



# Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi

*Araştırma Makalesi*

## Öngerilmeli Poliamid 6 Dişlilerin Teorik ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Hesaplanan Yorulma Ömürlerinin Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

 Hilal CAN<sup>a,\*</sup>

<sup>a</sup> *Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü, Teknoloji Fakültesi, Pamukkale Üniversitesi, Denizli, TÜRKİYE*

*\* Sorumlu yazarın e-posta adresi: hilalcan@pau.edu.tr*

DOI:10.29130/dubited.1147489

### ÖZ

Plastik malzemeler, yağlamasız ve gürültüsüz çalışma istenen yerlerde dişli çark malzemesi olarak kullanılmaktadır. Plastik dişlilerin kullanımlarını sınırlayan en önemli faktör dayanım değerleridir. Öngerilme uygulanan dişlilerde yorulma ömrünün arttığı tespit edilmiştir. Plastik dişlilerin teorik olarak hesaplamalarında oluşan ısı göz önünde bulundurulmalıdır. Bu çalışmada, plastik dişlilerin hesaplamalarında kullanılan BS 6168 standardı ve diğer önemli yöntemler araştırılmıştır. Modülü 6 olarak seçilmiş dişlilerin ANSYS’de diş dibi gerilmeleri ve yorulma ömürleri belirlenmiştir. BS 6168 standardına göre yapılan hesaplamalar, ANSYS modellemeleri ve deneysel bulgular ile karşılaştırılmıştır. Takviyesiz numuneler için her yöntemle elde edilen yük tekrar sayısı değerleri birbiri ile uyumludur. Takviyeli numuneler için deneylerle elde edilen sonuçlara ANSYS modellemesinin BS6168 standardına göre daha yakın olduğu bulunmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** *Polimer dişli, Öngerilme, Sonlu elemanlar metodu, Hesap Yöntemleri*

## Comparison of Fatigue Life of Prestressed Polyamide 6 Gears Calculated by Theoretical and Finite Element Methods with Experimental Results

### ABSTRACT

Plastic materials are used as gear materials in places where no lubrication and quiet operation are required. The most important factor limiting the use of plastic gears is their strength values. It has been found that the fatigue life of gears subjected to pre-tensioning increases. The heat generated in theoretical calculations of plastic gears should be taken into account. In this study, BS 6168 standard and other important methods used in the calculations of plastic gears have been investigated. The tooth root stresses and fatigue lives of gears selected with a module of 6 were determined in ANSYS. Calculations made according to BS 6168 standard were compared with ANSYS modeling and experimental findings. The load repetition values obtained with each method for unreinforced specimens are compatible with each other. It was found that ANSYS modeling is closer to experimental results for reinforced specimens according to BS6168 standard.

**Keywords:** *Polymeric gears, Pre-stressing, Finite element methods, Rating methods*

# I. GİRİŞ

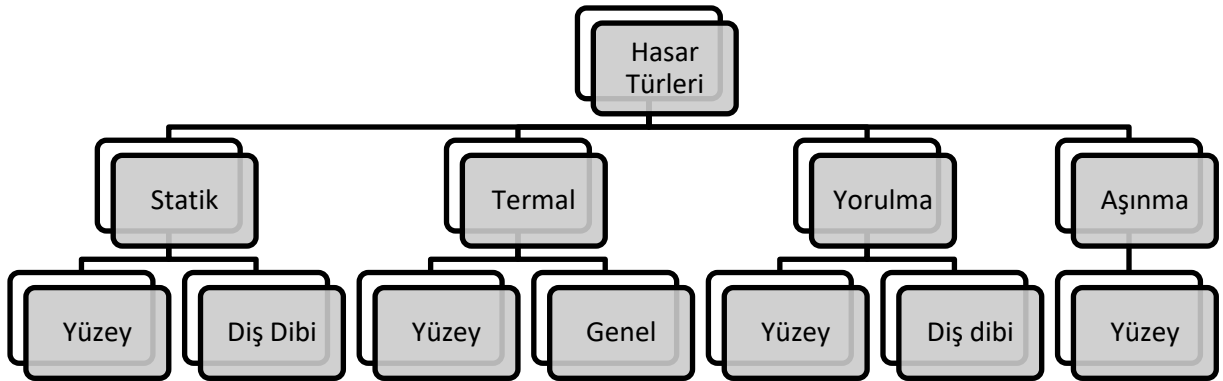
Dişliler, güç ve hareket iletim elemanlarıdır. Dişlilerin hasar mekanizmaları diş dibinden kırılma, yorulma ve aşınma şeklinde oluşmaktadır. Dişli malzemesi olarak kullanılan malzemeler dökme demir, çelik, alüminyum, plastik olabilmektedir. Plastik dişliler, korozyona dayanıklıdırlar, hafiftirler, kolay üretilirler ve yağlama olmaksızın çalışabilirler. Özellikle korozyona uğramamaları ve yağlamasız çalışabilmeleri nedeniyle gıda endüstrisinde, bunun yanı sıra gürültünün ön plana çıktığı ev ve ofis araçlarında plastik dişliler sıkça kullanılmaktadırlar [1].

Plastik dişlilerde oluşabilecek hasar mekanizmaları, diş dibinden çatlak oluşumu, temel dairesi üzerinde çatlak oluşumu, aşınma ve yumuşama hasarıdır. Polimer dişliler için temel dairesi üzerindeki hasar eşsizdir. Plastiklerin çoğu, çatlak oluşup ilerlemesi ile değil; iç sürtünmeden meydana gelen ve dışarıya iletilmeyen ısı nedeniyle malzemede gerçekleşen yumuşama ile hasara uğramaktadır. Buna *yumuşama hasarı* denir. Bu hasar, temel dairesi üzerindeki temas noktasında yüksek bölgesel sıcaklık oluşumu ile dayanımın düşmesi şeklinde tanımlanmaktadır. Temel dairesi üzerindeki yumuşama hasarının özellikle yağlamasız çalışan dişlilerde olduğu gözlenmiştir. Kayıp uygunluğunun yüksek olduğu ( $J_2 > 0,5 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ ) sahip plastikler, yumuşama hasarı göstermektedirler. Bu gruba polipropilen, polietilen ve poliamid girmektedir [2], [3].

Plastik dişlilerin hesaplarına ilişkin standartlarda temel dairesi üzerindeki hasar göz ardı edilmiş ve bu standartlar genellikle, plastik dişliler için yorulma hasarı niteliğindeki diğer üç hasar tipi olan diş dibinden kırılma, aşınma ve pullanmayı esas almışlardır. Cam takviyeli dişlilerde gevrek hasar için çekme dayanımında artış olduğu çeşitli çalışmalarla belirlenmiştir. Ayrıca cam takviye kullanımında aşınma, öncelikli problemdir [4].

Plastik dişli çarklar ya montaj sırasında bir kez yağlanır ya da yağlamasız olarak çalışırlar. Sınır sürtünmesi veya kuru sürtünme durumlarında oluşacak sürtünme ve aşınma miktarı üzerinde kullanılacak malzeme çifti önemli bir etkiye sahiptir. Malzeme çifti oluşturulurken düşük sürtünme, pürüzsüz kayma, minimum aşınma ve sürtünme kaynaklı ısının hızlı bir şekilde uzaklaştırılması için yüksek ısı iletkenlik arzu edilir [5].

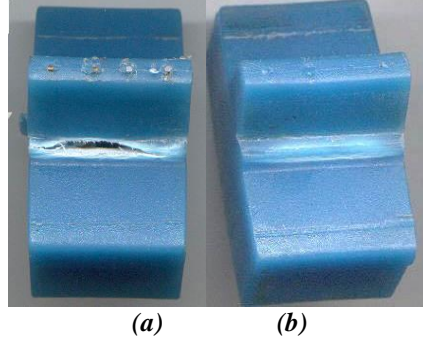
Hasar şeklini belirleyen en önemli etken, dişliye uygulanan yüküdür. Plastik dişlilerde hasar, yüke, ısı oluşumuna, yorulmaya ve aşınmaya bağlı olarak gerçekleşebilir (Şekil 1). Hasar türünün belirlenmesi, plastik dişlilerin güvenle çalışabilme sınırları açısından önleyici tedbirlerin alınmasına olanak tanıyarak, optimum dişli tasarımının yapılmasına olanak sağlar [6].



Şekil 1. Plastik dişlilerde hasar türleri [6]

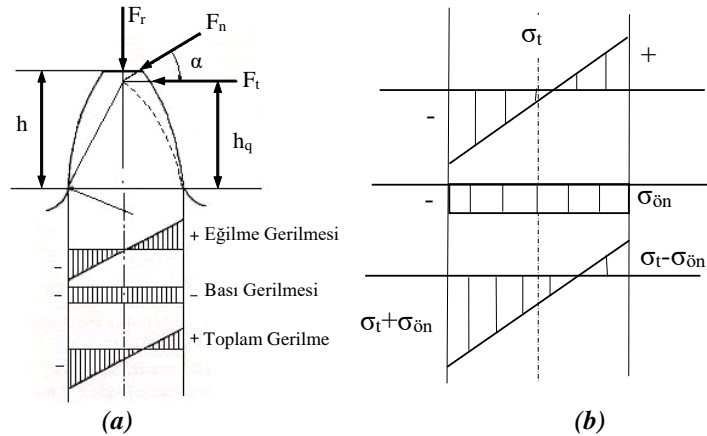
Yorulma, malzemelerin dinamik yük etkisi ile zamanla hasara uğraması olayıdır. Yorulma, dişli çarklardaki önemli hasar mekanizmalarından biridir. Dişlilerde yorulma dayanımının artırılması bakımından zaman aralığını genişleterek malzeme ve işçilikten tasarruf edilmesini sağlamaktadır.

Can, H. tarafından yapılmış çalışmada ısı yorulmaya neden olmayan 0,75 Hz frekansta polipropilen (PP) numuneler ile çalışılmış, diş dibi kesitinin %25'i kadar deformasyona izin verilerek deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda kimi numunelerde diş dibinde yorulma çatlaklarının oluştuğu ve ilerlediği, kimi numunelerde ise plastik deformasyon gözlemlenmiştir (Şekil 2) [4].



**Şekil 2.** Polimer dişlilerde yorulma çatlakları ve plastik deformasyon (a) ve Diş dibinden başlamış yorulma çatlakları (b) Plastik deformasyon

Dişlilere etkiyen normal kuvvetin teğetsel bileşeni eğilme gerilmesine yol açarken; radyal yöndeki kuvvet, bası gerilmesi oluşturarak yorulma çatlaklarının başladığı bölgedeki çeki gerilmesini düşürmektedir (Şekil 3). Diş içerisinde bası öngerilmesi oluşturularak çeki bölgesindeki gerilmenin daha da düşürülmesi mümkündür. Can, H. tarafından yapılan çalışmada; polipropilen kremayer düz dişli içerisine diş boyunca 4 sıra enjeksiyon kalıplama öncesi çekilen yaylar, kalıplama sonrası serbest bırakılarak öngerilme oluşturulmuştur. Deneyler neticesinde aynı yük uygulanan ve aynı pozisyon değişimi için yük tekrar sayısı, sadece yay takviyesi yapılan numunelerde 1,53 kat, öngerilme uygulanmış numunelerde ise 4,83 kat daha fazla bulunmuştur.



**Şekil 3.** (a) Dişlilerde gerilme dağılımı ve (b) Öngerilmenin etkisi

Literatürde yer alan dişliler için kullanılan Lewis eşitliği, yumuşama hasarının dikkate alınmıyor olması nedeniyle plastik dişliler için yetersiz kalmaktadır. BS 6168 standardında hesaplamalar karmaşıktır ve bununla birlikte standartta yer alan malzeme çiftleri oldukça sınırlıdır. Yorulma deneyleri uzun zaman alan deneylerdir. Sonlu elemanlar yöntemi, dişlilerin kullanıldığı alanlarda teorik ve karmaşık hesaplamalar ile uzun süreli ve yüksek maliyetli deneylere gerek kalmaksızın doğru malzeme çiftlerinin seçilmesini sağlar. Dişlilerde yorulma çatlakları çeki bölgesinde başlamakta ve ilerlemektedir. Gevrek malzemelerin basıya dayanımlarının daha yüksek olmasına bağlı olarak diş

dibine bası yönünde öngerilme uygulanması yorulma ömrünü arttırmaktadır. Poliamidin basmaya dayanımı, çekmeye karşı dayanımından %20 kadar daha yüksektir. Bu çalışmada, öngerilme uygulanan poliamid dişlilerin teorik hesaplamalar, ANSYS ile yapılan modelleme ile elde edilen sonuçlar ve deneysel çalışmadan elde edilen bulgulara göre yorulma dayanımı değerlerinin karşılaştırılması amaçlanmıştır.

## **II. PLASTİK DIŞLİLERİN HESAP YÖNTEMLERİ**

BS 436, AGMA 218 ve ISO 6336 gibi standartlar, metal dişli çarkların hesapları için geliştirilmiş standartlardır. Metal dişlilerde diş dibi kırılması için Lewis formülü, temas gerilmesi için Hertzian temas eşitlikleri kullanılmaktadır. Lewis ve Hertz eşitliklerinde, metal dişliler için gerilme yoğunluğu, yük dağılımı ve yükün dinamik etkimesi durumları için çeşitli katsayılar kullanılmaktadır. Plastik dişliler için Lewis ve Hertz eşitliklerinde çeşitli uyarlamalar bulunmakla birlikte metal dişlilere göre daha az gelişim göstermiştir. Teğetsel kuvvet  $F_t$  diş üstünden etkiğinde maksimum eğme momenti oluşturur. Diş geometrisi  $b$  diş genişliği,  $m$  modül,  $F_n$  normal kuvvet,  $s_q$  nominal kalınlık ve  $K_d$  düzeltme faktörü hesaba katılarak Lewis tarafından geliştirilmiş diş dibi eğme gerilmesi,

$$\sigma_e = \frac{F_n}{b \cdot m} \cdot K_d \quad (1)$$

$$K_d = \frac{6 \cdot b \cdot m \cdot h_q}{s_q^2} \quad (2)$$

şeklinde hesaplanmaktadır [7].

Dişteki temas gerilmesi, temas halindeki silindirler için uygun olan Hertz eşitliğinin uyarlanması ile hesaplanmaktadır. Evolvent dişin eğrilik çapı, silindirler çapı olarak alınarak eş dişlilerde temas gerilmesi  $F_t$  teğetsel kuvvet,  $E$  pinyon ve dişlinin elastisite modülleri, poisson oranı  $\nu$  temas açısı  $\Psi$  ile aşağıdaki eşitlikle verilir;

$$P = \sqrt{\left\{ \frac{F_t}{b \cdot d} \frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1) E_2 + (1 - \nu_2) E_1} \frac{4}{\sin(2\psi)} \frac{u + 1}{u} \right\}} \quad (3)$$

Plastik dişlilerin performansını etkileyen en önemli faktör sıcaklıktır. Polimer dişlilerin test prosedürleri ve literatürde yer alan tribolojik performansları hala tutarlı değildir ve ayrıntıdan yoksundur. Sıcaklığın tüm polimerler üzerinde, metaller veya diğer malzemelerden çok daha fazla kritik bir etkiye sahip olduğu bilinmektedir. Bununla birlikte, aynı yük ve hız için bile dişlide oluşacak sıcaklık; test cihazı, dişli boyutu ve şekli, çevredeki ortama bağlı olarak büyük ölçüde değişir. Polimerler için, sıcaklıktaki küçük artışlar sürünme davranışı, çekme sınırı ve akma dayanımı gibi mekanik özelliklerde büyük değişimlere yol açmaktadır. Sıcaklık artışı, ısı iletkenliğinin düşük olduğu plastiklerde diş kayması ve diş eğilmesinin sonucu olarak içsel histerizise bağlı ısı birikiminden meydana gelmektedir. Plastik dişlilerde, hijyen ve temizliğin önemli olduğu gıda ve kağıt endüstrisi gibi alanlarda yağlamasız kullanılmaları nedeniyle çalışma esnasında oluşan sıcaklık artmaktadır. Yağlama, dişten ısı iletimini artırırken aynı zamanda sürtünmeyi de azaltarak dişli performansını olumlu yönde etkilemektedir. Metal dişliler için kullanılan düzeltme faktörleri, plastik dişlilerdeki gerilme üzerinde aynı etkiye sahip değildir ve plastik dişlilerde bu etkilerin yanında sıcaklık ve nem gibi ek faktörlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir [1], [5], [7].

Fiber takviyeli naylon dişlilerle yapılan çalışmada, yağlamalı ve kuru olarak çalışan çeşitli eş dişli kombinasyonları incelenmiş, yağlamalı olarak çalışan dişlilerde aşınmanın daha düşük olduğu ve yorulma dayanımının arttığı deneysel olarak belirlenmiştir [8].

Plastik dişlilerin hesaplamaları için Hertz eşitliğinde sıcaklık etkisi ile değişen elastisite modülü ve Poisson oranlarının düşünülmesi gereklidir. Elastisite modülü ve poisson oranı belirlenirken, dişin yüzey sıcaklığından farklı olan dişlinin gövde sıcaklığı bazı hesaplama metodları ile bulunur. Bununla birlikte, plastik dişliler için tartışılabilir değişiklikler de olabilir. Sonuç olarak bu teori diş deformasyonu genişçe geçerli değildir. 30 diş sayısına sahip naylon 66 dişlilerin BS 6168, Polypenco ve ESDU 68001 standartlarına göre yapılan hesaplamaları ile modüle göre iletilebilecek momentler hesaplanmıştır. Modifiye edilmiş halde, sıcaklık ve diğer faktörler de hesaba konulmuştur. Hesap yöntemleri arasında geniş farklılıklar olduğu bulunmuştur. Modülü 2 olan 40 diş sayısına sahip farklı 2 tipteki naylon 6 dişlilerin 60 °C yağlamalı durumda deneyleri gerçekleştirilmiş ve VDI 2545'e göre hesaplamaları yapılarak karşılaştırılmıştır. Göbek çapı daha küçük olarak tasarlanan dişlilerin yorulma ömürleri deneysel olarak daha fazla bulunduğu gibi, VDI 2545'de var olan düzeltme katsayısı ile yapılan hesaplamalarda da benzer sonuç elde edilmiştir [7], [9].

Plastik dişlilerin hesaplarına dair çeşitli standartlar geliştirilmiştir. Plastik dişlilerin yorulma davranışına pek çok faktörün etki etmesi nedeniyle, metal dişliler için önerilen düzeltme faktörlerinin tümünü kapsayan bir eşitliğin sağlanması zordur. Yelle, müsaade edilebilir diş dibi eğme gerilmesi ( $S_{La}$ ) ile tanımlanan eşitliği önermiştir [10]. Plastik dişli hesapları için BS 6168, Polypenco, ESDU 68001, VDI 2545 (Verein Deutscher Ingenieure) en sık kullanılan yöntem ve standartları oluşturmaktadır. Bu standartlara göre eğilme gerilmesi hesabında kullanılan formüller Tablo 1'de gösterilmiştir.

**Tablo 1.** Eğilme gerilmesi hesap formülleri [7], [9], [10], [11]

Hesap Yöntemi	Eğilme Gerilmesi Formülü	
Yelle	$S_{La} = S_{Lf} \frac{K_L K_H K_T K_V}{K_C K_S K_m K_F C_S}$	$C_S$ Servis ömrü faktörü
		$K_b$ Sürüş şekli faktörü
		$K_C$ Üretim faktörü
		$K_F$ Metal dişli yüzey pürüzlülük faktörü
		$K_L$ Yağlama faktörü
		$K_m$ Eşlenmiş dişlilerde malzeme faktörü
		$K_S$ Malzeme faktörü
		$K_V$ Hız faktörü (dinamik etkileri de içerir)
		$S_{Lf}$ Deneyle belirlenen yorulma dayanımı
		BS6168
$Y_\epsilon$ Eğilme için temas oranı faktörü		
$K_A$ Uygulama faktörü		
Polypenco	$S = \frac{2TP_d}{dbY} \cdot C_1 C_2$	$C_1$ Çalışma durumu düzeltme faktörü
		$C_2$ Sıcaklık düzeltme faktörü
		$P_d$ Çapsal adım ( $in^{-1}$ )
		$Y$ Eğilme gerilmesi faktörü
ESDU 68001	$\sigma_{f,lim} = \frac{F_{t,lim} P_d}{Y K_T K_H K_E}$	$F_{t,lim}$ Sınır teğetsel kuvvet (N)
		$P_d$ Çapsal adım ( $in^{-1}$ )
		$K_H$ Nem faktörü
		$K_T$ Sıcaklık faktörü
		$K_E$ Tasarım faktörü
		$Y$ Eğilme gerilmesi faktörü
VDI 2545	$\sigma_F = \frac{F_t}{bm} \cdot Y_\beta Y_\alpha K_A \leq \sigma_{FN}$	$Y_\alpha$ Temas oranı düzeltme faktörü ( $Y_\alpha = 1/\epsilon_\alpha$ )
		$Y_\beta$ Helis dişliler için düzeltme faktörü
		$K_A$ Uygulama faktörü

Hachmann (ve bunun VDI 2736 standardında uygulanması), Takanashi ve Mao tarafından önerilen yöntemler ısı oluşumunu dikkate alan yöntemler olarak geliştirilmişlerdir. Histerizis kaybının hesaba konulduğu Takanashi ısı üretim modelinin teorik çözümle kıyaslandığında en doğru model olduğu, ardından VDI 2736 ve Mao modelinin geldiği belirlenmiştir. Bazı istisnalar bulunmasına rağmen polimer dişlilerin çalışma sıcaklığının belirlenmesi için sayısal yöntemler, genellikle sonlu elemanlar yöntemi ile termal analizine dayanır [12]. BS 6168, standardına göre dişlilerin diş dibi gerilmeleri ve

yorulma ömürleri hesaplanarak karşılaştırılmış ve BS6168 standardının deneysel sonuçları ile uyumlu olduğu saptanmıştır [13].

Metallerin iyi iletkenlik özellikleri plastik dişli/çelik dişli çiftlerinde sürtünmeden kaynaklanan ısının uzaklaştırılması kolaylaşmakta ve buna bağlı olarak plastik dişlilerdeki aşınma azaltılmaktadır. Asetal dişliler, standart plastik dişlilerden daha iyi kayma özelliklerine sahiptir ve bu nedenle daha az aşınırlar. Plastik dişliler, çelik veya toplam çalışma süresinin kısa olduğu mekanizmalarda demir dışı metal (bakır ve alüminyum alaşımları gibi) dişlilerle eşleştirilebilirler [14].

Polimerlerin metallerle eşleştirilmelerinde aşınmayı etkileyen en önemli faktörlerden biri metalin yüzey pürüzlülüğüdür. Paslanmaz çelik ile ekstrüzyon PA 6 eşleştirmesinin aşınma testleri sonucunda, çelik disklerde sürekli bir transfer filmi oluştuğu görülmüştür. Aşınmanın aksel yüzey pürüzlülük değeri 0 ile 1,5 µm arasında olduğunda arttığı ve aşınma hızı 1,5 ile 3 µm arasında olduğunda azaldığı tespit edilmiştir [15].

Dişli çarklar, ciddi aşınmaların neden olduğu diş kırığı nedeniyle kullanılmaz hale gelmektedir. Aşınma, yüksek yüzey basıncının neden olduğu deformasyonlardan kaynaklanır. Diş yüzeyleri altında oluşan elastik deformasyonun yaklaşık miktarlarının belirlenmesi, dişli gibi zorlanmış makine elemanları için plastik limite kadar çok önemlidir. Modül, dişli sayısı ve profil kayma faktörü çevrim sayısının oranının, dişlilerdeki aşınma üzerine etkisi incelenmiştir [16].

Polimerik dişlilerin temas davranışları, ABAQUS yazılım paketi ile sonlu elemanlar yöntemi ve BS ISO 6336 standardına göre yapılan analitik hesaplamalar kullanılarak analiz edilmiştir. Sonuç olarak, BS ISO 6336'ya göre yapılan simüle edilmiş değerler ve hesaplamalar karşılaştırılmış ve özellikle analitik olarak elde edilen değerlerin temas etkisinden bağımsız olduğu bulunmuştur. Simülasyonlardan elde edilen gerilmeler ile analitik olarak hesaplanan gerilmeler arasındaki farklar, yük dağılımının ve sürtünmenin (özellikle kuru çalışmada) etkilerinin olduğunu göstermektedir. Polimerik dişli standartları hazırlanırken dişlerde oluşan aşırı deformasyon dikkate alınmalıdır [17].

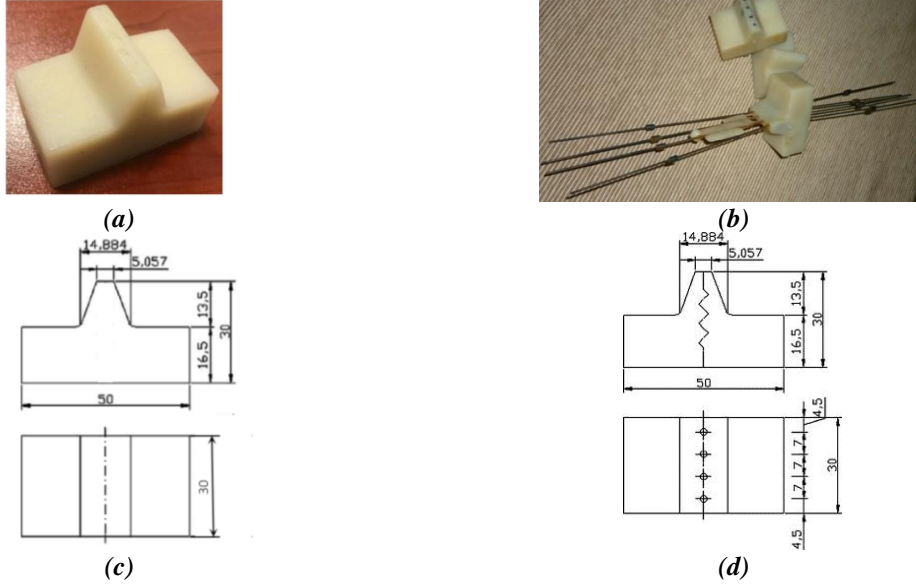
Carlos ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada çeşitli yağlama koşullarında sonlu elemanlar yöntemi ile termal analizler yapılmıştır. Dişli yüzeyinin gövde sıcaklığı ve yüzey sıcaklığının tahmin edilmesi ve tespit edilmesi sonuçlarının, literatür çalışmalarından elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Sonlu elemanlar modeli, mekanik özellikleri kritik sıcaklığa bağlı olan polimerik dişlilerin yük taşıma kapasitelerini tahmin etmek için yüksek doğrulukla kullanılabilir [18].

Diş yüzeyinde ve diş gövdesinde oluşan sıcaklık çalışma koşullarına göre değişir, bu da aynı S-N eğrisi verilerinde farklı yüklenme durumlarında farklı sıcaklıklar elde edileceği anlamına gelir. Sıcaklığın polimerler üzerindeki önemli etkisi nedeniyle; sıcaklık kontrollü olmayan, hatta farklı yükler ile elde edilen deney sonuçlarının doğrudan karşılaştırılması mümkün değildir. 30 °C, 50 °C ve 70 °C'de ve üç tork değeri (1,0Nm - 1,2 Nm -1,4 Nm) altında çalışan POM dişlilerde sıcaklığın yorulma ömrü üzerindeki önemli etkisi ortaya konulmuştur. Düşük sıcaklıkta çalışma durumunda, POM dişlilerinin yorulma ömrü büyük ölçüde iyileşmektedir [19].

Polimer dişlilerin çalışma sıcaklığı, sayısal veya analitik yöntemlerle belirlenebilir. Bu yöntemlerin büyük çoğunluğunda, dişlilerin sıcaklık artışı gövde ve yüzey sıcaklıklarının artışı ile tanımlanır. Yüzey sıcaklığı, dişli yüzeylerinin sürtünmesiyle ilgili iken gövde sıcaklığı polimerlerin ısı iletkenliklerinin düşük olmasına bağlı olarak sistemde zaman içerisinde biriken ısı nedeniyle artan sıcaklığı ifade eder. Yüzey sıcaklığı, ısı kaynağı etrafındaki yerel, neredeyse anlık sıcaklık artışını tanımlar. Her iki sıcaklık da polimer dişlilerde dişlilerin yorulma mukavemetini azaltır. Toplam sıcaklığının artması polimer malzemenin akmasına neden olabilir [20].

### III. TEORİK BULGULAR VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

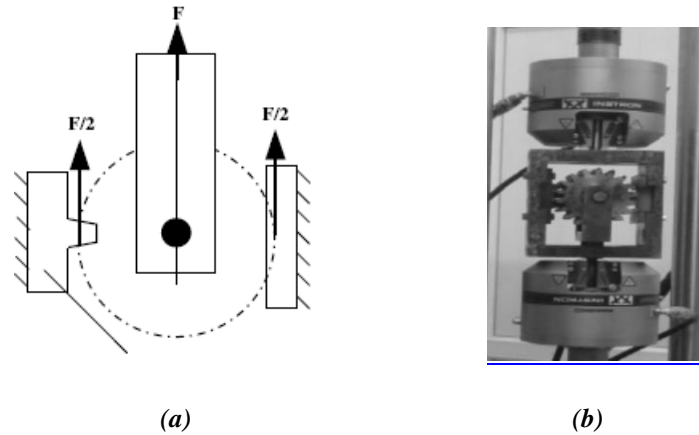
PA6'dan modül 6 olarak üretilmiş dişliler, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mekanik Laboratuvarında Instron 8801 cihazında çeki dalgalı değişken durumunda 10 Hz frekans ve %25 pozisyon değişiminde sabitlenerek denenmişlerdir. Enjeksiyon kalıplama yoluyla üretilen numuneler Şekil 4'te görülmektedir.



Şekil 4. Poliamid 6 numuneler (a) Takviyesiz numuneler, (b) Takviyeli numune, (c) Takviyesiz numune ölçüleri, (d) Takviyeli numune ölçüleri

DIN 17223 (TS2500-1, EN 10270 SM) standartlarına uygun olarak üretilmiş B sınıfı yaylık çelik tellerden 1,2 mm kalınlığındaki tel dış çap 5 mm olacak şekilde 7 sarım olarak sardırılmış ve 200 °C'de tavlannmıştır. Tellerin kopma mukavemeti, üretici tarafından yapılan testlerde 1920 – 2160 N/mm<sup>2</sup> olarak belirlenmiştir. Yayların kalıp içerisinde gerilmesini sağlamak için uçlarına tekstil makine sanayinde kullanılan dış çapı 6 mm, iç çapı 1,25 mm olan pimler kaynatılmıştır. Pimler dış dibine sarımlar gelecek şekilde sarım bitiminden 75 mm mesafede sabitlenmiştir.

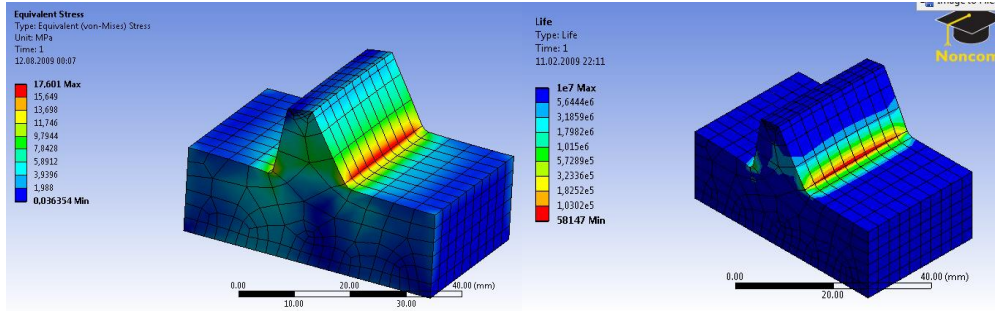
Numunelerin test cihazına bağlanması için tasarlanan aparatın yük dağılımı (Şekil 5.a) ve test cihazı üzerinde aparatın görüntüsü (Şekil 5. b) aşağıda gösterilmiştir. Test edilecek dişlinin eş dişlisi 42CrMo4 (AISI 4140) çelikten üretilmiştir. Yükün dengeli şekilde dağıtılması için karşı tarafına 3 dişten oluşan aynı çelikten kremayer dişli yerleştirilmiştir.



Şekil 5. Numuneleri deney cihazına bağlamak için kullanılan aparat (a) Aparatta kuvvet dağılımı, (b) Test cihazına bağlanan aparat [4]

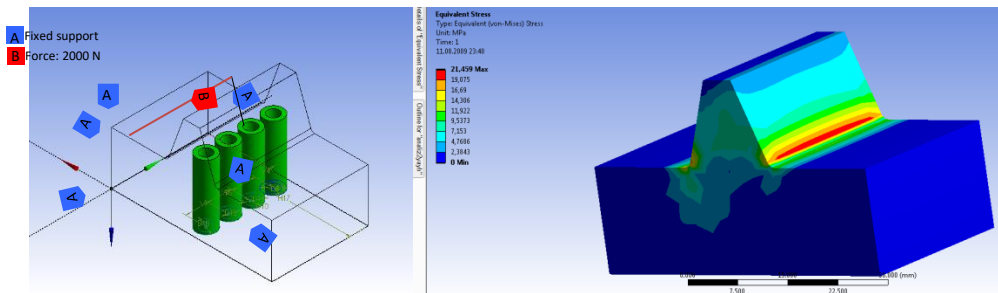
Yayların 4 mm çekilmesi ile her bir yayda 111,16 N'luk bası kuvvetinin oluşacağı hesaplanmıştır. Yayların elastikiyetlerinin bozulmadığı bu yüklemenin tamamen geri gelmesi durumunda, dış dibinde 0,996 MPa'lık bir öngerilme bası gerilmesi oluşacaktır. Ancak yaylar tamamen geri gelmeyeceği için sistemde oluşacak öngerilme daha düşük değerde olacaktır. Bu nedenle teorik hesaplamalarda dış dibi gerilmeleri 0,5 MPa düşürülerek hesaplamalar yapılmıştır. Çeşitli teğetsel yüklerde %25 pozisyon değişimi ve tam hasar durumları için deneylerle bulunan ömür değerleri deneysel olarak belirlenmiştir.

42CrMo4 çelik eş dişli ile çalışan PA6 kremayer düz dişli numuneler ANSYS Workbench programında katı modellenmiş ve yorulma analizleri Static Structural modunda gerçekleştirilmiştir. Toplamda 16179 düğüm olacak şekilde meshlemede Tetrahedron metodu kullanılmıştır. Tetrahedron elementler geometriye patch conforming tekniği ile uygulanmıştır. Ayrıca mesh kalitesini belirlemek amacıyla skewness değerlendirme kriteri kullanılmıştır. 1500 N'luk teğetsel yük için dış dibi gerilmesi dağılımı ve 2000 N'luk teğetsel kuvvet uygulandığında numunenin ömrü için yapılan simülasyonlar Şekil 6'da görülmektedir.



**Şekil 6.** (a) 1500 N'luk teğetsel kuvvet ile dış dibi gerilmeleri, (b) Poliamid 6 dişlinin 2000 N'luk teğetsel yük altında ömrü

ANSYS modellemesinde numune içerisine yayların yerleştirilmesi, yay şekli ile başarılammıştır. Bu nedenle yaylar, silindirik boru şeklinde modelize edilmiştir (Şekil 7.a). Teğetsel kuvvet dişin yan yüzeyi boyunca dağıtılmış ve dişli deneylerin gerçekleştirildiği gibi alt ve yan yüzeylerinden sabitlenmiştir. Malzeme özellikleri, deneysel çalışmalarda kullanılan PA6 olarak girilmiştir. Gerilme dağılımı incelendiğinde takviyesiz numunelerde bası tarafında çeki bölgesine yakın değerler bulunmuştur. Öngerilme dış dibine dağıtılmış, bası gerilmesi şeklinde modellenmiştir. Takviyeli numunelerin 2000 N'luk teğetsel yük etkisi altında modellenmesi ile en yüksek dış dibi gerilmesi takviyesiz numunede çeki bölgesinde 23,108 MPa olarak bulunmuştur (Şekil 7.b). Takviyeli numunede çeki bölgesinde en yüksek değer 21,459 MPa bası bölgesinde -22,483 MPa olarak belirlenmiştir. Bu bulgu, teorik olarak öngerilmelinin dış dibinde çeki bölgesinde beklenen eğilme gerilmesinin azalması ile uyumludur. Bası bölgesinde daha fazla gerilme oluşsa da PA6'nın bası dayanımının daha yüksek olması nedeniyle hasar başlangıcının çeki bölgesinde gerçekleşmesine neden olmaktadır.



**Şekil 7.** (a) Takviyeli numunenin modellenmesi, (b) 2000 N için öngerilmeli numunelerde dış dibi gerilmeleri



BS 6168 standardında göre; standartta için çeşitli yüklemelerde dişli kutusu açık, çalışma esnasında nemde bir değişiklik olmadığı kabul edilerek 10 Hz frekanslarda çeşitli teğetsel kuvvetlere göre hesap yapılmıştır. Standartta PA6 ve POM için Wöhler eğrileri mevcuttur. PA66'nın PA 6'dan farkı, daha yüksek sıcaklıklara dayanıklı olması ve daha yüksek elastisite modülü değerine sahip olmasıdır. BS 6168 standardında dişli malzemesi katsayısı, maksimum gövde sıcaklığı gibi büyüklükler PA6 ve PA66 malzemeler için aynı katsayılar verilmiştir. BS 6168 standardına göre PA66 ve PA6 için maksimum çalışma sıcaklığı 90 °C olarak belirlenmiştir. Gövde sıcaklığı 80 °C olarak hesaplanarak Wöhler eğrisi üzerinden yorulma dayanımı değerleri bulunmuştur. Bunun yanı sıra standartta yer alan Wöhler eğrisi, modül 3, ilerleme hızı 10 m/s ve olan yağlamasız PA66/çelik düz dişli çark eşleşmesi içindir.

Bir önceki çalışmada sadece 1500 N ve 2000 N'luk teğetsel kuvvet etkisi altında takviyesiz numunelerin sonuçları karşılaştırılmıştır[13]. Bu çalışmada, 1750 N ve 2250 N'luk teğetsel yük ile takviyesiz numunelere ait veriler genişletilmiş ve takviyeli numunelerin sonuçları arasındaki karşılaştırmalar da eklenmiştir. BS6168 standardında verilmiş Wöhler eğrilerinde minimum  $10^5$  devir esas alınmıştır.  $10^6$  devirde 1300 N'luk teğetsel kuvvet standarda göre güvenilirdir. 2000 N'luk teğetsel kuvvet için 100000 devire ulaşamamaktadır. 2000 N ve daha büyük teğetsel kuvvet için eğri uzatılarak yaklaşık değerler bulunmuştur.

BS 6168 standardı ile teorik hesaplamalar, ANSYS modellemesi ve gerçekleştirilen deneylere göre elde edilen sonuçlar Tablo 2'de verilmiştir. Teğetsel kuvvet olarak 1500 N, 1750 N, 2000 N ve 2250 N olmak üzere dört değer için hesaplamalar yapılmıştır. Takviye durumu da tablo üzerinde Tz takviyesiz, T takviyeli kısaltmaları ile ifade edilmiştir. Takviyesiz numunelerde yük tekrar sayıları, 1500 N'luk teğetsel yük için BS 6168 standardına göre  $10^6$  bulunurken, ANSYS'e göre 1343871, gerçekleştirilen deneylerle ise 1184899 yük tekrar sayısı bulunmuştur. 2250 N'luk teğetsel yük için BS 6168 standardına göre standartta yer alan Wöhler eğrisinin uzatılması ile 15000 yük tekrar sayısı bulunmuştur. Aynı teğetsel yük için ANSYS'e 31241 yük tekrar sayısı, gerçekleştirilen deneylerle 22190 yük tekrar sayısı bulunmuştur. Artan teğetsel yük ile yük tekrar sayısı azalmaktadır.

**Tablo 2.** Deneysel, teorik ve ANSYS simülasyonu sonuçları

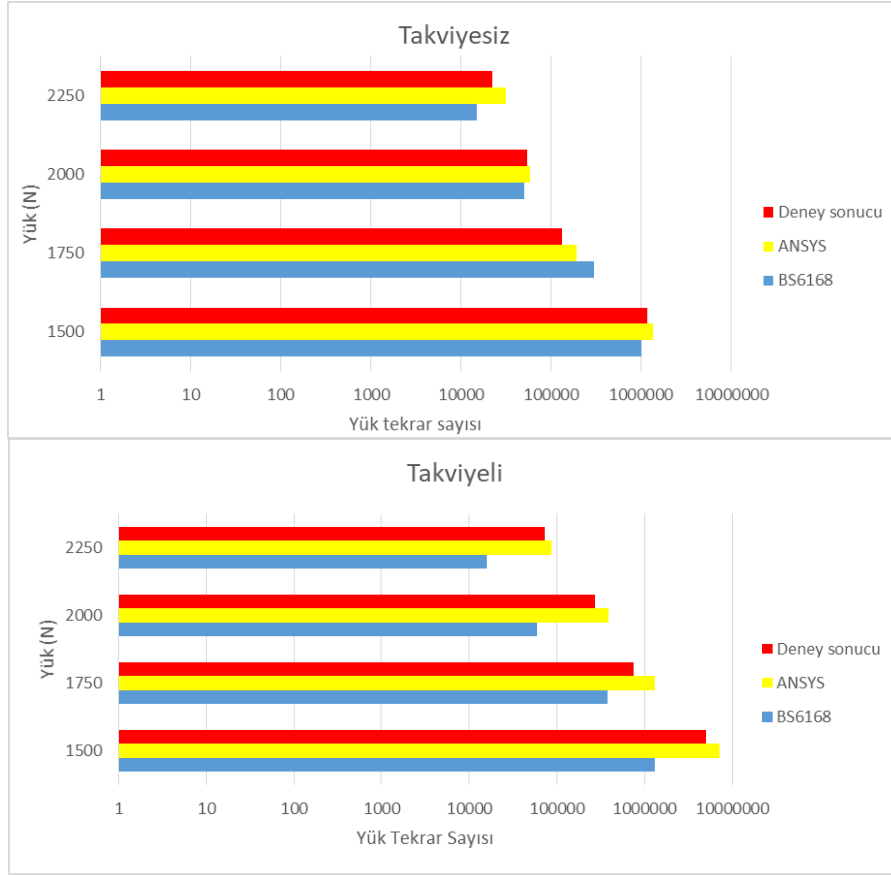
	Yük (N)	Takviye durumu <sup>a</sup>	BS6168	ANSYS	Deney sonucu
Diş dibi gerilmesi (MPa)	1500	Tz	22,53	17,576	19,43
Yük Tekrar sayısı		Tz	$10^6$	1343871	1184899
Diş dibi gerilmesi (MPa)	1750	T	22,03	15,153	18,93
Yük Tekrar sayısı		T	$1,3 \times 10^6$	7123494	$5000000^c$
Diş dibi gerilmesi (MPa)	1750	Tz	25,6	19,339	24,39
Yük Tekrar sayısı		Tz	$3 \times 10^5$	192547	132811
Diş dibi gerilmesi (MPa)	2000	T	25,1	17,842	23,89
Yük Tekrar sayısı		T	$3,8 \times 10^5$	1291652	750801
Diş dibi gerilmesi (MPa)	2000	Tz	30,19	23,108	25,9
Yük Tekrar sayısı		Tz	$50000^b$	58147	53893
Diş dibi gerilmesi (MPa)	2250	T	29,69	21,459	25,4
Yük Tekrar sayısı		T	60000	389423	272963
Diş dibi gerilmesi (MPa)	2250	Tz	34,18	27,48	29,27
Yük Tekrar sayısı		Tz	$15000^b$	31241	22190
Diş dibi gerilmesi (MPa)	2250	T	33,68	25,872	28,77
Yük Tekrar sayısı		T	16000	86961	71897

<sup>a</sup> Tz: Takviyesiz T: Takviyeli

<sup>b</sup> Wöhler eğrisi  $10^5$  çevrimden itibaren verildiği için eğri uzatılarak yaklaşık bulunan değerdir

<sup>c</sup> %25 pozisyon değişimi gerçekleşmemiştir.

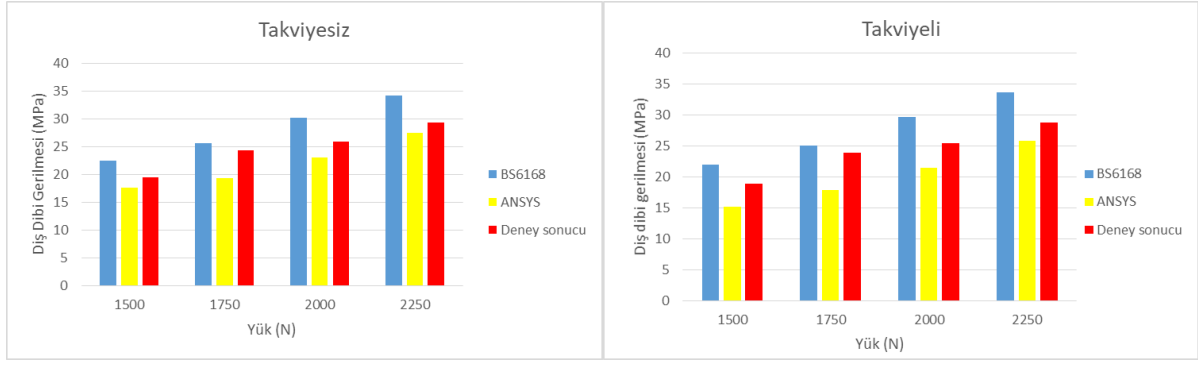
Gerçekleştirilen deneyler, BS6168 standardına göre yapılan hesaplamalar ve ANSYS modellemesi ile elde edilen verilerin kıyaslanması yük tekrar sayısı bakımından takviyesiz ve takviyeli numuneler için Şekil 8’de verilmiştir.



**Şekil 8.** Takviyesiz ve takviyeli numunelerin çeşitli yükler altında deneysel ve teorik olarak yük tekrar sayılarının karşılaştırılması

Takviye malzeme kullanımı, her hesap yöntemi için tüm teğetsel yük değerlerinde takviyesiz malzemeye göre ömür artışı sağlamaktadır. 1500 N’luk teğetsel yük için BS 6168 standardına göre  $1,3 \cdot 10^6$  yük tekrar sayısı bulunurken, ANSYS’e göre 7123494 yük tekrarı elde edilmiş, gerçekleştirilen deneylerle  $5 \cdot 10^6$  yük tekrarında %25 pozisyon değişimi sağlanmadan deney sonlandırılmıştır. 2250 N’luk teğetsel yük için BS 6168 standardına göre standartta yer alan Wöhler eğrisinin uzatılması ile 16000 yük tekrar sayısı bulunurken; ANSYS’e 86961, gerçekleştirilen deneylerle ise 71897 yük tekrar sayısı bulunmuştur.

Takviyesiz ve takviyeli numunelerin çeşitli yükler altında deneysel ve teorik olarak hesaplanan dış dibi gerilmelerinin karşılaştırılması Şekil 9’da verilmiştir. Takviyesiz numunelerde 1500 N’luk teğetsel yük için dış dibi gerilmeleri BS 6168 standardına göre 22,53 MPa bulunurken, ANSYS’e göre 17,58 MPa ve gerçekleştirilen deneylerle ise 19,43 MPa olarak bulunmuştur. 2250 N’luk teğetsel yük için BS 6168 standardına göre 34,18 MPa, ANSYS’e göre 27,48 MPa, gerçekleştirilen deneylerle ise 29,27 MPa olarak bulunmuştur. Teğetsel kuvvetin artması ile her yöntemde hesaplanan dış dibi gerilmesi artmaktadır. BS6168 standardına göre bulunan dış dibi gerilmeleri diğer iki yöntemle bulunan değerden daha yüksektir.



**Şekil 9.** Takviyesiz ve takviyeli numunelerin çeşitli yükler altında deneysel ve teorik olarak dış dibi gerilmelerinin karşılaştırılması

Takviyeli numunelerde 1500 N'luk teğetsel yük için dış dibi gerilmeleri BS 6168 standardına göre 22,03 MPa bulunurken, ANSYS'e göre 15,13 MPa ve gerçekleştirilen deneylerle ise 18,93 MPa olarak bulunmuştur. 2250 N'luk teğetsel yük için BS 6168 standardına göre 33,68 MPa, ANSYS'e göre 25,872 MPa, gerçekleştirilen deneylerle ise 28,77 MPa olarak bulunmuştur. ANSYS modellemesi ile en düşük dış dibi gerilmeleri bulunmuştur.

## **IV. SONUÇLAR**

Bu çalışma kapsamında önerilmeli poliamid 6 dişlilerin yorulma ömürleri araştırılmış, teorik ve sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanan deneysel sonuçlarla karşılaştırılması yapılmış ve elde edilen önemli sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

- BS6168 standardı, özellikle çeşitli polimer türleri, cam ve karbon elyaf takviyeli naylon gibi yüksek performanslı polimerlerden üretilen dişlilerin birbirleri ile ve demir esaslı malzemeler ile eş dişli olarak çalışmalarını durumlarına dair herhangi bir veri içermemektedir. BS 6168 standardına göre hesaplamalar esnasında nem faktörü, sıcaklık faktörü gibi değişkenlere bağlı olarak tablo ve grafiklerin kullanılması gerekmektedir. Bunun yanı sıra standart sadece belli boyutlardaki PA66 ve POM dişliler için belirli çalışma koşulları altındaki verilerini içermektedir. Dolayısıyla bu standart metal olmayan dişlilerin hesaplamalarında tasarımcıyı ciddi ölçüde sınırlamakta ve hesaplamalar uzun zaman almaktadır.
- BS 6168 standardında 10 m/s temel dairesi ilerleme hızına sahip yağlamasız çalışma hali için modül 3 olan PA66/çelik dişli eşleşmesine dair Wöhler eğrisi ile sınır çevrim sayıları belirlenmiştir. Deneysel çalışma ve ANSYS modellemesinde ise modül 6 ve temel dairesi ilerleme hızı 3,77 m/s PA6/çelik dişli kombinasyonu esas alınmıştır. BS 6168 standardında PA6 ve PA66 için aynı veriler kullanılmaktadır. BS 6168 ile elde edilen sonuçların deneysel çalışmalar ve ANSYS modellemesinden farklı bulunmasının nedeni modül ve ilerleme hızının aynı olmamasına dayanmaktadır.
- BS 6168 standardına göre yapılmış teorik hesaplamalar, ANSYS modellemesi ve gerçekleştirilen deneylerle elde edilen bulguların özellikle takviyesiz numunelerde yük tekrar sayısı değerlerinin uyumlu olduğu bulunmuştur.
- Takviyeli numunelerin yük tekrar sayıları karşılaştırıldığında, takviye malzeme kullanımının her hesap yöntemi için tüm teğetsel yük değerlerinde takviyesiz malzemeye göre ömür artışı sağladığı bulunmuştur. Takviyeli numuneler için ANSYS modellemesi ile elde edilen verilerin BS6168 standardı ile elde edilen verilere göre deneylerle elde edilen değerlere daha yakın sonuçlar verdiği bulunmuştur.

- Teğetsel kuvvetin artması ile her yöntemde hesaplanan diş dibi gerilmesi artmakta ve buna bağlı olarak da yük tekrar sayısı gerek takviyesiz, gerekse takviyeli numunelerde azalmaktadır. Hem takviyesiz hem de takviyeli numuneler için BS6168 standardına göre bulunan yük tekrar sayıları genel olarak diğer iki yöntemle bulunan değerden daha düşüktür.
- 4 sıra yayın çekilmesi ve serbest bırakılması ile oluşan öngerilme 0,5 MPa olarak hesaplanmıştır. Lewis modeli ve BS6168 standardı için takviyeli numunelerde diş dibi gerilmeleri 0,5 MPa azaltılarak hesaplamalar yapılmıştır. ANSYS modellemesinde dişe yerleştirilen metal boruların da teğetsel yükün bir kısmını karşılayarak diş dibinde 2 MPa kadar daha düşük gerilmeye neden olduğu bulunmuştur. Öngerilmeli numunelerin modellenmesi için ANSYS ile modelleme yapılması daha uygundur.

**TEŞEKKÜR:** Bu çalışma, TÜBİTAK-Kariyer Geliştirme Programı tarafından desteklenmiştir. (Proje No: 107M603 Poliamid Dişlilerin Yorulma Dayanımlarını Yay Takviyesi ile Arttırma) Deneyler, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Mekanik Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

## **V. KAYNAKLAR**

- [1]. H. Can, “Öngerilmeli plastik dişli çark tasarımı,” Doktora Tezi, Makine Eğitimi Bölümü, Gazi Üniversitesi, Ankara, Türkiye, 2004.
- [2]. A. W.Birley, R. J.Heath and M. J.Scott, *Plastics Materials Properties And Applications*, 2nd Edition, New York, ABD: Chapman And Hall, 1988, pp. 198-199.
- [3]. A. Uğuz, *Kırılma Mekaniğine Giriş*, Bursa, Türkiye: Uludağ Üniversitesi Basımevi, 1996, ss. 168.
- [4]. F. Mendi, H. Can H and M. K. Külekci, “Fatigue Properties of Polypropylene Rack Gear Reinforced With Metallic Springs,” *Materials and Design*, vol. 27, no.5, pp. 427-433, 2006.
- [5]. ANON, “Plastic gear design basics,” *Gear Technology*, vol. 13, no.4, pp. 1-6, 1996.
- [6]. A. Bravo and D. Koffi, L. Toubal,F. Erchiqui, “Life and damage mode modeling applied to plastic gears,” *Engineering Failure Analysis*, vol.58, no.1, pp.113-133, 2015.
- [7]. D. Walton and Y. W.Shi, “A comparison of ratings for plastic gears,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. Mechanical Engineering Science*, vol. 203, no. 1, pp.31-38, 1989.
- [8]. G.Crippa and P.Davoli, “Comparative fatigue resistance of fiber reinforced nylon 6 gears,” *Journal of Mechanical Design, Transactions Of the ASME*, vol. 117, no.1, pp. 193-198, 1995.
- [9]. G. Crippa, P. Davoli and C.Gorla, “Developments on rating methods for nylon 6 gears,” *American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Division DE*, vol. 88, no.1, pp. 745-751, 1996.
- [10]. H. J. M. Yelle, “Design of thermoplastic gears with an involute profile”, PhD thesis, Mechanical Engineering Department, University of Waterloo, Waterloo, ON, Canada, 1977.
- [11]. *Non-metallic spur gears*, BS 616, 1987.

- [12]. V. R. Casanova and C. M. C. G. Fernandes, "Comparison of analytical methods to predict the bulk temperature in polymer spur gears," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 173, no.104849, pp.1-20, 2022.
- [13]. H. Can and E. Tan, "Comparison of The Fatigue Life of PA 6 Gears," *European International Journal of Science and Technology*, vol. 7, no. 3, pp. 65-74, 2018.
- [14]. S.Akkurt and M.Erten, "Analysis of plastic gear wheels in terms of calculation and construction," *6th International Machine Design and Manufacturing Congress*, 1994, pp. 453-462.
- [15]. M. Aksulu and M. Palabiyik, "The effect of surface roughness on the wear of polyamide 6," *Journal of Istanbul Technical University*, vol. 8, no.2 pp. 63-71, 2011.
- [16]. E. Gullu and T. G.Yilmaz, "Investigation of surface pressure and deformations in internal and external gear wheels," *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, vol. 32, no.2, pp. 585-591, 2017.
- [17]. M. Karimpour, K. D. Dearn and D. Walton, "A kinematic analysis of meshing polymer gear teeth," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, vol. 224, no. 3, pp. 101-115, 2010.
- [18]. M.C. G. F.Carlos,M.P.R.Diogo,C. M.Ramiro,M.Luis and H. O. S. Jorge,"Finite element method model to predict bulk and flash temperatures on polymer gears," *Tribology International*, vol. 120, no.1, pp. 255–268, 2018.
- [19]. M. Kalin and A. Kupec, "The dominant effect of temperature on the fatigue behaviour of polymer gears," *Wear*, vol.376–377, no. B, pp. 1339-1346, 2017.
- [20]. A.J.I.,Housz, "Scuffing as a factor in the design of nylon gears," *Wear*, vol.10, no.2, pp. 118-126, 1967.