

Dalgıç Sulama Pompalarında Çark Çıkış Kesitinin Pompa İşletme Karakteristiklerine Etkisi*

Sedat ÇALIŞIR

Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümü, Konya
scalisir@selcuk.edu.tr

Received (Geliş Tarihi): 19.07.2010

Accepted (Kabul Tarihi): 17.08.2010

Özet: Bu çalışmada, 6" anma çapındaki dalgıç sulama pompasında üç değişik b_2 çark çıkış yüksekliğinin değiştirilmesinin, sistem etkinliği ve bileşenlerine etkisi araştırılmıştır. Araştırma sonuçlarına göre, pompanın b_2 çark çıkış yüksekliğinin artması ile pompa debisi ve güç tüketimi yükselmiş, toplam dinamik yükseklığı düşmüş ve sistem etkinliği değişmemiştir.

Anahtar kelimeler: Dalgıç pompa, çark çıkış yüksekliği, pompa performansı, sistem etkinliği

The Effect of Impeller Discharge Cross Section on Submersible Irrigation Pump Performances

Abstract: In this research, the effect of three different impeller discharge height (b_2) on system efficiency and it's a component in submersible irrigation pump which is 6" nominal diameter was investigated. According to the research results, as the impeller discharge height (b_2) of pumps increased, pump flow rate and power consumption increased but total dynamic head decreased. System efficiency was not changed with the increasing of the b_2 impeller discharge height.

Key words: Submersible pump, impeller discharge height, pump performance, system efficiency

GİRİŞ

Tarımsal üretim, doğanın kaynaklarını kullanarak, insan topluluklarının beslenme, barınma ve giyim ile ilgili gereksinimlerini karşılamayı amaçlar. Hızla artan dünya nüfusu ve insan topluluklarının rahat yaşama isteği, tarımsal üretimin artırılmasını gerektirmektedir. Bu durum, yoğun tarımsal üretim için gerekli olan sulama tekniğinin kullanılmasını kaçınılmaz kılmaktadır.

Türkiye'de toplam 28 milyon ha tarım arazisinin yaklaşık %30'u ekonomik olarak sulanabilir niteliktedir. Buna karşın, 2006 yılı istatistiklerine göre, bu alanın da sadece %50 sulanabilmiştir. Aynı yıl verilerine göre, 12 milyar m^3 yeraltı suyu olmak üzere toplam 112 milyar m^3 su potansiyelinin ise % 65'i tüketilmiştir. Tüketilen su miktarının da %75'inin tarımsal sulamada kullanıldığı rapor edilmiştir. Buna göre Türkiye'de tarımsal amaçlı sulamalarda ortalama 12.850 m^3 /ha-yıl (1.285 mm/yıl) sulama suyu kullanıldığı söylenebilir. Sulanan alanların da yaklaşık %10'luk kısmının basınçlı sulama sistemleri ile yapıldığı belirtilmiştir (Kara, 2005; Dumlu ve ark., 2006; Anonim, 2007a; Anonim, 2007b).

Tarımda, en yoğun enerji tüketimi, sulama için kurulan pompaj tesislerinde ortaya çıkmaktadır. Tarımda kullanılan enerji girdilerinin başında; iklim özellikleri, toprak tipi, bitki cinsi, sulama yöntemi, su kaynağı, pompa ve güç kaynağı tipi gibi etkenlere bağlı olmakla beraber sulama suyu kaynaklı doğrudan enerji girdisi (yakıt, elektrik vs) gelmektedir (Çalışır ve ark. 2004; Çalışır ve ark. 2005a; Çalışır ve ark. 2005b; Çalışır ve ark. 2005c; Çalışır, 2007; Çalışır, 2008; Çalışır ve Haciseferoğulları, 2008).

Günümüzde hem su miktarının hem de su temini ve iletimi için harcanacak enerjinin daha etkin kullanılması gerekmektedir. Belli bir yükseklikte bulunan su kaynaklarının daha düşük yükseklikteki kullanım yerlerine iletilmesi su yapıları ile oldukça ucuz bir şekilde sağlanabilmektedir. Ancak, kullanım yerinden uzak olan ve su kaynağından daha yüksek konumdaki kullanım alanlarında, yer altı su kaynakları ve basınçlı sulama sistemleri için bugün mutlaka pompaj tesislerine gereksinim vardır. Pompaj tesisleri, pompa ve motor gibi enerji dönüştüren ve boru hattı

gibi enerji yutan mekanik sistemleri içerir. Bundan dolayı hem kurulum aşamasında bir yatırım maliyetine hem de kullanıldığı sürece işletme giderlerine gereksinim duyarlar. Sulama suyunun amaca uygun ve daha etkin kullanılabilmesi için basınçlı sulama sistemlerine gereksinim olduğu bilinen bir gerçektir. Ancak, basınçlı sulama sistemlerinin yaygınlaştırılmamasındaki en büyük kısıtlayıcı, bunun için gerekli enerji masrafının çok büyük olmasına bağlanabilir. Günümüzde yer altı su kaynaklarının sağlanmasında kullanılan derin kuyu pompalarının yaklaşık %90'ı dalgıç tip derin kuyu pompalarına dönüştürülmüş durumdadır. Sadece elektrik enerjisinin tesis edilemediği yerlerde diğer termik motorlu sistemlerle tahrik edilen düşey milli derin kuyu pompaları kullanılmaktadır (Tezer, 1978; Çalışır, 2008).

Dalgıç pompaları genellikle 3000 d/d devirde ve kuyu içine girebilecek şekilde tasarlanmış özel dalgıç elektrik motorları ile tahrik edilmektedir. Sistemin basınç ve debi gereksinimlerini sağlayacak bir pompa grubu, motora bir kaplin yardımıyla doğrudan bağlanarak bir motopomp düzeninde çalıştırılmaktadır.

Dalgıç pompalar genellikle yer altı su kaynaklarından yararlanmada ve basınçlı sulama sistemlerinde tercih edildiklerinden bu pompalar genelde yüksek devirli, çok kademeli, radyal veya radyale yakın karışık akışlı pompalardır. Radyal akışlı pompalar, karışık ve eksenel akışlı pompalara göre daha küçük özgül hıza ve etkinliğe sahiptirler (Karassik ve ark., 1986; Stepanoff, 1993; Hanson, 2000).

Birçok çark geometrisi parametresinin, pompa işletme karakteristikleri üzerindeki etkisini değişik araştırmacılar çalışmışlardır (Baysal, 1975; Tezer, 1978; Özgür ve Şen, 1979; Şen, 1979; Eker, 1983; Anderson, 1986; Karassik ve ark., 1986; Stepanoff, 1993; Çalışır, 1996; Ertöz, 1996; Engin, 2000; Arda, 2001; Konuralp ve ark., 2001; Çalışır ve Eryılmaz, 2005; Karaca, 2005; Eryılmaz ve Çalışır, 2006; Toprak, 2007).

Santrifüj pompa çarklarında debi; çark devir sayısı ve çark çıkış kesitinin fonksiyonu olup $Q = vA$ süreklilik denklemi ile ifade edilir. Buradaki v hızı, çark hız üçgenleri bileşenlerinden suyun mutlak hız bileşenlerinden C_{m2} meridyonel hız bileşenine karşılık gelmektedir. Debiye etkili diğer bileşen A kesit alanı ise net çark çıkış kesit alanı olup $A = (\pi D_2 - zt) b_2$ eşitliği ile ifade edilmektedir. Buna göre pompanın teorik çark debisi, $Q = A C_{m2}$ eşitliği haline dönüşmektedir (Baysal, 1975;

Tezer, 1978). Burada D_2 çark çıkış çapı, b_2 çark çıkış yüksekliği (genişliği), z çark kanat sayısı ve t çark çıkışındaki kanat kalınlığını ifade etmektedir. Bu teorik ve tasarım bilgisinden, çark çıkış kesit alanının pompa devri ile birlikte debi; b_2 de çark çapı ile birlikte çıkış kesit alanı üzerine doğrudan etkili olduğu söylenebilir.

Bu konuda bilinen bir başka pratik bilgi daha vardır ki o da daha yüksek çark basıncı elde etmek için çark geometrilerinden D_2 çapının artırılması; daha yüksek çark debisi elde edilmek istendiğinde çark geometrilerinden b_2 yüksekliğinin artırılması tercih edilmesi yönündedir. Bununla birlikte devir sayısı ve çark çapı değişimlerinin pompa işletme karakteristikleri üzerindeki etkileri benzerlik yasaları ile çok iyi yaklaşımlarla tahmin edilebilmektedir (Baysal, 1975; Anderson, 1986; Hanson, 2000). Ancak literatürde benzer eşitliklere çark çıkış kesiti için rastlanmamıştır. Çark çıkış kesiti, çark çapı, kanat sayısı ve kanat kalınlığı sabit tutulduğunda b_2 ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

Uygulamada ise yağmurlama sulama sistemlerinde salma sulama sistemlerine göre daha düşük debi ve nispeten daha yüksek basınç sağlayan çarklar tercih edilmektedir. Buradaki bu talep, çark çapını artırarak karşılanmak istenirse de bunu bazı hallerde kuyu çapı sınırlandırdığından bu mümkün olamamaktadır. Ayrıca dalgıç motorlarının devir sayısı da frekans kontrol cihazları dışında değiştirilememektedir. Bundan dolayı bazı pompa imalatçıları, başta çıkış çapı olmak üzere diğer çark boyutlarını sabit tutarak değişik çıkış genişliğine sahip çark imal etme yoluna gitmektedirler. Üstelik bu değişik çarklar için de belli toleranslar dahilinde aynı gövdeyi kullanılmaktadır. Bunu yaparken eksenel alt açıklığı sabit tutarak, b_2 küçük olan çarklarda eksenel üst açıklık daha fazla kalmaktadır.

Bu çalışmada, dalgıç sulama pompalarında, çark çıkış kesitinin (b_2 çark çıkış yüksekliğinin) pompa işletme karakteristiklerine etkisinin araştırılması amaçlanmıştır.

MATERYAL ve YÖNTEM

Çalışmada, 6" lik, yerli yapım, yeni durumda, su ile yağlamalı dalgıç tip derin kuyu pompalarında kullanılan üç değişik çıkış kesitine sahip çark kullanılmıştır. Çark çıkış kesiti, çarkların çapları, kanat sayıları ve açıları, kanat kalınlıkları sabit tutulduğunda b_2 'nin fonksiyonu olarak değişmektedir. Buna bağlı olarak da kanat yüksekliği dolayısıyla toplam kanat yüzey alanları artmaktadır.

b_2 çark çıkış yükseklikleri sırasıyla 12 mm, 14 mm ve 16 mm olarak belirlenmiştir. Bundan sonra bu çarklara sahip pompalar sırasıyla A, B ve C pompası olarak anılmıştır. A, B ve C çarklarının bazı teknik özellikleri Çizelge 1’de gösterilmiştir. Boyut sembolleri de Şekil 1’de yarım kesit olarak verilmiştir. Pompa gövdesi, alt ve üst adaptör, mil ve yatakları aynı olan bir pompa grubu (asamblesi) kullanılmıştır. Difüzör gövdenin en büyük toplam aksel açıklığı (klerens) 20 mm olup en büyük b_2 değerine sahip çarkın (C) alt ve üst açıklığı 2 mm olarak ayarlanmış ve sabitlenmiştir. A ve B pompalarında ise sadece alt açıklığı 2 mm olması sağlanabilmiştir.

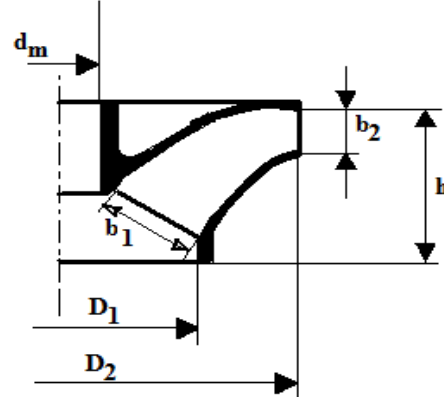
Yapılan ön denemelerde, her üç pompa grubu da aynı kademe sayısında oluşturulmuş ve aynı motorla test edilmiştir. Ancak bu durumda C pompasına göre B ve A pompaların düşük performansı göstermesi nedeniyle elektrik motoru yüklenmesinden kaynaklanabilecek etkinlik farklılaşması çok büyük olmuştur. Bu nedenle pompalar değişik sayıda kademelendirilmiş ve yine aynı motorla denemiştir. Böylece, elektrik motorunun yüklenmesine bağlı motor etkinliğinin birbirine yaklaştırılması amaçlanmıştır. Buna göre, A pompasında $b_2=12$ mm ve 6 adet çark (kademe); B pompasında $b_2=14$ mm ve 5 adet çark ve C pompasında $b_2=16$ mm ve 4 adet çark grupları oluşturulmuş ve denemeleri yapılmıştır.

Denemelerde, 6" anma çapında SUVER marka, 11 kW gücünde bir dalgiç elektrik motoru kullanılmıştır. Motorun diğer etiket bilgilerinden akım şiddeti, gerilimi, devir sayısı, frekansı ve güç faktörü ($\cos\phi$) sırasıyla 24,6 A; 380 V; 2879 d/d; 50 Hz ve 0,84 olarak bildirilmiştir.

Pompa büyüklüğünün seçiminde, pompaların tarımsal sulamada kullanılabilir olması ve değişik b_2 değerindeki çarkların, gövde ve motorun sağlanabilirliği gibi hususlar esas alınmıştır.

Denemeler, Haziran 2008 tarihinde S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümü Pompa Test Ünitesinde yapılmıştır. Denemelerde, TS 11146 standardı esas

alınmıştır (Anonim, 1993). Denemelerde temiz ve soğuk (0–30 °C) şebeke suyu kullanılmıştır. Denemeler sırasında ortam sıcaklığı 25–30 °C, su sıcaklığı 13–18 °C ve ortam bağıl nemi ise %55–60 arasında değişmiştir. Devir sayısı (n), mekanik takometre ile motor milinden yüksüz durumda 1/min birimiyle ölçülmüştür.



Şekil 1. Çark boyutları

Pompanın şebekeden çektiği gücün (N_s), ölçümünde elektriksel güç analizörü kullanılarak kW olarak ölçülmüştür.

Debi (Q), 80 mm anma çapında ve 16 bar anma basıncındaki elektro manyetik debi ölçer ile L/s birimiyle ölçülmüştür.

Pompa çıkış basıncı (P_c), $\phi 100$ mm’lik gliserinli, 1/2" bağlantılı, 10 bar aralığa sahip bourdon tipi manometre ile bar birimi ile ölçülmüştür.

Deney standının dinamik yüksekliği (H_d) metre ile ölçülmüştür. Deneme pompasına ait boru sürtünme ve yersel kayıpları dikkate alınmamıştır. Pompanın toplam dinamik yüksekliği (H_m), sistem etkinliği (η_s %), özgül hız (n_q) ve özgül enerji tüketimi (ÖET) aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Özgül hız, en yüksek sistem etkinlik noktasındaki değerler esas alınarak bir çark için hesaplanmıştır (Baysal, 1975; Tezer, 1978).

Çizelge 1. A, B ve C pompa çarkların bazı teknik özellikleri

Pompa tipi	b_2 (mm)	D_2 (mm)	D_1 (mm)	d_m (mm)	z (adet)	t (mm)	b_1 (mm)	h (mm)
A	12	112	68	33	6	5	22	45
B	14	112	68	33	6	5	22	49
C	16	112	68	33	6	5	22	53

$$H_m = 10P_c + H_d + (v^2/2g) \dots\dots\dots (m)$$

$$\eta_s = \{ [QH_m \gamma] / (102N_s) \} 100 \dots\dots\dots (\%)$$

$$n_q = (n (Q)^{0,5}) / (H_m/i)^{0,75} \dots\dots\dots (1/min)$$

$$\text{ÖET} = (1000N_s) / (3,6H_mQ) \dots\dots\dots (Wh/m^4)$$

γ , suyun sıcaklığa bağlı özgül kütlesi olup 1 kp/L alınmıştır. Her ayar vanası konumundaki iletim hızı (v) ölçülen debi ve pompa çıkış borusu iç çapı (d) dikkate alınarak süreklilik eşitliğinden ($Q = (\pi d^2/4)v$) hesaplanmıştır. i kademe sayısı olup aynı zamanda bir kademe başına düşen büyüklükleri belirtmek için indis olarak kullanılmıştır (Tezer, 1978).

Motor yüklenme oranı, motor milinden alınan gücün anma gücüne oranı olarak tanımlanmaktadır (Tezer, 1978; Günal, 1996). Bu çalışmada, motor mil gücünün ölçülememesinden dolayı şebekeden çekilen gücün motor anma gücüne oranı, yüklenme oranı olarak kabul edilmiştir. Böylece, her üç pompanın denemesinde aynı motor kullanıldığından, değişik vana açıklığı ve pompalarda motor yüklenmesinin yaklaşık ne yönde değiştiğinin görülmesi amaçlanmış, yüklenmeye bağlı motor verimini tahmin etmek düşünülmemiştir.

Denemelerde şu işlem sırası takip edilmiştir. Tesise bağlanan pompanın gerekli ayar ve kontrolleri yapıldıktan sonra pompaya hareket verilmiştir. Pompa çalışma rejimine girdikten sonra (yaklaşık 5 dakika) basma hattı vanası tam kapatılmıştır. Bu sırada çıkış basıncı, sistemden çekilen elektriksel güç, debi ve diğer yükseklikler ölçülerek deney tutanağına kaydedilmiştir. Bu işlemler aynı vana açıklığında yaklaşık bir dakika aralıklarla üç kez yinelenmiştir. Daha sonra, kapalı vanada okunan maksimum basınç değeri dikkate alınarak, basma hattı vanası tam açık konuma gelene kadar en az 11–13 vana açıklığı konumu için aynı ölçümler tekrarlanmıştır. Diğer pompalar içinde benzer uygulamalara devam edilmiştir.

ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Denemeleri yapılan üç pompanın hesaplanmış en yüksek etkinlik noktasındaki işletme karakteristikleri,

beher kademeye düşen toplam dinamik yükseklik ve şebekeden çekilen güçler ile motor yüklenme oranları Çizelge 2’de verilmiştir.

A pompası, 8,78 L/s debiyi, 53,75 m yüksekliğe basarken şebekeden 10,23 kW’lik güç çekmekte ve bu koşullarda % 45.2 değeri ile en yüksek sistem etkinliği göstermektedir. En yüksek sistem etkinliği noktasında pompanın özgül enerji tüketimi 6,03 Wh/m⁴, motor yüklenmesi % 93 ve özgül hız (n_q) değeri 52 d/d olduğu belirlenmiştir. Özgül hıza göre pompanın, radyale yakın karışık akışlı tipte olduğu söylenebilir. A pompasının, bir kademesinin en yüksek etkinlik noktasındaki debi, toplam dinamik yükseklik ve şebekeden çekilen güç değerleri sırasıyla 8,78 L/s, 8,96 m ve 1,71 kW olmuştur.

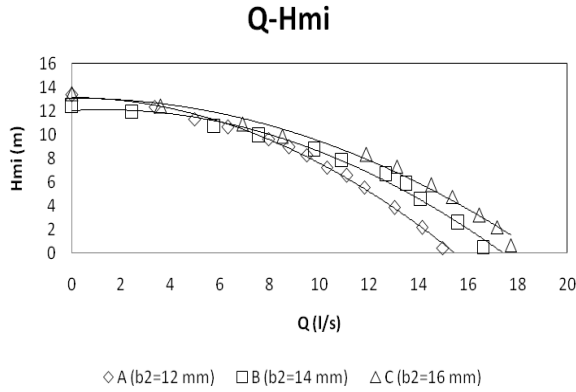
B pompası, 9,77 L/s debiyi, 43,55 m yüksekliğe basarken şebekeden 9,23 kW’lik güç çekmekte ve bu koşullarda % 45,2 değeri ile en yüksek sistem etkinliği göstermektedir. En yüksek sistem etkinliği noktasında pompanın özgül enerji tüketimi 6,03 Wh/m⁴, motor yüklenmesi % 84 ve özgül hız (n_q) değeri 56 d/d olduğu belirlenmiştir. Özgül hıza göre pompanın, radyale yakın karışık akışlı tipte olduğu söylenebilir. B pompasının, bir kademesinin en yüksek sistem etkinliği noktasındaki debi, toplam dinamik yükseklik ve şebekeden çekilen güç değerleri sırasıyla 9,77 L/s, 8,71 m ve 1,85 kW olmuştur.

C pompası, 11,9 L/s debiyi, 33,35 m yüksekliğe basarken şebekeden 8,60 kW’lik güç çekmekte ve bu koşullarda % 45,2 değeri ile en yüksek sistem etkinliği göstermektedir. En yüksek sistem etkinliği noktasında pompanın özgül enerji tüketimi 6,02 Wh/m⁴, motor yüklenmesi % 78 ve özgül hız (n_q) değeri 64 d/d olduğu belirlenmiştir. Özgül hıza göre pompanın, radyale yakın karışık akışlı tipte olduğu söylenebilir. C pompasının, bir kademesinin en yüksek sistem etkinliği noktasındaki debi, toplam dinamik yükseklik ve şebekeden çekilen güç değerleri sırasıyla 11,90 L/s, 8,34 m ve 2,15 kW olmuştur.

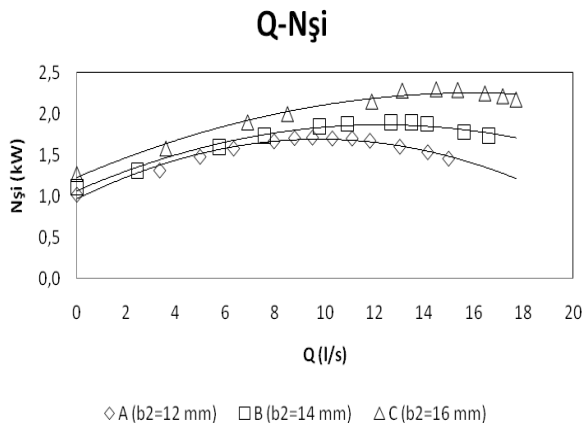
Çizelge 2. A, B ve C dalgıç pompalarının en yüksek etkinlik noktasındaki işletme karakteristikleri

Ölçme No:	Q (L/s)	H _m (m)	N _s (kW)	η _s (%)	H _{mi} (m)	N _{si} (kW)	N _s /N _a (-)
A	8.78	53.75	10.23	45.2	8.96	1.71	0.93
B	9.77	43.55	9.23	45.2	8.71	1.85	0.84
C	11.90	33.35	8.60	45.2	8.34	2.15	0.78

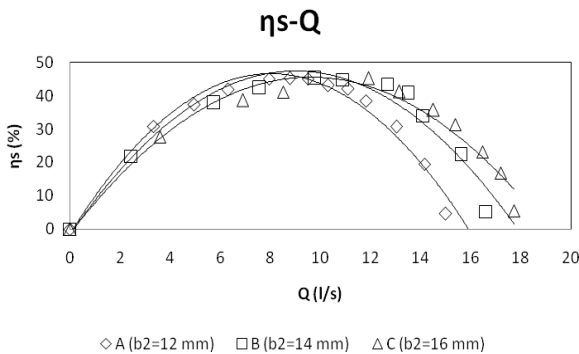
Denenen A, B ve C dalgıç pompaların her bir kademesine düşen işletme karakteristiklerinin tüm vana açıklıklarındaki debiye bağlı değişimleri de Şekil 2...4'de verilmiştir. Şekil 2...4 incelendiğinde b_2 'nin pompa işletme karakteristikleri üzerinde önemli bir etki gösterdiği açıkça görülmektedir.



Şekil 2. A, B ve C pompalarının H_{mi}-Q değişimi



Şekil 3. A, B ve C pompalarının N_ş-Q değişimi



Şekil 4. A, B ve C pompalarının η_s-Q değişimi

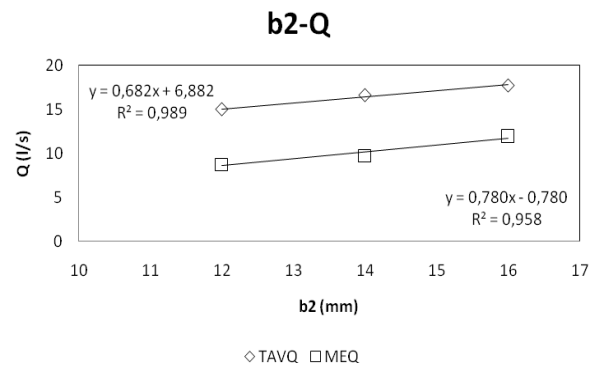
b_2 pompaların özgül enerji tüketimlerini etkilememiştir. b_2 arttıkça, debi artmış ve buna bağlı olarak da özgül hız yükselmiştir.

b_2 'nin artışı ile hem tam açık vanadaki debi (TAVQ) hem de maksimum sistem etkinliği noktasındaki debi (MEQ) değerleri yükselmiştir (Şekil 5). Test edilen pompada her 1 mm'lik b_2 'nin artışı ile maksimum etkinlik noktasındaki debinin 0,78 L/s artacağı söylenebilir. $R^2 = 0,958$ determinasyon katsayısı istatistiksel bakımdan önemli bir düzeydir.

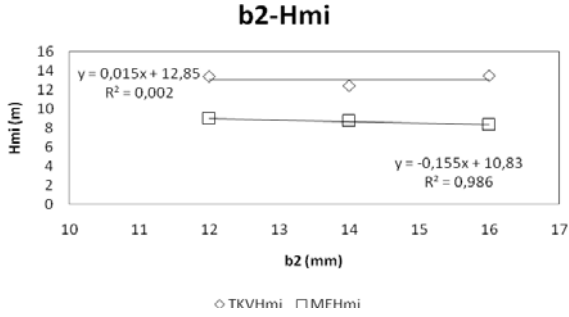
b_2 'nin artışı ile tam kapalı vanadaki toplam dinamik yükseklik (TKVH_{mi}) üzerinde etkili olmamıştır. Ancak, b_2 'nin artışı ile en yüksek etkinlik noktasındaki toplam dinamik yükseklik (MEH_{mi}) üzerinde etkili olmuştur. $R^2 = 0,986$ determinasyon katsayısı istatistiksel bakımdan önemli bir düzeydir. Ancak bu ilişki negatif yönlü olup azalış küçük düzeyli fakat düzenlidir (Şekil 6).

b_2 'nin artışı ile şebekeden çekilen güçler önemli düzeyde yükselmiştir (Şekil 7). Test edilen pompalarda her 1 mm'lik b_2 'nin artışı ile tam açık vanadaki şebekeden çekilen güç 0,1 kW kadar artacağı söylenebilir. $R^2 = 0,985$ determinasyon katsayısı istatistiksel bakımdan önemli bir düzeydir. Sabit toplam dinamik yükseklik koşullarında, b_2 ile şebekeden çekilen güç arasındaki ilişki tüm debi değerleri için önemli düzeyde yükseldiği Şekil 8'de daha net bir şekilde görülmektedir.

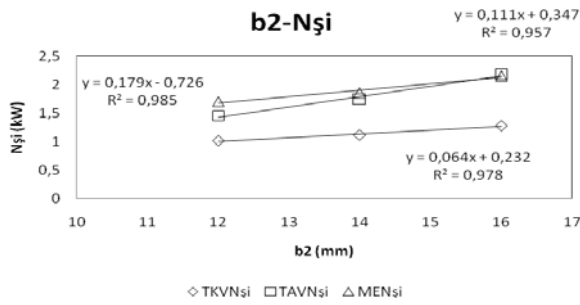
b_2 'nin artışı ile maksimum sistem etkinliği arasında bir ilişki görülmemiştir (Şekil 9). Sabit toplam sistem etkinliği koşullarında, b_2 ile şebekeden çekilen güç arasındaki ilişki tüm sistem etkinliği değerleri için önemli düzeyde yükseldiği Şekil 10'da daha net bir şekilde görülmektedir.



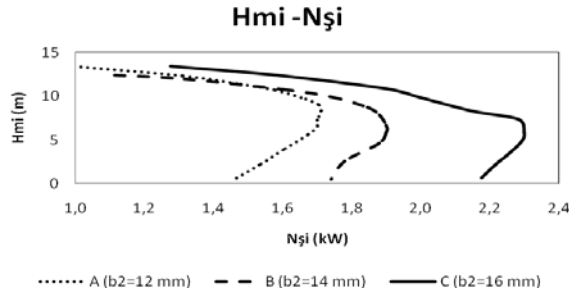
Şekil 5. b_2 ile debi arasındaki değişim



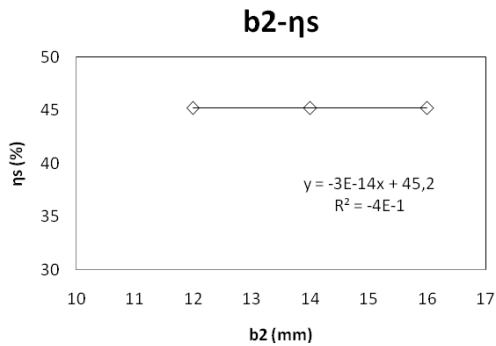
Şekil 6. b_2 ile toplam dinamik yükseklik arasındaki değişim



Şekil 7. b_2 ile şebekeden çekilen güç arasındaki değişim



Şekil 8. Değişik b_2 çark çıkış yüksekliğindeki pompalarda H_{mi} ile $N_{şj}$ arasındaki değişim

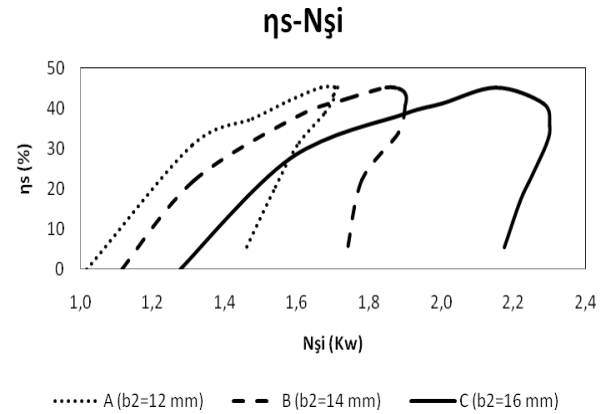


Şekil 9. b_2 ile maksimum sistem etkinliği arasındaki değişim

b_2 'nin artışına bağlı olarak, çarkın diğer yapısal ve işletme koşulları sabit kalmak koşulu ile debinin artması beklenmektedir. Bu durum teorik ve tasarım esasları ve süreklilik eşitliği ile açıklanabilir (Baysal, 1975; Tezer, 1978; Stepanoff, 1993; Hanson, 2000).

Maksimum sistem etkinliği noktasında, artan b_2 'ne bağlı olarak debi artmış, toplam dinamik yükseklik azalmıştır. Buna bağlı olarak da özgül hız, b_2 ile yükselme göstermiştir. Ancak, artan bu özgül hıza bağlı olarak sistem etkinliğinin de az da olsa yükselmesi gerekirdi. Fakat sistem etkinliği sabit kalmıştır. Üstelik artan b_2 'nde klerensin olumlu etkisi C pompası lehine katkı sağlamaktadır (Çalışır, 1996). Buna karşın, büyük b_2 'ne sahip pompaların hem kademe sayısından hem de motor yüklenmesinden kaynaklanan olumsuzluk, sistem etkinliğinin artışını etkisizleştirdiği şeklinde yorumlanabilir. Çünkü küçük b_2 'ne sahip A pompası, C pompasından 4 mm daha küçük b_2 çıkış genişliğine, iki kademe daha fazlasına ve yaklaşık %10 daha büyük motor yüklenmesine sahiptir (Günel, 1996; Toprak, 2007).

Eksenel açıklığın (klerens), sistem etkinliğine etkisi de benzer şekilde açıklanabilir.



Şekil 10. Değişik b_2 çark çıkış yüksekliğindeki pompalarda η_s ile $N_{şj}$ arasındaki değişim

b_2 değeri küçük pompalar (A pompası) olumsuz, büyük pompalar (C pompası) ise olumlu yönde etkilenmektedir. Çünkü b_2 küçüldükçe, gövde içinde ve çark üstündeki boşluk artmakta, çarktan çıkan akışkan bir üst gövdeye girmeden çalkantiya maruz kalmakta ve enerji kaybına neden olmaktadır (Çalışır, 1996; Çalışır ve Konak, 1997).

SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmadan aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir.

b_2 'nin artmasıyla pompa işletme karakteristiklerinden debi ve şebekeden çekilen güç artmıştır. b_2 'nin artmasıyla toplam dinamik yükseklik ise azalmıştır.

Bu çalışmada b_2 'nin artmasıyla sistem etkinliği değişmemiştir. Ancak artan debi ve özgül hıza bağlı olarak sistem etkinliğinin artmamasının nedeni deneme sırasında kademe sayısı, eksenel açıklık ve motor yüklenme oranının etkilerinin tam olarak dengelenememesine bağlanabilir.

b_2 ile bazı pompa işletme karakteristikleri arasındaki doğrusal tahmin denklemleri ve determinasyon katsayıları arasındaki ilişkiler şu şekilde belirlenmiştir.

$$TAVQ = f(b_2) \leftrightarrow TAVQ = 6,882 + 0,682b_2 \quad (R^2 = 0,989)$$

$$MEQ = f(b_2) \leftrightarrow MEQ = -0,780 + 0,780b_2 \quad (R^2 = 0,958)$$

$$MEHmi = f(b_2) \leftrightarrow MEHmi = 10,83 - 0,155b_2 \quad (R^2 = 0,986)$$

$$TKVHmi = f(b_2) \leftrightarrow TKVHmi = 12,85 + 0,015b_2 \quad (R^2 = 0,002)$$

$$TAVNş_i = f(b_2) \leftrightarrow TAVNş_i = -0,726 + 0,179b_2 \quad (R^2 = 0,985)$$

$$MENş_i = f(b_2) \leftrightarrow MENş_i = 0,347 + 0,111b_2 \quad (R^2 = 0,957)$$

$$TKVNş_i = f(b_2) \leftrightarrow TKVNş_i = 0,232 + 0,064b_2 \quad (R^2 = 0,978)$$

Sonuç olarak, b_2 'ni, çark çapının büyütülmesinin uygun olmadığı koşullarda debi artırmak için başvurulabilecek bir tasarım işlemi olarak düşünülebilir. Ayrıca b_2 'nin artmasıyla toplam kanat yüzey alanının da artacağı ve sürtünme kayıplarını yükseleceği hususu da unutulmamalıdır. Çark ile birlikte gövde gibi tüm bileşenlerinin tasarım esaslarına uyumlu bir şekilde imal edilip uygulamaya sokulabilir. b_2 'nin değişimi ile birlikte diğer işletme karakteristiklerindeki değişimlerde göz önünde bulundurulmalıdır.

LİTERATÜR LİSTESİ

- Anderson, H., 1986. Submersible pumps and their applications. The Trade & Anonim, 1993. Dalgıç Pompalar TS 11146. TSE. Ankara.
- Anonim, 2007a, www.dsi.gov.tr
- Anonim, 2007b, www.tuik.gov.tr
- Arda, H., 2001. Santrifüj pompalarda kanat sayısı kanat uzunluğu ve viskozitenin pompa performansına etkisi. Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Bilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir.
- Baysal, K., 1975. Tam santrifüj pompalar (hesap çizim ve konstrüksiyon özellikleri). İTÜ Kütüphanesi Sayı: 1038. İstanbul.
- Çalışır, S. 1996. Konya'da imal edilen bazı düşey milli derin kuyu pompalarının işletme özellikleri ve değişik yörelere uygunluğunun belirlenmesi. S.Ü.Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makineleri Ana Bilim Dalı. Doktora Tezi. Konya.
- Çalışır, S. ve H. Haciseferoğulları, 2008. Sulama pompaj tesislerinde enerji tüketimi. S.Ü. Ziraat Fakültesi Dergisi 22 (44): 29-32.
- Çalışır, S. ve T. Eryılmaz, 2005. Sulamada kullanılan dalgıç pompalarda dönüş yönünün sistem verimine etkisi. Tarım Makineleri Bilimi Dergisi 1(2):123-134.
- Çalışır, S., 2007. The evaluation of performance and energy usage in submersible deep well irrigation pumping plants. Agricultural Mechanization in Asia, Africa, and Latin Amerika (AMA). Vol. 38 No.1 s. 9-17.
- Çalışır, S., Acaroğlu, M. ve Haciseferoğulları, H. 2005c. Determination of specific energy consumption of the centrifugal pumps used in irrigation. 4th International Advanced Technologies Symposium September 28-30, 2005. Cilt1. s:527-533. Konya. Turkey.
- Çalışır, S., Haciseferoğulları, H. ve Gezer, İ. 2005b. Specific energy consumption at vertical turbine deep well irrigation pumping plants. 9th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture&27th International Conference of CIGR Section IV: The efficiency of electricity and renewable energy sources. (27-29 September 2005). S:270-275. İzmir. Turkey.

- Çalışır, S., Sungur, C., Haciseferoğulları, H., Yıldız, M.U., 2004. Pompaj tesislerinde enerji etkinliğini iyileştirme yöntemleri. II. Ulusal Ege Enerji Sempozyumu. 26-28 Mayıs 2004, Kütahya.
- Çalışır, S., Topak, R. ve Acaroğlu, M. 2005a. Specific energy consumption of motopumps in irrigation. 9th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture&27th International Conference of CIGR Section IV: The efficiency of electricity and renewable energy sources. (27-29 September 2005). S: 276-280. İzmir. Turkey.
- Çalışır, S., ve Konak, M., 1997. Düşey milli derin kuyu pompalarında eksenel açıklığın pompa karakteristiklerine etkisi. 17. Ulusal Tarımsal Mekanizasyon Kongresi. Tokat.
- Çalışır, S., 2008. Sulama pompa tesislerinde etkinlik. Konya Kapalı Havzasında Yeraltısuyu ve Kuraklık Konferansı (11-12 Eylül 2008). T.C. Çevre ve Orman Bakanlığı Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğü 4. Bölge Müdürlüğü, Bildiri Kitabı:270-275. Konya.
- Dumlu, O., Yalçın T.H., ve Bozkurtoğlu, E., 2006. Yeraltısuyu Jeolojisi ve Hidrolojisi. Literatür Yayınları:485. İstanbul.
- Eker, B. 1983. Yerli yapı bazı santrifüj pompalarda işletme hızı ve ark çapı değişiminin pompa karakteristiklerine etkisi. A.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Tarımsal Mekanizasyon Anabilim Dalı. Doktora Tezi. Ankara.
- Engin, T., 2000. Radyal pompaların katı-su karışımı iletiminde kullanılmasının deneysel incelenmesi. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı. Doktora Tezi. Sakarya.
- Ertöz, A.Ö., 1996. Yer altı suları pompaj ekonomisi ve pompa seçimine etki eden faktörler. 2.Pompa Kongresi Ve Sergisi. 24-33. İstanbul.
- Eryılmaz, T. ve S. Çalışır. 2006. Sulamada kullanılan santrifüj pompalarda kavitezyon karakteristiklerinin belirlenmesi. 23. Ulusal Tarımsal Mekanizasyon Kongresi: 205-210, Çanakkale.
- Günal, Y., 1996. Pompaların elektrik motoru ile tahriki üzerine bir inceleme. 2. Pompa Kongresi. 336-338. İstanbul.

Dalgıç Sulama Pompalarında Çark Çıkış Kesitinin Pompa İşletme Karakteristiklerine Etkisi

- Hanson, B., 2000. Irrigation pumping plant (UC Irrigation and Drainage Specialist). University of California. Davis.
- Kara, M., 2005, Sulama ve sulama tesisleri. Selçuk Üniversitesi Basımevi. Konya.
- Karaca, M., 2005. Farklı silt karışım oranlarının santrifüj pompa karakteristikleri ve çark malzemeleri üzerine etkisi. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makineleri Anabilim Dalı. Yüksek Lisans Tezi. Konya.
- Karassik, I.,J., Krutzsch, W.C., Fraser, W.H., Messina, J.P., 1986. Pumps Handbook. By The McGraw-Hill Companies. New York.
- Konuralp, O., Güneş, M. T., Albayrak, K., 2001. Pompa performansının çark çapının traşlanarak değiştirilmesi. 4. Pompa Kongresi ve Sergisi. 85-93. İstanbul.
- Özgür, C., Şen, M., 1979. Santrifüj pompa ve vantilatörlerde çark geometrisinin manometrik yükseklik üzerine etkileri. 1.Ulusal Pompa Kongresi. 125-141. İstanbul.
- Stepanoff, A.J., 1993. Centrifugal and axial flow pump. Krieger Publishing Company. 2nd Edition. Florida.
- Şen, M., 1979. Santrifüj pompaların girişindeki ters akış ve buna etki eden dizayn parametreleri. 1.Ulusal Pompa Kongresi. 159-176. İstanbul.
- Technical Press Limited, Morden, Surrey, SM45EW. I., Edition. England.
- Tezer, E., 1978. Sulama pompaj tesisleri (Proje Seçim ve İşletme Yöntemleri). Ç.Ü. Ziraat Fakültesi. Adana.
- Toprak, S. 2007. Derin kuyu pompalarında kademe sayısının pompa işletme karakteristiklerine etkisi. S.Ü.Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makineleri Ana Bilim Dalı. Yüksek Lisans Tezi. Konya.