

DÜŞÜK KANAT SAYILI DALGIÇ POMPA ÇARKLARINA İLAVE EDİLEN ARA KANATÇIKLARIN POMPA PERFORMANSINA ETKİLERİ

*Mustafa GÖLCÜ**

*H. Sevil ERGÜR***

*Yaşar PANCAR***

Özet: Debi-yük karakteristiğinin kararlılık durumu; kanat sayısı, kanat çıkış açısı, çark çıkış çapı gibi geometrik faktörlere bağlı olarak değişmektedir. Kanat sayısının düşük olmasından dolayı oluşan hidrolik kayıplar, iki ana kanat arasındaki merkez akış hattı üzerine ara kanatçık yerleştirilmesi ile azaltılabilir. Uygulamada kanat sayısı genellikle tecrübe edilmiş değerlere bağlı olarak seçildikten sonra, kanatların çıkış açısının hesabı yapılır. Bu çalışmada; kanat sayısı $z = 3$ ve $z = 4$ olan düşük kanat sayılı ve düşük kanat çıkış açısına ($\beta_{2K}=15^0$) sahip dalgıç pompa çarklarına; iki ana kanadın merkez akış hattı üzerine ana kanat boyunun % 25-35-50-60 ve 80 oranlarında ara kanatçıklar yerleştirilerek, dalgıç pompa performansı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiş ve $H_m=f(Q)$ karakteristiği kararlı hale getirilerek verimde artış sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dalgıç Pompa, Çark Geometrisi, Kanat Sayısı, Ara Kanatçık.

The Effects of Splitter Blades with Low Blade Number on Deep Well Pump Performance

Abstract: Stability of head-flow characteristics depend on the geometrical factors ie. on the number of blades, blade discharge angle, impeller diameter. Splitter blades are located at the center line of the flow that is between adjacent blades. On the location, the hydraulics losses caused by low blade number can be overcome. In practice, the blade number is chosen as request and the discharge angle is only calculated. In this study, deep well pumps having low number of blades ($z = 3$ and 4) and low blade discharge angle ($\beta_{2K}=15^0$) are considered. Splitter blades having different length (25, 35, 50, 60, and 80 % of the main blade length) are located at the center line of the main blades. It has been experimentally investigated the effect of splitter blades on the deep well pump performance. The head-flow characteristics are obtained for each pump and the efficiency is improved.

Key Words: Deep Well Pump, Impeller Geometry, Blade Number, Splitter Blade.

1. GİRİŞ

Dünyadaki nüfus artışı, sulu tarımın gelişmesi, gelişen endüstrideki su ihtiyacı ve yaşam konforundaki artış nedeniyle yeraltı su seviyelerinin düştüğü bilinmektedir. Bu nedenle yeraltı sularını yeryüzüne çıkarmak için dalgıç pompalar kullanılır. Oldukça yaygın olarak kullanılan dalgıç pompalar kademeli santrifuj pompalar olarak da tanımlanabilir.

Çark veriminin artırılması ve daha iyi bir pompa performansına ulaşılabilmesi, pompa tasarımcısının tecrübesine bağlı olsa da, tasarım için genellikle temel tasarım kitaplarında bulunan ampirik denklemlerden yararlanılır (Baysal, 1975; Çallı, 1991; Kovats ve Desmur, 1994). İstenen çalışma noktasında en iyi verimi elde etmek için, özellikle tasarım aşamasında göz önünde bulundurulması gereken iki temel kriter, kanat açısının değişimi ile birlikte meridyenel geometrinin tanımlanmasıdır (Stepanoff, 1967). Çark içindeki akış yapısını ve pompa performansını etkileyen geometrik faktörlerin (kanat sayısı, kanat çıkış açısı, çark çıkış çapı gibi) etkilerinin bilinmesi ile daha iyi performansla sahip pompa çarklarının tasarımı gerçekleştirilebilir. Pratikte kanat sayısı genellikle tecrübe edilmiş değerlere bağlı olarak seçildikten sonra, kanatların çıkış açısının hesabı yapılır. Kanat çıkış açısı, kanat profilinin sadece bir bölgesini karakterize ettiği için tek başına kullanıldığında çok az bir öneme sahiptir.

* Pamukkale Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Kınıklı, Denizli.

** Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Meşelik, Eskişehir.

Bu yüzden gerekli manometrik yüksekliğin tespitinde, kanat çıkış açısı tek başına yeterli değildir. Değişik açılarda aynı çalışma noktasını elde etmek mümkündür (Kovats ve Desmur, 1994).

Pompanın küçük özgül hızlı olması hem konstrüktif ve imalat zorlukları doğurur hem de verimlerinin düşük olmasına neden olur. Düşük özgül hızlı pompaların hidrolik problemlerinin çözümü için çeşitli prensipler ortaya konmuştur (Shouqi, 1997). Bunlardan bir tanesi de ara kanatçık prensibidir. Çark kanalında koniklik açısı çok büyükse (10^0) ve diğer yollardan küçültme olanağı yoksa kanat sayısı aynı kalmak şartıyla iki ana kanat arasına ilave kanatçıklar konularak koniklik düşürülerek ayırmalar önlenir (Baysal, 1975). Çarklarda ara kanatçık kullanımının uygun olup olmaması; koniklik açısının 10^0 'den büyük olması ile birlikte kanat çıkış açısına ve kanat sayısına da bağlıdır (Gölcü, 2001).

Ara kanatçık kullanmanın mekanik (işlemsel) amaçlı tercih edilme nedenleri sırasıyla;

1. Optimum tasarımı sağlamak,
2. Tasarım noktaları arasında en iyi bölgeyi yakalamak,
3. Geometrik şekillere ve parametrelere bağlı olarak uygulamak,
4. Teknolojik avantaja sahip olması (döküm esnasında ara kanatçığın konulabilirliğinin zorluğu bir mahzurdur)

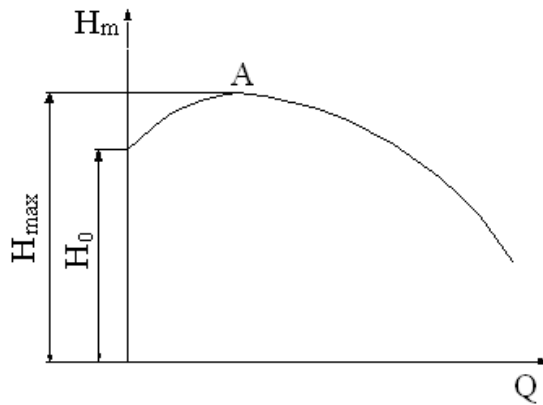
şeklindedir.

Bu çalışmada; tek kademeli bir dalgıç pompa dizayn ve imalatı yapılmış olup, kanat sayısı $z = 3$ ve $z = 4$, kanat çıkış açısı $\beta_{2K}=15^0$ olan dalgıç pompa çarklarına ana kanadın % 25, % 35, % 50, % 60 ve % 80 oranlarında ara kanatçıklar ilave ederek pompa performansı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Ara kanatçığın pompa performansı üzerine etkisini daha iyi inceleyebilmek için, her denemede ara kanatçığın boyu kesilmek sureti ile değil, her boydaki ara kanatçıkların ayrı ayrı modelleri yapılarak döküm esnasında ara kanatçık ilavesinin zorluğu giderilmeye çalışılmıştır. Dökümden sonra göbek, ana kanatlar ve ara kanatçıklar üzerindeki pürüzlülükler, kum püskürtme yöntemi ile azaltılmış ve yüzeylerin hassasiyeti arttırılmıştır.

2. PERFORMANS ÜZERİNE GEOMETRİK FAKTÖRLERİN ETKİSİ

Pompalarda $H_m = f(Q)$ karakteristiği özgül hız ile ilişkilidir. Özgül hız ne kadar yüksek ise yükteki düşüş debi ile doğru orantılıdır. Yani $H_m = f(Q)$ eğrisi daha kararlı bir yapıya sahip hale gelir. Bu yüzden eksenel ve karışık akışlı pompalarda, $H_m=f(Q)$ eğrisi her zaman kararlıdır. Santrifuj pompalarda ise, $H_m=f(Q)$ eğrisi kararlı veya kararsız bir yapıya sahip olabilir.

Yük-debi eğrisinin tipik bir bükümü Şekil 1'de gösterilmiş olup çoğu durumlarda yük-debi eğrisinin kararlı yapısı için $(H_{max}/H_0)<1,02$ sağlanmalıdır (Shouqi ve diğ., 1993). Düşük özgül hızlı santrifuj pompalarda olduğu gibi, dalgıç pompalarda da $H_m=f(Q)$ karakteristiği değerlerinin ve dolayısıyla verimin düşmesi sonucunda efektif gücün kolay bir şekilde artması, pompa performansını olumsuz bir şekilde etkilemektedir. Pompa performansı üzerine geometrik faktörlerin etkisi Çizelge I' de özetlenmiştir.



Şekil 1:
Yük-debi eğrisindeki büküm (Shouqi vd., 1993)

Çizelge I.
Pompa performansını etkileyen geometrik faktörler (Shouqi, 1997).

	Öncelik Sırası				
Q	β_{2K}	Z	b_2	D_2	D_0
H_m	β_{2K}	D_2	D_0	b_2	z
η	β_{2K}	Z	D_0	b_2	D_2
Q_{max}	β_{2K}	Z	D_0	b_2	D_2
P_{max}	β_{2K}	D_2	z	b_2	D_0
P_{pom}	β_{2K}	Z	D_2	D_0	b_2

2.1. Kanat sayısının (z) etkisi

$H_m=f(Q)$ karakteristiğinin kararlılık durumu kanat sayısı ile etkilenmektedir. Basınç katsayısı, çark çıkış genişliği, kanat çıkış açısı, çark çıkış çapı gibi faktörler sabit tutulduğunda, deneyimler çok sayıda kanadın kararsız durum riskini arttırdığını ortaya koymaktadır (Shouqi ve diğ., 1993; Gölcü, 2002). Kanat sayısı $z = 5\div 8$ arasında olduğu zaman en iyi verimi sağlamaktadır (Schweiger ve Gregori, 1987). Kanat sayısı $z \leq 4$ için $H_m = f(Q)$ karakteristiğine ait pompa değerlerindeki kararsızlık artacak ve dolayısıyla verimde düşme görülecektir.

2.2. Çark çıkış çapının (D_2) etkisi

Kararlı bir pompa karakteristik eğrisi için kısmi yük performansları içinde basınç katsayısının sınırlandırılması gerekmektedir. Çark çıkış çapının pompa performansları üzerine etkileri araştırılmış olup Canavelis ve Lapray,(1984); Goulas ve Truscott (1986), çark çıkış çapının artması ile H_m basma yüksekliği artmakta ve bu da pompa karakteristiğinin eğimini azaltmaktadır. Bunun aksine çark çıkış çapı (D_2) büyüdükçe genellikle verim düşer. Bu yüzden pompa karakteristik eğrisindeki bükümü azaltacak çapı seçmek zordur.

2.3. Kanat çıkış açısının (β_{2K}) etkisi

Kanat çıkış açısının küçülmesi ile manometrik basma yüksekliği (H_m) azalmaktadır. Kanat çıkış açısının büyümesi ile çıkıştaki mutlak hızlar büyüyeceğinden kayıplar artmakta ve pompa verimi de düşmektedir. Yapılan deneyler, diğer geometrik parametreler uygun seçildiğinde kanat çıkış açısı $\beta_{2K}<30^\circ$ için, pompa karakteristik eğrisinin kararlı bir yapıya sahip olacağını göstermiştir.

3. AKIŞ AYRILMASININ POMPA PERFORMANSINA ETKİSİ

Sınır tabakada oluşan ayrılma efektif akış sınırlarını değiştirmektedir. Bu etkiler; katı yüzeylerdeki basınç dağılımları, pompa sisteminde bir sonraki kademedeki hız uçgenleri, difüzörlerde oluşan basınç kazanımı, akımın öngörülen sınırlar dışına çıkması, titreşim ve gürültülü çalışma v.b. şeklindedir. Çok küçük debilerde akış ayrılması çark girişine yakın bölgelerde meydana geldiğinden, akışın hareketliliğini, sürekliliğini bozmakta ve düzensiz akışlar meydana getirerek pompa verimini kötü yönde etkilemektedir. Kanatlar arasındaki ayrılma olayında kayıpların artması ile birlikte akışkanın yönü kanatlardan sapmaktadır. Yüksek enerji kaybına neden olan sınır tabaka ayrılması ve vorteks oluşumu silindir etrafındaki akış ile incelenebilir (Streeter, 1962). Bilindiği üzere, ayrılmayı kontrol altında tutmanın çeşitli yollarından bir tanesi de ara kanatçık ilavesidir.

3.1 Ara kanatçık prensibi ve kullanım teknikleri

Düşük özgül hızlı pompalarda üç hidrolik problemten söz edilebilir. Bunlar sırasıyla; verimin düşmesi, debi-yük karakteristiğinin aşağı düşmesi ve efektif gücün artmasıdır. Bu problemleri azaltmak için çeşitli tasarımlar gerçekleştirilmiştir (Shouqi, 1997). Bunlardan bir tanesi de ara kanatçık prensibidir. Verimi arttırmak için düşük özgül hızlı pompaların çark çaplarının düşürülmesi gerekmektedir. Bunun yanısıra çapın küçülmesi ile birlikte daha büyük kanat çıkış açısı ve daha çok sayıda kanat kullanarak, istenilen basma yüksekliğine çıkılabilir. Bundan dolayı iki uzun kanat arasına bir ara

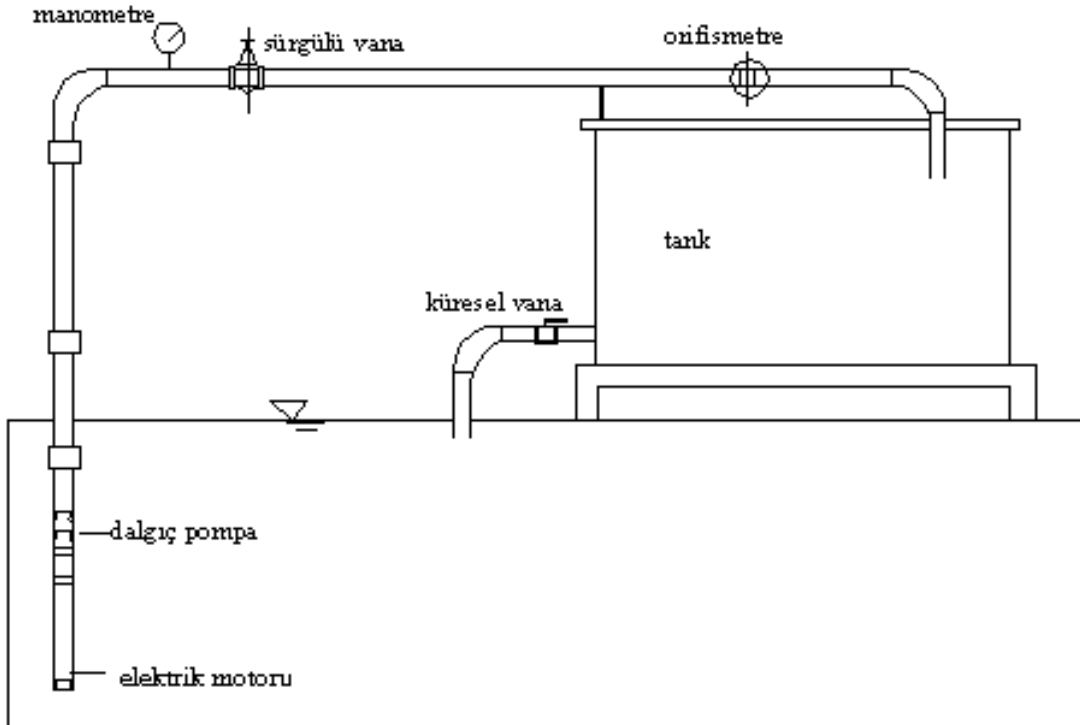
kanatçık ilave edilir. Nedeni ise çok kanattan kaynaklanacak çark girişindeki ciddi tıkanmayı azaltmaktır. Çarklarda ara kanatçık kullanabilmek için koniklik açısıyla birlikte kanat sayısı ve kanat çıkış açısı değerlerinin iyi tespit edilmesi gerekmektedir. Genel olarak ara kanadın radyal uzunluğu uzun kanadın uzunluğunun $2/3$ 'ü, ya da ara kanatçığın giriş yarıçapı çark çıkış yarıçapının $[(0,4\sim 0,6).(D_2/2)]$ katı kadardır. Ara kanatçık giriş yarıçapının $[(0,75\sim 0,85).(D_2/2)]$ eşit olduğu durumlarda, pompa performansı daha da iyileşmiştir (Shouqi, 1997). Dalgıç pompalarda farklı kanat sayılarına sahip çarklara ilave edilen ara kanatçıkların pompa performansına etkileri araştırılmıştır (Gölcü, 2001). Ayrıca birçok araştırmacı, çark içersindeki akışları sayısal ve deneysel hesaplamalarla göstermişlerdir (Kui ve Jian, 1988; Lichun ve diğ., 1989).

Ara kanatçık ilaveli çarklarda, çarkın akış alanının hesaplanmasının zorluğu ara kanatçık ilave edildiğinde iki ayrı bölgede oluşan kütsel debinin bilinmemesinden kaynaklanmaktadır. Ara kanatçıklar hakkındaki tasarım şartları belirlenerek, deneysel bir çalışma yapılmıştır. Deneysel sonuçların hesaplamalarla uyum içinde olması, bu metodun tam geçerliliği için yeterli değildir. Ara kanatçıkla ilgili daha fazla detaylı deneylerin yapılması gerekmektedir. Santrifüj pompalarda kanat sayısının artması ile basınç katsayısı ve verimin artması beklenir. Bununla birlikte çark içindeki tıkanma ve yüzey sürtünmelerinden dolayı verim kaybı meydana gelmektedir. Özellikle çark girişi civarındaki tıkanmanın artması ile kayıplar artar. Bu nedenle çok kanat kullanımı verimin düşmesine sebep olmaktadır. Çark çıkışı üzerinde iki ana kanat arasına yerleştirilen ara kanatçıklarla, girişteki tıkanmalar kısmen önlenabilmektedir.

4. DENEY SETİ VE ELEMANLARI

4.1. Deney seti

Dalgıç pompa deney seti Şekil 2'de gösterilmiş olup; 3 m derinliğindeki kuyuya indirilen dalgıç pompa, 2850 d/dk'da çalışan, 3 kW'lık bir trifaze elektrik motoru tarafından tahrik edilmiştir.



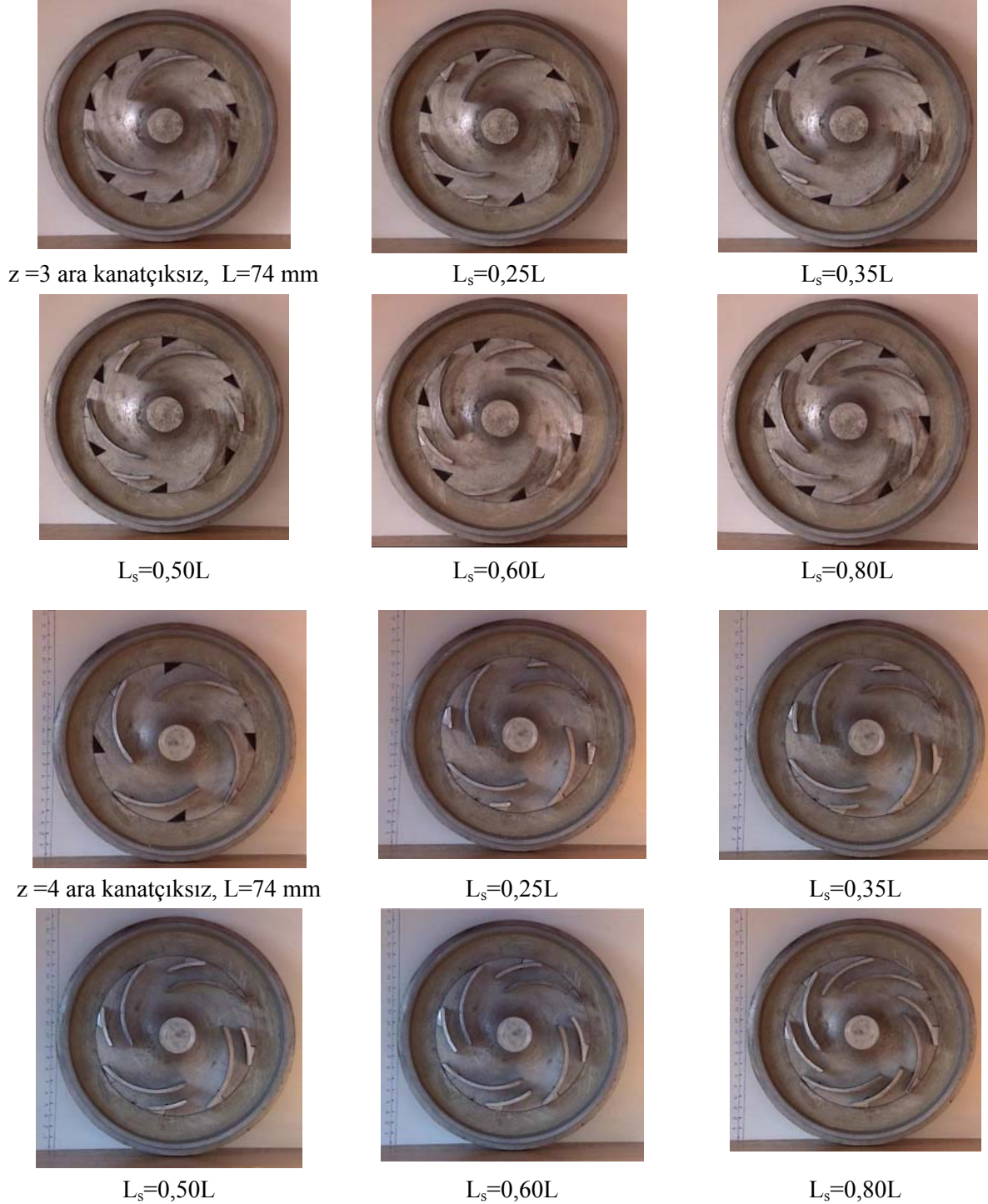
Şekil 2:
Dalgıç pompa deney seti.

4.2. Debi ve güç ölçümü

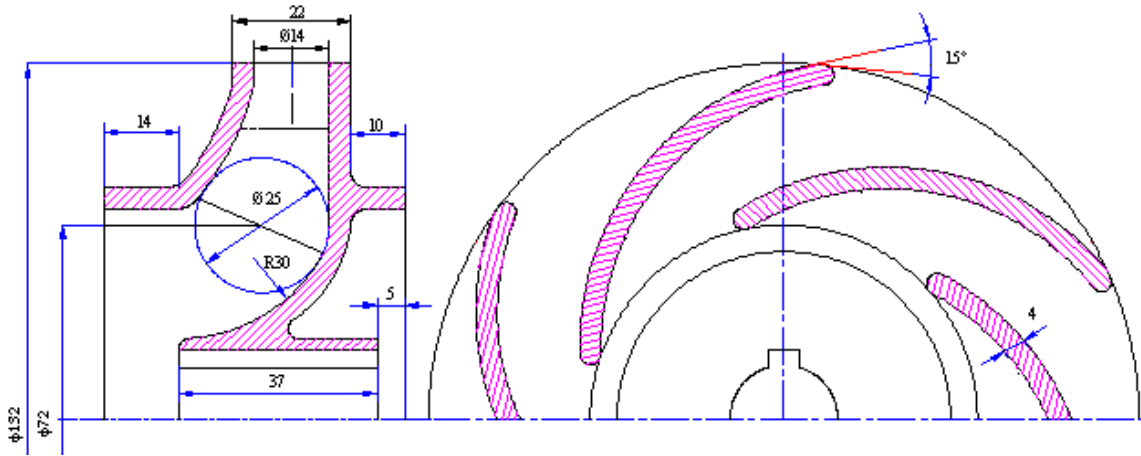
Dalgıç pompa deney standında debi orifismetre ile ölçülmüştür (Genceli, 1995; TS 1423). Yapılan bütün deneylerde kullanılan elektrik motorunun üç fazda akım şiddeti (amper), gerilim (volt) ve cosφ değerleri ölçülmüş ve hesaplamalarda devir sayısının 2850 d/dk'da sabit kaldığı kabul edilmiştir.

4.3. Deneyde kullanılan dalgıç pompa çarkları ve geometrisi

Bu çalışmada; tek kademeli bir dalgıç pompa tasarımı yapılmış olup bütün geometrik faktörler sabit tutulmuştur.



Şekil 3:
Ara kanatçık ilaveli ve ara kanatçığın kullanılmadığı durumda çark model resimleri (z = 3 ve z =4).



Şekil 4:
Çark geometrisi.

Yapılan bu pompa tasarımında, kanat sayısı $z = 3$ ve $z = 4$, kanat çıkış açısı $\beta_{2K}=15^{\circ}$, çark çıkış çapı $D_2 = 132$ mm, kanat kalınlığı $e = 4$ mm, kanat boyu $L = 74$ mm alınmıştır. Kanatlar arasındaki koniklik açısı sırasıyla $\theta = 27^{\circ}$ ve $\theta = 22^{\circ}$ için, dalgıç pompa çarklarına, ana kanadın % 25–35–50–60 ve 80'i oranlarında ara kanatçıklar ilave edilmiştir. Çark geometrisi Şekil 4'te, değişik boylarda ilave edilmiş çark model resimleri ise Şekil 3'te gösterilmiştir.

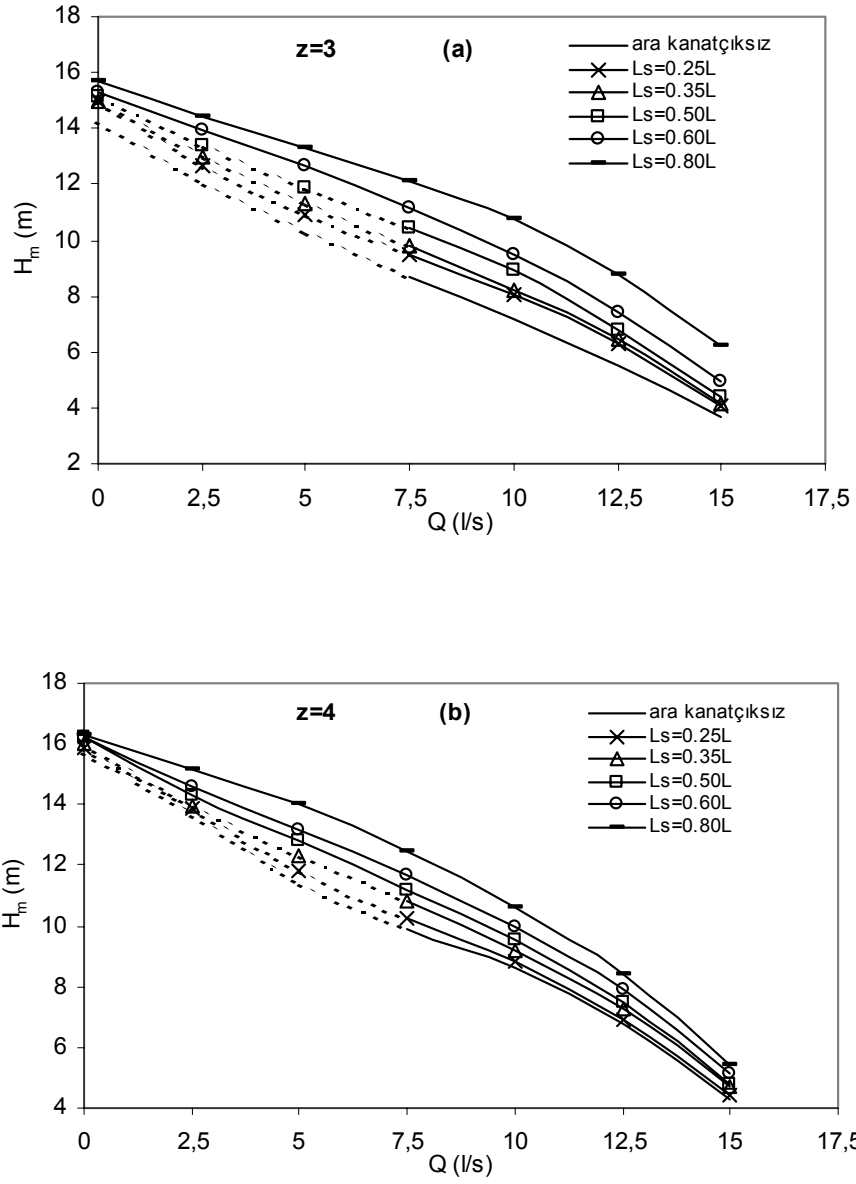
5. YAPILAN DENEYLER ve SONUÇLARI

Ana kanat boyunun % 25–% 35–% 50–% 60 ve % 80 oranlarında ve 4 mm kalınlığında ara kanatçıklar ilave edilerek elde edilen, düşük kanat sayılarına sahip ($z = 3$ ve 4) dalgıç pompa çarklarına ait $H_m = f(Q)$ karakteristikleri Şekil 5'de verilmiştir. $P_e = f(Q)$ karakteristikleri Şekil 6'da, $\eta_g = f(Q)$ karakteristikleri ise Şekil 7'de verilmiştir.

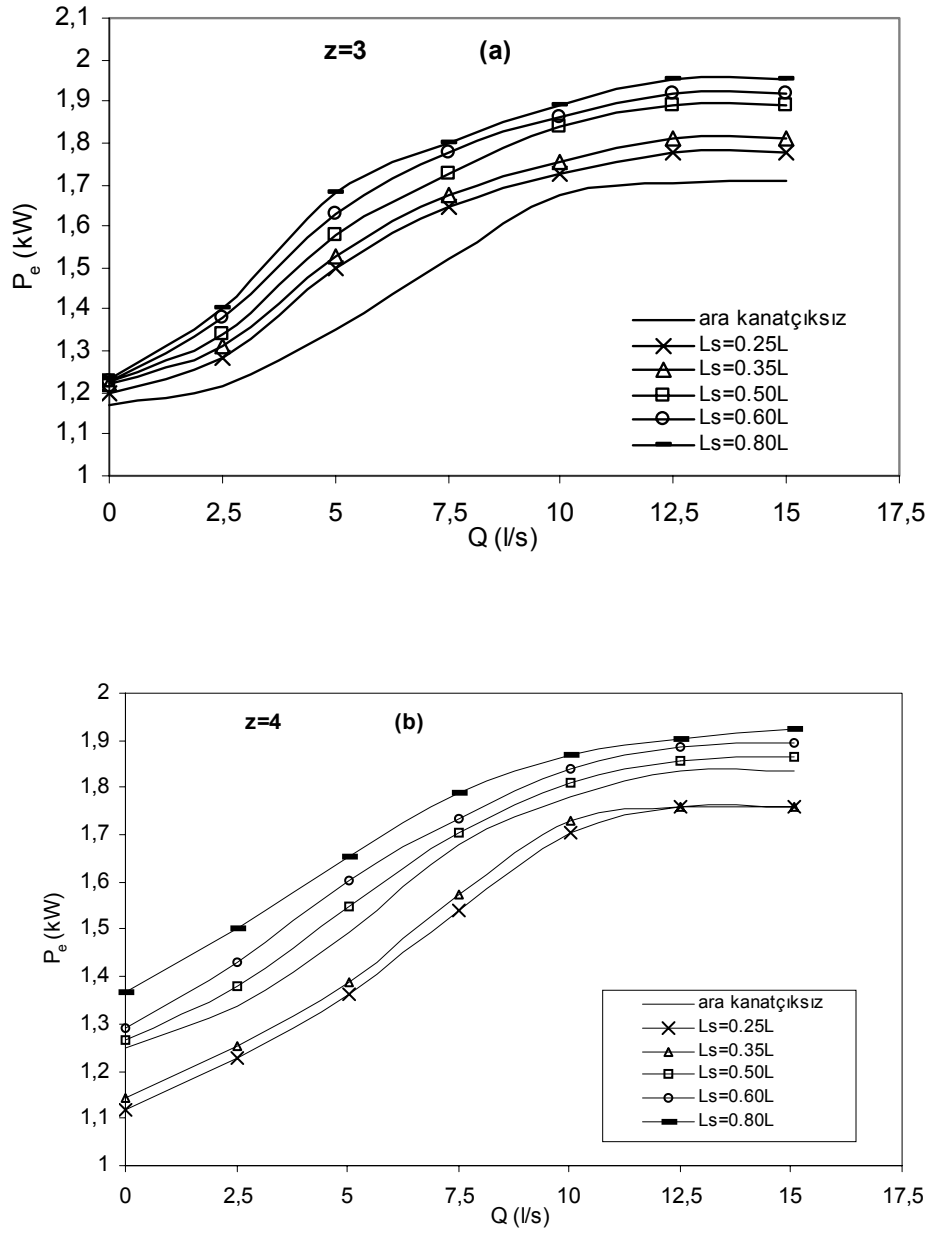
Şekil 5 (a) ve (b)'den görüleceği üzere, ara kanatçık olmaksızın $z = 3$ ve 4 kanat sayılarına sahip dalgıç pompaların, debi-yük karakteristiği kanat sayılarının düşük olmasından dolayı kararsız bir yapıya sahiptir. Bu kanat sayılarına sahip dalgıç pompa çarklarına ana kanat boyunun % 60–80 oranlarında ilave edilen ara kanatçıklarla debi-yük karakteristiği daha kararlı bir yapıya getirilmiş ve ara kanatçık boyu arttıkça, H_m basma yüksekliğinde bir artış sağlanmıştır. Şekil 6 (a) ve (b) incelendiğinde ise, ara kanatçık ilavesi ile basma yüksekliği ve debi arttığı için pompanın çektiği güçte artmıştır. Buna karşın pompaların genel verimlerinin de arttığı Şekil 7(a) ve Şekil 7(b)'de görülmektedir.

$z = 3, 4, 5, 6$ ve 7 kanat sayılarına sahip dalgıç pompaların ara kanatçık ilaveli ve ara kanatçık kullanılmadığı durumlar için, pompa karakteristik değerlerinin en iyi verim noktasındaki (b.e.p) değişimleri Çizelge II'de gösterilmiştir. Çizelge II'den de görüleceği üzere, $z = 3$ ve $z = 4$ kanatlı dalgıç pompa çarklarına % 80 oranında ara kanatçık ilave edildiğinde verimde sırası ile % 42,04'den % 56,07'ye, % 49,71'den % 56,07'ye ulaşan bir artış sağlanmıştır.

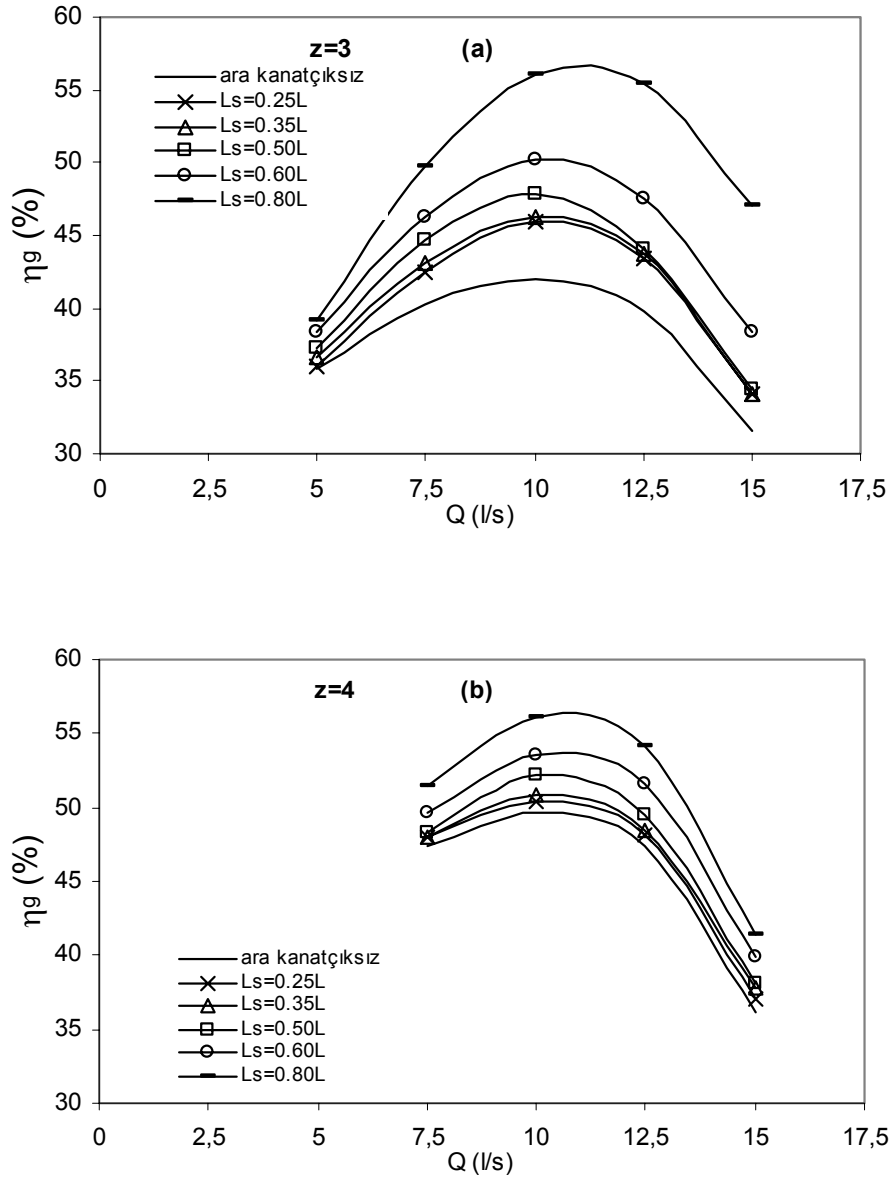
Bir başka deyişle, özellikle düşük kanat sayılarında ($z = 3$ ve $z = 4$) ilave edilen ara kanatçıklarla elde edilen deneysel değerlerin pompa karakteristikleriyle uyum içerisinde olduğu gözlenmektedir. Ancak, artan kanat sayısı ile birlikte ilave edilen ara kanatçıkların sıklığı da arttırıldığında elde edilen deneysel dalgıç pompa değerleri için, karakteristik eğri üzerindeki sapmanın, yüzdelik hatanın da arttığı açıktır.



Şekil 5. (a-b):
 $z = 3$ ve 4 kanat sayılarına sahip dalgıç pompaların $H_m = f(Q)$ karakteristikleri.



Şekil 6. (a-b):
 $z=3$ ve 4 kanat sayılarına sahip dalgıç pompaların $P_e = f(Q)$ karakteristikleri.



Şekil 7. (a-b):
 $z = 3$ ve 4 kanat sayılarına sahip dalgıç pompaların $\eta_g = f(Q)$ karakteristikleri.

Çizelge II.
Artan kanat sayısının dalgıç pompa karakteristik değerlerine etkisi

b.e.p	z=3				z=4			
	Q (l/s)	H _m (mss)	P _e (kW)	η _g (%)	Q (l/s)	H _m (mss)	P _e (kW)	η _g (%)
Ara kanatçiksız	10	7,14	1,674	42,04	10	8,60	1,705	49,71
L _s = 0,25L	10	8,04	1,726	45,92	10	8,85	1,729	50,46
L _s = 0,35L	10	8,24	1,755	46,31	10	9,20	1,782	50,90
L _s = 0,50L	10	8,90	1,836	47,78	10	9,57	1,811	52,13
L _s = 0,60L	10	9,46	1,862	50,14	10	10	1,841	53,57
L _s = 0,80L	10	10,74	1,890	56,079	10	10,63	1,870	56,071
b.e.p	z=5				z=6			
	Q (l/s)	H _m (mss)	P _e (kW)	η _g (%)	Q (l/s)	H _m (mss)	P _e (kW)	η _g (%)
Ara kanatçiksız	10	10,84	1,832	58,36	10	11,50	1,895	59,85
L _s = 0,25L	10	10,70	1,808	58,42	10	11,10	1,853	59,07
L _s = 0,35L	10	10,60	1,787	58,61	10	10,83	1,827	58,44
L _s = 0,50L	10	10,50	1,762	58,81	10	10,65	1,815	57,89
L _s = 0,60L	10	10,38	1,734	59,01	10	10,46	1,781	57,84
L _s = 0,80L	10	10,23	1,708	59,036	10	10,17	1,768	56,704
b.e.p	z=7							
	Q (l/s)	H _m (mss)	P _e (kW)	η _g (%)				
Ara kanatçiksız	10	12	1,954	60,54				
L _s = 0,25L	10	10,75	1,928	55,00				
L _s = 0,35L	10	10,14	1,899	52,67				
L _s = 0,50L	10	9,78	1,844	52,28				
L _s = 0,60L	10	9,55	1,816	51,86				
L _s = 0,80L	10	9,32	1,800	51,059				

6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Pompa seçiminde; debi, basma yüksekliği, basılan akışkanın cinsi, çalışma şekli, maliyet ve verim dikkate alınması gerekli hususlardır. Kanat sayısı $z = 3$ ve $z = 4$ kanat sayılarına sahip dalgıç pompa çarklarına farklı boylarda ara kanatçıklar ilave edilerek debi-yük karakteristiği kararlı hale getirilerek verimde artış sağlanmış ve pompa performansı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

Pompa karakteristiğinin kararlı yapısı kanat sayısı ile etkilenmektedir. Kanat sayısının çok az sayıda ve çok sayıda olması debi-yük karakteristiğinin kararsız durum riskini arttırmaktadır. Kanat sayıları 3 ve 4 olan dalgıç pompaların debi-yük karakteristiğinde hızlı bir düşüşle kararsız bir yapıya sahip olduğu Şekil 5 (a) ve (b)'de gösterilmiştir. Ana kanat boyunun % 80'i oranında ilave edilen ara kanatçıklarla oluşturulan ($z = 3$) kanatlı dalgıç pompanın debi-yük karakteristiği, daha kararlı bir duruma getirilmiştir. Bu durumda dalgıç pompanın en iyi verim noktasındaki (b.e.p.); basma yüksekliğinde % 49,85, genel verimde % 25,73'lük bir artışla maksimuma seviyeye ulaşılırken, güçte ise % 20,46'lık bir artış görülmüştür. $z = 4$ kanatlı dalgıç pompanın basma yüksekliğinde ise % 15,2, genel veriminde % 10,15'lik bir artış sağlanırken, güçte de % 4,84'lük bir artış görülmüştür.

7. TEŞEKKÜR

Dalgıç pompa deneyleri Denizli' de kurulu olan GÜREL POMPA' da yapılmıştır. Her türlü yardımları için GÜREL POMPA' ya teşekkür ederiz.

8. SEMBOLLER

b.e.p.	en iyi verim noktası
b_1	kanat giriş genişliği (mm)
b_2	kanat çıkış genişliği (mm)
D_1	çark giriş çapı (mm)
D_2	çark çıkış çapı (mm)
D_0	çark giriş ağzı çapı (mm)
e	kanat kalınlığı (mm)
H_m	basma yüksekliği (m)
L	ana kanat boyu (mm)
L_s	ara kanatçık boyu (mm)
n	devir sayısı (yd/dk)
P_e	efektif güç (kW)
Q	debi (m^3/s , l/s)
z	kanat sayısı
β_{1k}	kanat giriş açısı ($^\circ$)
β_{2k}	kanat çıkış açısı ($^\circ$)
η_g	genel verim

9. KAYNAKLAR

1. Baysal, K. (1975) Tam Santrifüj Pompalar; Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri, İTÜ Matbaası, Gümüşsuyu.
2. Çallı, İ. (1991) Tam Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi, Yıldız Üniversitesi, Kocaeli Mühendislik Fakültesi.
3. Kovats, A. ve Desmur, G. (1994) Pompalar, Ventilatorler ve Kompresörler (Çevirenler: Özgür, C. ve Yazıcı, H. F.), İ.T.Ü. Makine Fakültesi.
4. Stepanoff, A. J. (1967) Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley and Sons, NewYork.

5. Shouqi, Y. (1997) *Advances in Hydraulic Design of Centrifugal Pumps*, ASME, Fluid Engineering Division Summer Meeting, Vancouver, British Col., Canada, 1-15.
6. Gölcü, M. (2001) *Dalgıç Pompalarda Çarka Ara Kanatçık İlavesinin Verime Etkisinin Analizi*, Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
7. Shouqi, Y., Chen, C., ve Cao, W. (1993) *Design Method of Obtaining Stable Head-Flow Curves of Centrifugal Pumps*", ASME, Pumping Machinery, FED-v 154, 71-75.
8. Gölcü, M. (2002) *Kanat Sayısının Dalgıç Pompa Performansına Etkisi*, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 6(2), 127-133.
9. Schweiger, F. ve Gregori, J. (1987) *Design Effects on Performance Characteristics of Centrifugal Pumps*, ASME, Applied Mechanics, Biomechanics, and Fluid Eng. Conference, Cincinnati, 1-6.
10. Canavelis, R. ve Lapray, J. F. (1984) *Improvement of Centrifugal Pump Performance Curves at Low Flow Rate*, Symposium on Hydraulic Machinery in the Energy Related Industries (12th IAHR Sym.), Stirling, Sweden, 185-195.
11. Goulas, A. ve Truscott, G. F. (1986) *Dynamic Hydraulic Loading on a Centrifugal Pump Impeller, Radial Loads and Axial Thrusts on Centrifugal Pumps*, London, 53-64.
12. Streeter, V. L. (1961) *Handbook of Fluid Dynamics*", McGraw-Hill Book Comp., Inc., Newyork, v 9.
13. Kui, L. D. ve Jian, J. L. (1988) *Calculation of Complete Three- Dimensional Flow in a Centrifugal Rotor With Splitter Blades*, ASME, 88-GT-93, Amsterdam, 1-7.
14. Lichuan, G., Chuangang, G. ve Hongshou, C. (1989) *Influences of Splitter Blades on the Centrifugal Fan Performances*, ASME, Gas Turbine and Aeroengine Congress, 89-GT-33, Toronto, 1-6.
15. Genceli, O. F. (1995) *Ölçme Tekniği*, Birsen Yayınevi, İstanbul, 171,182,183.
16. TS 1423 (1975), Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.

Makale 06.08.2007 tarihinde alınmış, 30.01.2008 tarihinde düzeltilmiş, 01.02.2008 tarihinde kabul edilmiştir. İletişim Yazarı: H. S. Ergür (hsergur@ogu.edu.tr).