

**KONYA'DA İMAL EDİLEN BAZI DÜŞEY MİLLİ
DERİN KUYU POMPALARININ İŞLETME
KARAKTERİSTİKLERİ VE DEĞİŞİK
YÖRELERE UYGUNLUĞUNUN
BELİRLENMESİ**

Sedat ÇALIŞIR

DOKTORA TEZİ

**TARIM MAKİNALARI
ANABİLİM DALI**

KONYA, 1996

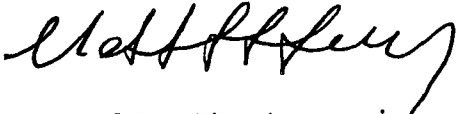
57173

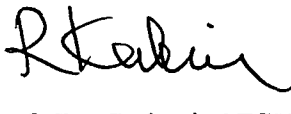
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

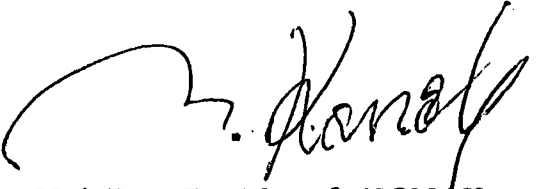
**KONYA'DA İMAL EDİLEN BAZI DÜŞEY MİLLİ DERİN KUYU
POMPALARININ İŞLETME KARAKTERİSTİKLERİ VE
DEĞİŞİK YÖRELERE UYGUNLUĞUNUN BELİRLENMESİ**

(DOKTORA TEZİ)

Bu tez 20/08/1996 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Şinasi YETKİN
(Danışman)


Prof. Dr. Rahmi KESKİN
(Üye)


Yrd. Doç. Dr. Mustafa KONAK
(Üye)

ÖZ

Doktora Tezi

KONYA'DA İMAL EDİLEN BAZI DÜŞEY MİLLİ DERİN KUYU POMPALARININ İŞLETME KARAKTERİSTİKLERİ VE DEĞİŞİK YÖRELERE UYGUNLUĞUNUN BELİRLENMESİ

Sedat ÇALIŞIR

S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Şinasi YETKİN

1996, Sayfa: 127

Jüri : Prof. Dr. Şinasi YETKİN

: Prof. Dr. Rahmi KESKİN

: Yrd. Doç. Dr. Mustafa KONAK

Bu çalışmada, Konya'da imal edilen üç değişik boyuttaki düşey milli su ile yağlamalı derin kuyu pompası, farklı devir sayıları ve eksenel açıklıklardaki işletme karakteristikleri ile bu pompaların Konya'nın bazı yörelerinde kullanılabilme olanakları araştırılmıştır.

Araştırma sonuçlarına göre, pompaların özgül devir sayıları (n_q) 69.1–84.5 arasında, ulaşılan en yüksek verimleri ise %69.18 ile %71.16 arasında değişmiştir. Eksenel açıklığın artışı; $c_{e_{max}} > (b_3 - b_2)$ koşulunda pompa karakteristiklerini önemli düzeyde düşürmüştür ($P < 0.01$). $c_{e_{max}} = (b_3 - b_2)$ koşulunda ise eksenel açıklığın değişimi pompa verimini etkilememiştir ($P > 0.05$). Konya bölgesinde, çıkış borusu çapı 100 mm olan pompaların %8, 125 mm olan pompaların ise %14 oranında kullanılabilme olanağı olduğu saptanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Düşey milli derin kuyu pompası, eksenel açıklık, özgül devir sayısı, pompa karakteristikleri, pompa verimi, karışık akışlı çark, difüzör gövde.

ABSTRACT

PhD Thesis

THE WORKING CHARACTERISTICS OF SOME VERTICAL TURBINE PUMPS PRODUCED IN KONYA AND DETERMINATION OF THEIR SUITABILITY TO DIFFERENT REGIONS

Sedat ÇALIŞIR

Selçuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Agricultural Machinery

Supervisor: Prof. Dr. Şinasi YETKİN

1996, Page: 127

Jury : Prof. Dr. Şinasi YETKİN

: Prof. Dr. Rahmi KESKİN

: Assist. Assoc. Prof. Dr. Mustafa KONAK

The aim of this study is to investigate the working characteristics and usability of some of the water lubricated vertical turbine pumps, manufactured in Konya, of three different dimensions at various speeds and axial clearances at different regions.

According to the results obtained, the specific speed (nq) varied between 69.1 and 84.5, and the highest efficiency at different conditions ranged from 69.18 to 71.16 percentage. Increasing of the axial clearances decreased the working characteristics significantly ($P < 0.01$) at $ce_{max} > (b_3 - b_2)$ state. On the other hand, at $ce_{max} = (b_3 - b_2)$ state, changing of the axial clearances did not affect the pump efficiency ($P > 0.05$). In Konya and its vicinity, pumps in column diameter of 100 and 125 mm were found to be usable at the rate of 8% and 14% respectively.

Key Words: Line shaft vertical turbine pumps, axial clearance, specific speed, pump performance, pump efficiency, mixed-flow impeller, diffuser bowl.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın doktora tezi olarak planlanmasında; bu amaçla pompa deneme laboratuvarının kurulmasında, denemelerin yürütülmesinde ve sonuçların değerlendirilmesinde yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Şinasi YETKİN'e; deneme materyali pompaların temin edilmesinde katkıları olan KARSU A.Ş. yetkililerine, Toprak-Su Kooperatifleri kayıtlarının sağlanmasında yardımcı olan Köy Hizmetleri 2. Bölge Müdürlüğü elemanlarından Jeomorfolog Abdülkadir ERKOL'a, denemelerin yapılması sırasında yardımlarını gördüğüm bölümümüz Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Konya, 1996

Sedat ÇALIŞIR

İÇİNDEKİLER

ÖZ	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER	vi
SİMGELER	ix
KISALTMALAR	xiii
ŞEKİL DİZİNİ	xiv
ÇİZELGE DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Teorik Esaslar	5
1.1.1. Santrifuj pompaların çalışma ilkesi	5
1.1.2. Hız üçgenleri	6
1.1.3. Suyun hareketi ve temel denklem	7
1.1.4. Kayıp ve verim kavramları	7
1.2. Santrifuj Pompalarda Temel Karakteristikler	11
1.3. Derin Kuyu Pompaları	17
2. LİTERATÜR ÖZETLERİ	31
3. MATERYAL VE METOD	41
3.1. Materyal	41
3.1.1. Denemeye alınan pompalar	41
3.1.2. İncelemeye alınan toprak-su kooperatifleri	41
3.1.3. Pompa deneme laboratuvarı	48
3.1.4. Denemelerde kullanılan araçlar	50
3.2. Metod	52
3.2.1. Materyallerin seçimi	52
3.2.1.1. Pompaların seçimi	52
3.2.1.2. Toprak-su kooperatiflerinin seçimi	52
3.2.2. Denemelerin planlanması	52

3.2.3. Deneme koşulları ve denemelerin yürütülmesi.....	54
3.2.3.1. Pompa organlarına ait bazı boyutların belirlenmesi	55
3.2.3.2. Hidrostatik basınç deneyinin yapılması.....	55
3.2.3.3. Mil eğriliği ve çap toleranslarının kontrolünün yapılması	56
3.2.3.4. Düz tip kauçuk yataklarda sertliğin belirlenmesi.....	56
3.2.3.5. Çarklarda statik dengelemenin yapılması.....	57
3.2.3.6. Pompanın deneme düzenine bağlanması.....	57
3.2.3.7. Eksenel açıklık ayarının yapılması.....	58
3.2.3.8. Salmastra sıklığının ayarlanması.....	58
3.2.4. Verdinin belirlenmesi.....	59
3.2.5. Manometrik yüksekliğin belirlenmesi.....	59
3.2.6. Pompanın yuttuğu gücün belirlenmesi.....	61
3.2.7. Pompa genel veriminin belirlenmesi.....	64
3.2.8. Devir sayısının ölçülmesi	64
3.2.9. Karakteristik eğrilerin çizilmesi	64
3.2.10. Özgül devir sayısının hesaplanması	65
3.2.11. Kritik devir sayısının belirlenmesi	65
3.2.12. Özgül eksenel itme kuvvetinin belirlenmesi.....	66
3.2.13. İstatistiksel değerlendirmeler	66
3.2.14. Kuyu karakteristiklerinin değerlendirilmesi	67
4. ARAŞTIRMA BULGULARI	68
4.1. A Pompasına Ait Deneme Bulguları	68
4.1.1. A Pompasında devir sayısının pompa karakteristiklerine etkisi	74
4.1.2. A Pompasında eksenel açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi.....	75
4.1.3. A Pompasında devir sayısı (n) × eksenel açıklık (ce) etkileşiminin GV _{max} üzerine etkisi	78
4.2. B Pompasına Ait Deneme Bulguları	78
4.2.1. B Pompasında devir sayısının pompa karakteristiklerine etkisi	85
4.2.2. B pompasında eksenel açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi	87
4.2.3. B Pompasında devir sayısı (n) × eksenel açıklık (ce) etkileşiminin GV _{max} üzerindeki etkisi.....	87

4.3. C Pompasına Ait Deneme Sonuçları.....	89
4.3.1. C Pompasında devir sayısının pompa karakteristiklerine etkisi	95
4.3.2. C Pompasında aksel açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi	97
4.3.3. C Pompasında devir sayısı (n) × aksel açıklık (ce) etkileşiminin GV_{max} üzerindeki etkisi.....	97
4.4. Konya Bölgesindeki Kuyu Karakteristiklerinin Durumu ve Denenen Pompaların Bölgede Kullanılabilme Olanakları	99
5. TARTIŞMA.....	104
6. ÖNERİLER	107
ÖZET	108
7. YARARLANILAN KAYNAKLAR	110
EK–A. Bernouilli Denklemi ve Çarklarda Uygulanışı	118
EK–B. Euler Denkleminin Çıkarılışı.....	120
Ek–C. β_2 Çıkış Açısı ile Kanat Formu ve Hız Üçgenleri Arasındaki İlişki	123
Ek–D. β_2 Çıkış Açısı ile Pompa Karakteristikleri Arasındaki İlişki.....	124
Ek–E. Pompa Karakteristik Eğri Tipleri.....	125
Ek–F. Santrifuj Pompalarda Kullanılan Çark Tipleri.....	126
Ek–G. Pompa Karakteristiklerinin Hesaplandığı Program	127
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER

A	Pompa çark ve difüzörüne ait iz düşüm alanı (m^2).
AVQ	Tam kapalı vanadaki verdi (m^3/s).
B	Savak kanalı genişliği (m).
b_1	Çark giriş genişliği (m).
b_2	Çark çıkış genişliği (m).
b_3	Difüzör giriş genişliği (m).
b_4	Difüzör çıkış genişliği (m).
C	Suyun çark içindeki mutlak hızı (m/s).
ce	Eksenel açıklık (mm).
ce_{max}	Maksimum eksenel açıklık (mm).
ce_{min}	Minimum eksenel açıklık (mm).
C_m	Suyun mutlak hızının radyal bileşeni (m/s).
cr	Radyal açıklık (mm).
C_u	Suyun mutlak hızının teğetsel bileşeni (m/s).
D_a	Pompanın anma çapı (mm).
Dd_1	Çark girişi dış çapı (m).
Dd_2	Çark çıkışı dış çapı (m).
Dd_3	Difüzör girişi dış çapı (m).
Dd_4	Difüzör çıkışı dış çapı (m).
Di_1	Çark girişi iç çapı (m).
Di_2	Çark çıkışı iç çapı (m).
Di_3	Difüzör girişi iç çapı (m).
Di_4	Difüzör çıkışı iç çapı (m).
Dm_1	Çark girişi ortalama çapı (m).
Dm_2	Çark çıkışı ortalama çapı (m).
Dm_3	Difüzör girişi ortalama çapı (m).
Dm_4	Difüzör çıkışı ortalama çapı (m).
D_R	Pompa kolon(çıkış) borusu çapı (mm).
d_m	Pompa mili çapı (mm).

E	Elastikiyet modülü (kp/cm ²).
Eu	Voltaj veya gerilim (V).
Gç	Çark ağırlığı (kp).
Gd	Difüzör ağırlığı (kp).
GF	Güç faktörü (Cosθ).
Gm	Kolon mili (ℓ uzunluğundaki milin) ağırlığı (kp).
GV	Pompa genel verimi (%).
GV _{max}	Maksimum pompa genel verim (%).
g	Yerçekimi ivmesi (m/s ²).
Hd	Dinamik yükseklik (m).
Hm	Toplam manometrik yükseklik (mSS).
Hmi	Özgül manometrik yükseklik (mSS).
Hmt	Teorik manometrik yükseklik (mSS).
Hmt _∞	Sonsuz kanat sayısındaki teorik manometrik yükseklik (mSS).
Hs	Statik yükseklik (m).
h	Savak plakası üzerinden geçen su yüksekliği (m).
hs	U diferansiyel manometredeki su yüksekliği (m).
hc	U diferansiyel manometredeki civa yüksekliği (m).
I	Dolu mil için atalet momenti (cm ⁴).
i	Kademe sayısı (adet).
k	Verdi hesabında kullanılan katsayısı.
KVHm	Tam kapalı vanadaki manometrik yükseklik (mSS).
KVHmi	Tam kapalı vanadaki özgül manometrik yükseklik (mSS).
L	Beher kademe uzunluğu (mm).
ℓ	Kolon mili uzunluğu veya iki yatak arasında kalan mil uzunluğu (cm).
NPV	Pompanın suya verdiği güç (veya hidrolik güç) (kW).
NPVi	Özgül hidrolik güç (kW).
NPY	Pompanın yuttuğu güç (Mekanik güç) (kW).
NPYi	Özgül mekanik güç (kW).
mNPY	Mekanik yolla kaybolan güç (kW).
sNPY	Sızma yoluyla kaybolan güç (kW).

dNPY	Disk sürtünmesinden kaynaklanan güç kaybı (kW).
hkNPY	Hidrolik kayıpların neden olduğu güç kaybı (kW).
NMV	Motorun verdiği güç (kW).
NMY	Motorun şebekeden çektiği güç (kW).
n	Pompanın devir sayısı (1/min).
nk	Kritik devir sayısı (1/min)
nq	Özgül devir sayısı.
Md	Döndürme momenti (Nm).
MV	Motor verimi (%).
MY	Motor yüklenmesi (%).
P	Savak plakası yüksekliği (0.32 m).
Pb	Çıkış borusundan ölçülen statik basınç (kp/cm ²).
s	Çark çıkışında kanadın teğetsel kalınlığı (mm).
Q	Verdi (m ³ /s).
Q _{max}	Derin kuyudan alınabilecek en yüksek verdi (m ³ /s).
Qs	Sızma ile kaybolan verdi (m ³ /s).
Qt	En yüksek verim noktasındaki verdi (tasarım verdisi) (m ³ /s).
q	Derin kuyunun özgül verdisi (m ³ /s/m).
T	Toplam eksenel itme kuvveti (N).
Ta	Aşağı eksenel itme kuvveti (N).
Ty	Yukarı eksenel itme kuvveti (N).
Tb	Özgül eksenel itme kuvveti (N/mSS).
t	Kanat adımı (mm).
U	Çark çevre hızı (m/s).
W	Suyun çarka göre bağıl hızı (m/s).
ω	Açısal hız (r/s).
v _R	Çıkış borusundaki suyun hızı (m/s).
y	Milde oluşan sehim (cm).
z _ç	Çark kanat sayısı (adet).
z _d	Difüzör kanat sayısı (adet).
α _e	Optimum çalışma aralığındaki Hm–Q eğrisinin eğim açısı (°).

α	C ve U hız bileşenleri arasındaki açı (°).
β	W ve U hız bileşenleri arasındaki açı (°).
δ	Çarkın yanal koniklik açısı (°).
ϕ	Çarkın üst eğim açısı (°).
γ_{su}	Suyun özgül ağırlığı (kp/m ³).
γ_{civa}	Civanın özgül ağırlığı (kp/m ³).
$\gamma_{çelik}$	Çelik için özgül ağırlık (kp/m ³).
Δ	Düşüm (m).
Δ_{max}	Maksimum düşüm (m).
η_h	Hidrolik verim (%).
η_v	Volumetrik verim (%).
η_m	Mekanik verim (%).
η_{tr}	Transmisyon organlarının verimi (%).
η_k	Çarkın kanat verimi (%).
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)

Not: Yukarıdaki simgelerin bazıları metin içinde indislerle kullanılmıştır. Bu indislerden (1) çark girişini, (2) çark çıkışını, (3) difüzör girişini ve (4) ise difüzör çıkış noktasını temsil etmektedir.

KISALTMALAR

F	Gruplar arası kareler ortalamasının hata kareler ortalamasına oranı.
SD	Serbestlik derecesi.
KO	Kareler ortalaması.
KÇA	Konya İçeri Çumra Alibeyhüyüğü Toprak–Su Kooperatifi.
KİÇ	Konya İçeri Çumra Merkez Toprak–Su Kooperatifi.
KAM	Konya Altınekin Merkez Toprak–Su Kooperatifi.
KKA	Konya Karapınar Akören Toprak–Su Kooperatifi.
KKM	Konya Karapınar Merkez Toprak–Su Kooperatifi.
LSD	En küçük (asgari) önemli fark.
DSİ	Devlet Su İşleri.
OÇA	Optimum Çalışma Aralığı.

ŞEKİL DİZİNİ

Şekil 1.1. Santrifüj Pompanın Şematik Görünüşü.....	5
Şekil 1.2. Çarkın Giriş (A) ve Çıkış (B) Noktalarındaki Hız Üçgenleri.....	6
Şekil 1.3. Pompalarda Teorik ve Gerçek H_m-Q Eğrileri.....	9
Şekil 1.4. Pompalarda Mekanik Güç (NPY) ve Genel Verim (GV) Eğrileri.....	10
Şekil 1.5. Özgül Devir Sayılarına Göre Çark Tipleri ve Karakteristik Eğrileri.....	13
Şekil 1.6. Sabit Verdide, Devir Sayısı ile Pompa Karakteristikleri Arasındaki Değişim... 15	
Şekil 1.7. Pompaya Uygun Motor Seçiminde Optimum İşletme Noktasının Gösterilmesi 16	
Şekil 1.8. Düşey Milli Su Yağlamalı Bir Derin Kuyu Pompasının Şematik Gösterilişi 20	
Şekil 1.9. Düşey Milli Su Yağlamalı Derin Kuyu Pompasında Dişli Kuvvet Başlığı (a) ve Ters Dönüşü Engelleyici Düzenin (b) Kesitleri.....	22
Şekil 1.10. Düşey Milli Su Yağlamalı Derin Kuyu Pompasında Kolon Grubu Kesiti 24	
Şekil 1.11. Düşey Milli Su Yağlamalı Derin Kuyu Pompa Grubu Kesiti.....	25
Şekil 1.12. $\Delta=f(Q)$ Eğrisi, Belirli Bir Pompaj Kuyusundan Alınabilecek Maksimum Verdinin Gösterilişi (a) ile $\Delta=f(q)$ Eğrisi (b).....	27
Şekil 1.13. Serbest Dengeli Bir Akiferde Açılmış Kuyuda $Q=f(\Delta)$ ve $q=f(\Delta)$ İlişkileri 28	
Şekil 1.14. Derin Kuyu Pompalarında Bazı Tasarım Parametreleri ile Özgül Devir Sayısı Arasındaki Değişim.....	29
Şekil 3.1. Pompa Çarkına Ait Bazı Boyutların Gösterilişi.....	43
Şekil 3.2. Pompa Difüzörüne Ait Bazı Boyutların Gösterilişi.....	44
Şekil 3.3. Çark ve Difüzör Kesitlerinde Bazı Boyutların Gösterilişi.....	45
Şekil 3.4. Bir Pompa Kademesinde Eksenel (ce) ve Radyal (cr) Açıklığın Gösterilişi.....	46
Şekil 3.5. Pompa Deneme Laboratuvarının Genel Şeması.....	49
Şekil 3.6. Hidrostatik Basınç Deneyi Düzenegi.....	56
Şekil 3.7. Düz Tip Kauçuk Yatak Kesiti.....	57
Şekil 3.8. Eksenel Açıklık Konumunun Ayarlanması.....	58
Şekil 3.9. Yanal Daralmasız Dikdörtgen Savakta $Q-h$ İlişkisi.....	59
Şekil 3.10. Dinamik Yükseklik ile Statik Basıncın Ölçüldüğü Konumlar.....	60
Şekil 3.11. Manometre Kontrol Eğrisi.....	61
Şekil 3.12. Pompa Deneme Laboratuvarındaki Elektrik Motoru Veriminin Hesaplandığı Diyagram.....	63

Şekil 4.1. 7 Kademeli A Pompasının 2200 1/min'de ve 2 mm Eksenel Açıklıktaki Karakteristik Eğrileri.....	73
Şekil 4.2. 7 Kademeli A Pompasının ce_1 Eksenel Açıklıkta Farklı Devir Sayılarındaki Karakteristik Eğrileri.....	76
Şekil 4.3. 7 Kademeli A Pompasının 2400 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklarda Karakteristik Eğrileri.....	77
Şekil 4.4. 3 Kademeli B Pompasının 2000 1/min'de ve 2 mm Eksenel Açıklıktaki Karakteristik Eğrileri.....	84
Şekil 4.5. 3 Kademeli B Pompasının ce_3 Eksenel Açıklıkta Farklı Devir Sayılarındaki Karakteristik Eğrileri.....	86
Şekil 4.6. 3 Kademeli B Pompasının 2000 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Karakteristik Eğrileri.....	88
Şekil 4.7. 3 Kademeli C Pompasının 1600 1/min'de 2 mm Eksenel Açıklıktaki Karakteristik Eğrileri.....	94
Şekil 4.8. 3 Kademeli C Pompasının 8 mm Eksenel Açıklıkta Farklı Devir Sayılarındaki Karakteristik Eğrileri.....	96
Şekil 4.9. 3 Kademeli C Pompasının 1600 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Karakteristik Eğriler.	98
Şekil 4.10. Konya Bölgesindeki Bazı Gözlem Kuyularında Yeraltı Suyu Statik Seviyesinin Aylara ve Yıllara Göre Değişimi.....	100

ÇİZELGE DİZİNİ

Çizelge 1.1. Türkiye ve Konya'da 1993 Yılına Ait Tarımsal Amaçlı Sulama Pompalarının Park Durumu	2
Çizelge 1.2. Derin Kuyu Pompaj Tesislerindeki Bazı Elemanların Faydalı Ömürleri.....	30
Çizelge 3.1. Denenen Pompalara Ait Bazı Teknik Ölçü ve Özellikler.	42
Çizelge 3.2. İncelemeye Alınan Toprak-Su Kooperatiflerinin Genel Durumu	47
Çizelge 3.3. Araştırmada Kullanılan Araçların Bazı Teknik Özellikleri.....	51
Çizelge 3.4. Araştırmada Kullanılan Deneme Planı.....	53
Çizelge 4.1. 7 Kademeli A Pompasının 2000 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.....	69
Çizelge 4.2. 7 Kademeli A Pompasında 2200 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.....	70
Çizelge 4.3. 7 Kademeli A Pompasının 2400 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.....	71
Çizelge 4.4. A Pompasında GV_{max} İçin Uygulanan Varyans Analizi ve LSD Test Sonuçları..	72
Çizelge 4.5. A Pompasının (n_{2ce_1}) En Yüksek Verim Noktasında Belirlenen Bazı Karakteristik Değerler.....	74
Çizelge 4.6. 3 Kademeli B Pompasının 1600 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.....	80
Çizelge 4.7. 3 Kademeli B Pompasının 1800 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.....	81
Çizelge 4.8. 3 Kademeli B Pompasının 2000 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.....	82
Çizelge 4.9. B Pompasında En Yüksek Verim (GV_{max}) İçin Uygulanan Varyans Analiz ve LSD Test Sonuçları.....	83
Çizelge 4.10. B Pompasının n_{3ce_1} Kombinasyonundaki En Yüksek Verim Noktasında Belirlenen Bazı Karakteristik Değerleri.....	85
Çizelge 4.11. 3 Kademeli C Pompasının 1400 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.....	90

Çizelge 4.12. 3 Kademeli C Pompasının 1500 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.	91
Çizelge 4.13. 3 Kademeli C Pompasının 1600 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.	92
Çizelge 4.14. C Pompasında GV_{max} İçin Uygulanan Varyans Analiz ve LSD Test Sonuçları.	93
Çizelge 4.15. C Pompasının n_3ce_1 Kombinasyonundaki GV_{max} Noktasında Belirlenen Bazı Karakteristik Değerleri.	95
Çizelge 4.16. İncelenen Yörelerdeki Kuyuların Verdi Değerleri.....	102
Çizelge 4.17. İncelenen Yörelerdeki Kuyuların Dinamik Yükseklikleri ve Denenen Pompaların Özgül Manometrik Yükseklik Değerleri	103



1. GİRİŞ

Su; insanlığın başlangıcından bu yana; uygarlıkların gelişmesinde, yerleşim birimlerinin belirlenmesinde ve yaşam için gerekli besin kaynaklarının sağlanmasında en önemli girdi ve etken olma özelliğini korumaktadır.

Tarımda özgül verimin artırılması, başta sulama olmak üzere, çeşitli tarımsal işlemlerin bilinçli olarak uygulanmasına ve bunlar için gerekli araçların tarım tekniği ve işletme yapılarına uygun şekilde seçilmesi ile kullanılmalarına bağlıdır. Uygun seçim ve kullanımın gerçekleşebilmesi için ise; genelde tarım araçlarının özelde ise sulama pompalarının işletme karakteristiklerinin bilinmesini zorunlu kılmaktadır.

Sulama, genel olarak bitkinin yetiştirilme dönemlerinde gereksinim duyduğu suyun, yapay yollarla bitkinin kök bölgesine verilmesi olayıdır (Kara 1990). Bilinçli bir sulama ile bitkisel üretim %40 dolayında artırılabilir (Uz 1991).

Tarımsal sulamada, sulama suyunun en rahat ve çoğu kez de en ucuz sağlandığı yöntem, su kaynağının yer çekiminden yararlanılabilir konumda bulunduğu durumdur (Karadayı 1960). Ancak, bu tip su kaynakları, çoğu bölgede ya az yada hiç bulunmayabilir. Bu durumda, daha düşük kotta ve uzaktaki yer üstü su kaynaklarından veya yeraltı su kaynaklarından yararlanma zorunluluğu ortaya çıkmaktadır. Sulama, uygarlık tarihinin başlangıcından bu yana bilinen bir uygulamadır. Sulama suyu, başlangıçta basit su sağlama araçları ile elde edilirken, 18. yüzyıl sonlarında sanayi devriminin başlamasıyla bu araçların yerini sulama pompaları almıştır (Özdengiz 1969, Gökeli 1976, Tezer 1978).

Ülkemizde, toplam 28.05 milyon ha tarım arazisinin, topografik açıdan 19.85 milyon ha'sı sulanabilir niteliktedir (Gürhan 1990). Ancak, havzaların kullanılabilir su varlığı göz önüne alındığında, ekonomik olarak 8.5 milyon ha tarım alanı sulanabilir durumdadır. Ülke genelinde, bugüne kadar sulamaya açılan alan 4.274 milyon ha'dır (Anonim 1995a). Sulanan alanların, %87'si yerüstü ve %13'ü ise yeraltı su kaynaklarından yararlanılarak sulanmaktadır. Yerüstü su kaynakları ile yapılan sulamanın %73'ü devlet, %27'si ise halk tesisleriyle; yeraltı su kaynakları ile yapılan sulamanın ise %81'i devlet ve %19'u da halk tesisleriyle gerçekleştirilmektedir (Kaya ve Soylu 1994).

Ülkemizin yıllık ortalama kullanılabilir su varlığı 12.2 milyar m³'ü yeraltı suyu olmak üzere toplam 107.2 milyar m³'tür (Anonim 1995a). Ancak, 1994 yılında, bu değer 6 milyar m³'ü (%.49) yeraltı suyu olmak üzere toplam 32.4 milyar m³'ü (%30) kullanılabilmektedir (Ayıkoğlu 1995).

Konya bölgesinin işlenebilir tarım alanı 2.136 milyon ha, sulanabilir alan ise 1.9 milyon ha'dır. Bu alanın her yıl 0.7 milyon ha'ı nadasa bırakılmaktadır. Bölgede sulamaya açılan alan, sulanabilir alanın yaklaşık %20'si (370 bin ha) kadardır. Bu alanın %52'si devlet, geri kalan kısmı ise halk tesisleriyle sulanmaktadır. Bölgenin sulama suyu varlığı 0.92 milyar m³'ü yeraltı suyu olmak üzere toplam 6.02 milyar m³'tür (Akalin 1989).

Günümüzde hâlâ, sulanabilir arazilerimizin %50'si, kullanılabilir su varlığımızın ise %70'i değerlendirilememektedir.

Ülkemizde sulama pompaj ünitelerinin envanterleri tam olarak belirlenememiştir. Kapsamı dar olmakla beraber, toprak-su kooperatiflerine ait kayıtlar daha sağlıklı sonuçlar vermektedir. 1994 yılı sonu itibarıyla; ülkemizde 1566 adet toprak-su kooperatifi faaliyet göstermektedir. Bunun %14'ü (211 adet) Konya'da bulunmaktadır. Konya'da bulunan toprak-su kooperatiflerinin %99'u yeraltı suyundan yararlanmaktadır. Bu amaçla, bölgede 1741 adet tarımsal amaçlı sondaj kuyusu açılmış, bunun 1666'sına pompa yerleştirilmiştir. Bölgede, beher pompaya ortalama olarak; 30 kW motor gücü, 32 ha sulama alanı ve 0.041 m³/s verdi düşmektedir (Anonim 1995c,d).

İstatistiklere göre tarımsal amaçlı pompaların 1993 yılına ait park durumu Çizelge 1.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 1.1. Türkiye ve Konya'da 1993 Yılına Ait Tarımsal Amaçlı Sulama Pompalarının Park Durumu (Anonim 1993).

Pompa Tipi	Santrifüj Pompa	Motopomp (Elektrikli)	Motopomp (Termik)	Derin kuyu Pompası
(1) Türkiye (Adet)	82523	109417	216016	42929
(2) Konya (Adet)	3867	3382	4701	6187
(2)/(1) (%)	4.7	3.1	2.2	14.4

Çizelge 1.1'e göre; ülke genelinde, termik motorlarla çalıştırılan motopompların, tüm pompalar içindeki payı %48, derin kuyu pompalarının payı ise %10 düzeyindedir. Ülkedeki, tüm pompaların %4'ü ve derin kuyu pompalarının ise %14.4'ü Konya'da tesis edilmiş bulunmaktadır. Konya bölgesindeki pompaların %34'ünü derin kuyu pompaları oluşturmaktadır.

Ülkemizde, 1979 yılında, kurulu pompaj tesislerinin motor güçleri 1 milyon kW civarında bulunduğu (Garih 1979); değişik tip, kapasite ve güçte yılda ortalama 30 bin pompa üretildiği tahmin edilmektedir (Deviren 1979). Bu değerler baz alındığında; her yıl üretilen pompaların %60'ının yenileştirme ve tarım dışı amaçlarla kullanıldığı ve ortalama 10 kW motor gücünde imal edildiği varsayımına göre, günümüzde 3 milyon kW civarında kurulu pompaj gücüne ulaşıldığı tahmin edilebilir.

Ülkemizde üretilen pompaların genel verimleri %40–60 arasındadır. Ancak, ciddi kuruluşlar bu değeri %70–80 düzeyine yükseltebilmişlerdir (Tezer 1964b, Garih 1979, Özgür ve Kürem 1979, Uz 1981, Gürhan ve Ayık 1991, Ayıkoğlu 1995, Çalışır ve Yetkin 1995). Pompalar, enerji tüketmek için değil, enerji dönüşümünü en iyi şekilde sağlamak için tasarlanan makinalardır. Enerji, günümüzde son derece önemli bir ölçüt olma özelliğini korumaktadır. Pompalarda enerji kullanımı, pompa veriminin bir fonksiyonudur. Pompa veriminin %1 oranında artırılması; kurulu pompaj gücü ve yıllık en az 1000 saatlik çalışma süresi göz önüne alındığında yılda ortalama 3 milyar kWh'lık bir enerji tutumluluğunun sağlanabileceği ortaya çıkmaktadır. Kaldı ki, pompaların, sadece uygun seçimi ve işletilmesi ile genel veriminde %20'ler düzeyinde iyileştirmelerin yapılabileceği halen mümkün görülmektedir (Serven 1979, Erkin 1996).

Pompalar, tasarlandığı devir sayısında çalıştırılmalı veya çalışacağı devir sayısına göre tasarlanmalıdır (Baysal 1975, Özgür 1983). Tasarım devir sayısında çalışan pompalarda, genel verim maksimum olmaktadır. Bir başka deyişle hidrolik kayıplar en az düzeyde gerçekleşmektedir (Anonim 1959, Tezer 1964b). Konya'da, düşey milli derin kuyu pompalarının imalatına, 1960'lı yıllarda, ülkeye ithal yolu ile giren pompaların kopye edilmesi suretiyle başlanılmıştır. Halen genelde, ciddi bir mühendislik disiplinine tabi tutulmadıkları bilinen bir gerçektir (Çalışır 1991).

Düsey milli derin kuyu pompalarında aksnel açıklık da önemli bir parametredir (Anonim 1959, Tezer 1978, Dorn ve ark. 1981, Anonim 1985, Goto 1992a, Goto 1992b, Stepanoff 1993). Aksnel açıklığın en uygun $c_{e_{max}}$ ölçüsü ve ayar konumlarının, pompa işletme karakteristiklerine etkisi henüz tam olarak ortaya konulamamıştır.

Derin kuyu pompaları üzerinde; tam santrifüj pompalarda olduğu gibi oldukça geniş yerli ve yabancı araştırma bulgularına rastlanılmamaktadır. Tasarımda ise benzeşim kanunlarından faydalanılmaktadır (Ergin 1968).

Pompalarda, suyun geçtiği çeşitli organlardaki hidrolük kayıpların analizi yapılarak, bu kayıpları azaltacak tarzda boyutlandırmayı gerçekleştirme koşulları araştırılabilir. Kayıpları minimum yapacak koşulların araştırılması, genel verimin maksimum yapılması koşulunun bulunması demektir. Ülkemizde bu koşulların tam olarak sağlanması, ekonomik ve teknolojik yetersizliklerden dolayı, mümkün görülmediğinden, optimum verim koşullarının aranması daha doğru olacaktır (Baysal 1979).

Bu çalışmada, herhangi bir konstrüksiyon değişikliği yapılmadan, düşey milli derin kuyu pompaları, pompa seçimi ve işletiminde etkili olan devir sayısı ve aksnel açıklığının değişik seviyelerinde denenmişlerdir. Denemeler öncesinde, radyal açıklık, mil eğriliği, salmastra sıklığı, kauçuk yatakların sertliği, gövdenin basınca dayanımı ve kritik devir sayısı gibi faktörlerden kaynaklanabilecek olumsuzluklar ortadan kaldırılmıştır.

Bu çalışmanın amacı:

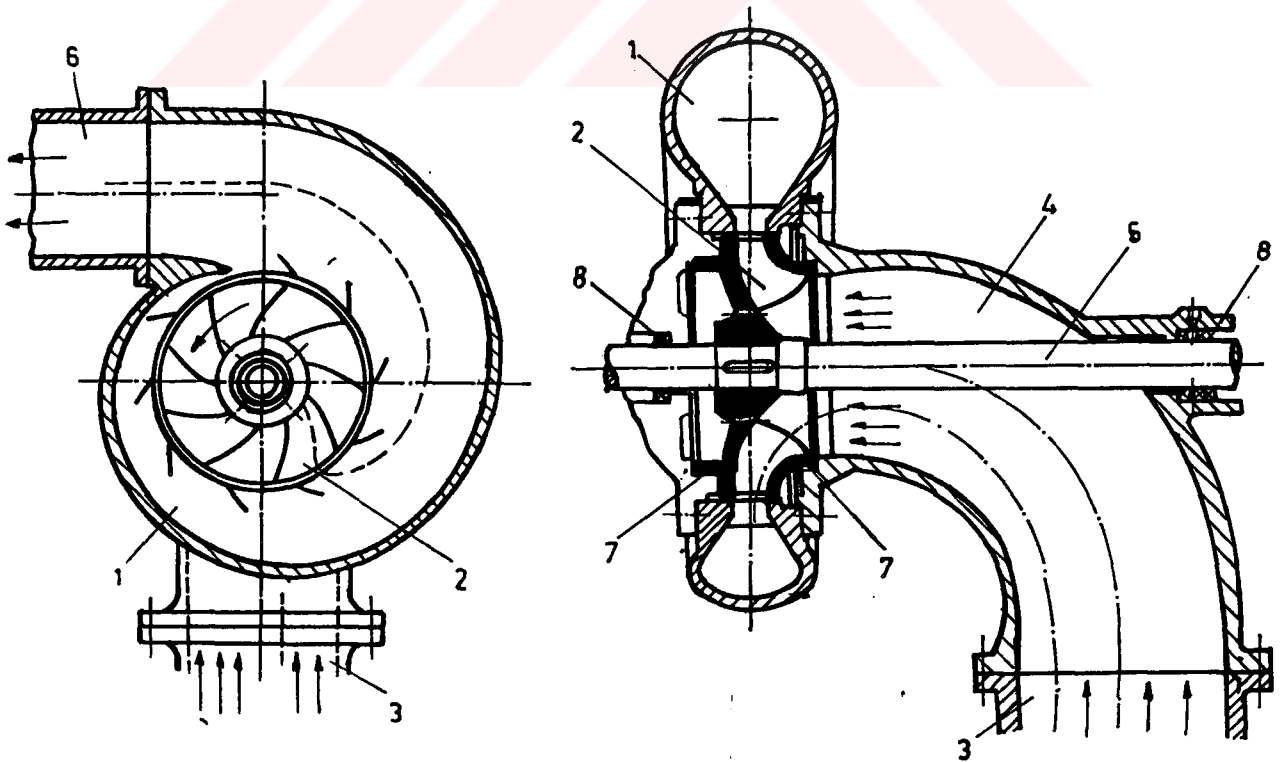
- Konya’da imalatı yaygın olarak yapılan çıkış borusu çapı 100 mm ve 125 mm olan düşey milli su ile yağlamalı derin kuyu pompalarının, değişik devir sayısı ve aksnel açıklıklardaki işletme karakteristiklerinin belirlenmesi,
- Devir sayısı ve aksnel açıklığın, başta verim olmak üzere diğer pompa karakteristiklerine olan etkilerinin araştırılması ve
- Bölgede belirlenen pilot yörelerin kuyu karakteristikleri incelenerek, denenemeye alınan pompaların kuyulara uyum olanaklarının saptanması şeklinde belirtilebilir.

1.1. Teorik Esaslar

1.1.1. Santrifüj pompaların çalışma ilkesi

Pompalar, kendi aralarında şekil ve karakteristik yönleriyle çok değişik şekillerle sınıflandırılmaktadır. Ancak, esas olarak, hacimsel ve rotodinamik pompalar olarak iki ana grupta incelenmektedirler. Bugün sulamada kullanılan pompaların hemen tamamı rotodinamik pompalar grubuna giren santrifüj pompalardır. Bu nedenle, sulamada kullanılan pompalar denilince, adını çalışma prensibinden alan santrifüj pompalar anlaşılmaktadır (Telliöđlü 1967, Özdengiz 1969, Gökeliim 1976, Tezer 1978, Özgür 1983).

Bir pompaj ünitesinde başlıca üç eleman bulunmaktadır. Bunlar, güç kaynağı, pompa ve iletim borularıdır. Bir pompaj tesisinde pompanın görevi, suyun bir noktadan, diğer bir noktaya iletilebilmesi için gerekli olan enerjiyi, suya vermektir. Santrifüj pompa, bir gövde içinde, belli bir devirle dönen çark yardımıyla suya enerji vermektedir. Bu enerji yardımıyla su, boru içinde hareket eder ve bir yerden diğer bir yere yükseltilir. Şekil 1.1'de bir santrifüj pompanın ön ve yandan görünüşü şematik olarak verilmiştir.



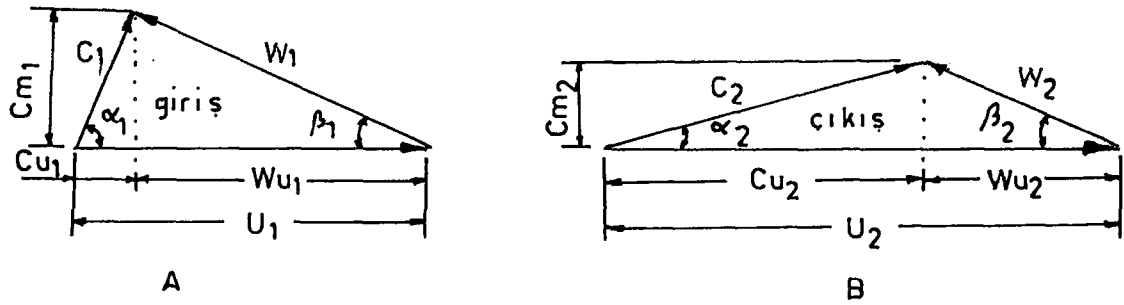
Şekil 1.1. Santrifüj Pompanın Şematik Görünüşü (Tezer 1964b).

Şekil 1.1'e göre, bir gövde (1) içinde dönen kanatlı çark (2), kanatları arasındaki suyu çevreye fırlatır. Bu hareketle suyun artan kinetik enerjisi, gövde içinde genişleyen bir kanalda basınç enerjisine dönüşür. Su emme borusundan (3) bir dirsekle (4) çarka aksenal yönde girer. Çark, bir mile (5) bağlıdır. Bu mil ile hareket, kuvvet kaynağından alınır ve çarka iletilir. Gövdenin çıkış ucu, basma borusuna (6) bağlıdır. Gövde ile çark arasındaki sızdırmazlık için, sızdırmazlık bilezikleri (7) kullanılır. Mil ile gövde arasında ise sızdırmazlık için salmastradan (8) yararlanır.

Bir pompaj tesisinde, pompanın suya verdiği enerjinin miktarı, enerjinin korunumu kanunu olarak bilinen Bernouilli denkleminin uygulanması ile belirlenebilir (Gökelim 1975). Bernouilli denkleminin pompaj tesisinde ve çarklarda uygulanışı Ek A'da gösterilmiştir.

1.1.2. Hız üçgenleri

Suyun çark içindeki hareketine etki eden çeşitli hız bileşenleri vardır (Tezer 1964b). Hız bileşenleri, hız vektörleri olarak gösterilmektedir. Hız vektörleri, üçgen şeklinde bir diyagram meydana getirdiklerinden, hız üçgenleri olarak adlandırılmaktadır. Hız üçgenleri, çark kanatları üzerindeki bütün noktalar için çizilebilir. Fakat, uygun olanı, suyun çarka girdiği ve çıktığı noktalarındaki hız üçgenlerini çizmektir. Çarkın giriş ve çıkış noktalarındaki hız üçgenleri Şekil 1.2'de verilmiştir.



Şekil 1.2. Çarkın Giriş (A) ve Çıkış (B) Noktalarındaki Hız Üçgenleri (Tezer 1964b).

Suyun, çark kanatları arasındaki hareketine etki eden bileşenleri, çarkın çevre hızı (U), suyun çark içindeki mutlak hızı (C) ve suyun çarka göre bağlı hız (W) olarak adlandı-

rılmaktadır. C; U ve W hız bileşenlerinin vektörel toplamıdır. (u) indisi; C ve W hız vektörlerinin, U vektörü üzerindeki iz düşümlerini, (m) indisi ise mutlak hızın (C) radyal bileşenini göstermektedir. U ve C vektörleri arasındaki açı (α); U ve W vektörleri arasındaki açı ise (β) ile gösterilmiştir. (1) indisi, suyun çarka girişindeki hız üçgenine ait değerleri; (2) indisi ise çıkıştaki hız üçgenine ait değerleri göstermektedir. Hızlar, belirtilmiş bir noktada, suyun akış yönüne dik bir kesit üzerindeki ortalama hız değerleri olarak kabul edilmektedir (Tezer 1978).

Hız üçgenlerinde, vektörler arasında aşağıdaki genel bağıntılar yazılabilir (Tezer 1964b).

$$C^2 = C_m^2 + C_u^2$$

$$W^2 = U^2 + C^2 - 2 \times U \times C \times \cos \alpha$$

$$W^2 = U^2 + C^2 - 2 \times U \times C_u$$

1.1.3. Suyun hareketi ve temel denklem

Pompa çarkının, teorik olarak suya vereceği basınç, çarkın kanatları arasında hareket eden su kitlesine "Açısal Momentum Prensibini" uygulamakla açıklanabilir (Tezer 1964b, Schulz 1977). Temel denklem veya Euler denklemi olarak anılan bu eşitliğin çıkarılması Ek-B'de gösterilmiştir.

$H_{mt_\infty} = U_2 \times C_{u_2} / g$ olarak bilinen temel denklem, sonsuz sayıda kanatları bulunan bir çark ve suyun sürtünmesiz olduğu durumlarda geçerlidir. Gerçekte kanat sayısı belirlidir. Suyun, çarkta akışı esnasında meydana gelen sirkülasyon akımı sebebiyle β_2 açısı küçülür, α_2 açısı ise büyür. Sonuçta çarkın meydana getirebileceği manometrik yükseklik azalmaktadır. Bu durum, kanat verimi (η_k) olarak ifade edilen bir düzeltme faktörünün kullanılmasına neden olmaktadır. Sonuçta çarkın meydana getirebileceği, teorik manometrik yükseklik ise aşağıdaki şekli almaktadır (Tezer 1964b).

$$H_{mt} = \eta_k \times H_{mt_\infty} = \eta_k \times U_2 \times C_{u_2} / g$$

1.1.4. Kayıp ve verim kavramları

Pompalarda, meydana getirilen basıncın tamamı çark tarafından sağlanmaktadır. Pompanın hareketsiz olan parçaları, basıncın meydana gelmesine yardım etmemektedir.

Pompanın hareketli ve sabit organları arasındaki boşluklardan, verinin azalmasına neden olan sızma kayıpları meydana gelmektedir. Çark tarafından sağlanan verdi, sızma kayıplarından dolayı azalmaktadır. Sızma kayıpları (Q_s), başlıca, çark ile gövde arasındaki boşluklardan, salmastra kutusundan ve kademeli pompalarda kademeler arasında meydana gelmektedir (Tezer 1978).

Çarktan geçen su ($Q + Q_s$) ile pompa çıkışından elde edilen su miktarı (Q) arasındaki oran, volumetrik verim olarak adlandırılmaktadır. Volumetrik verim (η_v) aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Stepanoff 1993).

$$\eta_v = Q / (Q + Q_s)$$

Pompadan elde edilen toplam manometrik yükseklik (H_m) ile teorik manometrik yükseklik (H_{mt}) arasındaki ilgiyi ise hidrolik verim (η_h) kavramı göstermektedir (Baysal 1975). Hidrolik verim (η_h) aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.

$$\eta_h = H_m / H_{mt}$$

$$H_m = \eta_h \times \eta_k \times H_{mt \infty}$$

Mekanik kayıplar, pompa milinin, yataklarda ve salmastra kutusunda sürtünmesinden meydana gelmektedir. Disk sürtünmesi adı verilen, çark yüzeyleri ile su arasındaki sürtünmeden meydana gelen kayıplar da, mekanik verim (η_m) kavramı içerisinde düşünülmektedir (Tezer 1964b).

Mekanik verim aşağıdaki şekilde gösterilebilir:

$$\eta_m = (NPV - mNPY) / NPY$$

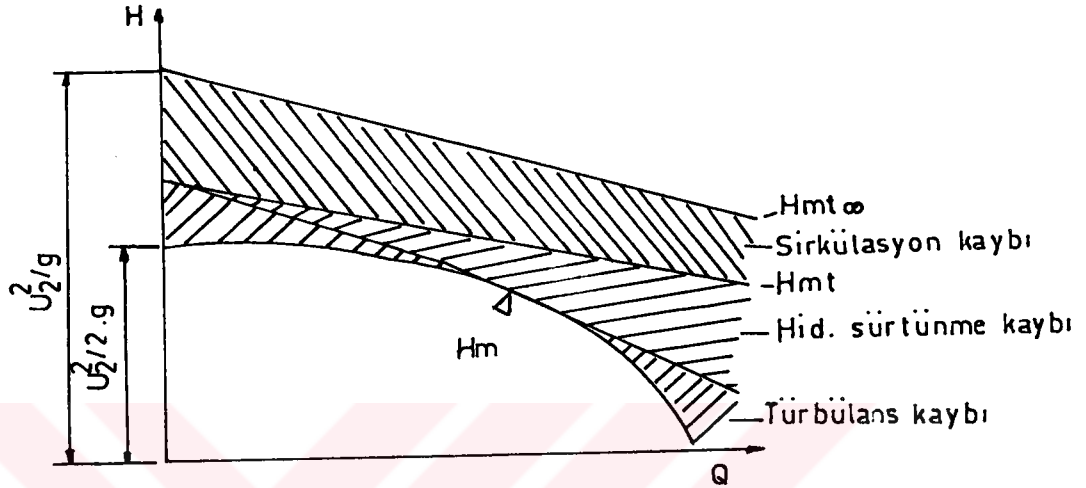
Pompa miline verilen güç (NPY) ile pompa tarafından suya aktarılan güç (NPV) bir başka ifadeyle hidrolik güç arasındaki ilişkiyi ise toplam veya genel verim ifade etmektedir. Genel verim aşağıdaki şekilde verilmektedir (Uz 1976).

$$GV = NPV / NPY = \eta_v \times \eta_h \times \eta_m$$

Euler denkleminde, Cu_2 yerine, çıkış hız üçgeninde hesaplan karşılığı konulursa, eşitlik,

$$H_{mt \infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \times C_{m_2}}{g \times \tan(\beta_2)} \quad \text{şeklını alır.}$$

C_{m_2} vektörü verdi ile ilgilidir. Sabit bir çevre hızı (U_2) için, H_{mt_∞} manometrik yüksekliği, verdi ile ilgili olarak değişim gösterecektir. Bu koşulda H_{mt_∞} - Q eğrisi doğru bir hat şeklinde olacaktır (Şekil 1.3). Verdinin sıfır olması halinde ($C_{m_2}=0$), bu hattın ordinat eksenini kestiği nokta, U_2^2/g noktası olacaktır.



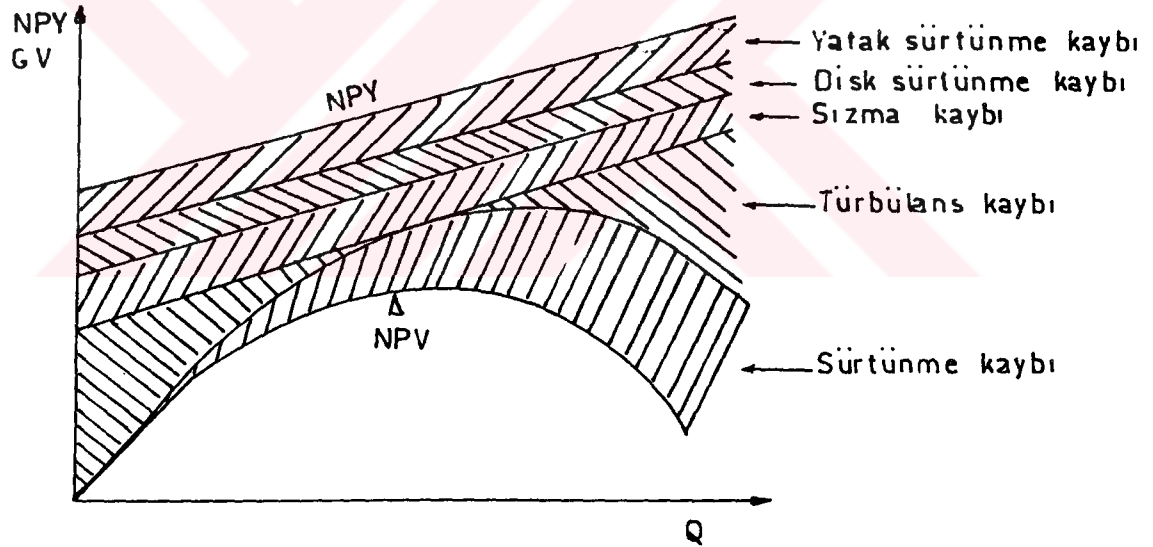
Şekil 1.3. Pompalarda Teorik ve Gerçek Hm-Q Eğrileri (Tezer 1964b).

Doğrunun eğimi ise β_2 açısının değerine bağlı olarak değişecektir. Şekil 1.3'de, kullanılan pompada β_2 açısının değeri 90° 'den küçüktür. Bu durumda çizilecek eğrinin, biçimi, verdinin artması ile manometrik yükseklik değerinin azalmasını göstermektedir. $\beta_2=90^\circ$ olması halinde $U_2 \times C_{m_2}/g \times \tan \beta_2=0$ olacağından doğru yataydır. β_2 açısının 90° 'den büyük olması halinde ise verdinin artışıyla manometrik yükseklikte artmaktadır (Tezer 1964b). β_2 açısı, pompalar için son derece önemli bir parametredir. β_2 açısının farklı hallerinde çark kanatlarının formu ve çıkış hız üçgenlerindeki değişim Ek-C; β_2 açısı ile pompa karakteristikleri arasındaki değişimler ise Ek-D'de gösterilmiştir.

Sirkülasyon akımının yarattığı manometrik yükseklik kaybı sebebiyle H_{mt_∞} eğrisi, H_{mt} eğrisi haline dönüşmektedir (Şekil 1.3). Sirkülasyon kaybının sebebi, kanat sayısı belli bir çarkta, suyun çark kanatlarını daha küçük bir β_2 açısı ile terketmesidir (Petermann 1964). Gövde ile çark kanatları arasında, suyun akışı esnasında meydana gelen hidrolik sürtünme kayıpları, kapalı vana noktasında sıfırdır. Sürtünme kayıpları, verideki artışın karesiyle doğru orantılı olarak artar. Pompanın meydana getireceği manometrik yüksekliğe

etki eden bir diğer kayıp ise türbülans kayıplarıdır. Giriş hız üçgeni incelendiğinde (Şekil 1.2), sabit bir U_1 hız değeri bulunmaktadır. Bu C_1 hızı, pompanın tasarım noktasındaki verdiyi sağlayan hızdır. Tasarım noktası, pompanın en yüksek genel verim ile çalıştığı verdi değeridir. Pompalar, tasarım noktasındaki verdi ve manometrik yükseklik koşulları için hesaplanır ve çizilirler. Pompanın bu nokta dışında çalıştırılması halinde, C_1 mutlak hızına bağlı olarak β_1 giriş açısı değişeceğinden türbülans kayıpları meydana gelir. Bu kayıpların değeri maksimum genel verim noktasında sıfırdır. Verdinin artması veya azalması ile türbülans kayıpları artmaktadır. Gerçek H_m-Q eğrilerinde, kapalı vanadaki H_m değeri yaklaşık $U_2^2/2 \times g$ olmaktadır. Bunun pratikteki değeri ise $(0.9-1.2) \times U_2^2/2 \times g$ arasında değişmektedir (Tezer 1964b).

Pompalardaki mekanik güç (NPY) ile genel verim (GV) eğrileri arasındaki ilişki Şekil 1.4'de görülmektedir.



Şekil 1.4. Pompalarda Mekanik Güç (NPY) ve Genel Verim (GV) Eğrileri (Tezer 1964b).

Şekil 1.4'e göre; NPY-Q eğrisi genelde; verdinin artışı ile NPY değeri de arttığını göstermektedir. Ancak, bu husus aksenal akışlı pompalar için geçerli olmamaktadır (Şekil 1.5c). Genel olarak yataklardaki sürtünme, disk sürtünmesi ve sızma kayıpları, verdinin artışıyla ilgili değildir. Hidrolik sürtünme kayıplarının meydana getirdiği güç kaybı ise verdinin karesiyle orantılıdır. Türbülans kayıpları ise faydalı gücün maksimum değerde olduğu, tasarım noktasında sıfırdır. Genel verim (GV) eğrisi, verdiye bağlı olarak değişmekte-

dir. Verdinin sıfır olduğu noktada, faydalı güç sıfır olduğundan, verim eğrisinin başlangıç noktası sıfırdan geçmektedir. Verdinin artışı ile GV eğrisi artmakta ve tasarım noktasında bir maksimum değerden geçtikten sonra, türbülans ve hidrolik sürtünme kayıplarının artmasıyla azalmaktadır (Tezer 1964b, Özgür 1983).

Pompa miline uygulanan güç (NPY) ile pompanın suya verdiği güç (NPV) birbirine eşit değildir. Mile uygulanan gücün bir bölümü yukarıda açıklanan kayıpların karşılanması için harcanmaktadır. Buna göre pompanın genel güç dengesi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$NPY = NPV + (sNPY + dNPY + hkNPY + mNPY)$$

Kayıplar NPY'nin yüzdesi olarak aşağıdaki şekilde belirtilmektedir (Tezer 1978).

$$sNPY = (0.03 - 0.12) \times NPY$$

$$dNPY = (0.02 - 0.08) \times NPY$$

$$hkNPY = (0.06 - 0.15) \times NPY$$

$$mNPY = (0.01 - 0.04) \times NPY$$

1.2. Santrifüj Pompalarda Temel Karakteristikler

Santrifüj pompalar için klasikleşmiş temel karakteristikler, terminolojinin de göz önüne alınması ile şu şekilde özetlenmiştir:

Günümüzde santrifüj pompaların en rasyonel şekilde sınıflandırılması ve karşılaştırılmasında, pompa karakteristiklerinin temel büyüklükleri olan verim, manometrik yükseklik ve devir sayısını içeren "özgül devir sayısı" terimi kullanılmaktadır. Özgül devir sayısı, $1 \text{ m}^3/\text{s}$ verim ile 1 m yüksekliğe su ileten ve örnek alınan pompaya bütün ölçüleri geometrik olarak benzeyen pompanın dakikadaki devir sayısı olarak tanımlanmaktadır (Tezer 1965). Özgül devir sayısı hesaplanırken; kademeli pompalarda beher kademeye karşılık gelen özgül manometrik yükseklik (H_{mi}), çift girişli pompalarda ise verdinin yarısı ($Q/2$) kullanılmaktadır. Özgül devir sayısı, pompanın en yüksek verim noktasındaki değerlere göre hesaplanır (Baysal 1975, Tezer 1978).

Özgül devir sayısının artmasıyla, pompalarda aşağıdaki durumlar ortaya çıkmaktadır (Tezer 1964b, Özgür 1983).

- Çark içindeki akış radyalden eksenele doğru kayar,
- D_{m1}/D_{m2} ve b_1/D_{m2} oranları büyür,

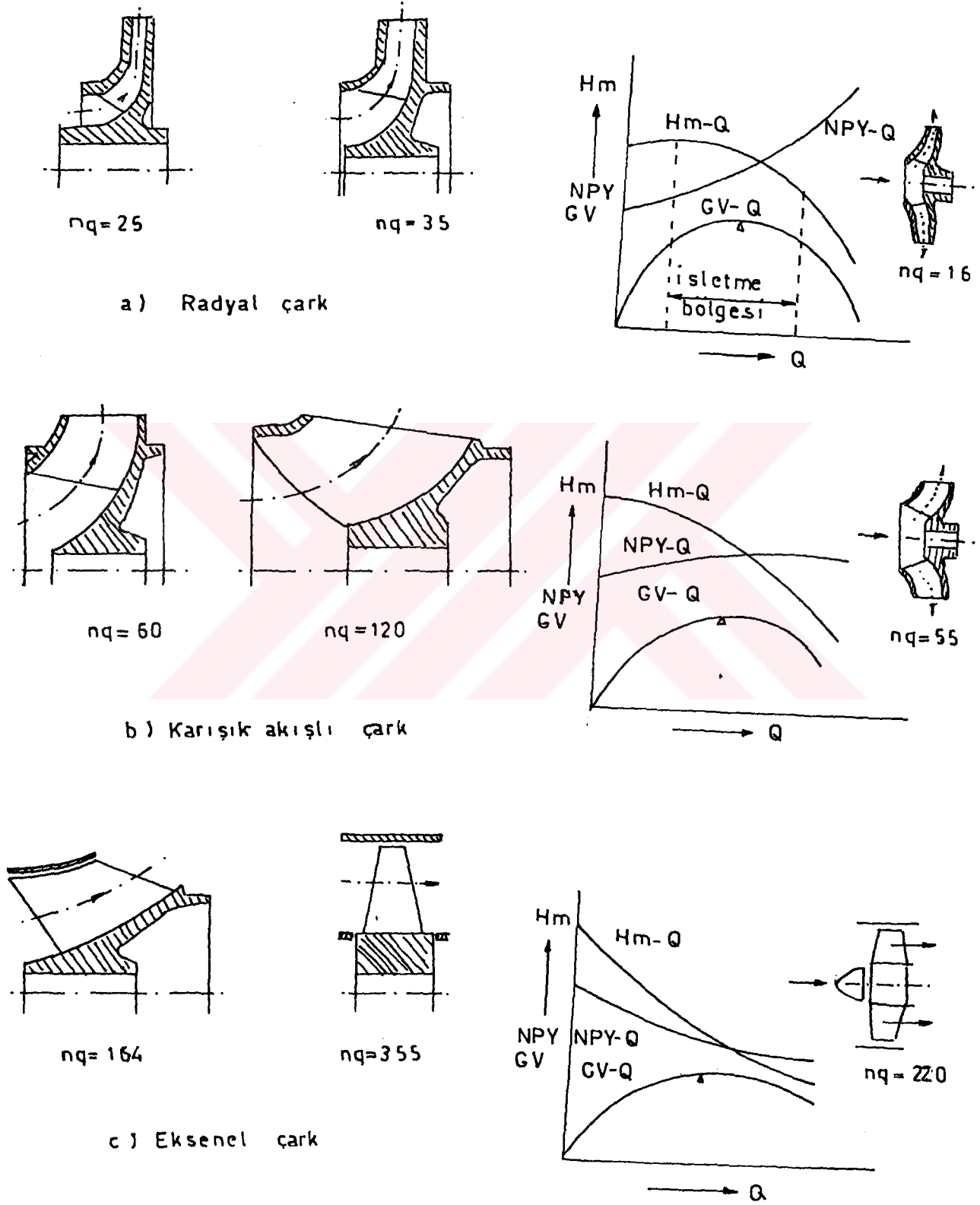
- Difüzör uzunluğu büyür, buna karşın çark çapı küçülür,
- α_1 giriş açısı artar,
- Pompanın özgül hacmi küçülür,
- Pompanın özgül gücü büyür,
- Pompanın verdisi ve genel verimi yükselir.

Aynı, H_m-Q koşulunu karşılamak için, yüksek özgül devir sayılı pompa kullanılırsa, bu pompanın işletme devri yüksek ve geometrik ölçüleri ise küçük olmaktadır. Pompanın işletme devri ve verdisi sabit kalmak koşulu ile yüksek özgül devir sayısında bir pompa kullanıldığında ise pompanın manometrik yüksekliği azalmaktadır (Tezer 1965).

Santrifüj pompalarda verim ile özgül devir sayısı (nq) arasında bir ilişki vardır. Verim kayıplarla ilgilidir. Özgül devir sayısı ise kayıplara etkili olan n , Q ve H_m terimlerini kapsamaktadır. Yüksek verdili pompalarda, hidrolik kayıplara bağlı güç kaybı, mekanik gücün oransal olarak daha az bir bölümünü oluşturur. Bir başka görüşle yüksek verdili pompalarda enerji dönüşümündeki verim, diğer pompalara göre daha fazladır. Durum yüksek basınçlı pompalarda daha değişiktir. Basıncın yüksek olması Euler eşitliğinden (Ek-B) görüleceği gibi çark çevre hızının yüksek olmasına bağlıdır. Bu da çark çapı ve devir sayısının yüksek tutulmasını gerektirir. Sonuçta güç dengesi içindeki disk ve mekanik sürtünme ile ilgili güç kayıplarının oransal payı ve verim düşmektedir.

Santrifüj pompalar özgül devir sayısına göre üç ana bölümde incelenmektedir (Tezer 1978, Bohl 1980). Bölümler arasında, özgül devir sayısı bakımından kesin sınırlar bulunmamaktadır. Fakat bu sınıflandırma değişik çark tipleri arasında daha güvenilir ayırım ve karşılaştırmaya olanak sağlamaktadır. Şekil 1.5'de özgül devir sayısına göre değişik çark tipleri ve karakteristikleri gösterilmiştir.

Radyal pompalarda nq 10–58 arasında, karışık akışlı pompalarda bu değer 40 ile 150, aksenal akışlı pompalarda ise 100–500 arasında değişmektedir. nq 40–80 arasındaki çarklar heliko santrifüj veya francis çarklar olarak da anılmaktadır (Tezer 1978).



Şekil 1.5. Özgül Devir Sayılarına Göre Çark Tipleri ve Karakteristik Eğrileri (Tezer 1978).

Radyal pompalarda işletme devir sayısı ve basınç yüksek, buna karşın verim daha azdır. Eksenel akışlı pompalarda işletme devir sayısı ve basınç düşük, verim ise büyük değerdedir. Bu nedenle yüksek basınç gerektiren yerlerde radyal, yüksek verim gerektiren yerlerde ise eksenel akışlı pompalar kullanılır. Karışık akışlı pompalarda gerek verim, gerekse basınç orta değerdedir. Ayrıca, radyal akışlı pompalarda su, çark eksenel yönde girer, radyal yönde terkeder. Eksenel akışlı pompalarda suyun çark giriş ve çıkışı eksenel yöndedir. Karışık akışlı pompalarda su çark eksenel yönde girer fakat çarktan çıkış radyal ve eksenel doğrultular arasında olmaktadır. Eksenel akış yüksek verimlerde, buna bağlı olarak da büyük özgül devir sayılarında gerçekleşir. Eksenel akışlı pompalarda, çark çıkış genişliği büyük, çark çıkış çapı ise daha küçük olmaktadır. Radyal pompalarda b_2 küçük ve Dm_2 ise daha büyük yapılmaktadır (Tellioglu 1967).

Bir pompanın değişik koşullarda yaptığı iş, karakteristik eğriler halinde belirtilmektedir. Santrifüj pompaların ($nq > 10$), hacimsel pompalardan ($nq < 10$) en önemli farkı, sabit devir sayısında, sabit çark boyutu ve tasarım koşulları ile ilgili olarak sıfırdan maksimuma kadar değişik verimlerde çalıştırılabilmesidir (Gökeli 1976). Bu değişik verimlere göre H_m , NPY ve GV değerleri de farklı olmaktadır. Bir santrifüj pompanın, karakterize edilebilmesi için belirli bir devir sayısındaki, H_m-Q , $NPY-Q$ ve $GV-Q$ eğrileri ile gösterilmesi yeterli olmaktadır (Doğuş ve Tezer 1963b). Santrifüj pompalara ait karakteristik eğrileri ve eğri tipleri Ek-E'de, çark tipleri ise Ek-F'de gösterilmiştir.

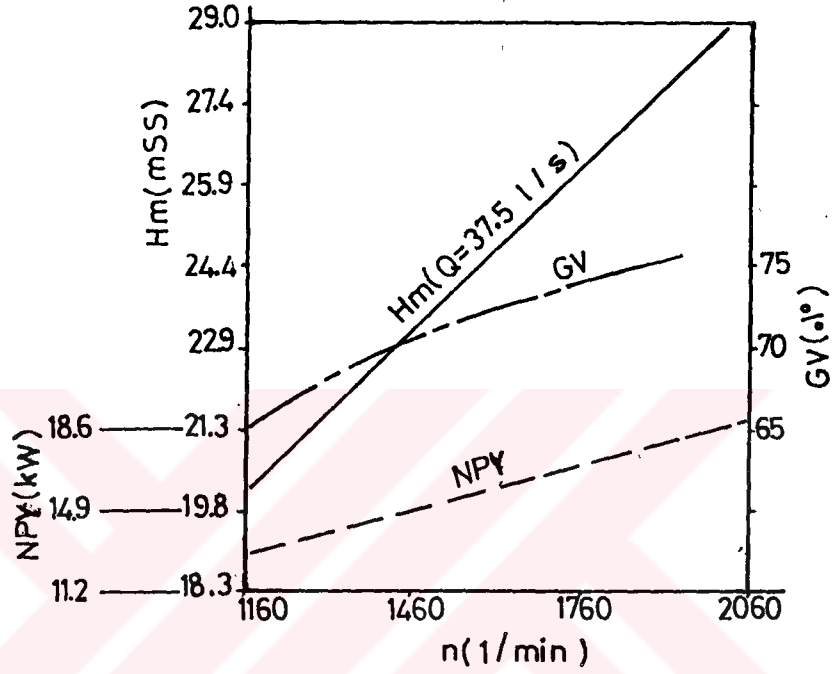
Belirli bir devirdeki pompa karakteristiğinde manometrik yüksekliğin (H_m) artmasıyla, mekanik güç tüketimi (NPY) aşırı artmaz, fakat, H_m 'in azalmasıyla NPY önemli düzeyde yükselir. Q ve H_m ; çark çıkış çapı, genişliği ve devir sayısına önemli oranda bağlıdır (Anonim 1959, Petermann 1964).

Pompalarda mekanik güç (NPY); H_m , Q ve GV değerlerinin bir fonksiyonudur (Anonim 1959).

Sabit çarklı bir pompada, işletme devir sayısının $\pm 10\%$ değişim sınırında karakteristik değerlerdeki değişimlerde genel olarak aşağıdaki teorik formüller geçerlidir. Ancak, bu teorik formüller verimin değişmediği ön koşuluna bağlıdır (Petermann 1964, Tezer 1978, Özgür 1983).

$$(n_{ilk}/n_{son}) = (Q_{ilk}/Q_{son}) = (Hm_{ilk}/Hm_{son})^{1/2} = (NPY_{ilk}/NPY_{son})^{1/3}$$

Sabit verdede ($Q_t=0.0375 \text{ m}^3/\text{s}$), çıkış borusu çapı 250 mm olan bir derin kuyu pompasında, devir sayısı ile pompa karakteristiklerinin değişimi Şekil 1.6'da olduğu gibi bildirilmiştir (Anonim 1959).



Şekil 1.6. Sabit Verdide, Devir Sayısı ile Pompa Karakteristikleri Arasındaki Değişim (Anonim 1959).

Şekil 1.6'ya göre devir sayısındaki artış ile, pompa verimindeki yükselme, diğer karakteristiklerde (Hm ve NPY) olduğu gibi kuvvetli olmamaktadır. Belli bir devir sayısından sonra, verimdeki yükseliş bağıl olarak azalmakta veya sabit kalmaktadır. En yüksek verim ise tasarım devir sayısında gerçekleşmektedir. Benzer şekilde, sabit devir sayısında, bir pompanın karakteristiklerini değiştirebilmek için vana ile ayarlama veya tornalama ile çark çapının küçültülmesi gerekmektedir (Ergin 1968). Çark çapının küçültülmesiyle; Hm, Q ve NPY azalmaktadır. Ancak, orijinal çapın %10 ile %20'sinden fazla ve 5 mm'den daha az tornalama yapılmamalıdır (Polat ve Canbazoğlu 1996, Tellioglu 1967).

Aşınma, pompa organlarında kullanılan malzemelerin ve iletilen suyun özelliklerine bağlıdır. Aşınma ile Q, Hm ve GV azalmaktadır. NPY ise büyük oranda değişmeyebilir. Çünkü, GV değerinin düşmesiyle birlikte Q ve Hm değerleri de önemli oranda azalmaktadır (Tellioglu 1967, Crabtree ve Lage 1972).

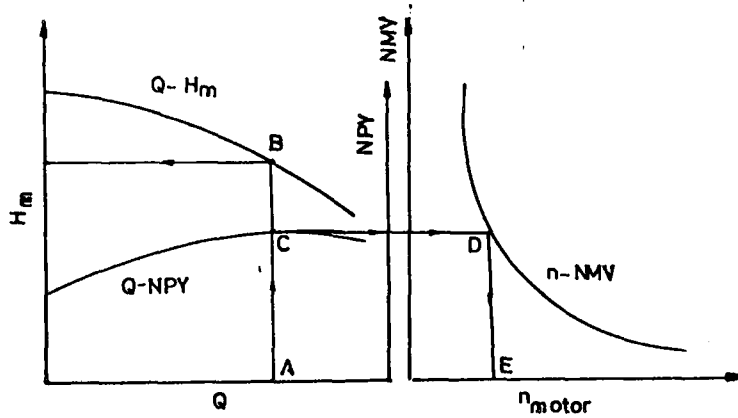
Suyun özgül ağırlığı sadece NPY değerini doğrusal olarak etkilemektedir. Viskozitenin artışı; H_m , Q ve GV değerlerini düşürürken NPY değerini artırmaktadır (Canbazoğlu 1991). Suyun kinematik viskozitesi (ν) 15°C 'de $1.146 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 40°C 'de ise $0.659 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 'dir (Tezer 1964a).

Suyun sıcaklığının artması, temas yüzeylerinde meydana gelen genişmeden dolayı sürtünmeleri artırmaktadır. Buna bağlı olarak da Q ve H_m değerlerinde azalmalar meydana gelmektedir (Tellioglu 1967).

Bir pompaj tesisinin uzun ömürlü ve işletme masraflarının en az olması için; iyi imal edilmiş bir pompa, tesise uygun bir pompa seçimi, pompaya uygun motor gücünün belirlenmesi, uygun montaj, bilinçli bir ayar ve işletimin yapılması gerekmektedir (Uz 1976, Tezer 1978, Serven 1979, Uz 1991).

Pompaların optimum işletme noktasında çalışabilmesini sağlamak için; özellikle devir sayısı ve güç gereksinimi yönünden, pompa ve motorun uyum sağlaması gerekmektedir (Yavuzcan 1971, Stepanoff 1993, Günal 1996).

Belirli bir pompaya, uygun bir motorun seçilmesine ait yöntem esas itibariyle Şekil 1.7'de gösterilmiştir.



Şekil 1.7. Pompaya Uygun Motor Seçiminde Optimum İşletme Noktasının Gösterilmesi (Stepanoff 1993).

Şekil 1.7'ye göre, belirli bir devir sayısındaki pompa, A noktasındaki veriyi; Hm-Q eğrisindeki B noktasına karşılık gelen yüksekliğe basmaktadır. Bu iş için ise NPY-Q eğrisi üzerindeki C noktasına karşılık olan NPY gücüne gereksinim duymaktadır. Pompa-ya seçilecek motor ise, pompanın gereksinim duyduğu C noktasındaki gücü D noktasında vermektedir. Bu gücü verirken, motor E noktasındaki devir sayısında çalışmaktadır. Bu koşullarda pompa ve motorun optimum verim noktasında çalışması gözden uzak tutulmalıdır. Devir sayılarının uyumu için uygun transmisyon sistemleri de kullanılabilir.

1.3. Derin Kuyu Pompaları

Bugün kullanılan santrifüj pompaların, ana ilkesi Denis Papin (1647-1714) tarafından ortaya konulmuştur. Lonar Euler (1707), hidrolik türbinlerde, suyun reaksiyonunu incelemiştir. Euler'in açıkladığı matematiksel yol, başlangıçta santrifüj pompaların gelişmesinde önemli bir rol oynamamasına karşın, bugün pompa çarklarındaki enerji aktarımı bu yöntem (Euler Eşitliği) ile açıklanmaktadır (Gökelim 1976). Santrifüj pompalardaki, gerçek anlamda gelişme 1818 yılında "Massachusetts" isimli bir Amerikan firmasının seri imalata geçmesiyle başlamıştır. W.H. Johnson (1846), ilk kez üç kademeli pompayı geliştirmiştir. J. Thomson (1850), kılavuz kanatlar kullanarak pompa verimini artırmıştır. Osborne Reynolds (1875), difüzör kanatlarını, Byron Jackson (1896) difüzörlü pompa yapımını gerçekleştirmiştir. İlk derin kuyu pompası, Byron Jackson (1901), tarafından üretilmiştir (Tezer 1978). Santrifüj pompalar üç yüz yıldır, binlerce farklı amaçlara uyacak şekilde tasarlanarak imal edilmektedir.

Ülkemizde yeraltı sularından faydalanma oldukça yenidir. 1952 yılında Konya Ovası ve Ceylanpınar'da 30 kuyu açılmıştır. Asıl çalışmalar 1955 yılında, Devlet Su İşleri (DSİ) bünyesinde "Yeraltı Suları Dairesi" kurulduktan sonra başlamıştır (Özdengiz 1974).

Sulama alanlarındaki artış, pompaların sulamada kullanımları ile yoğunluk kazanmıştır. Artan sulama alanı ile gereksinim duyulan pompaların sağlanması için, yerli imalata geçilmesi zorunluluğu ortaya çıkmıştır. Bu amaçla ilk defa tek kademeli yatay milli santrifüj pompalar için Kasım 1958 yılında ithalat kısıtlamaları başlamıştır. Ocak 1963 yılında, pompaların tip, güç ve verdi değerleri yönüyle kısıtlamalar genişletilmiştir. İlk pompa imalatı Adapazarı'ndaki TZDK Ziraat aletleri ve Eskişehir'deki Şeker Fabrikası atölyele-

rinde başlamıştır. Daha sonra ise özel sektör devreye girmiştir. Derin kuyu pompalarının imalatı, diğer pompalara göre daha fazla teknik bilgi ve teknoloji gerektirdiğinden daha geç ve az sayıda kuruluş ile başlamıştır (Doğuş ve Tezer 1963c).

Günümüzde pompa imalatçıları açısından, Konya bölgesi, ülke genelinde %20'lik bir potansiyele sahiptir. Konya'daki pompa imalatçıların %70'i derin kuyu pompası imalatı ile uğraşmaktadır. Son zamanlarda, elektrik enerjisi kullanımının yaygınlaşması, yeraltı su seviyelerindeki azalmalar ve sondaj kuyularının yeteri kadar düz olmaması nedenlerinden dolayı düşey milli yerine dalgıç tip derin kuyu pompaları tercih edilmektedir. Ancak, dalgıç tip derin kuyu pompaj tesislerinde voltaj dalgalanmaları, uygulamada önemli sorunlara neden olmaktadır (Çalışır 1991, Çalışır ve Yetkin 1995).

Derin kuyu pompaları özel olarak açılan derin kuyularda yeraltı su kaynaklarından su sağlamak için kullanılmaktadır. Derin kuyu ifadesi 7 m'den daha fazla derinliğe sahip ve genellikle sondaj tekniğine göre açılan kuyular için kullanılan bir terimdir (Schulz 1977). Derin kuyu pompaları kademeli yapılı ve difüzör (türbin) gövde kullanılır (Anonim 1959, Anonim 1969, Anonim 1985). Derin kuyu pompaları, belli çaptaki kuyu içine indirilir ve suya batık şekilde çalışırlar. Böylece, pompanın emiş geçme sorunu ortadan kalkmaktadır (Tezer 1978). Derin kuyu pompalarındaki uygulamada oldukça düz bir kuyunun açılması, pompanın kuyuya uydurulması ve pompa ile güç kaynağı arasındaki bağlantının sağlanması koşullarını zorunlu kılmaktadır.

Pompanın çalıştırılmasında yaygın olarak iki yol uygulanmaktadır:

1. Yol: Kuvvet kaynağı kuyu dışında ve yeryüzündedir. Pompa grubuna hareket, uygun aralıklarla yataklandırılmış düşey bir mil yardımıyla iletilmektedir. Bu tip pompalara düşey milli derin kuyu pompaları denilmektedir.

2. Yol: Pompa özel olarak yapılmış, dar ve uzun bir elektrik motoru ile çalıştırılmaktadır. Motor, pompa grubunun altında ve su içerisinde bulunur. Bu tip pompalara da dalgıç tip derin kuyu pompaları adı verilir.

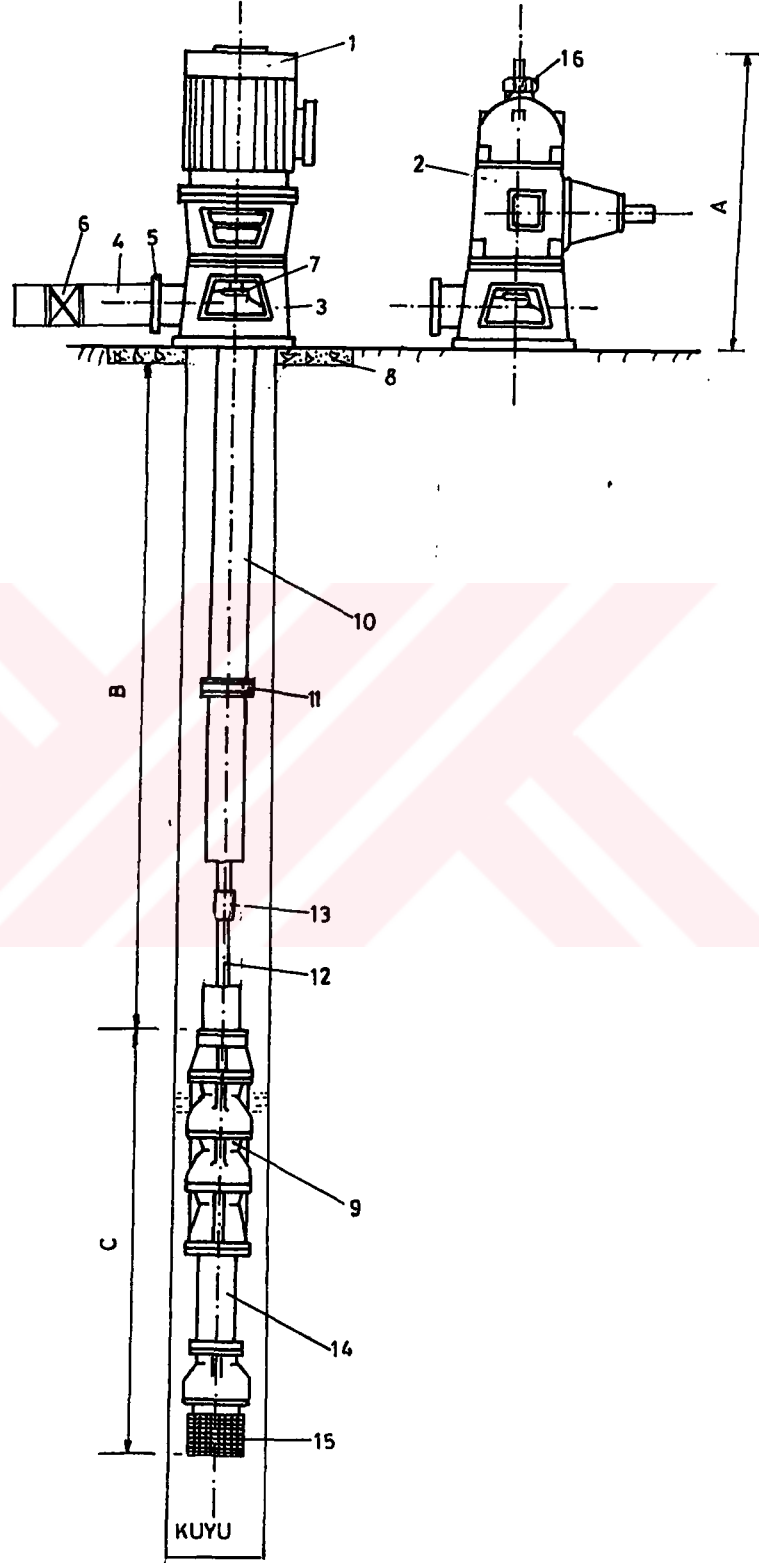
Ayrıca, derin kuyularda kullanılan, enjektörlü tip derin kuyu pompaları da bulunmaktadır. Bu tip pompaların genel verimleri, diğer derin kuyu pompalarından daha düşüktür. Bu pompalar verimden daha çok, pratiklik ve ucuzluk bakımından tercih edilmektedir. Kesin sınırları belli olmamakla beraber en fazla 0.01 m³/s verdi ve 40–50 m de-

rinlikteki kuyularda, çoğu kez de katı madde içeren suların pompajında kullanılmaktadır (Özgür ve Kavur 1979).

Düşey milli derin kuyu pompaları da kendi arasında su ile yağlamalı ve yağ ile yağlamalı olarak iki kısımda incelenmektedir. Su ile yağlamalı tipte, hareket ileten mil, basılmakta olan su ile yağlanmaktadır. Yağ ile yağlamalı tipte ise mil, ayrı bir kılıf borusu içerisinde bulunmakta ve dışarıdan yağlama yapılmaktadır. Bir pompanın su ya da yağ ile yağlamalı tipte yapılmasını belirleyen en önemli etken, kuyu suyunun silt veya kumluluk derecesidir. Kumluluk derecesinin üst sınırı ise 50 g/m^3 civarında bulunmaktadır. Yağlama ifadesi yerine çoğu kez “soğutma” terimi de kullanılabilir. (Ergin 1962, Anonim 1969, Anonim 1985).

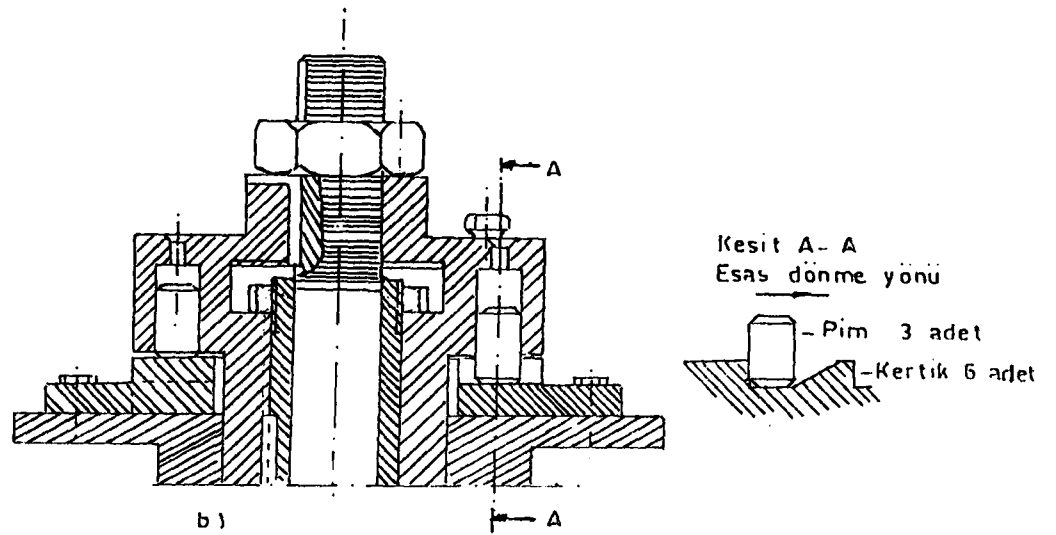
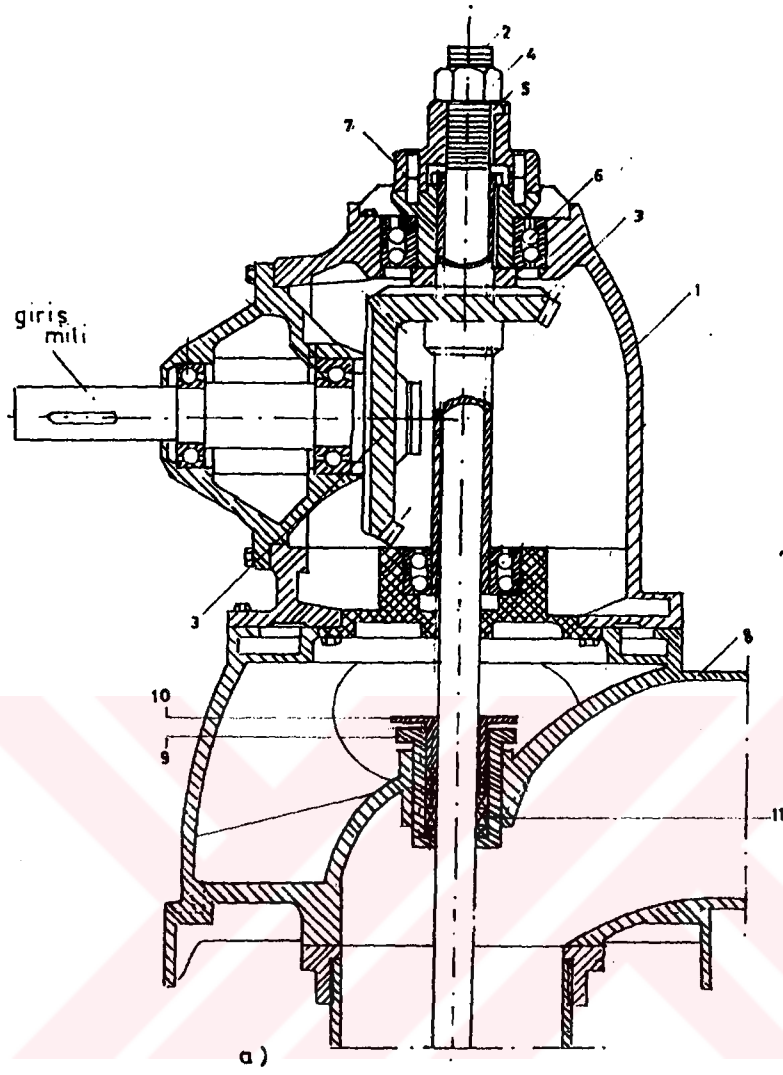
Burada düşey milli su yağlamalı tip derin kuyu pompasının tanıtımı yapılacaktır. Düşey milli su yağlamalı bir derin kuyu pompasının tesise yerleştirilmiş durumu Şekil 1.8’de, pompa ünitelerinin kesitleri ise Şekil 1.9...1.11 arasında gösterilmiştir.

Derin kuyu pompası başlıca üç ana bölümde incelenebilir. Bunlar başlık (A), kolon (B) ve pompa (C) gruplarıdır. Pompa bir elektrik motoru (1) ile doğrudan (dik türbin) ya da uygun bir transmisyon sistemi (örneğin dişli kuvvet başlığı) ile herhangi bir güç kaynağıyla çalıştırılmaktadır. Dişli kuvvet başlığı (2), çıkış başlığı (3) üzerine oturmaktadır. Çıkış borusu (4), çıkış başlığına flanşla (5) bağlanmıştır ve vana (6) ile donatılmıştır. Çıkış başlığında milin geçtiği noktaya salmastra düzeni (7) yerleştirilmiştir. Çıkış başlığı beton bir temele (8) oturtulmuştur. Pompa kademeleri (9), bir kolon borusu (10) ile taşınmaktadır. Kolon boruları boru manşonu (11), mil (12) ise mil manşonu (13) ile birbirine eklenmektedir. Pompa grubunun giriş kademesi, bir emme borusu (14) ile donatılmıştır. Emme borusuna ayrıca süzgeç (15) yerleştirilmiştir. Eksenel açıklığın ayarlanması ise bir somun (16) aracılığı ile yapılmaktadır.



Şekil 1.8. Düşey Milli Su ile Yağlamalı Bir Derin Kuyu Pompasının Şematik Gösterilişi.

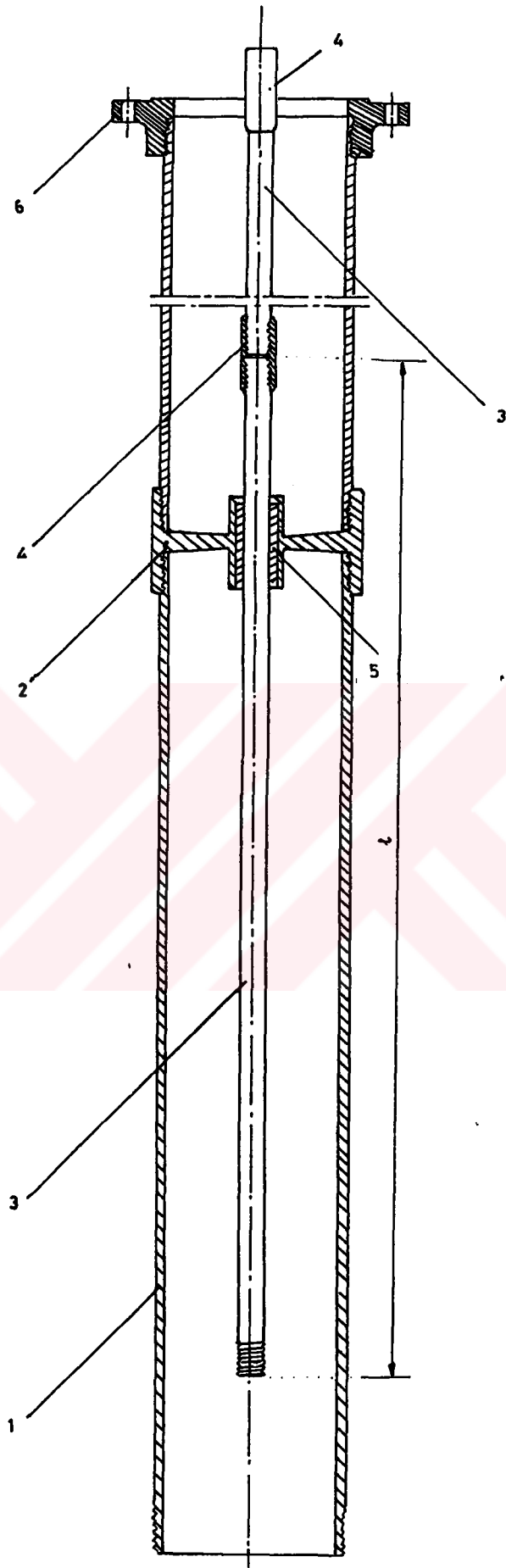
Şekil 1.9'da dişli kuvvet başlığına ait bir başlık grubu kesiti gösterilmiştir. Başlık grubu içinde, kuvvet başlığı, çıkış başlığı ve salmastra düzeni yer almaktadır. Kuvvet başlığının (1) görevi motordan alınan hareketi mile (2) iletmektir. Dişli kuvvet başlığında uygun şekilde yataklandırılmış bir çift konik dişli (3), aksenal açıklığın ayarlanabilmesi için pompa mili ucuna bir ayar somun (4) takılmıştır. Dişli kuvvet başlığı ile milin bağlantısı bir L kaması (5) ile yapılmaktadır. Aksenal yükleri, aksenal yük taşıyıcı rulman (6) taşımaktadır. Ters yönde dönüşü engellemek için, ters dönüş emniyet düzeni (7) kullanılmaktadır (Şekil 1.9a). Bu emniyet düzeni belirlenen yönde hareket iletir (Şekil 1.9b). Ters dönüş olayı, yanlış kayış-kaynak veya elektrik bağlantısından kaynaklanabilmektedir. Ayrıca, pompada dip klapesi bulunmadığından, pompa durunca suyun ağırlığı nedeniyle pompa çarkları bir türbin gibi hareket ederek pompa çarklarını ters dönüğe zorlamaktadır. Çıkış başlığı (8), kuvvet başlığına yataklık eder ve kolon ile pompa grubunu taşır. Çıkış başlığına yerleştirilen salmastra düzeni, mil ile çıkış başlığı arasındaki sızdırmazlığı sağlamaktadır. Salmastra düzeni, salmastra kutusu (9), kapak (10) ve salmastra (11) malzemesinden oluşur. Salmastra, genellikle fitil tipi grafit ya da don yağı emdirilmiş pamuk dokuma malzemedir. Bunların en önemli özelliği yük altında plastik şekil değiştirerek, kesitinin genişlemesi ile sızdırmazlık sağlamasıdır.



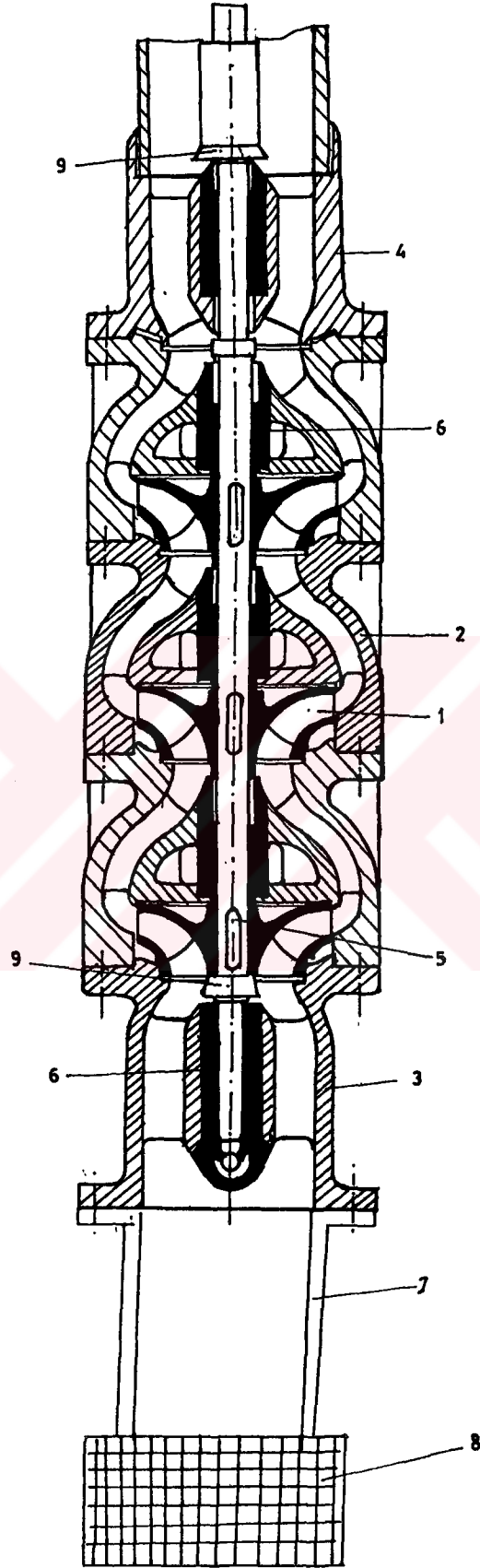
Şekil 1.9. Düşey Milli Su ile Yağlamalı Derin Kuyu Pompasında Dişli Kuvvet Başlığı (a) ve Ters Dönüşü Engelleyici Düzenin (b) Kesitleri (Anonim 1978).

Pompa ile başlık grubu arasında suyu iletmek, pompa grubunun ve hareket ileten milin yataklarını taşımak kolon grubunun görevidir (Şekil 1.10). Kolon borusu (1), uçları boru eksenine dik düzlemlerle kesilmiş çelik borudur. Borular, boru manşonu (2) ile birbirine bağlanırlar. Boru manşonlarının merkezine ise milin merkezlenmesini sağlamak için merkezleme elemanı yerleştirilmiştir. Bu eleman çoğu kez boru manşonu ile tek parça halinde, TS 514'e göre ise bakır-kalay alaşımından ve ayrı parça halinde yapılmaktadır. Yataklama ve montaj kolaylığı için kolon boruları genelde 2050 mm uzunluğunda yapılmaktadır. Kolon borusu çapı, 100 m boru uzunluğundaki yük kayıplarının 6 mSS değerini geçmeyecek şekilde belirlenir. Standart boru ve manşon boyutları ile malzeme özellikleri TS 514'de belirtilmiştir. Pompa mili (3) kolon borunun içinde bulunur ve mil manşonları (4) ile birbirine eklenir. Montaj sırasında milin sıkılıp sıkılmadığını denetlemek için, manşonların ortasına, eksene dik yönde ve 1 mm çapında delik açılır. Mil uçlarına açılan vidalar, dönüş yönünde sıkma sağlamalıdır. Merkezleme elemanlı manşonun, ortasında düz kauçuk yataklar (5) bulunur. Bu yatakların dışı dairesel içi ise altıgen yapıdadır. Bundan amaç köşegenlerden yatakların yağlanmasını sağlamaktır. Dip klapesi bulunmayan, pompalarda ilk hareket sırasında yataklar kuru çalışacağından, aşırı sürtünme dolayısıyla sıcaklık artışı ve aşınma meydana gelmektedir. Kauçuk yataklarda mil çevre hızı 25 m/s'yi ve yatak yüzeyi basıncı 4 kp/cm²'yi geçmemelidir (Tezer 1978). Yatak sertlikleri de 80±5 Shore sertliğinde bulunmalıdır (Anonim 1978). Mil çapının belirlenmesinde iletilecek moment etkilidir. Mil çapının büyük tutulması su geçitlerini daraltır. Pompa mili üzerinde dönen parçaların ağırlığı, aksenal ve radyal kuvvetler de etkili olmaktadır (Çallı 1988). Pompa mili genelde kolon borusu uzunluğunda kesilir ve her iki uçtan 300 mm boyunda, 150–200 mikron kalınlığında krom-nikel kaplama veya pres geçme yapılmaktadır. Bu kısımlar ise yataklara isabet etmektedir. Kolon grubu, başlık grubunun çıkış başlığına bir flanş (6) yardımıyla bağlanmaktadır.

Pompa grubu; çark (1), difüzör gövde (2), alt (3) ve üst (4) adaptör gibi parçalardan oluşur (Şekil 1.11). Çarklar, genellikle bakır-kalay alaşım malzemedendir yapılmaktadır. Son yıllarda enjeksiyon yöntemi ile kalıplanan sert plastik çarklar da kullanılmaktadır. Bu tip çarklarda temas yüzeylerindeki pürüzlülük sifira yakın olduğundan hidrolik verim yüksektir. Ayrıca, bütün çarklar aynı kalıpta şekillendirildiğinden, çarklar arasında tam bir benzerlik sağlanmaktadır. Çarklar, mile, kama veya konik sıkıştırma elemanları (5) ile



Şekil 1.10. Düşey Milli Su ile Yağlamalı Derin Kuyu Pompasında Kolon Grubu Kesiti.



Şekil 1:11. Düşey Milli Su ile Yağlamalı Derin Kuyu Pompa Grubu Kesiti (Özgür 1983).

bağlanmaktadır. Çark, pompanın en önemli organıdır ve görevi suyun hareketini sağlayan kinetik enerjiyi vermektir. Radyal ve karışık akışlı çarklar genellikle kapalı ve yarı açık tipte yapılmaktadırlar (Ek-F). Pompa çarkları, statik ve dinamik olarak dengelenmelidir. Eksenel itmenin dengelenmesi de gerekir. Eksenel itme kuvveti genellikle başlık grubunda bulunan eksenel yük taşıyıcı rulman (Şekil 1.9a (11)) ile karşılanırsa da, aşırı eksenel itme kuvveti geliştiren çarklarda, çarkın göbeğinde ön ve arka yüzü birleştirecek şekilde dengeleme delikleri açılmaktadır. Çarkların çevre hızı 30 m/s'yi geçmemektedir (Tezer 1978). Çark tarafından suya verilen kinetik enerjiyi, basınç enerjisine dönüştüren pompa gövdesi difüzlü tiptedir. Difüzör kanatları arasındaki kanallar genişleyerek devam etmektedir. Difüzör, pompa karakteristiklerine olumsuz etki yapabilir. Çarkı yüksek hızla terkeden su, sabit difüzör kanatlarına çarpınca, eğer verdi tasarım noktasına uygun değilse darbe yaratabilir. Difüzör içinde su 360°'lik bir dolanım ile hareket ettiğinden dolayı da çarklar dengeli bir basınç yükü altında çalışır ve pompa yataklarında dengesiz radyal yükler azalmaktadır. Difüzör gövde içinde mil yatakları (6) bulunmaktadır. Pompanın manometrik yüksekliği kademe sayısının değiştirilmesi ile ayarlanmaktadır. İşletme koşullarına göre kademe sayısı 50'ye kadar yükselebilmektedir. Bu yüzden difüzör yüksek basınca dayanıklı yapıda olmak durumundadır. Dökme demirin C ve Si oranları artırılarak dayanım kalitesi yükseltilebilmektedir. Alt adaptör mil yataklık eder, en fazla 3 m uzunluğundaki emme ağzına uygun çapta olan bir emme borusu (7) ve süzgeç (8) ile donatılabilmektedir. Pompaya yabancı maddelerin girmesini önlemek için kullanılan süzgeçlerde, delik alanları toplamı, emme borusu kesit alanının en az üç katı olmaktadır. Üst adaptör (4) pompa grubu ile kolon grubunu bağlamaktadır. Pompanın çalışması sırasında veya durduğu zaman su içinde taşınan silt veya kum parçacıklarının, alt ve üst adaptör yataklarına girmemesi için kum bilezikleri (9) ile donatılmaktadır (Şekil 1.11).

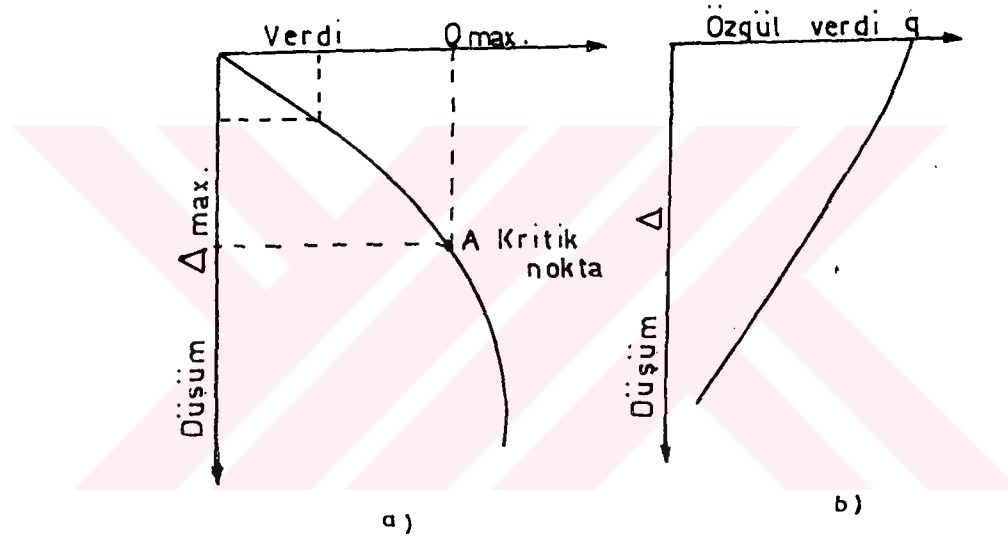
TS 514 standardında düşey milli derin kuyu pompalarına ait malzeme özellikleri ve boyutları ile deneme koşulları ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Pompanın verdisi kuyunun verdisi ile sınırlı olmaktadır. Normal koşulların sağlanabilmesi için kuyu verdisi ile pompa verdisi uyumlu olmalıdır. Aksi halde kuyu içindeki su düzeyi alçalır ve pompa emişi kaybeder. Bu yüzden, derin kuyular; pompa ile donatılmadan önce kuyu karakteristiklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Kuyu karakteristikleri hakkında ise

kısaca şu hususlar söylenebilir: Serbest ve basınçlı akiferlerde (su taşıyan tabaka) açılan kuyuların pompaj verdisi ile yeraltı su seviyesinde ve buna bağlı olarak oluşacak düşüm (Δ) değerleri arasında aşağıdaki ilişki bulunmaktadır (Balaban 1974, Erguvanlı ve Yüzer 1987).

$$\Delta = H_s - H_d$$

H_s statik su seviyesini, H_d ise Q verdisi ile yapılan pompajdan sonraki su yüksekliğini yani dinamik yüksekliği göstermektedir. Özgül verdi olarak tanımlanan $q = Q/\Delta$ oranı, su seviyesinde 1m'lik düşüm karşılığında elde edilen kuyu verdisi anlamını taşımaktadır. Şekil 1.12'de verdiye bağlı düşüm değişimi gösterilmiştir

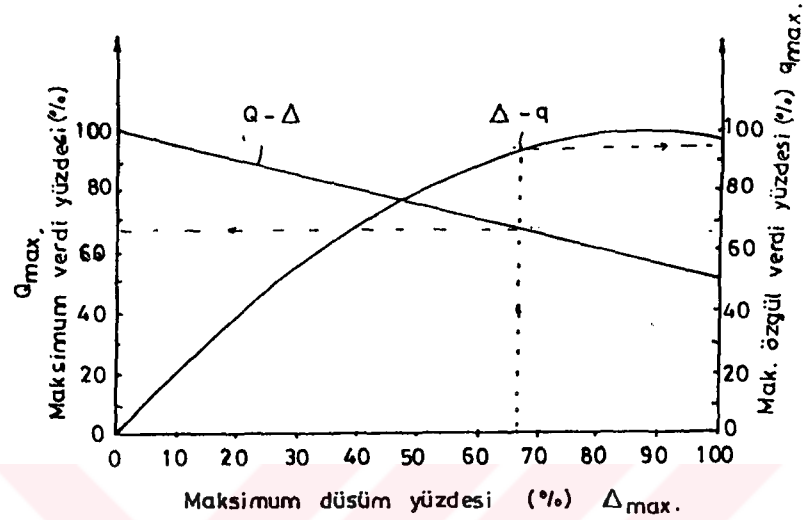


Şekil 1.12. $\Delta=f(Q)$ Eğrisi, Belirli Bir Pompaj Kuyusundan Alınabilecek Maksimum Verdinin Gösterilişi (a) ile $\Delta=f(q)$ Eğrisi (b) (Erguvanlı ve Yüzer 1987).

Şekil 1.12a'ya göre, kuyudan çekilen verdi artırıldıkça düşüm doğrusal olarak artmaktadır. Kritik nokta veya dönüm noktası olarak adlandırılan A noktasından sonra eğri dikleşmektedir. A noktasına karşılık gelen verdi, kuyudan alınabilecek en fazla verdiyi (Q_{max}) göstermektedir. Q_{max} verdisinin alınması ile düşümde genellikle $\Delta=(2/3) \times H_s$ eşitliği gerçekleşmektedir. Ayrıca, özgül verdi (q) ile düşüm oranındaki değişim ise Şekil 1.12b'de görülmektedir.

Dengeli rejim halindeki serbest akiferler için Q_{max} , Δ_{max} ve q ilişkileri ise Şekil 1.13'de verilmiştir. Δ_{max} ifadesi, kuyudaki su seviyesinin akiferin tabanına kadar düşürül-

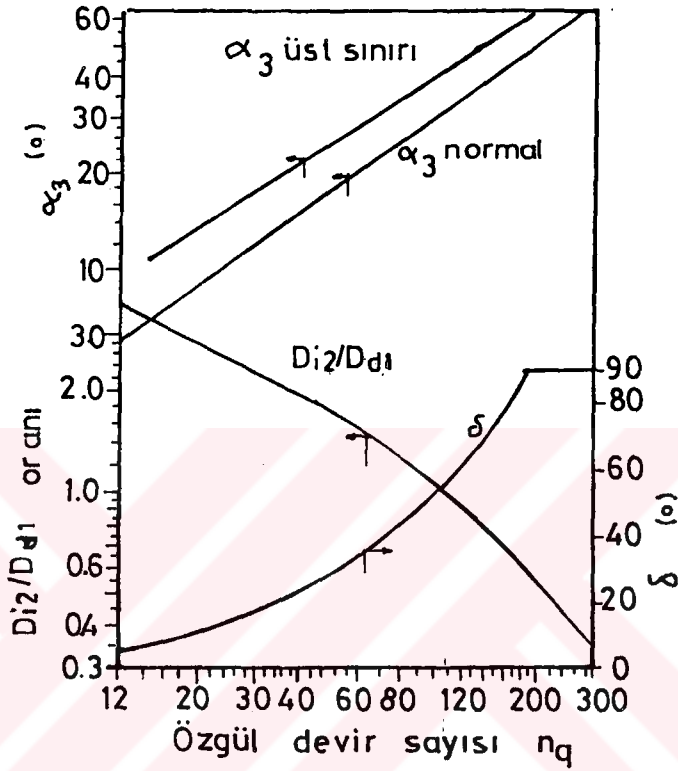
mesi; % 50 düşüm, dinamik seviyenin doymuş akifer kalınlığının yarısında bulunması, Q_{max} ise % 100 düşümde kuyudan alınabilecek veridiyi temsil etmektedir.



Şekil 1.13. Serbest Dengeli Bir Akiferde Açılmış Kuyuda $Q=f(\Delta)$ ve $q=f(\Delta)$ İlişkileri (Erguvanlı ve Yüzer 1987)

Kuyunun optimum işletme noktası, Q ve q değerlerinin birlikte en yüksek olduğu noktaya çıktığında gerçekleşmektedir. Bu nokta ise düşümün % 67'sine karşılık gelmektedir.

Derin kuyu pompaları için önerilen; özgül devir sayısı ile bazı tasarım parametreleri arasındaki değişim Şekil 1.14'deki gibi verilmiştir.



Şekil 1.14. Derin Kuyu Pompalarında Bazı Tasarım Parametreleri ile Özgül Devir Sayısı Arasındaki Değişim (Stepanoff 1993).

Günümüzde, düşey millî derin kuyu pompaları 150 m derinlik ve 100 l/s verdiye kadar, kuvvet kaynaklarının uygun olduğu ölçüde, başarılı bir şekilde yerleştirilmektedir (Anonim 1959). Derin kuyu pompaj tesislerinde kullanılan elemanların faydalı ömürleri Çizelge 1.2'de verilmiştir.

Çizelge 1.2. Derin Kuyu Pompaj Tesislerindeki Bazı Elemanların Faydalı Ömürleri (Tezer 1970).

Pompaj Elemanı	Faydalı Ömür	
	saat	yıl
Pompa grubu	16000	8
Kolon grubu	32000	16
Dişli kutusu	30000	15
V-Kayışı	6000	3
Elektrik Motoru	50000	25
Diesel Motoru	28000	14

İyi imal edilmiş ve uygun bir şekilde yerleştirilen pompalar; uzun süre ve güvenilir hizmet verebilmektedirler. Bu tip pompalar, diğer santrifüj pompalara göre, pompa organlarında ahenkli bir montaja gereksinim duyarlar. Her ünite, küçük toleranslarla, özenli bir şekilde imal edilmelidir. Bir boru dizininden çok, tek bir makinanın, muhtelif parçaları gibi değerlendirilmelidir (Ergin 1962).

2. LİTERATÜR ÖZETLERİ

Falsom'a (1941) göre, düşey milli derin kuyu pompalarında, aksenal açıklığın artışı pompa performanslarını önemli düzeyde düşürmektedir. c_e/b_2 oranının 0.05'den 0.60'a yükseltilmesi ile maksimum genel verimde %40 dolayında azalmaların olduğunu saptamıştır (Stepanoff 1993).

Mockridge'ye (1943) göre, uygun salmastra sıklığının 10–20 cm^3/min 'lik bir sızıntıya izin verdiği durum olduğunu, özellikle yüksek devir sayılarında salmastra kutusundaki güç kayıplarının yükseldiğini ifade etmiştir (Stepanoff 1993).

Doğuş (1963), çalışmasında santrifüj pompa denemeleri ve deneme laboratuvarı hakkında bilgiler vermiştir. Ayrıca, ülkemizde pompa imal edilen kuruluşların teknik ve ekonomik yönden yetersiz olmaları nedeniyle, imal ettikleri pompalarını deneyemediklerini bildirmiştir.

Doğuş ve Tezer (1963a), pompalarda verdinin boru dışından ölçülmesinde kullanılan depo ve savaklara ait esasları incelemişlerdir.

Doğuş ve Tezer (1963b), pompaların işletme sınırlarının genel verim eğrisinden belirlenebileceğini; %50 genel verimin, tasarım ve imalat koşullarının göz önüne alındığında oldukça iyi bir mertebe olarak kabul edilebileceğini ifade etmişlerdir. Yazarlar, pompa genel veriminin %50 ve üzerindeki genel verim sınırında kalan verdi bölgesinin, optimum çalışma aralığı olarak belirtilebileceğini vurgulamışlardır.

Balaban (1964), derin kuyu pompaj ünitelerinin tasarımında; pompaj verdisi, pompa seçimi, transmisyon sistemi ve kuvvet kaynağının uygun olarak belirlenmesi gerektiğini belirtmiştir. Ayrıca, kuyuların çapları, çark çapını, dolayısıyla pompa boyutunu sınırlandırdığından, derin kuyu pompalarında kademe başına düşen (Özgül manometrik yükseklik H_{mi}) manometrik yüksekliğin 10–20 mSS arasında bulunması gerektiğini ifade etmiştir.

Tezer (1964a), sulama pompaj tesislerinin kurulmasında, pompa tipine bağlı olmaksızın, tesisteki yükseklikler (basınçlar), gerekli verdi, boru hatlarının tertiplenmesi, kuvvet kaynağının seçimi ve ekonomik faktörlerin etkili olduğunu ifade ederek, pompaj tesislerindeki yüksekliklerin nasıl hesaplanabileceğini incelemiştir. Yazar manometrik yüksekli-

ğın hesaplanmasında, özellikle düşük basınçlı ve yüksek verimli pompalarda hız yüksekliğinin ($v^2/2g$) hesaba katılması gerektiğini vurgulamıştır.

Tezer (1964b), derin kuyu pompalarında maksimum genel verimin %54.8 ile %64 arasında değiştiğini bildirmiştir. Özgül manometrik yüksekliklerinin ise 8.4 ile 11 mSS arasında bulunduğunu ifade etmiştir.

Myles (1965), karışık akışlı pompa ve vantilatör çarklarının tasarım metotlarını incelemiştir. Yazar, aksenal ve radyal açıklıktan dolayı meydana gelen kayıpların sızıntı ve girdap oluşumundan kaynaklandığını vurgulamıştır.

Başçetinçelik (1969), düşey milli derin kuyu pompalarının işletiminde meydana gelen arızaların kaynaklarını ve bunların giderilmesi hakkında bilgiler vermiştir.

Özdengiz (1969), santrifüj pompalarda emme olayını Toriçelli deneyi ile açıklamıştır.

Uz ve Schultze (1969), verinin orifis metodu ile ölçülmesini incelemiştir.

Başçetinçelik (1970), dalgıç tip derin kuyu pompalarında hizmete alındıktan en geç 3000 saat çalışma süresinden sonra bakımlarının yapılması gerektiğini vurgulamıştır.

Mayer (1971), pompa çarklarında enerji aktarımının üç etkene bağlamıştır. Bunları:

- Potansiyel enerjinin yükselmesi $[(U_2^2 - U_1^2) / 2]$,
- Difüzyon enerjisinin büyümesi $[(W_1^2 - W_2^2) / 2]$ ve
- Kinetik enerjinin artması $[(C_2^2 - C_1^2) / 2]$ olarak

ifade etmiştir.

Özgür ve Yazıcı (1971), santrifüj ve aksenal pompa, vantilatör, kompresör gibi makinaların hesap, konstrüksiyon ve işletme parametrelerini incelemiştir.

Yavuzcan (1971), pompaj tesislerini güç ve enerji yönünden tasarlarken, Hm ve Q değerlerinin bilinmesi gerektiğini belirtmiştir. Güç kaynağı olarak elektrik motoru kullanılmasının verim açısından daha uygun olacağını vurgulamıştır.

Balaban (1974), yeraltı suyundan faydalanmada bazı problemleri incelediği eserinde, Amerika'nın Nebraska eyaletinde kurulu pompaj tesislerinin verimleri üzerinde yapmış olduğu araştırmalara ait sonuçları vermiştir.

Hansen (1974), yatay milli santrifüj ve düşey milli derin kuyu pompalarının deneme laboratuvarları ve denemeleri hakkında bilgiler vererek, pompa denemelerinin önemini vurgulamıştır.

Özdengiz (1974), Yukarı Pasinler Ovası ve Atatürk Üniversitesi Çiftliğinde bulunan, pompaj tesislerine ait araştırma bulgularını vermiştir. Pompaj verimlerinin %21 ile %65 arasında değişim gösterdiğini bildirmiştir. Ayrıca, pompaj verimlerinin çok düşük olmasına karşın, mevcut koşullarda yeraltı suyunun tarımsal sulamada kullanılmasının ekonomik olduğunu ifade etmiştir.

Baysal (1975), tam santrifüj pompalarda; hesap çizim ve konstrüksiyon özelliklerini incelemiştir. Bir santrifüj pompanın, tasarım hesabının yapılabilmesi için Q , H_m ve n değerlerinin bilinmesinin yeterli olacağını ifade etmiştir. Yazar, ayrıca, çark kanatları çıkış uçları ile difüzör kanatlarının giriş uçlarının karşılıklı olmaması, titreşimin doğmasını önleyeceğini bildirmiştir. Bunun için ise çark kanat sayısı (z_c) ile difüzör kanat sayıları (z_d) arasında ortak bölen bulunmaması gerektiğini belirtmiştir.

Gökelim (1976), çark ve salyangoz gövde tasarımı ve pompa karakteristiklerini incelemiştir. Manometrik yüksekliğin (H_m); β_2 çıkış açısı, z_c çark kanat sayısı, U_2 çevre hızı ve D_{m1}/D_{m2} oranına bağlı olduğunu vurgulamıştır.

Schulz (1977), pompaların hesap, çizim, konstrüksiyon ve işletme parametrelerini incelemiştir.

Tezer (1978), radyal akışlı pompalarda H_m - Q eğrisinin yatık (düz) olduğunu, özgül devir sayısının artmasıyla H_m - Q eğrisinin dikleştiğini vurgulamıştır.

İkizler ve Samioğlu (1979), ülkemizde tarihi yeni sayılabilecek, dalgıç tip derin kuyu pompalarını tanıtımını yaparak, bugünkü imalat şekli ve kapasiteleri ile ekonomiye katkılarını incelemiştir.

Kalkış (1979), gelişen teknoloji ve gereksinimlere, ekonomik ve fiziksel kısıtlamalara paralel olarak; pompa tasarımı, seçimi ve işletilmesinin giderek karmaşık bir durum aldığı; pompa tasarımında ve seçiminde optimum çözüm için bilgisayardan yararlanılabileceğini ifade etmiştir. Yazar, enerjinin önemine dikkat çekerek, yüksek verimli ve amaca uygun pompaların tercih edilmesi gerektiğini; ancak, maliyetin de göz ardı edilemeyeceğini vurgulamıştır.

Özgür ve Kürem (1979); yurt içinde imal edilmiş; değişik güç ve veriddeki 100 kadar santrifuj pompa denemelerine ait sonuçları istatistiksel olarak değerlendirmişlerdir. Denenmiş pompaların %90'ında verdi 20 l/s'nin altında küçük verdili pompalar olduğunu ve genel verimin de %50–60 arasında bulunduğunu vurgulamışlardır.

Özgür ve Şen (1979); santrifuj pompa ve vantilatörlerde, çark geometrisinin H_m üzerine etkilerini araştırmışlardır. Araştırma bulgularını aşağıdaki şekilde özetlemişlerdir:

- Radyal turbomakinalarda, H_m en fazla çark çıkış geometrisinden etkilenmektedir,
- Tasarım verdisinde, kanat sayısının 5 ile 9 arasında değişimi; H_m değerini önemli ölçüde etkilememiştir. Aksine, büyük verdilerde ve küçük kanat sayılarında H_m daha büyük olmuştur. Bunun nedeni, artan kanat sayısı ile sürtünme kayıplarının artmasına bağlanmıştır.
- Açık çark ile kapalı çark, aynı kanat sayısında ve kanat formunda imal edilip karakteristiklerinin karşılaştırıldığında; kapalı çarkın H_m değeri çok belirgin şekilde büyük olmuştur.
- Reynolds sayısı ($Re=Q/v \times Dm_2$), belirli bir pompa için devir sayısı ile orantılı olarak değişmiştir. Verdinin büyük değerlerinde bu değişim ölçülebilir düzeydedir. Bu fark, büyük Re sayılarında, verimin yükselmesinden kaynaklanmaktadır.

Tekin (1979), DSİ'nin 1954 yılından beri sulama, drenaj ve içme suyu için pompa temini, pompaj tesisinin kurulması ve işletilmesi ile doğrudan ilgili olarak faaliyet gösterdiğini bildirmiştir. Yazar, 1956 yılından bu yana 235 adet ovada yapılan etüdlere göre 8.8 milyar m^3 yeraltı suyu rezervi belirlendiğini, bugüne kadar 3325 adet kuyu açılarak bunun 2688 adetine pompa yerleştirildiğini, her yıl ortalama olarak 200 adet yeni kuyu açıldığını ve ortalama 300 adet derin kuyu pompasının sipariş edildiğini ve bunun ise tamamının yerli imkanlarla karşılandığını vurgulamıştır.

Ülkü (1979), büyük verdili pompaların en önemli karakteristiğinin genel verim olduğunu, bunun da model denemelerinden elde edildiğini belirtmiştir. Ancak, model ile gerçek pompa arasında, yüzeylerde tam bir geometrik benzerliğin sağlanamadığı, sonuçta reynolds benzerliğinin gerçekleşmediğini, bundan dolayı model pompada elde edilen verim değerinin gerçek pompa için kullanılmayacağını vurgulamıştır. Ayrıca, yüzey pürüzlülüğünün de ihmal edilemeyecek bir etken olduğunu ifade etmiştir.

Yazıcı (1979), Almanya'da KSB firmasında imal edilen bir santrifüj pompanın, boru sistemi aynı kalmak üzere sadece, motor ve ölçü aletleri değiştirilerek, çeşitli üniversite ve firmaların standartlara uygun, deneme laboratuvarlarında saptanmış karakteristik eğri-lerin değerlendirilmesinden, aşağıdaki sonuçların belirlendiğini vurgulamıştır.

- Yapılan denemelerin sayısı 40'dan fazladır.
- Optimum çalışma bölgesinde Hm değeri %5, NPY değeri %9 ve GV değeri ise %6.2 düzeylerinde farklılık göstermiştir.

Bernauer (1980), karışık akışlı çarklarda, en yüksek Hm değerini sağlayabilmek, dolayısıyla, radyal etkinin yükseltilebilmesi için, çarkın yanal koniklik açısının $\delta=45^\circ$ ve Dm_1/Dm_2 çaplar oranının ise 0.5 dolayında olması gerektiğini ifade etmiştir.

Bohl (1980), geriye dönük kanat formu çarklarda, β_1 giriş açısının 10° ile 30° , β_2 çıkış açısının ise 15° ile 45° arasında alınabileceğini ifade etmiştir.

Sönmez (1980), santrifüj pompalarda hesap, çizim, konstrüksiyon ve işletme esaslarını incelemiştir. Yazar, çarkın kanat konstrüksiyonlarındaki imalattan kaynaklanan farklılıklar, pompanın işletme karakteristiklerinde de önemli değişmelere neden olabileceğini ifade etmiştir.

Dorn ve ark. (1981), düşey milli derin kuyu pompalarında mil uzamasının; mil çapı, mil malzemesi ve pompanın çalışacağı tesisin Hm değerlerine bağlı olduğunu bildirmişlerdir. Mil uzamasının hesaplanabilmesi için tasarım noktasındaki özgül aksenal itme kuvvetinin (Tb) bilinmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Yazarlar, ayrıca, Amerika'da imal edilen düşey milli derin kuyu pompalarında; pompaların anma çaplarına bağlı olarak, Tb değerleri $Da=150$ mm'lik pompalarda 22–65 N/mSS ve $Da=200$ mm'lik pompalarda ise 75–120 N/mSS arasında değiştiğini vurgulamışlardır.

Uz (1981), İzmir ve çevresinde imal edilen tek kademeli yatay milli santrifüj pompaları teknik, zirai, konstrüksiyon ve işletme karakteristikleri yönleriyle incelemiştir.

Özgür (1983), aynı özgül devir sayılı çarklarda, geometrik benzerliğin sağlanmasına karşın, genel verimlerinin farklı olabileceğini bildirmiştir. Bunun nedenini, reynolds benzerliğinin sağlanamamasına bağlamıştır. Reynolds benzerliğinin sağlanamaması ise pürüzlülük, viskozite ve yer çekimi ivmesinden kaynaklandığını vurgulamıştır.

Eker (1983), küçük boyutlu pompalarda devir sayısının değiştirilmesi, büyük boyutlu pompalarda ise çark çapının tornalanılarak azaltılmasının daha ekonomik olacağını vurgulamıştır.

Yang (1983), düşey milli derin kuyu pompalarının, tasarım noktasının tahmin edilmesinde $C_2 \times Dm_2 = C_3 \times Dm_3$ eşitliğinden yararlanılabileceğini ifade etmiştir. Özgül devir sayısı ile $[(A_2 / A_3) \times (Dm_2 \times Dm_3)]$ oranının ters orantılı olduğunu, A_3 alanının azalmasıyla, kapalı vanadaki Hm ve NPY değerlerinin arttığını, bunun ise α_3 açısından kaynaklandığını vurgulamıştır.

Baz (1984), santrifüj pompalarda çamurlu suyun etkisini araştırmıştır. Çamur konsantrasyonunun artmasıyla, pompanın Q, Hm ve GV değerlerinin, özellikle küçük verdili pompalarda önemli düzeyde düştüğünü bildirmiştir.

Hay ve ark. (1984), toplam sulama maliyetinin %30 ile %35'inin enerji giderlerinden kaynaklandığını; pompanın tasarım noktasında çalıştırılması ve motor için fazla emniyet marjı kullanılmaması ile sulamanın daha ekonomik olabileceğini ifade etmişlerdir.

Aban (1985), sulama amaçlı aksenal akışlı pompa karakteristiklerine etki eden tasarım parametrelerini incelemiştir. Pompa veriminin çark giriş koşullarına önemli oranda bağlı olduğunu, radyal açıklığın (cr) büyük verdili pompalarda daha çok sızıntı kaybı yarattığını bildirmiştir. Ayrıca, farklı aksenal açıklıklardaki denemeler sonucunda, ce/Dm_2 oranının 0.04 olduğu aksenal açıklıkta maksimum verim elde edildiğini, α_3 açısının kritik bir tasarım parametresi olmamakla beraber $\alpha_3 = 47^\circ \pm 5^\circ$ civarında pompa performanslarını olumlu yönde etkilediğini ifade etmiştir. $\beta_2 = 22.5^\circ$ 'de en düşük güç tüketiminin (NPY) gerçekleştiğini, kademeler arasındaki en uygun uzaklığın (L) ise 150 mm olduğunu saptamıştır.

Karassik ve ark. (1986), değişik tip pompaların hesap, konstrüksiyon, malzeme ve işletme karakteristiklerini incelemiştir.

Çallı (1988), pompanın aşınmasına, dolayısıyla ömrüne radyal ve aksenal kuvvetlerin etkili olduğunu vurgulamıştır. Radyal itme kuvvetinin Hm, Dm_2 ve b_2 değerlerinin bir fonksiyonu olduğunu ifade etmiştir. Yazarın J.M. Grotrion'dan bildirdiğine göre radyal açıklığın (cr) eşit genişliklerinde $0.4 \times Qt \leq Q \leq 1.5 \times Qt$ sınırları arasında minimum radyal

kuvvetin olduğu, $Q < 0.4 \times Q_t$ verdi aralığında radyal kuvvet etkisinin yüksek olduğunu vurgulamıştır.

Dinçer (1989), merkezkaç prensibine göre çalışan hidrolik makinalarda, kısmi türbin oluşturmanın; özellikle orta ve yüksek özgül devir sayılı çarklarda, kanat tasarımının en önemli ve yorucu aşamalardan birisi olduğunu ifade etmiştir. Türbin oluşturulmasında kullanılan geleneksel yöntemleri açıklayarak, aynı işlemin daha çabuk bir şekilde yapılabilceğini gösteren yeni bir metod önermiştir.

Gürhan (1989), suyun pompajında güç gereksiniminin hesaplanmasında, kullanılan pompanın tipi ve boyutunun önemli bir kriter olduğunu belirtmiştir.

Keskin ve Gökür (1989), su kaynaklarına ilişkin problemlerin çözümünde yararlanılan optimizasyon metodlarını incelemiştir. Bu problemlerin çözümünde en fazla doğrusal programlama metodundan olan Simpleks Metodu'ndan yararlandığını ifade etmişlerdir. Yazarlar ayrıca pompaj projelerinin birbirine zincirleme bağlı olduğunu, ürün deseninin belirlenmesi ile verdi değerine, verinin belirlenmesi ile manometrik yüksekliğe, buradan da en uygun kuvvet kaynağı ve pompa tipi seçimine ulaşılabileceğini vurgulamışlardır.

Oğuzer ve Yazar (1989), gözlem kuyularındaki su seviyesinin klasik yöntemlere nazaran; daha kolay, hızlı, doğru, duyarlı ve güvenilir bir şekilde ölçülebilen, elektronik ilkelere dayanan yeni bir yöntem geliştirildiğini vurgulamışlardır.

Bernauer ve ark. (1990), eksenel akışlı pompalar ile salyangoz gövdeli pompaları işlevsel, yapısal ve ekonomik bakımdan karşılaştırmışlardır. Eksenel akışlı pompaların verimlerinin daha yüksek olduğunu, pompaların ekonomik işletim sürecinde, beher iletim yüksekliği için verim farkının %2 dolayında bulunduğunu ifade etmişlerdir. Bu farkın, eksenel akışlı pompalarda hidrolik sürtünme kayıplarının daha az olmasından kaynaklanabileceğini vurgulamışlardır.

Carey ve ark. (1990), karışık akışlı bir pompa modelinde, akışkan olarak hava kullanmışlar ve en yüksek genel verim noktasını belirlemek amacıyla hız ölçümleri yapmışlardır. 0.877 m/s akış hızında maksimum %81.4 düzeyinde genel verim elde edildiğini ifade etmişlerdir.

Dinçer (1990), sulama tesislerinde suyun alınma noktası ile döküleceği nokta arasındaki çeşitli parametrelere göre pompanın nasıl seçilmesi gerektiğini incelemiştir. Yazar,

bir pompa kurulmadan önce, tesisin uzun süre çalışması imkanlarının araştırılması, su seviyesindeki düşüm değişimlerinin doğru olarak belirlenmesi gerektiğini vurgulamıştır.

Gürhan (1990), özgül devir sayıları (nq) 50 ile 200 arasında değişen, farklı boyutlardaki, 26 adet yatay milli tek kademeli santrifüj pompalara ait deneme sonuçlarını kullanarak, pompa tasarımında yararlanılabilecek bilgisayar programları geliştirmiştir.

Uzmay ve Sarıkaya (1990), dönel makina parçalarının çalışması sırasında meydana gelen ve istenmeyen atalet kuvvetleri ve momentlerini ortadan kaldırma tekniğini "dengeleme" olarak tanımlamışlardır. Makina parçalarını, imalattan sonra dengelemenin, dengeleme gerektirmeyecek kadar düzgün ve hassas imal etmekten daha ekonomik olduğunu bildirmişlerdir.

Canbazoğlu (1991), reynolds benzerliğinin sağlanamadığı ya da reynolds sayısının yeterince büyük olmadığı durumlarda, viskozitenin artmasının pompa karakteristiklerini olumsuz yönde etkilediğini ifade etmiştir.

Çalışır (1991), Konya'da pompa imalat sanayiindeki işletmelerin; teknolojik yapısını, üretim yöntemlerini, kapasite kullanımlarını ve sorunlarını incelemiştir.

Gürhan ve Ayık (1991), A.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları bölümünde, denen 24 adet düşey milli derin kuyu pompalarına ait deneme sonuçlarını incelemiştir. Deneme sonuçlarına göre:

–Çıkış çapı 100 mm olan pompalarda ortalama; en yüksek verim noktasındaki özgül manometrik yükseklik 6.4 mSS, tasarım verdikleri 0.016 m³/s ve özgül mekanik güçleri ise 0.95 kW'dir,

–Çıkış çapı 125 mm olan pompalarda bu değerler sırasıyla H_m 7.1 mSS, Q_t 0.0236 m³/s ve NP_Y 1.74 kW'dir.

Goto (1992a), karışık akışlı pompalarda farklı eksenel açıklıklar için H_m–Q karakteristiklerini incelemiştir. Eksenel açıklığın büyük değerlerinde Q ve H_m değerlerinin azaldığını dolayısıyla genel verimin de düştüğünü bildirmiştir.

Goto (1992b), farklı eksenel açıklıklardaki karışık akışlı pompalarda iç akışı inceleyerek, ikincil kinetik enerji kaybının mekanizmasını açıklamaya çalışmıştır. Eksenel açıklıktan kaynaklanan, çark girişi ile difüzör çıkışı arasında oluşan girdap ve sızıntıdan dolayı

performansların azaldığını, oluşan girdap ve sızıntı ikincil bir akış meydana getirdiğini bunun ise verdiği azaltıp sürtünme kayıplarını artırdığını, bu yüzden ikincil akışın mutlaka giderilmesi gerektiğini vurgulamıştır.

Pınar ve Apan (1992), Samsun'da imal edilen 25 adet santrifüjlü elektromotopompu denemişlerdir. Denemeler sonucunda, elektromotopomp genel verimlerinin %24.3 ile %68.6 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Genel verimlerin iyileştirilmesi ile önemli düzeyde enerji tutumluluğunun sağlanabileceğini ifade etmişlerdir.

Goto (1993), çark girişi ile difüzör çıkışı arasında oluşan, ikincil kinetik enerji kaybını önlemek amacıyla, söz konusu araya basınçlı hava enjekte etmek koşuluyla, bu enerji kaybının önlenebileceğini vurgulamıştır.

Karagöz (1993), tam santrifüj pompalarda, çarkların hesabı ve çizimini açıklamıştır. Pompalara motor gücü seçiminde %5 ile %20 arasında emniyet marjının alınabileceğini ifade etmiştir.

Stepanoff (1993), radyal ve aksel akışlı pompaların teori, tasarım, çizim ve işletme parametrelerini incelemiştir. β_2 kanat çıkış açısının, z_c kanat sayısının üç katı civarında alınabileceğini ifade etmiştir.

Aykoğlu (1995), ülkemizde imal edilen bazı, dalgıç ve düşey milli tip derin kuyu pompalarını imalatçı laboratuvarlarında denemiştir. Düşey milli derin kuyu pompası verimlerinin %57 ile %78 arasında değiştiğini belirlemiştir.

Çalışır ve Yetkin (1995), Konya'da imal edilen bazı düşey milli derin kuyu pompalarının işletme karakteristiklerini belirlemişlerdir. Denenen pompalarda pompa verimlerinin %54 ile %79, özgül devir sayılarının (n_q) ise 60–90 oranında değiştiğini ifade etmişlerdir.

Ertöz (1996), pompa seçiminde, gereğinden fazla değerler alındığını, bunun hem maliyetin artmasına hem de optimum çalışma bölgesinden çıkılmasına neden olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, düşey milli derin kuyu pompalarının olumlu ve olumsuz yönlerini açıklamıştır.

Günel (1996), pompalara seçilen elektrik motorlarının büyük olması, motor yüklenmesini ve buna bağlı olarak da motor verimlerinin azalmasına neden olduğunu vurgulamıştır.

Karadoğan ve Ürün (1996), pompa çıkışındaki basınç çalkantılarını incelemişlerdir. Basınç çalkantılarının; çark ile gövde arasındaki boşluğa (c_r ve c_e), devir sayısına, kanat sayısına, kanat formuna, özgül devir sayısına ve tasarım noktası dışında çalışmaya bağlı olarak değişim gösterdiğini vurgulamışlardır.

Karakaş ve Ayder (1996), pompa tasarımının; geometrisinin karışıklığı nedeniyle, geniş matematiksel hesaplamalar gerektiren ve zaman alan bir işlem olduğunu bildirmişlerdir. Tasarımcıların, pompa geometrisini kolaylıkla oluşturması ve gereken değişikliklerin mümkün olduğunca kısa sürede yapılabilmesi için, üç boyutlu çalışan bir bilgisayar paket programının geliştirildiğini ifade etmişlerdir.

Polat ve Canbazoğlu (1996), optimum pompa seçimi ve işletimi sırasında sağlanabilecek enerji tasarrufunun; işletme ve ülke ekonomisine önemli yarak sağlayacağını vurgulamışlardır.

Sarioğlu ve Ayder (1996), turbomakina kanatları arasındaki akışı, üç boyutlu Euler denklemini matematiksel model olarak kullanarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmaların artan maliyetinin, sayısal akışkanlar dinamiğinin önemini artırdığını ifade etmişlerdir.

Toklu ve ark. (1996), bir pompanın tasarım sırasında; elektrik motorunun gücü, devir sayısı, çark giriş ve çıkış çapları, giriş ve çıkış genişliği, uygun kanat tipi ve sayısı, verdi ve manometrik yükseklik gibi karakteristiklerin en uygun değerinin seçilmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Yazarlar, aşağıdaki sonuçları bildirmişlerdir:

- Verdi için b_2 çark çıkış genişliği esastır.
- En yüksek genel verim radyal kanat formunda bulunmaktadır.
- En iyi pompa karakteristiği kanat sayısı tek olan çarklarda gerçekleşmektedir.
- Optimum b_2 genişliği, ortalama çark çıkış çapının (D_{m_2}) %25 ile %30 arasında olduğu durumdur.
- Çark kanatlarının çizilmesinde çark çapının (D_{m_2}) 100 mm'den küçük olduğu durumlarda tek daire metodu, büyük olduğunda ise çift daire metodu kullanılmalıdır.
- Pompalar, mutlaka tasarım devir sayılarında çalıştırılmalıdır.

Yazıcı (1996), santrifüj pompa denemelerinde kullanılan, ölçme yöntemleri ve ölçme hatalarını incelemiştir. Yazar, orifis yönteminin verdi ölçmeleri için uygun olmadığını, verimin binde düzeyinde belirlenmesi gerektiğini ve deney standartlarının yeniden düzenlenmesinin şart olduğunu ifade etmiştir.

3. MATERYAL VE METOD

3.1. Materyal

3.1.1. Denemeye alınan pompalar

Bu araştırmada, Konya'da imalatı yapılan bazı dūşey milli su yağlamalı tip derin kuyu pompaları materyal olarak kullanılmıştır.

Denenen pompalara ait bazı teknik ölçü ve özellikler Çizelge 3.1'de gösterilmiştir. Her pompayı karakterize edebilecek şekilde çizilmiş ve ölçülen değerlerin alındığı boyutlar Şekil 3.1 ile Şekil 3.4 arasında verilmiştir.

Pompaların dönüşü saat yelkovanı yönündedir, pompa çarkları ise bakır-kalay alaşımlı malzemeden olup kapalı tiptedir.

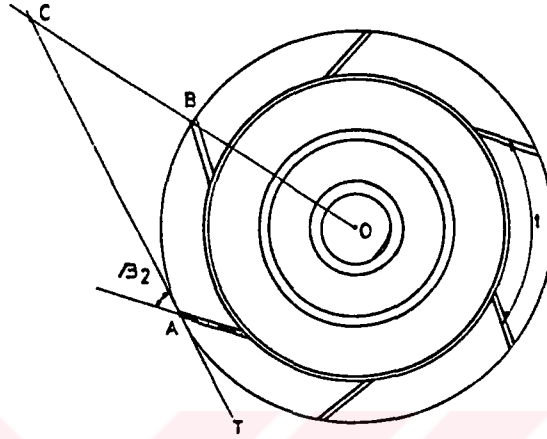
3.1.2. İncelemeye alınan toprak-su kooperatifleri

Konya kapalı havzasındaki Konya İçeri Çumra (KİÇ), Konya Çumra Alibeyhüyüğü (KÇA), Konya Altınekin Merkez (KAM), Konya Karapınar Merkez (KKM) ve Konya Karapınar Akören (KKA) toprak-su kooperatifleri, toprak, iklim, topoğrafya, yeraltı suyu seviyesindeki değişim ve kuyu karakteristikleri bakımından inceleme kapsamında bulunan kooperatiflerdir.

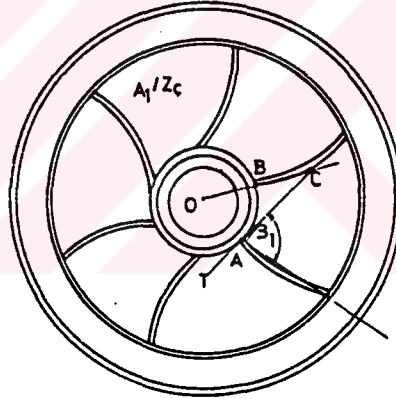
İncelenen toprak-su kooperatiflerinin genel durumu Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Denenen Pompalara Ait Bazı Teknik Ölçü ve Özellikler.

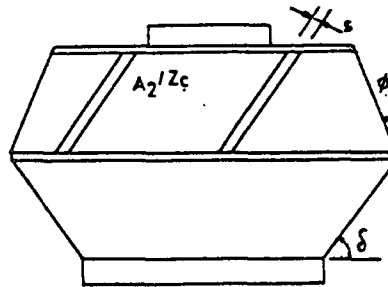
POMPA BOYUTLARI	A POMPASI	B POMPASI	C POMPASI
Da (mm)	152	196	204
L (mm)	167	189	208
cc _{max} (mm)	20	12	16
cr (mm)	2	2	2
d _m (mm)	22	25	25
Gç (kp)	1.60	2.20	2.60
Gd (kp)	6.80	11.80	16.80
z _ç (adet)	7	7	6
z _d (adet)	6	7	6
D _{d1} (mm)	80	116	115
Dm ₂ (mm)	112.3	149.4	157.3
D _{d2} (mm)	120	160	166
Dm ₁ /Dm ₂	0.56	0.59	0.55
Dm ₃ (mm)	108.3	142.9	148
Dm ₄ /Dm ₃	0.71	0.69	0.66
b ₁ (mm)	24	27	35
b ₂ (mm)	22	26	35
(b ₃ -b ₂) (mm)	5.1	12	13
b ₄ /b ₁	0.58	0.7	0.4
A ₁ ×10 ⁻⁴ (m ²)	37.7	89.10	88.7
A ₂ ×10 ⁻⁴ (m ²)	49.68	109.24	124.23
A ₂ /A ₃	0.87	1.07	1.13
A ₄ /A ₁	1.40	0.98	1.14
s (mm)	7±1.8	8±1	6±0.7
t (mm)	44±3.5	59±2.4	76±1.8
β ₂ (°)	38±1.1	35±1.8	28±2.2
β ₁ (°)	52±2.8	32±1.5	22±1.3
α ₃ (°)	34±3.1	27±2.5	30±2.9
α ₄ (°)	90±2	88±1	86±3.0
δ (°)	45	50	43
φ (°)	20	20	16



A. Çarkın üstten görünüşü

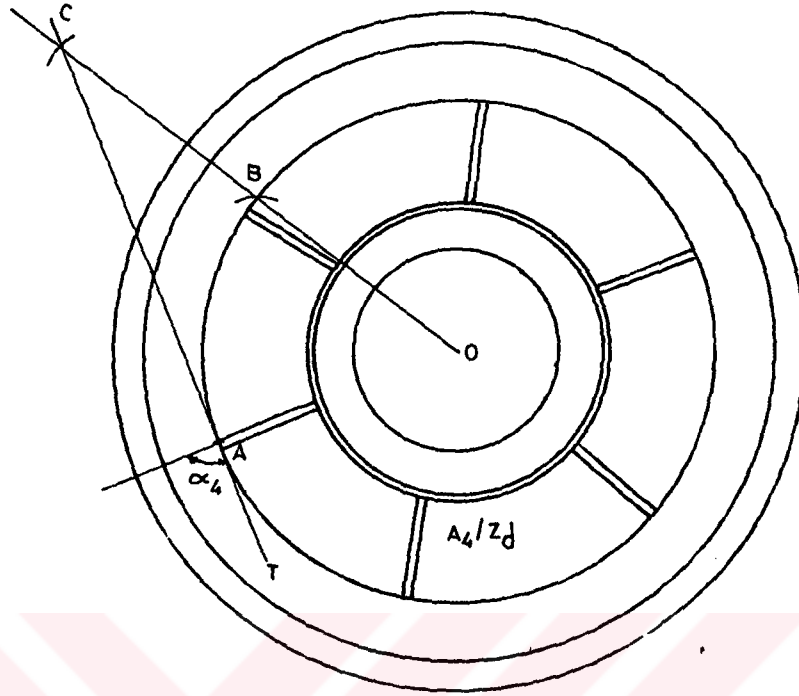


B. Çarkın alttan görünüşü

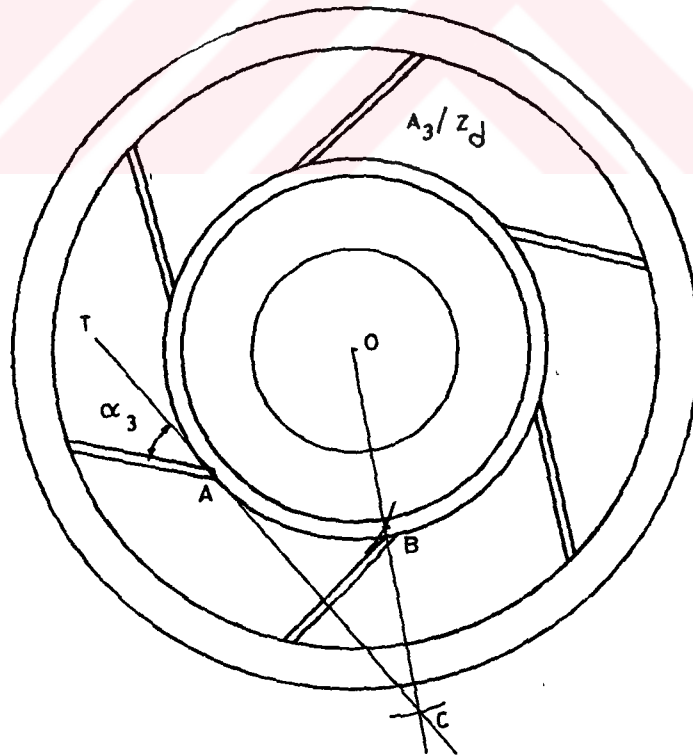


C. Çarkın yandan görünüşü

Şekil 3.1. Pompa Çarkına Ait Bazı Boyutların Gösterilişi.

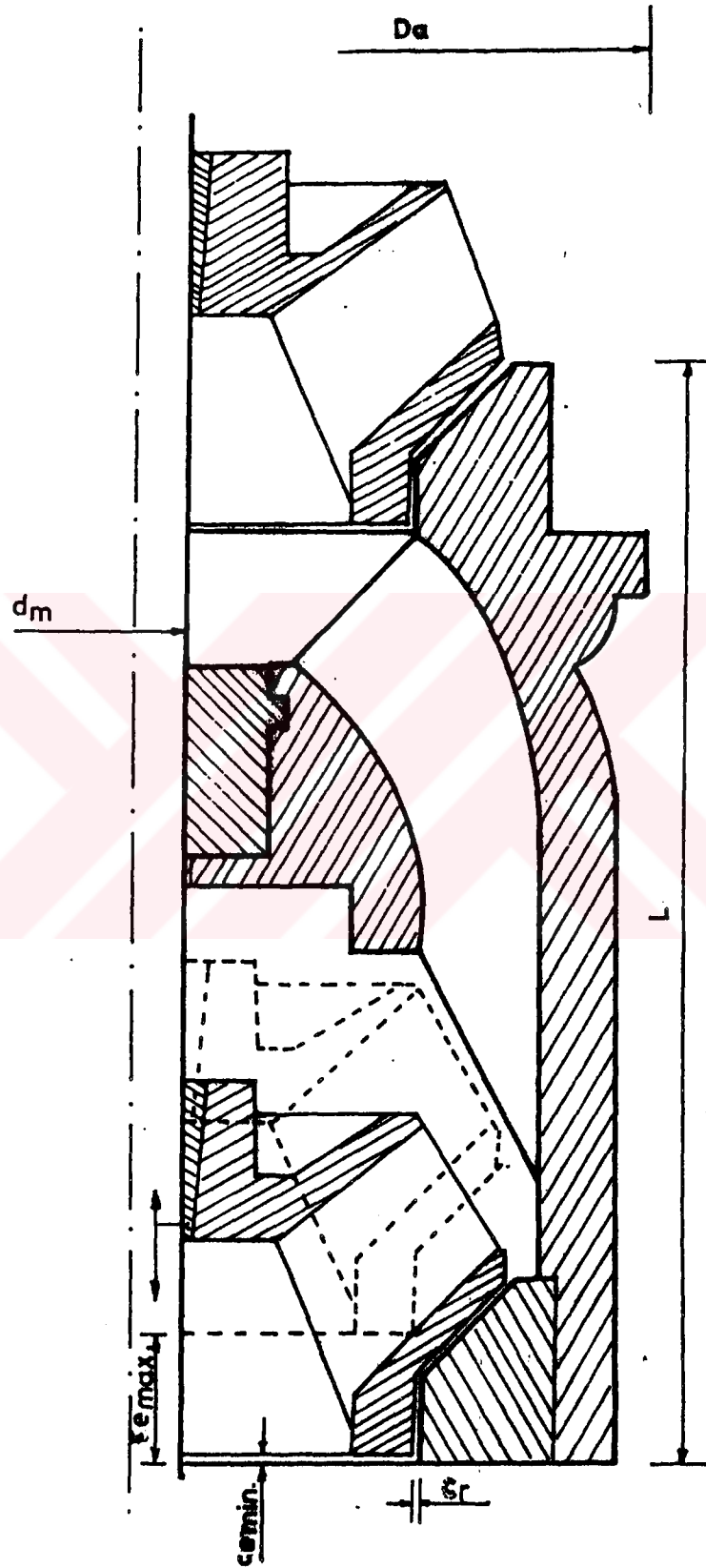


A. DİFÜZÖRÜN ÜSTTEN GÖRÜNÜŞÜ



B. DİFÜZÖRÜN ALTTAN GÖRÜNÜŞÜ

Şekil 3.2. Pompa Difüzörüne Ait Bazı Boyutların Gösterilişi.



Şekil 3.4. Bir Pompa Kademesinde Eksenel (ce) ve Radyal (cr) Açıklığın Gösterilişi.

Çizelge 3.2. İncelemeye Alınan Toprak-Su Kooperatiflerinin Genel Durumu (Anonim 1995d).*

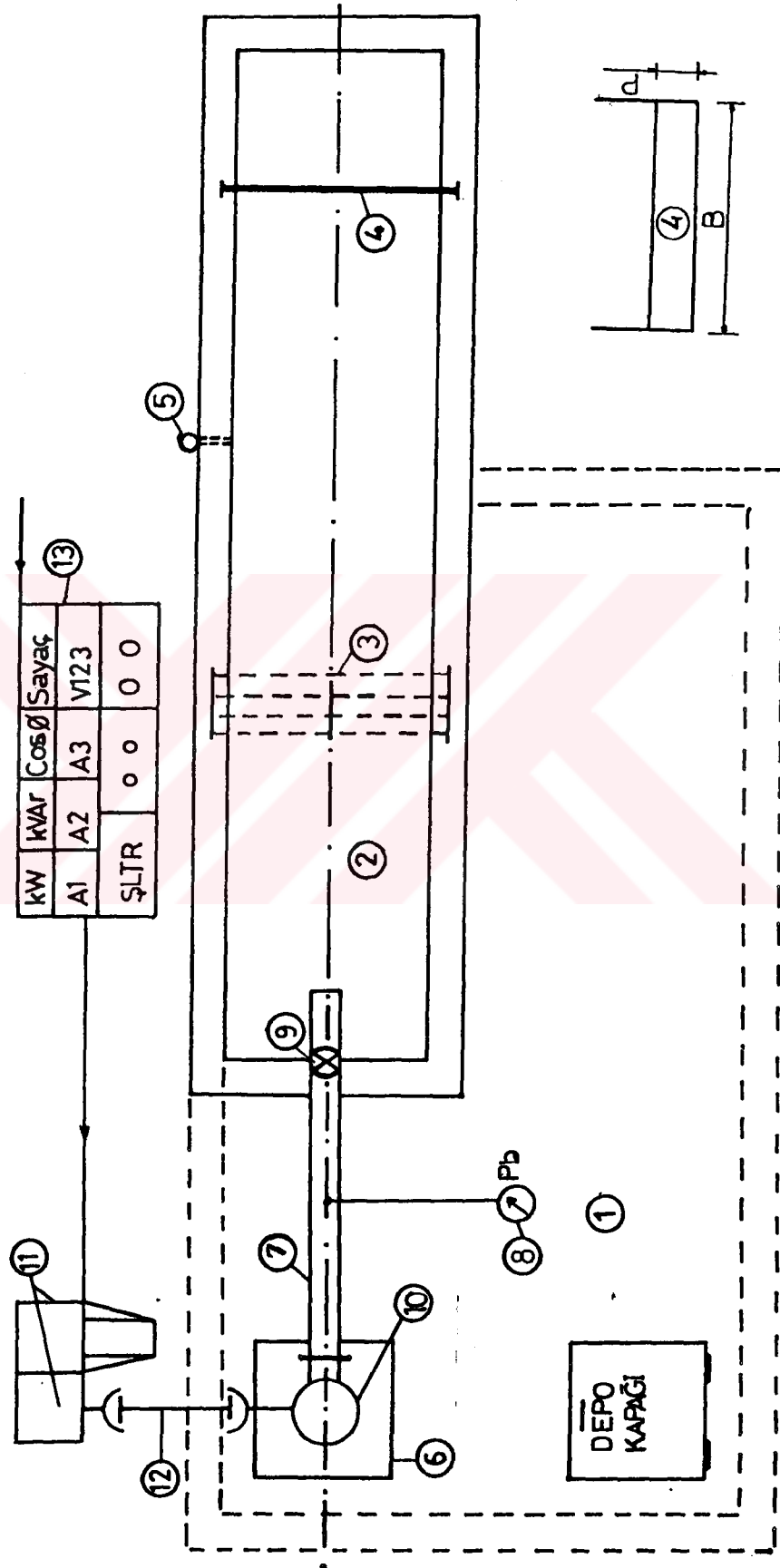
Kooperatif	Kuruluş Tarihi	Toplam Kuyu (adet)	Kurulu Pompa Sayısı (adet)	Kurulu Pompa Gücü (kW)	Toplam Çekilen Verdi (l/s)	Sulanan Alan (ha)	Faydalanan Çiftçi Sayısı (adet)	Pompa Başına Düşen Ortalama		
								Verdi (l/s)	Motor Gücü (kW)	Alan (ha)
KÇA	1969	74	74	2911	3395	3395	699	45.91	39.3	45.9
KİÇ	1978	84	84	2442	4105	3710	855	48.9	29.1	44.2
KAM	1986	17	17	510	410	410	205	24.1	30	24.1
KKM	1989	70	43	1403	2130	2200	241	49.5	32.6	51.2
KKA	1991	20	7	270	350	380	155	48.6	38.6	54.3
Toplam	-	265	225	7536	10390	10095	2155	43.4	33.9	48.9

* Veriler 1994 yılı sonu itibarıyla.

3.1.3. Pompa deneme laboratuvarı

Pompa denemeleri, S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümünde kurulan, laboratuvarda yürütülmüştür. Pompa deneme laboratuvarının genel durumu şematik olarak Şekil 3.5’de verilmiştir.

Laboratuvar zemininde 4 m derinliğinde yaklaşık 50 m³ hacimli su deposu (1) bulunmaktadır. Bu depo üzerinde, verdinin belirlenmesinde kullanılan 6 m uzunluğunda bir savak kanalı (2) vardır. Savak kanalı içinde akan suyun dalgalanmasını önlemek amacıyla dalgakıran plakaları (3) yerleştirilmiştir. Savak plakasının (4) üzerinden geçen suyun yüksekliğini ölçmek için, savak kanalı kenarında bir seviye ölçeği (5) bulunmaktadır. Çıkış borusu (7); manometre (8) ve ayar vanası (9) ile donatılmıştır. 6 nolu kısımdan pompa bağlanmaktadır. Pompa dişli kutusuna (10) hareket; akuple haldeki elektrik motoru ile kademesiz mekanik varyatör (11)’den, mafsallı mil (12) yardımıyla iletilmektedir. 13 nolu kısımda elektrikselsel göstergeler ve kumanda panosu yer almaktadır.



Şekil 3.5. Pompa Deneme Laboratuvarının Genel Şeması.

3.1.4. Denemelerde kullanılan araçlar

Araştırmada, pompanın yuttuğu güç, verdi, çıkış basıncı ve pompa boyutlarının belirlenmesinde bir takım cihazlardan yararlanılmıştır. Denemelerde kullanılan pompaların dişli kuvvet başlığı transmisyon oranı 1:2 olarak belirlenmiştir.

Güç kaynağı olarak kullanılan elektrik motoruna ait etiket bilgileri ile motora akuple edilmiş kademesiz mekanik varyatöre ait bilgiler aşağıda belirtilmiştir.

Elektrik Motoru:	Varyatör:
Marka : WAT	Marka : İMAK
Tip : 12P-102/67	Tip : İM-400
Gerilim : 380/660 V	Kademesiz
Akım : 42 / 24.3 A	Mekanik
Frekans : 50 Hz	Çıkış Devri:
Devir : 1450 1/min.	Sınırları : 500-3000 1/min.
Güç : 22 kW	Güç : 22 kW'ye uygun.

Çalışmada kullanılan diğer araçların teknik özellikleri ise Çizelge 3.3'de toplu olarak verilmiştir.

Çizelge 3.3. Araştırmada Kullanılan Araçların Bazı Teknik Özellikleri.

ARAÇ	MARKA	TİP	HASSASİYET	ÖLÇME KAPASİTESİ
Manometre 1	Pakkens	Analog-Bourdon Gliserinli- ϕ 100	0.2	0-16 kp/cm ²
Manometre 2	Pakkens	Analog-Bourdon Gliserinli- ϕ 100	0.05	0-4 kp/cm ²
Manometre 3	Pakkens	Analog-Bourdon Gliserinli- ϕ 60	2	0-60 kp/cm ²
Takometre	Lutron	DT-2236/Optik	%0.05	5-100000 1/min
Wattmetre	Gemta	380 V/50 Hz 5A/Dijital	1. sınıf	0-25 kW
Voltmetre	Gemta	50 Hz/5A/Dijital	1. sınıf	0-500 V
Torkmetre	Deutz-Fahr	Kuyruk mili	\pm %0.5	0-500 Nm
Amplifikatör	HBM	KWS-3073 Tek kanallı	\pm %0.25	5 kHz -1000 mV
Higrometre	HSU	Analog- ϕ 100	%1	0-100 (%)
Termometre	—	Civalı	%1	0-100 (°)
Shoremetre	K. Seiki	Mekanik-Analog	0.2	0-100 shore sertliği
Planimetre	Plakom	KP-80N-Dijital	\pm %0.2	ϕ 30 (mm)
Kronometre	Hanhart	Mekanik	1/10 saniye	15 min
Savak	—	Yanal daralmasız dikdörtgen	%1.5	10-150 l/s
Komperatör	Tecklock	Analog- ϕ 60	\pm %0.1	0-10 mm
Vana 1	Gülyüz	—	—	100 mm / 10 kp/cm ²
Vana 2	Gülyüz	—	—	125 mm / 10 kp/cm ²
Kumpas	Mititoyo	Mekanik	%2	0-300 (mm)
Terazi	—	Baskül	%0.5	0-100 (kp)
Metre	Level Index	Şerit	%10	0-5 (m)

3.2. Metod

3.2.1. Materyallerin seçimi

3.2.1.1. Pompaların seçimi

Ülkemizde sulama pompası gereksiniminin %70'inin 75 mm, 100 mm ve 125 mm çıkış borusu çapına sahip pompalar oluşturmaktadır (Tezer 1964b). Konya'da imal edilen ve yoğun bir kullanım alanı bulan, düşey milli su yağlamalı derin kuyu pompalarının %70'ini 100 mm, 125 mm ve 150 mm çıkış borusu çapındaki pompalar teşkil etmektedir (Çalışır 1991). A.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümünce deney raporu verilen, 24 adet düşey milli derin kuyu pompalarının %36'sını 100 mm, %32'sini 125 mm ve %20'sini ise 150 mm çıkış borusuna sahiptir (Gürhan ve Ayık 1991). Bu nedenle; çalışmada, 100 mm (A pompası) ve 125 mm (B ve C pompaları) çıkış borusu çapına sahip düşey milli derin kuyu pompaları materyal olarak seçilmiştir.

3.2.1.2. Toprak-su kooperatiflerinin seçimi

Toprak-su kooperatiflerinin belirlenmesinde, öncelikli yaklaşım; yeraltı suyundan yararlanma koşulu olmuştur. Bunun yanında, topografya, toprak, iklim, yeraltı su seviyesi ve kuyu karakteristikleri bakımından, Konya kapalı havzasını karakterize edebilmesi ve verilere ulaşılabilme durumu esas alınmıştır. Bununla birlikte, Konya bölgesinin değişik yöreleri veya pilot bölgeler olarak nitelendirilmiştir. Veriler Anonim (1995a) ve Anonim (1995d)'den elde edilmiştir.

3.2.2. Denemelerin planlanması

Araştırmada kullanılan pompalarda, devir sayısı ve eksenel açıklığın pompa karakteristiklerine etkisini belirlemek amacıyla her pompa için 9 kombinasyonda üç tekerrürlü olarak denemeler yapılmıştır. Denemeler, iki faktörlü tesadüf parselleri deneme deseninde 3×3 faktöriyel modelde düzenlenmiştir (Düzgüneş ve ark. 1987). Bu tip deneme desenlerinde, faktörler arasında interaksiyon (etkileşim) olmasa bile, faktörlerin değişik koşullarda denenmesi sonucu, bulgular daha güvenilir ve daha geniş bir uygulama alanı sağlamaktadır (Yurtsever 1984). Araştırmada kullanılan deneme planı Çizelge 3.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.4. Araştırmada Kullanılan Deneme Planı.

Devir Sayısı n (1/min)	Eksenel Açıklık ce (mm)		
	ce ₁	ce ₂	ce ₃
n ₁	n ₁ ce ₁	n ₁ ce ₂	n ₁ ce ₃
n ₂	n ₂ ce ₁	n ₂ ce ₂	n ₂ ce ₃
n ₃	n ₃ ce ₁	n ₃ ce ₂	n ₃ ce ₃

Devir sayısı seviyeleri, her pompa için ayrı tutulmuştur. Devir sayısı seviyelerinin alt değerini işletme ve uygulama koşulları, üst değerlerini ise deneme laboratuvarının motor gücü sınırlandırmıştır. Devir sayısı seviyeleri A pompasında; 2000, 2200 ve 2400 1/min, B pompasında 1600, 1800 ve 2000 1/min ve C pompasında ise 1400, 1500 ve 1600 1/min olarak belirlenmiştir.

Düşey milli derin kuyu pompalarının kademeli olarak kullanılmasından dolayı da, A pompası 7, B ve C pompaları ise 3 kademe sayısında denenmişlerdir. Standart motor güçleri bakımından küçük boyutlu pompalar, büyük boyutlu pompalardan daha fazla kademe sayısında kullanılabilirler (Polat ve Canbazoğlu 1996). Pompaların kademeli olarak kullanılma zorunluluğu olduğunda ise en az üç kademeli olarak yapılması önerilmektedir (Baysal 1975). Bu nedenle kademe sayıları yukarıdaki değerlerde belirlenmiş ve denemeler süresince sabit tutulmuştur.

Eksenel açıklık seviyeleri, A pompasının 2000 1/min'de yapılan ön denemeleri sonucunda belirlenmiştir. Ön denemeler çarkın, ce_{min} konumundan itibaren (ce_{min} dahil), 2'şer mm yükseltilecek, ce_{max} konumuna kadar (ce_{max} dahil), toplam 11 konumda yapılmıştır (Aban 1985). Ön deneme sonucunda, ce_{min} ve ce_{max} konumlarında, çark ile difüzör arasındaki aşırı sürtünmeden dolayı, pompa harekete geçirilememiştir. Diğer konumlardan ise ölçülen değerdeki (kapalı vanadaki manometrik yükseklik KVHm) farklılığın en belirgin olduğu ve aşağıda formüle edilen konumlar, eksenel açıklık seviyeleri olarak alınmıştır. Aşağıdaki formüle edilen konumlar B ve C pompaları için de uygulanmıştır.

$$ce_1 (\text{alt}) = ce_{min} + 2 \text{ mm.}$$

$$ce_2 (\text{orta}) = ce_{max}/2 \text{ mm.}$$

$$ce_3 (\text{üst}) = ce_{max} - 2 \text{ mm.}$$

3.2.3. Deneme koşulları ve denemelerin yürütülmesi

Denemelerde katı madde içermeyen temiz su kullanılmıştır. Denemeler süresince laboratuvar sıcaklığı 18–24°C, bağıl nem ise %40–55 arasında değişmiştir. Su sıcaklığı savak kanalından termometre ile ölçülmüştür. Deneme kombinasyonları sırasında su sıcaklığı 13–18°C arasında değişmiştir.

Denemelerden önce pompa organlarına ait bazı boyutlar ve teknik özellikler detaylı şekilde belirlenmiştir. Denemelerin sonucunu olumsuz yönde etkileyebilecek bazı faktörlerin önlenmesine çalışılmıştır. Bu önlemler; pompa çarklarının dengelenmesi, difüzör gövdeye hidrostatik basınç deneyinin uygulanması, kullanılan milin eğrilikleri ve çap tolerans değerlerinin kontrol edilmesi, kauçuk yatakların aynı sertlikte bulunması, denemeler süresince salmastra sıklığının her pompada aynı düzeyde tutulması, pompalardaki radyal açıklıkların (cr) eşit bulunması ve pompaların kritik devir sayısı ve harmonik değerleri bölgesinde çalıştırılmaması koşullarını içermektedir.

Ölçümlere geçilmeden önce aşağıdaki işlemler yapılmıştır.

- A pompasının denemelerinde 100 mm çıkış çaplı boru ve vana 1 kullanılırken, B ve C pompalarının denemesinde 125 mm çıkış çapında boru ve vana 2 kullanılmıştır.
- Depodaki su seviyesi ile çıkış borusu eksenini arasındaki düşey mesafe, ölçülendirilmiş ve uygun uzunluktaki bir çubuk ile belirlenmiştir.
- Tüm deneme kombinasyonlarının başlangıcında manometre 1 kullanarak, basınç düzeyi belirlenmiş, uygun olduğu durumlarda, basınç ölçümlerinde manometre 2'nin kullanılması tercih edilmiştir.
- Laboratuvarın hava sıcaklığı ve bağıl nemi kaydedilmiştir.
- Pompa istenilen aksel açıklık konumuna ayarlanmıştır.
- Elektrik motorunun başlangıçta fazla akım çekmemesi için, pompaya minimum devirle ve kapalı vana konumunda yol verilmiştir. Daha sonra devir sayısı kademesiz mekanik varyatör ile istenilen düzeye getirilerek tesbit edilmiştir.
- Pompa tam açık vana konumunda yaklaşık 10 dakika kadar çalıştırılarak durdurulmuştur. Ayar ve bağlantılar yeniden kontrol edilmiştir. Savak plakası üzerinden geçen su yüksekliğinin sıfıra indiği an, ölçme düzeninden başlangıç noktası işaretlenmiştir. Bir başka sözle, savak sıfır noktası belirlenmiştir (Tezer ve Doğuş 1963a).

– Daha sonra pompa yeniden, aynı başlangıç koşullarında çalıştırılarak, deneme kombinasyon durumu sağlanmıştır. Denemeler vananın tam kapalı konumundan, vananın tam açık konuma gelmesine kadar 6 ile 9 vana açıklığı konumunda yapılmıştır.

– Vana açıklığı konumları, manometreden yararlanarak ayarlanmıştır.

– Pompa, her vana açıklığı konumunda yaklaşık üç dakika kadar çalıştırılmıştır. Bu sırada sırasıyla; Pb, h, NMY, Eu, Hd ve n değerleri belirlenerek tutanaklara kaydedilmiştir. Ölçümlere pompanın rejime girdiği andan itibaren başlanılmıştır.

– Her vana açıklığında veya aynı basınç değerlerinde değerler üç kez yinelenmiştir.

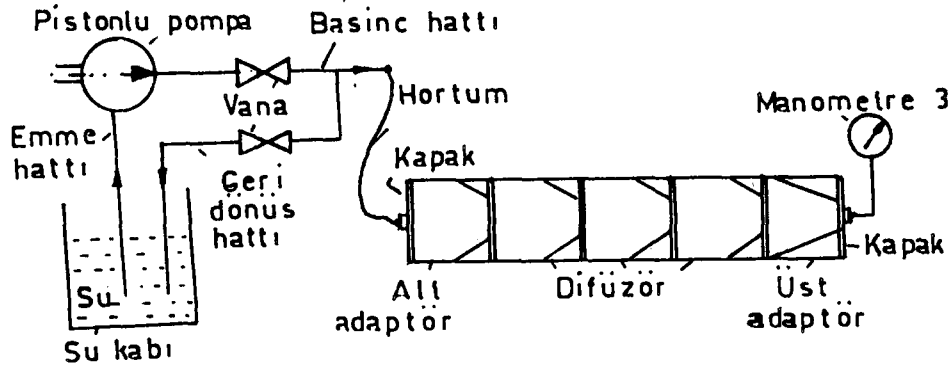
3.2.3.1. Pompa organlarına ait bazı boyutların belirlenmesi

Çarkların (Şekil 3.1) ve difüzörlerin (Şekil 3.2) giriş ve çıkış kesitleri, ölçekli ve dik biçimde çekilmiş fotoğraflarından, iz düşüm alanları (A_1, A_2, A_3, A_4), planimetre kullanılarak ölçülmüştür (Uz 1981). $\beta_1, \beta_2, \alpha_3$ ve α_4 açıları, aynı fotoğraflar üzerinden, açısı ölçülecek kanadın A noktasına çizilen teğet ile kanat uzantısı arasındaki açı ilgili açı olarak açı ölçer yardımıyla belirlenmiştir (Gökelim 1976, Uz 1981, Özgür 1983). Ölçmeler en az üç kanat için yapılmıştır. Şekil 3.1...3.4'de belirtilen diğer boyutlarda her pompa için ayrı ayrı, ya ilgili organın üzerinden ya da ölçekli olarak çizilmiş kesitlerinden uygun uzunluk ölçen aletlerle (kumpas veya metre) belirlenmiştir. Çark ve difüzöre ait ağırlıklarda 100 kp kapasiteli baskül tipi terazide tartılmıştır.

3.2.3.2. Hidrostatik basınç deneyinin yapılması

Hidrostatik basınç deneyi, her pompanın, gövde ünitesine (sadece alt ve üst adaptör ile difüzörler) uygulanmıştır (Anonim 1978). Hidrostatik basınç deneyinin uygulandığı düzenek şematik olarak Şekil 3.6'da verilmiştir.

Şekil 3.6'da el ile hareketlendirilen pistonlu pompa kullanılmıştır. Basınç ölçümü manometre 3 ile yapılmıştır. Pompa gövdesinin alt ve üst kısmı kapatılmıştır. Uygulanan basınç miktarı, her pompanın kapalı vanada geliştirdiği manometrik yüksekliğin 1.5 katı kadardır (Anonim 1978, Uz 1981). Pompa gövdeleri bu basınç altında beş dakika tutulmuştur. Pompa gövdelerinde patlama, sızıntı ve terleme görülmemiştir.



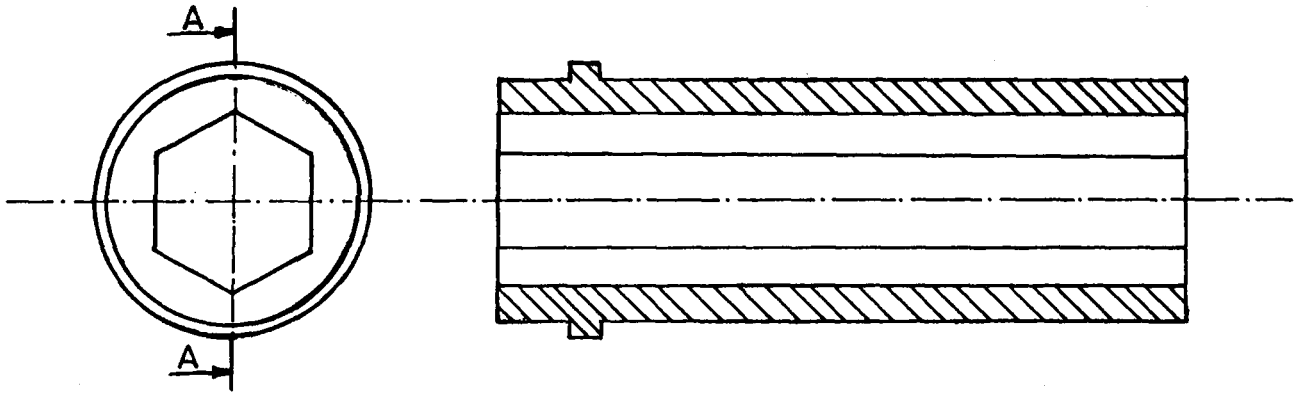
Şekil 3.6. Hidrostatik Basınç Deneyi Düzenegi.

3.2.3.3. Mil eğriliği ve çap toleranslarının kontrolünün yapılması

Denemelerde kullanılan miller, üniversal bir torna tezgahında puntalar arasına alınmış ve her iki uçtan 300 mm kadar içeriden yataklandırılmıştır. Tezgahın siperine ise komperatörün (ölçü saati) ucu mil yüzeyine degecek şekilde yerleştirilmiştir. Daha sonra mil yavaşça döndürülerek, mil çapındaki değişimleri, siperin mil boyunca gezdirilmesi ile de aksenal kaçıklıklar belirlenmiştir. Ölçümler sonucunda aksenal eğrilikte en fazla 0.08 mm, çapta ise 0.02 mm'lik bir değişme olduğu görülmüştür. Bu değerler ise kabul edilebilir hata sınırları içerisinde bulunmuştur (Anonim 1978).

3.2.3.4. Düz tip kauçuk yataklarda sertliğin belirlenmesi

Düşey milli derin kuyu pompalarında düz tip kauçuk yataklar kullanılmaktadır. Milin, basılan su ile yağlanabilmesi için yatağın iç kısmı altıgen şeklinde yapılmaktadır (Şekil 3.7). Bu yatakların sertlikleri shoremetre ile ölçülmüştür. Ölçümler yatak yüzeylerinin en az beş ayrı noktasında yapılmıştır. Elde edilen sertlik değerleri ortalama 80 ± 8 shore sertlik derecesinde bulunmuştur.



Şekil 3.7. Düz Tip Kauçuk Yatak Kesiti.

3.2.3.5. Çarklarda statik dengelemenin yapılması

Denenen pompaların her çarkı, aşağıdaki şekilde statik olarak dengelenmiştir.

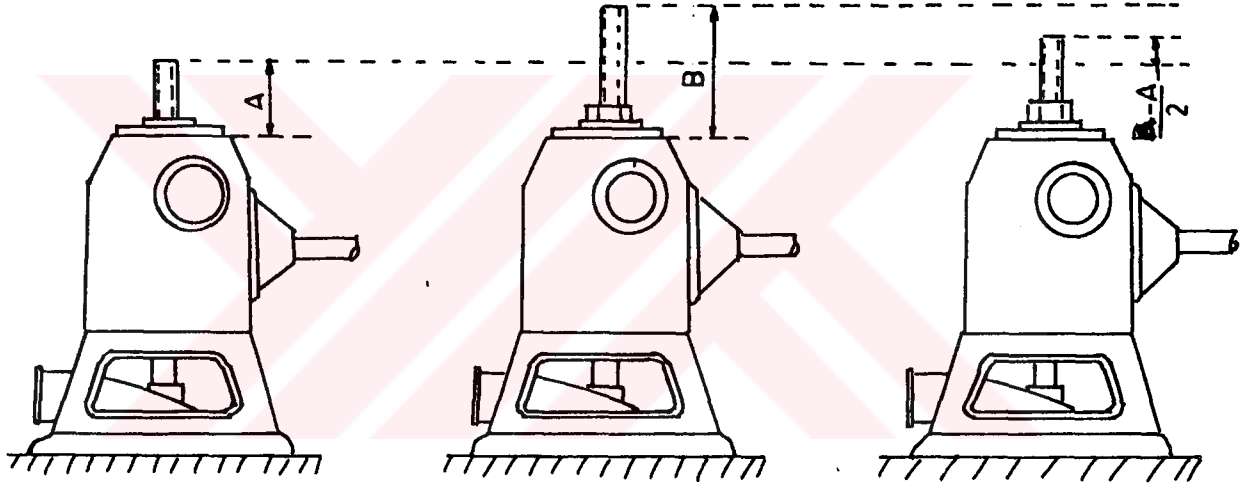
Çark, düz bir mile sabitlenerek, iki adet yatay ve rijit ray üzerinde yavaş bir yuvarlanma hareketine tabi tutulmuştur. Çark kendiliğinden durduğu zaman, çarkın en alt noktası işaretlenmiştir. Bu işlem her çark için üç kez uygulanmıştır. Bu işlemlerin sonucunda, işaretlerin dağılımına bakılmıştır. İşaretler, çark çevresinde geliş güzel dağılım göstermişse çarkın statik olarak dengede olduğu kabul edilmiştir. Fakat, işaretler aynı noktada yoğunlaşmışsa çarkın dengesiz olduğu kanısına varılmıştır. Bu durumda işaret merkezi ile çarkın geometrik merkezinden geçen doğru üzerinden ve dış çapa yakın fakat çarkın uygun bir yerinden bir miktar talaş kaldırılmıştır. Daha sonra, çarkın statik olarak dengeli olduğu kanısına varılana dek bu işlemler yinelenmiştir (Uzmay ve Sarıkaya 1990).

3.2.3.6. Pompanın deneme düzenine bağlanması

Pompa deneme laboratuvarındaki 6 nolu kısımdan sırasıyla, pompa grubu, kolon grubu ve başlık grupları indirilerek bağlanmıştır (Şekil 3.5). Bu amaçla 1 ton kapasiteli caraskal ve özel olarak imal edilmiş bir mengene kullanılmıştır. Daha sonra, vana ve manometre ile donatılmış çıkış borusu çıkış başlığına bağlanmıştır. Ardından salmastra yerleştirilmiş, dişli kutusu ile pompa mili kaması ve eksenel açıklık ayar somunu takılarak, varyatör çıkış mili ile dişli kutusu giriş mili, mafsallı mil yardımıyla kavratılmıştır.

3.2.3.7. Eksenel açıklık ayarının yapılması

Kuvvet başlığında eksenel açıklığın ayarlanabilmesi için, pompa mili ucu bir somunla donatılmıştır (Şekil 3.8). Pompa montajdan sonra bir süre çalıştırılmış ve mil manşonlarının iyice sıkılması sağlanmıştır. Eksenel açıklık ayarı için önce ayar somunu gevşetilerek eksenel açıklık sıfıra indirilmiş veya somun takılmadan (A) ölçüsü alınmıştır. Daha sonra somun tamamen sıkılarak, eksenel açıklık en büyük değere çıkarılmış ve (B) uzunluğu ölçülmüştür. Eksenel açıklığın tüm konumları aynı yöntem kullanılarak yapılmıştır (Tezer 1978). (B-A) ölçüsü c_{max} ölçüsünü vermektedir. Pompanın ayar ve kontrolleri $(B-A)/2$ veya $c_{max}/2$ eksenel açıklık konumunda gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.8. Eksenel Açıklık Konumunun Ayarlanması (Tezer 1978).

3.2.3.8. Salmastra sıklığının ayarlanması

Denemelerde, yük altında kalıcı şekil değiştirebilen 10×10 mm kesitli don yağı emdirilmiş pamuk dokuma salmastra malzemesi kullanılmıştır. Salmastra, salmastra kovani içine ve mil etrafına 3 halka yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Daha sonra salmastra kutusunun kapağı hafifçe sıkılmıştır (Şekil 1.9). Ardından pompa düşük devir sayılarında ve kısmi vana açıklığı konumunda çalıştırılmıştır. Bu esnada salmastra kutusundan sızan ve çıkış başlığı içinde birim zamanda biriken su miktarı, bir enjektör yardımıyla belirlenmiştir. Birim zaman ise kronometre ile tespit edilmiştir. Salmastra kutusu kapağının sıkılması işlemine, sızıntı miktarının 15 cm³/min civarına gelmesine kadar devam edilmiştir. Bu işlem, her pompa için aynı koşullarda yapılmıştır.

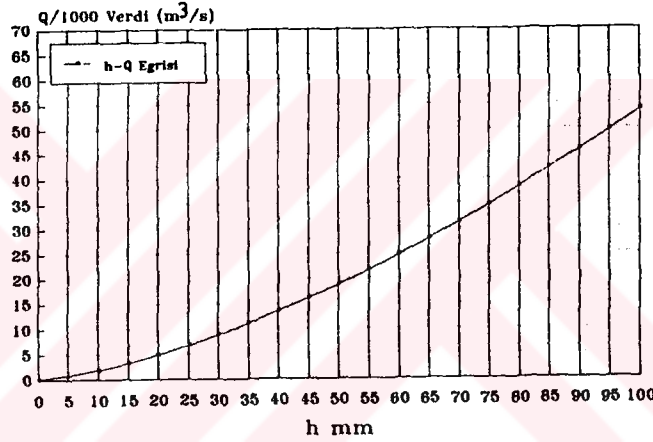
3.2.4. Verdinin belirlenmesi

Denemelerde, pompa verdisi savak yöntemi ile belirlenmiştir (Doğuş ve Tezer 1963a). Verdinin hesaplanmasında aşağıdaki eşitlikten yararlanılmıştır (Anonim 1978).

$$Q = k \times B \times h^{(3/2)}$$

$$k = 1.816 \times (1 + 1/(1000 \times h + 1.6)) \times (1 + 0.5 \times (h/(h/p)^2))$$

Savak, kalibre edilmiş bir depo ile kontrol edilmiştir. Savak plakası üzerinden geçen su yüksekliği h ile hesaplanan verdi Q arasındaki ilişki Şekil 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3.9. Yanal Daralmasız Dikdörtgen Savakta Q-h İlişkisi.

Savak plakası üzerinden geçen su yüksekliği (h) pompa rejime girdiğinde, her vana açıklığı konumu için Şekil 3.5'deki 5 nolu seviye ölçme düzeni ile belirlenmiştir.

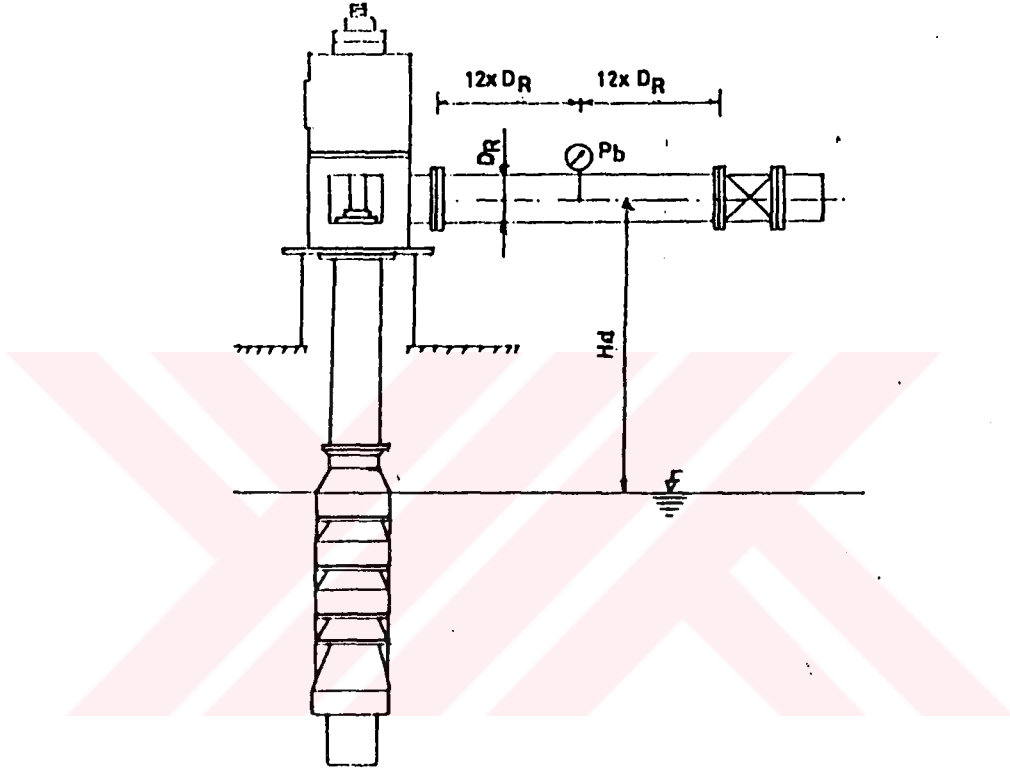
3.2.5. Manometrik yüksekliğin belirlenmesi

Pompanın manometrik yüksekliği (H_m), pompa girişi ile çıkışı arasında suyun taşıdığı enerjideki artış olarak tanımlanmaktadır (Tezer 1970, Tezer 1978). Manometrik yükseklik aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır (Schulz 1977, Petermann 1964).

$$H_m = 10.2 \times P_b + H_d + \frac{V_R^2}{2 \times g}$$

$$V_R = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_R^2}$$

Statik basınç, manometreden kp/cm^2 olarak okunan basınçtır. Dinamik yükseklik, pompa rejime girdiğinde ölçülendirilmiş uygun uzunluktaki çubuk ile ölçülmüştür. Dene- meler süresince H_d ortalama 3 ± 0.10 m. olarak belirlenmiştir. $(V^2_R/2 \times g)$ terimi hız yük- sekliğini (dinamik basınç) ifade etmektedir (Şekil 3.10).

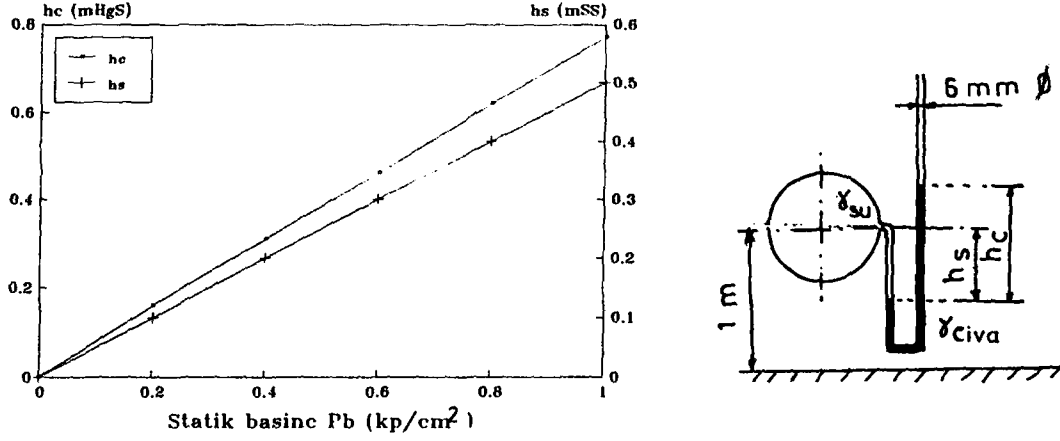


Şekil 3.10. Dinamik Yükseklik ile Statik Basıncın Ölçüldüğü Konumlar.

Manometre 2'nin doğruluğu, 0 ile 1 kp/cm^2 basınç değerleri arasında, U tipi civalı diferansiyel manometre ile kontrol edilmiştir. U tipi civalı diferansiyel manometrede basınç aşağıdaki denklemden hesaplanmıştır (Uz 1981).

$$P_b = (\gamma_{\text{civa}} \times h_c - \gamma_{\text{su}} \times h_s) \times 10^{-4}$$

Her iki yöntemle belirlenen P_b statik basınç değerleri arasındaki farklılık en fazla ± 0.01 düzeyinde gerçekleşmiştir. Civa özgül ağırlığı 20°C için 13620 kp/m^3 , su özgül ağırlığı ise $0-40^\circ\text{C}$ arasında 1000 kp/m^3 olarak kabul edilmektedir (Tezer 1964b, Uz 1981). U tipi diferansiyel manometrede elde edilen P_b eğrileri Şekil 3.11'de verilmiştir. Aynı noktalarda basınç (P_b) manometre 2 ile de ölçülmüştür.



Şekil 3.11. Manometre Kontrol Eğrisi.

Özgül manometrik yükseklik (H_{mi}), H_m değerinin kademe sayısına (i) bölünmesiyle bulunmuştur.

$$H_{mi} = H_m / i$$

3.2.6. Pompanın yuttuğu gücün belirlenmesi

Pompanın yuttuğu güç NPY (mekanik güç) doğrudan torkmetreler ya da dolaylı olarak elektriksel güç ölçme yöntemleri ile belirlenebilmektedir (Anonim 1978, Ayıkoğlu 1995).

Bu çalışmada, dolaylı güç ölçme yöntemlerinden faydalanılmıştır. Elektrik motorunun yuttuğu güç (NMY) wattmetreden; gerilim ise voltmetreden okunmuştur. Pompanın yuttuğu güç veya elektrik motorunun verdiği güç (NPY) de aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır.

$$NPY = \eta_r \times MV \times NMY$$

η_r güç aktarma organlarının verimi olup varyatör (0.95) ve dişli kutusu (0.95) verimlerinin çarpımı olan 0.9 olarak kabul edilmiştir (Tezer 1978).

MV, elektrik motorunun verimidir. MV; motor yüklenmesi (MY) ve $\cos\theta$ (GF) parametrelerine; $\cos\theta$ ise gerilim parametresine bağlı olarak değişim göstermektedir (Yavuzcan 1964, Erdiller 1970, Saçkan 1987, Günal 1996).

Bu çalışmada; motor yüklenmesi, wattmetreden okunan gücün (NMY), motorun anma gücüne (22 kW) oranı olarak kabul edilmiştir (Çalışır ve Yetkin 1995). Anonim (1990)'de verilen, farklı motor yüklenmelerindeki GF ile MV arasındaki ilişkilerden yararlanarak, dört ayrı modeldeki (lineer, üssel, logaritmik ve exponansiyel) regresyon denklemleri elde edilmiştir. Burada, korelasyon katsayıları en yüksek olan denklemler kullanılmıştır. Aynı şekilde (sabit akım şiddetindeki) $\cos\theta$ olarak bilinen güç faktörü ile şebeke gerilimi (Eu) arasındaki değişimlerin denklemleri de çıkartılmıştır. Kullanılan denklemlerin korelasyon katsayıları (r) 0.9–1 arasında değişmiştir. Denklemler, 22 kW anma gücü ve belirtilen yüklenme koşullarında geçerlidir. Motor veriminin hesaplanmasında kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir. Bu denklemlere göre hazırlanan diyagram Şekil 3.12'de gösterilmiştir.

MY ≤ %30 koşulunda:

$$GF = 0.9 - 0.00122 \times Eu \quad ; \quad MV = 0.323 + 0.85 \times GF$$

%30 < MY ≤ %40 koşulunda:

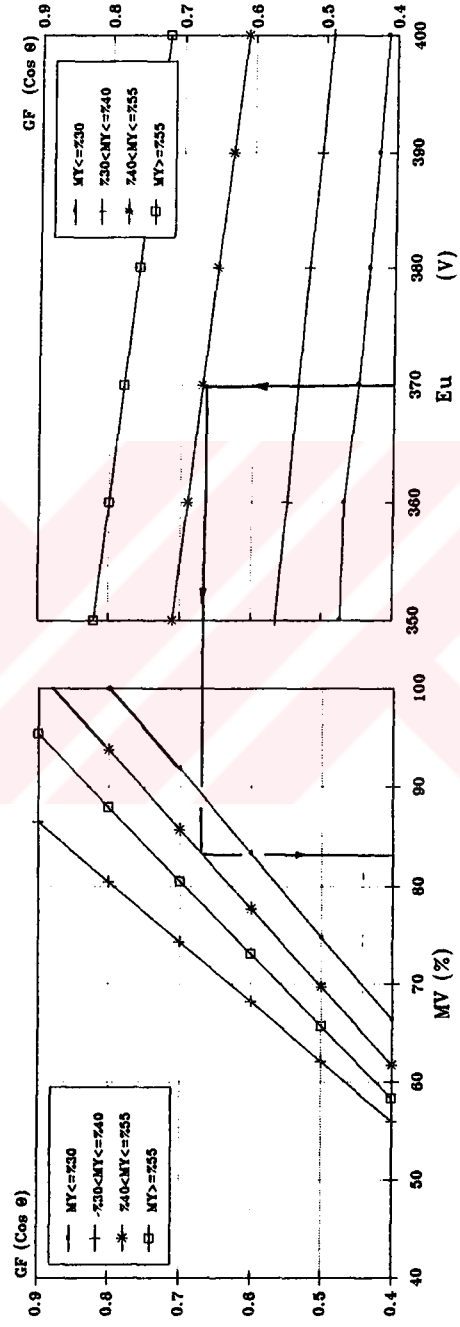
$$GF = 1.086 - 0.00149 \times Eu \quad ; \quad MV = 0.316 + 0.16 \times GF$$

%40 < MY ≤ %55 koşulunda:

$$GF = 1.41 - 0.002 \times Eu \quad ; \quad MV = 0.297 + 0.8 \times GF$$

MY > %55 koşulunda:

$$GF = 1.52 - 0.002 \times Eu \quad ; \quad MV = 0.287 + 0.74 \times GF$$



Şekil 3.12. Pompa Deneme Laboratuvarındaki Elektrik Motoru Veriminin Hesaplandığı Diyagram.

Yukarıdaki yöntemle belirlenen, pompanın yuttuğu gücün (NPY) doğruluğu, aynı motor yüklenmelerinde, torkmetre ile de karşılaştırılmıştır. Her iki yöntem arasında $\pm\%2$ 'den fazla farklılığın bulunmadığı saptanmıştır.

Pompanın yuttuğu gücün (NPY), kademe sayısına (i) oranlanması ile pompanın özgül mekanik gücü (NPYi) hesaplanmıştır.

$$NPY_i = NPY / i$$

3.2.7. Pompa genel veriminin belirlenmesi

Pompanın genel verimi (GV), pompanın verdiği gücün (hidrolik güç) NPV, pompanın yuttuğu güce (NPY) (mekanik güç) oranı olduğundan aşağıdaki formülden hesaplanmış ve % olarak ifade edilmiştir (Anonim 1978).

$$GV = (NPV / NPY) \times 100$$

Pompanın suya verdiği güç veya hidrolik güç NPV aşağıdaki eşitlikten belirlenmiştir.

$$NPV = Q \times H_m \times \gamma_{su} / 102$$

Pompanın özgül hidrolik gücü (NPVi), maksimum verim noktası için aşağıdaki eşitlikten bulunmuştur.

$$NPV_i = NPV / i = (Q \times H_m \times \gamma_{su} / 102) / i$$

3.2.8. Devir sayısının ölçülmesi

Devir sayısı, pompa milinden takometre ile ölçülmüştür. Devir sayısı ayarlamalarında, kademesiz mekanik varyatörden yararlanılmıştır. Denemeler süresince, ayarlanan devir sayısı her vana açıklığında ölçülmüş ve devir sayısı değişimleri kontrol edilmiştir. Belirli deneme kombinasyonlarında vana açıklığına bağlı olarak devir sayısındaki değişim $\pm\%0.5$ düzeyinde kalmıştır.

3.2.9. Karakteristik eğrilerin çizilmesi

Denemesi yapılan pompaların tüm deneme kombinasyonlarındaki her vana açıklığında ölçülen h, Pb, Eu ve NMY değerleri, Ek-G'de verilen program kullanılarak Q, Hm, NPY ve GV karakteristikleri bilgisayarda hesaplatılmıştır. Hesaplamalarda daha önce açıklanan yöntem ve eşitlikler kullanılmıştır.

Karakteristik eğriler, her vana açıklığı konumunda bulunan Q değerleri yatay eksene, Q değerlerine karşılık gelen Hm, NPY ve GV değerleri de dikey eksene girilerek, HARWARD GRAPHICS paket programında çizdirilmiştir.

Her üç pompadaki karakteristik eğriler, en yüksek verimin (GV_{max}) elde edildiği deneme kombinasyonunda tekerrür ortalamaları olarak çizilmiştir. Ayrıca, devir sayısı ve aksenal açıklığın verdiye bağlı değişimleri ise etkinin en belirgin şekilde görüldüğü kombinasyonlar için verilmiştir.

Hm-Q eğrilerinde optimum çalışma aralığındaki eğim 0.2 'den büyük ($tg\alpha_e > 0.2$) veya $\alpha_e > 11^\circ$ durumunda eğri dik, tersi durumda ise düz olarak kabul edilmiştir (Ek-E). NPY-Q eğrisi'nin tanımlanmasında Ek-E esas alınmıştır.

3.2.10. Özgül devir sayısının hesaplanması

Özgül devir sayıları en yüksek verimin sağlandığı kombinasyondaki, maksimum verim noktasında aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır (Tezer 1965).

$$nq = n \times (Qt)^{1/2} / (Hmi)^{3/4}$$

3.2.11. Kritik devir sayısının belirlenmesi

Düşey milli derin kuyu pompalarında, kritik devir sayısı en sağlıklı şekilde aşağıdaki formül ile belirlenebilmektedir (Baysal 1975). Bu çalışmada da aynı eşitlik kullanılmıştır.

$$n_k = 300 / (y)^{1/2}$$

$$y = 0.64 \times Gm \times \ell^3 / 192 \times E \times I$$

Burada, y milde oluşabilecek sehimi, ℓ kolon grubundaki iki yatak arasındaki uzunluğu veya kolon mili uzunluğunu; Gm, ℓ uzunluğundaki mil ağırlığını, E milin elastikiyet modülü ve I ise milin atalet momentini göstermektedir. E, 2.1×10^6 kp/cm² olarak kabul edilmiştir. ℓ kolon mili uzunluğunun ölçülmesi ile belirlenmiştir ve her pompanın kolon mili uzunluğu 2050 mm olarak bulunmuştur. Gm aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır.

$$Gm = \gamma_{\text{çelik}} \times d_m^2 \times \pi \times \ell / 4$$

Buradaki $\gamma_{\text{çelik}}$ çeliğin özgül ağırlığı olup 7850 kp/m³ olarak kabul edilmiştir. Milin atalet momenti I aşağıdaki formülden hesaplanmıştır.

$$I = \pi \cdot d_m^4 / 64$$

Hesaplamalar sonucunda, A pompasının n_k değeri 1164 1/min, B ve C pompalarının n_k değeri ise 1304 1/min olarak bulunmuştur. Denemeye alınan pompaların devir sayısı seviyelerinin belirlenmesinde kritik devir sayısı ve harmonik değerleri ($2^2 \times n_k$, $3^2 \times n_k$, $4^2 \times n_k$) bölgesine rastlamaması sağlanmıştır.

3.2.12. Özgül aksenal itme kuvvetinin belirlenmesi

Özgül aksenal itme kuvveti (T_b), pompaların tasarım noktalarında hesaplanmıştır. Özgül aksenal itme kuvveti, tasarım noktasında oluşan toplam aksenal itme kuvvetinin (T) tasarım noktasındaki manometrik yükseklik değerine oranlanması ile belirlenmiştir (Dorn ve ark. 1981).

$$T_b = T/H_m$$

Toplam aksenal itme kuvveti (T) aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır (Baysal 1975).

$$T = T_a - T_y$$

$$T_a = g \times \left[\pi \times \gamma \times \left(\left(\frac{D_{d1}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_m}{2} \right)^2 \right) \times \left(H_m - \left(U_2^2 / 8 \times g \right) \times \left(1 - \frac{\left(\frac{D_{d1}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_m}{2} \right)^2}{2 \times \left(\frac{D_{d2}}{2} \right)^2} \right) \right) \right]$$

$$T_y = \gamma_{su} \times Q_t \times C_1 / \eta_h$$

$$U_2 = \pi \times D_{m2} \times n / 60$$

$$C_1 = Q_t / A_1$$

Burada, T_a aşağı aksenal itme kuvvetini, T_y ise yukarı aksenal itme kuvvetini göstermektedir. Aşağı aksenal itme kuvveti (T_a); manometrik yükseklik (H_m), yukarı aksenal itme kuvveti (T_y) ise verim (Q_t) ile doğru orantılı olarak artmaktadır (Dorn ve ark. 1981). η_h hidrolik verim olup 0.96 olarak kabul edilmiştir (Baysal 1975, Schulz 1977).

3.2.13. İstatistiksel değerlendirmeler

Araştırmada, tesadüf parsellerinde 3×3 faktöriyel deneme modeline göre, devir sayısı ve aksenal açıklığın pompaların maksimum genel verimlerine etkilerini belirlemek amacıyla varyans analizi uygulanmıştır. Grup ortalamaları arasındaki farklılıkların saptanması için asgari önemli fark (LSD) testi yapılmıştır (Düzgüneş ve ark. 1987, Boztepe ve Öztürk 1993). Her pompa kendi içinde analiz edilmiştir. Analizlerde TARIST paket programından yararlanılmıştır.

3.2.14. Kuyu karakteristiklerinin değerlendirilmesi

Seçilen pilot bölgelerdeki toplam 265 kuyudan %67 (178 adet)' sinin karakteristikleri değerlendirmeye alınmıştır. Kuyuların verdi sınıfları aşağıdaki şekilde kabul edilmiştir.

$$Q \leq 0.02 \text{ m}^3/\text{s} \quad \Rightarrow \text{küçük verdili}$$

$$0.020 < Q \leq 0.035 \text{ m}^3/\text{s} \quad \Rightarrow \text{orta verdili}$$

$$0.035 < Q \leq 0.05 \text{ m}^3/\text{s} \quad \Rightarrow \text{büyük verdili ve}$$

$$Q > 0.05 \text{ m}^3/\text{s} \quad \Rightarrow \text{çok büyük verdili kuyular olarak değerlendirilmiştir.}$$

Kuyuların dinamik seviyeleri de aşağıdaki gibi sınıflandırılmıştır.

$$H_d \leq 30 \text{ m} \quad \Rightarrow \text{küçük}$$

$$30 \text{ m} < H_d \leq 50 \text{ m} \quad \Rightarrow \text{orta ve}$$

$H_d > 50 \text{ m}$ olduğunda ise büyük dinamik seviyeli kuyular olarak kabul edilmiştir.

Özgür ve Kürem (1979), Polat ve Canbazoğlu (1996), Uçar (1996)'da benzer sınıflandırmalar kullanmışlardır. Her verdi ve dinamik seviye sınıfları için bölge genelindeki kuyuların ağırlıklı ortalama değerleri belirlenmiştir. Benzer şekilde her pilot bölge veya toprak-su kooperatifi için kuyu verdileri ve dinamik seviyeleri ortalaması da saptanmıştır.

Denenen pompaların, incelenen kuyularda kullanılabilme olanaklarının belirlenmesinde, pompaların en iyi verim noktasında elde edilen tasarım verdileri (Q_t) esas alınmıştır. Bölge genelinde ve yörelerde, denenen pompaların kaç kademeli olarak çalışabileceğini belirlemek için, kolon borusu (maksimum 6 mss / 100 m boru uzunluğu için) ve armatürlerindeki sürtünme kayıpları dikkate alındığında, dinamik seviye ile özgül manometrik yükseklik arasındaki şu eşitlikten yararlanılmıştır (Anonim 1978).

$$i = (H_d / (0.9 \times H_{mi}))$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

4.1. A Pompasına Ait Deneme Bulguları

A pompasına ait deneme bulguları Çizelge 4.1...4.3 arasında verilmiştir. En yüksek verimde (GV_{max}) uygulanan varyans analiz ve LSD test sonuçları ise Çizelge 4.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1...4.3'deki toplam 9 kombinasyona ait deneme sonuçlarına göre; en yüksek GV_{max} , kombinasyonların %44.4'ünde %50'nin altında, %11.1'in de %50-60 arasında ve %44.5'inde ise %60'ın üzerinde olduğu belirlenmiştir. A pompasının 2200 1/min ve 2 mm aksenal açıklığı için en yüksek GV_{max} değeri $\%71.16 \pm 0.06$ olarak saptanmıştır (Çizelge 4.2a).

Şekil 4.1'de 2200 1/min ve 2 mm aksenal açıklık konumunda A pompasına ait karakteristik eğriler verilmiştir.

A pompasının H_m-Q eğrisi dik karakterdedir. Optimum verdi aralığındaki ($0.0075-0.018 \text{ m}^3/\text{s}$) eğim 0.44 ($\alpha_e = 24^\circ$) olarak ölçülmüştür. Kapalı vanada pompanın geliştirebildiği manometrik yükseklik (KVHm) 54.68 mSS mertebesindedir. Bu noktadaki özgül manometrik yükseklik (KVHmi) ise 7.81 mSS 'dir.

Teorik manometrik yükseklik ($U^2/2 \times g$) ile gerçek manometrik yükseklik arasındaki ilişki aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$KVHmi = 0.92 \times (U^2/2 \times g)$$

Tam açık vanada elde edilen verdi $0.022 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak gerçekleşmiştir (Şekil 4.1a).

NPY-Q eğrisi aşırı yüksüz karakter göstermiştir. En az güç tüketimi kapalı vanada, maksimum güç tüketimi de maksimum verim noktası civarında gerçekleşmiştir (Şekil 4.1b).

A pompasının optimum çalışma aralığı ($0.0075-0.018 \text{ m}^3/\text{s}$), çalışma aralığının ($0-0.022 \text{ m}^3/\text{s}$) yaklaşık %48'lik kısmını kapsamıştır (Şekil 4.1c). Optimum çalışma aralığı ile tasarım verdisi arasındaki ilgi aşağıdaki şekilde belirlenmiştir.

$$0.65 \times Qt \leq O\check{C}A \leq 1.56 \times Qt$$

Çizelge 4.1. 7 Kademeli A Pompasının 2000 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m ³ /s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - cc ₁ = 2 mm	1	0.00±0.00	45.16±0.59	4.14±0.03	0.00±0.00
	2	7.80±0.63	31.57±0.01	4.17±0.13	58.37±6.22
	3	11.36±0.27	27.51±0.02	4.30±0.01	71.16±1.74
	4	13.64±0.77	21.40±0.04	4.36±0.01	65.62±3.80
	5	16.24±0.82	15.30±0.05	4.31±0.01	56.53±2.67
	6	17.50±0.31	11.23±0.06	4.18±0.03	46.13±0.90
	7	18.99±0.32	7.16±0.07	4.00±0.03	33.32±0.82
	8	20.13±0.89	3.09±0.08	3.96±0.16	15.41±0.73
b - cc ₂ = 10 mm	1	0.00±0.00	37.68±0.00	4.43±0.00	0.00±0.00
	2	3.82±0.00	29.52±0.00	4.45±0.06	25.01±0.31
	3	7.94±0.42	23.42±0.00	4.75±0.04	38.38±3.06
	4	10.59±0.46	19.36±0.01	4.85±0.03	41.47±1.84
	5	15.53±0.53	13.28±0.01	4.78±0.03	42.32±1.71
	6	17.69±0.55	9.23±0.01	4.63±0.04	34.57±1.13
	7	20.51±0.59	3.14±0.01	4.34±0.03	14.56±0.45
c - cc ₃ = 18 mm	1	0.00±0.00	21.46±0.00	4.07±0.03	0.00±0.00
	2	5.95±0.38	21.37±0.00	4.10±0.03	31.12±1.79
	3	8.79±0.00	19.35±0.00	4.20±0.03	39.76±0.30
	4	9.38±0.51	15.27±0.00	4.24±0.03	33.15±2.07
	5	10.74±0.27	13.24±0.00	4.31±0.03	32.36±0.74
	6	16.06±0.53	9.21±0.01	4.31±0.04	33.67±1.42
	7	19.36±0.57	3.13±0.01	3.89±0.03	15.27±0.50

Çizelge 4.2. 7 Kademeli A Pompasında 2200 l/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m ³ /s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - ce ₁ = 2 mm	1	0.00±0.00	54.68±0.59	4.69±0.04	0.00±0.00
	2	4.38±0.00	47.69±0.00	5.05±0.00	32.06±1.44
	3	11.52±0.00	33.64±0.00	5.34±0.00	71.16±0.06
	4	13.47±0.00	27.54±0.00	5.46±0.01	66.60±0.05
	5	15.53±0.00	21.44±0.00	5.41±0.01	60.37±0.05
	6	17.69±0.00	17.39±0.00	5.32±0.03	56.60±0.35
	7	18.61±0.32	13.62±0.01	5.21±0.03	46.63±0.53
	8	21.10±0.00	9.27±0.00	5.00±0.01	38.33±0.03
	9	22.08±0.69	3.17±0.01	4.76±0.00	14.39±0.50
b - ce ₂ = 10 mm	1	0.00±0.00	45.84±0.00	4.83±0.00	0.00±0.00
	2	5.09±0.54	33.61±0.00	5.64±0.01	29.75±3.17
	3	8.36±0.43	27.50±0.01	5.87±0.06	38.46±2.17
	4	11.05±0.47	23.44±0.00	5.74±0.14	44.79±2.40
	5	16.60±1.07	17.37±0.02	5.35±0.07	52.86±3.80
	6	20.32±0.33	11.29±0.01	5.15±0.04	43.75±0.67
	7	21.49±0.68	3.16±0.01	4.78±0.00	13.90±0.49
c - ce ₃ = 18 mm	1	0.00±0.00	31.56±0.00	4.50±0.03	0.00±0.00
	2	7.12±0.41	25.46±0.00	4.91±0.03	36.24±2.28
	3	9.68±0.45	23.43±0.00	5.11±0.03	43.54±2.26
	4	11.21±0.72	21.40±0.01	5.14±0.03	45.73±3.00
	5	12.65±0.75	17.33±0.01	5.15±0.03	41.80±2.68
	6	14.83±0.79	13.28±0.01	5.10±0.04	37.83±1.81
	7	16.06±0.53	11.25±0.01	5.06±0.00	34.99±1.18
	8	18.05±0.32	7.19±0.00	4.96±0.03	25.63±0.43
	9	20.51±0.00	3.14±0.00	4.84±0.01	13.07±0.02

Çizelge 4.3. 7 Kademeli A Pompasının 2400 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki

Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m ³ /s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - ce ₁ = 2 mm	1	0.00±0.00	64.54±0.59	5.93±0.04	0.00±0.00
	2	7.26±0.24	49.94±0.00	6.37±0.07	55.81±2.13
	3	11.07±0.27	41.80±0.00	6.74±0.03	65.29±1.36
	4	14.83±0.29	33.68±0.01	6.99±0.03	70.07±1.63
	5	18.24±0.56	23.51±0.01	6.88±0.03	61.14±1.90
	6	20.71±0.34	15.38±0.01	6.62±0.03	47.17±0.57
	7	21.81±0.35	9.28±0.01	6.35±0.03	31.34±0.45
	8	23.90±0.35	3.19±0.01	5.98±0.01	12.52±0.21
b - ce ₂ = 10 mm	1	0.00±0.00	56.04±0.00	5.90±0.03	0.00±0.00
	2	6.20±0.22	41.77±0.00	6.10±0.03	41.58±1.40
	3	11.36±0.27	35.68±0.00	6.69±0.04	59.39±1.60
	4	12.97±0.50	31.62±0.01	6.80±0.04	59.12±1.98
	5	14.66±0.29	29.59±0.01	6.84±0.01	62.22±1.32
	6	16.60±0.54	23.49±0.01	6.85±0.01	55.79±1.79
	7	20.32±0.33	17.42±0.01	6.69±0.03	51.88±0.81
	8	21.88±0.35	11.32±0.01	6.45±0.02	37.65±0.70
	9	24.30±0.35	3.20±0.01	6.03±0.01	12.64±0.21
c - ce ₃ = 18 mm	1	0.00±0.00	37.68±0.00	5.62±0.01	0.00±0.00
	2	4.85±0.35	33.61±0.00	5.81±0.03	27.13±1.86
	3	8.80±0.87	27.51±0.01	6.23±0.04	38.09±3.97
	4	13.47±0.51	23.46±0.01	6.35±0.03	48.83±1.87
	5	15.71±0.61	19.41±0.01	6.30±0.03	47.44±2.02
	6	18.43±0.86	13.32±0.01	6.19±0.01	38.83±1.86
	7	19.94±0.99	9.25±0.01	6.20±0.03	29.67±1.44
	8	22.48±0.92	3.17±0.02	5.82±0.04	12.01±0.59

Çizelge 4.4. A Pompasında GV_{max} İçin Uygulanan Varyans Analizi ve LSD Test Sonuçları.**a. Varyans Analiz Sonuçları**

VK	SD	KO	F
Devir sayısı (n)	2	294.940	15.169**
Eksenel Açıklık (ce)	2	1396.319	71.815**
$n \times ce$	4	96.070	4.941**
Hata	18	19.443	—
Genel	26	158.338	—

** %1 olasılık sınırında önemli ($P < 0.01$).**b. Devir Sayısının Etkisi (LSD Test Sonucu)***

Devir Sayısı n (1/min)	n_1 2000	n_2 2200	n_3 2400	LSD (%5)
GV_{max} (%)	51.149 ^c	56.716 ^b	62.597 ^a	4.370

* Aynı harfleri taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.

c. Eksenel Açıklığın Etkisi (LSD Test Sonucu)*

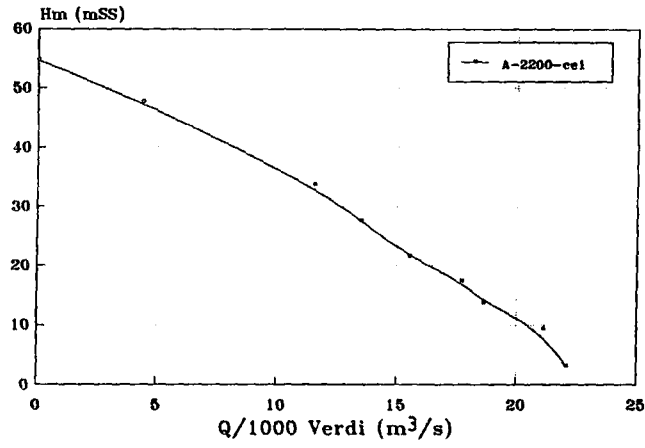
Eksenel Açıklık ce (mm)	ce_1 2	ce_2 10	ce_3 18	LSD (%5)
GV_{max} (%)	70.869 ^a	52.466 ^b	47.127 ^c	4.370

* Aynı harfleri taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.

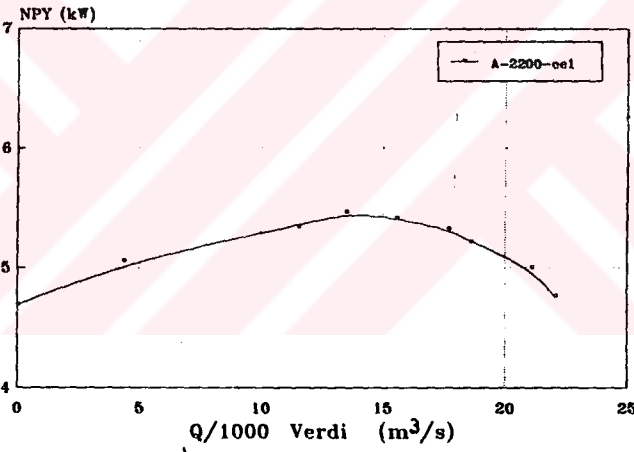
d. $n \times ce$ Etkileşiminin Etkisi (LSD Test Sonucu)*

LSD (%5) = 7.569	Devir Sayısı n (1/min)	Eksenel Açıklık ce (mm)		
		$ce_1 - 2$	$ce_2 - 10$	$ce_3 - 18$
GV_{max} (%)	$n_1 - 2000$	71.373 ^a	42.317 ^{ef}	39.757 ^f
	$n_2 - 2200$	71.163 ^a	52.857 ^{cd}	46.127 ^{def}
	$n_3 - 2400$	70.07 ^a	62.223 ^b	55.497 ^{bc}

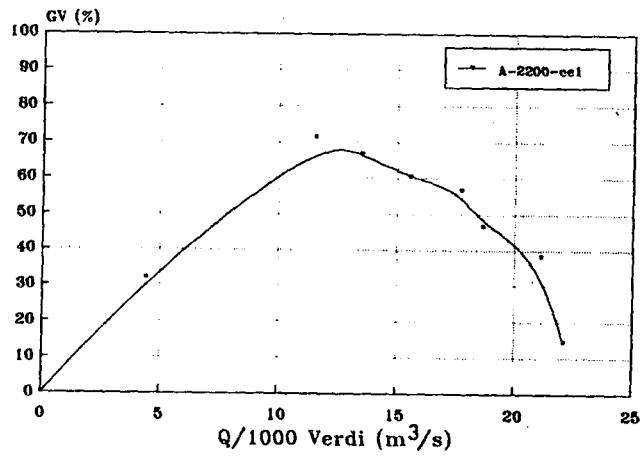
* Aynı harfleri taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.



a)



b)



c)

Şekil 4.1. 7 Kademeli A Pompasının 2200 1/min'de ve 2 mm Eksenel Açıklıktaki Karakteristik Eğrileri.

A pompasının n_{2ce_1} 'deki en yüksek verim noktasında belirlenen bazı karakteristik değerleri Çizelge 4.5'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.5. A Pompasının (n_{2ce_1}) En Yüksek Verim Noktasında Belirlenen Bazı Karakteristik Değerler.

GV_{max} (%)	Q_t (m^3/s)	H_{mi} (mSS)	NPV_i (kW)	NPY_i (kW)	n_q	T_b (N/mSS)	ce/b_2	ce/Dm_2	U_2 (m/s)
71.16	0.01152	4.8	0.54	0.76	73	42	0.08	0.02	12.9

Çizelge 4.5'den A pompası için aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir. Ulaşılan en yüksek verimin %71.16 olduğu saptanmıştır. Özgül devir sayısı (n_q) 73 olarak hesaplanmış ve bu değere göre karışık akışlı çark sınıfına dahildir. Tasarım verdisi $0.01152 m^3/s$ olup küçük verdili pompalar grubundandır. Özgül manometrik yüksekliği 4.8 mSS düzeyindedir. Beher kademe 0.54 kW'lık hidrolik güç verirken, 0.76 kW'lık mekanik güce gereksinim duymaktadır. Çark çıkışındaki çevre hızı $12.9 m/s$, $ce/b_2 = 0.08$ ve $ce/Dm_2 = 0.02$ eksenel açıklığında genel verim en yüksek değerine ulaşmıştır. Özgül eksenel itme kuvveti (T_b) ise 42 N/mSS olarak belirlenmiştir.

4.1.1. A Pompasında devir sayısının pompa karakteristiklerine etkisi

Devir sayısı, GV_{max} üzerinde %1 olasılık sınırında önemli bulmuştur (Çizelge 4.4a). Devir sayısının 2000 1/min'den 2400 1/min'e değişimi durumunda genel verim önemli düzeyde yükselmiştir ($P < 0.01$) (Çizelge 4.4b).

Devir sayısının, artan verdi değerlerinde, pompa karakteristiklerine etkisi Şekil 4.2'de gösterilmiştir.

Devir sayısının artışına paralel olarak H_m-Q eğrileri yükselmiş ve en yüksek H_m-Q eğrisi 2400 1/min'de elde edilmiştir (Şekil 4.3a). Devir sayısının $\pm\%10$ değişim sınırında; kapalı vanadaki manometrik yükseklik ve tam açık vanadaki verdi (AVQ) için, önerilen teorik formüllerin geçerli olduğu görülmüştür.

Devir sayısının artışı, $NPY-Q$ eğrilerini de yükseltmiştir. Devir sayısının $\pm\%5$ değişim sınırında KVH_m ve AVQ noktalarındaki NPY değerleri için teorik formüller geçerli olmuştur (Şekil 4.2b).

Devir sayısının artması özellikle büyük verdilerde ($Q > 0.013 \text{ m}^3/\text{s}$), hem verim düzeyini yükseltmiş hem de optimum çalışma aralığını genişletmiştir. $0.013 \text{ m}^3/\text{s}$ 'den küçük verdilerde devir sayısının değişimi, GV-Q eğrilerini belirgin bir şekilde etkilemediği görülmektedir (Şekil 4.2c).

4.1.2. A Pompasında aksenal açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi

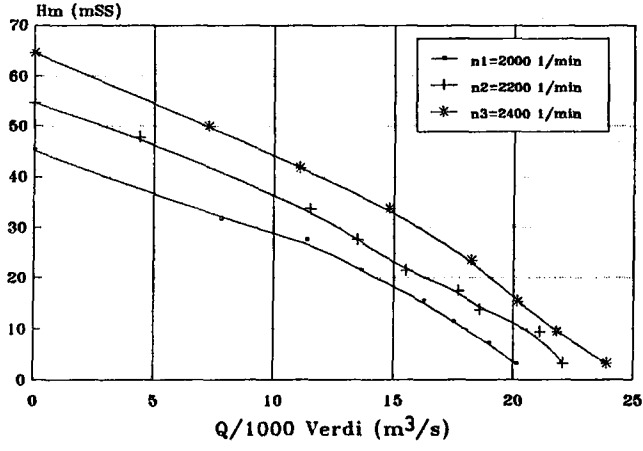
Eksenel açıklığın, verim (GV_{\max}) üzerindeki etkisi %99 emniyet sınırında önemli bulunmuştur (Çizelge 4.4a). Eksenel açıklığın artışı GV_{\max} ortalamalarını önemli oranda düşürmüştür ($P < 0.01$) (Çizelge 4.4c).

Artan verdilerde, aksenal açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi ise Şekil 4.3'de verilmiştir.

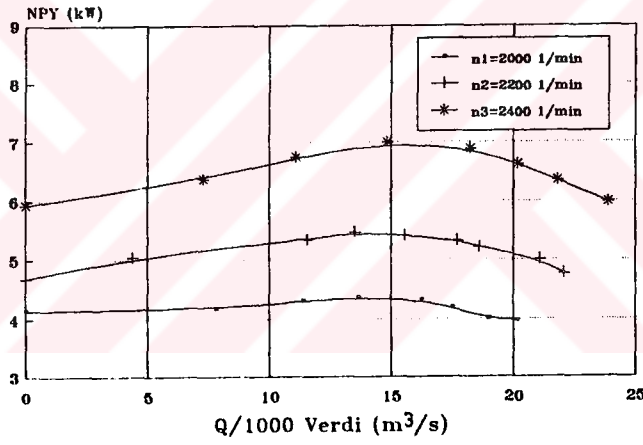
Eksenel açıklığın artışı, Hm-Q eğrilerini önemli ölçüde düşürmüştür. En düşük Hm-Q eğrisi, 18 mm aksenal açıklıkta gerçekleşmiştir. Kapalı vanadaki manometrik yükseklik, aksenal açıklığın 2 mm'den 18 mm'ye çıkması durumunda %42 oranında azalmıştır. Bu azalma aynı şiddette olmasa bile, artan verdilerde de devam etmiştir. Eksenel açıklığın 2 mm'den 10 mm'ye çıkması durumunda ise KVHm değeri %13 oranında azalmıştır (Şekil 4.3a).

Eksenel açıklığın artması NPY-Q eğrilerini düşürmüş ve bu düşüş en fazla 18 mm aksenal açıklıkta gerçekleşmiştir. 2 mm ile 10 mm aksenal açıklıkta NPY-Q eğrileri arasında önemli ölçüde farklılık görülmektedir. Bu farklılık artan verdiye bağlı olarak devam etmektedir (Şekil 4.3b).

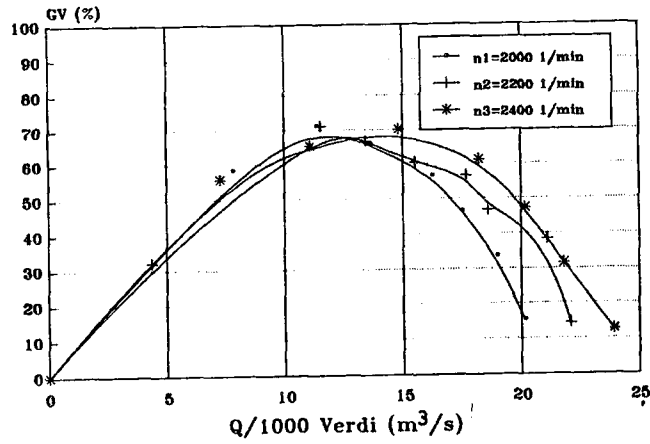
Artan aksenal açıklık ile GV-Q eğrilerinde, hem verim düzeyi azalmış hem de optimum çalışma aralığında önemli derecede daralma görülmüştür (Şekil 4.3c).



a)

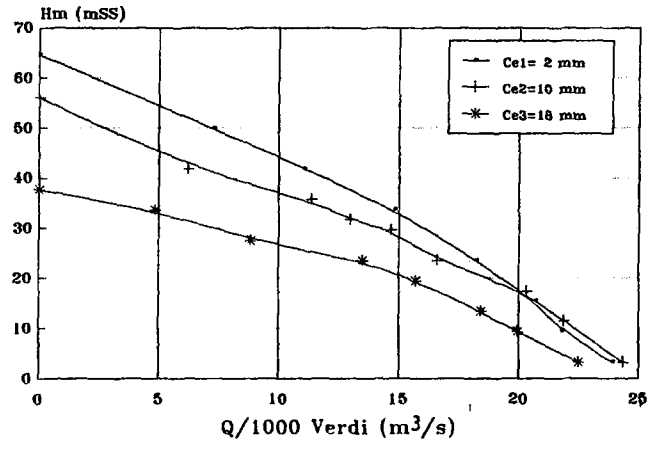


b)

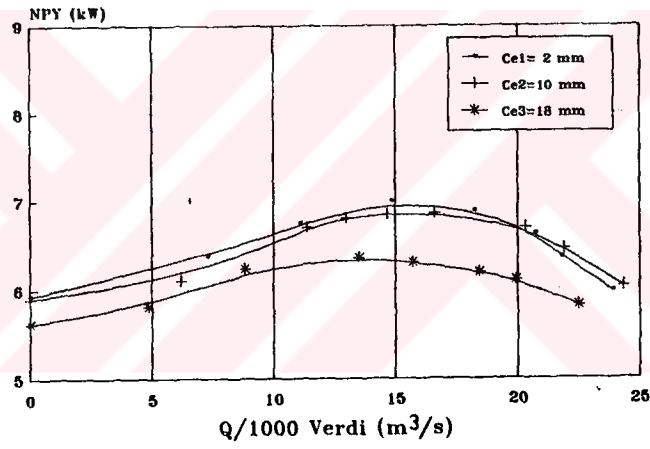


c)

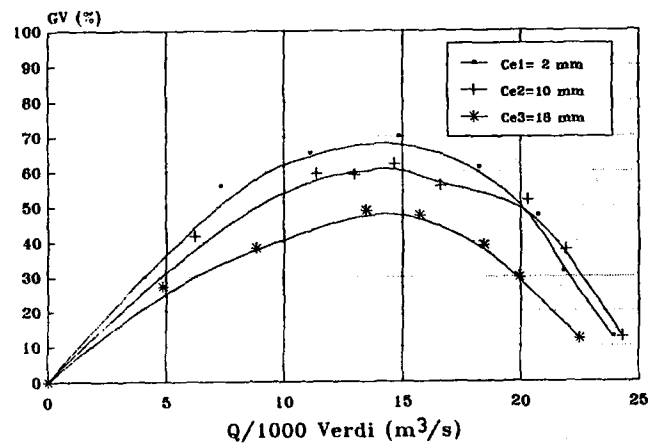
Şekil 4.2. 7 Kademeli A Pompasının ce_1 Eksenel Açıklıkta Farklı Devir Sayılarındaki Karakteristik Eğrileri



a)



b)



c)

Şekil 4.3. 7 Kademeli A Pompasının 2400 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Karakteristik Eğrileri.

4.1.3. A Pompasında devir sayısı (n) × eksenel açıklık (ce) etkileşiminin GV_{max} üzerine etkisi

$n \times ce$ etkileşimi, GV_{max} üzerinde önemli oranda etkili olmuştur ($P < 0.01$) (Çizelge 4.4a). Devir sayısının tüm seviyelerinde, eksenel açıklığın artması; GV_{max} ortalamalarını azaltmıştır. Ancak, her üç devir sayısında da 10 mm ile 18 mm eksenel açıklıklardaki GV_{max} ortalamaları arasındaki farklılıklar istatistiksel bakımdan önemli çıkmamıştır ($P > 0.05$). Ayrıca, 2 mm eksenel açıklıktaki devir sayısının artışı, GV_{max} üzerinde etkili olmamıştır ($P > 0.05$). 10 mm eksenel açıklıkta, devir sayısının artışıyla, GV_{max} ortalamaları önemli düzeyde yükselmiştir ($P < 0.01$). 18 mm eksenel açıklıkta devir sayısının artışı, GV_{max} ortalamalarını yükseltmesine karşın, 2000 ve 2200 1/min'deki GV_{max} ortalamaları arasındaki farklılık önemsiz bulunmuştur ($P > 0.05$) (Çizelge 4.4d).

4.2. B Pompasına Ait Deneme Bulguları

B pompasına ait deneme sonuçları Çizelge 4.6...4.8 arasında gösterilmiştir. En yüksek verim (GV_{max}) için uygulanan varyans analiz ve LSD test sonuçları da Çizelge 4.9'da verilmiştir.

Çizelge 4.6...4.8'deki toplam 9 kombinasyondaki deneme sonuçları incelendiğinde; en yüksek GV_{max} , kombinasyonların tamamında %60'ın üzerinde gerçekleşmiştir. B pompasında en yüksek genel verim (GV_{max}) %71.03±1.60 değeri ile n_3ce_1 kombinasyonunda elde edilmiştir (Çizelge 4.8a).

En yüksek GV_{max} değerinin elde edildiği n_3ce_1 kombinasyonundaki pompa karakteristik eğrileri Şekil 4.4'de verilmiştir.

B pompasının, Hm-Q eğrisi dik karakterde bulunmuştur (Şekil 4.4a). Optimum çalışma aralığındaki (0.015–0.035 m³/s) Hm-Q eğrisinin eğimi 0.38 ($\alpha_e = 21^\circ$) olarak ölçülmüştür. Kapalı vanadaki manometrik yükseklik 32.58 mSS, tam açık vanadaki verdi 38.67±0.42×10⁻³ m³/s olarak belirlenmiştir. Kapalı vanadaki özgül manometrik yükseklik 10.9 mSS olmuştur. KVHmi ile teorik manometrik yükseklik arasındaki ilişki şu şekilde bulunmuştur.

$$KVHmi = 0.87 \times (U^2 / 2 \times g)$$

NPY–Q eğrisi aşırı yüksüz karakter göstermiştir. Minimum güç tüketimi kapalı vada, maksimum güç tüketimi ise 0.02 m³/s verdi noktası civarında oluşmuştur (Şekil 4.4b).

B pompasının optimum çalışma aralığı (0.015–0.035 m³/s), çalışma aralığının (0–0.039 m³/s) yaklaşık %51’lik kısmını kapsamaktadır. Optimum çalışma aralığı ile tasarım verdisi arasındaki ilgi şu şekilde saptanmıştır (Şekil 4.4c).

$$0.65 \times Q_t \leq O\check{C}A \leq 1.52 \times Q_t$$

Çizelge 4.6. 3 Kademeli B Pompasının 1600 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m ³ /s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - ce ₁ = 2 mm	1	0.00±0.00	22.03±0.00	3.51±0.01	0.00±0.00
	2	11.68±0.28	17.32±0.01	4.03±0.01	49.29±1.15
	3	15.53±0.00	15.32±0.00	3.84±0.00	60.72±0.04
	4	19.36±0.00	13.33±0.00	4.05±0.18	62.52±2.84
	5	21.88±0.34	11.32±0.01	4.02±0.01	60.38±1.00
	6	25.55±0.36	7.30±0.01	3.90±0.01	46.97±0.74
	7	30.74±0.39	3.32±0.01	3.68±0.03	27.19±0.65
b - ce ₂ = 6 mm	1	0.00±0.00	22.38±0.00	3.65±0.03	0.00±0.00
	2	7.53±0.00	18.32±0.00	4.03±0.04	33.58±0.29
	3	16.24±0.31	15.33±0.00	3.85±0.03	63.40±1.58
	4	21.88±0.35	11.32±0.01	4.13±0.04	58.76±0.86
	5	26.39±0.36	8.34±0.01	4.01±0.03	53.73±1.08
	6	30.30±0.39	3.31±0.01	3.78±0.01	26.05±0.42
c - ce ₃ = 10 mm	1	0.00±0.00	22.38±0.00	3.56±0.04	0.00±0.00
	2	5.70±0.22	19.33±0.00	3.72±0.04	28.99±1.29
	3	13.30±0.29	16.32±0.00	4.02±0.00	52.99±1.13
	4	19.74±0.33	13.33±0.00	4.06±0.03	63.59±1.41
	5	22.48±0.35	11.31±1.74	3.95±0.00	59.61±4.50
	6	25.74±0.36	7.31±0.01	3.83±0.01	48.23±0.68
	7	28.97±0.38	3.29±0.01	3.63±0.01	25.66±0.38

Çizelge 4.7. 3 Kademeli B Pompasının 1800 l/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m^3/s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - $ce_1 = 2$ mm	1	0.00±0.00	26.46±0.00	4.23±0.04	0.00±0.00
	2	6.85±0.23	23.42±0.00	4.55±0.03	34.59±0.88
	3	12.81±0.29	19.39±0.01	5.11±0.01	51.40±1.05
	4	23.25±0.32	15.43±0.01	5.05±0.01	69.75±1.02
	5	28.10±0.38	11.43±0.01	4.84±0.03	65.05±0.46
	6	34.15±0.40	3.40±0.01	4.57±0.16	24.90±0.50
b - $ce_2 = 6$ mm	1	0.00±0.00	27.99±0.00	4.44±0.03	0.00±0.00
	2	8.79±0.44	23.43±0.01	4.85±0.03	41.67±2.09
	3	18.80±0.56	19.44±0.01	5.23±0.01	68.48±2.08
	4	23.08±0.35	15.42±0.01	5.09±0.03	68.52±0.92
	5	27.45±0.37	11.41±0.01	4.94±0.00	62.23±0.91
	6	30.74±0.37	8.42±0.01	4.81±0.03	52.80±1.06
	7	33.50±0.39	3.41±0.01	4.60±0.07	24.35±1.32
c - $ce_3 = 10$ mm	1	0.00±0.00	27.99±0.00	4.32±0.03	0.00±0.00
	2	9.08±0.25	23.43±0.00	4.69±0.01	44.45±1.27
	3	17.50±0.31	19.43±0.01	5.02±0.03	66.38±1.43
	4	20.32±0.33	17.42±0.01	5.09±0.01	68.24±1.22
	5	25.17±0.36	13.42±0.01	4.91±0.00	67.31±1.02
	6	28.97±0.38	8.39±0.01	4.69±0.04	50.72±0.93
	7	33.00±0.40	3.37±0.01	4.43±0.04	24.59±0.31

Çizelge 4.8. 3 Kademeli B Pompasının 2000 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m ³ /s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - ce ₁ = 2 mm	1	0.00±0.00	32.58±0.00	5.62±0.04	0.00±0.00
	2	9.53±0.52	27.51±0.00	6.31±0.04	40.75±2.32
	3	15.71±0.31	23.42±0.01	6.83±0.03	52.97±1.17
	4	23.08±0.35	21.54±0.01	6.87±0.1	71.03±1.60
	5	27.24±0.00	17.53±0.00	6.63±0.01	70.60±0.06
	6	31.19±0.00	13.53±0.00	6.45±0.03	64.20±0.31
	7	35.39±0.12	9.39±0.26	6.24±0.04	55.35±5.19
	8	38.67±0.42	3.50±0.01	5.89±0.03	22.57±0.43
b - ce ₂ = 6 mm	1	0.00±0.00	33.94±0.29	5.73±0.03	0.00±0.00
	2	9.83±0.69	29.55±0.01	6.18±0.03	46.08±3.32
	3	17.87±0.32	25.55±0.00	6.67±0.03	67.10±1.12
	4	22.13±0.31	21.53±0.01	6.81±0.03	68.39±1.01
	5	26.18±0.36	17.51±0.01	6.56±0.01	68.47±1.01
	6	30.07±0.37	13.51±0.01	6.42±0.04	62.05±0.81
	7	33.92±0.00	8.49±0.00	6.13±0.03	46.09±0.23
	8	37.46±0.72	3.48±0.02	5.84±0.04	21.85±0.54
c - ce ₃ = 10 mm	1	0.00±0.00	33.6±0.00	5.77±0.03	0.00±0.00
	2	7.80±0.24	29.54±0.00	6.13±0.02	36.84±0.98
	3	15.88±0.31	25.53±0.01	6.61±0.01	60.13±1.17
	4	21.49±0.33	21.52±0.01	6.69±0.03	67.81±1.42
	5	26.39±0.36	17.52±0.01	6.40±0.03	70.83±0.90
	6	29.41±0.38	13.49±0.01	6.23±0.01	63.43±0.87
	7	33.69±0.40	8.48±0.01	5.95±0.03	47.06±0.56
	8	37.22±0.42	3.47±0.01	5.69±0.03	22.24±0.37

Çizelge 4.9. B Pompasında En Yüksek Verim (GV_{max}) İçin Uygulanan Varyans Analiz ve LSD Test Sonuçları.

a. Varyans Analiz Sonuçları

VK	SD	KO	F
Devir sayısı (n)	2	127.958	56.067**
Eksenel Açıklık (ce)	2	1.411	0.618
n×ce	4	3.259	1.428
Hata	18	2.282	—
Genel	26	12.033	—

**%1 olasılık sınırında önemli ($P<0.01$).

b. Devir Sayısının Etkisi (LSD Test Sonucu)*

Devir Sayısı n (1/min)	n_1 1600	n_2 1800	n_3 2000	LSD (%5)
GV_{max} (%)	63.168 ^b	68.864 ^a	70.294 ^a	1.497

* Aynı harfler taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.

c. Eksenel Açıklığın Etkisi (LSD Test Sonucu)*

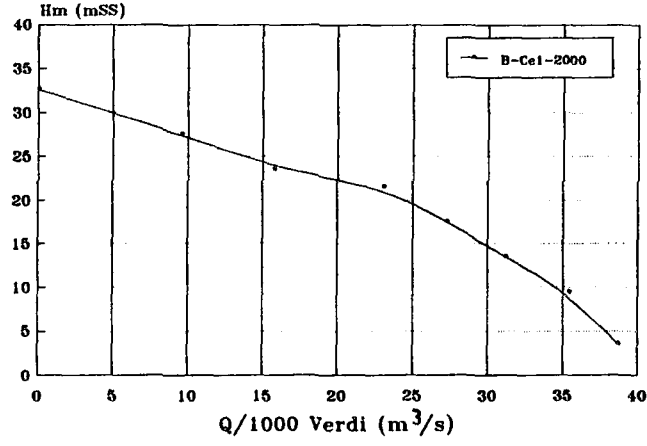
Eksenel Açıklık ce (mm)	ce_1 2	ce_2 6	ce_3 10	LSD (%5)
GV_{max} (%)	67.772 ^a	67.003 ^a	67.552 ^a	1.497

* Aynı harfler taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.

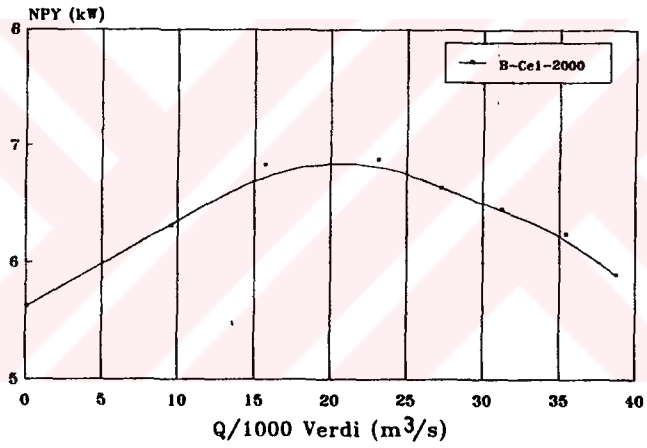
d. n×ce Etkileşiminin Etkisi (LSD Test Sonucu)

LSD (%5) = 2.593	Devir Sayısı n (1/min)	Eksenel Açıklık ce (mm)		
		$ce_1 - 2$	$ce_2 - 6$	$ce_3 - 10$
GV_{max} (%)	$n_1 - 1600$	62.517 ^c	63.400 ^c	63.857 ^c
	$n_2 - 1800$	69.460 ^{ab}	68.897 ^{ab}	68.237 ^b
	$n_3 - 2000$	71.340 ^a	68.713 ^b	70.883 ^a

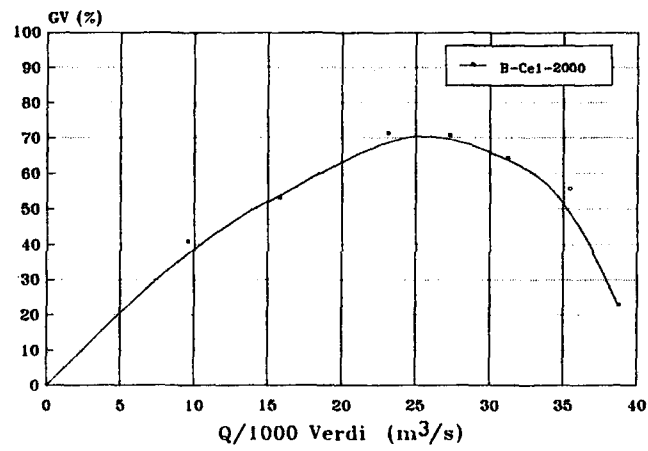
* Aynı harfler taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.



a)



b)



c)

Şekil 4.4. 3 Kademeli B Pompasının 2000 1/min'de ve 2 mm Eksenel Açıklıktaki Karakteristik Eğrileri.

B pompasının n_3ce_1 kombinasyonundaki en yüksek verim noktasında belirlenen bazı karakteristik değerleri Çizelge 4.10'da verilmiştir.

Çizelge 4.10. B Pompasının n_3ce_1 Kombinasyonundaki En Yüksek Verim Noktasında Belirlenen Bazı Karakteristik Değerleri.

GV _{max} (%)	Qt (m ³ /s)	Hmi (mSS)	NPVi (kW)	NPYi (kW)	nq	Tb (N/mSS)	ce/b ₂	ce/Dm ₂	U ₂ (m/s)
71.03	0.02308	7.2	1.63	2.29	69.1	78.3	0.07	0.01	15.7

Çizelge 4.10'dan B Pompası için şu sonuçlar çıkarılabilir. Ulaşılan en yüksek verim %71.03 olmuştur. Özgül devir sayısı 69.1 olarak belirlenmiş, pompa çarkı karışık akışlı tipte bulunmuştur. Tasarım verdisi 0.02308 m³/s olup orta verdili pompalar sınıfına girmiştir. Hmi 7.2 mSS mertebesindedir. Beher kademesi 1.63 kW'lık hidrolik gücü sağlamak için 2.29 kW'lık mekanik güce gereksinim duymaktadır. Çark çıkışındaki çevre hızı 15.7 m/s, $ce/b_2 = 0.07$ ve $ce/Dm_2 = 0.01$ aksenal açıklıkta genel verim en yüksek değerine ulaşmıştır. Özgül aksenal itme kuvveti (Tb) ise 78.3 N/mSS olarak bulunmuştur.

4.2.1. B Pompasında devir sayısının pompa karakteristiklerine etkisi

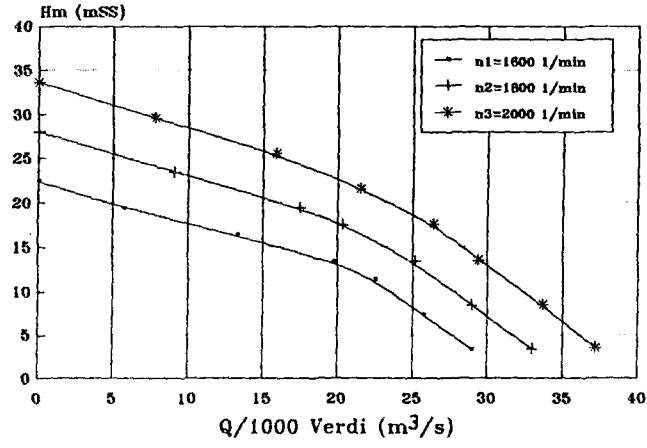
Devir sayısının, GV_{max} üzerindeki etkisi önemli bulunmuştur ($P < 0.01$) (Çizelge 4.9a). Devir sayısının 1600 1/min'den 1800 1/min'e çıkması ile genel verim yükselmiştir. Ancak, 1800 ve 2000 1/min'deki GV_{max} ortalamaları arasındaki farklılık istatistiksel bakımdan önemli bulunmamıştır ($P > 0.05$). Buna göre, B pompasının tasarım devir sayısının 2000 1/min civarında bulunduğu söylenebilir (Çizelge 4.9b).

Devir sayısının, artan verdiye göre pompa karakteristiklerine etkisi Şekil 4.5'de verilmiştir.

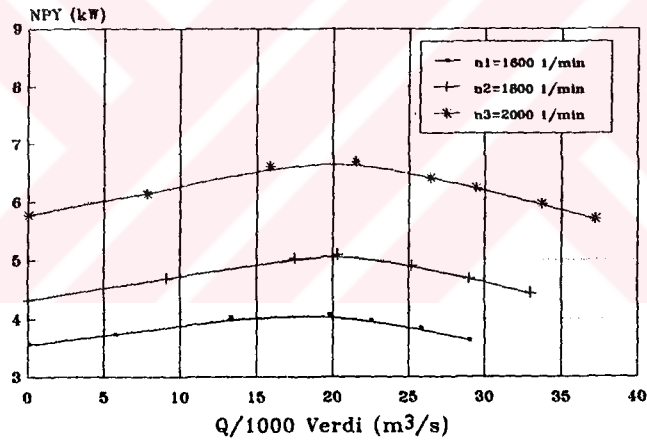
Devir sayısının artışı, Hm-Q eğrilerini birbirine paralel olarak yükseltmiştir. KVHmi ve AVQ değerleri, devir sayısının $\pm\%10$ değişim sınırında, teorik formüllerin uygulanabilirliğini ortaya koymuştur (Şekil 4.5a).

NPY-Q eğrileri de, artan devir sayısına bağlı olarak yükselmiştir. NPY-Q eğrileri birbirine paralellik göstermiştir. Tasarım noktasındaki güçleri (NPY) esas alındığında, teorik formüller devir sayısının $\pm\%10$ değişim sınırında geçerli olmuştur (Şekil 4.5b).

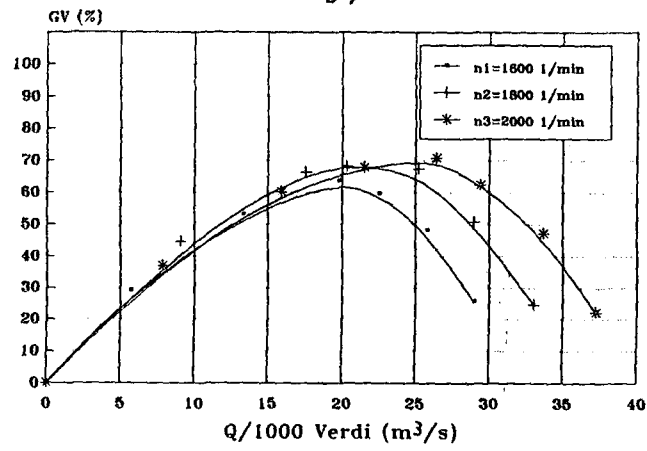
Devir sayısının artışı ile 0.020m³/s verdi değerinden sonra, hem verim düzeyi yükselmiş hem de optimum çalışma aralığı genişlemiştir (Şekil 4.5c).



a)



b)



c)

Şekil 4.5. 3 Kademeli B Pompasının ce₃ Eksenel Açıklıkta Farklı Devir Sayılarındaki Karakteristik Eğrileri.

4.2.2. B pompasında aksel açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi

Eksenel açıklık, B pompasında, GV_{max} üzerinde etkili olmamıştır ($P>0.05$) (Çizelge 4.9a). Eksenel açıklığın değiştirilmesi, GV_{max} ortalamaları arasında istatistiksel açıdan önemli farklılık meydana getirmemiştir (Çizelge 4.9c).

Artan verdilerde, aksel açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi Şekil 4.6'da verilmiştir.

Şekil 4.6a'da, tasarım verdisi noktasında, Hm-Q eğrilerinin kesiştiği görülmektedir. Küçük verdi değerlerinde manometrik yükseklik eğrileri, sırasıyla ce_2 , ce_3 ve ce_1 aksel açıklıklarda yükselirken, büyük verdilerde ce_1 aksel açıklığında daha yüksek Hm-Q eğrisi gözlenmiştir. Büyük verdilerde, ce_2 ve ce_3 aksel açıklıklarda belirgin bir farklılık görülmemiştir. Kapalı vanadaki manometrik yükseklik en fazla ce_2 konumunda görülmüştür. Tam açık vanadaki verdi değerleri, artan aksel açıklıkla birlikte düşüş göstermiştir.

Eksenel açıklığın artması, büyük verdilerde NPY-Q eğrilerini düşürmüştür (Şekil 4.6b).

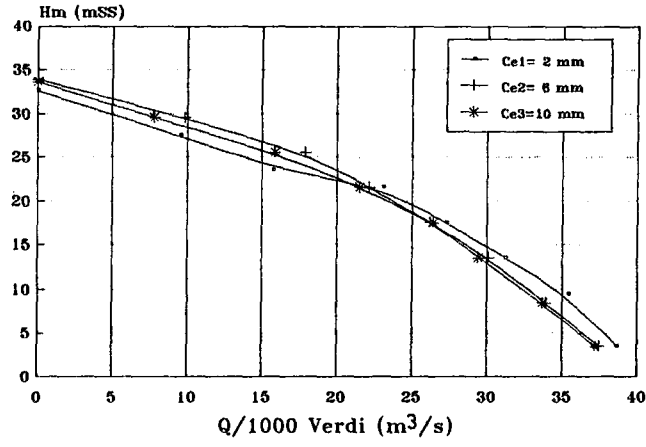
ce_2 ve ce_3 konumlarında GV-Q eğrileri birbiriyle aynılık göstermiştir. GV-Q eğrileri tasarım noktasında kesişmiştir. ce_1 aksel açıklık konumunda, düşük verdilerde daha küçük, büyük verdilerde ise daha yüksek verim düzeyi gerçekleşmiştir (Şekil 4.6c).

4.2.3. B Pompasında devir sayısı (n) × aksel açıklık (ce) etkileşiminin

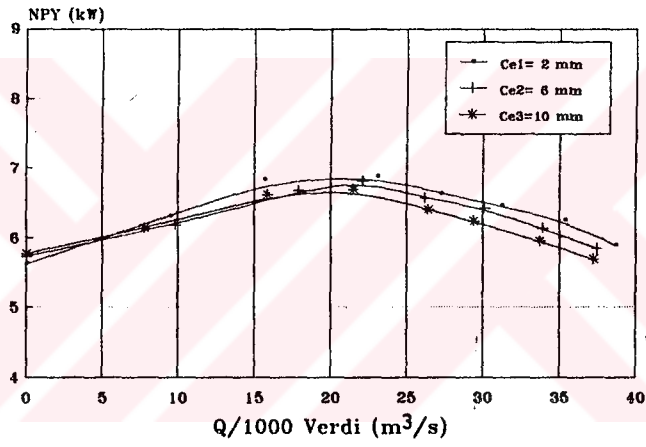
GV_{max} üzerindeki etkisi

$n \times ce$ etkileşiminin, GV_{max} üzerindeki etkisi önemsiz bulunmuştur ($P>0.05$) (Çizelge 4.9a).

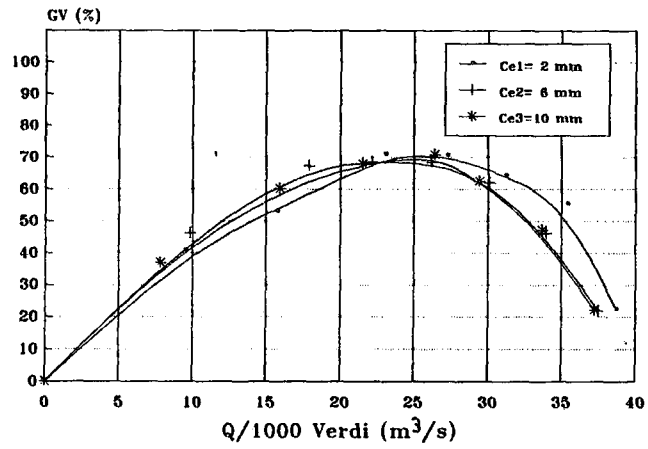
$n \times ce$ etkileşiminin, GV_{max} üzerindeki etkisizliği Çizelge 4.9d'de görülmektedir.



a)



b)



c)

Şekil 4.6. 3 Kademeli B Pompasının 2000 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Karakteristik Eğrileri.

4.3. C Pompasına Ait Deneme Sonuçları

C pompasına ait deneme sonuçları Çizelge 4.11...4.13 arasında verilmiştir. En yüksek verim (GV_{max}) için uygulanan varyans analiz ve LSD test sonuçları da Çizelge 4.14'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.11...4.13'deki toplam 9 kombinasyondaki deneme sonuçlarına göre; kombinasyonların %11'inde GV_{max} %50–60 arasında, %89'unda ise GV_{max} %60'ın üzerinde olduğu saptanmıştır. C pompasında en yüksek GV_{max} %69.18±1.77 değeri ile n_{3ce_1} kombinasyonunda görülmüştür (Çizelge 4.13a).

En yüksek GV_{max} değerinin meydana geldiği n_{3ce_1} kombinasyonundaki karakteristik eğriler Şekil 4.7'de verilmiştir.

C pompasının, Hm–Q eğrisi dik karakter göstermiştir. Optimum çalışma aralığındaki (0.012–0.033 m³/s) Hm–Q eğrisinin eğimi 0.41 ($\alpha_c = 22^\circ$) olarak ölçülmüştür. KVHm 24.42 mSS, KVHmi ise 8.14 mSS olarak gerçekleşmiştir. AVQ değeri 38.18±0.73×10⁻³ m³/s olmuştur. Teorik manometrik yükseklik ile gerçek manometrik yükseklik arasındaki ilgi aşağıdaki şekilde belirlenmiştir (Şekil 4.7a).

$$KVHmi = 1.09 \times (U^2/2 \times g)$$

NPY–Q eğrisi aşırı yüksüz karakter göstermiştir. En az güç tüketimi kapalı vanada, en yüksek güç tüketimi ise 0.03 m³/s verdi noktasında gerçekleşmiştir (Şekil 4.7b).

C pompasının optimum çalışma aralığı (0.012–0.033 m³/s), çalışma aralığının (0–0.038 m³/s) yaklaşık %55'lik kısmını kapsamaktadır. Optimum çalışma aralığı ile tasarım verdisi arasındaki ilgi aşağıdaki şekilde saptanmıştır (Şekil 4.7c).

$$0.44 \times Qt \leq O\check{C}A \leq 1.22 \times Qt$$

Çizelge 4.11. 3 Kademeli C Pompasının 1400 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m ³ /s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - ce ₁ = 2 mm	1	0.00±0.00	18.81±0.00	3.55±0.10	0.00±0.00
	2	9.11±0.50	16.80±0.01	3.72±0.12	40.34±0.95
	3	12.97±0.62	15.30±0.00	3.89±0.08	50.01±1.53
	4	20.05±0.85	12.90±0.02	4.00±0.04	63.39±2.02
	5	23.08±0.39	11.50±0.00	4.10±0.17	63.46±3.68
	6	25.34±0.83	10.08±0.01	4.05±0.00	61.83±1.85
	7	28.25±0.65	17.66±0.01	3.95±0.02	53.71±2.09
	8	34.62±0.70	3.41±0.00	3.70±0.15	31.28±2.00
b - ce ₂ = 8 mm	1	0.00±0.00	20.34±0.00	3.50±0.04	0.00±0.00
	2	8.79±0.43	17.31±0.01	3.84±0.04	38.92±1.93
	3	15.18±0.31	15.32±0.00	4.11±0.00	55.44±1.09
	4	18.24±0.56	13.31±0.01	4.07±0.17	58.57±3.14
	5	26.18±0.97	9.35±0.02	3.96±0.03	60.68±1.98
	6	29.63±0.38	7.38±0.01	3.96±0.03	54.16±1.05
	7	34.62±0.70	3.41±0.02	3.99±0.16	28.97±0.57
c - ce ₃ = 14 mm	1	0.00±0.00	19.32±0.00	3.84±0.01	0.00±0.00
	2	6.85±0.23	17.30±0.00	4.01±0.03	28.99±0.74
	3	12.16±0.28	15.29±0.00	4.20±0.04	43.41±1.39
	4	16.60±0.54	13.29±0.01	4.02±0.03	53.85±1.83
	5	24.10±0.61	9.32±0.01	4.05±0.01	54.34±1.52
	6	27.88±0.65	7.34±0.02	4.05±0.01	49.56±1.30
	7	32.09±0.78	3.35±0.02	3.98±0.03	26.45±0.90

Çizelge 4.12. 3 Kademeli C Pompasının 1500 1/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m ³ /s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - ce ₁ = 2 mm	1	0.00±0.00	21.36±0.00	3.73±0.04	0.00±0.00
	2	7.12±0.41	19.34±0.00	4.14±0.03	32.64±1.87
	3	11.84±0.73	17.33±0.01	4.20±0.00	47.96±2.97
	4	16.96±0.82	15.34±0.01	4.34±0.03	58.72±2.49
	5	21.68±0.00	13.36±0.00	4.39±0.04	64.75±0.57
	6	28.97±1.00	9.40±0.02	4.50±0.00	59.40±1.83
	7	36.98±0.42	3.47±0.01	4.36±0.00	28.81±0.40
b - ce ₂ = 8 mm	1	0.00±0.00	22.89±0.00	4.01±0.03	0.00±0.00
	2	6.72±0.00	20.36±0.00	3.93±0.04	34.09±0.31
	3	15.53±0.53	17.36±0.01	4.31±0.03	61.45±2.47
	4	18.80±0.56	15.36±0.01	4.33±0.00	65.34±1.99
	5	22.28±0.60	13.37±0.01	4.43±0.03	65.87±1.45
	6	29.85±0.67	9.42±0.02	4.44±0.01	62.02±1.51
	7	32.32±1.04	7.43±0.02	4.40±0.03	53.58±1.87
	8	35.32±0.71	3.42±0.01	4.24±0.03	27.97±0.87
c - ce ₃ = 14 mm	1	0.00±0.00	22.38±0.00	4.09±0.03	0.00±0.00
	2	5.95±0.38	19.33±0.00	4.22±0.03	26.72±1.70
	3	12.48±0.49	17.33±0.01	4.45±0.03	47.70±2.18
	4	17.14±0.55	15.34±0.01	4.62±0.03	55.77±2.15
	5	21.68±0.00	13.36±0.00	4.67±0.03	60.80±0.39
	6	27.67±0.37	9.38±0.01	4.55±0.01	55.99±0.82
	7	31.19±0.00	7.41±0.00	4.48±0.06	50.52±0.61
	8	35.09±0.40	3.42±0.01	4.34±0.04	27.06±0.17

Çizelge 4.13. 3 Kademeli C Pompasının 1600 l/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Deneme Sonuçları.

Eksenel Açıklık	Vana Açıklığı	$Q \times 10^{-3}$ (m ³ /s)	Hm (mSS)	NPY (kW)	GV (%)
a - $cc_1 = 2$ mm	1	0.00±0.00	24.42±0.00	3.91±0.03	0.00±0.00
	2	8.36±0.42	21.37±0.01	4.36±0.00	40.23±2.02
	3	15.01±0.52	19.40±0.01	4.82±0.00	59.20±2.07
	4	22.08±0.35	15.41±0.01	4.97±0.03	67.74±1.53
	5	26.60±0.64	13.44±0.01	5.07±0.03	69.18±1.77
	6	32.55±1.17	9.48±0.02	5.12±0.03	59.09±2.14
	7	38.18±0.73	3.49±0.02	4.94±0.03	26.49±0.66
b - $cc_2 = 8$ mm	1	0.00±0.00	26.46±0.00	4.18±0.04	0.00±0.00
	2	13.14±0.76	20.40±0.01	4.71±0.03	54.59±2.78
	3	20.13±0.33	17.41±0.01	5.05±0.04	67.47±2.08
	4	22.88±0.61	15.42±0.01	5.13±0.03	67.46±1.47
	5	27.03±0.37	13.44±0.01	5.20±0.01	68.53±0.91
	6	31.19±0.67	9.45±0.01	5.16±0.03	55.94±0.99
	7	34.62±0.70	7.49±0.02	5.08±0.06	49.99±0.95
	8	39.64±0.73	3.53±0.02	4.93±0.03	27.90±0.82
c - $cc_3 = 14$ mm	1	0.00±0.00	25.44±0.00	4.64±0.12	0.00±0.00
	2	7.94±0.42	22.40±0.00	4.74±0.03	36.77±2.02
	3	15.53±0.53	19.40±0.01	5.07±0.01	58.22±1.95
	4	18.80±0.00	17.40±0.00	5.28±0.03	60.70±0.31
	5	22.88±0.61	15.42±0.01	5.37±0.01	64.47±1.74
	6	25.55±0.36	13.42±0.01	5.35±0.04	62.88±0.79
	7	30.52±0.67	9.44±0.02	5.23±0.01	53.98±1.22
	8	34.39±0.40	7.48±0.01	5.16±0.03	48.90±0.34
	9	38.91±0.73	3.51±0.02	5.00±0.01	26.82±0.65

Çizelge 4.14. C Pompasında GV_{max} İçin Uygulanan Varyans Analiz ve LSD Test Sonuçları.**a. Varyans Analiz Sonuçları**

VK	SD	KO	F
Devir sayısı (n)	2	20.526	32.106**
Eksenel Açıklık (ce)	2	117.185	41.560**
$n \times ce$	4	20.855	7.396**
Hata	18	2.820	—
Genel	26	21.138	—

** %1 olasılık sınırında önemli ($P < 0.01$).**b. Devir Sayısının Etkisi (LSD Test Sonucu)***

Devir Sayısı n (1/min)	n_1 1400	n_2 1500	n_3 1600	LSD (%5)
GV_{max} (%)	61.487 ^c	63.804 ^b	67.759 ^a	1.664

* Aynı harfleri taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.

c. Eksenel Açıklığın Etkisi (LSD Test Sonucu)*

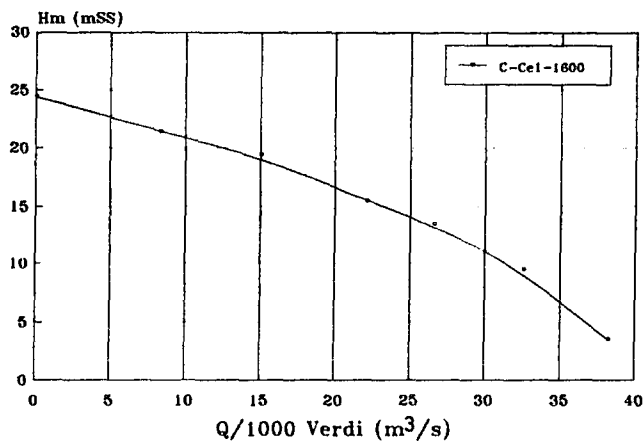
Eksenel Açıklık ce (mm)	ce_1 2	ce_2 8	ce_3 14	LSD (%5)
GV_{max} (%)	67.269 ^a	65.466 ^b	60.316 ^c	1.664

* Aynı harfleri taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.

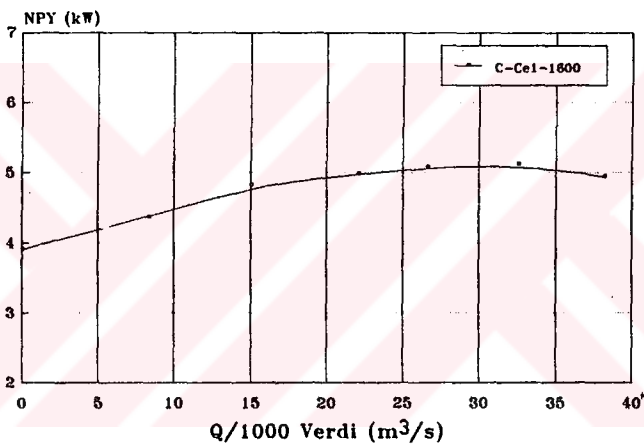
d. $n \times ce$ Etkileşiminin Etkisi (LSD Test Sonucu)*

LSD (%5) = 2.882	Devir Sayısı n (1/min)	Eksenel Açıklık ce (mm)		
		$ce_1 - 2$	$ce_2 - 8$	$ce_3 - 14$
GV_{max} (%)	$n_1 - 1400$	67.880 ^{ab}	61.227 ^c	55.353 ^d
	$n_2 - 1500$	64.747 ^b	65.870 ^b	60.797 ^c
	$n_3 - 1600$	69.180 ^a	69.300 ^a	64.797 ^b

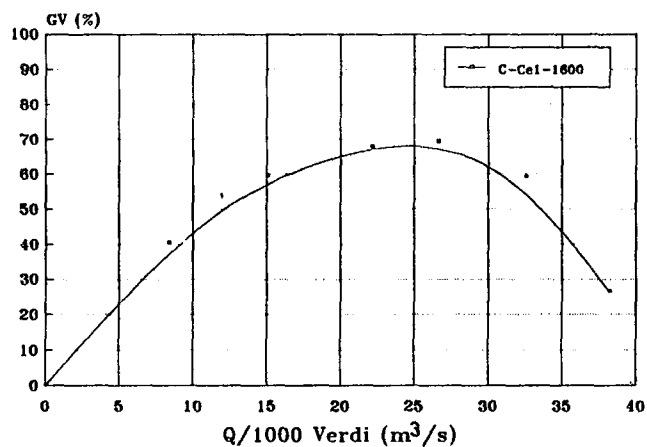
* Aynı harfleri taşıyan rakamlar arasında istatistiksel açıdan fark yoktur.



a)



b)



c)

Şekil 4.7. 3 Kademeli C Pompasının 1600 1/min'de 2 mm Eksnel Açıklıktaki Karakteristik Eğrileri.

C pompasının en yüksek GV_{max} noktasının elde edildiği kombinasyonda belirlenen bazı karakteristikleri de Çizelge 4.15’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.15. C Pompasının n_3ce_1 Kombinasyonundaki GV_{max} Noktasında Belirlenen Bazı Karakteristik Değerleri.

GV_{max} (%)	Q_t (m^3/s)	H_{mi} (mSS)	NPV_i (kW)	NPY_i (kW)	nq	T_b (N/mSS)	ce/b_2	ce/Dm_2	U_2 (m/s)
69.18	0.0266	4.5	1.17	1.69	84.5	79	0.06	0.01	13.2

Çizelge 4.15’e göre C pompası için şu sonuçlar çıkarılabilir. Pompa çarkı, karışık akışlı tiptedir ($nq = 84.5$). Ulaşılan en yüksek verim %69.18 olmuştur. Tasarım verdisi $0.0266 m^3/s$ olup orta verdili pompalar sınıfına girmektedir. Özgül manometrik yükseklik $4.5 mSS$ bulunmuştur. Çark çıkışındaki çevre hızı $13.2 m/s$ ve özgül aksenal itme kuvveti (T_b) $79 N/mSS$ değerinde bulunmuştur. Çarkın beher kademesi $1.17 kW$ ’lik hidrolik güç için $1.69 kW$ ’lik mekanik güce gereksinim duymaktadır. $ce/b_2=0.06$ ve $ce/Dm_2=0.01$ aksenal açıklıkta genel verim en yüksek değerine ulaşmıştır.

4.3.1. C Pompasında devir sayısının pompa karakteristiklerine etkisi

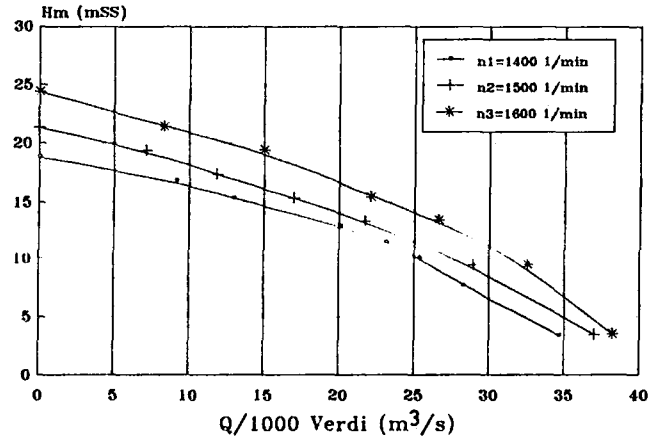
Devir sayısı, GV_{max} üzerinde önemli düzeyde etkili olmuştur ($P<0.01$)(Çizelge 4.14a). Devir sayısının $1400 1/min$ ’den $1600 1/min$ ’e değişmesi genel verimi önemli düzeyde yükseltmiştir ($P<0.01$) (Çizelge 4.14b).

$8 mm$ aksenal açıklıkta ve farklı devir sayılarındaki karakteristik eğriler Şekil 4.8’de verilmiştir.

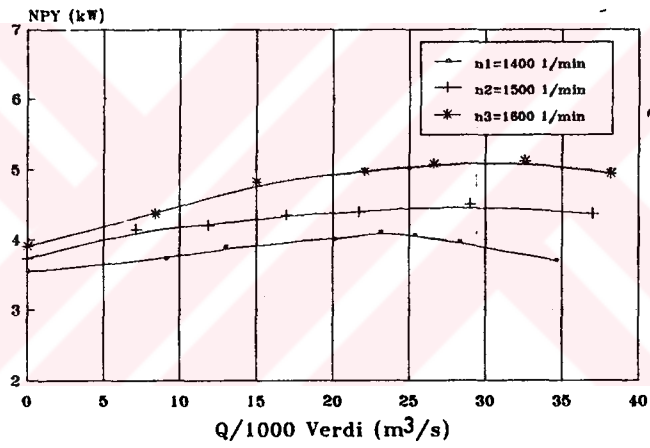
Devir sayısının artışı, H_m-Q eğrilerini yükseltmiştir. Eğriler genelde birbirine paralel seyretmiştir. Teorik formüller; KVH_m ve AVQ değerleri için devir sayısının $\pm\%10$ değişim sınırında geçerliliğini koruduğu saptanmıştır (Şekil 4.8a).

$NPY-Q$ eğrileri, artan devir sayısına bağlı olarak yükselme göstermiştir. Eğriler arasında paralellik görülmüştür. Teorik formüller, NPY için devir sayısının $\pm\%5$ değişim sınırında geçerli olduğu görülmüştür (Şekil 4.8b).

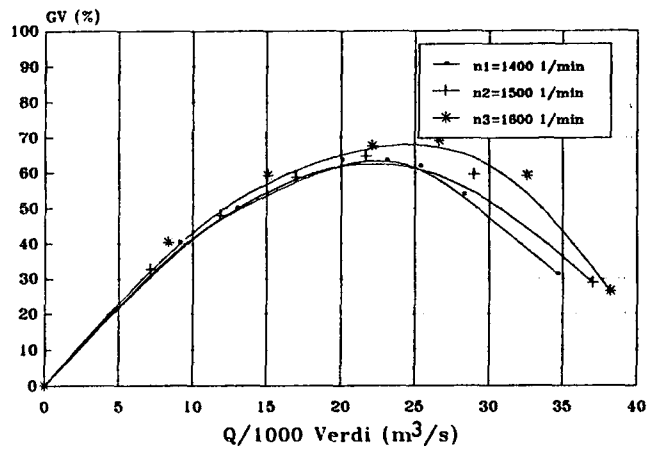
$1600 1/min$ ’de hem verim düzeyi artmış, hem de optimum çalışma aralığı daha geniş olarak gerçekleşmiştir. $0.025 m^3/s$ verdi değerine kadar 1400 ile $1500 1/min$ ’deki $GV-Q$ eğrileri aynılık göstermiştir. Bu noktadan sonra $1500 1/min$ ’deki optimum çalışma aralığı genişlemiştir (Şekil 4.8c).



a)



b)



c)

Şekil 4.8. 3 Kademeli C Pompasının 8 mm Eksenel Açıklıkta Farklı Devir Sayılarındaki Karakteristik Eğrileri.

4.3.2. C Pompasında aksenal açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi

Eksenel açıklık, GV_{max} üzerine %1 olasılık sınırında önemli etkide bulunmuştur (Çizelge 4.14a). GV_{max} ortalamaları, aksenal açıklığın artışı ile önemli düzeyde azalmıştır ($P<0.01$) (Çizelge 4.14c).

Farklı aksenal açıklıklardaki, pompa karakteristik eğrileri Şekil 4.9'da verilmiştir.

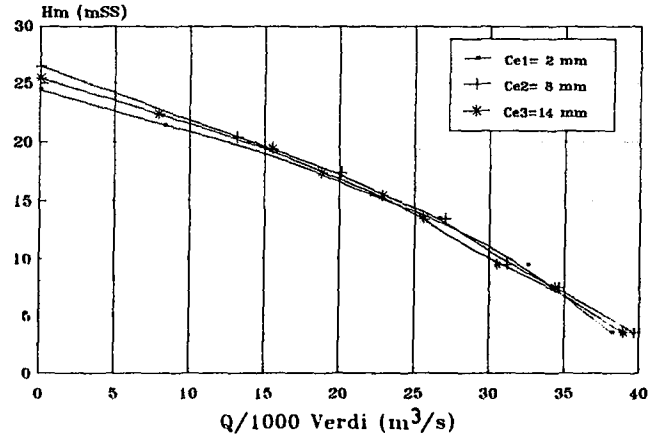
Küçük verdilerde ($Q<0.01 \text{ m}^3/\text{s}$), 8 mm aksenal açıklıkta daha yüksek Hm-Q eğrisi elde edilmiştir. $Q>0.01 \text{ m}^3/\text{s}$ verdi değerinden sonra, Hm-Q eğrilerinde belirgin bir farklılık görülmez, birbirine paralel gelişmiştir (Şekil 4.9a).

NPY-Q eğrileri aksenal açıklığın artmasıyla belirgin bir şekilde yükselme göstermiştir (Şekil 4.9b).

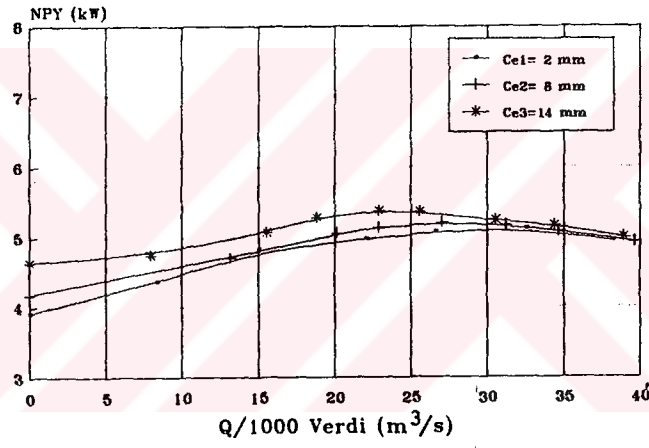
GV-Q eğrileri, $0.015\text{--}0.035 \text{ m}^3/\text{s}$ verdi aralığında, 14 mm aksenal açıklıkta daha düşük düzeyde gelişmiştir. 2 mm ve 8 mm aksenal açıklıklarda ise GV-Q eğrileri birbirine çakışık halde gelişmiştir (Şekil 4.9c).

4.3.3. C Pompasında devir sayısı (n) \times aksenal açıklık (ce) etkileşiminin GV_{max} üzerindeki etkisi

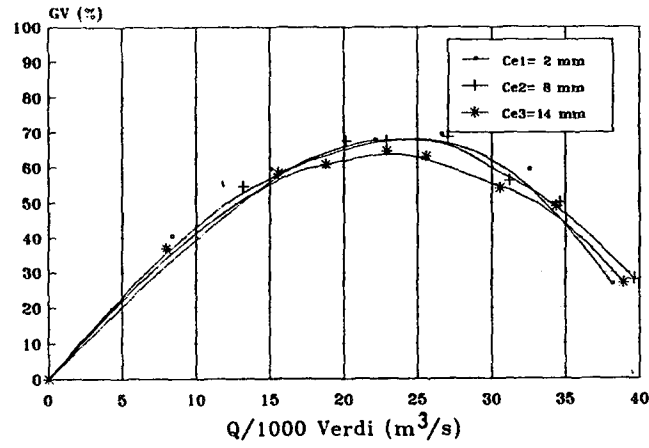
$n \times ce$ etkileşimi, GV_{max} üzerinde etkili olmuştur ($P<0.01$) (Çizelge 4.14a). 8 mm ve 14 mm aksenal açıklıklarda, devir sayısının 1400 1/min'den 1600 1/min'e değişimi, GV_{max} ortalamalarını önemli düzeyde yükseltmiştir ($P<0.01$). 2 mm aksenal açıklıkta, GV_{max} ortalaması 1600 1/min'de %69.18 olarak gerçekleşirken, 1500 1/min'deki GV_{max} %64.747 olmuştur. 1400 1/min'de, aksenal açıklığın artmasıyla GV_{max} ortalamaları önemli oranda azalmıştır ($P<0.01$). 1500 ve 1600 1/min'de en yüksek GV_{max} ortalamaları 8 mm aksenal açıklıkta görülmüştür. Ancak, 1500 ve 1600 1/min'de 2 ve 8 mm aksenal açıklıklardaki GV_{max} ortalamaları arasındaki farklılık önemsiz bulunmuştur ($P>0.05$) (Çizelge 4.14d).



a)



b)



c)

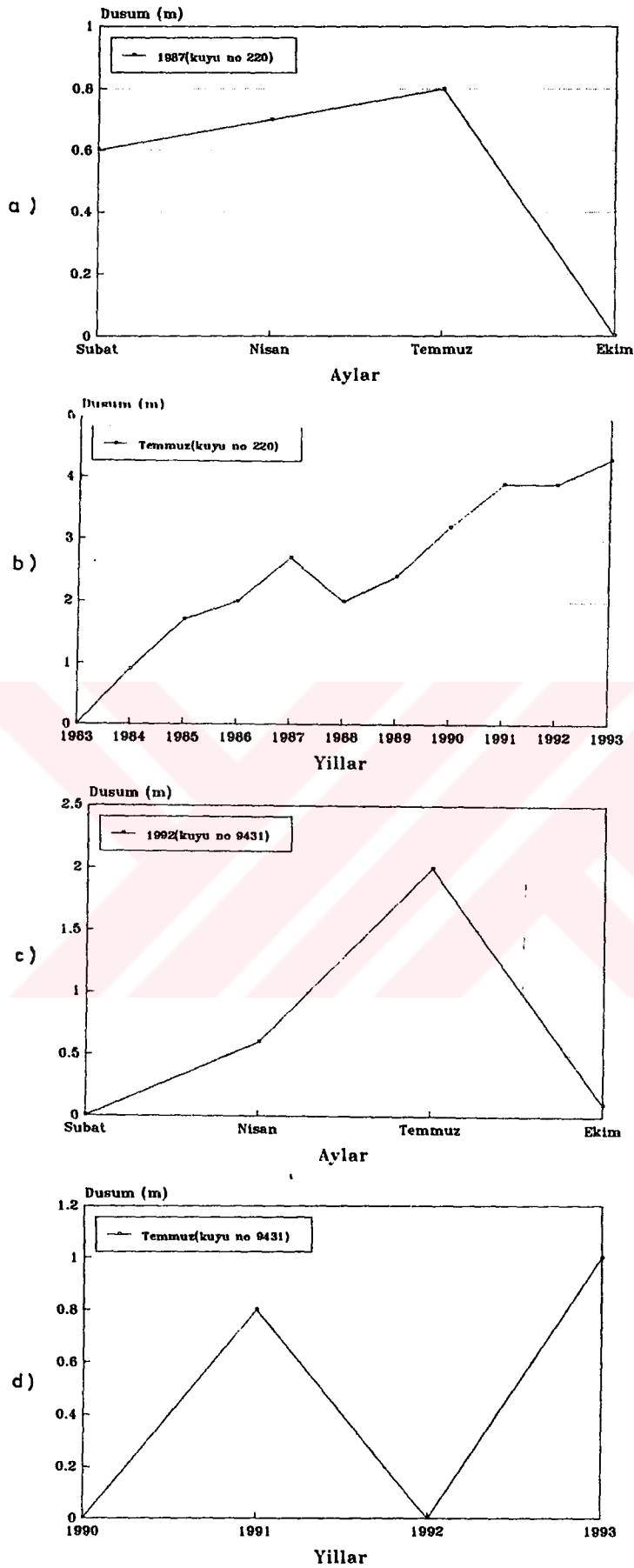
Şekil 4.9. 3 Kademeli C Pompasının 1600 l/min'de Farklı Eksenel Açıklıklardaki Karakteristik Eğriler.

4.4. Konya Bölgesindeki Kuyu Karakteristiklerinin Durumu ve Denenen Pompaların Bölgede Kullanılabilme Olanakları

Bölgede incelenen yörelerde, topografya genelde düz , düze yakın ve hafif meyillidir (%1–2). Kuyu yerleri topografyaya uygun ve arazinin hakim noktalarında bulunmaktadır. Bölgede karasal iklim hüküm sürmektedir. Ortalama yıllık yağış 250–350 mm, ortalama yıllık sıcaklık ise 11.5°C civarında seyretmektedir. Kooperatif alanları 2. ve 3. sınıf toprak yapısını içermektedir. Kuruluş aşamasında yapılan etüdler sonucunda 4. sınıf tarıma elverişsiz araziler sulama alanı kapsamından çıkartılmaktadır (Anonim 1995d).

Bölge genelinde, sulu tarım yapılan alanlardaki yaygın bitki paterni, yıllara göre değişmekle beraber; %50 hububat, %18 şeker pancarı, %12 baklagil ve %20 oranında ise diğer bitkiler (ayçiçeği, yem bitkileri, sebze, meyve vb.) şeklinde gerçekleşmektedir. Sulama yöntemi, ağırlıklı olarak salma sulamadır. Bitki paterni, iletim verimi (%85) ve tarla sulama verimi (%75) göz önüne alındığında, bölgenin ağırlıklı ortalama sulama suyu gereksinimi 750 mm civarında bulunmaktadır (Akalin 1989, Kara 1990).

Bölgenin, yeraltı suyunun statik seviyesi aylara, yıllara, yeraltı su kaynağının beslenme durumuna ve yörelere göre değişimler göstermektedir (Anonim 1995b). Konya Karapınar 220 nolu gözlem kuyusunda 1987 yılında aylara göre, ölçülen statik su seviyesindeki düşüm en yüksek 0.8 m ile Temmuz ayında (Şekil 4.10a), 1983 ile 1993 yılları arasında Temmuz ayı değerleri itibariyle, başlangıç değerinden (Temmuz 1983), Temmuz 1993 yılına kadar toplam 4.3 m'lik bir düşüm görülmüştür (Şekil 4.10b). Benzer şekilde Konya Çumra Alibeyhüyüğü 9431 nolu gözlem kuyusunda, 1992 yılına ait aylara göre belirlenen statik su seviyesindeki düşüm en yüksek Temmuz ayında 2 m düzeyinde (Şekil 4.10c), 1990–1993 yılları arasındaki Temmuz ayı rasatlarına göre statik su seviyesindeki düşüm değişimi ise Şekil 4.10d'de görülmektedir.



Şekil 4.10. Konya Bölgesindeki Bazı Gözlem Kuyularında Yeraltı Suyu Statik Seviyesinin Aylara ve Yıllara Göre Değişimi (Anonim 1995b).

Konya bölgesinin pilot yörelerinde değerlendirilen kuyuların verdi değerleri Çizelge 4.16'da verilmiştir.

Çizelge 4.16'ya göre, bölge genelindeki kuyuların, %8'i küçük, %14'ü orta, %66'sı büyük ve %12'si çok büyük verdili kuyular sınıfına girmektedir. Küçük verdili kuyuların ağırlıklı ortalaması $0.015 \text{ m}^3/\text{s}$, orta verdili kuyularda $0.03 \text{ m}^3/\text{s}$, büyük verdili kuyularda $0.04 \text{ m}^3/\text{s}$ ve çok büyük verdili kuyularda $0.06 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak belirlenmiştir. Denenen pompaların tasarım verdileri yönünden, pompa-kuyu uyumu dikkate alındığında bölgede; A pompasının %8, B ve C pompalarının ise %14 oranında kullanılabilme olanağı bulunmaktadır.

Yöreler bazında ise;

– KÇA yöresindeki kuyuların %9'u küçük %19.7'si orta, %63.6'sı büyük ve %7.7'si çok büyük verdili kuyular sınıfındadır. Yörede, pompaların tasarım verdisi ile kuyu verdilerinin uyumu bakımından A pompasının %9, B ve C pompalarının %19.7 oranında kullanılabilmesi söylenebilir.

– KİÇ yöresindeki kuyuların %3.3'ü orta, kalan %96.7'lik kısmı büyük ve çok büyük verdili kuyulardır. Yörede küçük verdili kuyu bulunmamaktadır. Denenen pompaların tasarım verdisi ile kuyu verdisi uyumu dikkate alındığında, yörede; A pompasının kullanımı önerilemez iken B ve C pompalarının %3.3 düzeyinde kullanılabilme olanağı belirlenmiştir.

– KAM yöresindeki kuyuların %56'sı küçük ve %44'ü orta verdili kuyular sınıfına girmektedir. Yörede büyük ve çok büyük verdili kuyular bulunmamaktadır. Buna göre, A pompası %56, B ve C pompalarının da %44 düzeyinde kullanılabilme olanağı saptanmıştır.

– KKM yöresindeki kuyuların %7'si orta ve %93'ü büyük ve çok büyük verdili kuyular sınıfına girmektedir. Yörede, B ve C pompalarının tasarım verdileri ve kuyu verdisi uyumuna göre sadece %7 oranında kullanım olanağı belirlenirken, A pompasının kullanılması uygun görülmemektedir.

– KKA yöresindeki kuyuların tamamı büyük ve çok büyük verdili kuyular sınıfına girmektedir. Denemeye alınan pompaların tasarım verdileri dikkate alındığında, yöredeki kuyularda kullanma olanağının olmadığı söylenebilir.

Çizelge 4.16. İncelenen Yörelerdeki Kuyuların Verdi Değerleri (Anonim 1995d).

Kooperatif	İncelenen Kuyu		Q Verdi Sınırları (l/s)								Ortalama (l/s)
			20 ≤ Q		20 < Q ≤ 35		35 < Q ≤ 50		50 < Q		
	Adet	%	Adet	%	Adet	%	Adet	%	Adet	%	
KÇA	66	89	6	9	13	19.7	42	63.6	5	7.7	41.8
KIÇ	61	73	—	—	2	3.3	54	88.5	5	8.2	49.8
KAM	16	94	9	56	7	44	—	—	—	—	23.1
KKM	28	40	—	—	2	7	16	57	10	36	58.6
KKA	7	100	—	—	—	—	6	86	1	4	50.0
Bölge Geneli Toplamı	178	67	15	8	24	14	118	66	21	12	44.7
Bölge Ağırlıklı Ortalama	—	—	15		30		40		60		—

Çizelge 4.17’de Konya bölgesinin incelenen yörelerindeki kuyuların dinamik yükseklik sınırları ve denenen pompaların Hmi değerleri verilmiştir.

Kuyuların dinamik yükseklikleri ile denenen pompaların özgül manometrik yükseklikleri arasındaki $i = (H_d / (H_{mi} \times 0.9))$ eşitliğinden yararlanılarak bölge genelinde çalıştırılacak pompaların kademe sayıları saptanabilir.

Çizelge 4.17. İncelenen Yörelerdeki Kuyuların Dinamik Yükseklikleri ve Denenen Pompaların Özgül Manometrik Yükseklik Değerleri (Anonim1995d).

Kooperatif	Dinamik Yükseklik Sınırı (m)						Ortalama (m)	Pompa	Hmi (mSS)
	Hd ≤ 30		30 < Hd ≤ 50		Hd > 50				
	Adet	%	Adet	%	Adet	%			
KÇA	11	17	35	53	20	30	45.1	A	4.8
KİÇ	25	40.9	34	55.7	2	3.4	34.8		
KAM	—	—	1	7	15	93	73.3	B	7.2
KKM	18	64	9	32	1	4	32.0		
KKA	—	—	6	86	1	14	44.6	C	4.5
Bölge Geneli Toplamı	54	30	85	48	39	22	46.0		
Bölge Ağırlıklı Ortalama	28		48		70		—		

5. TARTIŞMA

Tam radyal ve aksenal akışlı pompalar, gerek yurt dışında gerekse yurt içinde ayrıntılı bir şekilde incelenmiş olmasına karşın, karışık akışlı pompalar sınıfına giren derin kuyu pompalarında yeteri kadar çalışmaya rastlanılamamıştır.

Bu çalışmada, anma çapları 152,196 ve 204 mm olan ve Konya'da imal edilen bazı düşey milli derin kuyu pompaları, değişik devir sayıları ve aksenal açıklık seviyelerinde denenmiştir. Denemeler sonucunda en yüksek verimin elde edildiği kombinasyon ve vana açıklığı konumundaki bazı pompa karakteristikleri belirlenmiştir. Pompa işletme özellikleri bakımından, pompa karakteristiklerinin değiştirilmesinde devir sayısı ve aksenal açıklık en önemli parametrelerdendir. Konya bölgesinde yer alan bazı kuyuların karakteristikleri incelenerek, denenmiş pompa karakteristiklerine uyumları karşılaştırılmıştır.

Denenen pompalarda Hm-Q eğrileri dik tipte bulunmuştur. Dik tipteki Hm-Q eğrilerinde, verdideki küçük değişiklikler, Hm üzerinde büyük değişimlere neden olmaktadır. Pompaların optimum çalışma aralığındaki en yüksek eğim açıları sırasıyla, A pompasında 24°, C pompasında 22° ve B pompasında 21° olarak saptanmıştır. Eğrilerin dikleşmesi pompa çarklarının kanat çıkış açısının ve özgül devir sayılarının artışıyla paralellik göstermiştir, (Tezer 1978, Özgür 1983).

Kapalı vanada elde edilen özgül manometrik yükseklik değerleri ile çark çıkışındaki çevre hızı arasındaki ilişki şu şekilde belirlenmiştir.

$$KVH_{mi} = (0.87 - 1.09) \times (U_2^2/2 \times g)$$

Tezer (1978), bu ilişkinin pratikte $KVH_{mi} = (0.9-1.2) \times (U_2^2/2 \times g)$ şeklinde gerçekteştiğini ifade etmiştir.

Denenen pompalarda, minimum ve maksimum verimler arasındaki farklar, sırasıyla; A pompasında %44, C pompasında %22 ve B pompasında %13 olarak saptanmıştır.

Pompaların optimum çalışma alanları, çalışma alanlarının %48-55'ini kapsamıştır. Tasarım verdileri ile OÇA arasındaki ilişki şu şekilde belirlenmiştir.

$$0.44 \times Q_t \leq OÇA \leq 1.56 \times Q_t$$

NPY-Q eğrileri her üç pompada da aşırı yüksüz karakterdedir. Minimum güç tüketimi kapalı vanada, maksimum güç tüketimi ise tasarım noktası civarında bulunmuştur.

Buna göre pompaya ilk hareketin, kapalı vana konumunda verilmesi daha uygun olacaktır. Benzer sonuçlar, (Tezer 1978, Özgür 1983, Karassik ve ark. 1986, Polat ve Canbazoğlu 1996) gibi araştırmacılar tarafında da ifade edilmiştir.

Denenen pompalarda özgül devir sayıları (nq) 69.1–84.5 arasında olup karışık akışlı tipte olduğu saptanmıştır. A ve C pompalarında özgül devir sayılarının daha yüksek olmasının nedeni, bu pompaların özgül manometrik yükseklik değerlerinin düşük olmasından kaynaklandığı söylenebilir (Tezer 1978, Bohl 1980, Özgür 1983).

Özgül manometrik yüksekliğin A ve C pompalarında düşük olması; bu pompalarda tasarım devir sayısına ulaşamamasına, dolayısıyla çark çevre hızlarının küçük olması ve A_4/A_1 oranlarının büyük olması gibi nedenlere bağlanabilir. A_4/A_1 oranının büyük olması; suyun mutlak hızının (C_1) yükselmesine, bu da sürtünme ve türbülans kayıplarını artırmasına neden olmaktadır.

Özgül hidrolik güç, pompanın anma çapına bağlı olarak artmıştır. Buna paralel olarak özgül mekanik güç de yükselmiştir. Bulgular literatüre uygunluk göstermiştir (Özgür 1983, Gürhan ve Ayık 1991, Toklu ve ark 1996).

Tasarım verdileri, çark çıkış genişliği ve çıkış çapı değerlerine bağlı olarak artış göstermiştir. Tasarım verdileri yönüyle; A pompası küçük, B ve C pompaları ise orta verdili pompalar sınıfına girmektedir.

Özgül aksel itme kuvveti, düşey milli derin kuyu pompalarında mil uzamasının belirlenmesinde önemli bir kriterdir. Mil uzama miktarı, pompaya verilecek maksimum aksel açıklık ($c_{e_{max}}$) miktarının belirlenmesinde etkili olmaktadır. Özgül aksel itme kuvvetinin, pompa anma çapının artmasıyla yükseldiği görülmüştür. Bulgular literatür ile benzerlik göstermiştir (Dorn ve ark. 1981).

Devir sayısının artışı ile H_m-Q ve $NPY-Q$ eğrileri yükselmiştir. Teorik formüller, Q ve H_m için; devir sayısının $\pm\%10$, NPY için ise devir sayısının yaklaşık $\pm\%5$ değişim sınırında geçerli olmuştur. A ve C pompalarında tasarım devir sayısına ulaşamamış, B pompasında ise tasarım devir sayısının 2000 1/min civarında bulunmuştur. A ve C pompalarında devir sayısının artışıyla GV_{max} önemli düzeyde artmaya devam etmektedir. B pompasında 1800 ve 2000 1/min elde edilen GV_{max} değerleri arasında mutlak artış görülmesine karşın,

bu artış istatistiksel açıdan önemli görülmemiştir ($P>0.05$). B pompasında devir sayısının daha fazla artırılması, pompa verimini önemli derecede artırmayacağı ifade edilebilir. Bu durumda söz konusu devir sayısında (2000 1/min) hidrolik kayıpların en az düzeyde olduğu söylenebilir. Benzer sonuç, (Anonim 1959) tarafından da ifade edilmiştir.

Eksenel açıklığın, pompa performansları üzerindeki etkisi A ve C pompalarında önemli görülürken B pompasında önemsiz görülmüştür. Eksenel açıklığın artışı (A ve C pompasında) başta verim ve manometrik yükseklik olmak üzere pompa performanslarını önemli ölçüde azaltmıştır. A pompasında eksenel açıklığın ce_1 konumundan, ce_3 konumuna alınması, verimde bağıl olarak %34, C pompasında ise %10 düzeyinde azalmaya neden olmuştur. Aynı bulgu manometrik yükseklik değerleri için de geçerli olmuştur. B pompasında en yüksek manometrik yükseklik değeri ce_2 eksenel açıklık konumunda görülmüştür. Buna neden olarak maksimum eksenel açıklık ce_{max} değeri ve b_3/b_2 oranı gösterilebilir. A pompasında ce_{max} değeri 20 mm, (b_3-b_2) genişlikleri farkı ise 5.1 mm'dir. Eksenel açıklığın artması sonucu belirtilen bu fark önce sıfıra, daha sonra negatif bir değere ulaşacaktır. Farkın negatif değer alması, b_2 çark çıkış genişliğinin kapatılmasına neden olmaktadır. Bunun sonucu olarak girdap ve sızıntı artmakta, bu da ikincil bir akış meydana getirmektedir. Bu ikincil akış sırasında sürtünme ve sızıntı kayıpları artmaktadır. Bu husus A pompasının ce_3 eksenel açıklık konumunda görülen şiddetli performans düşüşlerinden de anlaşılmaktadır.

$ce_{max} = b_3 - b_2$ eşitliği bulunan B pompasında bu olumsuzluklar görülmemiştir. Eksenel açıklığın artışı ce_2 eksenel açıklık konumunda daha büyük manometrik yükseklik elde edilmesine neden olmuştur. Sonuçlar literatüre benzerlik göstermiştir (Anonim 1959, Dorn ve ark. 1981, Anonim 1985, Aban 1985, Goto 1992a,b).

Denemeye alınan pompalarda en yüksek verim, ce/b_2 'nin 0.06–0.08, ce/Dm_2 'nin 0.01–0.02 arasında olduğu eksenel açıklık durumunda elde edilmiştir.

LSD test sonuçları incelendiğinde A ve C pompalarında, $n \times ce$ etkileşimi önemli bulunmuştur. Diğer bir değişle her devir sayısı için verimin en yüksek olduğu uygun bir eksenel açıklık durumunun bulunduğu ya da her eksenel açıklık durumu için de verimin en yüksek olduğu uygun bir devir sayısının bulunduğu şeklinde söylenebilir.

6. ÖNERİLER

Aynı pompaya ait çark ve difüzörlerin ölçülen boyutlarında, önemli farklılıklar saptanmıştır. Bunun önlenmesi için, pompa imalatında; modelleme, döküm tekniği ve mekanik işleme aşamalarında daha dikkatli davranılmalıdır.

Çarkların, en az yüzey pürüzlülüğü sağlayan malzemeden dökülmesi ve dengelenmesi, radyal açıklığın en aza indirilmesi, difüzörlerin yüksek kaliteli pik dökümden yapılması, kauçuk yatakların dayanımının yüksek olması, kullanılan milin düz olması, salmastrovanın uygun ayarlanması ve pompanın kritik devir sayısında ve harmonik değerlerine karşılık gelen bölgelerde çalıştırılmaması güç tüketiminde önemli azalmalara neden olacaktır. İleri teknoloji kullanımı, deneme laboratuvarlarının kurulması üretim kalitesini olumlu yönde etkileyeceği bir gerçektir.

Araştırma bulgularına göre şu hususlar önerilebilir.

- Pompalar, tasarım devir sayısı ve verdisinin $\pm\%10$ sınırında çalıştırılmalı,
 - Pompaların işletme karakteristikleri belirlenerek minimum güç tüketimi noktasında, pompaya ilk hareket verilmelidir. Dolayısıyla pompa çıkış borusu bir ayar vanası ile donatılmalı,
 - Enerjinin son derece önem taşıdığı çağımızda, pompaya uygun motor gücü seçiminde, gereksiz emniyet paylarından kaçınılmalıdır. Pompa ve kuvvet kaynağı maksimum verim noktasında çalıştırılmalı ve iyi bir uyum sağlamalı,
 - Karakteristik değerlerin saptanmamış olan kuyulara rastgele pompa yerleştirilmesi işlemlerinden kaçınılmalı,
 - Mil uzaması, dolayısıyla maksimum eksenel açıklık (ce_{max}) miktarının belirlenmesi son derece önemlidir. Bundan dolayı pompa imalatçıları, ürettikleri tüm serilerdeki pompalarının özgül eksenel itme kuvvetlerini belirlemeli,
 - Düşey milli su ile yağlamalı derin kuyu pompalarında maksimum eksenel açıklık (ce_{max}) değeri şu şekilde belirlenmeli,
- $$ce_{max} = (b_3 - b_2) + \text{Toplam mil uzaması (mm)}$$
- Pompalarda en yüksek verimi elde etmek için $ce/b_2=0.06-0.08$ ve $ce/Dm_2=0.01-0.02$ eksenel açıklıkta ayarlanmalı,
 - Düşey milli su ile yağlamalı derin kuyu pompa karakteristiklerinin hangi eksenel açıklıkta elde edildiği belirtilmeli,
 - Tüm ülke genelinde, kuyuların karakteristiklerinin çıkarılması ve kuyulara uygun pompaların tip ve büyüklüklerinin belirlenmesi daha uygun olacağı kanısındayım.

ÖZET

Ülkemiz genelinde sulanabilir arazilerin %50'si, Konya bölgesinde ise %80'i henüz sulamaya açılmamıştır. Yeraltı su kaynaklarının tarımsal amaçla kullanılmasında derin kuyu pompaları kullanılmaktadır. Düşey milli derin kuyu pompaları Konya bölgesinde yoğun olarak imal edilmektedir. Bu tip pompaların seçiminde ve işletilmesinde karakteristik eğrilerinin bilinmesi zorunluluk taşımaktadır.

Bu çalışmada Konya'da imal edilen düşey milli su ile yağlamalı bazı derin kuyu pompaları materyal olarak kullanılmıştır. Ayrıca, Konya bölgesini karakterize edebilecek bazı yörelerdeki kuyuların karakteristikleri belirlenmiştir.

Çalışmanın amacı aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

- Pompaların değişik çalışma koşullarındaki işletme karakteristiklerinin belirlenmesi,
- Pompaların teknik ölçü ve özelliklerinin ortaya konulması,
- Pompa seçiminde ve işletilmesinde önemli görülen devir sayısı ve eksenel açıklığın başta verim olmak üzere diğer pompa karakteristiklerine etkisinin araştırılması,
- Bölgenin bazı yörelerindeki ait kuyu karakteristiklerinin incelenerek, denenen pompaların bu kuyularda kullanılabilme olanaklarının saptanması.

Denemeler S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü Pompa Deneme laboratuvarında yürütülmüştür. Kuyu karakteristiklerine ait veriler Köy Hizmetleri 2. Bölge Müdürlüğü kayıtlarından alınmıştır.

Araştırma sonuçları şu şekilde özetlenebilir:

Denenen pompalar, karışık akışlı pompalar sınıfına girmektedir. 152 mm anma çapındaki A ($Q_t = 0.01152 \text{ m}^3/\text{s}$) pompası küçük, 196 mm anma çapındaki B ($Q_t = 0.02308 \text{ m}^3/\text{s}$) ve 204 mm anma çapındaki C ($Q_t = 0.0266 \text{ m}^3/\text{s}$) pompaları ise orta verdili pompa grubuna girmektedir. Hm-Q eğrileri dik, NPY-Q eğrileri ise aşırı yüksüz karakterde bulunmuştur. Pompaların optimum çalışma aralıkları, toplam çalışma aralıklarının %48 ile %55'ini kapsamaktadır.

Ulaşılan en yüksek genel verim değerleri sırasıyla, A pompasında %71.16, B pompasında %71.03 ve C pompasında ise %69.18 olarak saptanmıştır.

Tasarım devir sayısındaki özgül manometrik yükseklik değeri en yüksek B pompasında 7.2 mSS olarak gerçekleşmiştir.

Özgül aksenal itme kuvveti, pompaların anma çapına bağlı olarak artış göstermiş ve 40–80 N/mSS arasında değiştiği görülmüştür.

Teorik formüller, Q ve Hm için, devir sayısının $\pm\%10$, NPY için B pompasında $\pm\%10$, A ve C pompasında ise $\pm\%5$ değişim sınırında geçerli olduğu saptanmıştır. Her üç pompada da devir sayısı GV_{max} üzerindeki etkisi önemli bulunmuştur ($P < 0.01$).

Denenen pompaların kapalı vanadaki gerçek özgül manometrik yükseklik ile teorik özgül manometrik yükseklik arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$KVH_{mi} = (0.87-1.09) \times (U_2^2/2 \times g)$$

$ce_{max} > (b_3-b_2)$ koşulunda aksenal açıklık değişimi, GV_{max} değerini önemli düzeyde azaltmıştır ($P < 0.01$). $ce_{max} = (b_3-b_2)$ koşulunda ise aksenal açıklığın değişimi GV_{max} üzerinde etkili olmamıştır ($P > 0.05$).

En uygun ce_{max} aşağıdaki şekilde belirlenmiştir.

$$ce_{max} = (b_3-b_2) + \text{Toplam mil uzaması (mm)}$$

Denemeye alınan pompalarda en yüksek verim, ce/b_2 'nin 0.06–0.08, ce/Dm_2 'nin 0.01–0.02 arasında olduğu aksenal açıklık durumunda elde edilmiştir.

Konya bölgesinde, pompaların tasarım verdileri ve kuyu verdisinin iyi bir uyuşumu dikkate alındığında A pompası ($Da = 152$ mm) %8, B ($Da = 196$ mm) ve C ($Da = 204$ mm) pompaları %14 oranında kullanılabilme olanağı saptanmıştır.

7. YARARLANILAN KAYNAKLAR

- ABAN, M.M., 1985. Design Parameters Affeting the Performance of the Irri-Designed Axial-Flow Pump. IRRI Research Paper Series No: 112 Philippines.
- AKALIN, F., 1989. Konya Ovaları Projeleri. S.Ü. Müh. Mim. Fak. – TMMOB İnşaat Müh. Odası Konya Şb. KOP Paneli Tebliği. Konya.
- ANONİM, 1959. Irrigation Pumping Plants-Soil Conservation Service. United States Department of Agricultere. Washington.
- ANONİM, 1969. Derin Kuyu Su Moto-Pomp Gruplarının Tanıtılması, Montajı, Bakımı, Tamiri, Çalıştırılması, Yağlanması ve Emniyet Kaideleri Hakkında Talimat. DSİ Genel Müdürlüğü Matbaası No: 11-4/32. Ankara.
- ANONİM, 1978. Pompalar (Düşey Milli Türbin), Türk Standartları Enstitüsü, TS 514. Ankara.
- ANONİM, 1985, Su Sondörü Kurs Notları, DSİ Basım ve Foto-Film İşletme Müdürlüğü Matbaası, Ankara.
- ANONİM, 1990. GAMAK Elektrik Motorları Kataloğu. İstanbul.
- ANONİM, 1993. Türkiye İstatistik Yıllığı. TC. Başbakanlık Devlet İstatistik Enstitüsü. Ankara.
- ANONİM, 1995a. DSİ 1995 Yılı Ajandası. TC. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı. DSİ Genel Müdürlüğü. Ankara.
- ANONİM, 1995b, Devlet Su İşleri 4. Bölge Müdürlüğü Kayıtları, Konya.
- ANONİM, 1995c, Köy Hizmetleri Genel Müdürlüğü ile Yapılan Yazılı Görüşme, Ankara.
- ANONİM, 1995d, Köy Hizmetleri 2. Bölge Müdürlüğü Kayıtları, Konya.
- AYIKOĞLU, A., 1995. Türkiye’de İmal Edilen Bazı Derin Kuyu Pompaların Karakteristiklerinin Belirlenmesi. G.O.P. Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü. Tarım Makineleri Anabilim Dalı. Yüksek Lisans Tezi. Tokat.
- BOHL, W., 1980. Strömungsmaschinen (Berechnung und Konstruktion). Vogel Verlag-Würzburg.

- BALABAN, A., 1964. Sulamada Derin Kuyu Pompaj Ünitelerinin Projelenmesi. Ziraat Makineleri Dergisi. 1(4):6-9. Ankara.
- BALABAN, A., 1974. Sulamada Yeraltı Sularından Faydalanma ve Pompaj Problemleri Üzerinde Bir Araştırma. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 538. Ankara.
- BAŞÇETİNÇELİK, A., 1969. Düşey Milli Pompalarda İşletme ile İlgili Problemlerin İncelenmesi ve Düzeltilmesi. Ziraat Makinaları Dergisi. 7(25):43-49. Ankara.
- BAŞÇETİNÇELİK, A., 1970. Dalgıç Pompalarda Arıza Kaynakları. Ziraat Makineleri Dergisi. 8(29-30):53-57. Ankara.
- BAYSAL, K., 1975. Tam Santrifüj Pompalar (Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri). İTÜ Kütüphanesi Sayı: 1038. İstanbul.
- BAYSAL, K., 1979. Santrifüj Pompalarda Verim Optimizasyonu. 1. Pompa Kongresi. 7-24. Ankara.
- BAZ, A., 1984. Performance of Irrigation Pumps in Muddy Waters. Multi Phase Flow and Heat Transfer. III. Part. Elsevier Science. Holland.
- BERNAUER, J., 1980. Untersuchungen an Mixed-Flow Pumpenlaufraedern. Dissertation. Fak. Maschinenbau der Univ. Karlsruhe (TH).
- BERNAUER, J., SCHAFFER, H. und WITTEKINDT, W., 1990. Technik und Anwendung Moderner Propellerpumpen. Sonderdruck. KSB Aktiengesellschaft. Bremen.
- BOZTEPE, S. ve ÖZTÜRK, A., 1993. Bilgisayar Destekli Varyans Analizi. S.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 19. Konya.
- CANBAZOĞLU, S., 1991. Santrifüj Pompa Karakteristikleri Üzerinde Viskozitenin Etkisi. Mühendis ve Makine Dergisi. 32(381): 22-25. Ankara.
- CAREY, C., FRASER, S.M. and SHAMSOLAHİ, S., 1990. Studies of the Flow of Air in a Model Mixed-Flow Pump by Laser Doppler Anemometry. Part 5. Velocity Measurement in Mark 2. NEL Report No 717. Glasgow.
- CRABTREE, G. and LAGE, L. 1972. Pumping Abrasive Mixtures With Vertical Turbine Pumps. FMC Corp. Los Angeles.

- ÇALIŞIR, S., 1991. Konya'da Pompa İmalat Sanayiinin Durumu. S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Tarım Makinaları Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi. Konya.
- ÇALIŞIR, S. ve YETKİN, Ş. 1995. Konya'da İmal Edilen Bazı Düşey Milli Derin Kuyu Pompalarının İşletme Karakteristiklerinin Belirlenmesi. S.Ü. Araştırma Fonu. Proje No. FBE-92/202. Konya.
- ÇALLI, I., 1988. Salyangoz Gövdeli Pompalarda Dönel Çark Üzerinde Radyal Kuvvetin Etkisi. 1. Mühendislik Simpozyumu. 715-727. Balıkesir.
- DEVİREN, A., 1979. Türkiye'de Pompa Sanayiinin Durumu ve Teknik Sorunları 1. Pompa Kongresi. 329-341. Ankara.
- DİNÇER, N. 1989. Hidrolik Makinaların Tasarımında Kısmi Türbin Oluşumu İçin Yeni Bir Yöntem. Mühendis ve Makina Dergisi. 30(352): 29-32. Ankara.
- DİNÇER, N., 1990. Sulama Uygulamalarında Pompa Seçimi ve Pompanın Kurma Yüksekliği. 4. Uluslararası Tarımsal Mekanizasyon ve Enerji Kongresi. 269-275. Adana.
- DOĞUŞ, R., 1963. Santrifüj Pompa Deneme Laboratuvarı ve Projenin Tatbiki. A.Ü. Ziraat Fak. Yayın No: 220. Ankara.
- DOĞUŞ, R. ve TEZER, E., 1963a. Pompalarda Debinin Boru Dışında Depo ve Savaklarda Ölçülmesine Ait Metodlar. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayını: 223. Ankara.
- DOĞUŞ, R. ve TEZER, E., 1963b. Santrifüj Pompalarda Karakteristik Eğriler ve Bunların Değerlendirilmesi. Ziraat Makineleri Dergisi. (3): 21-23. Ankara.
- DOĞUŞ, R. ve TEZER, E., 1963c. Türkiye'de Sulama Pompası Sanayiinin Geliştirilmesinde İmalat Kontrolünün Önemi, Ziraat Makineleri Dergisi (3): 21-23. Ankara.
- DORN, T.W., SCHROEDER, M.A. and FISCHBACH, P.E., 1981. How to Adjust Vertical Turbine Pumps for Maximum Efficiency. Nebraska Cooperative Service. EC -81/760. Nebraska.
- DÜZGÜNEŞ, O., KESİCİ, T., KAVUNCU, O., GÜRBÜZ, F., 1987. Araştırma ve Deneme Metodları (İstatistik Metodları-II). A.Ü. Ziraat Fak. Yayın No: 1021. Ankara.

- EKER, B., 1983. Yerli Yapı Bazı Santrifüj Pompalarda İşletme Hızı ve Çark Çapı Değişiminin Pompa Karakteristiklerine Etkisi. A.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Tarımsal Mekanizasyon Anabilim Dalı. Doktora Tezi. Ankara.
- ERDİLLER, B., 1970. Ziraat Makinalarında En Uygun Elektrik Motoru Seçimi. Ziraat Makinaları Dergisi.8(30-31):96-111. Ankara.
- ERGİN, A., 1962. Santrifüj Tulumba Soru ve Cevapları. İTÜ Kütüphanesi Sayı: 567. İstanbul.
- ERGİN, A., 1968. Su Makineleri. İTÜ Kütüphanesi Sayı: 735. İstanbul.
- ERGUVALI, K. ve YÜZER, E., 1987. Yeraltı Suları Jeolojisi, İTÜ Yayın No: 23, İstanbul.
- ERKİN, H., 1996. Türkiye'deki Pompa Sektörünün Bugünü ve Geleceği, 2. Pompa Kongresi. 202-210. İstanbul.
- ERTÖZ, A.Ö., 1996. Yeraltı Suları Pompaj Ekonomisi ve Pompa Seçimine Etki Eden Faktörler, 2. Pompa Kongresi. 24-33. İstanbul.
- GARİH, Ü., 1979. Türkiye'de Pompa İmalatı, Bugünkü Koşullar ve İlerisi İçin Beklenen Gelişmeler. 1. Pompa Kongresi. 319-322. Ankara.
- GOTO, A., 1992a. The Effect of Tip Leakage Flow on Part-Load Performance of a Mixed-Flow Pump Impeller. Journal of Turbomachinery V(114). USA.
- GOTO, A., 1992b. Study of Internal Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller at Various Tip Clearances Using Three-Dimensional Viscous Flow Computations. Journal of Turbomachinery. V(114). USA
- GOTO, A., 1993. Suppression of Mixed-Flow Pump in Stability and Surge by the Active Alteration of Impeller Secondary Flows. ASME Trans. 93-GT/298. USA.
- GÖKELİM, A.T., 1975. Vantilatörler. İDMMA Yayınları No: 141. İstanbul.
- GÖKELİM, A.T., 1976. Pompalar. Birsen Yayınevi. İstanbul.
- GÜNAL, Y., 1996. Pompaların Elektrik Motoru ile Tahriki Üzerine Bir İnceleme, 2. Pompa Kongresi. 336-338. İstanbul.
- GÜRHAN, R., 1989. Pompalarda Güç Gereksiniminin Pratik Olarak Hesaplanması. Tarım Makinaları Bilimi ve Tekniği Dergisi. 1(3): 51-55. Ankara.

- GÜRHAN, R., 1990. Sulama Amaçlı Yatay Milli Santrifuj Pompaların İmalat Karakteristiklerinin Bilgisayar Destekli Tasarımla Geliştirilmesi. A.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Tarımsal Mekanizasyon Anabilim Dalı. Doktora Tezi. Ankara.
- GÜRHAN, R. ve AYIK, M. 1991. Sulama Pompaları Deney Sonuçlarının Tasarım Parametreleri Olarak Değerlendirilmesi. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 1203. Ankara.
- HANSEN, J.D., 1974. Laboratory Testing of Centrifugal and Vertical Turbine Pump. ASHRAE Trans. 80(2):448-455. USA.
- HAY, D.R., SCHROEDER, M. and DORN, T., 1984. Pumping Plant Repair Feasibility. Nebraska Cooperative Extension Service. EC-85/725. Nebraska.
- İKİZLER, C. ve SOMİOĞLU, S., 1979. Dalgıç Pompalar ve Türkiye Ekonomisi Bakımından Yeraltı Sularının Değerlendirilmesi. 1. Pompa Kongresi. 53-56. Ankara.
- KARA, M., 1990. Konya Ovalarının Sulanması. KOP Paneli. Konya.
- KARADAYI, S. H., 1960. Sulamada Pompaj, Ege Üniversitesi Matbaası, İzmir.
- KARADOĞAN, H. ve ÜRÜN, N., 1996. Pompa Çıkışındaki Basınç Çalkantıları, 2. Pompa Kongresi. 194-201. İstanbul.
- KARAGÖZ, İ., 1993. Tam Santrifuj Pompa ve Fan Hesabı ve Çizimi. Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Yayın No:-. Bursa.
- KARAKAŞ, A. ve AYDER, E., 1996. Santrifuj Pompa Çarkının Bezier Eğrileri ile Modellenmesi. 2. Pompa Kongresi. 132-136. İstanbul.
- KARASSIK, I.J., KRUTZSCH, W.C., FRASER, W.H. and MESSINA, J.P. 1986. Pump Handbook. McGraw-Hill Book Company Inc. New York.
- KAYA, A. ve SOYLU, N. 1994. Yeraltı Suyu Sulama Projeleri ve Ekonomik Yararları. Tarım ve Mühendislik Dergisi. (48):47-50. Ankara.
- KESKİN, R. ve GÖKNUR, I., 1989. Sulama Pompaj Tesislerinin Projeleme Çalışmalarında Optimizasyon Metodlarından Yararlanma Olanakları. Tarım Makinaları Bilimi ve Tekniği Dergisi. 1(3): 16-19. Ankara

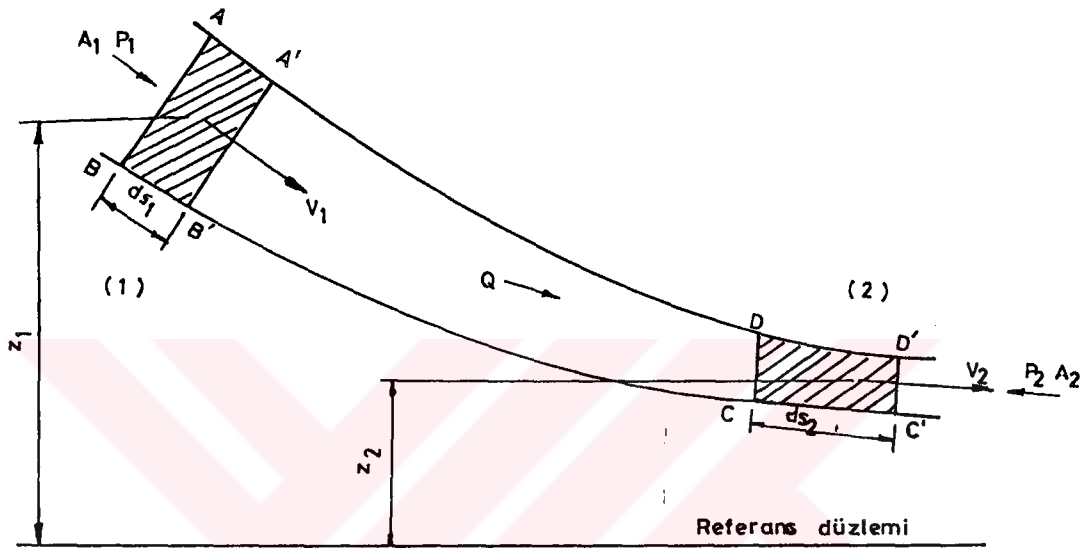
- KILKIŞ, B., 1979. Pompa Tasarımında ve Seçiminde Optimum Seçim İçin Bilgisayar Yardımı ile Tasarım. 1. Pompa Kongresi. 67–80. Ankara.
- MAYER, A., 1971. Beitrag zur Auslegung und Modelluntersuchung Diagonal Propeller Pumpen–Laufrädern. Dissertation. Fak. f. Maschinenwesen r. Hannover (TU).
- MYLES, D.J., 1965. A Design Method for Mixed–Flow Fan and Pumps. NEL Report No: 177. Glasgow.
- ÖĞUZER, U. ve YAZAR, A., 1989. Gözlem Kuyularında Yeraltı Su Düzeyinin Saptanmasında Yeni Bir Yöntem. Ç.Ü. Ziraat Fakültesi Dergisi. 4(6):26–32. Adana.
- ÖZDENGİZ, A., 1969. Pompaj ile Sulama ve Bununla İlgili Problemler. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 10. Erzurum.
- ÖZDENGİZ, A., 1974. A.Ü. Araştırma Çiftliği Sahasında ve Yukarı Pasinler Ovasında Yeraltı Suyunun Sulamada Kullanılmasında Pompaj Ünitelerinin Çalışma Randımanı ve Yeraltı Suyu ile Sulamanın Ekonomisi Üzerinde Bir Araştırma. A.Ü. Yayınları No: 362. Erzurum.
- ÖZGÜR, C. ve KAVUR, A., 1979. Derin Kuyu Enjektörlü Pompalarda Sistem Seçimi. 1. Pompa Kongresi. 115–124. Ankara.
- ÖZGÜR, C. ve KÜREM, D., 1979. Santrifüj Pompa Deney Verileri Üzerinde İstatistiksel Değerlendirmeler. 1. Pompa Kongresi. 81–95. Ankara.
- ÖZGÜR, C. ve ŞEN, M., 1979. Santrifüj Pompası ve Vantilatörlerde Çark Geometrisinin Manometrik Yükseklik Üzerine Etkileri. 1. Pompa Kongresi. 125–144. Ankara.
- ÖZGÜR, C. ve YAZICI, H.F., 1963. Santrifüj ve Eksenel Pompalar, Vantilatörler, Kompresörler. İTÜ Kütüphanesi Sayı: 509. İstanbul.
- ÖZGÜR, C., 1983. Su Makineleri. İTÜ Kütüphanesi Sayı: 1260. İstanbul.
- PETERMANN, H., 1964. Strömungsmaschinen. Springer–Verlag. Berlin.
- PINAR, Y. ve APAN, M. 1992. Samsun’da İmal Edilen Santrifüj Pompaların Performansları. 4. Ulusal Tarımsal Yapılar ve Sulama Kongresi. 662–672. Erzurum.
- POLAT, M. ve CANBAZOĞLU, S., 1996. Optimum Pompa Sistemi Seçimi ve Yeni Çalışma Şartlarına Uydurulması. 2. Pompa Kongresi. 34–43. İstanbul.

- SAÇKAN, A.H., 1987. Elektrik Motorları III (Asenkron Motorlar). Milli Eğitim Basımevi. İstanbul.
- SARIOĞLU, K. ve AYDER, E., 1996. Turbo Makina Kanatları Arasındaki Akışın 3 Boyutlu Euler Denklemleri ile Çözümü. 2. Pompa Kongresi. 119–125. İstanbul.
- SCHULZ, H., 1977. Die Pumpen (Arbeitsweise, Berechnung, Konstruktion), Springer-Verlag. Berlin.
- SERVEN, E.J., 1979. Pompalar ve Enerji Tasarrufu. 1. Pompa Kongresi. 297–316. Ankara.
- SÖNMEZ, F., 1980. Santrifuj Pompalar. Kipaş Dağıtımcılık. İstanbul.
- STEPANOFF, A.J., 1993. Centrifugal and Axial Flow Pump (Theory, Design and Application). Krieger Publishing Company. Florida.
- TEKİN, A.Z., 1979. DSİ Genel Müdürlüğünün Pompa İhtiyacı Hakkındaki Genel Açıklamaları. 1. Pompa Kongresi 323–328. Ankara.
- TELLİOĞLU, Ş., 1967. Pompalar Hakkında Teknik Bilgiler. Türkiye Şeker Fabrikaları Yayın No: 144. Ankara.
- TEZER, E., 1964a. Pompaj Sulama Tesislerinde Yüksekliklerin (Basınçların) Hesaplanması ve Tesise Uygun Pompa Seçimi. Ziraat Makinaları Dergisi 2(5):19–26. Ankara.
- TEZER, E., 1964b. Anadolunun Sulu Ziraat Bölgelerinde Kullanılan Su Çıkarma Vasıtaları Üzerinde Teknik, Zirai ve Ekonomik Bakımdan Bir Araştırma. Köy İşleri Bakanlığı Yayın No: 37. Ankara.
- TEZER, E., 1965. Santrifuj Pompalarda Özgül Devir Sayısı. Ziraat Makinaları Dergisi 3(11):100–107. Ankara.
- TEZER, E., 1970. Pompaj Sulama Tesislerinin Özellikleri ve Bunların Projelenmesi ile İlgili Esaslar. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 438. Ankara.
- TEZER, E., 1978. Sulamada Pompaj Tesisleri (Proje, Seçim ve İşletme Yöntemleri). 1. Temel Bilgiler. Köy İşleri ve Kooperatifler Bakanlığı. Toprak-Su-Kartografya Müdürlüğü. Ankara.
- TOKLU, E., YİĞİT, S., KILIÇASLAN, İ. ve ÇALLI, İ., 1996. Açık Kanatlı Pompa Tasarımında Optimum Karakteristiklerin Seçimi. 2. Pompa Kongresi. 153–159. İstanbul.

- UÇAR, M., 1996. Yeraltı Suyunun Çıkarılmasında Kullanılan Pompaların Karakteristik Özellikleri ve Uygun Pompa Seçimi. 2. Pompa Kongresi. 241–250. İstanbul.
- UZ, E. ve SCHULTZE, K.H., 1969. Orifis Metodu ile Verdi Ölçülmesi. E.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 59. İzmir.
- UZ, E., 1976. Pompaj ve Yağmurlama Sulama Tekniği. E.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 268. İzmir.
- UZ, E., 1981. İzmir ve Çevresinde İmal Edilen Yatay Eksenli, Tek Kademeli Santrifüjlü Zirai Sulama Pompaları Üzerinde Araştırmalar. E.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: 391. İzmir.
- UZ, E., 1991. Türkiye’de Sulama Mekanizasyonunun Bugünkü Durumu ve Gelişim Eğilimi. 13. Tarımsal Mekanizasyon Kongresi. 701–713. Konya.
- UZMAY, İ. ve SARIKAYA, H., 1990. Makina Dinamiği. E.Ü. Yayınları No: 10. Kayseri.
- ÜLKÜ, Z.A., 1979. Model–Gerçek Pompa Verimi Çevriminde Pürüzlülük Etkisinin Etüdü. 1. Pompa Kongresi. 217–228. Ankara.
- YANG, C. S., 1983. Effect of Diffuser Vane Inlet Area on the Vertical Turbine Pump Performance. FED V(3) Publy ASME p. 29–35. New York.
- YAVUZCAN, G., 1964. Ziraatte En Fazla Kullanılan “Kısa Devre Rotorlu Asenkron” Motorların Karakteristik Pratik Özellikleri ve Emniyet Tertibatları. Ziraat Makineleri Dergisi. 1(4): 14–23. Ankara.
- YAVUZCAN, G., 1971. Pompaj Tesislerinin Güç ve Enerji Yönünden İncelenmesi. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No: . Ankara.
- YAZICI, H.F., 1979. Santrifüj Pompaların Denenmesi. 1. Pompa Kongresi. 247–284. Ankara.
- YAZICI, H. F., 1996. Santrifüj Pompaların Denenmesi. 2. Pompa Kongresi. 1–15. İstanbul.
- YURTSEVER, N., 1984. Deneysel İstatistik Metodları. Tarım Orman ve Köyşleri Bakanlığı. Köy Hizmetleri Genel Müdürlüğü. Ankara.

EK-A. Bernouilli Denklemi ve Çarklarda Uygulanışı (Tezer 1978).

Bernouilli denklemi 1738 yılında Daniel Bernouilli tarafından kurulmuştur. Bir boru parçası içinde sadece ağırlık kitlesel kuvvetinin etkisi ile sürekli olarak hareket eden sürtünmesiz bir sıvının hareketi aşağıda şematik olarak gösterilmiştir.



Akış sürtünmesiz olduğundan hareketli sıvı kitlesinin enerji kaybı yoktur. Bu durumda basınç kuvveti ile ağırlık kuvvetinin yaptığı iş sıvının hareket enerjisini sağlayacaktır. $t=0$ anında (ABCD) konumunda bulunan su kitlesi, dt zaman aralığında ($A'B'C'D'$) konumuna gelecektir. Akım sürekli ve Q verdisine sahip olduğuna göre AB kesitindeki hız ile DC kesitindeki hız değerleri, kesitteki farklılık nedeniyle birbirinden farklı olacaktır. Basınç kuvvetlerinin yaptığı iş veya basınç enerjisi:

$$E_b = P \times A_1 \times ds_1 \rightarrow P_2 \times A_2 \times ds_2$$

olmaktadır. Burada ($A \times ds$) terimi hacmi (V) simgeler ve sıvının ideal koşullarda sıkıştırılmaz olarak kabul edilmesiyle basınç enerjisi $E_b = V \times (P_1 - P_2)$ şeklini alacaktır.

V hacmindeki sıvı ağırlığı ($m \times g$) terimi ile gösterilirse, ağırlık kuvvetinin aldığı yol ($z_1 - z_2$) değerinde olup ağırlık kuvvetinin yaptığı iş ise $E_a = m \times g \times (z_1 - z_2)$ olur.

$$\text{Özgül kütle } \rho = \frac{\gamma_{su}}{g} \text{ ve } m = V \times \rho \text{ olduğuna göre, ağırlık kuvveti } E_a = \gamma_{su} \times V \times (z_1 - z_2)$$

şekline dönüşür. Sıvının hareketini sağlayan toplam iş ise:

$$E_a + E_b = \gamma_{su} \times V \times (z_1 - z_2) + V \times (P_1 - P_2) \text{ olur.}$$

Sıvının hareket etmesi ile kazanılan kinetik enerji de

$$E_k = \frac{1}{2} \times m \times (v_2^2 - v_1^2) = \frac{1}{2} \times \frac{\gamma_{su} \times V}{g} \times (v_2^2 - v_1^2) = \gamma_{su} \times V \times \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \times g} \right) \text{ olacaktır.}$$

Enerjinin konumuna göre basınç ve ağırlık enerjilerinin toplamı kinetik enerjiye eşit olacaktır.

$$E_k = E_a + E_b$$

$$\frac{\gamma_{su} \times V \times (v_2^2 - v_1^2)}{2 \times g} = \gamma_{su} \times V \times (z_1 - z_2) + V \times (p_1 - p_2) \text{ veya}$$

$$\frac{v_2^2}{2 \times g} + \frac{p_2}{\gamma_{su}} + z_2 = \frac{v_1^2}{2 \times g} + \frac{p_1}{\gamma_{su}} + z_1 \text{ elde edilir.}$$

Son olarak elde edilen denklemde her üç terimin birimi uzunluk boyutundadır. Bu terimler sırasıyla hız, basınç ve geometrik yükseklik veya enerjileri olarak bilinmektedir. Yukarıdaki denklem Bernouilli denkleminin genel ifadesini belirtmektedir ve ideal akışkanlar için geçerlidir. Bernouilli denkleminin bir pompa çarkının giriş ve çıkış noktalarında uygulanışı ise şu şekilde tartışılabilir. Hız üçgenleri ve Euler denklemi yardımıyla pompa çarklarında aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 \times U_1 \times C_1 \times \cos \alpha_1 \quad ; \quad W_2^2 = C_2^2 + U_2^2 - 2 \times U_2 \times C_2 \times \cos \alpha_2$$

$$U_1 \times C_1 \times \cos \alpha_1 = U_1 \times C_{u1} = \frac{1}{2} \times (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2)$$

$$U_2 \times C_2 \times \cos \alpha_2 = U_2 \times C_{u2} = \frac{1}{2} \times (C_2^2 + U_2^2 - W_2^2)$$

Yukarıdaki değerler Euler eşitliğinde (Ek-B) yerine konulursa

$$H_{mt_{\infty}} = \frac{1}{2 \times g} \times [(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) - (W_2^2 - W_1^2)]$$

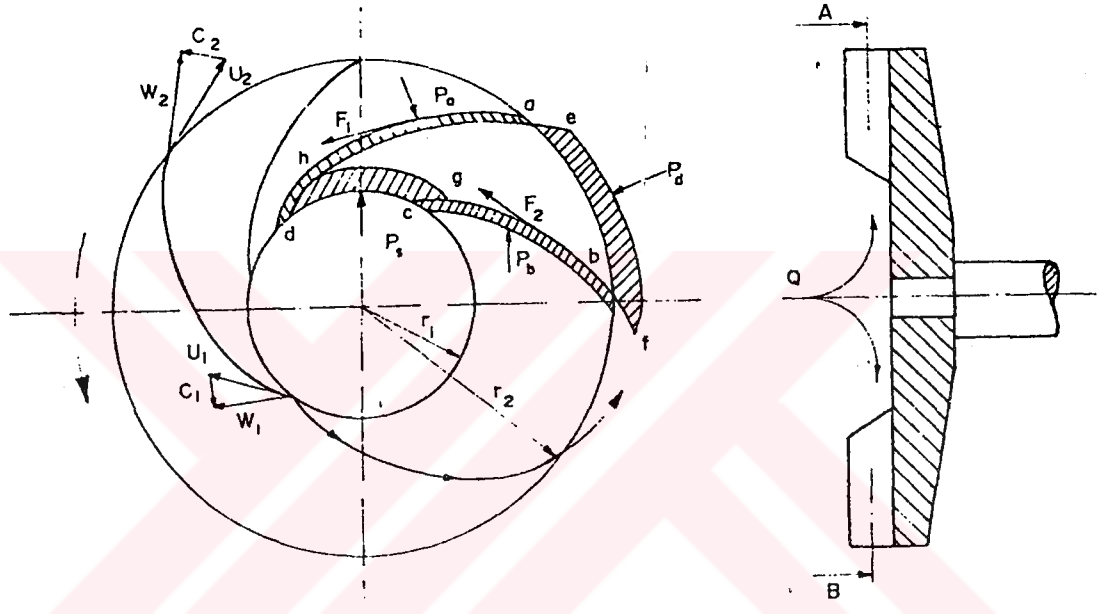
eşitliği elde edilir. Burada da birinci terim, kinetik, ikinci terim potansiyel ve üçüncü terim ise difüzyon enerjisindeki değişimleri belirtmektedir.

Pompaya verilen enerji (E), sistemdeki toplam kayıplar ($\Sigma \Delta H$) ve çıkıştaki kinetik enerjinin [$v_{\text{çıkış}}^2 / (2 \times g)$] elde edilmesi için harcanmaktadır. Bu ifade aşağıdaki şekilde simgelenmektedir:

$$E = \left(\frac{v_{\text{çıkış}}^2}{2 \times g} \right) + \Sigma \Delta H$$

EK-B. Euler Denkleminin Çıkarılışı (Tezer 1978)

Bir radyal santrifüj pompa çarkında suyun hareketi, aşağıdaki şekilde görülmektedir. Yarı açık olan bu çarkta, giriş yarıçapı (r_1) ve çıkış yarıçapı (r_2)dir. Teorik olarak çarkta sonsuz sayıda kanat bulunduğu, kanatların sonsuz incelikte olduğu ve bir hidrolik kayıp olmadığı kabul edilebilir.



Pompa tarafından sağlanan enerji, çark kanatları içinde hareket eden su kitlesine açısal momentum teorisi uygulanarak açıklanabilir. Kanatlar arasında hareket eden su kitlesinin momentumu, kütle ile hareket hızının çarpımına eşittir. Açısal momentum veya kinetik moment ise, dönme hareketi yapan bir kütlenin momentumununun dönme eksenine göre alınan momentidir. Diğer deyişle kinetik moment, momentum momentidir. Kinetik momentin zamana göre değişimi, dönen cisme uygulanan döndürme momenti değerini verir. Döndürme momenti ise, su kitlesine uygulanan dış kuvvetler bileşkesi tarafından oluşturulmaktadır.

Yukarıdaki şekilde çarkın birbirine yakın iki kanatı arasında hareket eden su kitlesi ($T = 0$) anında (abcd) konumundadır. Herhangi bir (dt) zaman aralığında su kitlesi (efgh) konumuna gelir. Süreklilik kanununa göre çarka giren (cdgh) su kitlesi ile, çarktan çıkan (abef) su kitlesi birbirine eşittir. (abgh) kitlesinde ise bir değişme olmamaktadır. (dt) za-

man aralığında çarkta hareket eden (abef) su kitlesi (dm) ile gösterilsin. Burada dış kuvvetlerce oluşturulan döndürme momenti, (dm) kitlesinin kinetik momentinin, (dt) zaman aralığındaki değişimine eşit bulunmaktadır.

Kanatlar arasında hareket eden su kitlesine aşağıdaki kuvvetler etki etmektedir:

- Kanatların iç ve dış yüzeylerindeki basınçları (P_a ve P_b),
- Su kitlesinin (cd ve ef) elemanter yüzeylerine radyal doğrultuda etki yapan basınçları (P_s ve P_d),
- Su kitlesi ile kanat yüzeyleri arasındaki sürtünme kuvvetleri (F_1 ve F_2),

Bu etkenlerden P_d ve P_s basınç kuvvetleri radyal doğrultuda olduğundan, momentleri sıfır değerindedir. Suyun kanatlar içindeki hareketi ideal akış olarak kabul edildiğinden F_1 ve F_2 sürtünme kuvvetleri de sıfır değerinde alınabilir. Gerçek akışta, F_1 ve F_2 kuvvetlerinin etkisi, çarka uygulanan moment kuvvetinin bir bölümü tarafından karşılanmaktadır. İdeal akışta genel eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Md = \frac{dm}{dt} \times (r_2 + C_2 \times \cos\alpha_2 - r_1 \times C_1 + \cos\alpha_1) \quad (1)$$

Burada:

$dm \times r_2 \times (C_2 \times \cos\alpha_2) = dm$ kitlesinin çıkıştaki kinetik momenti,

$dm \times r_1 \times (C_1 \times \cos\alpha_1) = dm$ kitlesinin girişteki kinetik momenti ve

$Md =$ dış kuvvetler bileşkesinin döndürme momentidir.

Burada (dm/dt) terimi, akışın çarkın tüm kanatları arasında olması halinde birim zamanda akan suyun kütlesini belirtmektedir. Verdi (Q), suyun özgül ağırlığı (γ_{su}) ve yerçekimi ivmesi (g) ile gösterilirse:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V \times \rho}{t} = \frac{V \times \gamma_{su}}{t \times g} = \frac{Q \times \gamma_{su}}{g} \quad (2)$$

olur. (1) eşitliğinde, eşitliğin her iki yanını açısal hız (ω) ile çarpılarak:

$$Md \times \omega = \frac{Q \times \gamma_{su}}{g} \times \omega \times (r_2 \times C_2 \times \cos\alpha_2 - r_1 \times C_1 \times \cos\alpha_1) \quad (3)$$

elde edilir. ($Md \times \omega$) değeri gücü belirtir ve (NPVt) ile gösterilebilir. Ayrıca:

$r_2 \times \omega = U_2$; $r_1 \times \omega = U_1$; $C_2 \times \cos\alpha_2 = Cu_2$; $C_1 \times \cos\alpha_1 = Cu_1$
değerindedir. Bütün bu değerler (3) eşitliğinde yerine konularak aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$NPV_t = \frac{Q \times \gamma_{su}}{g} \times (U_2 \times Cu_2 - U_1 \times Cu_1) \quad (4)$$

Elde edilen bu son eşitlik, çark tarafından yaratılan toplam teorik gücü belirtmektedir. Pompa tarafından yaratılan basınç enerjisi ($H_{mt\infty}$) ile belirtilirse güç değeri:

$NPV_t = H_{mt\infty} \times Q \times \gamma_{su}$ olacaktır. Bu değer (4) eşitliğinde yerine konular ve gerekli düzeltmeler yapılırsa:

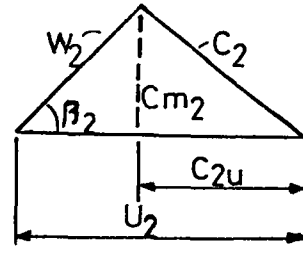
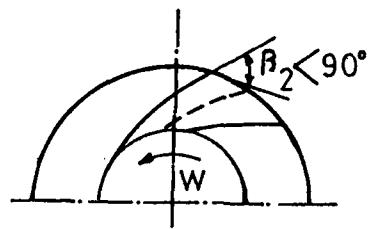
$$H_{mt\infty} \times \gamma_{su} \times Q = \frac{Q \times \gamma_{su}}{g} \times (U_2 \times Cu_2 - U_1 \times Cu_1)$$

$$H_{mt\infty} = \frac{U_2 \times Cu_2 - U_1 \times Cu_1}{g} \quad (5)$$

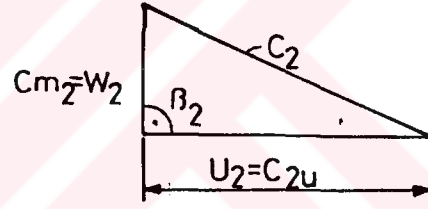
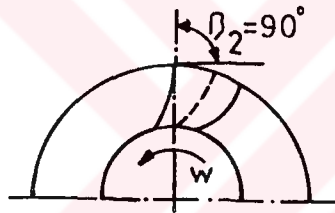
elde edilir. Bu son eşitlik (5) santrifüj pompalarda “Temel Denklem” veya “Euler Eşitliği” olarak bilinmektedir. Ancak, santrifüj pompalarda suyun pompa çarkına $\alpha_1=90^\circ$ olacak şekilde girmesi sebebiyle $Cu_1=0$ olmaktadır. Bu nedenle Euler eşitliğinin son durumu aşağıdaki eşitliğe dönüşmektedir.

$$H_{mt\infty} = \frac{U_2 \times Cu_2}{g} \quad (6)$$

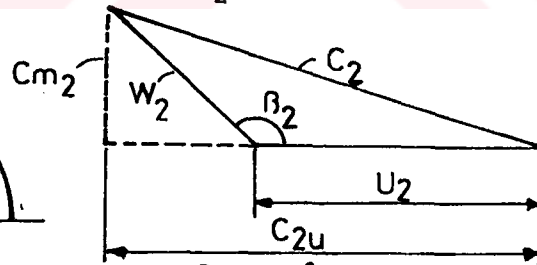
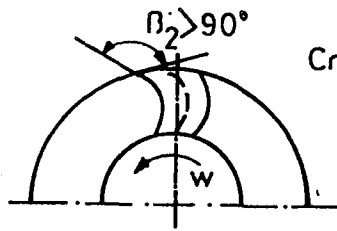
Ek-C. β_2 Çıkış Açısı ile Kanat Formu ve Hız Üçgenleri Arasındaki İlişki (Gökelim, 1975)



geriye dönük kanatlarda $\rightarrow \beta_2 < 90^\circ$

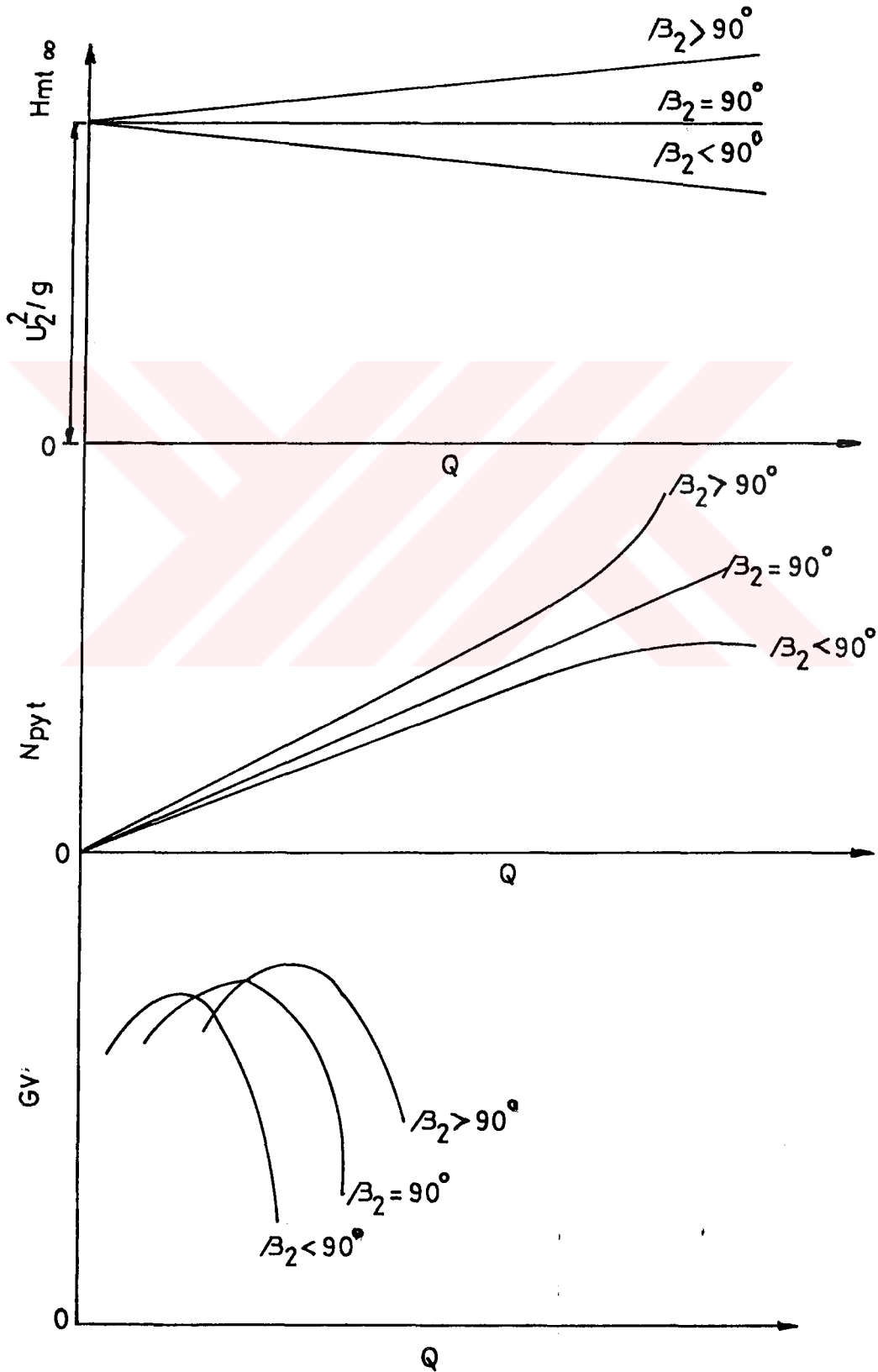


radyal kanatlarda $\rightarrow \beta_2 = 90^\circ$

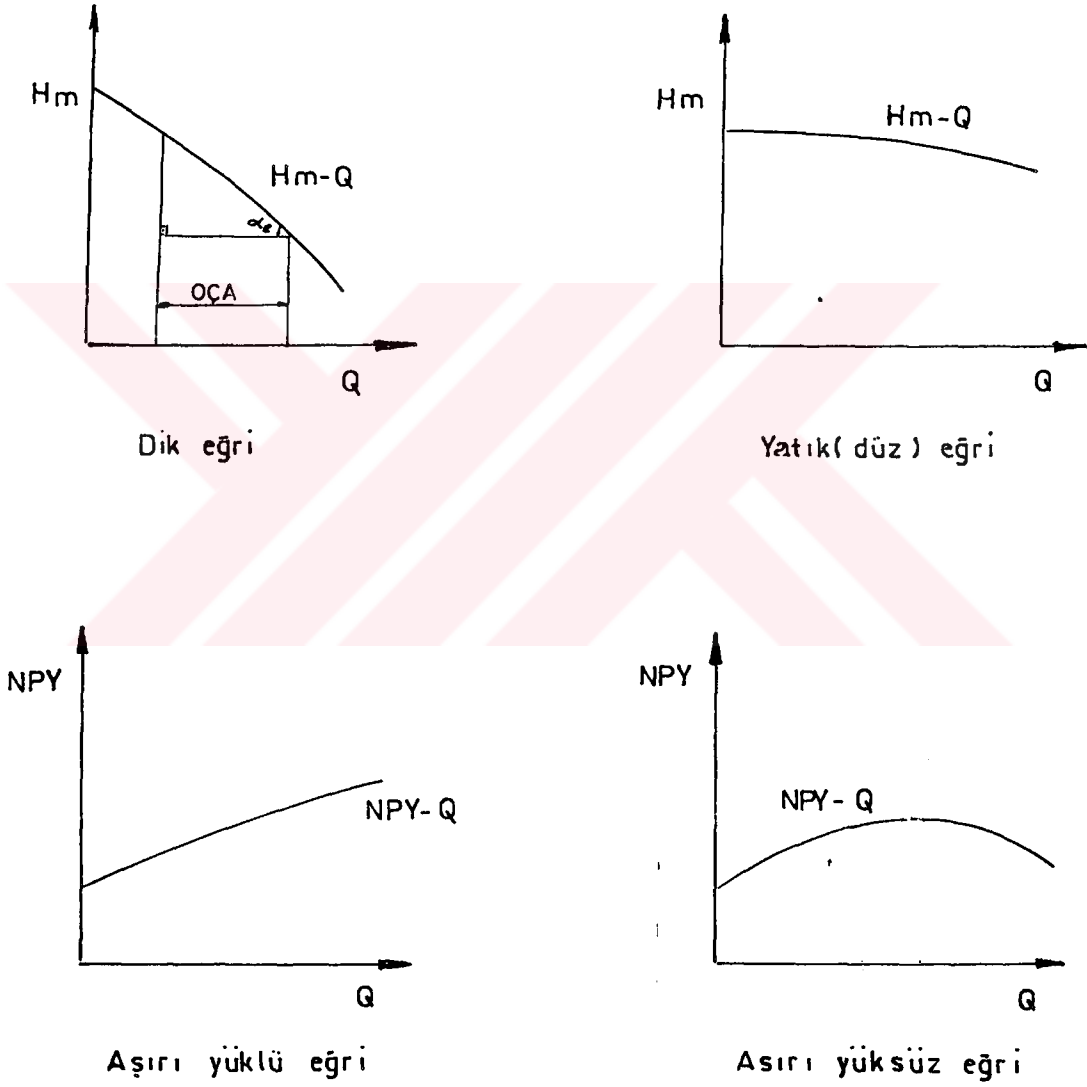


ileri dönük kanatlarda $\rightarrow \beta_2 > 90^\circ$

Ek-D. β_2 Çıkış Açısı ile Pompa Karakteristikleri Arasındaki İlişki (Gökelim, 1976)

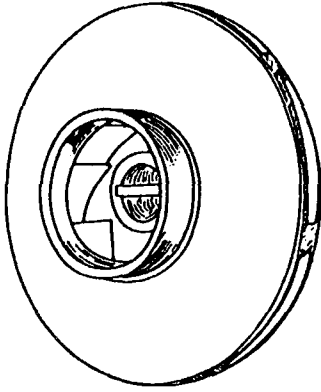


Ek-E. Pompa Karakteristik Eğri Tipleri (Doğuş ve Tezer 1963b).

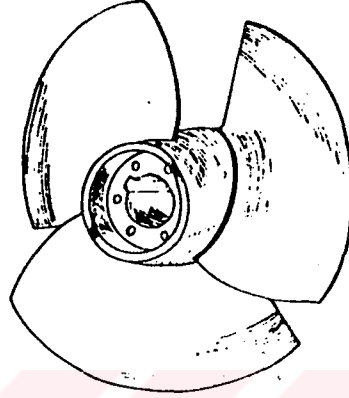


Ek-F. Santrifüj Pompalarda Kullanılan Çark Tipleri (Tezer 1978).

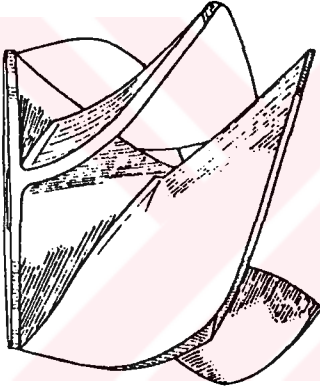
a) Açık radyal çark ; b,c) Yarı açık çarklar ; d,e,f) Kapatı çarklar.



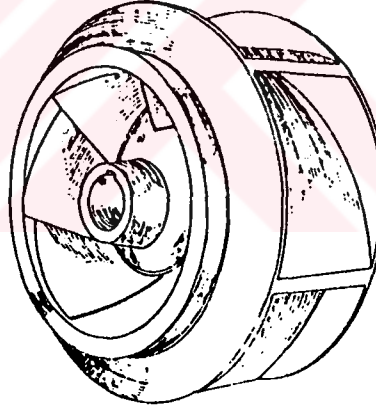
d)



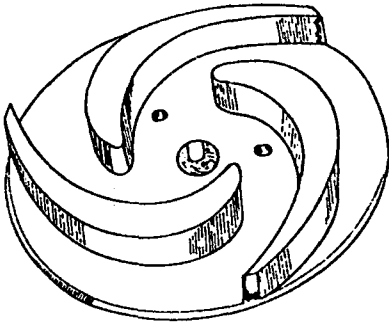
g)



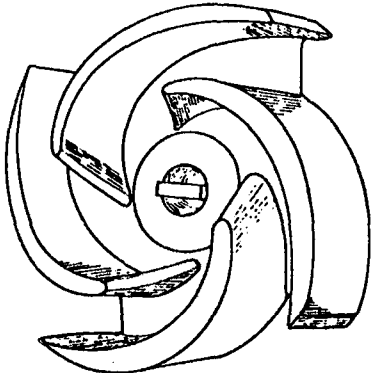
c)



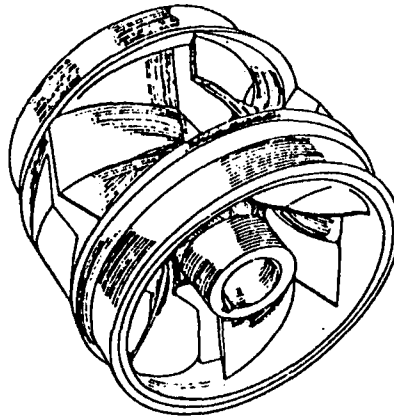
f)



b)



a)



e)

Ek-G. Pompa Karakteristiklerinin Hesaplandığı Program

```

5   CLS
10  Input "Devir";n: Input "Kademe";i: Input "Çıkış Çapı";D:Input "Ölçme Aralığı"; iii
20  Lprint "-----"
30  Lprint " Q  Hm  NPY  GV  nq  "
35  FOR i=1 to iii
40  Read h, P6, NMY, Eu
50  Y = 1000: PI =3.14: g = 9.81: SC(I) = NMY/22
60  k(I) = 1.816 × (1+11 (1000 × h +1.6)) × (1 + 0.5 × (H/ (H + 0.32)))××2)
65  Q(I) = 0.9 × k(I) × h×× (1.5)
70  A = (PI×D××2)/4
75  V(I) = Q(I)/A
80  HH(I) = V(I)××2/ (2×g)
85  HM(I) = 10.2 × Pb + HH(I) + 3
90  NPV(I) = Q(I) × Hm(I) × Y/102
95  IF SC(I) <= 0.3 THEN 100 ELSE 120
100 CP = 0.9 – 0.00122 × Ev
110 SV = 0.9 × (0.323 + 0.85 × CP): Goto 200
120 IF SC(I) > 0.3 OR SC(I) <= 0.4 THEN 130 ELSE 150
130 CP = 1.086 – 0.00149 × Eu
140 SV = 0.9 × (0.316 + 0.61 × CP): Goto 200
150 IF SC(I) > 0.4 OR SC(I) <= 0.555 THEN 160 ELSE 180
160 CP = 1.41– 0.002 × Eu
170 SV = 0.9 × (0.297 + 0.8 × CP): Goto 200
180 CP = 152 – 0.002 × Eu
190 SV = 0.9 × (0.287 + 0.74 × CP)
200 NPY(I) = NMY × SV
210 GV(I) = (NPV(I) / NPY(I)) × 100
220 nq(t) = Q(I) ×× (0.5) / ((Hm(I)/i) ×× (0.75))
230 Lprint using "# # # # #. # #, Q(I); Hm(I); NPY(I); GV(I); nq(I)
240 Lprint "-----"
250 Next I
260 Data
270 End

```




ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi ve yeri: 25.09.1964, Karapınar-KONYA.

İlkokul öğrenimi: 1969-1974, Dumlupınar, Ereğli-KONYA.

Ortaokul öğrenimi: 1974-1977, Atatürk, Ereğli-KONYA.

Lise öğrenimi (I. Sınıf): 1977 -1978, İvriz Öğretmen Lisesi, Ereğli-KONYA.

1978-1982 tarihleri arası: Tarımsal faaliyetler ile uğraş, Akören/Karapınar-KONYA.

Lise öğrenimi (II. ve III. Sınıf): 1982 -1984, Muharrem Hasbi, BALIKESİR.

Lisans öğrenimi: 1984-1988, S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarımsal Mekanizasyon Bölümü.

Yüksek Lisans öğrenimi: 1989-1991, S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalı.

Doktora öğrenimi: 1991-1996, S.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalı.

Şu andaki görevi: 1989-..... , S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü Araştırma Görevlisi.

Askerlik durumu: Tecil

Medeni hali: Evli

Çocuk sayısı: 2