



HELİSEL DİŞLİLERDE DİŞLİ DEVİR SAYISININ TEMAS GERİLMESİ ÜZERİNE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Engin ÜNAL^{1*}, Vedat TAŞDEMİR²

¹ Fırat Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Elazığ, Türkiye

² Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Elbistan Meslek Yüksekokulu, Kahramanmaraş, Türkiye

Anahtar Kelimeler

Helis dişli,
Temas gerilmesi,
ANSYS.

Öz

Dişli çarklarda hasar oluşumu genellikle temas yüzeylerinde oluşan yorulma şeklinde meydana gelmektedir. Bu çalışmada, dişli çarklarda diş temas yüzeylerindeki hasara neden olan temas gerilmesinde dişli devir sayısının etkisi teorik olarak hesaplanmış ve sonlu elemanlar yöntemi ile analiz(FEM) edilmiştir. Çalışma, 2.5 kW gücünde, elastiklik katsayısı, aşırı yük, dinamik yük, boyut, yük dağılımı ve yüzey koşulu gibi faktörlere bağlı olarak 1200, 1500 ve 1800 dev/dk dönme hızlarında, 10⁸ çevrimdeki yorulma davranışı dikkate alınarak yapılmıştır. Çalışma sonucunda teorik hesaplamalar ile sonlu elemanlar analizi sonuçlarının uyum içinde olduğu ve devir sayısı arttıkça temas gerilmesinin azaldığı tespit edilmiştir.

INVESTIGATION OF EFFECT ON THE CONTACT STRESS OF GEAR ROTATIONAL SPEED IN HELICAL GEARS

Keywords

Helical gear,
Contact stress,
ANSYS,

Abstract

Damage conditions in the gears usually occurs as fatigue wear of contact surfaces. In this study, the effect of the rotational speed of the gears on the contact stress caused by the damage to the tooth contact surfaces in the gear mechanisms was theoretically calculated and analyzed by finite element method (FEM). The study was carried out at 2.5 kW power, taking into consideration the fatigue behavior at 10⁸ cycles at 1200, 1500 and 1800 rpm depending on factors such as elasticity coefficient, overload, dynamic load, size, load distribution and surface condition. As a result of the study, it was determined that the theoretical calculations and the results of the analysis of the FEM are in good agreement and the contact stress decreases as the revaluation speed increases.

Alıntı / Cite

Ünal, E., Taşdemir, V., (2018). Investigation of Effect on The Contact Stress of Gear Rotational Speed in Helical Gears, *Journal of Engineering Sciences and Design*, 6(3), 383-389.

Yazar Kimliği / Author ID (ORCID Number)

E.ÜNAL, 0000-0002-0501-3690
V.TAŞDEMİR, 0000-0002-2375-9525

Makale Süreci / Article Process

Başvuru Tarihi / Submission Date	26.12.2017
Revizyon Tarihi / Revision Date	04.05.2018
Kabul Tarihi / Accepted Date	29.06.2018
Yayın Tarihi / Published Date	30.07.2018

1. Giriş

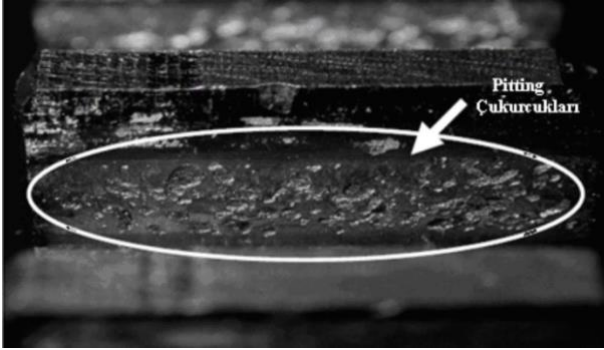
Dişli çarklar, makine elemanları olarak özellikle güç iletiminde mühendislik bilimlerinin çeşitli

uygulamalarında geniş bir şekilde kullanılırlar. Saat mekanizmalarından otomobillere, takım tezgâhlarından uçak ve uzay teknolojilerine kadar farklı boyut, malzeme ve uygulamalarda hemen her

* İlgili yazar / Corresponding author: enginunal@firat.edu.tr

makinede giriş ve çıkış milleri arasında şekil bağıyla birbirlerine bağlı, kuvvet ve hareket ileten elemanlar olarak karşımıza çıkmaktadırlar (Kızılaslan vd., 2010; Çaydaş ve Seçgin, 2003).

Dişli çarkların verimliliğini ve ömrünü arttırmak için birçok çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmalar göstermiştir ki sürtünme ve bunun sonucunda meydana gelen aşınmalar ve hasarları minimuma düşürmek önemlidir. Dişli çarklarda, diş dibinde kırılma, temas yüzeyinde çok küçük çukurcukların oluşması neticesinde yorulma(pitting) aşınması ve dişin yenmesi gibi hasarlar en yaygın görülen hasarlardır. Diş dibinde kırılma ve temas yüzeyindeki pitting aşınması dişlilerin birbirini kavramaya başlaması sonucu tekrarlanan yüklere maruz kalan dişlerde ortaya çıkmaktadır (Şekil 1). Yenme ise fazla yüklenmiş dişlilerde yüksek çalışma hızlarında nispeten görülen bir tür kaynama aşınmasıdır.



Şekil 1. Dişli çarklarda oluşan yüzey yorulması (Kızılaslan vd., 2010)

Dişli çarklarda dönme esnasında dişlerin birbirine temas etmesi ile dişli temas yüzeylerinde büyük basınçlar meydana gelir. Bu basınçların meydana getirdiği gerilmeler, merkezden yüzeye doğru yüzey altında çatlağın başlamasına ve bu çatlakların ilerleyerek pullanma şeklinde bir yorulma hasarı meydana getirmektedir (Can, 2006).

Temas halinde bulunan diş yüzeylerinin ezilmesinde Hertz olarak adlandırılan gerilmeler meydana gelmektedir. Ezilmenin meydana gelmemesi için Hertz gerilmelerinin ezilme emniyet gerilmelerinden küçük olması gerekir. Hertz gerilmelerinin hesabında en önemli etken dişli malzemesinin elastisite modülüdür. Temas yüzeyinde meydana gelen ezilme hasarı, dişlinin çalışması sırasında oluşan yüzey temas gerilmesinin yüzey dayanım mukavemetini aştığı ve hatta eşit olduğu durumlarda meydana gelir (Budynas ve Nisbett, 2008).

Dişli çarklarda meydana gelen hasarın temel nedenlerinden biri de dişlinin diş genişliğidir. Genişlik arttırıldığında temas yüzeyi gerilmeye daha az maruz kalmaktadır. Ancak bu durumda da dişli ağırlığında bir artışın meydana gelmesinden dolayı mil ve yataklar için bir dezavantaj oluşturmaktadır (Solmaz vd., 2010).

Hareket ve güç aktarımının en önemli elemanlarından

biri olduğundan dolayı dişli çarklar üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Cehn ve Tsay (2002) çalışmalarında, helisel dişlilerin gerilme analizini sonlu elemanlar analizi ile yapmışlardır. Litvin vd., (2003) modifiye edilmiş evolvent helisel dişlilerin bilgisayarla tasarımını, ağ simülasyonunu ve gerilme analizini yapmışlardır. Fetvacı ve İmrak (2007) ise düz dişli çarklarda diş dibi yorulma eğrilerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada diş dibinin geometrisi diş dibindeki gerilme durumunu ve dolayısıyla dişlinin yük taşıma kabiliyetini doğrudan etkilediğini göstermişlerdir.

Bu çalışmada, dişli çarklarda dişli temas yüzeyinde meydana gelen hasar mekanizmalarının en önemli sebeplerinden biri olan temas gerilmesine; devir, elastiklik katsayısı, aşırı yük, dinamik yük, boyut ve yük dağılım faktörü gibi değişkenlerin etkileri teorik olarak araştırılmış ve gerilme analizleri modellenmiştir.

2. Teorik Hesaplamalar

Dişli çarkların boyutlandırılması diş dibi ve yan yüzey mukavemetine göre modül (M) hesaplanarak yapılır. Hesaplamalarda malzeme emniyet değerlerinin yanı sıra çalışma şartlarını ifade eden çok sayıda faktör de hesaba katılır. Bu faktörler dişli çark hesaplarının uzun ve karmaşık fakat güvenilir olarak hesaplamalarını sağlamaktadır (Karpaz vd., 2002).

Bu çalışmada pinyon ve karşılık dişlisi olmak üzere iki dişli sisteminin karşılıklı çalışması dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Pinyon dişlisi tahrik dişlisi olup karşılık dişlisine 2.5 kW güç iletmektedir. Çalışmada kavrama açısı $\Theta_n = 20^\circ$, helis açısı $\Psi = 30^\circ$, pinyon dişlisinin diş sayısı $Z_p = 17$ diş, karşılık dişlisinin diş sayısı $Z_G = 52$ diş, modül $M_n = 3$ mm, diş genişliği $b = 35$ mm, dişli kalitesi $Q_v = 6$, dişli malzemesi olarak AISI 4140 çeliği seçilmiş olup pinyon ve karşılık dişlisinin sertlikleri sırası ile 240 HB ve 200 HB, poisson oranı $\nu = 0.30$ olarak alınmıştır. Dişli malzemesi emniyet değeri ve çalışma şartları, elastiklik katsayısı (Z_E), aşırı yük faktörü (K_o), dinamik yük faktörü (K_v), boyut faktörü (K_s), yük dağılım faktörü (K_H) ve yüzey koşulu faktörü (Z_R) değerleri kullanılmış ve pinyon dişlisinin $N = 10^8$ çevrim ömrüne sahip olduğu kabul edilerek yapılmıştır.

Teorik hesaplamalarda temas gerilmesi, pinyon-karşılık dişlisi momenti ve güvenlik faktörü değerleri, Amerikan Dişli Üreticileri Birliği (AGMA)'nin dişli üretiminde mukavemet kontrolleri için kullandığı AGMA 218.01 standartlarına göre hesaplanmıştır (Budynas ve Nisbett, 2008; Radzevich ve Darle, 1994). Buna göre;

Dişli yüzey temas gerilmesi;

$$\sigma_c = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_p \cdot Z_I} \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_H \cdot Z_R}, \text{ MPa} \quad (1)$$

Elastiklik katsayısı;

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\theta_P^2}{E_P} + \frac{1-\theta_G^2}{E_G} \right)}} \quad (2)$$

Teğetsel kuvvet;

$$F_t = 60000 \cdot \frac{P}{V} \quad (3)$$

$$V = \frac{d_P \cdot \pi \cdot n}{1000} \quad (4)$$

Pitting dayanımı geometri faktörü;

$$Z_I = \frac{\cos \theta_t \cdot \sin \theta_t}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (5)$$

$$m_N = \frac{P_N}{0,95 \cdot Z} \quad (6)$$

Temel daire adımı;

$$P_N = M_n \cdot \pi \cdot \cos \theta_n \quad (7)$$

$$Z = \sqrt{(r_P + h_1)^2 - r_{bP}^2} + \sqrt{(r_G + h_1)^2 - r_{bG}^2} \quad (8)$$

$$-(r_P + r_G) \cdot \sin \theta_t$$

$$r_b = r_{P,G} \cdot \cos \theta_t \quad (9)$$

$$\theta_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \theta_n}{\cos \psi} \right) \quad (10)$$

$$h_1 = M_n \quad (11)$$

$$m_G = \frac{z_G}{z_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (12)$$

$$M_t = \frac{M_n}{\cos \psi} \quad (13)$$

$$d = M_t \cdot z \quad (14)$$

Dinamik yük faktörü;

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B \quad (15)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (16)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (17)$$

Yük dağılım faktörü;

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad (18)$$

$$C_{mc} = 1, C_{pf} = 0.0392, C_{pm} = 1,$$

$$C_{ma} = 0.148, C_e = 1$$

Boyut faktörü;

$$K_S = 0,843 \cdot (b \cdot M_t \sqrt{Y})^{0,0535} \quad (19)$$

$$Y = 0.303$$

AGMA güvenlik faktörleri;

$$(S_H)_P = \frac{S_C}{\sigma_c} \cdot \frac{Z_N}{Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (20)$$

$$(S_H)_G = \frac{S_C}{\sigma_c} \cdot \frac{Z_N \cdot Z_W}{Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (21)$$

$$Y_\theta = 1 (T < 120^\circ C)$$

İzin verilebilen temas gerilmesi;

$$S_C = 2,22 \cdot HB + 200 \quad (22)$$

Pitting dayanımı için sertleşme oranı faktörü;

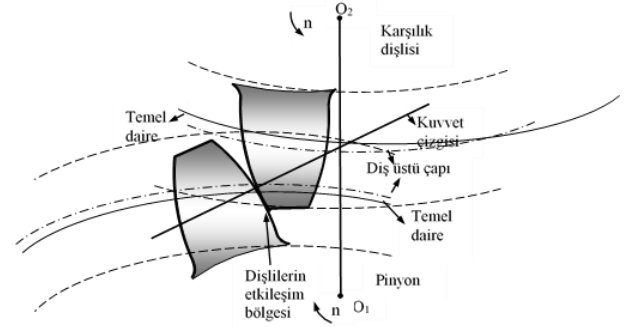
$$Z_W = 1.0 + A'(m_G - 1.0) \quad (23)$$

$$A' = 0.00248$$

Gerilme çevrim ömrü faktörü;

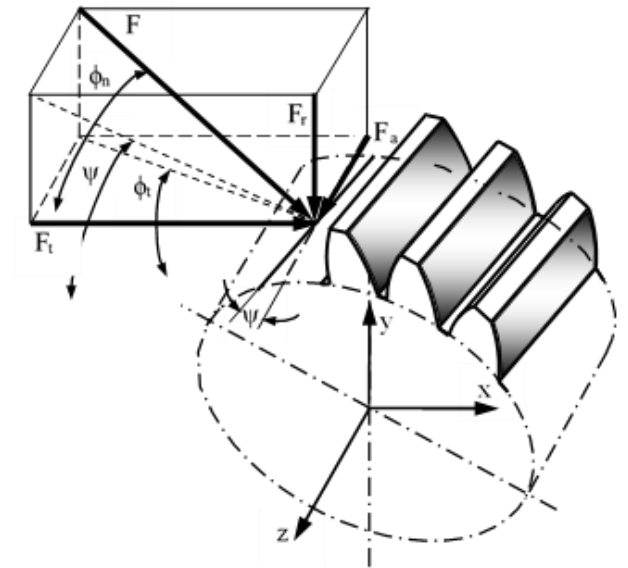
$$Z_N = 1,3558 \cdot (N)^{-0,0178} \quad (24)$$

Dişlerin hareket esnasındaki etkileşimi Şekil 2'deki ve helisel dişli çarklarda meydana gelen kuvvet analizi Şekil 3'deki gibidir.



Şekil 2. Dişlerin hareket esnasındaki etkileşimi (Budynas ve Nisbett, 2008)

Genelde etkileşim, yuvarlanma çizgisi altında, yani dişin taksimat ve temel daireleri arasında kalan bölgesinde başlar. Çukurcuklar, hem boyut hem de sayı bakımından yüzey hasar görene kadar artış gösterir. Çalışma başlangıcında harap edici pitting, yaklaşık olarak başlangıç pittingi kadar yoğundur. İlerleyen zamanla yoğunluğu daha da artar (Kızılaslan vd., 2010).



Şekil 3. Helisel dişlilerde kuvvet durumları (Budynas ve Nisbett, 2008)

Hesaplamalar için dikkate alınan aşırı yük faktörü ve güvenilirlik faktörü değerleri Tablo 1'de, belirtilen

parametreler dikkate alınarak teorik olarak hesaplanan temas gerilmesi, moment ve güvenlik faktörü değerleri Tablo 2'de ve seçilen hızlar için hesaplanan dinamik yük faktörü değerleri ise Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 1. Aşırı yük faktörü ve güvenilirlik faktörü değerleri (Budynas ve Nisbett, 2008)

Aşırı yük faktörü (K_o)			Güvenilirlik Faktörü (Y_z)		
Güç kaynağı (Döndüren Makine)	Döndürülen Makine			0.9999	1.50
	Üniform	Orta şok	Ağır şok	0.999	1.25
Üniform	1.00	1.25	1.75	0.99	1.00
Hafif şok	1.25	1.50	2.00	0.90	0.85
Orta şok	1.50	1.75	2.25	0.50	0.70

Tablo 2. Teorik olarak hesaplanan temas gerilmesi, moment ve güvenlik faktörü değerleri

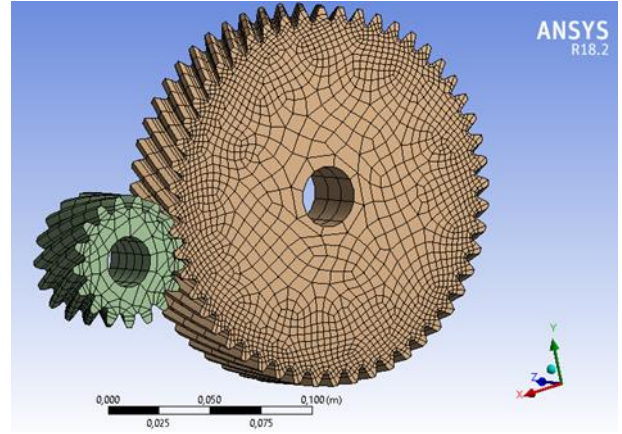
Dişli devir sayısı (dev/dk)	Pinyon dişli					Karşılık dişlisi				
	Temas gerilmesi σ_c (MPa)		Güvenlik Faktörü	Moment Md(N.m)		Temas gerilmesi σ_c (MPa)		Güvenlik Faktörü	Moment Md(N.m)	
	Teorik	FEA	S_H	Teorik	FEA	Teorik	FEA	S_H	Teorik	FEA
1200	332.661	356.26	2.457	19.894	21	334.093	331.86	2.218	60.853	57
1500	302.912	321.11	2.698	15.915	16	304.216	297.69	2.435	48.683	44.5
1800	280.976	296.99	2.909	13.263	14	282.186	274.92	2.625	40.569	41

Tablo 3. Seçilen hızlar için hesaplanan dinamik yük faktörü (K_v) değerleri

Devir sayısı (dev/dk)	1200	1500	1800
Dinamik yük faktörü K_v (Pinyon)	1.363	1.404	1.441
Dinamik yük faktörü K_v (Karşılık dişlisi)	1.621	1.691	1.754

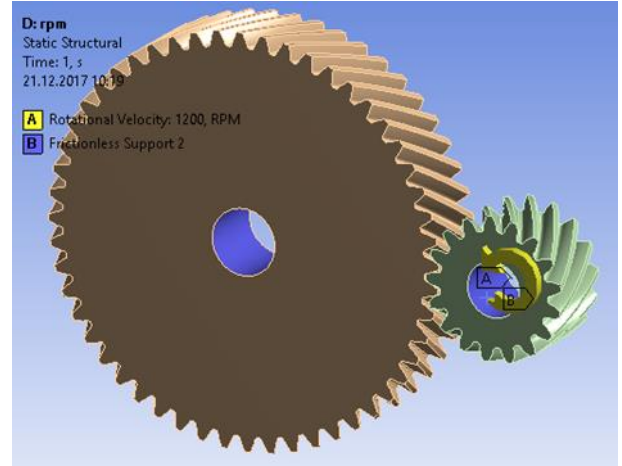
3. Sonlu Elemanlar Modeli

Bu çalışmada ANSYS Workbench Static Structural ile pinyon-karşılık dişlisinin teorik hesaplamalarına uygun olarak modellenmesi yapılmıştır. Analizlerde dişli yüzeylerinde oluşan gerilmelerin değişimleri incelenmiştir. Bu amaç doğrultusunda dişlilerin katı modeli SolidWorks programında oluşturulmuştur. Oluşturulan 3B model sonlu elemanlar programında malzeme tanımlanması AISI 4140 çeliği ve ağ yapıları 34809 düğüm, 6294 eleman olarak tanımlanmıştır (Şekil 4).



Şekil 4. Pinyon-karşılık dişlisi için oluşturulan ağ modeli

Sınır şartları belirlendikten sonra Şekil 5'de görüldüğü gibi pinyon ve karşılık dişlisi merkezlerinden sabitlenmiş, farklı devirlerde dönme hareketi pinyon dişliye uygulanmıştır.

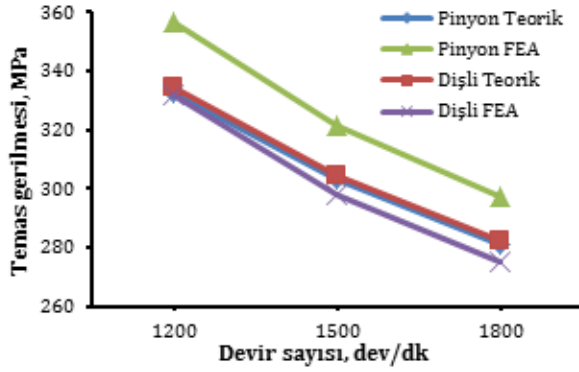


Şekil 5. Pinyon ve karşılık dişlisi için oluşturulan sınır şartları

Her bir devir sayısı için dişli modellerinin ayrı ayrı analizleri yapılmış ve karşılığında pinyon ve karşılık dişlisinde meydana gelen eşdeğer (von-Mises) gerilmeleri elde edilmiştir.

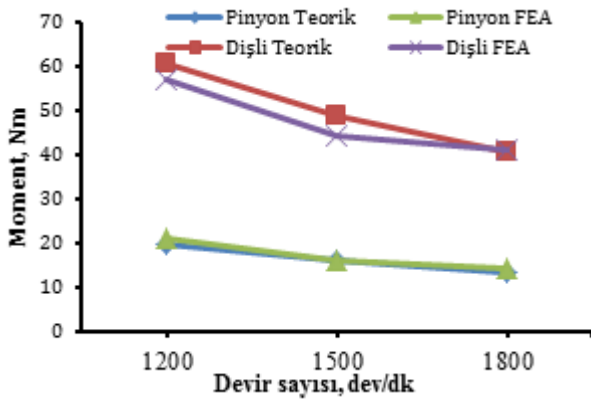
4. Sonuçlar ve Tartışma

Bu çalışmada, dişli devir sayısının dişler arasındaki yüzey temas gerilmesi üzerindeki etkisi teorik ve sayısal olarak araştırılmıştır. Devir sayısına bağlı olarak yüzey temas gerilmesi ve moment dağılımları Şekil 6 ve 7'de verilmiştir.



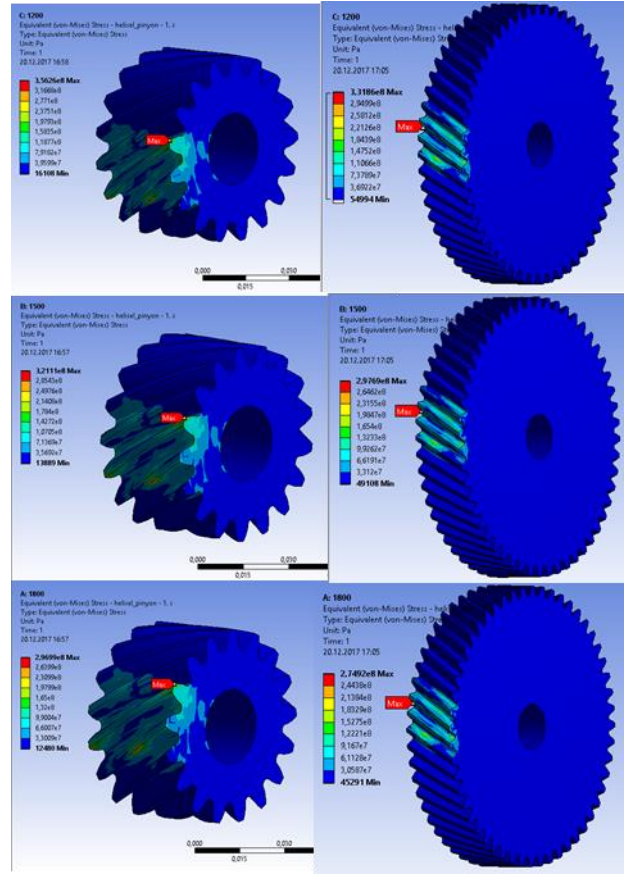
Şekil 6. Devir sayısına göre temas gerilmesi

Pinyon dişlisinin devir sayısının değişmesi ile hesaplanan gerilmeleri 1200 - 1500 - 1800 dev/dk devirlerdeki pinyon ve karşılık dişlisine ait gerilme dağılımları Şekil 6'da verilmiştir. Şekil 6 incelendiğinde devir sayısının artması ile beraber pinyon ve karşılık dişlisindeki gerilmelerin azaldığı gözlenmiştir. Benzer şekilde Vučković ve ark., ince cidarlı dişli çarklarda cidar kalınlığı ve dönme hızının (2000-10000 dev/dk) temas gerilmesi üzerine yaptıkları çalışmada devir arttıkça temas gerilmesinin azaldığını tespit etmişlerdir (Vučković vd., 2008). Birkaç araştırmacı da, dişli devrindeki artışın beraberinde titreşimleri getirdiğini bunun da dişli çark hasarı açısından olumsuz bir etki oluşturduğundan bahsetmişlerdir (Maraş ve Arslan, 2014; Yang vd., 2017). Burada maksimum devir sayısında ortaya çıkan minimum gerilmeler pinyon dişlisinde teorik 280,976 MPa, FEA 296,99 MPa ve karşılık dişlisinde ise teorik 282,186 MPa, FEA 274,92 MPa olarak elde edilmiştir.



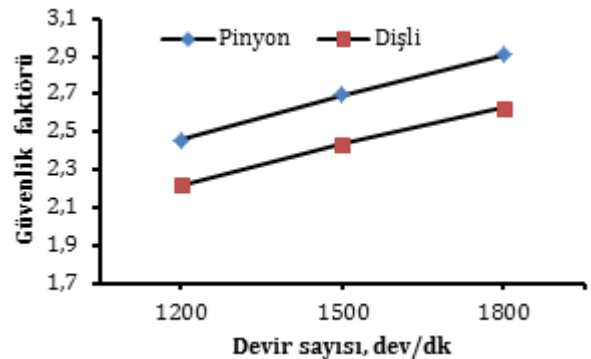
Şekil 7. Devir sayısına göre moment değerleri

Devir sayısındaki artışa bağlı olarak moment değerlerinin azaldığı (Şekil 7) ve 1800 dev/dk çalışma devrinde pinyon dişli için teorik 13,263 Nm ve FEA 14 Nm, karşılık dişlisinde ise teorik 40,569 Nm ve FEA 41 Nm minimum değerlerde olduğu görülmektedir. Burada, momentteki düşüş merkezkaç kuvvetinin de etkisi ile beklenen bir durumdur.



Şekil 8. Devir sayısına bağlı olarak pinyon ve karşılık dişlisinin gerilme analizi

Pinyon dişlisinin devir sayısının değişmesi ile elde edilen eşdeğer (von-Mises) gerilmeleri Şekil 8'de verilmektedir. Şekil 8'de sırası ile 1200 - 1500 - 1800 dev/dk devirlerde pinyon ve karşılık dişlisine ait gerilme dağılımları görülmektedir. Şekil 8 incelendiğinde devir sayısının artması ile beraber pinyon ve karşılık dişlisindeki gerilmelerin azaldığı gözlenmiştir. Burada en küçük devir sayısında ortaya çıkan en büyük gerilmeler pinyon dişlisinde 356,26 MPa ve karşılık dişlisinde ise 331,86 MPa olarak elde edilmiştir. Analiz sonuçları mevcut yapılan teorik hesaplamalarla paralellik göstermektedir.



Şekil 9. Devir sayısına göre güvenlik katsayısı

Devir sayısına bağlı olarak elde edilen güvenlik katsayısına ait sonuçlar Şekil 9'da gösterilmektedir. Artan devir sayısı miktarına bağlı olarak güvenlik faktörünün de artış gösterdiği gözlenmektedir. En

yüksek devirde hesaplanan güvenlik faktörü pinyon dişli için 2,909 iken en düşük devirde ise karşılık dişlisinde 2,218'dir.

Yapılan hesaplamalarda ve analiz sonuçlarından görülmektedir ki en düşük yüzey temas gerilmesi ve en yüksek güvenlik katsayısı 1800 dev/dk hızda elde edilmiştir. Bunun sebebi devir sayısının artması ile yüzeye etki eden kuvvetin azalması, dişli çarkların yüksek hızda dönmesinin temas süresini azaltmasına ve dolayısıyla gerilme değerlerinin de azalmasına neden olmaktadır. Düşük devirlerde meydana gelen temas gerilmesindeki artış, malzeme için izin verilebilir temas gerilmesine ulaşılması anlamına gelmektedir. Bu durum, düşük devirde çalışan dişlinin güvenlik katsayısının düşük olması ve kısa sürede yorulmak hasara uğraması demektir. Yüzey temas gerilmesi ne kadar fazla olursa yüzeydeki basınçlarda o oranda artar, bu da yüzey altında çatlakların daha hızlı başlamasına ve sonunda da yorulmanın oluşmasına sebep olur (Can, 2006; Budynas ve Nisbett, 2008).

5. Sonuç

Bu çalışmada, temas gerilmesi, pinyon-karşılık dişlisi momenti ve güvenlik faktörü için yapılan teorik hesaplamalara ek olarak ANSYS sonlu elemanlar programında modellenmiştir. Teorik hesaplama ve yapılan modelleme dahilinde elde edilen bilgiler ışığında aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir;

1. Devir sayısının artmasıyla dişliler üzerinde meydana gelen gerilmeler teorik ve FEM sonuçları birlikte değerlendirildiğinde tutarlı bir azalmanın olduğu belirlenmiştir.
2. Devir sayısındaki artışla beraber moment değerlerinin azaldığı ve 1800 dev/dk çalışma devrinde pinyon dişli için Teorik=13,263Nm ve FEA=14 Nm, karşılık dişlisinde ise Teorik=40,569 Nm ve FEA=41 Nm minimum değerlerde olduğu görülmüştür.
3. Çalışmanın ANSYS sonlu elemanlar programında modellenebileceği ve dişli hasarlarına neden olan gerilmelerin dağılımlarının ayrıntılı olarak gözlemlenebilmesi için kullanılabileceği görülmüştür.

Semboller

- Z_R : Yüzey koşulu faktörü,
 Y_θ : Sıcaklık faktörü,
 T : Sıcaklık,
 Y : Lewis form faktörü,
 θ_p, θ_G : Sırasıyla pinyon ve karşılık dişlisinin poisson oranı,
 E_p, E_G : Sırasıyla pinyon ve karşılık dişlisinin elastisite modülü, N/mm²

- Ψ : Helis açısı, °
 θ_n : Kavrama açısı, °
 θ_t : Alın basınç açısı, °
 V : Kesme hızı, m/dk
 m_G : Hız (çevrim) oranı,
 z_G : Karşılık dişlisinin diş sayısı,
 z_p : Pinyon dişlinin diş sayısı,
 h_1 : Diş üstü yüksekliği, mm
 b : Diş yüzeyi genişliği, mm
 d_p : Pinyon dişlinin bölüm dairesi çapı, mm
 m_N : Yük paylaşım oranı,
 M_n : Normal modül, mm
 M_t : Alın modül, mm

r_p ve r_G : Sırasıyla pinyon ve karşılık dişlisi temel dairesi yarıçapı, mm

Conflict of Interest / Çıkar Çatışması

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.

No conflict of interest was declared by the authors.

KAYNAKLAR

- Budynas, R. G., Nisbett, J. K., 2008. Shigley's Mechanical Engineering Design (Vol. 8). New York: McGraw-Hill.
- Can, A.Ç., 2006. Tasarımcı Mühendisler İçin Malzeme Bilgisi. Birsan Yayınevi, İstanbul, Türkiye.
- Chen, Y. C., Tsay, C. B., 2002. Stress Analysis of a Helical Gear Set With Localized Bearing Contact. Finite Elements in Analysis and Design, 38(8), 707-723.
- Çaydaş, U., Seçgin, Ö., 2003. Düz Dişli Çark Sistemlerinde Eksenlerarası Açının Yatak Kuvvetlerine Olan Etkilerinin Araştırılması. Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları Dergisi, 2 (1), 61-65.
- Fetvacı, M.C., İmrak, C.E., 2007. Evolvent Düz Dişli Çarklarda Diş Kökü Eğrilerinin İncelenmesi. Mühendis ve Makine, 48(570), 18-22.
- Karpat, F., Çavdar, K., Babalık, F.C., 2002. Bilgisayar Yardımıyla Düz, Helisel, Konik ve Sonsuz Vida Dişli Mekanizmalarının Boyutlandırılması ve Analizi. Mühendis ve Makine, 43 (510), 26-32.
- Kızılaslan, K., İşel, B., Yavuz, İ., 2010. Dişli Çarklarda Meydana Gelen Hasar Tipleri. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 7 (1), 119-129.
- Litvin, F. L., Fuentes, A., Gonzalez-Perez, I., Carvenali, L., Kawasaki, K., Handschuh, R. F., 2003. Modified Involute Helical Gears: Computerized Design,

Simulation of Meshing and Stress Analysis. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 192(33-34), 3619-3655.

Maraş, S., Arslan, H., 2014. Düz Dişli çark Sistemindeki Aşınma Hatasının İstatistiksel Proses Kontrol Metodu ile Belirlenmesi. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 20 (1), 9-14.

Radzevich, S. P., Dudley, D. W., 1994. Handbook of Practical Gear Design. CRC press.

Solmaz, M. Y., Hamit, A., 2011. Effect of The Different Gear Base Geometries of Helical Gears on The Weight of Gear and Stress Analysis. Engineering Sciences, 6(1), 1-8.

Vučković, K., Ulbin, M., Belšak, A., 2008. FEM Model for The Analysis of Rotational Speed Influence on Tooth Contact Pressure Distribution of thin-rimmed gears with asymmetric web arrangement. In DS 48: Proceedings DESIGN 2008, the 10th International Design Conference, Dubrovnik, Croatia.

Yang, W., Jiang, D. and Han, T., 2017. Effects of Tooth Breakage Size and Rotational Speed on the Vibration Response of a Planetary Gearbox. Applied Sciences, 7(7), 678.