



# DÜZ DIŞLİLERDE SÜRTÜNME KUVVETİNİN HASAR OLUŞUMU ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

**Kubilay ASLANTAŞ\*, Süleyman TAŞGETİREN\*, Kürşad DÜNDAR\*\***

\*Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Kampüs/Afyon

\*\*Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Teknikokullar/Ankara

Geliş Tarihi : 06.08.2001

## ÖZET

Dişli çarklar, en önemli hareket ve güç iletme elemanlarından biridir. Karşılıklı çalışan dişlilerde yük ve hareket iletimi aynı anda meydana gelir. Bir dişliden diğerine yük ve hareket iletimi, dişlerin birbiri üzerindeki yuvarlanmalı-kayma temasının bir sonucudur. Bu yuvarlanmalı-kayma teması diş yüzeylerinde ve yüzey altlarında bir takım gerilmelerin dolayısıyla da yüzey hasarlarının meydana gelmesine neden olur. Bu çalışmada, iki dişin birbiri üzerinde yaptıkları yuvarlanmalı-kayma teması neticesinde yüzeyde ve yüzey altında meydana gelen gerilmelerin analizi yapılmıştır. Problemin çözümünde diş yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı değişken olarak alınmıştır. Farklı sürtünme katsayıları için yapılan çözümlerle yüzey altında meydana gelen gerilmelerin, hasar oluşumu üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Diş yüzeyleri arasında meydana gelen temas durumu için Hertz' in elastik temas teorisi temel alınmış ve nümerik çözümleme için ANSYS54 sonlu eleman paket programı kullanılmıştır.

**Anahtar Kelimeler** : Düz dişli, Temas gerilmeleri, Hertz teorisi, Sonlu elemanlar metodu

## INVESTIGATION OF THE EFFECT OF FRICTION FORCE ON DAMAGE FORMATION IN SPUR GEARS

### ABSTRACT

Gears are perhaps one of the important components used in machinery to transmit motion and power. Transmission of force and motion occur at the same moment for mutual working gears. Transmission of the force and motion from a gear to another is a result of rolling-sliding contact of tooth surfaces each other. This rolling-sliding contact causes some stresses on surface and subsurface. In this study, analysis of stresses on surface and subsurface due to rolling-sliding contact on tooth surfaces are carried out. In the solution of the problem, different friction coefficients between tooth surfaces and are taken as the variables. The contact analysis between tooth surfaces is based upon Hertz elastic contact theory and for the numerical solution ANSYS 54 finite element program code is used.

**Key Words** : Spur gear, Contact stresses, Hertz theory, Finite element method

### 1. GİRİŞ

Bir düz dişli çiftinin çalışması sırasında hareket ve yük iletimi dişli üzerinde bulunan dişler vasıtasıyla gerçekleşir. Bu iletim, dişlerin birbiri üzerinde yapmış oldukları yuvarlanmalı-kayma hareketi neticesinde meydana gelmektedir. Bu nedenle

dişlilerde en çok ortaya çıkan hasarlar; tekrarlı yüklemeler sonucunda diş yüzeyinde meydana gelen pullanma ve çukurlaşma ile diş dibinden kırılmadır (Pehan, et al., 1997). Yuvarlanmalı-kayma hareketinin bir sonucu olarak, diş yüzeyinde ve yüzey altında meydana gelen gerilmeler birinci hasar türünün temel kaynağıdır. Pitting veya

spalling olarak adlandırılan bu hasar türü; yüzeye etkiyen tekrarlı yüklemeler neticesinde yüzey, kırılmaları veya yüzey altı mikro çatlak oluşumu sonucunda ortaya çıkmaktadır. Yüzeydeki sürtünme kuvvetinin artması ile de bu oluşum daha da hızlandırılmış olur. Diş yüzeylerinin birbiri üzerindeki hareketi sonucunda yüzeyde meydana gelen pullanma aşınması, Glodez et al., (1998) tarafından deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada, yüzeyde ve yüzey altında meydana gelen gerilmelerin tekrarlı olması neticesinde diş yüzeylerinin pullanarak aşındığı gözlemlenmiştir. Refaat, (1995) Varyasyonel Pürüzlülük metodunu kullanarak düz dişlilerin diş yüzeylerindeki temas gerilmelerinin analizini yapmışlardır.

İki dişin farklı temas konumları için diş yüzeyi altında var olan bir çatlakın yayılma davranışı Ding et al., (1995) tarafından ele alınmıştır. Çalışmada diş yüzeyinden farklı derinliklerde var olduğu kabul edilen çatlakların yayılma davranışları çalışılmış ve buna bağlı olarak da çatlak ucundaki gerilme yığılma faktörü hesaplanmıştır. Jahanmir ve Suh tarafından yapılan bir çalışmada da (Jahanmir and Suh, 1997) pullanma aşınması için yüzey altında boşluk oluşumunun nedenleri ve sonuçları irdelenmiştir. Çalışmada yüzey altında meydana gelen gerilmelerin analizi yapılmış ve bunların çatlak oluşumu üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Teğetsel ve normal yüklere maruz kalmış ve elastik kaplanmış bir yüzeydeki temas gerilmelerinin analizi sonlu elemanlar yöntemi kullanarak Djabella ve Arnell tarafından gerçekleştirilmiştir (Djabella and Arnell, 1993). Çalışmada farklı sürtünme değerleri ve farklı kaplama kalınlıkları için gerilme analizi yapılmıştır. Yüzey altında meydana gelen gerilme

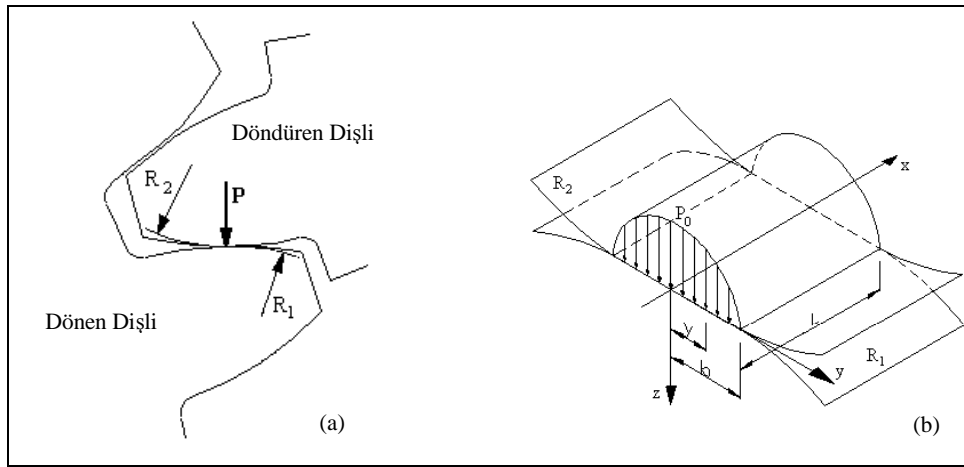
dağılımı, derinliğe ve temas konumuna bağlı olarak araştırılmıştır. Ding ve arkadaşları Ding et al., (1996) diş yüzeylerinde meydana gelen gerilmelere bağlı olarak, yüzey altında var olan bir çatlakın yayılma analizini yapmışlardır. Çalışmada tekrarlı yüklemelerle diş yüzeylerinde meydana gelen pullanma aşınmasının oluşumu araştırılmıştır. Aslantaş ve Taşgetiren tarafından yapılan önceki çalışmada (Aslantaş ve Taşgetiren, 2000) normal ve teğetsel yüklere maruz kalan yüzeylerde temas gerilmelerinin analizi sonlu elemanlar metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yüzey altında meydana gelen gerilmeler Von-Mises akma kriterine göre araştırılmıştır.

Bu çalışmada, birbiri üzerinde yuvarlanmalı-kayma hareketi yapan iki dişin teması sonucunda, yüzeyde ve yüzey altında meydana gelen gerilmelerin analizi yapılmış ve sürtünme katsayısının diş yüzeylerinde hangi tür hasarların oluşmasına katkıda bulunduğu araştırılmıştır.

## 2. MATERYAL VE METOT

### 2. 1. Hertz Temas Teorisi

Nümerik analizde bir dişli çiftinin temas konumlarını ve parametrelerini daha kolay anlamak amacıyla, dişler temas halindeki silindirler olarak düşünülebilir (Şekil 1a). Bu varsayım Hertz temas teorisini kullanabilmemize olanak sağlayacaktır (Glodez et al., 1997). Bu teoriye göre; iki elastik silindirin birbiri üzerindeki yuvarlanmalı-kayma hareketi neticesinde, temas noktasındaki basınç dağılımı elips biçiminde olur (Şekil 1b).



Şekil 1 (a)İki dişin kavrama esnasındaki teması, (b)İki silindirik yüzeyin teması neticesinde meydana gelen basınç dağılımı

Hertz temas teorisine göre temas bölgesindeki basınç dağılımı (Johnson, 1985).

$$p(y) = \frac{2P}{\pi b^2} (b^2 - y^2)^{1/2} \quad (1)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada “P” Hertz basıncı veya diş genişliğinin her birim uzunluğuna etkiyen normal yük olarak da tanımlanır. “b” ise yarı temas uzunluğu olup;

$$b = \left( \frac{4PR}{\pi E^*} \right)^{1/2} \quad (2)$$

ile hesaplanır. Burada “R” eşdeğer yarıçap, E\* ise eşdeğer elastikiyet modülü olup;

$$E^* = \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (3)$$

$$R = \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (4)$$

şeklinde hesaplanır. Burada E<sub>i</sub> ve ν<sub>i</sub> dönen ve döndüren dişlilere ait elastisite modülü ve Poisson oranıdır. Temas noktasında meydana gelen maksimum basınç (P<sub>0</sub>), P’ nin bir fonksiyonu olarak;

$$P_0 = \frac{2P}{\pi b} = \left( \frac{PE^*}{\pi R} \right)^{1/2} \quad (5)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Diş yüzeylerinin birbirini üzerindeki yuvarlanmalı-kayma hareketi neticesinde

yüzeyde meydana gelen teğetsel yükler;

$$q(y) = \mu p(y) \quad (6)$$

dir.

Dişli çarklarda kavrama oranına bağlı olarak aynı anda birden fazla sayıda dişli çifti temas halinde olabilir. Bu durumda dişe etki eden kuvvet kavrama zamanı boyunca, K<sub>e</sub>, olarak ifade edilen kavrama oranı faktörüne bağlı olarak değişmektedir. Dolayısıyla dişlerin ilk ve son temas konumlarında etki eden P kuvveti daha küçük olmaktadır. Diş üzerinde gerçekte dalgalı değişken bir yük dağılımı söz konusudur (Marshek and Juvinal, 1991). Bu çalışmada bir anda yalnızca bir dişli çiftinin temas ettiği kabul edilmiş, böylece temas süresince aynı P kuvvetinin yüzeye dik olarak etki etmesi durumuna göre analiz yapılmıştır. Bu durum en emniyetli hali göstermektedir.

## 2. 2.Sonlu Eleman Modeli

Problemin modellenmesinde ve çözülmesinde ANSYS 54 sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır. Analiz için seçilen dişli takımı parametreleri Tablo 1’de verilmiştir.

Dişli imalatında kullanılan malzeme çeşitleri, dişlinin kullanım alanlarına göre farklılık arz etmektedir. Bu çalışmada AISI 4140 çelik malzeme seçilmiştir. Malzemeye ait mekanik özellikler Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 1. Dişli Takımı Parametreleri

	Diş Sayısı	Diş üstü Çapı (mm)	Bölüm dairesi çapı (mm)	Diş dibi çapı (mm)	Modül	Kavrama açısı
Pinyon	32	85	80	74.6	2.5	20°
Dişli	48	125	120	114.6		

Tablo 2. AISI 4140 Mekanik Özellikleri (Marshek and Juvinal, 1991)

Poisson Oranı	Elastisite Modülü (GPa)	Çekme Mukavemeti (MPa)	Sertlik (HB)	Akma Mukavemeti (MPa)
0.3	190	1020	302	765

Tablo 2’de mekanik özellikleri verilen dişli yaklaşık olarak 1 kW’lık bir güç ve 750 dev/dak devir sayısı ile çalıştığı kabul edilmiştir. Bu şartlar altında, AGMA tarafından önerilen standart hesaplama yöntemlerine göre (Marshek and Juvinal, 1991) dişlide 11.5 Nm’lik bir burulma momenti meydana gelmektedir. Buna karşılık olarak seçilen malzeme

için maksimum ve emniyetli gerilmeleri hesaplandığında emniyet katsayısı 4 çıkmaktadır. Problem iki boyutlu alınmış ve dişlinin bütünü modellemek yerine, sadece tek dişin modellenmesi yapılmıştır. Diş kendi başına bir ankastre giriş gibi düşünülmüş (Ding et al., 1995) ve problemin sınır şartları buna göre belirlenmiştir. Sonlu eleman

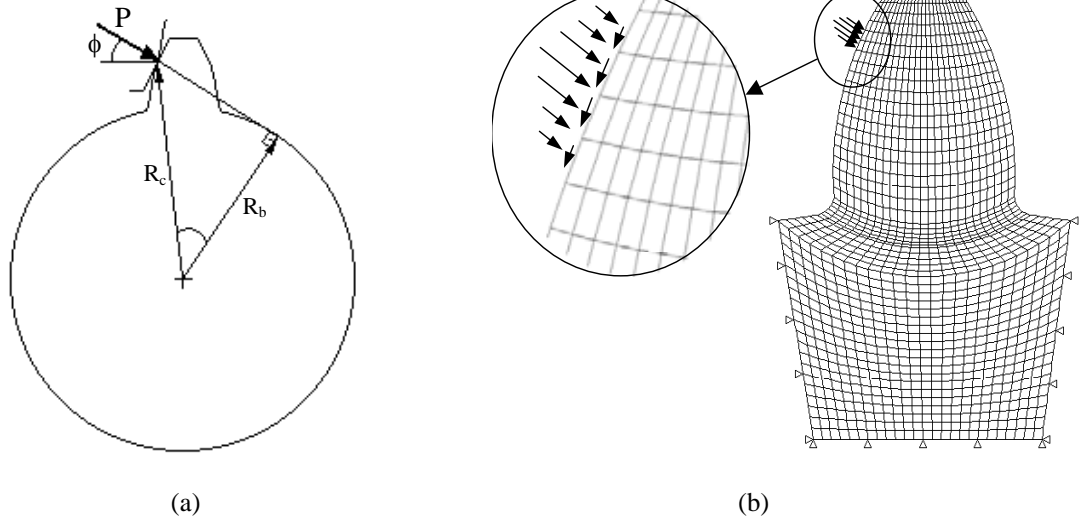
modeli için, sekiz düğümlü 16 serbestlik derecesine sahip iki boyutlu izoparametrik elemanlar kullanılmıştır.

Oluşturulan sonlu eleman ağı toplam 1275 eleman ve 3978 düğümden meydana gelmektedir (Şekil 2b). Bununla birlikte iki dişin ilk temas ile son temas konumu arasında alınan yol boyunca diş yüzeyine etkiyen yükün x eksenine ile yaptığı açı sürekli değişmektedir. Bu açı  $\phi$  ile ifade edilir ve denklem 7

ye bağlı olarak hesaplanır (Marshek and Juvinal, 1991).

$$\phi = \cos^{-1} \left( \frac{R_b}{R_c} \right) \quad (7)$$

Burada,  $R_b$  dişlinin diş dibi yarıçapı ve  $R_c$  ise temas yarıçapıdır (Şekil 2a).



Şekil 2. a) Temas yarıçapı,  $R_c$  ve diş dibi yarıçapı,  $R_b$ ' ye bağlı olarak  $\phi$  açısının bulunması, b) ANSYS 54 sonlu eleman paket programı kullanılarak bir diş için oluşturulan sonlu eleman ağı.

### 3. ANALİZ SONUÇLARI

#### 3. 1. Yüzeyde ve Yüzey Altında Gerilme Dağılımı

Diş yüzeylerinin birbiri üzerine yaptıkları yuvarlanmalı-kayma hareketi neticesinde yüzeyde ve yüzey altında meydana gelen gerilme dağılımı farklı sürtünme katsayıları için araştırılmıştır. Problem düzlem şekil değiştirme şartları altında ele alınmış ve diş yüzey altında meydana gelen gerilmeler, Von-Mises hasar teorisine göre araştırılmıştır. Bu durum için eşdeğer gerilme ifadesi;

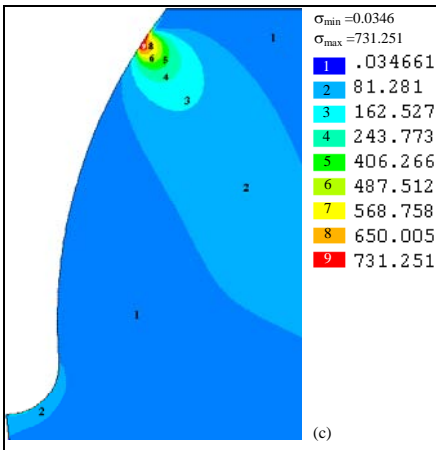
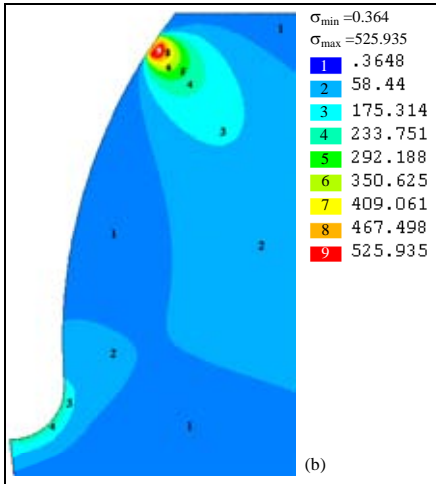
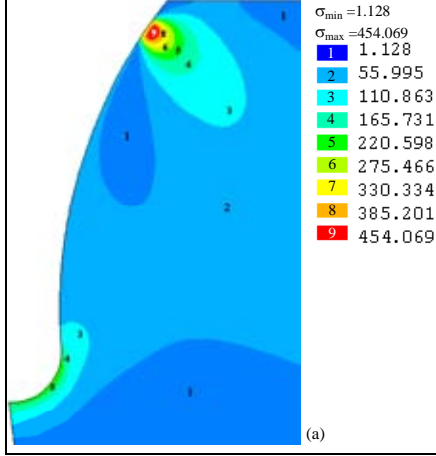
$$\sigma_{vm} = \left( \frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \right)^{1/2} \quad (8)$$

şekindedir. Burada  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  ve  $\sigma_3$  asal gerilmelerdir. Çalışma esnasında bir dişten diğerine aktarılan yük, dişlilerin çalışma koşullarına bağlı olarak değişir. Bu çalışmada bir dişten diğerine aktarılan yük

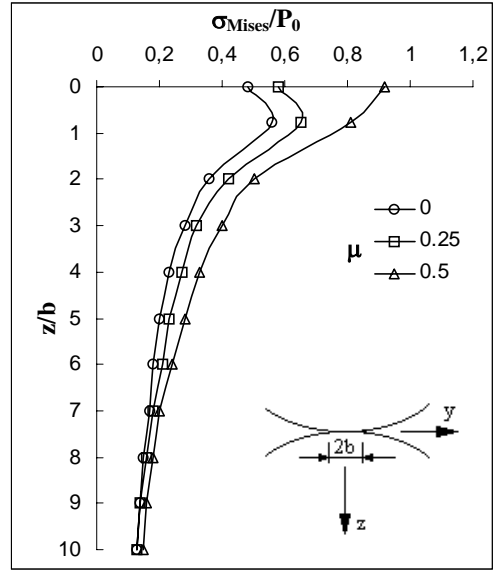
miktarı(P) 192 N/mm olarak alınmıştır. Denklem 1-5'i kullanarak diş yüzeyinde meydana gelen maksimum basınç ( $P_0$ ) 800 MPa olarak hesaplanmıştır. Temas konumunda diş yüzeylerinin eğrilik yarıçapları ise düz dişliler için evolvent eğri hesaplarından yola çıkılarak hesaplanmış ve  $R_1=R_2 = 20$ mm olarak bulunmuştur. Meydana gelen yarı temas uzunluğu 2 numaralı denklem yardımıyla 0.153 mm olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3'de iki dişin teması sonucunda yüzey altlarında meydana gelen eşdeğer gerilmelerinin dağılımı verilmiştir. Daha önceki yapılan çalışmalarda (Johnson, 1985; Ding et al., 1995) maksimum eşdeğer gerilmeleri  $z/b = 0.7-0.9$  gibi yüzeye çok yakın derinliklerde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Yüzeydeki sürtünme katsayısının artması ile birlikte, maksimum eşdeğer gerilmeleri yüzeye doğru yaklaşmaktadır. Bu çalışmada eşdeğer gerilmeleri için elde edilen sonuçlar bu ifadeyi doğrulamaktadır. Eşdeğer gerilme değerleri maksimum basınç değeri olan  $P_0$ 'a bölünerek ve "b"

yarı temas uzunluğu da derinliğe bağlı olarak boyutsuzlaştırılmıştır. Diş yüzeyleri arasındaki farklı sürtünme katsayıları için eşdeğer gerilmelerindeki değişim, yarı temas uzunluğunun bir fonksiyonu olarak elde edilmiştir (Şekil 4).



Şekil 3. Diş yüzey altında  $R_c = 42$  temas konumu için meydana gelen eşdeğer gerilme dağılımı  
a)  $\mu = 0$ , b)  $\mu = 0.25$ , c)  $\mu = 0.5$  (Birimler MPa)

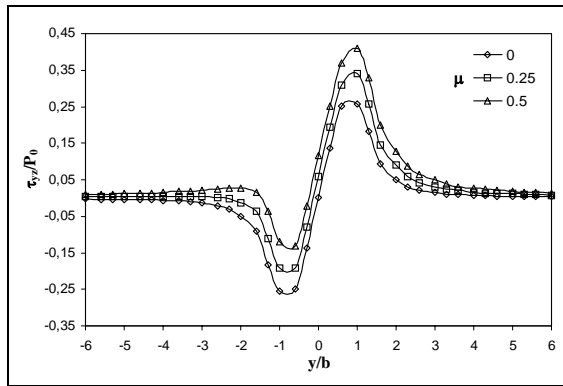


Şekil 4. Eşdeğer gerilmelerinin yüzeyden itibaren derinliğe ve sürtünme katsayısına bağlı olarak değişimi ( $y/b = 0$ )

Diş yüzeyinde meydana gelen tüm hasarların bir çoğu yüzey yorulmalarının bir sonucu olarak ortaya çıkar. Yüzey yorulma hataları ise çalışma koşullarına bağlı olarak yüzey altında değişen derinliklerde meydana gelir. Diş yüzeyleri sürtünmesiz olarak kabul edildiğinde, maksimum gerilmeler yaklaşık  $0.78b$  derinliğinde meydana gelmektedir. Buna dair yapılan daha önceki çalışmalar (Refaat, 1995; Pehan et al., 1997); diş yüzeylerinde meydana gelen pullanma (spalling) aşınmasına temel teşkil eden yüzey altı çatlaklarının genellikle bu derinlikte meydana geldiğini göstermiştir. Spalling aşınmasına temel teşkil eden unsurlardan biri de yüzey pürüzlülüğüdür. Şekil 4'e göre iyi bir yüzey pürüzlülüğüne sahip olan bir diş için yüzeydeki sürtünme sıfır kabul edilirse, pullanma aşınması yüzey altı mikro çatlaklarının oluşumu neticesinde ortaya çıkacaktır. Çünkü sürtünmesiz yüzeyler için  $0.78b$  derinliği maksimum eşdeğer gerilmelerinin meydana geldiği bir derinliktir. Tekrarlı yüklemelerin devamlı olması neticesinde bu mikro çatlak büyüyerek yüzeye ulaşır ve diş yüzeyinde çukurlaşmalar başlar. Bunu takip eden durumlarda diş yüzeyi bozulduğundan yüzeyde sürtünme kuvvetleri oluşur ve bozulma daha da hızlı olur. Bununla birlikte gerçek çalışma koşulları dikkate alındığında sürtünmeyi sıfıra indirmek imkansızdır. Bunun neticesi olarak ta yüzeyde teğetsel yükler meydana gelir. Yüzeye etkiyen bu teğetsel yükler maksimum eşdeğer gerilmelerinin yüzeye daha yakın derinlikte meydana gelmesine neden olur. Şekil 3c'de görüldüğü üzere sürtünme katsayısının  $0.5$  olması durumunda maksimum gerilmeler yüzeyde meydana gelmekte ve değer

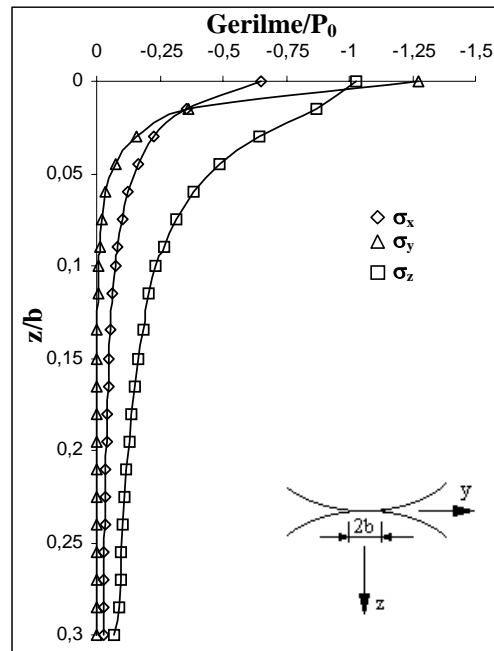
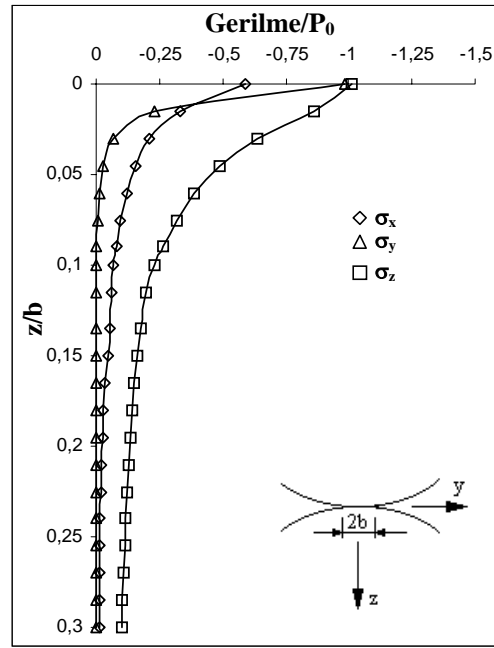
olarak da dişli malzemesinin akma sınırına yaklaşmaktadır. Daha yüksek sürtünme katsayılarında maksimum eşdeğer gerilmelerinin akma sınırını geçmesi durumunda diş yüzeyinde plastik deformasyon ve yüzey ezilmeleri meydana gelecektir.

Yüzeyler sürtünmesiz olarak kabul edildiğinde yüzey altında meydana gelen  $\tau_{yz}$  kayma gerilmeleri yüzeyden  $b$  kadar bir derinlikte maksimum değer almaktadır. Yine sürtünmesiz yüzeyler için bu derinlikte meydana gelen negatif ve pozitif kayma gerilmeleri mutlak değer olarak birbirine eşittir. Yüzeydeki sürtünme katsayısının artması ile birlikte negatif kayma gerilmeleri azalırken, pozitif kayma gerilmeleri de artmaktadır (Şekil 5). Sürtünmesiz durumda maksimum  $\tau_{yz}$  değerleri  $y/b = \pm 1$  bölgesinde meydana gelmektedir. Bunun anlamı maksimum kayma gerilmeleri temas konumunun merkezinde sağında ve solunda  $b$  kadar bir mesafede meydana gelmektedir. Sürtünme katsayısının artması, temas önündeki bölgede kayma gerilmesini artırırken, arkasında azaltmaktadır.



Şekil 5. Farklı sürtünme katsayıları için yüzeyin "b" kadar altında meydana gelen  $\tau_{yz}$  kayma gerilmelerinin  $y/b$  ye bağlı olarak değişimi

Hertz temas teorisine göre; yüzey altında meydana gelen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  ve  $\sigma_z$  gerilmeleri maksimum basınç  $P_0$  cinsinden ifade edilebilir. Bu teoriye göre yüzeye etkiyen eliptik basınç nedeniyle yüzey altında meydana gelen  $\sigma_y$  ve  $\sigma_z$  gerilmeleri 5 numaralı denklem ile elde edilen  $P_0$ 'a eşit olmaktadır.  $\sigma_x$  gerilmesi ise yaklaşık olarak  $0.6P_0$ 'a eşit olmaktadır. Bu çalışmada da diş yüzey altında meydana gelen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  ve  $\sigma_z$  gerilmeleri elde edilmiş ve  $P_0$ 'a bölünerek boyutsuzlaştırılmıştır. Sürtünmesiz yüzeyler için elde edilen gerilmelerin derinliğe bağlı olarak değişimi Şekil 6a da verilmiştir. Şekil 6b de ise yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı 0.5 alınarak yapılan çözümler sonunda elde edilen gerilmelerin derinliğe bağlı olarak değişimi verilmiştir.

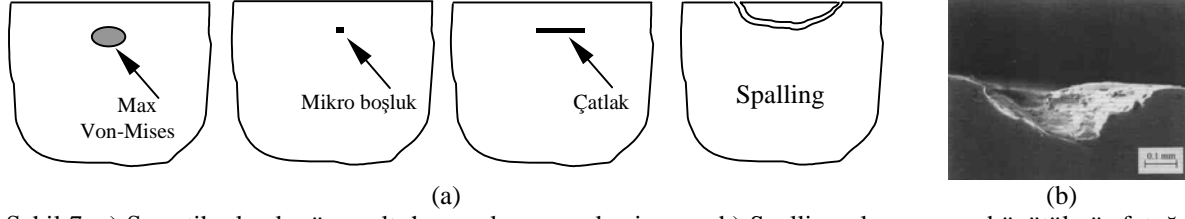


Şekil 6. a)  $\mu = 0$  için temas yüzeyi merkezinde ( $y/b = 0$ ) meydana gelen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  ve  $\sigma_z$  gerilmelerinin derinliğe bağlı olarak değişimi, b)  $\mu = 0.5$  için meydana gelen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  ve  $\sigma_z$  gerilmelerinin derinliğe bağlı olarak değişimi.

Şekil 6a'da görüldüğü gibi sürtünmesiz yüzeyler için elde edilen gerilme sonuçları Hertz temas teorisinin sonuçlarına uymaktadır. Sürtünmeli yüzeylerde ise maksimum  $\sigma_z$  gerilmeleri hemen hemen hiç bir değişme gösterememekle beraber, sürtünmesiz yüzeylere nazaran 1.08 kat artmaktadır. Sürtünmeli yüzeyler için maksimum  $\sigma_y$  gerilmeleri ise yüzeye

uygulanan maksimum basıncının yaklaşık 1.3 katına kadar çıkmaktadır (Şekil 6b). Elde edilen tüm bu değerler birleştirildiğinde, diş yüzey altında

meydana gelen muhtemel hasar bölgesi ve hasar oluşum mekanizması şematik olarak Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7. a) Şematik olarak yüzey altı hasar oluşum mekanizması, b) Spalling oluşumunun büyütülmüş fotoğrafı (Glodez et al., 1998)

#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, farklı diş sayılarına sahip iki düz dişlinin çalışması esnasında, diş yüzeylerinde meydana gelen temas gerilmelerinin analizi, Hertz temas teorisi ve nümerik çözümleme için de sonlu elemanlar programı kullanılarak yapılmıştır. Problemin çözümünde kullanılan malzeme tam elastik olarak kabul edilmiş ve tüm çözümler düzlem şekil değiştirme şartları baz alınarak yapılmıştır. Diş yüzeyine etkiyen toplam yük, dişlilerin dönmesi esnasında değişken olduğundan, sadece iki dişin tek temas konumuna göre çözüm yapılmıştır. Analiz sonunda diş yüzey altında meydana gelen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  gerilmelerinin değişimi derinliğe ve temas konumuna bağlı olarak elde edilmiştir. Ayrıca sürtümlü ve sürtünmesiz yüzeyler için yüzey altında meydana gelen  $\tau_{yz}$  gerilmelerinin temas konumuna bağlı olarak değişimi elde edilmiştir.

Çözümlemelerden elde edilen sonuçlara göre diş yüzeylerinde meydana gelen Pitting ve Spalling türü hasarlar, kayma ve yüzey altı gerilmelerinin bir sonucu olduğu ortaya konulmuştur. Sürtünmesiz yüzeyler için yapılan çözümlerde, maksimum eşdeğer gerilmeleri 0.78b derinliğinde meydana geldiği görülmüştür. Bu da sürtünme katsayısının sıfıra yakın olan yüzeylerde hasar türünün yüzey altı mikro çatlaklarının bir sonucu olarak ortaya çıkacağını göstermektedir. Yüzeylerdeki sürtünme katsayısının artması ile birlikte, maksimum eşdeğer gerilmeleri yüzeye doğru yaklaşmaktadır.  $\mu = 0.5$  için maksimum eşdeğer gerilmeleri seçilen dişli malzemesinin akma sınırına yaklaştığı gözlemlenmiştir. Eğer sürtünme katsayısı biraz daha artarsa meydana gelen maksimum gerilmeler malzemenin akma sınırı geçerek, diş yüzeyinde plastik deformasyon oluşmasına neden olacaktır.

Diş yüzeylerinde meydana gelen bu tür hasarların tamamen ortadan kaldırılması imkansızdır. Fakat bunu en aza indirmek dişlinin çalışma ömrünü

arttırabilir. Bunun için alınacak önlemlerin başında; eğer mümkünse dişe etkiyen yükü azaltmak, yüzeylerin birbiri üzerindeki kaymayı azaltmak, teğetsel kuvveti veya sürtünme katsayısını en aza indirmek olumlu sonuçlar verebilir.

#### 5. KAYNAKLAR

- Aslantaş, K., Taşgetiren, S. 2000. “Normal ve Teğetsel Yüklere Maruz Kalan Yüzeylerde Temas Gerilmelerinin Analizi”, Politeknik, 3 (4), 11-15.
- Ding, Y., Jones, R., Kuhnell, B. 1995. “Numerical Analysis of Subsurface Crack Failure Beneath the Pitch Line of a Gear Tooth During Engagement”, Wear, 185, pp. 141-149.
- Ding, Y., Jones, R., Kuhnell, B. T. 1996. “Elastic-Plastic finite Element Analysis of Spall Formation in Gears”, Wear, 197, 197-205.
- Djabella, H., Arnell, R. D. 1993. “Finite Element Analysis of Contact Stress in Elastic Double Layer System Under Normal Load”, Thin Solid Films, 223 (1), 98-108.
- Glodez, S., Winter, H., Stüwe, H. P. 1997. “A Fracture Mechanics Model For the Wear of Gear Flank by Pitting”, Wear, 208, 177-183.
- Glodez, S., Pehan, S., Flasker, J. 1998. “Experimental Results of Fatigue Crack Growth in a Gear Tooth Root”, Int. J. Fatigue, 20 (9), 669-675.
- Jahanmir, N., Suh, N. P. 1977. “Mechanics of Subsurface Void Nucleation in Delamination Wear”, Wear, 44 (1), 17-38.
- Johnson, K. L. 1985. Contact Mechanics, Cambridge University Press, ss. 420 London.

Marshek, M. K., Juvinal, C. R. 1991. **“Fundamental of Machine Components Design”**, Second Edition, Part Two, John Wiley & Sons, Canada.

Pehan, S., Glodez, S., Flaker, J., Hellen, T. K. 1997. **“Numerical Methods For Determining Stress**

**Intensity Factors vs Crack Depth in Gear Tooth Roots”**, Int. J. Fatigue, 19 (10), 677-685.

Refaat, M.H. 1995. **“On the Contact Stress Analysis of Spur Gears Using Variational Inequalities”**, Computers & Structures, 57 (5), 871-882.

---

---