

ROTADİNAMİK POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİ

Erkan AYDER
Ayhan Nazmi İLİKAN

ÖZET

Boru hatlarında yer alan pompanın çeşitli nedenlerle devre dışı kalması halinde su darbesi meydana gelir. Boru hattı tasarımında su darbesinin yol açtığı en büyük ve en küçük basınç değerlerinin ve bunların boru hattı boyunca zamana bağlı olarak nasıl değiştiğinin bilinmesine gerek vardır. Bu değişimlerin hesaplanmasında pompanın tüm alan karakteristikleri sınır koşullarından bir tanesini oluşturur. Pompa daimi olmayan bu çalışma koşullarında, ters veya normal dönüş yönünde, pompa, türbin, fren, booster olarak adlandırılan sekiz farklı bölgede çalışabilir. Özgül hız, pompaların karakteristiklerini etkileyen önemli bir parametredir. Literatürde santrifüj, karışık akımlı ve eksenel çarklara sahip pompaların her biri için bir özgül hıza karşı gelen ($n_{sq} = 35 - 147 - 261$), 1960'lı yılların ölçme cihaz ve yöntemleri ile elde edilmiş üç adet tüm alan karakteristiği vardır. Bu çalışmada, özgül hızı $n_{sq}=55$ olan bir santrifüj pompanın tüm alan karakteristikleri ölçülmüştür¹. Ölçümler yapılırken test edilen pompa farklı devirlerde çalıştırılmış, ölçülen veriler, benzerlik yasalarının tüm çalışma bölgelerinde geçerliliğini koruduğu kabulü yapılarak boyutsuz grafiklere taşınmıştır.

Anahtar Kelimeler: Pompa, fren, booster, türbin, su darbesi

ABSTRACT

In pumping systems waterhammer is an important problem which can damage the pipeline because of low and high pressures fluctuations. To calculate the pressure as a function of time and position, numerical methods are used. In case of a pump failure, pump characteristics are needed as a boundary condition. During the transient period after a pump failure, the pump may work in normal or reverse rotation and can run in four different working zones for each, called pump, turbine, brake and booster. In the literature, the complete characteristics of three pumps that have centrifugal, mixed flow and axial impeller, that has specific speeds of 35, 147 and 261 respectively, are available. These complete characteristics are obtained with the assistance of 1960's measuring devices and techniques. Concerning the complete pump characteristics, the main parameter is the specific speed of the pump. In this study, as a part of the project mentioned above, complete characteristics of a centrifugal pump having specific speed $n_{sq}=55$ are obtained experimentally. A special experimental setup is built for this purpose and described in the paper. During experiments, four parameters which are torque, flowrate, static pressure and rotational speed were measured and monitored. Changes between different working zones were provided by an auxiliary pump fixed in the set up. Speed of the pump under investigation and auxiliary pump are adjusted by the frequency inverter. Characteristics for zero torque and for zero rotational speed were also measured for the test pump. Next, non-dimensionalised characteristics are presented on the graph by using Suter parameters. Suter parameters consist of one independent and two dependent nondimensionalized variables and described in the paper.

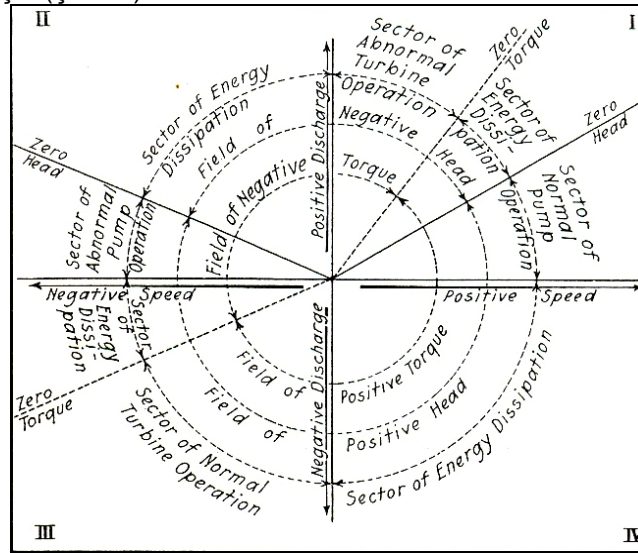
Key Words: Pump, brake, booster, turbine, waterhammer

¹: Bu çalışmadaki deneyler TÜBİTAK tarafından 1001 Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projeleri Destekleme Programı kapsamında desteklenen "Rotadinamik Pompalarda Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi" adlı proje kapsamında gerçekleştirilmiştir.

1. GİRİŞ

Bir pompanın performans eğrileri, pompanın basma yüksekliğinin, mil gücünün, veriminin ve emmedeki net pozitif yükün, sabit devir sayısında, pompadan geçen akışkan debisi ile değişimi olarak tanımlanırlar. Söz konusu eğriler, kataloglarda sadece pompanın, pompa olarak çalıştığı bölge için verilirler. Her ne kadar pompalar bu bölgede çalışmak için tasarlanmışlarsa da, bazı durumlarda geçici ya da sürekli olarak bu bölgenin dışında çalışmak durumunda kalabilirler. Örneğin pompa ani bir güç kesintisine maruz kaldığında, pompa akışkanı bir depodan emerek, daha üst kotta bulunan bir depoya basmaya çalışıyorsa ve pompa çıkışında bir çek valf bulunmuyorsa, güç kesintisi sonrasında çark yavaşlamaya başlar, bunu akış yönünün değişmesi takip eder ve son olarak çark da ters yönde dönmeye başlayarak bir türbin gibi çalışır.

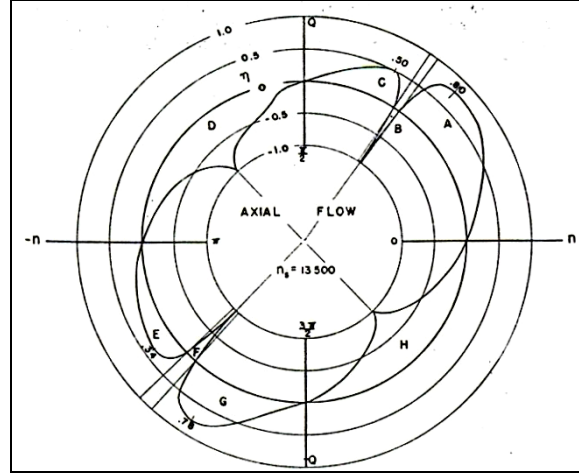
Knapp, pompaların tüm alan karakteristiklerini belirlemek amacıyla bir deney tesisatı kurarak deneyler yapmıştır (Knapp, 1937). Deneyleri gerçekleştirirken kapalı çevrim bir tesisat oluşturmuş, pompa çıkışındaki vanayı kısarak çalışma noktasını değiştirmiş ve bunu farklı devirler için tekrarlamıştır. Deneylerdeki debi aralığı test pompasının en iyi verim noktasının - % 200'ü ile + % 150'si arasında kalmıştır. Önce sabit devirde debi-güç ve debi-basma yüksekliği eğrilerini çizdirirken, Von Karman'ın önerisiyle grafiği yatay eksende hız, düşey eksende ise debi olmak üzere dört bölgeden oluşan bir diyagram haline getirmiştir (Şekil 1).



Şekil 1. Karman-Knapp Diyagramı (Knapp 1937)

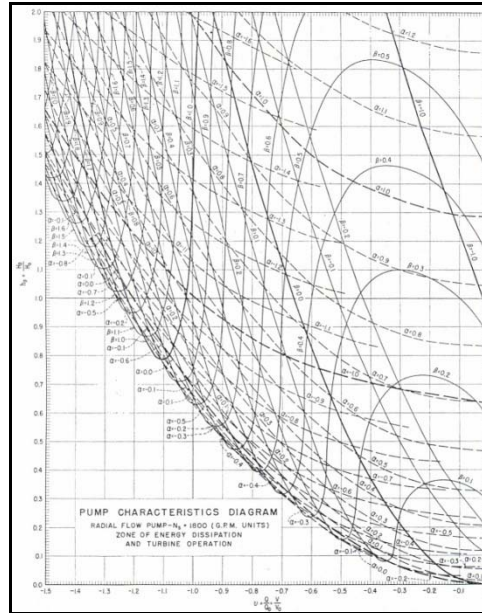
Bu grafikteki eğriler, sabit basma yüksekliği ve sabit moment eğrileridir. Basma yüksekliğinin ve momentin sıfır olduğu noktaların birleştirilmesi ile ise doğrular oluşmaktadır ve bu doğrular diğer eğriler için birer asimptottur. Oluşturulan diyagram vasıtasıyla sabit basma yüksekliği eğrisi üzerinden giderek ani bir elektrik kesintisi sonrasında debi ve devir sayısı değerlerinin alacağı değerler ve bunların izleyeceği yol takip edilebilmektedir. Deney verilerinin bu grafiğe aktarılıp geçici rejimde kullanılırken bazı kabuller yapılmıştır. Bunlardan biri pompanın geçici rejimde herhangi bir çalışma noktasındaki performansı, daimi haldeki performansı ile aynı olmasıdır. Diğeri ise, iki yönde akışın aynı anda oluşmaması ve pompa içinde akışı ivmelendirecek ani kuvvetlerin, daimi bir çalışma noktasında çalışırken gereken kuvvetlere nazaran küçük olmasıdır.

Swanson tek kademeli aksenal ve karışık akımlı pompaların tüm alan karakteristiklerini belirlemek amacıyla deneyler yapmıştır (Swanson, 1953). Karışık akımlı ve aksenal pompaların özellikle ters pompa çalışma halinde santrifüj pompalara göre oldukça farklı olduğunu görmüştür. Ayrıca tüm alan karakteristikleri gösteriminde verimi de işin içine katmak için yeni bir yöntem önermiştir. Bu yöntemde hidrolik ve mil güçlerinin birbirine oranı olan verim (η), yatay eksen devir (N), düşey eksen ise debi (Q) olan bir diyagramda, radyal parametre olarak sunulmuştur (Şekil 2).

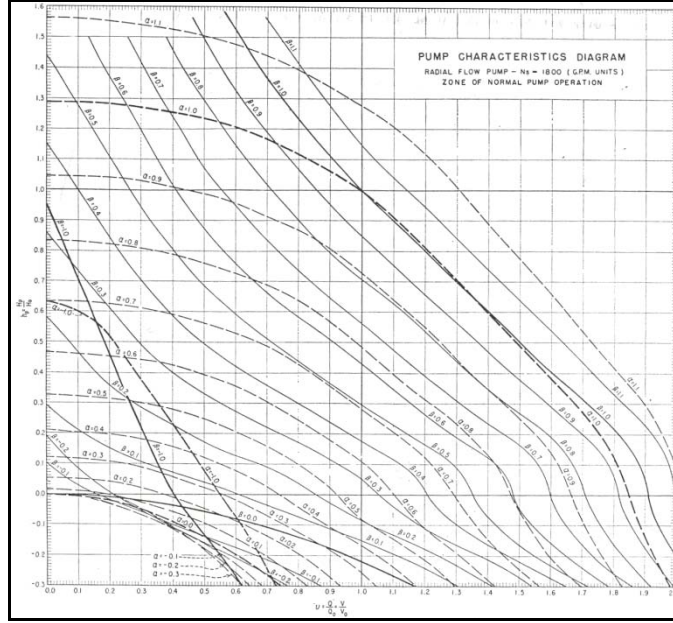


Şekil 2. Swanson'un Q-N Eksenleri Üzerinde Verim Eğrileri (Swanson 1953)

Donsky, Swanson'un elde ettiği üç farklı özgül hızdaki pompaların tüm alan karakteristiği verilerini boyutsuz debi ve boyutsuz basma yüksekliği eksenleri üzerinde boyutsuz sabit devir ve boyutsuz sabit moment eğrileri çizerek yeni bir yöntem geliştirmiştir (Donsky, 1961). Geliştirilen bu yöntem Şekil 3 ve Şekil 4'te gösterilmiştir. Bunu yaparken benzerlik yasalarından yararlanmıştır. Fakat düşük basma yüksekliği ve düşük debilerin görüldüğü bazı bölgelerde benzerlik yasalarının geçerli olmayabileceğini ifade etmiştir. Eğer minimum basma yüksekliği pozitif ise düşük özgül hızlı pompaların (radyal pompa), yüksek olanlara göre (eksenel), depresyon bakımından daha tehlikeli olduğunu, minimum basma yüksekliğinin negatif olması durumunda ise ambalman eğrisinin en dik olanına sahip olanın daha kritik olduğunu vurgulamıştır. Ayrıca bir güç kesintisi durumunda basma yüksekliğinin en büyük artışının yine radyal pompalarda olduğunu belirtmiştir. Bu nedenle eldeki pompanın özgül hızına yakın bir özgül hıza ait tüm alan karakteristiği grafiği bulunamıyorsa, su darbesi hesaplarında en düşük özgül hızlı pompaya ait tüm alan karakteristiği grafiğinin kullanılmasının en güvenli seçenek olduğunun altını çizmiştir.

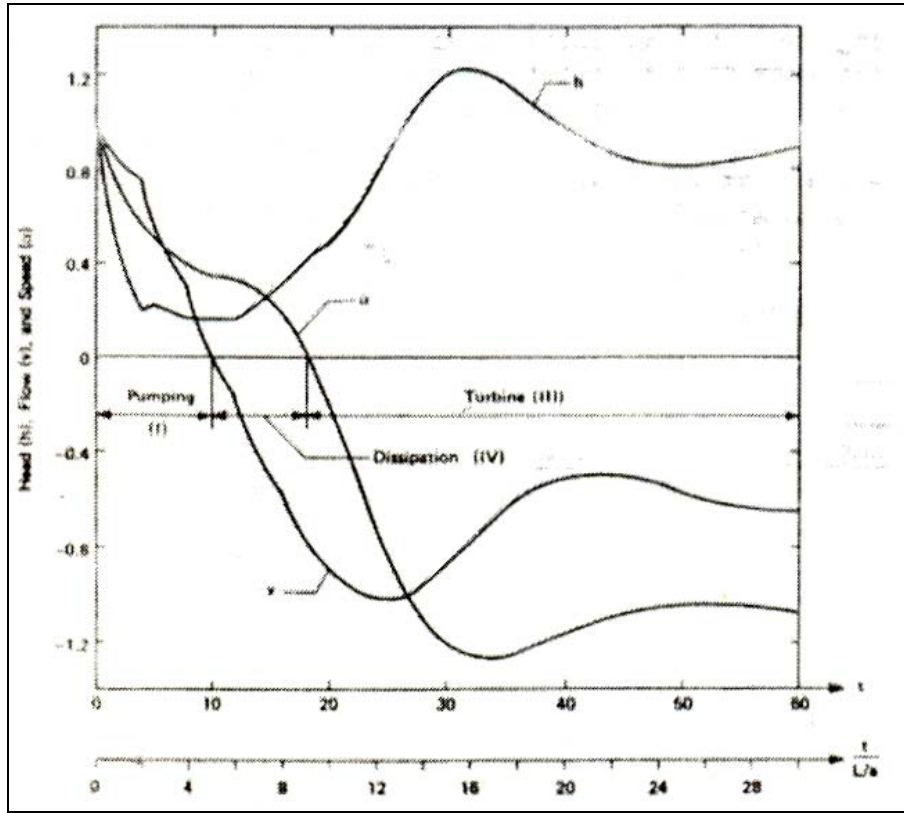


Şekil 3. Donsky'nin Türbin ve Disipasyon Bölgelerindeki Boyutsuz Sabit Devir Sayısı-Boyutsuz Sabit Moment Eğrileri (Donsky 1961)



Şekil 4. Donsky'nin Pompa Bölgesinde Boyutsuz Sabit Devir Sayısı-Boyutsuz Sabit Moment Eğrileri (Donsky 1961)

Martin, bir güç kesintisi durumunda pompanın maruz kaldığı durumu baz alarak (Şekil 5) olağandışı durumlardaki karakteristiklere ihtiyaç olduğunu vurgulamış, pompaların daimi hal karakteristiklerinin geçici rejim durumlarına uygulanmasının ise çözülmesi gereken bir ikilem olduğunun altını çizmiştir (Martin, 1983).



Şekil 5. Güç Kesintisi Durumunda Pompanın Dinamik Davranışı (Martin 1983)

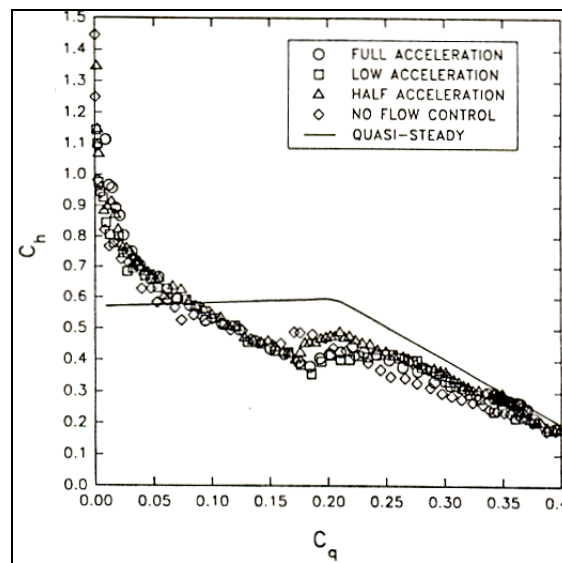
Tüm alan karakteristiklerini göstermek için geleneksel debi sayısı-basınç sayısı diyagramı kullanıldığı takdirde, geçici rejimde devir sayısı yön değiştirdiği zaman yani devir sayısı sıfır olduğu zaman paydanın sıfır olması nedeniyle süreksizlik oluşturmasının problem teşkil ettiğini, Knapp diyagramının ise gerçekte basma yüksekliğinin sürekli değişmesi yüzünden sayısal hesaplamalarda çok kullanışlı olmadığını belirtmiştir. Bilgisayar ile yapılan su darbesi hesaplamalarında en çok tercih edilenin hem basma yüksekliğinin hem de momentin süreklilik arz etmesi nedeniyle Suter diyagramı olduğunu vurgulamıştır. Ayrıca karakteristik belirlemede özgül hızın yanında pompanın dizaynının da önemli olduğunu bildiği için, literatürde bulunan değişik çalışmalardan bulabildiği kadar pompa karakteristiği toplamış, bunların kapalı vana, ambalman, sıfır basma yüksekliği ve bloke mil karakteristiklerini karşılaştırmıştır. Bunun yanında radyal pompaların ters yönde dönerken bile akışı doğru yönde iletmesine rağmen, çoğu aksel pompanın bu durumda ters yönde akış geçirdiğini belirtmiş ve bunun da çalışma bölgelerinde değişikliğe yol açtığı sonucuna varmıştır.

Thorley ve diğ. (1996), radyal, karışık akımlı ve aksel akışlı pompaları kapsayan farklı özgül hızlara sahip 14 adet pompaya ait tüm alan karakteristiklerini pompa homolog kurallarını da kullanarak elde etmiş, en uygun gösterimin Suter parametreleri olduğunu düşünerek grafikleri Suter yöntemiyle çizdirmiştir.

Yukarıda ele alınan çalışmalardaki deneylerde, çoğunlukla, pompa daimi hal eğrilerinin geçici rejimde geçerli olduğu kabul edilmiştir. Bu kabulün hangi koşullarda doğru olduğunu incelemek amacıyla da çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda anlatılmıştır.

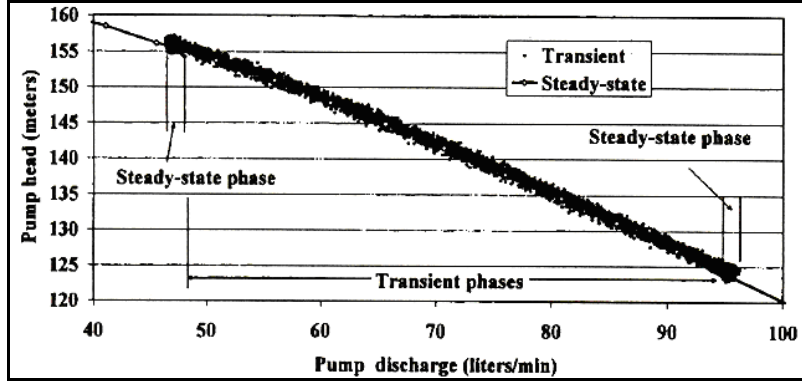
Tsukamoto, oluşturduğu deney tesisatında santrifüj pompanın devir sayısının hızlı bir şekilde düşürülmesini deneysel ve teorik olarak incelemiş, pompa çok hızlı durduğu zaman debi sayısı ile basınç sayısının daimi halde elde edilen grafiğe uymadığını görmüştür (Tsukamoto ve diğ. 1986). Daha sonra, bu çalışmalarını kavitasyonlu bir çark için genişletmiş ve çıkış vanasını ani açma, ani kapama ve bunların yanında pompanın yol verme ve ani güç kesintisi durumları için deneysel ve teorik çalışmalarına devam etmiştir (Tanaka ve diğ. 1999).

Denizaltılarda kullanılan pompaların geçici rejim koşullarında çalışması, buna karşın bu pompalar dizayn edilirken sanki daimi halde çalışacakmış gibi dizayn edilip, dizayn sırasında geçici rejim koşullarının ihmal edilmesi nedeniyle Lefebvre ve Barker pompa performansını ölçmek amacıyla deneyler yapmışlardır (Lefebvre ve diğ. 1995). Bu deneylerde çarkı yüksek açışal ivmelerle hızlandırıp hemen arkasından yavaşlamaya bırakmışlardır. Elde ettikleri sonuç ise H-Q eğrisinin daimi haldekenden farklılık gösterdiğidir (Şekil 6). Bu nedenle geçici rejimde çalışacak pompaların tasarımında kullanılan daimi hal varsayımının bu durumlarda geçerli olmadığını altını çizmişlerdir.

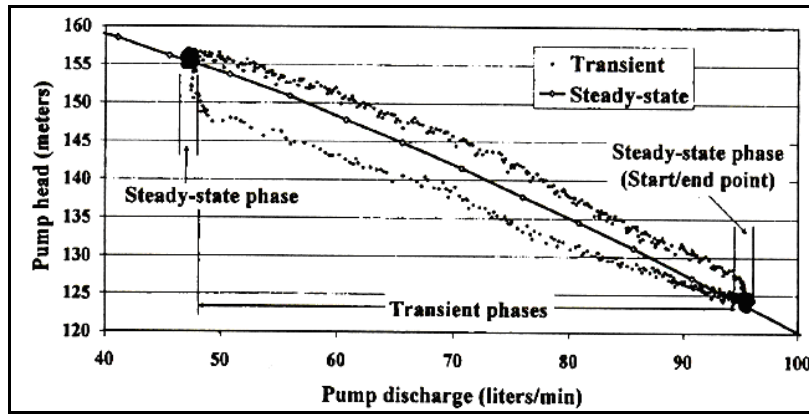


Şekil 6. Pompa Bölgesinde Daimi Hal ve Güç Kesintisi Durumunda Boyutsuz H-Q Eğrileri (Lefebvre ve diğ. 1995)

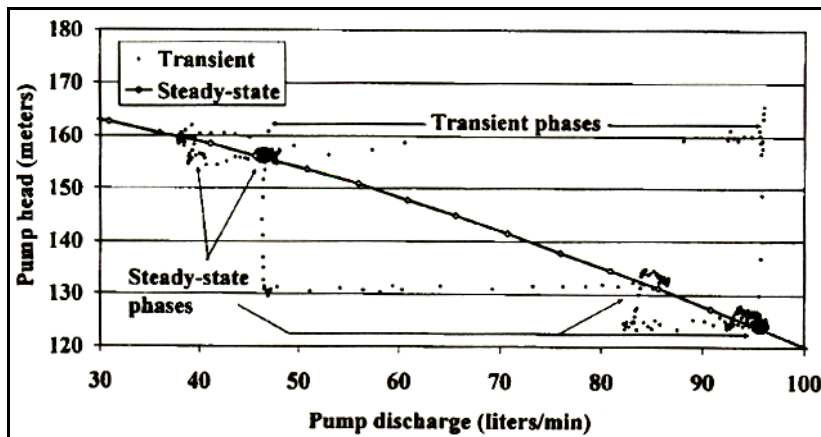
Khomairi, pompaların daimi halde elde edilmiş karakteristiklerinin geçici rejimde geçerli olup olmadığını saptayabilmek amacıyla deneyler yapmıştır (Khomairi, 2003). Bunun için önce daimi halde ölçümler yapmış, sonra çıkış vanasını çeşitli hızlarda kapatarak tekrar pompa H-Q eğrisini elde etmiş ve bunları karşılaştırmıştır. Vanayı 20 saniyede kapadığında iki eğri arasında fark olmazken (Şekil 7), 2 saniyede kapadığında -3% ile $+4.5\%$ arasında sapma görmüş (Şekil 8), vanayı aniden kapadığında ise bu sapmanın -35% ile $+17\%$ arasına çıktığını görmüştür (Şekil 9).



Şekil 7. 20 Saniyede Kapama (Khomairi 2003)



Şekil 8. 2 Saniyede Kapama (Khomairi 2003)

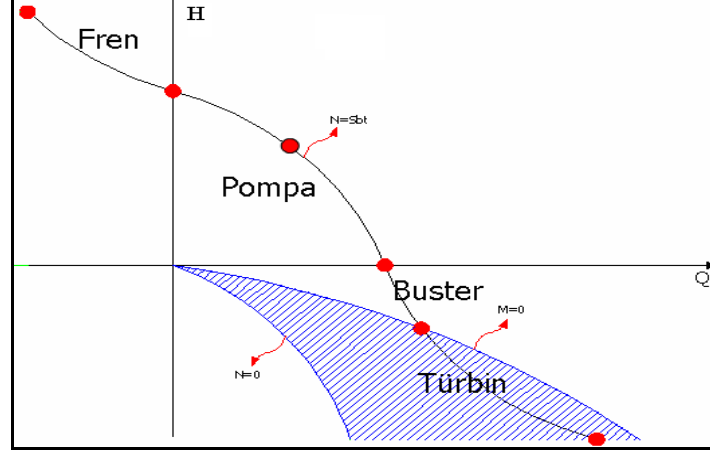


Şekil 9. Ani Kapama (Khomairi 2003)

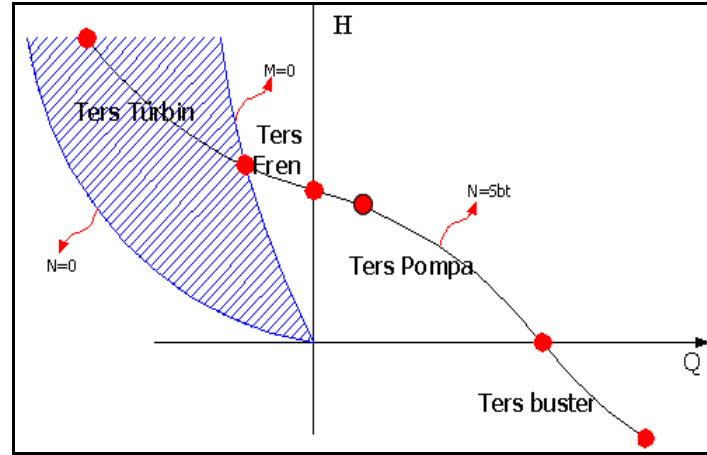
Bu durumlardan yola çıkarak daimi hal eğrilerinin, geçici rejimde akışın çözümünü sağlayan karakteristikler metodunda kullanılmasının tatlı geçişlerde kabul edilebilir olduğu, sert geçişlerde ise ciddi hatalara neden olduğu sonucuna varmıştır.

2. POMPALARIN TÜM ALAN KARAKTERİSTİKLERİ

Bir pompanın tüm alan karakteristiklerini ifade eden çalışma bölgeleri sekize ayrılabilir. Bölgeleri ayırmada etkili olan dört önemli parametre vardır. Bunlar N devir sayısı, Q pompa içinden geçen debi, M mil momenti ve H pompa manometrik basma yüksekliğidir.



Şekil 10. Düz Dönüş Yönü Bölgeleri (Soydemir, 2006)



Şekil 11. Ters Dönüş Yönü Bölgeleri (Soydemir, 2006)

Pompa tasarım yönünde tahrik ediliyorken, karşı basınç çok fazla ise, örneğin basma haznesi emmeye göre yukarıda olmak üzere, kot farkı belli bir değerden yüksekse akış ters yönde meydana gelir. Bu bölgeye fren bölgesi adı verilir. Bu duruma aksine basma haznesi emmeden çok aşağıda ise debi çok artar ve negatif basma yükseklikleri ile karşılaşılır. Aradaki kot farkının öyle bir değeri vardır ki bu noktada pompanın H-Q eğrisi aynı pompanın ambalman eğrisi ile çakışır. İşte bu noktadan sonra kot farkı arttırılırsa türbin bölgesine girilir ve pompa şebekeden elektrik çekmek yerine elektrik üretmeye başlar (Şekil 10). Benzer şekilde pompa ters yönde tahrik edildiğinde ise aynı durumlarda bölgeler ters fren, ters pompa, ters buster ve ters türbin adlarını alırlar. Buradaki fark ise ters türbin bölgesine negatif debilerde geçilmesidir (Şekil 11).

Yukarıda bahsedilen çalışma bölgelerindeki pompa karakteristiklerini belli bir özgül hız için elde ettikten sonra boyutsuz grafikler oluşturulurken benzerlik kurallarından yararlanılmıştır.

"D" doğrusal benzerliği, 1 ve 2 alt indisleri iki farklı boyuttaki pompayı göstermek üzere geometrik bakımdan benzer pompalar için homolog pompa yasaları denklem 1'deki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{gH_1}{(N_1 D_1)^2} = \frac{gH_2}{(N_2 D_2)^2}, \quad \frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3}, \quad \frac{M_1}{\rho_1 N_1^2 D_1^5} = \frac{M_2}{\rho_2 N_2^2 D_2^5} \quad (1)$$

Eğer denklemler aynı pompanın farklı çalışma noktaları için yazılıyorsa $D_1=D_2$, pompa içinden geçen akışkan da değişmiyorsa $\rho_1=\rho_2$ olur ve denklemler şu şekilde sadeleşir:

$$\frac{H_1}{N_1^2} = \frac{H_2}{N_2^2} = \text{sabit} \quad \frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N_2} = \text{sabit} \quad \frac{M_1}{N_1^2} = \frac{M_2}{N_2^2} = \text{sabit} \quad (2)$$

Boyutsuz devir sayısı, basma yüksekliği, debi ve momentini elde etmek amacıyla bu değerler optimum noktadaki değerlerine bölünür:

$$h = \frac{H}{H_0} \quad m = \frac{M}{M_0} \quad q = \frac{Q}{Q_0} \quad n = \frac{N}{N_0} \quad (3)$$

Denklem 3'te elde edilen boyutsuz değerler denklem 2'de yerine konulursa denklem 4 elde edilir:

$$\frac{q}{n} = \frac{Q/Q_0}{N/N_0} = \text{sabit} \quad \frac{h}{n^2} = \frac{H/H_0}{(N/N_0)^2} = \text{sabit} \quad \frac{m}{n^2} = \frac{M/M_0}{(N/N_0)^2} = \text{sabit} \quad (4)$$

Bu durumda h/n^2 ve m/n^2 düşey eksen ve q/n yatay eksen olmak üzere hangi devirde çalışıldığı fark etmeden boyutsuz basma yüksekliği-debi ve boyutsuz moment-debi eğrileri çizilebilir.

Fakat bu fonksiyonlarda devir sayısının "0" olduğu yerlerde paydanın "0" olması süreksizlik yarattığı ve pay değerleri sonsuza gittiği için özellikle nümerik hesaplar yaparken bu durum sorun teşkil etmektedir.

Pompanın tüm çalışma bölgelerinde boyutsuz diyagramları çizerken yaşanan süreksizlik sorununu çözmek amacıyla Marchal ve Suter fonksiyonu başka bir şekilde ifade etmeyi önermiştir (Wylie ve diğ. 1983):

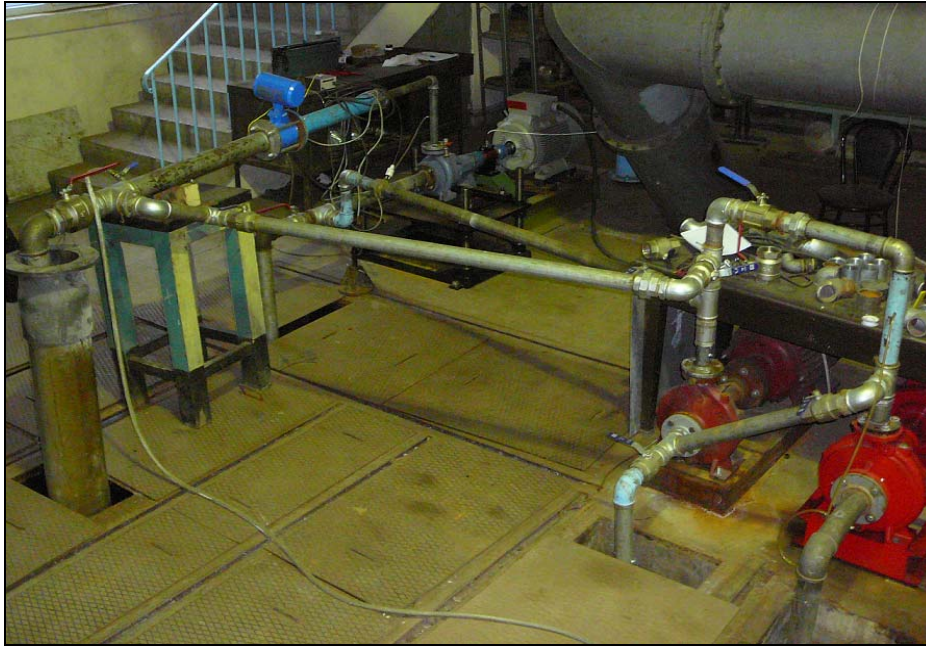
$$WH = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad WM = \frac{m}{n^2 + q^2} \quad (5)$$

$$y = \pi + \tan^{-1}(q/n) \quad (6)$$

Denklem 5'teki WH ve WM parametreleri sırasıyla boyutsuz basma yüksekliği parametresi ve boyutsuz moment parametresi olmaktadır. WH ve WM grafikleri yatay eksen "y" olmak üzere WH(y) ve WM(y) şeklinde çizilir (Tablo 1). y parametresi denklem 6 ile hesaplanır ve $\tan^{-1}(q/n)$ sayesinde devir sayısının "0" olup yön değiştirdiği, ya da yatay eksen n/q ile gösterilirse debinin "0" olup yön değiştirdiği noktalardaki süreksizlikler ortadan kalkar. Bu sayede bir özgül hız için boyutsuz basma yüksekliği ve boyutsuz moment tüm alan karakteristikleri $0-2\pi$ arasında yalnızca birer sürekli eğri ile gösterilebilmektedir.

Bölge	N	Q	M	H	Milgücü	Hidrolik Güç	Verim	Y
Fren	+	-	+	+	+	-	-	$\pi/2 - \pi$
Pompa	+	+	+	+	+	+	+	$\pi - 3\pi/2$
Buster Fren	+	+	+	-	+	-	-	
Türbin	+	+	-	-	-	-	+	$0 - \pi/2$
Ters Türbin	-	-	+	+	-	-	+	
Ters Fren	-	-	-	+	+	-	-	$3\pi/2 - 2\pi$
Ters Pompa	-	+	-	+	+	+	+	
Ters Buster Fren	-	+	-	-	+	-	-	

3. DENEY DÜZENEĞİ

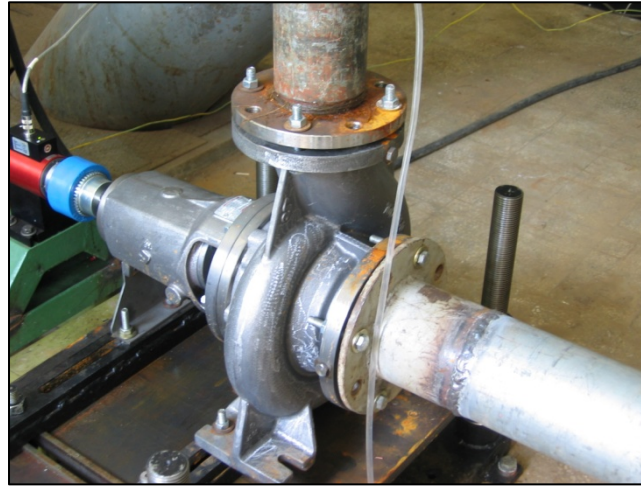


Şekil 12. Deney Tesisatının Fotoğrafı

Tüm alan karakteristiklerini elde etmek amacıyla kurulan tesisatta deneyleri yapılan $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın en iyi verim noktası 2950 d/d, 280 m³/h ve 36 m'dir. Bu tesisat, test edilecek pompa, elektrik motoru, pompa mili ile elektrik motoru arasına yerleştirilmiş torkmetre, çift yönlü çalışabilen bir manyetik debimetre, uçları pompa giriş ve çıkışına bağlanmış bir elektronik diferansiyel basınçölçer, borular, akış yönüne dolayısıyla pompanın çalışma bölgelerine farklı kombinasyonlar sağlayan vanalar ve pompaya karşı ya da yardımcı basınç sağlayan yardımcı pompalar kullanılarak hazırlanmıştır (Şekil 12). Tesisatın bu şekilde düzenlenmesi ve yukarıda bahsedilen ölçüm cihazları sayesinde basınçölçer ile pompa girişi ve çıkışı arasındaki statik basınç farkı, manyetik debimetre ile hacimsel debi (Q), ve dolaylı olarak hız ölçülerek pompa girişi ve çıkışı arasındaki yük farkı (H) elde edilmiştir. Torkmetre üzerinden ise hem pompa milindeki moment (M), hem de devir sayısı (N) ölçülerek elektrik

panosundaki dijital ekrandan okunmuştur. Bu şekilde herhangi bir çalışma noktasında pompanın durumunu belirlemek için gereken dört parametre belirlenmiştir.

Basınç ölçümü için değişken manyetik dirençli tipte diferansiyel bir basınçölçer kullanılmış, debi ölçümü için ise çift yönlü çalışabilen manyetik bir debimetreden yararlanılmıştır. Moment ölçümü strain gage esaslı bir torkmetreden elektrik panosuna iletilen sinyal vasıtasıyla yapılmış, aynı kablodan iletilen ikinci bir sinyal ile ise devir sayısı elde edilmiştir. Elektrik panosunda ise test pompasının bağlı olduğu 30 kW gücündeki alternatif akım elektrik motorunun devir sayısı ve milin dönüş yönü kontrolü, panodaki bir frekans invertörü sayesinde sağlanmıştır. Pompanın farklı çalışma bölgelerine geçişini sağlayan yardımcı pompa yine santrifüj tiptedir ve bu pompanın da devir sayısı farklı bir frekans invertörü ile değiştirilerek debinin istenilen çalışma noktasına ayarlanması sağlanmıştır. Tablo 2'de ise test pompasının bazı geometrik boyutları yer almaktadır. Test pompası Şekil 13 de gösterilmiştir.



Şekil 13. Özgül hızı 55 olan test pompası

Pompa Tipi	Çark		Kanat Çıkış		Kanat		Pompa Flanşı	
	Giriş Çapı (mm)	Çıkış Çapı (mm)	Genişlik (mm)	Açı (°)	Kalınlığı (mm)	Sayı	Giriş (mm)	Çıkış (mm)
NSQ55	145	184	38	24,3	3,5	7	125	100

4. BELİRSİZLİK ANALİZİ

Deneylerde kullanılan ölçme cihazlarının belirsizlikleri aşağıdaki gibidir:

Elektronik Basınçölçer : $w_p = 500 \text{ Pa}$ (2 barlık membran)

$w_p = 1250 \text{ Pa}$ (5 barlık membran)

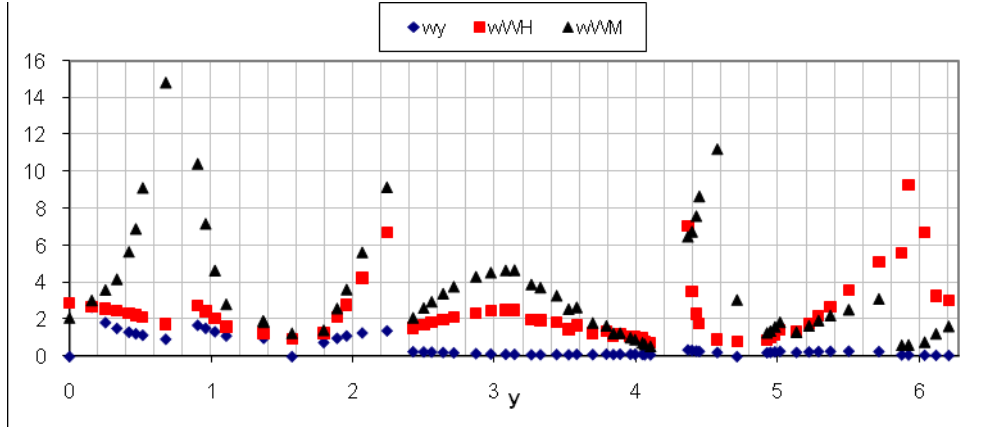
Manyetik Debimetre : $w_Q = 0.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Torkmetre : $w_M = 0.2 \text{ Nm}$ (100 Nm'lik torkmetre)

Takometre (Torkmetre üzerinden): $w_N = 24 \text{ d/d}$ (100 Nm'lik torkmetre)

Ölçüm cihazlarının belirsizlikleri vasıtasıyla boyutsuz tüm alan karakteristiklerinde kullanılan Suter parametrelerindeki belirsizlikler yani w_y , w_{WH} ve w_{WM} hesaplanmış ve Şekil 14'deki gibi bulunmuştur. Şekil 14 incelendiğinde çalışma noktasının 0 ile 2π arasındaki yani yataydaki konumunu

belirleyen y parametresindeki belirsizliğin %2 yi geçmediği görülmüştür. Ancak WH vve WM parametrelerindeki belirsizliklerin çalışma noktasına göre bir hayli değişim gösterdiği görülmektedir.

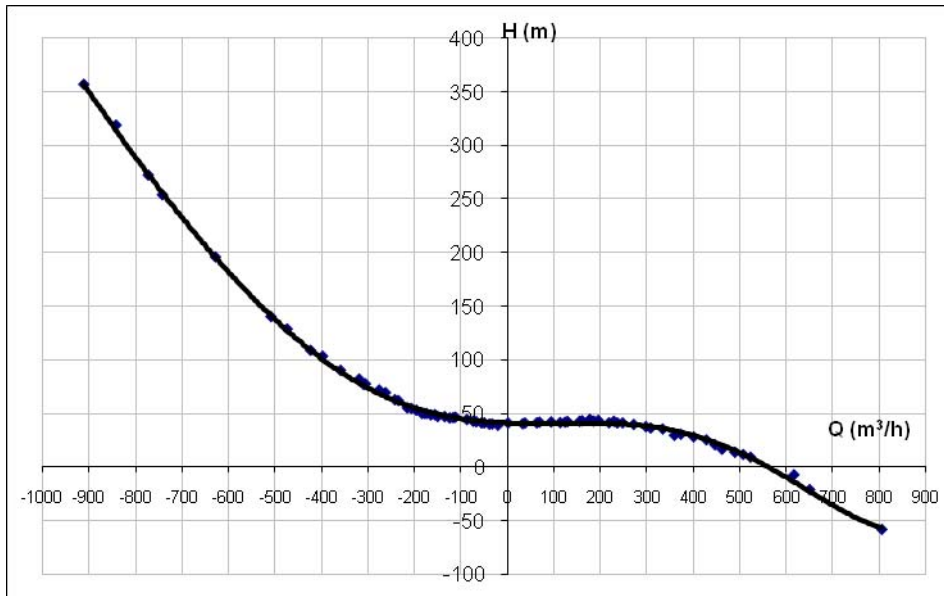


Şekil 14. $n_{sq}=55$ Özgül Hızlı Pompa Deneylerindeki Belirsizlik (%)

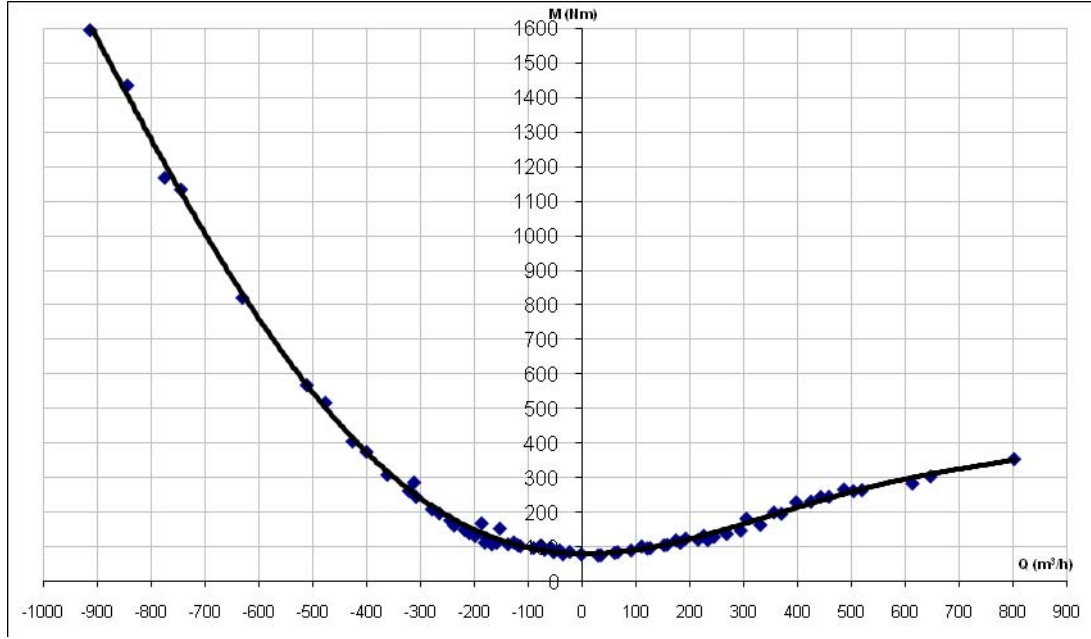
Örneğin y 'nin 0.75 ve 4 etrafında olduğu noktalar momentin "0" civarında olduğu çalışma noktalarıdır. Bu nedenle bu civarda wWM belirsizlik yüzdesi artmaktadır. Benzer şekilde basma yüksekliğinin "0" a yakın olduğu noktalarda yani y 'nin 4.3 ve 6 olduğu civarlarda WH parametresindeki belirsizlik benzer nedenlerle artmaktadır. 2.2 civarında belirsizliğin bir miktar artmasının nedeni ise bu noktalarda veri elde edebilmek için devir sayısının düşürülmesidir. Bu civarda sağa doğru gidildikçe vana kısıldığı için debideki belirsizlik de artmaktadır. 2.4 e geldiğinde ise artık veriler yüksek devir ve yüksek debide alındığı için belirsizlik düşük çıkmıştır.

5. DENEY SONUÇLARI

$n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın 2950 d/d 'de, çarkın normal dönüş yönü için çizilmiş H-Q ve M-Q eğrileri Şekil 15 ve Şekil 16 da görülmektedir. Ulaşılamayan debilerdeki basma yükseklik ve moment değerleri benzerlik kuralları ile hesaplanmıştır.

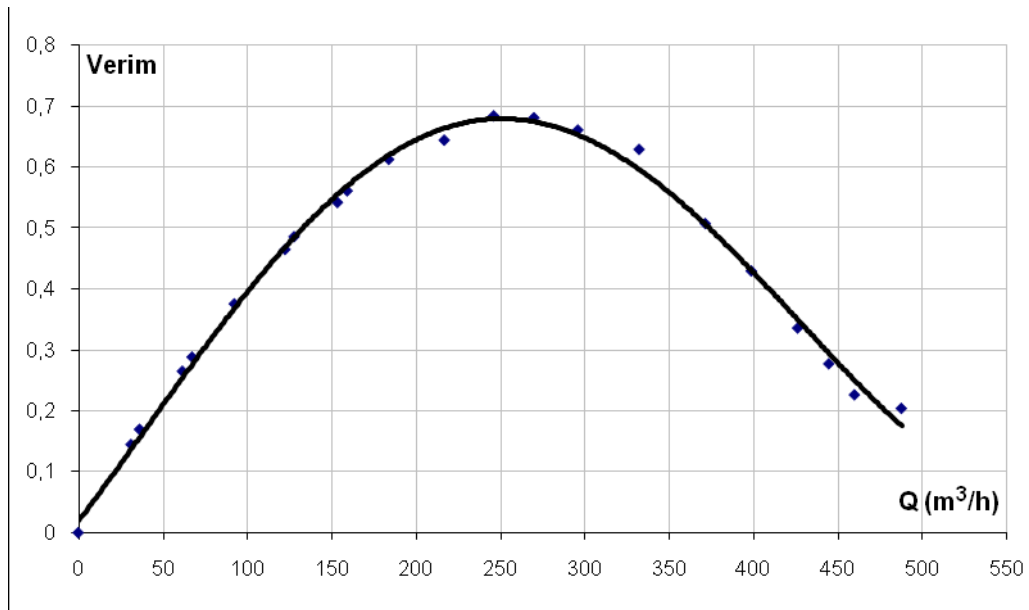


Şekil 15. Normal Dönüş H-Q Eğrisi (2950 d/d)



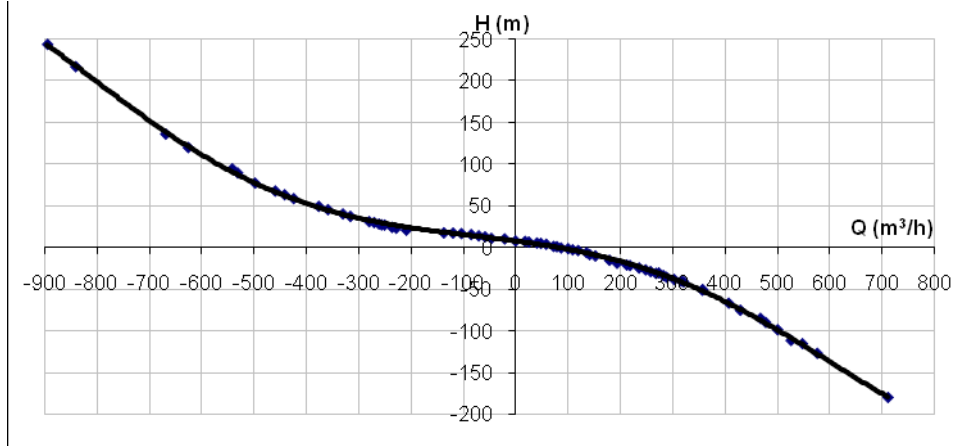
Şekil 16. Normal Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d)

Şekil 17 de $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın verim eğrisi verilmiştir.

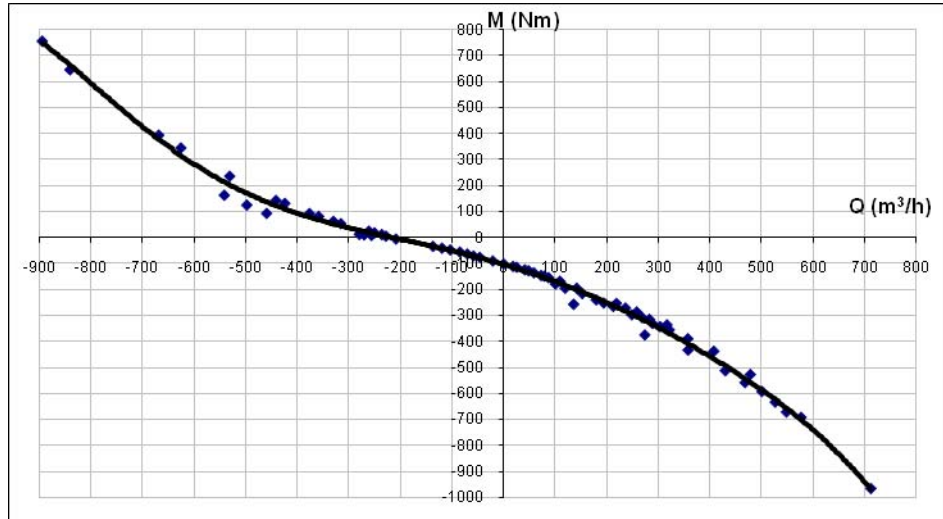


Şekil 17. Pompa η -Q Eğrisi (3000 d/d)

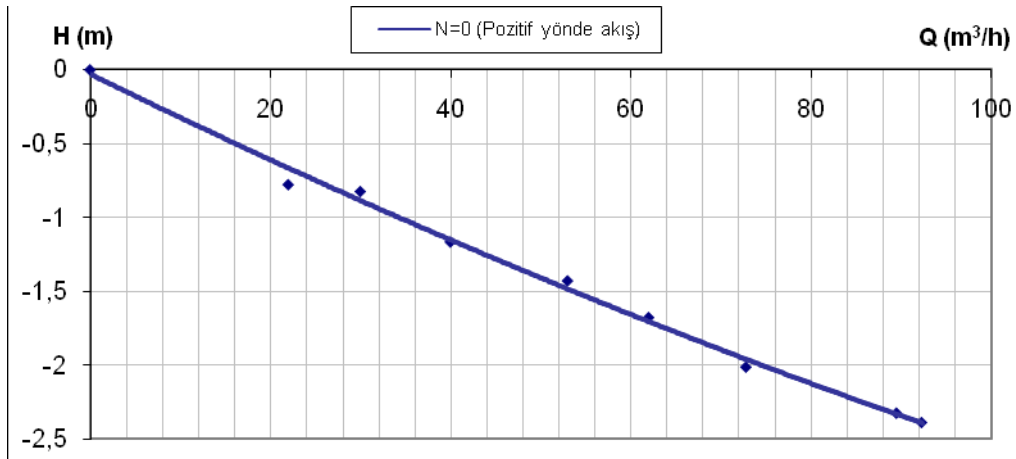
$n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın 3000 d/d 'de, çarkın ters dönüş yönü için çizilmiş H-Q ve M-Q eğrileri Şekil 18 ve Şekil 19 da görülmektedir



Şekil 18. Ters Dönüş H-Q Eğrisi (3000 d/d)

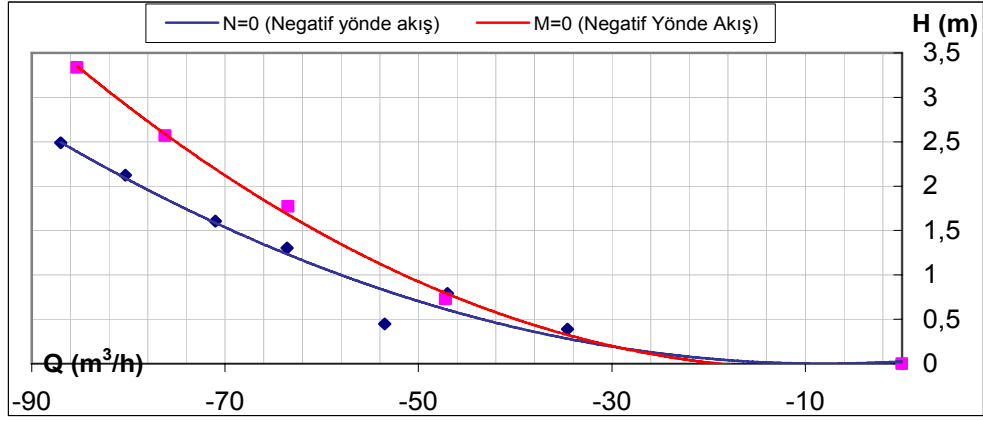


Şekil 19. Ters Dönüş M-Q Eğrisi (3000 d/d)



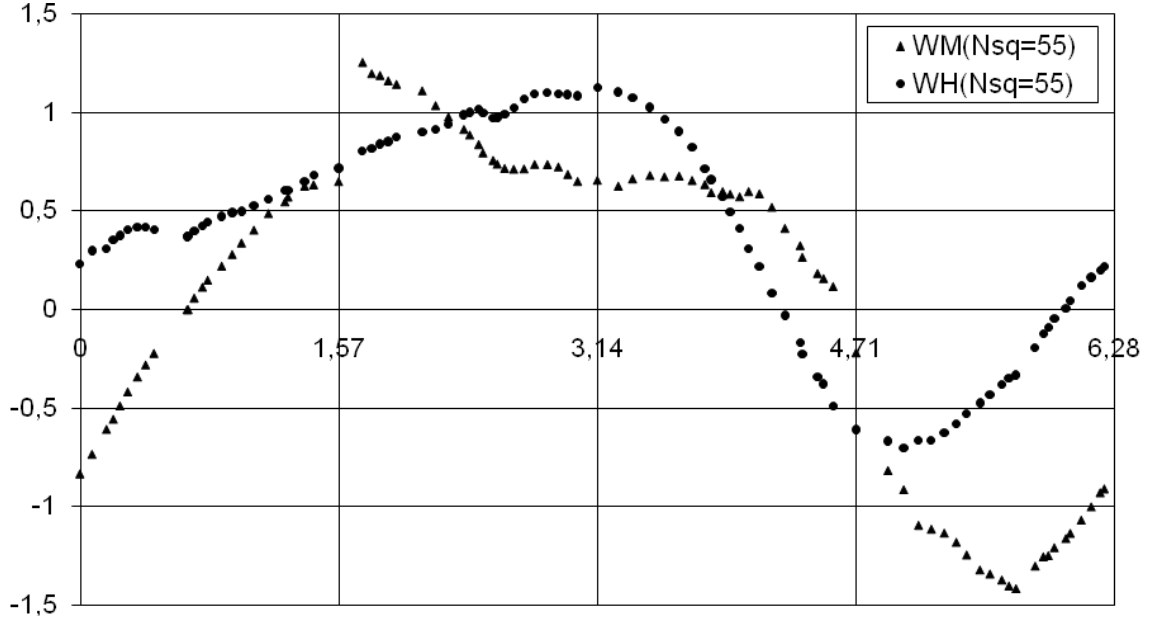
Şekil 20. Pozitif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

Şekil 20 ve 21'de $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompaya ait bloke mil ve ambalman karakteristikleri verilmektedir. Ancak Şekil 20'de görüldüğü üzere pozitif akış yönü için ambalman karakteristiği elde edilememiştir. Bunun nedeni yardımcı pompaların gücünün çarkı döndürmeye yetmemesidir.



Şekil 21. Negatif Akış Yönünde Bloke Mil ve Ambalman Karakteristiği

Şekil 22'de $n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın boyutsuz tüm alan karakteristiklerinin Suter parametreleri ile gösterimi yer almaktadır.



Şekil 22. $n_{sq}=55$ Özgül Hızlı Pompanın Boyutsuz Tüm Alan Karakteristikleri

7. SONUÇLAR

$n_{sq}=55$ özgül hızlı pompanın tüm alan karakteristikleri elde edilmiştir. Literatürde boru hatlarının su darbesi hesapları yapılırken, boru hattında yer alan pompa veya pompalara ait tüm alan karakteristikleri yerine – ölçülmediği için- literatürde mevcut üç karakteristik eğriden pompa tipine uygun olan karakteristik kullanılmaktadır. Elde edilen sonuçlar, özgül hızı 35 ve 55 olan pompaların tüm alan karakteristiklerinin farklı olduğunu göstermektedir. Projenin ortaya çıkardığı sonuçlar boru hatları tasarımında yapılan su darbesi hesaplarında, literatürde kullanılan mevcut yaklaşımın aksine, boru hattında yer alan pompanın kendisine ait tüm alan karakteristiklerinin kullanılmasının gerekliliğini ortaya koymuştur.

Proje sonucunda literatürde mevcut pompaların tüm alan karakteristikleri veri tabanının daha geniş bir özgül hız aralığını kapsamasına katkı sağlanmıştır. Böylece boru hatlarının (petrol, içme ve kullanma suyu, jeotermal su, proses akışkanı, termik santral) projelendirilmesine pompa, hava kazanı seçiminde ana etkenlerden biri olan su darbesinin teknik olarak sağlıklı ve güvenilir hesaplanmasındaki eksiklikler giderilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalar, bir pompayı çalışması olası olan tüm bölgelerde çalıştırarak karakteristiklerini elde etmenin kolay bir çalışma olmadığını ortaya koymuştur. Sayısal akışkanlar dinamiği teknikleri son on yıldır oldukça gelişmiştir. Navier-Stokes denklemlerini oldukça karmaşık akışlar için çözebilen yazılımlar geliştirilmiştir. Bu yazılımlar pompa içindeki akışı da hesaplayabilmektedir. Bu yazılımların kullanımı ile pompaların tüm alan karakteristikleri hesaplanabilir. Bu konuda İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı bünyesinde yaptırılan lisansüstü çalışmalarda elde edilen sonuçlar umut vericidir.

KAYNAKLAR

- [1] Knapp, R. T., Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in the Prediction of Transient Behaviour, Trans. ASME, Vol. 59, 683-689, 1937.
- [2] Swanson, W. M., Complete Characteristic Circle Diagrams for Turbomachinery, Trans. ASME, Vol. 75, 819-826, 1953.
- [3] Donsky, B., Complete Pump Characteristics and Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients, J. Basic Eng., ASME, 685-699, 1961.
- [4] Martin, C. S., Representation of Pump Characteristics For Transient Analysis, Fluids Engineering Division (Publication) FED, ASME, Vol. 6, 1-13, 1983.
- [5] Soydemir N. G., Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Elde Edilmesi, s.21-23, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2006.
- [6] Wylie, B. E. and Streeter, V. L., Hydraulic Transients, pp 145-146, McGraw, Hill Inc., U.S.A, 1983.
- [7] İlikan A. N., Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Deneysel ve Nümerik Yollarla Elde Edilmesi, s.20- 44, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2008.
- [8] Engeda, A. and Rautenberg M., 1986, Performance of centrifugal pumps as hydraulic turbines, Fluids Engineering Division (Publication), ASME, 23-28.
- [9] Genceli, O. F., 1995. Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [10] Kavurmacıoğlu, L. ve Özgür, C., 2004. Pompalı tesislerde özgül hızın su darbeleri üzerine etkileri, 5. Pompa Kongresi, İstanbul, Kasım 2004, 93-103.
- [11] Khomairi, A. M., 2003. Use of Steady-State Pump Head-Discharge Curve for Unsteady Pipe Flow Applications, J. Hydr. Eng., 129, 1001-1006.
- [12] Lefebvre P. J. and Barker W. P., 1995. Centrifugal pump performance during transient operation, Journal of Fluid Engineering, ASME., 117, 123-128.
- [13] Özgür, C. ve Gürsül, İ., 1986. An investigation of the flywheel effect on the waterhammer caused by power failure in pump systems, 5th International Conference on Pressure Surges, Hannover, F.R. Germany, 22-24 September, 285-288.
- [14] Özgür, C. ve Gürsül, İ., 1987. On the Prediction of Down Surge in Pump Systems, Bulletin of the Technical University of Istanbul, 40, 231-253.
- [15] Şen, M., 2003. Santrifüj pompalar ve pompa tesisatları, MAS Pompa Sanayii A.Ş., İstanbul.
- [16] Tanaka T. and Tsukamoto H., 1999. Transient Behaviour of a Cavitating Centrifugal Pump at Rapid Change in Operating Conditions—Part 3: Classifications of Transient Phenomena, J. Fluids Eng., ASME, 121, 857-865.
- [17] Thorley, A. R. D. and Cahudry, A., 1996. Pump characteristics for transient flow analysis, Pressure surges and fluid transients, BHR Group, 461-475.
- [18] Tsukamoto H., Matsunaga, S., Yoneda, H., 1986. Transient Characteristics of a Centrifugal Pump During Stopping Period, J. Fluids Eng., ASME, 108(4), 392-399.
- [19] Williams, A. A., 1994. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods, Proc. ImechE, 208, 59-66.

ÖZGEÇMİŞ

Erkan AYDER

1962'de Balıkesir'de doğdu. Muharrem Hasbi Koray Lisesi'nden 1979 yılında mezun oldu. Makina Mühendisi ve Yüksek Makina Mühendisi unvanlarını İstanbul Teknik Üniversitesi (İTÜ)'nden sırasıyla 1983 ve 1986 yıllarında aldı. 1984-1986 yılları arasında İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Laboratuvarında asistan olarak çalıştı. Doktora derecesini von Karman Akışkanlar Mekaniği Enstitüsü, Brüksel-Belçika'dan 1993'de aldı. 1993 yılında İTÜ Makina Fakültesi'nde Yardımcı Doçent olarak göreve başladı. 1995 yılında Doçent, 2002 yılında da profesör unvanını aldı. Şimdiye kadar Akışkanlar Mekaniği, Hidrolik Makinalar, Gaz Türbinleri, Turbomachinery, Research Planning lisans derslerini ve Viscous Flows ve Türbomakinaların Aero-termodinamiği yüksek lisans derslerini vermiş/vermektedir. Aynı zamanda Hava Harp Okulu'nda da Ölçme Tekniği ve Türbomakina Teorisi isimli dersleri vermiştir. 1997-2004 yılları arasında İTÜ Makina Fakültesi Dekan Yardımcılığı görevini üstlenmiştir. 2007-2008 yılları arasında İTÜ Yabancı Diller Yüksekokulu müdürlüğü yapmıştır. Birçok endüstriyel ve bilimsel araştırma yapmış olup ilgili konularda çok sayıda yayın sahibidir.

Ayhan Nazmi İLİKAN

1983 yılında İstanbul'da doğdu. Ortaöğrenimini Galatasaray Lisesi'nde 2002 yılında tamamladıktan sonra girdiği İ.T.Ü. Makina Mühendisliği bölümünden 2006 yılında mezun oldu. Ayhan Nazmi İlikan halen İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Isı-Akışkan programı yüksek lisans öğrencisidir ve İ.T.Ü. Makina Fakültesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Anabilim Dalı'nda araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.