

ASİMETRİK EVOLVENT PROFİLLİ DÜZ DİŞLİLERİN BOYUTLANDIRILMASI VE GEOMETRİK MODELLERİNİN OLUŞTURULMASI

*Kadir ÇAVDAR**

*Fatih KARPAT**

*Fatih C. BABALIK**

Özet: Bu yayında, evolvent profilli düz dişli çarkların farklı bir uygulaması olan asimetrik profilli çarkların boyutlandırılması ve kullanılabilirlik araştırmaları için geometrik modellerin oluşturulması üzerine bir çalışma sunulmaktadır. Asimetrik dişliler bildiğimiz evolvent düz dişlilerin problemlerine (titreşim, gürültü, yük taşıma kapasitesinin artırılması, kütle azaltılması vb.) bir alternatif çözüm olarak göz önüne alınmaktadır. Bu amaçla, literatürde konuyla ilgili mevcut araştırmaların değerlendirilmesi, asimetrik profilli çarkların geometrik bağıntıları, bir diş modelleme yöntemi ve yaygın kullanımı olan sonlu elemanlar metodu yardımıyla modellenmiş bir diş örneği sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Dişli çark, Asimetrik diş, Bilgisayar destekli analiz.

Dimensioning and Geometrical Modeling of Spur Gears with Asymmetric Teeth

Abstract: This paper presents a research study on geometrical modelling, which is necessary for the dimensioning and use ability of involute spur gears with asymmetric teeth. Asymmetric gears are considered as an alternative solution to solve some problems of conventional gears (vibration, noise, increasing load carry capacity, decreasing mass etc.). For this purpose, in this study, the papers, that are not many in literature, is discussed. The geometrical equations of asymmetric gears and a gear design method are presented. A design example is created via Finite Elements Method that is commonly used for the analysis of tooth modeling.

Key Words: Gears, Asymmetric tooth, Computer aided analysis.

KULLANILAN İNDİS ve SEMBOLLER

1	Pinyon	
2	Çark	
c	Arka yüzey	
d	Temas yüzeyi	
t	Teğetsel	
k	Kayma	
w	Yuvarlanma dairesi	
α	Kavrama açısı	[°]
ε	Kavrama oranı	
ξ	Özgül kayma hızı	
ν	Poisson Oranı	
ρ	Eğrilik yarıçapı	[mm]
ψ_k	Diş profili üzerindeki herhangi bir k noktasına ait yayı gören açı	[°]
$\sigma_{h \max}$	Temas alanında oluşan Hertz Basıncı	[N/mm ²]
a	Eksenler arası mesafe	[mm]
b	Diş(li) genişliği	[mm]

* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 16059 Bursa.

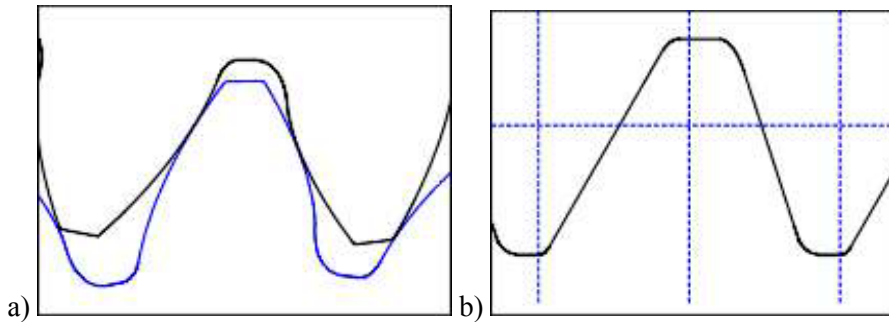
d	Taksimat dairesi çapı	[mm]
d_a	Diş başı dairesi çapı	[mm]
d_b	Temel daire çapı	[mm]
d_f	Diş dibi dairesi çapı	[mm]
g	Kavrama uzunluğu	[mm]
m	Modül	[mm]
n	Devir sayısı	[d/d]
p	Taksimat	[mm]
r	Diş dibi yuvarlatması	[mm]
s_0	Taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı	[mm]
s_{kd}^*	Diş profili üzerindeki herhangi bir k noktasına ait yay uzunluğu	[mm]
v_s	Kayma hızı	[m/s]
x	Profil kaydırma oranı	
x, y	Diş profili üzerindeki herhangi bir noktaya ait koordinatlar	
z	Diş sayısı	
C	Rulmanlarda dinamik yük sayısı	[N]
F_D	Dişli kuvveti	[N]
F_r	Dişli kuvvetinin radyal bileşeni	[N]
F_t	Dişli kuvvetinin teğetsel bileşeni	[N]

1. GİRİŞ

Dişli çarklarda, çarkın ağırlık ve boyutunu azaltabilmenin yanı sıra mukavemetini de arttırabilmek amacıyla diş profilleri üzerinde çeşitli araştırmalar yapılmaktadır. Klasik evolvent profilli dişli çarkların dışında, kısmen az bilinen veya pratikte kullanım alanı bulamamış özel evolvent profilli çarklar makine mühendisliğinin değişik alanlarında kullanım şansı bulabilirler. Bu özel uygulamalar sayesinde örneğin, mekanizma daha küçük boyutlarda imal edilebilir, aynı boyutlarda daha büyük momentler nakledilebilir, yüksek çevrim oranını sağlamak için gerekli kademe sayıları azaltılabilir veya tek kademede ulaşılabilecek çevrim oranları büyütülebilir, daha ucuz ve daha yüksek verimli mekanizmalar elde edilebilir. Örneğin, bazı uygulamalarda imalatı zor olan konik dişli çarklar yerine hassas imalat toleransları gerektirmeyen koni veya taç dişli mekanizmalar kullanılarak imalat maliyeti düşürülebilir (Roth, 1998).

Günümüzde yaygın kullanılan diş profillerinin dışında da arayışlar devam ederken, üretim kolaylığı, düşük maliyet ve yüksek performans nedeniyle evolvent profilli dişli çarklar uygulamada genel kabul görmektedirler. Ancak çok özel alanlarda farklı profillerin kullanımıyla da karşılaşılabilmektedir. Litvin ve ark. (2001) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, helikopter güç iletim mekanizmasında asimetrik profilli alın dişli çarkların kullanılması bu uygulamalardan bir tanesidir.

Bugün asimetrik evolvent profilli dişliler (Şekil 1.) de bu alternatif sahada önemli bir çalışma konusudur. Sınırlı kullanım alanına sahip asimetrik profilli dişlilerin, mekanizmanın boyutunu, kütleini, titreşim oluşumunu azaltıp, diş dibi mukavemetini ve yük taşıma kapasitesini arttırdığı yapılan araştırma ve uygulamalarda belirtilmektedir (Kleiss ve ark. 2001, Kapelevich 2000, Di Francesco ve Marini 1997).



Şekil 1:

a) Asimetrik evolvent profilli dişlilerin teması b) Asimetrik takım profili

Pratik uygulamalarda yaygın şekilde kullanılan, simetrik evolvent profilli dişli çarklar ($\alpha_c = \alpha_d$ yani dişin her iki yüzeyindeki kavrama açıları eşit) incelendiğinde, iki diş yüzeyinin farklı fonksiyonları olduğu görülür. Karşı dişle temas geçen (bu çalışmada ‘*temas yüzeyi*’ olarak anılacak) diş yüzeyi kavramayı sağlayıp, gelen diş kuvvetini karşılar. Genelde dişli çark mekanizmaları tek yönde dönme gerçekleştirdiklerinden, ‘*arka yüzey*’ olarak tanımlanabilecek diğer diş yüzeyinin yük taşımak, kavramayı gerçekleştirmek gibi görevleri yoktur. Bu yüzey, ters yönde dönmenin olduğu mekanizmalarda bile ya hiç yüklenmemekte ya da kısa süreli bir yüklemeye maruz kalmaktadır.

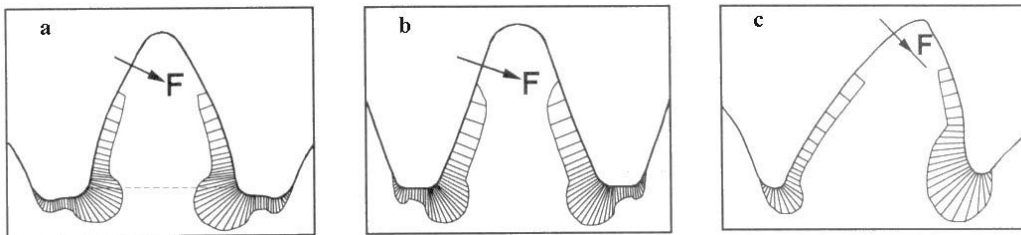
Bu yaklaşımdan hareketle, dişlilerdeki bazı problemlere (örneğin; sertleştirilmiş dişlilerde ve sinterlenmiş metal ve plastik dişlilerde en önemli sorun olan diş dibi kırılması, titreşim, ağırlık vb.) çözüm bulunabilmesi amacıyla asimetrik dişli çarklar ortaya konmuştur (Kapelevich, 2000). Bu, var olan teknoloji ve bilginin farklı kullanımıyla oluşturulan bir *çeşitleme* tasarımıdır.

İlgili alanda yapılan çalışmalarda; asimetrik ve simetrik dişlilerin birbirleriyle kıyaslanmasının yanı sıra, asimetriğin kullanımı açısından da farklı görüş ve uygulamalarla karşılaşılmaktadır. Di Francesco ve Marini (1997) yayınlarında, asimetrik dişli çarkların yapısal analizini gerçekleştirip, farklı kavrama açılarında boyut ve ağırlığın azaltılması konusunu incelemişlerdir. Kavrama açısı ile maksimum gerilme ve ağırlık ilişkilendirilerek, sonuçlar grafik olarak sunulmuştur. Adı geçen çalışmada kullanılan temas yüzeyi kavrama açısı, ülkemizde de standart olarak kullanılan değer olan 20° alınmış, arka yüzeyin kavrama açısı değiştirilmiştir. $\alpha_c > \alpha_d$ olduğunda, kritik diş dibi kesitindeki alanın büyümesinden dolayı maksimum gerilme değerinin simetrik dişliye göre daha düşük değerlerde olduğu görülmektedir. Di Francesco ve Marini (1997), bir başka yayınlarında da sonlu elemanlar yöntemini kullanarak kavrama açıları dışında aynı parametre değerlerine sahip (modül, diş sayısı vb.) asimetrik ve simetrik dişli çarkların analizini gerçekleştirmişler ve sonuçları irdelemişlerdir.

Benzer bir çalışma da Gang ve Nakanishi (2000) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada; temas yüzeyindeki kavrama açısı 20° olan ve arka yüzeydeki kavrama açıları ise 20° , 25° , 30° ve 35° olarak değişen 4 farklı diş modeli için sonlu elemanlar metodu kullanılarak diş dibi gerilme analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda arka yüzeydeki kavrama açısı arttıkça, maksimum diş dibi gerilmesi düşerken, diş eğilme rijitliğinde artış görülmektedir. Yük paylaşımında ise önemli bir değişiklik olmamaktadır. Yine bu çalışmada indüksiyonla sertleştirilmiş ve normalize edilmiş asimetrik ve simetrik dişlilerde yorulma deneyi yapılmış, deney sonuçlarına göre asimetrik dişte yorulmaya neden olan sınır yük değerinin, simetrik dişliye göre %16 daha büyük olduğu yani çarkın yük taşıma kapasitesinin asimetrik profil kullanımı ile arttığı ortaya konmuştur.

Kapelevich (2000) tarafından yapılan yayında, asimetrik dişlilerin tasarımı için gerekli geometrik ifadeler yer verilmiştir. Ayrıca helikopter turbo-prop motorunda güç naklinde kullanılan planet mekanizması dişlileri üzerinde yapılan deneyin sonuçları sunulmuştur. Bu deneyde ($\alpha_c > \alpha_d$) ve ($\alpha_c < \alpha_d$) olan iki farklı asimetrik dişli kullanılmış olup gerilme ve titreşim açısından en iyi sonuçların, temas yüzeyindeki kavrama açısının daha büyük olduğu ($\alpha_d > \alpha_c$) asimetrik dişte elde edildiği vurgulanmaktadır. Bu sonuçların ışığında Kapelevich, ($\alpha_d > \alpha_c$) asimetrik dişli profilini simetrik evolvent profil yerine önermektedir.

Linke (2000) çalışmasında, özellikle asimetrik ve iç dişlilerde diş dibinde komşu diş ile birleşme bölgelerinde kırılmaya yol açan çentik darbe gerilmelerinin dengelenmesi için olabilecek en büyük yarıçaplı, yarım daire şeklindeki diş tabanı yuvarlatmasını tavsiye etmektedir (Şekil 2).



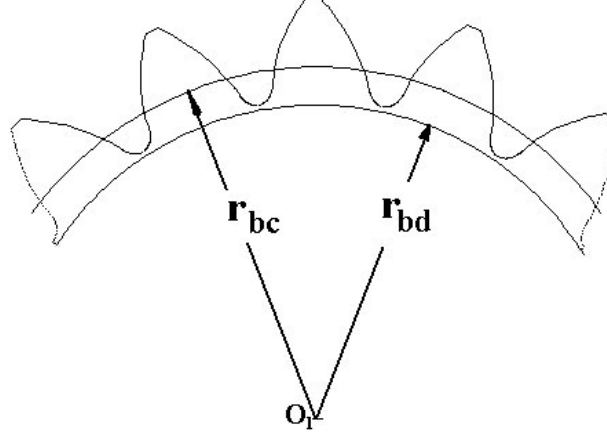
Şekil 2:

Diş dibinde gerilmenin değişimi (Linke, 2000)

a) $z = 25$	$x = 0,5$	$\epsilon = 1,2$	$r = 0,25.m$
b) $z = -100$	$x = 0$	$\epsilon = 1,4$	$r = 0,4 mm$
c) $z = 20$	$\epsilon = 1,2$	$\alpha_d = 45^\circ$	$\alpha_c = 20^\circ$

2. ASİMETRİK PROFİLLİ DİŞLİ ÇARKLARIN GEOMETRİK ANALİZİ

Asimetrik dişli geometrisinin simetrik dişlilere göre en önemli farkı, dişin her iki yüzeyindeki (temas ve arka yüzey) farklı iki evolvent profil için aynı merkeze sahip iki farklı temel daire bulunmasıdır (Şekil 3).



Şekil 3:
Asimetrik Profilli Çarka Ait Eş Merkezli İki Temel Daire

Asimetrik profilli çarklardan oluşan mekanizma için simetrik profilli çarklara benzer olarak, takip eden bağıntılar yazılabilir. Pinyon ve dişlinin taksimat dairesi çapları:

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad (1)$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

olmak üzere eksenler arası mesafe

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \quad (2)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Temel daire çapları:

$$d_{b1c,d} = d_1 \cdot \cos \alpha_{c,d} \quad (3)$$

$$d_{b2c,d} = d_2 \cdot \cos \alpha_{c,d} \quad (4)$$

Diş başı çapları:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a \quad (5)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a \quad (h_a = m) \quad (6)$$

Diş dibi çapları:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f \quad (7)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f \quad (h_f \approx 1,2 \cdot m) \quad (8)$$

Taksimat dairesi üzerindeki diş kalınlığı da:

$$s_0 = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{4} \quad (9)$$

şeklinde hesaplanır.

2.1 Asimetrik Dişlilerde Evolvent Profilin Çıkarılışı

Asimetrik diş profilini oluşturan evolvent eğri üzerindeki noktaların koordinatlarının çıkarılabilmesi için izlenen yol aşağıda özetlenecektir. Temas yüzeyinde, koordinatları bilinen herhangi bir k noktası için kavrama açısı (Şekil 4):

$$\cos \alpha_{kd} = d_1 / d_{kd} \cdot \cos \alpha_d \quad (10)$$

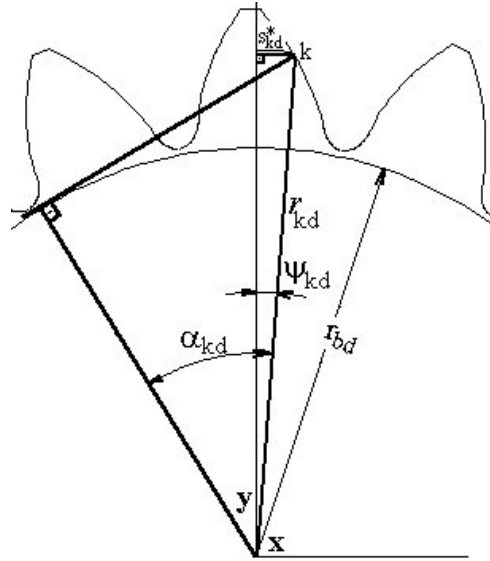
$$\alpha_{kd} = \arccos \left(d_1 / d_{kd} \cdot \cos \alpha_d \right) \quad (11)$$

k noktası ile y eksenini arasındaki yay uzunluğu:

$$s_{kd}^* = \frac{d_k}{2} \left(\frac{\pi}{2 \cdot z} + \operatorname{inv} \alpha_d - \operatorname{inv} \alpha_{kd} \right) \quad (12)$$

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \quad (13)$$

$$\Psi_{kd} = s_{kd}^* / r_{kd} \quad (14)$$



Şekil 4:
Temas Yüzeyi Profiline Elde Edilişi

Nihayet k noktasının x ve y koordinatları:

$$x_{kd} = r_{kd} \cdot \cos \Psi_{kd} \quad (15)$$

$$y_{kd} = r_{kd} \cdot \sin \Psi_{kd} \quad (16)$$

şeklinde elde edilir.

Arka yüzeyde, koordinatları bilinen herhangi bir m noktası için kavrama açısı (Şekil 5):

$$\cos \alpha_{mc} = d_1 / d_{mc} \cdot \cos \alpha_c \quad (17)$$

$$\alpha_{mc} = \arccos \left(d_1 / d_{mc} \cdot \cos \alpha_c \right) \quad (18)$$

m noktası ile y eksenini arasındaki yay uzunluğu:

$$s_{mc}^* = \frac{d_{mc}}{2} \left(\frac{\pi}{2 \cdot z} + \operatorname{inv} \alpha_c - \operatorname{inv} \alpha_{mc} \right) \quad (19)$$

$$\Psi_{mc} = s_{mc}^* / r_{mc} \quad (20)$$

Nihayet m noktasının x ve y koordinatları:

$$x_{mc} = -r_{mc} \cdot \cos \psi_{mc} \quad (21)$$

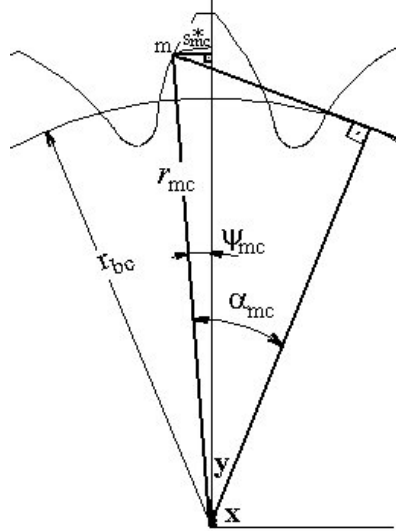
$$y_{mc} = r_{mc} \cdot \sin \psi_{mc} \quad (22)$$

şeklinde elde edilir.

Taksimat daireleri çapından farklı bir d_r çapında diş kalınlığı:

$$s_r = d_r \left(\frac{\pi}{2 \cdot z} + (\text{inv} \alpha_c + \text{inv} \alpha_d) - (\text{inv} \alpha_{rc} + \text{inv} \alpha_{rd}) \right) \quad (23)$$

bağıntısıyla hesaplanır.



Şekil 5:
Arka Yüzeyde Diş Profiline Elde Edilişi

Profil açısı büyüdükçe diş başındaki kalınlık azalır, diş başında sivrileşme olur. Uygulamada bunun sınırı literatürde $(0,2 \cdot m)$ olarak tavsiye edilmektedir. Bu minimum sınır değeri ile minimum diş sayısı:

$$z_{min} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{(\text{inv} \alpha_{ac} + \text{inv} \alpha_{ad}) + \frac{0,2 \cdot m}{d_a} - (\text{inv} \alpha_c + \text{inv} \alpha_d)} \right) \quad (24)$$

şeklinde elde edilir.

Diş dibi kesilmesinin teorik olarak başlayacağı sınır diş sayısı ise $z_g = 2/\sin^2 \alpha_d$ dir. Bu bağıntıya göre kavrama açısına bağlı olarak sınır diş sayıları Tablo 1.'de verilmiştir.

Tablo 1.
Evolvent Profilli Alın Dişlerinde Sınır Diş Sayısı

α_d	20	25	30	35
z_g	17	11	8	6

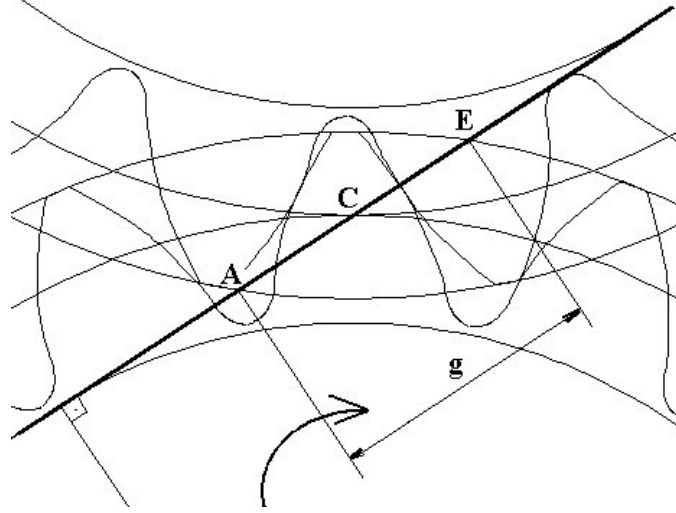
Tablo 1.'den de görüleceği gibi profil açısının artırılmasıyla diş dibi kesilmesi olmaksızın diş sayısı azaltılabilmekte, dolayısıyla mekanizmanın boyutu küçültülebilmektedir.

Kavrama Oranı

Asimetrik dişli mekanizmasında kavrama oranı (Şekil 6.):

$$\varepsilon_{\alpha d} = \frac{g}{p \cdot \cos \alpha_d} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \cdot \sin \alpha_d}{p \cdot \cos \alpha_d} \quad (25)$$

bağıntısıyla hesaplanır.



Şekil 6:
Asimetrik Dişlilerde Kavrama Boyu

Dişli mekanizmalarında kesintisiz, sürekli bir hareketin sağlanabilmesi için kavrama oranının mutlaka 1,1 değerinden büyük olması istenir. Daha sessiz ve sürekli bir hareket için kavrama oranının 2'den büyük olması önerilmektedir. Bu değere ulaşmak, düz dişli mekanizmalarda profil kaydırma işlemi yapılmazsa mümkün değildir ($\alpha = 20^\circ$ için en çok $\varepsilon_{\alpha \text{maks}} = 1,98$ değerine ulaşılabilir).

Asimetrik dişli – kremayer mekanizmasının kavrama oranı da

$$\varepsilon_{\alpha d} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \frac{2 \cdot h_a}{\sin \alpha_d} - r_1 \cdot \sin \alpha_d}{p \cdot \cos \alpha_d} \quad (26)$$

şeklinde hesaplanır.

Kayma Hızı

Birbiriyle eş çalışan dişlilerin diş yüzeyleri kavrama uzunluğu boyunca yuvarlanma ve kayma hareketi yapmaktadırlar. Sadece yuvarlanma noktası C'de kayma olmayıp, burada hız yön değiştirmektedir.

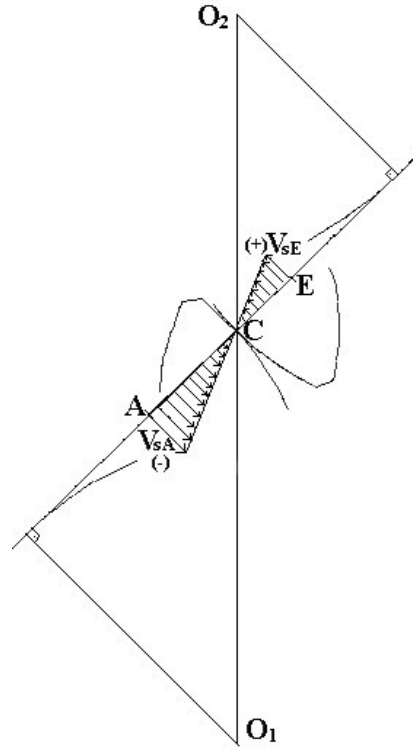
Şekil 7'de verilen, temas eden yan yüzey noktalarının teğetsel hızları arasındaki fark *kayma hızı* olarak tanımlanır:

$$v_{s1} = v_{t1} - v_{t2} \quad (27)$$

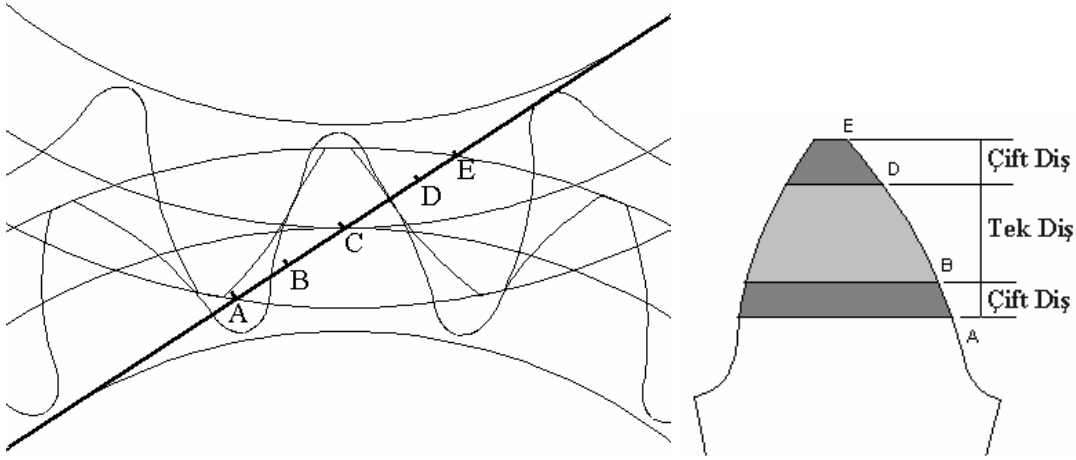
Kayma hızının, dişlinin temas noktasındaki teğetsel hızına oranına *ölgül kayma* denir:

$$\xi_1 = \frac{v_{s1}}{v_{t1}} ; \xi_2 = \frac{v_{s2}}{v_{t2}} \quad (28)$$

Kayma hızı ve ölgül kayma hızı kavramının başladığı (A) ve bittiği (E) noktalarında maksimuma ulaşmaktadır (Şekil 8.). Bu nedenle diş dibine yakın bölgelerde aşınma riski oldukça fazladır. Dişlerin daha az aşınması için özellikle ölgül kayma hızının minimuma inmesi istenir (Babalık, 2002).



Şekil 7:
Asimetrik Dişlilerde Kayma Hızı



Şekil 8:
Kavrama Doğrusu ve Kavramada Önemli Noktalar

(A: İncelenen diş için kavramanın başlaması, önceki diş halen temas halinde, B: Önceki diş temas halinden çıkıyor, D noktasına kadar tek dişli çifti temas halinde, D: Sonraki diş te temasa başlıyor, D-E arası yine iki dişli çifti teması var, E: İncelenen dişin temas halinde olduğu son nokta)

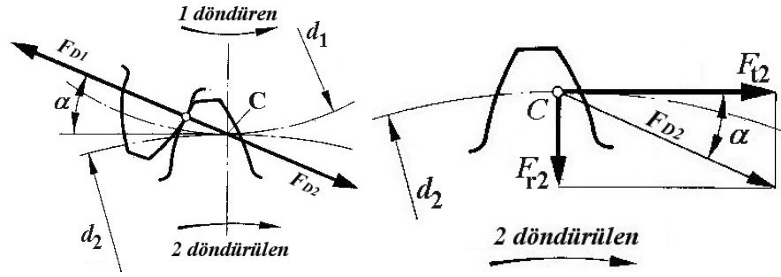
2.2 Kuvvet Analizi

Dişliye kavrama doğrusu boyunca etki eden F_D dişli kuvvetini (Şekil 9.) teğetsel, radyal bileşenlerine ayırırsak teğetsel kuvvet:

$$F_t = F_D \cdot \cos \alpha_d \quad (28)$$

Radyal kuvvet:

$$F_r = F_D \cdot \sin \alpha_d \quad (29)$$



Şekil 9:
Dişli Çarka Etkiyen Kuvvetler (Babalık, 2002)

Bu kuvvetler dişli çarkı taşıyan millerin boyutlandırılması kadar mili iki ucundan taşıyan yatakların seçilmesinde de önem taşırlar. Örneğin sadece radyal yük taşıyan bir bilyalı yatağın boyutlandırılmasında yatak ömrü devir sayısı cinsinden:

$$L = \left(\frac{C}{F_r} \right)^3 10^6 \text{ devir} \quad (30)$$

ve saat olarak

$$L_h = \left(\frac{C}{F_r} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{saat}] \quad (31)$$

bağıntılarıyla hesaplanır.

Diş Dibi Gerilmesi

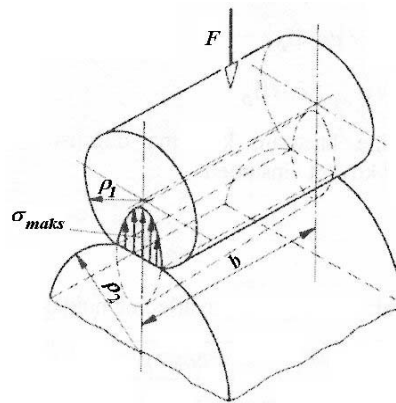
Özellikle sertleştirilmiş dişlilerde en sık görülen hasar durumu diş dibi kırılmasıdır. Bu nedenle diş dibinde oluşan gerilmelerin belirlenmesi dişli çark boyutlandırma hesaplarında önem taşır. F_D diş kuvvetinin etkisiyle diş dibi bölgesi; eğilme, bası ve kayma zorlamalarına maruz kalır.

Bugüne kadar yapılan çalışmaların ışığında, diş dibindeki kesit alanının artırılması istenir. Asimetrik dişlilerde profil açısının artırılmasıyla diş dibi kesiti de büyümektedir, böylece diş dibinde meydana gelen gerilme değerleri bir miktar azaltılır.

Yan Yüzey Basıncı

Dişli çarkın mukavemeti açısından çarkların yan yüzeylerinde oluşan basınç ta incelenmelidir. Dişli çarkların hasarlarının bir çoğunun temel nedeni yan yüzeyde oluşan yüksek basınçtır. Hertz teorisine göre iki silindirin temas eden alanlarında oluşan maksimum basınç (Şekil 10.):

$$\sigma_{H \text{ maks}} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi} \left[\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right] \frac{F}{b} \frac{1}{(1 - \nu^2)} \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} \quad (32)$$



Şekil 10:
İki Silindirin Temas Noktasında Oluşan Basınç (Hertz Basıncı)

Bu ifade, yuvarlanma noktasında birbirlerine K noktasında temas eden asimetrik profilli diş yüzeylerine uygulanırsa (Şekil 11):

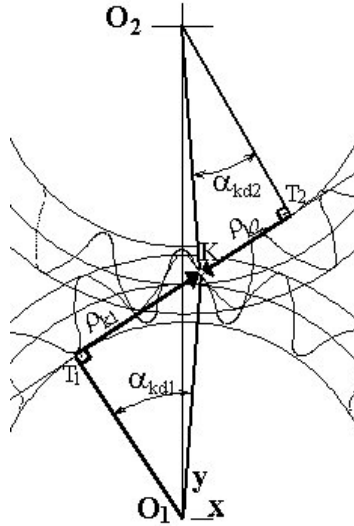
$$F = F_D$$

$$\rho_{k1} = r_{k1} \cdot \sin \alpha_{kd1}$$

(33)

$$\rho_{k2} = r_{k2} \cdot \sin \alpha_{kd2}$$

Yapılan deneysel ve teorik çalışmalar, pinyon için yan yüzeydeki maksimum basıncın, kavramada iki diş çiftinden tek diş çiftine geçildiği nokta olan B'de oluştuğunu göstermektedir. Yan yüzeydeki aşınma, pitting gibi hasarlar da bu nokta civarında ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, B noktasındaki basınç değerlerinin sayısal olarak elde edilip, değerlendirilmesi uygun olacaktır.



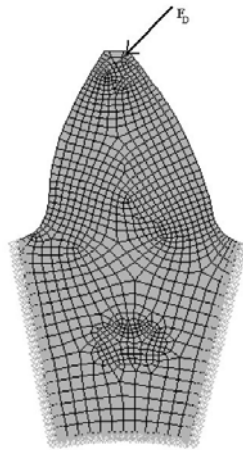
Şekil 11:

Temas Noktasında Yan Yüzelere Ait Eğrilik Yarıçapları

2.3 Sonlu Elemanlar Analizi

Asimetrik dişlilerdeki diş dibinde oluşan maksimum gerilmenin ve gerilme dağılımının görülebilmesi amacıyla iki boyutlu modeller kullanılarak sonlu elemanlar analizinden faydalanılabilir. Analizler için düşünülen dişlilerin özellikleri Tablo 2.'de verilmiştir.

Sonlu elemanlar analizi için özel olarak geliştirilen diş modelinin elemanlara ayrılmış hali ve sınır şartları Şekil 12.'de verilmiştir. Modelleme için Ansys 5.6 programının *Plane 82* elemanı uygundur. Eleman boyutu, kritik olan diş dibi bölgesinde daha küçültülerek, düğüm noktalarının sıklaştırılması da daha doğru hesaba yardımcı olacaktır. Diş kuvvetinin yan yüzeyde üniform olarak dağıldığı kabul edilerek, iki boyutlu modele F_D/b birim kuvveti diş başından uygulanacaktır.



Şekil 12:

Geliştirilen İki Boyutlu Diş Modeli ve Sınır Şartları

Tablo 2.
Analizlerde Kullanılan Dişli Çarkların Özellikleri

	1	2	3	4	5	6	7
İletilen Güç [kW]	18						
Giriş devir sayısı [d/d]	1000						
Pinyon							
Diş sayısı	16	16	16	16	16	16	16
Arka yüzeydeki kavrama açısı [°]	20	20	20	20	25	25	25
Temas yüzeyindeki kavrama açısı [°]	20	25	30	35	25	30	33
Taksimat dairesi çapı [mm]	28	28	28	28	28	28	28
Diş başı dairesi çapı [mm]	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5
Profil Kaydırma oranı	0	0	0	0	0	0	0
Diş Genişliği [mm]	35	35	35	35	35	35	35
Diş dibin radyüsü [mm]	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
Dişli							
Diş sayısı	57	57	57	57	57	57	57
Arka yüzeydeki kavrama açısı [°]	20	20	20	20	25	25	25
Temas yüzeyindeki kavrama açısı [°]	20	25	30	35	25	30	33
Taksimat dairesi çapı [mm]	99,75	99,75	99,75	99,75	99,75	99,75	99,75
Diş başı dairesi çapı [mm]	103,25	103,25	103,25	103,25	103,25	103,25	103,25
Profil Kaydırma oranı	0	0	0	0	0	0	0
Diş Genişliği [mm]	35	35	35	35	35	35	35

3. SONUÇ

Bu çalışmada evolvent profilli dişli çarklardan yola çıkılarak oluşturulan bir çeşitleme tasarımı olan asimetrik çarkların boyutlandırılması ve kullanımıyla ilgili bilgiler verilmiştir. Ayrıca sonlu elemanlar analizi için geliştirilen diş modeli hakkında da detaylar sunulmuştur. Oluşturulan diş modelinin kullanılmasıyla yapılacak olan sonlu elemanlar analizleri ve sonuçlarının değerlendirilmesi takip eden yayında sunulacaktır.

4. KAYNAKLAR

1. Babalık, F.C. (2002) *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri Cilt 3*, Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayınları No:17, Bursa.
2. Coulbourne J.R. (1987) *The Geometry of Involute Gears*, Springer Verlag, Newyork.
3. Deng G. and Tsutomu N. (2001) Enhancement of Bending load Carrying Capacity of Gears Using An Asymmetric Involute Tooth, *The JSME International Conference on Motion and Transmissions(MPT2001-Fukuoka)*, Fukuoka, JAPAN, 513-517.
4. DiFrancesco G. and Marini S. (1997) Structural Analysis of Teeth with Asymmetrical Profiles, *Gear Technology*, July/August, 16-22.
5. DiFrancesco G. and Marini S. (1997) Structural Analysis of Asymmetrical Teeth: Reduction of Size and Weight, *Gear Technology*, September/October, 47-51.
6. Kapelevich A.L. (2000) Geometry and Design of Involute Spur Gears with Asymmetric Teeth, *Mechanism and Machine Theory*, 35, 117-130.
7. Kleiss R.E., Kapelevich A.L., Kleiss Jr. N. J. (2001) New Opportunities with Molded gears, *AGMA Fall Technical Meeting*, Detroit, October 3-5.
8. Litvin F.L., Lian Q., Kapelevich A.L. (2000) Asymmetric Modified Gear Drives: Reduction of Noise, Localization of Contact, Simulation of Meshing And Stress Analysis, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 188, 363-390.
9. Lywander P. (1983) *Gear Drive Systems: Design and Application*. M.Dekker, Newyork.
10. Yoerkie, C.A. and Chory A.G. (1984) Acoustic Vibration Characteristics of High Contact Ratio Planetary Gears, *The Journal of American Helicopter Society*, 40, 19-32.