

## Experimental Efficiency Comparison of Worm Gear Mechanism and Newly Designed Ball Worm Gear Mechanism

 Sait KOÇAK<sup>1\*</sup>  Yavuz KAPLAN<sup>2</sup>  Ali Tekin GÜNER<sup>3</sup> 
<sup>1</sup>Pamukkale University Faculty of Technology, Mechatronics Engineering, 20160, Pamukkale/DENİZLİ

<sup>2</sup>Pamukkale University, Faculty of Technology, Mechanical Engineering, 20160, Pamukkale/DENİZLİ

<sup>3</sup>Pamukkale University, Faculty of Technology, Biomedical Engineering, 20160, Pamukkale/DENİZLİ

### Graphical/Tabular Abstract

#### Article Info:

Research article

Received: 28/11/2019

Revision 27/01/2020

Accepted: 08/02/2020

#### Highlights

- Worm gear mechanism
- Ball worm gear
- Gear Efficiency

#### Keywords

 Worm Gear  
 Ball Worm Gear  
 Gear Efficiency  
 Gear Box

In this study, the efficiencies of the newly designed ball worm gear mechanism and the traditional worm gear mechanism are compared experimentally within the test apparatus capacity and under same conditions. Results showed that, the efficiency of both mechanisms increases with increasing brake torque and under constant speed and brake torque, the ball worm gear mechanism showed higher efficiency than the worm gear mechanism.

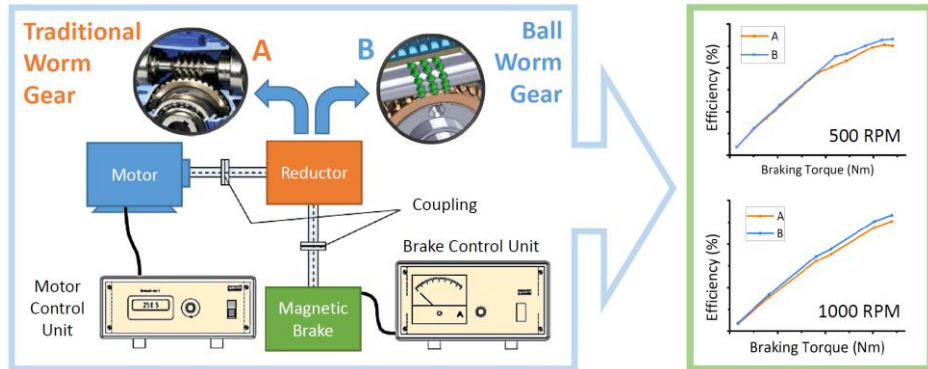


Figure A. Experimental setup and results

**Purpose:** The main purpose of this study is to make a comparison of the newly designed ball worm gear mechanism and conventional worm gear mechanism experimentally.

**Theory and Methods:** In conventional worm gear mechanism, movement is transmitted by sliding. This makes the mechanism less efficient. Rolling friction is lower than sliding friction, therefore, a new mechanism is designed and manufactured that, the contacts between the teeth are provided by balls. Then, the efficiency of the mechanisms with the same dimensional features and lubrication condition was compared with the gear efficiency determination test apparatus.

**Results:** The results have shown that the efficiency of both mechanisms increases with increasing brake torque at a constant speed and the ball worm gear mechanism showed higher efficiency than the conventional worm gear mechanism under constant speed and brake torque.

**Conclusion:** It seems that the newly designed ball worm gear mechanism has higher efficiency than the old type worm gear mechanism due to the sliding friction between the teeth in the old mechanism and the rolling and sliding friction in the new mechanism. Thanks to the rolling friction of the new mechanism, it is expected to eliminate the disadvantages of the worm gear mechanisms.

This study was carried out within the load capacity of the testing apparatus. Future studies focused on determining the maximum load capacity and efficiency at this load, working life and design parameters of the ball worm gear mechanisms could possibly give more useful information.



## Sonsuz Vida Mekanizması ile Yeni Tasarlanan Bilyeli Sonsuz Vida Mekanizmasının Verimlerinin Deneysel Olarak Karşılaştırılması

Sait KOÇAK<sup>1\*</sup> Yavuz KAPLAN<sup>2</sup> Ali Tekin GÜNER<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, 20160, Pamukkale/DENİZLİ

<sup>2</sup>Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 20160, Pamukkale/DENİZLİ

<sup>3</sup>Pamukkale Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Biyomedikal Mühendisliği Bölümü, 20160, Pamukkale/DENİZLİ

### Öz

Sonsuz vida mekanizmaları çok küçük hacimlerde çok yüksek çevrim oranlarında güç iletebilen mekanizmalardır. Ancak diğer dişli çark mekanizmaları ile kıyaslandıklarında çok düşük verimlere sahiptirler. Ayrıca hareket dişler üzerinden kayarak iletiildiği için aşınma ve ısınma problemleri vardır. Diğer taraftan aşınma sebebiyle karşılık dişlisinin imalatında kullanılan bronz pahalı bir malzemedir. Sonsuz vida mekanizmalarının dezavantajlarını ortadan kaldırmak için sonsuz vida ile karşılık dişlisi arasındaki teması bilye tanelerinin sağladığı çeşitli tasarımlar geliştirilmiştir. Bu çalışmada aynı boy ve çevrim oranlarına sahip ve aynı yağlama koşullarında sonsuz vida redüktör ile yeni tasarlanan bilyeli sonsuz vida redüktörün verimleri, dişli verimliliği belirleme deney düzeneğinde deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Deneyler sonucunda sabit devirde frenleme momentinin artmasıyla her iki mekanizmanın da verimlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Sabit devir ve frenleme momenti altında bilyeli sonsuz vida mekanizması geleneksel sonsuz vida mekanizmasına göre daha yüksek verim sergilemiştir.

### Experimental Efficiency Comparison of Worm Gear Mechanism and Newly Designed Ball Worm Gear Mechanism

#### Abstract

Worm gear mechanism transmits power in very small volumes at very high gear ratios. However, their efficiency is very low compared with other gear mechanisms. They have also wear and overheating problems because of force transmission with sliding. On the other hand, bronze is an expensive material used in the manufacture of the worm wheel due to wear. Various designs, that provides the contact between the worm gear and the worm wheel by balls have been developed to eliminate the disadvantages of worm gear mechanisms. In this study, the efficiency of the conventional worm gear mechanism and newly designed ball worm gear mechanism which have the same gear ratio and same center distance have been compared experimentally under the same lubrication conditions. Results showed that the efficiency of both mechanisms increases with increasing brake torque at a constant speed. In addition, under constant speed and brake torque, the ball worm gear mechanism showed higher efficiency than the worm gear mechanism.

#### Makale Bilgisi

Araştırma makalesi  
Başvuru: 28/11/2019  
Düzeltilme: 27/01/2020  
Kabul: 08/02/2020

#### Anahtar Kelimeler

Sonsuz Vida Mekanizması  
Bilyeli Sonsuz Vida Mekanizması  
Dişli Verimliliği  
Dişli Kutusu

#### Keywords

Worm Gear Mechanism  
Ball Worm Gear Mechanism  
Gear Efficiency  
Gear Box

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Sonsuz vidalı redüktörler, birbirine dik eksenlerde hareket ve kuvvet iletebilen dişli çark mekanizmalarıdır. Diğer dişli çark gruplarından oluşan redüktörlere göre daha yüksek çevrim oranlarına sahiptirler. Diğer redüktörlerle birkaç kademede elde edilecek olan çevrim oranları sonsuz vida mekanizması sayesinde tek kademede elde edilebilmektedir. Böylelikle daha az yer tutan, daha hafif ve daha ucuz konstrüksiyonlar tasarlanabilmektedir [1,2].

Sonsuz vida mekanizmalarında kuvvet kayma ile iletilir. Bu durum genellikle bronzdan yapılan karşılık dişlisinin çabuk aşınmasına ve mekanizmanın yüksek çalışma sıcaklıklarına çıkmasına sebebiyet vermektedir [3,4]. Ayrıca kuvvetin kayma ile iletilmesi sonsuz vida mekanizmasının diğer dişli çark mekanizmalarına göre daha düşük verimli olmalarına neden olmaktadır.

Sonsuz vida mekanizmalarının dezavantajları olan düşük verim, çabuk aşınma, yüksek maliyet ve yüksek çalışma sıcaklığı problemlerini ortadan kaldırmak için yeni mekanizmalar geliştirilmeye çalışılmıştır. Yeni tasarlanan mekanizmalarda bilyeli millerden esinlenilmiştir. Bilyeli millerde vida ve somun arasındaki teması bilye taneleri sağlamaktadır. Böylelikle vida ve somun arasındaki sürtünme kuvvetleri düşülmektedir.

Wahlberg ve arkadaşları “Ball-bearing worm gear” isimindeki mekanizmayı 1945 yılında [5], Sedgwick ve ark. “Recirculating ball worm drive” isimindeki ilk mekanizmayı 1968 yılında [6], Tong “Self-Retaining Recirculating Ball-Worm and Gear Device” isimindeki mekanizmayı 2004 yılında tasarlamışlar ve patent almışlardır [7]. Stoianovici ve ark. “Ball- Worm Transmission” ismini verdikleri mekanizmayı 2006 yılında tasarlamışlardır [8]. Tasarlanan mekanizmalarda sonsuz vida ve karşılık dişlisi arasındaki teması bilye taneleri sağlamaktadır. Bilye taneleri bilyeli vidalardaki gibi bir hat boyunca yuvarlanma hareketi yapmaktadırlar. Yukarıdaki çalışmalarda farklı tasarım yöntemleri ile bilyelerin sirkülasyon hareketi yapmaları sağlanmıştır.

Koçak “Bilyeli sonsuz vida mekanizması” isimindeki mekanizmayı 2014 yılında tasarlamıştır. Tasarlanan mekanizmada bilye taneleri sonsuz vida üzerindeki yarım küre oyuklara yerleştirilmiştir. Böylelikle bilye taneleri sonsuz vida üzerinde yuvarlanarak kayma, karşılık dişlisi üzerinde yuvarlanarak ilerleme hareketi yapmaktadır [9,10].

Enerji üretiminin pahalılığı hayatımızın her alanında enerji tasarrufunu daha da önemli hale getirmektedir [11-14]. Günümüzde elektrik ve petrol kaynaklı yakıt sarfiyatının ciddi boyutta gider oluşturması, araştırmacıları dişli kutularının verimleri üzerinde araştırmalar yapmaya yöneltmiştir. Üstelik sadece elektrik ve yakıt giderleri değil aynı zamanda çevreci politikalarda bu araştırmaları gerekli kılmıştır. Literatürde diğer dişlilerden oluşan (örn. düz dişli, helis dişli vb.) redüktörlerin verimlerinin teorik [15-19] ve deneysel [19-21] olarak belirlenmesine yönelik birçok çalışma mevcuttur. Ancak sonsuz vida mekanizmasına alternatif olarak tasarlanan mekanizmaların verimlerinin saptanmasına yönelik herhangi bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

Bu çalışmada Koçak tarafından tasarlanan bilyeli sonsuz vida mekanizması [9] ile piyasa şartlarında hazır bulunun sonsuz vida mekanizmasının verimleri deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel dişli verimliliği belirleme cihazı aracılığı ile gerçekleştirilmiştir.

## 2. MALZEME ve YÖNTEM (MATERIAL and METHOD)

Deneysel çalışmalarda eksenler arası mesafeleri ve çevrim oranları eşit olan sonsuz vida mekanizması ile bilyeli sonsuz vida mekanizması kullanılmıştır. Sonsuz vida ve bilyeli sonsuz vida mekanizmalarının boyutları Tablo 1’de verilmektedir.

**Tablo 1.** Mekanizmaların boyutsal özellikleri

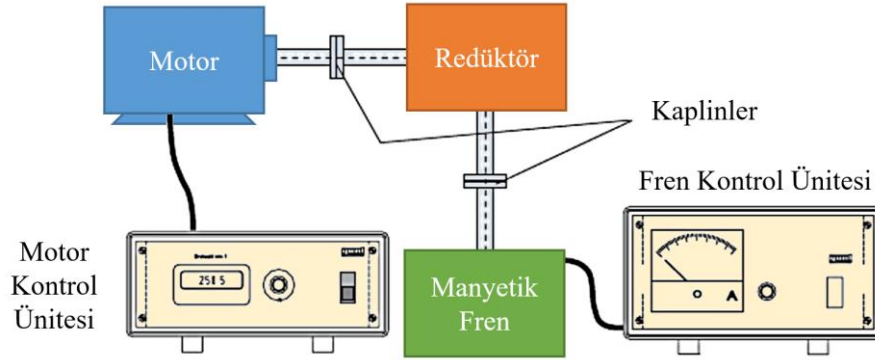
Verilenler	Sonsuz Vida	Bilyeli Sonsuz Vida
Modül ( $m_{x1}$ ), Adım ( $p_a$ )	$m_{x1} = 4 \text{ mm}$	$p_a = 13 \text{ mm}$
Eksenler Arası Mesafe ( $a$ )	$a = 80 \text{ mm}$	$a = 80 \text{ mm}$
Diş Sayıları ( $z_1, z_2$ )	$z_1 = 1, z_2 = 30$	$z_1 = 1, z_2 = 30$

Sonsuz vida mekanizması olarak piyasa şartlarında hazır bulunan 80 gövde bir redüktör kullanılırken bilyeli sonsuz vida mekanizması özel olarak imal edilmiştir. Sonsuz vida ve karşılık dişlisinin malzemeleri Tablo 2’de verilmektedir.

**Tablo 2.** Mekanizmada kullanılan elemanların malzemeleri

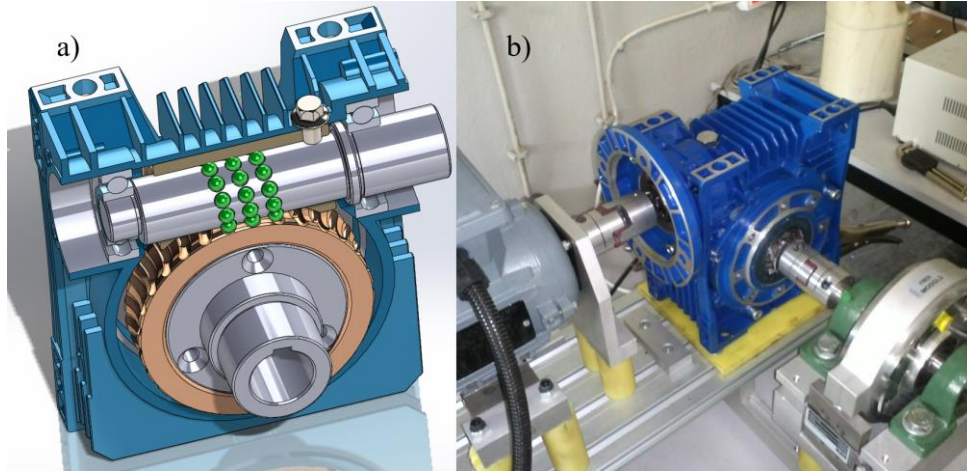
Elemanlar	Sonsuz Vida Mekanizması	Bilyeli Sonsuz Vida Mekanizması
Sonsuz Vida	Sementasyon Çeliği (SAE 8620)	Sementasyon Çeliği (SAE 8620)
Karşılık Dişlisi	Bronz Alaşımı (Gz12SnCuNi)	Sementasyon Çeliği (SAE 8620)
Bilye	-	Rulman Çeliği (SAE 52100)

Deneyler dişli verimliliği belirleme cihazında gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğinin çalışma prensibi; dişli çark mekanizmalarının verimini kuvvet, moment ve mil dönüş hızı gibi teorik büyüklüklere dayanarak belirlenmesine yöneliktir. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 1’ de verilmektedir. Deney düzeneğinde elektrik motoru, motor kontrol ünitesindeki hız potansiyometresi aracılığıyla farklı devir sayılarında döndürülmesi sağlanır. Dişli çark mekanizmasının çıkış ucuna yükleme işini simüle etmek için tozlu tip manyetik fren mekanizması yerleştirilmiştir. Fren sistemine yerleştirilen hassas kuvvet sensörü aracılığıyla çıkış momenti hesaplanabilmektedir. Giriş momenti ise tahrik motorunun altına yerleştirilen kuvvet sensörü aracılığıyla hesaplanmaktadır. Tahrik motorunun devri sisteme yerleştirilen devir sensörü aracılığıyla hesaplanmaktadır.



**Şekil 1.** Dişli verimliliği belirleme deney düzeneği

Bilyeli sonsuz vida mekanizması sonsuz vida mekanizması ile aynı redüktör gövdesi içine yerleştirilmiştir. Redüktör gövdesinin iç kısımlarında gerekli boşaltmalar yapılmıştır. Bilyeli sonsuz vida mekanizmasının tasarım ve boyutlandırılması ile ilgili detaylar bir önceki çalışmada verilmiştir [9]. Tasarlanan bilyeli sonsuz vida mekanizmasının kesit görünümü ve imal edilen mekanizmanın deney düzeneğine bağlanmış hali Şekil 2’de gösterilmektedir. Her iki mekanizmanın yağlanmasında da sentetik VG 220 yağ kullanılmıştır.



**Şekil 2.** Bilyeli sonsuz vida, a) tasarımının kesit görünümü ve b) deney düzeneğine bağlanmış hali

Redüktörlerin verim analizinde girişte verilen mekanik güç ile çıkışta alınan mekanik gücün karşılaştırılması yapılmaktadır. Deney düzeneğinden elde edilen veriler aşağıda verilen denklemler aracılığı ile hesaplanarak giriş-çıkış mekanik güçleri elde edilmekte ve verim hesaplanmaktadır.

Reaksiyon (giriş) momenti:

$$M_1 = F_1 \cdot l_1 (Nm)$$

Giriş açısal hızı:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} (\text{rad/s}) \quad 2$$

Giriş gücü:

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 (W) \quad 3$$

Çıkış açısal hızı:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \rightarrow \omega_2 = \frac{\omega_1}{i} (\text{rad/s}) \quad 4$$

Frenleme (çıkış) Momenti:

$$M_2 = F_2 \cdot l_2 (Nm) \quad 5$$

Çıkış gücü:

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2 (W) \quad 6$$

Verim:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} (\%) \quad 7$$

Sonsuz vida mekanizması ile bilyeli sonsuz vida mekanizmasının verimleri farklı devir ve farklı frenleme momentleri için elde edilmiştir. Redüktörlerin verim analizinde; 500 min<sup>-1</sup> ve 1000 min<sup>-1</sup> sabit dönme hızlarında reaksiyon kuvvetini 1'er Newton artıracak şekilde fren kuvveti artırılmış ve sabit devirde farklı fren yüklerindeki verimler hesaplanmıştır. Hesaplamalar denklem (1)'den denklem (7)'ye kadar olan bağlantılar aracılığı ile yapılmıştır.

80 gövde sonsuz vida redüktörün 500 min<sup>-1</sup> da deneysel verim analizi Tablo 3'de 1000 min<sup>-1</sup> de verim analizi Tablo 4'de verilmektedir.

**Tablo 3.** 80 gövde sonsuz vida redüktörün 500 min<sup>-1</sup> de verim analizi

Reaksiyon Kuvveti (N)	MMK* (m)	Reaksiyon Torku (Nm)	$\omega_1$ (Rad/s)	Fren Kuvveti (N)	FMK* (m)	Fren Torku (Nm)	Giriş Gücü (P <sub>1</sub> )	Çıkış Gücü (P <sub>2</sub> )	Verim (%)
10	0,075	0,750	52,3	5	0,085	0,42	39,225	0,739	1,9
11	0,075	0,825	52,3	16	0,085	1,36	43,147	2,366	5,5
12	0,075	0,900	52,3	27	0,085	2,29	47,070	3,993	8,5
13	0,075	0,975	52,3	65	0,085	5,52	50,992	9,613	18,9
14	0,075	1,050	52,3	75	0,085	6,37	54,915	11,092	20,2
15	0,075	1,125	52,3	86	0,085	7,31	58,837	12,719	21,6
16	0,075	1,200	52,3	105	0,085	8,92	62,760	15,529	24,7
17	0,075	1,275	52,3	114	0,085	9,69	66,682	16,860	25,3
18	0,075	1,350	52,3	120	0,085	10,2	70,605	17,748	25,1

MMK: Motor tork kolu

FMK: Fren tork kolu

**Tablo 4.** 80 gövde sonsuz vida redüktörün 1000 min<sup>-1</sup> de verim analizi

Reaksiyon Kuvveti (N)	MMK* (m)	Reaksiyon Torku (Nm)	$\square_1$ (Rad/s)	Fren Kuvveti (N)	FMK* (m)	Fren Torku (Nm)	Giriş Gücü (P <sub>1</sub> )	Çıkış Gücü (P <sub>2</sub> )	Verim (%)
13	0,075	0,975	104,71	6	0,085	0,51	102,092	1,779	1,7
14	0,075	1,050	104,71	29	0,085	2,465	109,945	8,603	7,8
15	0,075	1,125	104,71	64	0,085	5,44	117,799	18,985	16,1
16	0,075	1,200	104,71	75	0,085	6,375	125,652	22,249	17,7
17	0,075	1,275	104,71	107	0,085	9,095	133,505	31,742	23,8
18	0,075	1,350	104,71	120	0,085	10,2	141,358	35,598	25,2

Deneyler esnasında frenleme kuvveti manyetik fren bölümünde yer alan yük hücresi tarafından, reaksiyon kuvveti ise motor tarafında yer alan yük hücresi tarafından sürekli olarak ölçülmüştür. Manyetik frenin akımı kademe kademe reaksiyon kuvvetini birer Newton artıracak şekilde yükseltmiştir. Tablo 3 ve Tablo 4'deki veriler incelendiğinde sonsuz vida mekanizması için frenleme kuvveti arttıkça verimlerde artış meydana gelmiştir. Devrin değişmesiyle verimde ciddi manada bir değişiklik meydana gelmemiştir.

80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 500 min<sup>-1</sup> da deneysel verim analizi Tablo 5'de 1000 min<sup>-1</sup> de verim analizi Tablo 6'da verilmektedir.

**Tablo 5.** 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 500 min<sup>-1</sup> de verim analizi

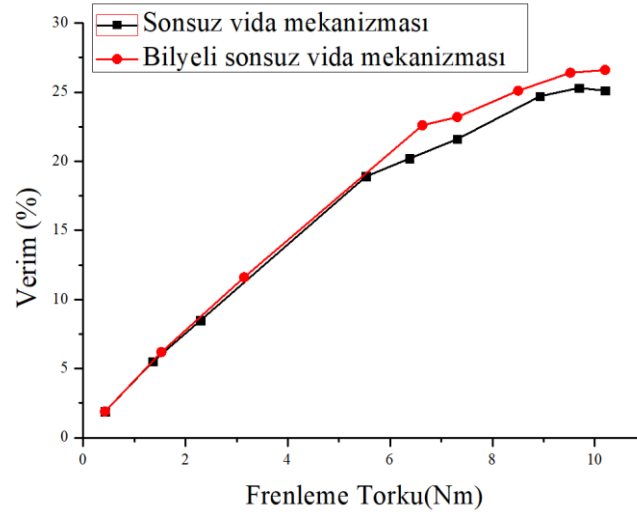
Reaksiyon Kuvveti (N)	MMK* (m)	Reaksiyon Torku (Nm)	$\square_1$ (Rad/s)	Fren Kuvveti (N)	FMK* (m)	Fren Torku (Nm)	Giriş Gücü (P <sub>1</sub> )	Çıkış Gücü (P <sub>2</sub> )	Verim (%)
10	0,075	0,750	52,3	5	0,085	0,425	39,225	0,739	1,9
11	0,075	0,825	52,3	18	0,085	1,53	43,147	2,662	6,2
12	0,075	0,900	52,3	37	0,085	3,145	47,070	5,472	11,6
13	0,075	0,975	52,3	78	0,085	6,63	50,992	11,536	22,6
14	0,075	1,050	52,3	86	0,085	7,31	54,915	12,719	23,2
15	0,075	1,125	52,3	100	0,085	8,5	58,837	14,790	25,1
16	0,075	1,200	52,3	112	0,085	9,52	62,760	16,565	26,4
17	0,075	1,275	52,3	120	0,085	10,2	66,682	17,748	26,6

**Tablo 6.** 80 gövde bilyeli sonsuz vida redüktörün 1000 min<sup>-1</sup> de verim analizi

Reaksiyon Kuvveti (N)	MMK* (m)	Reaksiyon Torku (Nm)	$\square_1$ (Rad/s)	Fren Kuvveti (N)	FMK* (m)	Fren Torku (Nm)	Giriş Gücü (P <sub>1</sub> )	Çıkış Gücü (P <sub>2</sub> )	Verim (%)
12	0,075	0,900	52,3	6	0,085	0,510	47,070	0,887	1,9
13	0,075	0,975	52,3	29	0,085	2,465	50,992	4,289	8,4
14	0,075	1,050	52,3	64	0,085	5,440	54,915	9,465	17,2
15	0,075	1,125	52,3	75	0,085	6,375	58,837	11,092	18,9
16	0,075	1,200	52,3	107	0,085	9,095	62,760	15,825	25,2
17	0,075	1,275	52,3	120	0,085	10,200	66,682	17,748	26,6

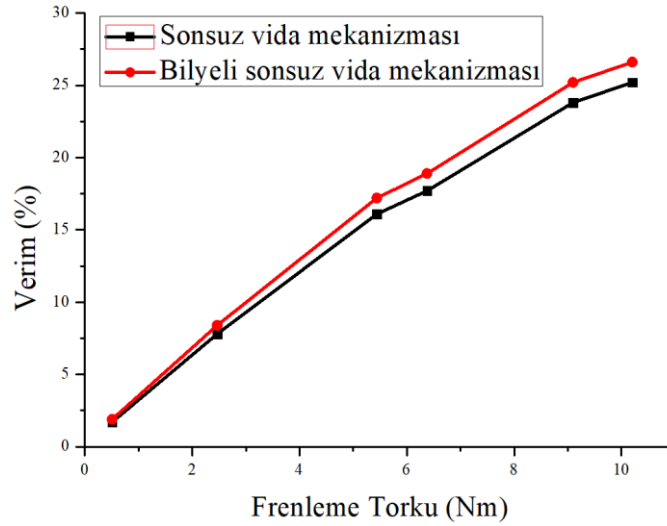
Tablo 5 ve Tablo 6'daki veriler incelendiğinde bilyeli sonsuz vida mekanizması için frenleme kuvveti arttıkça verimde artış meydana gelmiştir. Bilyeli sonsuz vida mekanizmasında da devrin değişmesiyle verimde ciddi manada bir değişiklik meydana gelmemiştir.

Her iki redüktörün de 500 min<sup>-1</sup> sabit devirde frenleme momentinin değişmesiyle verimlerinde meydana gelen değişiklik Şekil 3'de gösterilmektedir.



Şekil 3. 500 min<sup>-1</sup> devirde verim karşılaştırılması

Redüktörlerin 1000 min<sup>-1</sup> sabit devirde frenleme momentinin değişmesiyle verimlerinde meydana gelen değişiklik Şekil 4’de gösterilmektedir.



Şekil 4. 1000 min<sup>-1</sup> devirde verim karşılaştırılması

Şekil 3 ve 4’deki grafikler incelendiğinde frenleme momentinin artmasıyla her iki mekanizmanın verimlerinin arttığı gözlemlenmektedir. Hem 500 min<sup>-1</sup> hem de 1000 min<sup>-1</sup> devirde bilyeli sonsuz vida mekanizması sonsuz vida mekanizmasına nazaran daha yüksek verim sergilemiştir. Devir artışının mekanizmaların verimine olumlu ya da olumsuz bir etkisi olmamıştır.

Dişli verimliliği deney düzeneğinde yapılan verim analizlerinde eski tip sonsuz vida mekanizmasının verimi 500 – 1000 min<sup>-1</sup> sabit devir aralığında yaklaşık olarak % 25 civarında bulunmuştur. Bilyeli sonsuz vida mekanizmasının verim aralığı ise yaklaşık % 26,5 civarındadır. Normal şartlarda yapılan teorik hesaplarda 80 gövde sonsuz vida redüktörün verimi tam kapasitede % 80 civarındadır. Deney düzeneğindeki giriş ve çıkış momentlerinin küçük olması sonsuz vida redüktörün verimini düşük çıkarmıştır. Ancak deney düzeneğinin maksimum kapasitesinde (10,2 Nm frenleme momentinde) yapılan teorik hesaplarda 500 min<sup>-1</sup> sabit devri için verim % 24, 1000 sabit devri için ise % 22 çıkmıştır. Bu değerler yaklaşık % 1,5’ lik bir sapmayla deney düzeneğinin doğru sonuçları verdiğini göstermektedir. Bu



kriter referans alınarak deney düzeneği kapasitesindeki sonuçlar değerlendirilecek olursa; yeni tasarlanan bilyeli sonsuz vida mekanizması çeyrek kapasitede % 1,5' lik bir verim artışı meydana getirmiştir.

#### 4. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada piyasa şartlarında hazır bulunan sonsuz vida mekanizması ile yeni tasarlanan bilyeli sonsuz vida mekanizmasının verimleri deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Mekanizmaların eksenler arası mesafesi, çevrim oranları ve yağlama şartları aynıdır.

Elde edilen sonuçlar yeni tasarlanan bilyeli sonsuz vida mekanizmasının eski tip sonsuz vida mekanizmasına nazaran daha yüksek verime sahip olacağını göstermektedir. Bu durumun eski mekanizmada dişler arasında kayma sürtünmesinin yerini yeni mekanizmada yuvarlanma sürtünmesine bırakmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bilyeli sonsuz vida mekanizmalarının sahip oldukları yuvarlanma sürtünmeleri sayesinde sonsuz vida mekanizmalarının dezavantajları olan yüksek çalışma sıcaklığı, düşük verim ve düşük çalışma ömrü problemlerini ortadan kaldırması beklenmektedir.

Bu çalışmada gerçekleştirilen faaliyetler deney düzeneğinin sahip olduğu yük kapasitelerinde gerçekleştirilmiştir. İlerleyen çalışmalarda bilyeli sonsuz vida mekanizmalarının maksimum yük kapasitelerinin, bu kapasitedeki verimlerinin, çalışma ömürlerinin ve tasarım parametrelerinin belirlenmesine yönelik çalışmalar gerçekleştirilebilir. Mekanizmaların tam yükleme kapasitelerinde gerçekleştirilecek deneylerde daha yüksek verim farkları beklenmektedir.

#### TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENTS)

Bu çalışma Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi (*Proje No: 2013FBE034*) tarafından desteklenmiştir. Katkılarından dolayı Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkürlerimizi sunarız.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Şekercioğlu, T. (2013). *Makine Elemanları Hesap Şekillendirme* (3. Baskı). Denizli: Birsen Yayınevi.
- [2] Babalık, F. C. (2008). *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri* (3. Baskı). Ankara: Nobel Yayınevi.
- [3] Neupert, K. (1990). *Versuche zum Einfluß der Baugröße auf Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit von Schneckengetrieben unter Berücksichtigung der Schmierstoffviskosität*, FVA.
- [4] Predki, W. (1982). *Hertzische Drücke, Schmierspalthöhen und Wirkungsgrade von Schneckenrieben*, Bochum: Ruhr-Univ. Bochum, Inst. f. Konstruktionstechnik.
- [5] Wahlberg, E. C., Lampe, R. C. (1945). US Patent 2451998A.
- [6] Sedgwick, R. K. R., Hughes, J. J. (1968). US Patent 3468179A.
- [7] Tong, D. (2004). US Patent 20060156845A1.
- [8] Stoianovici D., Kavoussi L. (2006). *Ball-Worm Transmission*. USA Patent 7,051,610 (C03512).
- [9] Koçak, S. (2017). Innovative Design for A Ball Worm Gear Mechanism. *International Journal of Engineering Technologies*, 3(4), 230-234.
- [10] Koçak, S. (2014). *Bilyeli sonsuz vida mekanizması tasarımı ve üretimi*, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli, 118-120.
- [11] Doğan, H., Yılankırkan, N. (2015). Türkiye'nin Enerji Verimliliği Potansiyeli Ve Projeksiyonu. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 3 (1), 375-384.



- [12] Çanka Kılıç, F., Sert, M., Eyidoğan, M., Kaya, D., Özdemir, N. (2018). Endüstriyel Tav Fırınlarında Bir ORC Sistemi Uygulaması ile Enerji Tasarrufu. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 6 (1), 33-43. DOI: 10.29109.
- [13] Yaylaci, E., Yazici, İ. (2019). Otonom bir Rüzgâr Enerji Sistemi için Örnek Test Düzenineğinin Gerçeklenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 7 (1), 175-183. DOI: 10.29109/gujsc.468704
- [14] Çanka Kiliç, F. (2017). Endüstriyel Kazanlarda Enerji Verimliliği ve Emisyon Azalımı Fırsatları. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 5 (2), 147-158.
- [15] Xu, H., Kahraman, A., Anderson, N. E., Maddock, D. G. (2007). Prediction of Mechanical Efficiency of Parallel-Axis Gear Pairs, *ASME J. Mech. Des.*, 129, pp. 58–68.
- [16] Michlin, Y., Myunster, V. (2002). Determination of Power Losses in Gear Transmissions with Rolling and Sliding Friction Incorporated. *Mech. Mach. Theory*, 37, pp. 167–174.
- [17] Anderson, N. E., and Loewenthal, S. H. (1982). Design of Spur Gears for Improved Efficiency. *ASME J. Mech. Des.*, 104, pp. 767–774.
- [18] Diab, Y., Ville, F., Velex, P. (2006). Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears. *Tribol. Trans.*, 39-2, pp. 260–270.
- [19] Diab, Y., Ville, F., Houjoh, H., Sainsot, P., Velex, P. (2005). Experimental and Numerical Investigations on the Air-Pumping Phenomenon in High-Speed Spur and Helical Gears. *Proc. Inst. Mech. Eng., Part C: J. Mech. Eng. Sci.*, 219, 785–800.
- [20] Chase, D. (2005). The Development of an Efficiency Test Methodology for High-Speed Gearboxes, MS thesis, The Ohio State University, Columbus, OH
- [21] Britton, R. D., Elcoate, C. D., Alanou, M. P., Evans, H. P., Snidle, R. W. (2000). Effect of Surface Finish on Gear Tooth Friction. *Trans. ASME, J. Tribol.*, 122, 354–360.