

DÜZ DİŞLİLERDE DİŞDİBİ GERİLMELERİNİN İNCELENMESİ

Faruk URAL, Murat ÖZSOY, Vahdet UÇAR

Özet - Günlük hayatta çok geniş kullanılma alanına sahip bir makine elemanı olarak, güç iletiminde kullanılan dişli çarkların muhtelif şartlarda davranışları bir çok araştırmaya konu olmuştur. Bu çalışmada silindirik düz çarklarda diş profilindeki gerilmeler, klasik yöntemlere de değinilerek Sonlu Elemanlar Metodu ile çözümlenmeler yapan ANSYS paket programı kullanılarak incelendi. Model olarak kavrama açısı $\alpha = 20^\circ$, diş sayısı $z = 22$, diş dibi kavisi $r_k = 0.9$ mm, diş derinliği $t = 3.75$ mm, diş çıkıntısı $s = 3$ mm ve modülü 3 olan düz dişli çark analiz edilmiştir. Analiz sonucunda oluşan maksimum gerilme dişli malzemesinin akma sınırının altında kalmıştır.

Anahtar kelimeler- Dişli çarklar, Sonlu Elemanlar Metodu, Gerilme Analizi

Abstract - In daily times, gears have using areas as machine elements, and their behaviors in various conditions become subjects to lots of researches. In this research, the stress at the profile of tooth in cylindrical spur gears have been examined by using ANSYS computer code with touching classical methods. A spur gear which has coupling angle $\alpha = 20^\circ$, number of teeth $z = 22$, tooth bottom bow $r_k = 0.9$ mm, tooth depth $t = 3.75$ mm, tooth protrusion $s = 3$ mm as the model. At the end of the analysis maximum stress is lower than the material yield stress.

Keywords- Gears, Finite Elements Method, Stres Analyses

I. GİRİŞ

İnsanoğlu yerleşik düzenden bu yana tabiatla mücadelesinde ilk önce kendi gücünün yanı sıra sonra da hayvan gücünden faydalanmıştır. Daha sonra doğadan yani rüzgar ve sudan yararlanmıştır. Fakat bunların kullanımında ortaya çıkan zorluklar diğer güç iletim sistemlerinin kullanımını zorunlu hale getirmiştir. Bu zorluklar karşısında insanoğlu, belki de keşfedilmiş eski makine elemanlarından olan, dişlileri kullanarak aşmaya çalışmıştır[1].

F. Ural ; SAÜ, Bilgi İşlem Daire Başkanlığı, Sakarya
M. Özsoy; SAÜ Mühendislik Fakültesi CAD/CAM CAE Merkezi
V. Uçar; SAÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya

Dişli, bir milden diğerine hareket ve güç iletimini şekil bağı ile sağlayan makine elemanıdır. Millerin konumuna göre dişli çarklar ve dişli çark mekanizmaları sınıflandırılır.

Günümüzde dişliler, havacılık ve uzay sanayiinden tarım makinalarına kadar her alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle ağır şartlarda, ya da yüksek hızda çalışan makinalarda kullanılan dişliler kritik bir işlevi yerine getirmektedirler. Bu nedenle bir dişli çiftinin performansının doğru olarak belirlenmesi hayati bir önem kazanmaktadır. Deneysel ve analitik yöntemlerle elde edilecek sonuçların sınırlı olması ve olası her dişli çiftine uygulanmasının mümkün olmaması dişli çiftinin dinamik karakteristiğinin modellenmesinin önemini artırmaktadır.

II. ANSYS SONLU ELEMANLAR ANALİZ PROGRAMI

Bilim adamları alışılmış analitik metotlarla çözümü çok zor hatta imkansız fiziksel problemlerle sık sık karşılaşılırlar. Böyle bir problemle karşılaşan çözümleyici doğal olarak "sayısal" adı verilen çözüme başvuracaktır. Başka metotlarla çözülemeyen problemlerin çözümünde kullanılabilen çok sayıda sayısal yol vardır. Sonlu eleman metodu bunlardan biridir. Sonlu eleman metodu yeni bir çözüm yöntemi olup kendisini diğerlerine üstün kılan seçkin özelliklere sahiptir. Bu metotta cismin "sonlu" boyutta çok sayıda "elemana" ayrıldığı düşünülür. Metodun adı da buradan gelmektedir. Cisim uzayda n ($= 1,2,3$) boyuta sahipse, n -boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılır.

Sonlu elemanlar yöntemi, boyutları ve şekillerinin esnekliği nedeniyle, çok bağlantılı bölgeler veya köşeleri olan bölgeler zorluk çekilmeksizin incelenebilir. Sebep sonuç bağlantılarına ait problemler global direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş "kuvvetler" ve "yer değiştirmeler" cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemin anlaşılmasını hem mümkün kılar hem de basitleştirir.

Günümüzde piyasada bir çok sonlu eleman yöntemi ile analiz yapan program bulunmaktadır. ANSYS programı

1970 yılından bu yana kullanılan yaygın bir analiz programıdır[2].

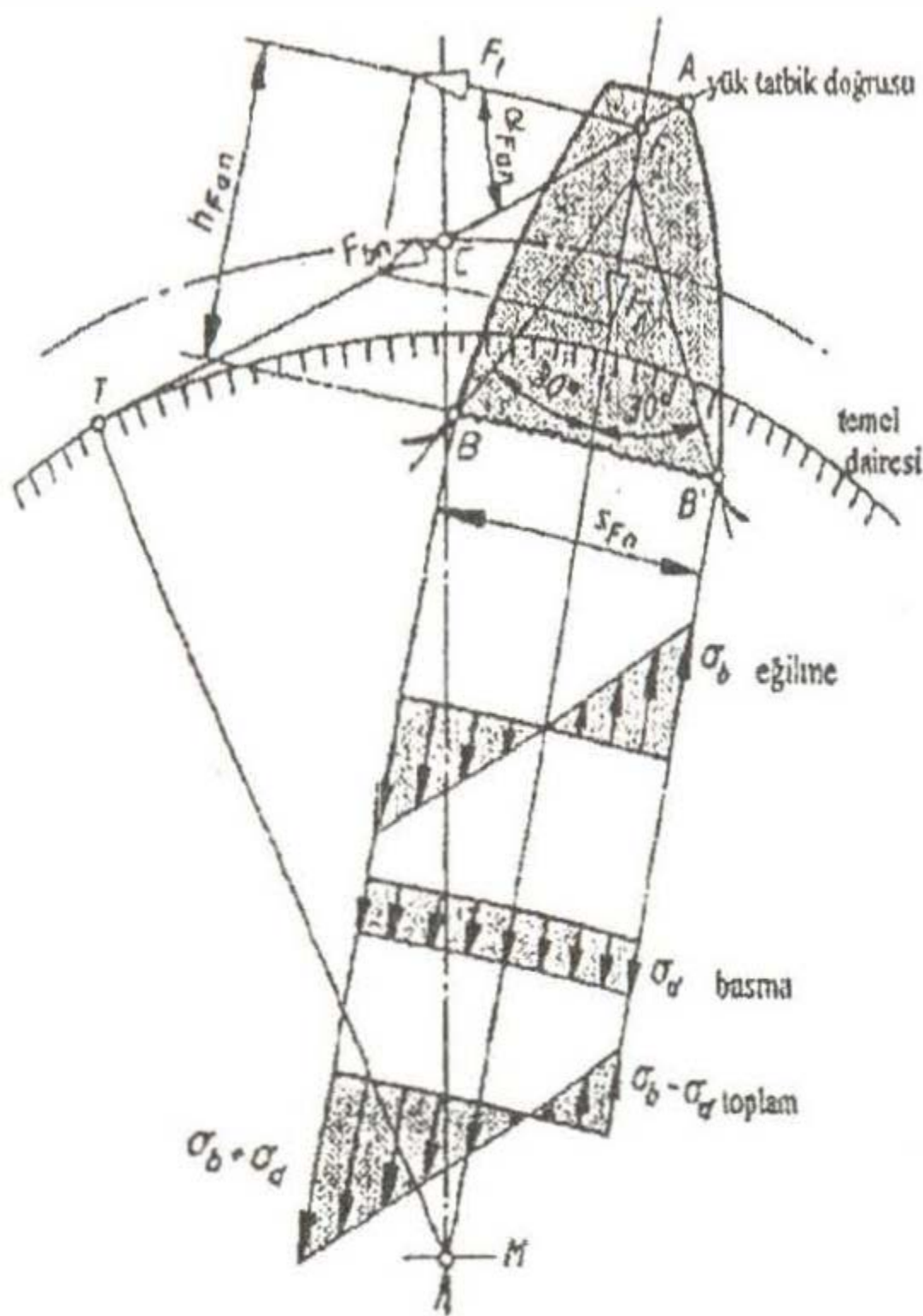
III. DİŞLİ ÇARKLARDA GERİLME ANALİZİ

Dişli çark boyutlarının tayininde gerekli ömür süresince herhangi bir hasarın meydana gelmesini önlemek için ortaya çıkan diş zorlamalarının mümkün olduğu kadar hassas bir şekilde bilinmesi gereklidir.

Eş çalışan dişlilerde en büyük gerilmeler diş tabanında olur ve kırılmalar bu bölgede meydana gelir. Yorulma özelliği taşıyan bu kırılmalar, çekme gerilmelerinin bulunduğu yerde bir çatlak ile başlar. Zamanla ilerler ve yükü taşıyamayacak hale gelince diş dibinde kopma olur.

Diş yüzeylerinin taşıma kabiliyeti; müsaade edilen diş yüzey basıncı ile belirlenir. Taşınabilecek basıncın aşılması halinde özellikle sertleştirilmemiş yüzeylerde ve tekil kavrama noktaları civarında, malzeme parçacıklarının kopması sonucu ufak çukurcuklar şeklinde hasar meydana gelir.

İlk defa 1892 de Lewis diş kökü mukavemetine ilişkin basitleştirici kabuller yaptı. Bu araştırmada Lewis ,dişlinin yüklenmesine ilişkin en kötü konumun tüm yükün kavrama halindeki tek dişli tarafından taşınması hali olan ilk kavrama noktası olduğunu ve dişin giriş olarak değerlendirilebileceğini varsaydı. Lewis yükün radyal bileşenini ihmal etmiştir[3].



Şekil 1. Dişlerin mukavemet hesabı

Fotoelastisite yöntemleriyle elde edilen sonuçlara göre eş çalışan dişlilerde en büyük gerilmeler diş tabanında meydana gelir ve kırılmalar bu bölgede olur. Yüklenmiş diş kökünde maksimum gerilmenin tespiti temas anında diş üzerine gelen yükün yönü, miktarı ve dişlinin şekliyle

değişkenlik göstermektedir. Temasın ilk noktasında, F_n diş yükü, F_r , radyal ve F_t teğetsel yük bileşenlerine ayrılmaktadır[4].

$$F_{tc} = F_{nc} \cos \alpha_b \quad (1)$$

$$F_{rc} = F_{nc} \sin \alpha_b \quad (2)$$

bu değerlerden yola çıkarak sırasıyla eğilme ve basma gerilmeleri σ_e , σ_b

$$\sigma_e = \frac{F_{tc} h_q}{bs_q^2 / 6} = \frac{6F_{nc} \cos \alpha_b h_q}{bs_q^2} \quad (3)$$

$$\sigma_b = \frac{F_{rc}}{bs_q} = \frac{F_{nc} \sin \alpha_b}{bs_q} \quad (4)$$

şeklinde hesaplanır. Burada h_q ; eğilme kolunu, s_q ; kırılma kesitini ve b ; diş genişliğini sembolize etmektedir.

Bu verilerden yola çıkarak toplam gerilme, σ_{top} aşağıdaki gibi hesaplanır. Toplam gerilme miktarı parçanın mukavemeti için, emniyet gerilmesinden, σ_{em} küçük olmalıdır.

$$\sigma_{top} = \sigma_e - \sigma_b \leq \sigma_{em} \quad (5)$$

IV. ANSYS PROGRAMININ UYGULANMASI

Dişli çark profilini tayin eden ampirik bağıntılardan sonra elemanlar modelinin tesisinde referans noktaları oluşturan bir program geliştirildi. Bu noktalar ANSYS ortamında değerlendirilerek model oluşturuldu.

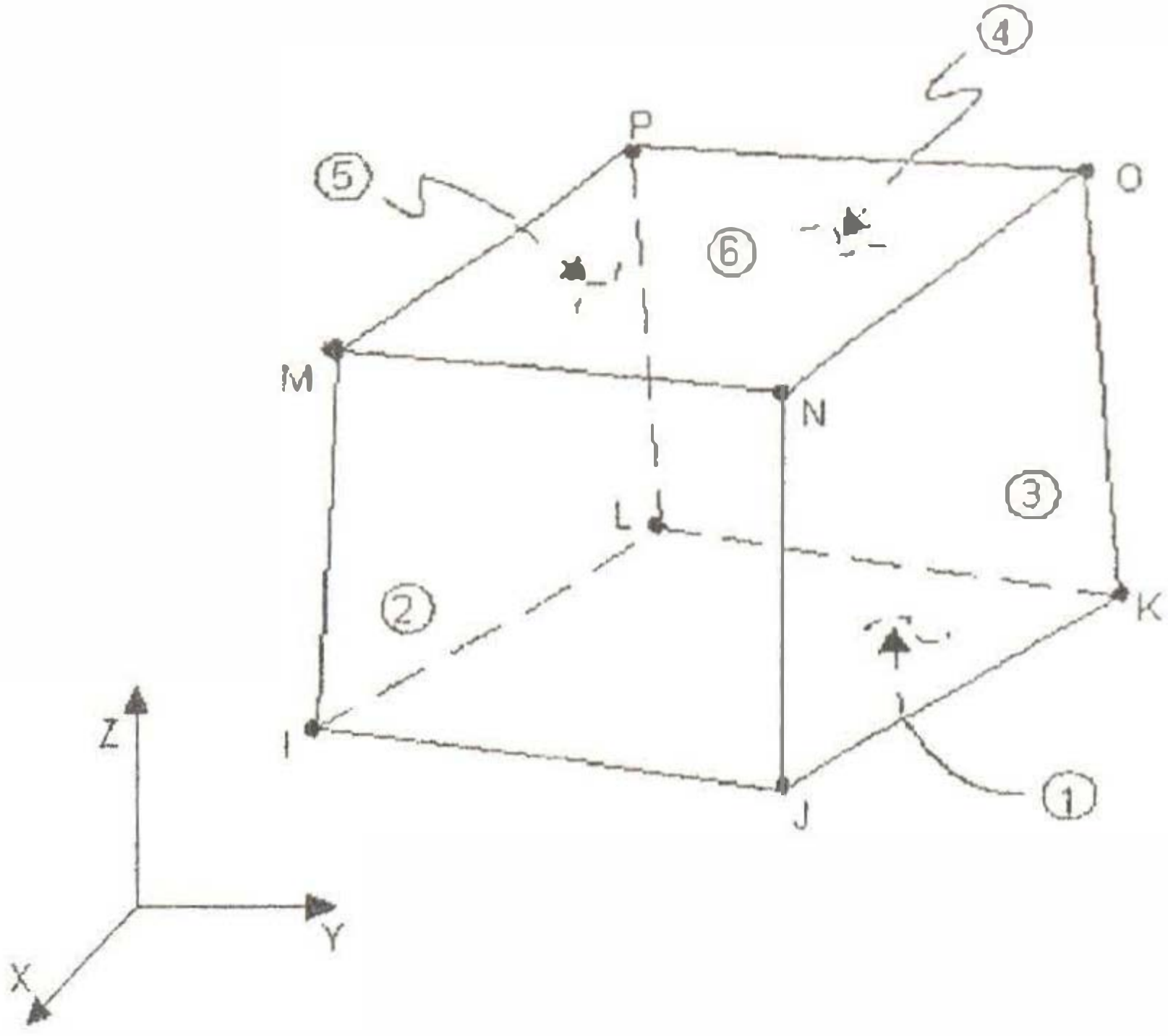
Bir dişli çarkta, diş kuvvetinin diş ucuna tam değerinde uygulanması en kötü haldir. Gerçekte kavrama oranına bağlı olarak dişli çiftleri arasında paylaşılır. Dişler yiv' paylaşımını sağlayacak hassasiyette imal edilmedikleri sürece diş kuvvetinin diş ucuna tam değerinde etki ettiği kabul edilebilir. Bu nedenle diş dibinde azami gerilmeyi sağlayan yük tatbik noktası diş ucudur[5].

IV. 1 Model Oluşturma

Bu çalışmada kullanılan dişli ilk olarak bir bilgisayar destekli tasarım programı olan Pro/ENGINEER da modellendi. Daha sonra model iges transfer dosya formatında ANSYS yazılımına aktarıldı. Kullanılan dişli çark malzemesine ait mekanik bilgiler aşağıda verilmiştir.

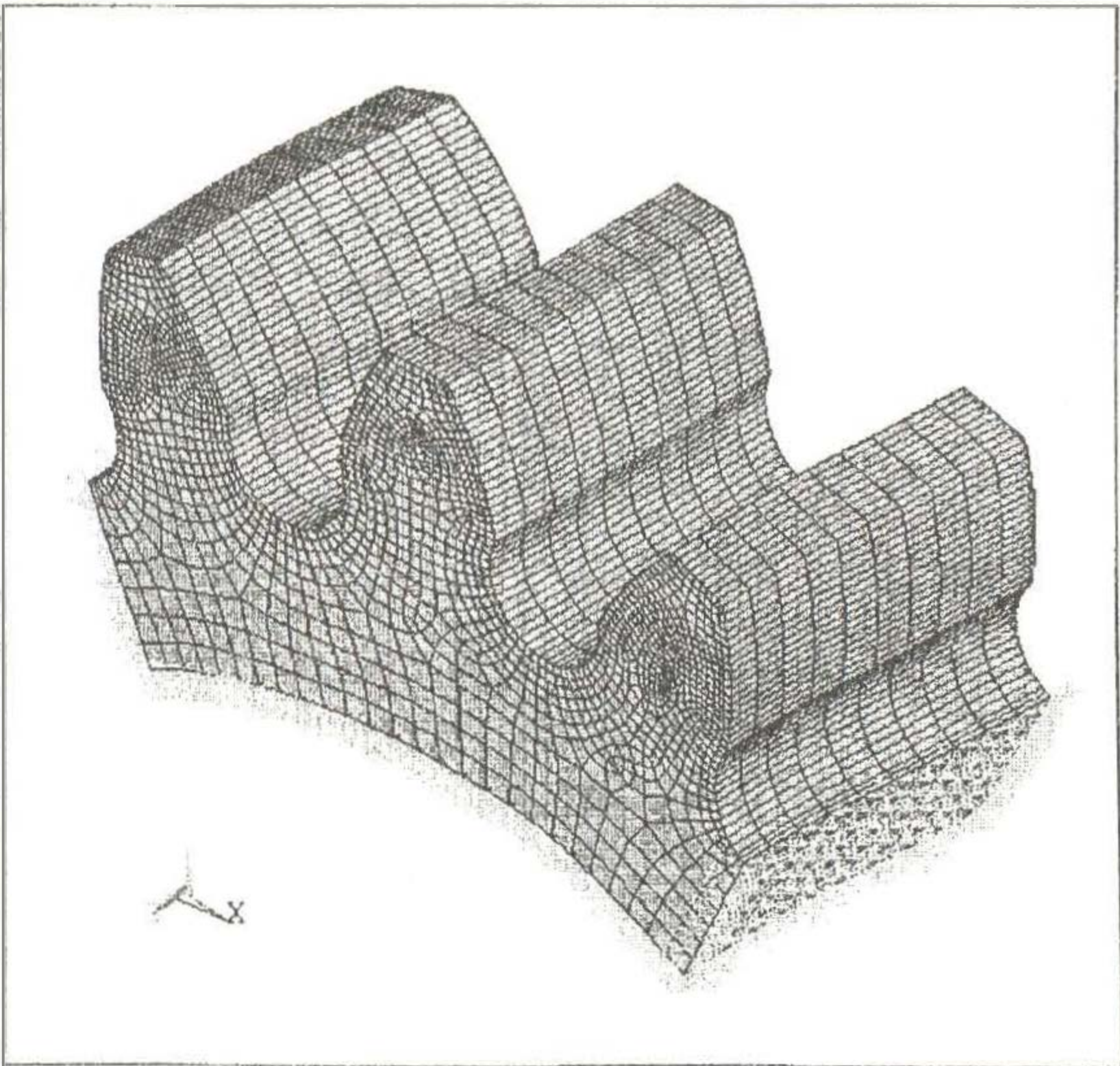
Malzeme : Sementasyon Çeliği
Sembol : 18CrNi8
 δ_{Kop} : $(1200-1450) \times 10^6 \text{ N/m}^2$
 δ_{Akma} : $800 \times 10^6 \text{ N/m}^2$
Elastisite Mod : $210 \times 10^6 \text{ N/m}^2$
Poisson Oranı : 0.3

ANSYS yazılımına aktarılan modelin elemanlara bölünmesi için 3 boyutlu, 6 yüzlü, 8 düğüm noktası ve her düğüm noktası için 3 serbestlik derecesine sahip olan (3D SOLID 186) katı eleman kullanıldı.



Şekil 2. Solid 186 Katı Eleman

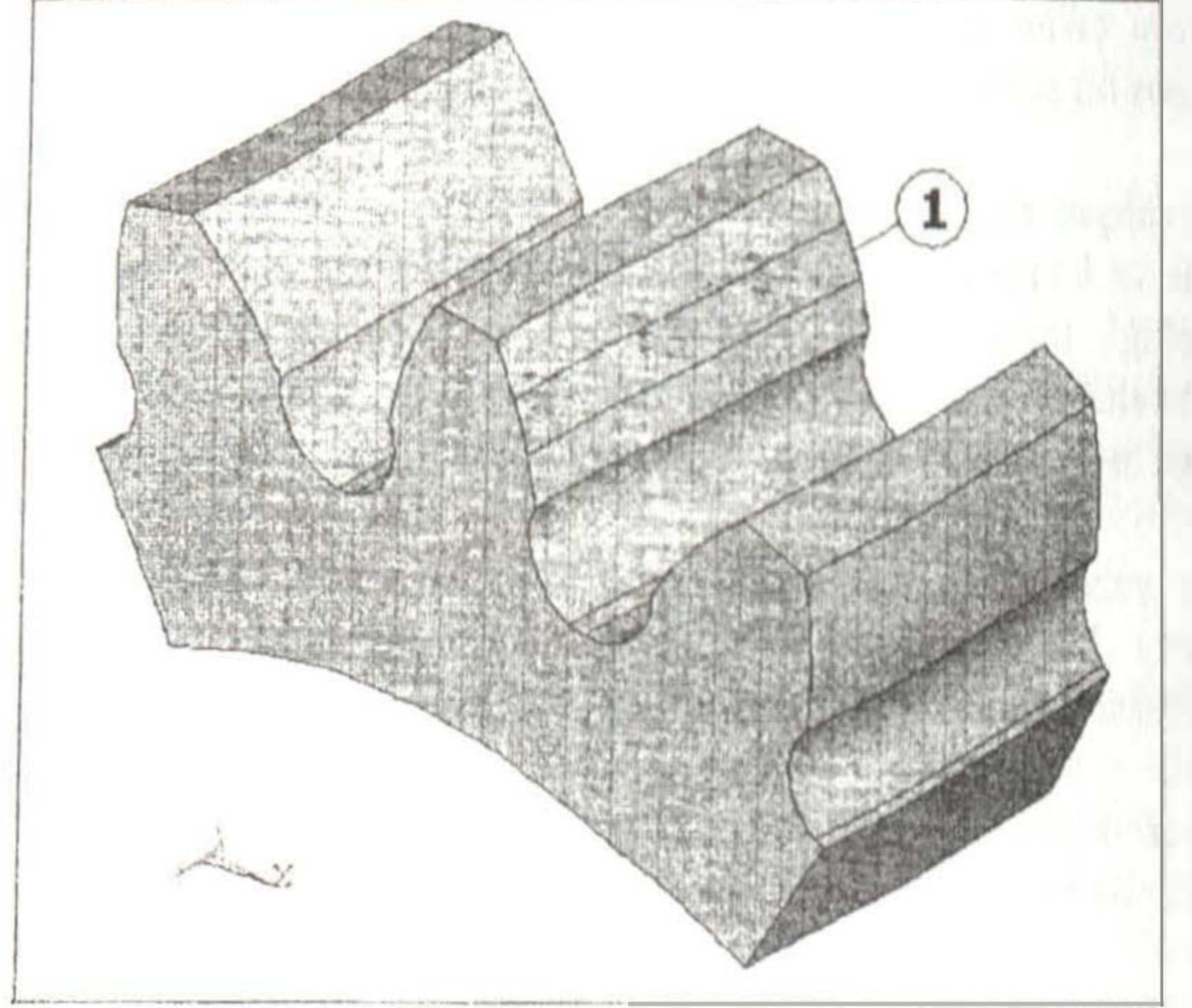
Sonlu elemanlar modeline uygulanan sınır şartları kinematik ve statik olarak ikiye ayrılır. Kinematik sınır şartları düğüm noktalarına tatbik edilen hareket kısıtlamalarıdır. Dişli modelinde, Şekil 3.' de görüldüğü gibi X, Y, Z eksenlerinde sabitlenmiştir



Şekil 3. Dişli çarka ait sonlu elemanlar modeli

Oluşturulan model, 18.051 adet eleman ve 26.368 adet düğüm noktasından oluşmaktadır.

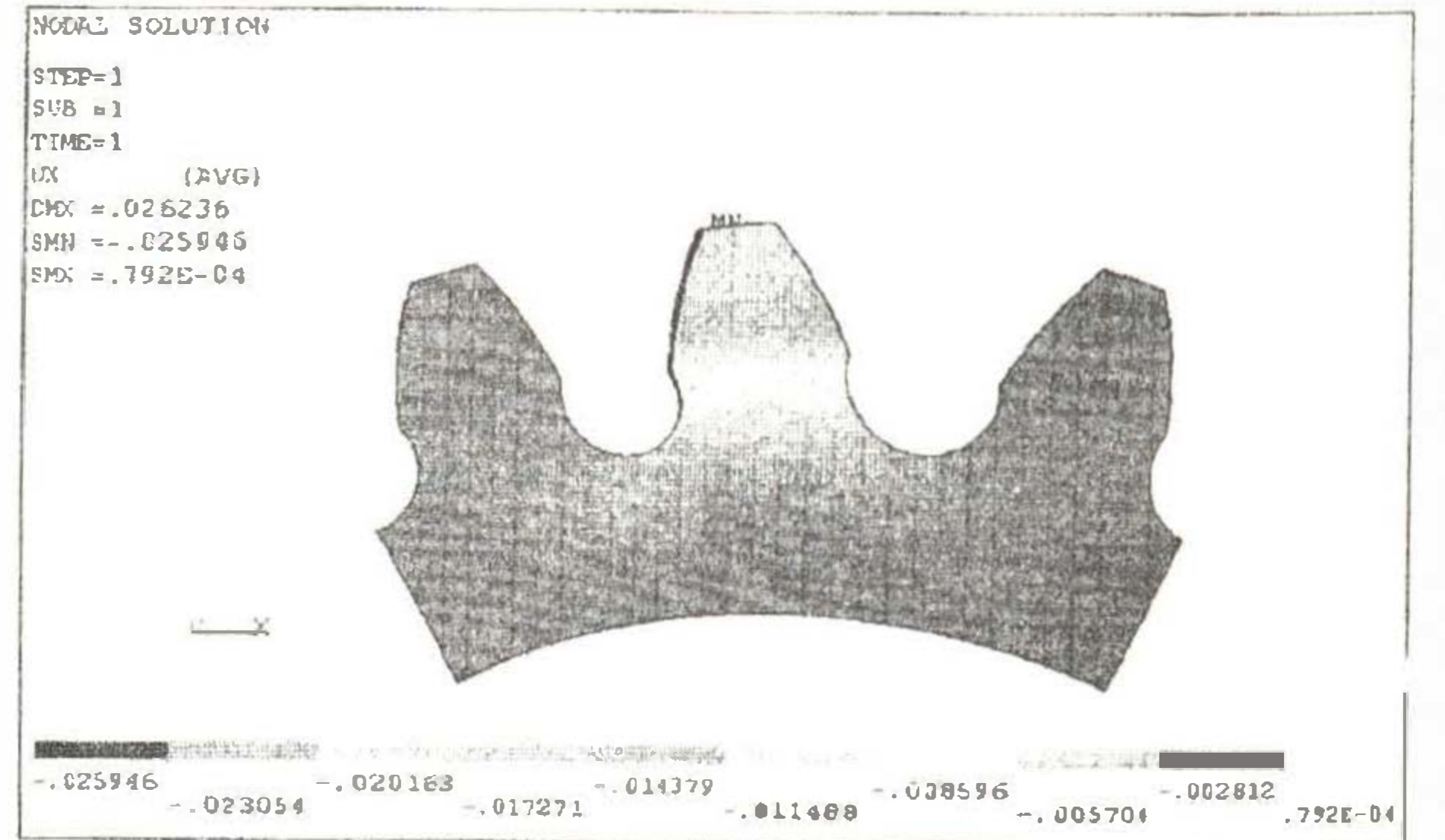
İki dişlinin birbirini en fazla yüzey temasıyla kavradığı durumu temsil etmesi amacıyla, Şekil 4.' de 1 numara ile gösterilen alan üzerine 400 N/mm^2 basınç uygulanmıştır.



Şekil 4. Dişli çarka ait yükleme durumu

V. SONUÇLAR ve YORUM

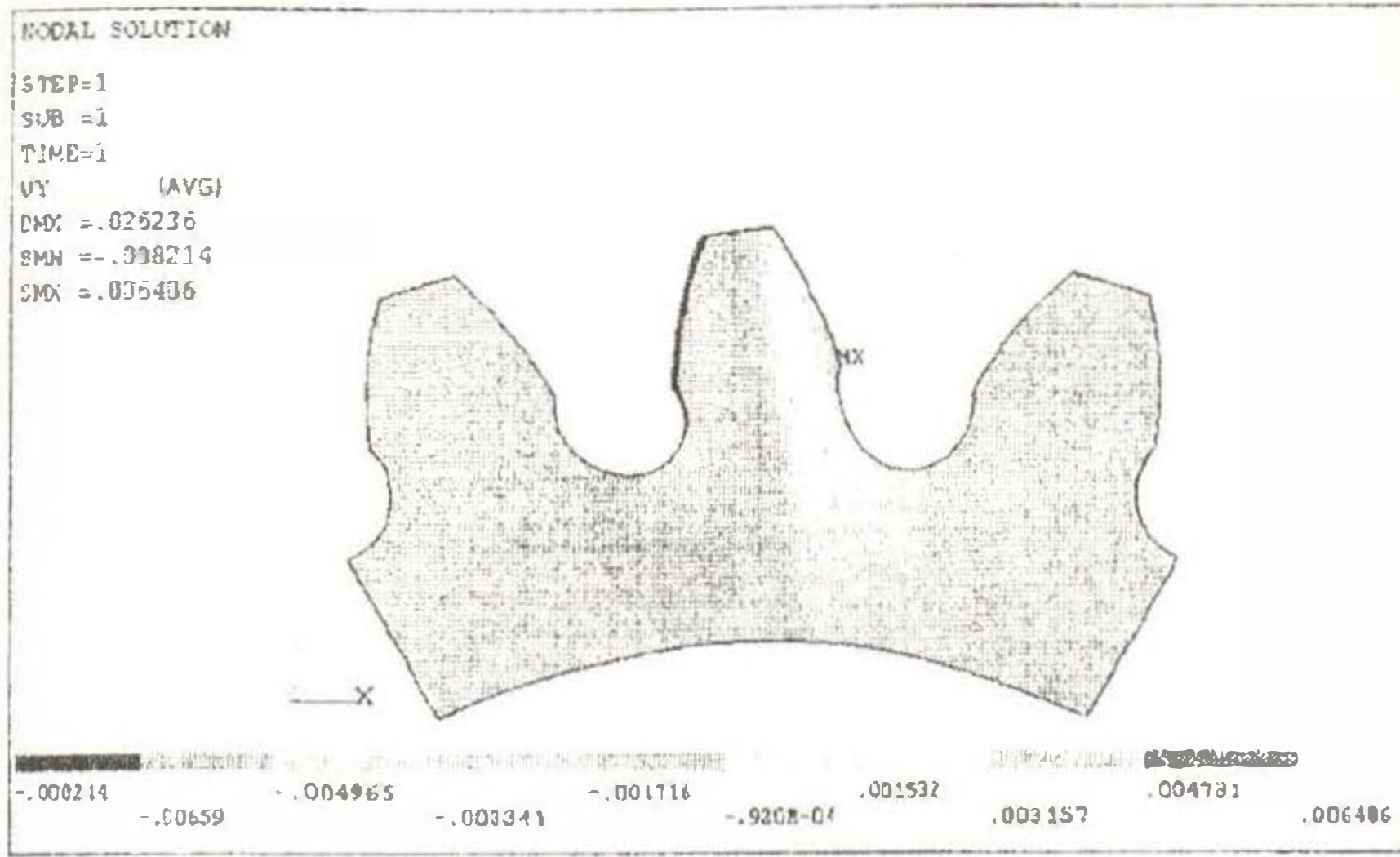
V.1 X Eksenini Boyunca Oluşan Yer Değişimi



Şekil 5. X Eksenini Boyunca Oluşan Yer Değişimi

Uygulanan basınç (400 N/mm^2) sonrasında X eksenini boyunca oluşan maksimum yer değişimi X eksenine göre ters (-) yönde 0.025946 mm dir.

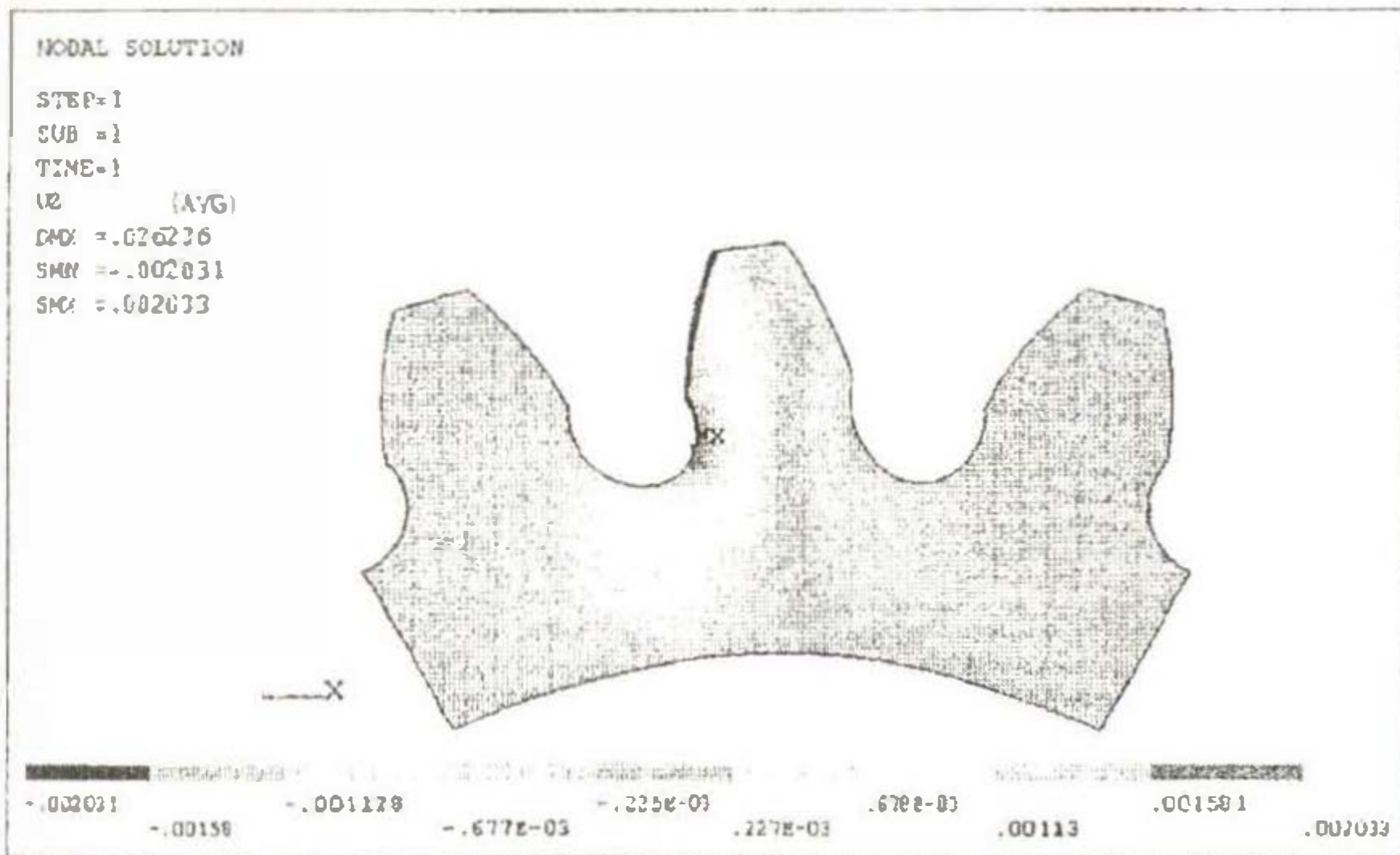
V. 2 Y Eksenine Boyunca Oluşan Yer Değişimi



Şekil 6. Y Eksenine Boyunca Oluşan Yer Değişimi

Uygulanan basınç (400 N/mm^2) sonrasında Y eksenine boyunca oluşan maksimum yer değiştirme Y eksenine ters (-) yönde 0.008214 mm dir.

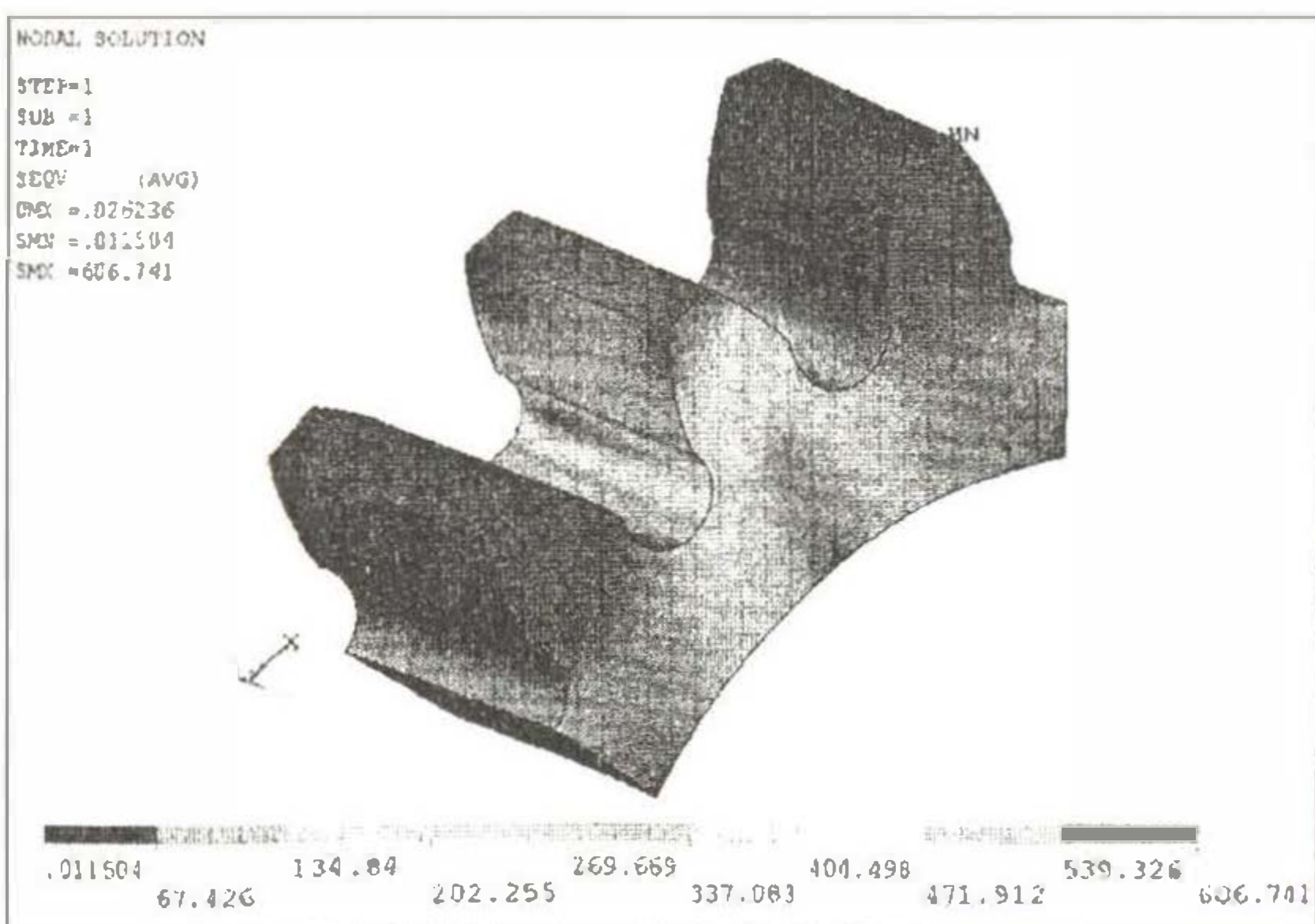
V. 3 Z Eksenine Boyunca Oluşan Yer Değişimi



Şekil 7. Z Eksenine Boyunca Oluşan Yer Değişimi

Uygulanan basınç (400 N/mm^2) sonrasında Y eksenine boyunca oluşan maksimum yer değiştirme 0.002033 mm dir.

V. 4 Eşdeğer Gerilme Dağılımı



Şekil 8. Eşdeğer Gerilme Dağılımı

Uygulanan basınç (400 N/mm^2) sonrasında oluşan maksimum gerilme değeri 606.741 N/mm^2 dir. (Şekil 8.)

Yapılan çözümler sonrasında maksimum yer değiştirmenin X ekseninde ve mm ' nin binde 2.5' u mertebesinde olduğu görüldü.

Model üzerinde ise oluşan maksimum gerilme malzemenin akma sınırı olan 800 N/mm^2 ' nin altında kaldı. Fakat burada dikkat edilmesi gereken konu dişli çarkın emniyetli çalışması için bir emniyet katsayısı belirlemektir. Emniyet katsayısı $S=1.25$ seçildi. Buna göre emniyetli gerilme sınırı $800/1.25=640 \text{ N/mm}^2$ dir. Çözümleme sonucunda oluşan 606.741 N/mm^2 ' nin 640 N/mm^2 ' den daha küçük olduğu için bu dişli emniyetli çalışır.

VI. SONUÇ

Yapılan çalışmada dişli çarklarda diş kökleri üzerindeki gerilmeleri hesaplamak amacıyla ANSYS sonlu elemanlar paket programı kullanılarak gerilme analizi yapıldı. Asal gerilmeler vasıtasıyla çeşitli kriterlere göre gerilme ve yer değiştirmeler saptandı ve dişlinin olması gereken değerler içinde kaldığı belirlendi.

ANSYS paket programı kullanılarak pratik ve hızlı çözümler elde edildiğinden, çalışmanın genişletilmesine ve değişik çap, diş sayısı, modül ve eğrilik yarıçapına sahip dişlilerin ele alınarak karşılaştırılmalı bir çalışma yapılmasına karar verildi.

KAYNAKLAR

- [1] AYDENİZ, A. İ. ; "Dişli Çark Mekanizmalarında Taksimat Hatasının Statik ve Dinamik Zorlanmaya Etkileri", Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bil. Enst., İstanbul, 2001
- [2] ÖZSOY, M. ; "TVS 2000 Yolcu Vagonlarının Bilgisayar Yardımıyla Yapısal Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bil. Enst., Sakarya, 1998.
- [3] ÖZER, H. ; "Düz Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bil. Enst., Sakarya, 1996.
- [4] AKKURT, M., "Makine elemanları", Birsan Yayınevi, 3. Cilt, İstanbul, 1982.
- [5] COLBOURNE, J.R., The Geometry of Involute Gears, Springer-Verlag, New Jersey, 1987.