo ve ark. [17] tarafından incelenmiştir. Francis türbinlerinin kısmi yüklerde çalışmaları esnasında görülen aksaklıklar, esas ve model türbin deney sonuçlarının mukayesesi Fritsch [18] ile daha sonra farklı bir yayında Bribiesca [19] tarafından yayınlanmıştır. Bir Francis türbini ve modelinin aşırı yükler altındaki dinamik davranışı ve sonuçların karşılaştırılması ise Jacob ve ark. [20] tarafından yapılmıştır.

Fanelli [21] kısmi yüklerde işletilen francis türbinlerinin emme borularında meydana gelen girdap (vorteks) olayının incelenmesini ve teklif edilen bir matematiksel model ile diğer model deneylerinden elde edilen değerlerle gerçek türbin değerlerini mukayese ederek incelemiştir. Bu konuda Angelico ve ark. [22] kısmi yük vorteksinin matematiksel modellenmesi ve vorteks ipçiklerinin açısai durumunun emme borusundaki enerji kazanımına etkisini incelemiştir.

Francis türbin çarklarının santrifüj kuvvetler, su basıncı ve çarkın tabii titreşimi ile uğradığı statik deformasyonlar Dubas [23] tarafından etraflıca ele alınmıştır. Gordon [24] bütün reaksiyon türbinleri için geçerli olan düşü, çark çapı ve çark çıkış hızından ayrı olarak çark kanat sayısı ile emme borusu tipinin de fonksiyonu olarak doğruluğuna daha fazla güvendiği bir türbin devir sayısı eşitliğini, 155 türbin ünitesinin işletme sonuçlarına da dayanarak tavsiye etmektedir.

Gode ve Cuenod [25,26], üç boyutlu Euler hesaplama programı kullanarak Francis türbin çarkındaki nümerik akış analizinin sonuçlarını sundukları yayınlarında, bilgisayarda elde edilenler ile deneylerde bulunan çark giriş ve çıkış hız üçgenlerini karşılaştırarak sonuçlarını incelemişlerdir. Bu konuda Uslu [27] Francis türbinlerinde sonlu elemanlar yöntemiyle daimi, sürtünmesiz ve sıkıştırılmaz akış konusunda çalışma yapmıştır. Dube [28], ultrasonik metodla debi ölçümü yapılarak verimin belirlenmesi konusu üzerinde durarak verim hesaplamalarını ve sonuçların incelenmesini yapmıştır.

Su türbinlerinde kritik kavitasyon katsayısı değerleri imalatçı firmaların kendi araştırmaları sonucu buldukları değerlerle sınırlı kalmaktadır. Bu konuda Gordon [29] emme yüksekliğini "Submergence faktörü" olarak ele almış ve çark çıkışı su hızı, çark kanat sayısı, atmosfer basıncı ile su sıcaklığının bir fonksiyonu olarak bir farklı eşitlik geliştirmiştir. Heygyun ve ark. [30], su türbinlerinin kavitasyon bölgelerinin kavitasyon ve kum tanecikleri ile hızla aşınması konusundaki araştırmasında konuyu, 18 Cr-8 Ni çelik yüzeylerde deneysel olarak incelemiş ve sonuçların tartışmasını vermiştir. Singh [31], çamurlu suların sebep olduğu kavitasyon ve aşınma gibi problemleri inceleyerek bu gibi durumlar için optimum bir Francis türbin çarkı dizaynını yaparak diğer çarklarla mukayese etmiştir.

Francis çarklarındaki kavitasyonun önlenmesi konusundaki yayınında Khan [32], daha çok orta düşülü Francis türbinlerinde görülen çark kanadı giriş kenarı

kavitasyonu üzerinde durarak 3 santralda rapor edilen kavitasyon olaylarına çözüm için iki metod teklif etmektedir. Gordon [33] ise kavitasyonun sebep olduğu metal aşınma kaybının belirlenmesi için bir amprik eşitlik geliştirmiştir.

Bazı yatay eksenli Francis türbinlerinde işletmeye giriş esnasında görülen girişteki ani basınç yükselmesi, deneysel olarak Taulan [34] tarafından incelenmiştir. Glattfelder ve ark. [35], küçük düşülü hidrolik tesislerde PI (Proportional-integral) yönlendirme ve elektronik geri besleme modülü ile hız kontrolü yapılmasını deneysel olarak incelemiştir.

Türbin çarkına suyun istenilen açıda ve debide gönderilmesini sağlayan türbin ayar (yönlendirme) kanatlarının dizaynı bilgisayar destekli olarak Caillot, Casacci, Altieri ve ark. [36,37,38] tarafından araştırılmıştır. Ayar kanatlarının minimum kapatma zamanının belirlenmesinde bir metod, bazı örnek çarklar için uygulanarak Bahamonde [39] tarafından incelenmiştir.

Salyangozlu su türbinlerindeki salyangoz ve kesitlerinin hesaplama metodları incelenerek, kesit dizaynı için bir eşitliğin ele alınıp incelenmesi Audisio [40], salyangoz kafesindeki doğrusal olmayan deformasyonlar da Aronson ve ark. [41] tarafından incelenerek yayınlanmıştır. Francis türbinlerinin boşa alınması sırasında ayar kanatlarının ön tarafında hidrolik dalgalanma sonucu oluşan titreşimin incelenmesi Caillot ve ark. [42] tarafından yapılmıştır.

Francis türbinlerinin çark kanatları ayarlanabilen bir şekli olan Deriaz türbinlerinin dizaynı ve karakteristiklerini kısaca Tokura ve ark. [43] inceleyerek yayınlamışlardır. Biriktirmeli hidroelektrik tesislerde pompa-türbin olarak kullanılan türbinler, çoğunlukla Francis türbinleridir. Bu pompa-türbinlerin dizaynları ve karakteristikleri hakkında deneysel sonuçlarla birlikte Klemm, Amblard, Kita, Mankbadi, Beducci ve ark. [44,.....,48] çalışmalar yapmışlardır.

Türbinlerde enerji dönüşümünü sağlayan çarkın dizayn ve imalatı önemli bir işlemdir. Bu konuda pek çok araştırma ve geliştirme yapılmıştır. Bu çalışmaların en önemlilerinden birisi de örnek projeleriyle birlikte Bovet [49] tarafından yapılandır.

Francis türbinlerinin salyangozu, çarkı, regülasyon mekanizması ve bütün diğer parçalarının dizaynları ve imatları hakkındaki bilgiler Vivier, Peterman, Adolp, Başeşme, Özgür, Yazıcı, Ergin, Gökelim, Ulusoy, Raabe, Krivcheko ve Soğukoğlu [50,.....,62] gibi yazar ve araştırmacıların eserlerinde verilmektedir.

2. HİDROLİK MAKİNALARIN GENEL ESASLARI

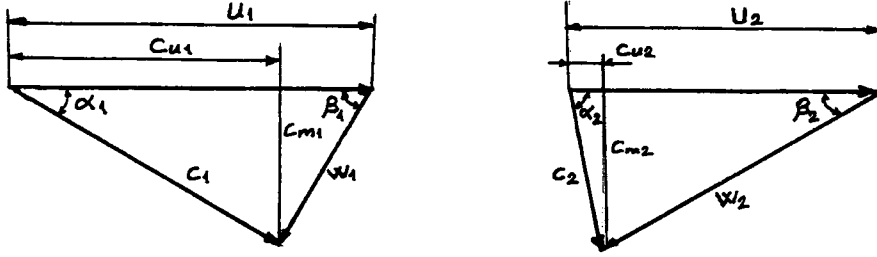
2.1 Türbomakinaların Çalışma Prensipleri ve Genel Denklemleri

Türbomakinalar içinden geçen akışkandan enerji alan veya ona enerji veren rotasyon simetrik makinalardır. Bir türbomakinada enerji dönüşümü sürekli bir biçimde, çark (rotor) adı verilen ve eksenini etrafında dönen, dönel simetrik bir çarkta gerçekleşir. Çark içinden geçen akışkandan enerji alıyorsa makineye "türbin", akışkan çarktan enerji alıyorsa "rotodinamik pompa" veya "türbo pompa" adı verilir.

Türbomakinalarda akışkan ile çark arasında enerji alışverişi olabilmesi için çark kanatları ile donatılmıştır. Çarkdaki kanatlar arasında akışkan, kanatların şekline göre bir yol izlemek zorundadır. Çarka bağlı eksen takımına göre akışkanın yaptığı harekete "izafi (bağıl) hareket", sabit eksen takımına göre akışkanın yaptığı harekete "mutlak hareket" ve yine sabit eksen takımına göre fakat çarka bağlı olarak yaptığı harekete dönme hareketi denir. Akışkanın izafi hızı \vec{w} , çevresel hızı \vec{u} ve mutlak hızı da \vec{c} ile gösterilir. Her an ve her noktada açısal dönme vektörü $\vec{\omega}$ ile

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.1)$$

$$\frac{d\vec{c}}{dt} = \frac{d\vec{u}}{dt} + \frac{d\vec{w}}{dt} + 2\vec{\omega} \wedge \vec{w} \quad (2.2)$$



Şekil 2.1 Türbin çarkı girişi ve çıkışındaki hız üçgenleri

yazılır. Yani, mutlak ivme; çevresel ivme, izafi ivmenin ve Coriolis ivmesinin toplamına eşittir. \vec{c} , \vec{u} , \vec{w} hız vektörlerinin oluşturduğu üçgene de "hız üçgeni" adı verilir, Şekil 2.1.

Çark içindeki akış üç boyutlu olmakla beraber, hesapları kolaylaştırmak için, her dik kesitte ortalama hız göz önüne alınabilir ve akışkanın hızı kesitin her noktasında bu ortalama değere eşit olduğu kabul edilebilir. Tek boyutlu olarak düşünülebilen akım küçük makinalarda gerçeğe yakın sonuç vermektedir. Büyük makinalarda ise eşit debili kısmi makinalara bölerek aynı yaklaşık teoriyi uygulamak mümkündür. Türbomakinada akışkanın çarka girdiği kesit /1/ ve çarktan çıktığı kesit de /2/ indisi ile belirtilir. Türbomakinaların genel denklemleri hem türbinler hem de pompalar için geçerli olduğundan, çark ile akışkan arasında alınıp verilen enerji miktarı eşitliklerde negatif olarak belirtilmeyerek çoğunlukla, kullanılan /1/ ve /2/ indislerine ait terimlerin yerleri değiştirilir.

Hareketli katı cidarlarla sınırlandırılmış bir akımda kütle kuvvetleri bir potansiyelden türerse, bir akışkan parçacığının yörüngesi boyunca enerjisinin değişebilmesi, yani cidarlarla akışkan arasında enerji alışverişi olabilmesi için, akış türbülanssız, sürtünmesiz ve hatta akışkanın izafi hareketi daimi olsa bile, mutlak hız \vec{u} ve basınç,

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{p}{\rho} \right) \neq 0 ; \quad \frac{\partial c}{\partial t} \neq 0 \quad (2.3)$$

ifadesindeki gibi zamanla değişerek dalgalanmalar gösterir.

2.2 Çark Kanat Sayısının Sonsuz ve Sonlu Olması Durumları

Türbomakinalar ile ilgili sonsuz kanat sayılı çark teorisi olarak da bilinen Euler tarafından yapılan basit ve yaklaşık teoride,

- a) akışkan sürtünmesiz (mükemmel) ve sıkıştırılmaz;
- b) akışkanın mutlak hareketi sürekli, çarkın açısal hızı sabit;
- c) çarkın kanat sayısı sonsuz;
- d) gerek çarka girişte ve gerekse çarktan çıkışta mutlak hareketin simetrik olduğu (kanat sayısı sonsuz ve mutlak akış sürekli olduğundan)

kabul edilir. Bu durumda hareket miktarı momenti, akışkanın çarka uyguladığı M_E momentini (Euler momentini),

$$M_E = \rho Q (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) = \rho Q (r_1 c_1 \cos \alpha_1 - r_2 c_2 \cos \alpha_2) \quad (2.4)$$

şeklinde verilir. Hidrolik güç bağıntıları da şöyle olur:

$$N_h = \rho Q (c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2) \quad (2.5)$$

1 kg akışkandan çarka verilen enerji:

$$gH_E = c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2 = c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2. \quad (2.6)$$

Türbinde H_E değerine "Euler düşüsü (yüksekliği)" adı verilir. Kanat sayısı sonsuz kabul edildiği için bazen " H_E " yerine " H_{∞} " yazılır. Birim akışkan kütlesi başına akışkandan alınan enerji de,

$$Y_E = gH_E \quad (2.7)$$

olur. \vec{c} mutlak hızının r yarıçaplı daire çevresi boyunca sirkülasyonu Γ ile gösterilir ve simetri de göz önüne alınırsa türbin için

$$\begin{aligned} \Gamma_1 &= 2\pi r_1 c_1 \cos \alpha_1, \Gamma_2 = 2\pi r_2 c_2 \cos \alpha_2 \\ Y_E &= gH_E = (n/60)(\Gamma_1 - \Gamma_2) \end{aligned} \quad (2.8)$$

elde edilir. Çarka giriş ve çıkış hızlarıyla da H_E ,

$$H_E = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2.9)$$

$\frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2 + u_1^2 - u_2^2 + w_1^2 - w_2^2)$

şeklinde bulunur. Bu ifadeden Euler yüksekliğinin sadece çarka giriş ve çıkış kesitlerindeki hızlara bağlı olduğu görülmektedir.

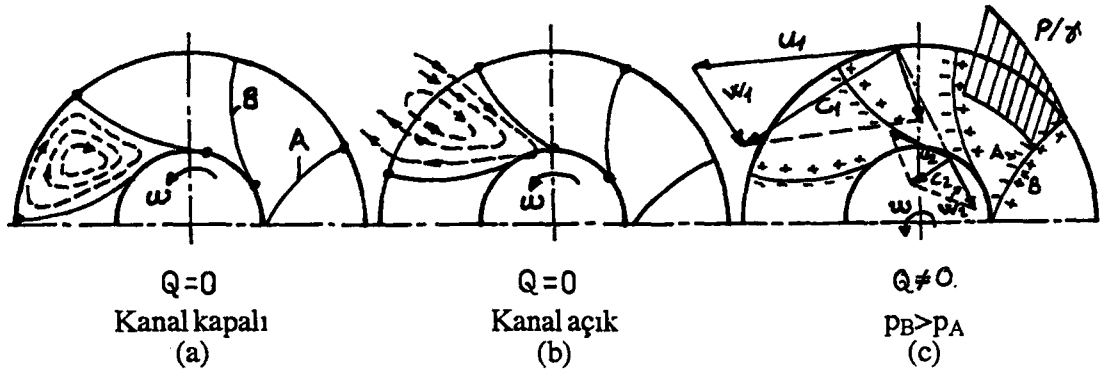
Türbin çarkı kanat sayısının sonlu olması durumunda, akışkan sürtünmesiz de olsa komşu iki kanadın oluşturduğu sonlu boyutlardaki kanallardan akan akışkanın mutlak hızı ve basıncı dalgalanmalar gösterdiği için (kanat kalınlıkları akışı engellemektedir), çarka girişte dönele simetri gerçekleşse bile, çarktan çıkışta gerçekleşmez. çark kanadının çıkış kenarının farklı çap ve açıda olmasından her akış ipçığının çıkış noktasındaki mutlak hızı ve α_2 çıkış açısı farklı olur.

Akışkanın mutlak hareketi potansiyel olmasına rağmen, çarkın kanalları içindeki bağıl hareketi girdaplıdır.

Çark kanat sayısının sonlu olması başlıca şu üç önemli sonucu doğurur:

1. Türbinde akışkan tarafından itilen kanadın A yüzü üzerinde merkez yönünde, kanadın B sırtı üzerinde merkezkaç yönde olmak üzere, dik kesit içinde (şekil 2.2.a,b) bir izafi sirkülasyon meydana gelir. Bundan dolayı türbin çalışırken kanatlar arasındaki akışın merkeze doğru olmasından bu izafi hız ile sirkülasyon hızının toplamı sonucu kanadın B yüzündeki hızın küçülüp basıncın arttığı, A yüzünde ise akış hızının artıp basıncın düştüğü görülmektedir, Şekil 2.2.c. Bu basınç farklılığı çarkın dönüş yönünde dönme momenti oluşmasını sağlar.

2. Çarktan çıkışta w_2 hızı kanat yüzeyine teğet olmaz, pompa çarkında ($-\vec{u}$), türbin çarkında ise (\vec{u}) hızı üzerine doğru sapar, Şekil 2.2.c. Çarkın kanat sayısı azaldıkça bu sapma artar. Bundan dolayı hız üçgenindeki β_2 açısı, aynı açının sonsuz kanat halindeki değeri olan $\beta_{2\infty}$ dan daha küçüktür. Bu sebeplerle H_{teo} (teorik yükseklik) sonsuz kanat halindeki H_E (veya H_{teo}) den daha küçüktür. $H_E(H_{teo})$ Euler yüksekliği çarkın geometrik verileri yardımıyla kolayca hesaplanabilen yaklaşık bir



Şekil 2.2 Türbin çark kanatları arasında akış ve hız üçgeni

değer olup, kanat sayısı sonsuz olamayacağı için türbomakinalarda bu değere erişilemez.

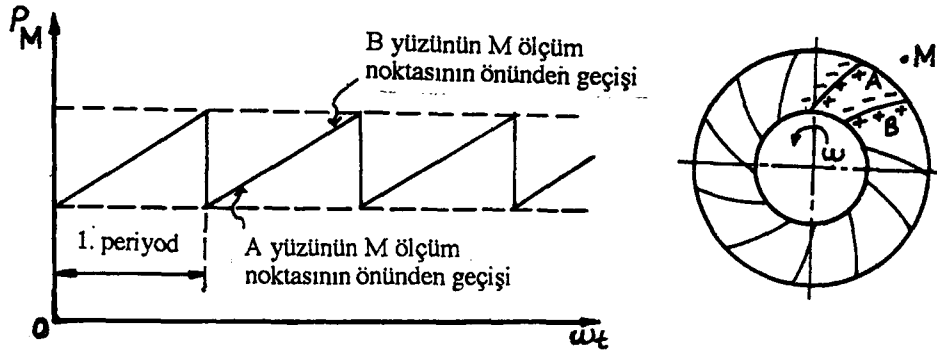
3. çark içinden geçen akışkan mükemmel (sürtünmesiz) olsa bile bir türbin çarkında, eksen üzerinde merkezli ve çarka bağlı bir dairenin çevresi üzerinde (yani kanatların aralıklarında) çarkın dönme yönünde akışkanın basıncının arttığı gösterilebilir, Şekil 2.2.c .

Bu yüzden çark çıkışında sabit bir nokta önünden kanatlar arka arkaya geçerken ölçülen basınç değerinde farklılıklar görülür, Şekil 2.3 .

A yüzü ölçüm noktasının önünden geçerken bu noktada basınç minimum, aynı kanadın B yüzü geçerken de basınç maksimum olur. Böylece M noktasındaki basınç da zaman içinde testere ağzına benzeyen değişimler gözlenir, Şekil 2.3 . çarkın kanat sayısı arttıkça bu titreşimlerin hem periyotları ve hem de genlikleri küçülür.

2.3 Türbomakinalarda Enerji Dönüşümü

Yukarıdaki Şekil 2.2'de gösterildiği gibi geçiş akışı ile izafi sirkülasyon beraberce çarkta enerji dönüşümünü ve çarkın dönmesini sağlayan çark kanat kuvvetini oluşturmaktadır. Aşağıda açıklanan kanat kuvvetleri, basit bir görüş



Şekil 2.3 Türbin çark kanatlarında basınç dağılımı

açısından ele alınmaktadır. Sürtünme kuvvetleri hesaba katılmadan, yalnız kütle kuvvetleri söz konusu edilerek, çarkla birlikte hareket eden bir kanat dizininde bir izafi akışın oluştuğu göz önüne alınmaktadır. Böyle bir düzende reaksiyon (farklı basınç) ve aksiyon (eşit basınç) türbinlerinde aşağıdaki atalet kuvvetleri söz konusudur:

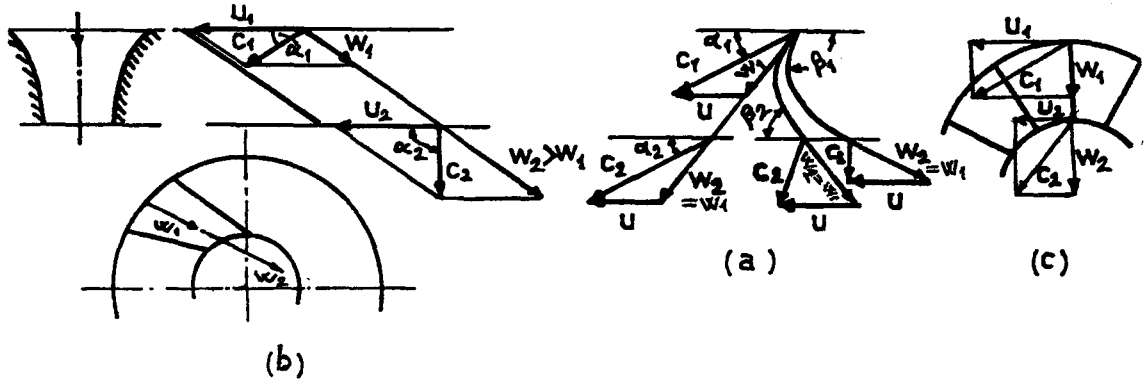
a) çark kanatlarında izafi hızın yön değiştirmesinin sebep olduğu impuls kuvvetleri: Akışın eğrisel bir yörünge izlemesi dolayısıyla açığa çıkan merkezkaç kuvvetlerin kanat dizininin hareket yönündeki izdüşümleri harekete geçirici impuls (etki) kuvvetini temsil etmektedir (Şekil 2.4.a).

b) Kanat kanallarının akış boyunca daralması (veya genişlemesi) sonucu izafi hızın değişmesi dolayısıyla oluşan kuvvetler (Şekil 2.4.b).

Bu değişme kanatların eğri veya düz olmasından bağımsız olarak aynen roketlerde olduğu gibi bir tepki kuvveti oluşturur. İmpuls kuvveti burada reaksiyon kuvveti olarak etki etmektedir.

Dönme hareketi yapmakta olan kanat kanalları arasındaki bu hızlanan akış reaksiyon derecesinin sıfırdan farklı olduğu durum için söz konusudur. Diğer yandan hızın şiddetinin değişmemesi ve dolayısıyla statik basıncın aynı kalması halinde (a) bölümünde sözü edilen impuls etkisi mevcuttur. Böylece eşit basınçlı türbinlerde (eksenel halde) harekete geçirici kuvvetler yalnız yön değiştirme etkisiyle doğmaktadır.

Dolayısıyla eşit basınçlı kanatların büyük bir sapma yaparak çengel biçimini aldığı açıklık kazanmaktadır. Bir eşit basınç türbininde (Şekil 2.4.a) sapma açısı $|\beta_1 - \beta_2|$



Şekil 2.4 Kanatlar arasındaki akış sonucu oluşan kuvvetler

büyüdükçe c_2 çıkış mutlak hızının ve dolayısıyla çıkış kaybının küçüldüğü görülmektedir (burada eşit basınçlılık dolayısıyla $w_1 = w_2$ alınmıştır). Şekil 2.4.b'de düz kanatlar halinde hız üçgenleri görülmektedir. Bu kanatlar şekildeki gibi akış boyunca daralan halka şeklindeki bir dönele yerleştirilmiştir. Burada (a) bölümündeki impuls etkisi mevcut değildir. Yani w_1 ve w_2 hızları aynı yöndedir. Ancak w_1 'in w_2 değerine yükselmesi sonucunda doğan tepki (reaksiyon) kuvveti dolayısıyla $(r_1 c_1 \cos \alpha_1 - r_2 c_2 \cos \alpha_2)$ farkı oluşmuş ve Y_k birim kütle tarafından kanada verilen enerji

$$Y_k = \omega (r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) \quad (2.10)$$

varlık kazanmıştır [51].

c) Kanat kanalları içindeki akışkan parçacıklarının dönme ekseninden uzaklıklarının değiştiği hallerde, parçacıklar çevresel hızları değişik bölgelerden geçtiğinde "Coriolis ivmesi" etkili olmaya başlar. Şekil 2.4.c'de görülen düz merkezci kanat halinde harekete geçirici momenti yalnız Coriolis kuvvetleri oluşturur. Çünkü burada (a) bölümündeki impuls kuvvetleri söz konusu olmadığı gibi, (b) bölümündeki tepki kuvvetleri de eksenden geçtikleri için karşılıklı birbirlerini dengeleyerek dönme momenti meydana getirmezler.

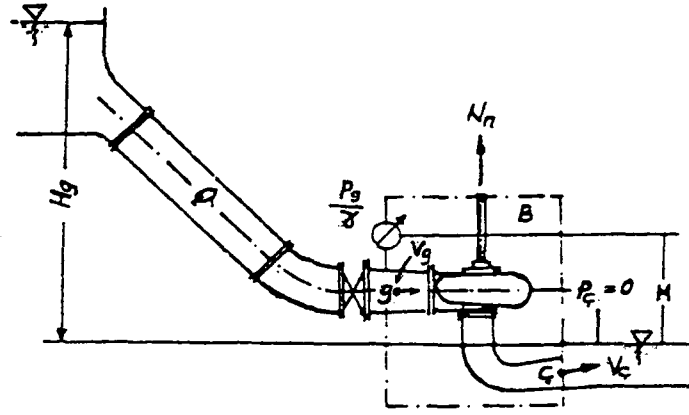
2.4 Türbomakinaların Tanım Sayıları ve Verimler

Bir su türbininin yükleme odasındaki serbest su seviyesi ile suyun türbinden çıktığı seviye (reaksiyon türbinlerinde emme borusu çıkış su seviyesi, pelton türbinlerinde ise püskürtücü pelton dairesine teğet olduğu nokta) arasındaki kot (yüksekti) farkına o türbinin geometrik (jeodezik) düşüsü veya ham (brüt) düşüsü adı verilir ve H_g ile gösterilir. Türbine giren birim kütledeki akışkanın türbine bıraktığı toplam enerji miktarına tekabül eden yüksekliğe o türbinin "net düşüsü" adı verilir ve H_0 veya H_n ile gösterilir.

Şekil 2.5'te giriş vanasından hemen sonraki kesit olan türbine giriş kesiti (g) ve türbinden çıkış noktası da (ç) indisi ile gösterilirse net düşü aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$H_0 = H_n = (z_g - z_ç) + \frac{p_g - p_ç}{\gamma} + \frac{\alpha_{k_g} V_g^2}{2g} - \frac{\alpha_{k_ç} V_ç^2}{2g} \quad (2.11)$$

Burada türbin emme borusundan çıkışta su atmosfer basıncına çıktığı için $p_ç = p_{at}$ olmaktadır. Kinetik enerji katsayıları α_{k_g} ve $\alpha_{k_ç}$ için türbülanslı akışta $\alpha_k = 1$, laminar akışta ise $\alpha_k = 2$ hesaplanmıştır [62]. Türbin girişinde türbülanslı akış olacağı için $\alpha_{k_g} = 1$ alınmasına karşılık türbin çıkışında her ne kadar hız küçülerek laminar akış oluşmuşsa da akış kesitindeki hız dağılımının düzgün olmasından dolayı $\alpha_{k_ç} = 1$ alınmaktadır [55].



Şekil 2.5 Francis türbininde net düşü

Türbin geometrik düşüsünden (H_g) yükleme odası ile türbin boşaltma kanalı arasındaki toplam akış kayıplarının ve türbin emme borusu çıkışında kullanılmadan atılan hız ve basınç yüksekliklerinin çıkarılmasıyla türbin net düşüsü H_0 elde edilir.

Türbomakinanın içinde meydana gelen çeşitli enerji kayıplarına bakılmadan, türbinin akışkandan aldığı güce teorik güç N_0 denir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$N_0 = N_{teo} = \rho g Q H_0 = \gamma Q H_0 \quad (2.12)$$

Hidrolik güç N_h , teorik güçten N_{teo} , hidrolik akım kayıpları ile kaybolan gücün N_{vh} ve türbin rotoru dönme aralıklarından kaçak sular nedeniyle kaybolan gücün N_σ çıkarılmasıyla elde edilir.

$$N_h = N_{teo} - N_{vh} - N_\sigma = \gamma Q H_0 - \gamma Q \sum h_{vi} - \gamma Q_\sigma H_0 \quad (2.13)$$

Burada $\sum h_{vi}$ toplam hidrolik kayıp yüksekliği, Q_σ ise türbin dönme aralıklarından kaçan kaçak debidir. Hızlar cinsinden hidrolik güç ise

$$N_h = \rho Q (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2) \quad (2.14)$$

şeklinde ifade edilir.

Türbin rotorunun türbin miline verdiği güç N_i ; hidrolik güçten türbin rotorunun su ile sürtünme kayıplarının çıkarılmasıyla elde edilir.

$$N_i = N_h - N_R \quad (2.15)$$

Burada rotor su sürtünme kayıp gücü $N_R = k n^3 D_1^5$ ifadesiyle bulunur. Bu ifadede k deneyle bulunan bir katsayı, n türbin rotoru devir sayısı ve D_1 rotor giriş çapıdır.

Türbin milinden generatöre verilen güç N_n aşağıdaki ifade ile bulunur.

$$N_n = N_i - N_m \quad (2.16)$$

Burada N_m türbin ayar kanatlarındaki ve salmastralarla yataklardaki sürtünmeler nedeniyle kaybolan güçtür. Güç ifadelerine göre verim ifadeleri ise aşağıdaki gibidir.

Debisel (hacimsel) verim	: $\eta_v = (Q - Q_c) / Q$;
Türbin rotoru iç verimi	: $\eta_i = (N_h - N_R) / N_h = N_i / N_h$;
Mekanik verim	: $\eta_m = (N_i - N_m) / N_i = N_n / N_i$;
Türbin toplam verimi (genel verim)	: $\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_i \cdot \eta_m$.

Özgül hız: En iyi verim noktasında, çalışma karakteristikleri H_n , Q , n olan bir türbomakinaya benzer makinalar içinde türbinde $H_0=1$ m net düşüde en iyi verimle çalışırken debisi $Q=1$ m^3 / s olan makinanın devir sayısına esas makinanın özgül hızı denir n_{sq} veya n_q ile gösterilir.

$$n_{sq} = n_q = \frac{n}{\sqrt{H_n}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H_n}}} \quad (2.17)$$

dir. Burada Q debisinin birimi m^3 / s ; H_n düşüsünün birimi m ; n ve n_{sq} birimi ise d/dak' 'dir. Yukarıdaki ifadede türbomakinanın Q debisi yerine N_n mil gücü göz önüne alınarak aşağıdaki gibi başka bir özgül hız tanımlanır.

Bir türbinin n_f özgül hızı o makinaya benzer olan ve aynı cins akışkanla, 1 m net düşü altında çalışıp en iyi verimle milinden 1 BG güç veren makinanın dakikadaki devir sayısıdır.

$$n_s = \frac{n}{H_n} \sqrt{\frac{N_n}{H_n}} = \frac{nN_n^{1/2}}{H_n^{5/4}} \quad (2.18)$$

Gerek n_{sq} ve gerekse n_s değerleri türbomakinanın tipini ve konstrüksiyon biçimini belirleyen önemli bir karakteristik büyüklük olmakla birlikte birbirinden bağımsız değillerdir.

Türbinler için,

$$n_s = 3.65 n_{sq} \sqrt{\eta} \quad (2.19)$$

bağıntısı vardır.

Boyutsuz özgül hız ise aşağıdaki ifadeyle verilmektedir.

$$\omega_q = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (2.20)$$

Bir diğer boyutsuz özgül hız katsayısı ise aşağıdaki gibidir [49].

$$n_0 = \frac{\omega(Q/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} \quad (2.21)$$

Türbomakinaların dizaynında ve mukayesesinde kullanılan hız, basınç ve debi katsayıları boyutsuz olarak aşağıdaki gibi tanımlanmışlardır.

Teğetsel (çevresel) hız katsayısı	:	$k_u = u / \sqrt{2gH}$
izafi (bağıl)	" "	$k_w = w / \sqrt{2gH}$
Mutlak	" "	$k_c = c / \sqrt{2gH}$
Meridyen	" "	$k_{cm} = c_m / \sqrt{2gH}$
Mutlak hızın teğetsel bileşeni katsayısı:		$k_{cu} = c_u / \sqrt{2gH}$

Türbinler için basınç ψ ve debi ϕ katsayıları da aşağıdaki gibidir.

$$\psi = (gH_0) / u_1^2 \text{ veya } (2gH_0) / u_1^2; (gH_0) / (\omega^2 D_1^2) \quad (2.22)$$

$$\varphi = Q / (u_1 D_1^2) \text{ veya } Q / (w D_1^3); Q / (n D_1^3) \quad (2.23)$$

Bütün bu boyutsuz sayılar türbomakinanın özgül hızına bağlı olup benzer makinalarda değerleri sabit kalır.

Su türbinlerinde reaksiyon derecesi r_e , türbin çarkının akışkandan aldığı toplam enerjinin ne kadarının potansiyel enerji olduğunu belirtmek için tanımlanan bir sayıdır.

$$r_e = \frac{p_1^* - p_2^*}{\rho g H_0} = \frac{(p_1 + \gamma Z_1) - (p_2 + \gamma Z_2)}{\gamma H_0} = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2gH_0} + \frac{\xi_{1-2}}{H_0} \quad (2.24)$$

Pelton türbini gibi aksiyon türbinlerinde suyun yalnız kinetik enerjisinden yararlanıldığı için $p_1 = p_2$ ve $r_e = 0$ 'dır.

Francis, uskur çark ve Kaplan tipi türbinlerde reaksiyon derecesi 0.5 ila 0.75 mertebesinde dir. çark içindeki yük kayıpları ihmal edilerek ve ayrıca $c_{m1} = c_{m2}$ alınır sa türbinlerde ($\alpha_2 = 90^\circ$ η_d dağıtıcı verimi olmak üzere),

$$r_e \equiv 1 - \frac{c_{v1}}{2u_1}; \quad r_e = 1 - \frac{\eta_h^2 \cdot \psi}{4\eta_d} \quad (2.25)$$

elde edilir.

3. SU TÜRBİNLERİNİN DİZAYNI

3.1 Su Türbinlerinin Dizaynında ve Veriminde Gelişmeler

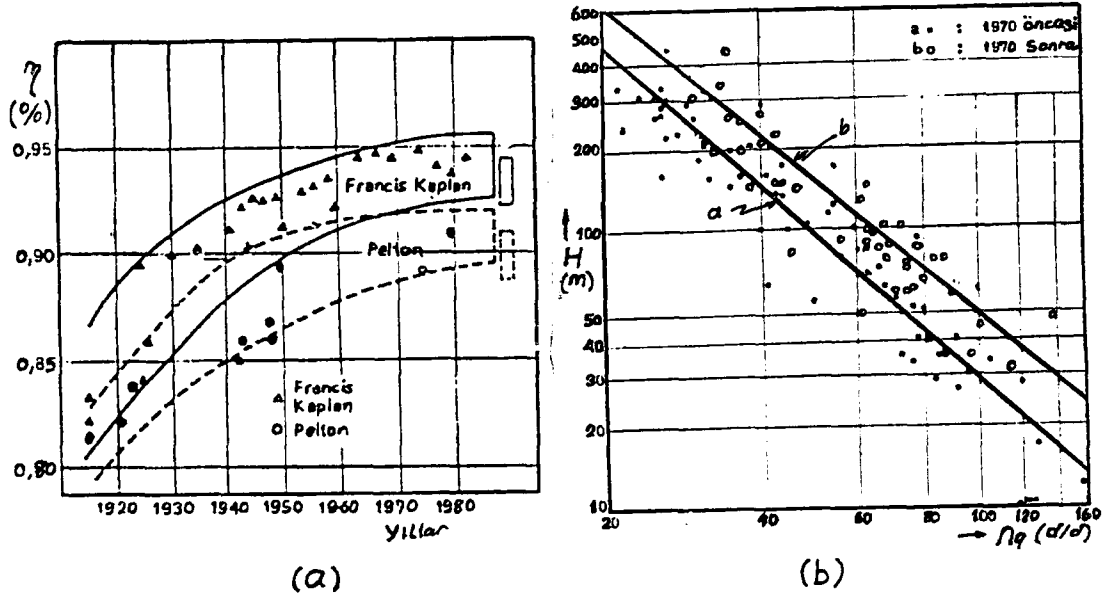
Su türbinlerinde 1900'lü yıllarda başlayan gelişmeler günümüzde had safhaya varmıştır. Şekil 3.1.a'da görüldüğü gibi bu yüzyılın başlarında maksimum türbin verimi %80 civarında iken son yıllarda özellikle büyük güçlü makinalarda %95'lere varmıştır.

Özgül devir sayısına göre dizayn düşüsü de yıllara göre artış göstermiştir. 1970 öncesi ve 1970 sonrası özgül hız değerine karşılık gelen dizayn düşüleri Şekil 3.1.b'de gösterilmiştir [13]. Birim makina düşüsündeki bu artış makina boyutunun aynı kalmasına karşılık birim makina gücünün arttığını göstermektedir.

3.2 Francis Türbinlerinin Dizayn Değerleri

Francis türbinlerinin dizaynı imalatçı firmalara ve araştırmacılara göre bazı farklılıklar arz etmektedir. imalatçı firmalar imal edecekleri türbinin küçültülmüş bir modeli üzerinde deneyler yaparak onun, normal işletme şartlarında karşılaşılabileceği aksaklıkları tesbit ederek onları gidermeye çalışırlar. Bu deneyler ve çalışmalar sonucu dizayn için her firma ve araştırma kurumları kendilerine has formüller, tablolar ve grafikler elde etmişlerdir.

Bu çalışmada dizayn değerleri olarak bazı araştırmacıların kabul ederek kullandıkları metodlar ve yollar kullanılacaktır.



Şekil 3.1 a) Yıllara göre türbin verimlerinin mukayesesi
b) Özgül hız-düşü (n_q - H) diyagramı

Dizayn için önce debi Q , düşü H ve tesis yerinin deniz seviyesinden yüksekliği gibi ana değerlerin verilmesi veya tesbit edilmesi gerekmektedir. Daha sonra türbinin boşaltma suyu seviyesinden ne kadar yükseğe veya aşağıya monte edileceğinin belirlenmesi için kritik kavitasyon katsayısının tesbiti ve türbinin kavitasyonsuz çalışması için emme yüksekliği H_s belirlenmelidir. Kritik kavitasyon katsayıları özgül devir sayısına bağlı olarak grafiklerde verilmektedir. Özgül devir sayısının tesbiti için, türbin devir sayısı generatör kutup sayısına uyum sağlayacak şekilde kabul edilir, sonra diğer hesaplara göre büyütülebilir veya küçültülebilir. Ayrıca, devir sayısının yüksek seçilmesi büyük makinalarda santrifüj kuvvetlerden dolayı hasara yol açabileceği ve kavitasyona sebep olabileceği için tercih edilmez.

Francis türbinlerinin çalışma sahasında (2.17) eşitliğiyle verilen n_q özgül devir sayısı, $n_q=25:120$ d/dak aralığında bulunur.

Tesisin kavitasyon katsayısı aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir:

$$\sigma_t = \frac{H_a - H_v - H_s}{H_n} \quad (3.1)$$

Burada,

H_a : Tesisin bulunduğu yerdeki atmosfer basıncı (mSS), (H_a deniz seviyesinde 10.33 mSS alınır ve her 900 m yükseldikçe 1 mSS azalır);

H_v : çalışma suyunun buharlaşma basıncı (mSS), H_v çalışma suyu sıcaklığına göre değişir ve Tablo 4.2'de verilmektedir;

H_s : Türbin emme yüksekliği (m), çark eksenini ile çıkış suyu seviyesi yüksekliği;

H_n : Nominal net hidrolik düşü (mSS) dir.

Türbinin kavitasyonsuz çalışabilmesi için $\sigma_t \geq \sigma_{kr}$ olmalıdır. Ayrıca türbinin yüksek verimle çalışması için σ_t , σ_{kr} 'ye yakın alınmalıdır. Kritik kavitasyon katsayısı aşağıdaki eşitlik ile de hesaplanabilir [13].

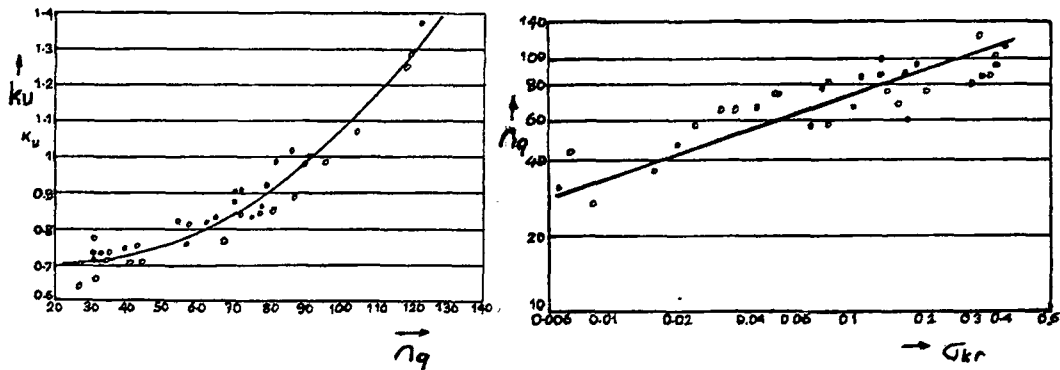
$$\sigma_{kr} = 2.464 \cdot 10^{-7} n_q^{3.01} \quad (3.2)$$

Türbin çarkına ait boyutların hesabı, özgül devir sayısına göre Şekil 3.2'deki grafik de kullanılarak aşağıdaki eşitliklerle yapılabilir [13].

İlk önce çark giriş çapı hesaplanarak diğer boyutlar bu değere göre belirlenir:

$$k_u = 0.75019 - 3.154 \cdot 10^{-3} n_q + 6.361 \cdot 10^{-5} n_q^2, \quad (3.3)$$

$$D_1 = k_u \sqrt{2gH} \cdot 60 / (\pi n), \quad (3.4)$$



Şekil 3.2 n_q özgül devir sayısına göre k_u ve σ_{kr} grafikleri

$$D_2 / D_1 = 0.116024 + 0.004906 \cdot n_q, \quad (3.5)$$

$$D_o / D_1 = 1.19985 - 0.0002495 \cdot n_q, \quad (3.6)$$

$$B_o / D_1 = -0.00702 + 0.003798 \cdot n_q, \quad (3.7)$$

Türbin salyangozuna su giriş hızı ve emme borusu çıkışı su hızı,

$$V_{SP} = 13.07786 - 0.085237 \cdot n_q, \quad (3.8)$$

$$V_{DT} = 2.2861 + 0.002162 \cdot n_q \quad (3.9)$$

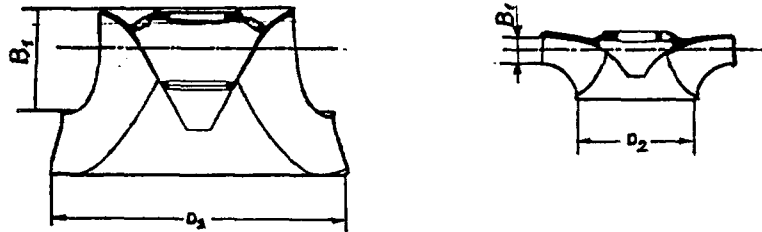
ifadeleriyle hesaplanabilir [13]. Francis türbininin çark boyutları Şekil 3.3'de görülmektedir.

Francis türbinlerinin çarklarının dizaynında Th Bovet metodu da gerek çark kanalının boyutlandırılmasında ve gerekse kanatlarla birlikte çarkın komple boyutlandırılıp çizilmesinde tercih edilen bir metoddur. (2.21) eşitliği ile verilen boyutsuz özgül devir sayısı, $n_0 = \omega \sqrt{Q / \pi} / (2gH)^{3/4}$ ifadesinden bulunarak, buradan çark çıkış yarıçapı R_2 ve buna bağlı olarak da diğer boyutlar bulunur.

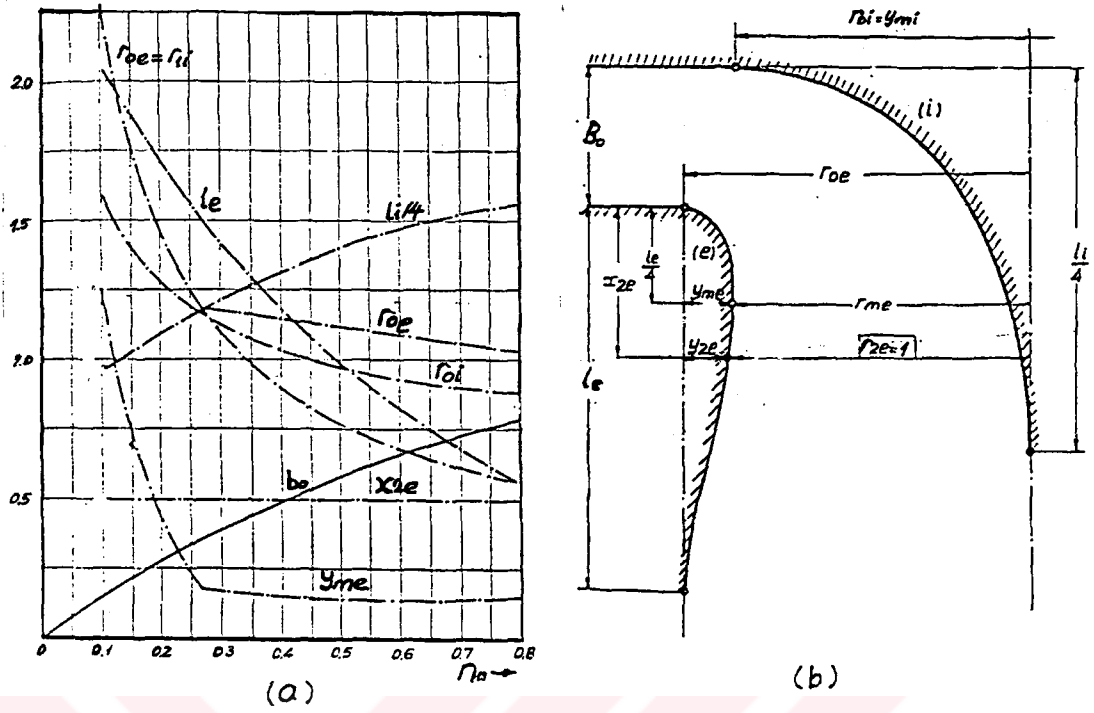
Çarkın çıkış yarıçapı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$R_{2e} = \left(\frac{Q}{\pi \omega \delta} \right)^{1/3} \quad (3.10)$$

Burada δ maksimum verim noktasına ait debi katsayısı olup ortalama $\delta \cong 0.27$ dir.



Şekil 3.3 Türbin çarkı boyutları

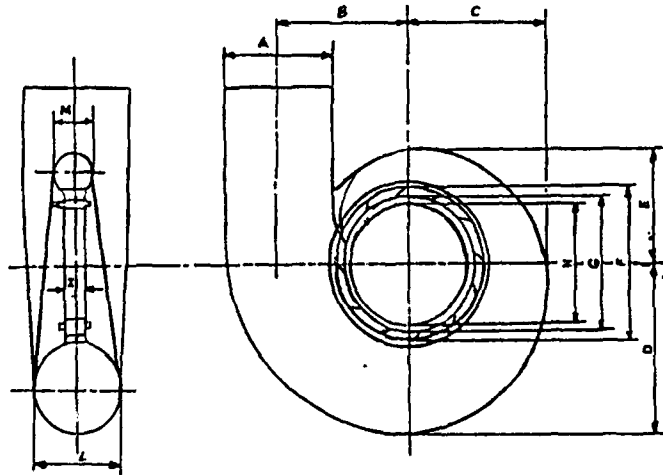


Şekil 3.4 a) özgül devir sayısına bağlı çark kanalının karakteristik boyutları
b) kanalın boyutlarının gösterilişi

çarka girişte R_{1i} yarıçapı da,

$$R_{1i} = \left(\frac{2gH}{\omega^2 \psi} \right)^{1/2} \quad (3.11)$$

ifadesiyle özgül devir sayısına bağlı kalmadan, basınç katsayısı $\psi \cong 1.72$ alınır.



Şekil 3.5 Francis türbin salyangozu boyutları

Şekil 3.5'de gösterilen Francis türbini salyangozunun boyutları, özgül devir sayısı n_s 'in fonksiyonu ve çark çıkış çapının (D_2) katları olarak aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilir.

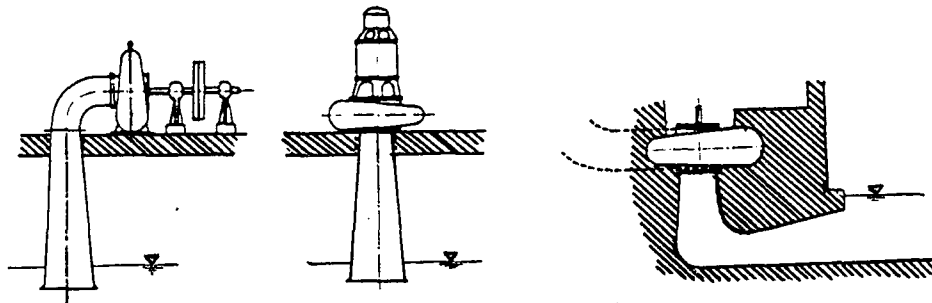
Bu eşitlikler;

$$\begin{aligned} A / D_2 &= 1.2 - 19.56 / n_s; & B / D_2 &= 1.1 + 54.8 / n_s; & c / D_2 &= 1.32 + 49.25 / n_s \\ D / D_2 &= 1.50 + 48.8 / n_s; & E / D_2 &= 0.98 + 63.6 / n_s; & F / D_2 &= 1 + 131.4 / n_s \\ G / D_2 &= 0.84 + 96.5 / n_s; & H / D_2 &= 0.7 + 81.75 / n_s; & I / D_2 &= 0.1 + 6.5 \cdot 10^{-5} n_s \\ L / D_2 &= .88 + 0.00049 n_s; & M / D_2 &= 0.60 + 0.000015 n_s \end{aligned}$$

Şeklindedir[15].

Türbin çark çıkışına monte edilen ve çıkış suyunu türbinden uzaklaştırarak çarktan çıkışta kaybolan bir kısım enerjinin geri kazanımını sağlayan emme borusu (difüzör veya yayıcı) adı verilen eleman bulunmaktadır. Küçük türbinlerde emme borusu dairesel kesitli konik bir borudan ibarettir ve sacdan imal edilir. Koni açısının büyük olması daha fazla enerji geri kazanımı için iyi ise de bu açının 20^0 ' den büyük olması verimi çok düşürür. Emme borusu boyunun ve koniklik açısının hesaplanmasında atık kinetik enerjinin %1 den küçük olması, hatta %0.5'e kadar inmesi istenir.

Emme yüksekliği kavitezyon faktörü ile sınırlı olduğundan kazı masraflarını azaltmak ve aynı zamanda emme borusu sağlayabilmek için büyük gruplarla dirsekli emme borusu çözümüne gidilir. Emme borusu tipleri Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.6 Muhtelif emme borusu tipleri

Büyük türbin tesislerinin emme boruları özellikle betonarme yapılı ve bazen iç kısımları sac ile kaplanır. Emme borusunun düşey kısmı en verimli kısımdır ve toplam koniklik açısı $14^{\circ} + 16^{\circ}$ arasında seçilir. Dirsekte hız azalması yapılmaz. Yatay kısımda hız hafif azaltılır ve yatay kısım genellikle dikdörtgen kesitli olur [54]. Emme borusu (yayıcı) verimi aşağıdaki ifade ile verilmektedir.

$$\eta_D = 1 - \frac{2g \xi_{3-4}}{\alpha_{k3} c_3^2 - \alpha_{k4} c_4^2} \quad (3.12)$$

Burada ; ξ_{3-4} : Emme borusu içinde oluşan toplam kayıplar, α_{k3} ve α_{k4} : Emme borusu girişi (3) ve çıkışı (4) kinetik enerji katsayılarıdır. α katsayıları kesitlerdeki hız dağılımlarına ve çalkantı değerlerine bağlı olup 1'den büyüktür. Emme borusu girişi hız dağılımı düzgün ve akış türbülanslı olduğu için $\alpha_{k3} \cong 1$ alınabilir [55]. α_{k4} düz konik emme borularında 1.2 ila 1.5, kaplan türbini emme borularında 1.5 ila 2.5 ve dirsekli emme boruları ile ayar kanatları hareketli çark kanatları sabit türbin emme borularında 3 ila 6 değerlerinde olabilmektedir [55].

İyi bir emme borusunun verimi 0.90 ve daha yüksek olabilirken dirsekli emme borularında verim 0.60'a kadar inebilmektedir.

Reaksiyon türbinlerinde çark içerisine gönderilen suyun istenilen açıda yönlendirilmesi ve çalışma için istenilen debinin ayarlanmasını sağlayan çarkı çepeçevre saracak şekilde ayar kanatları (yönlendirme kanatları ve hareketli kanatlar) yerleştirilmiştir. Bu kanatlar muylu eksenleri etrafında dönebildikleri için hareketli kanatlar adı ile anılmaktadırlar. Bu kanatlardan ayrı olarak salyangoz çıkışına sabit olarak yerleştirilen hem salyangoza destek sağlayarak mukavemetini artıran hem de salyangozdan çıkıp ayar kanatlarına girecek olan suya bir ön dönme (sapma) sağlayan sabit kanatlar vardır. Bu kanatların sayısı sürtünme ve çarpma kayıpları en az olacak ve gerekli görevini yerine getirecek şekilde tecrübelerle dayanarak uygun sayıda seçilir.

Hareketli ayar kanatlarının sayısı için türbin büyüklüğü, ayar kanatları uzunluğu, muylu çapı ve türbin net düşüsü gibi bazı özelliklere göre tecrübeler de gözönünde tutularak tesbit edilir. Ayar kanatları formu da uygun giriş açısı sağlamak ve en az kayba sebep olan formda olmalıdır.

Ayar kanatlarına etkiyen kuvvet aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir [50].

$$F_{H_0} = 1000 H_0 \frac{\pi D_t}{Z_0} B_0 \quad (3.13)$$

Burada, ayar kanatları sayısı Z_0 , yüksekliği B_0 , eksen çapı D_t ve H_0 türbin düşüsüdür.

Ayar kanatları, muylu eksenlerinde hareket ederek gerekli çalışmaları yapabilmesi için biyelerle ayar kanatları çemberine tesbit edilirler. Ayar kanatları çemberi ise kendisini hareket ettirecek hidrolik veya başka bir sistemle, türbinin o anki en uygun çalışma şeklini ayarlayan elektronik veya mekanik bir regülatör sistemi ile bağlantılıdır.

Ayar kanatlarında basınç enerjisinin hız enerjisine dönüşü dolayısıyla ortaya çıkan kayıplar yöneltici verimi η_y ile temsil edilir. Bu verim

$$\eta_y = \frac{\text{Yönelticide üretilen kinetik enerji}}{\text{Harcanan basınç enerjisi}}$$

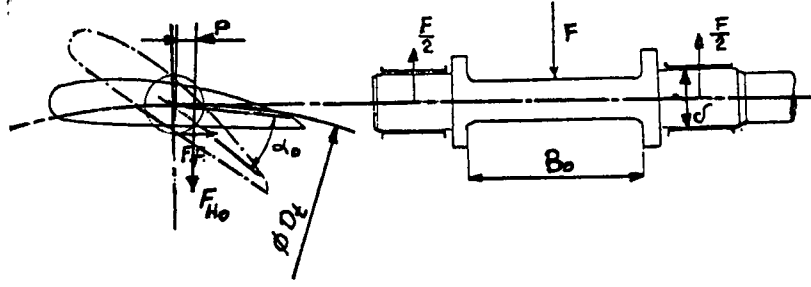
şeklinde ifade edilerek, çark kanatları arasındaki basınç farkı, $(p_0 - p_3)$ aralık basıncı esas alınarak hesaplanan özgül enerji Y_a ve çark girişindeki (yöneltici çıkışındaki) hız bileşkesi c_{0u} ile

$$\eta_y = \frac{c_{0u}^2 / 2}{Y - Y_a} \quad (3.14)$$

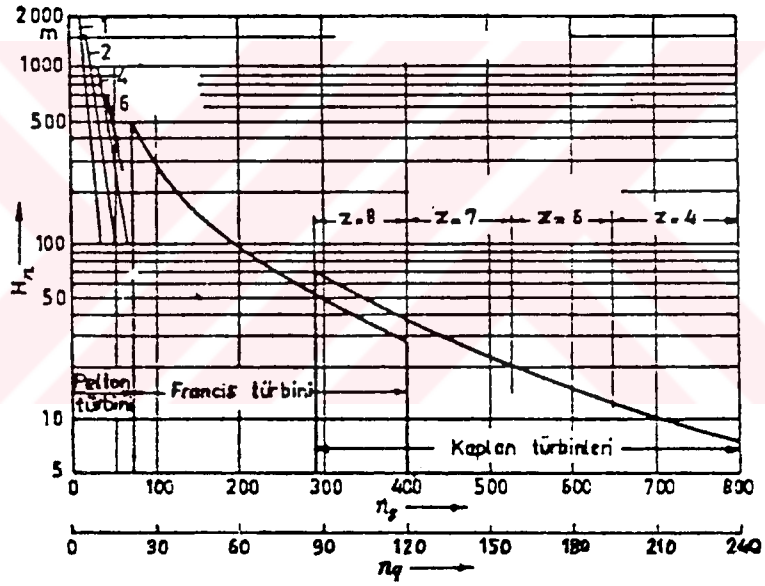
şeklinde ifade edilir. Sıkıştırılmaz akışkanlar için aralık basıncı özgül enerjisi

$$Y_a = ((p_0 - p_3) / \rho) \quad (3.15)$$

eşitliği ile belirtilir. $Y - Y_a$ ayar kanatlarının iki tarafındaki basınç enerjisi farkını göstermektedir.



Şekil 3.7 Ayar kanatları genel görünüşü ve etkiyen kuvvetler



Şekil 3.8 Su türbin tiplerini seçme karakteristik eğrileri

4.FRANCİS TÜRBİNLERİNDE HİDROLİK VERİM (KANAT VERİMİ)

4.1 Salyangoz İle Emme Borusu Arasında Hidrolik Verimin İncelenmesi

Akım makinalarında kayıplar, çevrimde yararlı enerjiye dönüştürülen enerjinin, dönüşüm için kullanılan enerjiye oranı olan hidrolik verim (η_h) yardımıyla hesaba katılır. Türbin içindeki yüzey sürtünmeleri ile kesit ve yön değişmelerinin meydana getirdiği basınç düşürücü kayıplar, genel kayıpların büyük bir yekününü oluşturur. Çoğu zaman "hidrolik kayıplar" yöneltici ve çark kanatları arasındaki kanallarda olduğu için "kanat kayıpları" (çevresel kayıplar) adını da alır. Kanat kayıpları birimi, özgül enerji birimi ile aynı olup Nm/kg'dır.

Akışkan tarafından türbin kanatlarına verilen özgül enerji, akışkanın türbin içinde bıraktığı özgül enerji Y ($Y=gH$)'den kanat kayıpları kadar daha büyük olacaktır [51].

Su akımının, ayar kanatları çemberi aralıklarında, ayar kanatları aralıklarında, türbin çark kanatlarının aralıklarında ve emme borusunda sürtünmeler, yön değişmeler ve kötü enerji değişimi gibi sebeplerle meydana gelen hidrolik akım dirençlerini karşılaması gerekmektedir.

Türbinlerde meydana gelen sürtünme kayıpları ile dirsek kayıpları ve enerji düşürücü kayıplar genel olarak hidrolik akımın sınır tabakasının kalınlığına bağlıdır. Boru iç yüzeyleri ile türbinlerde suyun temas ederek geçtiği bütün yüzeylerde sınır tabaka meydana gelmektedir. Sınır tabakasının meydana geldiği bölgelerde ise genellikle türbülanslı bir hidrolik akım mevcuttur [53].

Sınır tabakasının kalınlığı δ , bilhassa hızlanan hidrolik akımların meydana geldiği yüzeylerin pürüzsüz hale getirilmesi ile küçültülebilir. Buna karşılık, hidrolik akımın yavaşladığı yerlerde, keskin köşeli dirseklerde ve ani kesit değişimlerinde δ sınır tabakasının kalınlığı artmakta ve sınır tabakasında çözümler meydana gelmektedir [53].

Sınır tabakasındaki çözümler, türbin emme borusunda hız enerjisinin basınç enerjisine dönüşmesinde kötü enerji değişimi kayıplarının ve dirseklerde ise dirsek kayıplarının meydana gelmesine sebep olmaktadır. Bu kayıplar emme borusu genişleme oranının küçük tutulması ve dirseklerdeki $p=r/d$ eğrilik oranı değerinin büyük seçilmesi ile küçültülebilir (burada r eğrilik yarıçapı d boru çapıdır) [53].

Hidrolik verimin hesaplanması için salyangoz girişinden emme borusu çıkışına kadar meydana gelen hidrolik kayıplar incelenerek detaylı bir ifade çıkarılmıştır [11]. Kayıpların çıkarılmasıyla elde edilen hidrolik verim,

$$\eta_h = 1 - (\theta_v + \theta_{sf} + \theta_{ss} + \theta_{\sigma f} + \theta_{Gs} + \theta_{Ge} + \theta_{Rf} + \theta_{Rs} + \theta_{Re} + \theta_{Du} + \theta_{De} + \theta_{Db}) = 2 K_u (C_{th} K_{mo} - \rho_{R2}^2 K_u) \quad (4.1)$$

eşitliği ile ifade edilir. Hidrolik kayıplar, toplam sürtünme kayıpları θ_{fric} ve toplam kinetik kayıplar θ_{kine} olarak iki kısma ayrılabilir [11]. Bunlarla

$$1 - \eta_h = \theta_{fric} + \theta_{kine} , \quad (4.2)$$

$$\theta_{fric} = (\lambda_v B_v + C_{fs} B_{sf} + C_{fg} B_{Gf} + \lambda_D B_{Df}) K_m^2 + C_{fR} B_{Rf} K_{mo}^2 , \quad (4.3)$$

$$\theta_{kine} = (\zeta_{Ss} B_{Ss} + \zeta_{Gs} B_{Gs} + \zeta_{Ge} B_{Ge} + \zeta_{De} B_{De} + \zeta_{Db} B_{Db}) K_m^2 + \zeta_{Rs} (B_{Rs} K_{mo} - K_u)^2 + \zeta_{Du} (K_{mo} B_{Du} \rho_{R2} K_u)^2 \quad (4.4)$$

olur. Yukarıdaki eşitliklerde, θ_{Re} ihmal edilerek, üstteki her iki eşitlik için kanat çeperleri azaltılarak ve kanat yüzey eşitliği için sürtünme direnç katsayısı c_f için $C_{fsv} = C_{fsw} + C_{fs}$, $C_{fGv} = C_{fGw} = C_{fG}$ ve $C_{fRv} = C_{fRc} = C_{fRb} = C_{fR}$ yazılır. Yukarıdaki (4.3) ve (4.4) eşitliklerinde B ile gösterilen çarpanlar kaybın meydana geldiği yüzey alanını, B'nin birinci indisi ilgili elemanı, ikinci indis ise kaybın cinsini belirtmektedir. Eşitliklerdeki indisler;

V:salyangoz, S:sabit yönlendirme kanadı, G: Ayar (yönlendirme) kanadı, R: Çark, D: Emme borusu, f: Sürtünme kaybı, e: Genişleme kaybı, S: Darbe (skock) kaybı, u: cidardan ayrılma kaybı, K: tip sayısı(= $2 \pi n Q^{1/2} / (g H)^{3/4}$), z : kayıp sayısı, C_f : çeper sürtünme direnç katsayısı, λ : denk boru sürtünme katsayısı, K_m : debi katsayısı [$= (Q / A_{R1}) / (2gH)^{1/2}$], K_{m0} : çark çıkışı akış katsayısı, b: dirsek, köşe, c:baş, taç , s: çark kuşağı, v: kanat, w: çark yan çeperi, A_{R1} : çark giriş alanı anlamında kullanılmışlardır.

Ayar kanat açısı, girişte serbest çarpmadan dolayı akış açısı ve debi akış açısında ayrı ayrı her bir kanat için yukarıdaki $B_v, B_{sf}, \dots, B_{Db}$ değerleri alınır. Bütün kinetik enerji kayıp katsayıları ζ_{Ss}, ζ_{Gs} , Reynolds sayısından bağımsızdırlar [11].

(4.2) eşitliği $K_m \doteq K_{m0}$ için aşağıdaki gibi olur.

$$(1 - \eta_h) = [C_{fric} + C_0 + \zeta_{Rs} \{B_{Rs} - (K_u / K_{m0})\}^2 + \zeta_{Du} \{B_{Du} - \rho_{R2} (K_u / K_{m0})\}^2] K_{m0}^2 \quad (4.5)$$

Burada, sürtünme direnç katsayısı C_{fric} ve darbesiz giriş direnç katsayısı C_0 :

$$C_{fric} = \lambda_v B_v + C_{fs} B_{fs} + C_{fG} B_{fG} + C_{fR} B_{fR} + \lambda_D B_{Df} \quad (4.6)$$

$$C_0 = \zeta_{Ss} B_{Ss} + \zeta_{Gs} B_{Gs} + \zeta_{Ge} B_{Ge} + \zeta_{De} B_{De} + \zeta_{Db} B_{Db} \quad (4.7)$$

dir. (4.5) eşitliği esas türbin kayıplarının model türbin kayıplarına oranı olarak ve $K_{m0}/K_u = K'_{m0}/K'_u$ bağıntısından aşağıdaki oran yazılabilir.

$$(1 - \eta_h) / (1 - \eta'_h) = \{(1 - v) + v (C_{fric} / C'_{fric})\} (K_{m0} / K'_{m0})^2 \quad (4.8)$$

Burada v model için kayıp katsayısı dağılım oranıdır.

$$v = \theta'_{fric} / (\theta'_{fric} + \theta'_{kine}) \quad (4.9)$$

geçerlidir. (4.3) eşitliğindeki C_{sf} , C_{Gf} ve C_{Rf} sürtünme direnç katsayılarından herbiri kanatların ayrı ayrı Reynolds sayısı ve yüzey pürüzlülüğünün bir fonksiyonudur ve yaklaşık olarak benzer bir eşitlik göz önüne alınabilir. Aynı zamanda boru sürtünme faktörleri λ_w ve λ_D , yüzey direnç katsayılarından mesela C_{fr} 'nin yaklaşık 4 katıdır. Ana sürtünme direnç katsayısı C_f kullanılarak (4.6) eşitliği yeniden düzenlenirse [11],

$$C_{fric} = C_f(4B_v + B_{sf} + B_{Gf} + B_{Rf} + 4B_D) \quad (4.10)$$

olur. Burada (4.8) eşitliği yeni şekliyle aşağıdaki gibi olur.

$$(1-\eta_h)/(1-\eta'_h) = \{(1-v) + v(C_f/C'_f)\}(K_{m0}/K'_{m0})^2 \quad (4.11)$$

$$(K_u/K'_u) = (K_{m0}/K'_{m0}) = (\eta_h/\eta'_h)^{1/2} \quad (4.12)$$

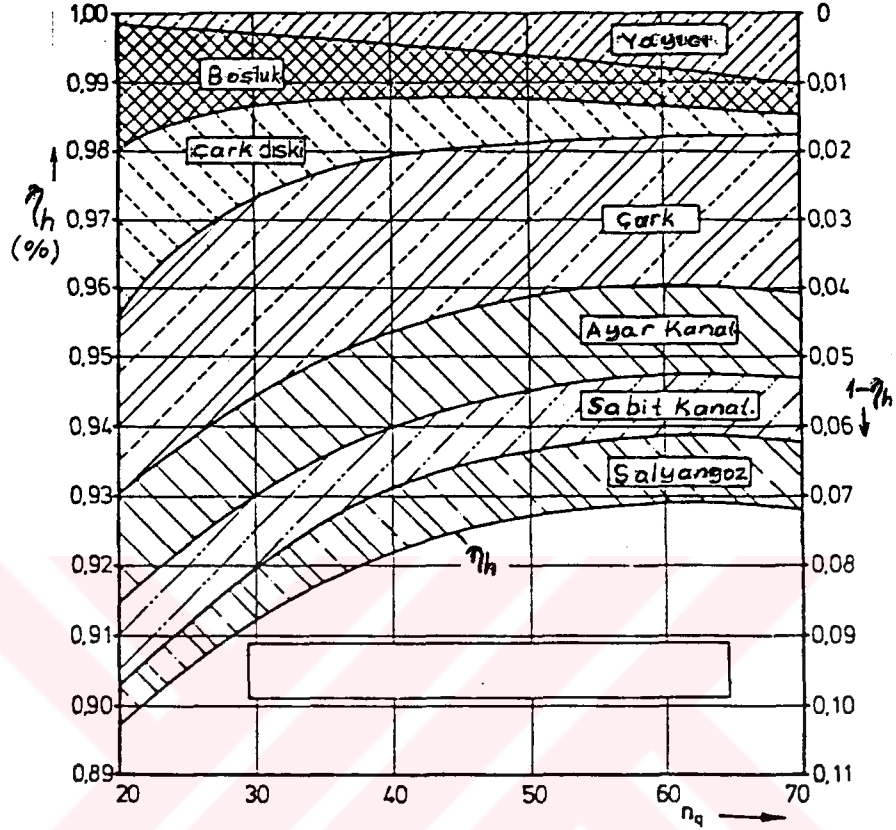
(4.12) eşitliği bir türbin debisi ve devir sayısının değişimi için önemli bir eşitliktir. Yani esas türbin ile model türbinin çevresel hız katsayılarının giriş meridyen hız katsayılarına eşit olduğunu göstermektedir. Ayrıca bu oranların hidrolik verimler oranının kareköküne eşit olduğunu göstermektedir. Bu sebeple hidrolik verimin değişimi (4.11) ve (4.12) eşitliklerinden aşağıdaki gibi elde edilebilir [11].

$$\frac{(1-\eta_h)}{(1-\eta'_h)} \left(\frac{\eta_h}{\eta'_h} \right) = (1-V) + V \frac{C_f}{C'_f} \quad (4.13)$$

veya

$$\eta_h = 1 / \left(1 + \left(\frac{1}{\eta'_h} - 1 \right) \left\{ (1-V) + V \frac{C_f}{C'_f} \right\} \right) \quad (4.14)$$

şeklindedir. Şekil 4.1'de $n_q=20-70$ d/dak arasında $Re=6 \times 10^{-6}$ için hidrolik verim ve kayıplar görülmektedir [12].



Şekil 4.1 Bir model için Francis türbininde $n_q=20-70$ d/dak'da geometrik ve hidrolik pürüzsüz yüzeyler için verim ve kayıpların dağılımı ($R_c=6 \times 10^6$ için)

4.2 Debi Değişmesinden Meydana Gelen Hidrolik Kayıplar

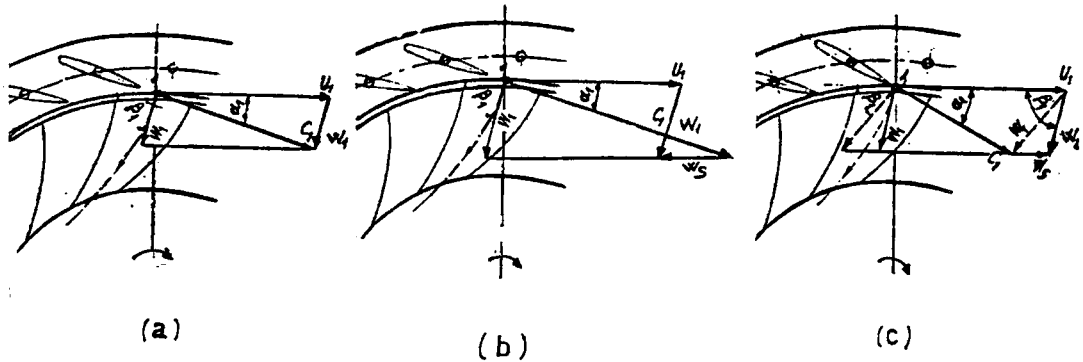
Francis türbinlerinde sabit hidrolik kayıplar olduğu gibi ayrıca türbinin çalışması esnasında su debisinin değişmesi sonucu oluşan hidrolik darbe kayıpları da meydana gelmektedir.

Türbin ayar kanatlarından çıkan suyun türbin çarkı kanatlarına uygun bir açı ile girememsi nedeni ile meydana gelen ve Şekil 4.2'de w_s ile gösterilen hidrolik çarpma veya hidrolik darbe kayıpları, Francis tipi türbinlerin bilhassa düşük yüklerde veya aşırı yüklerde çalıştırılmaları esnasında şiddetle artan bir kayıptır [52].

Bir su türbininde baraj seviyesinin düşmesi veya yükselmesi ayrıca deney tesislerinde türbin girişinde basıncın düşmesi neticesinde H düşü değeri azalıyor ve türbin gücü ile devir sayısının azalmaması isteniyorsa türbin çarkı girişinde azalacak c_0 mutlak hızının meridyen bileşkesi yönlendirici (ayar) kanatlarının ayarlanmasıyla türbin debisi uygun şekilde artırılır. Debi kesit ile hızın çarpımı olduğundan ve meridyen hız önceki değerinden küçük olduğundan ayar kanatları döndürülerek kesit artırılır ve debi bu suretle ayarlanmış olur. Ayar kanatlarının kanat uçları birbirinden ayrılmak suretiyle kanalın genişlemesi sebebiyle α_0 açısı α_1 açısına nazaran artmış olur, Şekil 4.2.c . Burada w_1 bağıl hızı kanat teğet doğrultusunda değildir. Rotor u_1 çevresel hızı ile saat ibresi yönünde döndüğünden sağa doğru hareket etmekte olan rotor kanatlarında akım yavaşlayarak kanadın sağ yüzünü frenlemek suretiyle etkiler. Kanadın sol yüzü, burada alçak basınç meydana geldiğinden benzer şekilde etkilenir. Rotor kanatları kanalında akan suyun kanatları etkileyen enerjisi nedeniyle w_s darbe hız bileşkesi kanatla suyu w_1 doğrultusuna iter. Bu yöneltme işlemi süresiz ve girdap oluşumu ile beraberce uygulanır [53].

Francis türbinlerinde aşırı yükte çalışma durumunda akımı yöneltmek maksadıyla kanatlarda harcanan $w_s^2 / (2g)$ özgül enerjiden (w_s hızı çark yönünde) tam olarak faydalanılamaz. Bu enerjinin yaklaşık %70 kadarı kaybolur. Her bir k_p suyun darbe kaybı,

$$\varphi_s \frac{w_s^2}{2g} = 0.70 \frac{w_s^2}{2g} \text{ [m]} \quad (4.15)$$



Şekil 4.2 Francis türbin çarkında w_s hidrolik darbe kaybının hız üçgenleriyle, a) nominal yükte, b) düşük yükte, c) aşırı yükte çalışma durumları için ifadesi

eşitliğinden hesaplanabilir [52]. Bu darbe kaybı, türbinin η_h hidrolik verimi ve dolayısıyla η toplam verim değerini azaltır. Verimin bu azalışı, devir sayısı n sabit kalırken debi Q 'nun ve düşü H 'nin değişmesinden meydana gelmektedir.

Kanat sayısı sonsuz olan su türbinleri ana denkleminde (Euler denklemi) çarka iletilen teorik iş $H_{teo\infty}$, belirli sayıdaki kanadı olan türbinde çarka iletilen H_{teo} 'ye denk alınabilir.

1 kg akışkanın yararlı özgül enerjisi,

$$H\eta_h = H_{teo} = H_{teo\infty} = (u_1c_{u1} - u_2c_{u2}) / g \quad [m]$$

şeklinde daha önce de belirtilmiştir.

H_{teo} , kanal sürtünme kayıpları $H\Sigma\zeta$ ve (4.15) eşitliği ile hesaplanan $\varphi_s w_s^2 / 2g$ darbe kayıpları kadar azalır.

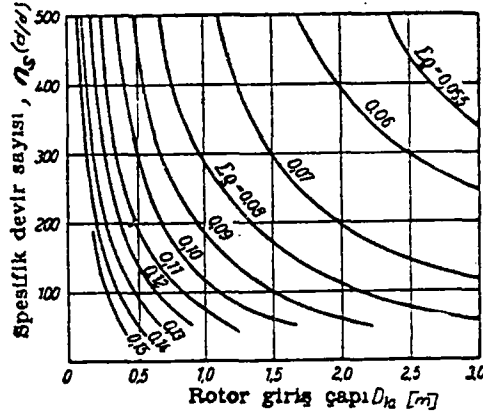
Emme borusu verimi η_D ise, emme borusuz düzende çıkış kayıp enerjisi $c_2^2 / 2g$ nin

$$\mathcal{V}H = \eta_D (c_{2m}^2 - c_{4m}^2) / 2g \quad (4.16)$$

kısmı emme borusunun genişleyen kısmında, girişte c_{2m} olan meridyen hızından çıkışta c_{4m} hızına azalarak basınç enerjisine çevrilmek suretiyle tekrar geri kazanılır. \mathcal{V} , daralma katsayısıdır ve yukarıdaki eşitlikten hesaplanır. Bu suretle hidrolik verim, hızlar cinsinden

$$\eta_h = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2gH} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2gH} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2gH} \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir.



Şekil 4.3 Francis türbinlerinde rotor kanalı sürtünme kayıpları

4.3 Türbin Rotoru Kanat Açılarının ve Kanat Sayısının Türbin Verimine Etkisi

Türbinlerde su ile çark arasındaki enerji dönüşümü çark kanatları arasında yapıldığı için kanat şekli, sayısı ve açıları önem arz etmektedir. Çark kanat sayısının küçük seçilmesi yeterli enerji dönüşümü sağlayamamakta, büyük seçilmesi ise suyun geçtiği kesiti de daraltarak kayıplara sebep olmaktadır. Bunun için kanat sayısı ve açılarının türbin verimine etkisi aşağıda çeşitli açılardan ele alınıp incelenecektir.

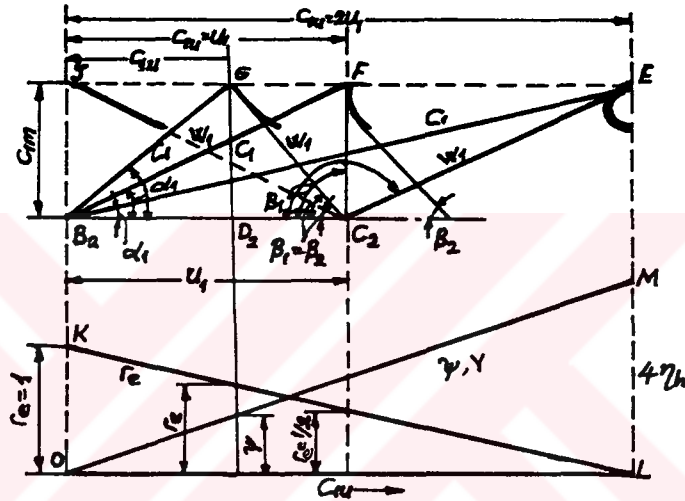
Türbinlerin çark kanat şekilleri, sayıları ve açıları türbinin çalışma düşüsü ve debisine göre farklılık arz etmektedir. β_2 kanat çıkış açısının değeri az değiştiği için kanat şekillerinin farklılığı β_1 açısına bağlıdır. β_1 açısının bu etkisi herşeyden önce kanat özgül enerjisi Y_k için gerekli olan u_1 çevresel hızının (dolayısıyla basınç sayısının) farklılığıyla ortaya çıkmaktadır.

Şekil 4.4'de $u_1 = \overline{B_2C_2}$ çevresel hızı sabit tutularak hız üçgenlerinin E,F,G ve J gibi dört ayrı tepe noktasına uygun şekilde dört aynı c_{1u} değeri alınmış ve $\overline{EF} = \overline{JF} = u_1$ olarak seçilmiştir. Böylece β_1 açısı B_2C_2E geniş açısından başlayarak B_2C_2J küçük dar açığa kadar değişik değerler almıştır. β_2 açıları aynı kalmak şartıyla E,F,G ve J noktalarındaki kanat biçimleri aksenal akış hali için şekilde gösterilmiştir. Emme tarafındaki çıkış akışının dönmesiz olduğu ($\alpha_2 = 90^\circ$) esas alınırsa $Y_{k\infty} = c_{u1} u_1 (H_{te\infty} = c_{u1} u_1 / g)$ eşitliğine göre $Y_{k\infty} (H_{te\infty})$ (aynı η_h kanat verimi halinde) c_{u1} ile orantılı olacaktır. Böylece sonsuz kanat hali için özgül kanat enerjisi $Y_{k\infty}$

sırasıyla JE, JF, JG uzunlukları ile orantılı olarak değişecek ve J noktasında sıfır olacaktır.

Özgül enerji Y değişimini görmek üzere Şekil 4.5'in alt kısmına üçgenlerin tepe noktalarındaki Y değerleri taşınırsa OM doğrusu elde edilir. Bu doğru, aynı şartlar altında ψ basınç sayısının değişimini de temsil eder. J noktasında kanadın güç vermeyeceği açıktır.

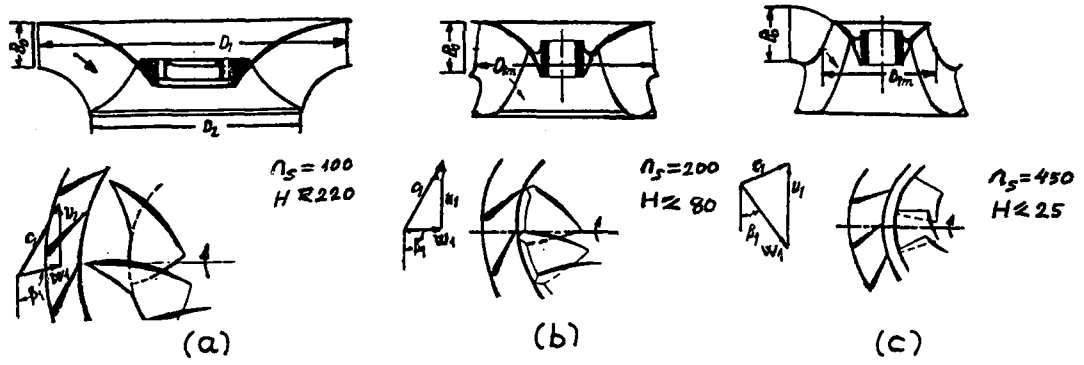
Eksenel akışta $u_1 = u_2$ olduğuna göre $c_0 = c_{1m}$ için B_2C_2J hız üçgeni emme kenarındaki üçgenin aynı olur. Reaksiyon derecesi r_e , $c_{3u} = c_{1u}$ hızının lineer fonksiyonu olduğundan şeklindeki KL doğrusu üzerinde değişecektir.



Şekil 4.4 Çeşitli β_1 açıları için çark kanadı basınç kenarındaki hız üçgenleri, altta $\alpha_2 = 90^\circ$ için ψ basınç sayısı ve r_e reaksiyon derecesinin değişimi

r_e soldan sağa doğru, artan β_1 açısı ile azalmakta ve yönelticide dönüştürülen enerjiyi temsil eden c_1 'de aynı yönde hızla artmaktadır.

Francis türbinlerinde reaksiyon derecesinin 0.5 ve daha büyük değerleri arzu edilir. Bu durumda β_1 açısı 90° veya daha küçük değerler alır. Tam girişli halde Şekil 4.4'deki üçgen tepelerinin F noktasının solunda kalması gibi bir kısıtlama söz konusudur. Yüksek düşülerde β_1 üst sınırdan seçilerek 90° alınır. Böylece yeterli yükseklikte bir devir sayısı sağlanmış ve bu açı altındaki kanallar kısa olduğundan (Şekil 4.5.b) kısmi yüklere uygun bir çalışma elde edilmiş olur.



Şekil 4.5 Aynı Q ve H için Francis türbin çarkları

Yüksek düşümlü olsalar bile $\beta_1 > 90^\circ$ olan çengel kanatlardan kaçınılmalıdır. Küçük düşümlerde büyük dönme hızları kazanabilmek için β_1 açısı daima 90° 'nin altına indirilerek küçültülür. β_1 açısının alt sınırı, kanat eğimini hiç bir noktada negatif yapmayacak açı değeridir. Bu çarklarda β_1 açısı daima 90° 'ye eşit veya biraz küçük alınır. Eksenel çarklarda, örneğin küçük düşümlü kaplan türbinlerinde, daima küçük β_1 açıları uygulanır. Palaların uçlarında β_1 açısı zorunlu olarak hemen hemen β_2 açısına eşit olduğundan bu noktalarda Şekil 4.4'deki J kanat şekline yaklaşır.

Büyük β_1 kanat açılı (Şekil 4.5.a) dolayısıyla D_1 rotor çapları için de n devir sayısı oldukça küçüktür. Şekil 4.5.a,b,c'de Francis türbinlerinin değişik tipleri görülen rotorları aralarında karşılaştırıldığında tam radyal özellik gösteren a tipinde β_1 açısı ve D_1 giriş çapı büyük, buna karşılık n devir sayısı küçüktür. D_1 çapına nazaran B_0 küçük eksenel genişlikli statorlu türbinlerde debi düşük ve D_1/D_a küçük çap oranları için büyük H düşüsü sağlanır. Sonuç olarak özgül devir sayısının küçük değerleri için aynı H düşüsü ve aynı Q debisinde değişik r_e reaksiyon sayılı yani azalan c_1 değerli değişik biçimde 3 rotor çeşidi hesaplanabilir.

Şekil 4.5'de belirtilen bu üç çeşit rotorda azalan c_1 ve büyük seçilen α_1 dolayısıyla gittikçe azalarak c_{1u} bileşkesinden dolayı u_1 çevresel hızının gittikçe artması gerekecektir. Diğer taraftan küçük β_1 açıları için büyük u_1 çevresel hız ve buna karşılık Şekil 4.5'den de w_1 bağıl hızın da büyük olacağı görülür. Çünkü sırayla a,b ve c

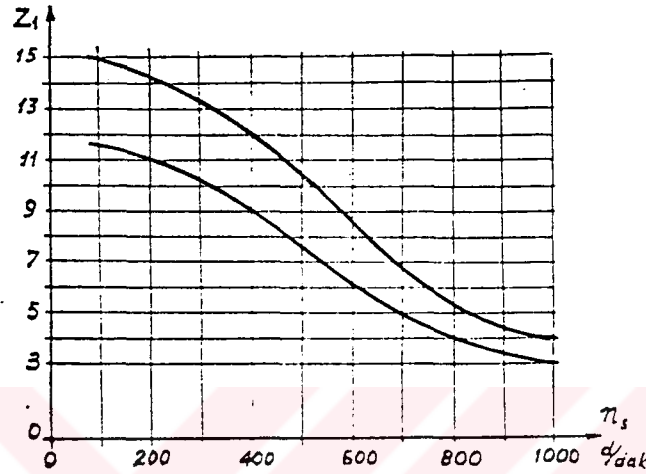
rotorlarının reaksiyon sayıları, potansiyel girdap kanununa nazaran artması gerektiği gibi dolayısıyla w_2 bağıl çıkış hızının da büyük değerlere ulaşması gerekecektir.

Francis türbinlerinde çark kanat sayısı, türbinin gücünü ve kavitasyon karakteristiklerini belirleyen önemli faktörlerdendir. Ayrıca çark kanat sayısı çarktaki statik ve dinamik gerilmelerin büyüklüğüne de bağlıdır. Çark kanat sayısının az olması yük kaybının az olmasını dolayısıyla türbin verimi ve özgül hızını yükseltmeyi mümkün kılar. Kanat sayısı artırılırsa kavitasyon parametreleri iyileşirse de yük kaybı artar. Ayrıca suyun geçtiği kesit alanları çok sayıda kanat kullanılarak daraltılırsa, aynı debi değeri için hızlar büyür ve kavitasyon tehlikesi yine artabilir.

Francis türbinlerinde çark kanat sayısı normal olarak özgül hıza bağlıdır. Yüksek düşülerde kavitasyon tehlikesini azaltmak için kanat sayısı artırılır. Kanatların et kalınlığı ne kadar ince olursa kavitasyon tehlikesi o kadar azaldığı için, mukavemet hesaplarının gerektirdiği minimum et kalınlığı seçilmelidir. Bu görüşler altında çark kanatlarının hangi sınırlar arasında seçilebileceği Şekil 4.6'da verilmiştir. Bir başka araştırmacı Novalev kanat sayısı seçimi için aşağıdaki tabloyu tavsiye etmektedir.

Tablo 4.1 Francis türbinleri için Novalev'in tavsiye ettiği çark kanat sayıları

n_s (d/d)	60÷80	120÷150	180÷200	200÷250	250÷300	300÷350	350÷400
Z_1	21÷19	19÷17	17÷15	15÷14	14	14÷12	12÷9



Şekil 4.6 Francis türbinleri için özgül devir sayısına göre çark kanat sayısı

4.4 Kavitasyon ve Girdap (Vorteks) Olaylarının Türbin Verimine Etkisi

4.4.1 Kavitasyon ve girdap olaylarının tarifi

Bir hidrolik türbinin ayar kanatları veya çark kanatları arasında hareket halinde bulunan hidrolik akımın, herhangi bir bölgesindeki akış hızının herhangi bir sebeple artması ve hızın arttığı bu bölgedeki basıncın, suyun buharlaşma basıncı değerine kadar düşmesi, bu bölgedeki suyun buharlaşmasına ve yer yer içi doymuş su buharı ile dolan vakumlu hacimciklerin oluşmasına sebep olur. Bu hacimciklerin genel akışkan hareketine uyarak genişleşip büyümesi ve ani olarak ortadan kalkması esnasında su zerreciklerinin çok büyük bir hızla malzeme yüzeyine çarpmaları sonucu meydana

gelen büyük gürültülü darbelerin malzeme yüzeyini süngerleştirerek tahrip etmesi olayına "kavitasyon" adı verilmektedir.

Girdap (vorteks) olayı: Francis tipi türbinlerin düşük yük sahalarında ve aşırı yüklerde çalıştırılmaları esnasında türbin rotorunun göbeği bölgesindeki ölü su çekirdeğinin içinde bir pompalama etkisinin stabil olmayan (dengesiz) türbülanslar doğurması ile türbin emme borularında girdap (vorteks) adı verilen olay teşekkül etmektedir. Bu olay periyodik olarak bir çok problemlerin ortaya çıkmasına sebep olmaktadır.

4.4.2 Kavitasyon olayına tesir eden etkenler

Francis türbinlerinde meydana gelen kavitasyon olayı aşağıdaki istenmeyen durumlara sebep olmaktadır.

- 1) Kavitasyon oluşmasına sebep olan düşük basınçlı hacimcikler akışa dik kesiti daralttığı için debinin dolayısıyla gücün düşmesine sebep olurlar.
- 2) Kavitasyon sonucu oluşan vuruş darbe ve salınımlar enerjiyi yuttukları için türbin verimini % 10-20 kadar düşürürler.
- 3) Kavitasyon tahribatına uğrayan malzeme yüzeyi, önce parlaklaşıp pürüzlenmekte, daha sonra malzeme süngerleşerek tahrip olmaktadır.
- 4) Türbin çarkını etkileyen dengelenmemiş radyal hidrolik kuvvetler kavitasyon olayı ile üniteye yataklarda titreşimlere sebep olarak bozulmalarına sebep olabilmektedir.
- 5) Türbin emme borusu başlangıcında oluşan girdap olayı kavitasyonun şiddetini artırarak emme borusunun veriminin düşmesine sebep olmaktadır.

Hidrolik laboratuvarlarında yapılan araştırma çalışmalarına ve elde edilen tecrübelerle göre aşağıdaki kavitasyona sebep olan etkenlerin her biri ayrı ayrı veya birlikte kavitasyon olayına sebep olmaktadır.

Tablo 4.2 Suyun sıcaklığına göre buharlaşma basıncı değerleri

Su sıcaklığı (°C)	0	5	10	15	20	25	
Buharlaş.bas. Hv(mSS)	0.062	0.089	0.125	0.170	0.243	0.320	
	30	35	40	45	50	55	60
	0.432	0.570	0.752	0.98	1.257	1.60	2.031

a) Tahrik suyunun fiziksel özellikleri olarak su içinde bulunabilecek kum, çamur, kimyasal maddeler, gaz, buhar ve hava gibi maddeler kavitasyonu kolaylaştırmaktadır. Tahrik suyunun sıcaklığı arttıkça buharlaşma basıncı düşeceği için (Tablo 4.2'de görülüyor) kavitasyon kolaylaşmaktadır.

b) Türbinin konstrüktif özellikleri olarak; türbin rotor çapı, rotor kanat formu ve kanat çıkış açısı, kanat yüzeylerinin pürüzlülük derecesi ile kullanılan malzemenin özellikleri, özgül hız, emme yüksekliği, düşü, debi ve devir sayısı kavitasyon olayını etkilemektedir.

Emme yüksekliği H_s büyüdükçe çark çıkış basıncı p_2 düşerek kavitasyon tehlikesi artmaktadır. Çark çapının büyük olması hızı artırıp basıncı düşürerek, kanat çıkış açısının büyük olması kanat formunun uygun olmaması ve yüzeyinin düzgün olmaması kavitasyonu kolaylaştırmaktadır. Özgül hızın artması kavitasyon katsayısını da artırmakta, kavitasyon katsayısı sınırının altında kavitasyonsuz bir işletme olmaktadır. Bazı araştırmacıların kavitasyon katsayıları Tablo 4.3'de verilmektedir.

Türbin düşüsü, debisi ve devir sayısından herhangi birinin değerinin artması akışkan hızının ve kanat sırtı üzerindeki basınç dalgaları ve depresyonun artmasına sebep olarak kavitasyon olayını çabuklaştırır. Tesisin bulunduğu yerin rakımı

Tablo 4.3 Bazı araştırmacı ve firmaların n_s 'e göre σ_{kr} değerleri

n_s	Escher-Wyss	Pfleiderer ve Thoma	Neyrpic	C. ÖZGÜR
50	0.037	0.030	-	-
80	0.040	0.045	0.030	0.032
100	0.042	0.050	0.040	0.040
150	0.056	0.080	0.075	0.060
200	0.080	0.110	0.110	0.090
300	0.172	0.200	0.230	0.105
400	0.310	0.350	0.400	0.350
500	-	0.460	-	-

yükseldikçe atmosfer basıncı dolayısıyla suyun buharlaşma basıncı düşeceği için kavitasyon oluşması kolaylaşır

c) Türbin işletme şartlarının değişmesi, bilhassa barajlı (depolamalı) santrallarda görülen düşünün değişmesi, türbinin çalışma şartlarını değiştirdiği için kavitasyon sınırları da değişir. Düşü azaldıkça mevcut düşüde en iyi verimle çalışmaya isabet eden optimum yükler azalmakta fakat, özgül su sarfiyatı artmaktadır.

Bir Francis türbininde optimum (en yüksek verimdeki) gücün % 10:15'indeki çalışmada görülen kavitasyon şiddeti, optimum gücün % 15:50'si arasındaki çalışmada görülen kavitasyon şiddetinden daha azdır. En isabetli işletme tarzı % 75 ila %100 optimum güçler arası çalışmadır.

4.4.3 Kavitasyon olayı sınırı ve türbin dizaynına etkisi

Reaksiyon türbinlerinde kavitasyon olayının sınırını tesbit etmek ve yüksek verimle kavitasyonsuz bir çalışma için pek çok deneysel çalışmalar yapılmıştır. (3.1) eşitliği ile verilen $\sigma_t = (H_a - H_v - H_s) / H_n \geq \sigma_{kr}$ Thomā kavitasyon parametresi ile kavitasyon olayının sınırı tesbit edilebilmektedir. Bu ifadenin paydasında nominal düşü H_n bulunmaktadır. Halbuki kavitasyon olayı daha çok çark çıkış ağzının

geometrisine bağlıdır. Dolayısıyla çark çıkışındaki mutlak hız ve basınç gibi değerlere bağlıdır. Şekil 4.7'de çark çıkışındaki mutlak hıza göre emme yüksekliği (submergence) grafiği verilmiştir.

Kritik sigma; barometrik basınç B, kritik emme yüksekliği S_c ve düşü H_n için aşağıdaki gibi ifade edilir [14].

$$\sigma_{kr} = B + S_c / H_n \quad (4.18)$$

Genel emme yüksekliği S (submergence), emme yüksekliği faktörü a için

$$S = ac_2^2 / g - B \quad (4.19)$$

dir. Burada B çalışma suyu en düşük buharlaşma basıncı olmak üzere

$$B = 10.3 - 0.002 E^{0.92} - 0.01T \quad (4.20)$$

şeklinde yazılır. Burada E tesisin bulunduğu yerin rakımı, T ise hava sıcaklığıdır. Z_1 çark kanat sayısı olmak üzere emme yüksekliği faktörü aşağıdaki gibidir.

$$a = 4.46 / Z_1^{0.56} \quad (4.21)$$

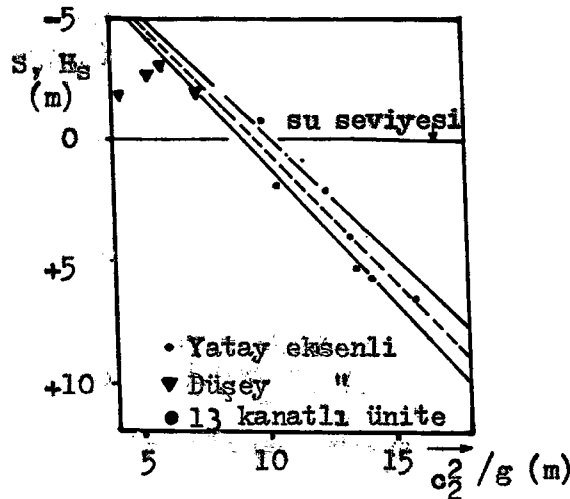
Türbin birim debisi Q_{11} için kaviteasyon katsayısı aşağıdaki gibidir [29].

$$\sigma = 0.162(Q_{11})^2 \quad (4.22)$$

Kaviteasyon olayı ile bağlantılı olarak uygun bir çark çıkış çapı için

$$D_2 = (0.3 / Z_1^{0.14})(N / H\eta)^{0.5}(1 / S + B)^{0.25} \quad (4.23)$$

eşitliği yazılır [29]. Burada, güç N kW, η toplam verim, Z_1 çark kanat sayısıdır.



Şekil 4.7 Francis türbinlerinde çark çıkış hızı ile emme yüksekliği arasındaki bağıntı

4.4.4 Francis türbinlerinde oluşan girdap (vorteks) olayı

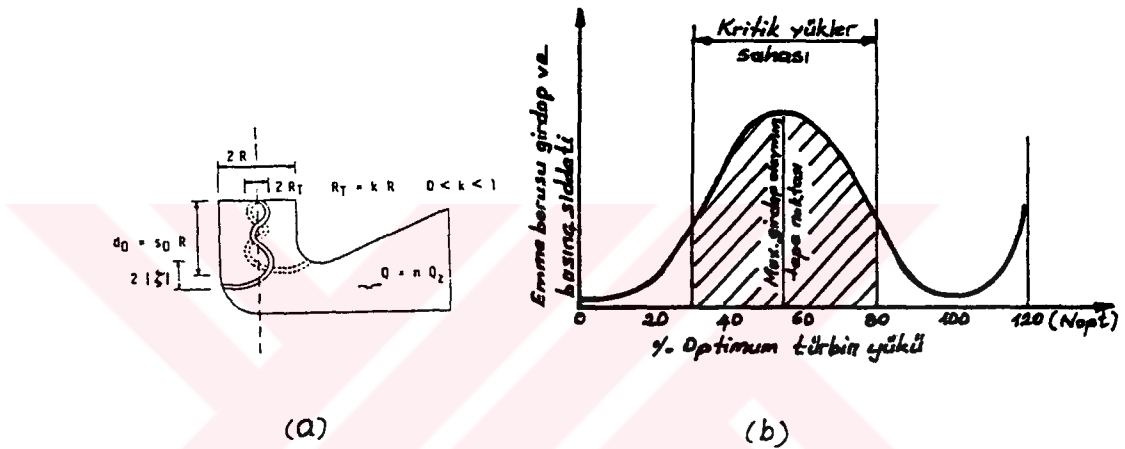
Francis türbinlerinde düşük veya aşırı yüklerde çalışma esnasında emme borusunda oluşan, gürültü, titreşim ve verim kaybına sebep olan, Almancada "wirbel", İngilizcede "rope", Fransızcada ise "torche" olarak isimlendirilen girdap (vorteks) olayı için aşağıdaki hususlar geçerlidir.

Türbin boşa girdapsız az bir kavitasyonla çalışırken, optimum yükün %15-20'sinden itibaren girdap olayı başlar. Girdap olayının şiddeti ve yan etkileri optimum yükün %45-65'i civarında maksimuma, %70-75'inden itibaren azalmaya ve %80-100 arasında ise azalarak kaybolur. Yaklaşık %110 optimum güçten itibaren tekrar ters yönlü girdap oluşmaya başlar. Bütün bu çalışma aralıkları Şekil 4.8'de görülmektedir.

Francis türbinlerinde girdap olayını açıklayabilmek için Şekil 4.9'da verilen hız üçgenleri incelendiğinde çark çıkışındaki mutlak hız c_2 'nin çevresel bileşeninin yönünün düşük yük halinde çark dönüş yönünde, aşırı yükte çalışma halinde ise çark dönüş yönünün tersi yönde olduğu görülmektedir. Bundan dolayı oluşan girdaplar da aynı yönlü olmaktadır. Ayrıca çark kanatları arasındaki hidrolik akım çizgileri düşük yüklerde çalışmada daha ziyade çevrede, aşırı yükte çalışmada ise merkezde toplanmaktadır. Bu durumlar emme borusu başlangıcında girdap olayının doğmasına

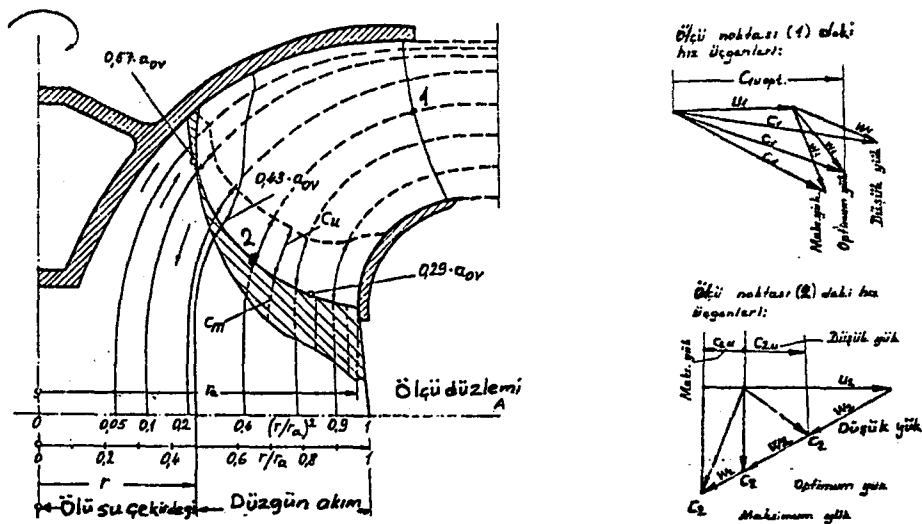
yol açar. Emme borusundaki döner hidroluk akım ortamında $dp/dr = c_u^2 / (r g)$ merkezkaç kuvveti ile basınç çevreden merkeze doğru hızla düşmektedir.

Türbin çark kanatlarının tam çıkış noktasındaki akım hızları ile basınçları ölçmek güç olduğu için ölçmeler Şekil 4.9'daki emme borusu başlangıcı olan A düzleminde yapılması mecburi olmuştur. A düzlemindeki ölçmelerin çark kanadının çıkışındaki noktalara aktarılabilmesi için $r c_u$ 'nun her akış çizgisini ve bu akış çizgileri üzerindeki toplam enerjinin $(P / \gamma + c^2 / 2g)$ sabit kaldığı kabul edilmiştir.



Şekil 4.8 a) Emme borusunda oluşan girdap olayının geometrisi

b) Francis türbini emme borusundaki girdap şiddetinin N_{op} ile değişimi



Şekil 4.9 Çarktaki akım çizgileri ve farklı yüklerdeki hız üçgenleri

Şekil 4.9'da $a_0/a_{0opt}=0.43$ yükleme oranlı çarkın göbeğe yakın bölgelerinde akımın ters yönde olduğu görülmektedir. Bu bölgede bir ölü su çekirdeği oluşarak, akımı ters yönde döndüren sirkülasyona sebep olmaktadır. Bu durum bölgede bir girdabın oluşmaya başladığını göstermektedir.

Aşırı yük girdabı helezon şeklinde olmayıp geniş ağızlı düz bir hortum şeklinde emme borusu eksenince uzanarak çok yüksek açısız hızla döner. Aşırı yük girdabının meydana geliş periyodu (frekansı), türbin çarkı dönüş frekansının 1/2'i ile 1/5'i kadardır. Girdap çapının büyüyüp küçülmesi ünite milinde aksenal ve teğetsel mekanik titreşimlerle birlikte cebri borudaki basınçta ve türbin yükünde salınımlara sebep olabilmektedir.

Girdap olayını önlemek veya şiddetini azaltmak için, türbin emme borusunun havalandırılması, emme borusunda girdap helezonlarını bozucu kaburgalar veya hidrodinamik çekirdekler tesis edilmesi, emme borusu dizaynının daha titiz yapılması ve türbinin optimum yükünde çalıştırılması gibi tavsiyeler yapılmaktadır.

5. FRANCİS TÜRBİNLERİNİN KARAKTERİSTİKLERİ

5.1 Genel Durum

Türbinlerin n , H_0 , Q , α , N_e , ve η_g gibi karakteristik büyüklükleri arasındaki bağıntıları gösteren eğrilere "karakteristik eğriler" adı verilir. Francis türbinlerinde türbinden istenen güce bağlı olarak veya türbinin düşüsünün değişmesi ile türbinden geçen su debisi değişmektedir. Bu sebebledir ki belirli bir işletme sahasında su türbinlerinin ekonomik olarak çalışabilmeleri ve gerek türbinin ve gerekse ani yük değişimleri meydana gelmesi hallerinde türbinin devir sayısının sabit kalması gerekmektedir.

Türbinin en yüksek verimle ekonomik olarak çalıştırılabilmesi, türbinin sınırlı olan ekonomik işletme sahasının bilinmesi ile gerçekleştirilebilir. Bir su türbininin işletme şartlarının en geniş kapsamlı bir şekilde incelenebilmesi, ancak hidrolik laboratuvarlarda model deney çalışmaları ile yapılabilmektedir. Hidrolik laboratuvarlarında yapılan model deneyleri ile istenilen her işletme şartını gerçekleştirerek deneyleri yapmak ve değişik işletme şartlarında çalışma halinde meydana gelen bütün olayları görmek ve kusursuz (veya en az kusurlu) çalışma yapılabilecek olan şartları tesbit etmek mümkün olabilmektedir.

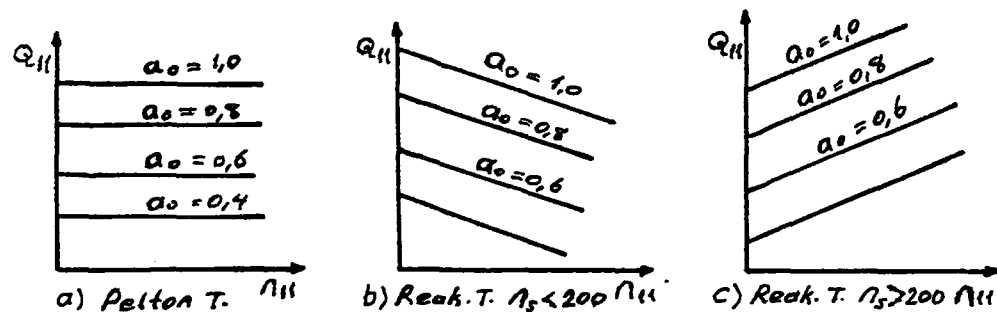
1) Net düşü H_e sabit, türbin devir sayısı n sabit ve türbin debisi Q değişken şartlarında yapılan deneyler.

2) Net düşü H_e sabit, türbin ayar kanatları açıklığı a_0 sabit ve türbin devir sayısı n değişken şartlarında olmak üzere birinci grupta hız ikinci grupta dağıtıcı açıklığı sabit tutulur. Böylece deney türbinin bütün çalışma alanı taranmış olmaktadır. Bu deneylerden 1)'de kaydedilen model deneyleri imalatçıların müşterilerine yapacakları kabul deneyleri için, 2)'de kaydedilen model deneyleri ise laboratuvar araştırmaları için gerekli olan deneylerdir. Bu model deneyleri çalışmalarının sonuçları değişken işletme büyüklüklerinin fonksiyonu olarak grafikler veya cetveller halinde kaydedilerek türbin karakteristik eğrileri veya cetvelleri elde edilmektedir.

Türbinler için devir sayısı ile debinin değişimi aşağıdaki Şekil 5.1'de görülmektedir. Burada (a)'da $n_s=200$ olan reaksiyon türbinleri ve pelton türbinleri için devir sayısının artmasıyla debinin sabit kaldığı, (b)'de devir sayısı artmakla debi az miktarda azalmakta ($n_s < 200$) ve (c)'de ise devir sayısının artmasıyla debinin doğrusal olarak artmakta olduğu ($n_s > 200$ için) görülmektedir.

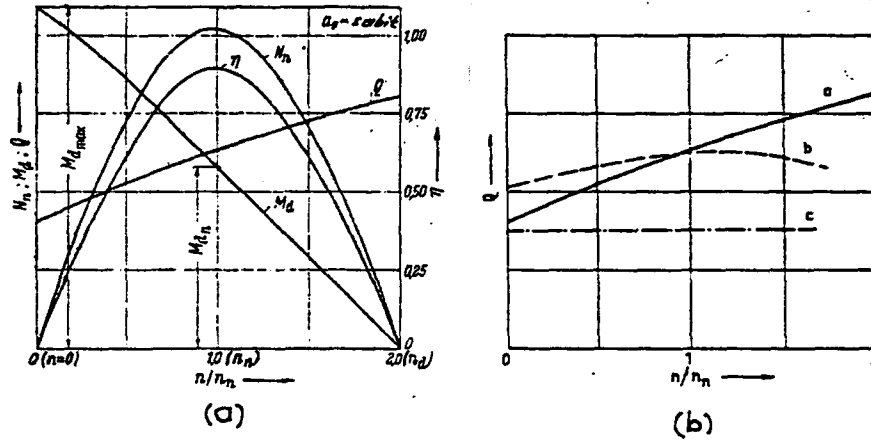
5.2 Türbin Devir Sayısı Değişken, Düşüsü Sabit ve Ayar Kanatları Açıklığı Sabit Tutularak Yapılan Karakteristik Deneyler

Bu şartlarda yapılan model deneyleri esnasında, türbin ayar kanatları $a_0=0.25$; 0.50 ; 0.75 ve 1.0 gibi değişik açıklıklarda sabit tutularak $n=0$ devir sayısından $n=2n_d$ devir sayısına kadar her değişik devir sayısında, düşü sabit tutularak model türbinin milindeki M_d momentleri tesbit edilmektedir. Tesbit edilen M_d momentleri, n devir sayısı,



Şekil 5.1 Su türbinlerinin devir sayısı-debi (n - Q) değişimi grafiği

a) Pelton türbini, b) Reaksiyon türbini $n_s < 200$ d/dak, c) Reaksiyon türbini



Şekil 5.2 a) a_0 ve H_e sabit, n değişken durumunda n/n_n oranının fonksiyonu olarak M_d , N_n , η ve Q karakteristikleri, b) Su türbinlerinde n/n_n - Q değişimi grafiği

Q türbin debisi ve H_e net düşü değerlerinden yararlanılarak N_n faydalı türbin gücü ve η türbin verimi hesaplanarak Şekil 5.2.a'da verilen grafikler çizilmiştir.

Şekil 5.2.a incelendiğinde görüleceği gibi hidrolik türbinler ancak nominal devir sayısında çalıştırıldıkları zaman en yüksek verim ve en büyük güce ulaşırlar. Türbin mili tam frenlenerek $n=0$ olduğu zaman M_d yük momenti maksimum olmakta buna karşın n_d ambalman devir sayısında suyun bütün faydalı enerjisi çark tarafından savrulma kuvvetlerine harcandığı için M_d momenti sıfıra düşmektedir.

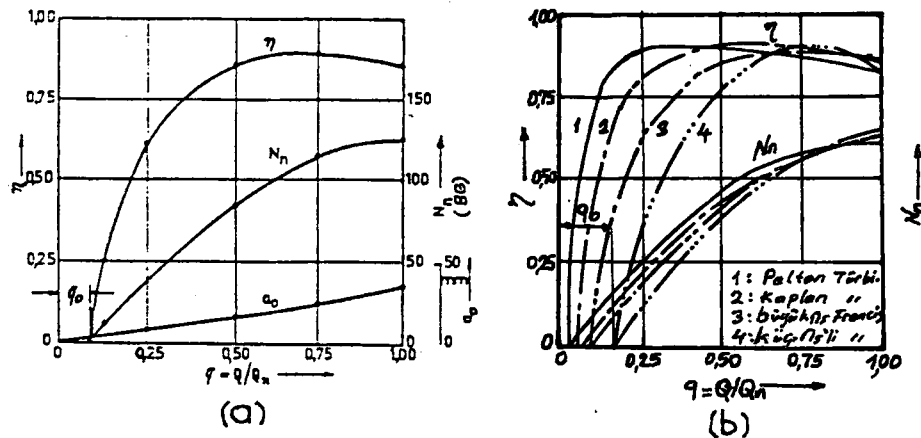
Şekil 5.2.b'den görüldüğü gibi türbin devir sayısı yükseldikçe düşük özgül devir sayılı Francis türbinlerinde $u_1 > u_2$ olduğundan, su debisi Q , $((u_1^2 / R_1) - (u_2^2 / R_2))$ değerine eşit olan merkezkaç kuvvetinin tesiri ile önce artmakta daha sonra azalmaktadır (b eğrisi). Buna karşılık yüksek özgül devir sayılı Francis türbinlerinde $u_1 \leq u_2$ olduğu için $(u_1^2 / R_1 - u_2^2 / R_2)$ merkezkaç kuvvetinin etkisi azaldığından devir sayısının artmasıyla debi Şekil 5.2.b'deki (a) eğrisi gibi bir artış gösterir. Pelton türbinlerinde debi devir sayısından bağımsızdır (c eğrisi). Kaplan tipi aksenal türbinlerde $u_1 = u_2$ olduğu halde devir sayısı yükseldikçe suyun w_1 ve w_2 bağlı hız değerleri de yükseldiği için debi artmaktadır.

5.3 Türbin Devir Sayısı Sabit, Düşüsü Değişken ve Debisi Sabit Tutularak Yapılan Karakteristik Deneyler

Bu şartlarda yapılan model deneyleri ile türbin veriminin ve gücünün değişimleri, türbin debisinin veya ayar kanat açıklığının fonksiyonu olarak tesbit edilebilmektedir. Şekil 5.3.a'da bu şartlarda yapılmış deneyin karakteristik eğrileri görülmektedir. Şekil 5.3'de görülen η ve N_e karakteristik eğrilerini elde etmek için model türbin, nominal debinin belli oranlarındaki debilerde sabit devir sayısında döndürülür. Değişik debilerde devir sayısını sabit tutmak için türbin mili bir dinamo freni ile frenlenir ve her debiye isabet eden N_e gücü, her ayar kanadı açıklığı a_0 'daki türbin verimi değerleri hesaplanarak η ve N_e karakteristik eğrileri çizilebilir. Değişik tip türbinlerin modelleri üzerinde yukarıda kaydedilen şartlarla yapılan deneylerden elde edilen η ve N_e karakteristik eğrileri Şekil 5.3.b'de gösterilmektedir.

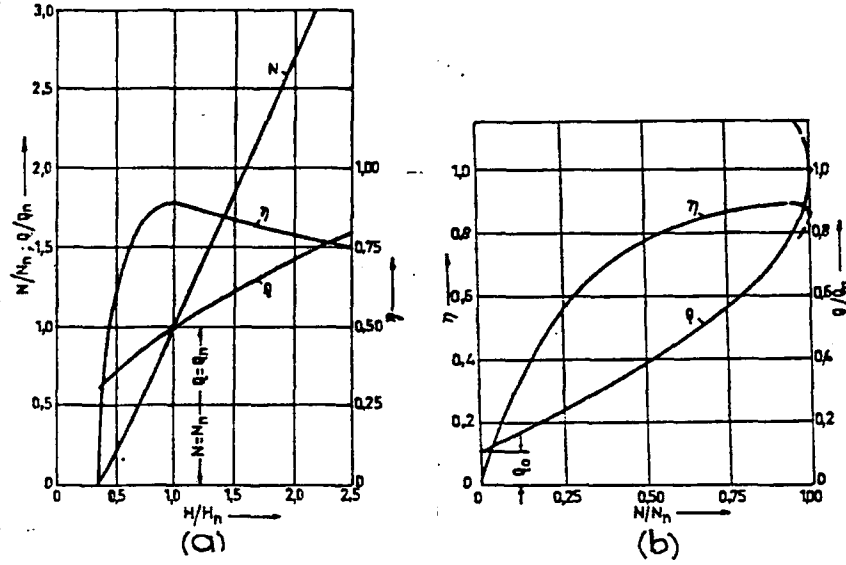
5.4 Sabit Devir Sayısı ve Değişken Düşü İle Çalışma Şartlarında Türbin Karakteristikleri

Önceki iki maddede kaydedilen model deneyleri ile ilgili eğrilerden elde edilen karakteristik eğriler Şekil 5.4.a'da çizilmiştir. Burada yüksek özgül devir sayısı



Şekil 5.3 a) $q=Q/Q_n$ 'nin fonksiyonu olarak η ve N_n karakteristik eğrileri

b) Aynı şartlar için değişik türbinlerin η ve N_n karakteristikleri



Şekil 5.4 a) Yüksek özgül devir sayılı Francis türbinlerinin N , Q , η karakteristikleri,
b) Q değişken, H_e ve n sabit durumunda karakteristik eğriler

Francis türbinlerinin N, Q ve η karakteristik eğrileri düşünün fonksiyonu olarak çizilmiştir. Şekil 5.4.a'nın incelenmesinden görüleceği gibi $H=H_n$ iken verim (η) en

yüksek değerine ulaşmakta ve türbinin çalıştırıldığı H düşüsünün değeri, projelendirme düşüsü H_n 'ye nazaran azaldıkça türbin verimi de ani olarak azalmaktadır. $H=0.3 H_n$ değerinde türbin gücü $N_e=0$ olmaktadır. Bu yüzden küçük hidrolik düşülü tesislerde düşünün nominal değerinin altına indirilmesi ve Francis tipi türbinlerin dizayn düşülerinin çok altındaki düşülerde çalıştırılması asla uygun bir işletme tarzı değildir.

Buna karşılık hidrolik düşünün nominal H_n düşüsünün çok üzerine çıkması da az da olsa verim düşüklüğüne sebep olması ve bilhassa müsaade edilen malzeme gerilmelerinin aşılmasına sebep olabileceği için arzu edilmeyen bir işletme tarzı olmaktadır. Şekil 5.4.b'de değişken debi, sabit düşü ve sabit devir sayısı şartlarında yapılan karakteristik deneyin N/N_n 'ye göre Q/Q_n ve η 'nin değişimleri görülmektedir.

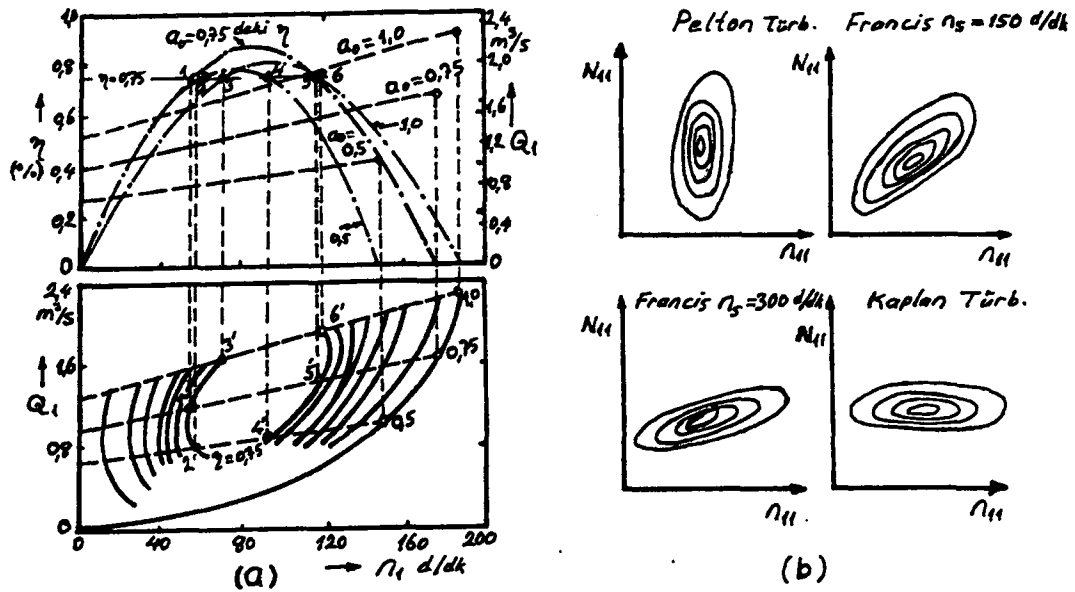
5.5 Hidrolik Türbinlerin Dağ Kesitli Karakteristik Eğrileri

Madde 5.2'de kaydedilen şartlarda yani, debi değişken, düşü değişken ve devir sayısının sabit olması şartlarında elde edilen türbin karakteristik eğrileri, türbinin

devir sayısının veya n_1 birim devir sayısının fonksiyonu olarak çizilmek suretiyle dağ kesitine benzeyen türbin karakteristik eğrileri elde edilirler. Aşağıdaki Şekil 5.5.a'da görüldüğü gibi türbin ayar kanatlarının muhtelif a_0 açıklıklarındaki yani, $Q_{\text{mak}}; 0.75 Q_{\text{mak}}; 0.50 Q_{\text{mak}}; 0.25 Q_{\text{mak}}$ gibi su debilerindeki verim eğrilerinin değişik noktalarının, mesela $\eta=0.75$ hattı ile kesiştikleri 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 noktalarının bir düzlem üzerindeki $a_0=1.0, 0.75, 0.5, 0.25$ çizgilerine 1', 2', 3', 4', 5' ve 6' olarak taşınması ile 0.75 verime isabet eden bir yükseklikteki düzlem üzerine verim eğrisi taşınmış olur [53].

Aynı şekilde ayar kanatlarının deney yapılan bütün açıklıklarındaki verim eğrilerinin verim hatları ile kesiştikleri noktaların bu verimlere isabet eden yüksekliklerdeki düzlemlere taşınması ile bir dağın değişik yüksekliklerinden geçen yatay düzlemlerle kesilmesi halindeki kesitine benzeyen ve "hidrolik türbinlerin dağ kesiti eğrileri" olarak isimlendirilen karakteristik eğrileri elde edilmiş olur. Burada çizimi tarif edilen dağ kesiti eğrilerinde apsiste birim devir sayısı (n_1) ordinatta birim debi (Q_1) değişkenleri bulunmaktadır.

Bazı konstrüktörler, Q_1 yerine birim güç N_1 kullanarak (burada düşü sabit tutulur) ve bu değerleri $D=1$ m birim çapa indirgeyerek karakteristik diyağramı $n_{11}-N_{11}$ 'e göre çizmeyi tarif ederler, Şekil 5.5.b . Bu karakteristiklerde n_{11} yerine k_u katsayısı da kullanılmaktadır. Diğer taraftan özgül hız n_1 ve N_1 cinsinden $n_s=n_1\sqrt{N_1}$



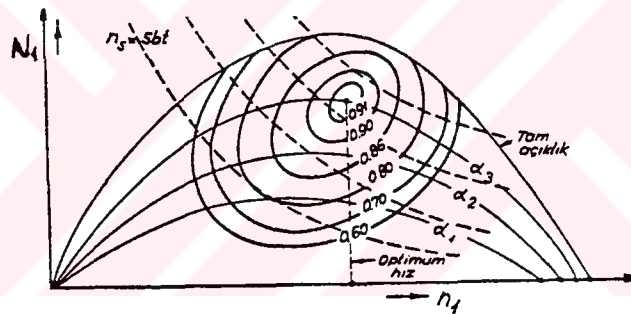
Şekil 5.5 a) Su türbinlerinin dağ kesitine benzeyen karakteristik eğrilerinin çizimi

b) Muhtelif türbinlerin dağ kesitli karakteristik eğrileri

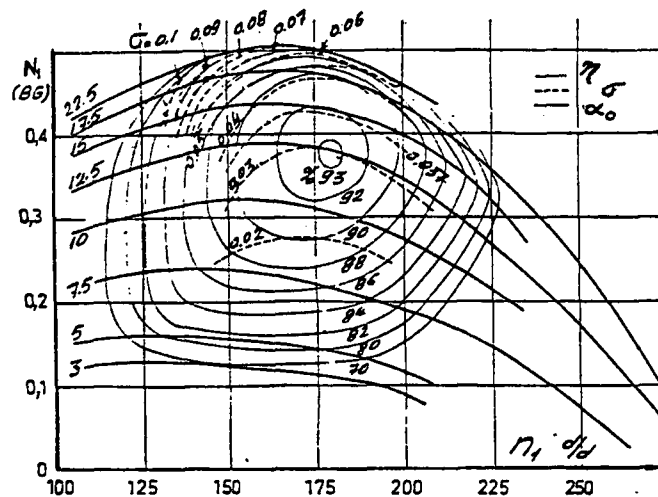
şeklinde yazıldığından eşit özgül hızlı noktaların geometrik yerleri de bu diyagramda gösterilebilir (Şekil 5.6'da kesik çizgilerle gösterilmiştir).

Hidrolik türbinlerin dağ kesitine benzeyen karakteristik eğrileri, işletme sahası sınırlarının tesbit edilmesine yarayan en uygun karakteristiklerdir. Hidroelektrik santrallarına kurulacak türbin güçlerini tesbit etmek ve türbinlerin en yüksek verimle çalıştırılacağı yük bölgelerini belirlemek için kullanılmaktadırlar. Birbirlerine benzerlik kuralları ile geçilebilen ve H net düşüşünün her değeri için bir dağ eğrileri ailesinin çizilebilmesi mümkündür. Böyle yapılacağına bütün çalışma noktalarını içine alan bir tek dağ eğrisi diyagramı H=1 m düşüye indirgenerek Francis türbinleri için (Şekil 5.6) apsiste n_1 , ordinatta N_1 bulunan diyagramlar da çizilir.

Türbin nominal düşüşü dışında ya da kısmi yüklerde çalıştığı zaman karşılaşılabilecek kavitasyon sınırları, deneylerle tesbit edilip dağ eğrileri üzerine işlenir (Şekil 5.7). Şekil 5.7 üzerinde σ sabit kavitasyon limit eğrileri kesik çizgilerle gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Francis türbinlerinin tam karakteristiği



Şekil 5.7 σ kavitasyon eğrilerinin de gösterildiği karakteristikler



6. LABORATUVAR TİPİ BİR FRANCİS TÜRBİNİ DENEY SETİ İMALATI VE DENEYLERİN YAPILMASI

6.1 Türbin Deney Setleri

Hidrolik akım makinaları ve su türbinleri hakkında edinilen bilgiler ve tecrübeler ile karşılaşılan problemlerin çözümleri, benzerlik kanunlarına göre imal edilen model makinalarla yapılan deneylerden sağlanmaktadır. Çünkü esas makinanın deney şartlarını oluşturmak çok zor olduğundan, onun küçük bir modelinin yapılarak benzer işletme şartlarında denenmesi mecburu olmaktadır.

Hidrolik akım makinaları için geçerli olan benzerlik kanunları, birbirine geometrik benzer olan her büyüklükteki su türbinleri için tatbik edilebilmekte, çeşitli model dizilerinin tertip edilebilmesine ve model deneylerinin yapılabilmesine imkan sağlamaktadır. Model dizisi ifadesinden, esas türbin rotoruna nazaran belirli oranlarda küçültülmüş ve birbirlerine geometrik benzer olan; aynı işletme şartlarında, aynı işletme özellikleri ile aynı kullanma sahaları veren türbinler anlaşılmaktadır.

Hidrolik bir türbinin model deneylerinin yapılabilmesi için öncelikle model türbinin esas türbine oranının yani imal edilecek model türbinin boyutlarının tesbit edilmesi ve daha sonra da model türbinin imal edilmesi gerekmektedir. Esas türbin çarkının giriş çapı D_1 , model türbinin giriş çapı D_1' ve esas türbin boyutlarının model türbin boyutlarına oranı $\lambda = D_1/D_1'$ 'dür. Bu, model türbinin bütün boyutları esas türbinin boyutlarından " λ " oranında küçültülmüş olarak imal edilecek demektir.

Geometrik benzerlik şartına ek olarak bir noktada akışkan parçacığına etkiyen dış kuvvetten homolog (tekabül eden) noktaya sabit bir benzerlik katsayısı ile geçilebiliyorsa bu benzerlik için yeter şart olacaktır. Zira bu halde modeldeki bütün parçacıklar, prototipteki (gerçekte) bütün parçacıklarla aynı cins kuvvet yayılımı etkisinde bulunacaklardır. Dış kuvvetler olarak yalnız viskozite ve atalet kuvvetleri mevcut olduğuna göre modelde ve gerçek türbinde atalet kuvvetlerinin viskozite kuvvetlerine oranı aynı kalmalıdır. Bu şart, (') işareti modeli belirtmek üzere

$$\rho \frac{LV}{\mu} = \rho' \frac{L'V'}{\mu'}$$

olarak yazılır. Bu ise boyutsuz Reynolds sayısının ($R_e = L V / \nu$) benzer akışlarda eşit olması gerektiğini gösterir. Bu da yalnız viskozite ve atalet kuvvetleri etkisinde olan akışkanlarda geometrik benzerliğe ek olarak dinamik benzerlik için Reynolds sayılarının da eşit olması gerektiğini göstermektedir. Reynolds sayısı büyüdükçe atalet kuvvetlerinin viskozite kuvvetlerine oranı büyür. Yani viskozite kuvvetleri atalet kuvvetleri yanında küçük kalır [54].

Pratikte kullanılan su makinalarında boyutlar ve hızlar oldukça büyüktür. Dolayısıyla Reynolds sayıları da çok büyük değerlere ulaşır. Bundan dolayı atalet kuvvetleri yanında viskozite kuvvetleri ihmal edilebilir. O halde viskozite kuvvetleri akışlarda büyük rol oynamayacaktır. Çok büyük Reynolds sayısına sahip iki makina

için Reynolds benzerliği şartı ilk yaklaşıklıkla göz önüne alınmayarak su makinalarındaki akışların benzerliğinde yalnız atalet kuvvetleri rol oynayacaktır [54].

Birbirine geometrik olarak benzer ve sabit olan iki cidar etrafında sürtünmesiz olan akışlar birbirine benzer olarak sürerler. Bunun sebebi homolog partiküllerin yalnız atalet kuvvetleri tesirinde olması ve bu kuvvetlerin basınç kuvvetleri tarafından otomatik olarak dengelenmesidir. Bu dengeleme o şekilde olur ki hızlar arasındaki oran belli ise basınçlar arasındaki oran da bulunabilir. Atalet kuvvetlerinin basınç kuvvetlerine oranı modelde ve gerçek makinada aynı olduğu

$$(p / \rho) / (p' / \rho') = 1 / \mu^2 = (v / v')^2 \quad (6.1)$$

ifadesinden görülmektedir. Bu denkleme göre basınçlar oranı istenildiği gibi seçildiğinde hızlar oranı ona göre bir değer alacaktır. Bu durumun tersi de olabilir. Su türbinlerinde durum farklıdır. Burada dönen bir çark bulunduğundan devir sayılarının oranı zaman oranını verir. Bu yüzden basınçlar oranı istenildiği gibi seçilemez, Hızlar oranı da yukarıdaki bağıntı ile bağlıdır. Yani burada geometrik benzerliğe ek olarak dinamik benzerlik için ek bir şartı gerçekleştirmek zorunda kalınır.

Bu açıklamalara göre su makinalarında benzerlik şartları:

1- Geometrik benzerlik (λ oranı ile belirir),

2- Net düşümlerin oranınının karesine eşitliği'dir. İkinci şartlar yerine genel olarak hız üçgenlerinin benzerliği şartı kabul edilir. Bu esas şartlara dayanarak benzer türbinlerin muhtelif karakteristik büyüklükleri arasındaki bağıntılar çıkarılabilir.

Devir sayıları oranı: $u = \pi D n / 60$ ifadesinden $n/n' = (u/D)/(u'/D') = \mu/\lambda$ elde edilir.

Debiler arasındaki oran: $Q/Q' = v s / (v' s') = \mu \lambda^2$ dir.

Hidrolik verim oranları: $\eta_h = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) / (gH)$ ifadesinden $\eta_h = \eta_h' = \mu^2 / \mu^2 = 1$ olmaktadır.

Güçler arasındaki oran: $N_h/N_h' = N_0/N_0' = H_0 Q / (H_0' Q') = \mu^3 \lambda^2$, $N_e/N_e' = \mu^3 \lambda^2$ elde edilir.

$H_0/H_0' = \mu^2$, $n/n' = \mu/\lambda$, $N_e/N_e' = \mu^3 \lambda^2$ denklemlerinde μ ve λ katsayıları yok edilirse, $n \sqrt{N_e} / H_0^{4/5} = n' \sqrt{N_e'} / (H_0')^{4/5} = n_s$ olduğu görülür. Buradan birbirine benzer bütün türbinlerin özgül hızlarınının eşit olduğu sonucu çıkar.

Özgül hızları eşit olan ve geometrik olarak benzer olan türbinlerin a_0 ayar kanat açıklıkları da aynı ise türbinler benzerdir.

Bir türbinin çeşitli düşülerdeki çalışma durumları arasında kıyaslama yapmak veya birbirinden farklı düşülerde çalışan iki türbini birbiri ile karşılaştırabilmek için bunları belirli bir düşüye indirgemek gerekir. Bunun için genel olarak 1 metrelik düşü alınır. Bu birim değerler ,

$$N_1 = N / (H_0 \sqrt{H_0}), \quad n_1 = n / \sqrt{H_0}, \quad Q_1 = Q / \sqrt{H_0} \quad (6.2)$$

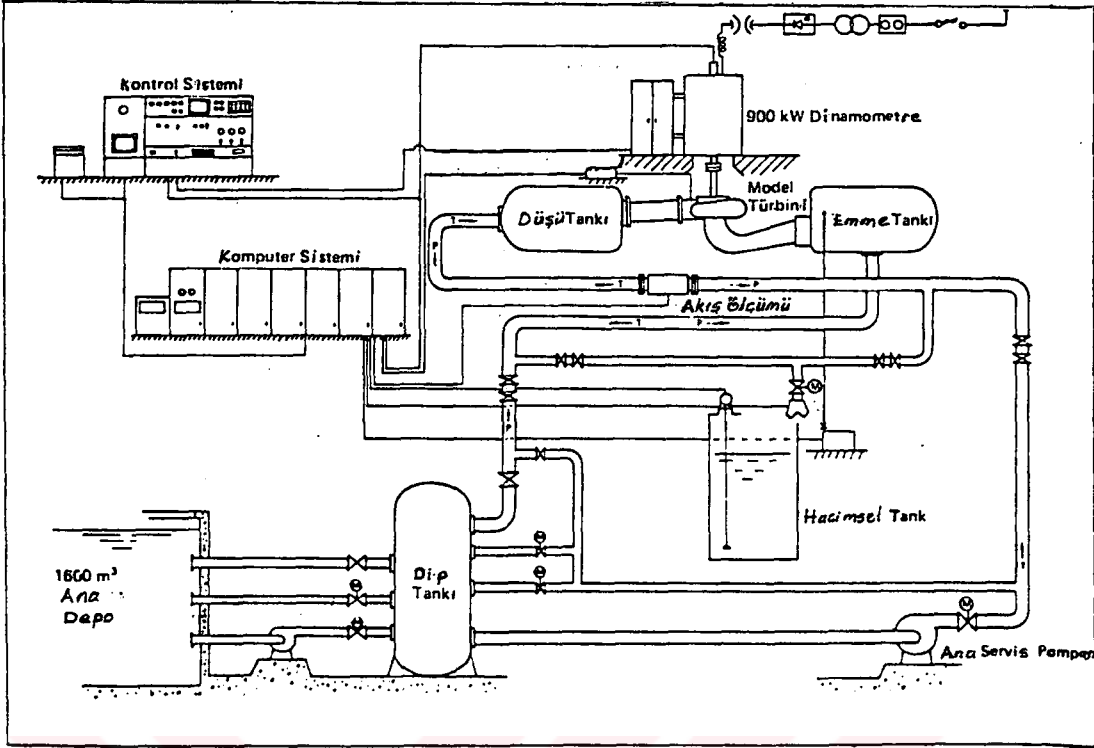
bağıntıları ile bulunur.

Makinaya benzer olan ve 1 m düşü altında çalışan 1 m çapındaki türbinin güç ve hızları elde edilerek farklı çap ve farklı düşüde çalışan iki makinanın kıyaslaması yapılabilir. Bu ifadeler aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} n_s &= n_{11} \sqrt{N_{11}}; \quad N_{11} = N_1 / D_1^2 = N / (D_1^2 H / \sqrt{H}); \\ n_{11} &= n_1 \quad D_1 = n D_1 / \sqrt{H}; \quad Q_{11} = Q / (D_1^2 \sqrt{H}); \quad \eta_{11} = \eta_g \end{aligned} \quad (6.3)$$

Su türbinlerine ait deney setlerini türbin imalatçı firmaları ve araştırma kurumlarının daha iyi makina geliştirmek için yaptıkları setler ve üniversiteler gibi eğitim kurumlarının konu ile ilgili deneyler yapmak ve bilgiler vermek için yaptıkları daha küçük deney setleri olmak üzere iki sınıfa ayırabiliriz. Bunlardan birinci grupta olanlar ayrıntılı olarak ve gerçek çalışma şartlarına yakın olmak için belli bir büyüklükte yapıldıklarından maliyetleri yüksektir. İkinci grupta olanlar ise daha küçük ve daha ucuza maledilebildiklerinden üniversiteler ve bazı küçük araştırma kurumlarında tercih edilebilirler.

Şekil 6.1'de 900 kW dinamometre gücünde bir imalatçı firmaya ait deney seti, Şekil 6.2'de ise öğretim laboratuvarı tipi küçük bir deney seti görülmektedir.



Şekil 6.1 900 kW dinamometre gücünde gelişmiş bir türbin deney seti

Bir deney seti veya santral türbininde bir türbin karakteristiklerini çıkarmak veya türbin kabul deneylerini yapmak için deney türbininin debisi, net düşüsü, devir sayısı, efektif gücü ile basınç ve hız değişimlerinin ölçülmesi gerekmektedir. Bu ölçmeler aşağıdaki şekiller veya metodlarla yapılabilmektedir.

a) Debi ölçmeleri: Deney setlerinde debiyi ölçmek için kullanılan başlıca metodlar şunlardır; savak metodu, muline metodu, pitot tüpü kullanılması, hacim veya ağırlık metodu, hareketli levha ile, diyafram ve lüle ile ölçme, venturi metodu, kimyasal metod, Allen (tuz hızı) metodu, Gibson metodu, ultrasonik ve diğer modern yöntemler. Bunlardan deney setine en uygun olanı kullanılır.

b) Net düşünün tesbit edilmesi: Türbin net düşüsünün belirlenmesi için türbin girişindeki basıncı ve emme borusundaki su hızını bilmek gerekir. Bunun için türbin debisini ve türbine girişteki basıncı ölçmek yeterlidir. Diğer bilgiler tesisatın geometrik özelliklerinden alınır. Basınç ölçümü kadranlı veya civalı manometreler ile yapılabilir.

c) Devir sayısı (hız) ölçümü: Türbinin efektif gücünü hesaplayabilmek için, laboratuvar deneylerinde türbinin devir sayısı ve momenti ölçülür. Devir sayısı ölçümü test edilecek türbinin milinden mekanik, stroboskopik veya elektronik bir takometre ile yapılır.

d) Türbin milindeki momentin ölçülmesi: Bunun için aşağıdaki metodlardan biri kullanılır.

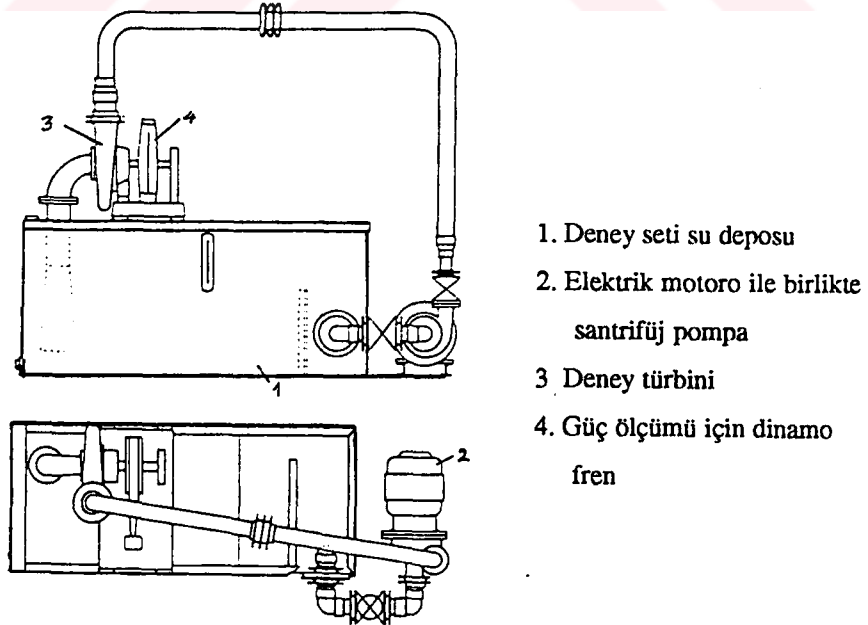
- 1- Torsiyon dinamometresi kullanılması ile,
- 2- Proni veya su freni ile yükleme (fren terazisi) halinde,
- 3- Yükleme bir generatörle laboratuvarda yapıldığı takdirde generatörü askıya

alma yolu,

- 4- Strain gage torkmetre ile direkt ölçülebilir.

Bir hidroelektrik santralin türbininde dinamometreli moment ölçme yolu ile efektif gücü ölçmek çok zordur. Çünkü generatörün askıya alınması zor ve mahsurludur. Böyle durumda generatör verimi hesaba katılarak efektif güç bulunabilir.

e) Kavitasyon ve girdaplıyaları gözlemleyerek sınır durumlarını tesbit etmek



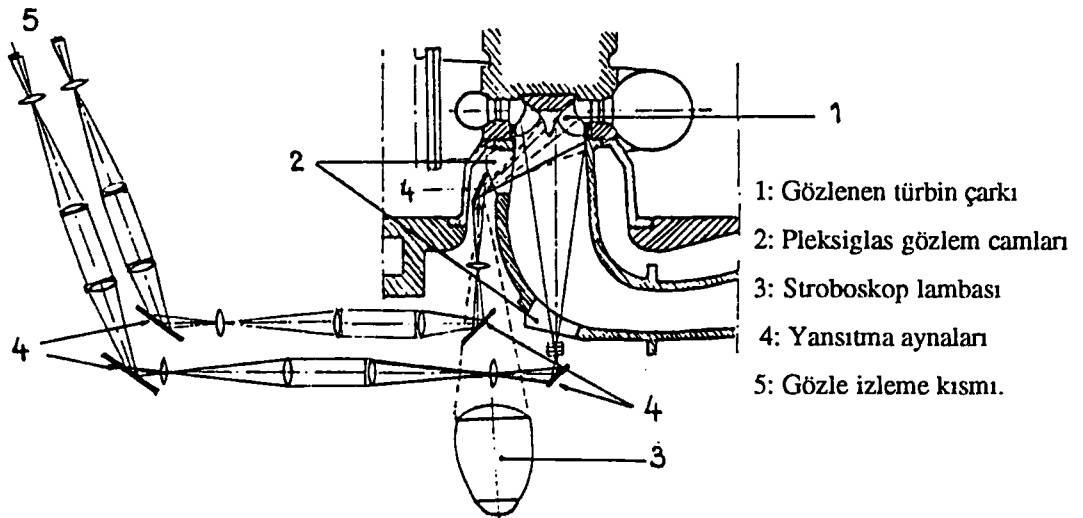
Şekil 6.2 Laboratuvar tipi küçük bir su türbini deney seti

ve deneylerini yapabilmek için stroboskopik metod kullanılır. Bunun için türbin çark kapağı ve emme borusu gözlem için uygun şekilde yapılarak türbin devir sayısına uygun bir stroboskop cihazı kullanılmalıdır. Şekil 6.3'de türbin emme borusundaki saydam kısımlardan stroboskop ile çark çıkışı ve emme borusunun gözlenmesi gösterilmiştir [50].

6.2 Francis Türbini Deney Seti Dizaynı ve İmalatı

Bir su türbini deney setinin kurulabilmesi yani imalatının yapılabilmesi için öncelikle bu setin dizaynının yapılması gerekmektedir. Dizayn için gerekli değerler deney setinin büyüklüğüne ve deneyi yapılacak türbinin cinsi gibi kriterlere göre farklılıklar arzeder. Su türbini deney setinin dizaynı için öncelikle dizayn türbininin çalıştırılacağı su debisi ve düşüsünün tesbit edilmesi gerekmektedir.

Deney setindeki model deney türbinleri, belli bir su debisi ve düşüsü ile çalışacakları için bu debi ve düşüyü suni olarak sağlamak için pompalar kullanılmaktadır. Neyrpic ve Mecanica Peseda firmalarının model laboratuvar türbinleri dizaynı için kullandıkları ve tavsiye ettikleri debi-düşü (Q-H) karakteristikleri



Şekil 6.3 Stroboskopik metotla kavitasyonun gözlenmesi

Şekil 6.4'te görülmektedir [17].

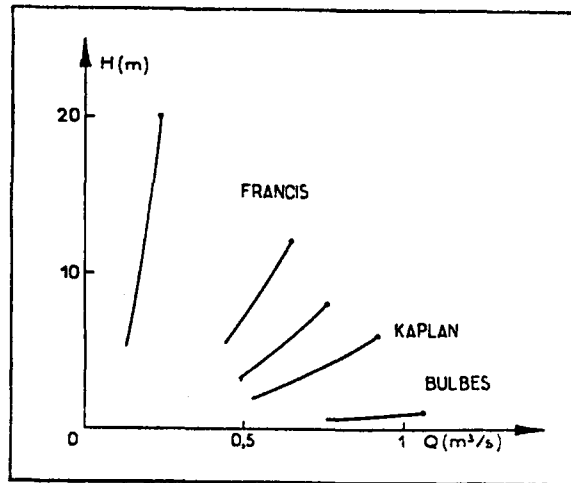
Deney setinde yüksek düşümlü türbin deneyleri yapılacaksa yüksek düşü (basınç) sağlayan pompa veya küçük düşü büyük debi gerektiren bir türbin deneyi yapılacak ise bu ve buna benzer özellikler verebilecek pompalar kullanılacaktır. Ayrıca deney setinde kullanılan suyun devamlı olarak kullanılabilmesi için bir su deposu, suyun türbine sevk edildiği borular, deney türbini, pompalar ve diğer deney seti parçalarının montaj edildiği elemanlar kullanılacaktır.

Bu tez çalışması ile ilgili deneylerin yapılabilmesi için dizaynı ve imalatı yapılacak Francis türbini deney seti için dizayn değerleri ile deney seti genel şekli aşağıdaki bazı hususlar göz önüne alınarak tesbit edilmiştir.

1) Deney setinin büyüklüğü ve genel şekli hem bu tezle ilgili deneylerin yapılabilmesi hem de makina mühendisliği öğretiminde su türbinleri ile ilgili ders ve laboratuvar çalışmalarında kullanılabilmesi için küçük ve taşınabilir (tekerlekli) bir deney seti seçilmiştir.

2) Deney setinin büyüklüğü ve ve buna bağlı olarak deney türbini büyüklüğü Üniversite Araştırma Fonu tarafından sağlanan ödenek miktarı da göz önünde bulundurularak, 1:2 kW efektif gücünde bir deney türbini olması belirlenmiştir.

3) Deney seti türbini için ortalama su debisi 20:30 l/s ve düşü ise nominal olarak 10:15 mSS olarak belirlenmiştir.



Şekil 6.4 Model türbin deney setleri için tavsiye edilen Q-H karakteristiği

4) Deney setinde türbin için gerekli debi ve düşüyü sağlayacak iki adet pompa kullanılacaktır. Pompalar deney setine paralel ve seri olarak çalışabilecek şekilde montaj edilecek, böylece ilave olarak pompaların paralel ve seri çalışma deneyleri de yapılabilecektir. Pompalar paralel çalışırken debi iki pompa debisi, basınç (düşü) bir pompa basıncı (orta değerde debi ve düşü) olarak Francis türbini tahrik edilecektir.

5) 4. Maddeye bağlı olarak tez ile ilgili olmamasına rağmen deney setindeki pompaların seri çalışmaları durumunda (yüksek düşü, küçük debi) deney setine bir aksiyon türbini olan model Pelton türbini imal edilerek bu türbinle ilgili deneyler de yapılabilecektir.

6) Deney setinde model türbinlerden elde edilen gücün ölçülmesi için generatör, motor olarak kullanılacak bir DC motoru kullanılacaktır. Generatörden elektrik akımı elde edebilmek için kutuplarına doğru akım verildiğinde (uyartım akımı olarak) kutuplarda manyetik alan oluşur. Bu manyetik alan endüvi sargılarınca kesilerek sargılarda oluşan gerilim ve akım kollektör ve fırçalarla dış devreye alınır. Kutuplar altında dönen endüviden akımın çekilmesiyle Lenz kanunu (kendini meydana getiren sebebe zıt yönde dönmek ister) gereğince endüvideki manyetik kuvvet türbini durdurma yönünde etki eder. Bu tepki kuvveti yataklarla askıya alınmış statora etki ederek statorda, tersi yönde yani türbin dönüş yönünde bir dönme momenti oluşmasını sağlar. Statorda oluşan bu dönme momenti moment kollarıyla ve ölçü cihazlarıyla ölçülerek türbin-generatör devir sayısı yardımıyla deney türbini gücü bulunur. Generatörden çekilen akım kademe kademe artırılarak türbin istenilen yükte çalıştırılır.

7) Francis deney türbininin veya bunun yerine monte edilecek bir başka türbin veya pompanın pompa-türbin olarak çalıştırılması yapılabilecektir. Makinalar pompa olarak çalıştırılmak istendiğinde DC motoru motor olarak maksimum devrine kadar istenilen devirde çalıştırılabildiğinden deneyi yapılacak pompanın veya pompa-türbinin karakteristik deneyleri de yapılabilecektir.

8) Deney türbininin efektif gücünün hesaplanabilmesi için türbin-generatör milinin devir sayısının ölçülmesi bir elektronik takometre ile yapılacaktır.

9) Deney türbininin elektrik gücü ise, generatörde üretilen ve dirençlerde harcanan elektriğin Amper ve voltajı ölçülerek bulunabilecektir.

10) Deney türbininin toplam veriminin hesaplanabilmesi için deney türbinine giren suyun debisi ve düşüsünün ölçülmesi gerekmektedir. Debi, orifis metre, düşü ise manometre ile ölçülecektir.

11) Hidrolik verimin hesaplanabilmesi için gereken türbin çarkı giriş ve çıkış basınçları ile su hızları manometreler ve akış kesitleri ile bulunacaktır.

12) Pompaların ve türbinlerin çalıştırılması sırasında debi ve düşünün ayarlanması veya istenilen çalışma şartlarının sağlanması vanalar ile yapılacaktır.

13) Francis türbini çark kanat verimini hesaplamak ve bu verime etki eden faktörleri incelemek için, çark kanat sayıları, kanat giriş ve çıkış açıları farklı olan çarklar imal edilerek test edileceklerdir.

14) Francis deney türbininde maksimum verimle çalışma noktasını veren karakteristik deneyler tüm imal edilen çarklar için yapılacak ve elde edilen sonuçlar grafiklerle gösterilerek incelenecektir.

15) Francis deney türbininde çark kanatları arasındaki ve emme borusundaki akış olayları ile kavitasyon ve girdap olaylarının gözlemlenerek bunların verime etkisinin araştırılabilmesi için deneyi yapılacak türbin çarkları dış halkasız yani açık çark olarak yapılacaktır. Ayrıca emme borusu üst kısmı şeffaf olan Pleksiglas malzemeden imal edilecektir.

Deney setinin dizaynı ve imalatı aşağıda kısaca açıklandığı şekilde yapılmıştır.

Deney seti için gerekli olan iki adet motoruyla birlikte santrifüj pompa, bir adet 3 kW DC motoru, galvanizli boru ve şasi malzemesi olarak U profili gibi malzeme ve makineler satın alındı. Model türbinleri DC motoru ve pompaların boyutları göz önüne alınarak, deney setinin mümkün olduğu kadar hafif olması istenerek kaba boyut hesapları yapıldı. Belirlenen boyutlara göre deney seti şasisi, su deposu ve pompalar monte edildi. Depo üzerine ise orta kısma DC motor-generatör, yan taraflara da deney türbinleri yerleştirilerek türbinler, pompalar ve depo arasına borularla gerekli bağlantılar yapıldı.

Bir sonraki kısımda dizaynı verilen Francis deney türbininin salyangozu, çarkı ve kapak kısımları alüminyum döküm, ayar kanatları p rinç döküm, mil ve bazı diğer aksamaları çelikten imal edildi. Emme borusu alt kısmı sacdan, üst kısmı ise şeffaf pleksiglasdan imal edilerek yerlerine monte edildi. Debi ve basınç (düşü) ölçümü için standartta belirtilen boruların kısımlarına orifis metre ve manometreler yerleştirildi.

Türbin çark kanatlarına girişte, kanatlar arasında, kanatların çıkışında ve emme borusunun muhtelif yerlerinde basınç ve vakumun ölçülmesi için gerekli ölçü delikleri açılarak manometreler ve vakumetreler monte edildi. Türbin çarkı çıkışındaki ve emme borusundaki kavitasyon ve girdap olaylarının daha iyi gözlenebilmesi için stroboskop yerleştirildi. Elektrik motorlarının dış şebekeden alacakları elektrik akımı ve generatörde üretilen elektrik gücünün ölçülebilmesi için bir elektrik panosu yapılarak buraya; voltmetre, ampermetre, $\cos\phi$ metre ve devir sayısı ölçümünde kullanılan elektronik takometre ile şalterler yerleştirildi. Deney seti için üç fazlı 380 V elektrik kaynağı, bir fiş vasıtasıyla üç fazlı akımın bulunduğu her yerden sağlanabilecektir. Deney seti her laboratuvara taşınabilecek ve kolaylıkla çalıştırılabilecek şekilde imal edilmiştir.

6.3 Francis Deney Türbininin Dizaynı

Deney setinde deney türbinine gönderilecek su debisi, basınç borusunda türbin girişine yakın bulunan sürgülü vana (şiber) ile ayarlanmaktadır. Ayrıca türbinden geçen debi türbin ayar kanatlarının açıklık konumuna göre de değişir. Deney setinde pompalar deney türbini girişine direkt olarak bağlanacaklarından, debinin her değiştirilmesi durumunda pompaların karakteristikleri değiştiği için türbine giriş basıncı ve buna bağlı olarak da toplam düşü değişecektir.

Deney setinde deney türbinine su debisi ve düşüsü sağlayacak pompaların paralel çalışması durumunda, debinin vana ile değiştirilmesiyle türbine giriş borusunda elde ediledebi-düşü verileri tablo 6.1'de verilmiştir.

Tablo 6.1 Deney seti pompalarının paralel çalışma verileri

Düşü (mSS)	26	15	14	13	12	11	10
Debi (l/s)	0	17	17.5	18	18.6	19.2	19.8
9	8	7	6	5	4	3	2.5
20.2	20.8	21.6	22	22.3	22.6	23	23.5

6.3.1 Francis deney türbini çarkının dizaynı

Francis deney türbininin çalışma debisi ve düşüsü, pompaların paralel çalışma karakteristiğindeki orta noktaların debisi ve basma yüksekliği seçilecektir. Ortalama olarak $Q=20$ l/s ve $H=10$ mSS değerleri alınabilir.

Türbin çarkının dizaynında bütün dizayn metotları incelenerek en yaygın kullanılan metod ve hesaplamalar kullanılmıştır.

Türbinin efektif gücü; $N_e = \rho g H \eta \phi 10^{-3}$ [kW] ifadesinden hesaplanabilir. Burada suyun yoğunluğu $\rho = 1000$ kg/m³ alınacaktır. Küçük tip türbinler için toplam verim $\eta = 0.75$ kabul edilmektedir. Bu eşitliğe yukarıdaki miktarlar konduğunda deney türbininin efektif gücü

$$N_e = 9.81 \cdot 1000 \cdot 10 \cdot 0.02 \cdot 0.75 / 1000 = 1.47 \text{ kW}$$

bulunur.

Dizayn hesaplarında deney türbininin çalışma debisi ve düşüsü için $Q=18-23$ l/s ile

$H=8-13$ mSS arasında değişiklikleri göz önünde bulundurulacaktır.

Türbin çarkı alt ve üst halka formlarının elde edilmesi ve çark kanadının yerleştirileceği sahanın incelenmesi:

Daha önce (2.21) eşitliğiyle verilen boyutsuz özgül devir sayısı

$$n_0 = \omega (Q / \pi)^{1/2} / (2gH_0)^{3/4}$$

ifadesinin hesaplanabilmesi için ω açısal hızı yani türbin devir sayısının tesbit edilmesi lazımdır. Türbin devir sayısını sınırlayan iki önemli etken vardır. Bunlar:

1. Mukavemet,
2. Kaviteasyon faktörleridir.

Bu etkenlerden mukavemet faktörü deney türbini çark çapının küçük olması ve çarkın hafif olması dolayısıyla ihmal edilebilir.

Türbin devir sayısının tesbiti kavitasyon etkeni göz önünde tutularak yapılacaktır. Kavitasyon olayının sınır değeri (3.1) ifadesiyle

$$\sigma_t = (H_a - H_s - H_v) / H_n \geq \sigma_{kr}$$

hesaplanabilir. Buradaki H_a , tesisin bulunduğu yerdeki atmosfer basıncı $H_a=10.33-Z/900$ ifadesinden hesaplanabilir. Deney setinin kurulacağı Selçuk Üniversitesi kampüsünün rakımı yaklaşık $z=1150$ m'dir. Buradan

$$H_a=10.33-1150/900=9.05 \text{ mSS bulunur.}$$

H_s türbin emme yüksekliği ise deney setinin boyutlarına göre en fazla $H_s=0.8-1$ m olarak yapılabilecektir.

Türbin çalışma suyunun sıcaklığı türbin laboratuvarında çalıştırılacağı için 20°C alınarak, H_v çalışma sıcaklığındaki buharlaşma basıncı Tablo 4.2'den $H_v=0.243$ mSS alınabilir. Fakat türbinin laboratuvarında çalıştırılması esnasında çalışma suyu depo ile deney türbini arasında sürekli devri daim ettiğinden zamanla ısınacaktır ve çalışma suyu sıcaklığı yaklaşık 40°C ye yükselebilecektir. Bu sıcaklık için suyun buharlaşma basıncı $H_v=0.752$ mSS olacaktır. Daha emniyetli (kavitasyon açısından) bir çalışma için 40°C çalışma suyu buharlaşma basıncı hesaplamalarda kullanılmalıdır. Buna göre $H_n=10$ m alınarak

$$\sigma_t=(9.05-1.0-0.752)/10=7.298/10=0.729$$

bulunur. $\sigma_t=0.729 \geq \sigma_{kr}$ olmalıdır. Yani kavitasyon olayının başladığı σ_{kr} değeri σ_t değerinden daima küçük veya eşit olmalıdır. Tablo 4.3 incelendiğinde Francis türbinleri için verilen σ_{kr} değerleri bütün özgül devir sayıları için $\sigma_t=0.729$ değerinden küçüktür. Bundan dolayı türbin devir sayısı ne seçilirse seçilsin bütün özgül devir sayıları için bu deney türbini emme yüksekliği, çalışma sıcaklığı ve atmosfer basıncı bakımından emniyetli (kavitasyonsuz) bir şekilde çalışacaktır.

Türbinler için geçerli olan maksimum devir sayısı eşitliğinden

$$n = S_q \Delta y^{3/4} / (Q_{11})^{1/2} \quad (6.4)$$

bulunur. Burada S_q , çark tipine göre 200-300 d/dak arasında alınır. Δy , türbinin aşmaması gereken dinamik düşü olup aşağıdaki ifadeden

$$\Delta y = (P_a - P_b) / \rho - g(H_s)_{maks} \quad [m^2 / s^2] \quad (6.5)$$

hesaplanır. Burada P_a , atmosfer basıncı, P_b suyun çalışma sıcaklığındaki buharlaşma basıncı ve $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$ tür.

Küçük deney türbinleri için kabul edilen çark devir sayısı (1000-2000) d/dak değerleri arasındadır. Francis deney türbini çark devir sayısı 1350 d/dak kabul edilecektir. İleride hesaplamalar sonucu bu değer gerekirse değiştirilip düzeltililebilecektir. Bu durumda,

$$n_0 = \omega(Q / \pi)^{1/2} / (2gH)^{0.75} = \frac{1350 \cdot \pi}{30} (0.018 / \pi)^{1/2} / (2 \cdot 9.81 \cdot 10)^{0.75} = 0.204$$

bulunur.

$$n_q = n / \sqrt{H} (Q / \sqrt{H})^{1/2} = 1350 / \sqrt{10} (0.018 / \sqrt{10})^{1/2} = 32.2 \text{ d / dak}$$

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta_g} \quad n_q = 3.65 \sqrt{0.75} \quad 32.2 = 101.8 \cong 100 \text{ d / dak}$$

alınabilir.

Bovet metoduna göre çark dizaynında kanadın yerleştirileceği sahanın boyutlandırılabilmesi için bulunan n_0 özgül devir sayısına göre dizayn yapılmaktadır [50,54]. Çark kanalının boyutlarının belirlenmesi, Şekil 4.3'e göre verilen ifadelerle n_0 özgül devir sayısı hesaplanarak bulunabilir. Çark kanalının iç ve dış halkalarının bütün boyutlarını bir referans boyuta icra etmek mümkündür. Bu referans boyut çark çıkış yarıçapı R_{2e} alınabilir. Böylece, kanalın her elemanı boyutsuz bir büyüklükle ifade edilebilir. Küçük harfler boyutsuz büyüklükleri, büyük harfler esas büyüklükleri göstermektedir. Boyutsuz büyüklük R_{2e} ile çarpılarak gerçek boyut bulunur. (3.10) eşitliğiyle verilen türbin çark giriş yarıçapı ifadesi

$$R_{2e} = [Q / (\pi \omega \delta)]^{1/3}$$

şeklindedir. Burada δ maksimum verim noktasına ait debi katsayısı olup 0.26÷0.27 arasındadır. Hesaplamalarda $\delta=0.27$ kabul edilecektir.

$$\omega = 1350 \pi / 30 = 141.37 \text{ 1/s}; \quad R_{2e} = [0.018 / (\pi \cdot 141.37 \cdot 0.27)]^{1/3} = 0.053 \text{ m}$$

Türbine girişte iç halka ile kanalın en dış kesişim yarıçapı R_{1i} , (3.11) eşitliğiyle verilmiş olup, aynı zamanda $R_{1i}/R_{2e} = r_{1i} = \delta^{1/3} / (\psi^{1/2} n^{2/3}) = 0.493 / n_0^{2/3}$ ifadesiyle hesaplanabilir. Burada ψ (h_{1i}) (2.22) ifadesiyle verilen basınç sayısı olup 1.65 ila 1.8 arasında değişerek 2.0 olabilmektedir. $\psi=1.72$ alınacaktır.

$$R_{1i} = [2 \cdot 9.81 \cdot 10 / (141.37^2 \cdot 1.72)]^{1/2} = 0.0745 \text{ m yani } R_{1i} \cong 75 \text{ mm'dir.}$$

Şekil 6.5'de Schweiger [13] tarafından çizilen özgül devir sayısı n_q , basınç katsayısı ψ ve debi katsayısı ϕ grafikleri görülmektedir. $R_{2e}=50$ mm olarak diğer boyutlar aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$b_0 = B_0/R_{2e} = 0.8(2-n_0)n_0 = 0.8(2-0.19)0.19 = 0.275$$

$$\Rightarrow B_0 = 0.275 \times 50 \cong 14 \cong 16 \text{ mm}$$

$$r_{0i} = y_{mi} = R_{0i}/R_{2e} = 0.7 + 0.16/(n+0.08) \Rightarrow r_{0i} = y_{mi} = 1.293 \Rightarrow R_{0i} = Y_{mi} = 64.6 \text{ mm}$$

$$n_0 < 0.275 \text{ için } r_{0e} = r_{1i} = 0.493/n_0^{2/3} \Rightarrow r_{0e} = 1.492 \Rightarrow R_{0e} = 74.58 \text{ mm}$$

$$l_i = L_i/R_{2e} = 3.2 + 3.2(2-n_0)n_0 \Rightarrow l_i = 4.30 \Rightarrow L_i = 215.02 \text{ mm}$$

$$l_e = L_e/R_{2e} = 2.4 - 1.9(2-n_0)n_0 \Rightarrow l_e = 1.746 \Rightarrow L_e = 87.32 \text{ mm}$$

Çark kanalının sınırlarını teşkil eden iç (i) ve dış (e) eğrileri

$$Y / Y_m = 16 / (3\sqrt{3}) [x / 1 (1 - x / 1)^3]^{1/2} = 3.08(1 - x / 1) [x / 1 (1 - x / 1)]^{1/2} \quad (6.6)$$

denklemleri ile bulunmaktadır.

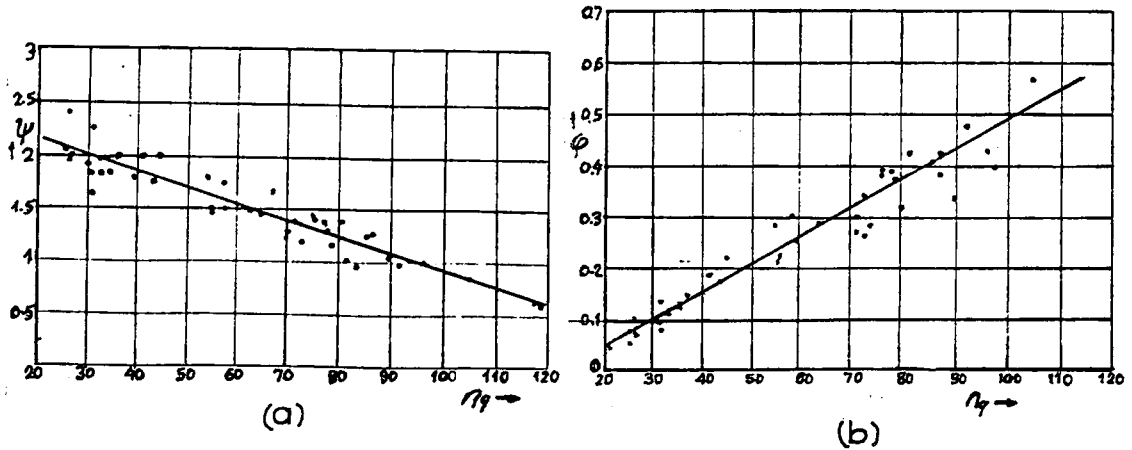
$y_{2e} = Y_{2e} / R_{2e} = r_{0e} - 1 = 0.255 - 0.3 n_0 \Rightarrow y_{2e} = 0.198 \Rightarrow Y_{2e} \cong 10 \text{ mm}$,
 $x_{2e}=0.5$ kabul edilir.

$$\begin{aligned} y_{2e} / y_{me} &= 3.08(1 - x_{2e} / l_e)[x_{2e} / l_e(1 - x_{2e} / l_e)]^{1/2} \\ &= 3.08(1 - 0.5 / 1.746)[0.5 / 1.746(1 - 0.5 / 1.746)]^{1/2} \\ &= 0.9936 \Rightarrow y_{me} = 0.198 / 0.9936 = 0.199 \Rightarrow Y_{me} \cong 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

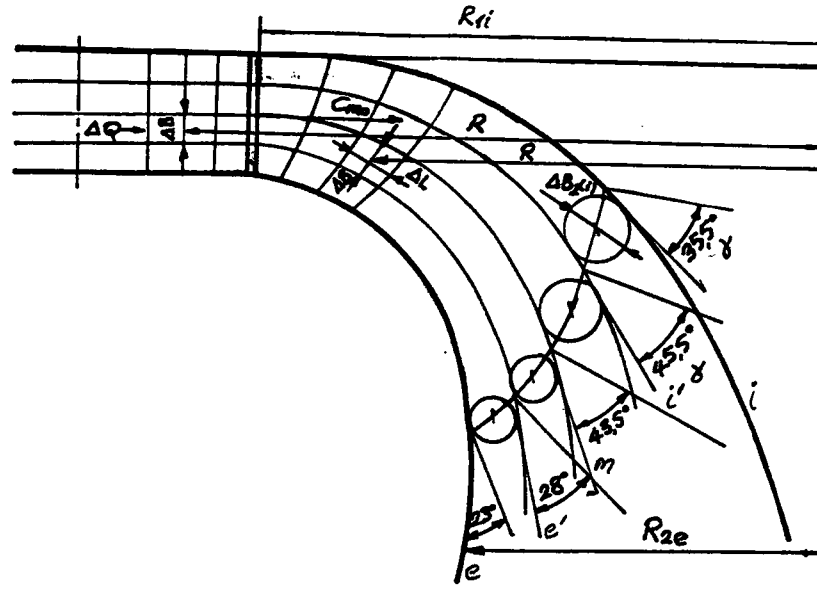
Çarkın iç ve dış halkalarının çizimi:

(6.8) denklemi iç ve dış halkaya uyarlanarak gerekli noktalar bulunarak kanallar çizilir. İç halka için $Y_i/Y_{mi}=3.08(1-X_i/L_i)[X_i/L_i(1-X_i/L_i)]^{1/2}$ denkleminde $L_i=215.02$ ve $Y_{mi}=64.6$ yerlerine konarak X_i 'ye sıfırdan (0) başlayarak $L_i/4=53.75$ 'e kadar değerler vererek her X_i 'ye karşılık gelen Y_i 'ler bulunur.

Dış halkanın çizimi için de benzer olarak $Y_e/Y_{me}=3.08(1-X_e/L_e)[X_e/L_e(1-X_e/L_e)]^{1/2}$ denkleminde $L_e=87.32$ ve $Y_{me}=10$ yerine konarak x_e sıfırdan başlayarak $L_e=87.32$ 'ye kadar artırılarak X_e, Y_e koordinatları bulunur. Bulunan bu değerler Şekil 6.6'daki gibi bulunan diğer boyutlarla birlikte çizilir. Deney türbini çarkının bulunan ana boyutları şunlardır: $D_{1i}=150 \text{ mm}$, $D_{2e}=100 \text{ mm}$, $B_1=16 \text{ mm}$.



Şekil 6.5 Francis türbinleri için basınç (ψ) ve debi (ϕ) katsayıları diyagramları



Şekil 6.6 Çark kanalında akım çizgileri ve çark giriş, çıkış kenarlarının çizimi

Deney türbini çarkının akım çizgilerinin ve kanat giriş, çıkış açılarının hesaplanması:

Çark kanadının çizimi çarka girişte ve çıkışta kanadın eğriliğini tesbit eden β_1 ve β_2 açlarına ihtiyaç gösterir. Bu açıları, akış ipçikleri teorisi denilen bir teori verir. Kanat çizimini daha hassas yapabilmek için kanadın giriş ve çıkış kenarları üzerindeki birçok noktada bu açıların değerleri bilinmelidir. Bunun için de çark kanalı eşit debili birkaç kısmi kanala bölünür. Kısmi kanal sayısı hem çark kanalının büyüklüğüne ve hem de çizimden istenen hassasiyete göre seçilebilir. Hesaplara temel teşkil edecek ve aynı zamanda çark kanalı içindeki akışı en iyi temsil edecek bir orta ipçik elde edebilmek için kısmi kanal sayısı çift olarak seçilir.

Çark kanalı akış çizgilerinin çizilebilmesi için çark kanalının, dağıtıcı ve yayıcının (emme borusu) hidrolik profillerine ihtiyaç vardır. Çark kanalı içinde hareketli kanat bulunmadığı ve akışın mükemmel olduğu farzedildiğinde akış potansiyeldir ve hızlar için bir ϕ potansiyeli mevcuttur. Bu durumda akış şebekesi bir meridyen düzlem içinde birbirine dik ψ akış çizgileri ile ϕ eş potansiyel çizgilerinden oluşur ve çark kanalının (i) ve (e) sınır çizgileri de akış çizgileridir, Şekil 6.6.

Her kısmi kanalın eşit debi naklettiği kabul edilerek iki takibeden eş potansiyel arasındaki şebekenin çizimi ($\Delta B / \Delta L$) R =sabit esasına göre yapılır. Doğrusal kanal cidarlarında ϕ eş potansiyel eğrileri $\Delta B.R$ =sabit şeklini alır. Hakiki sıvı akışı halinde şebeke değişikliğe uğrar. Gözönüne alınan sahada hareketli kanat bulunmadığı zaman

doğru olan yukarıdaki kabuller, sahada akış şebekesine göre hesaplanmış ve çizilmiş hareketli kanat mevcut iken de doğrudur ve akış şebekesi bozulmaz. Buna karşılık, kanat akış şebekesine uygun değilse o vakit akış değişir ve kendini kanada uydurur.

Hız potansiyelli bir akış şebekesi genellikle zor imal edilen kanat şekilleri ve akışa uygun olmayan kanallar verdiği için tavsiye edilmez. Bunun yerine eşit hız şebekesi seçilebilir. Böyle bir akış şebekesi, eğriliği büyük olan hareketli çark kanalına uygun olmadığından tercih edilmez.

Daha iyi görünen bir diğer çözüm de çark kanadının çıkış kenarı boyunca her noktada sabit bir meridyen hız temin eden akış şebekesidir. Genel olarak kanadın çıkış kenarı akış çizgilerine dik olmadığı için, bu esasa göre çizilecek olan akış çizgileri şebekesi, eşit hız şebekesine nazaran eş potansiyel eğrileri istikametinde biraz kaymış (doğrulmuş) gibi olacaktır. Böyle bir akış şebekesini elde edebilmek için aranılan şebekeye en uygun olan $\Delta B \cdot R = \text{sabit}$ şartına uyan bir eşit hız şebekesi çizilir. Bu şebekenin akış çizgileri kanadın çıkış kenarı boyunca sabit bir meridyen hız temin edecek şekilde kaydırılır. Bu şekilde eski şebekeden hareketle yeni şebeke çizilebilecektir. Çünkü dağıtıcıda iki şebekenin akış çizgileri üst üste olup dağıtıcı çıkışından itibaren çok tedrici bir şekilde iki akış çizgisi birbirinden ayrılarak çark çıkış kenarında istenilen şartı gerçekleştirirler.

Enerji hesabı bakımından kanadın en önemli kısmı çıkış kenarıdır. Çünkü, çarkta kullanılmayan hidrolik enerji kanadı bu noktada terkeder ve bu enerjinin bir kısmı çarktan çıkışta basıncı düşürmek suretiyle emme borusunda geri kazanılamaz ise tamamen kaybedilmiş sayılır. Çarkın çıkışındaki kayıp enerji kinetik enerji şeklinde olup suyun c_2 mutlak hızına bağlıdır. Bu c_2 hızının c_{m2} gibi bir meridyen bileşeni ve c_{u2} çevresel hız bileşeni vardır.

Süreklilik denklemi kullanarak herhangi bir (x) kısmi kanalı için nominal çalışma rejiminde $c_{m2} \bar{\Delta Q} / [2\pi R_{2(x)} \Delta B_{2(x)}] = \text{sabit}$ yazılabileceğinden kanadın çıkış kenarı boyunca geçerli olacak ve akış çizgileri şebekesinin çizimine imkan verecek şart $R_{2(x)} \Delta B_{2(x)} = \text{sabit}$ bulunur. c_{m2} hızı, türbinin çekeceği debiye ve ΔB_2 ile R_2 gibi kanadın çıkış kenarının bulunduğu yerde çark kanalının boyutlarına bağlıdır. c_{u2} teğetsel bileşenin yayıcıda tekrar geri kazanılmasının zorluğu, akışın uygun olması ve

cidardan ayrılma kayıplarının az olması için c_{u2} bileşeni sıfıra yakın küçük bir değer alınmalıdır. m orta ipçiği için kabul edilecek bir c_{u2} bileşeni diğer ipçiklere de çarktan çıkışta c_{u2} hız bileşenlerini empoze edecektir. Diğer ipçikler için ayrıca keyfi c_{u2} bileşenleri seçmeye gerek yoktur.

Çarka giriş ve çıkış açılarının tayini:

Ayar kanatları çıkışındaki akış şartları çarka giriş noktasındaki şartlara bağlı olmasına karşılık, çark girişi ile çıkışı arasında akış şartları Euler ifadesiyle birbirine bağlıdır. Türbine verilen $Q=20$ l/s debi, $H=11$ mSS net düşü ve $n=1350$ d/dak devir sayısı değerleriyle hesaplanarak çizilen çark kanalının boyutları $D_{1e}=150$ mm, $D_{1i}=148$ mm, $B_1=B_0=16$ mm, $D_{2e}=94$ mm, $D_{2m}=72$ mm ve $D_0=152$ mm bulunmuştur.

Ayar kanatlarından çıkışta mutlak hızın meridyen bileşeni debi ve geometrik boyutlarla

$$c_{0m} = Q / (\pi D_0 B_0) = 0.02 / (\pi \cdot 0.152 \cdot 0.016) = 2.617 \text{ m/s}$$

bulunur. Oesterlen tarafından tavsiye edilen

$$c_{0m} / \sqrt{H} = 0.45 \sqrt{1 + n_s / 50}$$

ifadesiyle de c_{0m} bulunabilir. Bu ifadeden

$$c_{0m} = 0.45 \sqrt{1 + 100 / 50} \sqrt{11} = 2.585 \text{ m/s}$$

bulunur ki önceden bulunan değere yakındır.

Çarktan çıkış kayıplarını net düşünün (giriş enerjisinin) yüzdesi olarak Şekil 6.7'den $n_q \cong 30$ için $(c_2^2 / 2g) / H = 0.06$ bularak

$$c_{2m}^2 = 0.06 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot 11 = 12.945 \Rightarrow c_{2m} = 3.598 \text{ m/s}$$

bulunur. Burada, çıkışta mutlak hızın çevresel bileşeni c_{2u} çok küçük alınacağından $c_{2m}=c_2$ alınmıştır. Rotor çıkış kenarında bütün akış çizgileri için aynı c_{2m} meridyen hızı alınmak suretiyle türbin kesimlerinde, x için $(\pi D_{2x} \Delta b_{2x})$ değeri hep eşit olacak ve toplamaları $(\pi (D_{2e}^2) / 4)$ değerine denk oluncaya kadar akım çizgileri değiştirilirse

sonunda bu yoldan m-m' ortalama akım çizgisi ve λ_g (çıkışta girdapsız akım şartı) debi yükleme oranı için çıkışta D_{2h} ortalama hidrolik çap elde edilir.

Mümkün olduğu kadar geniş çalışma alanı ve sınırlı verim eğrisi elde edebilmek için rotorun giriş kenarında darbesiz akım düzeninin ve çıkışta uygun şartlarının (c_2 hız doğrultusu u_2 nız doğrultusuna dik) geçerli olması gerekir. Ancak aynı akış miktarı için bu uygun şartlar beraberce geçerli olamazlarsa da debi yükleme oranı için darbesiz giriş şartı uygulanırken, λ_g debi yükleme oranı için çıkışta girdapsız akım şartı uygulanır. Şekil 6.7'den görüleceği üzere $n_q=32$ ($n_s=100$) için debi yükleme oranı 0.7-0.8 arasında verim en yüksek değerine ulaşmaktadır. Bu nedenle $\lambda_s=0.85$ ve $\lambda_g=0.75$ kabul edilmiştir. Ayrıca çözümü basitleştirmek için c_{2g} doğrultusu u_2 doğrultusuna dik alınıp, $u_{2h}=w_{2g}$ eşitliği kabul edilmiştir, Şekil 6.8 . s-indisi, darbesiz; g-indisi, girdapsız debi oranı için kullanılmıştır.

m-m' or a içiği için hız üçgenlerinin çizilmesi ve kanat açıları:

$D_{1m}=149$ mm için

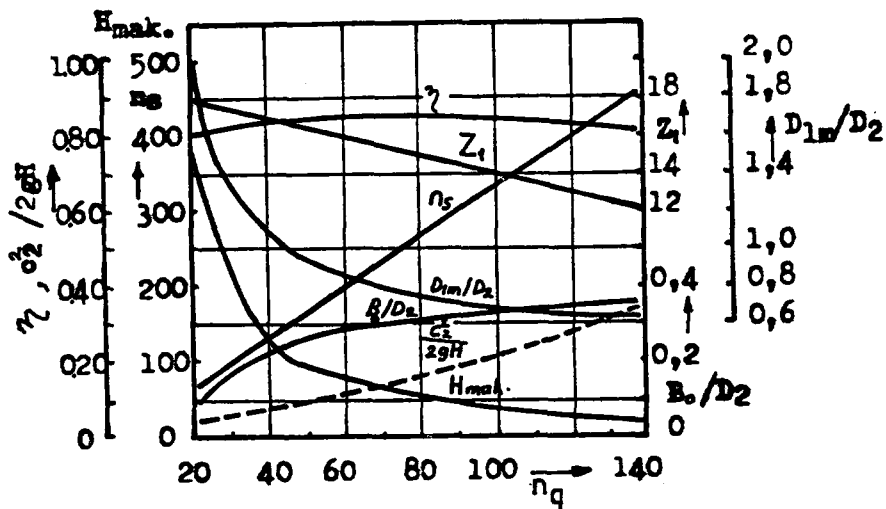
$$c_{1m} = Q / (\pi D_{1m} B_1) = 0.02 / (\pi \cdot 0.149 \cdot 0.016) = 2.67 \text{ m/s}$$

$D_{2m}=72$ mm için

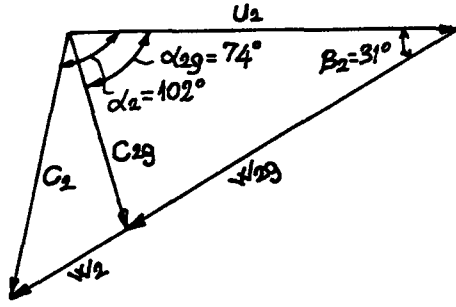
$$w_{2g} = u_{2h} = \pi D_{2m} n / 60 = \pi \cdot 0.072 \cdot 1350 / 60 = 5.1 \text{ m/s}$$

$$c_{2mg} = 0.75 \cdot c_{2m} = 0.75 \cdot 3.598 = 2.7 \text{ m/s}$$

Bulunan değerlerle çıkış hız üçgeni Şekil 6.8'deki gibi çizilir.



Şekil 6.7 Özgül devir sayısı n_q için Francis türbinlerinin özellikleri



Şekil 6.8 Çarktan çıkışta hız üçgenlerinin çizimi

m-m' orta akım çizgisi için hız üçgeninden $\beta_{2m}=29^\circ$ bulundu. Tam debi yüklemesinde

$$w_2 = w_{2g} / \lambda_g = 5.1 / 0.75 = 6.8 \text{ m/s}$$

ve Şekil 6.8'deki hız üçgeninden $c_2=3.55 \text{ m/s}$ bulunur.

$$c_2^2 / (2gH) = (3.55)^2 / (2 \cdot 9.81 \cdot 11) = 0.0584$$

başlangıçta kabul edilen %6 kayıp değerine çok yakın olduğundan kabul edilebilir.

Çark giriş kenarı çevresel hızı

$$u_{1(m)} = \pi D_{1m} n / 60 = \pi \cdot 0.149 \cdot 1350 / 60 = 10.53 \text{ m/s}$$

ve darbesiz (çarpmasız) giriş için mutlak hızın meridyen bileşeni

$$c_{1ms} = \lambda_s c_{1m} = 0.85 \cdot 2.67 = 2.27 \text{ m/s}$$

dir. Ayrıca c_{1us} hız bileşkesinin de bilinmesi gerekir. Bu hız bileşkesi gelişigüzel seçilemez. Çünkü bu hız, su türbinlerinde $c_{2u}=0$ şartıyla uygulanan ve

$$H \eta_h = H_{teo} = H_{teo} = (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) / g$$

denkleminde belirtilen Euler denklemi

$$g H \eta_h = u_1 c_{u1}$$

bağıntısı ile uyum sağlamak zorundadır. Kanat sayısı Z_1 in uygun seçileceği çarklarda akım uygun yöneltildiğinden akım düzeni elverişlidir. Bu nedenle 1 kg akışkan ortamın çarka kayıpsız aktardığı teorik iş, sonsuz sayıda kanat şartına bağlı işe eşit alınabilir. Dolayısıyla $\alpha_2 = 90^\circ$ için $H_{teo} = u_1 c_{u1} / g$ değeri kanal sürtünme kayıpları $H \Sigma \xi$ ve $(\varphi_s \cdot w_s^2 / 2g)$ darbe kayıpları kadar azalır.

Emme borusu verimi ise, emme borusuz düzende $c_2^2 / 2g$ olan çıkış kayıp enerjisinin

$$vH = \eta_D (c_{2m}^2 - c_{4m}^2) / 2g$$

kısmı, emme borusu düzenlendiğinde c_{2m} meridyen hızı, c_{4m} 'e düşerken basınç enerjisine dönüşerek tekrar geri kazanılır. Bu suretle,

$$\eta_h H = H - H \Sigma \xi - \varphi_s \frac{w_s^2}{2g} + vH - \frac{c_2^2}{2g} \quad (6.7)$$

veya,

$$H \cdot 2g \cdot \eta_h = 2gH(1 - \Sigma \xi + v) - c_2^2 - \varphi_s w_s^2$$

şekline getirilebilir.

Giriş ve çıkış hız üçgenlerine cosinüs teoremi uygulayarak aşağıdaki

$$c_1^2 + u_1^2 - w_1^2 = 2u_1c_1 \cos \alpha_1 = 2u_1c_{u1}$$

ve bunların karşılaştırılmasından

$$2gH\eta_h = c_1^2 - c_2^2 + u_1^2 + w_2^2 - w_1^2 - U_2^2$$

eşitliği yazıldığı gibi (6.7) ifadesi

$$w_2^2 - u_2^2 = 2gH(1 - \Sigma \xi + \nu) - 2u_1 c_{u1} - \varphi_s w_s^2 \quad (6.8)$$

olur. $\lambda_s=0.85$ debi yükleme oranı darbesiz çalışma için geçerli olacağından ve bu eşitlikte $w_s=0$ olacağından,

$$c_{1us} = \frac{2gH(1 - \Sigma \xi + \nu) - w_{2s}^2 - u_{2h}^2}{2u_{1h}} \quad (6.9)$$

eşitliğinde c_{1us} hesaplanabilir. Rotor kanalı sürtünme kaybı Şekil 4.3'deki grafikten $n_s=100$ ve $D_{1e}=0.150$ m için $\Sigma \xi = 0.18$ alınarak $c_{4m}=1$ m/s kabul edilir. Emme borusu verimi $\eta_D=0.80-0.90$ arasındadır. Emniyetli olması için $\eta_D=0.70$ kabul edelim. Tam debi yüklemesinde

$$\nu H = \eta_D (c_{2m}^2 - c_{4m}^2) / 2g = 0.70(3.598^2 - 1^2) / 19.62 = 0.426$$

H=11 m için

$$\nu = 0.426 / 11 = 0.0387$$

bulunur.

Hız, λ ile; kayıplar, hızın karesi ile ve dolayısı ile λ^2 ile doğru orantılı olarak değiştiğinden darbesiz giriş şartı için

$$\nu_s = \nu \lambda_s^2 = 0.0387 (0.85)^2 = 0.0279$$

değerler yerlerine konularak

$$c_{1us} = \frac{19.62 \cdot 11(1 - 0.18 + 0.02798) - (0.85 \cdot 6.8)^2 + (5.1)^2}{2 \cdot 10.53} = 8.338 \text{ m/s}$$

bulunur. Bulunan değerlerden giriş hız üçgeni çizilerek β_1 açısı bulunur. Şekil 6.9'dan $\beta_1=46^\circ$ ve $\alpha_1=15^\circ$ bulunmuştur. Genellikle reaksiyon su türbinlerinde

$$w_{1s} = (u_{1h} - c_{1us}) / \cos \beta_1 = (10.53 - 8.34) / \cos 46^\circ = 3.152 \text{ m/s}$$

dir.

Giriş bağıl hızı, çarkta gittikçe artarak çıkışta

$$w_{2s} = \lambda_s w_2 = 0.85 \cdot 6.8 = 5.78 \text{ m/s}$$

değerine ulaşır. Tam debi yüklemesi durumunda w_s darbe hız bileşkesi meydana gelir.

Giriş hız üçgenine göre bu bileşke

$$w_s = u_1 - c_{u1} - w_1 \cos \beta_1 = 10.53 - (3.152/0.85) \cos 47^\circ - c_{u1} = 7.954 - c_{u1} \text{ (A)}$$

eşitliğinden hesaplanır. En kötü şartta darbe enerjisinin tamamı kaybolur. Bu suretle darbe kayıp katsayısı $\varphi_s = 1$ olur.

$$\varphi_s (w_s^2 / 2g) = w^2 / 2g$$

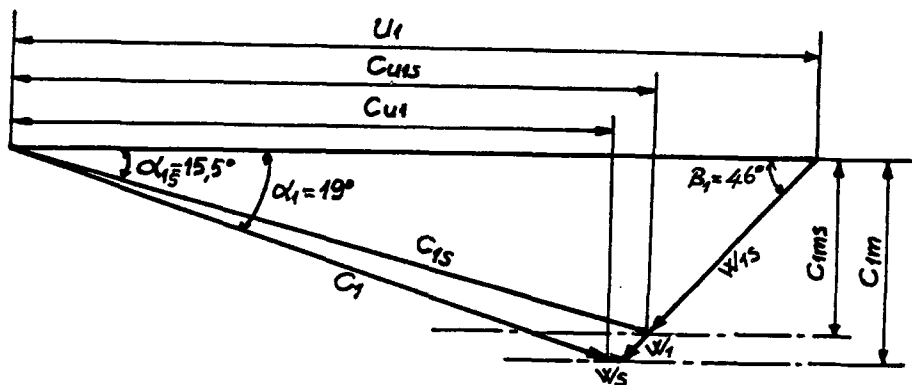
eşitliğinden ve (6.9) denklemini

$$w_2^2 - u_2^2 = 2gH(1 - \Sigma \xi + \nu) - 2u_1 c_{u1} - w_s^2$$

şeklinde yazılarak buradan, hidrolik çapa uygulanan

$$w_s^2 = 2gH(1 - \Sigma \xi + \nu) + u_2^2 - w_2^2 - 2u_1 c_{u1}$$

bağıntısı yazılır. Bilinen değerler yerine yazılarak



Şekil 6.9 Çarka girişte hız üçgeni

$$w_s^2 = 19.62 \cdot 11(1 - 0.18 + 0.0387) + (5.1)^2 - (6.8)^2 - 2 \cdot 10.53 \cdot c_{u1} \Rightarrow$$

$$w_s^2 = 165.1 - 21.06 c_{u1} \quad (B)$$

denklemini bulunur. Daha önce bulunan (A) denklemini de göz önüne alınarak

$(7.954 - c_{u1})^2 = 165.1 - 21.06 c_{u1}$ ifadesi yazılır. Burada tek bilinmeyen c_{u1} 'dir.

Denklemin çözümü bir bilinmeyenli ikinci dereceden bir denklemin çözümü gibi yapılır ve $c_{u1} = 7.84$ m/s bulunur. Ayrıca $w_s = 7.954 - 7.839 = 0.115$ m/s çarpma kayıp hızı bulunur. Tam debi yüklemesiyle çalışmada hidrolik verim daha da düşecektir.

$$\eta_h = 1 - \Sigma \xi + v - c_2^2 / (2gH) - \varphi_s w_s^2 / (2gH) \quad (6.10)$$

den

$$\eta_h = 1 - 0.18 + 0.03874 - 2.8^2 / (19.62 \cdot 11) - (0.115)^2 / (19.62 \cdot 11) = 0.8226$$

bulunur.

Rulmanlı yataklar için $\eta_m = 0.97$ alınabilir. Fakat bazı yataklama hataları olabileceği göz önüne alınarak $\eta_m = 0.90$ alınırsa toplam verim, $\eta = \eta_h \cdot \eta_m = 0.8226 \cdot 0.90 = 0.74$ yani $\eta = 0.74$ bulunan verim değeri başlangıçta kabul edilen $\eta = 0.75$ değerine yakın olduğundan hesaplamaların doğru ve isabetli olduğunu kabul edebiliriz.

Çark kanadı giriş, çıkış açıları ile hızların hesaplandığı bu işlemler diğer i , i' , e ve e' akış ipçikleri için de yapılarak bulunan değerler aşağıdaki Tablo 2'de verilmiştir. Kanat çıkış kenarı üzerinde akış ipçiklerine tekabül eden çaplar

$$Q_g = \lambda_g Q = 0.75 \cdot 0.020 = 0.015 \text{ m}^3 / \text{s}$$

4 kısmi türbin için

$$\Delta Q_g = Q_g / 4 = 0.0020 / 4 = 0.00375 \text{ l/s}$$

debisi için hesaplanmış ve

$$D_{2(e)}=94 \text{ mm}, D_{2(e')}=81 \text{ mm}, D_{2(m)}=72 \text{ mm}, D_{2(i')}=63 \text{ mm}, D_{2(i)}=58 \text{ mm}$$

bulunmuştur.

Francis deney türbini çarkının, aynı özgül devir sayısı için farklı işletme şartlarında çark çapı, kanat yüksekliği ve kanat sayısı aynı kalmak şartıyla farklı dizaynları yapılarak deneye tabi tutulacaktır.

Yukarıda yapılan çark kanat açıları ve hızlarının hesaplanması $H=13$ mSS, $Q=18.5$ l/dak daha yüksek düşü ve daha küçük debi ile çalışma için hesaplanmış ve bulunan değerler tablo 6.3'de verilmiştir. Ayrıca daha düşük düşümlü bir çalışma sahası olarak $H=10$ mSS, $Q=210$ l/s ve $n=1200$ d/dak değerleri için bulunan değerler de tablo 6.4'de verilmiştir.

Ayar (yönlendirme) kanatları " a_0 " kanat ölçü aralığının bulunması:

Bu kanat ölçü aralığı giriş hız üçgeni yardımıyla bulunur. $D_0=152$ mm çap üzerinde ortalama akış çizgisi için $c_{0m}=2.63$ m/s ve D_{1m} de c_{1u} değeri alınmak suretiyle

$$c_{0u} = (D_1 / D_0) c_{1u} = (0.149 / 0.152) 7.905 = 7.75 \text{ m/s. bulunur. Dolayısıyla}$$

$$c_0 = (c_{0u}^2 + c_{0m}^2)^{1/2} = (7.75^2 + 2.63^2)^{1/2} = 8.2 \text{ m/s}$$

$$\tan \alpha_0 = c_{0m} / c_{0u} = 2.63 / 7.75 = 0.339 \Rightarrow \alpha_0 = 18.74^\circ \quad \alpha_0 \cong 19^\circ$$

bulunur.

Ayar kanatlarının bulunduğu kısım ve çarkın giriş kısmı ani olarak kavislenmediğinden γ_0 açısı sıfırdır. Ayar kanatları sayısı tablolardan $Z_0=10$ adet kabul edilerek ve $D_0=152$ mm çaplı daire çevresine taksimat yapılarak

$$t_0 = \pi D_0 / Z_0 = \pi 0.152 / 10 = 0.0474 \text{ m} \quad t_0 = 47.4 \text{ mm}$$

olur. Dolayısıyla ayar kanatları iç aralığı

$$a_0 = t_0 \sin \alpha_0 = 47.4 \sin 19^\circ = 15.44 \text{ mm}$$

Tablo 6.2 H=11 mSS, Q=20 l/s ve n=1350 l/dak ($n_s=100$) için çark değerleri

	β_1 (°)	β_2 (°)	α_1 (°)	α_{1g} (°)	α_2 (°)	α_{2g} (°)	w_s (m/s)	u_1 (m/s)	u_2 (m/s)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	c_{2g} (m/s)	w_1 (m/s)	w_2 (m/s)	γ (°)
e	42.5	23.7	20.5	15	112	78	0.637	10.6	6.64	7.6	3.85	2.75	3.9	8.86	0
e'	45.7	27	19.5	15	107	76	0.405	10.56	5.79	8.0	3.75	2.75	3.7	7.73	28
m	46	31	18.5	15	100.5	74.5	0.435	10.53	5.09	8.25	3.7	2.8	3.7	6.8	43.5
i'	49.5	36	18.5	15	96.5	73	0.070	10.49	4.52	8.5	3.65	2.8	3.6	6.03	40
i	52	40.5	18.2	15	91	70	0.112	10.46	4.17	8.6	3.6	2.9	3.45	5.56	35.5

Tablo 6.3 H=13 mSS, Q=18.5 l/s ve n=1500 d/dak ($n_s=100$) için çark değerleri

	β_1 (°)	β_2 (°)	α_1 (°)	α_{1g} (°)	α_2 (°)	α_{2g} (°)	w_s (m/s)	u_1 (m/s)	u_2 (m/s)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	c_{2g} (m/s)	w_1 (m/s)	w_2 (m/s)
e	32	23.5	18.2	14	114	79	0.458	11.78	7.38	7.9	4.3	3	4.5	9.84
e'	34.5	27.3	17	13.2	108	76.5	0.21	11.74	6.36	8.25	4.15	3	4.3	8.48
m	37	31	17	14.5	102.5	74	0.18	11.7	5.65	8.55	4.0	2.93	4.1	7.54
i'	38	36.3	16	13.2	96	72	-0.08	11.66	4.95	8.8	3.95	3.1	3.9	6.6
i	38.5	40	16	13	91	70	-0.133	11.62	4.55	9.0	3.95	3.15	3.84	6.06

Tablo 6.4 H=10 mSS, Q=21 l/s ve n=1200 d/dak ($n_s=100$) için çark değerleri

	β_1 (°)	β_2 (°)	α_1 (°)	α_{1g} (°)	α_2 (°)	α_{2g} (°)	w_s (m/s)	u_1 (m/s)	u_2 (m/s)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	c_{2g} (m/s)	w_1 (m/s)	w_2 (m/s)
e	63.5	26	20	16	109	67.5	0.61	9.42	5.9	7.95	3.6	2.75	3.1	7.86
e'	68	35	19.5	15.5	102	74	0.37	9.39	5.09	8.25	3.55	2.65	3.0	6.78
m	72	34.5	19	15.5	97.5	73	0.293	9.36	4.52	8.7	3.5	4.65	2.95	6.15
i'	73.5	40.5	18.8	15	91	69	0.14	9.33	3.96	8.75	3.45	2.75	2.92	5.28
i	76	35	18.5	15.5	87	77	0.11	9.29	3.64	8.85	3.45	2.65	2.9	4.85

bulunur ve yaklaşık olarak $a_0=15.5$ değerine yuvarlatılır.

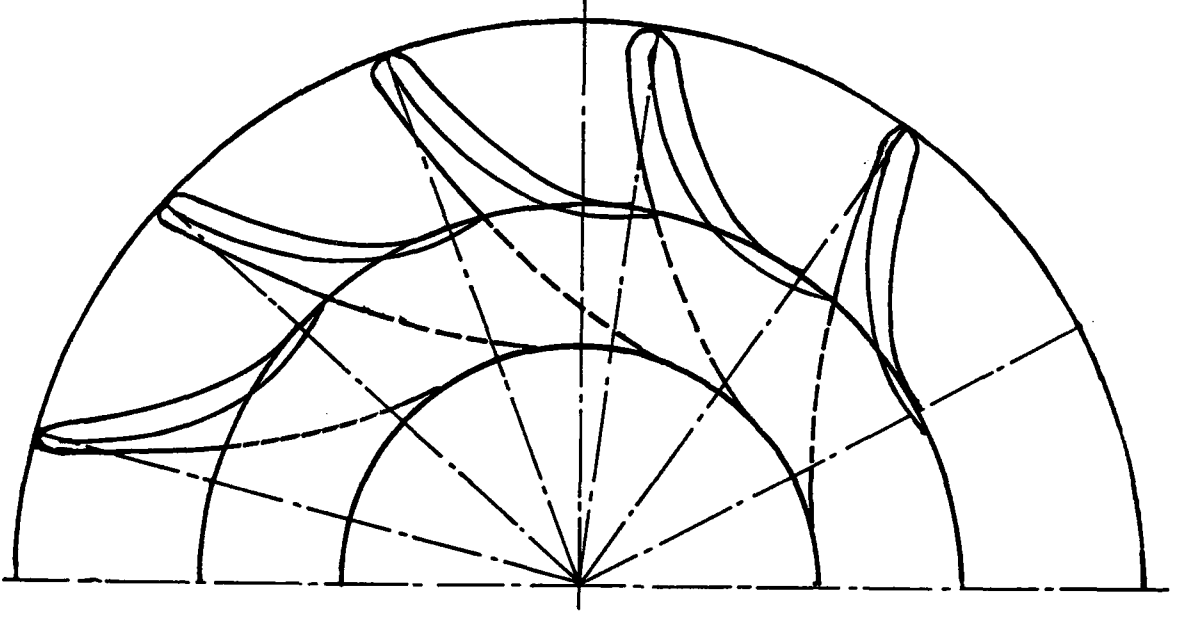
Su türbinlerinde küçük ve orta düşüler için yeterli yükseklikte devir sayısı elde etmekte güçlük çekilir. Reaksiyon derecesinin 0.5 ve daha büyük değerleri tercih edilir. Bu durumda β_1 açısı $\beta_1=90^\circ$ veya daha küçük değerler alır. Yüksek düşülerde üst sınır seçilerek $\beta_1=90^\circ$ alınır. Yüksek düşülü olsalar bile $\beta_1>90^\circ$ olan çengel kanatlardan kaçınılmalıdır. Küçük düşülerde yeterli derecede büyük dönme hızları kazanabilmek için β_1 açısı 90° 'nin altına indirilerek küçültülür.

Belirlenmiş olan β_1 ve β_2 kanat uç açılarının yardımıyla kanat kesitleri konik yüzeyler üzerine taşınarak Şekil 6.10'daki kanat çizilmiştir. Çark kanatları döküm olarak imal edilecekleri için kanadın ön ve arka yüzeylerinden her ikisinin de çizimi yapılacaktır.

Çark kanat profili olarak GÖ408 profili kabul edilmiş olup kanat kalınlığı

$$H_n = (10 + 30) \text{ mSS ve } n_s = 175 \text{ için } S_1 \cong 0.2 B_1 \sqrt{H_n / Z_1}$$

ifadesinden çark kanat sayısı Z_1 , $n_s=100$ için Şekil 4.7'den (13:15) kabul edilerek (ayar kanat sayısı ile ortak bölünen olmaması için 13 kabul edilebilir), $H_{n(\text{mak})}=13$ mSS için $S_1=0.2 \cdot 16 \sqrt{13/13}=3.2$ mm bulunur. Bu, döküm kanat için $S_{1(\text{mak})}=5$ mm, kanat çıkışında ise $S_{2(\text{min})}=1.5$ mm alınır. Çark kanat kalıp takoz resimleri ve kanal şekli Şekil 6.11'de ayrıca imal edilerek deneylerde kullanılan bazı çarkların fotoğrafları da Şekil 6.19'da görülmektedir.



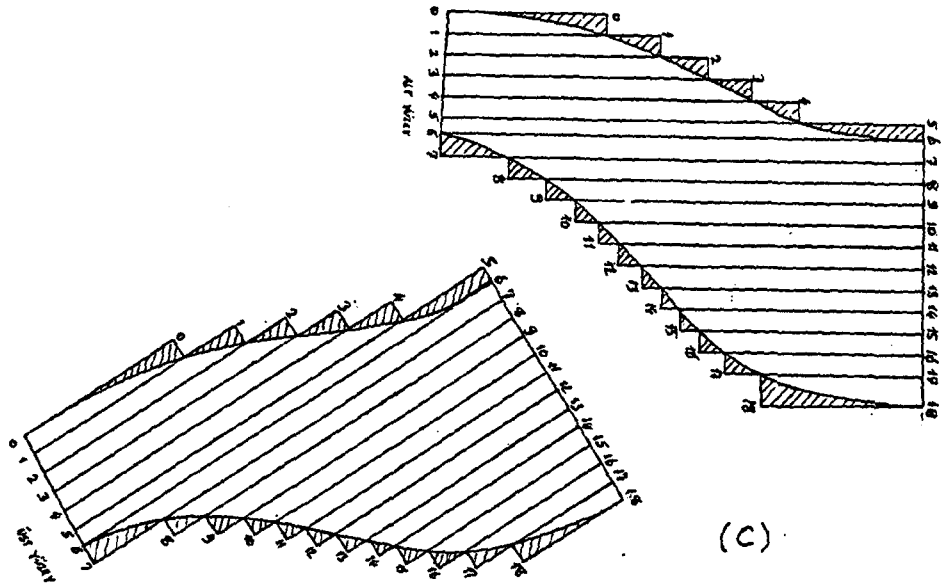
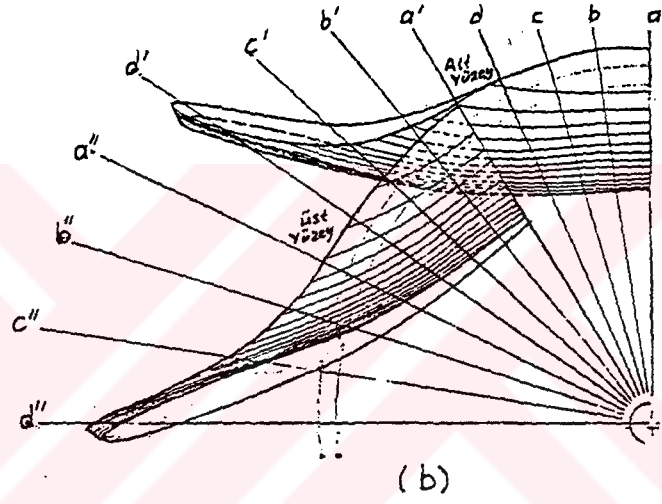
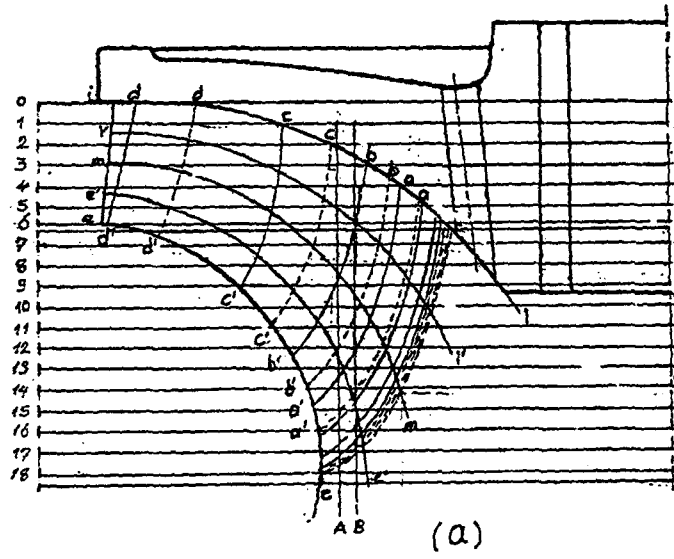
Şekil 6.10 Dizaynı yapılan Francis türbini çark kanatlarının çizimi

6.3.2 Francis deney türbini salyangozu ve diğer ayar donanımlarının dizaynı

Deney türbini çarkının dizaynından sonra, elde edilen çarkın boyutlarına göre türbinin diğer elemanlarının dizaynı yapılacaktır.

Türbin ayar kanatları olarak çark kanatlarına suyun uygun giriş açısıyla girmesini sağlayacak ve su türbinlerinde en çok kullanılan profil olan GÖ480 profili seçilerek boyutlandırılmıştır. Daha önceden ayar kanat sayısı olarak seçilen 10 adet ayar kanadı ile muylu eksen çapları olan $D_z=197$ mm bulunmuştur.

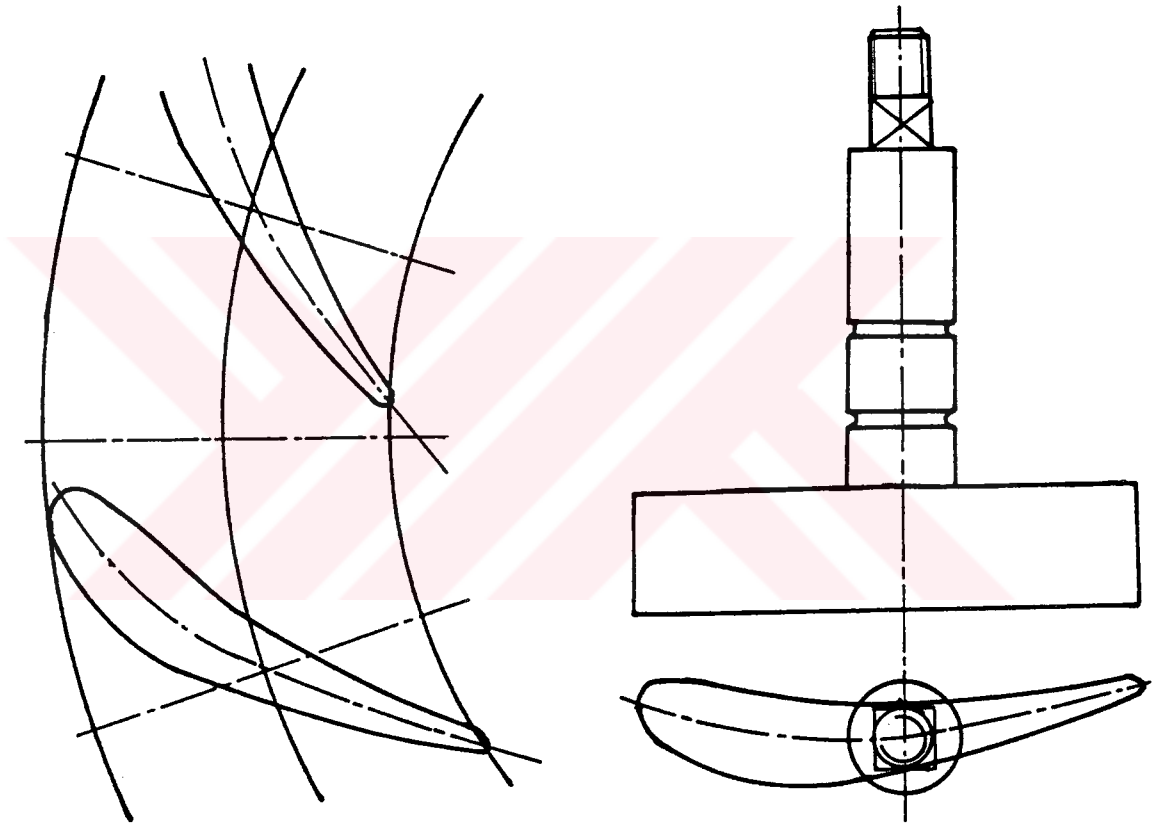
Ayar kanatlarının yüksekliğinin az olması ve üzerine etkiyen kuvvetlerin küçük olmasından dolayı bu kanatlar salyangoz kapığına tek taraftan yataklanacaklardır. Ayar kanatlarının su debisini ve çarka suyun giriş açısını ayarlarken döndürülmesi için biyelcikler ve ayar kanatları çemberi vasıtasıyla hareket ettirilirler. Ayar kanatlarının döndürülmesi ve yataklanmasını sağlayan muylu kısmına sızdırmazlık sağlamak için salyangoz kapağı içinde kalacak kısmına iki adet O-ring yerleştirilir. Ayar kanatlarının döndürülmesini sağlayan muylular, biyeler ve ayar kanatları çemberinin boyutları



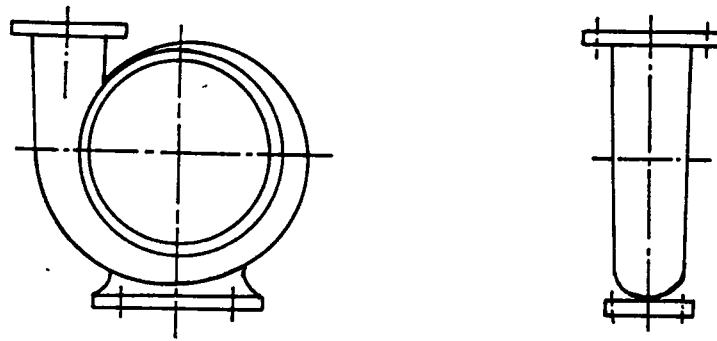
Şekil 6.11 Francis deney türbini kanat aksenal kesitleri
a) silindirik kesitleri b) kanat kalıp takozu c) resimleri

diğer türbin parçalarının boyutları ile de ilgili olduğundan çizimle resim üzerinden tesbit edilerek istenilen mukavemette olup olmadığı kontrol edilir. Aşağıdaki Şekil 6.13'de bir ayar kanadı imalat resmi ve ayar kanatlarının çalışma aralığı görülmektedir.

Deney türbini salyangozu dizaynı için uygun salyangoza giriş su hızı seçilerek bütün kesitlerde eşit hız ve kayıp değerlerine göre salyangozun boyutlandırılması yapılarak çizimi yapıldı, Şekil 6.14 . Deney türbini salyangozunun maliyetinin düşük olması için piyasada kullanılan pompa salyangozu tiplerinden birisi seçilerek dökümcüde bulunan bu tip bir salyangozun alüminyum alaşımından yapılan döküm imalatı, deney setinde kullanılmıştır.



Şekil 6.13 Bir ayar kanadı genel görünüşü ve çalışma aralığı



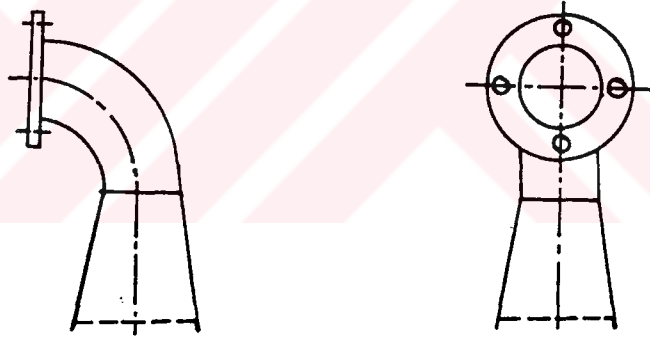
Şekil 6.14 Deney türbini salyangozu

Deney setinde ayar kanatları salyangoz kapağının emme borusu kapağı tarafına değil, diğer türbin mili yataklama elemanı tarafına yataklanmıştır. Türbinin emme borusu tarafına yerleştirilmiş şeffaf bir gözetleme kapağı sayesinde suyun ayar kanatları ile çark kanatları arasından akışı gözlenebilecektir.

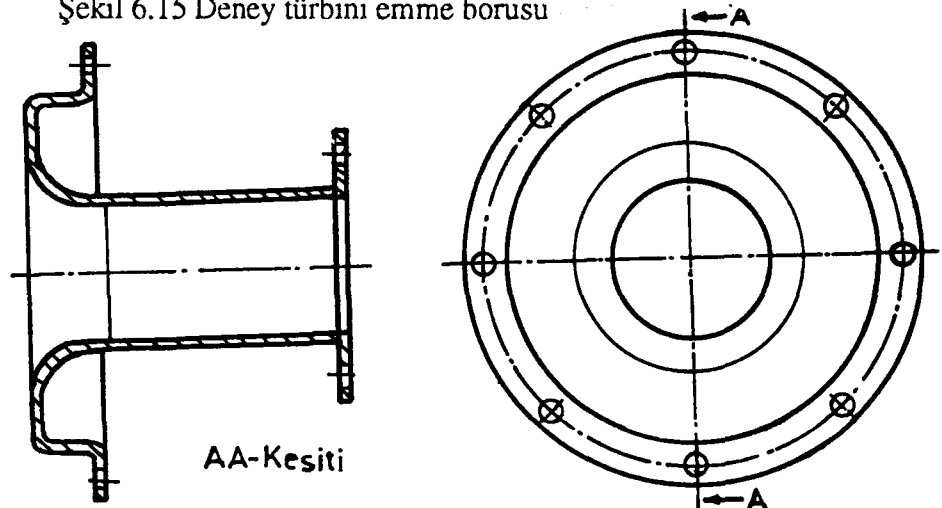
Sacdan imal edilen emme borusu Şekil 6.15'de görülmektedir.

Deney türbini çarkının kanatları arasındaki su akışını gözleyebilmek ve kavitasyon, girdap gibi olayları izleyebilmek için türbin çarkı dış çemberi yapılmayıp deney çarkları açık çark olarak imal edilecektir. Yukarıdaki Şekil 6.16'da görüldüğü gibi çark dış çemberi yerine pleksiglas kapak ve bu kapağın devamından itibaren de emme borusu dirseğine kadar olan emme borusu kısmı da pleksiglastan imal edilerek yine aynı malzemeden bir flanş ile dirsek flanşına bağlantı yapılır.

Türbin emme borusunun gittikçe genişleyen difüzör kısmı ise sacdan maksimum verim sağlayacak şekilde imal edilerek üst kısmına dirsek ve bağlantı flanşı kaynak edilmiştir.

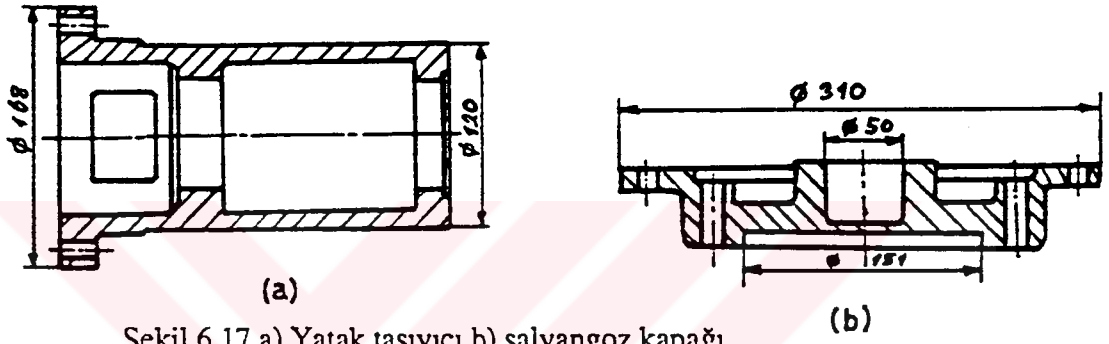


Şekil 6.15 Deney türbini emme borusu

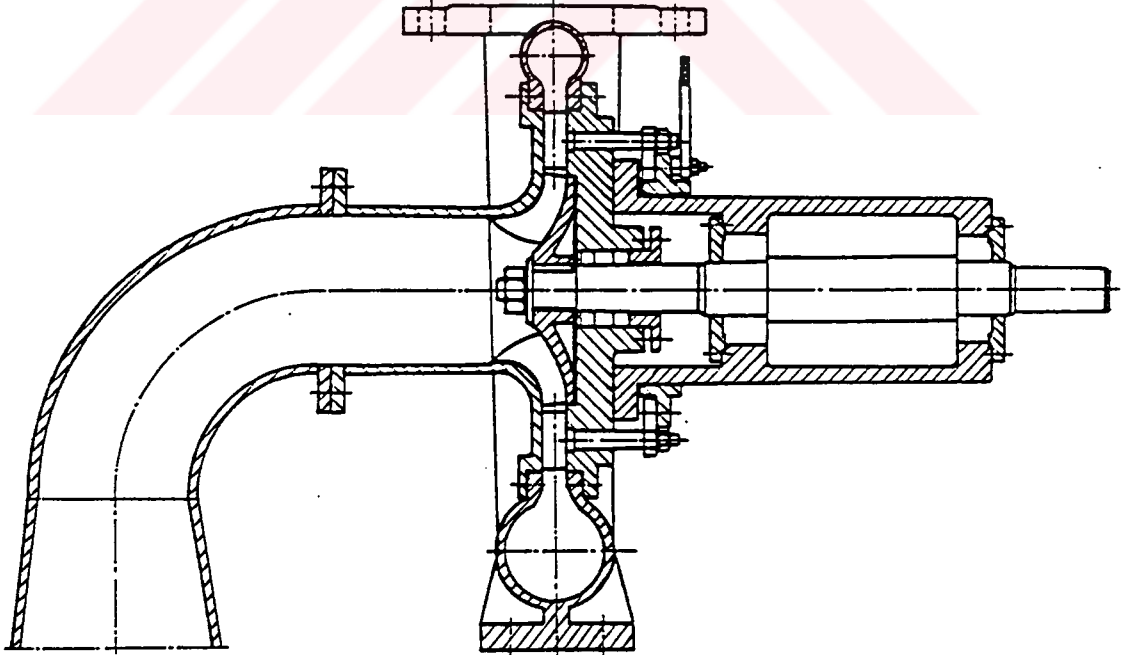


Şekil 6.16 Deney türbini pleksiglas gözetleme kapağı

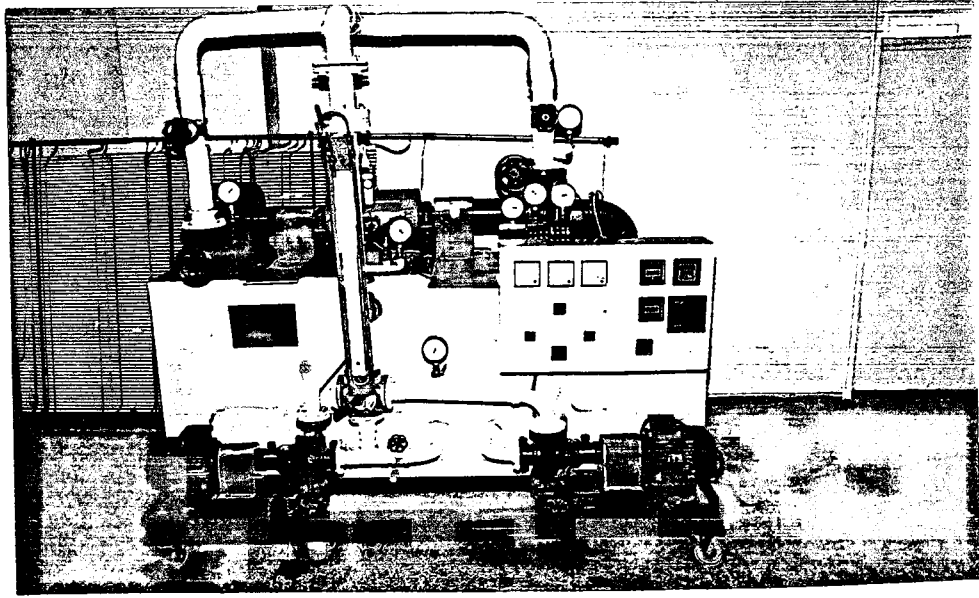
Deney türbini ayar kanatlarında, çarkında ve emme borusunda su basıncının ölçülebilmesi için pleksiglas gözleme kapağına ve emme borusunun muhtelif yerlerine basınç ölçme delikleri açılmıştır. Bu delikler ayar kanatları girişinde, ortasında ve çıkışında; çark kanatları girişinde, ortasında ve çıkışında; emme borusunda ise dirsekten önce, dirsekten sonra ve çıkışa 10 cm kala mesafede olmak üzere dokuz noktada basınç ve vakum ölçümü için kullanılacaktır. Al alaşımından imal edilen yatak taşıyıcı ve salyangoz kapağı Şekil 6.17'de görülmektedir. Francis deney türbininin komple kesit görünüşü Şekil 6.18'de, deney seti genel görünüş ve Francis türbin kısmı fotoğrafı Şekil 6.19'da ve deney seti ön görünüşü Şekil 6.20'de görülmektedir.



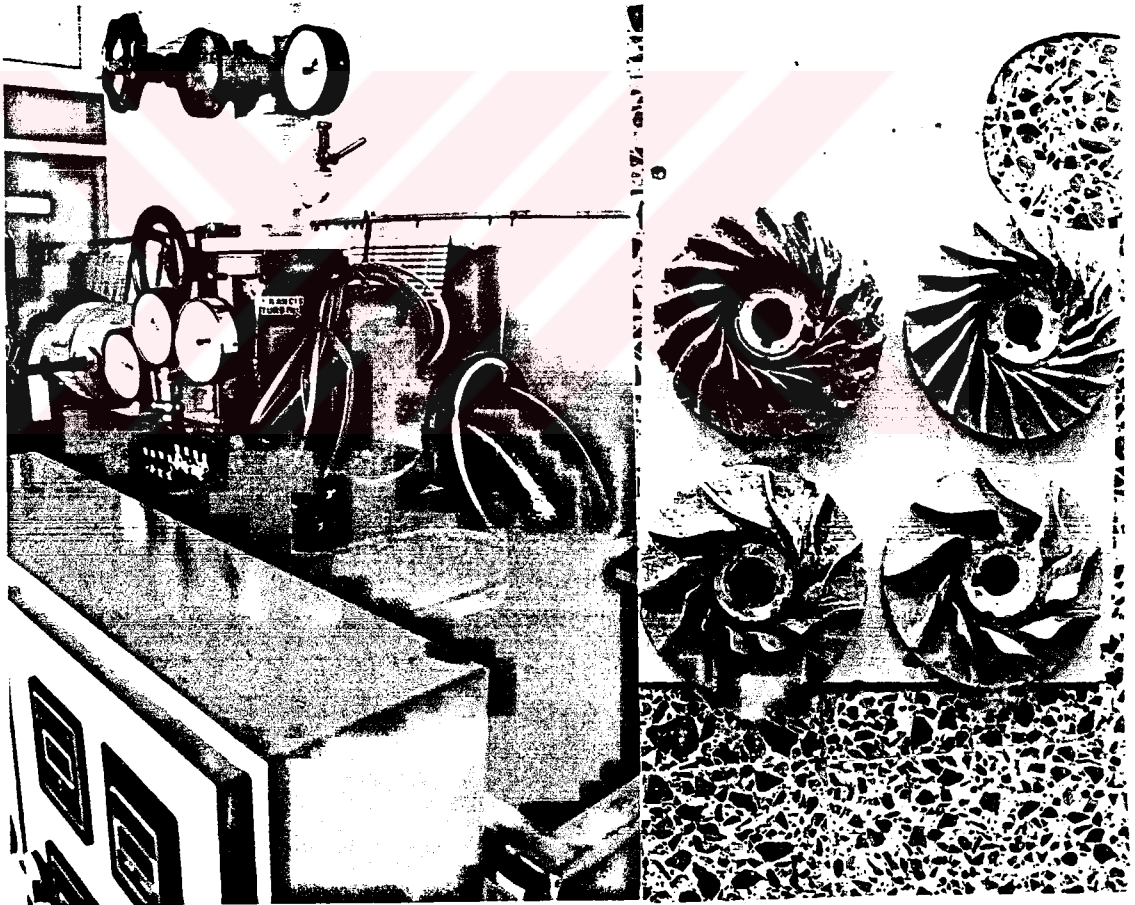
Şekil 6.17 a) Yatak taşıyıcı b) salyangoz kapağı



Şekil 6.18 Dizaynı ve imalatı yapılan Francis deney türbininin komple kesiti



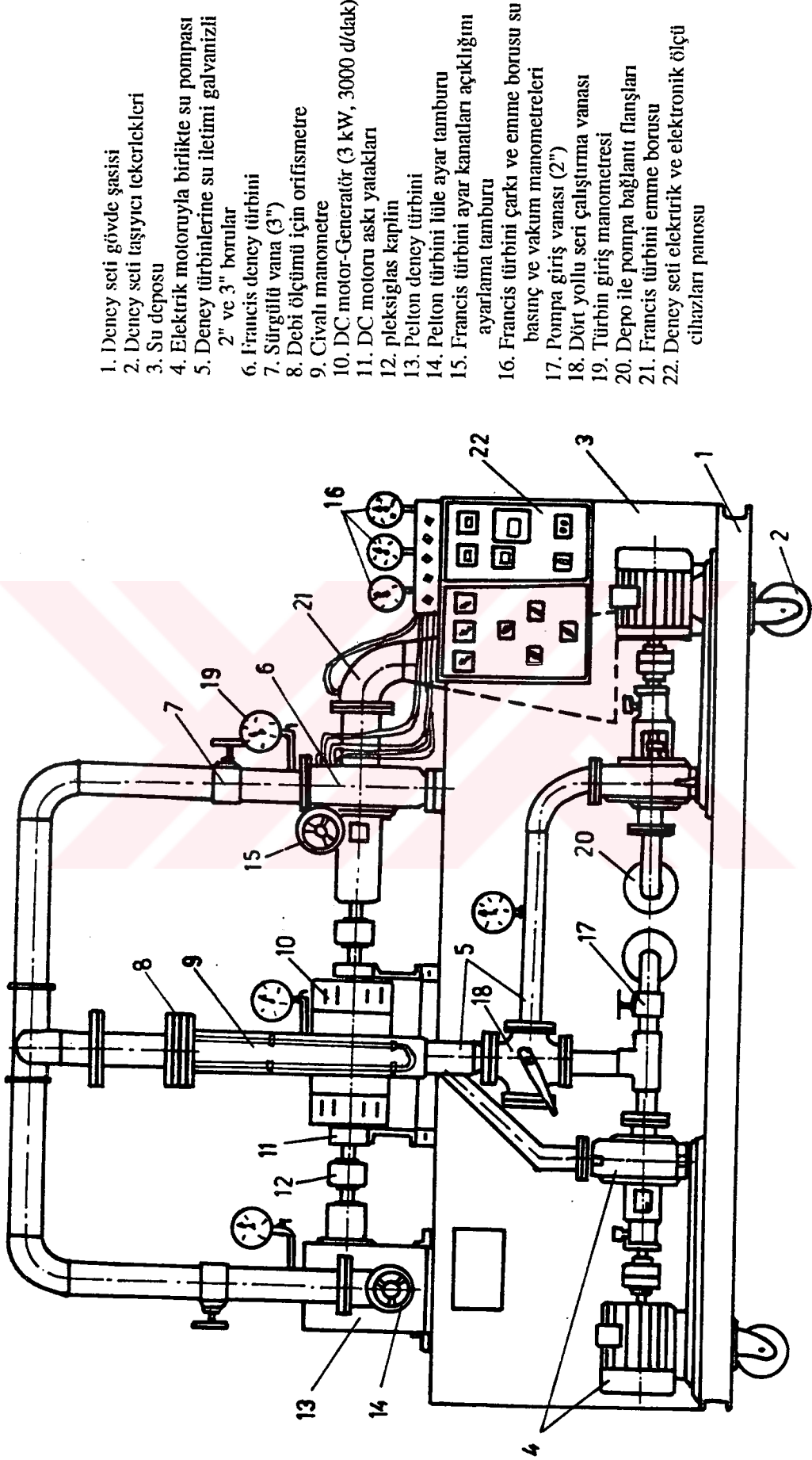
(a)



(b)

(c)

Şekil 6.19 a) Dizaynı ve imalatı yapılan Francis ve Pelton türbinleri deney seti
 b) deney setindeki Francis türbininin görünüşü
 c) tez çalışması için imal edilen bazı deney türbini çarkları



1. Dency seti gövde şasisi
2. Dency seti taşıyıcı tekerlekleri
3. Su deposu
4. Elektrik motoruyla birlikte su pompası
5. Dency türbinlerine su iletimi galvanizli 2" ve 3" borular
6. Francis dency türbinini
7. Sürgütlü vana (3")
8. Debi ölçümü için orifis metre
9. Civalı manometre
10. DC motor-Generatör (3 kW, 3000 d/dak)
11. DC motoru askı yatakları
12. pleksiglas kaplin
13. Pelton dency türbinini
14. Pelton türbinini itile ayar tamburu
15. Francis türbinini ayar kanatları açıklığını ayarlama tamburu
16. Francis türbinini çarkı ve emine borusu su basınç ve vakum manometreleri
17. Pompa giriş vanası (2")
18. Dört yollu seri çalışma vanası
19. Türbin giriş manometresi
20. Depo ile pompa bağlantı flanşları
21. Francis türbinini emine borusu
22. Dency seti elektrük ve elektronik ölçü cihazları panosu

Şekil 6.20 Tez çalışması için dizayn ve imal edilen Francis ve Pelton türbinleri dency seti

6.4 Deney Setinin Kalibrasyonu

Deney setinde deney giriş ve çıkış büyüklüklerinin ölçülmesi için muhtelif ölçü cihazları kullanılmıştır. Kullanılan bu ölçü cihazlarının deneysel çalışmanın istenilen seviyede ve hassasiyette yapılabileceği özelliklerde olmaları gerekmektedir. Ölçü cihazlarının istenilen hassasiyette olup olmadıkları ve doğru ölçüm yaptıkları bu cihazların kalibrasyonları yapılarak kontrol edilmiştir. Ayrıca deneysel çalışmanın hata analizi, deneyden elde edilen sonuçlar incelenerek standart sapmaları bulunarak yapılmıştır.

Araştırmacının önünde çok geniş bir alet seçme imkanı ve tesisatı istediği karmaşıklıkta dizayn etme seçeneği vardır. Çoğu kez çok yüksek maliyetle kurulan bir deney sistemi ile sonuçta yarım sayfalık bir grafik ve bu grafiğin yorumundaki standart sapma rahatlıkla %10 veya daha fazla olabilir. İşte bu düzeyde bir hataya düşmemek ve deney setini en verimli seviyede kullanabilmek için hata analizini deneyin planlama aşamasında yapmak en uygun çalışma şeklidir.

Deneyde kullanılan ölçü cihazlarının özellikleri ve kalibrasyon bilgileri aşağıda verilmektedir.

6.4.1 Türbin düşüsü ölçümü için Bourdon tipi manometrenin kullanılması

Bu manometre U tipi civalı manometre ile kalibre ve ayar edilmiştir. Bunun için türbin düşüsünün ölçüldüğü salyangoz giriş kesit eksenindeki pitot tüpüne her iki manometrede paralel bağlanarak bir çok ölçümler yapılmış ve kalibrasyon grafiği çizilerek standart sapma değeri hesaplanmıştır. Ek 1'deki kalibrasyon grafiğinden de görüleceği gibi düşük basınçlarda negatif bir sapma meydana gelirken, yüksek basınçlarda pozitif sapma meydana gelmektedir. 6-7 mSS basınç değerlerinde ise hiç bir sapma görülmemektedir. Sapma değerlerinin ortalaması alındığında düşü'deki standart sapma değeri $\sigma_H = 0.057$ elde edilmektedir. Bu değer aynı noktada standart sapma tesbiti deney sonucu ile karşılaştırılacaktır. Kalibrasyon grafiğindeki standart sapmanın yön değiştirmesi U tipi manometrenin kollarındaki civa seviyesinin basınç değişikliği ile Bourdon tipi manometreye göre aşağı yukarı yer değiştirmesinden kaynaklanmaktadır. Bourdon tipi manometrenin ölçü skalasındaki en küçük aralığı olan 0.5 mSS değerinin yarısı olan 0.25 mSS ve bunun da yarısı olarak kabul edilen

maksimum muhtemel hata değeri 0.125 mSS dur. Bu hata sınırı içine ölçümlerin % 50 sinin düştüğü kabul edilmektedir. Kalibrasyon için bulduğumuz değer bu maksimum muhtemel hata değerinin altındadır.

6.4.2 Debi ölçümü için orifis metre kullanımı

Deney türbinine suyun pompalandığı boruya yerleştirilen bir orifis metre ve U tipi civalı manometre ile türbine giriş debisi ölçülmektedir. Orifis metrenin kalibrasyonu deneylere başlamadan evvel belli bir hacimdeki kaba, belli sürede su akıtılarak yapılmıştır. Ayrıca orifis metre ile debi ölçümünde hata kaynakları olarak verilen aşağıdaki kayıplar ile de hata hesabı yapılmaktadır. Bunlar :

$$\begin{aligned} \text{Orifis metre çapı (d)} &: \pm \% 0.5 & \text{Boru çapı (D)} &: \pm \% 0.5 \\ \text{Debi katsayısı (C}_D\text{)} &: \pm \% 0.5 & \text{Basınç ölçümü} &: \pm \% 1.0 \\ \text{Özgül ağırlık (\rho)} &: \pm \% 1.0 \end{aligned}$$

dir. Bu değerler orifis metre ile debi ölçülmesi hesabında kullanılan

$$Q = \frac{C_D A_2}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}} \quad (6.11)$$

İfadesinin her bir değişkene göre türevi alınarak elde edilen σ_Q ifadesinde yerlerine konularak debideki sapma hesaplanabilmektedir:

$$\sigma_Q^2 = dQ^2 = \left(\frac{\partial Q}{\partial A_1}\right)^2 (\sigma_{A_1})^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial A_2}\right)^2 (\sigma_{A_2})^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial C_D}\right)^2 (\sigma_{C_D})^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \rho}\right)^2 (\sigma_{\rho})^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta P}\right)^2 (\sigma_{\Delta P})^2$$

Bu ifadede ; A_1 : Boru kesiti alanı ve $D=0.08$ m için $\sigma_{A_1}=5.04 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$,

A_2 : Orifis kesit alanı ve $d=0.06$ m için $\sigma_{A_2}=2.83 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$,

ρ :Suyun özgül ağırlığı 1000 kg/m^3 için $\sigma_{\rho}=10 \text{ kg/m}^3$,

C_D : Debi katsayısı , hesaplanan 0.7145 için $\sigma_{C_D}=7.145 \cdot 10^{-3}$,

ΔP :Civalı manometredeki basınç farkı,maksimum debi için 0.505 mmHg basınç farkı ile $\sigma_{\Delta P}=0.06868$ dir.

Değerler yerlerine konulduğunda maksimum debi için $\sigma_Q=1.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}=0.15 \text{ l/s}$

bulunur. Bu değer uygun bir sonuç olup standart sapma tesbiti deneyinde elde edilen sonuçlarla mukayese edilerek, Ek 1 de verilen kalibrasyon grafiği elde edilmiştir.

6.4.3 Dinamometre ile döndürme momenti lm

Türbinden elde edilen gücün hesaplanmasında kullanılan döndürme momenti (torku), 3 kW gücünde bir DC motorunun kullanıldığı, stator gövdesinin dönebileceği Şekilde yataklanmış ve moment lme kollarıyla techiz edilmiş dinamometre ile ölçülmektedir. DC motorunda çekilen (motor) veya verilen (generatör) akıma göre elde edilen döndürme momenti, gövdenin her iki tarafına yerleştirilen 400 mm uzunluğundaki moment kollarına ağırlıklar asılarak dengelenir ve ölçülür.

Dinamometrenin kalibrasyonu DC motoruna verilen ve alınan akımın amperi ve voltajı ölçülürken yapılmıştır. DC motorunun elektrik verimi %85 civarındadır. Bu verim ile elektrik gücü ve mekanik güç karşılaştırılarak, çok sayıda yapılan ölçümlerle sapma miktarı hesaplanmıştır. Kalibrasyon grafiği Ek 1 de verilmiştir. Kalibrasyon grafiğinde, kck g ve momentlerde daha az sapma, büyük g ve momentlerde ise daha büyük sapma olduğu görülmektedir. Ortalama standart sapma ,

$$\sigma_{\text{Mđ}} = 0.0107 \text{ kgfm elde edilmiştir.}$$

6.4.4 Takometre ile devir sayısı lm

Türbin - generatör milinin devir sayısı 10 d/d hassasiyetinde bir elektronik takometre ile ölçülmektedir. Bu takometrenin kalibrasyonu ve kontrolu kendisinden on kat daha hassas olan 1 d/d hassasiyetindeki bir takometre ile yapılmıştır.

Grafiğe göre takometre doğru ölçüm yapmakta ve standart sapması,

$$\sigma_n = \pm 10 \text{ d/d}$$

olarak bulunmuştur.

Deney setinde türbine gerekli debi ve düşüyü sğlayan pompaların karakteristikleri ve pompaların çıkışından türbin girişine kadar suyun nakledildiği boru sisteminin özellikleri bilinmektedir.Pompaların karakteristiklerinden iletim hattındaki kayıpların çıkarılması ile türbin girişindeki Q-H türbin karakteristiği bulunabilmektedir.Boru iletim hattındaki kayıplar iletim hattı elemanlarının kayıp katsayılarından hesaplanarak veya deneyle direk olarak bulunmaktadır.Pompaların katalogta verilen ile deneyle bulunan değerleri,boru hattının teorik hesaplanan ile deneyle bulunan değerleri birbirlerine çok yakın elde edilmiş olup uyum içindedirler.

Elde edilen grafikler ifadelere dönüştürülerek,pompa karakteristiği için (7.1),kayıplar için (7.2) ve türbin için deneyle bulunan (7.3) ifadeleri elde edilmiştir.

$$H_p=28.1-0.0235 Q^2 \quad , r=-0.9965 \quad , \quad (7.1)$$

$$H_{kay}= 0.0218 Q^2 \quad , r=-0.9942 \quad , \quad (7.2)$$

$$H_T=27.95-0.042 Q^2 \quad , r=-0.9975 \quad . \quad (7.3)$$

(7.1) den (7.2) çıkarılarak elde edilen aşağıdaki (7.4) ifadesi (7.3) ifadesine oldukça yakın değerde elde edilmiştir.

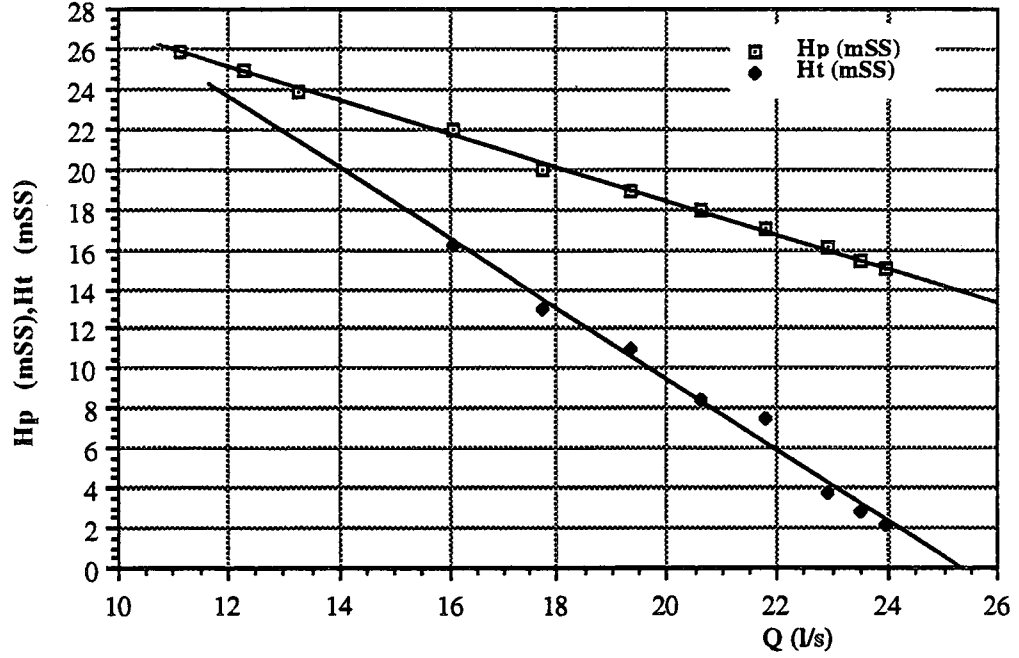
$$H_t=28.1-0.045 Q^2 \quad . \quad (7.4)$$

Buradan pompa karakteristiklerinden ve boru sistemi kayıplarından,deney yapılmadan da türbin karakteristiğinin bulunabileceği sonucunu çıkarabiliriz.Deney setinde kullanılan pompaların değiştirilmesi durumunda,yeni pompa karakteristiğinden kayıpların çıkarılmasıyla yeni türbin karakteristiği bulunabilir.Şekil 7.1 de P ile gösterilen pompa,T ile gösterilen türbin karakteristiğini göstermektedir.Grafikler arası boşluk kayıpları gösterdiğinden,debi arttıkça kayıpların attığı görülmektedir.

Türbine girişteki vananın kısılmasıyla maksimum yük H-Q grafiğine paralel daha küçük değerler gösteren grafikler elde edilir.

Deney setinin çalışma aralığında H ve Q değerlerinin sınırlarının tesbit edilmesi için 18 kanatlı ve $\beta_1=60^\circ$ giriş açılı (5 nolu) çark ile maksimum ($n=0$) ve minumum (yük=0) yüklerle ayar kanatlarının %10-100 açıklıklarında yapılan deney sonuçları Şekil 7.2'de görülmektedir. Şekil 7.2.a'da görülen a_0 açıklığı minumumdan maksimuma doğru belli açıklıklarda değiştirilerek devir sayısı sıfır olacak şekilde maksimum yük ve boşa (yüksüz) ayar kanatları girişinde ölçülen statik düşü değerleri için aşağıdaki ifadeler elde edilmiştir

$$H_{\min \text{ yük}}=17.855-11.636 a_0 \quad , \quad r=- 0.9903 \quad , \quad (7.5)$$



Şekil 7.1. Pompa karakteristiğinden türbin karakteristiğine geçiş, (Hp, Ht) deney setinde maksimum yükte ve boşa (yüksüz) elde edilen (H-Q) karakteristiği

$$H_{\text{maxyük}} = 13.827 - 13.42 a_0, \quad r = 0.9525 \quad (7.6)$$

Şekil 7.2.b'de ise aynı şartlar için debi değerleri ve türbinin boşa çalışmasındaki devir sayısının ayar kanatlarının % açıklığına göre değişimleri görülmekte olup bu değerler için aşağıdaki ifadeler elde edilmiştir.

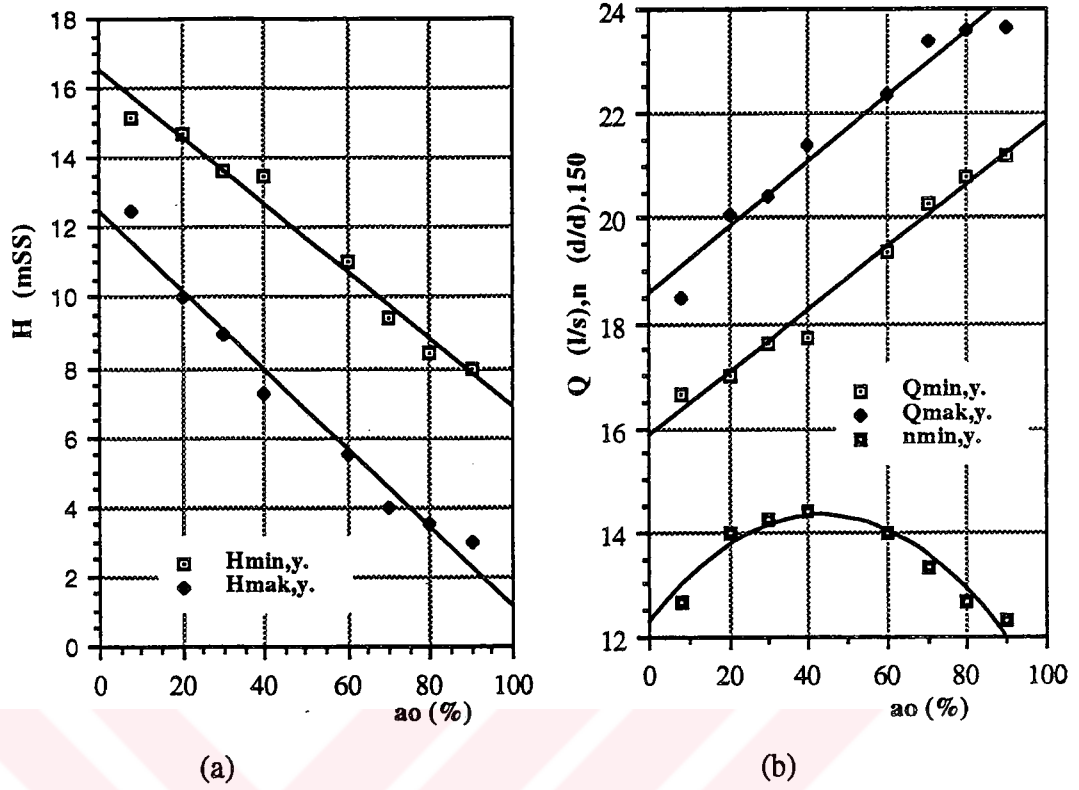
$$Q_{\text{min yük}} = 15.035 + 7.191 a_0, \quad r = 0.9898 \quad (7.7)$$

$$Q_{\text{max yük}} = 17.836 + 7.287 a_0, \quad r = 0.9451 \quad (7.8)$$

$$n_{\text{min yük}} = 1543.23 + 2347.3 a_0 - 2302.3 a_0^2, \quad r = 0.9997 \quad (7.9)$$

Buradaki şekillerden ayar kanat açıklığının artmasıyla debinin arttığı ve düşünün azaldığı görülmektedir. Deney sonuçlarına göre aynı ayar kanatları açıklığında, maksimum yük boşa çalışma düşüsünden daha küçük ve maksimum yük debisinin ise boşa çalışma debisinden daha büyük değerler aldığı görülmektedir (Şekil 7.2.a,b). Buradan şu sonucu çıkarabiliriz: Türbin ile direkt olarak (akuple) bağlanmış pompalı deney setlerinde deney türbininden çekilen yükün artırılmasıyla türbinin statik düşüsü arasında ters bir orantı vardır

Bu deney setinde türbin giriş vanası tam açık iken yapılacak bütün deneylerde



Şekil 7.2 Ayar kanatlarının % a_0 açıklığında; maksimum ve minimum yük için (a) düşü,(b) debi ve minimum yükte devir sayısının değişimleri

ölçülecek statik düşü ve debi değerleri Şekil 7.2' de elde edilen değerler arasında kalacaktır. Türbinin boşta (yüksüz) ölçülen en yüksek devir %40 a_0 açıklığı civarında elde edilmektedir.

7.2 Francis Deney Türbini İle Yapılan Karakteristik Deneyler

Türbin deney setinde Bölüm 5'de ele alınan esaslara göre yapılan karakteristik deneylerin sonuçları, grafiklerle ifade edilerek sonuçları üzerinde gerekli açıklamalar yapılacaktır.

Deney setinde yapılan karakteristik deneyler, işletme şartlarına göre iki gruptur.

1) Net düşü (H_n) sabit, türbin devir sayısı (n) sabit ve değişken türbin debisi (Q) ile yapılan deneyler.

2) Net düşü (H_n) sabit, türbin ayar kanat açıklığı (a_0) sabit ve değişen türbin devir sayısı (n) ile yapılan deneyler.

Tablo 7.2 Deney seti Francis türbini ayar kanatları açıklık noktalarının α_0 açıları

Nokta	1	2	3	4	5	6	7
$\alpha_0(^{\circ})$	43.5	34.5	24.0	17.5	12.5	7.5	4.5
$a_0(\%)$	1.00	0.80	0.55	0.40	0.30	0.20	0.10

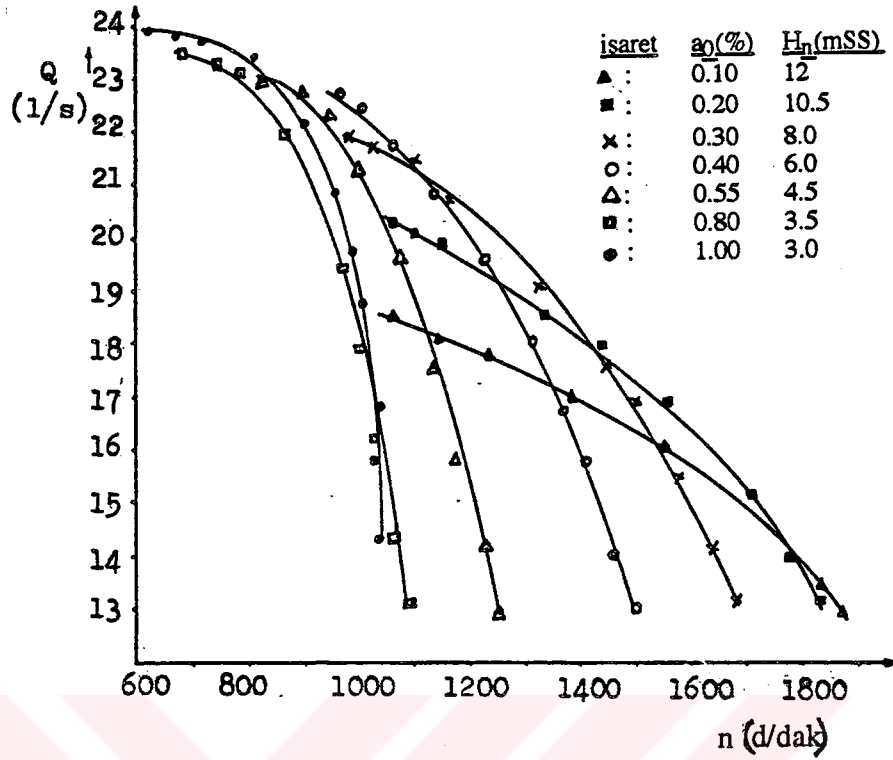
Bu iki grup deneyden birinci grupta hız, ikinci grupta ayar kanatları (dağıtıcı) açıklığı sabit tutularak deneyi yapılan türbinin veya türbin çarkının bütün çalışma alanı taranacaktır. Ayar kanatları açıklığı veya suyun çarka yönlendirildiği α_0 açısı, en küçüğü ile en büyüğü ($\alpha_{0max}=43.5^{\circ}$) arasında 7 adet çalışma durumu tayin edilmiş olup bunlar Tablo 7.2'de verilmiştir.

Sabit ayar kanatları açıklığında deney yapılmak istendiğinde ayar kanatları pleksiglas gözetleme camında bulunan bu noktalara sırasıyla ayarlanarak bütün açıklıklarda deneyler yapılabilmektedir. 7 değişik a_0 sabit ayar kanatları açıklığında, her açıklık için maksimum verimi sağlayan düşü tesbit edilmiş ve bu düşüler le yapılan deneylerin sonuçları Şekil 7.3'te verilmiştir. Burada düşü en açık konumda 3 mSS'dan en kapalı konuma doğru 12 mSS değerine çıkmaktadır. Bazı sabit açıklık deneylerinde yukarıdaki belirtilen ayar kanat açıklıklarına bağlı kalmadan aradaki bazı açıklıklarda da deneyler yapılmıştır.

7.2.1. Düşü (H) ve ayar kanatları açıklığı (a_0) sabit, diğer değerler değişken durumunda yapılan deneyler

Deney setinde bu tip deneylerin yapılması esnasında deney yapılacak ayar kanatları açıklığı a_0 için maksimum verimin elde edildiği düşü , önce tesbit edilerek, sonra sabit tutularak deneyler yapılmıştır.

Ayar kanatları açıklığı hiç değiştirilmeden türbin giriş vanası tam açılarak pompaların sağladığı türbin giriş düşüsü, tesbit edilen optimum değerinin altına düşmeyecek kadar generatöre direnç yüklendi ve maksimum döndürme momenti ile diğer değerlerin hesaplanmasında kullanılan moment kolu uzunluğu ve kuvveti,

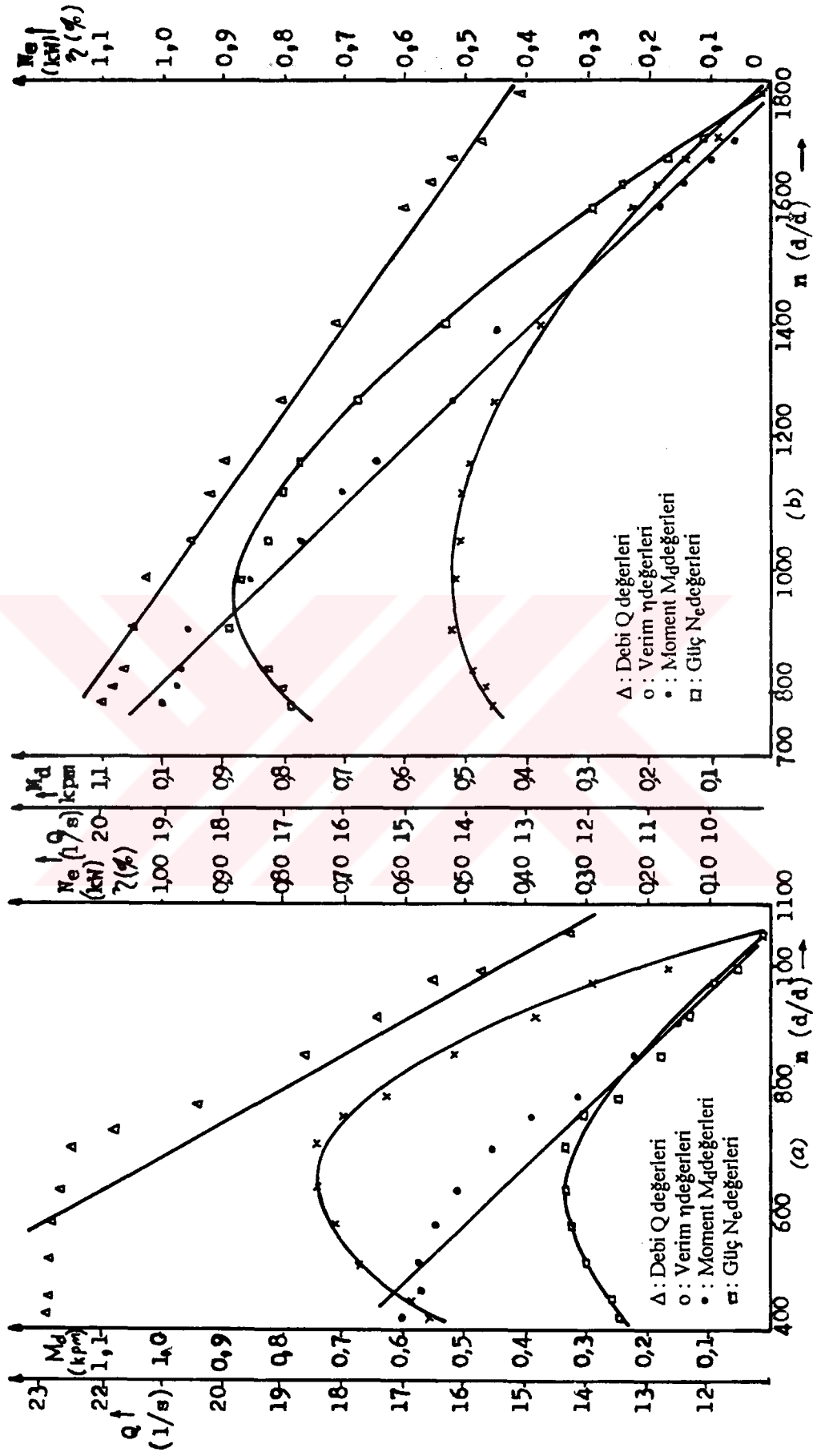


Şekil 7.3 5 nolu çarkın yeri değişik a_0 açıklığında, herbir açıklık için optimum H_n düşüsü ile elde edilen Q-n grafikleri

türbine giriş debisi ve deney türbini devir sayısı ölçülerek tesbit edildiler. Ayar kanatları açıklığı ve düşü sabit kalacak şekilde generatörden çekilen yük azaltılarak ve türbin debisi giriş vanası kısılmak suretiyle istenilen devir sayısında ve debisinde deney noktalarında ölçümler yapılarak deneye devam edildi.

Deneyde ölçülen değerler ile türbin milinin generatör miline aktardığı M_d döndürme momenti, türbin milinden generatör miline aktarılan N_e efektif mil gücü, türbinin debisi Q ve türbinin toplam verimi η hesaplanmaktadır. Türbin-generatör toplam verimini bulmak için ise generatörden elde edilen akımın amper ve voltajını ölçerek buradan elektrik verime ve oradan da toplam grup verimine geçilebilir. Fakat generatörün elektrik verimi bu çalışmayı ilgilendirmediği için burada elektrik verim ve grup verimi üzerinde durulmayacaktır.

Bu grup deneylerden alınan sonuçların çizilen karakteristik eğrileri Şekil 7.4'te görülmektedir. Her iki şekilde de debi soldan sağa doğru devir sayısının artmasıyla azalarak türbinin, düşük özgül devir sayılı bir türbin olduğunu göstermektedir. Deney düşüsünün yükselmesiyle verimin azalıp gücün ve momentin arttığı ve dolayısıyla a_0



Şekil 7.4 7 nolu çarkın sabit düşü a) $H_n=2$ mSS ve b) $H_n=9$ mSS için Q , η , M_d ve N_e 'nin devir sayısına göre değişimleri

açıklığı küçüldüğü için debinin azaldığı, deney düşüsünün düşmesiyle de bu değerlerin tersinin gerçekleştiği görülmektedir. Şekil 7.4'ün incelenmesinden aynı çarkın farklı iki a_0 açıklığında yani farklı iki sabit düşüde değerlerinin nasıl değiştiği açıkça görülmektedir. Ayrıca farklı iki çarkın aynı sabit a_0 ayar kanatları açıklığında ve düşüsünde çark kanat sayısı ve kanat giriş açısı farkından dolayı elde edilen sonuçların farkı Şekil 7.5'in incelenmesinden görülmektedir. Burada çarkların boyutlarının küçüklüğü gözönünde tutulduğunda sonucun kayda değer olmadığı söylenebilir.

7.2.2 Deney setinde yapılan dağ eğrileri karakteristik deneyleri

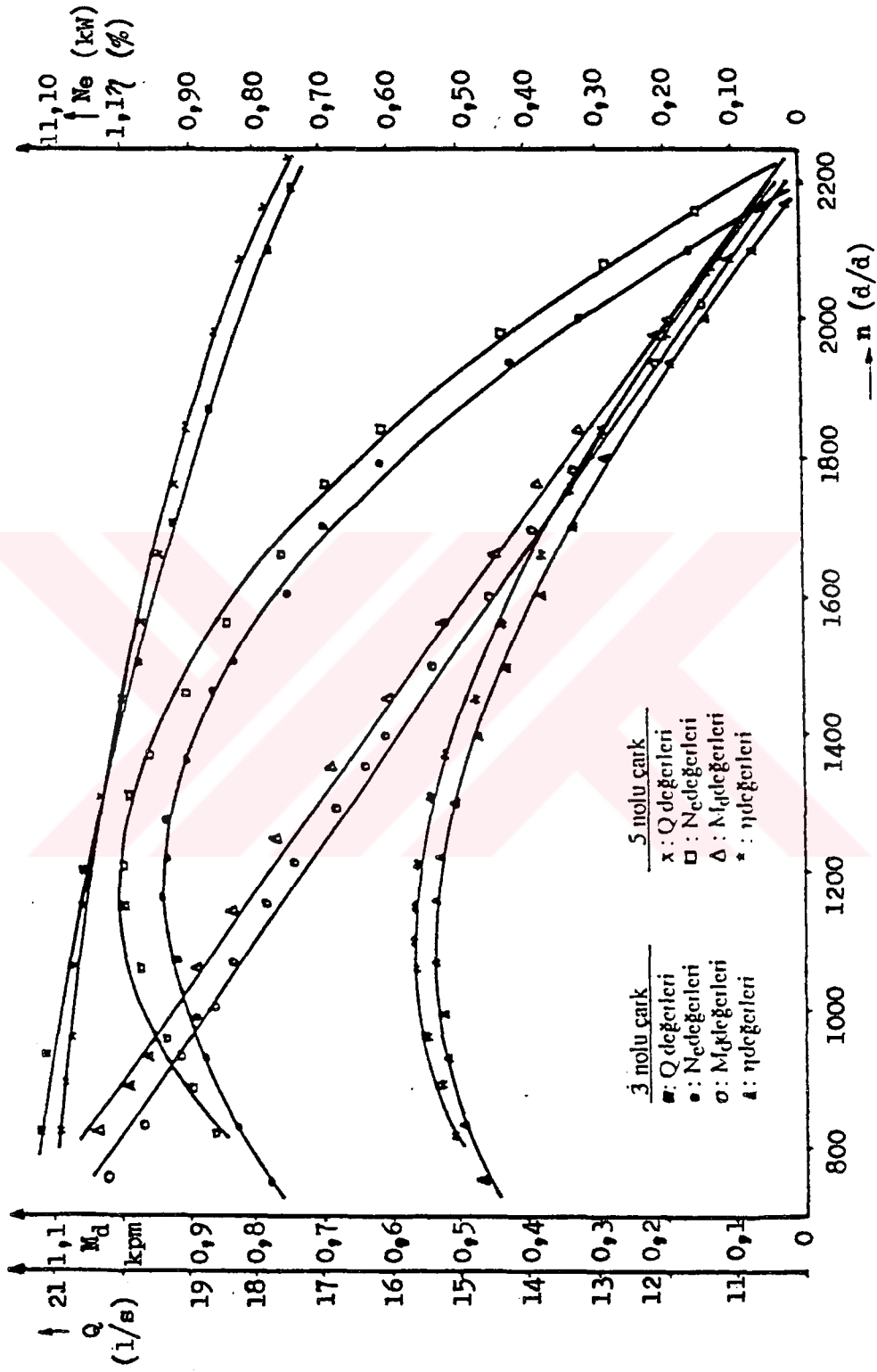
Dağ eğrileri karakteristiklerinin çizilebilmesi için iki metodla deneyler yapılmıştır. Bunlar:

1) Sabit düşü ve ayar kanatları açıklığı ile değişken debi ve devir sayısı şartında yapılan karakteristik deneyler.

2) Sabit devir sayısı, değişken düşü ve debi ile yapılan karakteristik deneyler.

Bu deneylerden elde edilen sonuçların türbinin devir sayısının (n) veya birim devir sayısının (n_1) fonksiyonu olarak çizilmesiyle elde edilen eşit verimli eğrilere dağ eğrileri (eşit verim eğrileri) karakteristiği adı verilir.

Birinci kısım deneylerde ayar kanatları en kapalıdan en açığa doğru her bir aralıkta sabit tutularak türbin giriş vanası tam açık durumdayken türbin düşüsü (giriş basıncı) sabit tutulmak istenen değere gelinceye kadar generatör dirençlerle yüklenir veya yük azaltılır. Yük artırılarak veya azaltılarak çalışma düşüsü sağlanamamışsa türbin giriş vanası kısılarak veya kısıkça açılarak istenilen değere getirilir. Dağ eğrileri grafiğinin çizilebilmesi için her bir a_0 açıklığında maksimum yük ile boşa çalışma değerleri arasında beş ila onbeş civarında ölçme yapılması gerekmektedir. İlk ölçmeden sonra yapılacak diğer ölçmeler; generatörden çekilen yük bir miktar azaltılarak (devreden direnç çıkarılarak yapılır) yükselen düşü değerinin çalışma değerine düşmesi için giriş vanası kısılır, elde edilen yeni değerler ölçülür. Bu işlem generatörden çekilen yükün tamamen sıfır olmasına kadar belli aralıklarla devam ettirilir. Elde edilen değerler $Q-n$ veya birim değerlere indirgenerek $Q_{11}-n_{11}$ şeklinde grafik olarak çizilir.



Şekil 7.5 3 (Z=13) ve 5 (Z=18) nolu çarklarla $\alpha_0=17.5^\circ$ ayar kanatları giriş açısında elde edilen değerlerin devir sayısına göre değişimleri

Aşağıdaki şekillerde deney setinde deneyi yapılan değişik çarklar için çizilmiş dağ eğrileri karakteristikleri gösterilmiştir. Şekil 7.6, 7.7 ve 7.8'de çark giriş açısı $\beta_1 = 60^\circ$, çark kanat sayısı 18 adet, çark girişi kanat yüksekliği 16 mm ve çark dış çapı 150 mm olan deney çarkının 5, 7 ve 10 mSS sabit düşülerdeki deney sonuçlarına göre çizilmiş dağ eğrileri karakteristikleri görülmektedir.

Şekil 7.6'daki karakteristik diyagramda maksimum verim noktası, türbin devir sayısı 900 d/dak ile debi 22.5 l/s değerlerine tekabül eden %71 verim değeridir. 5 nolu çarkın 5 mSS sabit düşü için çizilen grafiğinin α_0 açısına göre ifadesi aşağıdaki gibidir

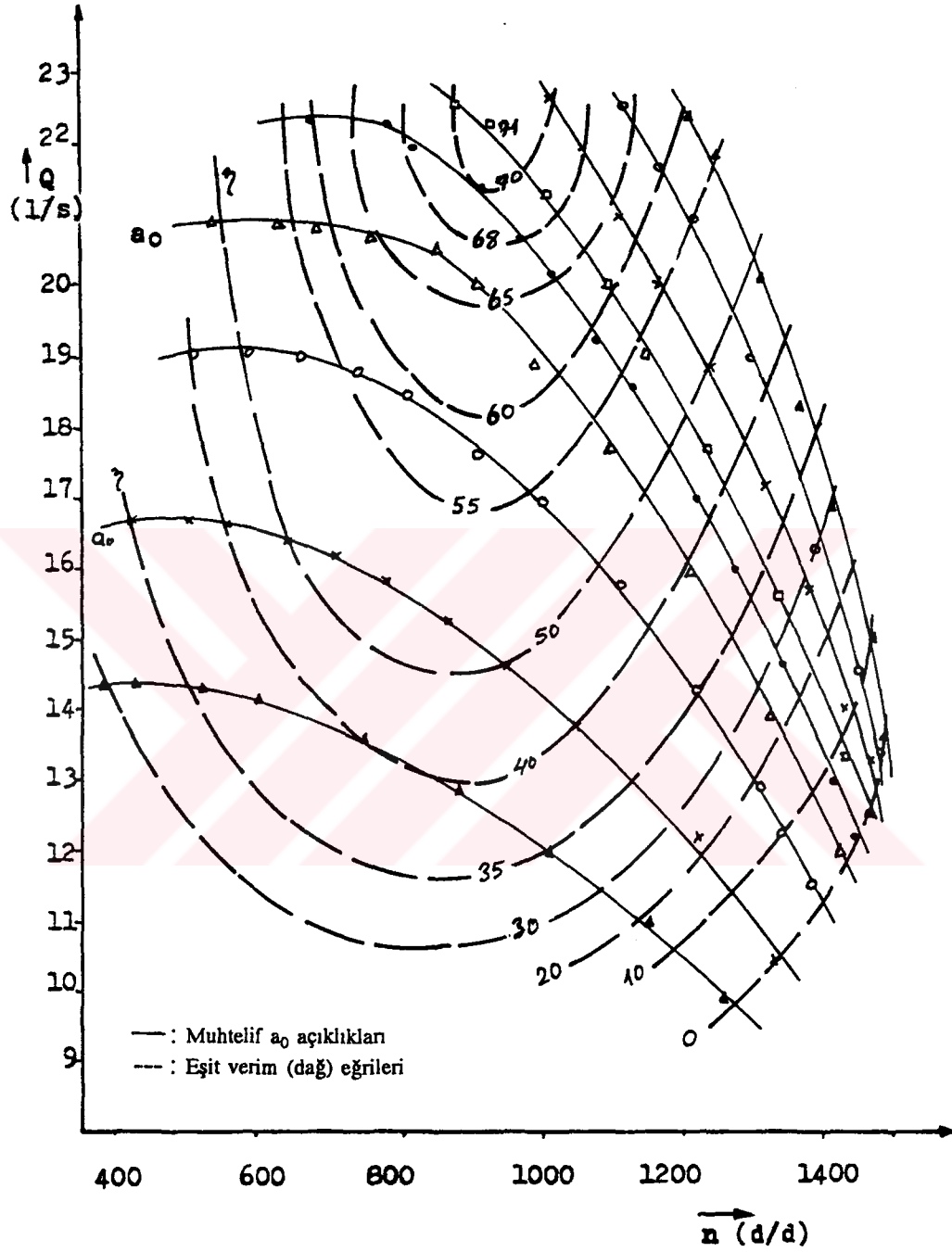
$$Q_{11} = (0.062 e^{0.0997\alpha_0}) e^{-(2.14 \cdot 10^{-3} e^{0.0629\alpha_0}) n_{11}}, r = 0.9397 \quad (7.10)$$

Şekil 7.7'de ayar kanatları girişinde statik basınç, türbin düşüsü olarak alınmış ve 7 mSS sabit değerinde yapılan deney sonucu elde edilen dağ eğrileri karakteristiği görülmektedir. Burada maksimum verim %65 civarında olup 1000 d/dak türbin devrine ve 19.5 l/s debiye tekabül etmektedir. Şekil 7.8'de ise aynı çarkın ayar kanatları girişinde statik düşünün 10 mSS'da sabit tutularak yapılan deneyden elde edilen dağ eğrileri karakteristiği görülmektedir. Bu deney aralığında maksimum verim %55 civarında elde edilmiş olup bu nokta 1250 d/dak devir sayısına ve 19.2 l/s debi değerine karşılık gelmektedir. Bu grafiğin ifadesi aşağıdaki şekilde elde edilmiştir

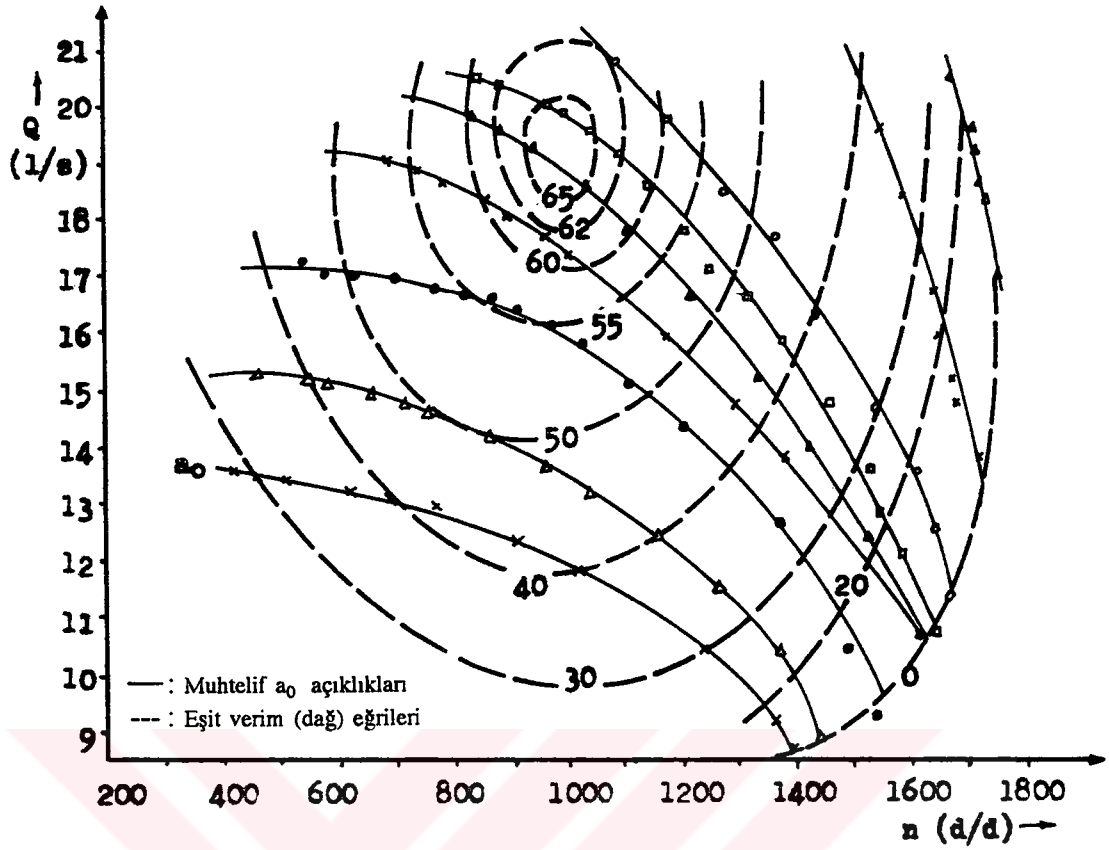
$$Q_{11} = (0.135 e^{0.061\alpha_0}) e^{-(3.058 \cdot 10^{-3} e^{0.0527\alpha_0}) n_{11}}, r = 0.9401 \quad (7.11)$$

Bu üç grafiğin incelenmesinden görülmektedir ki burada test edilen türbin ve çark küçük özgül devir sayılı bir Francis türbinidir. Deney türbininin küçük özgül devir sayılı olmasını, devir sayısı arttıkça debinin kavisli bir eğri oluşturacak şekilde azalması da göstermektedir. Ayrıca çalışma düşüsünün küçük seçilmesiyle, çalışma aralığındaki devir sayısının azalıp debisinin arttığını, büyük seçilince ise devir sayısının artıp debisinin azaldığını görmekteyiz. Bu durum diğer çarklar ve çalışma şartları için de geçerlidir.

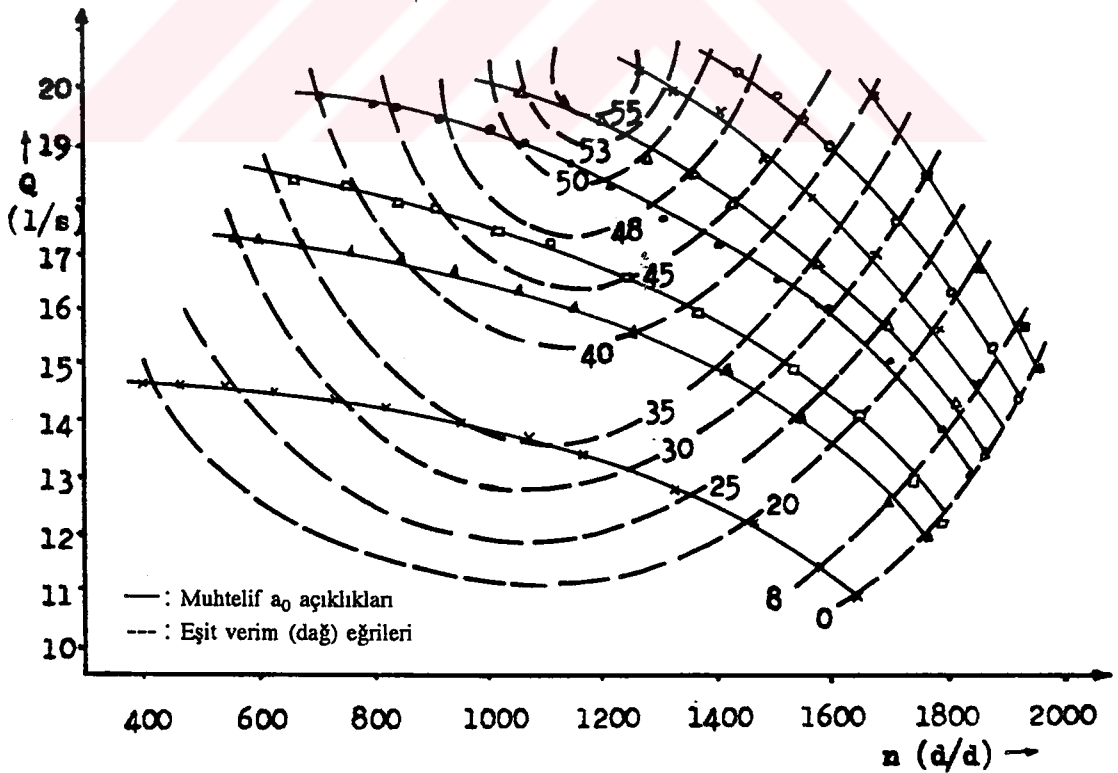
Şekil 7.9'da $\beta_1 = 70^\circ$, kanat sayısı $Z_1 = 11$ adet, çark giriş kanat yüksekliği ve çapı Şekil 7.6'daki ile aynı olan çarkın 5 mSS sabit statik düşüdeki karakteristiği görülmektedir. Bu karakteristiğin çizildiği çarkın kanat sayısının Şekil 7.6'dakine göre daha az olmasına karşılık elde edilen maksimum verimin yaklaşık aynı olduğu



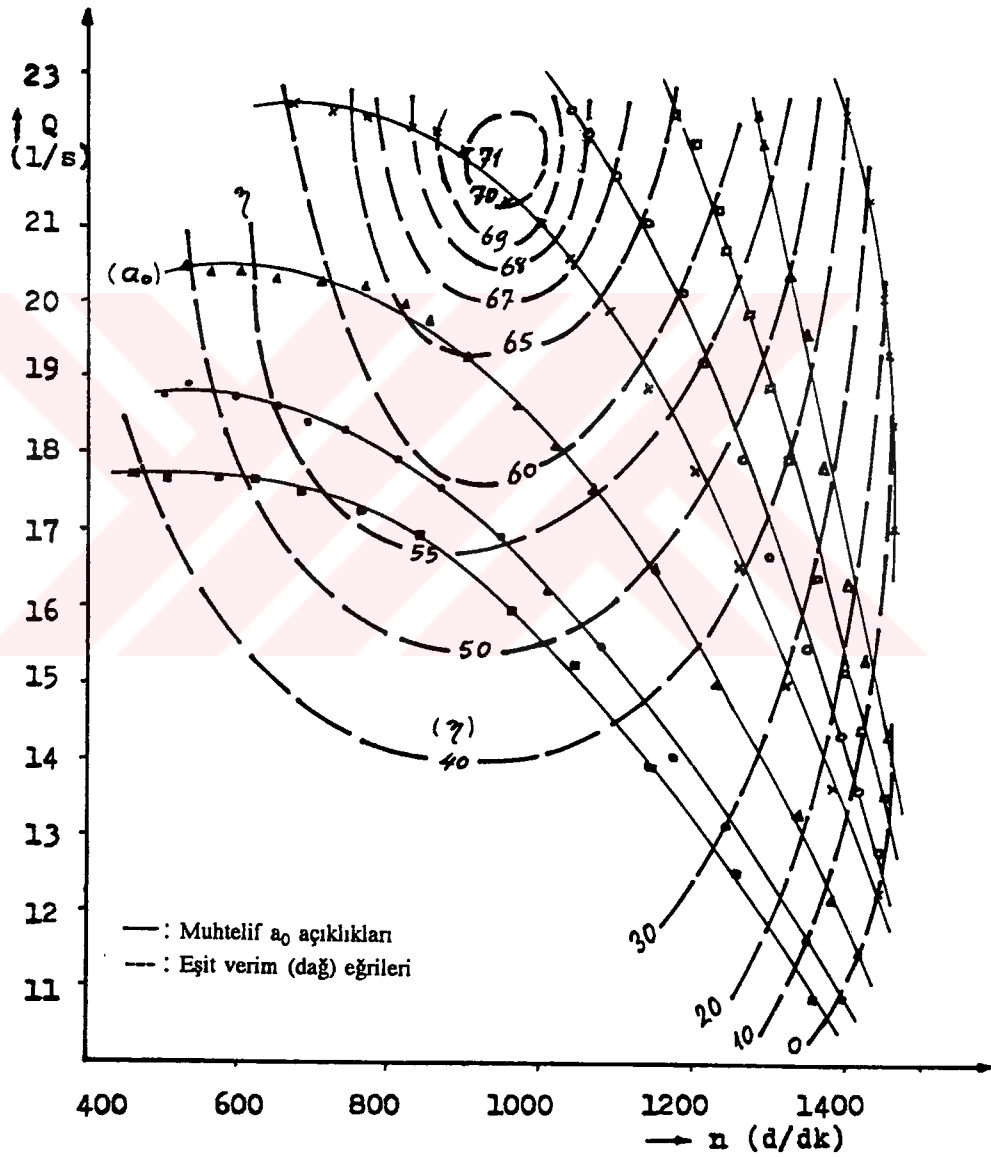
Şekil 7.6 5 nolu çarkın sabit $H_n=5$ mSS düşü ile elde edilen dağ eğrileri karakteristiği



Şekil 7.7 5 nolu çarkın sabit $H_n=7$ mSS düşüde elde edilen dağ eğrileri karakteristiği



Şekil 7.8 5 nolu çarkın sabit $H_n=5$ mSS düşüde elde edilen dağ eğrileri karakteristiği



Şekil 7.9 2 nolu çarkın $H_n=5$ mSS düşü ile elde edilen dağ eğrileri karakteristiği

görülmektedir. Bu grafik aşağıdaki şekilde ifadeye dönüştürülmüştür.

$$Q_{11} = (0.0177e^{0.0187\alpha_0})e^{-(2.567 \cdot 10^{-3} e^{0.0746\alpha_0})n_{11}}, r = 0.9690 \quad (7.12)$$

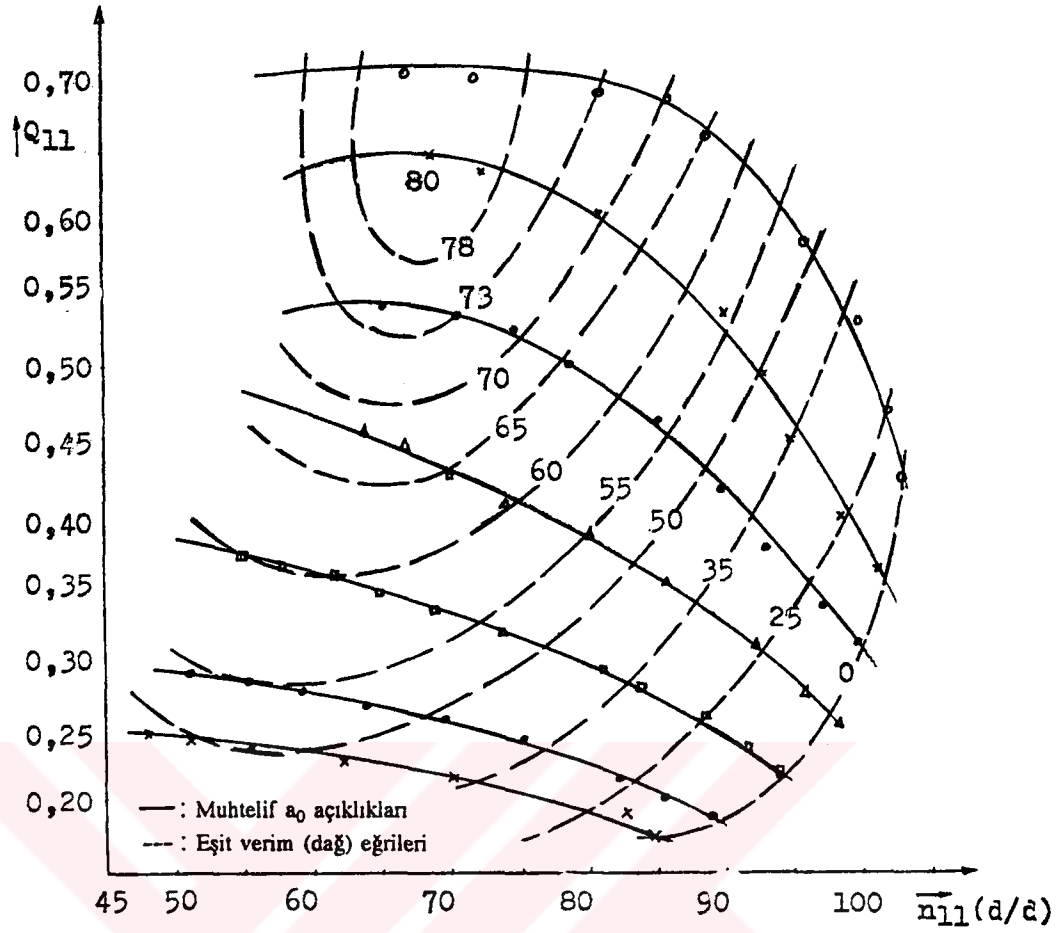
Şekil 7.10'da ise Şekil 7.6'daki çarkın diğer boyutlarının aynı, sadece kanat açıları farklı olan bir çarkın ($\beta_1=35^0$, 7 nolu çark) birim değerlere indirgenmiş $Q_{11}-n_{11}$ dağ eğrileri karakteristiği görülmektedir. Bu karakteristikte Şekil 7.6'dakine göre maksimum verimin yaklaşık %10 kadar artarak %80 civarına çıktığı görülmektedir.

Şekil 7.6, 7.9, 7.10 ve 7.11'in incelenmesinden çark kanat sayısının belli değerler arasında değişmesiyle verimin fazla değişmediği buna rağmen kanat giriş açısının değişmesiyle verimde gözle görülen bir değişme olduğu görülmektedir. Burada β_1 açısı 35^0 'ye indirilince verimde % 10 artma olmuştur.

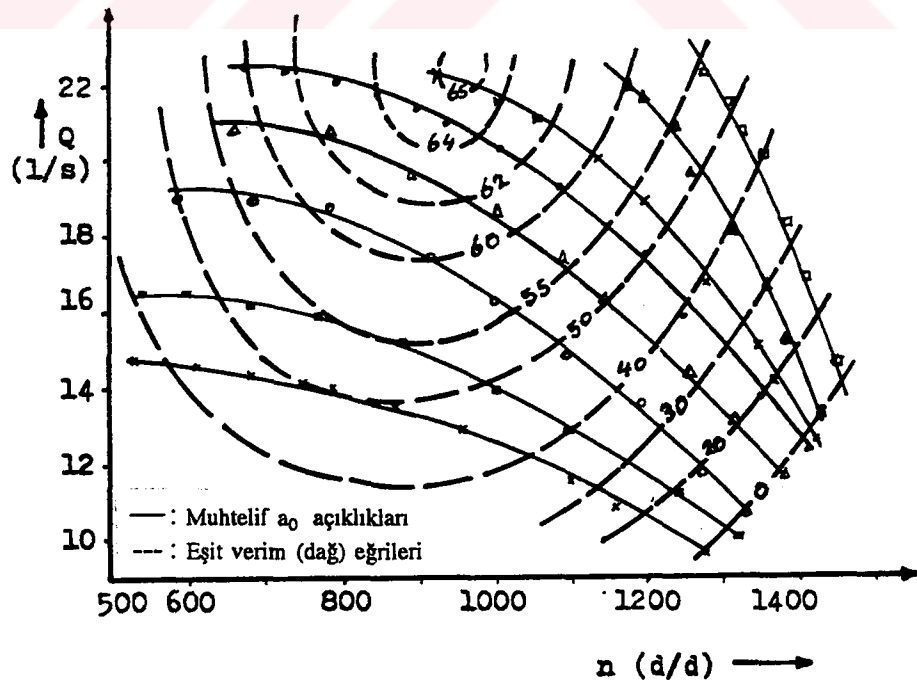
Şekil 7.9'daki 11 kanatlı çarkın kanat giriş açısı Şekil 7.6'daki çarkın giriş açısına göre 10^0 lik bir artış arzetsede de toplam verimde kayda değer bir artışa sebep olmamıştır. Çark kanat sayısı 13, giriş açısı 70^0 ve giriş çapı 150 mm olan çarkın çark kanat yüksekliği çarkın girişinde $B_1=8$ mm'ye küçültülerek elde edilen (4 nolu) çark ile yapılan deney sonuçları Şekil 7.12 ve 7.13'de görülmektedir.

Şekil 7.12'de türbinin sabit 5 mSS düşüde yapılan deneyinden elde edilen dağ eğrileri karakteristiği çizilmiştir. Bu karakteristik eğriler aynı şartlarda deneyi yapılan 2 ve 7 nolu çarkların sabit 5 mSS düşüdeki karakteristikleri olan Şekil 7.9'a göre %10, Şekil 7.10'a göre ise yaklaşık %20 düştüğü görülmektedir. Bu durum kanat yüksekliğinin küçültülmesiyle meydana gelen verimdeki düşmeye çarka girişteki ani kesit daralması ve çarpma kayıpları ile enerji dönüşümüne iştirak eden kanat yüzeyindeki azalmanın sebep olduğunu göstermektedir. 4 nolu çarkın maksimum mil gücü 3 nolu çarka göre %10-20 küçük çıkmıştır. Çark kanat sayıları ve açıları aynı olan sadece kanat yükseklikleri farklı olan 3 ve 4 nolu çarkların karakteristikleri olan Şekil 7.11 ve 7.12 incelendiğinde her iki çark için elde edilen maksimum verim noktasına ait devir sayısı ve debinin yaklaşık aynı olduğu, 4 nolu çarkın devir sayısının daha küçük değerlere düştüğü görülmektedir.

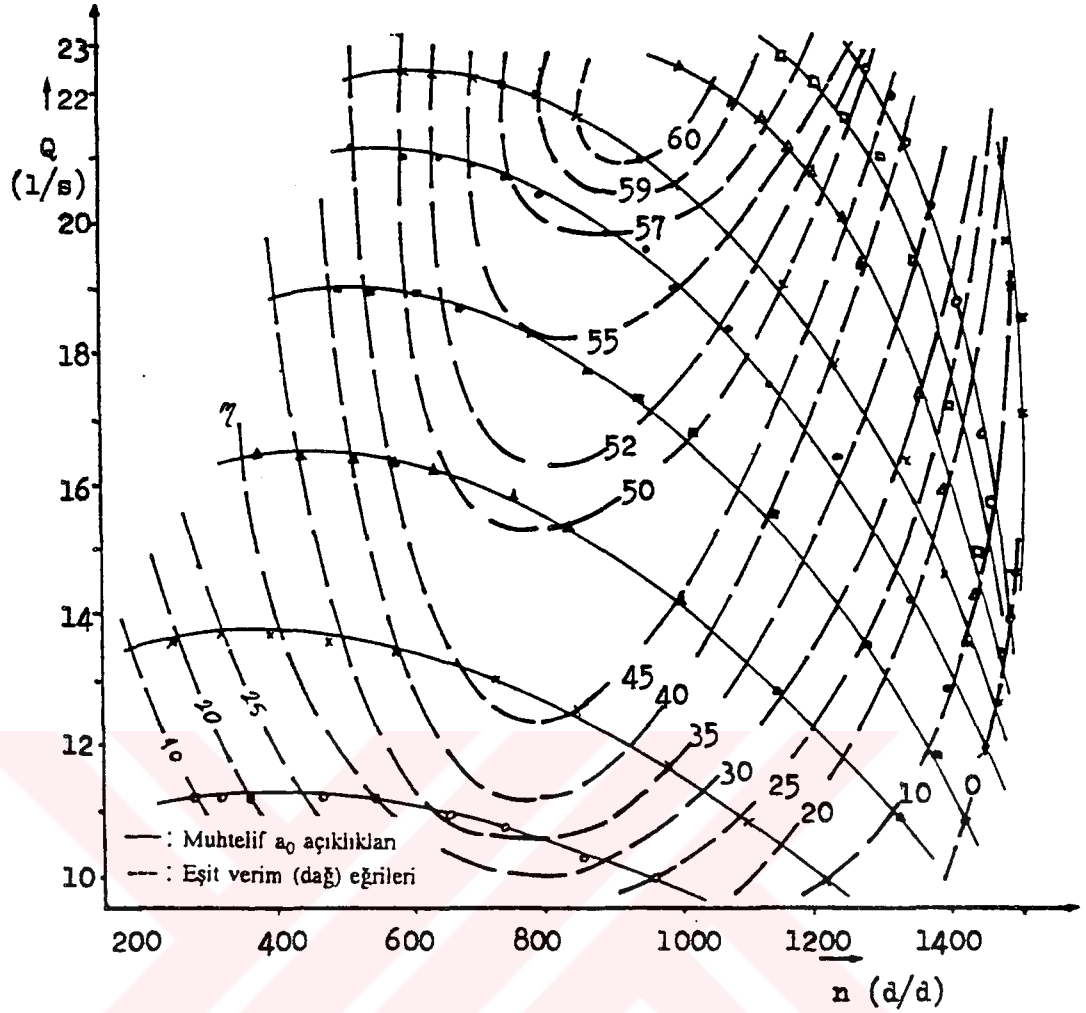
10 mSS sabit düşüde 4 nolu çark için elde edilen Şekil 7.13'deki karakteristik ile 5 nolu çark için aynı deney şartlarında elde edilen Şekil 7.8'deki karakteristik karşılaştırıldığında, maksimum verimin 4 nolu çarkta %5 daha küçük elde edildiği görülmektedir.



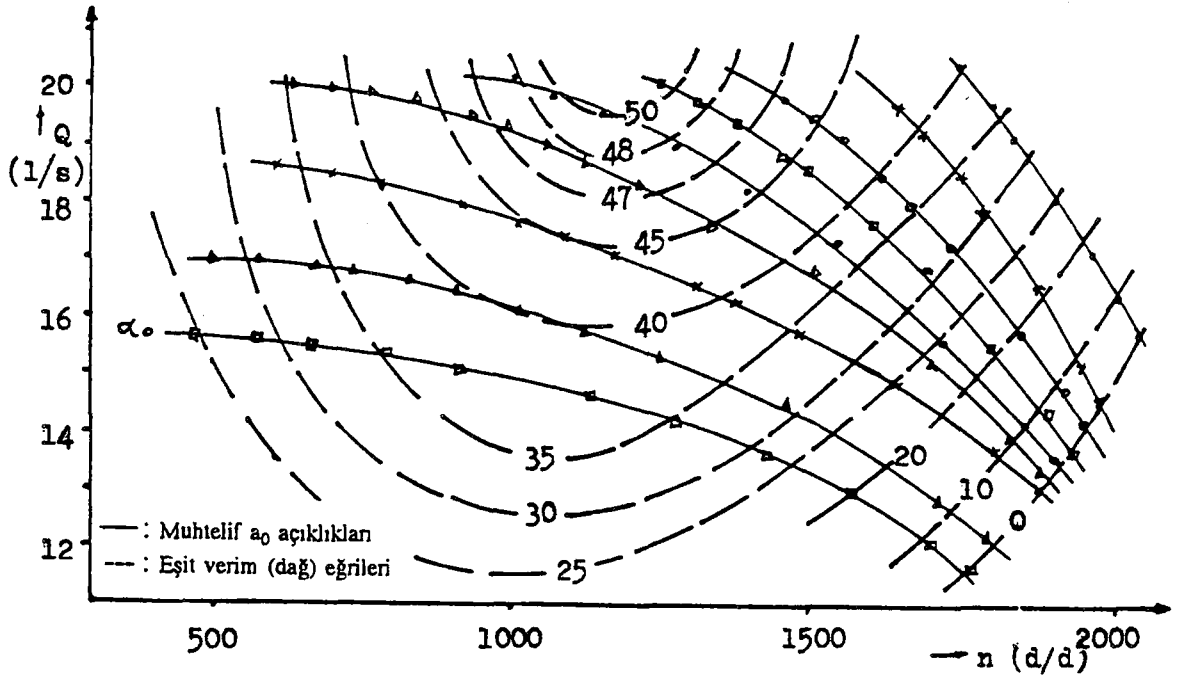
Şekil 7.10 7 nolu çarkın sabit $H_n=5$ mSS düşü ile elde edilen $n_{11}-Q_{11}$ karakteristiği



Şekil 7.11 3 nolu çarkın sabit $H_n=5$ mSS düşüde dağ eğrileri karakteristiği



Şekil 7.12 4 nolu çarkın sabit $H_n=5$ mSS düşüde dağ eğrileri karakteristiği



Şekil 7.13 4 nolu çarkın sabit $H_n=10$ mSS düşüde dağ eğrileri karakteristiği

Türbin çark kanat sayısı belli değerler arasında serbest seçilebilir. Kanat sayısının belli değerlerde değişmesi verimi fazla etkilememektedir. 4 nolu çarkın veriminin düşmesinin kanat yüksekliğindeki küçülmeden meydana geldiği burada da görülmektedir.

7.2.3 Türbin düşüsü ve devir sayısı sabit , diğer değerler değişken durumunda yapılan deneyler

Bu şartlarda yapılan deneylerin, reaksiyon türbinlerinin barajlı veya yükleme odalı hidrolik santrallarda gerçek şartlarda çalışmalarıyla benzerliği vardır.

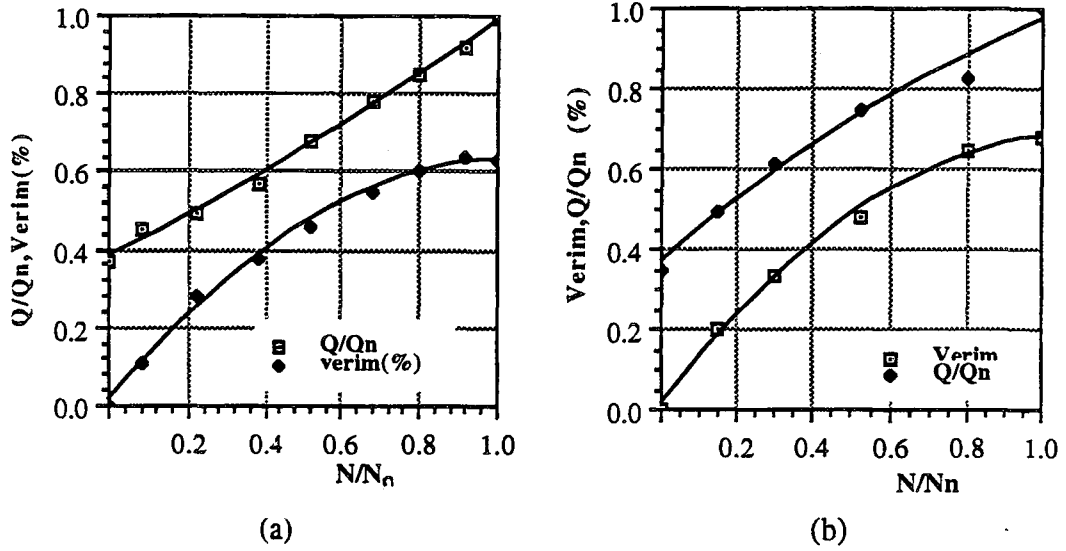
Bir hidroelektrik santralda kullanılan Francis türbini, generatörü sabit senkron hızında döndürmek zorundadır. Bunun için elektronik veya mekanik devir kontrol sistemi ile generatörden çekilen yüke göre ayar kanatları açıklığı ayarlanmaktadır. Ayar kanatları açıklığının değişmesi ile debi azalır veya çoğalırken baraj veya yükleme odası su seviyesi fazla değişmeyeceği için statik düşü sabit kabul edilir. Çünkü barajda büyük bir su potansiyeli ve geniş alanı ile yükleme odasının seviye kontrolü için taşma savağı vardır. Debinin artmasıyla dinamik (hız) basıncı artarak toplam düşüyü artırır.

Deney setinde sabit basınçta bir düşü tankı (deposu) bulunmadığı için sabit devir sayısı ve düşüde deney oldukça dar bir çalışma aralığında yapılmaktadır. Dolayısıyla hem devir sayısı hem de düşünün sabit tutulması, ayar kanatlarının muhtelif açıklıklarında az sayıda sağlanarak çok az ölçüm yapılmıştır. 1 nolu (a) ve 5 nolu (b) çark için yapılan deneyin sonucu Şekil 7.14'te görülmektedir. Burada elde edilen karakteristik grafikler Şekil 4.5.b'de verilene benzer çıkmıştır.

7.2.4 Türbin düşüsü ve debisi sabit, diğer değerler değişken durumunda yapılan deneyler

Deney setinde bu kısımdaki deneyin yapılabilmesi için türbin emme borusuna bir sürgülü vana takıldı. Düşünün ve debinin sabit tutulması ayar kanatları açıklığı ve emme borusu vanası ile ayarlanarak sağlandı.

Deney başlangıcında emme borusu vanası tam açık iken düşü, deney düşüsü olan 5 mSS'na inmesi için generatörden çekilen yük artırıldı. Yine de düşü 5 mSS olmamışsa ayar kanatları açıklığı artırılarak çalışma düşüsü elde edildi ve ilk ölçmeler

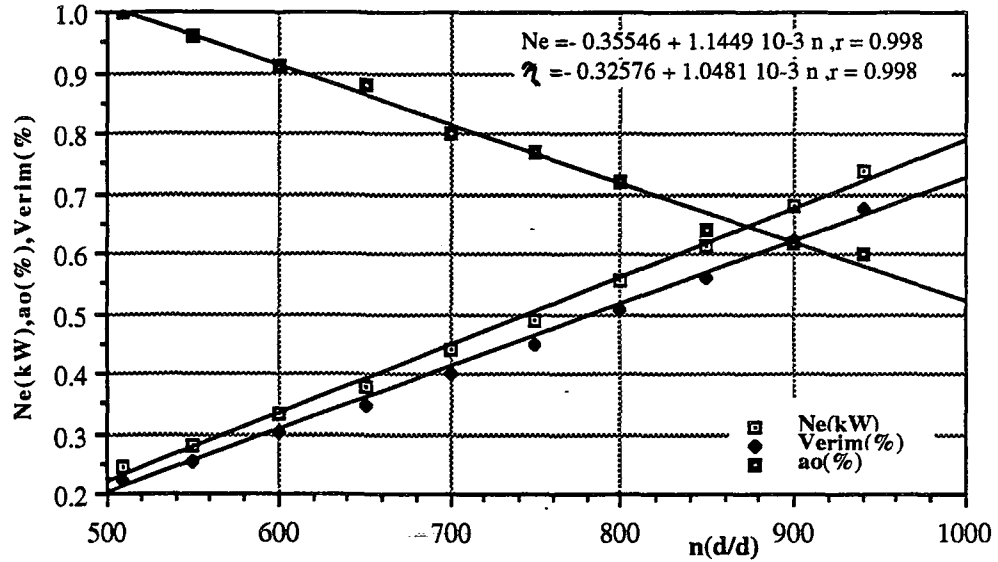


Şekil 7.14 5 nolu (a) ve 1 nolu (b) çarkların 5 mSS ve 1000 d/d sabit değerlerinde % N/N_n - Q/Q_n , Verim grafikleri

yapıldı. Takip eden her bir deney noktasında ayar kanatları bir miktar açıldığında basınç düştü. Basıncın yükselmesi için emme borusu vanası kapatılarak basıncın yani düşünün çalışma değerine yükselmesi sağlandı. Bu deney noktalarında debi de sabit kalmaktadır. 7 nolu çark ile yapılan bu deneyin sonuçları grafik olarak Şekil 7.15'te görülmektedir.

Şekilden de görüleceği gibi ayar kanatlarının en açık konumunda güç ve verim minimum elde edildi. Açıklık küçüldükçe yani α_0 açısı küçüldükçe güç ve verim artarak deney yapılabilen en kapalı konumunda en yüksek değerine ulaşmaktadır. Türbin gücü ve verimini belirleyen iki büyüklük olan debi ve düşünün deney süresince sabit kalmasına karşılık güç ve verimin değişmesi türbine suyun giriş açısı olan α_1 'in önemini göstermektedir. Burada debi ve düşünün değişmesine karşılık gücün ve verimin değişmesi α_1 açısının farklı olmasındandır. Ayar kanatları açıklığı küçüldükçe (α_1 küçüldükçe) Şekil 6.9'da görülen giriş hız üçgenindeki c_{1u} hız bileşeni büyümekte ve bu artışta (2.14) eşitliği ile verilen hidrolik verimin $\eta_h = \frac{c_{1u}u_1 - c_{u2}u_2}{gH}$ ve gücün büyümesine sebep olmaktadır.

Maksimum ve minimum verim durumlarını hız üçgenlerini çizerek incelersek türbin devir sayısı maksimum verim noktası için 940 d/dak, minimum verim noktası için 510 d/dak'dır. Çarka giriş ve çıkışta orta akış ipçığı için çevresel hızlar maksimum



Şekil 7.15 7 nolu çarkın sabit, 5 mSS düşü ile 22.3 l/s debide güç (N_e), verim (η) ve a_0 grafikleri

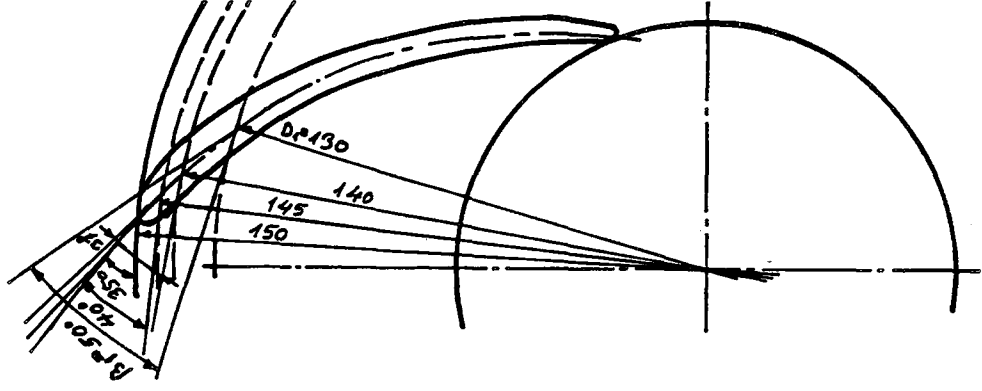
verim noktasında $u_1=7.38$ m/s, $u_2=3.54$ m/s, minimum verim noktasında ise $u_1=4$ m/s, $u_2=1.9$ m/s dir.

Çarka girişte a_0 açıklığının küçülmesiyle su akış kesiti için c_1 mutlak hızı büyür. En yüksek verimin elde edildiği $\alpha_0=26^\circ$ açısında deney çarkı boyutları yardımıyla çarka giriş noktasının net akış kesiti $A_1=0.00662$ m² ve meridyen hızı $c_{m1}=3.365$ m/s bulunur.

Çark çıkış noktası için akış kesiti $A_2=0.0076$ m² ve meridyen hızı $c_{m2}=2.93$ m/s elde edilir. Debi deney süresince sabit kaldığı için c_{m1} ve c_{m2} de sabit kalır. Bulunan bu değerlerle giriş ve çıkış hız üçgenleri çizilerek c_{u1} ve c_{u2} hız bileşkeleri bulunur.

Türbin çarkı giriş ve çıkış hız üçgenleri yardımıyla hidrolik verim hesaplanarak, maksimum verimli deney noktası için $\eta_h=0.82$, en düşük verimli nokta için ise $\eta_h=0.42$ bulunmuştur.

Şekil 7.15.'deki grafik yardımıyla deneyden elde edilen türbin mil gücü yardımıyla bulunan toplam verim değerleri söz konusu olan en yüksek $\eta=0.67$ ve en düşük $\eta=0.225$ olarak bulunmuştur. Buradaki toplam verimden hidrolik verimi bulmak için deney setinde ölçülen mekanik ve çark sürtünme kayıplarını toplam verimden çıkarmak gerekir. Türbinin mekanik ve çark sürtünme kayıpları bölüm 7.4'te ele alınacaktır. Bu kayıplar 1000 d/dak için 0.200 kW güç kaybı olarak ölçüldü.



Şekil 7.16 Tornalama ile çark giriş çapının küçültülerek giriş açısının (β_1) büyütülmesi

Bu güç kaybı verim olarak hesaplanıp toplam verimden çıkarıldığında deneyden moment ölçme yoluyla bulunan hidrolik verimler en büyük verimli nokta için $\eta_h=0.85$ ve en küçük verimli nokta için ise $\eta_h=0.41$ bulunmuştur. Burada bulunan sonuçlar hız üçgenleri yardımıyla bulunan sonuçlara çok yakın çıkmıştır. Bu durum deneyin istenilen hassasiyette yapıldığını göstermektedir.

7.3 Deney Türbinin Farklı Giriş Çaplı Çarkları İle Yapılan Deneyler

Bu bölümde deneyi yapılan çarklar; 7 nolu çark olarak $\beta_1=35^\circ$, $Z_1=18$, $B_1=16$ mm, $D_1=150$ mm imal edilen çarkların D_1 çapının 145 mm, 140 mm, 130 mm çaplarına torna edilerek küçültülmesiyle 8, 9 ve 10 nolu veya dökümden çıktığında dış çapa dokunulmadan $D_1=160$ mm dökülmesiyle 12 nolu çarklardır. Diğer boyutlar aynı bırakılarak sadece çark girişi kanat yüksekliği 8 mm olacak şekilde küçültülerek 11 nolu çark elde edilmiştir. Çark giriş çapının değişmesiyle β_1 kanat giriş açısı da değişmektedir, Şekil 7.16.

Şekil 7.20'de birim devir sayısına (n_{11}) göre 7, 8, 9 ve 10 nolu çarkların verim grafikleri görülmektedir. Burada en yüksek verim çok az farkla da olsa 9 nolu çark için elde edilmiştir. Bu çarkın çapı, $D_1=150$ mm olan çarktan 10 mm küçülmüş olsa da β_1 giriş açısının uygun elde edilerek çarpma kaybının olmaması verimi 7 nolu çarkın az üstüne yükseltmiştir.

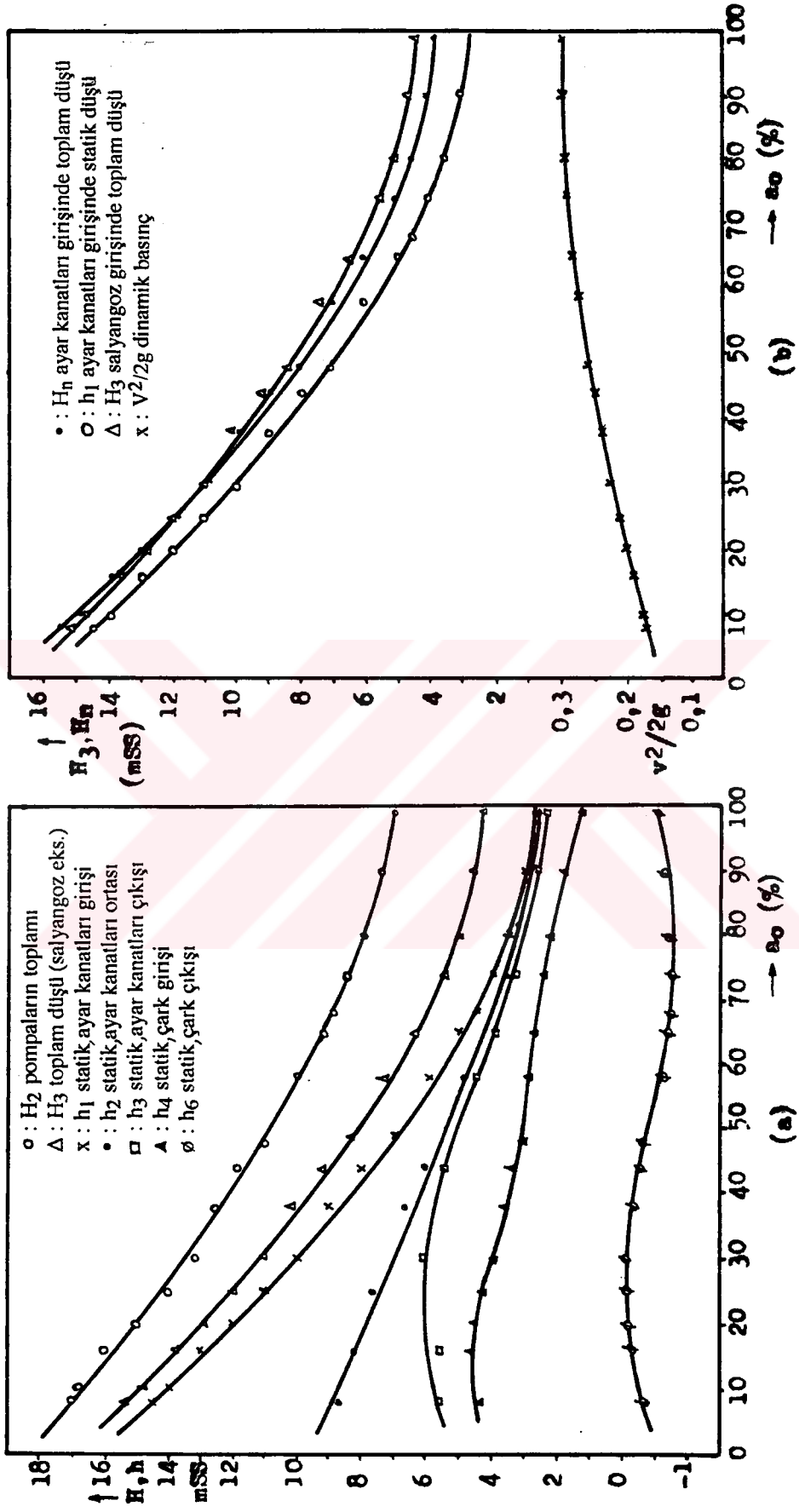
7.4 Hidrolik Verim (Kanat Verimi) ve Toplam Verim Deneyleri

7.4.1 Hidrolik verim deneyleri

Türbin içinde akışkanın temas ettiği çeperlerdeki sürtünmeler, kesit ve yön değişimleri ile çarpmaların meydana getirdiği basınç düşürücü kayıplar, hidrolik kayıplar adını alır. Bu kayıplar çoğunlukla ayar kanatları ile çark kanatları arasındaki kanallarda (kanat kanallarında) olduğu için hidrolik kayıplara kanat kayıpları adı da verilmektedir. Akışkan tarafından türbin kanatlarına verilen özgül enerji, akışkanın türbin içinde bıraktığı özgül enerjiden kanat kayıpları kadar daha küçük olur. Toplam hidrolik kayıplar ile kanat kayıpları arasındaki fark, hidrolik kayıplar içerisinde salyangoz ve emme borusu kayıpları diğer kayıplara nazaran daha küçük olduklarından bazı araştırmacılar [51] tarafından ihmal edilmişler veya kanat kayıpları hidrolik kayıplara yakın değerinde olduğu için birbirine eşit kabul edilerek kanat verimi hidrolik verim olarak alınmıştır.

Deney setinde toplam hidrolik verimin ve kanat veriminin hesaplanabilmesi için pompaların çıkışından emme borusu çıkışına kadar olan su basıncının ayar kanatlarının $\%a_0$ açıklığına göre değişimi Şekil 7.17.a.'da görülmektedir. Şekil 7.17.b.'de ise ayar kanatlarının $\%a_0$ açıklığına göre ayar kanatları girişindeki kinetik düşü $v^2/2g$, statik düşü h_1 , emme yüksekliği de ilave edilmiş toplam düşü H_3 değerleri görülmektedir. Şekil 7.17.a. ve 7.17.b.'deki deneyler 5 nolu çark ile yapılmıştır. Burada her iki şekilde de ayar kanatları açıklığının artmasıyla pompalara uygulanan kısılma direnci azalarak pompaların karakteristiği değişmekte ve debileri artarak sağladıkları basınçlar azalmaktadır. Basıncıdaki bu azalma, pompaların çalışma karakteristiğinin değişmesinin yanında, artan debi ile sürtünme, çarpma ve yön değiştirme gibi akım kayıplarının artmasından da olmaktadır.

Şekil 7.17.a.'daki H_2 , H_3 ve h_1 eğrileri yaklaşık birbirine paralel bir konum izlemektedirler. Burada H_3 ile h_1 arasındaki fark h_1 'de hem kinetik basınç yoktur hem de salyangoz girişi ile ayar kanatları girişi arasındaki kayıplar çıkarılmıştır. H_2 ile h_1 arasındaki fark pompaların çıkışlarının birleştikleri yerden ayar kanatları girişine kadar olan basınç düşürücü kayıpları göstermektedir.



Şekil 7.18 Deney setinde ayar kanatlarının % a₀ açıklığında
 a) su basıncının değişmesi, b) düşülerin karşılaştırılması ve dinamik basınç

Ayar kanatlarında suyun statik basıncının hız basıncına çevrilmesi bakımından ayar kanatları girişi h_1 ile çıkışı h_3 statik basınçları eğrileri karşılaştırıldığında, ayar kanatlarının kapalı konumundan %40-50 açıklıklarına kadar akış kesitinin küçük olması dolayısıyla toplam enerjinin hız enerjisine çevrilen oranının bu açıklıklarda daha fazla olduğu görülmektedir. %10 a_0 açıklığında h_1 ile h_2 arasında 8 mSS'na düşerek a_0 açıklığının artmasıyla gittikçe azalarak %100 a_0 'da 0.5 mSS olmaktadır. %10 a_0 açıklığında 14 mSS olan h_1 basıncı ayar kanatları çıkışında h_3 yarısından daha fazla düşerek 6 mSS civarına inmiştir. Bu aradaki basınç farkının bir kısmı çarpma ve sürtünme gibi kayıplara harcanırken bir kısmı ise hız enerjisine çevrilmiştir. Çark kanatları girişinde ölçülen h_4 basıncı ile çıkışında ölçülen h_6 basıncı arasındaki fark çark içerisinde dönme enerjisine çevrilmiştir. Bu farkın toplam net düşüye oranı reaksiyon derecesini verir. Ayar kanatlarının %60 açıklıklarına kadar, h_1 ile h_2 arasındaki basınç farkı h_2 ile h_3 arasındaki farktan daha büyüktür.

Çark kanatları çıkış noktasında ölçülen izafi basınç ise %5 a_0 açıklığında -0.5 mSS iken bir miktar yükselerek %30 a_0 'da sıfır değerine ulaşmakta, daha sonra tekrar düşerek %80 a_0 'da -0.7 mSS değerine düşmektedir. Tablo 4.2'ye göre suyun 25 °C 'daki buharlaşma basıncı olan 0.32 mSS mutlak basınç değeri çark çıkışında elde edilen -0.7 mSS atmosfer basıncı değerinden daha küçük olduğu için çark çıkış noktasında kavitasyon oluşmuş tehlikesi henüz yoktur.

Şekil 7.17.b.'in incelenmesiyle a_0 açıklığının artmasıyla debinin ve dolayısıyla hız basıncının $v^2/2g$ arttığı görülmektedir. Ayrıca, salyangoz giriş ekseninden ölçülen toplam düşü H_3 ile ayar kanatları girişinde ölçülen ve emme yüksekliği ilave edilen toplam düşü H_n değerlerinin %25 a_0 civarında aynı değerde oldukları halde bu noktadan ayar kanatları açıklığı arttıkça H_n düşüsünün H_3 'den daha küçük, a_0 açıklığı azaldıkça ise H_3 düşüsünün H_n 'den daha küçük değerler gösterdiği görülmektedir. Bu durum debinin artmasıyla salyangoz girişi ile ayar kanatları girişi arasındaki kayıpların daha da arttığını, küçük a_0 açıklığında ise ayar kanatları girişindeki su hızının büyük olmasından dolayı ayar kanatları girişindeki toplam düşüdeki hız basıncı oranının yüksek olduğunu göstermektedir.

Hidrolik verimin incelenmesi için 1,3,5 ve 7 nolu çarklar ile deneyler yapılarak elde edilen hidrolik verim sonuçları karşılaştırılmıştır. Deney türbininde akış elemanlarında ölçülen statik basınç ve toplam basınç değerleri kullanılarak her akış

elemanına giriş ile çıkıştaki enerjileri hesaplanmaktadır. Giriş ile çıkış arasındaki enerji kaybı miktarının türbine girişteki toplam enerjiye oranı o akış elemanının hidrolik kaybını vermektedir. Türbin içerisindeki debiyi ve suyun yoğunluğunu sabit kabul edersek, güç ifadesindeki bütün değerler sadeleşerek sadece düşü değeri kalır. Bir potansiyel enerji olan düşüde, türbin girişi ile çıkışı arasında meydana gelen değişiklikler, türbin enerjisindeki değişiklikleri temsil eder. Akış elemanlarında meydana gelen düşü azalmaları da o elemanın hidrolik kaybını verir.

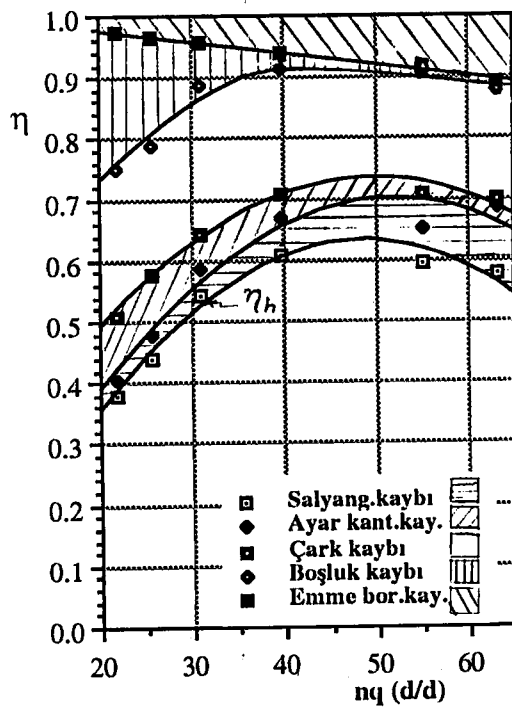
Hidrolik kayıpları incelenecek olan çarkların çapları, giriş ve çıkış kanat genişlikleri aynıdır. 1 ve 3 nolu çarkların kanat açıları da aynı olup sadece kanat sayıları farklıdır (9 ve 13 adet). 5 ve 7 nolu çarkların ise kanat sayıları aynı olup (18 adet) sadece kanat açıları farklıdır.

Bütün çarkların deneyinde aynı akış elemanları olarak, salyangoz, ayar kanatları ve emme borusu kullanılmaktadır. Bu elemanların kayıpları düşü ve debiyeye göre değişikliklerinden bütün çarkların deneyinde yaklaşık aynı kalmaktadırlar. Bazı debi ve basınç değişikliklerinde küçük farklılıklar olabilmektedir. Akış elemanlarından sadece çarklar farklı olduğu için hidrolik kayıptaki esas farklılık çarkta meydana gelmektedir. Çarkta meydana gelen hidrolik kayıp; çark girişinde ölçülen statik basınca hız düşüsü ilave edilerek bulunan giriş enerjisinden, çark çıkışında ölçülen statik basınca hız düşüsü ilave edilerek bulunan çıkış enerjisi ve çark içinde mekanik enerjiye dönüşen düşü enerjisi çıkarılarak bulunur. Hız düşüsü değerleri hesaplanırken akışın geçtiği türbin elemanı kesitine dik yöndeki akış hızları kullanılmıştır.

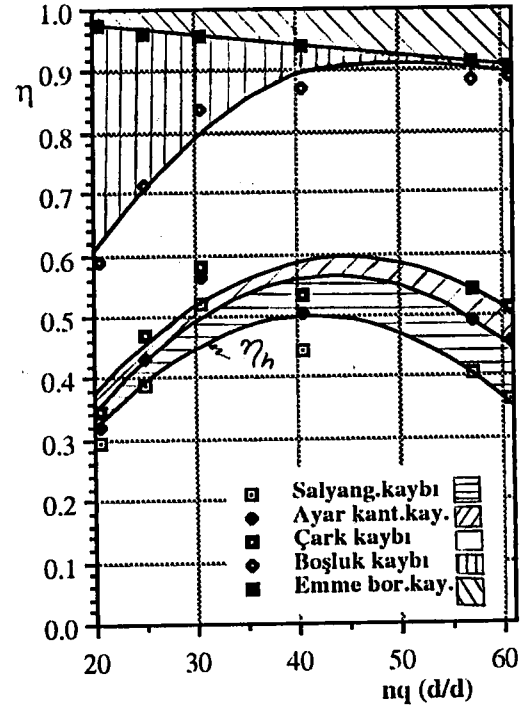
Dört farklı çark için deney sonuçlarına göre çizilen hidrolik kayıp grafikleri Şekil 7.18 'de görülmektedir.

Şekillerden de görüldüğü gibi en büyük kayıp çarkta meydana gelmektedir. Çünkü çarkın akış kanalları diğer akış elemanlarının akış kanallarından daha dardır hem de akışkan çark içerisinde yön değiştirerek enerjisini burada çarka devretmektedir. Salyangoz ve emme borusunun hidrolik kayıpları, düşük özgül devir sayılarında daha küçük değerde iken özgül devir sayısı arttıkça büyüyerek en yüksek özgül devir sayısında en büyük kayıp değerine ulaşmaktadır.

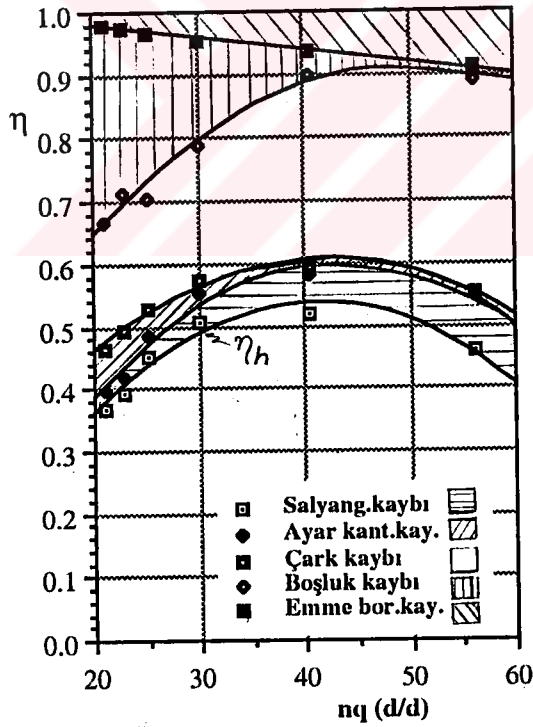
Şekillerdeki grafiklerin incelenmesinden hidrolik verimi en yüksek çarkın 1 nolu çark olduğu, onu sırasıyla 7.3 ve 5 nolu çarkların takip ettiği görülmektedir.



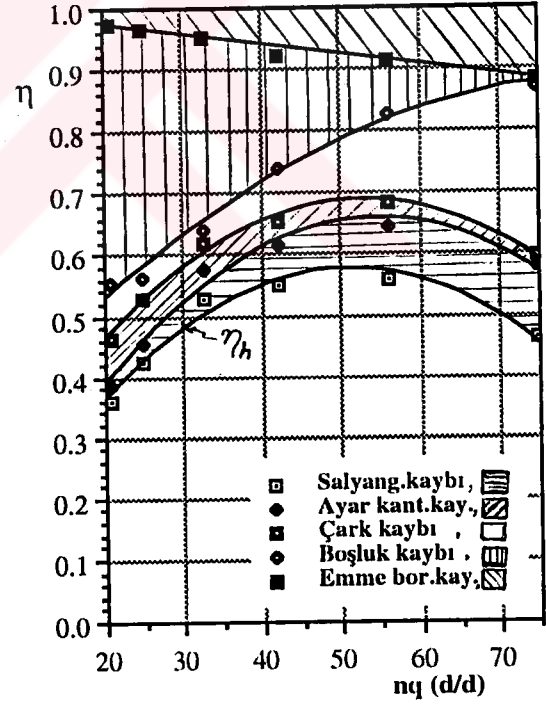
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 7.18 1 (a),3 (b),5 (c) ve 7 (d) nolu çarklar ile 1000 d/d sabit devirde yapılan akış elemanlarındaki hidrolik kayıp (ve verim) deneyi grafikleri

Şekil 7.18'deki hidrolik verim grafiklerinin incelenmesinden, emme borusu kayıplarının bütün çarklarda yaklaşık aynı kaldığı, boşluk kaybının 7 nolu çarkta en fazla, 1 nolu çarkta en az olduğu, yine çark kaybının da 7 nolu çarkta çalışma bölgesinin çoğunda en az, 3 ve 5 nolu çarklarda ise en fazla olduğu görülmektedir. Ayar kanatları ve salyangoz kayıplarının bütün çarklarda yaklaşık aynı kaldığı, bazı debi farklılıklarında küçük değişiklik gösterdiği görülmektedir. Çarkta meydana gelen hidrolik kayıplar bakımından en az kayba, küçük özgül devir sayılarında 7 nolu çark sahip iken özgül devir sayısının 65 d/d'nın üstüne çıkmasıyla bu çarkın kayıplarının hızla artarak yaklaşık 1 nolu çarkın değerine vardığı görülmektedir.

Burada 1 nolu ile 7 nolu çarkın kanat sayıları ve kanat açıları karşılaştırıldığında, 1 nolu çark en az kanat sayısına sahip olduğundan çarktaki çarpma ve sürtünme kayıplarının küçük olmasından hidrolik verim büyük elde edilmiştir. 7 nolu çarkta ise, küçük özgül hızlarda debinin küçük olmasından ve çarka girişte kanat açısının küçük olmasıyla, küçük mutlak hızlar elde edilmiştir. Çarka giriş mutlak hızının diğer çarklara göre küçük elde edilmesi, çark giriş enerjisinin küçük olmasına, bu da hidrolik verimin artmasına sebep olmuştur. Özgül devir sayısının artmasıyla 7 nolu çarkta, hem debinin artmasından hem de α_0 açısının büyümesinden dolayı çark girişinde mutlak hız büyüyerek hidrolik kayıpları artırmaktadır. 3 ve 5 nolu çarklardaki kayıplar birbirine çok yakın değerlerdedir.

Deney türbini için hidrolik verim Şekil 7.18'deki gibi deney setindeki türbin elemanlarından ölçülen basınçlar yardımıyla hesaplanarak bulunabildiği gibi türbin milinden ölçülen moment ve devir sayısı ile düşü ve debi değerleriyle bulunan türbin efektif gücü ve genel verimi yardımıyla da bulunabilir. Şekil 7.20'te de görüldüğü gibi genel verim grafiği çizilir ve bu grafikten daha önce deneyle bulunan mekanik ve rotor sürtünme verimleri çıkarılarak geriye hidrolik ve kaçak verimleri kalmaktadır.

Şekil 7.18, .., 7.20, özgül devir sayısı $n_q=20-70$ değerlerindeki bir model Francis türbini için Osterwalder ve Hippe [12] tarafından çizilen Şekil 4.1'deki grafik ile karşılaştırıldığında ona uyum sağladığı görülmektedir.

7.4.2 Toplam verim deneyleri

Francis deney türbininde toplam verim deneyleri 7. Bölümde incelenen bütün deney şartları için yapılmış olup, bu kısımda sadece, türbinlerin gerçek çalışma şartı olan sabit devir sayısındaki deneyleri incelenecektir. Deneyde elde edilen sonuçların değerlendirilmesi sırasında toplam verim, türbinden aldığımız mekanik gücün, türbine verdiğimiz hidrolik güce bölümü olarak hesaplanmaktadır. Toplam verimin hesaplanması sırasında düşü olarak, ayar kanatları girişinde ölçülen statik düşü veya salyangoz giriş kesit ekseninde ölçülen toplam düşü değerleri kullanılmaktadır.

Sabit devir sayısında yapılan toplam verim hesapları, 6 nolu çark hariç 1'den 10 noluya kadar bütün çarklarda $n=1000$ d/d da yapılmıştır. Deney sonuçları birim devir sayısı için $(n_{11}-\eta)$ grafikleri olarak çizilmiş ve aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır.

1) Kanat giriş açıları ($\beta_1=70^\circ$) aynı olan fakat, kanat sayıları 9 (1), 11 (2) ve 13 (3) adet olan çarkların verimleri karşılaştırıldığında, Şekil 7.19 'da görüldüğü gibi en yüksek verim 1 nolu çark için bulunmuştur. Bu çark için, 1 m düşü ve 1 m çark çapı için elde edilen birim devir sayısı (n_{11}) diğer çarklardan daha büyüktür.

2) Diğer bütün değerleri aynı, sadece çarka giriş çapında, kanat yüksekliği 16 mm olan 3 nolu çark ile, bu yükseklik 8 mm'ye düşürülmüş 4 nolu çarkın verimleri mukayese edildiğinde (Şekil 7.20); 4 nolu çarkın maksimum veriminin 3 nolu çarktan %6 kadar küçük elde edildiği görülmektedir. Enerji dönüşümüne katılan kanat yüzeyinin küçülmesi verimin düşmesine sebep olmuştur

3) Diğer büyüklükleri aynı sadece, $\beta_1=60^\circ$ olan 5 nolu çark ile $\beta_1=35^\circ$ olan 7 nolu çarklar için toplam verim %3 daha büyük olarak 7 nolu çarkta elde edilmiştir. Bu sonuçlar, Tablo 6.3 'de görülen dizayn boyutlarına yakın boyutlarda imal edilen çarkların verimlerinin yüksek çıkmasının dizaynın uygun yapıldığını göstermektedir.

4) 5 nolu çark ile bu çarkın dış çapının belli oranlarda torna edilmesiyle elde edilen 8,9 ve 10 nolu çarkların verimleri karşılaştırıldığında 9 nolu çarkın maksimum veriminin diğer çarklardan daha yüksek elde edildiği görülmektedir. Bu sonuca göre çark dış çapı 140 mm ye küçültülüp giriş açısının 40° 'ye yükselmesine karşılık, 7 nolu çarka göre %2 kadar verim artış olmuş. Ayrıca, 10 nolu çark için çap 130 mm ve giriş açısı 50° 'ye yükselmesiyle verimin düşmesi, bu çarklar için verimi çark çapının daha fazla etkilediğini göstermektedir.

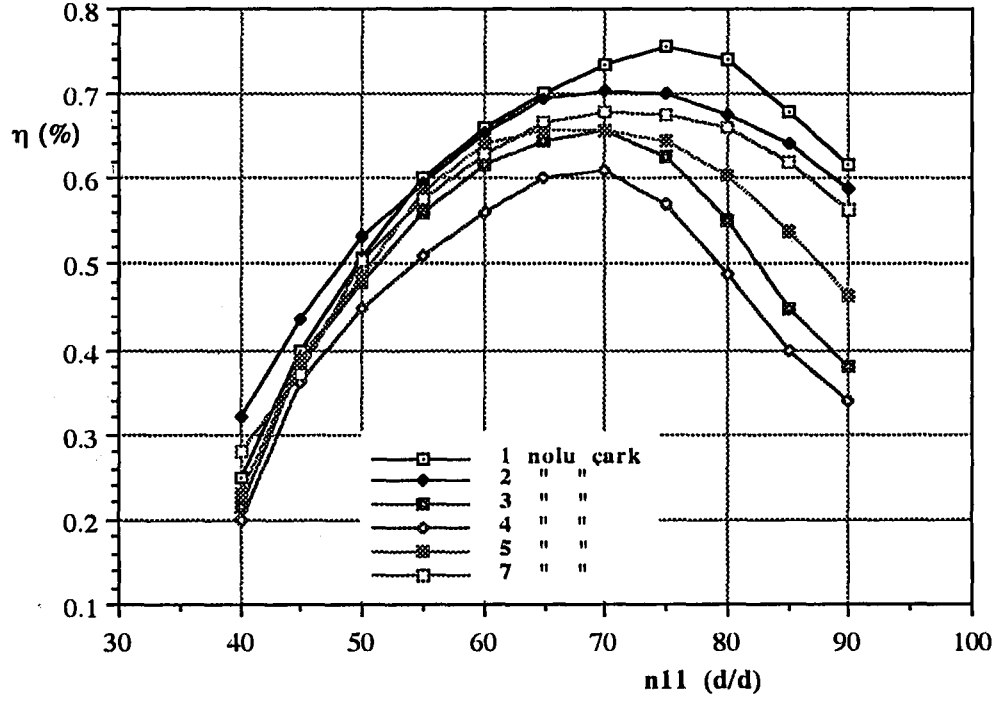
Hidrolik verimleri incelenen çarkların toplam verimlerinin grafiği Şekil 7.19'da görülmektedir. Statik düşüye göre çizilmiş bu grafiğin incelenmesinden verim sıralamasının hidrolik verimle aynı olarak 1,7,3 ve 5 şeklinde olduğu görülmektedir. Toplam düşüye göre bu çarkların hidrolik ve toplam verimleri şöyledir: 1 nolu çark için; $\eta_h=0.6067$, $\eta =0.536,3$ nolu çark için; $\eta_h =0.5217$, $\eta=0.482$, 5 nolu çark için; $\eta_h=0.5184$, $\eta=0.464$ ve 7 nolu çark için; $\eta_h=0.5587$, $\eta=0.478$ dir.

Verim deneylerinden optimum kanat giriş açısının $\beta_1=70^0$, kanat giriş yüksekliğinin $B_1=16$ mm, çark giriş çapının $D_1=150$ mm ve optimum kanat sayısının $\beta_1=70^0$ için $Z_1=9$ adet olması gerektiği sonucuna varılmıştır.

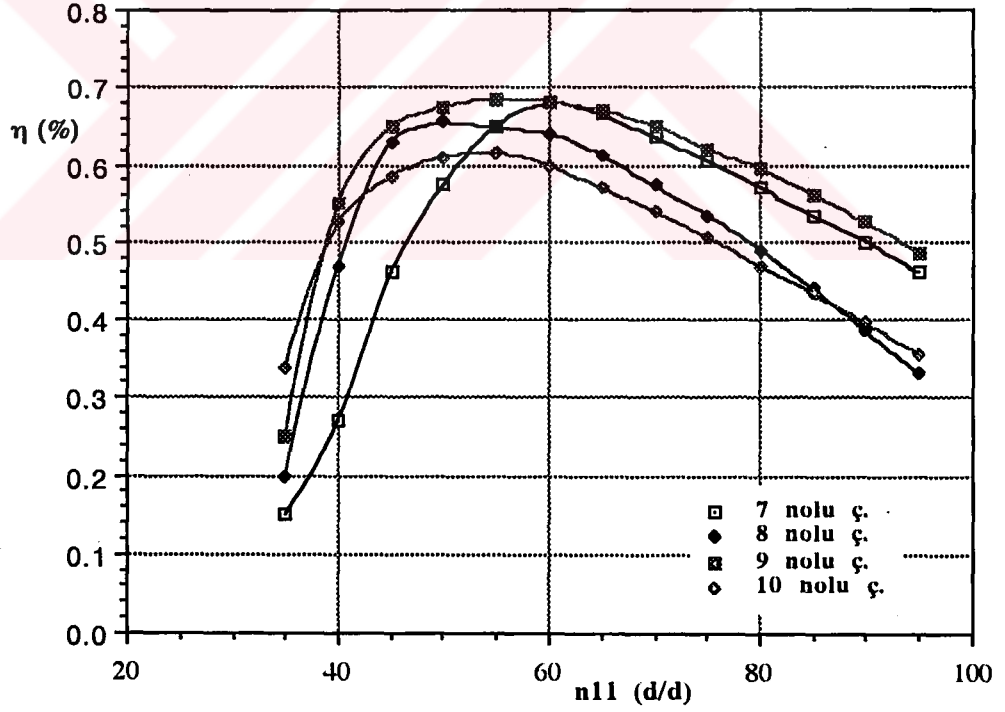
Francis deney türbininin türbin ve generatör yatakları ile salmastrasındaki sürtünmelerden meydana gelen mekanik kayıpların ölçülerek mekanik verimin bulunması için generatör doğru akım motoru olarak kullanıldı. Türbin generatör mili 100 d/dak'dan başlayarak çalışma sahası dışındaki 1500 d/dak devire kadar 100'er devir arayla ölçümler yapıldı. Devir sayısı doğru akım motorunu besleyen varyak vasıtasıyla ayarlanarak bu esnada ampermetre ve voltmetreden DC motoruna verilen elektriki güç ve DC motoru gövdesindeki moment kollarından ise türbin miline verilen mil gücü ölçüldü. Hesaplarda mile verilen efektif güç kullanıldı. Salyangozun içi su ile doldurularak türbin çarkının su ile sürtünmesi sonucu meydana gelen rotor sürtünme kaybı da mekanik kayıpla birlikte ölçülebilir. Devir sayısının artırılmasıyla mekanik kayıpların arttığı tespit edildi.

Francis türbini için salmastradan, çark basınç dengeleme deliklerinden ve çark kanatları ile pleksiglas gözetleme kapağı arasındaki boşluklardan kaçan kaçak su debisinin oluşturduğu kaçak kayıplarının bulunup volümetrik verim adı da verilen kaçak veriminin η_k bulunması için deney setinde deneylerle tespit edilen mekanik ve rotor sürtünme verimleri ile hidrolik verimin toplam verimden çıkarılmalarıyla bulunabilir.

Deney türbininin kaçak (volümetrik) verimi deneysel yolla bulunamadığından kaçak debinin geçtiği kesit alanları hesaplanarak ve bu kesitlerdeki su hızları hesaplanarak su kaçak kayıpları bulunmuştur. Türbinde çark içerisinde enerji dönüşümüne katılmayan su debisi çarkın yerleştirildiği kapak ile çark dış çapındaki 1 mm boşluktan geçerek ya dengeleme deliklerinden geçerek emme borusu eksenine



Şekil 7.19 Birim devir sayısına göre 1,...,7 nolu çarklarının verim grafikleri



Şekil 7.20 7,8,9,10 nolu çarkların birim devir sayısına göre verim grafikleri

çıkarmakta yada salmastralardan geçerek türbin dışına atılmaktadır. Pleksiglas gözlem kapağı tarafında ise çark kanatları ile bu kapak arasından yine yaklaşık 1 mm'lik boşluktan kaçak debi geçerek emme borusuna akmaktadır. Bu iki kaçak debinin geçtiği çark dış çapı 150 mm çapında bulunan kesitler hesaplanarak $4.73 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ bulundu. Türbin çarkı girişindeki su hızı debinin her değişimine göre hesaplanarak, bu hız ve kesit çarpılarak kaçak debiler bulundu. Bulunan bu debiler o çalışma noktasının toplam debisine bölünerek kaçak kayıpları olarak 5 nolu çark için ayar kanatlarının en kapalıdan en açığa doğru bütün ölçme noktalarında %7.0 civarında hesaplandı. Burada kaçak kayıplarının yaklaşık sabit kalması ayar kanatları açıklığı arttıkça artan debi ile birlikte kesitten geçen su hızı artmış ve buna bağlı olarak da kaçak debi miktarı da artmıştır. Fakat bu kaçak debinin toplam debiye oranı bir önceki deney noktasına göre yine yaklaşık aynı kalmıştır.

Deneyle ölçülebilen ve deneyle ölçülmesi zor olan fakat hesapla bulunabilen kayıp değerleri kullanılarak hesaplanan hidrolik verim en küçük %0.53, en büyük %0.87 bulunmuştur. Bu değerler statik düşüye göre hesaplandığından deneyde bulunan değerlere göre büyük çıkmış olup, toplam düşü için maksimum hidrolik verim %0.58 bulunmuştur. Bu değer Şekil 7.18 c ile karşılaştırıldığında aradaki farkın fazla büyük olmadığı görülmektedir.

7.5. Boyutsuz Tanım Sayılarının Verime Etkileri

Türbin boyutsuz katsayılarından olan (2.22) ve (2.23) ifadeleriyle verilen basınç ψ ve debi φ katsayıları özgül hıza bağlı değerlerdir. Bu katsayılar benzer aynı özgül hızlı makinalarda sabit kalırlar.

Bu sayılar türbinin bütün çalışma şartlarında yapılan deneylerde hesaplanarak nasıl değiştikleri belirlenmiştir. 5 değişik çalışma şartından iki tanesi yalnız devir sayısı ve yalnız yük sabit durumu, diğer üç çalışma şartında ise, hepsinde ortak olarak düşü, devir sayısı, debi ve ayar kanatları açıklıkları sabittir.

Gerçek çalışma durumu olan, devir sayısı ve düşünün sabitliği şartını ele alacak

olursak,sabit tutulan düşü statik düşüdür. Çünkü türbinin gerçek çalışma şartında dahi ayar kanatları açıklığı değişikçe değişen debi ile dinamik basınç (hız basıncı) değişerek veya baraj su seviyesinin değişmesiyle toplam düşü değiştirmektedir.Şekil 7.21'de görülen sabit devir sayısında yapılan deney ile çizilen grafikte, özgül devir sayısı ile debi ve basınç katsayılarının değişimleri incelendiğinde,bu katsayıların birbirleriyle ters orantılı olarak değiştikleri ve birinci dereceden bir denklemlerle ifade edilebilecek doğrusal bir grafik çizilebileceği görülmektedir. Bu sonuç Şekil 6.5'de verilenle uyumlu olduğu görülmektedir.Ayrıca sabit 5 mSS düşü ve 1000 d/d devir sayısı değerleri için elde edilen aşağıdaki ifadeler de literatürle benzer elde edilmiştir.

$$\varphi = -0.0699 + 0.00431 n_q, \quad r = 0.9898, \quad (7.13)$$

$$\psi = 4.855 - 0.1072 n_q, \quad r = 0.9327. \quad (7.14)$$

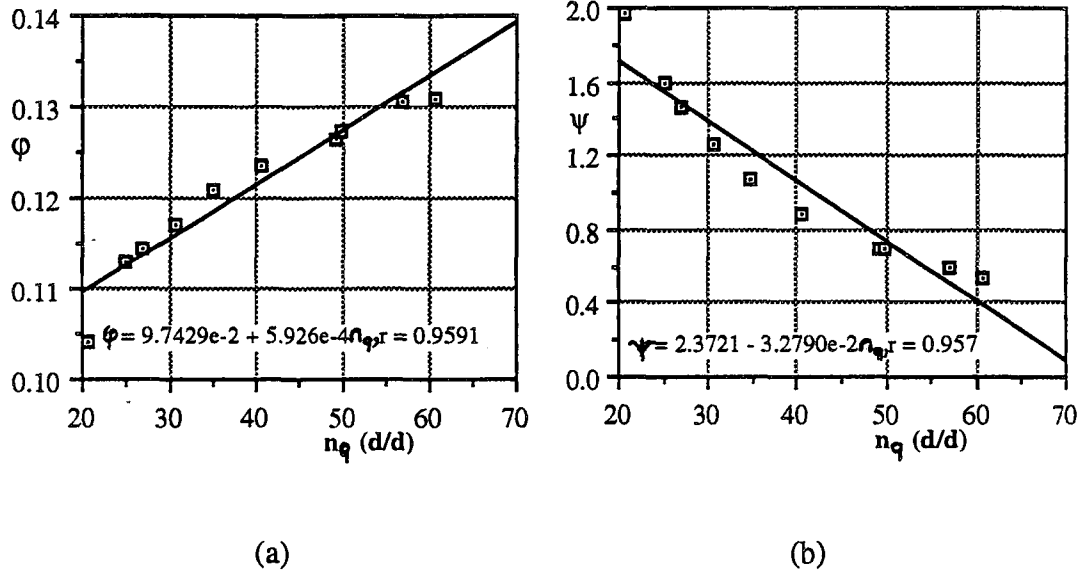
Sabit tutulan düşü değeri arttıkça debi katsayısı değişmezken,basınç katsayısı artmakta,devir sayısının artmasıyla da her iki katsayı da azalmaktadır.Sadece yükün sabit tutulduğu çalışma şartında,artan özgül devir sayısı ile debi katsayısı parabolik bir şekilde artarken basınç katsayısı aynı şekilde azalmaktadır. Düşü ve debi ile düşü ve ayar kanatları açıklığının sabit tutulduğu çalışma şartlarında her iki katsayıda da parabolik bir azalma görülmektedir. Düşü ve ayar kanatları açıklığının sabit tutulduğu çalışma durumu için,her iki katsayının birbirlerine göre değişim grafikleri her bir a_0 değeri için çizilerek,bunların eşit verimli olan noktalarının birleştirilmesiyle eşit verim eğrileri (dağ eğrileri) grafiği elde edilebilir (Şekil 7.22.a). Debi ve düşü katsayılarının ayar kanatları çıkış açısına bağlı olarak 5 ve 10 mSS sabit düşüleri için elde edilen ifadeleri sırasıyla aşağıdaki şekildedir:

$$\psi = 8.956 \left(e^{277.7\varphi/\alpha_0} / \alpha_0^{1.145} \right), \quad r = -0.9311, \quad (7.15)$$

$$\psi = 1.186 \left(e^{17.1\varphi/\alpha_1} / \alpha_1^{-0.5514} \right), \quad r = 0.9797. \quad (7.16)$$

Bu iki katsayının birbiriyle ters orantılı olarak arttıkları şekilden de görülmektedir.

Ayar kanatları açıklığı arttıkça basınç katsayısı küçülürken, debi katsayısı büyümektedir. Bu iki katsayının özgül devir sayısına göre değişimleri ayrı ayrı Şekil 7.21.a.b'de görülmektedir. Burada muhtelif deneyler için elde edilen sonuçlar üst üste aynı çizgi üzerinde sıralanacak şekilde elde edilmişlerdir.

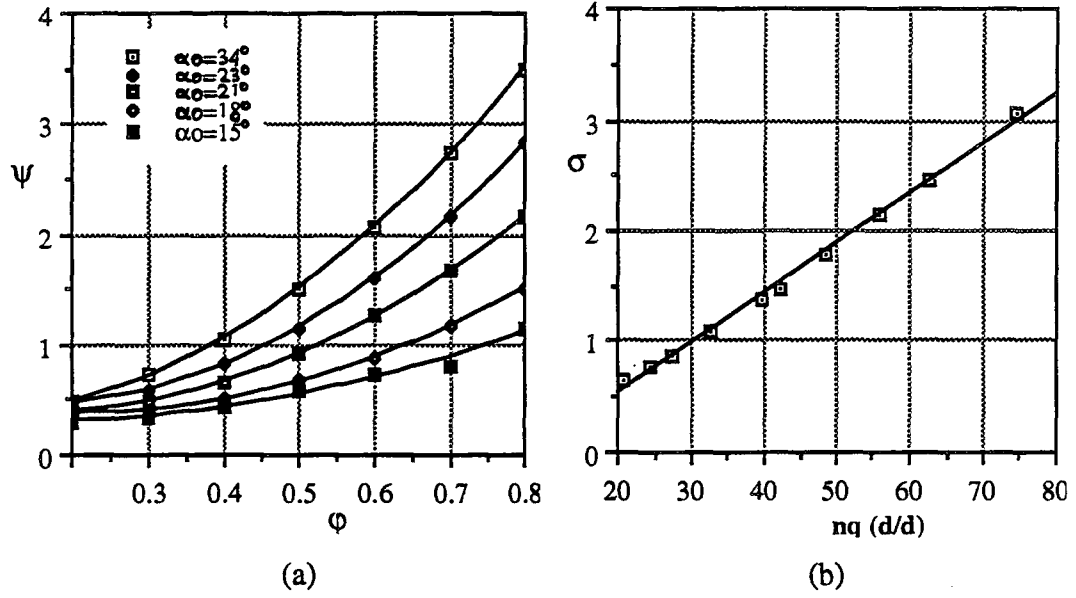


Şekil 7.21 Deney türbininin sabit devirde, (a) debi sayısı, (b) basınç sayısı

Debi ve basınç sayılarının değerleri türbinin farklı şartlarda yapılan deneylerinde hesaplanarak aralarındaki benzerlik ve farklılıklar incelenmiştir. Sabit devirde, düşüde ve yükte yapılan deneylerde elde edilen değerler yaklaşık aynı sınırlarda çıkmış olup, debi sayısı, 0.05-0.132 arasında, basınç sayısı ise, 0.3-2.0 arasında elde edilmişlerdir. Debi ve düşünün birlikte sabit tutulduğu deneyde ise bu değerler Şekil 7.23'de görüldüğü gibi oldukça büyük elde edilmiş olup, $\phi=0.134-0.25$, $\psi=0.90-3.06$ değerleri arasında değişmektedir. Bu sonuçlara yakın sonuçlar türbin maksimum yüklenerken yapılan deneyde de bulunmuştur. Şekil 7.23 incelendiğinde maksimum verim her iki katsayının minimum olduğu değerde elde edilmiştir. Burada ayar kanatları açıklığı en kapalı konumundadır. Maksimum yükleme şartındaki deney sonucunda ise debi ve basınç katsayıları ters orantılı olarak değişirken, maksimum verim %80 a_0 'da ϕ büyük, ψ küçük değerde iken elde edilmiştir

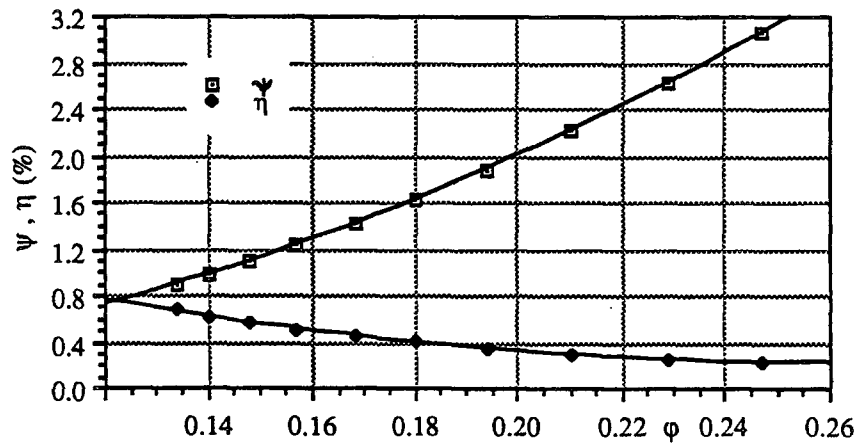
Deney setinin tesis kavitasyon katsayısı σ_t özgül devir sayısına göre Şekil 7.22.b'de verilmiştir. Burada elde edilen grafik Şekil 3.2'deki $\sigma_{kr} - n_q$ grafiğine benzer olup hiç bir σ_t değeri σ_{kr} değerinden daha aşağı düşmeyerek kavitasyon tehlikesi olmadığını göstermektedir. Ayrıca Tablo 4.3'de verilen değerlerle karşılaştırıldığında kavitasyon oluşmayacağı görülmektedir.

Deney setinin kavitasyon katsayısı σ_t 'in σ_{kr} değerinin altına düşmediği halde bazı düşük düşüdeki deneylerde emme borusu girişinde kısmi kavitasyon oluştuğu

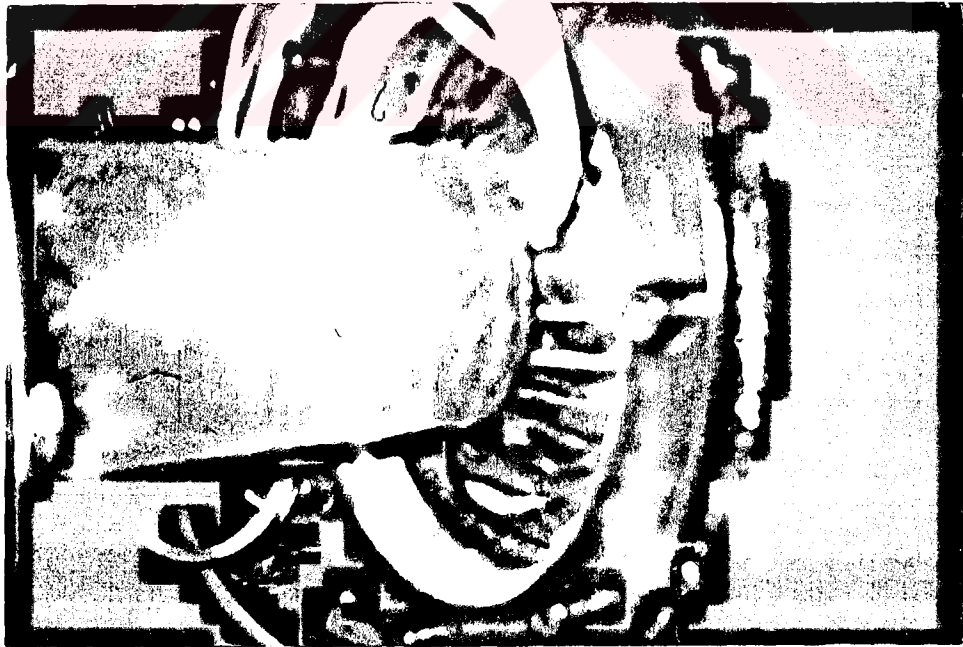
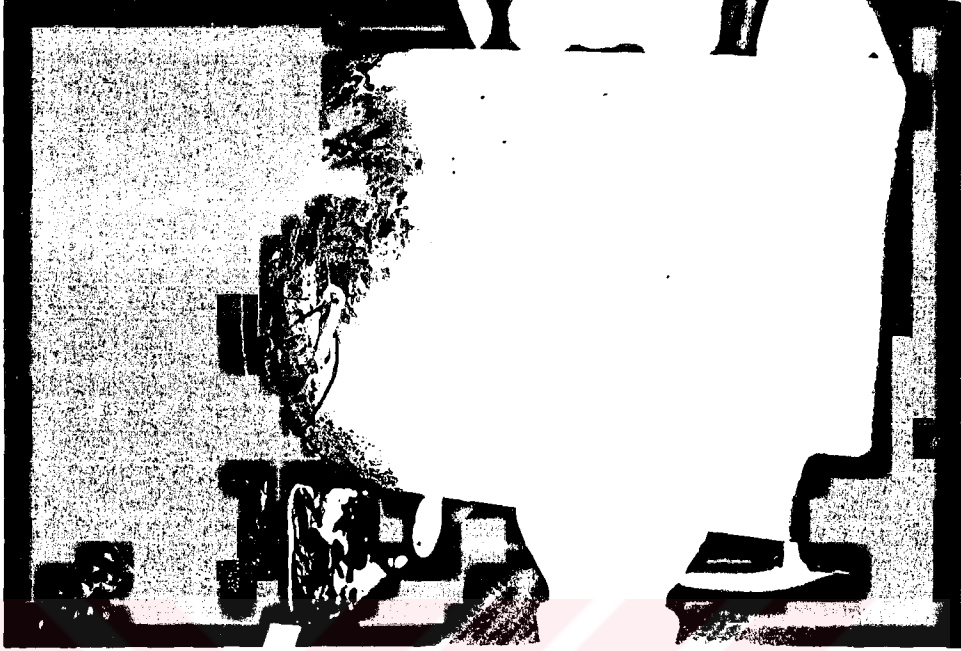


Şekil 7.22 Ayar kanatlarının muhtelif açıklıklarında, 1000 d/d sabit devirde ϕ - ψ değişimi ve çalışma aralığında nq - σ_t grafiği

gözlenmiştir. Hidrolik verimin düşmesine de sebep olan kavitasyon olayı türbin çark çıkış noktasındaki basınca da bağlıdır. Çark çıkış noktasında basıncın kavitasyon oluşma noktasına kadar düşmesi ise bu noktadaki su hızının yüksek olmasına bağlıdır. Buradaki su hızının yükselmesi ise bazı çarkların kanat sayılarının gereğinden fazla sayıda yapılarak çark çıkış kesitini daraltmasından meydana gelmektedir. Bu yapılmadığında ise basınç düşerek kavitasyon tehlikesine yol açmaktadır. Türbin emme borusundaki akışı bozarak hidrolik verimi düşüren vorteks olayı ve kısmi kavitasyonun deney setinde fotoğrafı çekilmiş olup Şekil 7.24'de görülmektedir.



Şekil 7.23 Debi ve düşünün sabit tutulduğu deneyde ϕ - ψ, η grafiği



Şekil 7.27 Francis türbini emme borusu başlangıcında görülen
a) kavitasyon olayı, b) vorteks (girdap) olayı fotoğrafları

7.6. Deneysel Çalışmanın Hata Analizi

Deney setinde yapılan deneysel çalışmanın hata analizi ayar kanatlarının muhtelif açıklıklarında ayar kanatları açıklığı (a_0) ile türbin devir sayısı sabit tutularak belli süre aralıklarında çok sayıda ölçümler yapılarak incelenmiştir. Çalışmanın en son hesaplanan değeri olan toplam verimin hatalardan ne kadar etkilendiği hesaplanmaktadır.

Ayar kanatları 1.,3. ve 5. çalışma noktalarında olmak üzere üç değişik α_0 açısında ve her üç aralık için de $n = 1000$ d/d sabit devrinde, belli zaman aralıklarla 20 civarında ölçümler yapılmıştır. Böylece deney setinin sabit ayar kanatları çıkış açısı ve devir sayısında zamanla nasıl bir değişim olabileceği, deney setinden ölçülen dataların şebeke voltajı veya ölçü cihazlarının hassasiyetine ve muhtelif hatalara göre nasıl değişimler gösterdiği gözlemlendi.

Devir sayısı zamanla şebeke voltajına bağlı kalmaksızın veya bazen şebeke voltajının değişmesiyle ± 10 d/d civarında değişimler gösterdi. Gerçek türbinlerde devir sayısı her halukarda sabit tutulduğu için bu deney şartında da generatöre direnç yüklenerek veya çıkarılarak devir sayısı tekrar çalışma devrine (1000 d/d ya) ayarlandı.

Ölçülen deney sonuçlarından bazı çok hatalı olanlar Chauvent kriterine göre, $d_i = (x_i - x_m) / (\sigma) > 1.96$ (10-15 ölçüm için) olanlar atılması gereken değerlerdir. Bu kritere göre hatalı değerlerde atıldıktan sonra, geri kalan değerlerin normal dağılım gösterdikleri kabul edilerek toplam verim ifadesi yazılır ve verimde olan hatalar belirlenir. Döndürme momentini kullanarak verimi hesaplamak için,

$$\eta = \frac{102nM_a}{975\rho QH}$$

ifadesi kullanılmıştır. Bu ifadede, n :d/d, M_d :kg·m, ρ :kg/m³, Q :m³/s, ve H :mSS dur.

Bu ifadeye göre toplam türbin verimi, $\eta = f(n, M_d, Q, H)$ değerlerinin fonksiyonudur.

Devir sayısı sabit tutulduğunda verim, $\eta = f(M_d, Q, H)$ şeklinde olmaktadır. Verimdeki hata ve sapma da bu üç büyükteki sapma ve hataların toplanmasıyla bulunmaktadır.

Bu ise,

$$d\eta^2 = \left(\frac{\partial \eta}{\partial M_a} \right)^2 dM_a^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q} \right)^2 dQ^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial H} \right)^2 dH^2, \quad (7.17)$$

$$d\eta^2 = \left(\frac{102n}{975\rho QH} dM_a \right)^2 + \left(\frac{102nM_a}{975\rho Q^2H} dQ \right)^2 + \left(\frac{102nM_a}{975\rho QH^2} dH \right)^2 \quad (7.18)$$

ifadesi kullanılarak hesaplanmaktadır. Devir sayısının da değişken olduğu veya devir sayısı ölçümündeki hataları da sonuca etki ettirmek için (7.18) ifadesine (7.19) ifadesi

$$\left(\frac{102M_a}{975\rho QH} dn \right)^2 \quad (7.19)$$

ilave edilir. Bu ifadelerdeki değerler ortalama değerler olup d_n, dM_d, dQ ve dH değerleri ise bu büyüklüklerdeki standart sapma (σ_{n-1}) (veya varyans, S) adı verilen deney datalarından hesaplanan değerlerdir. Ayar kanatlarının üç değişik konumu için devir sayısı $n=1000$ d/d da sabit tutularak ölçülen ve hata hesaplamasında kullanılan bir kısım değerler Tablo 7.3'de verilmiştir.

Deneyde llen bu datalar kullanılarak toplam verim hesaplamasındaki hatalar her bir çalışma noktası için aşağıdaki gibi bulunmuştur. lm sayısı çok fazla olmadığı için σ_{n-1} standart sapma değeri kullanılmıştır.

1. noktada toplam verimdeki hata hesabı : $dM_d = \sigma_{n-1} = 6.426 \cdot 10^{-3}$, $M_d = 0.3682$
 $dQ = 1.6504 \cdot 10^{-4}$, $Q = 0.02306$, $dH = 0.06556$, $H = 5.346$, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ve $n = 1000$ d/d değerleri ifadeye yerlerine konularak $d\eta = \sigma_\eta = \pm 0.00666$ bulunur ve bu çalışma aralığında ortalama değerler ile hesaplanan toplam verimin \pm sapması olarak, $\eta = 0.3123 \pm 0.00666$ şeklinde veya % olarak $\sigma_\eta = \pm \% 2.132$ şeklinde yazılır.

3. noktada toplam verimdeki hata hesabı : Burada da aynı şekilde ortalama değerler ve standart sapmalar hesaplanarak ifadeye yerlerine konulduğunda, $d\eta = \sigma_\eta = 0.00602$ elde edilir. Bu noktadaki verimin standart sapması olarak $\eta = 0.4283 \pm 0.00602$ ve % olarak $\sigma_\eta = \pm \% 1.405$ elde edilmiştir.

Tablo 7.3 Hata analizi hesaplaması için deneyde ölçülen değerler

1. Çalışma noktası ($\alpha_0 = 43.5^\circ$) için ölçülen değerler

M_d	.375	.375	.370	.375	.374	.370	.370	.370	.360	.360	.360	.360
Q	23.1	23.1	23.3	23.3	23.2	23.1	23.1	23.1	22.9	22.9	22.9	22.8
H	5.3	5.35	5.35	5.45	5.4	5.4	5.35	5.4	5.4	5.4	5.3	5.25

3. Çalışma noktası ($\alpha_0 = 24^\circ$) için ölçülen değerler

M_d	.700	.692	.703	.698	.696	.692	.695	.709	.710	.710	.714	.715
Q	22.0	21.9	21.9	21.9	21.8	21.8	21.8	21.9	21.8	21.9	21.9	21.9
H	7.9	7.9	7.8	7.8	7.85	7.85	7.8	7.85	7.8	7.9	7.9	7.95

5. Çalışma noktası için ($\alpha_0 = 12.5^\circ$) için ölçülen değerler

M_d	.862	.860	.867	.865	.870	.880	.885	.887	.885	.890	.890	.880
Q	20.4	20.3	20.3	20.2	20.2	20.3	20.5	20.4	20.4	20.4	20.4	20.3
H	11.1	11.1	11.1	11.1	11.0	11.0	11.0	11.1	11.0	11.0	11.1	11.0

5. noktada toplam verimdeki hata hesabı : Bu çalışma aralığında da ortalama değerler ve standart sapmaları hesaplanıp bunların ifadede yerlerine konulup işlemlerin yapılmasıyla verimin bu noktadaki standart sapması $d\eta = \sigma_{\eta} = 0.00586$ olarak bulundu. Bu çalışma aralığındaki verimin standart sapması olarak, $\eta = 0.4272 \pm 0.00586$ şeklinde ve % olarak $\sigma_{\eta} = \pm \% 1.439$ şeklinde elde edilmiştir.

3.nokta için ölçülen değerlerdeki hatalar herbir değer için hesaplanıp, toplam karekökleri alımadan evvel $d\eta^2 = 25.71 \cdot 10^{-6} + 1.717 \cdot 10^{-6} + 8.82 \cdot 10^{-6}$ şekline gelmektedir. Burada 1. terim döndürme momenti için hesaplanan değer olup en büyüktür. 2. terim debi için, 3. terim ise düşü için hesaplanan değerlerdir. Bu duruma göre toplam verimdeki standart sapmaya en fazla döndürme momenti değerleri, onun 1/3 kadar düşü değerleri ve en az olarak da düşünün 1/4'ü kadar debi değerlerinin sebep olduğu görülmektedir. Bu sonucun diğer çalışma noktalarında da yaklaşık aynı olduğu hesaplamalar yapılırken görülmüştür.

Devir sayısı her ne kadar deney sırasında sabit tutuluyorsa da devir sayısı ölçümünden kaynaklanabilecek belli bir miktar hata, sonucu etkileyebilecektir.

Deneyle esnasında ölçülen yaklaşık 40 ölçümün, 30 adedi 1000 d/d, 5'i 990 ve 5 adedinin de 1010 d/d olduğu ölçülmüştür. Ortalama 1000 d/d ve $dn = 5.063$ hesaplanarak, toplam verimdeki sapma miktarları, 1. nokta için $\sigma_{\eta} = 0.006851 = \pm \% 2.193$, 3. noktada $\sigma_{\eta} = 0.006399 = \pm \% 1.494$ ve 5. noktada $\sigma_{\eta} = 0.006212 = \pm \% 1.525$ değerlerine yükselmiştir. Bu değerler daha önce bulunan devir sayısı hatasının katılmadığı değerlerle karşılaştırıldığında aralarındaki farkın en büyük $\% 0.089 \cong \% 0.1$ yani binde bir gibi ihmal edilebilecek bir değerler oldukları görülmektedir.

Bazı hesaplarda ve grafik çizimlerinde kullanılan ve ayar kanatları girişinde ölçülen basınç olan statik düşü için toplam verimdeki standart sapmalar hesaplanarak, 1.nokta için $\sigma_{\eta} = 0.01412 = \pm \% 2.37$, 3.nokta için $\sigma_{\eta} = 0.00866 = \pm \% 1.413$ ve 5. nokta için $\sigma_{\eta} = 0.007199 = \pm \% 1.484$ elde edilmiştir. Bu değerler devir sayısının hata hesabına katılmadığı değerlerle kıyaslandığında o değerlerden çok az miktar büyük oldukları görülmektedir. Aradaki bu fark, verim ifadelerdeki düşü değerinin bölü durumunda olmasından ve statik düşü değerlerinin toplam düşü değerlerinden küçük olmasından kaynaklanmıştır.

Deney sonuçlarına dayanmayan ve kesinlik ifade etmeyen deney seti ölçü cihazlarının ölçü aralıklarına göre tahmini belirlenen maksimum muhtemel hata

değerleri kullanılarak verim deki standart sapma basit olarak bulunabilir. Civalı manometre 1 mm dalgalanma yapıyor ve ölçülendirme 1 mm hassasiyetinde $Q = \pm 0.033(0.001)^{1/2} = 1.043 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, moment ölçme kollarının en küçük ölçme aralığı 2.5 mm ve maksimum asılan ağırlık 2.5 kg için $M_d = \pm 0.0025 \cdot 2.5 = 0.0625 \text{ kg}\cdot\text{m}$, Bourdon tipi manometre ile $\pm 0.1 \text{ mSS}$ hassasiyetinde ölçüm yapılabiliyor ve devir sayısı $\pm 10 \text{ d/d}$ hassasiyetindeki elektronik takometre ile ölçülmektedir. Bu değerler kullanılarak 3. çalışma aralığındaki verimin standart sapması incelenirse ;

$$\eta_{\text{nom}} = \left(\frac{102 \times 1000 \times 0.7033}{975 \times 1000 \times 0.02188 \times 7.85} \right) = 0.4283, \eta_{\text{min}} = 0.41138, \eta_{\text{max}} = 0.4470$$

ve $\sigma_{\eta} = +\% 4.365$, $\sigma_{\eta} = -\% 3.964$ olarak hesaplanır. Bu sonuçlar tahmini değerlere göre buldukları için kesinlik ifade etmez fakat, deneysel bulunan değerlere yakındırlar.

Kalibrasyon işleminde elde edilen (Bölüm 6.4) standart sapmalar ile deney verilerinden elde edilen standart sapmalar karşılaştırıldığında sonuçların birbirine çok yakın elde edilerek uyum içinde oldukları ve belirlenen hataların büyük oranda ölçü cihazlarından kaynaklandıkları görülmektedir.

	<u>D.Momenti</u>	<u>Debi</u>	<u>Düşü</u>	<u>Devir sayısı</u>
Kalibrasyondan bulunan σ_{n-1} :	0.0107	$1.5 \cdot 10^{-4}$	0.057	10
Deneyle bulunan σ_{n-1} :	0.0116	$1.65 \cdot 10^{-4}$	0.0655	10

8. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Küçük laboratuvar tipi bir Francis ve Pelton türbinleri deney setinin dizaynı ve imalatı yapılan bu çalışmada, model Francis türbini için, çark kanat sayıları, kanat açıları, kanat yükseklikleri ve çark giriş çapları farklı 12 adet çark imal edilerek bu çarklar ile türbin karakteristik deneyleri ve verim deneyleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar özet olarak aşağıda maddeler halinde çıkarılmıştır:

1. Deney sonuçları değerlendirilirken, farklı çarkların verimlerinin mukayesesi gibi hesaplarda çoğu zaman cidardan ölçülen statik düşü, gerçek sonuçların bulunması gerektiği hesaplarda ve hidrolik kayıpların (ve hidrolik verimin) hesaplanmasında ise boru ekseninden ölçülen toplam düşü değerleri kullanılmıştır

2. Deney türbini ile türbine gerekli debi ve düşüyü sağlayan pompaların direk bağlı olduğu (akuple) deney setlerinde olduğu gibi burada da deney türbininden çekilen yükün artırılmasıyla düşü azalırken debi artmakta, düşü artırılırken ise debi azalmaktadır. Yani türbinin debi ve düşüsü pompaların karakteristiği ile değişmektedir.

3. Deney türbinine gerekli debi ve düşüyü sağlayan pompaların karakteristikleri deneyle ölçülerek ve katalogları kullanılarak çizilmiştir. Aynı şekilde vanalar tam açık iken türbin karakteristiği de belirlenerek grafik edilmiştir. Bu iki karakteristiklerin ifadelerinin birbirinden çıkarılması sistem (pompalardan türbine suyun iletildiği) kayıplarını vermektedir. Pompa karakteristiğinden sistem kayıplarının çıkarılmasıyla türbin karakteristiği bulunabilmektedir. Pompaların değiştirilmesi durumunda dahi yeni pompa karakteristiğinden sistem kayıplarının çıkarılması bize türbin karakteristiğini verecektir. Bu sonuçlar hem deneysel hemde teorik olarak elde edilmiştir.

Türbine giriş vanası tam açık iken, ayar kanatlarının bütün açıklıklarında, maksimum ve minimum yükte, debi ve düşü değerleri birbiriyle ters orantılı olarak lineer bir grafik üzerinde değişmektedirler. Bütün değerlerin serbest bırakıldığı debi-düşü karakteristiğinde, maksimum ve minimum yükler için değerler aynı doğrusal bir grafik üzerinde elde edilmiştir. Giriş vanasının belli aralıklarla kısılarak sabit tutulmasında ise birbirine paralel karakteristik grafikler elde edilmektedir.

4. Çark kanat sayıları 13 (3 nolu çark) ve 18 (5 nolu çark), diğer boyutları aynı olan iki çark aynı ayar kanatları açıklığında deneye tabi tutulduğunda, 18 kanatlı çarkın statik düşü için veriminin %5, gücünün %7 civarında daha büyük olduğu belirlenmiştir. Maksimum verim ve maksimum güç noktasında ise iki çarkın da debilerinin yaklaşık aynı olduğu grafiğin en üst kısmından görülmektedir. Burada güç ve verimin farklı çıkması düşüdeki farklılıktan meydana gelmektedir.

5. Çark kanat sayısının belli aralıklarda değişmesiyle verimin çok fazla değişmediği, buna karşılık kanat giriş açısının verimi daha fazla etkilediği, kanat sayıları 18 adet, fakat kanat giriş açıları 35° ve 60° olan iki çarktan 35° olanın veriminin %10 civarında daha büyük elde edilmesinden anlaşılmaktadır.

6. Verimin çark kanat yüksekliğinin çark girişinde 8 mm olacak şekilde küçültülmesiyle 5 mSS sabit düşüdeki deney sonucuna göre %10, 10 mSS sabit düşüdeki deney sonucuna göre %20 civarında düştüğü eşit verim eğrileri (dağ eğrileri) karakteristiğinden görülmüştür.

7. Türbin devir sayısı ve düşüsü sabit tutularak yapılan deneyden nominal devir sayısı 1000 d/dak için yüksüz çalıştırma debisi, nominal debinin %35'i civarında tespit edilmiştir. Bu sonuç küçük özgül devir sayılı Francis türbinleri için normaldir.

8. Literatürde rastlanmayan, ilk defa bu çalışmada incelenen türbin gücünü ve verimi etkileyen debi ve düşünün deney süresince ayar kanatlarının bütün açıklıklarında sabit tutularak yapılan deneylerde, debi ve düşü sabit kalmasına karşılık türbin gücü ve veriminin değiştiği görülmüştür. Türbin gücü ve veriminin bu deney şartı için değişmesinin ayar kanatlarından suyun çıkış açısı α_0 'a dolayısıyla α_1 çark giriş açısına bağlı olduğu görülmüştür.

9. Türbin düşüsü ve debisi sabit tutularak yapılan deneyde güç ve verim grafiği birbirlerine doğal olarak paralel bir şekilde elde edilmiştir. Maksimum gücün elde edildiği noktada verim de maksimumdur. Düşü ve debinin sabit oluşu çarka girişteki mutlak hızı artırmakta, bu durum enerji transferini ve verimi iyileştirmektedir. Ayar kanatları açıklığı veya α_0 açısı en büyük değerinde iken güç ve verim en düşük, α_0 en küçük konumda iken güç ve verimin en büyük değeri elde edilmiştir.

10. Deney çarkı giriş çapı tornalama ile küçültülerek 150 mm'den sırası ile 145, 140, 130 mm ye indirilerek elde edilen çarklardan en yüksek verim 140 mm giriş çaplı çark için elde edilmiştir. Bu çarkın verimi kendisine en yakın verimli 150 mm

çaplı çarktan %5 kadar daha fazladır. Diğer şartların aynı olmasına karşılık verimin bu çarkta yükselmesine, β_1 açısının değişmesiyle çarpma kaybı azalmasının sebep olduğu tespit edilmiştir.

11. Türbin salyangozu girişiyle emme borusu girişi arasındaki statik basınç değişimleri, türbin elemanlarının girişi, ortası ve çıkışındaki noktalarda ölçülerek belirlenmiş ve grafiği çizilmiştir. Grafik incelendiğinde ayar kanatları açıklığı en kapalı konumundan en açığa doğru arttıkça ayar kanatları girişi ile çıkışı arasındaki statik basınç farkının azaldığı, dinamik basıncın ise arttığı görülmüştür.

12. Türbin çarkı çıkışı yani emme borusu girişi statik basınç değişmesi ayar kanatlarının açıklığının değişmesine göre dalgalanmalar göstererek 0.80 a_0 açıklığında en düşük basınç değerine 0.7 mSS vakuma inmiştir. Basıncın çark çıkış noktasında bu kadar düşmesiyle suyun normal oda sıcaklığı olan 25 °C daki buharlaşma mutlak basıncı olan 0.32 mSS değerinden oldukça büyük olduğundan deneylerin bir çoğunda kavitasyon görülmemiş, ancak bazı düşüdeki deneylerde emme borusu başlarcısında kısmi kavitasyon gözlenmiştir.

13. Deney setinin ve deney türbininin dizaynı sırasında yapılan hesaplarda bulunan tesis kavitasyon katsayısı kritik kavitasyon katsayısından oldukça büyük hesaplanarak türbinin kavitasyonsuz çalışacağı belirtilmişti. Fakat yapılan deneylerin bir kısmında kavitasyon oluşması, çark çıkış noktasındaki suyun mutlak hızının yüksek olmasından (ki bu özellikle kanat sayısı normalden büyük olan çarklarda oluşmaktadır) ve çarka giriş basıncının düşük yani düşünün küçük olmasından kaynaklandığı anlaşılmıştır.

14. Hidrolik verimin tespiti deneylerinde en büyük hidrolik kaybın çarkta meydana geldiği, ikinci büyük kaybın boşluk kaybı olarak ayar kanatları ile çark arasındaki boşlukta oluştuğu ve bu kayıp özgül devir sayısının büyümesiyle (yani, ayar kanatları ile çark arası boşluğun azalmasıyla) hızla azalmaktadır. Emme borusu ve salyangoz kayıpları debi ile değiştikleri için, artan debi yani özgül devir sayısı ile artmaktadırlar. Ayar kanatları kaybı da debi ve ayar kanatları açıklığına göre değişmekte olup, debinin artmasıyla ve açıklığın küçülmesiyle darbe ve sürtünme kayıpları arttığından hidrolik kayıplar da artmaktadır.

15. Türbinlerin hidrolik santrallerdeki gerçek çalışma şartına en yakın olan türbin devir sayısı sabit tutularak diğer değerlerin değişken kabul edildiği deneylerin

sonuçlarına göre, hidrolik ve toplam verimi en yüksek çarkın 1 nolu çark olduğu onu sırasıyla 7,3 ve 5 nolu çarkların takip ettiği belirlenmiştir. Burada verimi en yüksek çıkan çarkın, kanat sayısı ve diğer boyutlarının, deney setinin dizaynı sırasında belirlenmiş olması deney setinin ve çarkın dizaynının uygun yapıldığını göstermektedir.

16. Mekanik ve kaçak kayıpları tespit edilerek türbin toplam veriminden bunların çıkarılmasıyla elde edilen hidrolik verim, özgül devir sayısı $n_q=15$ d/dak için %53; $n_q=42.5$ d/dak için ise %87 olarak maksimum değeri elde edilmiştir.

17. Deney setinde teste tabi tutulan değişik çarklar için statik düşüye göre toplam verim en yüksek %80 bulunurken, toplam düşüye göre %65 civarında elde edilmiştir. Toplam düşüye göre bulunan bu sonuç GILKES firmasının imal ettiği laboratuvar tipi küçük türbinler için verilen %60 verimden daha yüksektir.

18. Deneyler sırasında ölçülen değerlerin doğruluklarının ve hata büyüklüklerinin belirlenmesi için hata analizi yapılmıştır. Deney ölçü cihazlarının kalibrasyonları yapılmıştır ve standart sapmalarının oldukça küçük olduğu tesbit edilmiştir. Hata analizi sonucunda, ölçülen değerlerde en fazla %3 kadar hata yapıldığı tesbit edilmiştir. Bu sonuç deneylerin yeterince güvenilir olduğu görülmektedir.

19. Deneysel çalışma için dizayn edilerek imal edilen türbin elemanlarının boyutları ve yüzey kaliteleri her ne kadar istenilen kalitede yaptırılmamışsada, deney sonuçlarının incelenmesinden imalatın başarılı olduğu sonucuna varılmıştır. Türbin çarklarının çaplarının ve diğer boyutlarının küçük olması dolayısıyla bazen birbirine zıt gibi gelebilecek sonuçlar elde edilmiş olsada, deneylerin çoğunda birbirini doğrulayan tutarlı sonuçlar alınmıştır.

Türbin karakteristik deneylerinin yapılarak ve bu sonuçları kullanarak hidrolik verim (kanat verimi) ve toplam verimi inceliyerek, bunun çark kanat sayısı, açısı ve adedi gibi büyüklüklerle nasıl değiştiğini incelemek olan bu çalışma elde edilen sonuçlara göre hedefine ulaşmıştır.

9. KAYNAKLAR

- [1]. GORDON, J. L., 1991, Hydroelectric turbine setting-a rational approach, Canadian Journal of Civil Engineering, 18/1, 27-35, Canada.
- [2]. FAZALARE, R. W., 1990, Upgrading Procurement Specifications for Hydroelectric Machines, Water Power and Dam Construction, Aug., 54-56.
- [3]. FAZALARE, R. W., Aug. 1991, Five Technical Recommendations for Hydromachinery, Water Power and Dam Cont., 18-21.
- [4]. WOZŃIAK, L., Aug. 1991, Determining Hydrogenerating System Stability and Performance, Water P. and Dam Cont., 25-30.
- [5]. PICOLLIER, G., GIRAULT, P., 1986, Economy and Performance of Small Turbines, La Haulle Blanche, 1/2, 63-74.
- [6]. DUMBLETON, E., 1988, Upgrading Hydroturbines, On Operating Authority's Experience, Water P. and Dam Cont., October, 11-14.
- [7]. CLIFTON, L., 1989, Optimal Governing of High-head Turbines, Water P. and Dam Cont., Jan 1989, 46-50.
- [8]. ENGEDA, A., RAUTENBERG, M., 1988, Are Pumps Worthwhile Turbines, Water Power and Dam Cont., July 1988, 19-20.
- [9]. JAMEUX, M., REGNIER, V., AGUIARD, P., 1983, Computer-aided Meshing for Finite Element Calculations, Neyrpic Bulletin, 2, 94-100.
- [10]. EREMEEF, L., LARROZE, P., LATHAULE, C., 1983, Hydrodynamic Calculations in Hydraulic Machines, Neyrpic Bulletin, 2, 39-56.
- [11]. IDA, T., 1989, Analysis of Scale Effects of Performance Characteristics of Hydraulic Turbines, Journal of Hydraulic Research, V 27, n 6, 809-825.
- [12]. OSTERWALDER, J., HIPPE, L., 1984, Guidelines for Efficiency Scaling Process of Hydraulic Turbomachines With Different Technical Roughnesses of Flow Passages, Journal of Hydraulic Research, Aug. 1984, 1, 26.
- [13]. SCHWEIGER, F., GREGORI, J., 1985, Developments in Francis Turbines, Water Power and Dam cont., Aug. 1985, 17-21.

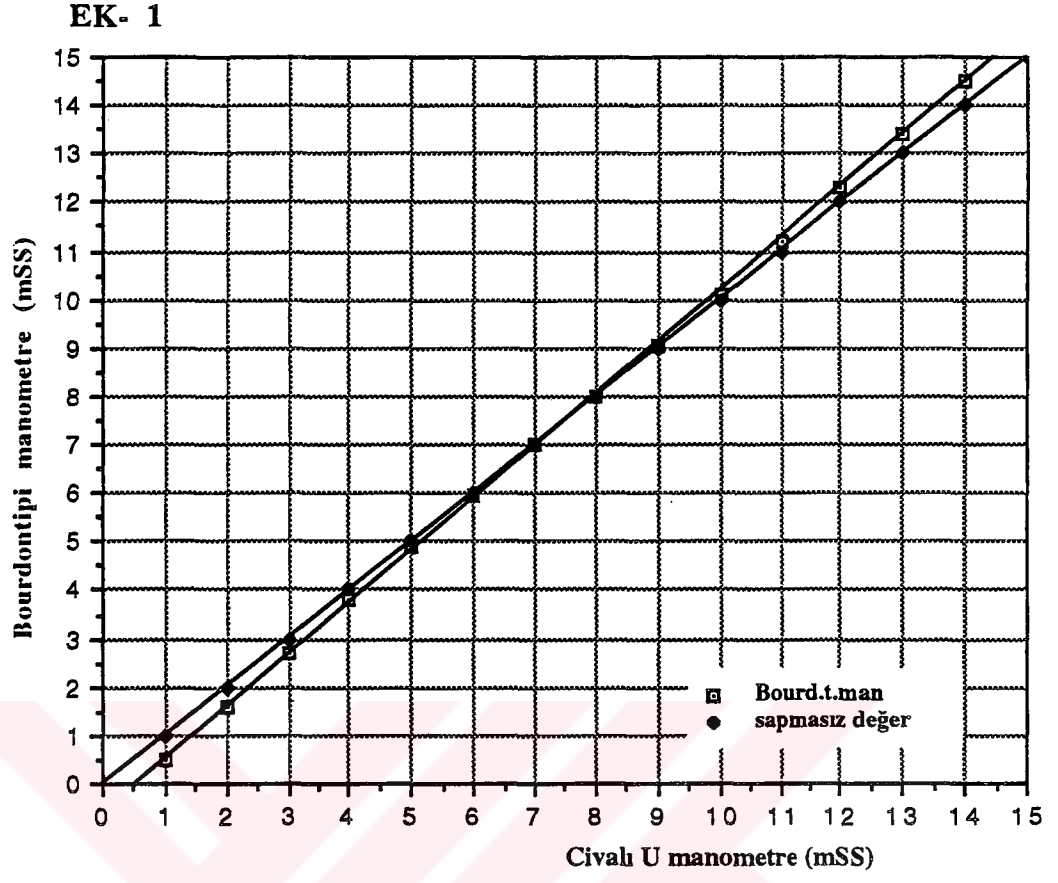
- [14]. GORDON, J., 1989, Francis Turbine Setting, Water Power and Dam Cont., Aug. 1989, 24-27.
- [15]. SIERVO, J., LEVA, F., 1976, Modern Trends in Selecting and Designing Francis Turbines, Water Power and Dam Cont., Aug. 1976, 28-35.
- [16]. LUGARESI, A., MASSA, A., 1987, Designing Francis Turbines, Trends in the Last Decade, Water Power and Dam cont., Nov. 1987, 23-28.
- [17]. PUZZO, A., TADEL, J., MANARA, J., LARROZE, P., 1990, Testing For Water Turbomachines, Neyrpic Rew., 6, 9-13.
- [18]. FRITSCH, A., MARIA, D., 1988, Dynamic Behavior of a Partial Load Francis Turbine Model/Prototype Comparison, Haulle Blanche, n 3-4, 273-281.
- [19]. BRIBICASSE, J., PAREDES, R., PAREDES, L., 1990, The Behavior of Francis Units Under Partial Loads, Water Power and Dam Cont., Aug. 1990, 46-52.
- [20]. JACOB, T., PRENAT, J., MARIA, D., 1988, Dynamic Behavior at High Load of Turbine Model/Prototype Comparison, La Haulle Blanche, 3/4, 293-299.
- [21]. FANELLI, M., 1989, Vortex Rope in the Drapt Tube of Francis Turbines Operating at Partial Load a Proposal For a Mathematical Model, Journal of Hydraulic Research, v 27, n 6, 769-807.
- [22]. ANGELICO, G., FANELLI, M., ZANETTI, V., 1988, Mathematical Modeling of the Torch with Induction of a Francis Water Turbine Operating on Fractional Load, Haulle Blanche, n 3-4, 283-291.
- [23]. DUBAS, M., SCHUCH, M., 1987, Static and Dynamic Calculation of a Francis Turbine Runner with Some Remarks on Accuracy, Computer and Structures, v 27, n 5, 645-655.
- [24]. GORDON, J., 1990, A New Approach to Turbine Speed, Water Power and Dam Construction, Aug. 1990, 39-43.
- [25]. GODE, E., GUENOD, R., 1989, Numerical Flow Simulations in Francis Turbines, Water Power and Dam Cont., May 89, 17-21.
- [26]. GODE, E., GUENOD, R., 1990, Numerical Simulation of Flow in a Hydraulic Turbine, Chemical Engineering Progress, v 86, n 80, 35-41.

- [27]. USLU, S., 1986, Trough Flow Calculation in a Francis Turbine Using Finite Element Method, M. T., v-ME, 86-32, M.E.T.U., 175.
- [28]. DUBE, L., 1985, Turbine Efficiency Measurement By Ultrasonic Methods, Water Power and Dam Cont., May 1985, 15-19.
- [29]. GORDON, J., 1989, Submergence Factors For Hydraulic Turbines, Journal of Energy Engineering, v 115, n 2, 90-107.
- [30]. HENGYUN, J., FENGZHEN, L., SHIYUN, L., CHENZHAO, H., 1986, Therole of Sand Particles on The Rapid Destruction of The Cavitation Zone of Hydraulic Turbines, Wear, v 112, n 2, 199-205.
- [31]. SING, S., 1990, Operational Problems and Developments of a New Runner For Salty Water, Water Power and Dam Cont., Nov., 29-37.
- [32]. KHAN, M., 1987, Preventing Cavitation in Francis Runner, Water Power and Dam Cont., Aug., 15-21.
- [33]. GORDON, J., 1991, Determining Turbine Runner Metal Loss Caused By Cavitation Erosion, Water Power and Dam Cont., Aug. 21-25.
- [34]. TAULAN, J., 1986, Over Pressure Peak in Dual Horizontal Francis Turbines Industrial Experimental Results, La Haulle Blanche, n 1/2, 127-135.
- [35]. GLATTFELDER, A., BUCHER, J., STUDER, F., 1991, Experience With Low-head Hydro Plant Frequency Control, Water Power and Dam Cont., May, 20-23.
- [36]. CAILLOT, G., BOUHANICHE, P., BREMOND, J., Computer Aided Design For Large Water Components Neyrpic Rew. 5, 41-46.
- [37]. CASACCI, S., BOSCH, J., HUDON, P., 1980, Cylindrical Protection Gates For Hydraulic Turbine Machinery, La Haulle Blanche, n 7/8, 67-80.
- [38]. ALTIERI, D., 1991, De Watering The Power at Serradamesa By Opening The Guide Vanes, Water Power and Dam Cont., Dec., 31-36.
- [39]. BAHAMONDE, R., 1991, Predicting The Least Closing Time of Hydraulic Turbines, Water Power and Dam Cont., Aug., 43-47.
- [40]. AUDISIO, O., 1991, An Equation For Designing The Cross Section of a Spiral Casing, Water Power and Dam Cont., Aug., 39-41.

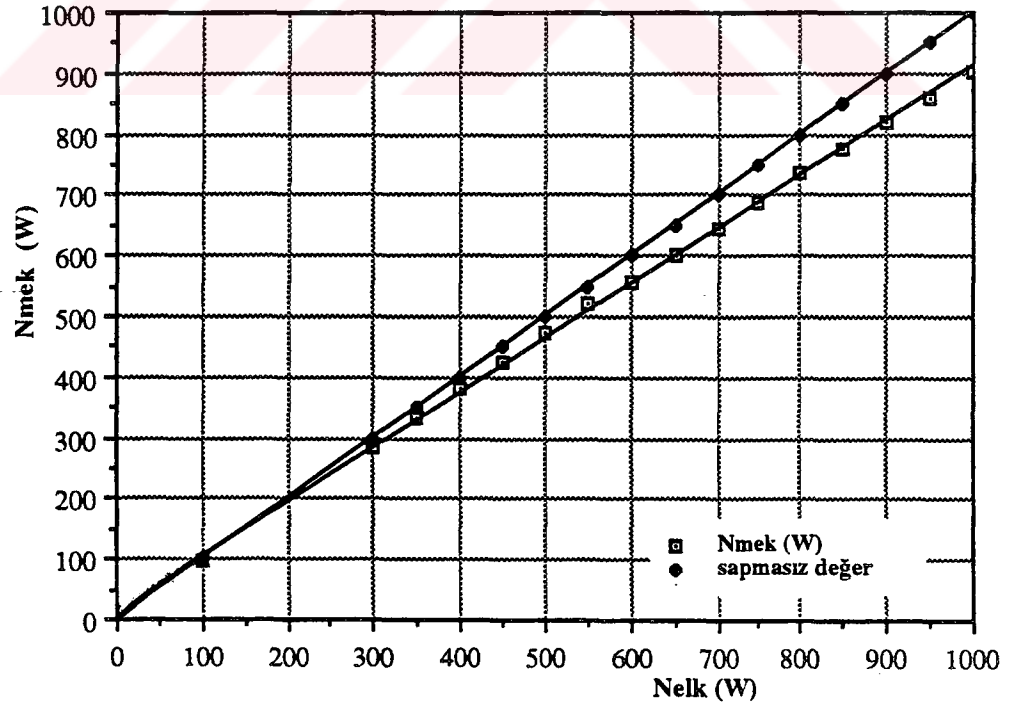
- [41]. ARONSON, A., BAZHENOV, V., GOTSULYAK, E., 1985, Nonlinear Deformation of Shells of The Volute Chambers of Hydraulic Turbine in a Elastic Medium, *Strength of Materials*, v 17, n 4, 555-563.
- [42]. CAILLOT, G., MILAN, D., 1988, Examples of Vibrations Observed in The Field of Water Power Considerations on Their Random Nature, *La Haulle Blanche*, n 3/4.
- [43]. TOKURA, T., MATSUSHITA, H., 1989, Deriaz Turbine Optimizes Economics at The Yasaka Small Hydro Plant, *Water Power and Dam Cont.*, Nov., 47-49.
- [44]. KLEMM, D., SCHILLING, R., 1988, Numerical Refinement of Palmist's Pump-turbine Design, *Water Power and Dam Cont.*, May, 17-21.
- [45]. AMBLARO, H., 1982, High-head Pump Turbines, *Neyrpic Rew.* 1, 1, 15-32.
- [46]. KITA, E., NISHI, M., SAITO, K., BANDO, A., 1991, A 400 MW Adjustable Speed Pumped-storage System, *Water Power and Dam Cont.*, Nov., 37-39.
- [47]. MANKBADI, R., MIKAIL, S., 1985, A Turbine-pump System For Low-head Hydropower, *Energy Conversation and Management*, Cairo, v 23, n 3, 339-344.
- [48]. BEDUCCI, G., VESLIGAJ, F., 1988, Performance of The Capljina Pump-turbine, *Water Power and Dam Cont.*, Nov., 22-27.
- [49]. BOVET, T., Çev. YAZICI, H., 1963, Francis Tipi Bir Reaksiyon Türbininde Çark Kanadının Çizimi, *Matbaa Teknisyenleri Basımevi*, İstanbul.
- [50]. VIVIER, L., 1966, *Turbines Hydroliques et Leur Régulation*, Éditions Albin Michel, Paris.
- [51]. PETERMAN, H., Çev. EDİS, K., TEKİN, Y., 1978, Akım Makinaları, *Matbaa Teknisyenleri Koll. Şti.*, İstanbul.
- [52]. ADOLP, M., Çev. SARAÇO-LU, S., 1981, Akım Makinaları, *Fatih Yayınevi Mat.*, İstanbul.
- [53]. BAŞEŞME, H., 1980, *Hidroelektrik Santraller ve Santral Tesisleri*, Ankara.
- [54]. ÖZGÜR, C., 1983, *Su Makinaları Dersleri*, İ.T.İ. Matbaası, İstanbul.
- [55]. YAZICI, H., 1983, *Su Makinaları Problemleri*; İ.T.İ. Matbaası, İstanbul.
- [56]. ERGİN, A., 1972, *Su Makinaları Ders Notları*, İ.T.İ. Makina Fakeltesi Ofset Atelyesi, İkinci Baskı, İstanbul.

- [57]. GÖKELİM, A., 1982, Hidroelektrik Santraller ve Su Türbinleri, Birsen Yayınları, İstanbul.
- [58]. ULUSOY, T., 1982, Hidroelektrik Türbinler ve Minihidrotürbinler, TEMSAN Kütüphanesi, Ankara.
- [59]. ULUSOY, T., 1982, Hidrolik Türbinler Teknik ve Dizaynları, TEMSAN Kütüphanesi, Ankara.
- [60]. RAABE, J., 1969, Hydraulische Maschinen und Anlagen, Teil 2, im, Münnhen.
- [61]. KRIVCHENKO, G.I., 1986, Hydraulic Machines, Turbines and Pumps, Mir Publishers, Moscow.
- [62]. SOĞUKOĞLU, M.M., 1991, Akışkanlar Mekaniği, Yaylacık Matbaası, İstanbul.





Şekil.1 Manometre kalibrasyon Grafiği



Şekil. 2 Dinamometre Kalibrasyon Grafiği