

M. Akif Kütük  
Dr.

Nihat Yıldırım  
Doç. Dr.

Gaziantep Üniversitesi,  
Makina Mühendisliği Bölümü,  
27310 Gaziantep

# Ağır Yük Düz ve Helis Dişlilerin Performans Analizi ve Profil Optimizasyonu

*Günümüz dişli tasarımında, aynı gücü daha küçük ebatlardaki dişlilerle iletmeye yönelik çaba mevcuttur. Bu durum dişlilerin boyutunu küçültürken, birim yüzeye düşen yük miktarını artırmaktadır. Böylece dişli, normal bir dişli olmaktan çıkıp "ağır yük dişlisi" sınıfına girmektedir. Günümüzde bu tip düz ve helis dişliler otomotiv sanayisinde dahi kullanılmaktadır. Ancak bu dişlilerde yüksek yük sonucunda oluşan titreşim ve gürültü çözülmesi gereken bir problem olarak karşımıza çıkmaktadır. Özellikle de gemi ve tank gibi büyük kuvvetlerin söz konusu olduğu uygulamalarda titreşim ve gürültü seviyesi daha da önem kazanacaktır. Bu çalışmada "ağır yük" düz ve helis dişlilerinin performans analizleri yapılarak daha iyi sonuç için "profili optimize edilmiş helis dişli" kullanımının avantajı üzerinde durulmuştur.*

*Anahtar Kelimeler: İletim Hatası, Profil Optimizasyonu, Helis Dişli*

## GİRİŞ

Yüzeyleri pürüzsüz iki silindir, paralel eksenli miller üzerine monte edilip birbirine bastırıldığında, bir milden diğerine sürtünme sayesinde güç aktarımı mümkündür. Eğer silindirlerin hareketi sırasında kayma yoksa bu silindirlere hassas ve düzgün bir hareket iletimi sağlanacaktır. Bu durumda silindirler "sabit açısal hızda, düzgün hareket iletimi" üretecektir.

Yukarıdaki düzeneği, yüksek yükler altında meydana gelecek yüzeyler arası kaymadan dolayı gerçek uygulamalarda kullanmak mümkün değildir. Kayma problemini ortadan kaldırmak için düzgün güç aktarımında dişliler kullanılmaktadır. Dişli tasarımında önceleri statik yük taşıma kapasitesi göz önünde tutulurdu. Tasarım kriteri diş dibi gerilimi ve yüzey sıkıştırma gerilimi idi. Daha sonraları dişlilerin ömrünü etkileyen tek faktörün statik yük kapasitesi olmadığı buna ek olarak dinamik performansın da etkili olduğu fark edildi. Dinamik performans ile anlatılmak istenen ise yüksek hızlardaki titreşim ve bunun sonucunda oluşan dinamik diş dibi ve yüzey gerilimleridir ki bu değerler statik olanlardan çok daha yüksek olabilir [6]. Rahatsız edici seviyelerdeki gürültü ise dinamik şartların diğer bir sonucudur ve dişli kutusu seçiminde bir kriter haline gelmiştir [5]. Gürültü, titreşimin sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Titreşim ise birçok faktörün yanında dişliler arasında hareketin düzgün iletilmemesi sonucu oluşmaktadır.

Dişlilerin çok geniş olan kullanım alanı bu elemanların önemini de göstermektedir. Özellikle askeri araçlar, denizaltılar, tanklar, helikopterler, uzay çalışmaları, bunların yanı sıra ağır makina sanayi, ayrıca günümüzde otomotiv sektörü dahi statik ve dinamik olarak iyi çalışan dişliler

gerektirmektedir. Bu uygulamaların tümü uzun ömür ve düşük titreşim seviyesi gerekmektedir. Dişlilerin küçülmesi için mümkün olan en yüksek "güç/ağırlık" oranı ise diğer bir gereksinimdir.

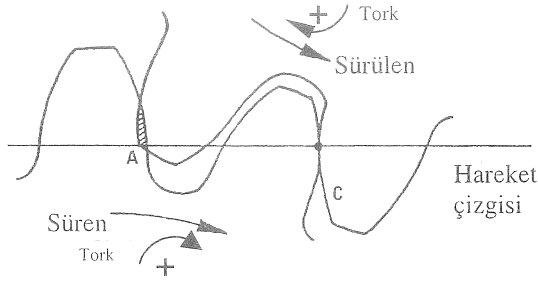
Yukarıda sayılan gereksinimler dişli tasarımında bazı kural ve amaçları ortaya çıkarır. Dişli tasarımındaki amaçlar şöyle sıralanabilir:

- Maksimum "güç/ağırlık" (aynı güçte daha küçük dişli veya dişli kutusu)
- Minimum titreşim
- Minimum gürültü
- Uzun Ömür

Dişlinin mümkün olan en küçük boyutta tasarlanması birim yüzeye düşen yük miktarını artıracaktır. Teorik olarak mükemmel üretilmiş evolvent profilli bir dişli çifti paralel miller arasında yük altında düzgün olarak hareket iletir. Fakat gerçekte hareket aşağıdaki sebeplerden dolayı düzgün iletilmeyecektir:

1. Dişlerin yük altında esnemesi
2. Dişlide veya montajda olabilecek hatalar

Dişlerin yük altında esnemesinden dolayı temas giren dişler arasında girişim, diğer bir deyişle köşe teması meydana gelir. Bu durum şekil 1'de gösterilmiştir. Dişler arasında meydana gelen girişim çarpma yüklerine sebep olur. Böylece dişler arasında hareketin düzgün iletilmesi de ortadan kalkar. Yüksek hızlarda ise bu girişim daha yüksek çarpma yüklerine ve böylece titreşim ve gürültüye sebep olacaktır.



Şekil 1. Dişlerin Yük Altında Girişimi

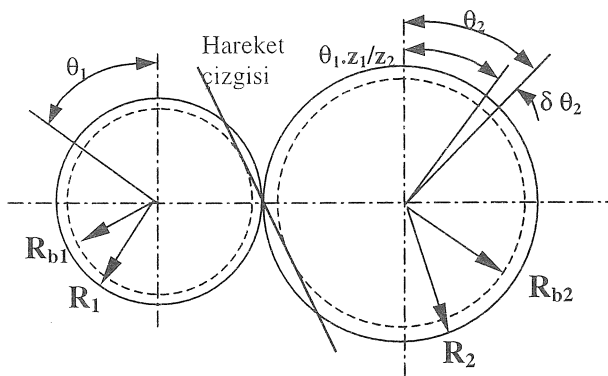
Dişlinin esnemesinden veya dişli hatalarından dolayı meydana gelen konum hatasına "iletim hatası" (Transmission Error, "TE") denir. Tanım olarak ise "sürülen dişlinin ideal şartlarda olması gereken konum ile gerçekte olduğu konum arasındaki fark" şeklinde tanımlanır. Yüksek hızlarda sorun yaratan en büyük kaynak temel olarak iletim hatasıdır (İH). İH (hareketin düzgün iletilmemesi) problemini ortadan kaldırmak için diş tepesinin uygun miktarda kırılması etkin bir çözümdür. Tepe kırmanın esas amaçları şöyle sıralanabilir: [1]

1. Tasarım yükü tabir edilen yük değeri için minimum İH elde etme;
2. Diş çifti temasının başlangıç ve bitiş bölgelerindeki girişimin, tasarım yüküne kadar tüm yük değerleri için ortadan kaldırılması.

Tepe kırma düz dişlilerde performansı artırmak için kullanıla gelen ve literatürde çok işlenmiş, esasları belirlenmiş bir konudur [1-7]

### DÜZ DİŞLİ PERFORMANSI

İH, dişli hareketinin doğasından dolayı açısal birime sahiptir. Fakat genel olarak dişlilerin temel dairelerine teğet olan hareket çizgisi boyunca doğrusal bir değer olarak ifade edilir (Şekil 2).



Şekil 2. İletim Hatası Tanımı

$$\dot{IH} = R_{b2} \cdot (\theta_2 - \theta_1 \cdot \frac{Z_1}{Z_2})$$

- $\theta_1$ , Süren Dişlinin Açısal Dönme Miktarı
- $\theta_2$ , Sürülen Dişlinin Açısal Dönme Miktarı
- $Z_1$ , Süren Dişlinin Diş Sayısı
- $Z_2$ , Sürülen Dişlinin Diş Sayısı
- $R_{b2}$ , Sürülen Dişlinin Temel Dairesi Yarıçapı

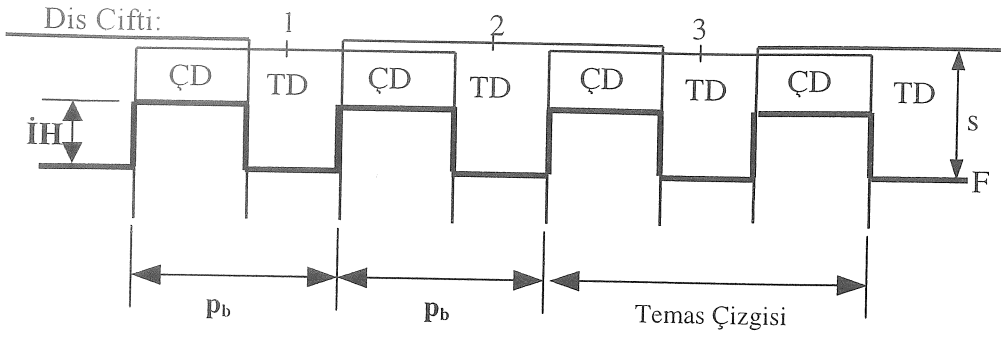
Aşağıdaki şekilde (şekil 3) üç diş çifti için İH grafiğinin elde edilişi gösterilmiştir. Şekilde, 1,2,3 no'lu diş çiftlerine, bunlara ek olarak bir önceki ve bir sonraki çiftlere ait temas çizgileri verilmiştir. Temasta olan diş sayısı tek diş (TD) ve çift diş (ÇD) arasında değiştiğinden, "F" yükü altında temastaki dişlerin esneme miktarı (s) da değişecektir. Çift diş temas bölgesinde daha az esneme (dikey yönde) olurken tek diş temas bölgesinde aynı yük altında çift diş temas bölgesinin yaklaşık olarak 2 katı esneme oluşmaktadır. Bu değişim ise İH sorununu oluşturmaktadır. Şekil 3, temas oranı 1'den büyük, 2'den küçük düz dişliler için geçerlidir. Şekilde de görüldüğü gibi İH esas olarak temas halindeki diş sayısının değişimi ile ortaya çıkmaktadır.

İH grafiğinin dalga yüksekliği dişlinin gürültüsünde, titreşiminde, dolayısıyla performansında belirleyici özelliğe sahiptir. Birim yüzeydeki yük miktarı arttığında dalga yüksekliği de artacağından, özellikle ağır yük dişlilerinde ( $F > 200$  N/mm) İH çözülmesi gereken bir problem olarak karşımıza çıkmaktadır.

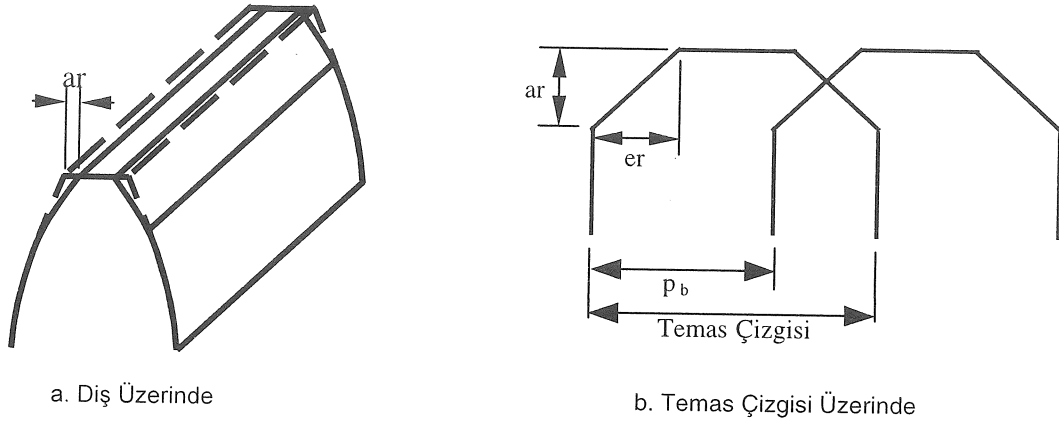
Şekil 4'te İH probleminin çözümü için tepe kırmanın (profil optimizasyonu) parametreleri olan kırma miktarı (amount of relief "ar") ve kırma uzunluğu (extent of relief "er") gösterilmiştir. Bu iki parametrenin değerleri düz dişliler için şu şekilde formüle edilmiştir:  $ar = F_d/k$   $er = lc - p_b$

- $F_d$ , Tasarım Yükü (N/mm)
- $k$ , peklik ([N/mm]/mikron)
- $lc$ , temas çizgisi uzunluğu (mm)
- $p_b$ , temel dairesi taksimatı (base pitch)

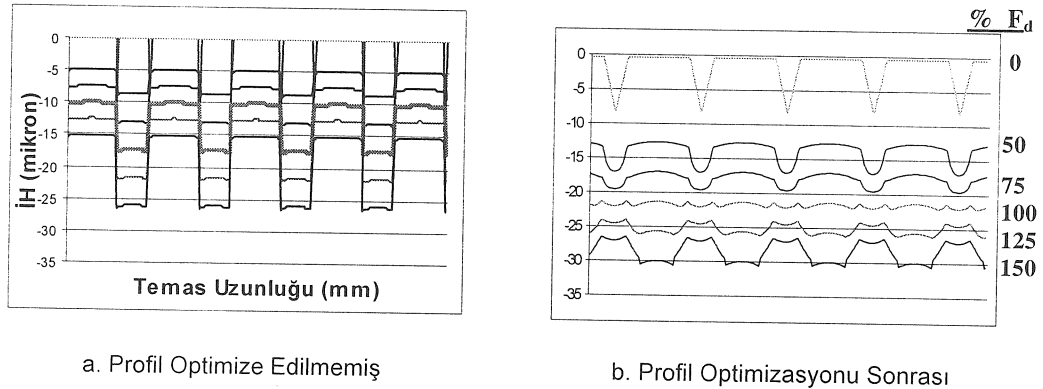
Bu tanımlardan hareketle, 1.60 temas oranında (65/65 dişli oranı, 4 mm modül, 250 N/mm yük altında) standart bir dişli çiftinin performans analizleri diğer çalışmalarda [1,2] geliştirilen simülasyon programı kullanılarak yapılmıştır. Şekil 5'te, dişli çiftinin profil düzeltilmesi öncesi ve sonrasında ürettiği İH grafikleri verilmiştir. Profil düzeltme öncesi yüksek olan tasarım yükündeki dalga yüksekliği, profil düzeltme sonrasında önemli oranda azalmıştır. Bu durum sonuç olarak daha az titreşim ve gürültü demektir.



Şekil 3. Diş Çiftleri (3 adet) için İH Grafiği



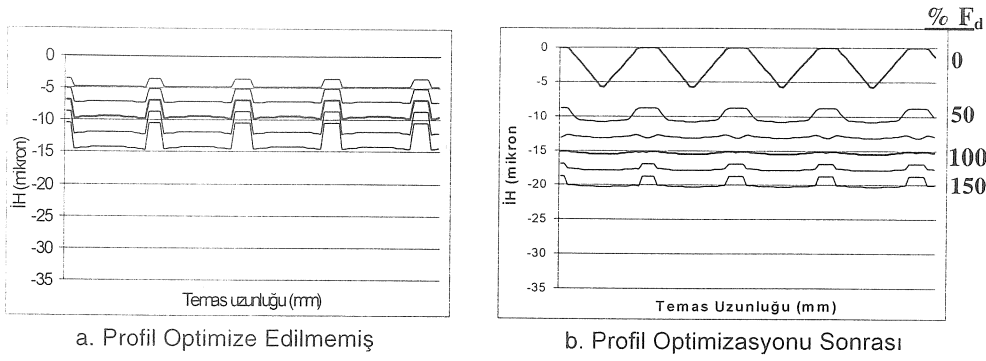
Şekil 4. ar ve er Parametrelerinin Gösterimi



Şekil 5. Profil Optimizasyonunun Düz Dişli Üzerindeki Etkisi

Daha hassas uygulamalarda ise temas oranı 2.0 üzerinde olan "yüksek temas oranlı" (high contact ratio "HCR") ve profil düzeltilmiş düz dişliler tavsiye edilmiştir [7]. Profil düzeltilmiş HCR (alın temas oranı 2.2) dişli çiftine ait İH grafikleri şekil 6'da verilmiştir.

Şekil 5 ile şekil 6 karşılaştırıldığında HCR dişlilerin çok daha iyi performans değerine ulaştığı açıkça görülmektedir. Özellikle profil optimizasyonu sonrasında HCR dişlide İH miktarı, düşük temas oranlı dişlilere göre sıfır değerine daha çok yaklaşmaktadır.



Şekil 6. HCR Dişli için İH Grafikleri [7]

## DÜZ VE HELİS DİŞLİLERİN PERFORMANS KARŞILAŞTIRMASI

Düz dişlilerin tasarım ve üretimi daha kolay olduğu için, paralel miller arası hareket iletiminde genellikle tercih edilirler. Fakat yüksek temas oranı, daha fazla dayanım, daha az gürültü ve düzgün hareket iletimi gibi ihtiyaçların olduğu uygulamalarda helis dişliler tercih edilir.

Helis dişli çiftinde yük aktarımı sırasında, yük dişe kademeli olarak yüklenir. Kademeli yüklemenin sonucu olarak düz dişliye göre daha düzgün bir çalışma, daha fazla yük taşıma kabiliyeti ve daha az gürültü elde edilir. Helis dişlilerin tersine düz dişlilerde tüm yüzey aynı anda temasa geçer. Böylece, üretim kalitesi, yağlama gibi faktörler aynı olsa da helis dişliler düz dişlilere göre daha düzgün ve sessiz çalışırlar. Tüm bu sebeplerden dolayı, yüksek hız ve/veya ağır yük uygulamalarında helis dişliler tercih edilir. Fakat düz dişli profil optimizasyonundaki yenilikler, özellikle de HCR dişlilerde, dinamik performansı, sistemde eksensel yükler olmadan, helis dişlilerin seviyesine çekmiştir [7].

Şekil 7'de düz ve helis dişlilerin performanslarını karşılaştırmak amacı ile İH grafikleri verilmiştir. Her iki dişli çifti de aynı alın temas oranına (ATO=1.6), helis dişli ise 0.4 yüzey temas oranına (YTO) sahiptir. Şekilde görüldüğü üzere, helis dişli kullanmanın avantajı, dişliler arasında yumuşak geçişlerdir; ki bu durum çalışma esnasında daha az çarpma yükleri demektir. Şekilde düz ve helis dişliler için, tasarım yükünde, yakın İH değerleri elde edilmiştir. Ancak grafikler incelendiğinde, dişler üzerinde ani yük değişimi olmaması açısından, helis dişli kullanımı daha avantajlıdır. Bu avantaja rağmen yüksek İH değeri, yüksek hızlarda sorun olmaya devam edecektir.

Yüksek performans gerektiren uygulamalarda ise tasarımcının alternatifi helis dişli ve profil düzeltilmiş düz dişli olabilir. Şekil 8'de şekil 5.b'deki düz dişli, profil optimizasyonu sonrasında helis dişli

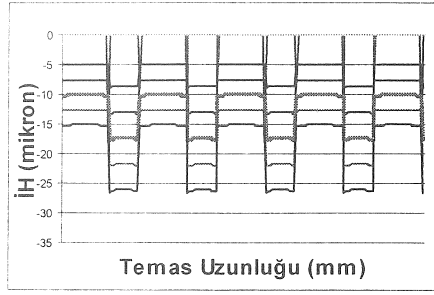
(YTO=0.8) ile karşılaştırılmıştır. Şekil 8'de görüleceği üzere, düzeltilmiş düz dişlinin tasarım yükünde İH değeri  $1 \mu\text{m}$ 'un altındadır. Helis dişlide ise bu değer  $2.2 \mu\text{m}$ 'dur. Düz dişliye profil optimizasyonu uygulaması, tasarım yükündeki performansını düzeltilmemiş helis dişliden daha iyi bir değere taşımıştır.

Şekil 9'da profil optimizasyonu uygulamasının değişik alın temas oranındaki düz dişliler üzerindeki etkisi verilmiştir. Optimize edilmemiş dişliler için alın temas oranı tam sayıya ulaştığında İH değeri çok önemli oranda düşmektedir. Profil optimizasyonu sonrasında ise hemen tüm temas oranları için düşük İH değeri elde etmek mümkün olmaktadır.

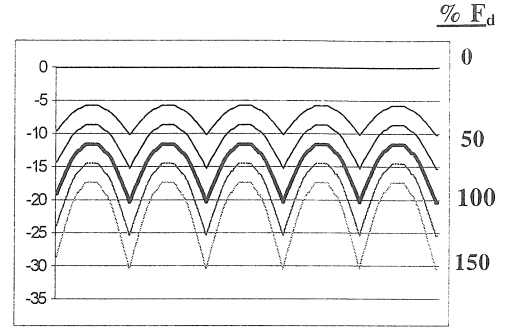
## HELİS DİŞLİ PROFİL OPTİMİZASYONU

Helis dişlilerde, düz dişliye kıyasla, hareketin doğasından dolayı oluşan daha düzgün çalışma, profil optimizasyonu sonrasında çok daha iyi değerlere taşınabilir. Bu konuda dünya genelinde bir çok araştırmacı [3-5] çalışmaktadır, ancak hareketin karmaşıklığından dolayı, henüz, düz dişlilerde olduğu gibi bir profil düzeltme formülü veya genel bir kural elde edilememiştir. Önceki bölümlerde verilen düz dişli İH grafik ve optimizasyon sonuçları ile aşağıda verilecek helis dişli analiz ve optimizasyon sonuçları ise başka bir çalışma [2] sırasında geliştirilen yazılıma aittir.

Paralel miller arasında "sabit açısal hızda, düzgün hareket iletimi" için düz dişli profillerinde yapılan düzeltmeler, özellikle de HCR düz dişlilerde çok düşük İH değerleri ile sonuçlanmaktadır (şekil 6.b). Şekil 5.b ve 6.b incelendiğinde ise profil düzeltmenin tasarım yükünde çok etkili olduğu, ancak özellikle yüksüz çalışma esnasında ve tasarım yükü dışındaki yük değerlerinde, İH'nın yüksek değerlere ulaşabildiği görülmektedir. Bu noktada helis dişlilerin profil optimizasyonu sonrasında ideal hareket iletimine daha çok yaklaşabileceği düşünülmelidir.

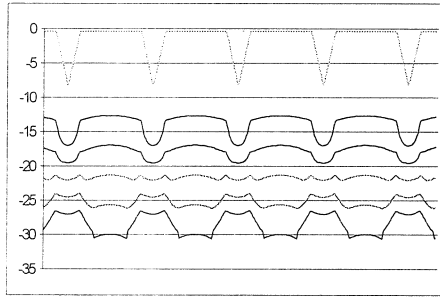


a) Düz Dişli (ATO=1.6)

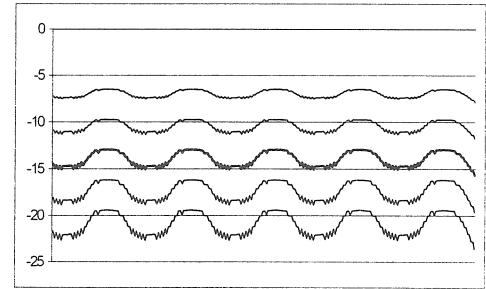


b) Helis Dişli (ATO=1.6, YTO=0.4)

Şekil 7. Helis dişli ile Düz dişlinin Performans karşılaştırması

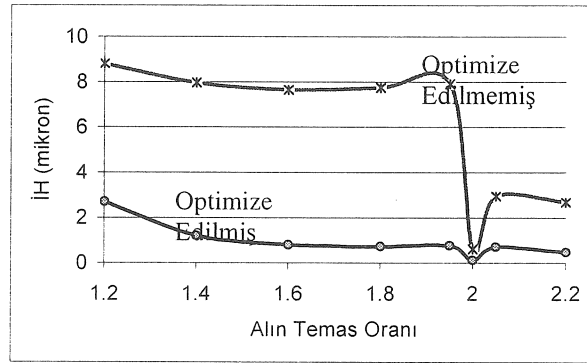


a. Profil Optimizasyonu Yapılmış Düz Dişli



b. Profil Optimize Edilmemiş Helis Dişli

Şekil 8. Doğal Helis dişli ile Profil Düzeltmiş Düz dişlinin Performans karşılaştırması



Şekil 9. Farklı Alın Temas Oranları İçin Profil Optimizasyonunun Düz Dişli Üzerindeki Etkisi

Şekil 10'da, 1.6 alın temas oranına, 0.8 yüzey temas oranına sahip bir helis dişli çifti için, profil optimizasyonu öncesi ve sonrasına ait İH grafikleri verilmiştir.

Şekil 10.b'de, tasarım yükünde İH grafiğinin yaklaşık olarak çizgisel olduğu görülmektedir, grafiğin dalga yüksekliği 0.5 mikronun dahi altına (0.1 mikron) inmiştir. Grafik incelendiğinde, süren dişlinin, süren dişliyi 20 mikron gecikmeyle,

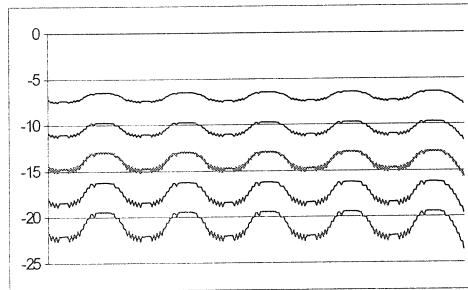
titreşimsiz, düzgün bir hareketle takip edeceği görülecektir. Yani "sabit açısal hızda, düzgün hareket iletimi" profil düzeltilmiş helis dişlide, tasarım yük değeri için geçerli hale gelmiştir. Diğer yük değerleri için değişimin çok yumuşak olduğu eğriler gözlenmektedir. % 75-125 yük aralığı için ise değişimin yumuşaklığı yanında dalga yüksekliği değerinin (İH) düşüklüğü de dikkat çeken diğer bir noktadır.

Helis dişlilerde profil optimizasyonunun etkilerini daha iyi ve genel olarak görebilmek için şekil 11'de, alın ve yüzey temas oranlarıyla İH değerinin, optimizasyon öncesi ve sonrası değişim grafikleri verilmiştir. Şekil 11.a'daki farklı temas oranları için gösterilen 36 farklı nokta için ayrı ayrı optimizasyon değerleri belirlenip kullanılarak 11.b elde edilmiştir. Şekli oluşturmak için kullanılan yük miktarı 250 N/mm'dir. Yükün artmasıyla şekil 11.a daha yüksek değerlere ulaşacaktır ancak Şekil 11.b, yük değerine göre profil optimize edildiğinden çok fazla değişim göstermeyecektir.

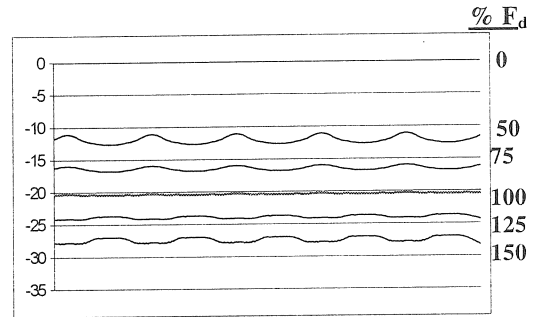
Şekil 11.a incelendiğinde, literatürde kabul görmüş olan "tam sayı temas oranı kullanma" avantajı açık şekilde doğrulanmaktadır. Alın temas oranının 2.0 değerinde tutulması İH değerini tüm yüzey temas oranları için en düşük değerine getirmektedir. Yüzey temas oranının 1.0 değerinde tutulması ise tüm alın temas oranları için en düşük İH

değerini vermektedir. Her iki değer de tam sayıda tutulması ise (YTO=2.0, ATO=1.0) 'profil optimizasyonu yapılmadan' mümkün olabilecek en düşük İH değeri ile sonuçlanacaktır. Ancak, gerek tasarım şartlarından, gerekse imalat ve montaj hatalarından dolayı tam olarak "tamsayı temas oranı" elde etmek uygulamada güçtür. Diğer temas oranlarında tasarlanmış dişlilerde "uygun miktardaki" profil optimizasyonu sonrasında şekil 11.b'de verilen İH değerlerini elde etmek mümkündür. Şekilde, alın temas oranı 1.4'ten, yüzey temas oranı 0.4'ten büyük olan dişli çiftleri için, profil optimizasyonu sonrasında, İH değerleri 0.2 mikronun dahi altına inmiştir.

Şekil 11.b, uygun profil optimizasyonu sonrasında, 'profil optimize edilmiş helis dişliler' ile paralel miller arasında "sabit açılarda, düzgün hareket iletimi"ne yaklaşmanın mümkün olduğunu göstermektedir.

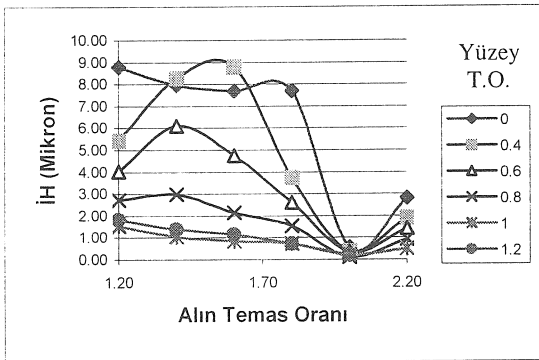


a. Profil Optimize Edilmemiş

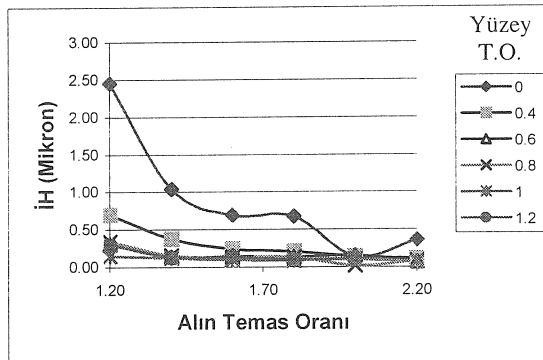


b. Profil Optimizasyonu Sonrası

Şekil 10. Helis Dişli için İH Grafikleri



a. Profil Optimize Edilmemiş



b. Profil Optimizasyonu Sonrası

Şekil 11. Alın ve Yüzey Temas Oranlarıyla İH Değişimi

## SONUÇ

Bu çalışmada, askeri araçlarda (gemi, denizaltı, tank, helikopter) ve sivil hayatta (otomotiv, türbin, vb.) ağır yük uygulamalarında kullanılan düz ve helis dişlilerde dişin yük altında esnemesinden dolayı ortaya çıkan İH (iletim hatası) üzerinde durulmuştur. Çünkü, İH dişlilerde kabul görmüş olan bir performans göstergesidir ve dişlinin performansı ters orantılıdır.

İletim hatası problemine çözüm olarak tepe kırma (profil optimizasyonu) üzerinde durulmuş ve tepe kırmanın performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Literatürde bu işlem için önerilen formüller de kullanılarak düz dişlilerde profil optimizasyonunun İH'nı tasarım yükünde önemli oranda azalttığı doğrulanmıştır. Daha hassas uygulamalarda ise profili optimize edilmiş helis dişli kullanmanın "ideal hareket iletimi"ne daha uygun bir seçim olacağı gösterilmiştir.

### PERFORMANCE ANALYSIS AND PROFILE OPTIMIZATION OF HEAVY DUTY SPUR AND HELICAL GEARS

Gearing design has a long running attempt to transmit same power by the use of smaller gears. The attempt increases the load per unit face width while decreasing the size of the gear. Hence, the gear pair becomes a "heavy duty gear". Such gears are being used even in automotive industry. However, the noise and vibration in these gears appear to be a problem to overcome. Especially for the applications like ship or tank, the level of vibration and noise will be more important. In the present work, performance analyses for spur and helical gear are presented and "profile modified helical gears" are proposed for better performance.

Keywords: Transmission Error, Profile Optimization, Helical Gear

## KAYNAKLAR

1. Kütük, M.A., *Computer Aided Design of Helical Gear Teeth Profile For Optimum Motion Transfer*, Yüksek Lisans Tezi, (1997) Gaziantep Üniversitesi, Makina Müh. Böl.
2. Kütük, M.A., *A Theoretical Research Into Effects of Tooth Profile and Assembly Errors on the Helical Gear Performance*, (2003), Doktora Tezi, Gaziantep Üniversitesi, Makina Müh. Böl.
3. Litvin, F.L., Kim, D.H., Computerized Design, Generation and Simulation of Meshing Involute Spur Gears with Localized Bearing Contact and reduced Level of Transmission Error, *Journal of Mechanical Design*, 119, (1997), 96-100
4. Munro, R.G., Morrish, L., Palmer, D., Gear Transmission Error Outside the Normal Path of Contact Due to Corner and Tip Contact, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 213C, (1999), pp: 389
5. Smith, J.D., Helical Gear Vibration Excitation With Misalignment, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 208, (1994), 71-79.
6. Yıldırım, N., Munro, R.G., A new type of relief for High Contact Ratio Spur Gears, *Proc. Instn Mech Engrs*, 213 C, (1999), 563-568.
7. Yıldırım, N., Munro, R.G., A Systematic Approach to Profile Relief Design of LCR And HCR Spur Gears, *Proc. Instn Mech Engrs*, 213 C, (1999), 551-562.