

# EVOLVENT DÜZ DİŞLİLERDE ALTTAN KESMENİN BİLGİSAYAR SİMÜLASYONU

Cüneyt Fetvacı

Doç.Dr.,

*İstanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,*

*Makine Mühendisliği Bölümü,*

*İstanbul*

*fetvacic@istanbul.edu.tr*

## ÖZET

Bu çalışmada, evolvent dişlilerde yük taşıma kabiliyetini sınırlayan alttan kesmenin görsel incelenmesi ele alınmıştır. Kremayer-tipi kesici takımın denklemleri, koordinat dönüşüm, diferansiyel geometri ve yuvarlanma prensipleri evolvent düz dişli çarkına uygulanmış ve bunun matematiksel modeli çıkarılmıştır. Referans kremayer profile ve takım uç geometrisine göre evolvent dişlinin alttan kesme için sınır diş sayısı incelenmiştir. Bu bağlamda, önce, matematik modeli esas alan bir bilgisayar programı geliştirilmiş ve sonra, çeşitli diş sayıları ve takım uç yuvarlatma yarıçapları için program çıktıları görselleştirilmiştir. Bunların ardından da sınır diş sayısına etki eden parametreler vurgulanmıştır. Ayrıca, bu programlama yaklaşımı ile çeşitli dizayn parametrelerinin dişli çark geometrisi üzerindeki etkileri imalattan önce incelenebilmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Evolvent dişli, kremayer takım, alttan kesme, profil kaydırma

# COMPUTER SIMULATION OF UNDERCUTTING OF SPUR INVOLUTE GEARS

## ABSTRACT

In this paper the undercutting of spur gears that limits the load bearing capacity has been investigated visually with computer graphs. By applying the equations of the rack cutter, the principle of coordinate transformation, the theory of differential geometry, and the theory of gearing, the mathematical model of involute spur gear has been given. The minimum number of teeth to avoid undercutting has been given for standard full-depth involute rack and cutter tip geometry. A computer program has been developed based on the given gear tooth mathematical model. Computer graphs of generated teeth profiles have been obtained for various gear teeth number and tool tip geometry. Thus, design parameters effecting to the minimum number of pinion teeth have been emphasized. Moreover, the effect of design parameters on gear geometry can be investigated before manufacturing with this programming approach.

**Keywords:** Involute gear, rack cutter, undercutting, addendum modification

Geliş tarihi : 04.07.2014

Kabul tarihi : 26.08.2014

Fetvacı, C. 2014. "Evolvent Düz Dişlilerde AltTan Kesmenin Bilgisayar Simülasyonu," Mühendis ve Makina, cilt 55, sayı 656, s. 50-58.

## 1. GİRİŞ

Dişli çarklar, saatlerden takım tezgâhlarına, otomobillerden uçaklara birçok mühendislik uygulamasında güç ve hareket iletiminde tercih edilen makine elemanlarıdır. Diş profilini tayin eden trokoid ve evolvent denklemlerin programlanması ve sonuçların görselleştirilmesi, çeşitli parametrelerin dişli çark geometrisi üzerindeki etkilerini imalattan önce inceleme fırsatı sağlamaktadır. Uzun yıllardan beri üzerinde çalışılan bu konu, dişli çarkların güç iletiminde, birçok uygulamada en iyi çözümü sunmaları nedeniyle güncelliğini korumaktadır. Çok sayıda araştırmacı, farklı tipten dişlilerin matematik modellenmesi, sonlu elemanlar metodu ile gerilme analizi ve temas hatası analizi konularında yayınlar çıkarmıştır [1-7]. Bu metinlerde, güvenilir netice verecek gerilme analizinin ve temas hatası analizinin, her şeyden önce, diş geometrisinin doğru ifadesine bağlı olduğu vurgulanmıştır.

Yuvarlanma metodu ile dişli çark imalatında kullanılan takımlar; kremayer, azdırma ve pinyon bıçak olarak gruplandırılmaktadır. Diş açmada takım ve taslak, senkronize (eş zamanlı) hareket eder. Dişli çarkın, analitik mekaniğin esaslarına göre profili oluşturularak matematik modellenmesi yapılmaktadır. [8-9]. Bir diş profili; taban, kök ve evolvent yüzeyden meydana gelmektedir. Kesici takım, profili dişlinin bu yüzeylerini gösterecek şekilde dizayn edilmektedir. Geometrik büyüklükler referans profile göre belirlenmektedir. Takım uçları sivri, köşelerinden yuvarlatılmış veya tam yuvarlak olabilir. Genel amaçlı uygulamalarda, köşelerinden yuvarlatılmış uçlu takımlar kullanılır. Dişli çarkın kök yüzeyi, takımın yuvarlatılmış ucu tarafından tayin edilmektedir. Litvin, vektör analiz, matris transformasyon, diferansiyel geometri ve dişli ana kanununu kullanarak çeşitli tipten dişlilerin ve kesici takımlarının geometrilerini modellemiştir [9]. Litvin'in Vektör Metodundan hareketle birçok araştırmacı, çeşitli tipten dişli çarkları ele alan çalışmalar yapmışlardır. Ayrıca çeşitli çalışmalarda, takım uç geometrisinin etkileri detaylı bir biçimde incelenmiştir [10-13]. Petersen, diş kökündeki eğilme gerilmelerini azaltmak için, sonlu elemanlar metodu ile optimum kesici takım uç geometrisini bir dizi çalışma sonucunda elde etmiştir [14].

Diş kök geometrisi, yük taşıma kapasitesini tayin eden en önemli faktörlerden biridir. Yuvarlanma metodunda diş kök geometrisi, diş sayısına ve takım ucuna bağlı olarak çeşitli formlarda oluşabilir. Kök formu, dişli üretiminde pinyon şeklinde takım kullanıldığında hem takım diş sayısı hem de imal edilen dişlinin diş sayısından etkilenmekte iken, kremayer şeklinde takım kullanıldığında ise sadece imal edilen dişlinin diş sayısından etkilenmektedir. Takım parametrelerine bağlı olarak tayin edilen minimum diş sayısının altında dişe sahip dişli çark imalinde, diş kök mukavemetinin azalmasına yol açan alttan kesme durumu söz konusudur. AltTan kesme durumunda, diş kökü ile evolventin birleşme noktasının hesap-

lanması sayısal yöntemlerle yapılmaktadır. Sınır diş sayısının üzerinde ise kök bölgesi ile evolvent birleşme noktasında teğet sürekliliği de vardır [6, 13]. Yaygın olarak,  $\alpha_n=20^\circ$  kavrama açılı ve  $h_a=1 \cdot m_n$  baş yükseklikli dişliler kullanılmaktadır. Bununla birlikte, farklı kavrama açılı ve/veya baş yükseklikli dişlilerde alttan kesmeyi inceleyen çalışmalar da literatürde mevcuttur [15-16].

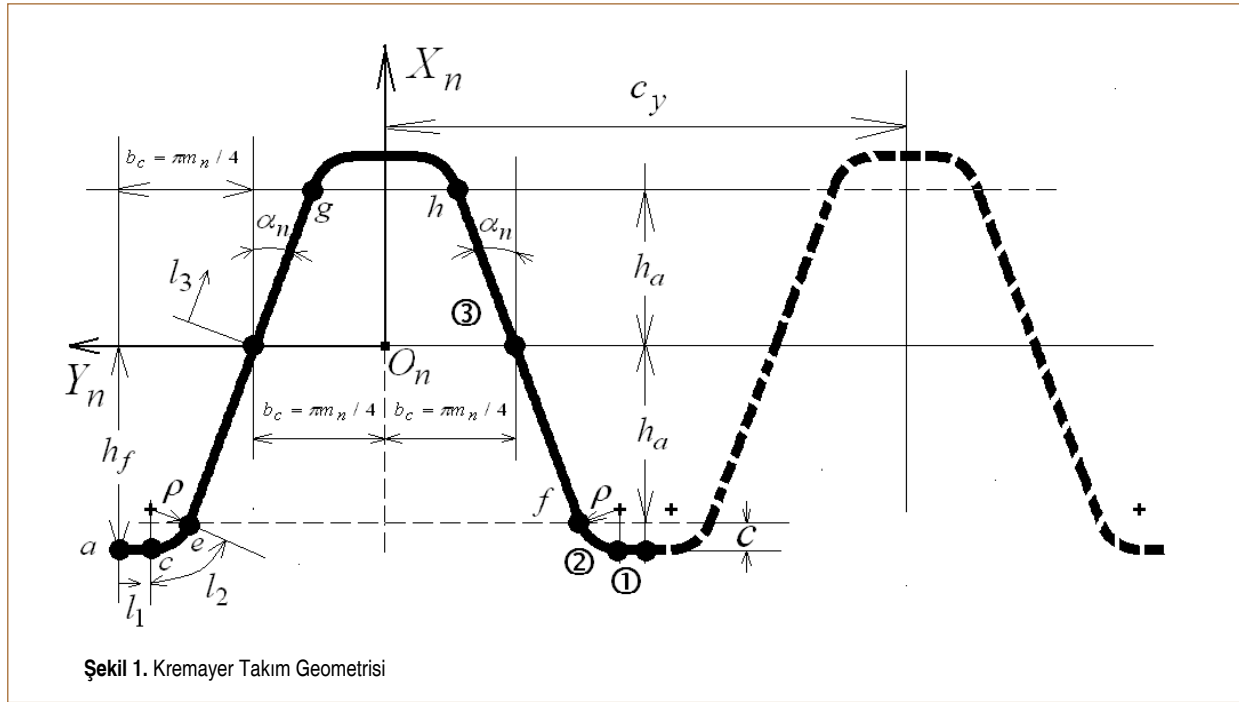
Çeşitli parametrelerin imal edilen diş geometrisi üzerindeki etkilerinin görselleştirmesine yönelik modelleme ve simülasyonu konu alan çalışmalar mevcut olmakla birlikte, bu çalışmada, özellikle sınır diş sayısı, alttan kesme ve profil kaydırma incelenmektedir. Çalışmanın ikinci bölümünde, kremayer-tipi takımın matematik modeli verilmiştir. İmal edilen çarkın matematik modeli, üçüncü bölümde ele alınmıştır. Dördüncü bölümde, sınır diş sayısının hesabı, alttan kesme ve profil kaydırma oranının tayini sunulmuştur. Tanıtılan matematik modeli esas alan bir bilgisayar programı geliştirilmiş ve çeşitli dizayn parametreleri için çıktılar, beşinci bölümde görselleştirilmiştir. Altıncı bölümde, sonuçlar vurgulanmıştır.

## 2. KREMAYER TAKIMIN MATEMATİK MODELİ

Kremayer şeklindeki takımın dişli çarkının şekillendirici yüzeyi 3 bölgeden oluşmaktadır. Düz çizgi formda birinci bölge, dairesel yay formda ikinci bölge ve diş boşluğu merkez doğrusuna göre,  $\alpha_n$  açısıyla eğimli düz çizgi formda üçüncü bölge bulunmaktadır; sırasıyla, imal edilen dişlinin diş tabanını, diş kökünü ve evolvent yavaşını şekillendirmektedir. Şekil 1'de gösterildiği üzere, takım simetrik dişli olduğundan, uygun bir koordinat sistemi seçilerek bir kenarında vektörel analiz yapılır ve uygun işaretleme ile her iki kenarı da ifade eden matematik model tesis edilir.  $S_n(X_n, Y_n, Z_n)$  koordinat sisteminin orijini kremayer takım diş boşluğunun ortasına konumlandırılmıştır. Pozitif  $X_n$  eksenini yukarı doğru, pozitif  $Y_n$  eksenini sola doğru yönlendirilmiştir ve  $Z_n$  eksenini sağ el kuralı ile tayin edilmiştir. Referans kremayer için özellikler, DIN867 standardından alınmıştır [17].

Normal modül  $m_n$ , kavrama açısı  $\alpha_n$  ve takım ucunun yuvarlatma yarıçapı  $\rho$  sembolleriyle gösterilmektedir.  $h_f$  kesici takım dişbaşı yüksekliğidir ve  $b_c = \pi m_n / 4$  kesici takım diş kalınlığının yarısıdır. Baş boşluğu,  $c'$ 'ye göre takım ucu yuvarlatma yarıçapı,  $\rho = c' / (1 - \sin \alpha_n)$  olarak hesaplanır. Takım diş başı yüksekliği,  $h_f = h_a + p \cdot (1 - \sin \alpha_n)$  dir.

Şekil 1'de gösterildiği üzere, kesici takımın birinci bölgesi dişli çarkın dairesel yay formda tabanını oluşturmaktadır. Birinci bölgede herhangi bir noktanın  $X_n$  eksenine göre yerini  $l_1$  parametresi  $0 \leq l_1 \leq b_c - h_f \tan \alpha_n + \rho \tan \alpha_n - \rho \sec \alpha_n$  aralığında tayin etmektedir.  $c_y = 0, 1, 2, \dots$  seçilerek takım istenilen sayıda diş ile tanımlanabilir.  $S_n(X_n, Y_n)$  koordinat sisteminde birinci bölgenin yer vektörü aşağıdaki ifade ile tayin edilir. İfadede



Şekil 1. Kremayer Takım Geometrisi

alt işaret, sol profili; üst işaret ise sağ profili göstermektedir [6-7].

$$R_n^{(1)} = \begin{Bmatrix} x_n^{(1)} \\ y_n^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -h_f \\ \mp \frac{\pi m_n}{2} \pm l_1 + c_y \pi m_n \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Kesici takımın ikinci bölgesi dişli çarkın diş kökü yüzeyini oluşturmaktadır. Bu bölgedeki bir noktanın yerini \$l\_2\$ parametresi \$0 \leq l\_2 \leq 90^\circ - \alpha\_n\$ aralığında tayin etmektedir. \$S\_n\$ koordinat sisteminde ikinci bölgenin yer vektörü aşağıdaki ifade ile tayin edilir [6-7].

$$R_n^{(2)} = \begin{Bmatrix} x_n^{(2)} \\ y_n^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -h_f + \rho - \rho \cos l_2 \\ \mp b_c \mp h_f \tan \alpha_n \pm \rho \tan \alpha_n \mp \rho \sec \alpha_n \pm \rho \sin l_2 + c_y \pi m_n \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Kesici takımın üçüncü bölgesi imal edilen dişli çarkın evolvent yanağını oluşturmaktadır. Şekil 1'de görüldüğü üzere, \$l\_3\$ parametresi bu bölgedeki bir noktanın yerini \$-h\_a / \cos \alpha\_n \leq l\_3 \leq h\_a / \cos \alpha\_n\$ aralığında tayin etmektedir.

Takım diş başı yüksekliğine göre, \$h\_a = h\_f - \rho \cdot (1 - \sin \alpha\_n)\$ olarak hesaplanır. \$S\_n\$ koordinat sisteminde üçüncü bölgenin yer vektörü aşağıdaki ifade ile tayin edilir [6-7].

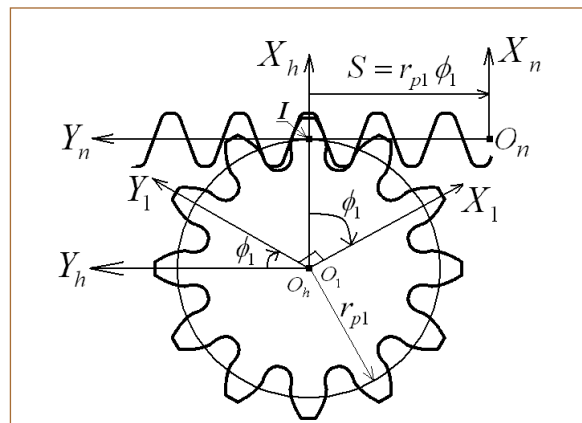
$$R_n^{(3)} = \begin{Bmatrix} x_n^{(3)} \\ y_n^{(3)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} l_3 \cos \alpha_n \\ \mp b_c \pm l_3 \sin \alpha_n + c_y \pi m_n \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Diferansiyel geometriden, verilen koordinat sisteminde tanımlı takım yüzeylerinin birim normal vektörleri aşağıdaki denklemle ifade edilir [9].

$$\mathbf{n}_n^{(i)} = \frac{\frac{\partial \mathbf{R}_n^{(i)}}{\partial l_i} \times \mathbf{k}_n}{\left| \frac{\partial \mathbf{R}_n^{(i)}}{\partial l_i} \times \mathbf{k}_n \right|} \quad (i=1 \sim 3) \quad (4)$$

### 3. İMAL EDİLEN DİŞLİ ÇARKIN MATEMATİK MODELİ

Yuvarlanma metodu ile dişli imalatında takım ile taslak senkronize hareket eder. Dairesel evolvent dişlilerin kremayer takım ile imalatında, Şekil 2'de görüldüğü üzere, takımın taksimat hattı taslak dişlinin taksimat daireleri üzerinde kaymadan yuvarlanmaktadır.



Şekil 2. Diş Açma Prosedüründe Uygulanan Koordinat Sistemleri

\$S\_n(X\_n, Y\_n)\$ kremayer takımın koordinat sistemi, \$S\_1(X\_1, Y\_1)\$ dişlinin koordinat sistemi ve \$S\_h(X\_h, Y\_h)\$ sabit olan referans koordinat sistemidir. Koordinat sistemleri sağ el kuralına uymaktadır. Yuvarlanma prosesinde takım, \$S = r\_{p1} \phi\_1\$ kadar öteleme hareketi yaparken, dişli taslağı \$\phi\_1\$ açısı kadar dönmektedir. \$S\_n\$ koordinat sisteminden \$S\_1\$ koordinat sistemine dönüşüm matrisi 5 numaralı eşitlikte verilmiştir. Dişlinin taksimat yarıçapı \$r\_{p1}\$ ve profil kaydırma miktarı sembolleriyle gösterilmektedir [9].

$$[M_{1n}] = \begin{bmatrix} \cos \phi & -\sin \phi & r_{p1} \phi_1 \sin \phi_1 + (r_{p1} + e) \cos \phi_1 \\ \sin \phi & \cos \phi & -r_{p1} \phi_1 \cos \phi_1 + (r_{p1} + e) \sin \phi_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Böylelikle, kremayer takımın geometrik yeri dişlinin koordinat sisteminde ifade edilir [9].

$$R_i = [M_{1n}] R_n^i, (i = ac \sim fh) \quad (6)$$

Dişli teorisine göre eş çalışan yüzeylerin temas noktasındaki müşterek normali \$I\$ ani dönme merkezinden geçmelidir. Bu durumun matematik ifadesi aşağıda verilmiştir [9].

$$\frac{X_n^{(i)} - x_n^{(i)}}{n_{xn}^{(i)}} = \frac{Y_n^{(i)} - y_n^{(i)}}{n_{yn}^{(i)}} \quad (7)$$

Burada \$(X\_n^{(i)}, Y\_n^{(i)}) = (0, S)\$ ani dönme merkezinin yer vektörü-

dür. Temas noktasının yer vektörü \$(x\_n^{(i)}, y\_n^{(i)})\$ ve

birim normal vektörü \$(n\_{xn}^{(i)}, n\_{yn}^{(i)})\$ dir.

İmal edilen dişli profilinin matematik modeli ise 6 ve 7 denklemlerinin eş zamanlı çözümü ile elde edilmektedir.

### 4. ALTAN KESME VE PROFİL KAYDIRMA

Eşlenik etkide temas eden profillerin tamamının evolvent olması gereklidir. Şekil 3'te görüldüğü üzere A ve E noktaları, temel dairelerinin müşterek teğeti T1T2 doğrusunun içerisinde olmalıdır. Sınır durumda A noktası, T1 ve E noktası T2 noktaları ile çakışır. Bu noktalardan herhangi biri T1T2 doğrusunun dışına çıkarsa girişim olayı meydana gelir. Dişler birbirinin içine girer. Çalışma esnasında büyük dişli, küçük dişlinin evolvent olmayan kısmı ile temas eder. Girişim mekanizmasında aşınma, titreşim ve kilitlemeye sebep olduğundan istenmeyen bir olaydır. Dişli çark mekanizmasında girişim sınır durumu, geometriden büyüklükler yerlerine yazılarak diş sayılarına bağlı ifade edilebilir.

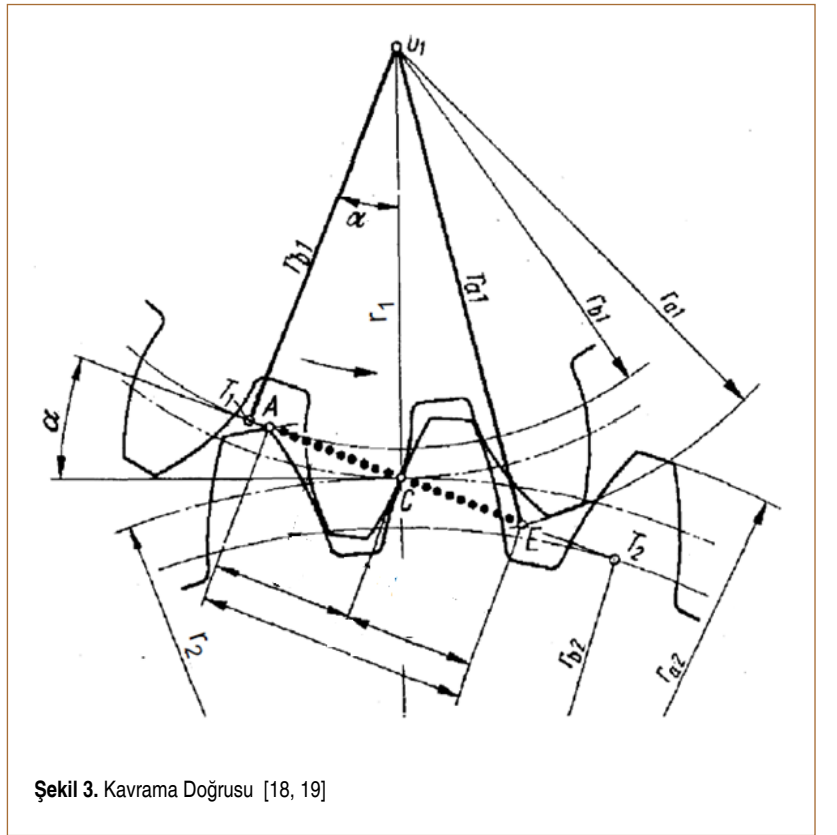
Diş dibi ile evolventin radyal bir çizgi ile birleştirildiği modül freze veya tel erozyonla imalatta girişim kaçınılmaz bir husustur. Bu nedenle, mekanizmada diş sayıları sınırlıdır. Sınır durumda döndüren ve dönen dişli çarkların diş sayıları arasındaki bağıntı aşağıda verilmiştir [20].

$$z_2 = \frac{\left(\frac{z_1}{2}\right)^2 \sin^2 \alpha_n - 1}{1 - \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha_n} \quad (8)$$

Böylelikle, döndüren dişlinin diş sayısına, \$z\_1\$'e bağlı olarak dönen dişlinin alabileceği maksimum diş sayısı \$z\_2\$ hesaplanabilir. Kremayerin diş sayısı sonsuz olduğu kabul edilerek, girişim meydana gelmeden çalışması için minimum pinyon diş sayısı \$z\_1=17\$'dir (teorik). Bu değer, kavrama açısı \$\alpha\_n=20^\circ\$ için hesaplanmış ve kremayerin baş yüksekliği \$h\_a=1 \cdot m\_n\$'dir. 8 numaralı denklemde payda 0'a eşitlenerek düzenleme yapılır.

$$1 - \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha_n = 0 \text{ ve } z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_n} = \frac{2}{\sin^2 20} = 17 \quad (9)$$

Yuvarlanma metodunda ise imalat sırasında kesici takım, diş profilindeki girişim tehlikesini ortadan kaldırır. Kremayer şeklindeki takımın baş yüksekliği artırılmıştır; ancak ilave kısmın kenarları yuvarlatılmış olduğundan, trapez kenar yüksekliği olan \$h\_a=1 \cdot m\_n\$ sınır diş sayısını tayin eder. Takım uç yuvarlatma yarıçapı aktif yüksekliğe etki ettiğinden, krema-



Şekil 3. Kavrama Doğrusu [18, 19]

yer takımı imalatta sınır diş sayısını veren ifade, aşağıdaki formülle de yazılabilir [21].

$$z_{\min} = \frac{2 \cdot (h_f - \rho \cdot (1 - \sin \alpha_n))}{\sin^2 \alpha_n} \quad (10)$$

Minimum diş sayılarının altındaki değerlerde alttan kesme ortaya çıkar. Bu durumda, yuvarlanma prosesinde takım, fazla malzemeyi kaldırır ve evolventin bir kısmını da kesip atar. Altan kesmeyi önlemek için pozitif kaydırma yapılır. Profil kaydırmanın üst sınırını sivri tepe, alt sınırını alttan kesme tayin eder. İşlem kolaylığı açısından ilgili denklemler ve standart değerler kullanılarak hazırlanmış grafikler kullanılmakta-

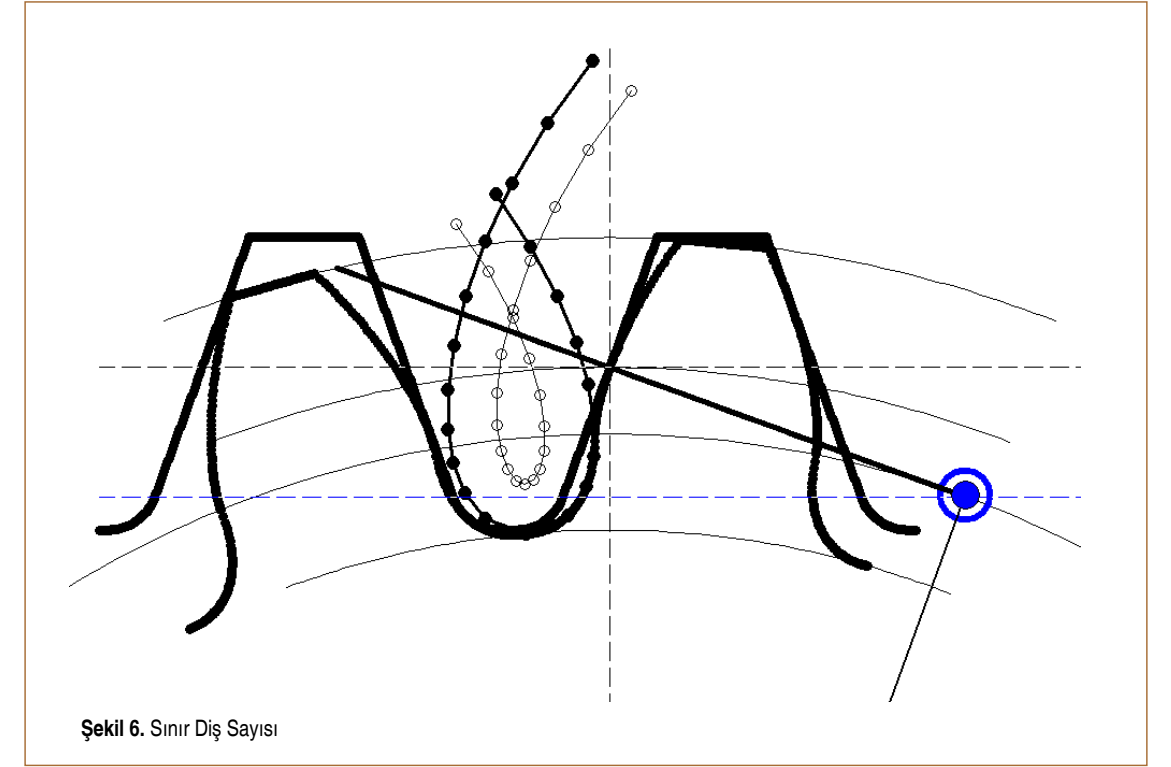
dır. Şekil 4'te gösterilen grafikten profil kaydırma faktörünün sınır değerleri okunabilir. Profil kaydırmanın diş geometrisine olan etkileri Şekil 5'te gösterilmektedir.

## 5. BİLGİSAYAR UYGULAMALARI

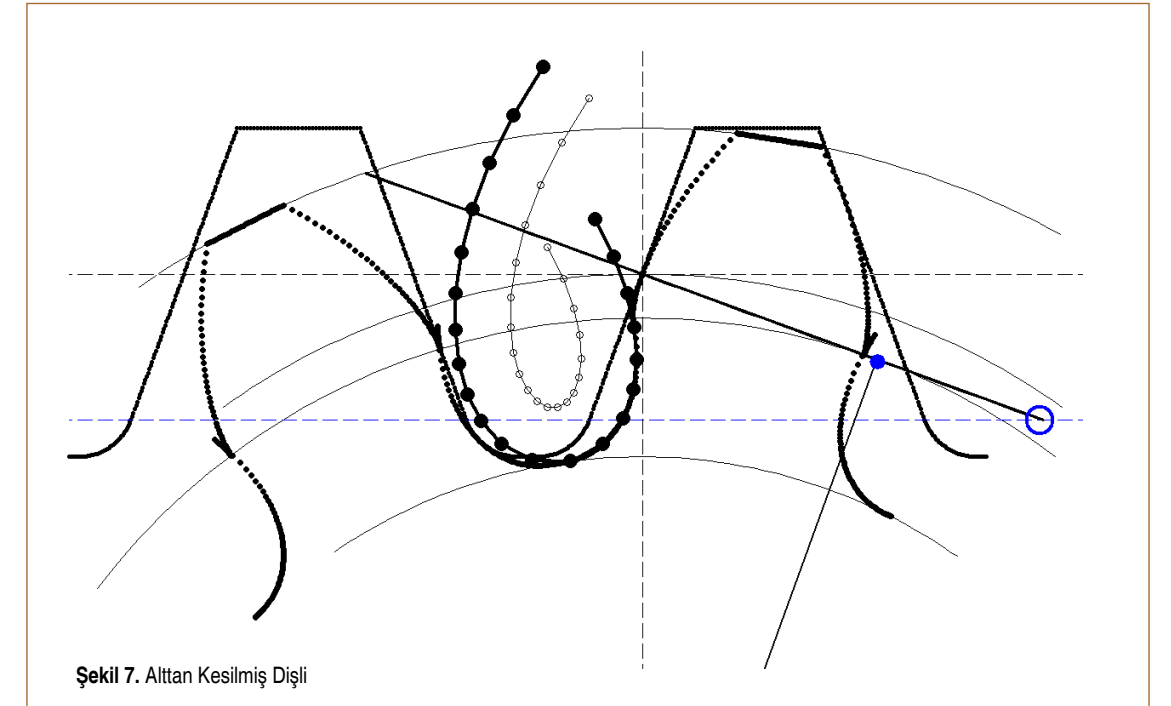
Çeşitli parametrelerin imal edilen dişli çark geometrisine etkilerini incelemek üzere önceki bölümlerde verilen matematik model, GW-BASIC ile programlanarak bilgisayar ortamına aktarılmış ve sonuçlar, GRAPHER grafik işleme programı yardımıyla görselleştirilmiştir. Takım uç geometrisinin ve profil kaydırmanın diş çark geometrisine etkilerini görselleştiren örnekler aşağıda verilmektedir.

Standart takım ile yapılan imalatta sınır diş sayısı,  $z_{\min}=17$  durumunda, takımın kök-evolvent teğet süreklilik noktasından taksimat doğrusuna paralel çizilen doğru sınır noktadan geçmektedir. Sınır nokta, kavrama doğrusunun temel dairesine teğet olduğu noktadır (Şekil 6).

Sınır diş sayısının altında yapılan imalatta ise dişli çarkta alttan kesme meydana gelmektedir. Altan kesme durumunda diş dibi kesiti küçülmekte, yük taşıma kabiliyeti azalmaktadır. Şekil 7'de gösterildiği üzere, takımın kök-evolvent teğet süreklilik noktasından taksimat doğrusuna paralel çizilen doğru kavrama doğrusunu sınır noktanın altından bir noktada kesmektedir. Bu uygulamada diş sayısı  $z=10$  alınmıştır.



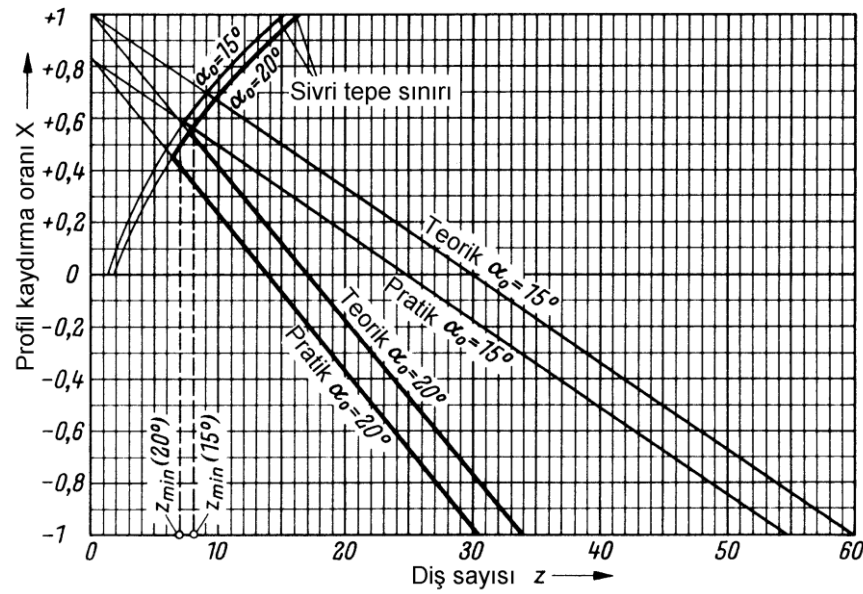
Şekil 6. Sınır Diş Sayısı



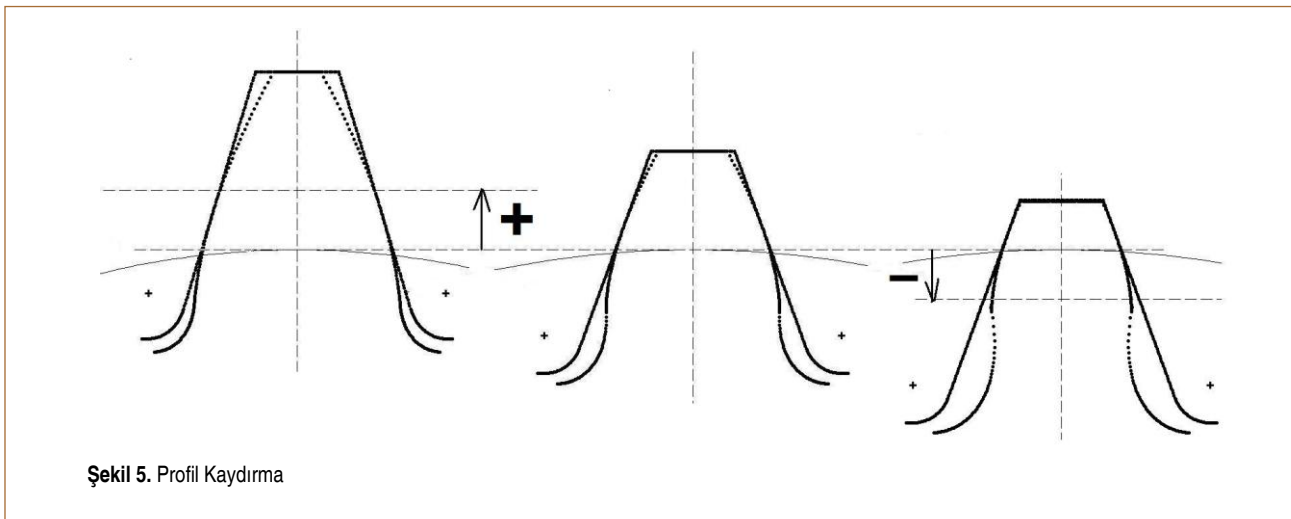
Şekil 7. Altan Kesilmiş Dişli

Altan kesmeyi önlemek için pozitif profil kaydırma yapılır. Bu durumda takım, taslağa göre yukarı çekilmektedir. Şekil 8'de gösterildiği üzere takımın taksimat doğrusu, dişli taslağın taksimat dairesine teğet değildir. Diş sayısı  $z_{\min}=0,415$  olan dişli çarka, alttan kesmeyi sınırda önleyecek miktarda profil kaydırma yapılmıştır.

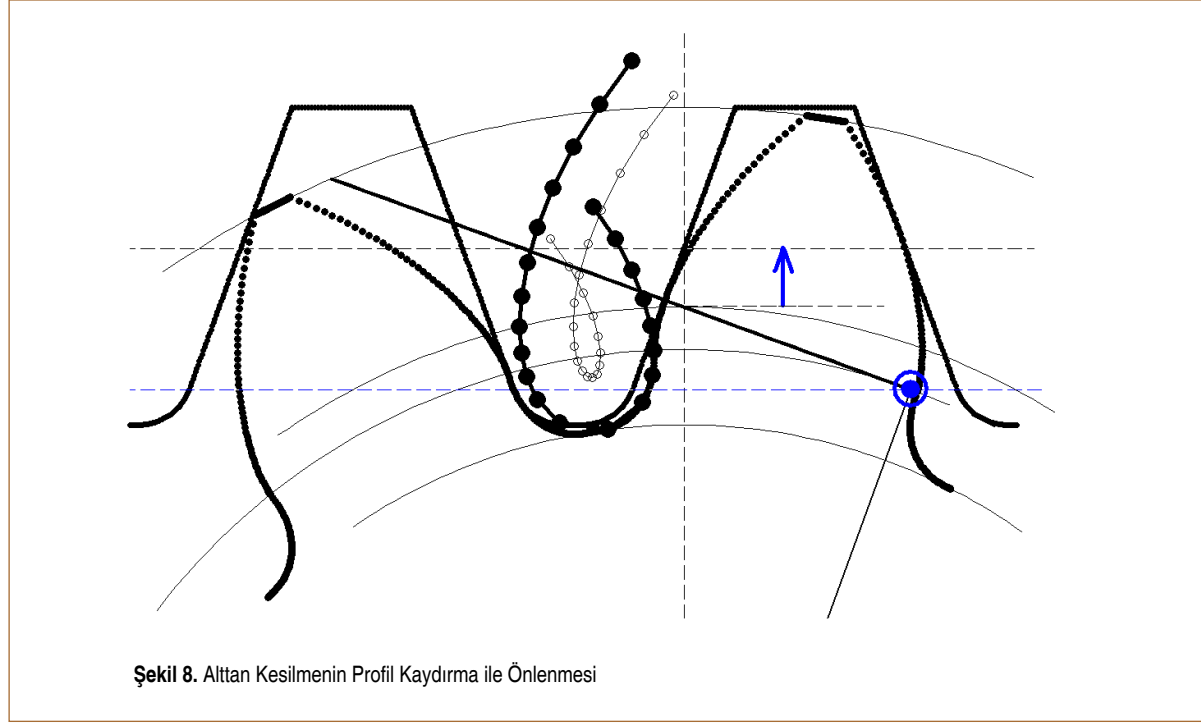
Profil kaydırmanın üst sınırını sivri tepe tayin etmektedir. Baş dairesinde sağ ve sol evolventler kesişmekte, diş kalınlığı 0 değerini almaktadır. Pratikte, ısıl işlem durumuna bağlı olarak, diş başında belli bir değerinde kalınlığın altına müsaade edilmez. Küçük sayılarında sivri tepe oluşmadan yapılacak kaydırma miktarı alttan kesmeyi önlemeye yetmeyebilir. Şe-



Şekil 4. Profil Kaydırma Faktörünün Sınır Değerleri [22]



Şekil 5. Profil Kaydırma

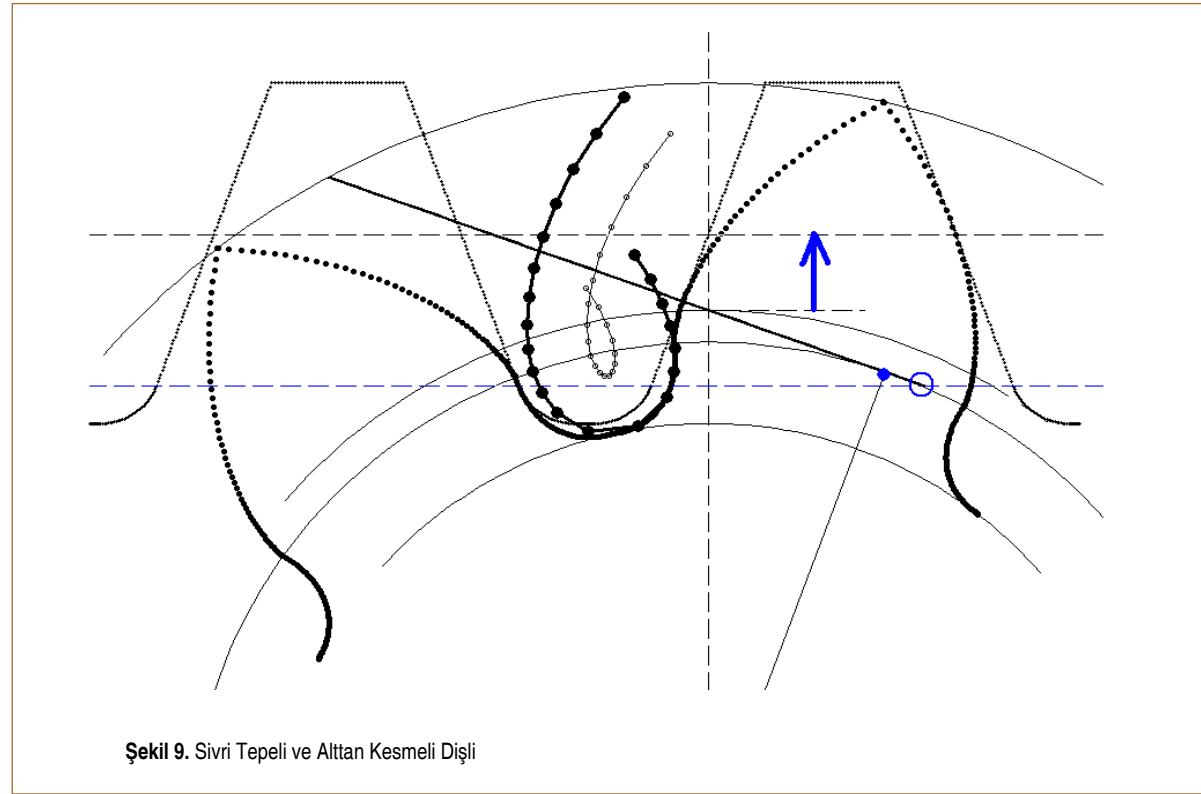


Şekil 8. Altan Kesmenin Profil Kaydırma ile Önlenmesi

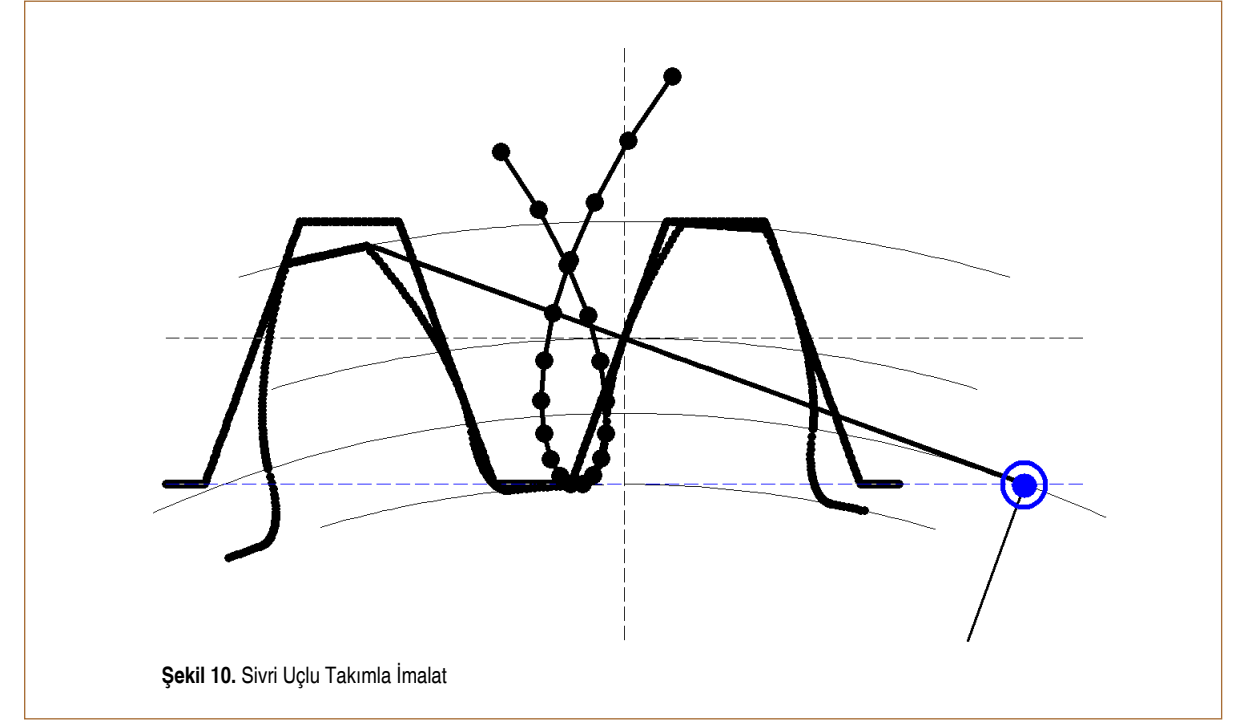
Şekil 9'da bu durum görselleştirilmiştir. Diş sayısı  $z=7$ , alttan kesmeyi önleyecek teorik profil kaydırma faktörü  $x_{\min}=0,5848$  ve sivri tepe için teorik üst sınır  $x_{\max}=0,5$  dir.

Sivri uçlu takımla imalatta ise takımın ucu doğrudan diş kö-

künü tayin etmektedir. Yuvarlatılmış uçlu takımlardan farklı olarak, aktif yükseklik arttığından sınır diş sayısı yükselmektedir. Şekil 10'da  $z_{\min}=21$  sınır diş sayısında sivri uçlu takımla imalat görselleştirilmiştir.



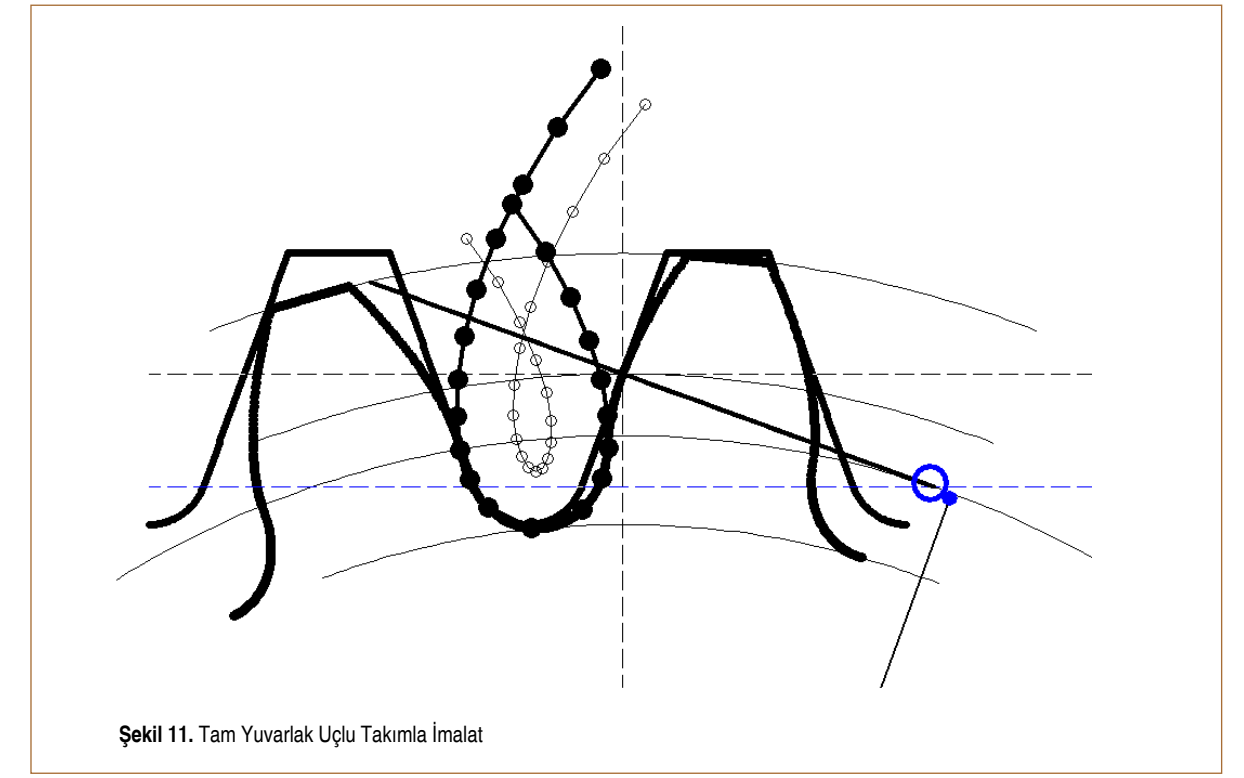
Şekil 9. Sivri Tepeli ve Altan Kesmeli Dişli



Şekil 10. Sivri Uçlu Takımla İmalat

Tam yuvarlak uçlu takımda uç eğrilik merkezi diş merkez çizgisi üzerindedir. Bu takımın avantajı, evolventten diş dibine geçiş tek bir eğriyle sağlandığından, dişkökündeki gerilme yığılmasının minimize edilmesidir. Şekil 11'de görselleştirilen

bu uygulamada diş sayısı,  $z=17$  ve takım uç eğrilik yarıçapı,  $\rho=0,4719m_n$  alınmıştır. Şekil 6'da verilen standart takımla karşılaştırıldığında, sınır diş sayısının düştüğü ve dolayısıyla alttan kesme tehlikesinin azaldığı görülmektedir.



Şekil 11. Tam Yuvarlak Uçlu Takımla İmalat

## 6. SONUÇ

Dişli çarklar, güç iletiminde birçok uygulamada tercih edilen makine elemanlarıdır. Diş profilini tayin eden analitik ifadelere uygun programlanması ile çeşitli dizayn parametrelerinin dişli geometrisine olan etkileri imalattan önce incelenebilir. Bilgisayar destekli tasarım ve sonlu elemanlar metodu gibi mühendislik araçları için dişli çark modelleri elde edilebilir. Evolvent dişli çarklarda küçük diş sayılarında meydana gelecek dişin eğilme mukavemetini azaltan ve mekanizmanın kavrama oranını düşüren alttan kesme, önlenmesi gerekli önemli bir husustur. Altan kesmeyi önlemek için en çok kullanılan metod, profil kaydırmadır. Sunulan bu çalışmada, alttan kesme durumunun ve profil kaydırmanın diş geometrisine olan etkilerinin bilgisayar simülasyonu ile görsel olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Çeşitli takım diş sayıları ve takım uç geometrisinin imal edilen dişli çark geometrisine etkileri gösterilmiştir. Profil kaydırmanın sınırları da bir örnekle gösterilmiştir. Kesici takım uç eğrilik yarıçapı arttıkça sınır diş sayısının düştüğü ve dolayısıyla alttan kesme tehlikesinin azaldığı görülmektedir. Küçük diş sayılarında sivri tepe oluşmadan yapılacak kaydırma miktarı alttan kesmeyi önlemeye yetmeyebilir. Bu çalışma, helisel dişli çarklara ve beveloid (evolvent konik) dişli çarklara doğru genişletebilir. Ayrıca, farklı kavrama açılı ve baş yükseklikli dişlilerin incelenmesi de adapte edilebilir.

## SEMBOLLER

$b_c$	: Kremayer takımın dizayn parametresi
$e$	: Profil kaydırma miktarı
$h_a$	: Kremayer takımın dizayn parametresi
$h_f$	: Kremayer takımın dizayn parametresi
$l_i$	: Kremayer takımın eğrisel koordinatları, $i=1, 2, 3$
$[M_{in}]$	: $S_n$ koordinat sisteminden $S_1$ koordinat sistemine dönüşüm matrisi
$m_n$	: Normal modül
$n_n$	: Kremayer takımın birim normal vektörü
$r_{p1}$	: Taksimat dairesi yarıçapı
$S$	: Kremayer takımın ötelenme mesafesi
$S_i$	: Koordinat sistemleri ( $i=h,n,1$ ); $h$ , sabit, $n$ ; hareketli takım, $1$ ; hareketli taslak
$x$	: Profil kaydırma oranı
$z$	: Diş sayısı
$\alpha_n$	: Kavrama açısı
$\phi_1$	: Dişli taslağın yuvarlanma açısı
$\rho$	: Takım ucu yuvarlatma yarıçapı

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmaya yaptıkları katkılardan dolayı İstanbul Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimine (Proje No. B.Y.P.-38122) teşekkürlerimi sunarım.

## KAYNAKÇA

1. Salamoun, C., Suchy, M. 1973. "Computation of Helical or Spur Gear Fillets," Mechanism and Machine Theory, vol. 8, no. 3, p. 305-323.
2. Tsay, C. B., Fong, Z. H. 1991. "Computer Simulation and Stress Analysis of Helical Gears with Pinion Circular Arc Teeth and Gear Involute Teeth," Mechanism and Machine Theory, vol. 26, no. 2, p. 145-154.
3. Chang, S., L., Tsay, C. B. 1998. "Computerized Tooth Profile Generation and Undercut Analysis of Noncircular Gears Manufactured with Shaper Cutters," Journal of Mechanical Design, vol. 120, no. 1, p. 92-99.
4. Chen, Y. C., Tsay, C. B. 2002. "Stress Analysis of a Helical Gear Set with Localized Bearing Contact," Finite Elements in Analysis and Design, vol. 38, no. 8, p. 707-723.
5. Litvin, F. L., Nava, A., Fan, Q., Fuentes, A. 2002. "New Geometry of Face Worm Gear Drives with Conical and Cylindrical Worms: Generation, Simulation of Meshing, and Stress Analysis," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 191, no. 27, p. 3035-3054.
6. Brauer, J. 2004. "A General Finite Element Model of Involute Gears," Finite Elements in Analysis and Design, vol. 40, no. 13, p. 1857-1872.
7. Yang, S. C. 2005. "Mathematical Model of a Helical Gear with Asymmetric Involute Teeth and Its Analysis," International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 26, no. 5-6, p. 448-456.
8. Buckingham, E. 1949. Analytical Mechanics of Gears, McGraw-Hill, New York, USA.
9. Litvin, F. L. 1994. Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, New Jersey, USA
10. Fetvacı, C., İmraç, C. E. 2007. "Evolvent Düz Dişli Çarklarda Diş Kökü Eğrilerinin İncelenmesi," Mühendis ve Makina, cilt 48, sayı 570, s. 18-22.
11. Alipiev, O. 2011. "Geometric Design of Involute Spur Gear Drives with Symmetric and Asymmetric Teeth Using the Realized Potential Method," Mechanism and Machine Theory, vol. 46, no. 1, p. 10-32.
12. Fetvacı, C. 2011. "Yuvarlanma Metodu ile İmal edilen Asimetrik Evolvent Düz Dişlilerin Bilgisayar Simülasyonu," Mühendis ve Makina, cilt 52, sayı 616, s. 60-69.
13. Alipiev, O., Antonov, S., Grozeva, T. 2013. "Generalized Model of Undercutting of Involute Spur Gears Generated by Rack-Cutters," Mechanism and Machine Theory, vol. 64, p. 39-52.
14. Pedersen, N. L. 2014. "Minimizing Tooth Bending Stress in Spur gears with Simplified Shapes of Fillet and Tool Shape Determination," Engineering Optimization, DOI: 10.1080/0305215X.2014.927452.
15. He, J. N., Gao, Y., Zhang, H. B., Zhang, C., Deng, X. L. 2013. "Study on Avoiding Undercutting of Stub Tooth Involute Gear with 22.5 Degree Pressure Angle," Advanced Materials Research, vol. 655, p. 592-595.
16. Zhang, C., He, J. N., Gao, Y., Deng, X. L. 2013. "Study on Minimum Teeth without Undercutting of Involute Gears with 14.5 Degree Pressure Angle," Key Engineering Materials, vol. 544, p. 497-501.
17. Anonim. 1987. DIN-Taschenbuch: Verzahnungsterminologie, Beuth Verlag, Germany, ISBN 3-410-12027-0.
18. Decker, K. H. 1968. Maschinenelemente : Gestaltung und Berechnung, Carl Hanser Verlag, München, Germany.
19. Babalık, F. C., Çavdar, K. 2012. Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Dora, Bursa.
20. Can, A. Ç. 2006. Makine Elemanları Tasarımı, Birsan Yayınevi, İstanbul.
21. Haberer, H., Bodenstein, F. 1996. Maschinenelemente, Springer-Verlag, Germany.
22. Yücenur, S., Temiz, V. 2004. Dişli Çarklar, Ders Notu, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.