

## Sulamada Kullanılan Dalgıç Pompalarda Dönüş Yönünün Sistem Verimine Etkisi

**Sedat ÇALIŞIR Tanzer ERYILMAZ**

S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümü, 42031 Kampus Konya  
scalisir@selcuk.edu.tr

**Özet :** Bu çalışmada, sulamada kullanılan dalgıç tip derin kuyu pompalarında, çark dönüş yönünün sistem verimine etkisi araştırıldı. Çalışma, dönüş yönü sol olan 150, 175 ve 200 mm anma çaplarındaki pompalar ile bunların sadece kanat biçimi sağ dönüğe uyarlanarak hazırlanmış toplam 6 pompa üzerinde yapıldı. Pompa performansları, S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Bölümü Pompa Deney Ünitesinde, ISO 2548 standardına göre yürütüldü.

Araştırma sonucunda, aynı anma çaplarındaki sol dönüşlü olan pompalar daha yüksek sistem verimine ulaşmıştır. Pompaların sistem verimi, pompa anma çapı büyüdükçe artmıştır. Dönüş yönünün sistem verimine etkisi, sayısal olarak 150, 175 ve 200 mm anma çaplı pompalarda sırasıyla, 0.0002, 0.0005 ve 0.0012 değerlerinde bulunmuştur. Bunun nedeni, coriolis kuvvetinin etkisine bağlanmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Dalgıç pompalar, sistem verimi, coriolis kuvveti, pompa dönüş yönü.

### The Effect on System Efficiency of Revolution Direction in Deep Well Submersible Pumps Used in Irrigation

**Abstract :** In this study, the effect on system efficiency of the revolution direction in submersible deep well pump used in irrigation was evaluated. In experiments were conducted with total 6 pumps. The original revolution direction of the three pumps was left. Vane form of another three pumps was changed and revolution direction was adapted to right. Geometric and hydraulic similarity of the pumps was kept. The nominal diameters of the pumps were 150, 175 and 200 mm. Performances of the pumps were determined with respect to ISO 2548 in Selçuk University, Faculty of Agriculture, agricultural machinery department pump experiment station.

According to results, the high system efficiency was obtained from the left revolution direction pumps. As increasing pump nominal diameter, system efficiency of pumps increased. The effects on system efficiency of the revolution direction were found 0.0002 for 150 mm pump, 0.0005 for 175 mm pump and 0.0012 for 200 mm pump in respectively. It can be said that, coriolis force had effected on this results.

**Key words:** Submersible pumps, system efficiency, coriolis force, revolution direction.

### GİRİŞ

Tarım kesiminde yüksek nitelik ve nicelikli üretimin gerçekleştirilmesi, sulamaya geniş oranda bağlı bulunmaktadır. Genel anlamıyla sulama, bitkilerin yetişme döneminde gereksinim duyduğu suyun doğal yollarla karşılanamayan kısmının; istenilen zamanda, yeterli miktarda ve en az enerji tüketimi ile yapay yollarla sağlamayı amaçlar.

Yer üstü su kaynaklarının yetersiz olduğu veya iletiminin ekonomik olmadığı zaman yer altı su kaynaklarından yararlanılmaktadır. Su kaynağı, tarladan daha düşük bir rakımda ise sulama su

kaynağından yararlanabilmek için mutlaka bir pompaj tesisine gereksinim duyulmaktadır.

Bir pompaj tesisinin üç ana elemanı olan pompa, motor ve iletim hattı gibi mekanik araç ve gereçlerin mühendislik açısından önemle incelenmesi gerekmektedir. Santrifüj pompaların yapısı ve emmedeki olumsuzlukları nedeniyle daha derinlerdeki sulardan yararlanma ihtiyaçları derin kuyu pompalarının yapımına ve gelişmesine sebep olmuştur (Ertöz, 1996; Uçar, 1996).

Sondaj kuyularında kullanılan derin kuyu pompalarının, santrifüj esasa göre çalışmasına karşın, daha küçük çaplı, kademeli yapıma zorunluluğu, güç aktarma ve kuvvet kaynağındaki teknolojik eksiklikler, derin kuyu pompalarının daha geç devreye girmesine neden olmuştur. İlk derin kuyu pompası 1901 yılında Byron Jackson tarafından üretilmiştir (Gökelim, 1976).

Türkiye’de 2000 yılı sonu itibariyle toplam 12 milyar m<sup>3</sup>/yıl potansiyele sahip yer altı suyunun fiili olarak %50’si kullanılabilmiştir (Anonim, 2002). Bu 6 milyar m<sup>3</sup> suyun çekilmesinde yaklaşık olarak 60 000 adet derin kuyu pompası kullanılmıştır (Anonim, 2001). Bu yüzden, pompaj tesislerinde enerji etkinliği daha fazla önem kazanmaktadır. Zira, pompaj tesisindeki hem pompa hem de motor, enerji dönüşümünü sağlayan ünitelerdir. Kurulu derin kuyu pompaj tesislerinin sayısı, fiili yıllık yer altı suyu kullanımı, tesislerin ortalama yıllık çalışma süresi, pompaj tesislerinin genel verimleri ve derin kuyularının ortalama dinamik seviyesi dikkate alındığında yaklaşık 1 milyon kW’lık kurulu pompaj tesisi motor gücünün olduğu tahmin edilebilir. Buradan, yıllık 1.5 milyar kWh’lık enerji tüketildiği söylenebilir. Pompaj tesislerinde %1 düzeyindeki bir verim iyileştirilmesinin yapılması, yine yıllık 1.5 milyon kWh’lık enerji tasarrufu demektir ki, bu rakamda hiç azımsanmayacak bir değer olmaktadır. Kaldı ki, günümüzde pompaj tesisleri ortalama %20 düzeyinde verim iyileştirme bekler durumdadır. Bir pompaj tesisinin yüksek sistem verimi ile çalıştırabilmek için öncelikle iyi bir sistem tasarımı, yüksek verimli bir pompa ve motor seçimi ile doğru bir bakım ve işletim gerekmektedir (Baysal, 1979; Garih, 1979; Serven, 1979; Ülkü, 1979).

Uygulamada, derin kuyu pompaları çark dönüş yönü bakımından incelendiğinde, saat yelkovanı yönünde (sağ) veya tersi yönde (sol) dönen pompaların var olduğu görülmektedir. Pompa imalat sektöründeki sorumluların, bunun nedenini bilmedikleri, kopya etmek için referans aldıkları model pompanın o şekilde olmasından kaynaklandığını ifade etmektedirler. Hatta bir kısmı bu dönüş yönü özelliğini, pompa verimi bakımından biri diğerinin aleyhinde kullanıldığına tanık olunmaya başlamıştır. Bu husus teknik olarak dönüş yönüne, buradan da Coriolis ivmesi gibi saptırıcı kuvvetlere dayandırılabilir. Fakat, bu saptırıcı kuvvetin, sistem verimine gerçekten

de hissedilir düzeyde etkisi olabilir miydi? Bu sorunun hem deneysel hem de analitik olarak araştırılması gerekmektedir. Benzeri olayları tabiatta da gözlemlemek mümkündür. Kuzey kutbundan bakıldığında, kuzey yarım küredeki herhangi bir nokta da dünya, saat yelkovanının tersi yönde yani sola dönmektedir. Başka deyişle batıdan doğuya doğru dönmektedir. Güney kutbundan bakıldığında ise güney yarım küredeki herhangi bir nokta da dünya sağa doğru dönmekte olduğu gözlenebilir.

Türkiye, kuzey yarım kürede yer almaktadır. Kuzey yarım kürede yer üzerindeki hareketli bir kimse için coriolis kuvvetinin sağa doğru saptığını görürüz. Yukarıdan baktığımızda banyo yada lavabo suyunun küvetten akması saatin tersi yönüne doğru olduğunu görebilmek mümkündür (Anonim, 2004). Basınç merkezleri etrafında hava akımının yönü de benzer şekilde açıklanabilir (Kara, 2003). Derin kuyulardan su çıkarma olayı da, yukarıdaki örneklere benzer şekilde, uygulama da iki farklı yönde dönen pompalardan birinin diğerine göre bir miktar avantaj sağlayacağı düşünülebilir. Ayrıca, çarkı sola dönen pompaların difüzör gövde kanatlarının formu sağa yönlendirecek şekilde tasarlanma durumu da burada üzerinde düşünülmesi gereken bir olgudur. Burada, benzer şekilde çarkı sağa dönen pompaların difüzör gövde kanatları biçiminin de sola yönlendirecek şekilde tasarlanmış olduklarını ifade edilmelidir. Yapılan literatür taramasında da, dönüş yönünün, herhangi bir pompa performansına etkisi konusunda önemli bir bilimsel çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu nedenle, çalışmada dalgıç tip derin kuyu pompalarında dönüş yönünün, pompa performanslarına etkisinin deneysel ve analitik olarak araştırılması amaçlanmıştır.

## **MATERYAL ve YÖNTEM**

### **Materyal**

Bu proje çalışmasında, Konya pompa sanayiinde imalatı yapılan 150, 175 ve 200 mm anma çaplı, sol dönüşlü (saat yelkovanının dönüş yönünün tersi yönde) dalgıç pompalar orijinal materyal olarak kabul edilmiştir. Sonra bu orijinal pompaların çark ve difüzör gövdenin çapı, genişliği, yüksekliği, kanat sayısı, genişliği ve kalınlıkları gibi boyutları aynı tutularak, sadece geriye dönük kanat biçimleri sağ (saat yelkovanının dönüş yönünde) dönüş yönüne göre

değiştirilmiştir. Böylece, üçü sol dönüşlü orijinal, üçü de sağ dönüşlü dönüştürülmüş olmak üzere toplam altı adet pompa materyal olarak kullanılmıştır.

Denemeye alınan pompaların, çark ve difüzörüne ait işlenmiş haldeki resimleri Şekil 1 de, 200 mm anma çaplı pompanın model resimleri de Şekil 3 de

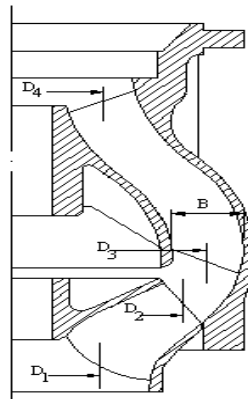
gösterilmiştir. Ayrıca, şematik olarak bazı teknik boyutlar Şekil 2 de ve bu boyutlara ait ortalama değerler ise Tablo 1 de verilmiştir. Pompa denemelerinin yapıldığı, deney ünitesinin şematik görünüşü Şekil 4 de gösterilmiştir.



**Şekil 1. Tüm pompaların çark ve gövdelerinin işlenmiş durumdaki resimleri**

**Tablo 1. Pompaların Bazı Temel Boyutları**

Pompa Boyut	150 mm		175 mm		200 mm	
	Sol	Sağ	Sol	Sağ	Sol	Sağ
$D_1$ (mm)	53.7	53.9	58.7	58.2	73.6	73.1
$D_2$ (mm)	108.9	109.4	127.4	128.1	145.5	145.9
$B_1$ (mm)	28.0	27.7	40.5	41.6	41.2	41.2
$B_2$ (mm)	18.0	18.0	13.0	13.0	18.0	18.0
$z_{\text{çark}}$ (adet)	6	6	6	6	6	6
$z_{\text{difüzör}}$ (adet)	5	5	8	8	7	7
$\beta_2$ (°)	23.1	24.4	28.1	27.7	27.7	26.3
$s_2$ (mm)	5	5	5	5	5	5



**Şekil 2. Pompa kademesinin temel boyutları.**



Sol çark



Sağ çark

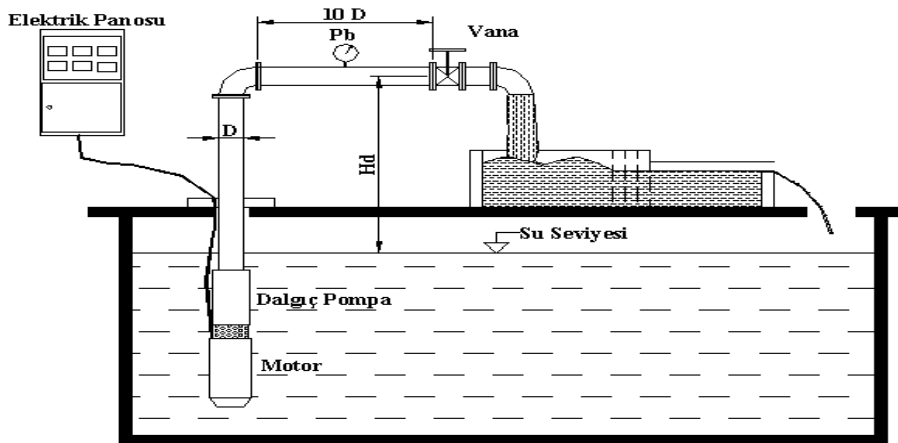


Sol difizör



Sağ difizör

Şekil 3. 200 mm' lik pompaların çark ve gövdelerinin model resimleri



Şekil 4. Pompa deney ünitesinin şematik görünümü.

Denemelerde kullanılan dalgıç motorların ve bazı ölçme enstrümanların teknik özellikleri de Tablo 2 de verilmiştir.

**Tablo 2. Denemelerde Kullanılan Motor ve Ölçme Enstrümanların Bazı Teknik Özellikleri.**

Enstrüman cinsi	Bazı teknik özellikleri
Dalgıç motoru 1	EMTAŞ, 6",15 BG, 2845 1/min, 24.3 A, 380 V, $\cos\phi^*$ 0.84, $\eta^*$ %80.5
Dalgıç motoru 2	EMTAŞ, 8",30 BG, 2870 1/min, 46.1A, 380 V, $\cos\phi^*$ 0.85, $\eta^*$ %81.5
Savak kanalı	Yanal daralması dikdörtgen plaka,0-200 l/s kapasiteli, savak kanalı genişliği 0.9 m, savak plaka yüksekliği 0.32 m
Manometre	Gliserinli, bourdon tip, 0-10 kg/cm <sup>2</sup> , %5 hassasiyetli, 1/2" bağlantılı
Elektrik sayacı	MG17T, Üçfaz 4 telli aktif sayaç, 55 devir/kWh, 3x220/380V, 30(75)A
Kronometre	Hanhart 7 jewels shockproof,15dakika kapasiteli, 1/10 saniye hassasiyet.
Çelik şerit metre	0-3 m ve 0-0.5 m kapasiteli, 1 mm hassasiyetli
Kumpas	Dijital 170 mm kapasiteli, 0.01 mm hassasiyetli
Balans makinesi	Mess-matic / SDM 50, 500-900 1/min, Balans azaltma oranı: %97, En az kalıntı balansı 60 g mm, Rotor çapı 370 mm, yüksekliği 200 mm, Atalet momenti x (balans devri) <sup>2</sup> : $1.9 \times 10^6$ kgm <sup>2</sup> /min <sup>2</sup>
Termometre	-40/+50 °C kapasite civalı tip, 1 °C hassasiyetli.
Higrometre	Hygro-Haar-Synth, % 0- 100 kapasite, %1 hassasiyet

\*: Motorların %75 yüklenmesindeki katalog değerleridir(Anonim, 1990).

## Yöntem

Dönüş yönünün etkisini görebilmek için, yüksek devirli, direkt akuple edilmiş, tarımsal sulamada yaygın olarak kullanılan yerli yapım dalgıç pompalar seçilmiştir (Başçetinçelik, 1970; İkişler ve Samioğlu, 1979).

Kanat biçiminin değiştirilmesi işlemi, sektörde deneyimli kalifiye modelcilere alüminyum malzemeden yaptırılmıştır. Sağ dönüğe göre yapılan modellerin, orijinal (sol) modelin geriye dönük kanat biçimine uygun şekilde değiştirilip değiştirilmediğinin kontrolü için Canon A 200 marka dijital fotoğraf makinesi ile fotoğrafı çekilmiştir. Daha sonra bu fotoğraflar, bilgisayar ortamına aktarılarak Sigma Scan Pro 5 paket programında, pompa çark ve gövdesinin çıkış kesit alanları ve kanat kalınlıklar ölçülmüştür (Ayata, Yalçın ve Kirişçi, 1997). Ardından, çark ve difüzöre ait ölçülen kalınlık ve çıkış kesit alanları, sol dönüşlü pompaya göre bağlı hataları belirlenmiştir (Bağırkan, 1993).

Hem sol (orijinal) hem de sağ dönüşlü (dönüştürülmüş) pompa çark ve difüzör modelleri aynı kalite işçilik ile aynı malzemeden tek parti halinde pik ve DD18 kalitesinde, her bir çark ve gövdeden onar adet dökümü yapılmış, pompa imalatı yapan bir işletmede aynı mekanik işleme tabi tutulmuştur. Pompa gruplarının montajından önce tüm çarkların dinamik dengelenmesi (balans) yapılmıştır. Ayrıca,

montajda pompa gruplarındaki düşey açıklık (klerens) 12 mm olacak şekilde eşit olarak ayarlanmıştır (Çalışır ve Yetkin, 1995; Çalışır, 1996).

Hem sol hem de sağ dönüşlü 150 mm'lik pompalar 6 kademeli 175 mm'lik pompalar ise 3 kademeli olarak montaj edilip, 15 HP gücündeki aynı dalgıç motorla denenmiştir. Benzer şekilde 200 mm'lik pompalar da 3 kademeli olarak montaj edilmiş ve 30 HP aynı dalgıç motorlarla denenmişlerdir. Pompaların kademe sayılarının ve motor güçlerinin belirlenmesinde orijinal pompanın daha önce yapılmış performans değerlerinden yararlanılmıştır.

Pompa denemeleri, S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makineleri Pompa Deney Ünitesinde, ISO 2548 standartlarına göre yürütülmüştür (Anonim,1998). Montajı yapılan pompa - motor grupları, çıkış borusu çaplarındaki 2 m düşey, 2 m yatay doğrultudaki dikişli çelik boru, bir adet 90° dirsek ve ayar vanası ile denemeye alınmıştır. Deney başlangıcında bağlantılar kontrol edildikten sonra basma hattı vanasının tam kapalı konumunda, motora yıldız üçgen bağlantı ile yol verilmiştir. Daha sonra vana tam açılarak, ölçülen değerlerin kaydedilmesine bu konumdan başlanmıştır. Ölçümler basma hattı vanasının 7-9 değişik konumunda yapılmıştır. Her vana konumunda, akışın kararlı hale gelmesi için en az on dakika beklendikten sonra değer okumaları yapılmış ve tutanaklara

kaydedilmiştir. Ayrıca, pompalanan temiz suyun sıcaklığı ile çalışılan ortamın sıcaklığı termometre, bağıl nem de higrometre ile ölçülmüş olup, denemeler sırasında ortam sıcaklığı 18 – 24 °C, su sıcaklığı 16 – 17 °C ve ortam bağıl nemi ise %54-61 arasında değişmiştir. Değişik debi değerleri, denemeler sırasında basma hattındaki ayar vanasının konumu değiştirilerek elde edilmiştir (Tezer, 1978).

Pompa devir sayısı, motor ile pompa direkt bağlı olduğundan motor etiketindeki belirtilen nominal yükteki devir sayısı olarak kabul edilmiştir (Tablo 2).

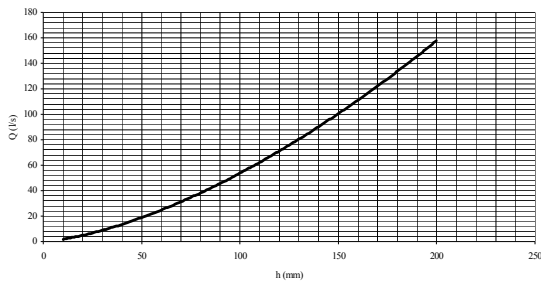
Debinin belirlenmesinde yanal daralmasız dikdörtgen savak için hazırlanmış Şekil 5 deki kalibrasyon eğrisi kullanılmıştır. (Doğuş ve Tezer, 1963).

Pompanın çıkış basıncı, Şekil 4 de gösterilen çıkış borusu üzerine bağlanan bir manometre ile  $kg/cm^2$  birimiyle ölçülmüş ve daha sonra 10.2 ile çarpılarak  $m$  birimine dönüştürülmüştür (Hansen, 1974; Schulz, 1977).

Sistemin şebekeden çektiği elektriksel güç, sayaç yöntemi ile ölçülmüştür. Güç ölçümü, sabitesi 55 devir/kWh sayaç diskinin 10 devrini tamamlama süresi kronometre ile belirlenmiştir (Anonim, 1993).

Toplam dinamik yükseklik (TDY), çıkış basıncı, dinamik seviye, yük kaybı ve hız yüksekliklerinin toplanması ile bulunmuştur (Hansen, 1974; Yang, 1993; Yalçın, 1998; Loftis ve Miles, 2001;).

Pompaların sistem etkinliği de hidrolik gücün, sistemden çekilen güce oranlanarak hesaplanmıştır (Tezer, 1978; Anonim, 1993).



Şekil 5. Yanal daralmasız dikdörtgen savağın yükseklik - debi ilişkisi (H-Q).

Özgül hızın hesabında, kademe başına düşen TDY kullanılmıştır.

Pompaların performansları ve bazı yapısal boyutları ( $D_2, z, s_2, B_2, \beta_2$ ) ölçüldükten sonra, pompa

çıkış koşulları için hız bileşenleri teorik olarak aşağıdaki sıra ve eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır (Gökelim, 1976; Tezer, 1978; Karassik ve ark., 1986).

$$\omega = \pi n / 30 \quad (1)$$

$$U_2 = D_2 \omega / 2 \quad (2)$$

$$C_{m2} = Q / [(\pi \cdot D_2 \cdot z \cdot s_2) \cdot B_2] \quad (3)$$

$$W_2 = C_{m2} / \sin \beta_2 \quad (4)$$

$$W_{u2} = W_2 \cos \beta_2 \quad (5)$$

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} \quad (6)$$

$$C_2^2 = C_{m2}^2 + C_{u2}^2 \quad (7)$$

$$\cos^{-1} \alpha_2 = C_{u2} / C_2 \quad (8)$$

Coriolis ivmesi ve kuvvetinin, hesaplanmasında enlem derecesi 37°52' KE (90- $\theta$ ) ve boylam derecesi ( $\phi$ ) olarak da 32°29' DB değerleri kullanılmıştır (Anonim, 2003). Coriolis ivmesi ve kuvvetinin konumu,  $e_r, e_\theta, e_\phi$  küresel koordinat birim vektörleri (Şekil 6) cinsinden ifade edilmiş olup, aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\Omega = \Omega e_z \quad (9)$$

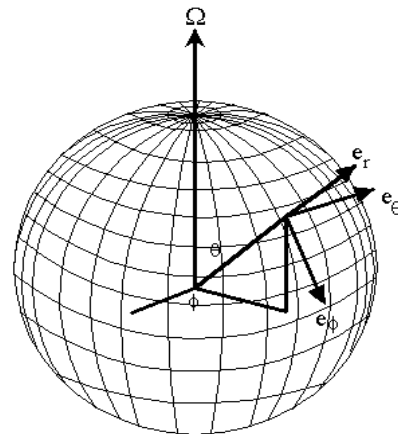
$$C_2 = C_{2r} e_r + C_{u2} e_\theta + C_{m2} e_\phi \quad (10)$$

$$a_{\text{coriolis}} = 2 \Omega \times C_2 \quad (11)$$

$$F_{\text{coriolis}} = 2 Q \cdot \gamma \Omega \times C_2 \quad (12)$$

$$N_{\text{coriolis}} = F \cdot C_2 \quad (13)$$

Burada,  $C_2$  pompa çarkının mutlak su hızı,  $Q \cdot \gamma$  kütleli debi,  $a$   $m/s^2$  ivme ve  $F$  N de kuvveti ifade etmektedir.  $\Omega$ , dünyanın açısal hızı olup,  $7.2722 \cdot 10^{-5}$  rad/s hesaplanmıştır. Dünyanın ortalama yarı çapı ise 6370 km olarak kabul edilmiştir (Tezer, 1978; Aköz, 2000; Kara, 2003; Anonim, 2004).



Şekil 6. Küresel birim vektörlerin yer küre üzerindeki görünümü

## ARAŞTIRMA BULGULARI

Orijinal sol dönüşlü pompaları çark ve gövdelerinin sağ dönüşlü kanat biçimine dönüştürmedeki bağıl hata oranları, kanat kalınlığı ve çıkış kesit alanları her üç anma çaplı pompa için Tablo 3 de verilmiştir.

Pompa denemelerinin yapıldığı yerdeki dünyanın çevre hızı,  $v = 314.54 e_{\theta} - 198.73 e_{\phi}$ , bileşkesi 376.06 m/s olarak hesaplanmıştır. Coriolis ivmesi,  $a_c = -0.029 e_{\theta} - 0.046 e_{\phi}$ , bileşkesi de 0.054 m/s<sup>2</sup> bulunmuştur. Coriolis ivmesi ve pompanın en yüksek verim noktasındaki ölçülen debi değeri esas alınarak hesaplanan coriolis kuvveti ve suyun mutlak hızı vektörel büyüklükleri pompa dönüş yönüne göre aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$C_{2sol} = -Cu_2 e_{\phi} - Cm_2 e_{\theta}$$

$$C_{2sağ} = +Cu_2 e_{\phi} - Cm_2 e_{\theta}$$

$C_2$  hızının  $e_r$  doğrultusundaki bileşeni sıfır olmaktadır. Dünyanın açısal hızı,  $\Omega = \Omega e_z$  ve Coriolis ivmesi de  $a_c = 2\Omega \times C_2$  olduğuna göre, pompaların dönüş yönlerine göre Coriolis ivmeleri vektörel olarak şu şekilde bulunur.

$$a_{csol} = 2\Omega e_z \times (-Cu_2 e_{\phi} - Cm_2 e_{\theta})$$

$$a_{csoğ} = 2\Omega e_z \times (Cu_2 e_{\phi} - Cm_2 e_{\theta})$$

Vektörel çarpım ve silindrsel ile küresel birim vektör dönüşümleri göz önüne alındığında, sol ve sağ dönüşlü pompaların Coriolis ivmeleri aşağıdaki şekle dönüşür.

$$a_{csol} = 2\Omega (Cu_2 \sin\theta e_r + Cu_2 \cos\theta e_{\theta} - Cm_2 \cos\theta e_{\phi})$$

$$a_{csoğ} = 2\Omega (-Cu_2 \sin\theta e_r - Cu_2 \cos\theta e_{\theta} - Cm_2 \cos\theta e_{\phi})$$

Birim zamanda pompalanan su kütlesi  $Q$  olarak alındığında Coriolis kuvvetleri de şu şekilde bulunur.

$$F_c = Q \cdot \gamma \cdot a_c$$

$$N_c = C_2 \cdot F_c$$

Denemeleri yapılan pompaların Coriolis ivme ve kuvvetlerinin vektör ve şiddetleri ile Coriolis güç değerleri de Tablo 4 de gösterilmiştir.

Denemeleri yapılan pompaların en yüksek verim noktaları ve çark boyutları esas alınarak pompa çarkı çıkış hızı bileşenleri Tablo 5 de gösterilmiştir.

Pompa denemelerinden bulunan performans sonuçları ise Tablo 6 da verilmiştir.

**Tablo 3. Pompa Çark ve Gövdesinin Kanat Biçimi Dönüşümündeki Bağıl Hatalar (%).**

KONTROL	POMPA ANMA ÇAPI	ÇARK	DİFİZÖR
Kanat kalınlığı	150 mm	1.21	2.05
	175 mm	0.47	2.35
	200 mm	1.67	2.63
Çıkış kesit alanı	150 mm	0.54	0.95
	175 mm	0.68	1.01
	200 mm	0.39	0.74

**Tablo 4. Pompaların Coriolis İvme, Kuvvet ve Güç Değerleri**

Pompa	Coriolis ivmesi $a_c \times 10^{-5} \text{ m/s}^2$				Coriolis kuvveti $F_c \times 10^{-4} \text{ N}$				Güç W
	$e_r$	$e_{\theta}$	$e_{\phi}$	Şiddeti	$e_r$	$e_{\theta}$	$e_{\phi}$	Şiddeti	
150 mm sol	138.3	106.2	-16.0	175.1	139.7	107.4	-16.1	176.9	0.2146
150 mm sağ	-142.7	-109.6	-15.8	180.6	-142.7	-109.6	-15.8	180.6	0.2258
175 mm sol	131.5	101.1	-35.7	169.7	255.4	196.2	-69.3	329.4	0.3989
175 mm sağ	-131.9	-101.4	-35.5	170.1	-255.9	-196.7	-68.9	330.0	0.4003
200 mm sol	161.0	123.7	-36.7	206.3	525.1	403.5	-119.7	672.9	0.9804
200 mm sağ	-158.2	-121.6	-35.8	202.7	-493.6	-379.2	-111.9	632.4	0.9043

**Tablo 5. En Yüksek Verim Noktasındaki Çark Çıkış Hızı Bileşenleri.**

Pompa	Yön	$\omega$	$U_2$	$C_{M2}$	$W_2$	$W_{U2}$	$C_{U2}$	$C_2$	$\alpha_2$	$\beta_2$
150 mm	Sol	297.8	16.21	1.80	4.68	4.22	12.00	12.13	8.5	23.1
	Sağ	297.8	16.29	1.77	4.29	3.91	12.38	12.50	8.1	24.4
175 mm	Sol	297.8	18.97	4.03	8.56	7.55	11.42	12.11	19.4	28.1
	Sağ	297.8	19.07	4.01	8.68	7.63	11.44	12.13	19.3	27.7
200 mm	Sol	300.4	21.85	4.14	8.91	7.88	13.97	14.57	16.5	27.7
	Sağ	300.4	21.91	4.05	9.13	8.19	13.72	14.30	16.5	26.3

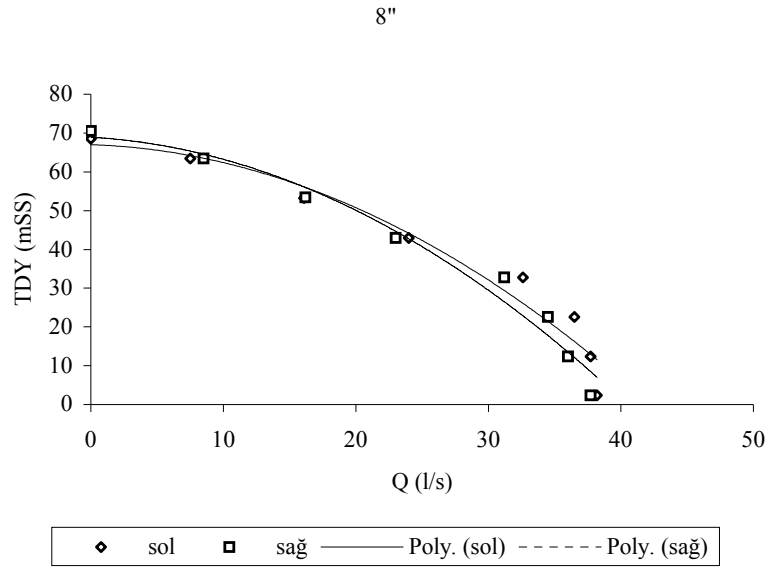
**Tablo 6. Denenen Dalgıç Pompaların Performans Sonuçları**

150 mm sol					150 mm sağ				
$Q$ l/s	$TDY$ m	$N_s$ kW	$\eta_s$ %	$n_q$	$Q$ l/s	$TDY$ m	$N_s$ kW	$\eta_s$ %	$n_q$
15.6	2.2	14.0	2.4		16.2	2.2	14.6	2.4	
15.5	12.4	13.9	13.6		16.1	12.4	15.5	13.5	
14.5	22.6	13.8	23.2		15.0	22.6	13.3	24.9	
13.5	32.8	13.8	31.5		13.5	32.8	13.3	32.6	
12.0	43.0	13.2	38.3		12.0	43.0	13.2	38.2	
10.1	53.2	13.2	39.8	55.6	10.0	52.8	13.3	39.0	55.7
7.5	63.4	12.3	38.0		7.9	63.4	13.0	37.8	
3.2	73.6	9.9	23.4		4.2	73.6	11.0	27.5	
0.0	79.7	9.8	0.0		0.0	78.7	10.5	0.0	
175 mm sol					175 mm sağ				
28.2	2.3	15.9	4.0		27.6	2.3	16.4	3.8	
27.9	12.4	14.7	23.0		25.2	12.4	15.7	19.5	
24.1	22.6	14.6	36.5		23.2	22.6	15.6	32.9	
19.4	32.8	14.4	43.3	65.9	19.4	32.8	15.2	41.1	65.9
14.0	43.0	14.3	41.2		14.0	43.0	14.7	40.2	
5.2	53.2	9.7	28.1		5.6	51.2	11.8	23.9	
0.0	59.3	9.5	0.0		0.0	58.3	11.0	0.0	
200 mm sol					200 mm sağ				
38.2	2.4	23.0	3.9		37.7	2.4	24.8	3.5	
37.7	12.4	22.9	20.0		36.0	12.4	24.4	17.9	
36.5	22.6	22.6	35.8		34.5	22.6	23.7	32.2	
32.6	32.8	21.3	49.2	86.2	31.2	32.8	23.2	43.3	84.3
24.0	43.0	21.2	47.8		23.0	43.0	23.0	42.1	
16.1	53.2	20.9	40.2		16.2	53.4	22.6	37.5	
7.5	63.4	15.6	29.9		8.5	63.4	17.8	29.7	
0.0	68.5	15.0	0.0		0.0	70.5	16.9	0.0	

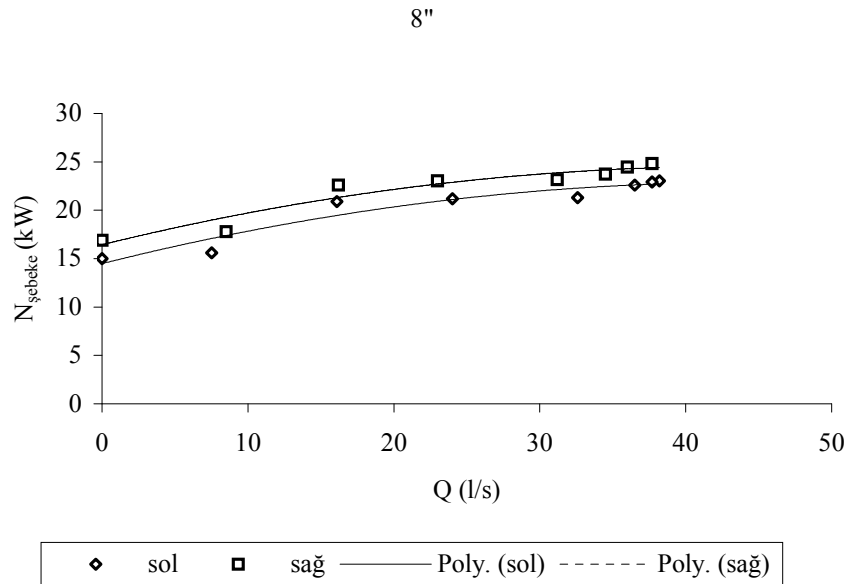
200 mm anma çaplı dalgıç pompada dönüş yönünün TDY-Q ve  $N_s$ -Q eğrilerine etkisi Şekil 7 ve Şekil 8 de verilmiştir.

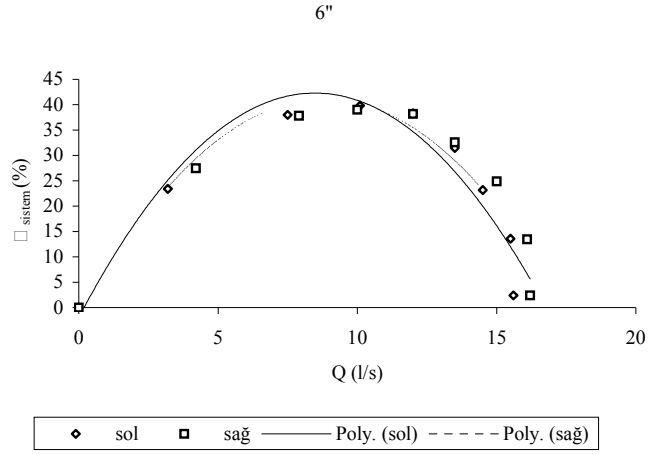
150, 175 ve 200 mm anma çaplı dalgıç pompaların iki farklı dönüş yönü için  $\eta_{\text{sistem}} - Q$  değişimleri sırasıyla, Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11 de verilmiştir.



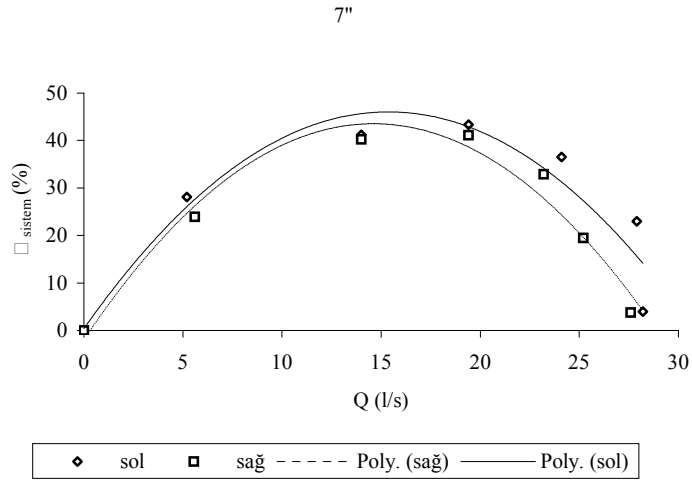


Şekil 7. 200 mm'lik pompaların iki farklı dönüş yönündeki TDY – Q ilişkisi

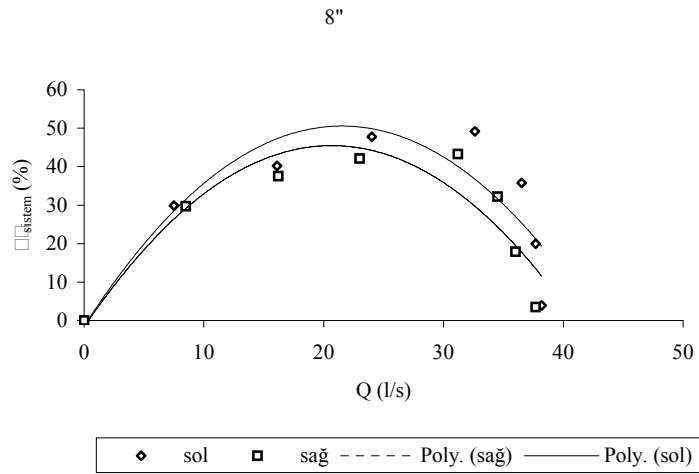
Şekil 8. 200 mm'lik pompaların iki farklı dönüş yönündeki  $N_s$  – Q ilişkisi



Şekil 9. 150 mm'lik pompaların iki farklı dönüş yönündeki  $\eta_s - Q$  ilişkisi



Şekil 10. 175' lik pompaların iki farklı dönüş yönündeki  $\eta_s - Q$  ilişkisi



Şekil 11. 200' lik pompaların iki farklı dönüş yönündeki  $\eta_s - Q$  ilişkisi

## TARTIŞMA ve SONUÇ

Pompa çarklarının kanat biçiminin değişimindeki bağıl hata %0.47 ile %1.67 arasında değişirken, difüzörlerde bu hata %2.05 ile %2.63 arasında değişmiştir. Pompa gövdesinin kanat biçiminin dönüşümündeki hata oranı daha büyük çıkmıştır. Çark ve gövdenin net çıkış kesit alanlarındaki bağıl hata düzeyi daha düşük bulunurken, burada da bağıl hata gövde lehine büyümüştür (Tablo 3). Bağıl hatanın büyüklüğüne neden olarak, modelcilik teknolojisindeki eksiklikler, söz konusu pompa organlarının yapısının karmaşık ve üç boyutlu olması ile kontrol metodunun yeterince hassas olmaması gösterilebilir. Aynı anma çapındaki pompanın, çark ve gövdelerindeki bu geometrik farklılık, pompa performanslarından özellikle debi ve manometrik yükseklik üzerinde etkili olabileceği düşünülebilir (Ülkü, 1979).

Denenen pompaların anma büyüklüğü ile sağlanan debi, verim ve özgül hız arasında literatüre uygun bir değişim belirlenmiştir (Baysal, 1979; Serven, 1979; Dorn ve ark., 1981). Başka ifadeyle, büyük anma boyutlu pompaların debisi büyük, büyük debili pompaların da hem özgül hızı hem de verimi yüksek olmaktadır. Denenen pompaların tamamı özgül hız ( $n_q$ ) bakımından karışık akışlı pompalar sınıfına (55-85) girdiği görülmüştür (Tablo 6). Küçük anma çaplı pompalar küçük, büyük anma çaplı pompalar daha büyük özgül hıza sahip olmuştur. Aynı anma çaplı pompalardan, sol ve sağ dönüşlü pompaların özgül hız değerinin birbirine çok yakın yada eşit olduğu görülmüştür.

Pompa performanslarının iki farklı dönüş yönü bakımından incelenmesi durumunda, örnek olarak 200 mm anma çaplı pompa da TDY-Q karakteristikleri yönünden önemli bir değişim göstermediği söylenebilir (Şekil 7).

Dönüş yönünün etkisi, en fazla pompaların  $N_s$ -Q karakteristiğinde görülmüştür (Şekil 8). Bu etki, pompanın anma çapı büyüdükçe daha da artmıştır. Bunun nedeni, dönüş yönüne bağlı olarak Coriolis ivmesinin doğrultusu ile açıklanabilir. Çünkü, sola dönen pompa çarklarında bu ivme suyun yukarı doğru taşınmasına katkı sağlarken ( $+e_r$ ), sağa doğru dönen pompalarda ise bu ivme aşağı doğru ( $-e_r$ ) yönlendirilmiştir. Bu yüzden, sağa dönen pompalar

Coriolis kuvvetini de yenerek suyu yukarıya kaldırmak için, sola dönen pompalardan daha fazla güç tüketmek zorunda kalmaktadır. Sağa dönen pompalar sola dönen pompalara göre Coriolis gücünün iki katı kadar daha fazla güç tüketmektedirler. Güç tüketiminin artan anma çaplarında daha belirgin hale gelmesi ise anma çapı ile birlikte Coriolis kuvvetinin artmasına bağlanabilir.

Dönüş yönünün, pompaların  $n_s$  - Q karakteristiğine etkisi,  $N_s$ -Q karakteristiği ile benzer değişim göstermiştir (Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11). Bu olay, sol dönüşlü pompaların aynı debi değerlerinde daha az güç tüketimine sahip olmalarından kaynaklanmaktadır. Dönüş yönünün dalgıç pompaların sistem verimine etkisinin sayısal düzeyi; 150, 175 ve 200 mm anma çaplı pompalarda sırasıyla 0.0002, 0.0005 ve 0.0012 oranlarında sol dönüşlü pompaların lehine olduğu söylenebilir.

Günümüzde uygulamaya giren pompaj tesislerinin iyileştirilebilir sistem verimlerinin ortalama %20 düzeyinde olması, dönüş yönünün on binde 2, 5 ve 12 oranlarındaki sistem verimi avantajı önemsiz gibi düşünülebilir. Yazıcı, (1979) ve Yazıcı, (1996), pompa denemelerinde verimin en küçük mertebesi dahi, günümüzde oldukça önemli olduğunu ifade etmiştir. Bununla beraber, birçok ciddi kuruluş, pompa tasarımı, imalatı, seçimi ve işletimi konusundaki olumsuzlukları zaten en aza indirmiş durumdadırlar (Baysal, 1979; Serven, 1979). Bu çalışmada, pompa dönüş yönünün sistem verimine etkisi deneysel ve analitik olarak, bilimsel esaslara göre araştırıldı ve somut sonuçlar ortaya konuldu.

Verim, enerji kullanımının bir göstergesidir. Ülkemizdeki kurulu pompaj tesisi gücü ve yıllık çalışma süreleri göz önünde tutulduğunda, bu çalışmadan elde edilen sonuçların uygulamaya aktarılabilir olması ve enerji tasarrufuna önemli katkı sağlanabileceği söylenebilir.

Sonuç olarak, başta dalgıç tipleri olmak üzere tüm derin kuyu pompalarının sol dönüşlü olarak yapılması, pompaj tesisi sistem verimini olumlu yönde etkileyeceği için pompa imalatçılarının bu önemli noktayı dikkate alması gerektiği hususu önerilebilir.

## LİTERATÜR LİSTESİ

- Aköz, Y., 2000. Dinamik. Beta Yayınları. ISBN:975-486-944-1. İstanbul.
- Anonim, 1990. EMTAŞ Dalgıç Motorları Kataloğu. Ankara.
- Anonim, 1993. Dalgıç Pompalar TS 11146. TSE. Ankara.
- Anonim. 1998. Radyal (Santrifüj), Karışık Akışlı ve Eksenel Pompalar İçin Kabul Deneyi Esasları C Sınıfı (ISO 2548). POMSAD Yayınları No:4. İstanbul.
- Anonim, 2001. Türkiye İstatistik Yıllığı. T.C. Başbakanlık Devlet İstatistik Enstitüsü. Ankara.
- Anonim, 2002. DSİ 2002 Yılı Ajandası. T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı. DSİ Genel Müdürlüğü. Ankara.
- Anonim, 2003. Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü kayıtları. Ankara.
- Anonim,2004. <http://gulf.ocean.fsu.edu/~www/coriolis/coriolis.pdf>
- Ayata, M., Yalçın, M. ve Kirişçi, V. 1997.Evaluation of soil-tine interaction by using image processing system. 17. Tarımsal Mekanizasyon Ulusal Kongresi: 267-274., Tokat.
- Bağırkan, Ş., 1993. İstatistiksel Analiz. Bilim Teknik Yayınları. S. 301. İstanbul.
- Başçetinçelik, A., 1970. Dalgıç Pompalarda Arıza Kaynakları. Ziraat Makinaları Dergisi. 8(29-30):53-57. Ankara.
- Baysal, K., 1975. Tam Santrifüj Pompalar (Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri). İTÜ Kütüphanesi Sayı: 1038. İstanbul.
- Baysal, K., 1979. Santrifüj Pompalarda Verim Optimizasyonu. 1. Pompa Kongresi. 7-24. Ankara.
- Çalışır, S., ve Yetkin, Ş., 1995. Konya'da İmal Edilen Bazı Düşey Milli Derin Kuyu Pompalarının İşletme Karakteristiklerinin Belirlenmesi. S.Ü. Araştırma Fonu. Proje No. FBE- 92/202. Konya.
- Çalışır, S. 1996. Konya'da İmal Edilen Bazı Düşey Milli Derin Kuyu Pompalarının İşletme Özellikleri ve Değişik Yörelere Uygunluğunun Belirlenmesi. S.Ü.Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makineleri Ana Bilim Dalı. Doktora Tezi. Konya.
- Doğuş, R ve Tezer, E. 1963. Pompalarda debinin boru dışında depo ve savaklarla ölçülmesine ait metotlar. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları:223. Ankara.
- Dorn, T.W., Schroeder, M.A., and Fischbach, P.E., 1981. How to Adjust Vertical Turbine Pumps for Maximum Efficiency. Nebraska Cooperative Service. EC-81/760. Nebraska.
- Ertöz, A.Ö., 1996. Yeraltı Suları Pompaj Ekonomisi ve Pompa Seçimine Etki Eden Faktörler, 2. Pompa Kongresi. 24-33. İstanbul.
- Garih, Ü., 1979. Türkiye'de Pompa İmalatı, Bugünkü Koşullar ve İlerisi İçin Beklenen Gelişmeler. 1. Pompa Kongresi. 319-322. Ankara.
- Gökelim, A.T., 1976. Pompalar. Birsen Yayınevi. İstanbul.
- Hansen, J.D., 1974. Laboratory Testing of Centrifugal and Vertical Turbine Pump. ASHRAE Trans. 80(2):448-455. USA.
- İkizler, C., ve Somioğlu, S., 1979. Dalgıç Pompalar ve Türkiye Ekonomisi Bakımından Yer altı Sularının Değerlendirilmesi. 1. Pompa Kongresi. 53-56. Ankara.
- Kara, M. 2003. Meteoroloji. S.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No:24. Konya.
- Karassik, I.J., Krutzsch, W.C., Fraser, W.H., and Messina,J.P., 1986. Pump Handbook. McGraw-Hill Book Company Inc. New York.
- Loftis, JC ve Miles, DL. 2001. Irrigation Pumping Plant Efficiency. Colorado State University, Crop Series No:4.712. USA.
- Schulz, H., 1977. Die Pumpen (Arbeitweise, Berechnung, Kontrüktion), Springer-Verlag. Berlin.
- Serven, E.J., 1979. Pompalar ve Enerji Tasarrufu. 1. Pompa Kongresi. 297-316. Ankara.
- Stepanoff, A.J., 1993. Centriugal and Axial Flow Pump (Theory, Design and Application). Krieger Publishing Company. Florida.
- Tezer, E. 1978. Sulamada Pompaj Tesisleri (Proje Seçim ve İşletme Yöntemleri). Cilt 1-2-3. Ç.Ü.Ziraat Fakültesi Yayınları. Adana.
- Uçar, M., 1996. Yeraltı Suyunun Çıkarılmasında Kullanılan Pompaların Karakteristik Özellikleri ve Uygun Pompa Seçimi. 2. Pompa Kongresi. 241-250. İstanbul.
- Ülkü, Z.A., 1979. Model-Gerçek Pompa Verimi Çevriminde Pürüzlülük Etkisinin Etüdü. 1. Pompa Kongresi. 217-228. Ankara.
- Yalçın, K.1998. Hacimsel ve Santrifüj Pompalar. ISBN:975-436-034-0. Çağlayan Kitapevi. İstanbul.
- Yang, C.S., 1993. Effect of Diffuser Vane Inlet Area on the Vertical Turbine Pump Performance. FED V(3) Publby ASME p. 29-35. New York.
- Yazıcı, H. F., 1979. Santrifüj Pompaların Denenmesi. 1. Pompa Kongresi. 247-284. Ankara.
- Yazıcı, H. F., 1996. Santrifüj Pompaların Denenmesi. 2. Pompa Kongresi. 1-15. İstanbul.