

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ROTADİNAMİK POMPALARIN TÜM ALAN  
KARAKTERİSTİKLERİNİN ELDE EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Mak. Müh. Nedim Güngör SOYDEMİR**

**Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Programı : ISI-AKIŞKAN**

**HAZİRAN 2006**

**ROTADİNAMİK POMPALARIN TÜM ALAN  
KARAKTERİSTİKLERİNİN ELDE EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Mak. Müh. Nedim Güngör SOYDEMİR  
(503041117)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006  
Tezin Savunulduğu Tarih : 13 Haziran 2006**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Erkan AYDER  
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Mete ŞEN  
Doç.Dr. Murat AYDIN**

**HAZİRAN 2006**

## ÖNSÖZ

Bu tez çalışması, pompa tesislerinin tasarımına zemin teşkil edecek deneysel alt yapının oluşturulması amacıyla TÜBİTAK tarafından desteklenen bir projeye ait deneyler dizisinin ilk çalışmalarını içermektedir.

Bu çalışmalarım sırasında desteğini esirgemeyen değerli hocalarım Prof. Dr. Erkan Ayder'e ve Prof. Dr. Cahit Özgür'e teşekkür ederim.

Deneysel olarak yürüttüğüm bu çalışmada deney tesisatının oluşturulmasındaki her aşamada özveriyle yardımcı olan Tek. Eyüp Ataseven ve İsmail Budak'a teşekkür ederim.

Sağladığı yurt içi yüksek lisans bursu ile yüksek lisans öğrenimimi başarıyla tamamlamamı sağlayan TÜBİTAK'a teşekkürü bir borç bilirim

Ayrıca eğitim hayatım boyunca desteklerini her an hissettiğim aileme teşekkür ederim.

08 Mayıs 2006

Nedim GÜNGÖR SOYDEMİR

## İÇİNDEKİLER

<b>TABLO LİSTESİ</b>	<b>v</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b>	<b>vi</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ</b>	<b>viii</b>
<b>ÖZET</b>	<b>ix</b>
<b>SUMMARY</b>	<b>xii</b>
<b>1. GİRİŞ</b>	<b>1</b>
<b>2. POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİ İLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR</b>	<b>4</b>
2.1 Konu İle İlgili Yapılan Başlıca Çalışmalar	4
2.1.1 Santrifüj Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi	4
2.1.2 Karışık Akımlı ve Eksenel Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri	7
2.1.3 Santrifüj, Karışık Akımlı ve Eksenel Pompalara Ait Karakteristiklerin Yorumlanması	9
2.1.4 Tüm Alan Karakteristiklerinin Matematiksel Formülasyonlara Kolaylık Sağlayacak Şekilde Grafiğe Aktarılması (Suter'in (1966) Çalışmaları)	10
2.1.5 y-WH ve WM Grafiklerinin Elde Edilmesi	14
2.1.6 Çeşitli Özgül Hız Değerleri İçin Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi Çalışmaları	16
2.2 Tüm Alan Karakteristiklerinin Kullanımını Kapsayan Diğer Çalışmalar	17
<b>3. TÜM ALAN KARAKTERİSTİĞİ HAKKINDA TEORİK ÇALIŞMA</b>	<b>18</b>
3.1 Tüm Alan Karakteristiklerine Esas Olacak Çalışma Bölgeleri	18
3.2 Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri	20
3.2.1 Normal Dönüş Yönü Bölgeleri	21
3.2.1.1 Pozitif Debi Değerleri İçin Bloke Mil Karakteristiği (N=0 Eğrisi)	21
3.2.1.2 Pozitif Debi Değerleri İçin Ambalman Karakteristiği (M=0 Eğrisi)	21
3.2.1.3 Pompa Bölgesi	22
3.2.1.4 Fren Bölgesi	22
3.2.1.5 Buster Fren Bölgesi	22
3.2.1.6 Türbin Bölgesi	23
3.2.2 Ters Dönüş Yönü Bölgeleri	23
3.2.2.1 Negatif Debi Değerleri İçin Bloke Mil Karakteristiği (N=0 Eğrisi)	24
3.2.2.2 Negatif Debi Değerleri İçin Ambalman Karakteristiği (M=0 Eğrisi)	24

3.2.2.3 Ters Pompa Bölgesi	24
3.2.2.4 Ters Fren Bölgesi	25
3.2.2.5 Ters Buster Fren Bölgesi	25
3.2.2.6 Ters Türbin Bölgesi	25
3.3 Tüm Alan Karakteristiklerini Oluşturan Tüm Çalışma Bölgelerinin y-WH ve WM Grafiği Formunda Elde Edilmesi ve Yorumlanması	26
3.4 Geçici Hal Koşullarının Değerlendirilmesinde Tüm Alan Karakteristikleri Yaklaşımı	29
<b>4. ÇALIŞMANIN AMACI</b>	<b>31</b>
<b>5. TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN ELDE EDİLMESİ AMACIYLA TASARLANAN DENEY TESİSATI</b>	<b>33</b>
<b>6. DENEYLERİN YAPILMASI</b>	<b>37</b>
6.1 Normal dönüş yönü deneyleri	37
6.1.1 Pompa Bölgesi Deneyi	38
6.1.2 Fren Bölgesi Deneyi	39
6.1.3 Buster Fren Bölgesi Deneyi	40
6.1.4 Türbin Bölgesi Deneyi	41
6.2 Ters Dönüş Yönü Deneyleri	42
6.2.1 Ters Pompa Bölgesi Deneyi	42
6.2.2 Ters Fren Bölgesi Deneyi	42
6.2.3 Ters Buster Fren Bölgesi Deneyi	42
6.2.4 Ters Türbin Bölgesi Deneyi	43
6.3 Türbin Bölgelerinde Elektrik Üretimi ve Üretilen Elektrğin Direnç Telleri Vasıtasıyla Tüketilmesi	44
<b>7. ÖZGÜL HIZI 22,77 OLAN POMPAYA AİT DENEY SONUÇLARI</b>	<b>47</b>
7.1 Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği	47
7.2 1800 d/d Tahrik için pompa karakteristiği	48
7.3 1800 d/d Tahrik İle Normal Dönüş Yönü Karakteristiği	49
7.4 1800 d/d Tahrik ile Ters Dönüş Yönü Karakteristiği	50
7.5 İncelenen pompaya ait y - WH ve WM Karakteristiği	50
7.6 Deneysel Sonuçların İrdelenmesi	51
<b>8. SONUÇLAR</b>	<b>54</b>
<b>KAYNAKLAR</b>	<b>56</b>
<b>EK A</b>	<b>57</b>
<b>EK B</b>	<b>61</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	<b>63</b>

## TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
<b>Tablo 2.1.</b>	Tüm alan karakteristikleri bölgelerinin Türkçe karşılıkları .....6
<b>Tablo 2.2.</b>	Tüm alan karakteristikleri elde edilen pompalar (Thorley ve Chaudry, 1996) .....16
<b>Tablo 3.1.</b>	Tüm alan karakteristiklerine esas olacak çalışma bölgeleri .....19
<b>Tablo 3.2.</b>	Pompaların tüm alan karakteristikleri .....20
<b>Tablo 3.3.</b>	y parametresi değerler tablosu.....26
<b>Tablo 4.1.</b>	TÜBİTAK projesi kapsamında tüm alan karakteristikleri elde edilmesi kararlaştırılan özgül hızlar .....32
<b>Tablo 5.1.</b>	Deney ekipmanları ve özellikleri .....33
<b>Tablo 7.1.</b>	İncelenen pompanın optimum nokta değerleri .....49
<b>Tablo 8.1.</b>	Tüm alan karakteristiklerini oluşturan çalışma bölgeleri .....54

## ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1:	Santrifüj, karışık akımlı ve aksel pompaların karakteristikleri .....2
Şekil 2.1:	Deney düzeni ve ekipmanları (Knapp,1937).....4
Şekil 2.2:	$N_{sq}=35$ (SI) olan pompanın deney sonuçları (Knapp,1937). (a ve b grafikleri pozitif dönüş yönü için, c ve d grafikleri negatif dönüş yönü için elde edilmiştir) .....5
Şekil 2.3:	Tüm alan karakteristiklerini açıklayıcı diyagram (Knapp,1937) .....6
Şekil 2.4:	$N_{sq}=35$ (SI) olan 4 parmak çift emişli pompa için tüm alan karakteristikleri (Knapp,1937) .....7
Şekil 2.5:	$N_{sq}=261$ (SI) olan aksel pompanın tüm alan karakteristikleri (Swanson,1953) .....8
Şekil 2.6:	$N_{sq}=147$ (SI) olan karışık akımlı pompanın tüm alan karakteristikleri (Swanson,1953).....8
Şekil 2.7:	$N_{sq}=35$ (SI) olan radial akımlı pompanın (santrifüj pompa) tüm alan karakteristikleri (Swanson,1953) .....9
Şekil 2.8:	$N_{sq}=35$ (SI) olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin normal ve ters dönüş yönleri için 2 farklı eğri ailesi ile gösterilmesi .....13
Şekil 2.9:	$N_{sq}=35$ (SI) için Knapp tarafından elde edilen tüm alan karakteristiklerinin y-WH&WM grafiği üzerinde gösterimi (Wylie & Streeter, 1978) .....15
Şekil 3.1:	Pompaların tüm alan karakteristikleri ile ilgili özet resim .....20
Şekil 3.2:	Normal dönüş yönü bölgelerinin fiziksel anlamı .....21
Şekil 3.3:	Ters dönüş yönü bölgelerinin fiziksel anlamı .....23
Şekil 3.4:	Tüm çalışma bölgelerinin $N_{sq}=35$ (SI) olan pompa için y-WH ve WM grafiği üzerinde gösterimi .....28
Şekil 3.5:	Elektrik kesintisine bağlı geçici rejim karakteristiği .....29
Şekil 5.1:	$N_{sq}=22,92$ olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi amacıyla tasarlanan deney tesisatının şematik resmi.....35
Şekil 5.2:	Deney tesisatının fotoğrafı .....36
Şekil 6.1:	Pompa bölgesi deney tesisatı.....38
Şekil 6.2:	Fren bölgesi deney tesisatı .....39
Şekil 6.3:	Buster fren bölgesi deney tesisatı .....40
Şekil 6.4:	Türbin bölgesi deney tesisatı .....41
Şekil 6.5:	Ters türbin bölgesi deney tesisatı .....43
Şekil 6.6:	Asenkron motor vasıtasıyla elektrik üretimi ve üretilen elektriğin tüketimi.....45
Şekil 7.1:	$N_{sq}=22,92$ (SI) olan pompanın bloke mil (a) ve ambalman (b) karakteristikleri.....47
Şekil 7.2:	$N_{sq}=22,92$ (SI) olan pompanın pompa bölgesi deney sonuçları .....48
Şekil 7.3:	$N_{sq}=22,92$ (SI) olan pompanın normal dönüş yönü karakteristiği .....49
Şekil 7.4:	$N_{sq}=22,92$ (SI) olan pompanın ters dönüş yönü karakteristiği.....50
Şekil 7.5:	$N_{sq}=22,92$ (SI) olan pompanın tüm alan karakteristikleri.....52

<b>Şekil 7.6:</b>	Yapılan deneyler için hata analizi.....	53
<b>Şekil 7.7:</b>	Nsq=22,92 (SI) olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin literatürde bulunan Nsq=35 (SI) olan pompa ile karşılaştırılması .....	53

## SEMBOL LİSTESİ

<b>D</b>	: Pompa çark çapı
<b>g</b>	: Yer çekimi ivmesi
<b>h</b>	: Optimum noktaya göre nominalleştirilmiş basma yüksekliği
<b>H</b>	: Basma yüksekliği
<b>K<sub>n</sub></b>	: Şekil sayısı
<b>m</b>	: Optimum noktaya göre nominalleştirilmiş mil momenti
<b>M, T</b>	: Mil momenti
<b>n</b>	: Optimum noktaya göre nominalleştirilmiş devir sayısı
<b>N</b>	: Devir sayısı
<b>N<sub>h</sub></b>	: Hidrolik güç
<b>N<sub>m</sub>, P<sub>m</sub></b>	: Mil gücü (Mekanik güç)
<b>N<sub>sq</sub></b>	: Özgül hız (SI: devir/dakika, m <sup>3</sup> /saniye, m Su Sütunu)
<b>q</b>	: Optimum noktaya göre nominalleştirilmiş debi
<b>Q</b>	: Debi
<b>WH</b>	: Basma yüksekliği ile ilgili boyutsuz sayı
<b>WM</b>	: Mil momenti ile ilgili boyutsuz sayı
<b>y</b>	: Debi ile ilgili boyutsuz sayı
<b>ρ</b>	: Akışkanın yoğunluğu
<b>μ</b>	: Akışkanın viskozitesi
<b>π<sub>1</sub></b>	: Basma yüksekliği sayısı
<b>π<sub>2</sub></b>	: Debi sayısı
<b>π<sub>3</sub></b>	: Reynolds sayısı
<b>π<sub>4</sub></b>	: Güç sayısı
<b>π<sub>5</sub></b>	: Moment sayısı

## ROTADİNAMİK POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN ELDE EDİLMESİ

### ÖZET

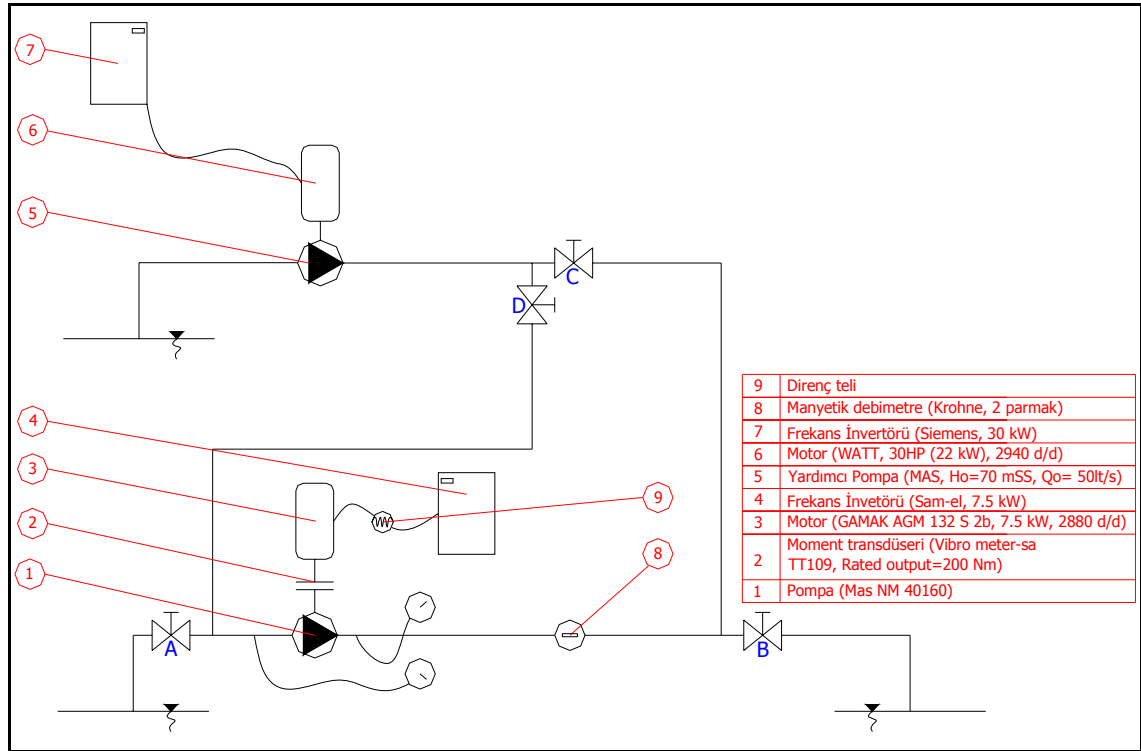
Bir rotadinamik pompanın çalışması sırasında aniden enerjisiz kalması gibi geçici bir rejim durumunda çok değişik çalışma koşullarından geçeceği ve bu sırada pompa tesisinde istenmeyen basınç darbeleri veya ters akımlar görüleceği iyi bilinen bir gerçektir. Böyle bir durumun değerlendirilmesi ve gerekli önlemlerin alınabilmesi için yapılacak en iyi yaklaşım ise bir pompanın olabilecek tüm çalışma bölgelerini içeren bir veri tabanından yararlanmak olacaktır. Oysaki böyle bir veri tabanı imalatçı kataloglarında yer almamaktadır. Bunun en önemli sebebi ise tüm çalışma bölgelerini içeren karakteristiklerin çıkarılmasının çok zahmetli ve maliyetli bir uğraş olmasındandır. Ayrıca pompaların karakteristikleri özellikle özgül hıza bağlı olarak çeşitlilik arz ettiğinden bu tip bir veri tabanının santrifüj, karışık akımlı ve eksenel pompaların özgül hızlarını kapsayacak uygun özgül hız değerleri için boyutsuz bir formda elde edilmesi gerekmektedir. Ancak bu şekilde bir yaklaşım sayesinde bir pompanın herhangi bir geçici rejim koşulunda karşılaşacağı tüm koşullar belirlenebilir ve pompa tesisinin hasar görmesini engelleyecek gerekli önlemler alınabilir.

Yukarıda açıklanan gerekçeler neticesinde önce literatürde bu konuda yapılmış olan çalışmalar araştırılmıştır. Daha sonra pompanın tüm çalışma bölgelerinin karakteristiklerini ifade eden tüm alan karakteristiği tanımı hakkında teorik bir çalışma yapılmıştır. Görülmüştür ki bir pompanın 4 adet normal dönüş yönü için 4 adet de ters dönüş yönü için tanımlanmış 8 adet çalışma bölgesi vardır. Eğer bu 8 bölgenin karakteristikleri uygun bir deney tesisatı vasıtasıyla elde edilebilirse o özgül hıza ait tüm alan karakteristikleri elde edilmiş olacaktır.

**Tablo 1:** Tüm alan karakteristiklerini oluşturan çalışma bölgeleri

	N	M	Nm (Mil gücü)	Q	H	Nh (Hidrolik güç)
<b>Pompa</b>	+	+	+	+	+	+
<b>Fren</b>	+	+	+	-	+	-
<b>Buster fren</b>	+	+	+	+	-	-
<b>Türbin</b>	+	-	-	+	-	-
<b>Ters pompa</b>	-	-	+	+	+	+
<b>Ters fren</b>	-	-	+	-	+	-
<b>Ters buster fren</b>	-	-	+	+	-	-
<b>Ters türbin</b>	-	+	-	-	+	-

Bu amaçla uygun bir deney tesisatı tasarlanarak özgül hızı SI birim sisteminde (devir/dakika, m<sup>3</sup>/saniye, mSS) 22,92 olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi hedeflenmiştir.



**Şekil 1:** Tüm alan karakteristikleri deney tesisatı

Yine yapılan literatür araştırması sonucunda elde edilen karakteristiklerin  $y - WH$  ve  $WM$  grafikleri formunda verilmesinin matematiksel hesaplamaların kolaylıkla yapılmasını sağlayacağı görülmüştür. Bu sebeple karakteristikler bu form da verilmiştir.

Bu şekilde verilen bir grafikte  $x$  ekseninde  $y$  parametresi,  $y$  ekseninde ise  $WH$  ve  $WM$  parametreleri bulunmaktadır.

$$WH = \frac{H / H_o}{(N / N_o)^2 + (Q / Q_o)^2} = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad (1)$$

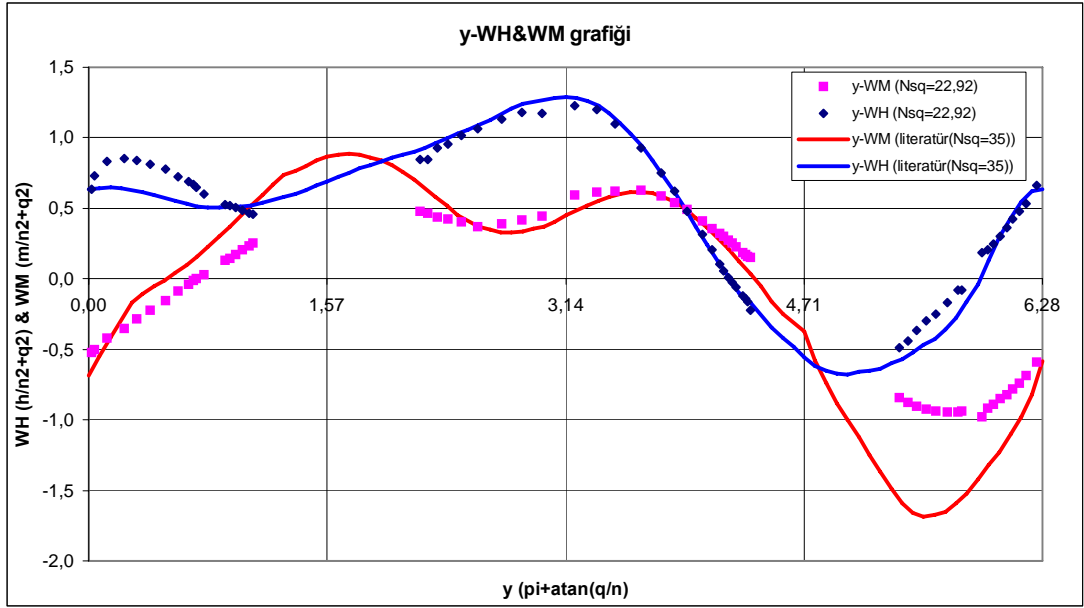
$$WM = \frac{M / M_o}{(N / N_o)^2 + (Q / Q_o)^2} = \frac{m}{n^2 + q^2} \quad (2)$$

$$y = \pi + \arctan\left(\frac{(Q / Q_o)}{(N / N_o)}\right) = \pi + \arctan\left(\frac{q}{n}\right) \quad (3)$$

Yukarıda “o” alt indisi ile gösterilen değerler incelenen devir sayısı değerindeki optimum nokta değerleridir. Bu değerler kullanılarak ifadenin boyusuzlaştırılması bir diğer ifadeyle nominalleştirilmesi sağlanmıştır.

Sonuç olarak deneyler gerçekleştirilmiş ve sonuçlar  $y - WH$  ve  $WM$  grafikleri formunda sunulmuştur. Grafik üzerinde bazı bölgelerin elde edilemediği

görülmektedir. Bunun sebebi deney tesisatındaki eksikliklerdir. Bununla birlikte gerçekleştirilebilen deneylerin sonucu literatürde özgül hızı 35 (SI) olan pompa ile karşılaştırılmış ve sonuçların oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Aradaki farkın ise özgül hızın farklılığından olduğu bilinmektedir.



**Şekil 2:** Elde edilen tüm alan karakteristikleri ve literatürde bulunan karakteristikler ile karşılaştırılması

## OBTAINING COMPLETE CHARACTERISTICS OF ROTODYNAMIC PUMPS

### SUMMARY

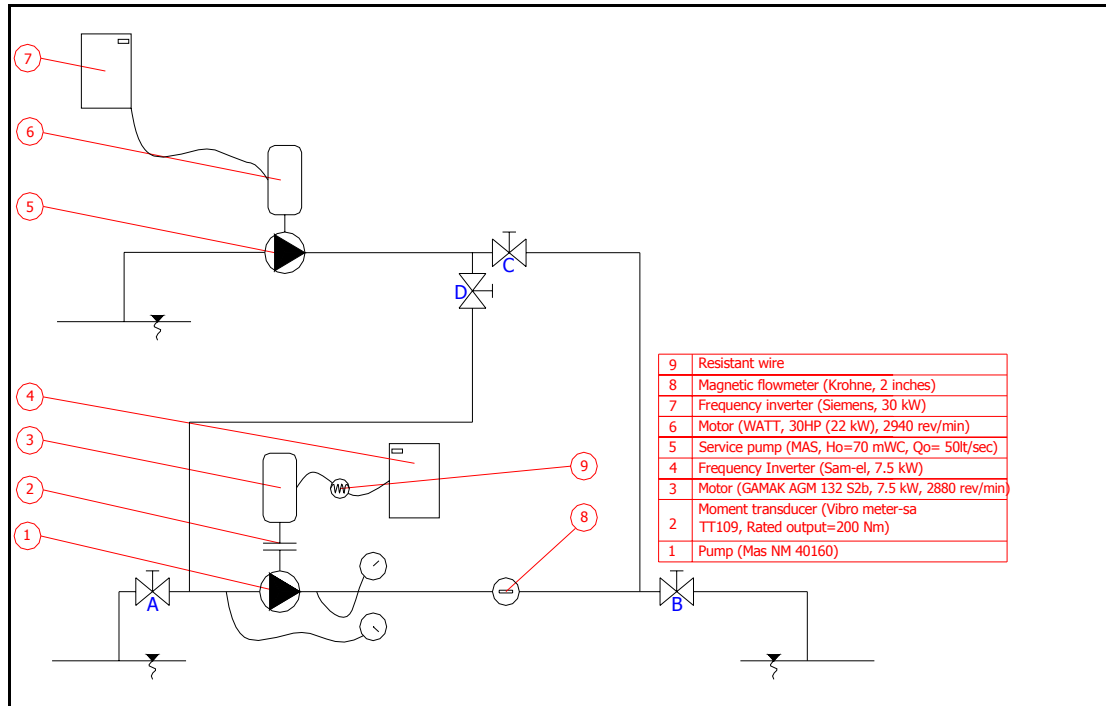
It is a well-known fact that under a transient operating condition such as electricity shutdown, a rotodynamic pump will pass through various possible operating conditions where pressure surge or flow reversal will be encountered. Nevertheless, it is not possible to follow such conditions from those catalogues provided by manufacturers. Although the best approach in evaluating a transient condition is to utilize a database involving all possible operating conditions of a pump, such a database is generally not available in manufacturer's catalogues. The most important reason of lacking such database is that obtaining those characteristics is really a time consuming and an expensive work. Because the characteristics of pumps vary with specific speed, such a database should be obtained in a non-dimensional form for some specific speeds that encompass centrifugal, mixed flow and axial pump. It is the only approach that helps determine the operating conditions under a transient condition and make some precautions to avoid damage of pump installation.

Because of the reasons listed above, those studies related to this subject in the literature were firstly surveyed. Then a theoretical study about complete characteristics that involve all possible operating conditions of pumps was carried out. It was seen that a pump has 8 operating conditions 4 of which are defined for normal rotation direction and the remaining 4 are defined for the reverse rotation direction. If the characteristics of these 8 regions can be obtained with the aid of a proper experimental setup, then the complete characteristics belonging to that specific speed will be obtained

**Table 1:** Operating regions of pump that forms the complete characteristics

	N	M	Nm (Shaft power)	Q	H	Nh (Hyd. Power)
<b>Pump</b>	+	+	+	+	+	+
<b>Dissipater</b>	+	+	+	-	+	-
<b>Booster dissipater</b>	+	+	+	+	-	-
<b>Turbine</b>	+	-	-	+	-	-
<b>Reverse pump</b>	-	-	+	+	+	+
<b>Reverse dissipater</b>	-	-	+	-	+	-
<b>Reverse booster dissipater</b>	-	-	+	+	-	-
<b>Reverse Turbine</b>	-	+	-	-	+	-

For this purpose, the complete characteristics of a pump having the specific speed of 22,92 in SI units (revolution/minute, m<sup>3</sup>/second, mWC) were aimed to be obtained with a proper experimental setup.



**Graph 1:** The experimental setup of the complete characteristics

As a result of the literature survey, it was seen that presenting the complete characteristics in the form of  $y - WH$  and  $WM$  graph is the best way to for the mathematical calculations to be carried out easily.

On a graph presented in this form,  $y$  parameter is placed on the x-axis and the parameters  $WH$  and  $WM$  are placed on the y-axis.

$$WH = \frac{H / H_o}{(N / N_o)^2 + (Q / Q_o)^2} = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad (1)$$

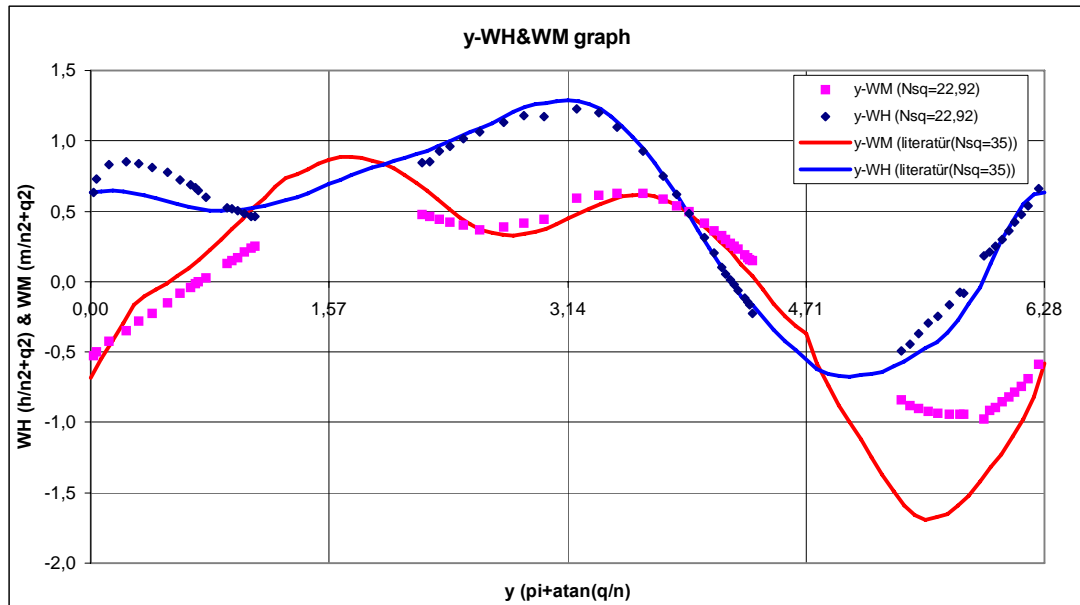
$$WM = \frac{M / M_o}{(N / N_o)^2 + (Q / Q_o)^2} = \frac{m}{n^2 + q^2} \quad (2)$$

$$y = \pi + \arctan\left(\frac{(Q / Q_o)}{(N / N_o)}\right) = \pi + \arctan\left(\frac{q}{n}\right) \quad (3)$$

In the expression above, the subscript “o” refers to the optimal operating conditions of the pump at the considered rotational speed. Using these optimal values non-dimensionalization or normalization of the expressions was made.

Finally, all experiments were carried out and the results were presented on the  $y - WH$  and  $WM$  graph. On the graph there are some regions about which the experiments could not be performed due to the lack of the experimental setup. Nonetheless, the results of the performed experiments were compared with the

characteristics of the pump having the specific speed of 35 (SI) in the literature and it was seen that the results are quite reasonable. The deviation in between is said to be due to the difference in the specific speeds.



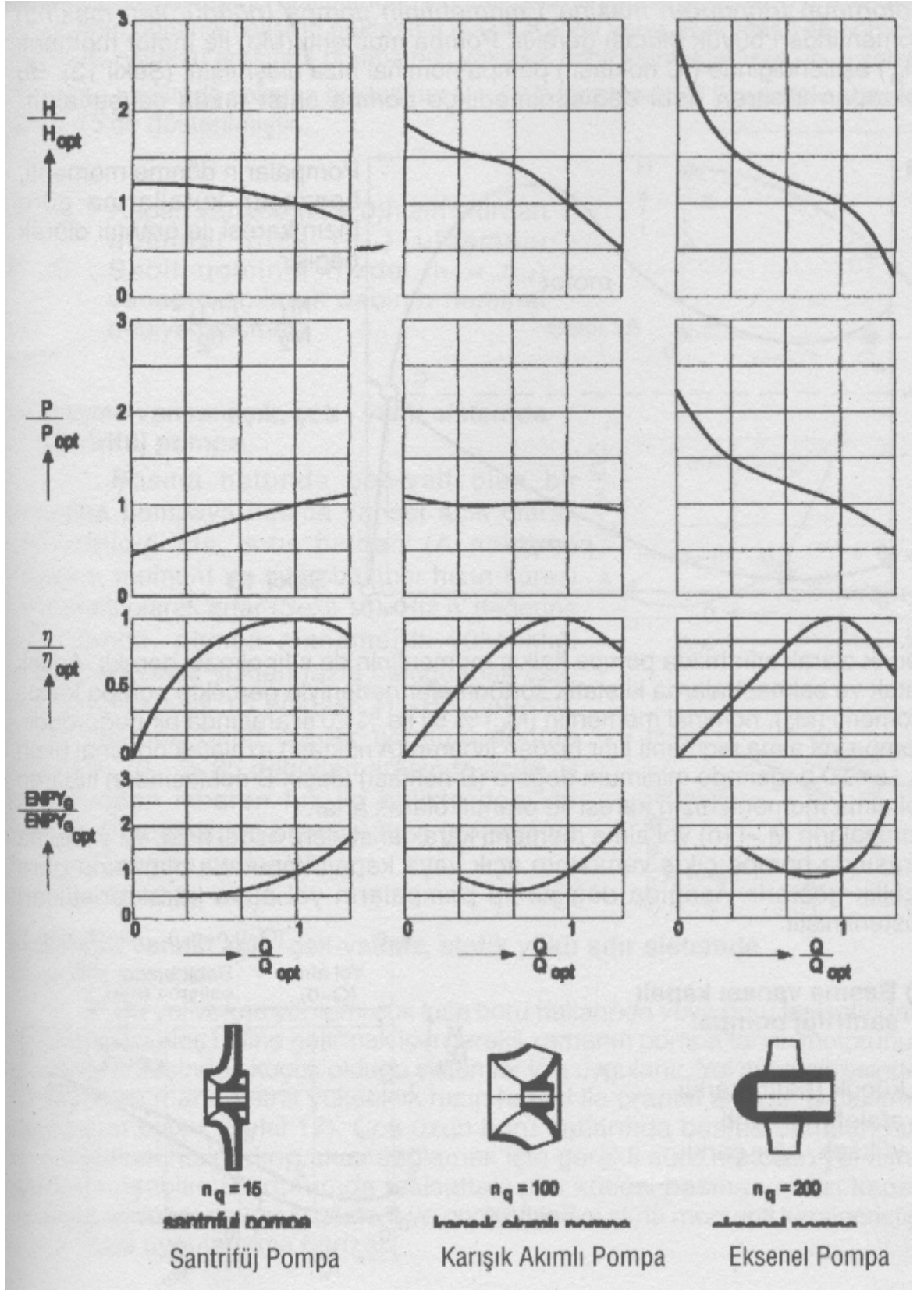
**Graph 2:** The comparison of the complete characteristics obtained experimentally with those present in the literature

## 1. GİRİŞ

Rotadinamik pompaların karakteristiği genel olarak basma yüksekliği-debi (H-Q), mil gücü-debi ( $P_m$ -Q) ve verim-debi (Verim-Q) eğrileri ile belirtilir. Bu eğrilere ek olarak emmedeki gerekli net pozitif yük-debi ((ENPY)<sub>G</sub>-Q) karakteristiği de verilmektedir (Şen, 2003). Ayrıca bu karakteristik eğriler sabit devir sayıları için elde edildiğinden dolayı mil gücü yerine bazen moment-debi (M-Q) karakteristiği de kullanılabilir. Bahsedilen bu grafiklere örnekler Şekil 1.1’de görülmektedir. Bir pompanın normal çalışma sırasında aniden enerjisiz kalması gibi anlık değişiklikler olduğunda ise çok çeşitli çalışma hallerinden geçmesi kaçınılmazdır. Bunun gibi durumlarda ise üretici kataloglarında yer alan ve yukarıda da bahsedilen normal pompa karakteristikleri, gerçekleşen basınç artışları veya kararsız akış biçimlerinin incelenmesine imkân vermezler. Bu nedenle özellikle pompa tesislerinde su darbelerine karşı alınacak tedbirlerin saptanması ve yapılacak hesaplara esas olması bakımından bir pompanın çeşitli çalışma koşullarına ait karakteristiklerin deneysel olarak laboratuvar ortamında elde edilmesi gerekmektedir.

Pompanın karşılaşılabileceği tüm çalışma koşullarına bir pompanın “tüm alan karakteristiği” denir. Bu karakteristikler bir pompanın pompa, fren, buster fren ve türbin karakteristiklerini kapsarlar.

Pompa üreticileri ise tüm dünyada ve yurdumuzda, çok büyük yatırım ve zaman harcanması gerektiren bu gibi normal pompalama dışı çalışmalara ait deneylere başvurmaz. Bu nedenle projelendirilen yeni bir pompalama tesisinde kullanılacak pompa için, elde bu yönde bir veri yoktur. Buna karşılık literatürde çok az sayıdaki özgül hız değeri için uzun yıllar önce yapılmış deneylere dayalı dataların boyutsuzlaştırılmış verileri kullanılarak hesaplama ya da simülasyona gidilir. Bu ise hesapların hassasiyetle yapılabilmesinin önünde büyük bir engeldir.



Şekil 1.1: Santrifüj, karışık akımlı ve eksenel pompaların karakteristikleri (Şen, 2003).

Hatırlanacak olursa, rotadinamik pompaların birbirinden en önemli farkı, tasarımsal özellikleri itibariyle sahip oldukları özgül hızları veya bazı kaynaklarda geçtiği üzere şekil sayılarıdır. Özgül hız, hidrodinamik açıdan birbirine benzer olan pompaları simgeler. Yani özgül hız değerleri birbirine yakın olan pompalar birbirine yakın özellikler gösterir. Özgül hız değerleri arasındaki fark arttıkça ise pompaların tasarımsal özellikleri ile birlikte Şekil 1.1'den görüldüğü üzere karakteristikleri de değişir. Bu nedenle pompaj tesislerinin hesaplarının hassasiyetle yapılabilmesi için çok fazla sayıda değişik özgül hız değeri için bu pompaların, normal pompa hali dışında çeşitli çalışma bölgelerini de içinde barındıran tüm alan karakteristiklerine ihtiyaç vardır.

Bu tez kapsamında öncelikle bir rotadinamik pompanın tüm çalışma bölgelerini içeren tüm alan karakteristiklerinin neler olabileceği hakkında teorik bir çalışma yapılmıştır. Bir sonraki adımda ise bu karakteristiklerin nasıl bir yaklaşımla ile grafiğe aktarılması gerektiği ele alınmıştır. Ardından ise pompanın tüm alan karakteristiklerinin nasıl elde edilebileceği ve bu amaçla nasıl bir deney tesisatı hazırlanması gerektiği üzerinde durulmuştur. Son olarak ise yapılan çalışmalar ışığında özgül hızı 22,92 (SI) olan bir pompa için tüm alan karakteristikleri elde edilmiştir.

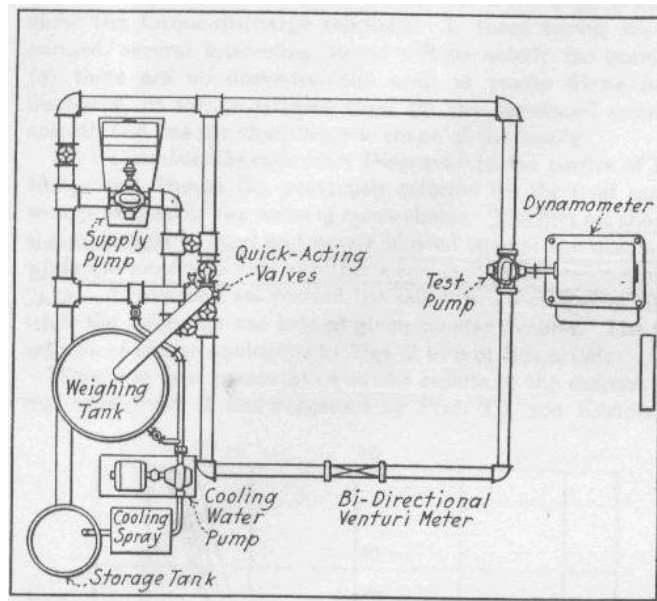
## 2. TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİ İLE İLGİLİ YAPILAN ÇALIŞMALAR

### 2.1 Konu İle İlgili Yapılan Başlıca Çalışmalar

Pompaların tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesiyle ilgili çalışmalara ilk olarak 1930'lu yılların başlarında başlanmıştır.

#### 2.1.1 Santrifüj Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi

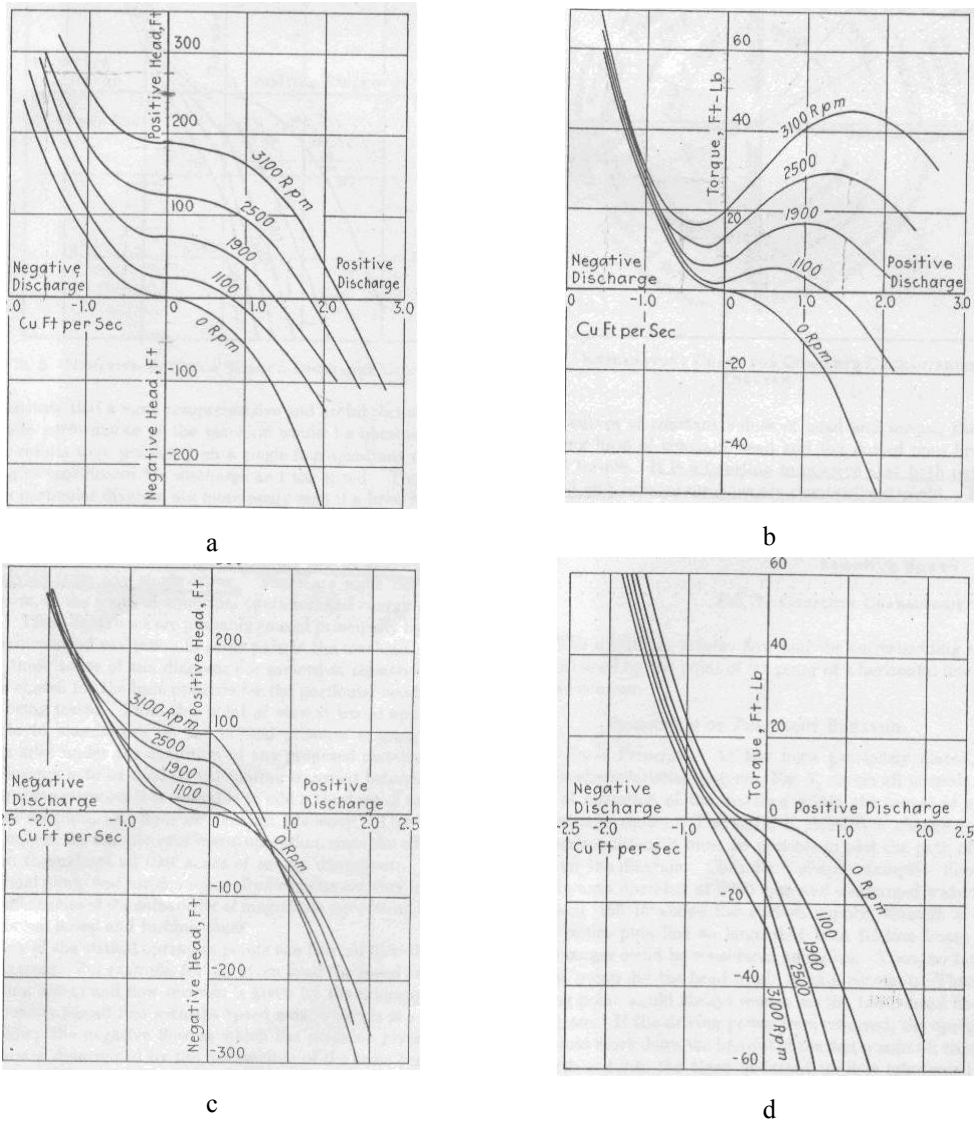
Knapp (1937), santrifüj pompaların tüm alan karakteristikleri hakkında çalışmalar yapmıştır. Çalışmalarında santrifüj pompaların çeşitli çalışma koşulları altındaki karakteristiklerini incelemiş ve bu karakteristikleri uygun bir metot yardımıyla tek bir diyagram üzerinde göstermeyi başarmıştır. Ayrıca çalışmalarında geçici rejim koşullarının su darbesi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmalarını yaparken 1931'de Boothe ve Lewis'in çalışmaları sonucunda incelenen 1½ x10 in. tek emişli pompanın küçük ve veriminin modern tesisatlarda kullanılan pompalara göre oldukça düşük olduğunu görmüştür. Bu nedenle çalışmalarını daha yüksek verimli pompalar ile gerçekleştirmiştir.



Şekil 2.1: Deney düzeni ve ekipmanları (Knapp,1937)

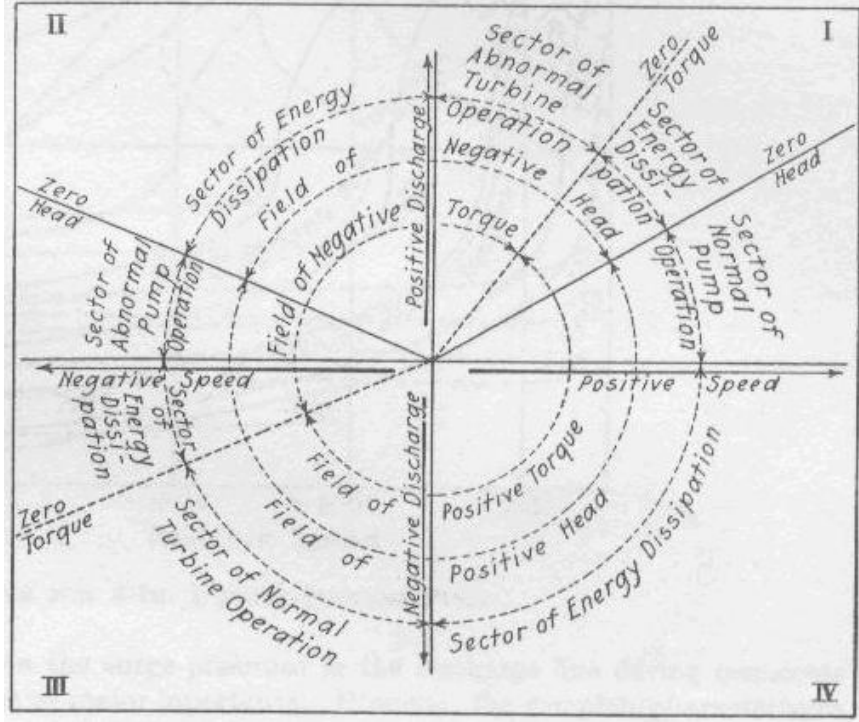
Deneylerinde Şekil 2.1’de gösterilen ekipmanları ve deney düzenini kullanmıştır. Nispeten daha düşük debi ve basma yüksekliği olan pompa, test pompası olarak seçilmiş, diğer pompa ise yardımcı pompa olarak kullanılmıştır. Şekilde gösterilen dinamometre ile test pompası 3500 d/d’e kadar tahrik edilebilmiştir. Dinamometre türbin çalışma koşulunda elektrik üreten bir jeneratör olarak çalışabilmektedir. Pompa debisi kullanılan bir su tankı ve ona bağlı bir kronometre ile ölçülmüştür. Sistem üzerinde ayrıca laboratuvar şartlarında üretilmiş olan çift taraflı ölçüm yapabilen ventürimetre de bulunmaktadır. Moment değeri ise dinamometreden okunmuştur.

Deneylerinde, sabit hızlarda normal ve ters yöndeki devir sayıları için H-Q ve M-Q eğrileri elde edilmiştir. Eğriler üzerinde herhangi bir süreksizlik gözlenmemiştir.



Şekil 2.2:  $N_{sq}=35$  (SI) olan pompanın deney sonuçları (Knapp,1937). (a, b grafikleri pozitif dönüş yönü için; c, d grafikleri negatif dönüş yönü için elde edilmiştir)

Knapp, daha sonra bu eğrilerinin hepsinin tek bir diyagram üzerinde gösterilebileceği ve üzerinde bir pompanın tüm alan karakteristiklerini oluşturan 8 bölgenin kolaylıkla ayırt edilebileceği bir diyagram üzerinde çalışmıştır. Sonuç olarak Şekil 2.3'te gösterilen diyagram formunun uygun olacağını görmüştür ve yaptığı deneyin sonuçlarını yine bu diyagram üzerinde göstermiştir (Şekil 2.4). Bu diyagramda x ekseninde devir sayısı, y ekseninde ise debi değeri bulunmaktadır. Diyagram üzerindeki bölgelerin Türkçe açıklamaları Tablo 2,1'de verilmiştir.

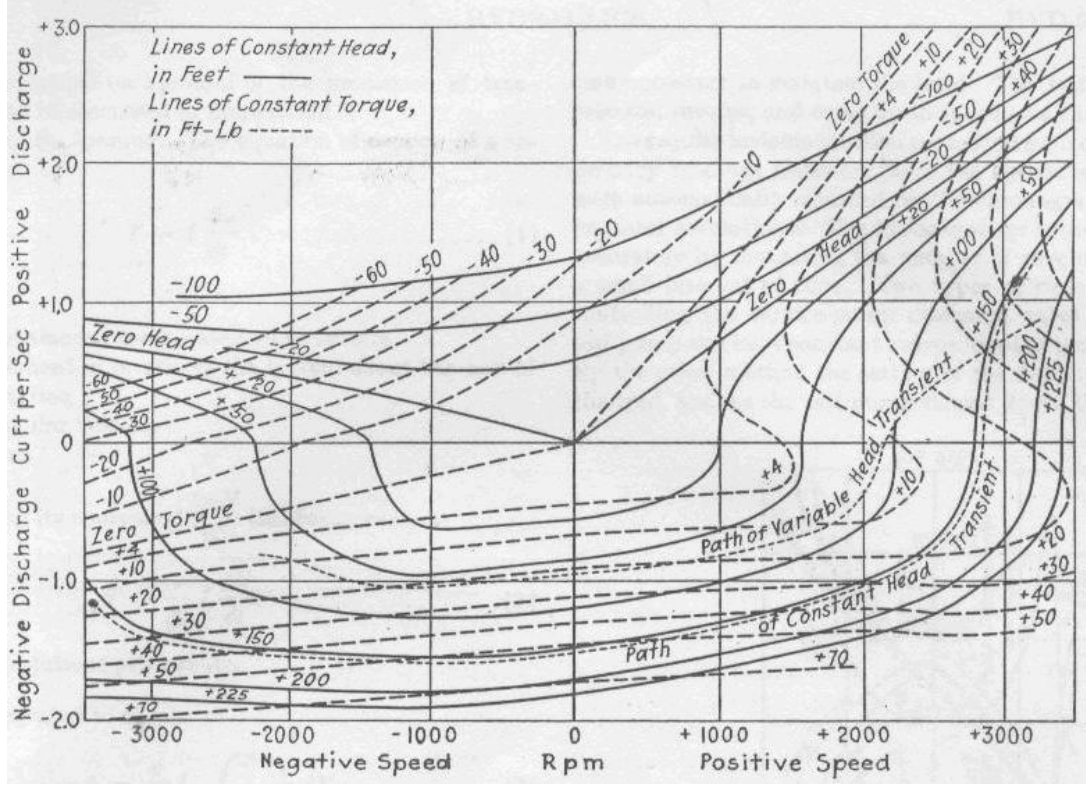


Şekil 2.3: Tüm alan karakteristiklerini açıklayıcı diyagram (Knapp,1937)

Tablo 2.1: Tüm alan karakteristikleri bölgelerinin Türkçe karşılıkları

Bölgenin İngilizce adı	Bölgenin Türkçe karşılığı
Sector of normal pump ( $N>0, Q>0$ )	Pompa bölgesi
Sector energy dissipation ( $N>0, Q<0$ )	Fren bölgesi
Sector of normal turbine operation ( $N<0, Q<0$ )	Ters türbin bölgesi
Sector of energy dissipation ( $N<0, Q<0$ )	Ters fren bölgesi
Sector of abnormal pump ( $N<0, Q>0$ )	Ters pompa bölgesi
Sector of energy dissipation ( $N<0, Q>0$ )	Ters buster fren bölgesi
Sector of abnormal turbine ( $N>0, Q>0$ )	Türbin bölgesi
Sector of energy dissipation ( $N>0, Q>0$ )	Buster fren bölgesi

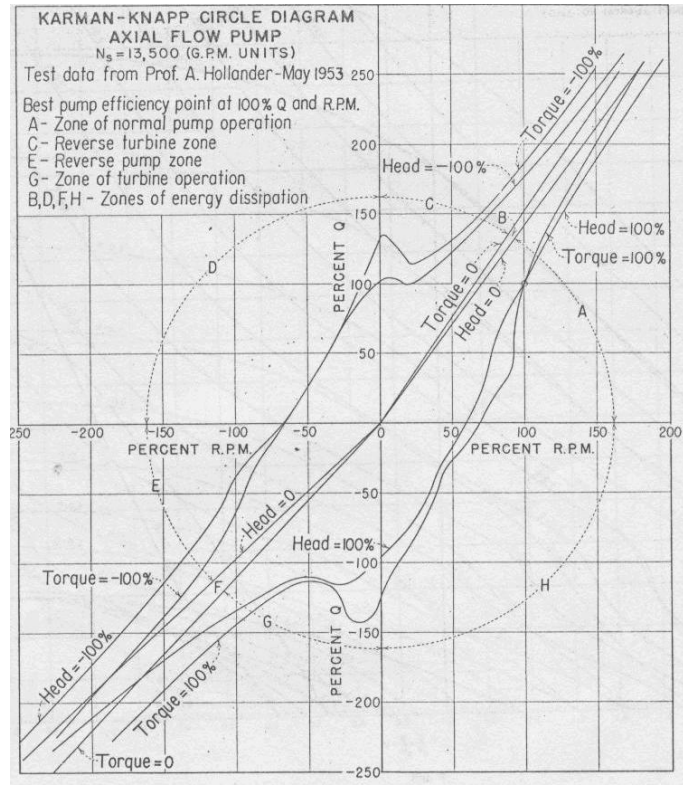
Knapp'ın Dr. Von Karman'ın önerisiyle yaptığı bu diyagram daha sonraları "Karman-Knapp daire diyagramı" olarak adlandırılmıştır. Ayrıca bu diyagrama bazı kaynaklarda "Dört bölge karakteristikleri" de denmektedir.



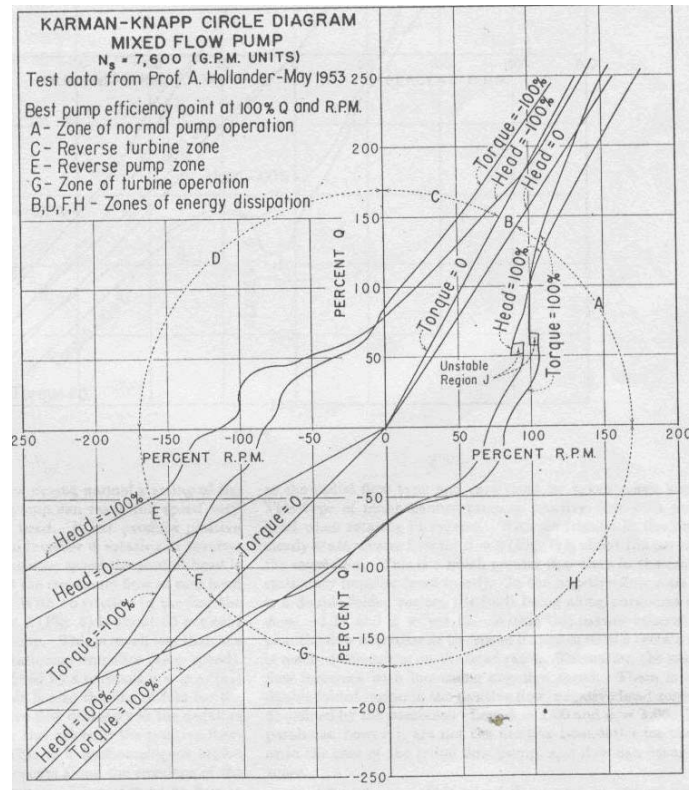
**Şekil 2.4:**  $N_{sq}=35$  (SI) olan 4 parmak çift emişli pompa için tüm alan karakteristikleri (Knapp,1937)

### 2.1.2 Karışık Akımlı ve Eksenel Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri

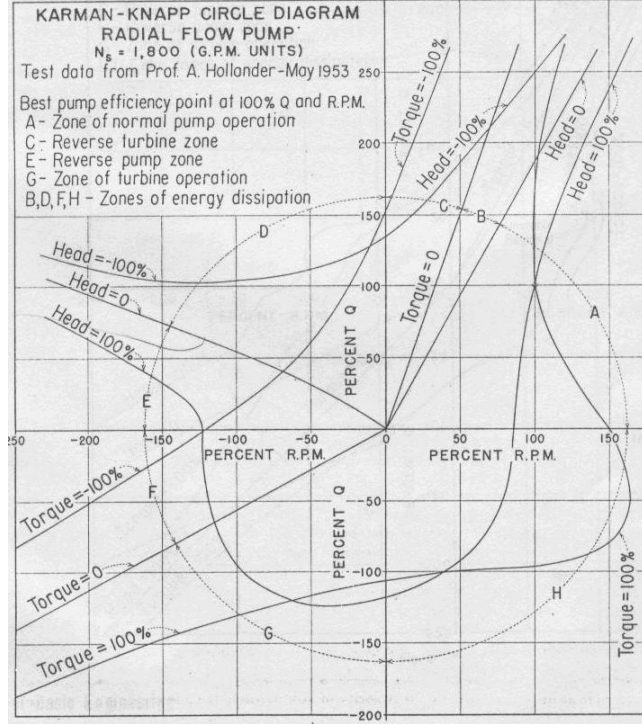
Swanson (1953), karışık akımlı ve eksenel akımlı pompaların karakteristiklerinin birbirinden farklı olduğunu görmüş ve Knapp'in özgül hız değeri 35 (SI) olan santrifüj pompa deneylerini özgül hız değerleri 147 (SI) ve 261 (SI) olan pompalar için genişletmiştir.  $N_{sq}=147$  olan pompa karışık akımlı pompaları,  $N_{sq}=261$  olan pompa ise eksenel pompaları temsil etmektedir (Şekil 2.5, 2.6 ve 2.7). Grafikler incelendiğinde üç pompa tipinin de karakteristiklerinin birbirinden oldukça farklı olduğu görülmektedir.



**Şekil 2.5:**  $N_{sq}=261$  (SI) olan eksenel pompanın tüm alan karakteristikleri  
 (Swanson,1953)



**Şekil 2.6:**  $N_{sq}=147$  (SI) olan karışık akımlı pompanın tüm alan karakteristikleri  
 (Swanson,1953)



**Şekil 2.7:**  $N_{sq}=35$  (SI) olan radial akımlı pompanın (santrifüj pompa) tüm alan karakteristikleri (Swanson,1953)

### 2.1.3 Santrifüj, Karışık Akımlı ve Eksenel Pompalara Ait Karakteristiklerin Yorumlanması

Donsky (1961)'de yaptığı çalışmasında yukarıda bahsedilen 3 farklı tip pompaya ait tüm alan karakteristiklerini incelemiş ve bu karakteristiklerin ortak yanlarını ortaya koymuştur.

- Elde edilen veriler en iyi verim noktasına göre boyutsuz devir sayısı  $n$ , boyutsuz moment değeri  $m$ , boyutsuz basma yüksekliği,  $h$ , ve boyutsuz debi,  $q$ , cinsinden verilmiştir. Böylece özgül hızı aynı olmak kaydıyla bu veriler diğer başka pompalar için uyarlanabilir.
- Tüm alan karakteristiklerinin hepsinde pompa, türbin ve fren bölgeleri mevcuttur.
- Fren bölgelerinde verim oranları negatiftir yani ne pompadan suya neden sudan pompaya faydalı enerji aktarılmamaktadır.
- Grafikler incelendiğinde negatif debi değerine geçildiği bölgelerde süreksizlik görülmemektedir.

Donsky (1961), aynı zamanda özgül hızın geçici hidrolik koşullar üzerine etkisini de incelemiş ve aşağıdaki sonuçları elde etmiştir.

- Minimum basma yüksekliği pozitif olmak kaydıyla elektrik kesintisi anında santrifüj pompalar en büyük depresyon darbesi etkisini yapar.
- Eğer minimum basma yüksekliği negatif ise en büyük depresyon darbesi en eğimli  $m=0$  (Sıfır moment) eğrisine sahip pompa da görülür.
- Eksenel pompalarda maksimum depresyon darbesi radyal pompaya göre daha düşük dalga gidip gelme süresinde gerçekleşir.
- Depresyon karakteristiğinin belirlenmesi için genellikle en küçük özgül hız karakteristiği kullanılmalıdır.
- Radyal pompalar geri dönüş valflerinin olmaması durumunda elektrik kesintisi halinde en fazla basma yüksekliği artışına sebep olur. Karışık akımlılarda ise elektrik kesintisi durumunda basma yüksekliğinde artış gözlenmez. Eksenel pompalarda ise bu artış küçük mertebelere düşer.
- Tüm pompa tipleri için basma hattındaki sürtme kayıpları, sürtme kayıplarının hiç olmaması durumuna göre depresyon darbesinin artmasına, basınç darbesinin azalmasına yol açar.
- Vanaların kapatılması sırasındaki, basma yüksekliği artışı pompanın karakteristiğinden çok, kapama hızına bağlıdır.

Donsky (1961), tüm alan karakteristiklerinin kullanılmasıyla ilgili olarak ise şu sonuçlara varmıştır;

- Eğer tüm alan karakteristikleri mevcut değilse, tam olmayan pompa karakteristiği homolog pompa kuralları yardımıyla genişletilebilir.
- Eğer incelenen pompanın özgül hızı literatüre sunulan pompalardan birisinininki ile aynı ise su darbesi hesapları tatmin edici bir şekilde yapılabilir.
- Eğer aynı değilse o zaman en düşük özgül hızlı pompanın verilerini kullanmak elektrik kesintisi veya ani kapama durumlarında en güvenilir sonuçlara ulaşmayı sağlayacaktır.

#### **2.1.4 Tüm Alan Karakteristiklerinin Matematiksel Formülasyonlara Kolaylık Sağlayacak Şekilde Grafiğe Aktarılması (Suter'in (1966) Çalışmaları)**

Literatürde yukarıda bahsedilmiş olan 3 özgül hız değeri için elde edilen grafiklerden sonra uzun bir müddet yeni özgül hız değerleri için tüm alan karakteristikleri elde edilmemiştir. Fakat Karman-Knapp Daire diyagramı formunda verilen tüm alan karakteristiklerinin özellikle su darbeleri amacıyla yapılan hesaplamalarda daha etkin

bir biçimde kullanılmasını sağlayacak bir dizi çalışma yapılmıştır. Bu amaçla Donsky (1961) bir takım yaklaşımlar yapmışsa da en etkin yaklaşım Suter (1966) tarafından gelmiştir. Bu yaklaşım aşağıda özetlenmiştir.

Bir pompanın en genel çalışma halini belirten fonksiyon şu şekildedir;

$$F(H, Q, D, N, \rho, g, \mu) = 0 \quad (2.1)$$

Bu ifadede ilave değişkenlerden,  $\rho$  akışkanın yoğunluğunu,  $\mu$  akışkanın dinamik viskozitesini,  $g$  ise yerçekimi ivmesini simgelemektedir. Bu 7 değişkenden yararlanarak Buckingham'ın  $\pi$ -teoremi vasıtasıyla birbirinin fonksiyonu cinsinden yazılabilecek aşağıdaki boyutsuz sayılar üretilebilir. Aşağıdaki boyutsuz sayılardan birincisi basma yüksekliği sayısı, ikincisi debi sayısı ve üçüncüsü Reynolds sayısıdır.

$$\pi_1 = \frac{gH}{N^2 D^2}, \quad \pi_2 = \frac{Q}{ND^3}, \quad \pi_3 = \frac{ND^2 \rho}{\mu} \quad (2.2)$$

Debi sayısı ve basma yüksekliği sayısı arasında yegâne bir ilişki vardır. Bu ilişki şekil sayısı veya özgül hız ile ifade edilir. Buradan hareketle pompanın en genel çalışma halinin şekil sayısına ya da özgül hıza bağlı olduğu anlaşılmaktadır. Literatürde genellikle şekil sayısı yerine özgül hız ifadesi de kullanılmaktadır.

Şekil sayısı;

$$K_n = \frac{w_o \sqrt{Q_o}}{(gH_o)^{3/4}} = \frac{\sqrt{\pi_2}}{(\pi_1)^{3/4}} \quad (2.3a)$$

Özgül hız;

$$N_{sq} = \frac{N_o \sqrt{Q_o}}{(H_o)^{3/4}} \quad (2.3b)$$

Bu iki ifadedeki “o” alt indisi ile gösterilen tüm değerler, göz önüne alınan devir sayısı değerindeki optimum nokta değerleridir. Denklem 2.3a’da devir sayısı yerine açılal hız kullanılmıştır. Ayrıca şekil sayısının boyutsuz olduğuna, buna karşılık özgül hız ifadesinin ise boyutlu olduğuna dikkat edilmelidir.

Denklem 2.5’teki debi ve basma yüksekliği sayılarının çarpımıyla bir boyutsuz sayı daha elde edilebilir ki bunun da adı güç sayısıdır.

$$\pi_4 = \frac{gH}{N^2 D^2} \cdot \frac{Q}{ND^3} = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (2.4)$$

Güç sayısı ifadesinde güç, mil momenti ve devir sayısının çarpımı olarak da yazılabilir. Bu durumda moment sayısı denebilecek yeni bir sayı türetilebilir,

$$\pi_5 = \frac{M \cdot N}{\rho N^3 D^5} = \frac{M}{\rho N^2 D^5} \quad (2.5)$$

Yukarıda elde edilen boyutsuz sayılardan Reynolds sayısının etkisi çok yüksek hız değerleri için ihmal edilebilecek kadar küçüktür, bu yüzden bu etki ilk yaklaşımda ihmal edilebilir. Bu şekilde bir yaklaşım ile makinenin en genel çalışma koşulu belirlenebilir. Ancak elde etmek istenen karakteristiklerde makinenin tüm çalışma alanları taranacağından ve burada makinenin çok küçük hızlar ve bloke durumları dahi kapsanacağından bu etkinin tüm alan içinde yok sayılması mümkün değildir. Bu bakımdan bir çalışma durumundaki mil momentinin makinenin verimini kapsayacak şekilde saptanması gerekmektedir. Bu yüzden  $\pi_5$  sayısı ile belirtilen moment sayısı da ölçülmek durumundadır.

İncelenen pompalar aynı ortamda bulunduğu ve aynı tip sıvı bastığından 2.2 denkleminde yerçekiminin etkisi ve 2.5 denkleminde de yoğunluğun etkisi ihmal edilebilir. Bununla birlikte aynı pompa farklı hızlar altında incelendiğinde çark çapının etkisi de ihmal edilebilir. Sonuç olarak homolog pompa yasaları olarak bilinen yukarıdaki ifadeler ((2.2), (2.4), (2.5)) benzerlik yasaları olarak bilinen aşağıdaki ifadelere indirgenmiş olurlar.

$$\frac{Q}{N} = \text{Sabit}, \quad \frac{H}{N^2} = \text{Sabit}, \quad \frac{M}{N^2} = \text{Sabit} \quad (2.6)$$

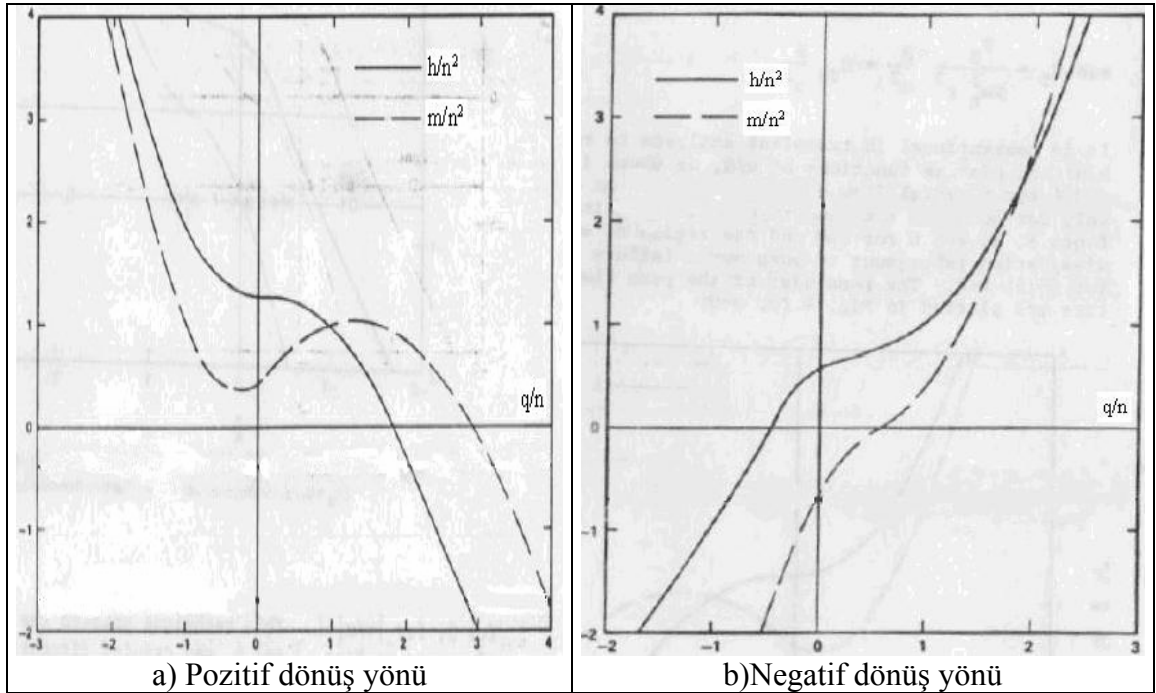
Denklem 2.6'e dikkat edilecek olursa ifadelerin boyutsuz olmadığı görülür. Boyutsuz ifadelerin elde edilmesi için ifadedeki tüm değerler göz önüne alınan devir sayısı değerindeki optimum nokta değerlerine bölünürler.

$$\frac{q}{n} = \frac{Q/Q_o}{N/N_o} = \text{Sabit}, \quad \frac{h}{n^2} = \frac{H/H_o}{(N/N_o)^2} = \text{Sabit}, \quad \frac{m}{n^2} = \frac{M/M_o}{(N/N_o)^2} = \text{Sabit} \quad (2.7)$$

Sonuç olarak Buckingham'ın  $\pi$ -teoremine dönecek olursak, Denklem 2.7'deki  $h/n^2$  ve  $m/n^2$  ifadeleri  $q/n$ 'in bir fonksiyonu olarak ifade edilebilirler,

$$\frac{h}{n^2} = f\left(\frac{q}{n}\right), \quad \frac{m}{n^2} = g\left(\frac{q}{n}\right) \quad (2.8)$$

Denklem 2.8’de elde edilen bu iki fonksiyon bir pompanın en genel çalışma halini, diğer bir deyişle tüm alan karakteristiklerini belirler. Fakat pompaların geçici rejim koşulları göz önüne alındığında bazı durumlarda devir sayısının azalarak ilk durumun tersi yönde değerler aldığı görülmektedir. Bu gibi hızın yön değiştirdiği durumlarda Denklem 2.8’de verilen fonksiyonlar sonsuza gitmektedir. Bu ise matematiksel hesaplamaların güçlüklerle yapılmasına neden olmaktadır. Ayrıca bir pompanın tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi için Denklem 2.8’de verilen fonksiyonların hem pozitif hem negatif yönde dönüş için elde edilmesi gerekir ki bu da her biri iki fonksiyondan oluşan iki farklı eğri ailesi demektir (Şekil 2.8).



**Şekil 2.8:**  $N_{sq}=35$  (SI) olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin normal ve ters dönüş yönleri için 2 farklı eğri ailesi ile gösterilmesi

Yukarıda sıralanan sebeplerden ötürü oluşan zorluğu yenmek için Suter (1966), matematiksel bir yaklaşım ile tüm çalışma koşullarının 2 farklı eğri ailesi ile ifade edildiği grafikleri tek bir eğri ailesi ile ifade etmeyi başarmıştır. Suter (1966) yaptığı bu yaklaşımda bir pompanın hızı ve devir sayısının aynı anda yön değiştiremeyeceği gerçeğinden hareket etmiş ve aşağıdaki ifadeleri elde etmiştir.

$$W(h) = h \text{ 'nin işareti} \times \sqrt{\frac{h}{n^2 + q^2}} \quad (2.9)$$

$$W(m) = m \text{ 'nin işareti} \times \sqrt{\frac{m}{n^2 + q^2}} \quad (2.10)$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{n}{q}\right) \quad (2.11)$$

Denklem 2.13'te  $q/n$  ifadesinin  $n/q$  olarak arctan fonksiyonu içerisine konduğuna dikkat edilmelidir. Bu ifadenin arctan fonksiyonu içerisine konması ifadenin sonsuz değerler almasını engellenmiştir.

### 2.1.5 y-WH ve WM Grafiklerinin Elde Edilmesi

Denklem 2.9, 2.10, 2.11'te gösterilen ifadeler hesaplamalara kolaylık getirirler de Wylie ve Streeter (1978) bu ifadeleri tam olarak benimsememiş ve yine Suter'ın çalışmalarından hareketle hesapları daha da kolaylaştırması açısından aşağıdaki ifadeleri kullanmayı uygun görmüşlerdir.

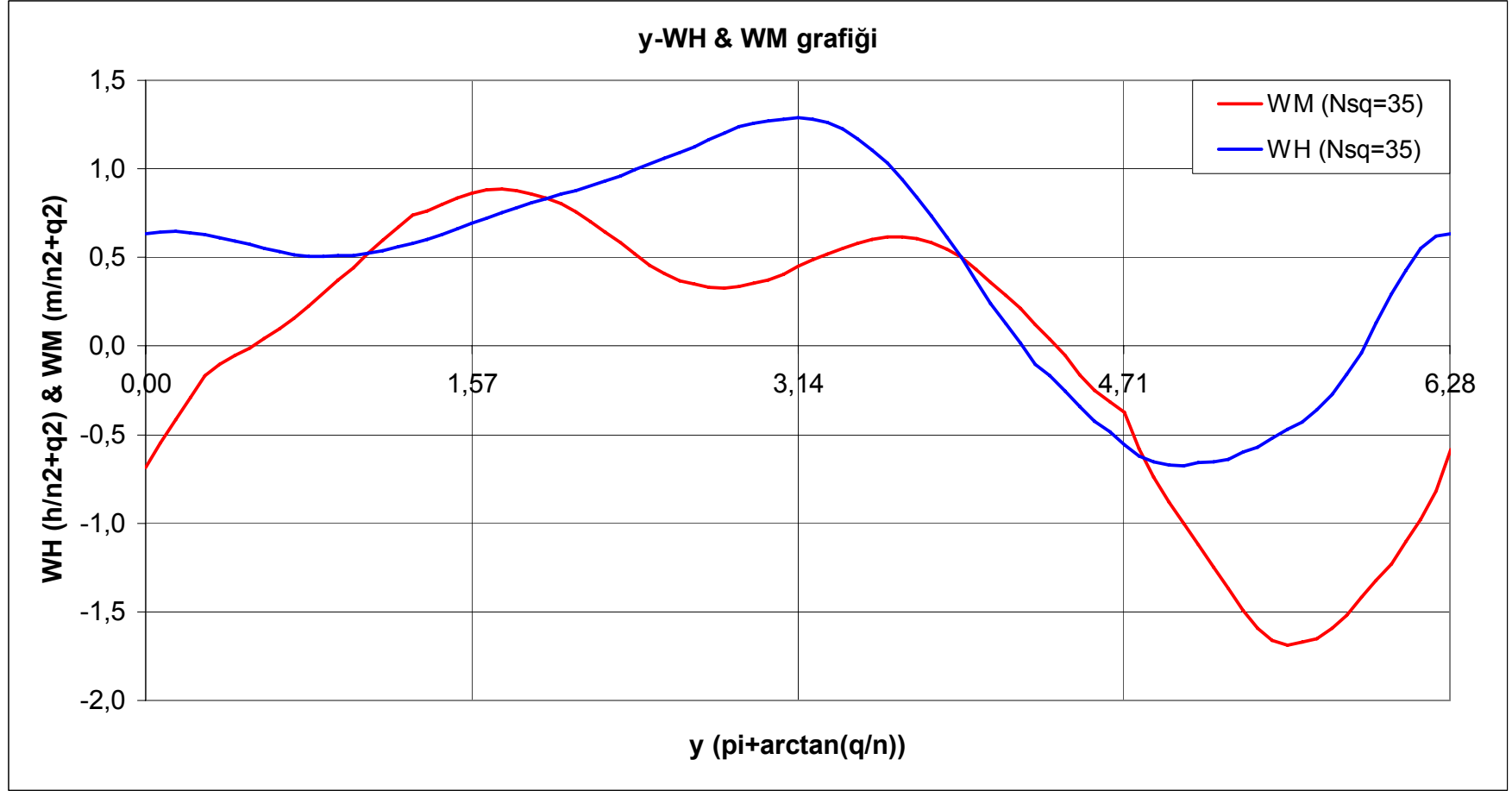
$$WH = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad (2.12)$$

$$WM = \frac{m}{n^2 + q^2} \quad (2.13)$$

$$y = \pi + \arctan\left(\frac{q}{n}\right) \quad (2.14)$$

Denklem 2.14'da arctan fonksiyonunun içerisinde bu kez  $q/n$  ifadesi olduğuna dikkat edilmelidir.

Hatırlanacak olursa Karman - Knapp daire diyagramı üzerinde herhangi bir noktanın pompa türbin veya fren bölgelerinden herhangi birinde olduğu kolaylıkla anlaşılmaktaydı. Oysa Suter veya Wylie ve Streeter'in getirdiği yaklaşım ile elde edilen grafik üzerindeki her hangi bir noktada pompanın hangi çalışma koşulları altında çalıştığı kolaylıkla anlaşılabilmesi için grafik üzerinde basit bir inceleme yapılmalıdır. Bu incelemenin sonucu Bölüm 3.3'te özetlenmiştir.



**Şekil 2.9:**  $N_{sq}=35$  (SI) için Knapp tarafından elde edilen tüm alan karakteristiklerinin y-WH ve WM grafiği üzerinde gösterimi (Wylie & Streeter, 1978)

### 2.1.6 Çeşitli Özgül Hız Değerleri İçin Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi Çalışmaları

Martin (1983) tüm alan karakteristiklerinin özgül hıza bağlı olarak değiştiğini bildiğinden Knapp (1937) ve Swanson (1953)'un yaptığı deney sonuçlarının dışında sanayiden veya diğer kaynaklardan da bulabildiği kadar değişik özgül hız değeri için pompa karakteristiklerini derlemeye çalışmıştır. Ayrıca Martin (1983) bir pompanın sınıflandırılmasında tek büyüklüğün özgül hız olduğunu bilse de aynı özgül hız değerleri için farklı kanat açısı, difüzer yapısı veya salyangoz yapısının da tüm alan karakteristikleri üzerinde önemli rol oynayacağını bilmekteydi. Bu amaçla mümkün oldukça çok çeşitli pompanın karakteristiklerini derlemiştir. Bu karakteristikler pompaların tüm alan karakteristiklerini tam olarak içermese de en azından hesaplamalara zemin olabilecek bloke mil, ambalman, kapalı vana ve sıfır basma yüksekliği karakteristiklerini kapsamaktadır.

Swanson'un 1953'te  $N_{sq}=147$  ve 261 için yaptığı deneylerden sonra değişik özgül hız değerleri için tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi ile ilgili en kapsamlı deneyler ilk kez Thorley ve Chaudry (1996) tarafından yapılmıştır. Thorley ve Chaudry deneylerinde literatürde incelenen pompalar da dahil olmak üzere 14 farklı özgül hız değeri için tüm alan karakteristiklerini elde etmiştir.

Thorley ve Chaudry (1996) tüm alan karakteristiklerini Suter'in yaklaşımına bağlı olarak, Denklem 2.11, 2.12 ve 2.13'te verilen denklemlere göre elde etmişlerdir. Ayrıca sonuçlarını derlerken pompaları özgül hıza göre değil, Denklem 2.5a'da bahsedilen Şekil sayısına göre incelemişlerdir.

**Tablo 2.2:** Tüm alan karakteristikleri elde edilen pompalar (Thorley ve Chaudry, 1996)

#	$K_n$	$N_{sq}$ (SI)
1	0,46	24,3
2	0,79	41,8
3	1,21	64,0
4	1,36	72,0
5	1,44	76,2
6	1,61	85,2
7	1,83	96,8
8	1,9	100,5
9	2,32	122,8
10	2,48	131,2
11	2,54	134,4
12	2,74	145,0
13	3,20	169,3
14	4,94	261,4

## 2.2 Tüm Alan Karakteristiklerinin Kullanımını Kapsayan Diğer Çalışmalar

Tüm alan karakteristikleri geçici rejim koşullarının belirlenmesinde önemli bir araç olmasına rağmen, geçici rejim koşullarını belirleyen tek parametre değildir.

Geçici rejim koşulları hakkında etkili olan önemli parametrelerden ikisi volan etkisi ve kolon rijitliğidir ve Özgür ve Gürsül (1986) bu parametrelerin etkilerini incelemişlerdir. İncelemeleri sonucunda sanılanın aksine nispeten rijit boru hatlarında dönen kitlelerin ataletinin belli bir seviyeye kadar arttırılmasının, boru hattı üstünde daha büyük basınç darbesi yapacağını görmüşlerdir. Bazı durumlarda ise volan etkisinin geçici rejim üzerinde çok büyük etkisi olmadığını görmüşlerdir.

Benzer bir çalışma da Kavurmacıoğlu ve Özgür (2004) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada volan etkisi ve kolon rijitliğinin yanı sıra özgül hızın su darbeleri üzerindeki etkileri üzerinde de durulmuştur. Sonuç olarak maksimum basınç bakımından en kritik halin santrifüj pompa ile donatılmış tesislerde olduğu varsayımı teyit edilmiştir. Ancak minimum basınç bakımından bu varsayımın tam doğru olmadığı saptanmıştır. Ayrıca dönen kitlelerin atalet etkisinin hissedilmediği limiti belirleyen boyutsuz volan sayısının su kolonunun rijitliğine göre değişimleri literatürde tüm alan karakteristikleri bulunan özgül hızları farklı üç pompa için kıyaslamalı olarak gösterilmiştir.

Özgür ve Kavurmacıoğlu (1992) geçici rejim koşulları sırasındaki zorlanmaların ortadan kaldırılması için çok bilinen bir yöntem olan hava kazanlarının kullanımıyla ilgili boyutsuz bir matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Bu kapsamda yaptıkları çalışma sayesinde pompa çıkışında minimum basınç darbesini sağlayacak optimum orifis çapı ile ilgili bir oran bulmuşlardır. Ayrıca bu model, olaya etkileyen denklemlerin boyutsuzlaştırılmasıyla elde edildiğinden herhangi bir geçici rejim koşulu üzerinde boyutsuz parametrelerin etkisinin kolaylıkla incelenmesine imkan vermektedir.

Pompa tesislerinde oluşan geçici rejim koşulları sırasında boru hattında oluşan ters akımların zararlı etkilerinden pompa ve motoru korumak için çek valfler kullanılırlar. Fakat böyle bir sistemin incelenmesi sırasında çek valf karakteristiği yanı sıra pompa ve boru hatlarının da karakteristiğinin aynı anda göz önüne alınması gerekir. Kavurmacıoğlu (1996) bu konu hakkında yaptığı doktora tezinde bu etkileri gözlemlemiştir.

### 3. TÜM ALAN KARAKTERİSTİĞİ HAKKINDA TEORİK ÇALIŞMA

Rotodinamik pompaların kullanıldığı pompaj tesislerinde kullanılan pompalar normal çalışma koşulları altında çalıŐırken Bölüm 1’de anlatılan karakteristiklere benzer özellikler gösterirler. Fakat ani elektrik kesintisi veya ani vana kapanması gibi beklenmeyen durumlar, pompa üzerinde istenmeyen basınç artışları ve ters akıŐlar gibi kararsız akış biçimlerinin görülmesine neden olur. Bu Şekilde bir durumda pompanın karŐılaŐabileceĐi tüm çalışma koşullarına bir pompanın “Tüm alan karakteristiği” denir. Bu karakteristikler bir pompanın pompa, fren, buster fren ve türbin karakteristiklerini kapsarlar.

#### 3.1 Tüm Alan Karakteristiklerine Esas Olacak alıŐma Bölgeleri

Pompanın karakteristiğini belirleyen 4 temel büyüklük vardır. Bunlar, devir sayısı (N), mil momenti (M, T), basma ykseklieği (H) ve debidir (Q). Bu 4 büyüklüğün negatif veya pozitif olması durumu ile elde edilebilecek kombinasyonların sayısı ise  $2^4=16$ ’dır. Bu 16 kombinasyon bir trbomakinanın tüm alan karakteristiklerine esas olacak çalışma bölgeleridir. Bu bölgeler Tablo 3.1’de özetlenmiştir.

Tablo üzerinde, yukarıda bahsedilen 4 büyüklüğün yanı sıra pompa miline verilen g ( $N_m=M \times N$ ) ve pompadan alınan g ( $N_h=\rho g \times Q \times H$ ) de gösterilmiştir. Tablo oluŐturulurken, pompanın normal çalışma hali için 4 büyüklüğün de değeri pozitif alınmıştır. Dolayısıyla normal çalışma koşullarında pompaya verilen mekanik enerji (mil gücü), ve pompadan alınan hidrolik güç pozitif olacaktır. Bu hal esas alındığında çalışma koşullarının çeŐitlendirilmesi neticesinde diğer çalışma bölgeleri de elde edilir.

Tablonun dikkatle incelenmesi durumunda 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 ve 8 bölgelerinin isimlendirilmediği görülür çünkü;

- 2, 3, 5 ve 6 bölgelerinde enerji yoktan varolmaktadır. Yani pompa miline enerji vermek yerine milden mekanik enerji elde edilirken, bir yandan hidrolik enerji de üretilmektedir. Bu durum ise imkânsızdır.

- 1 bölgesinde milde mekanik enerji tüketilirken, hidrolik enerji üretildiğinden bu türbomakina pompa olmalı, fakat basma ağzından emme yapılamadığından bu durum imkânsızdır.
- 4 bölgesinde hidrolik güç tüketilip mil gücü elde edildiğine göre türbomakina türbin olmalı, fakat basma ağzından giren akışkanın çark çıkış açılarından ötürü, çarkı pozitif yönde değil de negatif yönde döndürmesi gerekirdi bu yüzden bu durum imkânsızdır.
- 7 bölgesinde hidrolik güç tüketilip mil gücü elde edildiğine göre türbomakina türbin olmalı, fakat emme ağzından giren akışkanın çark çıkış açılarından ötürü, çarkı negatif yönde değil de pozitif yönde döndürmesi gerekirdi bu yüzden bu durum imkânsızdır.
- 8 bölgesinde milde mekanik enerji tüketilirken, hidrolik enerji üretildiğinden bu türbomakina pompa olmalı, fakat santrifüj pompa emme tarafına su basamayacağından dolayı bu durum imkansızdır.

**Tablo 3.1:** Tüm alan karakteristiklerine esas olacak çalışma bölgeleri

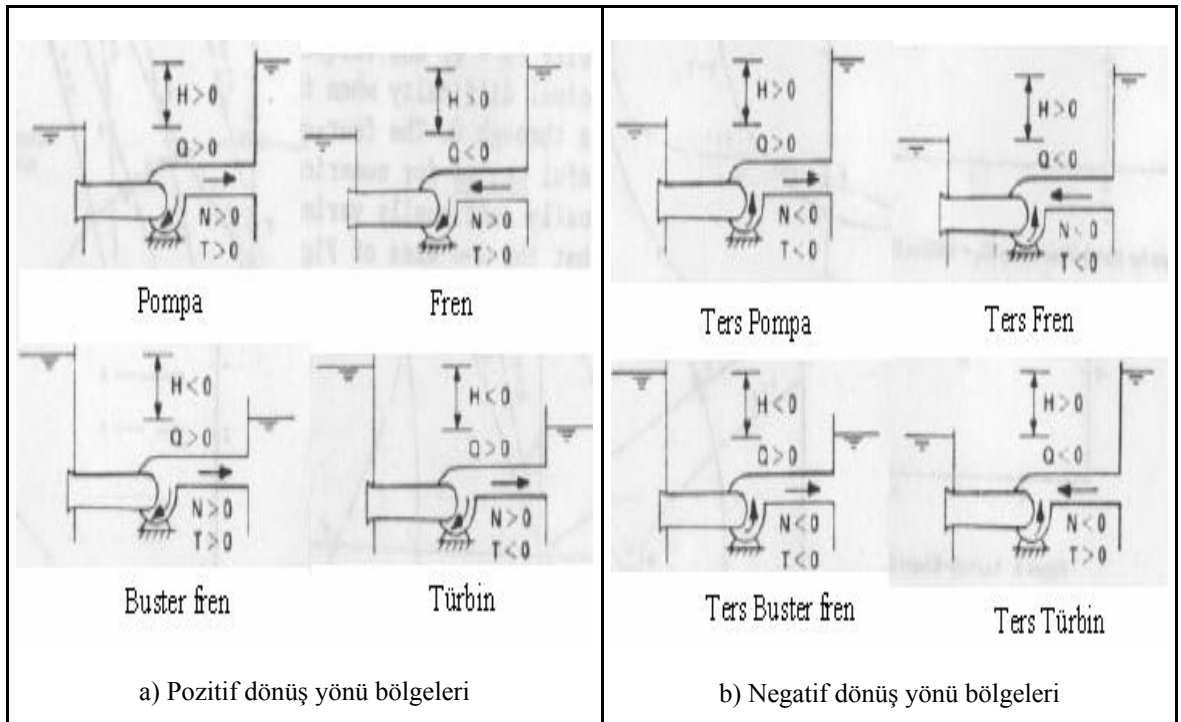
	N	M	Nm (Mil Gücü)	Q	H	Nh (Hidrolik güç)
<b>Pompa</b>	+	+	+	+	+	+
<b>1</b>	+	+	+	-	-	+
<b>Fren</b>	+	+	+	-	+	-
<b>Buster fren</b>	+	+	+	+	-	-
<b>2</b>	+	-	-	+	+	+
<b>3</b>	+	-	-	-	-	+
<b>4</b>	+	-	-	-	+	-
<b>Türbin</b>	+	-	-	+	-	-
<b>5</b>	-	+	-	+	+	+
<b>6</b>	-	+	-	-	-	+
<b>Ters türbin</b>	-	+	-	-	+	-
<b>7</b>	-	+	-	+	-	-
<b>Ters pompa</b>	-	-	+	+	+	+
<b>8</b>	-	-	+	-	-	+
<b>Ters fren</b>	-	-	+	-	+	-
<b>Ters buster fren</b>	-	-	+	+	-	-

### 3.2 Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri

Bölüm 3.1’de açıklanan nedenlerden ötürü pompaların fiziksel olarak çalışabileceği sadece 8 farklı çalışma bölgesi vardır. Bu 8 bölge bir pompanın “tüm alan karakteristikleri” olarak adlandırılır. Bu bölgelerden 4’ü pozitif dönüş yönü için, 4’ü de negatif yani ters dönüş yönü için tanımlanmıştır. Bu bölgeler Tablo 3.2’de ve Şekil 3.1’de özetlenmiştir. Dikkat edilirse bölgeler isimlendirilirken “ters” kelimesi dönüş yönünü belirtmek için kullanılmaktadır.

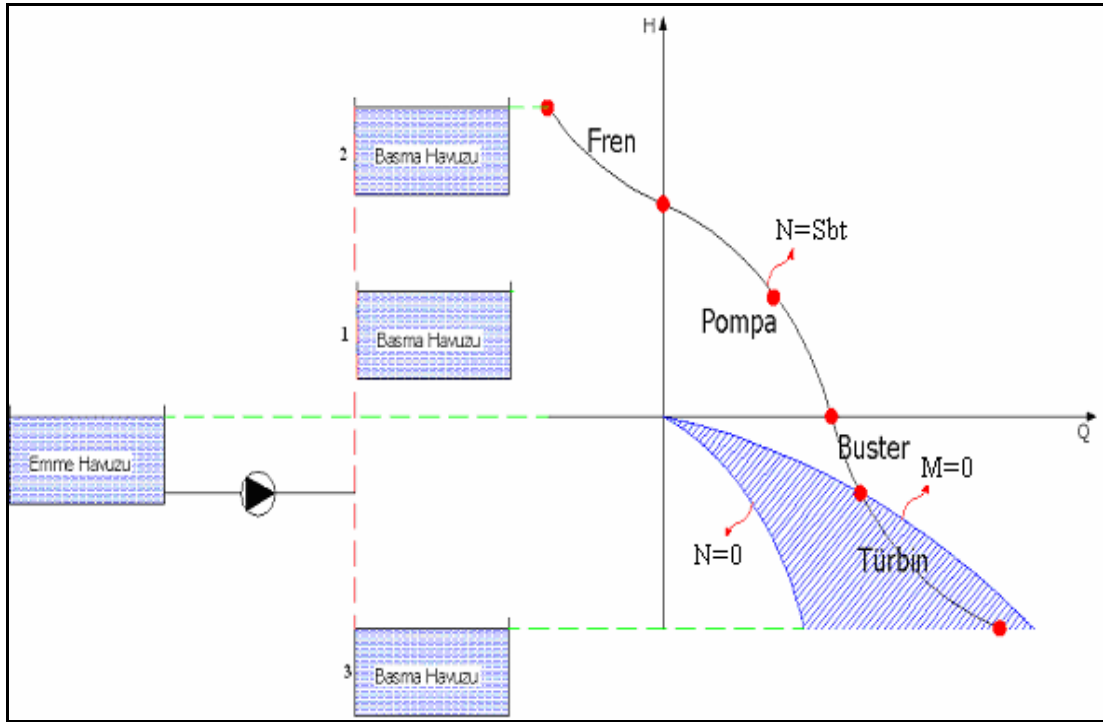
**Tablo 3.2:** Pompaların tüm alan karakteristikleri

	N	M	Nm (Mil gücü)	Q	H	N <sub>h</sub> (Hidrolik güç)
<b>Pompa</b>	+	+	+	+	+	+
<b>Fren</b>	+	+	+	-	+	-
<b>Buster fren</b>	+	+	+	+	-	-
<b>Türbin</b>	+	-	-	+	-	-
<b>Ters pompa</b>	-	-	+	+	+	+
<b>Ters fren</b>	-	-	+	-	+	-
<b>Ters buster fren</b>	-	-	+	+	-	-
<b>Ters türbin</b>	-	+	-	-	+	-



**Şekil 3.1:** Pompaların tüm alan karakteristikleri ile ilgili özet resim

### 3.2.1 Normal Dönüş Yönü Bölgeleri



Şekil 3.2: Normal dönüş yönü bölgelerinin fiziksel anlamı

Normal dönüş yönü bölgelerinin fiziksel açıklaması ile ilgili açıklayıcı resim, Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Normal dönüş yönü bölgeleri ile ilgili şekil incelenirken pompanın, tasarım yönünde sabit bir devir sayısı ile tahrik edildiği ve basma havuzunun hareketli olduğu göz önüne alınmalıdır. Ayrıca yukarıdaki şekilde sistem direncinin olmadığı düşünülecektir, yani yerel veya sürtünme kayıpları ihmal edilecektir.

#### 3.2.1.1 Pozitif Debi Değerleri İçin Bloke Mil Karakteristiği (N=0 Eğrisi)

Milin bloke edilerek pompa içerisinden emme ağzından basma ağzına doğru akışkanın akmaya zorlanmasıyla pompa içerisinde tüketilen hidrolik enerjiye bağlı olarak pozitif debi değerleri için bloke mil karakteristiği elde edilebilir. Bu karakteristik eğri aynı zamanda türbin bölgesini sınırlandıran eğrilerden biridir.

#### 3.2.1.2 Pozitif Debi Değerleri İçin Ambalman Karakteristiği (M=0 Eğrisi)

Milin tamamen serbest bırakılarak pompa içerisinden emme ağzından basma ağzına doğru akışkanın akmaya zorlanmasıyla pozitif debi değerleri için ambalman karakteristiği elde edilebilir. Bu karakteristik eğri aynı zamanda türbin bölgesini sınırlandıran eğrilerden bir diğeridir. Bu eğri üzerindeki her noktada pompa miline

farklı miktarda hidrolik güç uygulandığından, devir sayısı da eğri üzerindeki her nokta için farklıdır. Bu eğrinin ideal olarak elde edilmesi sürtünme etkilerinin yok edilememesinden dolayı pratikte imkânsızdır.

### **3.2.1.3 Pompa Bölgesi**

Rotadinamik pompanın tasarım amacına uygun olarak çalıştırıldığı bölgedir. Bu bölgede pompa mili tasarım yönünde yani pozitif yönde, pozitif bir mil momenti ile tahrik edilir. Bu şekilde tahrik edilen pompa içerisinde emme ağzından basma ağzına doğru yani pozitif yönde bir akış ve akışkanın enerji seviyesinde emme ağzından basma ağzına doğru yani pozitif yönde artış meydana gelir. Bu bölgede pompanın miline uygulanan mekanik enerji sayesinde hidrolik enerji elde edilir. Bu hidrolik enerji suyun belli bir debide belli bir basma yüksekliği seviyesine çıkmasını sağlar. Bu bölge için Şekil 3.2 üzerinde bulunan basma havuzunun 1 konumunda bulunduğu söylenebilir.

### **3.2.1.4 Fren Bölgesi**

Şekil 3.2’de ilk anda 1 noktasında bulunan basma havuzunun seviyesi arttırıldığına pompa ilk olarak bir nevi tam kapalı vana konumuna gelecek yani pompa içerisinden geçen akışkan debisi sıfır olacaktır. Bu seviyeden sonra, basma havuzunun seviyesi daha da arttırılarak 2 konumuna doğru hareket ettirildiğinde pompa normal dönüş yönünde dönmesine rağmen içerisinde negatif yönde yani basma ağzından emme ağzına doğru akış görülecektir. Bu bölge fren bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölge boyunca akışkanın miline uygulanan mil momenti ve milin dönüş yönü normal pompa bölgesinde olduğu gibi pozitifdir. Pompanın basma ağzında ise basma havuzunun yüksekliğinin artmasına bağlı olarak tam kapalı vana değerinden daha büyük bir basma yüksekliği vardır.

### **3.2.1.5 Buster Fren Bölgesi**

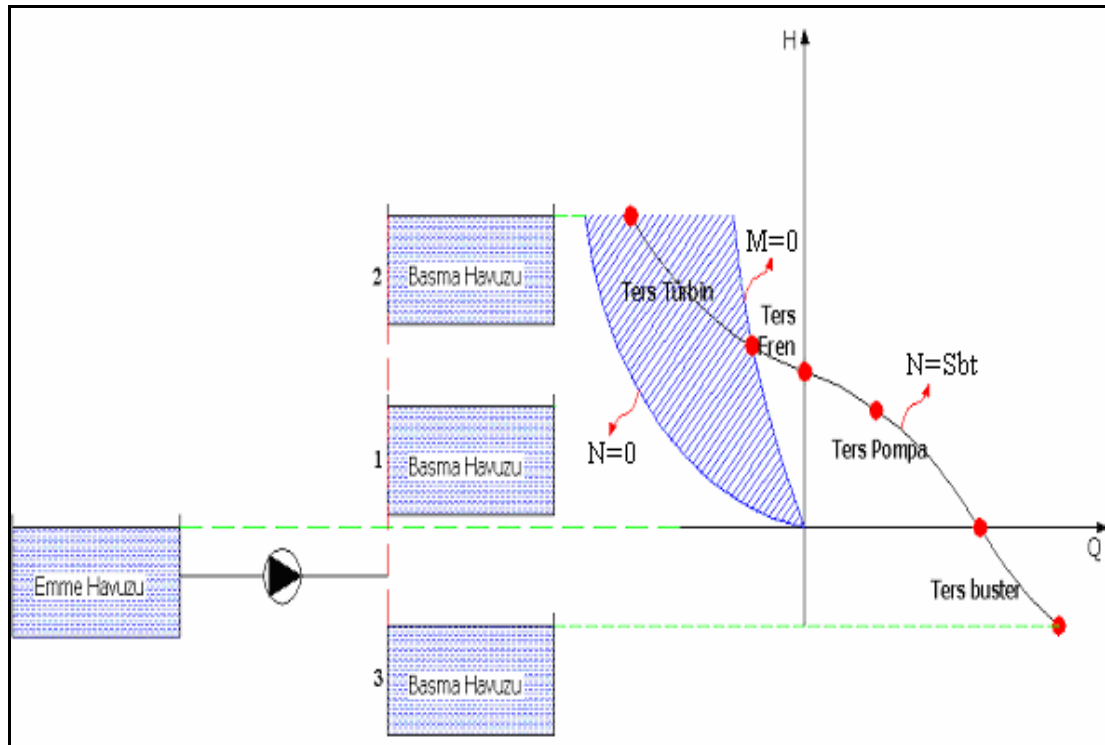
Şekil 3.2’de ilk anda 1 noktasında bulunan basma havuzunun seviyesi azaltıldığında pompa ilk olarak bir nevi tam açık vana konumuna gelecek yani sistem kayıpları göz önüne alınmadığında pompa, belli bir debideki akışkana emme havuzundan basma havuzuna doğru yol veren bir makine olarak çalışacaktır. Bu seviyeden sonra, basma havuzunun seviyesi daha da azaltılarak 3 konumuna doğru hareket ettirildiğinde pompa içerisinden geçen debi miktarı gittikçe artacaktır. Bu bölge buster fren bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölge boyunca akışkanın miline uygulanan mil momenti ve milin dönüş yönü pozitifdir. Pompanın basma ağzında ise basma havuzunun

yüksekliğinin azalmasına bağlı olarak tam açık vana değerinden daha küçük yani negatif bir basma yüksekliği vardır. Bu bölgede dikkat edilmesi gereken diğer önemli bir nokta ise bu bölgeye girildiğinde mil momentinin azaldığı ve son olarak sıfır olduğudur.

### 3.2.1.6 Türbin Bölgesi

Buster fren bölgesi, mil momenti değeri sıfır olduğunda biter. Moment değeri sıfır olduğunda türbomakina, o enerji seviyesi altındaki ambalman hızına ulaşmış olur. Moment değeri sıfır olduktan sonra basma havuzunun seviyesinin daha da azaltılarak 3 konumuna hareket ettirilmesiyle moment değeri negatif yönde artar ve türbin bölgesine girilmiş olur. Türbin bölgesi içerisinde buster fren bölgesine benzer şekilde akışkanın debisi artmakta buna karşılık basma ağzında basma havuzunun yüksekliğinin azalmasına bağlı olarak negatif bir basma yüksekliği oluşmaktadır. Bu bölge içerisinde dikkat edilmesi gereken en önemli özellik buster fren bölgesinden sonra basma havuzunun seviyesinin azalmasına bağlı olarak pompa milinden enerji elde edilmeye başlanmasıdır. Zaten bu sebeple bu bölgeye türbin bölgesi denmektedir.

### 3.2.2 Ters Dönüş Yönü Bölgeleri



Şekil 3.3: Ters dönüş yönü bölgelerinin fiziksel anlamı

Ters dönüş yönü bölgelerinin fiziksel açıklaması ile ilgili resim Şekil 3,3'te gösterilmiştir. Ters dönüş yönü bölgeleri ile ilgili şekil incelenirken pompanın, tasarım yönünün tersi yönde normal dönüş yönündekine eşit büyüklükte sabit bir devir sayısı ile tahrik edildiği ve basma havuzunun hareketli olduğu göz önüne alınmalıdır. Ayrıca yukarıdaki şekilde sistem direncinin olmadığı düşünülecektir, yani yerel veya sürtünme kayıpları ihmal edilecektir.

### **3.2.2.1 Negatif Debi Değerleri İçin Bloke Mil Karakteristiği (N=0 Eğrisi)**

Milin bloke edilerek pompa içerisinden basma ağzından emme ağzına doğru akışkanın akmaya zorlanmasıyla pompa içerisinde tüketilen hidrolik enerjiye bağlı olarak negatif debi değerleri için bloke mil karakteristiği elde edilebilir. Bu karakteristik eğri aynı zamanda türbin bölgesini sınırlandıran eğrilerden biridir.

### **3.2.2.2 Negatif Debi Değerleri İçin Ambalman Karakteristiği (M=0 Eğrisi)**

Milin tamamen serbest bırakılarak pompa içerisinden basma ağzından emme ağzına doğru akışkanın akmaya zorlanmasıyla negatif debi değerleri için ambalman karakteristiği elde edilebilir. Bu karakteristik eğri aynı zamanda türbin bölgesini sınırlandıran eğrilerden bir diğeridir. Bu eğri üzerindeki her noktada pompa miline farklı miktarda hidrolik güç uygulanmasından dolayı, devir sayısı da eğri üzerindeki her nokta için farklıdır. Bu eğrinin ideal olarak elde edilmesi sürtünme etkilerinin yok edilememesinden dolayı pratikte imkânsızdır. Ayrıca bu eğri üzerinde akış basma ağzından emme ağzına doğru olduğundan milin dönüş yönü de tersinedir.

### **3.2.2.3 Ters Pompa Bölgesi**

Rotadinamik pompanın ters yönde tahrik edilmesinden dolayı ileri dönük kanatlı olarak çalıştırıldığı bölgedir. Ters yönde tahrik edilen pompa pozitif yönde su basan kötü bir pompa gibi çalışır. Bu bölgede pompa mili tasarım yönünün tersi yönde yani negatif yönde, negatif bir mil momenti ile tahrik edilir. Bu şekilde tahrik edilen pompa içerisinden emme ağzından basma ağzına doğru yani pozitif yönde bir akış ve akışkanın enerji seviyesinde emme ağzından basma ağzına doğru yani pozitif yönde artış meydana gelir. Bu bölgede pompanın miline uygulanan mekanik enerji sayesinde hidrolik enerji elde edilir. Bu hidrolik enerji suyun belli bir debide, belli bir basma yüksekliği seviyesine çıkmasını sağlar. Bu bölge için Şekil 3.3 üzerinde bulunan basma havuzunun 1 konumunda bulunduğu söylenebilir.

#### **3.2.2.4 Ters Fren Bölgesi**

Şekil 3.3'te ilk anda 1 noktasında bulunan basma havuzunun seviyesi arttırıldığına pompa ilk olarak tam kapalı vana konumuna gelecek yani pompa içerisinde geçen akışkan debisi sıfır olacaktır. Bu seviyeden sonra, basma havuzunun seviyesi daha da arttırılarak 2 konumuna doğru hareket ettirildiğinde pompa normal dönüş yönünde dönmesine rağmen içerisinde negatif yönde yani basma ağzından emme ağzına doğru akış görülecektir. Bu bölge fren bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölge boyunca akışkanın miline uygulanan mil momenti ve milin dönüş yönü ters pompa bölgesinde olduğu gibi negatiftir. Pompanın basma ağzında ise akışkanın yüksekliğinin artmasına bağlı olarak tam kapalı vana değerinden daha büyük bir basma yüksekliği vardır, fakat akışın yönü negatif yani terstir. Bu bölgede dikkat edilmesi gereken diğer önemli bir nokta ise bu bölgeye girildiğinde mil momentinin gittikçe azalarak sıfır olduğudur.

#### **3.2.2.5 Ters Buster Fren Bölgesi**

Şekil 3.3'de ilk anda 1 noktasında bulunan basma havuzunun seviyesi azaltıldığında pompa ilk olarak tam açık vana konumuna gelecek yani sistem kayıpları göz önüne alınmadığında pompa, belli bir debideki akışkana emme havuzundan basma havuzuna doğru yol veren bir makine olarak çalışacaktır. Bu seviyeden sonra, basma havuzunun seviyesi daha da azaltılarak 3 konumuna doğru hareket ettirildiğinde pompa içerisinde geçen debi miktarı gittikçe artacaktır. Bu bölge ters buster fren bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölge boyunca akışkanın miline uygulanan mil momenti ve milin dönüş yönü ters pompa bölgesinde olduğu gibi negatiftir. Pompanın basma ağzında ise basma havuzunun yüksekliğinin azalmasına bağlı olarak tam açık vana değerinden daha küçük yani negatif bir basma yüksekliği vardır.

#### **3.2.2.6 Ters Türbin Bölgesi**

Ters fren bölgesi, mil momenti değeri sıfır olduğunda biter. Moment değeri sıfır olduğunda türbomakina, o enerji seviyesi altındaki ambalman hızına ulaşmış olur. Moment değeri sıfır olduktan sonra basma havuzunun seviyesinin daha da azaltılarak 2 konumuna hareket ettirilmesiyle devir sayısı sabit tutulduğundan dolayı moment değeri pozitif yönde artar ve türbin bölgesine girilmiş olur. Türbin bölgesi içerisinde ters fren bölgesine benzer şekilde akışkanın debisi ters yönde artmakta buna karşılık

basma ağzında basma havuzunun yüksekliğinin artmasına bağlı olarak pozitif bir basma yüksekliği oluşmaktadır. Bu bölge içerisinde dikkat edilmesi gereken en önemli özellik ters fren bölgesinden sonra basma havuzunun seviyesinin artmasına bağlı olarak pompa milinden enerji elde edilmeye başlanmasıdır. Zaten bu sebeple bu bölgeye türbin bölgesi denmektedir.

### 3.3 Tüm Alan Karakteristiklerini Oluşturan Tüm Çalışma Bölgelerinin y-WH ve WM Grafiği Formunda Elde Edilmesi ve Yorumlanması

Bu tez kapsamında önemli olduğundan  $y - WH$  ve  $WM$  grafiği olarak adlandırabileceğimiz Streeter ve Wylie (1978)'nin, Suter (1966)'in çalışmalarından yola çıkarak geliştirdikleri tüm alan karakteristikleri gösterimi hakkında daha detaylı açıklama yapmak uygun olacaktır.

Bölüm 2.1.4'ten hatırlanacağı üzere  $y-WH$  ve  $WM$  grafiği, bir pompanın karşılaşılabileceği tüm çalışma bölgelerini içermektedir. Fakat bu yaklaşım matematiksel bir yaklaşım olduğundan grafiğin doğru yorumlanması gerekmektedir.

Grafiğin x ekseninde  $y = \pi + \arctan(q/n)$  fonksiyonu bulunduğu görülmektedir. Bu fonksiyonun alabileceği değerler 0 ile  $2\pi$  arasında değişirse  $q/n$  değeri de aşağıdaki gibi değişir.

**Tablo 3.3:**  $y$  parametresi değerler tablosu

$y =$	0	$\pi/4$	$\pi/2$	$3\pi/4$	$\pi$	$5\pi/4$	$3\pi/2$	$7\pi/4$	$2\pi$
$q/n =$	0	1	$+\infty$ $-\infty$	-1	0	1	$+\infty$ $-\infty$	-1	0

Bir başka deyişle;

$$\begin{aligned} 0 < y < \pi/2 \\ \pi < y < 3\pi/2 \end{aligned} \quad \text{için} \quad q/n > 0 \text{ ve}$$

$$\begin{aligned} \pi/2 < y < \pi \\ 3\pi/2 < y < 2\pi \end{aligned} \quad \text{için} \quad q/n < 0 \text{ dır.}$$

Devir sayısı değişimine gelince;

$0 < y < \pi/2$  için  $n < 0$  ve  $\pi/2 < y < 3\pi/2$  için  $n > 0$ 'dır.  
 $3\pi/2 < y < 2\pi$

Buna göre;

$0 < y < \pi$  arasında  $q < 0$   
 $\pi < y < 2\pi$  arasında  $q > 0$

WH ve WM eğrilerinin ekseni kesim noktaları bize “h” ve “m”nin işaret değiştirdiği yerleri vermektedir. “n” ve “q”nun yer değiştirme yerleri de yukarıda belli olduğu için çalışma bölgeleri Şekil 3.4’teki gibi belirir. Ayrıca “A” noktası nominal noktaya tekabül ettiği için  $h=1$ ,  $q=1$ ,  $n=1$ ,  $WH=0,5$  ve  $WM=0,5$  olmakta ve WM ile WH eğrileri bu noktada kesişmektedir.

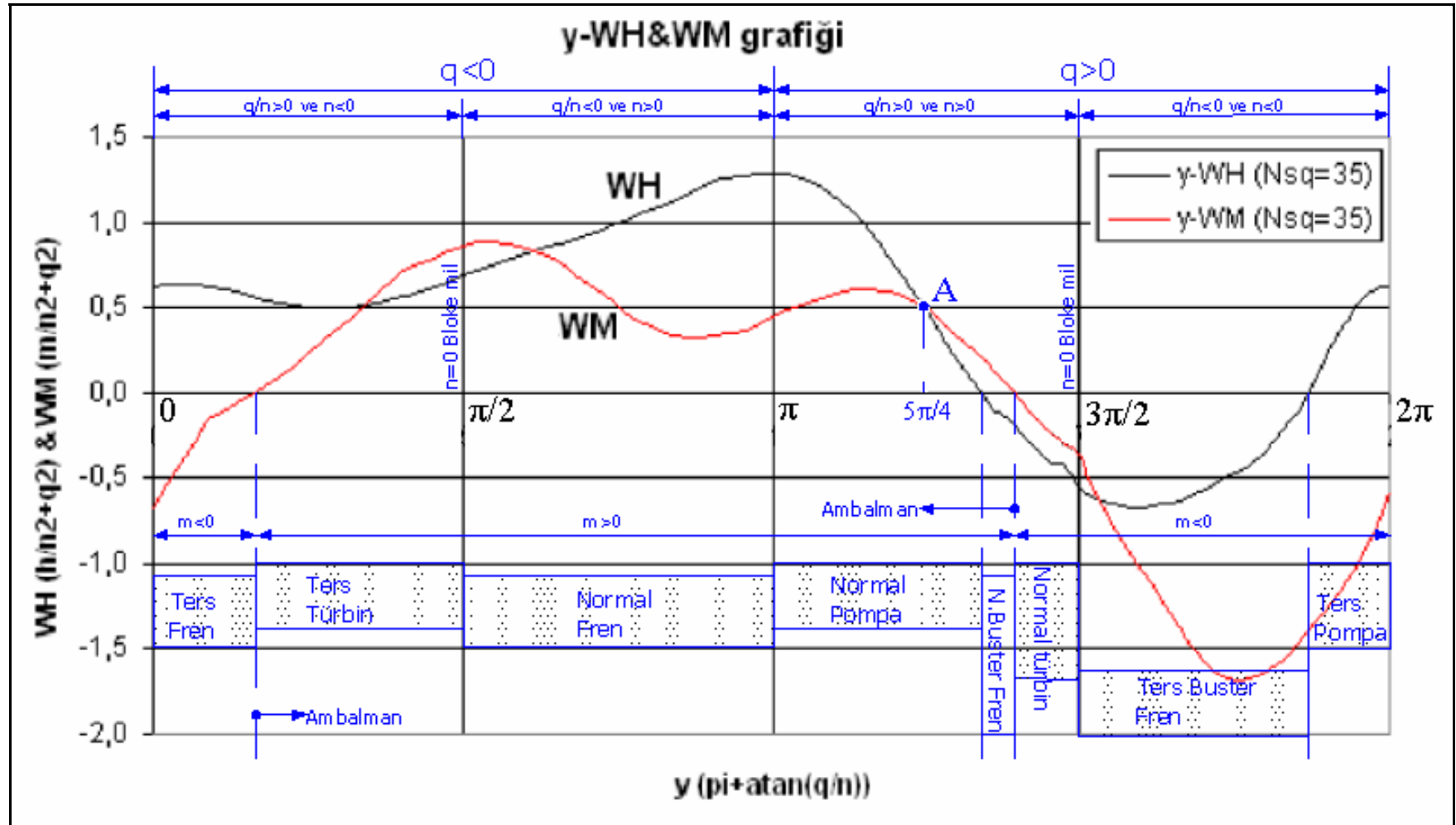
Hatırlatma:

$$WH = \frac{H / H_o}{(N / N_o)^2 + (Q / Q_o)^2} = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad (3.1)$$

$$WM = \frac{M / M_o}{(N / N_o)^2 + (Q / Q_o)^2} = \frac{m}{n^2 + q^2} \quad (3.2)$$

$$y = \pi + \arctan\left(\frac{(Q / Q_o)}{(N / N_o)}\right) = \pi + \arctan\left(\frac{q}{n}\right) \quad (3.3)$$

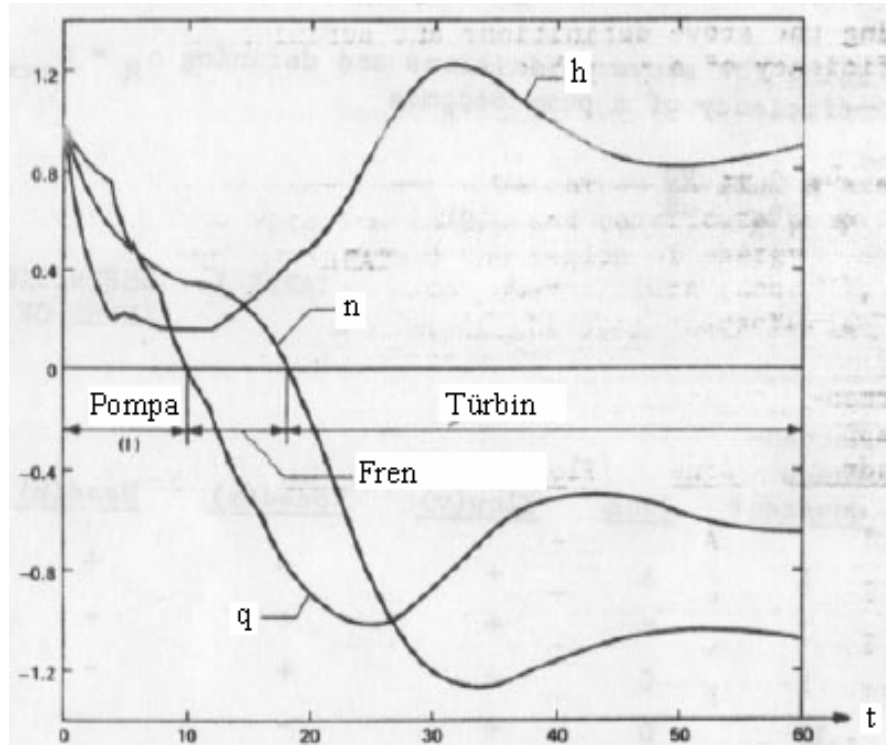
Yukarıda “o” alt indisi ile gösterilen değerler incelenen devir sayısı değerindeki optimum nokta değerleridir. Bu değerler kullanılarak ifadelerin boyusuzlaştırılması bir diğer ifadeyle nominalleştirilmesi sağlanmıştır.



**Şekil 3.4:** Tüm çalışma bölgelerinin  $N_{sq}=35$  (SI) olan pompa için y-WH ve WM grafiği üzerinde gösterimi

### 3.4 Geçici Hal Koşullarının Değerlendirilmesinde Tüm Alan Karakteristikleri Yaklaşımı

Pompalarda geçici rejim koşulları en çok su darbelerine veya ani elektrik kesintilerine bağlı olarak karşımıza çıkmaktadır. Örneğin belli bir geometrik yükseklikteki havuza basan ve basma hattı üzerinde herhangi bir çek valf bulunmayan bir pompayı göz önüne alalım. Ani bir elektrik kesintisi durumunda bu pompanın hızı azalmaya başlayacaktır. Bu sırada dönen kitlelerin atalet etkisiyle pompa hala ilk tasarım yönünde dönecektir. Fakat atalet enerjisinin gittikçe azalması neticesinde basma hattına bağlı havuzun enerjisi daha baskın hale gelecek, basma hattından emme hattına doğru akış başlayacak ve pompa fren bölgesine girecektir. Fakat atalet enerjisinin etkisini iyice yitirmesi neticesinde pompanın devir sayısı gittikçe azalarak sıfıra ulaşacaktır. Bu noktadan sonra basma tarafının enerjisinin daha da baskın hale gelmesiyle pompa tasarım dönüş yönünün tersine doğru hızlanmaya başlayacak ve son olarak ambalman hızına ulaşacak ve olay sonlanacaktır. Bu olayı zamana bağlı olarak izah eden örnek grafik Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5: Elektrik kesintisine bağlı geçici rejim karakteristiği

Yukarıdaki şekilden de anlaşılacağı üzere bir pompanın bu gibi bir geçici rejim performansını belirlemek için o pompanın sahip olduğu özgül hız değeri için elde edilmiş tüm alan karakteristiklerine ihtiyaç vardır. Fakat tüm alan karakteristiklerinin bile mevcut olması bazen aşağıdaki soruları cevaplamaya yetmez.

- Geçici rejim koşulları sırasında homolog pompa yasalarının ne kadar geçerli olduğu bilinmemektedir. Oysaki tüm alan karakteristiklerinin Suter'in veya Streeter ve Wylie'nin yaklaşımına göre  $y$ -WH ve WM grafiği üzerinde ifade edilmesi (Bölüm 2) tamamen homolog pompa yasalarının geçerli olduğu kabulüne dayanmaktadır. Bu ne kadar doğrudur?
- Ayrıca tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi için laboratuvar koşullarında sabit devir sayısı için kararlı rejim koşullarında elde edilen tüm alan karakteristiklerinin, geçici rejim uygulamalarında ne kadar uygulanabilir olduğu hala tam olarak tespit edilmemiş bir problemdir. Uygun olduğunun kabulüne dayalı hesaplar ne kadar doğru olacaktır?

Yukarıdaki iki madde tüm alan karakteristiklerinin kullanımıyla ilgili iki önemli sorundur. Fakat yine de yukarıdaki sorunların kabulüne dayanan tüm alan karakteristiklerinin kullanımı birçok hesaplamada hala geçerliliğini koruyan bir yaklaşımdır (Martin,1983).

#### 4. ÇALIŞMANIN AMACI

Bir pompanın tüm alan karakteristiklerinin etkileyen en önemli faktörün özgül hız olduğu daha önceki bölümlerde belirtilmişti. Özgül hıza bağlı tüm alan karakteristikleri ile ilgili kaynakların çeşitliliğinin artırılması ise yapılacak hesaplamalara önemli ölçüde kesinlik kazandıracaktır. Bölüm 2.1.3'ten hatırlanacağı üzere yapılan hesaplarda, incelenen pompanın özgül hızına uygun tüm alan karakteristiklerinin mevcut olmaması durumunda literatürde bulunan diğer özgül hız değerleri için elde edilmiş verilerin kullanılabilmesi belirtilmişti. Bu şekilde bir yaklaşımda Thorley ve Chaudry (1996)'nın de belirttiği üzere bazen incelenen özgül hıza en yakın özgül hıza ait veriler kullanılmakta, bazen de literatürde elde edilmiş özgül hız değerlerine bağlı tüm alan karakteristikleri arasında interpolasyon yapılması yoluna gidilmektedir. Ancak bu yaklaşımın yeterli hassasiyette sonuçlar vereceği kesin değildir.

Hesap hassasiyetinin artırılması için yapılacak en önemli ve geçerli çözüm ise çeşitli özgül hızlara bağlı tüm alan karakteristikleri veri tabanını olabildiğince genişletmektir. Bu amaca uygun bir çalışmayla pompaların tasarlandıkları en düşük ve en yüksek özgül hız aralığı belirlenmeli ve bu aralığın içerisinde uygun görülen özgül hız değerleri için deneyler yapılarak veri tabanının sağlıklı bir şekilde genişletilmesi sağlanmalıdır. Bu şekilde yapılacak deneyler ve literatürde de bulunan verilerin neticesinde ise oldukça geniş bir veri tabanı elde edilecek ve hesap kesinliği oldukça artacaktır.

Tüm alan karakteristikleri veri tabanını genişletmek deneysel bir çalışmayı gerektirmektedir. Bilindiği üzere deneysel bir çalışmanın kalitesini arttıran en önemli etken ise yapılan ölçmelerin hassasiyetidir. Bahsedildiği üzere tüm alan karakteristikleri ile ilgili çalışmalara 1930'lu yıllarda başlanmıştır. Bu ise konusu geçen özgül değerleri için yapılan ölçümlerin hassasiyetinin sınımlanmasını gerektirmektedir.

Yukarıda sıralanan sebepler neticesinde TÜBİTAK'ın da desteğiyle konuyla ilgili bir proje yürütülmesi uygun görülmüştür. Bu proje kapsamında aşağıdaki özgül değerleri için tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi kararlaştırılmıştır.

**Tablo 4.1:** TÜBİTAK projesi kapsamında tüm alan karakteristikleri elde edilmesi kararlaştırılan özgül hızlar

Pompa Tipi	Özgül hız değeri
Santrifüj Pompa	22.92, <b>35</b> , 60
Karışık Akımlı Pompa	100, <b>147</b> , 190
Eksenel Pompa	230, <b>261</b> , 300

Tablo 4.1 üzerinde koyu renk ve italik gösterilen özgül hız değerleri literatürde Knapp ve Swanson tarafından gerçekleştirilen eski deneysel verileri içerdiğinden, bu özgül değerlerinde deneylerin tekrarlanması uygun görülmüştür. Tabloda söz edilen özgül hız değerleri sadece deneyi yapılması planlanan değerler olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Yani pratikte piyasadan elde dileyen pompalar ile bu özgül hız değerlerinin bire bir elde etmek mümkün olmadığından bir miktar sapma olacağı bilinmektedir.

Bu tez kapsamında ise yukarıda bahsi geçen özgül hız değerlerinden, özgül hızı 22,92 (SI) olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi amaçlanmıştır.

Bu tez kapsamında özgül hız aşağıdaki gibi tanımlanacak ve SI birim sistemi (devir/dakika, metre<sup>3</sup>/saniye, metre Su Sütunu) kullanılacaktır.

$$N_{sq} = \frac{N_o \sqrt{Q_o}}{(H_o)^{3/4}} \quad (4.1)$$

“o” alt indisi göz önüne alınan devir sayısındaki optimum nokta değerlerini göstermektedir.

Elde edilecek olan tüm alan karakteristikleri, Bölüm 2’de aktarılan Streeter ve Wylie (1978) tarafından geliştirilmiş y-WH ve WM grafikleri biçiminde sunulacaktır.

Bu amaçla hazırlanacak olan deney tesisatı TÜBİTAK projesi kapsamında daha sonra yapılacak deneylerde karşılaşılabilecek sorunları da ortaya çıkarması bakımından önem taşımaktadır.

## 5. TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİNİN ELDE EDİLMESİ AMACIYLA TASARLANAN DENEY TESİSATI

Tasarlanan deney tesisatı Bölüm 3'te anlatılan 8 farklı bölgeden oluşan tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesini sağlamak amacıyla kurulmuştur. Bu deney tesisatında özgül hızı 22,92 (SI) olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi amaçlanmıştır.

Deney tesisatının şematik resmi şekil 5.1'de verilmiştir. Deney tesisatının fotoğrafı ise şekil 5.2'dedir. Deney tesisatı üzerinde başlıca 10 ana eleman görülmektedir. Bu elemanlara test pompasının emme ve basma hattı üzerinde bulunan manometre ve/veya vakumetreleri de katarsak toplam 12 eleman vardır. Bu 12 elemanın temel zellikleri Tablo 5.1'de özetlenmiştir.

Deney tesisatının elemanları aşağıda tanıtılmıştır.

**Tablo 5.1:** Deney ekipmanları ve özellikleri

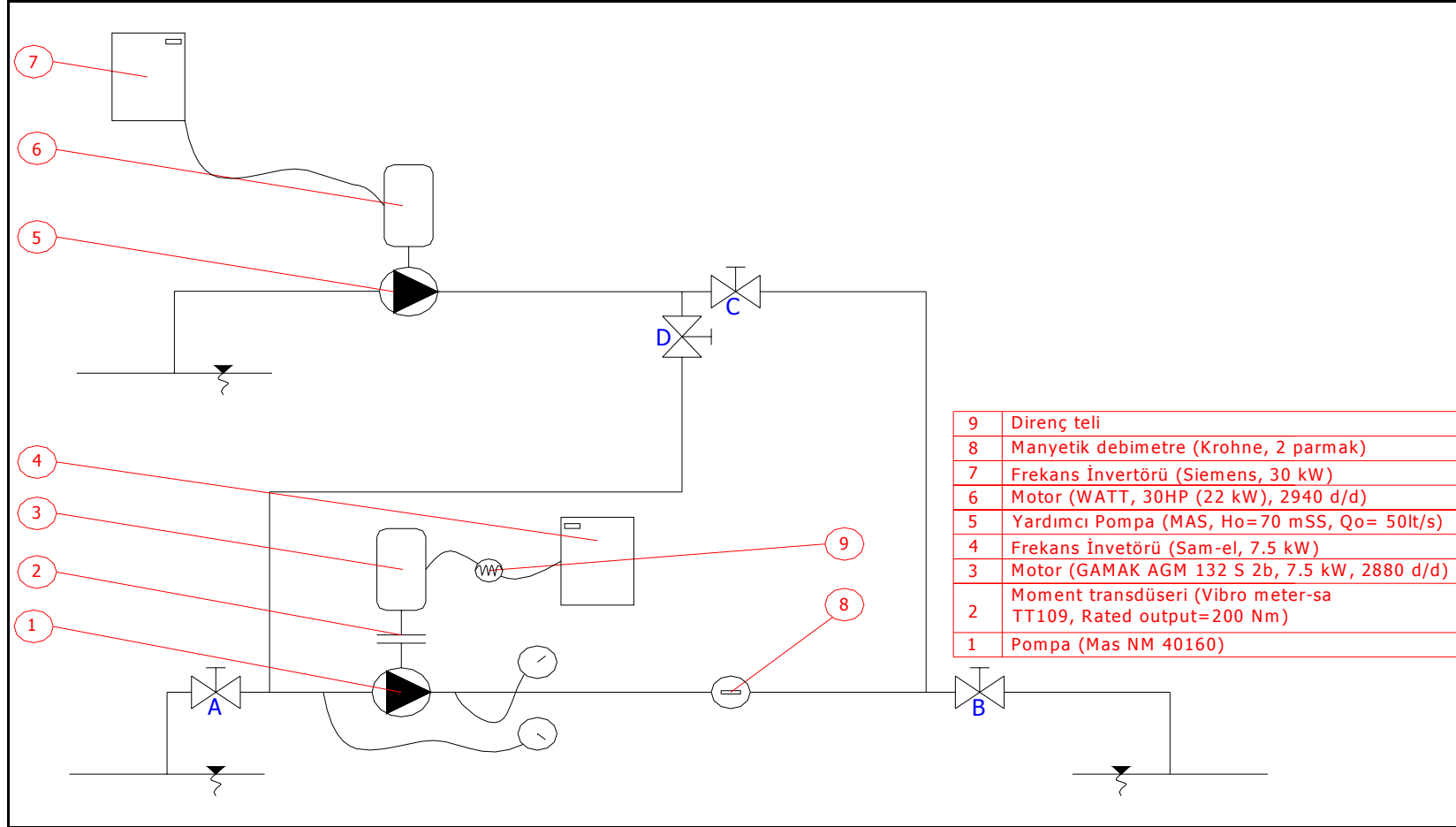
Tesisat elemanının adı	Marka	Model	zellikler
Test pompası	Mas	NM 40160	Fan apı: 160 Emme flanşı çapı: 2,5 parmak Basma flanşı çapı: 1,5 parmak <b>1800 d/d ile tahrik için optimum nokta değerleri;</b> $Q_o=24,273[m^3/h]$ $H_o=12[mSS]$ $M_o=8,19 [Nm]$ $Verim_o=\% 52,04$
Moment transduseri	Vibrometer-Sa	TT109	Optimum lm noktası: 200 [Nm]
Test pompası motoru	Gamak	AGM 132 S 2 b	Asenkron 7,5 kW 2880 d/d
Test pompası inverteri	Sam-el		7,5 kW

**Tablo 5.1:** Deney ekipmanları ve özellikleri (devam)

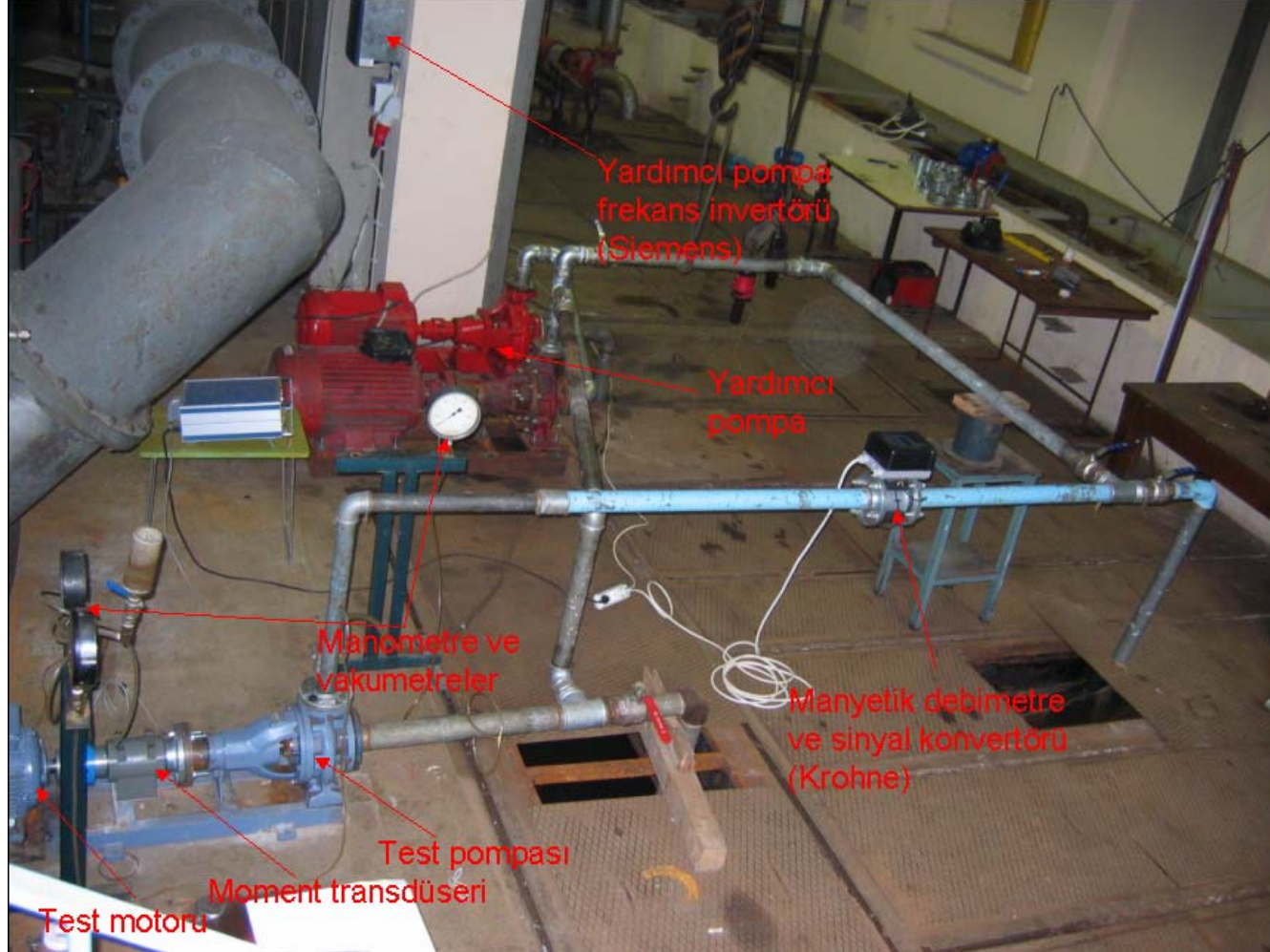
Yardımcı pompa	Mas	TK 40 – 250/245	<b>2800 d/d ile tahrik için optimum nokta değerleri;</b> $Q_o=35,35$ [m <sup>3</sup> /h] $H_o=62,5$ [mSS] $M_o=50$ [Nm] $Verim_o=\% 48,5$
Yardımcı pompa motoru	Watt	QM 180 M 2A	Asenkron 30 HP (22 kW) 2940 d/d
Yardımcı pompa inverteri	Siemens	Micromaster 430	30 kW
Manyetik debimetre+frekans konvertörü	Krohne	FC 080 + IFC 010 D	2 parmak, çift yönlü çalışabilir
Takometre			
Direnç telleri			500 W/adetx3 adet=1500 Watt
Manometreler			4 kg/cm <sup>2</sup> veya 1 kg/cm <sup>2</sup>
Vakumetre			-76 cmHg
Vana (4 adet)			3 adet 2 parmak ve 1 adet 2 ½ parmak

Tabloda verilen elemanlardan yardımcı pompanın kullanım amacı Bölüm 3'te özellikleri açıklanan çalışma bölgelerini simüle edebilmek içindir. Hatırlanacak olursa bu bölgeler açıklanırken basma havuzunun hareketli olduğu kabulünden yola çıkılmıştı. Oysa deneysel bir çalışma sırasında bu tip bir uygulama imkansızdır. Onun yerine pompanın emme veya basma ağızlarına yardımcı bir pompa aracılığı ile hidrolik bir güç uygulamak daha kolay ve uygun bir yaklaşımdır. Yardımcı pompanın bir frekans inverteri ile tahrik edilmesi ise bu simüle işlemini kontrol altında gerçekleştirebilmek içindir.

Gerekli koşullar bu şekilde sağlandıktan sonra moment değerlerinin moment transdüseri aracılığı ile, basma yüksekliği değerlerinin dolaylı olarak manometre ve/veya vakumetreler aracılığı ile, debi değerlerinin manyetik debimetre ile ve devir sayısının ise uygun bir takometre aracılığı ile ölçülmesi planlanmıştır.



**Şekil 5.1:**  $N_{sq}=22,92$  olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin elde edilmesi amacıyla tasarlanan deney tesisatının şematik resmi



Şekil 5.2: Deney tesisatının fotoğrafı

## **6. DENEYLERİN YAPILMASI**

Tüm alan karakteristikleri açılırken bölgelerin isimlerinin tasarım dönüş yönünde yani normal çalışma yönünde ve tasarım yönünün aksi yönde yani ters dönüş yönünde olmasına göre yapıldığı belirtilmişti. Deneyler de bu isimlendirmeden anlaşılacağı üzere normal dönüş yönü ve ters dönüş yönü için ayrı ayrı yapılacaktır. Deneylerin nasıl yapıldığının anlaşılması için Şekil 3.1 ve 5.1'in tekrar incelenmesi faydalı olacaktır.

Pompanın bölgeleri açısından bu 2 bölgeyi birbirinden ayırdıktan sonra pompanın karakteristiklerini elde etmek için basma yüksekliği-debi (H-Q), moment debi (M-Q) karakteristikleri elde edilmiştir.

### **6.1 Normal dönüş yönü deneyleri**

Bu bölgede yapılan tüm deneylerde deney pompası, motoruna uygulanan elektrik enerjisi ile tasarım dönüş yönünde tahrik edilmiştir. Deney pompası 2800 d/d ile dönmek için tasarlandıysa da pompanın motorunun bağlı bulunduğu inverterin, motoru en çok 2200 d/d civarında tahrik edebilmesinden dolayı deneyler 2800 d/d değerinde yapılamamıştır. Onun yerine deneylerin 1800 d/d değerinde gerçekleştirilmesi kararlaştırılmıştır. Bunun en önemli nedeni yardımcı pompanın bu değerden büyük değerdeki devir sayıları için normal fren veya türbin bölgesinin elde edilebilmesi için gerekli olan hidrolik gücü sağlayamamasındandır. Ayrıca ters dönüş yönü bölgesi deneyleri de göz önüne alındığında deney pompası motorunun zorlanmalara bağlı olarak çok fazla kayması beklendiğinden 1800 d/d değerinin deneylerin deney pompası motoruna zarar vermeden yapılmasına imkân veren en üst değer olduğu kabul edilmiştir. Buna göre aşağıda açıklanan tüm deneylerde deney pompası motoru yaklaşık olarak 1800 d/d ile tahrik edilmiş fakat motorun asenkron bir motor olmasından dolayı devir sayısı sabit tutulamamıştır. Fakat devir sayısından olan sapmalar daha sonra benzeşim ile yine 1800 d/d değerine indirgenmiştir.

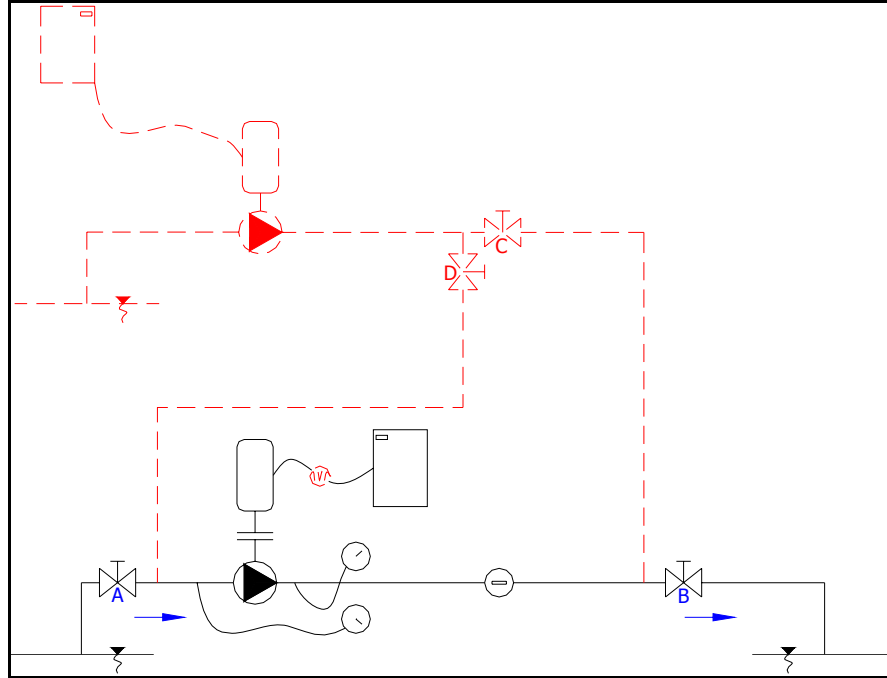
Normal dönüş yönü deneyleri ile pompa, fren, buster fren ve türbin bölgeleri elde edilmiştir. Bu bölgelerin elde edilmesi sırasıyla aşağıda açıklanmıştır.

### 6.1.1 Pompa Bölgesi Deneyi

Pompa bölgesi deneylerinde deney pompası, standart pompa kullanımında olduğu gibi suyu emme ağzından alıp basma ağzından dışarı atacaktır. Bu amaçla Şekil 6.1’de gösterilen emme ağzını kontrol eden A vanası deney boyunca tam açık konuma getirilmiştir. Bu bölge verilerinin elde edilmesinde yardımcı pompaya gerek olmadığından, Şekil 1.2’de deney tesisatının deney ile ilgili olmayan kesik çizgi tipinde gösterilmiştir.

Pompa çalıştırılmaya başlandıktan sonra B vanası ilk olarak tam açık konuma getirilmiştir. Daha sonra bu durum için debi değeri ve moment değerleri okunmuştur. Basma yüksekliği değeri ise 4 kg/cm<sup>2</sup>’lik manometre ve vakumetre değerlerinden elde edilmiştir. Tam açık konum değerleri alındıktan sonra aynı ölçmeler, vana kısıklığı azaltılarak tam kapalı konuma kadar 8-10 konum için alınmıştır.

Pompa bölgesi ölçümleri için tam açık vana konumunda bile sistem direncinden dolayı H-Q eğrisi, basma yüksekliğinin çok küçük değerleri için tanımlanamamıştır. Bu değerler daha sonra açıklanacak nedenden ötürü buster fren deneyi sırasında elde edilebilmiştir.



Şekil 6.1: Pompa bölgesi deney tesisatı

Pompa bölgesi deneylerinin yapılmasıyla, incelenen pompaya ait 1800 d/d için optimum nokta değerleri de elde edilmiştir. Bu sayede pompanın özgül hızı, ve tüm

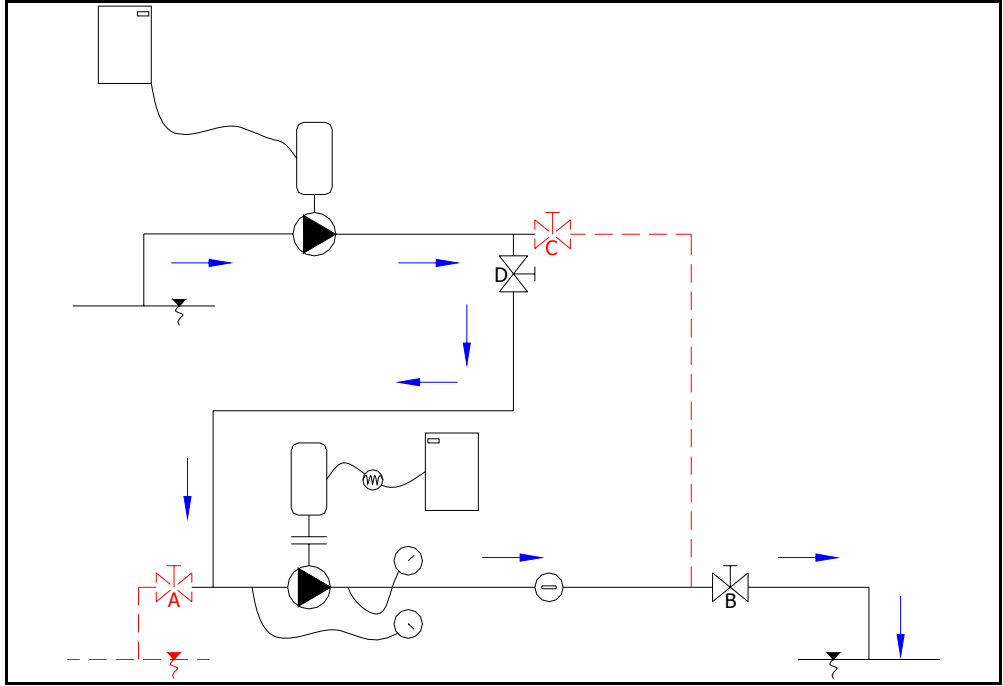




#### 6.1.4 Türbin Bölgesi Deneyi

Türbin bölgesi deney tesisatı Şekil 6.4'te gösterilmiştir. Şekilde deney tesisatının bu bölge deneyleriyle ilgili olmayan kısımları kesik çizgi ile gösterilmiştir. Deney boyunca A ve C vanaları kapalı konumdadırlar. B ve D vanaları ise debi kontrolü amacıyla değil de akışkana yön verme amacıyla kullanıldığından deney boyunca tam açık konumda bulundurulmuştur.

Fakat bu deney yardımcı pompanın yeterli güçte olmamasından dolayı yapılamamıştır. Deneyin yapılması için yardımcı pompaya seri olarak bağlanacak debisi ve basma yüksekliği yaklaşık olarak yardımcı pompa kadar olan bir pompanın daha kullanılması uygun görülmüştür. Bu amaçla tesisatın yeniden adapte edilmesi çalışmaları devam etmektedir.



Şekil 6.4: Türbin bölgesi deney tesisatı

## **6.2 Ters Dönüş Yönü Deneyleri**

Ters dönüş yönü deneyleri sırasında deney pompası motoru, pompayı normal çalışma yönünün tersine doğru 1800 d/d ile tahrik edecek şekilde ayarlanmıştır. Devrin 1800 d/d seçilmesinin nedeni normal dönüş yönü deneyleri kısmında, Bölüm 6.1’de açıklanmıştır.

Ters dönüş yönü deneyleri ile ters pompa, ters fren, ters buster fren ve ters türbin bölgeleri elde edilmiştir. Bu bölgelerin elde edilmesi sırasıyla aşağıda açıklanmıştır.

### **6.2.1 Ters Pompa Bölgesi Deneyi**

Ters pompa bölgesi deneyleri, Bölüm 6.1.1’de açıklanan normal pompa bölgesi deneyine benzer şekilde ve Şekil 6.1’de gösterilen deney tesisatı ile yapılır. Normal pompa deneyinden tek farkı pompanın deney boyunca ters yönde 1800 d/d ile tahrik edilmesidir.

Normal pompa deneyinde, deney pompası tasarımına uygun çalıştırılmadığından basma yüksekliği değeri oldukça düşük değerlerde olacaktır, bu sebeple basma ağzındaki manometrenin ölçeği bu duruma uygun olarak seçilmelidir. Basma ağzındaki manometre için göstergesi maksimum 1 kg/cm<sup>2</sup> olan manometrenin uygun olduğu görülmüştür. Emme ağzında ise vakumetre bulunmaktadır.

### **6.2.2 Ters Fren Bölgesi Deneyi**

Ters fren bölgesi deneyleri, Bölüm 6.1.2’de açıklanan normal fren bölgesi deneyine benzer şekilde ve Şekil 6.2’de gösterilen deney tesisatı ile yapılır. Normal fren deneyinden tek farkı pompanın deney boyunca ters yönde 1800 d/d ile tahrik edilmesidir.

Bu deney için basma ağzında, göstergesi maksimum 4 kg/cm<sup>2</sup> olan manometrenin uygun olduğu görülmüştür. Emme ağzında ise vakumetre bulunmaktadır.

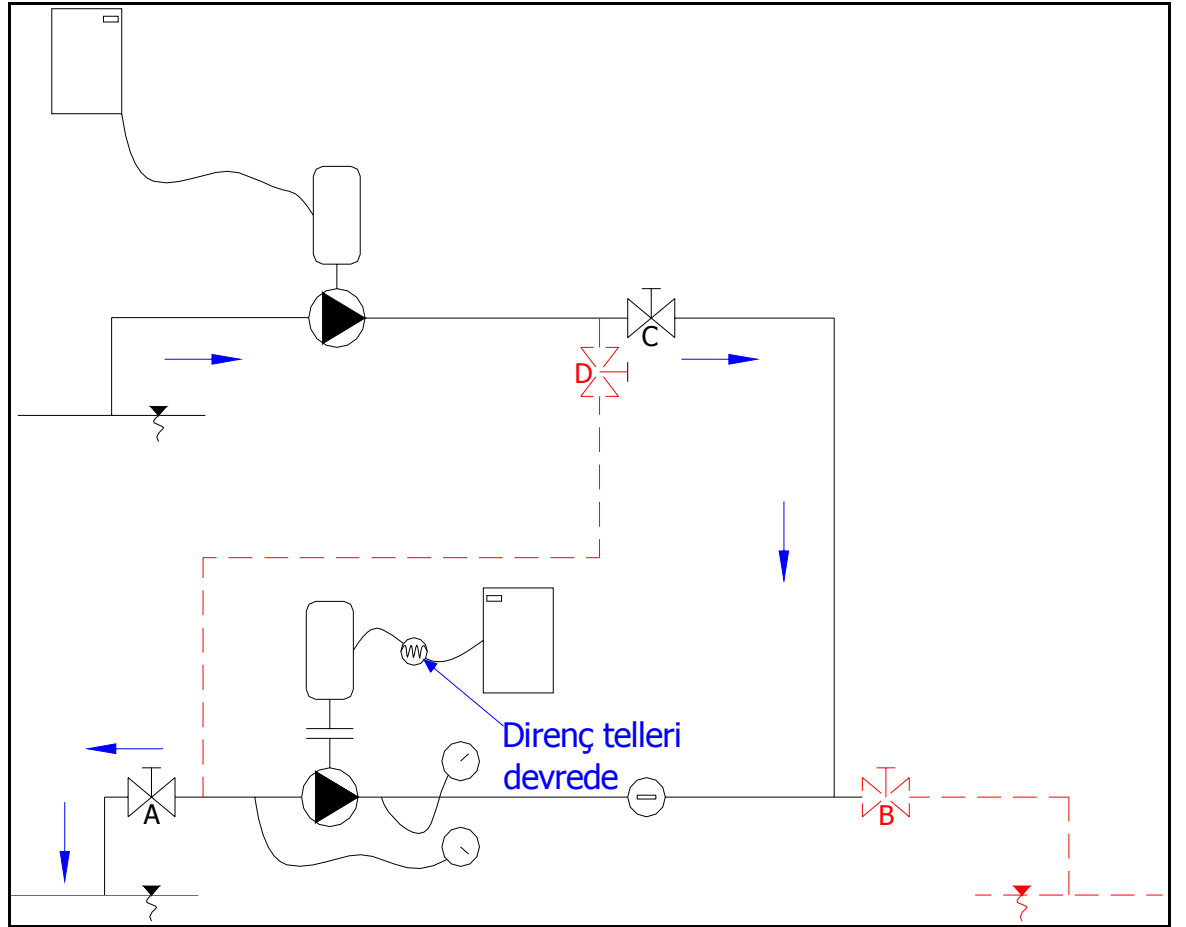
### **6.2.3 Ters Buster Fren Bölgesi Deneyi**

Ters fren bölgesi deneyleri, Bölüm 6.1.3’te açıklanan normal fren bölgesi deneyine benzer şekilde ve Şekil 6.3’te gösterilen deney tesisatı ile yapılır. Normal buster fren deneyinden tek farkı pompanın deney boyunca ters yönde 1800 d/d ile tahrik edilmesidir.

Bu deney için basma ağzında göstergesi maksimum  $1 \text{ kg/cm}^2$  olan manometrenin uygun olduğu görülmüştür. Emme ağzında ise göstergesi  $4 \text{ kg/cm}^2$  olan manometre kullanılmıştır.

#### 6.2.4 Ters Türbin Bölgesi Deneyi

Ters bölge deneyleri arasında normal bölge deneylerine benzemeyen tek deney ters türbin bölgesi deneyleridir. Bu deneyi farklı kılan ise Bölüm 3.2.2.5'te de anlatıldığı üzere bu bölgenin ters fren bölgesinin sona ermesinin ardından görülmesidir. Yani normal dönüş yönü deneylerinde buster fren bölgesinin ardından görülen normal türbin bölgesinde pompa içerisindeki akış emme ağzından basma ağzına doğru idi. Oysa ters türbin bölgesi, ters fren bölgesinin sona erdiği noktada görülmeye başlar. Bu durumda ise pompa içerisindeki akışın basma ağzından emme ağzına doğru olması gerektiği anlaşılmaktadır. Bu sebeple normal türbin bölgesi deney tesisatından daha farklı bir düzenlemeye gidilmesi gerekmektedir.



Şekil 6.5: Ters türbin bölgesi deney tesisatı

Ters türbin bölgesi deney tesisatı Şekil 6.5'te gösterilmiştir. Şekilde deney tesisatının bu bölge deneyleriyle ilgili olmayan kısımları kesik çizgi ile gösterilmiştir. Deney boyunca B ve D vanaları kapalı konumdadırlar. A ve C vanaları ise debi kontrolü amacıyla değil de akışkana yön verme amacıyla kullanıldığından deney boyunca tam açık konumda bulundurulmuştur. Ters türbin bölgesi deneylerinde pompa 1800 d/d ile ters dönüş yönünde tahrik edilirken, aynı zamanda yardımcı pompa aracılığı ile basma ağzından da karşı bir dirence maruz bırakılmıştır. Bu karşı direnç öyle bir değerdedir ki pompa içerisindeki akış basma ağzından emme ağzına doğru gerçekleşmektedir. Bu durumda pompanın içerisinden akan akışkanın debisi negatif olacaktır ve frekans inverteri ile yardımcı pompanın gücü ayarlanarak, debi değeri ters fren bölgesinde deney yapılan son değerden başlayarak arttırılmıştır. Tüm debi arttırma işlemleri sırasında pompanın debi, moment ve basma yüksekliği değerleri ölçülmüştür. Bu deney için basma ağzında göstergesi maksimum 4 kg/cm<sup>2</sup> olan manometrenin uygun olduğu görülmüştür. Emme ağzında ise herhangi bir efektif basınç değeri okunamamıştır.

Şekil 6.5'ten de anlaşılacağı üzere türbin bölgesi deneyleri sırasında üretilen enerji devre üzerinde gösterilen direnç tellerinde harcanacaktır. Bu şekilde yapılan direnç teli uygulamasıyla inverterin hasar görmesi de engellenmiş olacaktır. Fakat yine de belirtilmelidir ki bu şekilde bir direnç teli, üretilen enerjiyi tüketmenin en pratik yolu olmasına rağmen en uygun yolu değildir. İncelenen test pompasının daha büyük olması ve dolayısıyla üretilen elektriğin yüksek güçlerde olması durumunda, üretilen enerjinin hemen tüketilmesi yerine şehir şebekesine beslenebilecek şekilde uygun frekans değerine çevrilmesi daha uygun olacaktır. Fakat böyle bir sistemin daha maliyetli olacağı da gözden kaçırılmamalıdır.

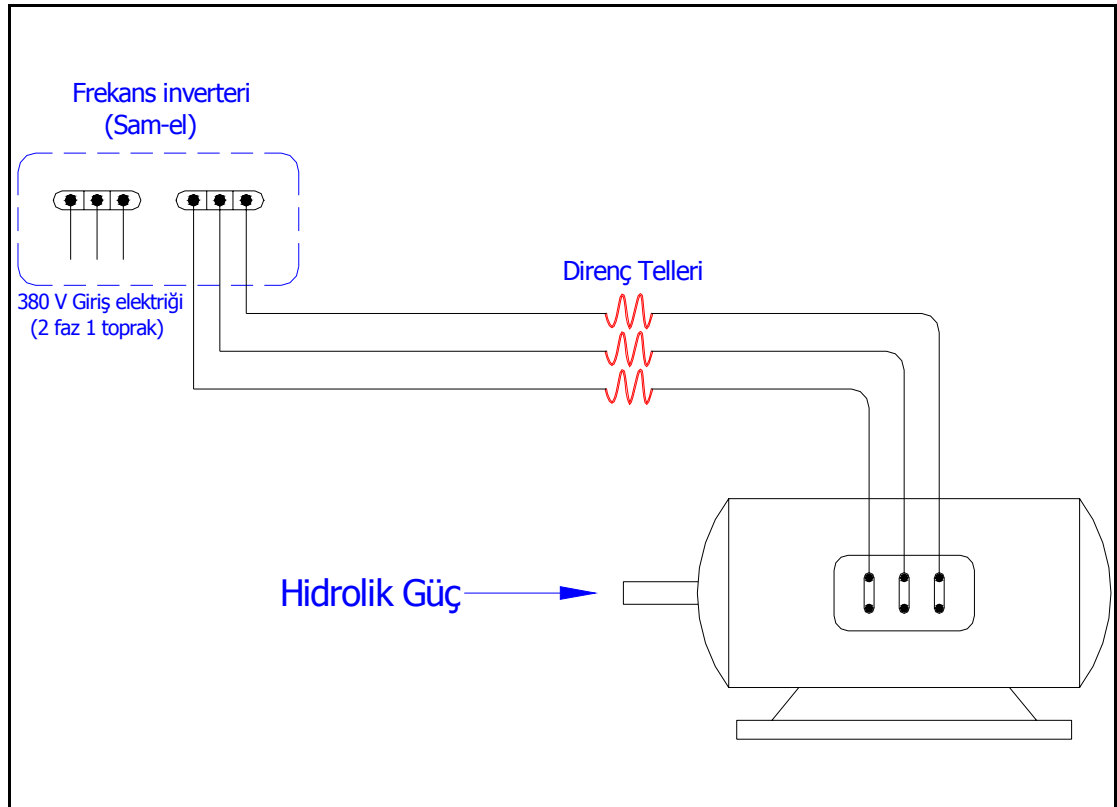
### **6.3 Türbin Bölgelerinde Elektrik Üretimi ve Üretilen Elektriğin Direnç Telleri Vasıtasıyla Tüketilmesi**

Hidrolik gücün mekanik güce dönüştürülmesinin ardından bir jeneratör tarafından bu mekanik güçten elektrik enerjisi elde edilebilir. Fakat elde bir jeneratörün bulunmaması durumunda herhangi bir asenkron motor ile de elektrik üretilmesi mümkündür.

Bilindiği üzere asenkron motorlar herhangi bir yük altında çalışma sırasında bir miktar kayma, diğer bir deyişle tasarlandığı senkron hızdan daha farklı bir hızda çalışma eğilimi gösterirler.

Bu durumu şu örnekle açıklayabiliriz. Elimizde 3000 d/d senkron hızda çalışmak üzere tasarlanmış bir elektrik motoru olsun. Eğer bu motor elektrik verildiğinde amacına uygun olarak herhangi bir yük altında çalıştırılırsa senkron hızından daha düşük bir hızda çalışacaktır. Örneğin 2900 d/d diyelim. Eğer bu şekilde senkron hızın altında çalışma söz konusuysa motor elektrik tüketecektir. İkinci durumda motora yine elektrik verelim ve motoru tasarlanmış olduğu yönde destekleyici bir etkiyle senkron hızının üzerine çalıştıralım. Yani pompa senkron hızının üzerinde çalışsın. Örneğin 3100 d/d diyelim. İşte bu şekilde senkron hızın üstünde bir hızla çalışma söz konusuysa motor elektrik tüketmek yerine elektrik üretecek yani bir nevi jeneratör vazifesi görecektir.

Yapılan türbin bölgesi deneylerinde de motor, yukarıda anlatıldığı gibi senkron hızın üzerine çıkıp elektrik üretmektedir.



**Şekil 6.6:** Asenkron motor vasıtasıyla elektrik üretimi ve üretilen elektriğin tüketimi

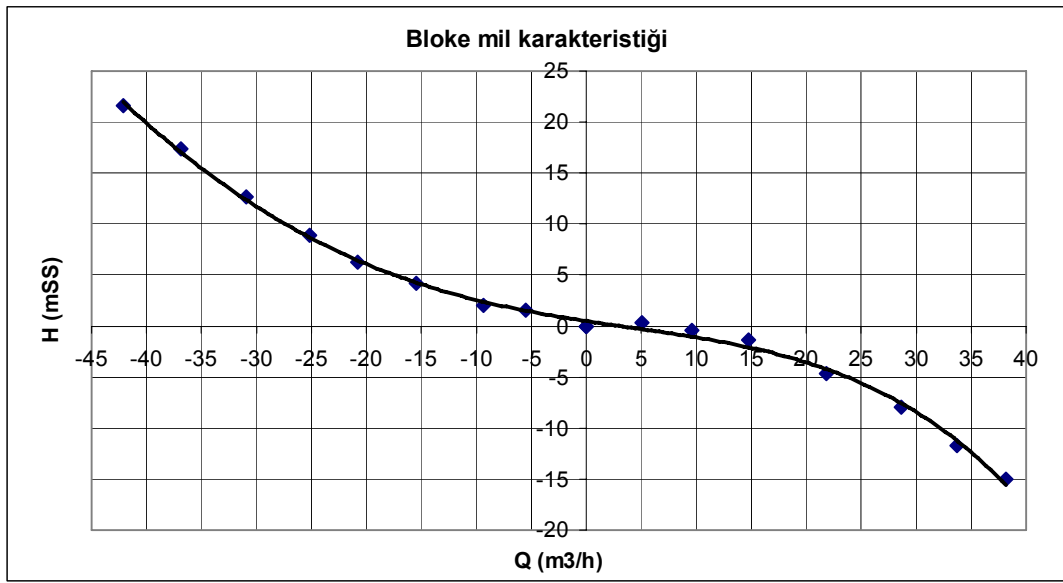
Deneyler sırasında üretilen elektrik, normal şartlarda motoru besleyen elektrik kablosu üzerinden şehir şebekesine gitmek isteyecektir. Fakat bu durum üretilen elektriğin frekansı şehir şebeke frekansından farklı olduğundan sorun çıkacaktır. Ayrıca motor invertere bağlı olduğundan bu da bir sorun teşkil edecektir. Bu sebeple üretilen elektriğin hemen tüketilmesi uygun olacaktır. Bu amaçla direnç tellerinin kullanılması pratik bir çözüm olarak görülmüştür. Direnç tellerinin kullanımıyla ilgili tasarım Şekil 6.6'da şematik olarak verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere kullanılan dirençler motoru besleyen elektrik kablosu üzerine seri olarak bağlanmıştır.

Burada tekrar belirtmelidir ki kullanılan elektrik motorunun asenkron tip değil de senkron tip olması durumunda elektrik üretilmesi mümkün değildir.

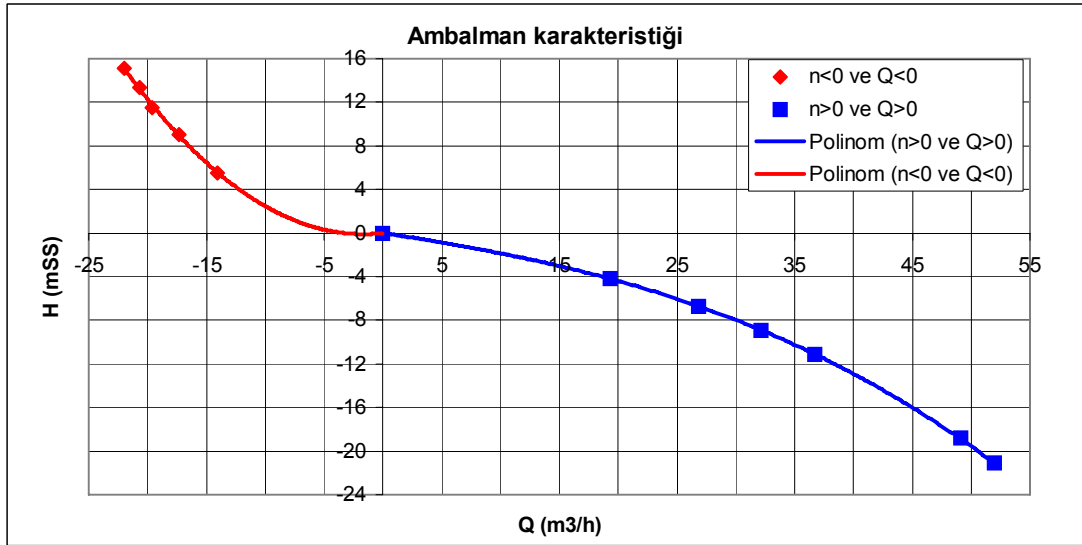
## 7. ÖZGÜL HIZI 22,92 OLAN POMPAYA AİT DENEY SONUÇLARI

### 7.1 Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

Türbin ve ters türbin bölgelerini sınırlandıran Bloke mil ve Ambalman eğrileri aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.



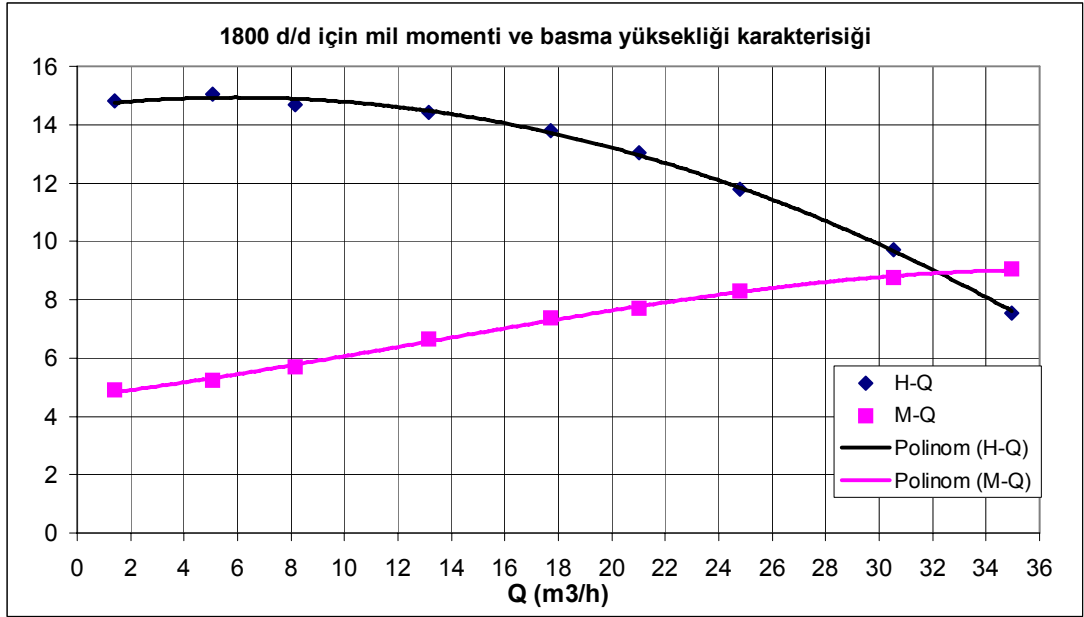
a)



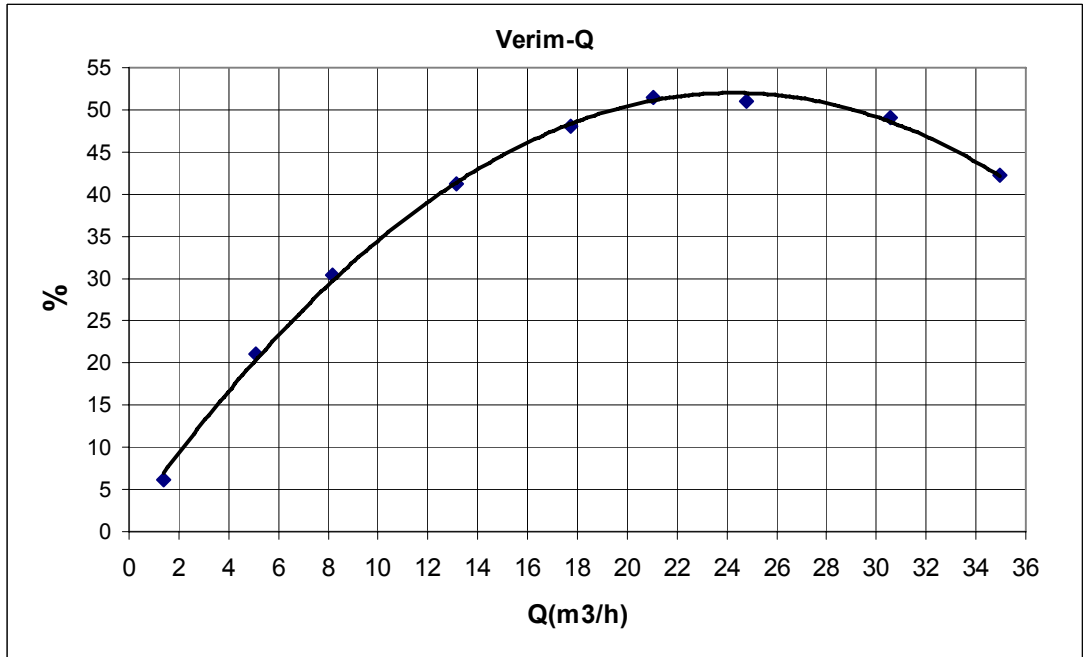
b)

Şekil 7.1:  $N_{sq}=22,92$  (SI) olan pompanın bloke mil (a) ve ambalman (b) karakteristikleri

## 7.2 1800 d/d Tahrik İçin Pompa Karakteristiği



a) Mil momenti ve basma yüksekliği karakteristiği



b) Verim karakteristiği

Şekil 7.2:  $N_{sq}=22,92$  (SI) olan pompanın pompa bölgesi deney sonuçları

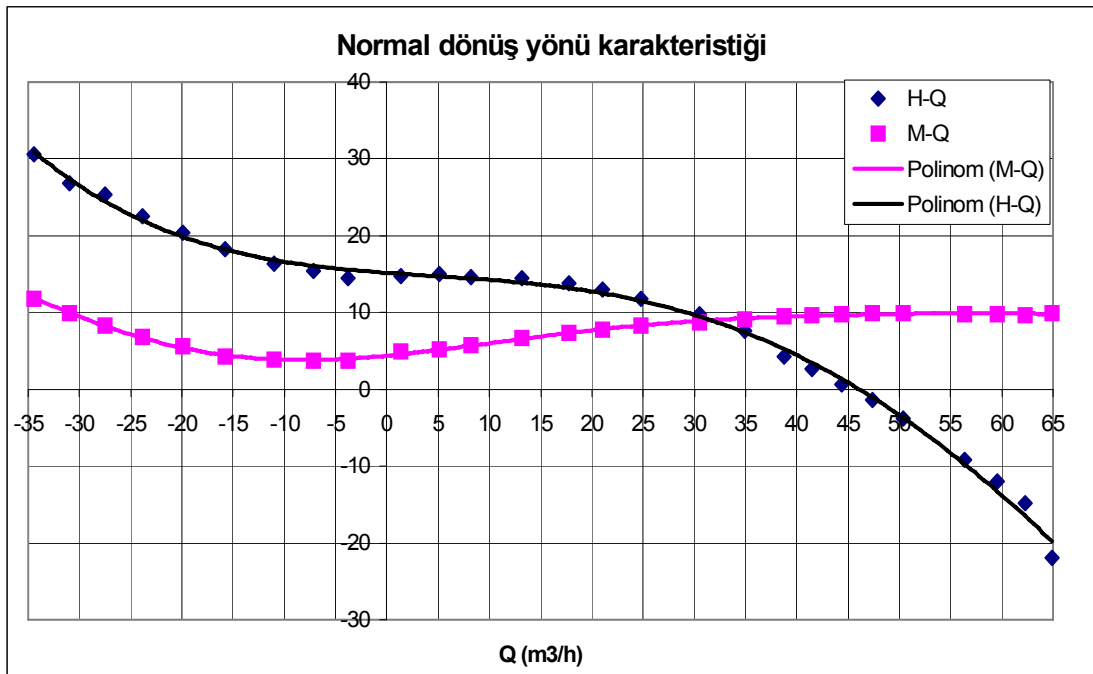
Deneyin yapılması ile ilgili bölümde deneylerin 1800 d/d hız ile gerçekleştirileceği belirtilmişti. Bu amaçla incelenen pompanın optimum nokta değerlerini belirleyebilmek için ilk olarak pompa bölgesi deneyi gerçekleştirilmiş ve bulunan sonuçlar yukarıda verilmiştir. Yukarıda bulunan eğriler ışığında verimin en yüksek olduğu nokta için optimum nokta değerleri aşağıdaki gibidir.

**Tablo 7.1:** İncelenen pompanın optimum nokta değerleri

$N_o$	1800 [d/d]
$Q_o$	24,273[m <sup>3</sup> /h]
$H_o$	12,00[mSS]
$M_o$	8,19 [Nm]
$P_o$	1,54 [kW]
$Verim_o$	52,04[%]

Bulunan bu değerler boyutsuzlaştırmanın yapılacağı değerler olması bakımından da önemlidir.

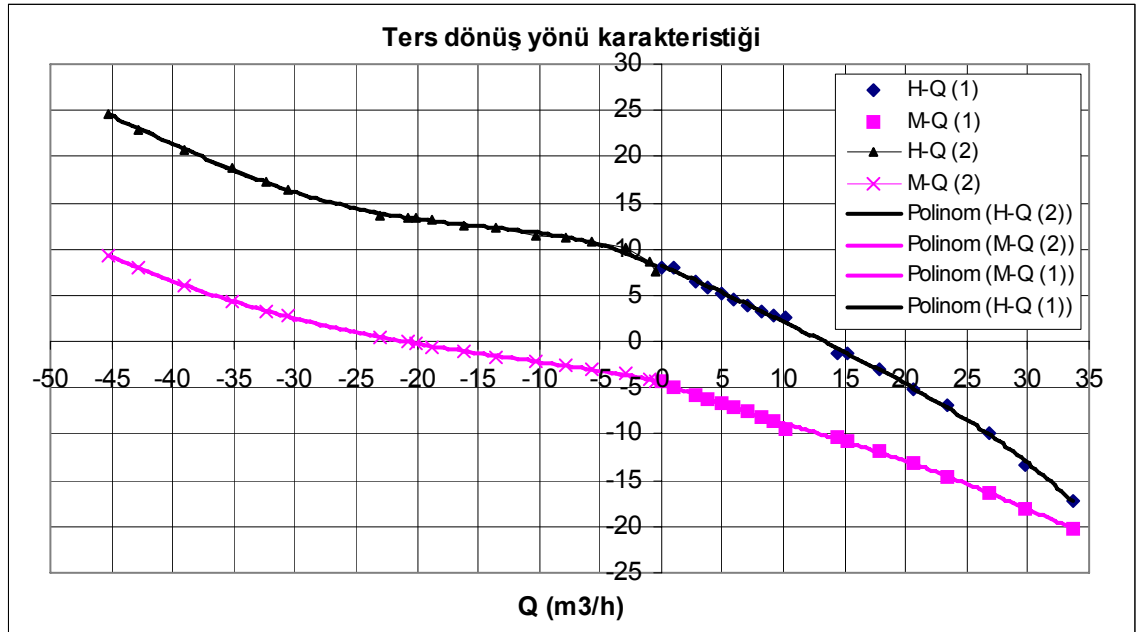
### 7.3 1800 d/d Tahrik İle Normal Dönüş Yönü Karakteristiği



**Şekil 7.3:**  $N_{sq}=22,92$  (SI) olan pompanın normal dönüş yönü karakteristiği

Şekil 7.3'te normal dönüş yönü karakteristiği verilmiştir. Bu grafiğin dikkatle incelenmesi durumunda buster fren bölgesinin tamamlanamadığı ve dolayısıyla da türbin bölgesi ile ilgili deneysel bir sonucun bulunmadığı görülmektedir. Şekle bakılırsa moment karakteristiği yaklaşık 60 m<sup>3</sup>/h değerinde bir tepe yapmakta ve azalmaya başlayacağı izlenimini vermektedir. Fakat yardımcı pompa tarafından sağlanan debi bizi daha ileri noktalara taşıyamadığından moment karakteristiğinin azalıp sıfır olduğu ve ardında negatif yönde artmaya başladığı gözlenememiştir.

#### 7.4 1800 d/d Tahrik ile Ters Dönüş Yönü Karakteristiği



Şekil 7.4:  $N_{sq}=22,92$  (SI) olan pompanın ters dönüş yönü karakteristiği

Bu grafiğin elde edilmesinde negatif ve pozitif debi değerleri için farklı polinomların kullanıldığı görülmektedir. Bunun sebebi negatif debiden pozitif debiye geçerken bir kırılma gözlenmesindedir. İki farklı polinom ile bu kırılma daha iyi gözlenmektedir.

#### 7.5 İncelenen Pompaya Ait $y - WH$ ve $WM$ Karakteristiği

Şekil 7.5'te verilen grafik incelenirse  $\pi/2$  (1,57) ve  $3\pi/2$  (4,71) değerleri civarında bölgelerin tamamlanamadığı görülmektedir. Tamamlanamayan bölgeler şunlardır;

- Ters Türbin ( $<\pi/2$ ) (Kısmen)
- Normal Fren ( $>\pi/2$ ) (Kısmen)
- Buster Fren ( $<3\pi/2$ ) (Kısmen)
- Normal Türbin ( $<3\pi/2$ ) (Tamamen)
- Ters Buster Fren ( $>3\pi/2$ ) (Kısmen)

1. Ters türbin bölgesinin tamamlanamamasının nedeni jeneratör uygulaması sırasında üretilen elektriğin tüketileceği yeteri büyüklükte bir direncin olmamasındandır. Üretilen fazla elektrik invertöre geri besleme yapmış ve inverterin devre dışı kalmasına neden olmuştur.

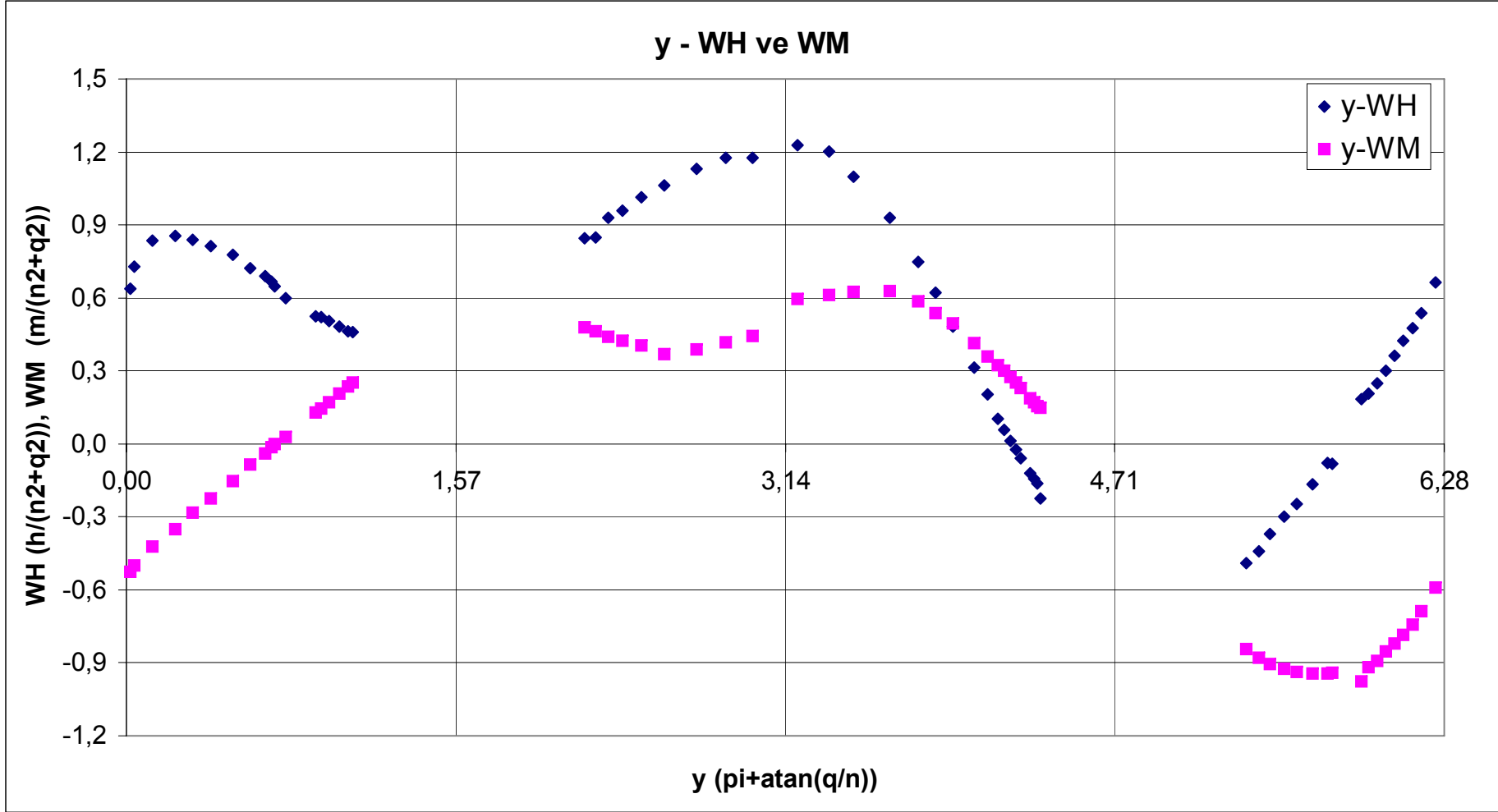
2. Normal fren bölgesinin tamamlanamamasının nedeni test pompası elektrik motorunun deney sırasında aşırı zorlanmasındandır.
3. Buster fren bölgesinin tamamlanamamasının nedeni bölüm 7.3'te anlatıldığı üzere yardımcı pompanın sistem direncini yenerek pompaya yeterince debi sağlayamamasındandır.
4. Normal türbin bölgesi deneyleri, buster fren bölgesi deneyleri yapıp bu bölge geçilemediği için yapılamamıştır.
5. Ters buster fren bölgesinin tamamlanamamasının nedeni test pompası elektrik motorunun deney sırasında aşırı zorlanmasındandır.

## 7.6 Deneysel Sonuçların İrdelenmesi

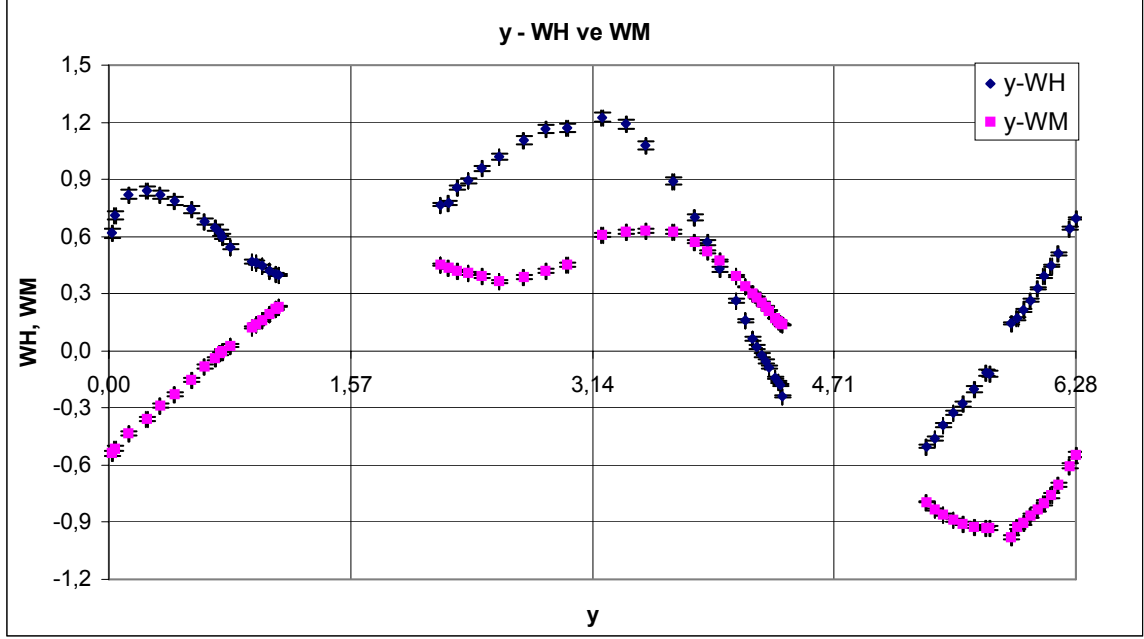
Aşağıda deney tesisatı ile ilgili bazı eksiklikler sıralanmıştır.

- Deneylerin sabit devir sayısında gerçekleştirilebilmesi için test pompası asenkron bir motor tarafından değil de, senkron çalışabilecek bir dinamometre ile tahrik edilmelidir.
- Test pompası – Moment transduceri – Test motoru üçlüsü arasındaki aksenal kaçıklıkların minimum seviyeye indirilmesi gerekmektedir.
- Yardımcı pompanın gücü ve debisi artırılarak test pompasının buster fren ve türbin bölgelerinde çalışması sağlanması gerekmektedir.
- Türbin bölgesinde üretilen elektriğin daha uygun bir elektriksel düzenek ile tüketilmesi gerekmektedir.
- Normal fren ve ters buster bölgelerinde artan aşırı moment değerinin test motoruna zarar vermesi önlenmelidir.

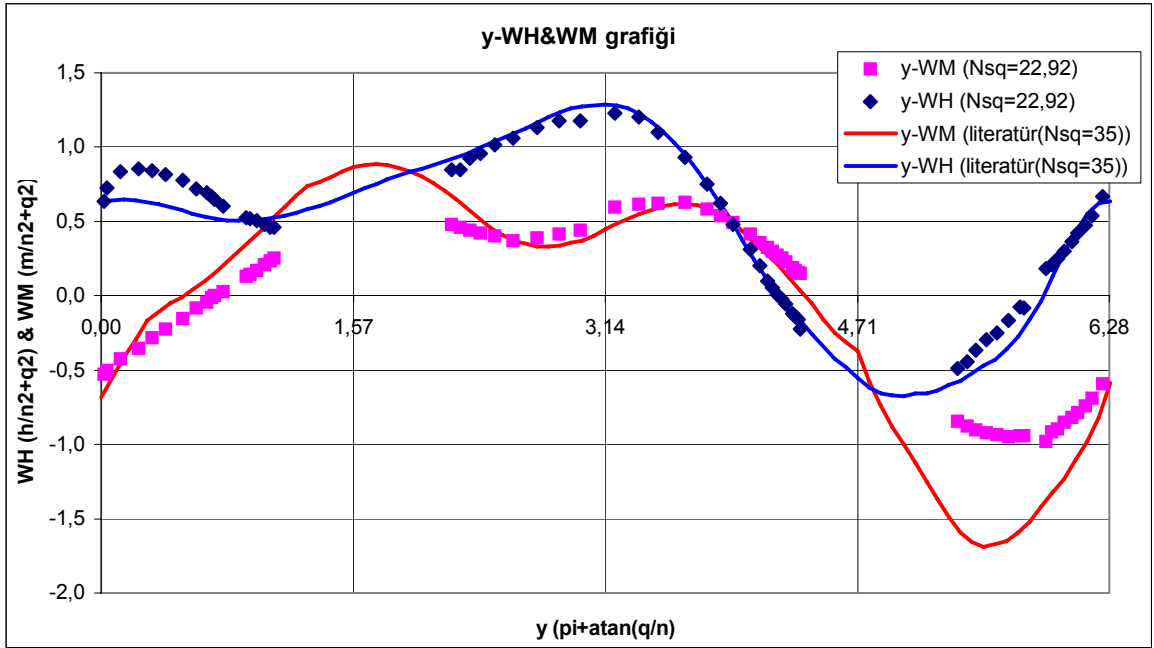
Yukarıda sıralanan eksikliklere rağmen deneyler çok düşük hatalar ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.6'da yapılan deneylerin hata analizi sonuçları sunulmuştur. Ayrıca deney sonuçlarının literatürdeki incelenen özgül hıza en yakın sonuçlar ile karşılaştırması neticesinde iki grafik arasında büyük bir uyum olduğu görülmektedir (Şekil 7.7). İki grafik arasındaki birtakım farklılıkların görülmesinin sebebi ise deneylerin farklı özgül hızlardaki pompalar için yapılmış olmasıdır.



Şekil 7.5:  $N_{sq}=22,92$  (SI) olan pompanın tüm alan karakteristikleri



Şekil 7.6: Yapılan deneyler için hata analizi



Şekil 7.7:  $N_{sq}=22,92$  (SI) olan pompanın tüm alan karakteristiklerinin literatürde bulunan  $N_{sq}=35$  (SI) olan pompa ile karşılaştırılması

## 8. SONUÇLAR

Bu tez kapsamında tüm alan karakteristikleri kavramı ve bu karakteristiklerin deneysel olarak nasıl elde edilebileceği üzerinde durulmuştur.

Bu amaçla literatürde daha önceden yapılan çalışmalar incelenmiş ve değerlendirilmiştir. Ardından da tüm alan karakteristikleri ile ilgili kapsamlı bir teorik çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmaların neticesinde görülmüştür ki bir pompanın normal çalışma bölgesi de dahil olmak üzere herhangi bir geçici rejim koşulu altında çalışabileceği toplam 8 farklı çalışma koşulu bulunmaktadır. Aşağıdaki tabloda tüm alan karakteristiklerini oluşturan bu 8 bölge ve bu bölgelerde devir sayısı, mil momenti, debi ve basma yüksekliğinin hangi değerleri aldığı özetlenmiştir. Fakat bu 8 bölgenin neler olduğunun anlaşılması ve ne gibi durumlarda karşımıza çıkabileceği kolaylıkla anlaşılabilir. Bu nedenle hazırlanabilecek bir bilgisayar animasyonun bu çalışma bölgelerini kolaylıkla açıklayabileceği sonucuna varılmış ve konuyla ilgili basit animasyonlar yapılmıştır.

**Tablo 8.1:** Tüm alan karakteristiklerini oluşturan çalışma bölgeleri

	<b>N</b>	<b>M</b>	<b>Nm (Mil gücü)</b>	<b>Q</b>	<b>H</b>	<b>N<sub>h</sub> (Hidrolik güç)</b>
<b>Pompa</b>	+	+	+	+	+	+
<b>Fren</b>	+	+	+	-	+	-
<b>Buster fren</b>	+	+	+	+	-	-
<b>Türbin</b>	+	-	-	+	-	-
<b>Ters pompa</b>	-	-	+	+	+	+
<b>Ters fren</b>	-	-	+	-	+	-
<b>Ters buster fren</b>	-	-	+	+	-	-
<b>Ters türbin</b>	-	+	-	-	+	-

Konuyla ilgili bu sekiz bölgenin tespitinden sonra bu bölgelerin karakteristikleri ile ilgili verilerin uygun bir formda grafiğe aktarılması kısmına geçilmiştir. Yine literatür çalışmalarının ışığında görülmüştür ki bir pompaya ait tüm alan karakteristiklerinin en uygun formda sunulabileceği biçim, Suter (1966) tarafından

ortaya konan ve Streeter ve Wylie (1978) tarafından geliştirilen y-WH ve WM grafiği formudur. Bu formda elde edilecek grafiklerin matematiksel hesaplamalara kolaylık sağlamasına karşılık, anlaşılmasının yeterince kolay olmadığı görülmüştür. Bu nedenle bu formda elde edilmiş bir grafik üzerinde tüm alan karakteristiklerini oluşturan 8 bölgenin ayrıntılı olarak ele alınmasıyla ilgili bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar yine bu grafik üzerinde toplanıp sunulmuştur.

Konuyla ilgili yeterli teorik alt yapı elde edildikten sonra tüm alan karakteristikleri ile ilgili deneysel çalışmalara geçilmiştir. Bu amaçla yapılacak olan deneyler aynı zamanda TÜBİTAK'ın desteğiyle bu konu hakkında gerçekleştirilecek bir proje ait deneyler dizisinin de ilk ayağını oluşturmaktadır. Bu amaçla tüm alan karakteristikleri literatürde daha önceden elde edilmemiş bir özgül hıza ait pompanın test edilmesi uygun görülmüştür ve özgül hızı 22,92 (SI) olan bir santrifüj pompa seçilmiştir.

Ardından ise konu ile ilgili deneylerin yapılabileceği uygun bir deney tesisatı kurulmasına çalışılmıştır. Bu amaçla kurulan deney tesisatı, tezin ilgili kısmında sunulmuştur. Bu tesisat sayesinde ilgili pompanın tüm alan karakteristikleri ile ilgili deneylerin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir.

Sonuç olarak, hedeflenen deneylerin büyük bir kısmı gerçekleştirilmiştir. Fakat deney tesisatının bir takım eksikleri nedeniyle bazı bölgeler ile ilgili deneyler yarım kalmış, normal türbin bölgesi deneyleri ise yapılamamıştır.

Deneyleri yarım kalan veya yapılamayan bölgeler aşağıda verilmiştir.

- Ters Türbin (Kısmen)
- Normal Fren (Kısmen)
- Buster Fren (Kısmen)
- Normal Türbin (Tamamen)
- Ters Buster Fren (Kısmen)

Yapılan deneylerin sonucunda elde edilen grafikler yine tezin ilgili kısmında sunulmuştur.

Son olarak ise elde edilen grafiğin literatürde deneyi yapılan özgül hıza en yakın özgül hıza ait sonuçlar ile bir karşılaştırması yapılmış ve arada iyi bir benzerlik olduğu görülmüştür.

## KAYNAKLAR

- Donsky, B.**, 1961. Complete pump characteristics and effects of specific speeds on Hydraulic transients, *J. Basic Eng., ASME*, 685-699
- Kavurmacioğlu, L.**,1996. ek valflerin dinamik davranışlarının analizi, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü.Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Kavurmacioğlu, L ve Özgür, C.**, 2004. Pompalı tesislerde özgül hızın su darbeleri üzerine etkileri, *5. Pompa Kongresi*, İstanbul, Kasım 2004, s. 93-103
- Knapp, R. T.**, 1937. Complete characteristics of centrifugal pumps and their use in the prediction of transient behaviour, *Trans. ASME*, **59**, 683-689
- Martin, C. S.**,1983. Representation of pump characteristics for transient analysis, *Fluids Engineering Division (Publication) FED, ASME*, **6**, 1-13
- Özgür, C., ve Gürsül, İ.**, 1986. An investigation of the flywheel effect on the waterhammer caused by power failure in pump systems, *5<sup>th</sup> International Conference on Pressure Surges*, Hannover, F.R. Germany, 22-24 September, 285-288.
- Özgür, C. ve Kavurmacioğlu, L.**, 1992. Non-dimensional mathematical model for pumping systems in transition with and without air chamber, *Bull. of Technical Univ. of İst.*, **45**, s. 1-3
- Suter, P.**,1966. Representation of pump characteristics for calculation of waterhammer, *Sulzer Technical Review*, **66**, 45-48
- Swanson, W. M.**, 1953. Complete characteristics circle diagrams for Turbomachinery, *Trans. ASME*, **75**, 819-826
- Şen, M.**, 2003. Santrifüj pompalar ve pompa tesisatları, MAS Pompa Sanayii A.Ş., İstanbul
- Thorley, A. R. D. ve Chaudry, A.**, 1996. Pump characteristics for transient flow analysis, *Pressure surges and fluid transients, BHR Group*, 461-475
- Wylie, B. E. ve Streeter, V. L.**, 1978. Hydraulic transients, McGraw-Hill Inc., U.S.A.

**EK A. ÖZGÜL HIZI 22,92 OLAN POMPAYA AİT DENEYSEL  
SONUÇLARIN TABLOLARI**

**Bloke mil Karakteristiği:**

<b>N=0 Q&lt;0</b>	<b>n d/d</b>	<b>Q m3/h</b>	<b>H mSS</b>
1	0,000	-42,150	21,651
2	0,000	-36,900	17,382
3	0,000	-30,950	12,621
4	0,000	-25,200	8,911
5	0,000	-20,800	6,280
6	0,000	-15,460	4,155
7	0,000	-9,350	2,056
8	0,000	-5,550	1,520
9	0,000	0,000	0,000
<b>N=0 Q&gt;0</b>	<b>n d/d</b>	<b>Q m3/h</b>	<b>H mSS</b>
1	0,000	38,200	-15,043
2	0,000	33,750	-11,753
3	0,000	28,650	-7,962
4	0,000	21,870	-4,686
5	0,000	14,770	-1,357
6	0,000	9,630	-0,439
7	0,000	5,020	0,316
8	0,000	0,000	0,000

**Ambalman Karakteristiği:**

<b>M=0 n&lt;0 ve Q&lt; O</b>	<b>n d/d</b>	<b>Q m3/h</b>	<b>H mSS</b>
1	1907,000	-22,000	15,126
2	1735,000	-20,700	13,362
3	1606,000	-19,600	11,534
4	1368,000	-17,300	9,051
5	1080,000	-14,050	5,522
6	0,000	0,000	0,000
<b>M=0 n&gt;0 ve Q&gt; O</b>	<b>n d/d</b>	<b>Q m3/h</b>	<b>H mSS</b>
0	0,000	0,000	0,000
1	64,400	19,300	-4,155
2	177,300	26,850	-6,727
3	351,000	32,110	-8,924
4	460,000	36,750	-11,115
5	678,000	49,100	-18,821
6	745,800	51,940	-21,133

### Normal dönüş yönü deneyleri:

Normal pompa	n d/d	Q m3/h	M Nm	H mSS
1	1745,000	33,880	8,500	7,101
2	1753,000	29,750	8,300	9,225
3	1758,000	24,210	7,900	11,257
4	1764,000	20,610	7,400	12,516
5	1768,000	17,410	7,100	13,300
6	1778,000	12,990	6,500	14,076
7	1786,000	8,100	5,600	14,441
8	1793,000	5,050	5,200	14,915
9	1802,000	1,400	4,900	14,831
Buster Fren	n d/d	Q m3/h	M Nm	H mSS
1	1787,000	38,450	9,300	4,263
2	1786,000	41,150	9,500	2,604
3	1784,000	44,000	9,600	0,563
4	1782,000	46,950	9,700	-1,362
5	1781,000	49,850	9,700	-3,678
6	1781,000	55,800	9,600	-8,966
7	1781,000	58,900	9,600	-11,733
8	1782,000	61,650	9,500	-14,516
9	1785,000	64,350	9,800	-21,592
Fren	n d/d	Q m3/h	M Nm	H mSS
1	1842,000	-3,900	3,900	15,136
2	1847,000	-7,350	3,900	16,161
3	1842,000	-11,250	4,000	17,136
4	1838,000	-16,150	4,500	18,951
5	1826,000	-20,200	5,700	20,939
6	1811,000	-24,000	6,900	22,868
7	1796,000	-27,400	8,200	25,281
8	1776,000	-30,600	9,700	26,102
9	1750,000	-33,500	11,200	28,922

### A.4 Ters Dönüş Yönü deneyleri

Ters pompa	n d/d	Q m3/h	M Nm	H mSS
1	1759,000	10,000	-9,000	2,467
2	1768,000	9,050	-8,300	2,755
3	1773,000	8,030	-7,900	3,244
4	1780,000	6,960	-7,400	3,833
5	1785,000	5,860	-7,000	4,524
6	1789,000	4,860	-6,600	5,217
7	1795,000	3,750	-6,200	5,810
8	1799,000	2,740	-5,700	6,506
9	1810,000	1,050	-4,900	8,074
10	1810,000	0,000	-4,400	8,173

<b>Ters buster fren</b>	<b>n d/d</b>	<b>Q m3/h</b>	<b>M Nm</b>	<b>H mSS</b>
1	1833,000	14,660	-10,800	-1,359
2	1828,000	15,430	-11,100	-1,344
3	1809,000	17,850	-12,000	-3,091
4	1784,000	20,500	-13,000	-5,024
5	1757,000	22,820	-13,900	-6,558
6	1720,000	25,600	-15,000	-8,969
7	1678,000	27,800	-15,700	-11,592
8	1623,000	30,350	-16,400	-13,994
<b>Ters Fren</b>	<b>n d/d</b>	<b>Q m3/h</b>	<b>M Nm</b>	<b>H mSS</b>
1	1862,000	-0,500	-4,600	8,173
2	1864,000	-0,950	-4,400	9,373
3	1871,000	-3,100	-3,800	10,978
4	1877,000	-6,000	-3,300	11,787
5	1881,000	-8,250	-2,800	12,171
6	1886,000	-10,850	-2,400	12,668
7	1891,000	-14,200	-1,800	13,486
8	1897,000	-17,100	-1,100	13,909
10	1905,000	-21,200	-0,200	15,104
11	1907,000	-22,000	0,000	15,126
<b>Ters Türbin</b>	<b>n d/d</b>	<b>Q m3/h</b>	<b>M Nm</b>	<b>H mSS</b>
1	1800,000	-22,970	0,450	13,640
2	1816,000	-30,900	2,800	16,617
3	1819,000	-32,700	3,400	17,691
4	1822,000	-35,600	4,450	19,220
5	1828,000	-39,650	6,300	21,418
6	1833,000	-43,650	8,200	23,735
7	1836,000	-46,150	9,600	25,680

**y-WH ve WM değerleri:**

Aşağıdaki sonuçlar, deneysel verilerin benzeşim ile 1800 d/d için indirgenmesinin ardından optimum noktaya göre boyutsuzlaştırılmasıyla elde edilmiştir.

	<b>n</b>	<b>q</b>	<b>h</b>	<b>m</b>	<b>y</b>	<b>WH</b>	<b>WM</b>
<b>Ters fren</b>	-1,000	-0,020	0,636	-0,525	0,020	0,636	-0,525
	-1,000	-0,038	0,728	-0,501	0,038	0,727	-0,500
	-1,000	-0,123	0,847	-0,429	0,122	0,834	-0,423
	-1,000	-0,237	0,903	-0,371	0,233	0,855	-0,351
	-1,000	-0,325	0,929	-0,313	0,314	0,840	-0,283
	-1,000	-0,427	0,962	-0,267	0,403	0,814	-0,226
	-1,000	-0,557	1,018	-0,199	0,508	0,777	-0,152
	-1,000	-0,668	1,044	-0,121	0,589	0,721	-0,084
	-1,000	-0,775	1,106	-0,066	0,660	0,691	-0,041
	-1,000	-0,856	1,123	0,000	0,708	0,648	0,000
<b>Ters Türbin</b>	-1,000	-0,946	1,137	0,055	0,758	0,600	0,029
	-1,000	-1,262	1,360	0,336	0,901	0,525	0,130
	-1,000	-1,333	1,444	0,407	0,927	0,520	0,146
	-1,000	-1,449	1,563	0,530	0,967	0,504	0,171

<b>Ters türbin bölgesi (devam)</b>	-1,000	-1,608	1,731	0,746	1,015	0,482	0,208
	-1,000	-1,766	1,907	0,965	1,056	0,463	0,234
	-1,000	-1,864	2,057	1,127	1,078	0,460	0,252

<b>Fren</b>	1,000	-0,157	1,204	0,455	2,986	1,175	0,444
	1,000	-0,295	1,279	0,452	2,855	1,177	0,416
	1,000	-0,453	1,364	0,466	2,716	1,132	0,387
	1,000	-0,652	1,515	0,527	2,564	1,063	0,370
	1,000	-0,820	1,696	0,676	2,455	1,013	0,404
	1,000	-0,983	1,883	0,832	2,365	0,958	0,423
	1,000	-1,131	2,116	1,006	2,295	0,928	0,441
	1,000	-1,278	2,234	1,217	2,235	0,849	0,462
	1,000	-1,420	2,550	1,447	2,184	0,846	0,480
<b>Pompa</b>	1,000	1,440	0,630	1,104	4,105	0,205	0,359
	1,000	1,259	0,810	1,069	4,041	0,314	0,414
	1,000	1,021	0,983	1,011	3,937	0,481	0,495
	1,000	0,866	1,086	0,941	3,856	0,620	0,537
	1,000	0,730	1,149	0,899	3,772	0,749	0,586
	1,000	0,542	1,202	0,813	3,638	0,929	0,629
	1,000	0,336	1,222	0,695	3,466	1,098	0,624
	1,000	0,209	1,253	0,640	3,347	1,200	0,613
	1,000	0,058	1,233	0,597	3,199	1,229	0,595
<b>Buster</b>	1,000	1,596	0,360	1,152	4,153	0,102	0,325
	1,000	1,709	0,220	1,178	4,183	0,056	0,301
	1,000	1,829	0,048	1,193	4,212	0,011	0,275
	1,000	1,954	-0,116	1,208	4,239	-0,024	0,251
	1,000	2,076	-0,313	1,210	4,263	-0,059	0,228
	1,000	2,323	-0,763	1,197	4,306	-0,119	0,187
	1,000	2,452	-0,999	1,197	4,325	-0,142	0,171
	1,000	2,566	-1,234	1,184	4,341	-0,163	0,156
	1,000	2,673	-1,830	1,217	4,354	-0,225	0,149
<b>Türbin</b>	Deney Gerçekleştirilemedi				#SAYI/0!	#SAYI/0!	#SAYI/0!
				#SAYI/0!	#SAYI/0!	#SAYI/0!	
				#SAYI/0!	#SAYI/0!	#SAYI/0!	
<b>Ters buster</b>	-1,000	0,593	-0,109	-1,272	5,748	-0,081	-0,941
	-1,000	0,626	-0,109	-1,314	5,724	-0,078	-0,944
	-1,000	0,732	-0,255	-1,451	5,651	-0,166	-0,945
	-1,000	0,852	-0,426	-1,616	5,577	-0,247	-0,936
	-1,000	0,963	-0,574	-1,781	5,517	-0,298	-0,924
	-1,000	1,104	-0,819	-2,006	5,449	-0,369	-0,904
	-1,000	1,229	-1,112	-2,206	5,396	-0,443	-0,879
	-1,000	1,387	-1,434	-2,463	5,337	-0,491	-0,843
<b>Ters pompa</b>	-1,000	0,422	0,215	-1,151	5,884	0,183	-0,977
	-1,000	0,380	0,238	-1,050	5,920	0,208	-0,918
	-1,000	0,336	0,279	-0,994	5,959	0,250	-0,893
	-1,000	0,290	0,327	-0,924	6,001	0,301	-0,852
	-1,000	0,243	0,383	-0,869	6,044	0,362	-0,820
	-1,000	0,201	0,440	-0,816	6,084	0,423	-0,784
	-1,000	0,155	0,487	-0,761	6,129	0,475	-0,743
	-1,000	0,113	0,543	-0,697	6,171	0,536	-0,688
	-1,000	0,043	0,665	-0,592	6,240	0,664	-0,591
	-1,000	0,000	0,674	-0,531	6,283	0,674	-0,531

## EK B. y-WH VE WM GRAFİĞİ İÇİN HATA ANALİZİ

Hata analizleri için aşağıdaki standart yaklaşım kullanılır.

$y=f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$  gibi fonksiyon ise  $y$  değerinin  $x$  parametrelerine bağlı toplam belirsizliği şu şekildedir.

$$W_y = \left[ \left( \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot w_{x_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial y}{\partial x_2} \cdot w_{x_2} \right)^2 + \left( \frac{\partial y}{\partial x_3} \cdot w_{x_3} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot w_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.1})$$

Aşağıdaki belirsizlik hesaplarında bu yaklaşım kullanılmıştır.

Temel ölçüm cihazlarının belirsizliği:

Manometre belirsizliği (4 bar) :  $w_{Pb} = 0,05 \text{ bar} = 5000 \text{ Pa}$

Manometre belirsizliği (1 bar) :  $w_{Pb} = 0,01 \text{ bar} = 1000 \text{ Pa}$

Vakumetre belirsizliği :  $w_{Pv} = 1 \text{ cmHg} = 1332,9 \text{ Pa}$

Debimetrenin belirsizliği :  $w_Q = 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$

Moment Transducerinin Belirsizliği :  $w_M = 0,1 \text{ Nm}$

Takometrenin Belirsizliği :  $w_N = 1 \text{ d/d}$

Basma yüksekliğindeki belirsizlik:

$$H = \frac{P_b - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{V_b^2 - V_v^2}{2g} + \Delta z \quad (\text{B.2})$$

Hızdan ve yükseklik farkından gelen belirsizlik ihmal edilirse;

$$W_H = \left[ \left( \frac{1}{\rho g} \cdot w_{Pb_i} \right)^2 + \left( -\frac{1}{\rho g} \cdot w_{Pv_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.3})$$

Nominalleştirilen değerlerdeki belirsizlik:

$$q = \frac{Q}{Q_o} \Rightarrow w_q = \left[ \left( \frac{\partial(Q/Q_o)}{\partial Q} \cdot w_Q \right)^2 \right]^{1/2} = \frac{w_Q}{Q_o} \quad (\text{B.4a})$$

Benzer şekilde;

$$n = \frac{N}{N_o} \Rightarrow w_n = \frac{w_N}{N_o} \quad (\text{B.4b})$$

$$h = \frac{H}{H_o} \Rightarrow w_h = \frac{w_H}{H_o} \quad (\text{B.4c})$$

$$m = \frac{M}{M_o} \Rightarrow w_m = \frac{w_M}{M_o} \quad (\text{B.4d})$$

y-WH ve WM için belirsizlik analizi:

y:

$y = \pi + \arctan\left(\frac{q}{n}\right)$  olduğuna göre;

$$W_y = \left[ \left( \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{1+(q/n)^2} \cdot w_q \right)^2 + \left( -\frac{q}{n^2} \cdot \frac{1}{1+(q/n)^2} \cdot w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.5})$$

WH:

$WH = \frac{h}{n^2 + q^2}$  olduğuna göre;

$$W_{WH} = \left[ \left( \frac{1}{n^2 + q^2} \cdot w_h \right)^2 + \left( -\frac{2nh}{(n^2 + q^2)^2} \cdot w_n \right)^2 + \left( -\frac{2qh}{(n^2 + q^2)^2} \cdot w_q \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.6})$$

WM:

$WM = \frac{m}{n^2 + q^2}$  olduğuna göre;

$$W_{WM} = \left[ \left( \frac{1}{n^2 + q^2} \cdot w_m \right)^2 + \left( -\frac{2nh}{(n^2 + q^2)^2} \cdot w_n \right)^2 + \left( -\frac{2qh}{(n^2 + q^2)^2} \cdot w_q \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.7})$$

## **ÖZGEÇMİŞ**

Nedim Güngör SOYDEMİR 1982’de Kırklareli’nde doğdu. 1993 yılında girdiği Kırklareli Anadolu Lisesinden 2000 yılında Mezun oldu. 2004 yılında ise İTÜ Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünden Bölüm 9.su olarak mezun oldu. Aynı yıl İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Isı-Akışkan programına kaydoldu. Halen bu programda öğrenimine devam etmektedir.