

Yüksek kavrama oranlı dişli mekanizmalarında uç girişiminin statik zorlanmalara etkileri

Ali İmre AYDENİZ*, M.Sait YÜCENUR

İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Programı, 34469, Ayazağa, İstanbul

Özet

Mekanizmalardan beklenen çalışma hızı ve güç/ağırlık oranı her geçen gün artmaktadır. Özellikle redüktör gibi kimi ekipmanlarda bu istek sadece malzeme ya da tribolojik gelişmelerle değil aynı zamanda güç iletim sistemine ait tasarımının geliştirilmesi ile mümkün olabilmektedir. Bu amaca ulaşmak için kullanılan yöntemlerden biri Yüksek Kavrama Oranına (YKO) sahip dişli çark mekanizmalarından faydalanmaktır. Burada amaç, yükün daha fazla dış tarafından paylaşımı sonucu mekanizmada aşırı bir ağırlık artışı olmaksızın iletilen gücün artırılmasıdır. Dişli çark mekanizmalarında yüksek kavrama oranı, kavrama oranının 2'den büyük olması anlamına gelir. Bunun anlamı, mekanizmada her an için en az iki diş çiftinin temasta olmasıdır. Dişli çark mekanizmasının kendine özgü davranışını görebilmek için doğru olarak modellenmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu makalede dişli çarkların analizi için kullanılan model, Yücenur tarafından geliştirilen ve uç girişiminin etkisini de içeren bir modeldir. Uç girişimi olayı; diş çiftinin dişlinin çalışma şartlarından kaynaklanan yük altında elastik şekil değişimi ya da dişlerde bulunan hatalar nedeniyle diş çiftinin temasının kavrama kıtasının öncesinde başlaması ve dışında da sürmesidir. Modelde; dişlerde eğilme ve kayma deformasyonları, dişin gövdeye bağlandığı bölgelerdeki deformasyonlar ve temas bölgesi deformasyonları ayrı ayrı hesaplanmakta ve ilgili konum için dişin yaylanma sayısı bulunmaktadır. Uç temasının olduğu bölgelerde yaylanma sayısı için ayrıca hesap yapılmamakta, bu bölgeler için yaylanma sayısı değerleri iki uçtan lineer olarak ekstrapole edilmektedir. Bu makalede uç girişiminin yüksek kavrama oranlı dişli çark mekanizmasında statik zorlanmalara olan etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yüksek kavrama oranı, uç teması, dişli çark modeli.

*Yazışmaların yapılacağı yazar: Ali İmre AYDENİZ. aydenizal@itu.edu.tr; Tel: (212) 2931300/2587.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Konstrüksiyon ve İmalat Mühendisliği Programında tamamlanmış olan "Yüksek kavrama oranının düz alın dişli mekanizmalarında statik ve dinamik davranışa etkileri" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 12.01.2007 tarihinde dergiye ulaşmış, 05.11.2007 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 31.05.2009 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

Effects of off line of action contact on static behavior of the high contact ratio spur gear mechanism

Extended abstract

Expected performance and power to weight ratio of power transmission systems have been steadily increasing. Especially for the equipments like speed reducers, this requirement can be met only by improvement of power transmission design.

Another approach to meet this requirement is to use high contact ratio (HCR) gears. The purpose of using the HCR gears is distribution of the total load to more than one tooth pair; as a result, an increase in the power transmission capacity of the mechanism can be achieved without significant increase in mechanism weight. It is known that, single teeth load on the HCR spur gear is approximately 2/3 of the standard gear teeth for the same working condition. To this end, precise determination of the performance of gears in design phase is crucial. For gear mechanism situation is same. Unfortunately, there is no easy solution algorithm that is valid for the behavior of all gear mechanisms. For that reason, proper gear models are required to observe the specific behavior of each gear mechanism.

Although, the studies on gear mechanisms go back to the beginning of the 20th century, there are still some uncertainties even for the standard gears. One of them is premature contact of the teeth; due to heavy tooth load or pitch deviations, tooth pair can meet outside the theoretical first contact point (similarly, contact may continue outside of the last theoretical contact point due to same reasons). This action is known as off line of action contact or corner contact. Many researchers have been trying to adopt this phenomenon to their models, but they could not succeed. In this study, the model utilized for gears also includes the off line of action contact effect, developed by Yücenur and he also represented a paper that included the effect of corner contact to a standard gear mechanism. Author showed that especially for moderately and heavily loaded spur gears, there is a significant effect of corner contact and this effect can not be neglected. In the study, the effect of off line of action contact on the static behavior of a HCR spur gear mechanism has been examined. The load carrying

and related stress value for a gear which rotates at low speeds can be assumed as static.

HCR can be expressed as; spur gears which have contact ratio larger than two. For the standard spur gears, contact ratio is normally smaller than two. If the change of pressure angle having small effect on contact ratio is neglected, only possibility to achieve HCR is using the extended teeth. It is clear that, of course, these gears can be manufactured only by using special cutting tools; however, this increases the manufacturing cost. In this study, to examine the effect of HCR, mechanisms having extended teeth (namely, mechanisms have HCR) are compared with standard mechanism; both mechanisms have involute teeth. Special efforts have been performed to select mechanisms that have the same characteristic values (such as the same module, the same pressure angle, and the same pitch circle). In this way, objective comparisons can be achieved. In this study, associated gear models are prepared with the aid of a computer program. Analyses are performed for many mechanisms. Then, the results are compared with each other on the same ground. In the analyses, all teeth are assumed to be geometrically perfect.

At the end of the study, it is observed that real contact ratio slightly greater than the theoretical contact ratio due to the effect of off line of action. This effect is related with the working condition (transmitted power), and when the tooth load increases, the contact ratio also increases. Hence, it is shown that HCR can be achieved without excessive extension of the addendum circle radius value. In the study, in order to make a reliable comparison, the mechanism with real contact ratio is equal to 2 is also investigated and this mechanism is also compared with the others. In the analyzed examples, it is found that HCR mechanisms have the static tooth load value less than almost 1 / 3 of the standard mechanism value. It is also observed that bending stress at the root of both HCR gear and pinion teeth are reduced as the same degree of the load value. On the other hand, at the point of Hertzian stress, no significant advantages of HCR mechanism have been observed. In some applications, on the other hand, this stress values are slightly greater than those of the standard gears.

Keywords: High Contact Ratio (HCR), off line of action, spur gear model.

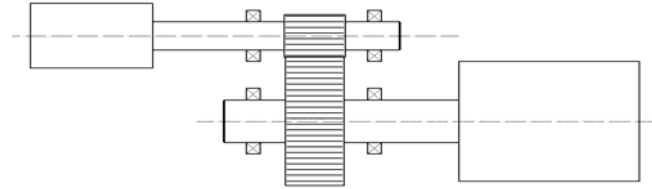
Giriş

Dişli çark mekanizmaları en geniş kullanım alanı olan, gerek iletilen güç gerekse ulaşılabilen çevre hızları bakımından da mekanizmalar içinde özel bir yeri olan mekanizmalardır. Dişli çark mekanizmalarının modellenmesi ile ilgili çalışmalar oldukça eskiye dayansa da, günümüzde bile dişli çarkların davranışları hakkında hala önemli belirsizlikler mevcuttur. Bu belirsizlikten biri de dişli çiftlerinin teorik kavrama kıtası dışında gerçekleşen temaslardır. Dişli çark mekanizmalarında, dişte yük altında meydana gelen şekil değişimleri sonucu ya da birikmiş taksimat hataları nedeniyle diş çiftleri teorik olarak beklenen noktadan önce temasa geçebilirler. Kavramadan çıkışta da benzer şekilde dişler teorik olarak beklenen noktadan daha geç ayrılabilirler. Bu olay uç girişimi olarak adlandırılır. Uç girişiminin etkisi daha önce birkaç araştırmacı tarafından hesaba katmaya çalışılmış ancak başarısız olmuştur. Uç girişimini hesaba katabilen ilk model Dr. Yücenur tarafından geliştirilmiş ve araştırmacı tarafından konu hakkında ayrıntılı eserler yayımlanmıştır (Yücenur, 1999). Yücenur ve Didari (1996) makalelerinde uç girişiminin hesaba nasıl katılabileceği gösterildikten sonra, düşük kavrama oranına (kavrama oranı 2'nin altında) sahip dişli çark mekanizmalarında, özellikle ağır çalışma şartları altında, uç girişiminin dişlinin statik ve dinamik davranışına ihmal edilemeyecek etkisi olduğunu gösterilmiştir. Dişli mekanizmalarında Yüksek Kavrama Oranı (YKO), kavrama oranının 2'den büyük olması anlamına gelir. Bu, mekanizmada her an için en az iki diş çiftinin temasta olması demektir. YKO dişlilerin tek bir dişine gelen kuvvet, aynı şartlarda standart dişliye gelenin 2/3'ü kadardır (Cornell ve Westerwelt, 1978). Dişe ait gerilme değerleri için de benzer durum söz konusudur (Elkholy, 1985). Hertz Basıncında ise büyük bir değişim yoktur (Mohanty, 2002). YKO dişliler daha sükunetli bir dinamik davranış gösterirler (Leming, 1990). İmalat kavrama açısının büyütülmesinin kavrama oranının artışıdaki küçük etkisi bir yana bırakılırsa, düz alın dişli mekanizmalarında yüksek kavrama oranı elde etmenin tek yolu daha uzun dişleri olan dişlileri kullanmaktır (Dudley, 1994). Diş başı yüksekliği arttırılmış kesici takımlarla imal

edilmiş dişlilerde dişin hem diş başı yüksekliği hem de diş dibi derinliği aynı miktarda artacak ve yüksek kavrama oranlı mekanizmalar elde edilebilecektir (Lemanski, 1990). Makalede sunulan bilgiler bu yöntem kullanılarak yüksek kavrama oranı elde edilen dişli çark mekanizması ile ilgilidir. Analizi yapılan dişli mekanizmalarının, geometrik olarak mükemmel, hatasız mekanizmalar oldukları varsayılmıştır. Yüksek kavrama oranının etkisinin daha iyi anlaşılabilmesi için önce standart dişlere sahip dişli mekanizması ele alınmış ve bu mekanizmanın dişleri uzatılmış olarak imal edilen YKO oranına sahip benzeri için analizler tekrarlanmıştır. Kıyaslanan mekanizmalarda modül ve diş sayısı (taksimat daireleri, eksenler arası mesafe) değerlerinde herhangi bir değişiklik olmamasına özen gösterilmiştir. Bu şekilde daha sağlıklı mukayeselerin yapılması amaçlanmıştır.

Model

En basit şekildeki düz alın dişli çark dişli mekanizması döndüren ve döndürülen taraflarla birlikte Şekil 1 gibi olacaktır. Mekanizmayla ilgili statik model ve bu modele dayanan çözümler aşağıdaki sorulara cevap vermelidir;



Şekil 1 Tek kademeli bir alın dişli çark mekanizması

* Sistemdeki eylemsizlik kuvvetleri ihmal edildiği takdirde mekanizmaya, döndüren ve döndürülen taraflardan etkileyen döndürme momentleri bilindiğinde temasta olan diş çiftlerine gelen yayılı yüklerin bileşkesi olan kuvvetin bulunması. Bu bileşke kuvvet diş normal kuvveti olarak bilinir. Momentler ve dişlilerin boyutları bilindiği takdirde normal kuvvetin bileşenleri kolaylıkla hesaplanabilir.

* Toplam normal kuvvetin temastaki diş çiftleri arasında paylaşımı ve bu paylaşım sonunda diş

çiftine isabet eden payın dişlerde ortaya çıkardığı zorlanmaların belirlenmesi.

Gerçek bir dişli çark mekanizmasında problemin bu bölümü oldukça karmaşıktır. Bir dişe gelen yayılı yükte genişlik boyunca az veya çok bir düzgünlük söz konusudur. Bu durumun nedenleri olarak; dişlilerde mevcut olan ve genel olarak tesadüfi karakter gösteren imalat hataları, dişliler dışındaki mil, yatak, taşıyıcı gövde gibi elemanlarda imalat toleransları dahilindeki form hataları, yüklenmiş mekanizmada ortaya çıkan ve yük dağılımı düzgünlüğüne neden olan elastik şekil değişimleri sayılabilir.

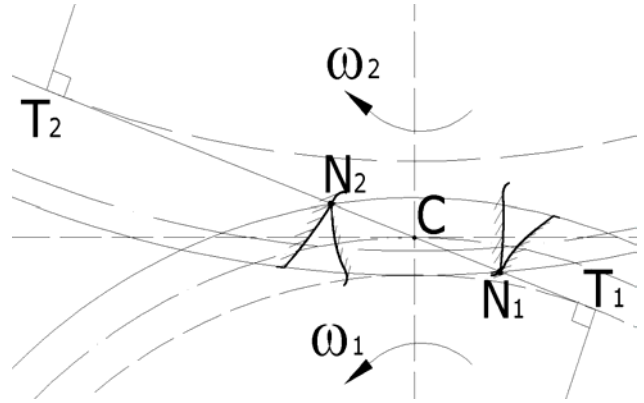
Diş genişliği boyunca yük dağılımındaki düzgünlük durumunda dişi düz dişlilerde bile artık bir kiriş olarak düşünmek mümkün değildir. Plak olarak modellenmesi gerekir. Bu genel durum için modelleme yapılabilirse bile ortaya çıkacak hesap yükü günümüzdeki yüksek hızlı bilgisayarlar için bile çok büyüktür. Mekanizmada dişlerin genişlik boyunca düzgün olarak yüklendikleri varsayımı ile problem nispeten basitleşir ve statik çözüm mümkün olur. Çok yavaş dönen bir mekanizmadaki kuvvet ve zorlanma durumu pratik olarak statik varsayılabilir.

Uç girişimi ve modele yansıtılması

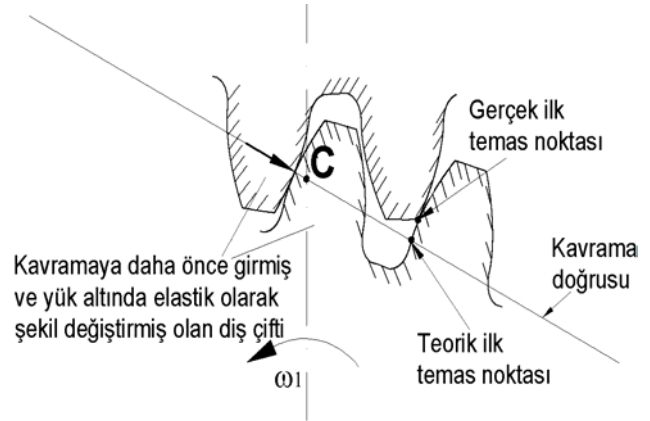
İdeal geometriye sahip yani sapmaları olmayan bir evolvent profilli dişli çark mekanizmasında yüksüz halde kavrama, kavrama doğrusu denilen temel dairelerin ortak teğeti üzerinde olacaktır (Şekil 2). N_1 ve N_2 noktaları bu ideal durum için sırasıyla teorik ilk ve son temas noktalarıdır. Gerçek mekanizmalarda iki farklı nedenle ilk temas noktası teorik ilk temas noktasından önce, kavrama doğrusunun dışında gerçekleşebilir. Aynı şekilde son temas noktası da teorik son temas noktasının ilerisine, kavrama doğrusu dışında bir noktaya doğru kayabilir. Bu durumun iki farklı nedeninden birisi kavramada bulunan diğer diş çiftlerinin yük altında elastik şekil değiştirmeleri, diğeri ise ardışık diş çiftlerinde mevcut birikmiş taksimat hatası farkıdır. Bu iki durum aşağıda açıklanacaktır.

Şekil 3'te kavrama oranı 1 ile 2 arasında bulunan bir düz dişli çark mekanizmasında elastik şekil

değişimi nedeniyle oluşan uç teması şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2. Evolvent profilli bir dişli çarka ait teorik ilk ve son temas noktaları



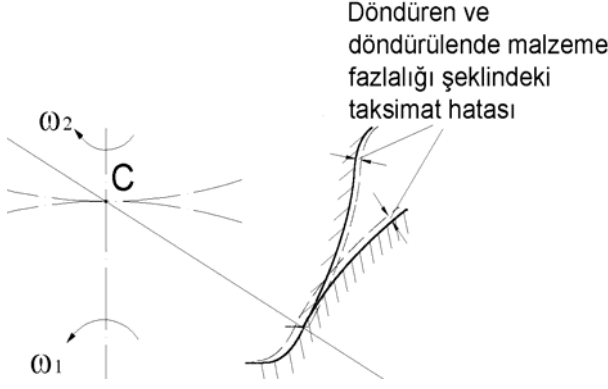
Şekil 3. Kavramaya giriş sırasında diş çiftinin elastik şekil değişimiyle oluşan uç teması

Kavramadan çıkış sırasında da geriden gelen diş çiftindeki elastik şekil değişimi nedeniyle ayrılmada bir gecikme ve uç teması olacaktır.

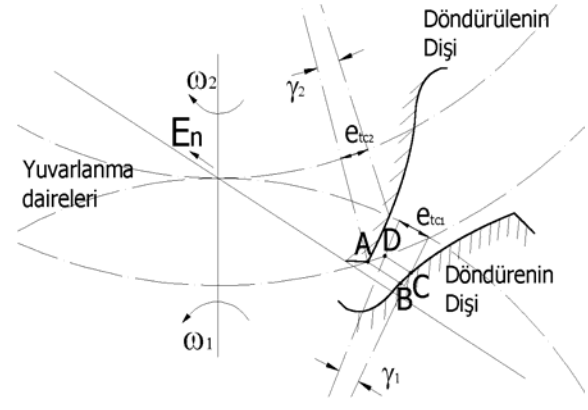
Temas noktasında pozitif yani malzeme fazlalığı şeklindeki taksimat hataları da uç temasına neden olur (Şekil 4). Profilin uç ve kök bölgesinde malzeme fazlalığı şeklindeki profil hataları da taksimat hatası gibi etki yapar.

Uç teması bölgesinde bir eğri yüzeyin bir köşe (uç) ile teması söz konusudur.

Geometrik olarak hatasız dişli çark çifti için yüksüz halde teorik ilk temas noktası öncesinde bir temas söz konusu değildir. Bu durum için uç



Şekil 4 Uç temasının nedeni olarak taksimat hataları



Şekil 5 Teorik kavrama noktasından önce olan uç teması

temasının gerçekleşebileceği bölge kavrama kıtasının bir uzantısı olarak düşünüldüğünde bu bölgede teması engelleyen bir malzeme eksikliği (negatif profil hatası) olduğu düşünülebilir. Uç teması bölgesi kavrama kıtasının her iki ucuna eklenecek bölümlere indirildiğinde bu bölgedeki muhtemel her temas için kavrama doğrusunun uzantıları üzerinde bir eşdeğer konum ve bu konuma karşılık bir negatif profil hatası tanımlanabilir. Bu hata, profil ve taksimat hataları da yüksüz durum için tanımlandığından her bir diş yüzeyi eşleşmesi için elde edilecek bileşke hata eğrilerinin ucuna profil hatası olarak eklenebilir. Uç girişiminin olabileceği bölge için yukarıda açıklanan negatif hatanın hesaplanması için, yüklenmemiş mekanizmadaki konumları hemen teorik ilk temas öncesinde gösteren Şekil 5 dikkate alındığında henüz teması olmayan bu iki diş, mekanizma yüklendiğinde kavramaya önceden girmiş diş çifti ya da çiftlerindeki elastik değişimleri sonucu temasa geçebilir. Döndürenin üzerindeki bir nokta (C noktası) bu dişliye ait kavramadaki dişlerin elastik şekil değişimi sonucu γ_1 açısını tarayarak D noktasına gelir. Benzer şekilde döndürülenin dişinin ucu olan A noktası γ_2 açısını tarayarak D noktasına gelir ve uç teması gerçekleşir. Bu hareketlerin yuvarlanma doğrusu üzerindeki karşılıkları yay uzunlukları olarak e_{tc1} ve e_{tc2} 'dir.

Bu durumda, yuvarlanma daireleri üzerine indirgenmiş olarak aranan uç girişimi bölgesinde o konuma ait profil hatası olur.

$$e_{tc} = -(r_{w1} \cdot \gamma_1 + r_{w2} \cdot \gamma_2) = -(e_{tc1} + e_{tc2}) \quad (1)$$

Bunun diş normalleri doğrultusundaki karşılığı (kavrama doğrusu istikametindeki karşılığı) ise şu şekilde

$$e_{nc} = e_{tc} \cdot \cos \alpha_w \quad (2)$$

olacaktır. α_w , eş çalışma kavrama açısıdır. Model esas alınarak yazılmış olan programda önceden kavramaya girmiş olan ilerdeki dişlerin kendi konumlarındaki elastik şekil değişimleri dikkate alınarak e_{tc1} ve e_{tc2} paylaşımı hesaplanmaktadır. Şekil 5'deki B, D ve C noktalarının konumları evolvent geometrisi ile hesaplanabilmektedir. Hesaplarda birkaç adımlık iterasyon gerekmektedir.

İlginç bir sonuç olarak normal doğrultudaki hata olan e_{nc} değeri, şekildeki AB doğru parçasının uzunluğuna çok yakın çıkmaktadır. Aradaki fark %2'nin altındadır. Buradan uç girişimi hatasının elastik şekil değişimleri dikkate alınmadan da AB doğru parçasının uzunluğu esas alınarak bulunabileceği sonucu çıkar. Şekil 5'de abartılarak uzak çizilmiş iki dişin bu bölgede çok yakın olduğu düşünüldüğünde bu durum anlaşılabilir (Yücenur ve Didari, 1996).

Hesaplanan negatif hatanın hangi konuma ait olduğu diş ucu olan A noktasının teorik ilk temas noktasına gelmesi için gerekli dönme dikkate alınarak kolaylıkla hesaplanabilir. Diş çiftinin kavramadan ayrılması sırasındaki durum da kavramaya giriştekinin tıpa tıp benzeridir. Bu bölgeye ait negatif profil hataları da aynı şekilde

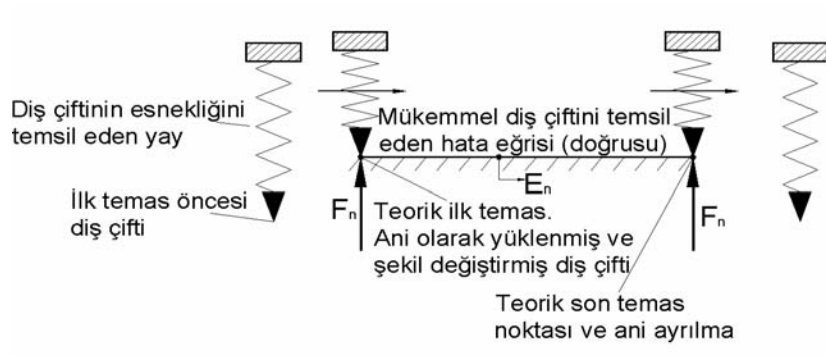
hesaplanır. Hesaplar yeteri kadar konum için yapıldığında bu bölgelerdeki durumu belirleyen eğriler oluşturulabilir. Temasın teorik temas noktalarından farklı olması, gerçek kavrama oranının teorik kavrama oranından da bir miktar büyük olması sonucunu doğurur.

Profil hatası olmayan, geometrik olarak mükemmel iki dişliden oluşan mekanizmada, herhangi bir diş yüzeyi çifti için uç teması dikkate alınmadan ilk temas ve son temas durumu Şekil 6'daki gibi olacaktır. İlk temasta dişin ani olarak yüklendiği ve şekil değiştirdiği varsayımının fiziksel olarak ne kadar anlamlı olduğu tartışılabilir.

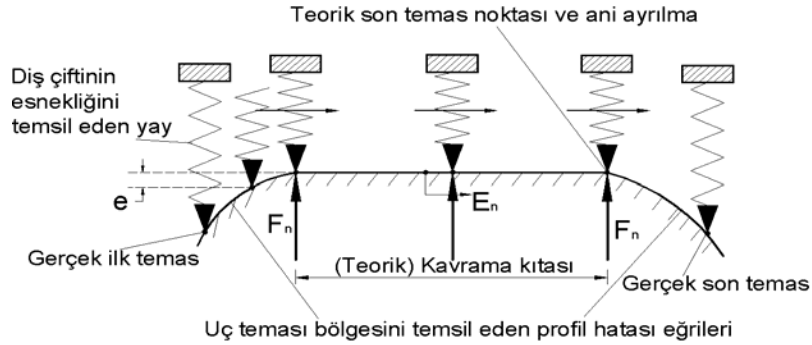
Uç teması dikkate alındığındaki durum Şekil 7'deki gibidir. Yükleme ve boşalmanın tedricen olduğu görülecektir. Şekillerdeki E_n , temas noktasının eksantrikliğidir. Kavrama kıtasında gerçekleşen bu artış Şekil 8'de görülmektedir.

Problemi normal ve teğetsel doğrultuya indirgeme ve referans doğrusu

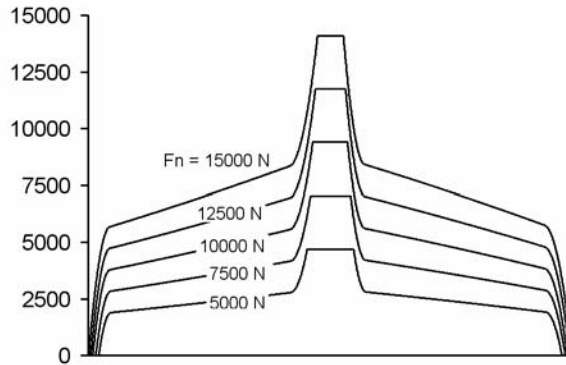
Evolvent profilli bir dişli çark mekanizmasında iki ardışık diş çiftinin temas noktaları arasındaki uzaklık kavrama doğrusu üzerinde yani diş normaleri doğrultusunda olmak üzere temel daire taksimatına eşittir ve buna bazen kavrama taksimatı da denir. Diş çiftleri kavrama doğrusu üzer-



Şekil 6. Uç teması dikkate alınmadan kavramaya giriş ve çıkış

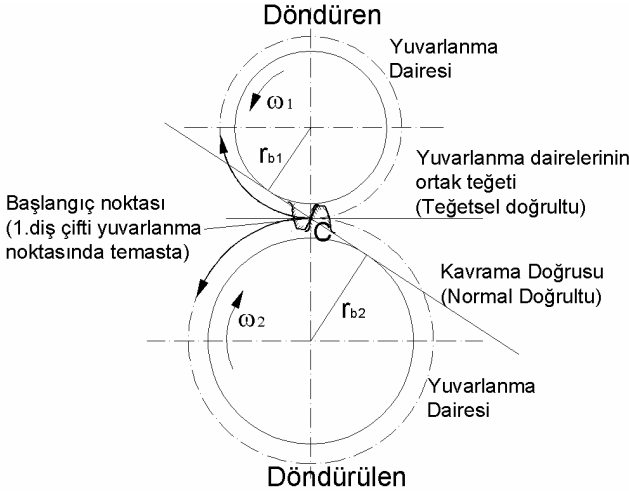


Şekil 7. Uç teması dikkate alındığında ilk ve son temas durumu



Şekil 8. Uç girişimi ve diş çiftine gelen kuvvetin etkisiyle kavrama kıtasının değişimi

rinde (Şekil 9) V_b hızı ile kayıyor gibi düşünülebilir ve ilgili model oluşturulabilir. V_b , temel daireler üzerindeki çevre hızıdır. Diş çifti esneklikleri, geometrik hatalar ve diş temas kuvvetleri bu doğrultu için tanımlanır veya hesaplanır. Bu durum ilgili literatürde (Yücenur ve Didari, 1996) tercih edilen yoldur.



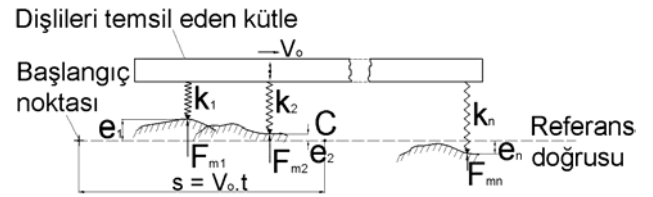
Şekil 9 Normal ve teğetsel doğrultular

Problemi yuvarlanma daireleri üzerine indirge-
mek ve bu doğrultudaki büyüklükleri kullanmak
da mümkündür. Bu durumda iki ardışık temas
noktası arasındaki uzaklık yuvarlanma taksimatı
olan p_w 'ye eşit olacaktır. 0- ve V-0 mekanizmalar
için $p_w=p$ ve $\alpha_w=\alpha_o$ olur. Diş temas kuvveti için
de teğetsel bileşenler kullanılacaktır. Problem, bir
şekilde yuvarlanma dairelerinin ortak teğeti olan
doğru üzerine indirgenmiş gibidir. Bu nedenle
böyle bir modele teğetsel model denilebilir. Böy-
le bir model evolvent profilli olsun veya olmasın
her türlü mekanizma için genel bir model olacaktı-
r. Şüphesiz, evolvent profilli bir dişli çark me-
kanizmasında sonuçları itibari ile teğetsel ve
normal model arasında hiçbir fark yoktur. Nor-
mal ve teğetsel büyüklükler cinsinden, temas
noktası eksantrikliği diş çiftinin yaylanma sayısı
ve noktasındaki anlık geometrik hata arasında:

$$\left. \begin{aligned} E_t &= E_n \cdot \cos \alpha_w \\ k_t &= k_n \cdot \cos^2 \alpha_w \\ e_t &= e_n / \cos \alpha_w \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ilişkileri yazılabilir.

Geometrik olarak mükemmel ve mutlak rijit
(veya elastik olduğu halde yüklenmemiş) dişli-
ler için yuvarlanma noktası olan C noktası, yu-
varlanma daireleri üzerinde $V = \omega_1 \cdot r_{w1} = \omega_2 \cdot r_{w2}$
hızı ile düzgün bir şekilde hareket edecektir. Bir
başlangıç noktası seçilirse o anda temasta olan
diş çiftlerinin temas noktalarının eksantriklikleri
(konumları) ve bunların teğetsel karşılıkları he-
saplanabilir. Dişlilerde elastik şekil değişimleri
ve geometrik hatalar sonucunda ideal konumdan
sapmalar şeklinde statik transmisyon hataları,
ideal hareket doğrultusundaki bu hareketin ko-
numu üzerine binmiş olarak düşünülebilir. İdeal
konum ve hareket üzerine binmiş olan bu bile-
şenler bir lineer eşdeğer modelde, hareket yolu-
na dik doğrultuda gösterilebilir (Şekil 10). Ör-
nek olarak, teğetsel model kullanılırsa belirli bir
t anında yuvarlanma noktasının (C'nin) referans
doğrusu üzerinde başlangıca uzaklığı $s=V_o \cdot t$
olur. V_o , ideal hareketin çevre hızıdır. O anda
temasta olan n adet diş çiftinin yuvarlanma nok-
tasına uzaklıkları olan teğetsel eksantriklikler
(E_t 'ler) hesaplanabilir. e_1, e_2, \dots ve e_n değerleri o
andaki temas noktalarında malzeme fazlalılığı
şeklindeki geometrik sapmalardır. Temas nokta-
sı referans doğrusunun altında ise hata negatif
olacak yani malzeme eksikliği söz konusu ola-
caktır. F_{m1}, F_{m2}, \dots ve F_{mn} kuvvetleri o anda
temas eden diş çiftlerine ait temas kuvvetlerinin
teğetsel bileşenleridir.



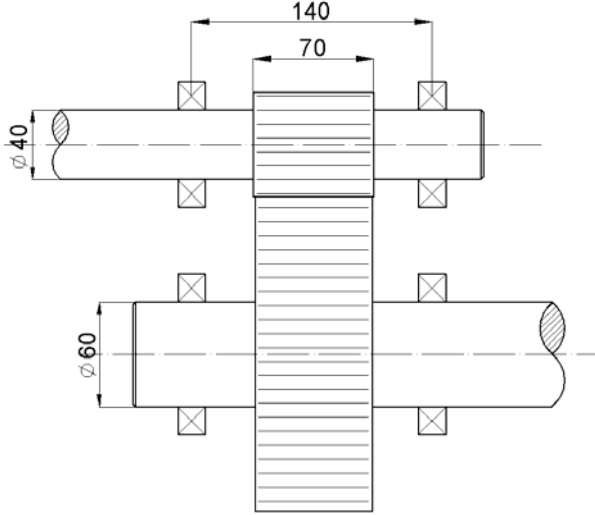
Şekil 10. Doğrusal model

Analizi yapılan mekanizma

Eserde analizi yapılan mekanizma şematik olarak
Şekil 11'de gösterilmiştir.

Şekil 11'den de anlaşılacağı üzere analizi yapılan
mekanizma tek kademeli bir düz alın dişli çark
mekanizmasıdır.

Bu mekanizmaya ait önemli büyüklükler ise Tab-
lo 1'de verilmektedir.



Şekil 11. Analizi yapılan mekanizma

Tablo 1 Mekanizmaya ait temel büyüklükler

	Pinyon	Çark
Diş Sayısı	24	72
Modül [mm]	2.5	2.5
Kavrama Açısı	20°	20°
Kütle [kg]	1.544	13.894
Atalet Momenti [kg.mm ²]	832	56960
Milin Yaylanma Sayısı [N/mm]	461622	2336960

Uç girişiminin YKO mekanizmaların statik durumuna etkilerinin anlaşılabilmesi için bu özelliğe sahip mekanizmalar düşük kavrama oranlı mekanizma ile aynı çalışma şartlarında kıyaslanmıştır. Bu kıyaslanmanın daha iyi yapılabilmesi için birbirinden az veya çok farklı üç değişik durum dikkate alınmıştır. Bunlar Mekanizma A, B C ve D olarak adlandırılmışlardır.

Mekanizma A'da düşük kavrama oranına sahip standart mekanizma uç girişimi ihmal edilerek incelenmiştir. Mekanizma A'ya ait kuvvet paylaşımı ve gerilme değerleri hali hazırda kullanılan yöntemler ile kolayca hesaplanabildiği için referans mekanizma olarak seçilmiş ve çalışmanın ilerleyen kısımlarında diğer mekanizmalara ait büyüklükler bu referans mekanizma ile kıyaslanmıştır.

Mekanizma B'de aynı mekanizma (düşük kavrama oranına sahip standart mekanizma) uç giri-

şimi hesaba dahil edilerek incelenmiştir. Her ne kadar bu iki mekanizma aynı olsalar da, elde edilen sonuçlar birbirinden tamamen farklıdır. Bu nedenle aslında aynı olan mekanizmanın farklı iki durumu, sonuçlarının daha iyi anlaşılabilmesi için farklı iki mekanizma olarak adlandırılmıştır.

Mekanizma C'de teorik kavrama oranı tam iki olan mekanizma incelenmiştir. Bu mekanizma için diş başı yüksekliği faktörü (y) 1.2 olarak hesaplanmıştır.

Mekanizma D'de ise teorik kavrama oranı ikinin biraz altında, statik olarak yüklendiği durumda fiili (gerçek) kavrama oranı ikiye yakın ya da pratik olarak ikiye eşit olan mekanizmadır. Bu mekanizma için ise y 'nin değeri 1.15'dir. Elbette çalışmanın başında da belirtildiği üzere bu değer sadece incelenen çalışma şartı (dişe gelen maksimum kuvvet $-F_n=15000$ N) için geçerlidir ve başka çalışma şartları için farklı değerlere sahip olacağı açıktır.

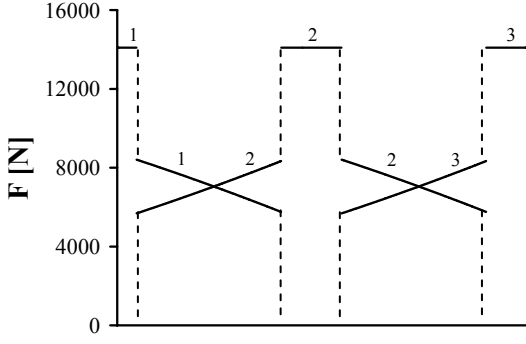
Mekanizmaların temas anının statik yük paylaşımı grafikleri Şekil 12'de verilmiştir. Kıyaslamaya olanak sağlamak amacıyla dört mekanizma aynı grafik içinde sunulmuştur. Mekanizmalara ait pinyon eğilme gerilmesi, çark eğilme gerilmesi ve Hertz Basıncı ile ilgili grafikler ise aynı düzende sırası ile Şekil 13, Şekil 14 ve Şekil 15'de sunulmuşlardır. Grafiklerde kavramaya giren ardışık diş çiftleri 1'den başlayarak numaralandırılmıştır Grafiklerden ayrıca herhangi bir anda kaç diş çiftinin temas etmekte olduğu da açıkça anlaşılmaktadır.

Grafikleri oluşturan verilerin en büyük değerleri karşılaştırmaya olanak vermek amacıyla Tablo 2 de sunulmuştur.

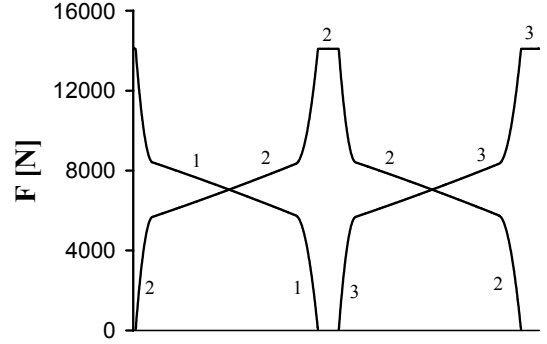
Tablo 2. Mekanizmalara ait en büyük diş kuvveti ve gerilme değerleri

Mekanizma	A	B	C	D
F_n [N]	14095	14095	8595	8785
σ_{b1} [N/mm ²]	237	225	152	151
σ_{b2} [N/mm ²]	240	224	143	143
P_H [N/mm ²]	1067	1034	1050	1077

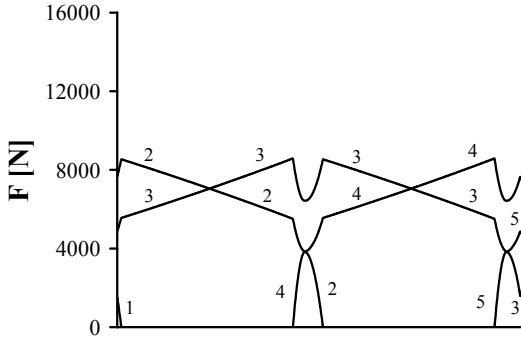
Yüksek kavrama oranlı düz alın dişli mekanizmalarında uç girişi



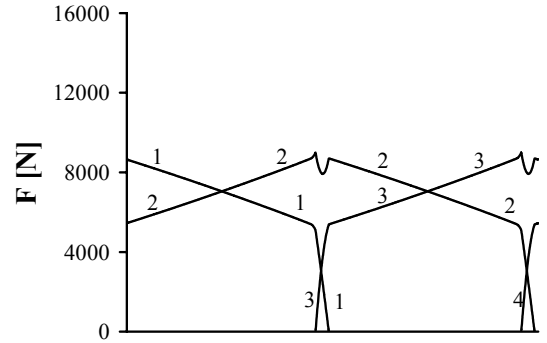
MEKANİZMA A (DKO -y=1 ve $\epsilon=1.707$)



MEKANİZMA B (DKO -y=1 ve $\epsilon_{teorik}=1.707$)

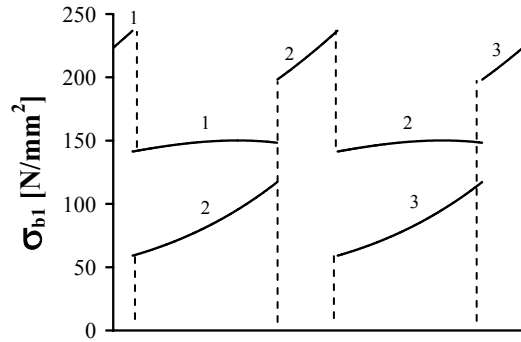


MEKANİZMA C (YKO -y=1.2 ve $\epsilon_{teorik}=2.004$)

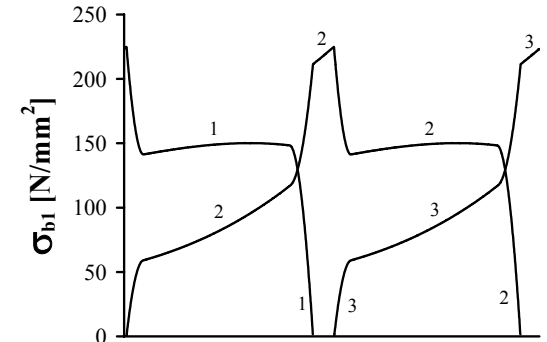


MEKANİZMA D (YKO -y=1.15 ve $\epsilon_{teorik}=1.931$)

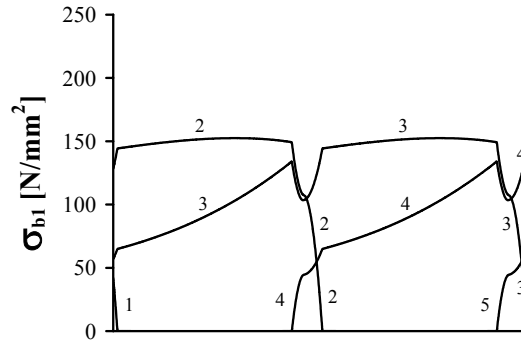
Şekil 12. Mekanizmaların dişlerine ait gelen statik yük paylaşımını gösteren grafikler



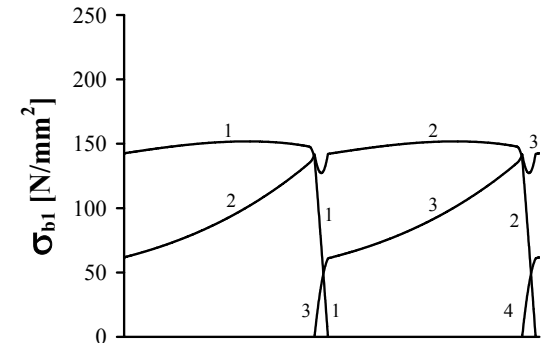
MEKANİZMA A (DKO -y=1 ve $\epsilon=1.707$)



MEKANİZMA B (DKO -y=1 ve $\epsilon_{teorik}=1.707$)

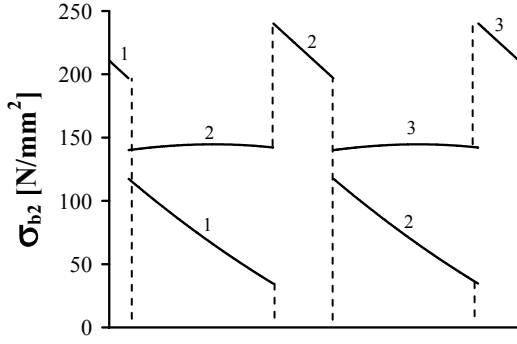


MEKANİZMA C (YKO -y=1.2 ve $\epsilon_{teorik}=2.004$)

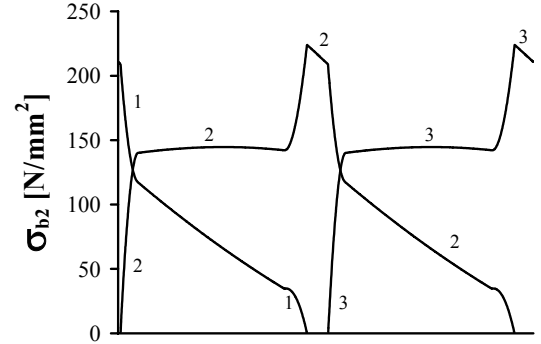


MEKANİZMA D (YKO -y=1.15 ve $\epsilon_{teorik}=1.931$)

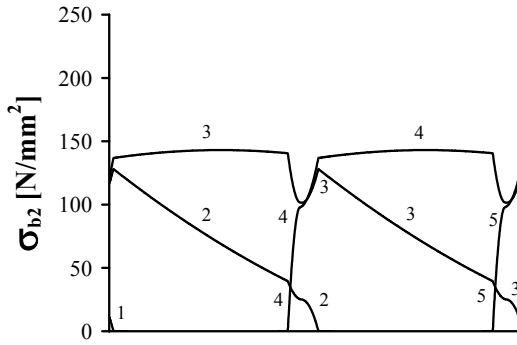
Şekil 13. Mekanizmaların pinyonlarına ait eğilme gerilmesi grafikleri



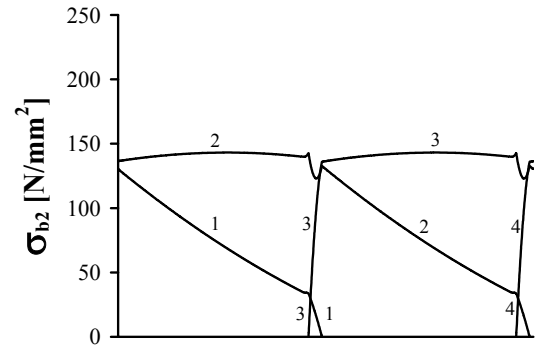
MEKANİZMA A (DKO -y=1 ve $\epsilon=1.707$)



MEKANİZMA B (DKO -y=1 ve $\epsilon_{teorik}=1.707$)

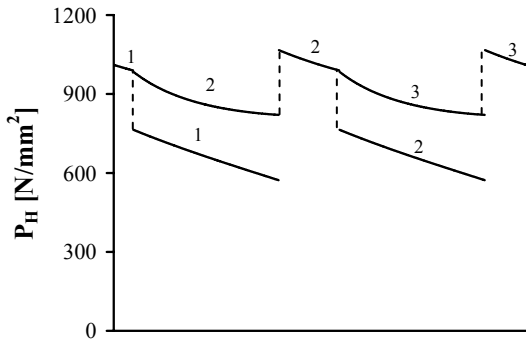


MEKANİZMA C (YKO -y=1.2 ve $\epsilon_{teorik}=2.004$)

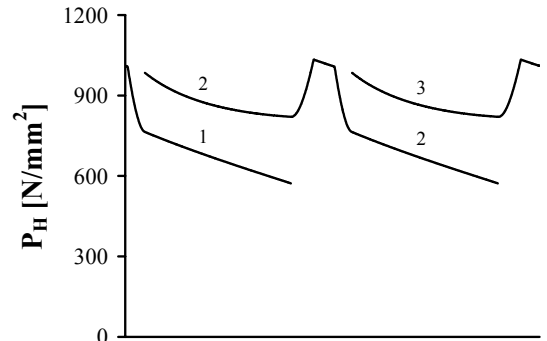


MEKANİZMA D (YKO -y=1.15 ve $\epsilon_{teorik}=1.931$)

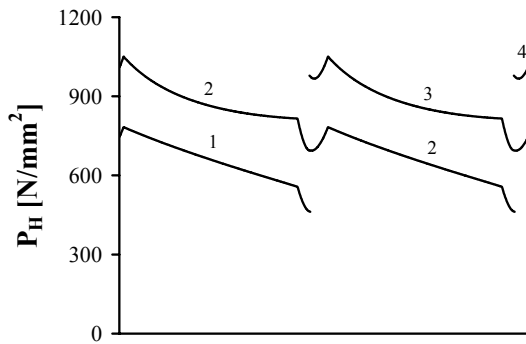
Şekil 14. Mekanizmaların çarklarına ait eğilme gerilmesi grafikleri



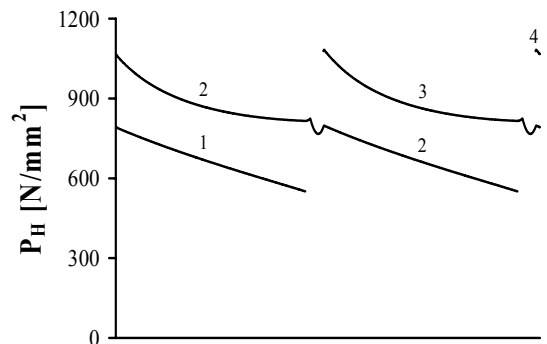
MEKANİZMA A (DKO -y=1 ve $\epsilon=1.707$)



MEKANİZMA B (DKO -y=1 ve $\epsilon_{teorik}=1.707$)



MEKANİZMA C (YKO -y=1.2 ve $\epsilon_{teorik}=2.004$)



MEKANİZMA D (YKO -y=1.15 ve $\epsilon_{teorik}=1.931$)

Şekil 15. Mekanizmalara ait Hertz Basıncı grafikleri

Mekanizmalara ait maksimum değerlerin referans mekanizmaya (Mekanizma A) ait en büyük değerler ile kıyaslanması sonucunda diş kuvveti ve ilgili gerilme değerlerindeki değişimler Tablo 3'de sunulmuştur. Tablo 3'de eksi işaret azalmayı göstermektedir.

Tablo 3. Mekanizmalara ait kuvvet ve gerilme değerlerinin Mekanizma A'ya göre % değişimleri

Mekanizma	B	C	D
F_n [N]	% 0	% -39.1	% -37.7
σ_{b1} [N/mm ²]	% -5.06	% -35.9	% -36.3
σ_{b2} [N/mm ²]	% -6.67	% -40.4	% -40.4
P_H [N/mm ²]	% -3.09	% -1.59	% 0.94

Sonuçlar

Mekanizmaların ağır çalışma şartları altında ($F_n=15000$ N) analizleri sonucunda elde edilen bulgular aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Uç girişi nedeniyle gerçek kavrama oranı teorik kavrama oranından her zaman bir miktar büyük olmaktadır. Diş yükünün büyük olması durumunda bu etki daha da belirgindir. Teorik kavrama oranı 2'nin bir miktar altında olduğu mekanizmalarda uç girişi sonucu fiili kavrama oranı 2'nin üzerine çıkabilmekte ve yüksek kavrama oranı gerçekleşmektedir.
- İncelenen örnekler için yüksek kavrama oranlı mekanizmadaki statik diş yükünün en büyük değeri standart, düşük kavrama oranlı mekanizmadaki en büyük diş yükünün yaklaşık 2/3'ü kadar olduğu görülmüştür.
- Yine incelenen örneklerde gerek pinyon gerekse çarka ait dişlerinin diş dibindeki eğilme gerilmelerinin maksimum değerlerinde statik kuvvet paylaşımına benzer oranda azalmalar görülmüştür.

- Analizleri yapılan mekanizmalar için yüzey zorlanmalarının göstergesi olan Hertz Basınçlarında ise nispeten daha küçük farklar görülmüştür. Değişimin sınırlı olmasının nedeni, küçük diş sayılı pinyonlarda diş dibine yakın noktaların temel daireye çok yakın olması ve bu bölgede evolvent eğrisinin eğrilik yarıçapının çok küçük olmasıdır.

Kaynaklar

- Cornell, R.W. ve Westerwelt W.W., (1978). Dynamic tooth load and stressing for high contact ratio gear, *ASME Journal of Mechanical Design*, **100**, 66-76.
- Dudley, D.W., (1994). *Handbook of Practical Gear Design*, CRC Pres, USA.
- Elkholy, A.H., (1985). Tooth load sharing in high contact ratio spur gear, *Journal of Mechanisms, Transmission and Automation Design*, **107**, 11-16.
- Lemanski, A.J., (1990). Gear Design, *SEA Manufacturing and Inspection Manual*, 29-42, USA.
- Leming, J.C., (1990). High Contact Ratio (2+) Spur Gears, *SEA Manufacturing and Inspection Manual*, 73-81, USA.
- Mohanty, S.C., (2002). Tooth load sharing and contact stress analysis of in high contact ratio spur gear in mesh, *18th National Convention for Mechanical Engineers*, Rourkela.
- Yücenur, M.S. ve Didari, S., (1996). Influence of off line of action contact on static and dynamic behavior of spur gear mechanisms, *7th International Machine Design and Production Conference*, METU, Ankara, September 11-13 1996, 487-498.
- Yücenur, M.S., (1999). Profil kaydırmanın düz alın çark mekanizmalarında statik ve dinamik yükler altında zorlanmasına etkisi, *6. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu*, Trabzon, 15-17 Eylül 1999, Bildiriler Kitabı 2.Cilt Sayfa 643.