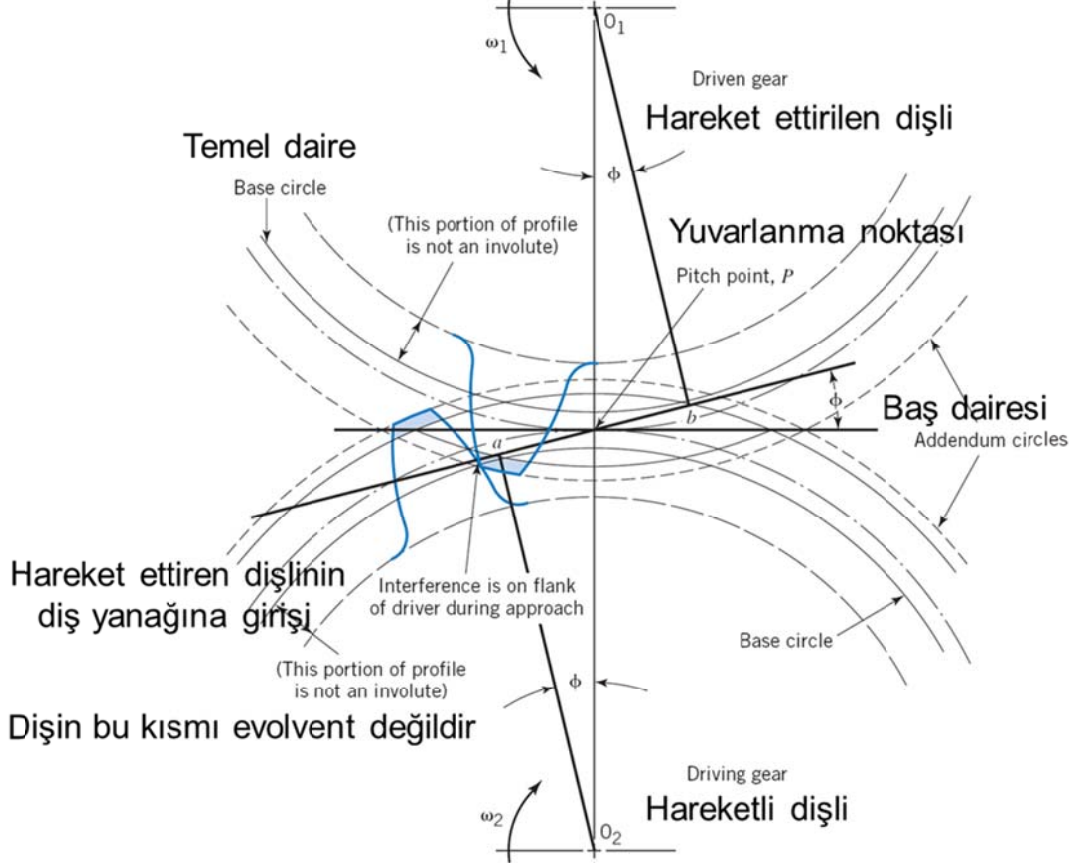


15.3 KESİŞİM VE KAVRAMA ORANI

Kesişme ancak diş, her iki dişliden birisinin diş yüksekliğinin tanjant noktaları olan a ve b noktalarının (Şekil 15.6 ve 15.8) ötesine geçtiği durumlarda oluşur ve **yuvarlanma noktası** olarak adlandırılır. Şekil 15.15 de her iki dişlide diş yüksekliği tanjant noktalarının ötesine



Şekil 15.15 Düz Dişlinin Girişimi (Kavraması)

geçtiğinden bu dişli onarılmadan kullanılamaz. Genelde diş başının tıraşlanmasıyla bu problem ortadan kaldırılabilir. Alternatif olarak ta dişin yanak kısmı tıraşlanarak kesişme ortadan kaldırılabilir fakat bu uygulama dişin mukavemetini zayıflatır.

Şekil 15.14 de ki gibi eğer diş kremayer tipte kesici kullanılarak piyon dişli imal ediliyorsa, genelde dişliler gereğinden biraz az kesilirler. Bu durumda piyon dişlinin yarım profil açısı 20° ve diş sayısı 18 den az ise veya yarım profil açısı 25° ve diş sayısı 12 den az ise kesişmeler oluşur. Bu sebepten dolayı yukarıda bahsedilen sayılardan az dişliye sahip piyon dişlilerin üretimi normalde standart profiller kullanılarak yapılmazlar.

Şekil 15.15 ve 15.8 den $r_a = r + a$

Burada: r_a = Baş dairesi,

r = Yuvarlanma dairesi

a = Baş yüksekliği

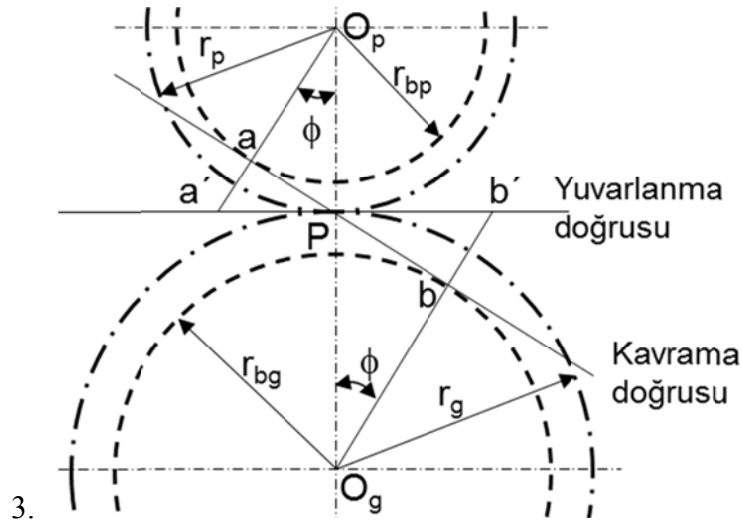
Dişler arasında herhangi bir kesişim olmadan en büyük baş dairesi yarıçapı aşağıdaki denklem ile hesap edilebilir.

$$r_{a(max)} = \sqrt{r_b^2 + c^2 \sin^2 \phi} \quad (15.8)$$

Burada: $r_{a(max)}$ = Kesişme olmaksızın piyon ve dişli için en büyük baş dairesi yarıçapı,
 r_b = Temel daire yarıçapı, c = İki dişli merkezi arasındaki mesafe, ϕ = Kavrama (Basınç) açısı

Denklem 15.8 den şu değerlendirmeler yapılabilir.

1. Genelde kesişme piyon dişlinin baş kısmının kenarlarından ziyade dişlinin dişlerinin baş kısmının kenarlarında oluşur.
2. Kesişme olayı, az sayıda piyon dişlisinin, çok sayıda dişli dişlisinin ve küçük basınç açısının olduğu durumlarda söz konusudur



4. Şekil 15.15a Benzer Üçgenler

Şekil 15.15a dan kavrama doğrusu ile yuvarlanma doğrusu (profil orta çizgisi) arasında bir bağıntı yazılabilir. Burada $\overline{a'b'} = e$ olsun

$$\cos \phi = \frac{\overline{ab}}{\overline{a'b'}} = \frac{\overline{ab}}{e} \Rightarrow e = \frac{\overline{ab}}{\cos \phi} \quad (c)$$

Kavrama uzunluğu mutlaka taksimat uzunluğundan daha büyük olmalıdır. Aksi halde bir veya birden daha az dişli aynı anda kavramaya girer. Bu durumda hareket ettiren dişli sürekli dönerken, hareket eden dişli durarak döner. Buna engel olmak için biden fazla dişlinin sürekli kavramada olması şarttır ve bu koşul $e > p$ ile ifade edilir. Bunun anlamı dişlerden bir tanesi kavramadan ayrılmadan önce ikinci diş kavramaya girer. Yani her zaman birden fazla diş kavrama halindedir. Çok açık şekilde söylenebilir ki, bir çift diş bir birinden teması kesmeden önce, ikinci diş çifti temasa geçmek durumundadır. Ortalama kaç tane dişin hareket iletimi sırasında temas halinde olacağı **kavrama oranı (CR)** (*contact ratio*) ile ifade edilir. Bu oran kavrama uzunluğunun taksimata bölünmesi ile elde edilir.

$$CR = \frac{e}{p_b} = \frac{\overline{ab}}{p \cos \phi} = \frac{\overline{ab}}{\pi m \cos \phi} = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - c \sin \phi}{\pi m \cos \phi} \quad (15.9)$$

Burada: $r_{ap}, r_{ag} =$ Piyon ve dişlinin baş daire yarıçapı

$r_{bp}, r_{bg} =$ Piyon ve dişlinin temel daire yarıçapı

$$p_b = \frac{\pi d_b}{N} = \frac{\pi d \cos \phi}{N} = \pi m \cos \phi \quad (15.10)$$

Şekil 15.15a da kavrama doğrusu ve iki dişli merkezini birleştiren doğru ile benzer iki üçgen ($O_g b P$ ve $O_p a P$) oluşturulur. Bu iki üçgenden aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$\cos \phi = \frac{r_{bp}}{r_p} = \frac{r_{bg}}{r_g} = \text{Çevirim oranı} \Rightarrow r_{bp} = r_p \cos \phi \text{ ve } r_{bg} = r_g \cos \phi \quad (15.11)$$

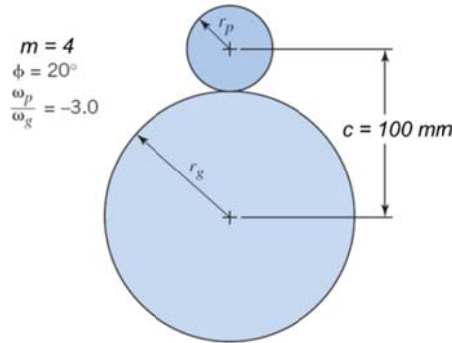
Bu ifade çevirim oranının temel daire çaplarına bağlı olduğunu göstermektedir. Düz alın dişlilerde kavramanın en büyük olduğu durum, kavramada olan diş sayısının sonsuz olduğu durumdur. Bu durumda kavrama oranını yeniden yazalım.

$$CR = \frac{\overline{ab}}{\pi m \cos \phi}; \quad \sin \phi = \frac{2m}{\overline{ab}} \Rightarrow \overline{ab} = \frac{2m}{\sin \phi}; \quad CR = \frac{2m}{\pi m \cos \phi \sin \phi} = \frac{4}{\pi \sin 2\phi}$$

$$\text{burada standar kavrama açısı için } CR = \frac{4}{\pi \sin 40} = \mathbf{1.98}$$

Düz alın dişlilerde standart kavrama açısı 20° için kavrama oranı en fazla 1.98 olabilir.

Problem 1: Merkezler arası mesafesi 100 mm olan iki paralel şaft üzerinde modülü 4, basınç açısı 20° ve hız oranları -3.0 olan dişler temas halindedir. a) Piyon ve dişli için yuvarlanma dairesi çapını ve diş sayısını bulunuz. b) Kesişme olup olmadığını bul. c) Kavrama oranını bul.



Şekil 15.16a

Verilenler: $c = 100 \text{ mm}$, $m = 4 \text{ mm/diş}$, $\phi = 20^\circ$ ve $\frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{-d_g}{d_p} = -3.0$

İstenenler: a) d_p ve $d_g = ?$, b) Kesişme olup olmadığını bul. c) $CR = ?$.

Çözüm:

Kabül: Her iki dişlide kendilerinin teorik merkezlerine yerleştirilmiş olsun. Bunun anlamı:

$$\text{a)} \quad c = (d_p + d_g)/2 = r_p + r_g, \quad m = d_p/N_p, \quad m = d_g/N_g$$

$$c = r_p + r_g \Rightarrow 4 = r_p + r_g \quad \text{ve} \quad r_g/r_p = -3 \Rightarrow r_g = -3 r_p$$

Buradan; $100 = r_p + 3r_p \Rightarrow r_p = 25 \text{ mm}$, $r_g = 75 \text{ mm}$

$$m = d_p/N_p \Rightarrow 4 = 50/N_p \Rightarrow N_p = 12.5 \text{ diş}$$
 Buradan, $N_p = 12 \text{ diş alınır ve}$

yeniden hesaplama yapılır. $m = d_p/N_p \Rightarrow d_p = mN_p \Rightarrow d_p = 4(12) = 48 \text{ mm}$

$$d_g/d_p = -3 \Rightarrow d_g = 3d_p = 3(48) = 144 \text{ mm}$$
 ve $N_p = d_p/m = 144/4 = 36 \text{ diş}$

$$c = r_p + r_g = 24 + 72 = 96 \text{ mm}$$

b) Kesişmeyi kontrol etmek için temel daire yarıçapını hesaplamak gerekir

$$r_{bp} = r_p \cos\phi = 24 \cos 20 = 22.55 \text{ mm}$$

$$r_{bg} = r_g \cos\phi = 72 \cos 20 = 67.66 \text{ mm}$$

$$r_{ap(max)} = \sqrt{r_{bp}^2 + c^2 \sin^2\phi} = \sqrt{(22.55)^2 + (96)^2 (\sin 20)^2} = 39.83 \text{ mm}$$

$$r_{ag(max)} = \sqrt{r_{bg}^2 + c^2 \sin^2\phi} = \sqrt{(67.66)^2 + (96)^2 (\sin 20)^2} = 75.20 \text{ mm}$$

$$r_{ap} = r_p + m = 24 + 4 = 28 \text{ mm}$$

$$r_{ag} = r_g + m = 72 + 4 = 76 \text{ mm}$$

Burada $r_{ap(max)} = 75.20 \text{ mm}$ olarak hesaplanmış olup, baş yüksekliği sadece 3.2 mm dir. Bu

değer standart baş yüksekliği olan modül değerinden çok küçük tür. Bu sonuç gösteriyor ki

dişlilerde yüzey kesişmeleri mevcuttur. Bu durumda dişli için baş yüksekliği 3 mm ve piyon

için modüle eşdeğer olan 4 mm alınabilir. Buna göre

$$r_{ag} = 75 \text{ mm}$$
 olur.

c) $CR = ?$

$$p_b = \frac{\pi d_b}{N} = \frac{\pi d_p \cos\phi}{N} = \frac{\pi 48}{12} \cos 20 = 11.81 \text{ mm}$$

$$CR = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ag}^2 - r_{bg}^2} - c \sin\phi}{P_b}$$

$$CR = \frac{\sqrt{(28)^2 - (22.55)^2} + \sqrt{(75)^2 - (67.66)^2} - 96 \sin 20}{11.81} = 1.36 \text{ diş}$$

15.4 DİŞLİDE KUVVET ANALİZİ

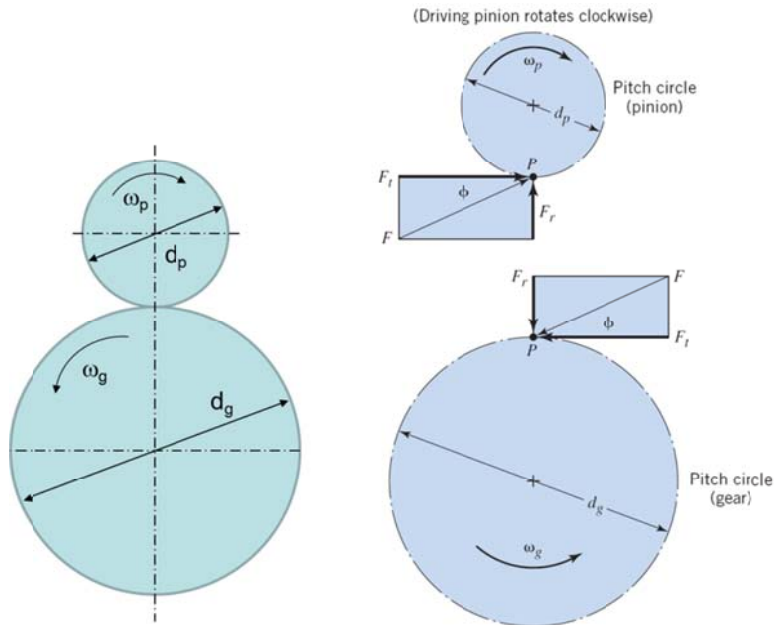
Şekil 15.7 ve 15.8 de görüldüğü gibi ab doğrusu her zaman dişlilerin temas noktasına normal doğrultudadır ve kavrama doğrusu olarak adlandırılır.

Şekil 15.15 ve 15.17 de ki gibi dişlerin temas ettiği noktadaki kuvvetin iki bileşeni vardır.

1. Tanjant doğrultusundaki bileşen F_t , kuvvet yuvarlanma dairesi hızıyla çarpılınca transfer edilen güç bulunur.
2. Radyal doğrultudaki bileşen F_r , herhangi bir güç transfer etmez fakat dişlileri birbirinden uzaklaştırmaya çalışır.

Şekil 15.17 den iki kuvvet bileşeni arasında aşağıdaki bileşen yazılır.

$$F_r = F_t \tan\phi \quad (15.12)$$



Şekil 15.17 Piyon ve Dişliye Etki Eden Kuvvetler

Dişliye gelen kuvvet bileşenleri ile ilgili shaft gücünü ve dönme hızını analiz etmek için kavrama doğrusundaki hızın bilinmesi gerekir. Bu hız $feet/min$ olarak

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad (15.13)$$

Burada da d yuvarlanma dairesi çapı ve n rpm dir.

Transfer edilen güç hp

$$\dot{W} = \frac{F_t V}{33,000} \quad (15.14)$$

Burada F_t lb ve V ft/min, SI Birim

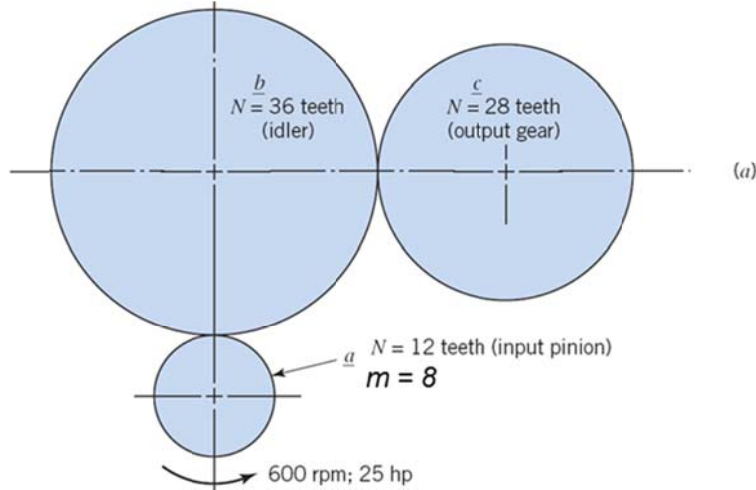
$$V = \frac{\pi d n}{60,000} \quad (15.13a)$$

Burada d milimetre, n rpm ve V m/s dir. Transfer edilen güç W

$$\dot{W} = F_t V \quad \text{Burada } V = r\omega = r\pi n/30 \quad (15.14a)$$

Burada F_t birimi N dur.

Problem 2: Şekil 15.18a da üç dişli $m = 8$, $\phi = 20^\circ$ dir. Dişli a piyon (hareket ettiren) dişlidir. Piyon dişli 600 rpm hızla saat dönüşünün tersine dönerken 18650 W güç avara dişli b ye transfer etmektedir. Çıkış dişlisi c nin şaftı makineyi hareket ettirmektedir. Dişlilerdeki ve yataklardaki sürtünme kuvvetleri ihmal edilerek avara dişliye ve şaftına gelen kuvvetleri bulunuz.



Şekil 15.18a Dişli sistemi

Verilenler: $m = 8$, $\phi = 20^\circ$, $N = 12$ diş, piyon devir sayısı = 600 rpm, piyon gücü = 18650 W

İstenen: Şafta gelen kuvvetleri bulunuz.

Çözüm: Denklem 15.4 den

$$m = \frac{d_a}{N_a} \Rightarrow 8 = \frac{d_a}{12} \Rightarrow d_a = 96 \text{ mm}$$

Tüm dişliler aynı kavrama çizgisi hızına sahiptir. Denklem 15.14a dan

$$V = \frac{\pi d_a n_a}{60} = \frac{\pi(96)(600)}{60} = 3016 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 3.016 \text{ m/s}$$

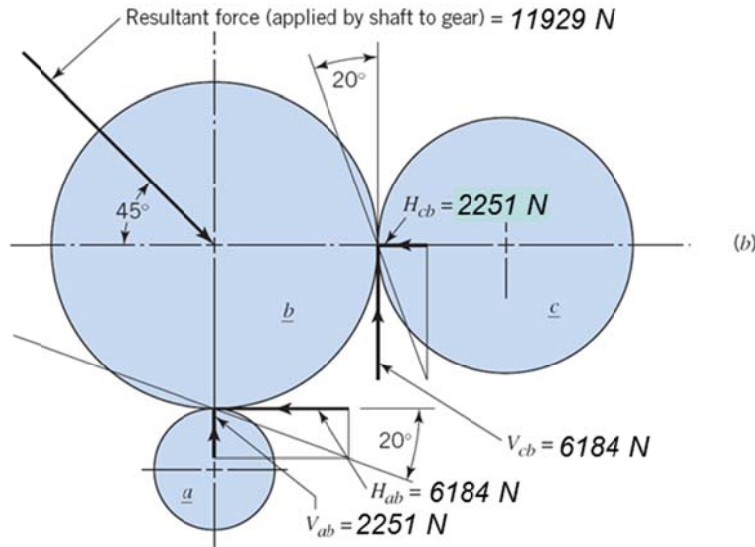
$$\dot{W} = F_t V \Rightarrow F_t = \frac{\dot{W}}{V} = \frac{18650}{3,016} = 6184 \text{ N}$$

Bu kuvvet (F_t) dişli b nin dişli a ya uyguladığı kuvvettir.

Denklem 15.12 den;

$$F_r = F_t \tan\phi = 6184 \tan 20^\circ = 2251 \text{ N}$$

Aşağıdaki grafikte teğetsel ve radyal kuvvetler sırasıyla paralel (horizontal) ve dikey (vertical) olarak tanımlanmış ve H ve V ile ifade edilmiştir.



Şekil 15.18b Dişli sistemi

Avara dişli şaftında herhangi bir tork mevcut değildir. Bu durumda kuvvet dengesinden

$$V_{cb} = 6184 \text{ N} \text{ ve } H_{cb} = 6184 \tan 20^\circ = 2251 \text{ N}$$

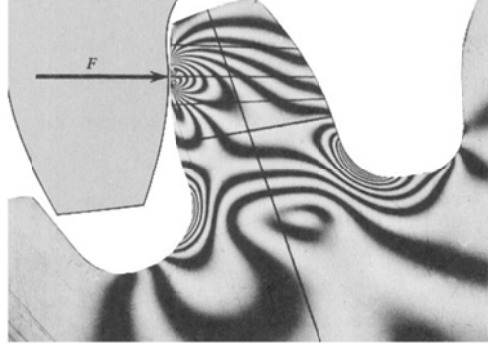
Dişli b ye etki eden her iki yöndeki toplam kuvvet ayrı ayrı $6184 + 2251 = 8435 \text{ N}$ dur. Buna göre şafta gelen kuvvet ve açısı,

$$\text{Dişli } b \text{ nin şaft kuvvet} = \sqrt{(8435)^2 + (8435)^2} = 11929 \text{ N} \text{ ve } \text{acı} = 45^\circ \text{ dir.}$$

15.5 DİŞLİNİN DİŞ MUKAVEMETİ

Şu ana kadar diş geometrisi ve kuvvet analizi yapıldıktan sonraki soru, dişlinin dişlerinde arızalanma olmaksızın ne kadar güç veya tork transfer edebiliriz. Şekil 15.19 da bir dişe yapılan yükleme sırasında yükün dişte oluşturduğu gerilmelerin *photoelastic izleri* görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi izlerin yoğun olduğu bölgeler gerilmelerin en büyük olduğu yerleri göstermektedir. En büyük gerilmeler iki bölgede oluşmaktadır:

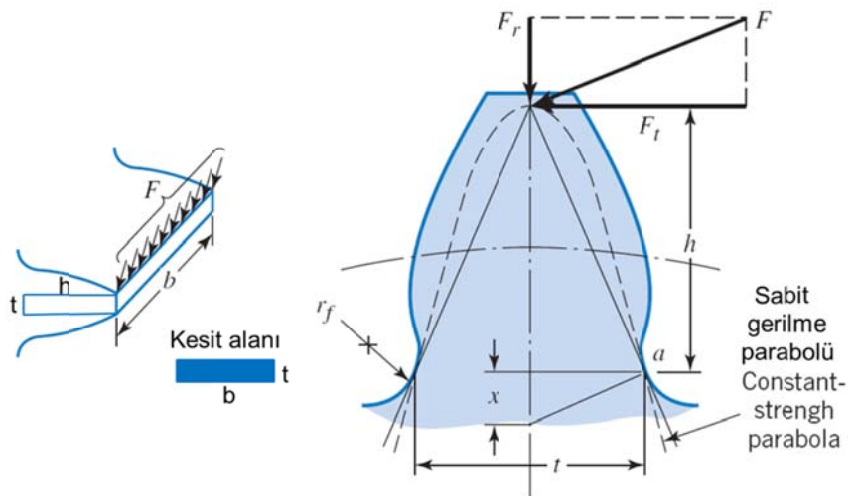
1. Dişlerin temas ettiği noktalarda (F kuvvetinin uygulandığı yerlerdir),
2. Dişlerin diplerindeki kıvrımlarda



Şekil 15.19 Düz Alın Dişlide Stresin Oluşturduğu Photoelastic İzler

15.6 DİŞLERDEKİ EĞİLME GERİLMESİNİN BASİT ANALİZİ (LEWIS DENKLEMİ)

İlk kez dişlerde oluşan gerilmelerin analizini 1892 yılında Wilfred Lewis yapmıştır. Bu eğilme gerilmesi analizi günümüzde de kullanılmaktadır. Şekil 15.20 de görüldüğü gibi dişi konsol kiriş gibi düşünmüş ve konsol kirişin uç kısmına F kuvveti etki ettirmiştir. Lewis aşağıdaki basitleştirmeleri yaparak denklemleri elde etmiştir.



Şekil 15.20 Düz Alın Dişteki Eğilme Gerilmesi

1. *Tüm kuvvet sadece bir dişliye uygulanır.* Şüphesiz bu hassas dişliler için en ağır şarttır. Hassas dişlilerde yük hiçbir zaman tek bir dişe uygulanmaz. Her zaman için kavrama oranı birden daha büyüktür. Yanı bir diş çifti temastan ayrılmadan önce ikinci diş çifti çoktan temas haline geçmiştir. Hassas dişlilerdeki dişlerin (Lewis zamanında yoktu) ucuna etki eden kuvvet ancak toplan kuvvetin belli bir miktarı olup toplam yük moment kolu daha küçük olan dişin yüzeyi tarafından taşınır.
2. *Radyan kuvvet (F_r) ihmal edilebilir.* Şekil 15.20 de de görüldüğü üzere F_r basma gerilmesi oluşturmaktadır ve bu gerilme a noktasındaki eğilme gerilmesinden çıkarılmaktadır. Bu nedenle konservatif bir kabuldür.
3. *Yük dişlinin genişliği boyunca düzgün bir dağılıma sahiptir.* Bu konservatif bir yaklaşım değildir. Geniş diş, eğilmiş şaft ve düzgün montaj edilmemiş (ayarlanmamış) dişliler zamanından çok daha erken bozulurlar.
4. *Sürtünme sonucu ortaya çıkan kuvvetler ihmal edilir.*
5. *Dişin dip kavisindeki (yuvarlatma yarıçapındaki) gerilme konsantrasyonu (yoğunluğu) ihmal edilir.* Gerilme yoğunluğu Lewis zamanında pek bilinmediğinden önemli değildi, fakat şimdi önemlidir. Bu daha sonra hesaplara katılacaktır.

Lewis denklemini ortaya koyarken, Şekil 15.20 de görüldüğü gibi sadece parabollerin diş profiline teğet olduğu a noktasındaki kesit hariç, diş her bölgede sabit mukavemet parabollerinin oluşturduğu şekillerden daha sağlamdır (diş daha kalın). a noktası için denklemler yazılırsa;

$$\sigma = \frac{Mc}{I}; \text{Burada: } M = F_t h. \quad I = \frac{bt^3}{12} \text{ ve } c = \frac{t}{2}; \text{Buradan } \sigma = \frac{6F_t h}{bt^2} \quad (c)$$

Benzer üçgenden;

$$\frac{t/2}{x} = \frac{h}{t/2}, \quad \text{veya} \quad \frac{t^2}{h} = 4x \quad (d)$$

Denklem d yi denklem c de yerine yazarsak;

$$\sigma = \frac{6F_t}{4bx} = \frac{F_t}{b} \frac{3}{2x}; \text{ pay ve payda } p \text{ ile çarpılırsa} \quad \sigma = \frac{F_t}{b} \frac{3p}{2xp} \quad (e)$$

Lewis form faktör y yi aşağıdaki gibi tanımlarsak; burada p taksimattır.

$$y = \frac{2x}{3p} \quad (f)$$

Denklem f denklem e de yerine yazılırsa;

$$\sigma = \frac{F_t}{bpy} \quad (15.15)$$

Denklem 15.15 taksimata göre basit *Lewis denklemi* dir.

Dişliler genelde standart yuvarlanma dairesi değerlerine göre imal edildiğinden, aşağıdaki tanımlamalar yapılır.

$$p = \pi/P \quad (15.15, mod)$$

$$y = Y/\pi \quad (g)$$

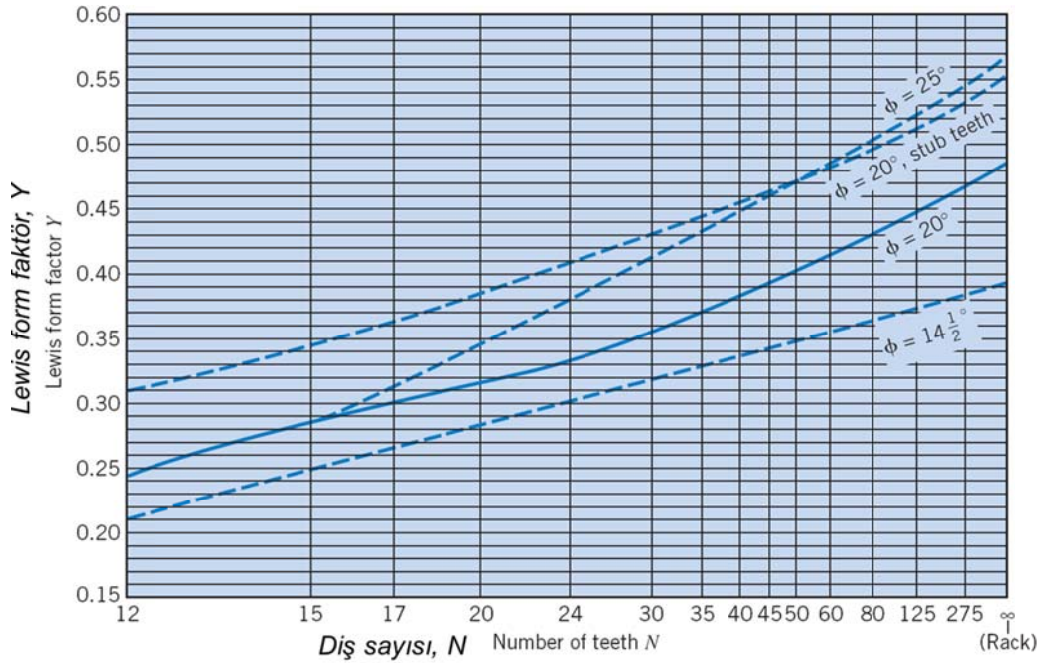
Denklem 15.14 den alternatif Lewis denklemi aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\sigma = \frac{F_t P}{bY} \quad (15.16)$$

Eğer SI birimi kullanırsak;

$$\sigma = \frac{F_t}{mbY} \quad (15.16a)$$

Burada *Lewis form faktörü* modüle (*diametral pitch*) bağlıdır. Her iki Y ve y diş şekline bağlı olduğundan dişlideki diş sayısına göre de değişir. Standart dişli sisteminde Y değeri Şekil 15.21 de verilmektedir. Standart olmayan dişliler için Y değeri bilgisayar yardımı ile ya da grafik çizimle elde edilir.



Şekil 15.21 Standart Düz Alın Dişli İçin Lewis Form Faktörleri

Lewis denkleminde göre dişte oluşan eğilme gerilmesi aşağıdaki etkenlerle değişir.

1. Direk olarak kuvvet F_t nin değeri ile değişir.
2. Diş genişliği ile ters orantılı olarak değişir.
3. Diş sayısı, p , $1/P$ veya m ile ters orantılı olarak değişir.
4. Diş şekil faktörü Y ve y ile ters orantılı olarak değişir.

15.7 DİŞLERDEKİ EĞİLME GERİLMESİNİN SADELEŞTİRİLMİŞ ANALİZİ: TEMEL KAVRAM

Modern dişli tasarımlarında, Lewis denkleminde olan dört değişkenden çok daha fazla faktörler dişlideki eğilme gerilmesi hesabında göz önüne alınır. Bu faktörler aşağıda sıralanmıştır.

1. *Kavrama çizgisi hızı.* Dişlerdeki çizgisel hızın artması, temas eden ardışık dişlerdeki darbeyi (çarpmayı veya şoku) artırır. Darbeler dişlinin tasarlandığı ölçülerde tam olarak imal edilemediğinden veya başka dış etkenlerden meydana gelir. Gerçekte profil tam tasarlandığı şekilde imal edilse bile eğilme kaçınılmaz olduğundan her bir dişli teması sırasında azda olsa darbe oluşur.
2. *İmalat hataları.* Bu darbeyi etkileyen önemli faktörlerden birisidir. Bununla birlikte, teorik olarak birden fazla dişin gelen yükü paylaşması gerekirken, imalat hataları sonucu bu gerçekleşmeye bilir. Bunun sonucunda darbeler oluşabilir.
3. *Kontak oranı.* Hassas dişlilerde “bir artı” kontak oranı ($1 < CR < 2$) durumunda her zaman yük iki çift dişliye bölünür. Bir diş çifti temasa başlayıp temas noktası dişli yüzeyinde aşağıya doğru hareket ederken, diğer diş çifti diş yüzeyinden diş başına doğru hareket ederek temastan ayrılır. Böylece iki yükleme koşulu oluşur.
 - a. Dişin tepesi ve orta kısmı yükü taşıyor.
 - b. Tüm yük tek bir dişin en yüksek temas noktasıyla taşınıyor.Dişlilerde “iki artı” kontak oranı ($2 < CR < 3$) düz ve üç dişli teması durumunda ikisi diş ucu bir diş ortası şeklinde olurken, iki dişli temasında ise dişin en yüksek yeri temas eder.
4. *Diş dibindeki gerilme konsantrasyonu.* (Başlık 15.6 da ki 5 numaralı kabule bak).
5. *Uygulamada meydana gelen şok yükleme derecesi.* (Bu madde, başlık 14.7.4 de verilen rulmanlı yataklardaki uygulama faktörüne benzerdir).
6. *Ölçüsünde ve rijit montajlama.* (Başlık 15.6 da ki 3 numaralı kabule bak).
7. *Dişlinin ve ona bağlı olan parçaların atalet momenti.* Dişlideki hassasiyetin çok az değişmesi, dişlinin belli bir anda hızlanmasına veya yavaşlamasına neden olur. Dönme ile oluşan atalet momenti küçük bile olsa, dişliye bağlı diğer elemanların da etkisiyle

anlık da olsa, dişe yüksek moment uygular ve anlık hızlanmalar oluşur. Eğer yüksek atalet momenti uygulanırsa, dönen parçalarda hızlanmaya karşı olması gerekenden fazla direnç oluşur ve dişliye çok fazla yük gelir. Dişli ile hareketin kaynağı arasındaki önemli burulma elastisitesi sayesinde dişe gelen zarar verici atalet etkisi azaltılır.

Dişte eğilme gerilmesi sonucunda oluşan yorulma iki madde altında incelenir.

1. Değişken gerilme yuvarlatma yarıçapında oluşur.
2. Yorulma gerilmesi de yuvarlatma yarıçapında bölgesel bir yerde oluşur.

Şu ana kadar dişlide oluşan gerilmeden söz edildi. Şimdi ise dişlinin mukavemetinden söz edelim.

Dişlerin önemli mukavemet özelliği eğilme yorulması mukavemeti olup, aşağıdaki dayanıklılık limiti denklemiyle ifade edilir.

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S C_T C_R$$

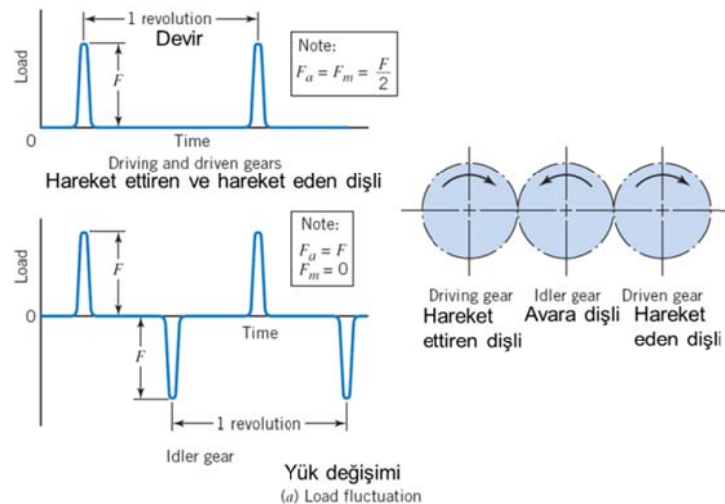
Çelikler için genelde S'_n yerine $0.5S_u$ (0.5 maksimum mukavemet) kullanılır.

$$S_n = (0.5S_u) C_L C_G C_S C_T C_R$$

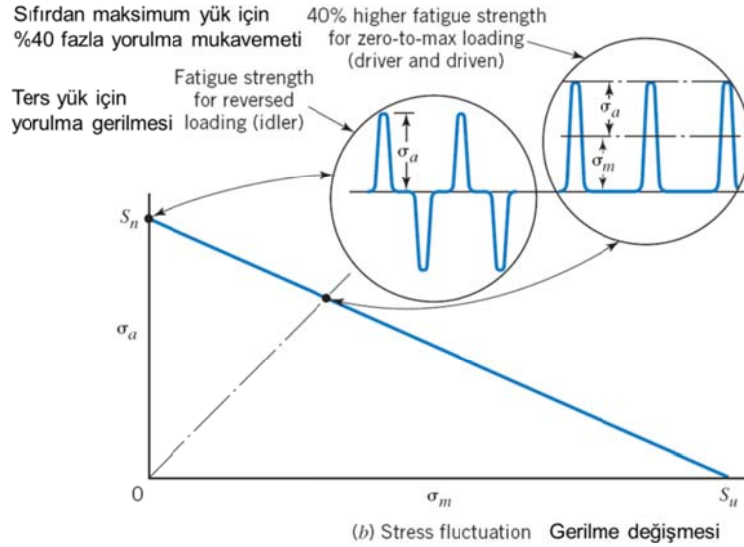
Birçok dişli sadece bir doğrultuda yüklenir. Bununla birlikte şekil 15.18 de görülen planet dişli her iki yönde de yüklenir. Şekil 15.22 de genel olarak avara dişlide oluşan gerilmeler gösterilmektedir.

Sonsuz ömür için, avara dişli için en büyük (pik) gerilme, ters çevrilmiş eğilme dayanıklılığından daha az olmak zorundadır. Fakat en büyük gerilme, hareket ettiren veya hareket eden dişliler için %40 daha fazla olabilir.

Yüzde 50 dışındaki dişli güvenilirliği için eğilme mukavemeti hesaplaması genelde kabuller ile yapılır. Bu kabuller dişin eğilme yorulması mukavemeti, bir standart sapma içinde dayanma limitinin yüzde 8 zi kadardır. Eğer dişli yüksek sıcaklıkta çalışıyor ise, metallerin yüksek sıcaklıktaki yorulma değerleri hesaplamalar için kullanılmalıdır.



Yük değişimi
(a) Load fluctuation



Şekil 15.22 Hareket Ettiren, Eden ve Avara Dişlilerdeki Yük ve Gerilme Değişimi

15.8 DİŞLERDEKİ EĞİLME GERİLMESİNİN SADELEŞTİRİLMİŞ ANALİZİ: ÖNERİLEN YÖNTEM

Bir mühendis gerçekten dişli tasarımı yapmak istiyorsa en son bilgilerin olduğu *American Gear Manufacturing Association*'in standartlarına ve en son yayınlara bakmalıdır. Burada verilen metot en son tasarım bilgilerini içermektedir.

Çok özel bilgilerin olmaması durumunda, diş eğilme gerilmesini etkileyen faktörler, Lewis denkleminin aşağıdaki gibi uyarlanması ile hesaba katılabilir.

$$\sigma = \frac{F_t P}{bj} K_v K_o K_m \quad SI \text{ sisteminde} \quad \sigma = \frac{F_t}{mbJ} K_v K_o K_m \quad (15.17)$$

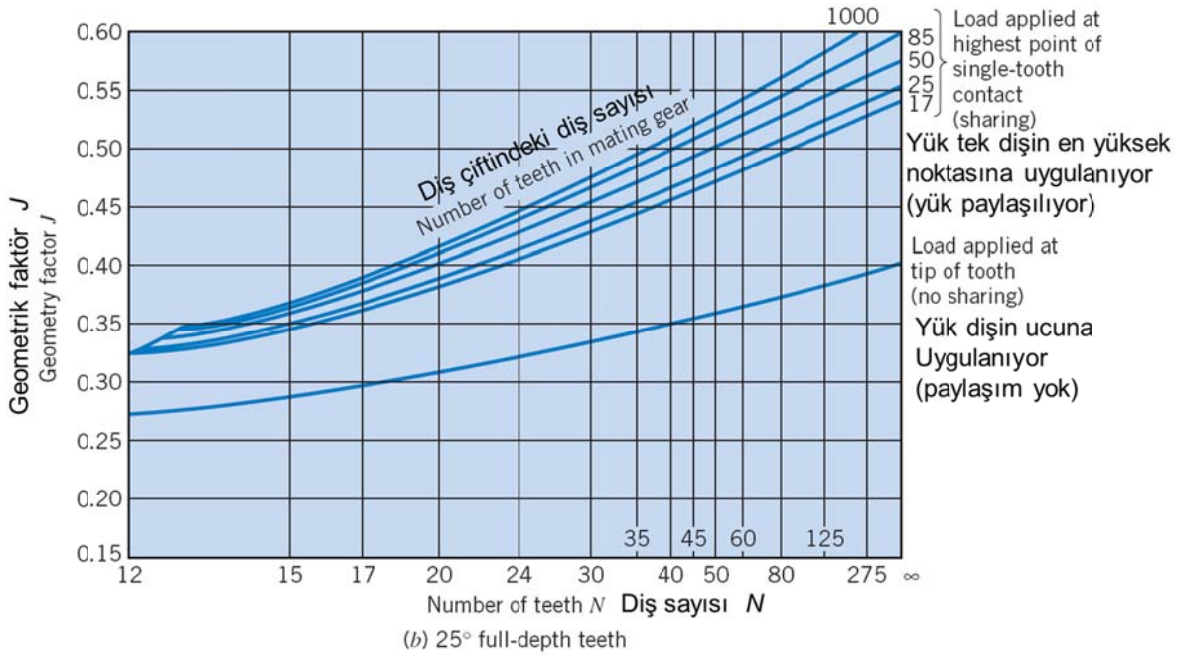
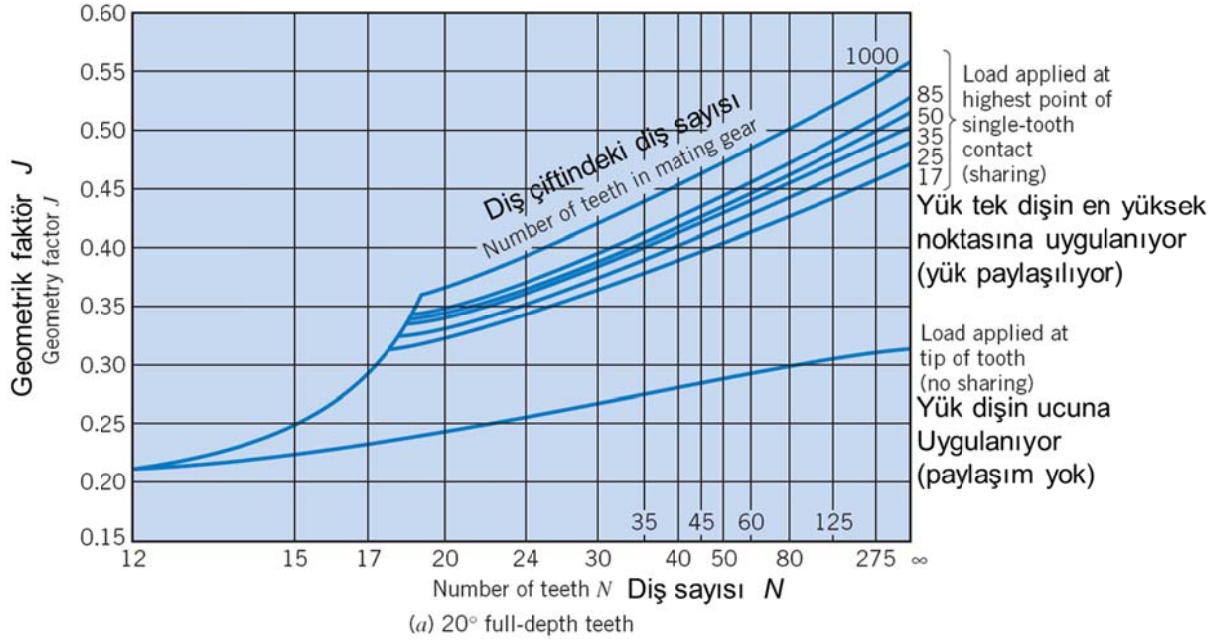
Burada;

J = Düz alın dişlide geometrik faktördür ve Şekil 15.23 de verilmiştir. Bu faktör Lewis form faktörü Y ve yuvarlatma (kivrım) yarıçapı $0.35/P$ veya $0.35m$ oranına göre gerilme konsantrasyon faktörünü de içine almaktadır. Dikkat edilirse değerler yük paylaşımı olmayan ve yük paylaşımı olan durumlar için verilmiştir. Yük paylaşımı durumunda J faktörü birlikte çalışan dişli çiftinde kavrayan diş sayısına bağlıdır ve bu temas eden diş sayısını kontrol eder.

K_v = Hız ve dinamik faktörü, diş çiftinin teması sırasında oluşan önemli darbeleri gösterir. Bu kavrama çizgisindeki hızın ve imalattaki hassasiyetin fonksiyonudur. Şekil 15.24 dişli imalatında uygulanan işleme karşılık gelen faktörleri göstermektedir.

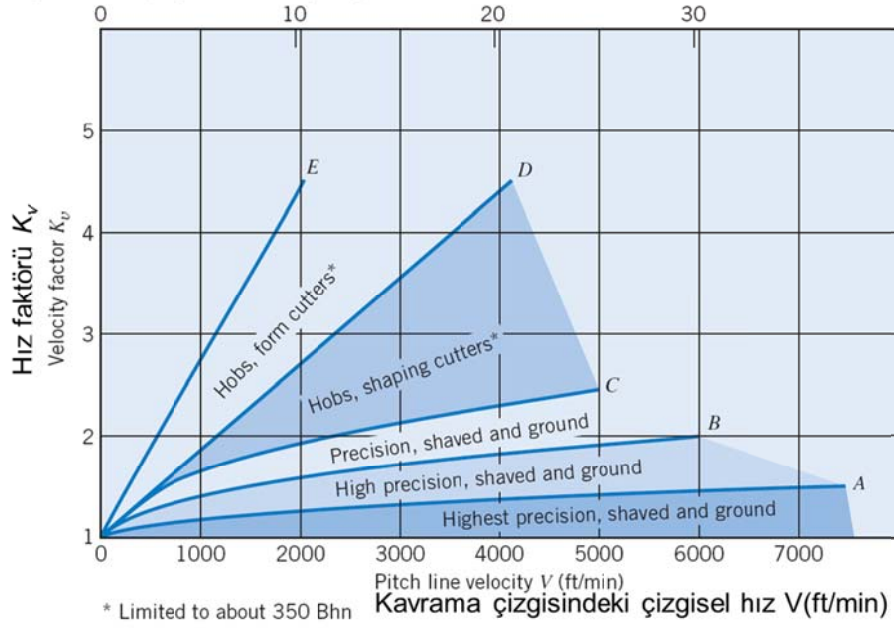
K_o = Fazla yük faktörü, hareketin düzgün olmayan derecesini ve yükün oluşturduğu tork u (momenti) verir. Daha iyi bilginin olmadığı durumda, Tablo 15.1 deki değerler rahatça kaba bir tahmin olarak kullanılır.

$K_m =$ Montaj faktörü, birlikte çalışan dişli çiftinin ne kadar hassas montaj edildiğini gösterir. Bu değerler kabaca Tablo 15.2 de verilmiştir.



Şekil 15.23 Standart Düz Alyn Dişlilerde Geometrik Faktörün Değişimi

Kavrama çizgisindeki çizgisel hız $V(m/s)$ Pitch line velocity $V (m/s)$



Şekil 15.24 Hız Faktörü, K_v (bu grafikte diş boşluğu, profili, sağlamlığı, hızı ve atalet momenti etkisi kabaca hesaba katılmıştır).

$$A: K_v = \sqrt{\frac{78 + \sqrt{V}}{78}} ; \quad B: K_v = \frac{78 + \sqrt{V}}{78} ; \quad C: K_v = \frac{50 + \sqrt{V}}{50}$$

$$D: K_v = \frac{1200 + V}{1200} ; \quad E: K_v = \frac{600 + V}{600}$$

NOTE: Burada V hızının birimi ft/min dır.

Tablo 15.1 Fazla Yük Faktörü, K_o

Güç Kaynağı Source of Power	Hareket Ettirilen Makine Driven Machinery	Hareket Ettirilen Makine		
		Düzensiz Uniform	Orta Derece Şok Moderate Shock	Ağır Şok Heavy Shock
Uniform	Düzensiz	1.00	1.25	1.75
Light shock	Hafif şok	1.25	1.50	2.00
Medium shock	Orta dereceli şok	1.50	1.75	2.25

Tablo 15.2 Montaj Faktörü, K_o

Destek Karakteristikleri Characteristics of Support	Yüz Genişliği (inç) Face Width (in.)			
	0 to 2	6	9	16 up
Hassas montaj, küçük yatak boşluğu, minimum eğilme, hassas dişli Accurate mountings, small bearing clearances, minimum deflection, precision gears	1.3	1.4	1.5	1.8
Normal montaj, normal dişli çifti, yüz boyunca temas sağlıyor Less rigid mountings, less accurate gears, contact across the full face	1.6	1.7	1.8	2.2
Hassasiyet ve montaj dişli çiftinde tam yüz teması sağlamıyor Accuracy and mounting such that less than full-face contact exists			Over 2.2	

Denklem 15.17 kullanılarak hesaplanan diş efektif yorulma gerilmesi mutlaka ona karşı gelen yorulma mukavemeti ile karşılaştırılmalıdır. Sonsuz ömür için uygun dayanma limiti aşağıdaki formülden hesaplanabilir.

$$S_n = S'_n C_L C_G C_S k_r k_t k_{ms} \quad (15.18)$$

Burada;

S'_n = Standart R.R Moore dayanma limiti (standart yorulma mukavemeti)

C_L = Yük faktörü, eğilme momenti için 1.0 alınır

C_G = Eğim (gradyan) faktörü = 1.0 eğer $P > 5$ veya $m < 5$ ise ve 0.85 eğer $P \leq 5$ veya $m \geq 5$ için alınır.

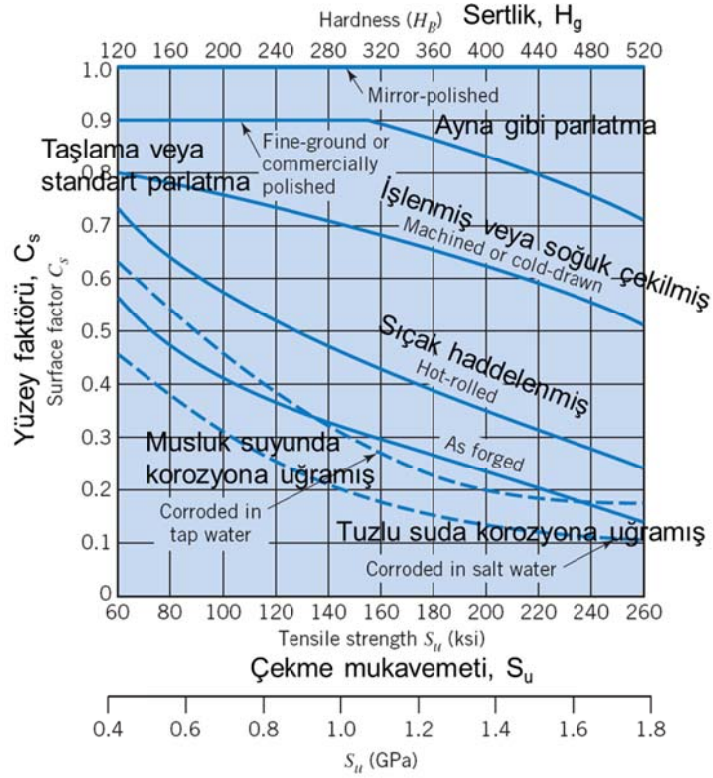
C_S = Yüzey faktörü (Şekil 15.24a den). Mutlaka yuvarlatma dairesinin olduğu yüzey alınmalıdır (eğilme momenti orada maksimum olur ve yorulma kırılması oradan başlar). Eğer yuvarlatma dairesi yüzeyiyle ilgili bilgi yoksa, dişin diğer işlenmiş yüzeyleriyle aynı alınır.

k_r = Güvenilirlik faktörü, C_R , Şekil 15.24b dan belirlenir. Emin olmak için, Tablo 15.3 de verilen ve dayanıklılığın %8 standart sapma ile verildiği değerlerle uyumlu olduğuna bakılmalıdır.

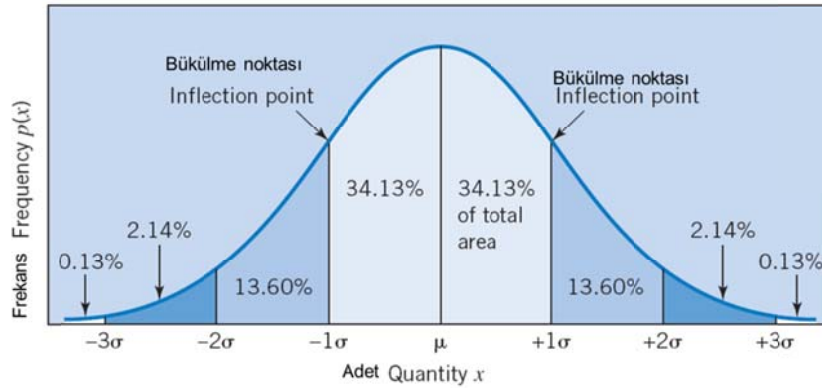
k_t = Sıcaklık faktörü, C_T . Çelik dişliler için $k_t = 1.0$ al eğer sıcaklık 160°F dan az ise, 160°F dan fazla ise ve başka bilgi yok ise aşağıdaki formülü kullan.

$$k_t = \frac{620}{460 + T} \quad (T > 160^\circ F \text{ için}) \quad (15.19)$$

k_{ms} = Ortalama gerilme. Başlık 15.7 ye uygun olarak avara dişli için 1.0 alınır. Hareket ettiren ve hareket ettirilen dişliler için ise 1.4 alınır (tek yönlü eğime için).



Şekil 15.24a Çeliğe Uygulanan Yüze İşlemlerine Göre Dayanma Limitindeki Değişim



Şekil 15.24b Normal Dağılım

Tablo 15.3 Standart Sapma 8% İçin Güvenilirlik Düzeltme Faktörü k_r

Güvenilirlik, (%) Reliability (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
Factor k_r Faktör, k_r	1.000	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Eğilme yorulması için güvenlik faktörü yorulma mukavemetinin (denklem 15.18) yorulma gerilmesine (denklem 15.17) oranı olarak alınır. Faktörler K_o , K_m ve k_r ayrı ayrı hesaba katıldıkları için emniyet katsayısı sanıldığı kadar büyük değildir. Eğer ayrı ayrı hesaba katılmasalardı emniyet katsayısı o zaman büyük olurdu. Güvenilirlik değerinin % 99.9 olmasına karşılık bile emniyet katsayısı 1.5 olarak seçilebilir.