

ASİMETRİK EVOLVENT DİŞE SAHİP DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN BİLGİSAYAR DESTEKLİ PARAMETRİK ANALİZİ

Fatih KARPAT¹, Kadir ÇAVDAR², Fatih Cengiz BABALIK³

¹Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa
karp@uludag.edu.tr

²Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa
cavdar@uludag.edu.tr

³Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa
babalik@uludag.edu.tr

Özet

Bu bildiri de asimetrik diş profiline sahip evolvent alın dişli çarklar incelenmektedir. Asimetrik dişlerde diş profilinin iki tarafında farklı kavrama açıları vardır. Asimetrik dişin amacı yük taşıma kapasitesinin artırılması, gürültü ve titreşim azalmasını sağlayabilmektir.

Parametrik çalışma için Matlab 6.5 kullanılarak statik ve dinamik analizler için programlar geliştirilmiştir. Farklı diş parametrelerinin diş dibi gerilmesine ve dinamik yüke etkileri incelenmiştir. Örnek sonuçlar ve sayısal örnekler grafiklerle sunulmuştur.

Anahtar Terimler: Asimetrik diş, düz dişli çarklar, Parametrik analiz

Abstract

In this paper, involute spur gears with asymmetric teeth are investigated. The asymmetry means that pressure angles are different for the drive and coast sides. The aim of the asymmetric tooth design is to improve the performance of gears such as increasing the load carrying capacity or reducing noise and vibration.

In this study, some computer programs are developed for static and dynamic analysis depending on gear parameters. It is written by using MatLab 6.5. The effects of different gear parameters are investigated. The sample results, which were obtained by using the developed computer programs, are illustrated with numerical examples.

Key Words: Asymmetric tooth, spur gears, parametric analysis

Semboller ve İndisler

α	Asimetrik profilli dişle sahip evolvent düz dişli çarklar için kavrama açısı (°)	ρ_{fp}	Kremayer kesici takımın diş başı radyusu (mm)
$\epsilon_{\alpha d}$	Asimetrik dişle sahip dişli çarklardan oluşan mekanizmanın kavrama oranı	a_d	Hesaplanan eksenler arası mesafesi (mm)
σ_{F0}	Düz dişli çarklarda maksimum nominal diş dibi gerilmesi (N/mm ²)	b	Dişli çark genişliği (mm)
		r	Taksimat dairesi yarıçapı (mm)
		r_a	Diş başı dairesi yarıçapı (mm)
		r_b	Temel dairesi yarıçapı (mm)

r_f	Diş dibi dairesi yarıçapı (mm)	m_n	Normal modül (mm)
r_{form}	Form dairesi çapı (mm)	m	Çark kütleleri (kg)
r_L	Limit dairesi yarıçapı (mm)	x	Profil kaydırma faktörü
s_a	Diş başı dairesindeki diş kalınlığı (mm)	z	Diş sayısı
s_r	Evolvent dişte diş kalınlığı (mm)	AGMA	Amerikan Dişli Üreticileri Derneği
F_D	Normal dişli kuvveti (N)	DIN	Alman Standartları Enstitüsü
h_{aP}	Kesici takımın diş dibi derinliği (mm)	c	Dişin arka yüzeyi
h_{Fa}	Kuvvetin diş eksenini kestiği noktanın kritik kesite uzaklığı (mm)	d	Dişin arka yüzeyi
h_{fp}	Kesici takımın diş başı yüksekliği (mm)		

1. GİRİŞ

Çok geniş kullanım alanı olan dişli çarklar kolumuza taktığımız saatten, ulaşımında kullandığımız tüm kara, hava, deniz taşıtlarına kadar bir çok önemli makinede güç aktarma elemanı olarak yer almaktadır. Farklı yerlerde, farklı amaçlar için çalışan dişli çarkların boyutları, malzemeleri, şekilleri de farklıdır.

Tüm dişli çarkların genel kullanımı göz önüne alındığında silindirik ve evolvent profilli dişlere sahip dişli çarklar halen en büyük kullanım alanına sahiptirler. Bunun sebebi ise dişli çarklardan beklenen sabit hız çevrim oranı, kaymadan yuvarlanma, düzgün hareket iletimi gibi bazı genel özelliklerin her dişli çark ve diş geometrisi tarafından sağlanamamasıdır. Genel kullanım alanı dışında farklı özelliklerin yüksek performansların istendiği güç mekanizmalarında farklı boyut ve geometrilere sahip özel dişli çarklara da ihtiyaç duyulmaktadır. Dairesel kesite sahip olmayan eliptik dişli çarklar, dairesel yay profiline sahip Navikov, Wildhaber, Circarc gibi çeşitli isimlerle anılan dişli çarklar bu özel dişli çarklara birer örnektir.

Bu çalışmada incelenen evolvent asimetric dişli çarklar da standart olmayan özel dişli çarklara bir örnektir. Dişli çarklarda ön ve arka diş yüzeyleri fonksiyon ve çalışma şartları açısından farklıdır. Genelde arka diş yüzeyine herhangi bir kuvvet gelmez. Bu sebeple iki yüzeyi de birbirinin aynı, yani simetrik yapmak bir zorunluluk değil, üretim şeklinin bir sonucudur. Bu yüzden profilin simetrikliği performansı arttırmak amacıyla bozulabilir.

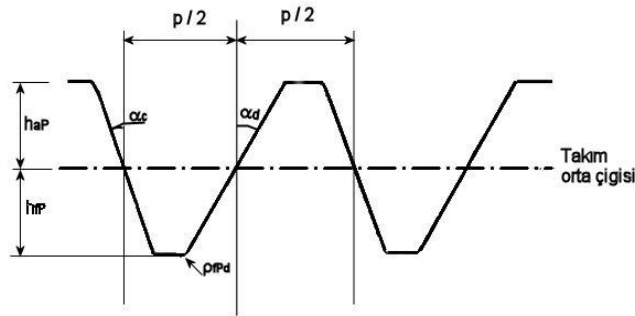
Sertleştirilmiş hypoid dişlilerde diş dibi mukavemetini arttırmak amacıyla ilk kez 1970'li yıllarda bulunan bu diş formu daha sonra silindirik düz dişli çarklar için düşünülmüştür. Literatürde asimetric evolvent dişli çarklar için çok az sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışma sırasında bu çalışmaların yayınlandığı bilimsel makalelerin büyük çoğunluğu elde edilmiştir. Asimetric dişli çarklar, [2,3,4,5,6,7,11,12,13,18,19,22,23,24] tarafından yapılmış teorik ve deneysel çalışmalarda incelenmiştir.

Asimetric evolvent dişli çarklar konu olduğu yayınlar incelendiğinde genellikle özel bir uygulamaya yönelik çalışmaların yapıldığı görülmektedir. Diş dibi mukavemeti üzerine yapılan incelemelerinin bir metot oluşturmaktan uzak olmasının yanı sıra, sadece kavrama açısının değişiminin etkilerinin incelenmiş olması da bu konudaki eksikliği göstermektedir. Bu çalışmada kavrama açısının yanı sıra farklı dişli parametreleri (diş sayısı, takım yarıçapı) de göz önüne alınmıştır. Asimetric diş için uyarlanan bir metot ve sonlu elemanlar analizleri sayesinde diş dibi gerilmeleri parametrik olarak incelenmiştir. Yine diş dibi mukavemetini yükseltmek için yaygın olarak kullanılan profil kaydırmalı dişlilerden oluşan düz dişli çark mekanizmaları, asimetric evolvent dişli çark mekanizmaları ile diş dibi gerilmeleri açısından karşılaştırılmıştır.

2. ASİMETRİK DİŞE SAHİP EVOLVENT DÜZ DİŞLİ ÇARKLAR

Asimetrik dişli geometrisinin simetrik olan standart dişlere göre en önemli farkı, dişin her iki yüzeyindeki (ön -temasin olduğu yüzey- ve arka yüzey) farklı iki evolvent profil için aynı merkeze sahip iki farklı temel daire bulunmasıdır.

İmalat yöntemleri standart düz dişli çarklarla aynıdır. Yalnızca kesici takımın yan yüzeylerindeki profil açısı birbirlerinden farklıdır (Şekil 1).

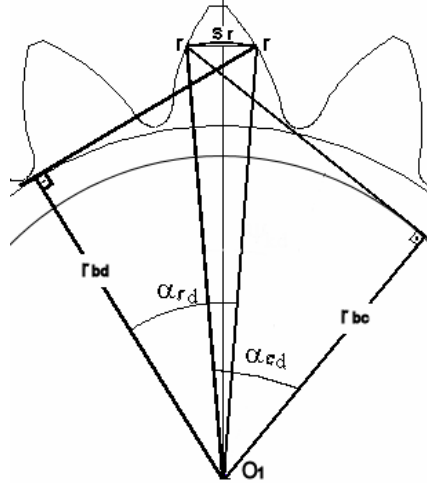


Şekil 1. Asimetrik profilli dişe sahip dişli çark için takım profili

Taksimat daireci çapından farklı bir d_r çapında diş kalınlığı: (Şekil 2)

$$s_r = \frac{d_r}{2} \left(\frac{\pi}{z} + (\text{inv } \alpha_c + \text{inv } \alpha_d) - (\text{inv } \alpha_{rc} + \text{inv } \alpha_{rd}) \right) \quad (1)$$

bağıntısıyla hesaplanır.



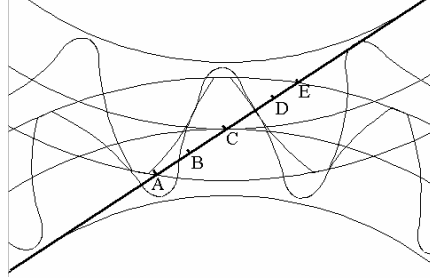
Şekil 2. Herhangi d_r çapında diş kalınlığı

Dişli mekanizmalarında kesintisiz, sürekli bir hareketin sağlanabilmesi için kavrama oranının mutlaka 1,1 değerinden büyük olması istenir. Evolvent düz dişli çarklarda kavrama açısının büyümesi ile kavrama uzunluğu azalmakta dolayısıyla mekanizmanın kavrama oranı düşmektedir. Bu durum asimetrik dişe sahip düz dişli çark mekanizmasının sakıncalı bir yönüdür. Ön yüzey kavrama açısının seçiminde kavrama oranı önemli bir kısıttır. Asimetrik dişli mekanizmasında kavrama oranı :

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

bağıntısıyla hesaplanır.

Kavrama oranı 1-2 arasında bulunan düşük kavrama oranlı dişli çarklarda kavrama süreci boyunca temas halinde bulunan diş çifti sayısı 1 ya da 2 olmaktadır (Şekil 3).



Şekil 3. Asimetrik dişlere sahip bir dişli çark mekanizması için 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 de temasa başlıyor, D-E arası yine iki dişli çifti teması var, **E:** İncelenen dişin temas halinde olduğu son nokta)

Asimetrik dişlere sahip düz dişli çark mekanizmasında kavrama uzunluğu:

$$\overline{AE} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1d}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2d}^2} - a_d \cdot \sin \alpha_d \quad (3)$$

bağıntısıyla tek diş çiftinin temasta bulunduğu kavrama uzunluğu ise:

$$\overline{BD} = (r_{b1d} + r_{b2d}) \cdot \tan \alpha_d - \left[\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1d}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2d}^2} - 2 \cdot p \cdot \cos \alpha_d \right] \quad (4)$$

bağıntısıyla elde edilebilir.

3. ASİMETRİK DİŞE SAHİP EVOLVENT DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN DİŞ DİBİ MUKAVEMETİ AÇISINDAN İNCELENMESİ

Dişli çarklarda, özellikle de sertleştirilmiş dişli çarklarda en önemli hasar türü diş dibi kırılmasıdır. Diş dibi mukavemetini, dişli çark boyutları, diş şekilleri, tam diş yükünün etkidiği en yüksek nokta ve diş dibi bölgesinin geometrisi etkilemektedir [3].

Yapılan teorik ve deneysel çalışmalar sonucunda diş dibi gerilmelerinin hesaplanabilmesi için birçok metot geliştirilmiştir. Alman standardı DIN 3390'da ve Amerikan standardı AGMA 218.1 de verilen metotların yanı sıra ünlü araştırmacı Niemann tarafından geliştirilen metot en fazla kullanılan metotlardır. Bu metotlarda nominal diş dibi gerilmeleri, birçok etkiyi içeren ve deneysel sonuçlara dayanan birçok faktörün çarpımıyla elde edilmektedir. Ancak bu metotların tamamı konvensiyonel standart dişli çarklar ile sınırlıdır. Bu çalışma içerisinde DIN 3390 Metot C tercih edilip uygulanmıştır. Bu metoda göre hatasız kabul edilen bir diş için teorik maksimum nominal diş dibi gerilmesi şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} Y_{Fa} \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (5)$$

F_t diş kuvvetinin teğetsel bileşeni, Y_{Fa} diş form faktörü, Y_S gerilme düzeltme faktörü,

Y_{ϵ} kavrama faktörü, Y_{β} helis faktörü olup düz dişliler için "1" dir.

Asimetrik profilli dişe sahip dişli çarkların gerilme değerlerinin yaklaşık olarak belirlenmesi ve simetrik profilli dişe sahip standart dişli çarklarla karşılaştırılması amacıyla Matlab 6.5 programlama diliyle bir program geliştirildi. Bu program sayesinde kavrama açısı, diş sayısı, takım radyusu gibi önemli parametrelerin diş dibi gerilmelerine etkileri ayrıntılı olarak ortaya çıkarılabilmektedir. Programın çalıştırılması ile bulunan sonuçlar grafiksel ve yazılı olarak elde edilmektedir.

4. DIŞ DİBİ GERİLMELERİNİN BELİRLENMESİNDE SAYISAL METOTLAR

Dişli çarklarda gerilmelerin hesaplanmasında deneysel verilere dayanan ampirik ifadeler içeren genelleştirilmiş metotların yanı sıra sonlu elemanlar, sonlu farklar gibi sayısal metotlarda yaygın olarak çok sayıda çalışmada kullanılmıştır.

Bugüne kadar yapılan bir çok çalışma, sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermiştir.

Tasarımda optimum çözüme ulaşmakta parametrik analiz önemlidir. Parametrik analizde kullanılan diğer sayısal yöntemlere göre kullanımı daha yaygın olan sonlu elemanlar metodu, deneysel yöntemlere göre hem maliyet ve hem de harcanan zaman açısından daha üstündür.

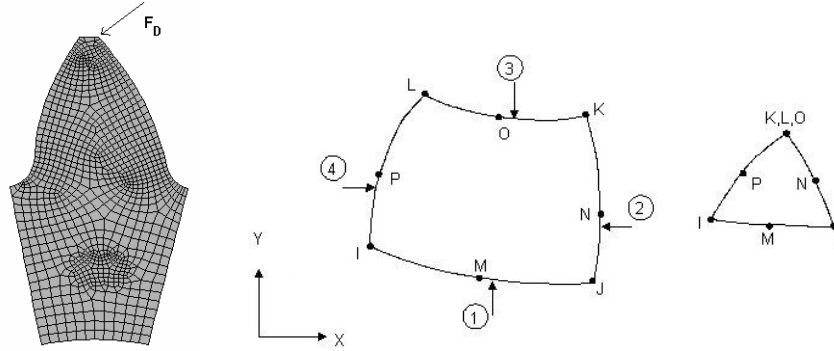
Günümüzde sonlu elemanlar metodunu kullanan çok sayıda mühendislik paket programları mevcuttur. Bu durum metodun yaygınlaşmasında önemli bir etkidir. Bu çalışmada ANSYS 8.0 sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır. Analiz için geliştirilen 2 boyutlu diş modeli ve seçilen eleman Şekil 4'te görülmektedir.

5. SONLU ELEMANLAR METODUNDA PARAMETRİK ANALİZ İÇİN BİLGİSAYAR PROGRAMI GELİŞTİRİLMESİ

Dişli çark mekanizmalarında optimum tasarıma ulaşmak ya da farklı parametrelerin etkilerinin ayrıntılı incelenmesi için sonlu elemanlar analizinin zaman alıcı adımlarının tekrar edilmesi zorunludur.

Dişli çark mekanizmasının sonlu elemanlar analizinde geometrik noktaların bilinmesi halinde dahi bu işlem adımları tek bir diş için 35-45 dk. süre gerektirmektedir. Hem işlem süresi hem de işlem adımlarının tasarımcıyı yorması sebebiyle tüm bu adımların bilgisayar programlamasıyla entegrasyonu (otomasyonu) gereklidir.

Bu çalışmada otomasyonu sağlamak için tüm sonlu elemanlar analizi adımlarını içeren batch dosyasının yazılması için bir bilgisayar programı geliştirildi. Program için Matlab 6.5'in programlama dili kullanılmıştır. Program sayesinde bir diş modeli için analiz süresi yaklaşık 3 dk.'ya kadar indirilmiştir. Bu sayede çok sayıda dişli çark mekanizmasının parametrik analizi gerçekleştirilmiş olmaktadır. Geliştirilen program ile tüm standart ve standart olmayan profil kaydırılmış ve asimetrik profilli dişlere sahip düz dişli çarklar için diş dibi gerilmesi ve rijitlik analizleri gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 4. Geliştirilen diş modeli ve 4 köşe ve kullanılan 8 noktadan oluşan 2 boyutlu Plane 82 elemanı

6. ASİMETRİK PROFİLLİ DİŞE SAHİP DİŞLİ ÇARKLARIN OLUŞTURDUĞU DÜZ DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARININ PROFİL KAYDIRILMIŞ DÜZ DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARıyla KARŞILAŞTIRILMASI

Dişli çarkların diş dibi mukavemetini arttıracak bir yöntemin de pozitif profil kaydırma olduğu bilinmektedir. Profil kaydırma yöntemi, yalnız mukavemet arttırmak için değil kavrama oranının arttırmak, dişli çark mekanizmalarında istenilen eksenler arası mesafeyi sağlayabilmek için de uygulanmaktadır. Profil kaydırma yönteminde önemli olan istenilen iyileştirmeye uygun profil kaydırma miktarlarının amaca uygun olarak (x_1, x_2) belirlenmesidir. Mekanizma boyutlarının büyümemesi istendiğinde ise $x_1 = -x_2 > 0$ profil kaydırma oranlarına göre yapılan kaydirmalı sıfır mekanizmalar (K-0) önerilmekte ve kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, kaydirmalı mekanizmalarda $x_1 + x_2$ için önerilen bu değer aralığı ve x_1 profil kaydırma oranının bulunması için yine DIN 3992'de tavsiye edilen

$$x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + (0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}) \frac{\log(z_2 / z_1)}{\log(z_1 \cdot z_2 / 100)} \quad (6)$$

ifadesi kullanılmıştır.

Asimetrik profile sahip evolvent düz dişli çarklar ile profil kaydırma uygulanmış düz evolvent dişlilerin karşılaştırılabilmesi ve asimetrik dişe sahip dişli çarkın farklı varyasyonları için diş dibi gerilmesi açısından eşdeğer, profil kaydırma işlemi uygulanmış dişli çarklarının bulunabilmesi için bir başka program daha geliştirilmiştir. Geliştirilen diğer bir bilgisayar programı ile de asimetrik dişlilere diş dibi gerilmesi açısından eşdeğer olan profil kaydırılmış dişlilerin profil kaydırma oranları, verilen sınırlar içerisinde belirlenmektedir.

7. ASİMETRİK DİŞE SAHİP EVOLVENT DÜZ DİŞLİ ÇARKLARIN DİNAMİK YÜKLER AÇISINDAN İNCELENMESİ

Dişli çark mekanizmalarında dinamik yük statik yük kadar önemli bir faktördür. Bu nedenle, asimetrik dişe sahip düz dişli çarklar için de dinamik yüklerin belirlenmesi gereklidir. Asimetrik profilli dişlere sahip evolvent düz dişli çarkların dinamik yükler açısından teorik olarak incelenmesine literatürde karşılaşılmamıştır. Bu önemli eksiklik bu çalışma çerçevesinde giderilmeye çalışılmıştır.

Bu çalışmada dişli çarkların burulma titreşimlerine dayanan analitik bir dinamik model kullanılmıştır. Bu analitik model daha önceleri bir çok araştırmacı tarafından standart düz dişli

çarkların dinamik yüklerinin hesaplanmasında kullanılmıştır.(1,10,17,22,23) Bu modelle yapılan daha önceki teorik çalışmalarda deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlara ulaşılmıştır.

Ön yüzey kavrama açısına bağlı olarak diş rijitliği ve mekanizmanın kavrama oranındaki değişim bu dişli çarkların analizini konvensiyonel düz dişli çarkların dinamik analizinden ayırmaktadır.

Dinamik yüklerin belirlenmesinde en önemli parametre diş rijitliğidir. Diş rijitliklerinin tespiti için sonlu elemanlar metodunun yanında analitik modellerden elde edilmiş bağıntılar kullanılmaktadır. Bu bağıntılar bilgisayar programlama açısından çok elverişlidir. Ancak asimetrik dişler için elde edilmiş bağıntıların literatürde bulunmaması nedeniyle bu çalışmada diş rijitliği için özel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen program sayesinde kuvvet yönündeki diş deformasyonları kavrama periyodunu 4'e bölen 5 temas noktası için otomatik olarak elde edilmektedir. Bu deformasyon değerleri rijitlik değerlerine dönüştürülüp eğim eğrileri ve bu eğrilerin denklemleri bulunmaktadır. Elde edilen bu eğriler program içerisinde kullanılarak asimetrik profile sahip dişlerden oluşan düz dişli çarkların dinamik analizi gerçekleştirilmektedir.

8. ÖRNEK SAYISAL ÇÖZÜMLER

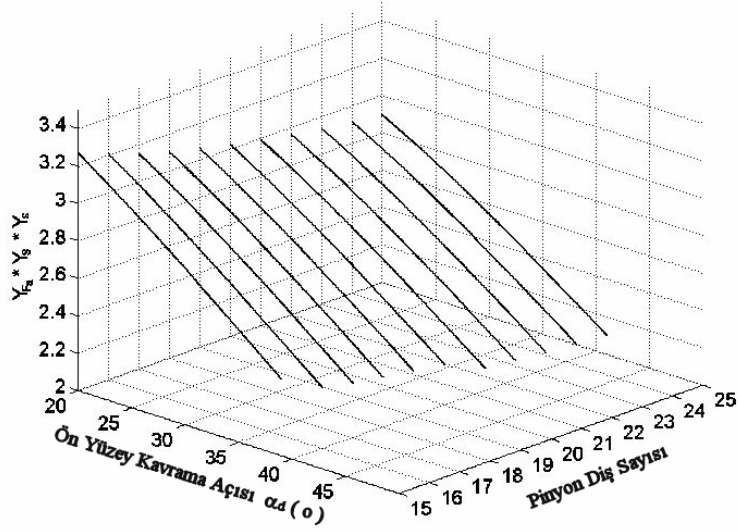
Bu yayında, asimetrik evolvent dişe sahip düz dişli çarkların analizi için elde edilen çok sayıdaki sayısal çözümlerin sadece bir kaçına yer verilmiştir.

Asimetrik dişe sahip evolvent düz dişli çarkların diş dibi gerilmeleri açısından incelenmesi için gerçekleştirilen sayısal çözüm için kullanılacak dişli çark mekanizmalarının özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Geliştirilen program sayesinde 3-boyutlu olarak pinyonun diş sayısının ve ön yüzeydeki kavrama açısının değişimi ile normalize edilmiş teorik diş dibi gerilmesinin değişimi elde edilmiştir (Şekil 5.). Bu örnekte, pinyon için literatürde en fazla tavsiye edilen diş sayısı aralığı olan 15-25 aralığı ve ön yüzeydeki kavrama açısı için de 20-42° aralığı tercih edilmiştir.

Diş başı kalınlığı ve kavrama oranı kısıtları çerçevesinde bulunan bu sonuçlar incelendiğinde, daha öncede elde edilen sonuçların paralelinde artan diş sayısının ve ön yüzey kavrama açısının diş dibi gerilmesini azalttığı görülmektedir. Bunun dışında artan diş sayısı ile kısıtlar içerisinde tercih edebileceğimiz maksimum ön yüzey kavrama açısının değeri de yükselmektedir. Örneğin; 15 diş sayısı için 28° olan bu değer 25 diş sayısında 41°'ye ulaşmaktadır.

Tablo 1. Örnek dişli çark mekanizmasının verileri

P	8 kW	n₁	1000 d/dk
m_n	2 mm	α_r, α_c	20°
z₁	15...25	β	0°
z₂	40	ρ_{fp}	0,75 mm
h_{aP}	2 mm	b	40 mm
h_{fp}	2,4 mm	x₁	0
Malzeme	Çelik	x₂	0



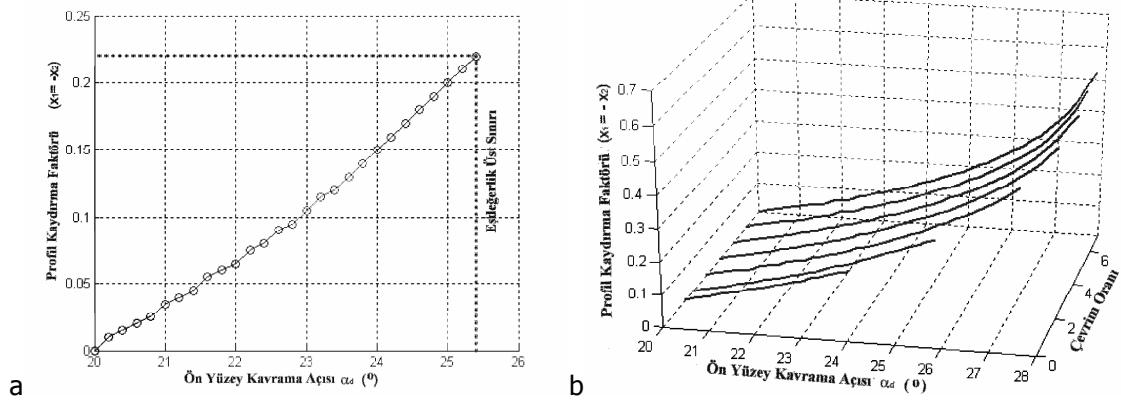
Şekil 5. Pinyonun diş sayısına ve ön yüzey kavrama açısının değişimine bağlı olarak $Y_{Fa} * Y_S * Y_{\epsilon}$ faktör çarpımının eğrileri

Asimetrik dişe sahip evolvent düz dişli çarkların diş dibi gerilmeleri açısından incelenmesi profil kaydırma uygulanmış düz evolvent dişli çarkların karşılaştırılması için gerçekleştirilen sayısal çözümde kullanılan mekanizmanın verileri Tablo 2’de verilmiştir. Bu yayında, sadece karşılaştırmada profil kaydırmalı mekanizmalardan kaydırmalı sıfır mekanizma için elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Tablo 2. Örnek mekanizma verileri

z_1	18
z_2	27-36-54-72-90-108-126
m_n	5 mm
h_{ap}	5 mm
h_{fp}	6,25 mm
ρ_{fp}	1,875 mm
α_c / α	20°
b	50 mm
Malzeme	Çelik

Burada ifade edilen üst limit programın sınır şartları içinde ulaştığı son çözüm değeridir. Bu sınırın üzerindeki kavrama açısı değerlerine sahip asimetrik profilli dişlere sahip dişli çarklara diş dibi gerilmesi açısından eşdeğer olan profil kaydırılmış dişli çarklar bulunmamaktadır. Bu sınıra kadar herhangi bir ön yüzey kavrama açısına sahip asimetrik dişli çarklara eşdeğer profil kaydırmalı dişli çarklar için gerekli profil kaydırma oranları (x_1, x_2) belirlenebilmektedir. Örneğin; $\alpha_c=20^\circ, \alpha_d=24^\circ$ olan asimetrik dişli çarklara sahip mekanizmanın diş dibi gerilmesi açısından eşdeğeri olan profil kaydırmalı dişli çarklara sahip kaydırmalı sıfır mekanizmasına ait profil kaydırma oranları $x_1=-x_2=0,15$ belirlenmektedir (Şekil 6.).



Şekil 6. a) Kaydırmalı sıfır mekanizmalardan ön yüzey kavrama açısına bağlı olarak eşdeğer mekanizmaların belirlenmesi ($z_1 = 36$ için) b) Asimetrik profilli dişler eşdeğer profil kaydırmalı dişlilerin bulunması

Şekil 6.b'de sunulan grafiklerde farklı ön yüzey kavrama açısına sahip dişli çarklar için diş dibi gerilmesi açısından eşdeğer profil kaydırmalı dişli çarkların profil kaydırma oranları çevrim oranına bağlı olarak görülebilmektedir.

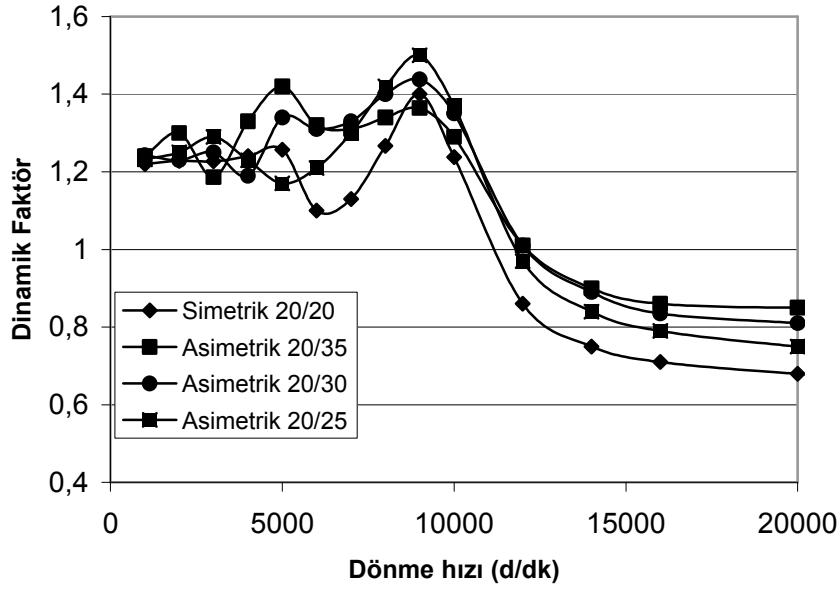
Asimetrik profilli dişe sahip dişli çarklarda ön yüzeydeki kavrama açısı, kavrama oranı ve diş başı sivrilmesi kısıtları göz önüne alındığında, 39-40°ye kadar seçilebilmektedir. Elde edilen teorik sonuçlar incelendiğinde eşdeğerleri bulunabilen asimetrik profilli dişe sahip dişli çarkların ön yüzey kavrama açıları 40° civarına yaklaşmamaktadır. Bu sonuç, asimetrik profilli dişlere sahip dişli çarkların diş dibi gerilmesi açısından profil kaydırmalı dişlilerden daha üstün olabildiğini göstermektedir.

Tablo 3'de verilen genel özelliklere sahip mekanizmada simetrik dişlere sahip dişli çarklar ile farklı ön yüzey kavrama açlarına sahip asimetrik dişlere sahip dişli çarklar karşılaştırılmıştır. Kavrama açısı 20° olan simetrik profilli dişlere sahip dişli çarklar ile ön yüzey kavrama açıları 25°, 30° ve 35° olan asimetrik dişlere sahip dişli çarklar oluşan dinamik yükler açısından karşılaştırılmıştır.

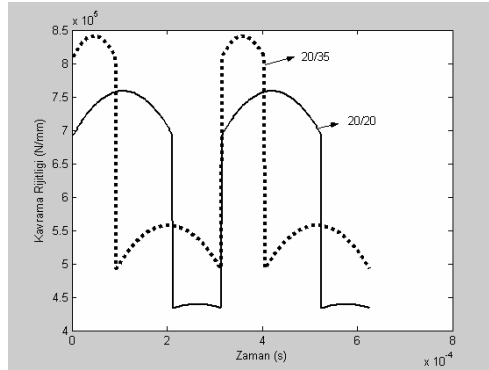
Tablo 3. Örnek olarak analiz edilecek mekanizmanın özellikleri

Modül	3.18 mm
Pinyon diş sayısı	32
Çevrim oranı	1
Pinyon kütlesi	1,2 kg
Dişli kütlesi	1,2 kg
Malzeme	Çelik
Yağın kinematik viskozitesi	100 cSt
Sönüm oranı	0,17
Dişli genişliği	25,4 mm
Diş derinliği	1,25 m
Diş başı yüksekliği	1 m

Karşılaştırmanın daha iyi bir şekilde sunulabilmesi için maksimum dinamik faktörlerin pinyonun devir sayısına göre değişimi Şekil 7'deki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 7. Dinamik faktörün dönme hızına bağlı değişimi



Şekil 8. Kavrama süreci boyunca kavrama rijitliğinin değişimi

Şekil 8.'de kavrama rijitliğinin kavrama süreci boyunca değişimi görülmektedir. Tek diş çifti bölgesinde kavrama rijitliğinin daha düşük olduğu bir kez daha tespit edilmektedir. Ön yüzey kavrama açısı 35° olan asimetrik dişe sahip düz dişli çarklar ile simetrik düz dişli çarkların kavrama rijitlikleri karşılaştırılmıştır.

9. SONUÇLAR

Bu çalışmada, daha yüksek diş dibi mukavemeti dolayısıyla daha yüksek yük taşıma kabiliyeti elde edebilmek amacıyla tasarlanan asimetrik evolvent dişe sahip düz dişli çarkların özellikle diş dibi mukavemeti ve dinamik davranışı konularında bilgisayar destekli parametrik analizi gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada hem simetrik hem de asimetrik dişlere sahip evolvent düz dişli çarklar için kullanılabilecek bir genel prosedür ve bilgisayar programları geliştirilmiştir.

Bu çalışmada asimetrik evolvent dişe sahip dişli çarkların analizi ile elde edilmiş genel sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Asimetrik profilli dişlerde ön yüzey kavrama açısının büyümesi diş dibinde oluşan maksimum gerilmeyi diş dibi kalınlığına bağlı olarak azaltmaktadır. Bu sonuç yük taşıma kapasitesini ve yorulma sınırını arttıracaktır.
- Ön yüzey kavrama açısının büyümesi dişli çark mekanizmasının kavrama oranının azalmasına neden olmaktadır. Bunun yanı sıra tek diş çifti bölgesinin büyümesine sebep olmaktadır.
- Pinyonun diş sayısının artması ile asimetrik profilli dişler de daha büyük ön yüzey kavrama açılarına ($\approx 42^\circ$) ulaşabilmektedir.
- Örnek olarak incelen üç farklı mekanizma için yapılan karşılaştırmalarda, ön yüzey kavrama açısı 28° 'den daha büyük olan asimetrik dişe sahip dişli çarklara eşdeğer profil kaydırmalı dişli çarklar bulunamamıştır.
- Asimetrik profilli dişlere sahip dişli çarkların dinamik yükler açısından incelenmesi sonucunda dönme hızı, kritik hıza yaklaştıkça maksimum dinamik faktörün arttığı görülmüştür. Ayrıca maksimum dinamik yükün tek diş çifti kavrama bölgesinde ve bu bölgenin başlangıç noktası B noktasına yakın olduğu belirlenmektedir. Kritik dönme hızından daha yüksek dönme hızlarında dinamik yük azalmakta ve dinamik faktör 1 değerinin altına düşmektedir. Yine dinamik yükün genlik değerleri de daha kararlı bir hal almaktadır.
- Asimetrik dişe sahip dişli çarklar için dinamik faktörlerin ön yüzey kavrama açısının büyümesiyle özellikle yüksek hızlarda arttığı görülmektedir. Bu artışın sebebi ön yüzey kavrama açısının büyümesi ile düşen kavrama oranı ve artan ortalama diş rijitliğidir. Ancak rezonans devrine yakın devirlerde maksimum dinamik faktörün değişimi bir genelleme yapmaya izin vermemektedir.

10. KAYNAKÇA

- [1] ARIKAN,S.M.A. 1991. Dynamic Load and Contact Stress Analysis of Spur Gears. Advances in Design Automation-ASME, 32: 85-91.
- [2] ARIKAN,S.M.A., UYAR,Ö. 1993. Performance Rating of Spur Gears with Nonstandard Proportions and Profiles. Annals of the CIRP, 42(1): 189-192.
- [3] BIBEL,G.D., REDDY,S.K., SAVAGE,M., HANDSCHUH,R.F. 1994. Effects of Rim Thickness on Spur Gear Bending Stress. Journal of Mechanical Design,116: 1157-1162.
- [4] ÇAVDAR, K., KARPAT,F., BABALIK,F.C. 2005. Computer Aided Analysis Of Bending Strength of Involute Spur Gears With Asymmetric Profile. Journal of Mechanical Design, 121(3): 477-484.
- [5] DENG,G., NAKANİSHI,T. 2001. Enhancement of Bending load Carrying Capacity of Gears Using An Asymmetric Involute Tooth. The JSME International Conference on Motion and Transmissions, Fukuoka-Japan, p.513-517.
- [6] DIFRANCESCO,G., MARINI,S. 1997. Structural Analysis of Teeth with Asymmetrical Profiles. Gear Technology, p.16-22.
- [7] DIFRANCESCO,G., MARINI,S. 1997. Structural Analysis of Asymmetrical Teeth: Reduction of Size and Weight. Gear Technology, p.47-51.
- [8] DIN 3990, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern-Berechnung der Zahntragfähigkeit. Teil 3, 1987.
- [9] FETVACI, M.C., İMRAK,C.E. 2004.Diş Dibi Gerilmelerinin Analizi için Düz Dişli Çarkların Sonlu Eleman Modellenmesi. Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Dergisi. Cilt 19, No:2, s.199-203.
- [10] ICHIMARU,K., HIRONO,F. 1974. Dynamic Behavior of Heavy-Loaded Spur Gears. Journal of Manufacturing Science and Engineering, May, 373-381.
- [11] KAPELEVICH,A.L. 2000. Geometry and Design of Involute Spur Gears with Asymmetric Teeth. Mechanism and Machine Theory, 35: 117-130.

- [12] KAPELEVICH,A.L., SHEKHTMAN,Y.V. 2003. Direct Gear Design: Bending Stress Minimization. *Gear Technology*, September/October, 44 - 49.
- [13] KAPELEVICH, A. VE MCNAMARA T.M. 2003. Direct Gear DesignSM for Optimal Gear Design. Society of Manufacturing Engineers, Columbus United States of America.s.16.
- [14] KARPAT, F., 2005. Asimetrik Evolvent Diş Sahip Düz Dişli Çarkların Analizi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Entitüsü, Doktora Tezi, 194s.
- [15] KASUBA,R., EVANS,J.W. 1981. An Extended Model for Determining Dynamic Loads in Spur Gearing. *Journal of Mechanical Design*,103: 398-409.
- [16] KLEISS,R., KAPELEVICH,A.L., KLEISS,N. 2001. New Opportunities with Molded Gears. AGMA Fall Technical Meeting, Detroit, 3-5.
- [17] KUANG,J.H., LIN,A.D. 2001. The Effect of Tooth Wear on the Vibration Spectrum of a Spur Gear Pair. *Journal of Vibration and Acoustics*, 123: 311-317.
- [18] 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.
- [19] LITVIN,F.L., FUENTES,A., HOWKINS,M. 2001. Design, Generation and TCA of New Type of Asymmetric Face-Gear Drive with Modified Geometry.*Computers Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 190: 5837-5865.
- [20] PEDRERO,J.I., RUEDA,A., FUENTES,A. 1999. Determination of the ISO Tooth Form Factor for Involute Spur and Helical Gears. *Mechanism and Machine Theory*, 34: 89-103.
- [21] TEARUCHI,Y., HIDETARO,M. 1974. Comparison of Theories and Experimental Results for Surface Temperature of Spur Gear Teeth. *Journal of Engineering for Industry*, February, 41-50.
- [22] WANG,K.L., CHENG,H.S. 1981. A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperatures in Spur Gears-Part I Analysis. *Journal of Mechanical Design*, 103: 177-187.
- [23] WANG,K.L., CHENG,H.S. 1981. A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperatures in Spur Gears-Part II Analysis. *Journal of Mechanical Design*, 103: 188-194.
- [24] YOERKIE,C.A., CHORY,A.G. 1984. Acoustic Vibration Characteristics of High Contact Ratio Planetary Gears. *The Journal of American Helicopter Society*, 40: 19-32.
- [25] COULBOURNE,J.R. 1987. *The Geometry of Involute Gears*. Springer Verlag, NewYork, 527 s.
- [26] LYWANDER, P. 1983, *Gear Drive Systems: Design and Application*. M.Dekker, NewYork, 143 s.