



ENGINEERING SCIENCES

Received: October 2010

Accepted: January 2011

Series : 1A

ISSN : 1308-7231

© 2010 www.newwsa.com

M. Şükrü Güney

Ayşegül Özgenç Aksoy

Nuri Seçkin Kayıkçı

Dokuz Eylul University

skayikci@superonline.com

Izmir-Turkey

**POMPA DURMASIYLA OLUŞAN KARARSIZ AKIMLARIN DENEYSSEL VE TEORİK OLARAK
ARAŞTIRILMASI**

ÖZET

Bu çalışmada pompanın duraklaması ile oluşan kararsız akımlar teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Basınçlar pompa çıkışında ölçülmüştür. Vana ve dirsek kayıpları değişik debiler için ölçülerek yerel kayıp katsayılarının değerleri doğrudan elde edilmiş ve bu katsayılar için hıza bağlı olarak değişen ampirik bağıntılar türetilmiştir. Teorik sonuçlar, Karakteristikler Yöntemi kullanılarak ve Fortran dilinde yazılmış bilgisayar programı ile elde edilmiştir. Sayısal çözümde memba sınır şartını oluşturan pompanın davranışı boyutsuz parametreler kullanılarak yazılmış yük denge ve hız değişimi denklemleriyle ifade edilmiştir. Deneysel sonuçların teorik sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüş olup gözlenen farklılıkların ihmal edilebilir mertebede olması kullanılan yöntem ve yaklaşımların uygun olduğunu ve uygulamadaki mühendislik projelerinde kullanılabileceğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Kararsız Akımlar, Pompa Benzeşim Kanunu,
Su Darbesi, Vana Kayıp Katsayıları

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF TRANSIENT FLOWS DUE TO PUMP RUN DOWN

ABSTRACT

The aim of this study is to search the unsteady flows due to shut-off of the pump. Pressures have been measured at the immediate outlet of the pump. Valve and elbow head losses were determined for different steady state discharges. Thus, the numerical values and empirical expressions for loss coefficients versus velocities were derived. Numerical results were obtained by computer program written in Fortran language using the method of characteristics. In numerical solution, the pump behavior which constitutes the upstream boundary condition is expressed by means of head balance and speed change equations written in terms of dimensionless parameters. An acceptable agreement is observed between theoretical and experimental results. Since the discrepancy between theoretical and experimental results is negligible, one can deduce that the used method and approaches are convenient and they can be applied to real-life engineering projects.

Keywords: Unsteady Flow, Pump Similarity Laws, Water-Hammer,
Valve Head Loss Coefficients

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Kararsız akım çalışmaları havadaki ses dalgalarının çalışılmasıyla başlamıştır. Newton havadaki ses dalgalarının ve kanallardaki su dalgalarının yayılmasını çalışmış daha sonra Lagrange hız potansiyeli kavramını geliştirmiştir. Su darbesi çalışmaları 1789'da Monge ile devam etmiş, kısmi diferansiyel denklemlerin integrasyonu için grafiksel metod geliştirmiş ve karakteristikler metodu tanımlanmıştır (Chaudhry, 1987). 1940 ile 1960 arasında Gray ve Streeter, 1960 ile 1970 arasında Donsky ve yine Streeter çalışmış ve 1990'a kadar çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Gray su darbesi analizinde karakteristikler metodunu bilgisayara uyarlamıştır. Streeter, karakteristikler metodu ve bu metodun bilgisayar uygulamaları konusunda öncü olmuştur.

2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ (RESERCH SIGNIFICANCE)

Bu çalışmanın amacı pompanın durmasıyla oluşan kararsız akımları laboratuvarında inşa edilen bir deney sistemi üzerinde yapılan deneyler ışığında araştırmaktır. Ölçümlerden elde edilen sonuçlar sayısal çözümlerle bulunan teorik sonuçlarla karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır.

3. TEORİK ÇALIŞMALAR (THEORETICAL STUDIES)

3.1. Temel Denklemler (Basic Equations)

Basıncılı boru sistemlerinde, zamanla değişen akımları tanımlayan denklemlerin türetilmesinde, akışkanın sıkışabilir ve boruda elastik deformasyonların olduğu varsayılmaktadır. Newton'un ikinci hareket kanunundan ve süreklilik denkleminde hareketle, bazı matematiksel işlemler sonucunda,

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (1)$$

$$V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} - V \sin \alpha + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

denklemlerine ulaşılmaktadır. Burada g yerçekimi ivmesi, α borunun yatayla yaptığı açı, V hız, H piyezometre kotu, a boru içerisindeki basınç dalgasının hızı, D boru çapı, f Darcy-Weisbach sürtünme katsayısı, t zaman ve x mesafedir.

Basınç dalgalarının yayılma hızı, boru eksenel hareketlere karşı ankrajlı kabul edilerek tanımlanan,

$$C_1 = \frac{2e}{D}(1 + \mu) + \frac{D(1 - \mu^2)}{e + D} \quad (3)$$

katsayısı kullanılarak

$$a^2 = \frac{K}{\rho \left(1 + \left(C_1 \frac{D K}{e E} \right) \right)} \quad (4)$$

şeklinde yazılabilmektedir.

Burada, K suyun hacimsel elastisite modülü, ρ suyun yoğunluğu, μ Poisson oranı, E borunun Young elastisite modülü, e borunun et kalınlığıdır (Wylie, 1978).

Amaç borunun her noktasında tüm zaman değerleri için ortalama hız $V(x,t)$ ve piezometre kotu $H(x,t)$ değerlerinin belirlenmesidir. Boru eğimi ile ilgili büyüklüğün katkısı çok az olduğundan göz önüne alınmayabilmektedir.

3.2. Sayısal Çözüm (Numerical Solution)

Karakteristikler metodu kullanılarak, (1) ve (2) hiperbolik kısmi diferansiyel denklemler tam diferansiyel denklemlere dönüştürülebilmektedir

(Wylie, 1978). Konuma göre türev terimleri zamana göre türev terimlerinden çok daha küçük olduklarından ihmal edilebilmektedir. Bu durumda

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (5)$$

denklemlerle ifade edilen pozitif eğimli karakteristik boyunca geçerli olan

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (6)$$

ve

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (7)$$

ile tanımlanan negatif eğimli karakteristik boyunca geçerli olan

$$\frac{-g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (8)$$

denklemleri elde edilmektedir (Wylie, 1993).

Bu denklemler A boru enkesit alanı olmak üzere $Q=VA$ bağıntısı kullanılarak debi cinsinden de yazılabilmektedir. (6) ve (8) denklemlerinin sonlu farklar tekniği kullanılarak sayısal çözümü gerçekleştirilebilmektedir.

Bu denklemler $\Delta t \leq \Delta x / a$ şeklindeki Courant kistasının sağlanması şartıyla açık çözüm (eksplisit) yaklaşımıyla çözülebilmekte; uygulamada L uzunluğundaki boru n eşit parçaya bölünerek $\Delta x = L / n$ ve $\Delta t = \Delta x / a$ olmaktadır (Watters, 1979).

Ayrıca pompanın davranışı nedeniyle $\Delta t = I \pi N_R / (100 T_R)$ şartının da sağlanması gerekmektedir. Burada I dönen kısımların atalet momentini, N_R ve T_R en verimli noktadaki dönel hızı ve torku simgelemektedir (Wylie, 1993).

Şekil 1'de görüldüğü gibi ara nokta P_i iki karakteristiğin kesişim noktasıdır. H_{P_i} ve Q_{P_i} bilinmeyenleri (6) ve (8) denklemlerinin beraber çözülmesiyle bulunmaktadır.

$$H_{P_i} = C_P - B_P Q_{P_i} \quad (9)$$

$$H_{P_i} = C_M + B_M Q_{P_i} \quad (10)$$

C_P , B_P , C_M , B_M terimleri bir zaman adımı önceki (Δt önce) bilinen değerlere karşılık gelmektedir. (i-1) ve (i+1) noktalarında Δt zaman adımı öncesi bu değerler bilinmektedir.

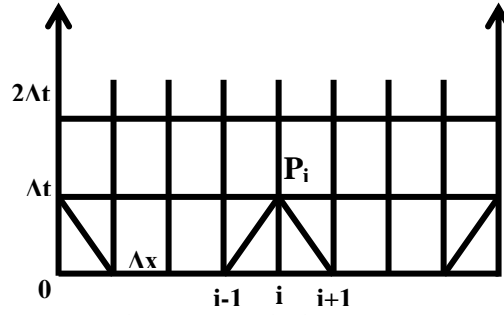
$$C_P = H_{i-1} + B_P Q_{i-1}; B_P = B + R|Q_{i-1}| \quad (11)$$

$$C_M = H_{i+1} - B_M Q_{i+1}; B_M = B + R|Q_{i+1}| \quad (12)$$

Bu denklemlerde, $B=a/(g.A)$ boru impedansı ve $R=(f\Delta x)/(2gDA^2)$ mesafe aralığı Δx için boru direnç katsayısı olarak adlandırılmakta, (9) ve (10) denklemleri çözülerek bilinmeyenler elde edilmektedir (Wylie, 1993):

$$H_{P_i} = \frac{C_P B_M + C_M B_P}{B_P + B_M} \quad (13)$$

$$Q_{P_i} = \frac{C_P - C_M}{B_P + B_M} \quad (14)$$



Şekil 1. Nümerik çözüm için kullanılan simgeler
(Figure 1. Notations used for numerical solution)

Çözüme, sıfır anındaki bilinen değerler yardımıyla Δt anındaki bilinmeyen değerlerin hesaplanmasıyla başlanır. Hesaplanan bu değerler yardımıyla $2\Delta t$ anındaki değerler belirlenir. Benzer şekilde $3\Delta t$, $4\Delta t$, ... anlarına ait bilinmeyenler hesaplanmaktadır.

3.3. Sınır Şartları (Boundary Conditions)

Borunun memba ve mansap uçlarında Şekil 1'de de görülebileceği gibi sadece bir karakteristik geçtiğinden bir karakteristik denklem mevcuttur. İki bilinmeyeni belirlemek için sınır şartını tanımlayan ikinci bir denklemin kullanılması gerekmektedir.

Memba uçtaki sınır şartı pompanın davranışını dile getiren yük denge ve hız değişim denklemleriyle tanımlanmaktadır. Mansap uç sınır şartı ise su kotu sabit hazne şeklindedir.

Santrifüj pompanın davranışı imalatçı firmadan sağlanmış pompa karakteristik eğrilerinden elde edilen boyutsuz parametreler kullanılarak ifade edilebilmektedir.

R alt indisi en verimli noktadaki miktarları göstermek üzere,

$$h = \frac{H}{H_R}; \beta = \frac{T}{T_R}; v = \frac{Q}{Q_R}; \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (15)$$

boyutsuz parametreleri tanımlanmaktadır. Burada N dönel hız, T tork, Q debi ve H yüküdür.

$$\theta = \tan^{-1} \frac{v}{\alpha}; x = \pi + \tan^{-1} \left(\frac{v}{\alpha} \right) \quad (16)$$

x değişkeni cinsinden WH(x) ve WB(x) boyutsuz parametreleri

$$WH(x) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (17)$$

$$WB(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (18)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

Normal pompa bölgesinde $\alpha \geq 0$, ve $v \geq 0$ olmakta, θ açısı π ve $3\pi/2$ aralığında değişmektedir. Ters akım bölgesinde $\alpha < 0$ ve $v > 0$ olmakta, θ açısı $3\pi/2$ ve 2π aralığında değişmektedir. Türbin bölgesinde $\alpha < 0$ ve $v \leq 0$ olmakta, θ açısı 0 ile $\pi/2$ aralığında değişmekte; Enerji kayıp bölgesinde $\alpha \geq 0$ ve $v < 0$ olmakta, θ açısı $\pi/2$ ile π aralığında değişmektedir (Mays, 1999).

Santrifüj pompanın normal işletme rejiminde çalışırken durdurulmasıyla manometrik basma yüksekliği ve tork değerlerindeki değişim WH ve WB fonksiyonları ile dile getirilmektedir. Pompa imalatçıları sadece normal işletme rejimindeki devir sayısına göre pompa karakteristik eğrilerini vermekte olup WH ve WB değerleri temin edilememektedir. Aynı veya birbirine yakın N_s özgül hızları için eğriler benzer veya birbirlerine

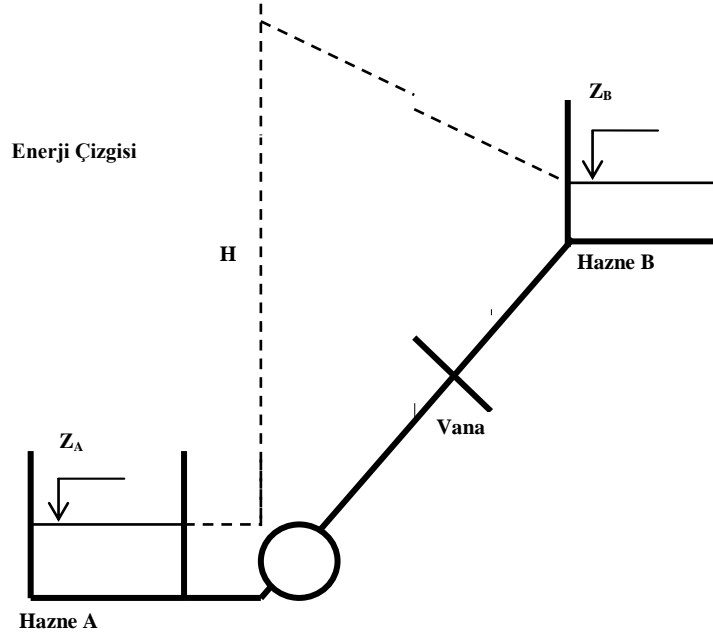
yakın olduğundan literatürdeki değerlerden uygun olanları kullanılabilir (Wylie, 1993).

Santrifüj pompanın davranışı yük denge denklemi ve hız değişim denklemi ile ifade edilmektedir.

Yük denge denkleminde emme borusu yeterli uzunlukta olmadığından katkısı ihmal edilerek hesaplamalar sadece basma borusu için yapılabilmektedir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR (EXPERIMENTAL STUDIES)

Şekil 2’de krokisi verilen deney sisteminde boru hattı uzunluğu 28 metre, boru çapı 125 mm, pompa ile borunun mansap uç noktası arasındaki kot farkı 4.1 metredir.

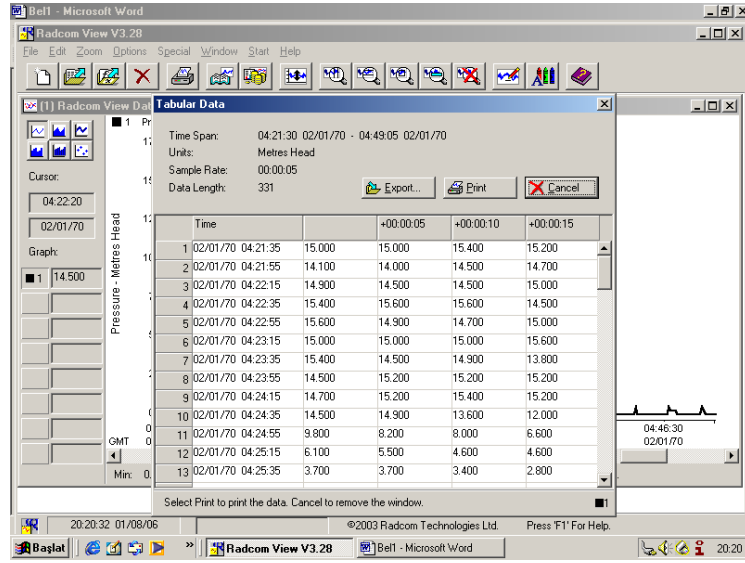


Şekil 2. Deney sistemi
(Figure 2. Experimental Set-up)

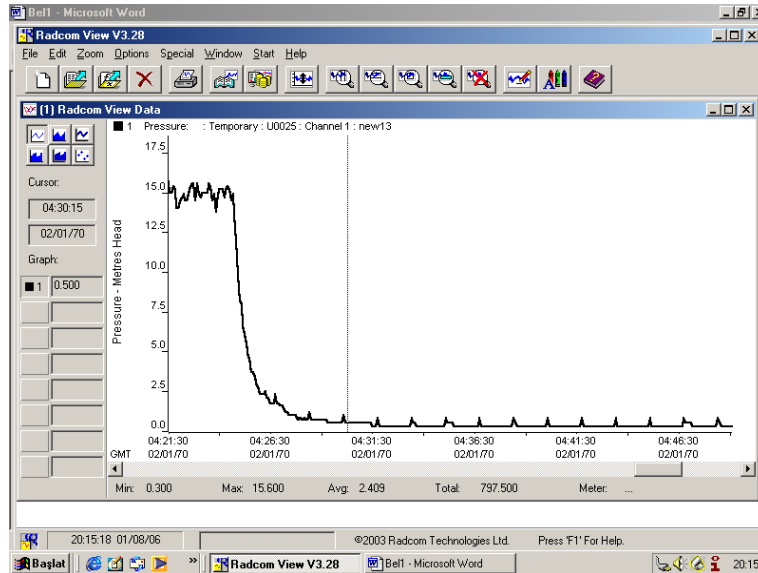
Basınçlar, veri kaydedicisi (Pressure Transient Data Logger, Radcom Ltd., USA) ile ölçülmüştür. Ölçüm kablosunun ucunda basınçölçer (pressure transducer) mevcuttur. Cihaz 10 cm hassasiyet ile kararsız akımda oluşan basınçları kaydedebilmektedir. Bir ölçüm tamamlandıktan sonra deneysel neticeleri depolamak için cihaz bilgisayara bağlanmaktadır. Ölçümlere başlamadan önce cihazın kalibrasyonu yapılmıştır.

Küresel vana ve dirsek kayıpları laboratuarda yapılan ölçümlerle belirlenmiştir.

Laboratuarda gerçekleştirilmiş 6.2 lt/s kararlı akım debisine karşılık gelen ölçüm sonuçları Şekil 3 ve Şekil 4’te gösterilmektedir.

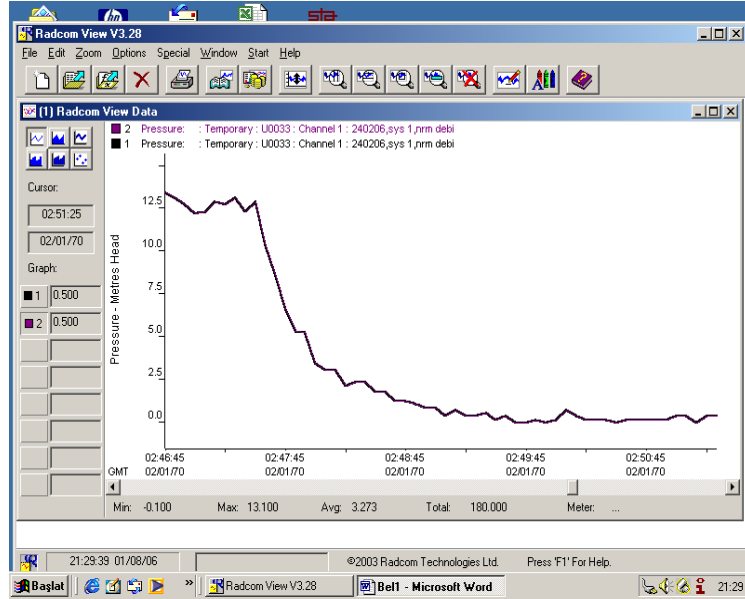


Şekil 3. $Q=6.2$ lt/s debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri değerleri
(Figure 3. Pressure head values corresponding to flow rate of $Q=6.2$ lt/s)

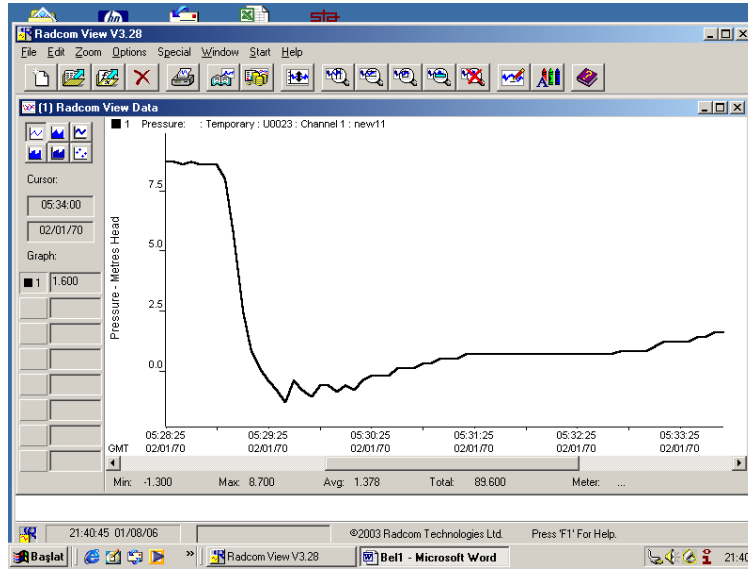


Şekil 4. $Q=6.2$ lt/s düşük kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri eğrisi
(Figure 4. The graph of pressure head versus time for the flow rate of $Q=6.2$ lt/s)

22.63 lt/s ve 39 lt/s kararlı akım debilerine karşılık gelen ölçüm sonuçları sırasıyla Şekil 5 ve Şekil6'da verilmektedir.



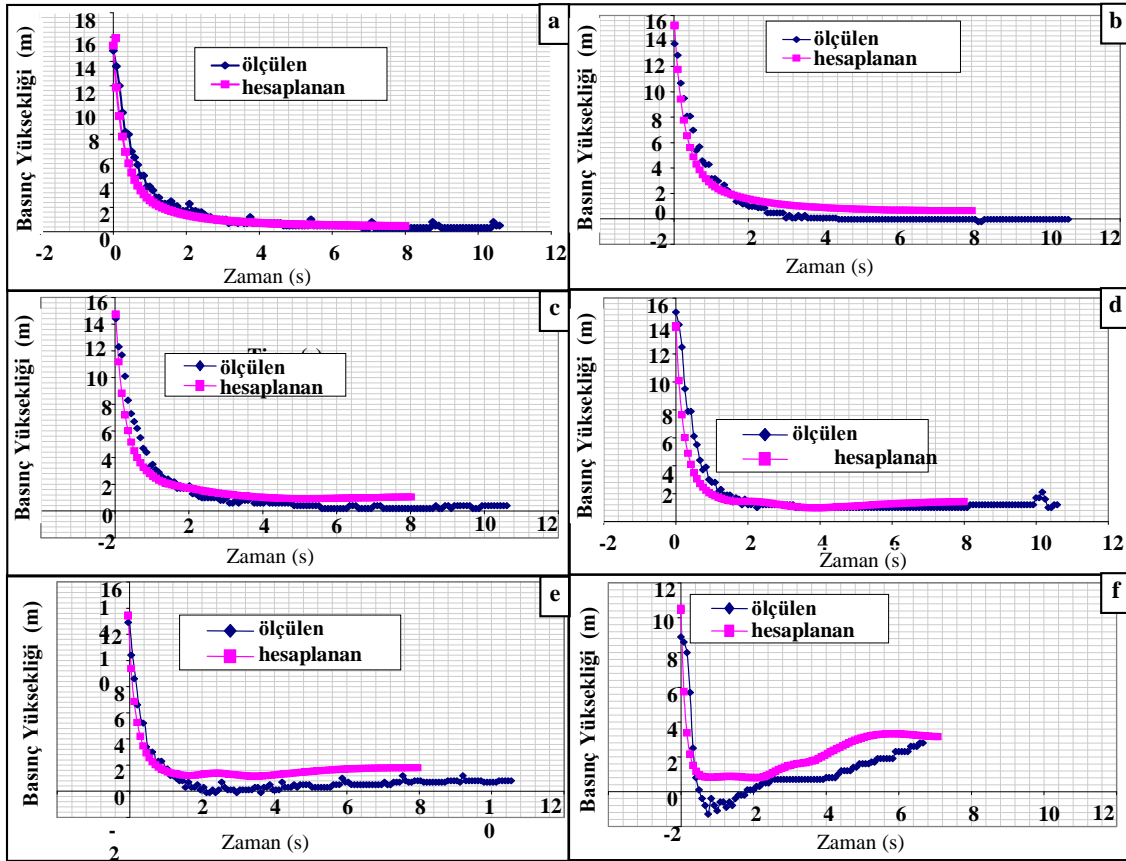
Şekil 5. 22.63 lt/s kararlı akım için zamanla değişen basınç yükseklikleri eğrisi
(Figure 5. The graph of pressure head versus time for the flow rate of $Q=22.63$ lt/s)



Şekil6. 39 lt/s kararlı akım debisi için zamanla değişen basınç yükseklikleri eğrisi
(Figure 6. The graph of pressure head versus time for the flow rate of $Q=39$ lt/s)

5. SONUÇLAR (RESULTS)

Deneyler ve hesaplamalar 6.20 lt/s, 8.16 lt/s, 12.31 lt/s, 18.32 lt/s, 22.63 lt/s ve 39 lt/s kararlı akım debileri için gerçekleştirilmiştir. Zamanla değişen akım sonuçları Şekil 7a, 7b, 7c, 7d, 7e, 7f'de verilmektedir.



Şekil 7. Zamanla değişen basınç değişimleri

- (a) $Q_{steady}=6.20$ lt/s;
b) $Q_{steady}=8.16$ lt/s; c) $Q_{steady}=12.31$ lt/s; d) $Q_{steady}=18.32$ lt/s;
e) $Q_{steady}=22.63$ lt/s; f) $Q_{steady}=39.00$ lt/s
(Figure 7. Pressure heads versus time
(a) $Q_{steady}=6.20$ lt/s;
b) $Q_{steady}=8.16$ lt/s; c) $Q_{steady}=12.31$ lt/s; d) $Q_{steady}=18.32$ lt/s;
e) $Q_{steady}=22.63$ lt/s; f) $Q_{steady}=39.00$ lt/s)

DeneySEL sonuçların teorik sonuçlarla, özellikle uygulamada karşılaşılan hız değerleri aralığında, uyumlu olduğu görülmüştür. Düşük debilerde çok daha yakın sonuçlar elde edilmiş olup, büyük debilerde gözlenen farklılıkların ihmal edilebilir mertebede olması kullanılan yöntem ve yaklaşımların uygun olduğunu ve uygulamadaki mühendislik projelerinde kullanılabileceğini göstermektedir.

Uyumsuzluk büyük ölçüde pompanın davranışına ait bazı parametrelerin gerçek değerlerinin elde edilememesi nedeniyle, ilgili literatürde verilen değerlerin kullanılmasından kaynaklanmaktadır. Örneğin, imalatçı sadece pompanın sabit dönme hızıyla çalışması durumuna ait karakteristik eğriyi verdiği için, yavaşlarken ve ters akım durumundaki boyutsuz parametreler literatürdeki yaklaşımlarla elde edilmiştir. Tamamlanmış bir doktora tezi kapsamında yapılan bu çalışmada sonuçlarla ilgili iyileştirmeler daha sonra yapılacak lisansüstü çalışmalarda ele alınacaktır.

Uygulamada gerçekleştirilen ve pompa içeren mühendislik projelerinde pompanın davranışının bu çalışmada anlatılan yaklaşımlarla belirlenmesi mümkün olup böylece, sistemlerin hidrolik davranışları ve güvenliği belirlenebilmektedir.

NOT (NOTICE)

Bu çalışma, 14-16 Ekim 2010 tarihinde Dicle Üniversitesinde tamamlanan Bilimde Modern Yöntemler Sempozyumunda (BUMAT2010) sözlü sunumu yapılmış ve NWSA yazım esaslarına göre yeniden düzenlenmiştir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Chaudhry, M.H., (1987). Applied Hydraulic Transients. Van Nostrand Reinhold Company, USA.
2. Donsky, B., (1961). Complete Pump Characteristic and The Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients. Journal of Basic Engineering, ASME, 685-699.
3. Mays, L.W., (1999). Hydraulic Design Handbook. McGraw-Hill.
4. Streeter, V.L. and Wylie, E.B., (1975). Transient Analysis of Offshore Loading Systems. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 97, (1), 259-26.
5. Watters, G.Z., (1979). Modern Analysis and Control Of Unsteady Flow in Pipelines. Michigan, Ann Arbor Science, USA.
6. Wylie, E.B. and Streeter, V.L., (1978). Fluid Transients. Prentice Hall, USA.
7. Wylie, E.B. and Streeter, V.L., (1993). Fluid Transients in Systems. Prentice Hall, USA.