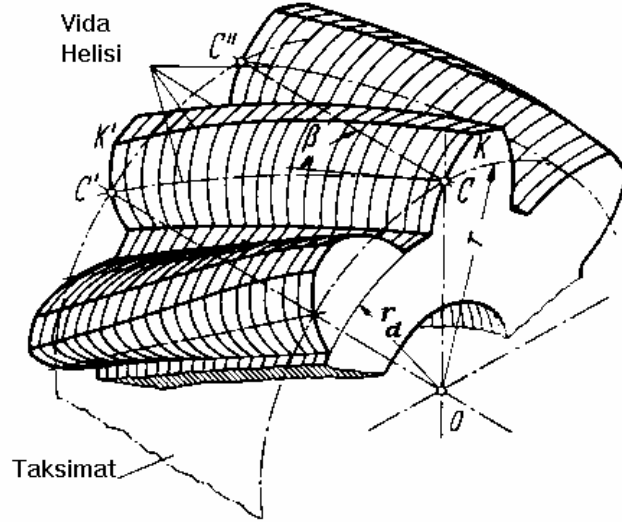


HELİSEL ALIN DİŞLİ ÇARKLAR

Temel Kavram ve İfadeler : Helisel alın dişlilerin düz dişlinin vida helisinde kaydırılması ile hasil olduğu düşünülebilir.(Şekil 5).



Şekil 5 Helisel Alın Dişli Çark

Diş doğrultusu ile diş eksenine arasındaki dar açı helis açısı β olarak adlandırılmıştır. Diş başındaki, diş dibindeki ve temel dairesi üzerindeki doğrultuları ve eğimleri farklıdır. Aynı hatvenin (H) bulunması helis açılımında aşağıdaki şartları ortaya çıkarır.

$$\tan \beta = \frac{2\pi r}{H}; \tan \beta_t = \frac{2\pi r_t}{H}; \tan \beta_d = \frac{2\pi r_d}{H}; \tan \beta_b = \frac{2\pi r_b}{H},$$

$$\text{yani özellikle } \tan \beta_b = \frac{r_b}{r} \tan \beta \quad (1)$$

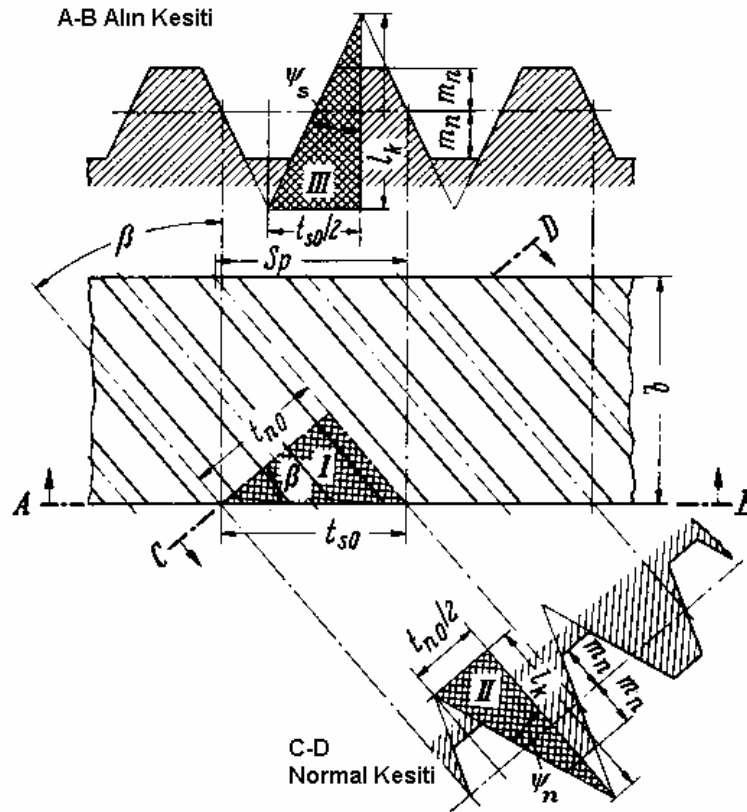
$$\text{veya genel olarak } \tan \beta_x = \frac{r_x}{r} \tan \beta$$

Helis açısı β , daima taksimat dairesindeki helis açısını gösterir. Vidalardaki gibi dişlilerde sağ ve sol helis olarak ayırdedilirler. Dış dişlilerin eş çalışmasında bir sağ bir de sol dişli olmalıdır ve β 'ların mutlak değerleri eşit olmalıdır. Temel Silindiri üzerinde yuvarlanan teğet düzlem, dönme eksenine paralel doğrusu ile β_b açısı yapan imalat doğrusu sonuçta Evolvent bir vida yüzeyi hasil eder.

Daima birden çok diş kavramadadır; yüklenme aniden bütün diş genişliği boyunca olmaz, yavaş yavaş ve yanak boyunca ilerlemek suretiyle diyagonal olarak gerçekleşir. Yüksek yük taşıma kabiliyeti ve sessiz çalışma sağlanır. Bunun yanında daha sonra açıklanacak olan sınır diş sayısı düz dişlilere nazaran azalır.

F_A eksenel kuvvetin ortaya çıkması bir dezavantaj olarak karşımıza çıkar. Bu ise yataklar tarafından karşılanır veya ok dişli kullanılarak yok edilir.

Diş sayısının sonsuz sayıda olduğu tahayyül edildiğinde β eğimli çubuk dişli karşımıza çıkar. İmalat kolaylığı sebebiyle, (Düz dişlilerdeki takımların kullanılması) alın kesitler değil de, normal kesit referans profili olarak (m_n ve ψ_n) kullanılır (Şekil 6).



Şekil 6 Dişli Alın ve Normal Kesiti

Normal ve alın kesitteki büyüklükler arasındaki ilişki çıkartılabilir.

$$\cos \beta = \frac{t_n}{t_s} = \frac{m_n \pi}{m_s \pi} ; m_s = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2)$$

$$h = \frac{t_n / 2}{\tan \psi_n}$$

$$\tan \psi_s = \frac{t_s}{2h} = \frac{t_s \tan \psi_n}{2t_n / 2}$$

$$\tan \psi_s = \frac{\tan \psi_n}{\cos \beta} \quad (3)$$

$r_b = r \cos \psi_s$ ifadesiyle (1) eşitliği

$$\tan \beta_b = \cos \psi_s \tan \beta \quad (4)$$

(3) ve (4) 'den β yok edilebilir. $\sin \psi_n = \sin \psi_s \cos \beta_b$ veya ψ_s yok edilebilir: $\sin \beta_b = \sin \beta \cos \psi_n$

Mukavemet hesapları ve kuvvet tayini için şekil 7'de görülen alın kesit ile düz dişli çarkın normal kesiti (yanak profiline dik) arasındaki bağlantı kullanılır. Burada taksimat dairesi yarıçapı r_n , taksimat dairesindeki kesit elipsinin eğrilik yarıçapı ile bulunur.

ρ_B temas düzleminde bulunur. C"T"B" üçgeninden :

$$\rho_B = \frac{\rho_s}{\cos \beta_b}$$

veya $\rho_s = r \sin \psi_s$ ile CTO üçgeninden:

$$\rho_B = \frac{r \sin \psi_s}{\cos \beta_b}$$

Sağ altta çizilmiş E-F kesitinde C_B noktası için

$$\tan \psi_B = \frac{\cos \beta_b}{\cos \beta} \tan \psi_n;$$

$$r_B = \overline{C_B M_B} \approx \frac{r}{\cos^2 \beta_b}, \quad t_B \approx t_n,$$

buradan ($Z_v t_b = 2\pi r_B$) virtüel diş sayısı :

$$Z_v \approx \frac{2\pi r_B}{t_B} = \frac{2\pi r}{\cos^2 \beta_b m_n \pi} = \frac{Z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta} \quad (7)$$

bulunur.

Alttan kesme olmaması için sınır diş sayısı ψ yerine ψ_s , $r = \frac{m}{2} Z_{syn}$ yerine

$$r = \frac{m_s}{2} Z_{syn} \text{ ve } \overline{T_1 P} = m \text{ yerine } m_n \text{ konarak}$$

$$Z_{syn} = \frac{2 \cos \beta}{\sin^2 \psi_s} \quad \text{veya} \quad Z'_{syn} = \frac{5}{6} Z_{syn} \quad (8)$$

$\psi_n = 20^\circ$ için;

$$\beta = \quad 0^\circ \quad 10^\circ \quad 20^\circ \quad 30^\circ \quad 40^\circ \quad 45^\circ$$

$$Z_{syn} = 14 \quad 14 \quad 12 \quad 10 \quad 7 \quad 6$$

Küçük diş sayılarında profil kaydırma yapılmalıdır. Alttan kesmenin önlenmesi için gerekli profil kaydırma:

$$x = \frac{Z_{syn} - Z}{Z_{syn}} \quad \text{veya} \quad x = \frac{Z'_{syn} - Z}{Z_{syn}} \quad (9)$$

Profil kaydırma gerek normal, gerekse alın kesitte mm olarak bulunur. Profil kaydırma faktörü x norm modül olan m'_n e bağlı olarak isimlendirilir.

Profil Kaydırma= $x m_n$

(Alın kesitte $x_s m_s = x m_n$)

Helisel alın dişlilerde de profil kaydırma sadece alttan kesilmeyi önlemek için kullanılmaz. Bunun yanında pozitif profil kaydırma ile daha uygun diş formuna ve yüksek diş dibi mukavemetine ulaşmak ve V-dişlilerin eş çalışması ile verilen bir eksen mesafesini tutturmak mümkündür.

Düz dişliler için çıkartılan ifadeler alın kesitte helisel dişliler için de geçerlidir. ψ_s (ψ yerine) (s ve s') s_s ve s'_s , ve $t_s, t_{sb} = t_{se}$ (t, t_g ve t_e yerine) konulmalıdır.

(1)-(4) ifadeleri gözönüne alınarak aşağıdaki ifadeler çıkar :

Taksimat çapındaki diş kalınlığı :

$$s' = \frac{m_n}{\cos \beta} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \psi_n \right) \quad (10)$$

Herhangi bir r_y yarıçapındaki diş kalınlığı:

$$s_y = 2r_y \left(\frac{1}{Z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \psi_n \right) - (ev\psi_{sy} - ev\psi_s) \right) \quad (11)$$

ψ_{sy} aşağıdaki ifadeden elde edilir.

$$\cos \psi_{sy} = \frac{r}{r_y} \cos \psi_s \quad (12)$$

Herhangi bir çaptaki taksimat :

$$t_{sy} = t_s \frac{r_y}{r} = t_s \frac{\cos \psi_s}{\cos \psi_{sy}} \quad (13)$$

Temel dairesi üzerindeki kalınlık :

$$t_{sb} = t_s \cos \psi_s \quad (14)$$

HELİSEL V-ÇARKLARIN EŞ ÇALIŞMASI

Diş sayıları ve profil kaydırma faktörleri verilmişse :

$$ev\psi_{sv} = 2 \frac{x_1 + x_2}{Z_1 + Z_2} \tan \psi_n + ev\psi_s \quad (15)$$

(12) kullanılarak

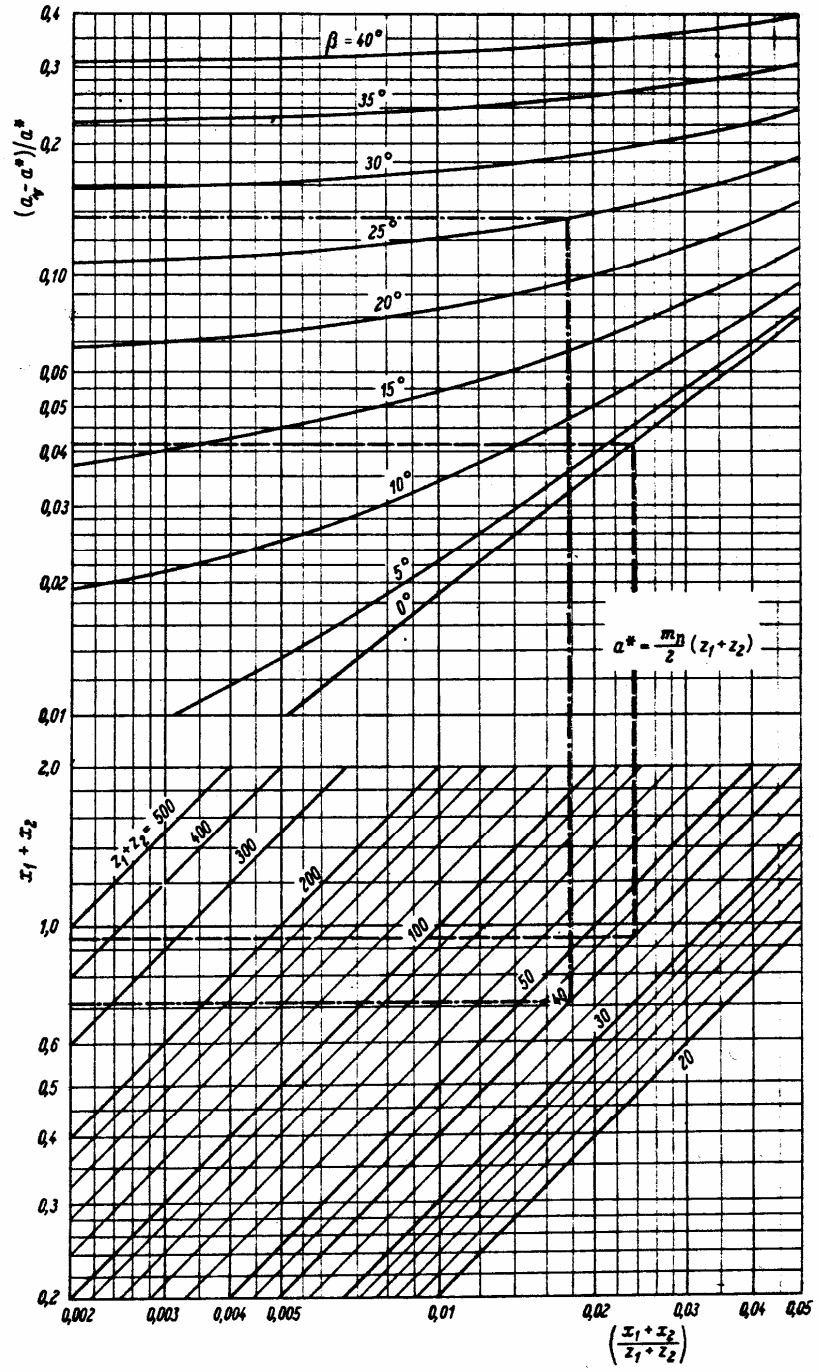
$$a = (r_1 + r_2) \frac{\cos \psi_s}{\cos \psi_{sv}} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \psi_{sv}} \frac{\cos \psi_s}{\cos \beta} = \frac{a^*}{\cos \psi_{sv}} c^* \quad (16)$$

Diş sayıları ve eksenler arası mesafe verilmişse ;

$$\cos \alpha_{sv} = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2a} \frac{\cos \psi_s}{\cos \beta} = \frac{a^*}{a} c^* \quad (16a)$$

$$\text{ve } x_1 + x_2 = \frac{(Z_1 + Z_2)(ev\psi_{sv} - ev\psi_s)}{2 \tan \psi_n} \quad (15a)$$

(15) ve (16) grafik olarak gösterilmiştir. Diyagram, ön hesap ve kontrol hesapları için çok uygundur.(Şekil 8).



Şekil 8 Yaklaşık ve Kontrol Hesapları için Diyagram

$x_1 + x_2$ 'nin x_1 ve x_2 olarak bölünmesi düz dişlilerdeki gibidir. Diş sayısı Z yerine virtüel diş sayısı Z_v alınmalıdır. Diş sayılarının toplamaları için tavsiye edilen değerler, $x_1 + x_2 \approx 1$ (0,7-1,3) ve norm eksenler için iyi bir yaklaşımda tablo 4 de verilmiştir. Bu değer $\cos \beta$ ile çarpılmalıdır.

Tablo 4 Diş Sayıları Toplamına göre Modül ve Eksen Mesafesi

Modul (mm)	Eksen Mesafesi a (mm)					
	80	100	125	160	200	250
2	78	98	123	158	198	248
2,5	62	78	98	126	158	198
3	52	65	82	105	131	165
4	38	48	61	78	98	123
5	30	38	48	62	78	98
6		32	40	52	65	82
8			30	38	48	61
10				30	38	48

$$Z_1 + Z_2 \approx \cos \beta (Z_1 + Z_2)_\beta = 0^\circ$$

Elde edilen değerlerin bir üst değere yuvarlatılması ve x_1+x_2 değerlerinin diyagramdan kontrolü mümkündür.

Dişdibi yarıçapı :

$$r_{d1} = r_1 - (m_n + s_k) + m_n x_1; \quad r_{d2} = r_2 - (m_n + s_k) + m_n x_2 \quad (17)$$

Dişbaşı yarıçapı :

$$r_{t1} = a - r_2 + m_n(1 - x_2); \quad r_{t2} = a - r_1 + m_n(1 - x_1); \quad (18)$$

Temel dairesi yarıçapı c^* değeri ile kolaylıkla hesap edilir.

$$r_{b1} = \frac{m_n}{2} Z_1 c^* ; \quad r_{b2} = \frac{m_n}{2} Z_2 c^* . \quad (19)$$

Helisel alın dişli mekanizmalarında kavrama oranı alın kesitteki profil kavrama oranı ve bindirme kavrama oranı olarak ikiye ayrılır.

$$\varepsilon = \frac{g}{t_{se}} = \frac{g}{t_{sb}} = \frac{\overline{T_1 E}}{t_{sb}} + \frac{\overline{T_2 A}}{t_{sb}} - \frac{\overline{T_1 T_2}}{t_{sb}} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a \quad (20)$$

Düz dişlilerdeki hesap tarzı ile

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left(\sqrt{\left(\frac{2r_{t1}}{m_n c^*} \right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{2r_{t2}}{m_n c^*} \right)^2 - z_2^2} - \sqrt{\left(\frac{2a}{m_n c^*} \right)^2 - (z_1 + z_2)^2} \right) \quad (21)$$

bulunur.

Bindirme kavrama oranı ε_{sp} , diş genişliğinin ,eksenel taksimata oranı veya bindirmenin alın taksimata t_s oranı olarak tanımlanır. Bindirme S_p şekil 6'dan

$$S_p = b \tan \beta \text{ 'dır. Böylece } \varepsilon_{sp} = \frac{S_p}{t_s} = \frac{b \tan \beta}{t_n / \cos \beta} = \frac{b \sin \beta}{m_n \pi} \quad (22)$$

MUKAVEMET HESAPLARI

Düz dişliler için geçerli çevrim oranı ,en küçük pinyon taksimat çapı ,modül ve pinyon diş sayısı ve diş genişliği oranları (b / d_1) ve (b / m_n) hesapları için verilen bilgi ve tecrübi değerler, Helisel alın dişli mekanizmaları için de geçerlidir. Taksimat dairesindeki çevresel kuvvet aynı şekilde $F_t = M_{d1} / r_1$ olarak hesaplanır. Burada M_{d1} , güç (P) ve devir sayısı (n_1) ve işletme faktörü (f_B) kullanılarak hesaplanır.(Tablo 1)

$$M_{d1} = f_B \frac{P}{\omega_1} \quad (1)$$

Buna dayanarak mukavemet hesapları yine dişdibi ve yüzey mukavemeti gözönüne alınarak yapılmalıdır.

a) Dişdibi Mukavemeti : Temas diş yan yüzeyi boyunca diyagonal şekilde olmasına rağmen kavrama diş başındaki kuvvet ile, normal kesitte 30° 'lik teğetin dişdibindeki temas noktasındaki eğilme gerilmesi için :

$$\sigma_{e\delta} = \frac{F_t}{b m_n} q_k \quad (2)$$

Diş form faktörü (q_k) yine şekil 2'den alınabilir. Burada eşdeğer dişli veya virtüel diş sayısı kullanılmalıdır.

$$\text{virtüel diş sayısı : } Z_v = \frac{Z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta}$$

Verilmiş dişli için :

$$\sigma_{e\delta 1} = \frac{F_t}{b_1 m_n} q_{k1} \leq \sigma_{e\delta em1} \quad , \quad \sigma_{e\delta em2} = \frac{F_t}{b_2 m_n} q_{k2} \leq \sigma_{e\delta em2}$$

imal edilecek dişli için (2) eşitliğinde ve $\sigma_{e\delta 2} \leq \sigma_{e\delta em}$ ve $F_t = \frac{M_{d1}}{r_1} = \frac{2M_{d1}}{d_1}$ ve

$$d_1 = m_s Z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} Z_1 \text{ ile}$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{q_{k1} \cos^2 \beta}{Z_1^2}} \sqrt[3]{\frac{2M_{d1}}{(b/d_1)\sigma_{e\delta em1}}} \quad (2a)$$

$\sigma_{e\delta em}$ ve (b/d_1) için tablolarda tavsiye değerleri verilmiştir.

Uygun dişli konstrüksiyonu için önce z_1 değerinin kabul edilmesi tavsiye edilir. Modül, eksenler arası mesafe, diş sayıları ve genişliği seçilir, daha sonra gerilmeler kontrol edilir.

Daha iyi kavrama oranları için, helisel dişlilerde q_ε kavrama oranı faktörü gözönüne alınmalıdır.

$$\text{Bu takdirde : } \sigma_{e\delta em} = \frac{F_t}{bm_n} q_k q_\varepsilon \quad (2b)$$

b) Yüzey Mukavemeti : Birçok durumda , Hertz gerilmesinin sadece yuvarlanma noktasında hesaplanması yeterlidir. Düz dişlilerdekine benzer bir ifade ile,

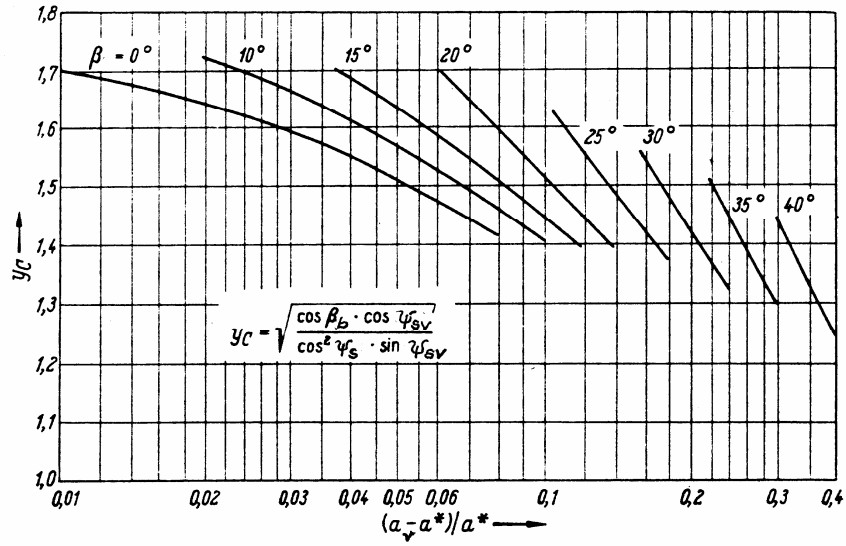
$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i}} y_c \quad (3)$$

burada yuvarlanma noktası faktörü

$$y_c = \sqrt{\frac{\cos \beta_b \cos \psi_{sv}}{\cos^2 \psi_s \sin \psi_{sv}}}$$

Bu değer , helis (β), diş sayıları toplamı ($Z_1 + Z_2$) ve tashih faktörleri toplamı (x_1+x_2) bağlıdır. Şekil 9'da y_c değerleri $(a-a^*)/a^*$ 'ya bağlı olarak çeşitli (β) açıları için verilmiştir. Ayrıca $(a-a^*)/a^*$, $Z_1 + Z_2$ ve x_1+x_2 arasındaki bağıntılar mevcuttur. İlk hesaplar için (3) ifadesinden m_n çıkarılır.

$$m_n \geq \frac{\cos \beta}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{0,7EM_{d1}}{(b/d_1)p_{em1}^2} \frac{i+1}{i}} y_c^2 \quad (3a)$$



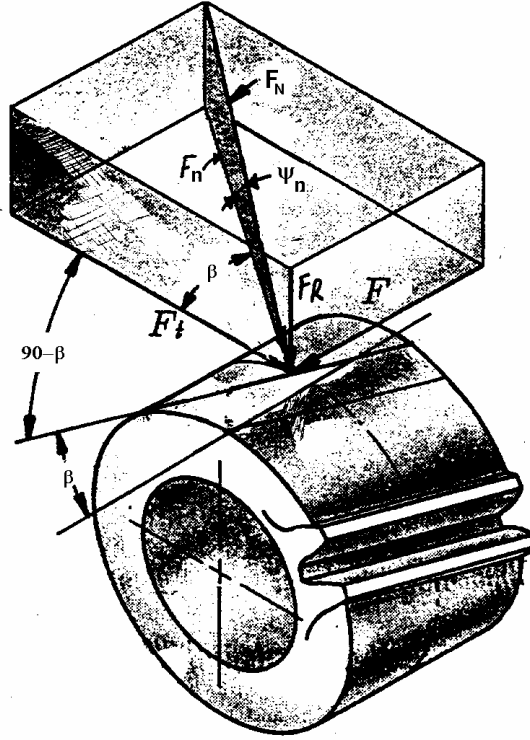
Şekil 9 Helisel Dişli Çarklar için Yuvarlanma Noktası Faktörü y_c

P_{em} - değerleri tablo 'dan alınabilir. Helisel alın dişlilerde kuvvet dağılımı iki veya daha fazla diş çiftine ait olduğu için diş uzunluğu faktörü $Y_L = \sqrt{1/\varepsilon}$ hesaplara katılır.

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i}} y_c y_L \quad (3b)$$

YATAK KUVVETLERİ , EĞİLME MOMENTLERİ

Helisel alın dişlilerde yuvarlanma noktasında, temas bölgesinde olduğu düşünülen diş yan yüzeylerine dik gelen diş kuvveti F_N üç bileşene ayrılır; bunlar çevresel F_t , radyal F_R ve eksenel F_A kuvvetleridir. (Şekil 10).



Şekil 10 Helisel Alın Dişli Çarka Gelen Kuvvetler

Çevresel kuvvet için yine

$$F_t = \frac{M_d}{r} \quad (1)$$

geçerlidir.

Üstten görünüşten

$$F_A = F_t \tan \beta \quad (2)$$

çıkarılır. Ve $F_n = F_t / \cos \beta$

$$\text{Normal kesitten } F_R = F_n \tan \psi_n \text{ yani } F_R = F_t \frac{\tan \psi_n}{\cos \beta} \quad (3)$$

Kesin hesaplamalarda r yerine r_v , β yerine β_v ve ψ_n yerine ψ_{nv} kullanılmaktadır.

İki kademeli dişli kutularında ara mil yataklarına gelen eksenel kuvvetleri ($F_a = F_{AII} - F_{AI}$) mümkün olduğunca azaltmak için ara mildeki her iki dişli sol helis (veya her ikisi de sağ helis) ve β_{II} daha küçük β_{I} F 'in sıfıra yaklaşması için

$$\beta_{II} = \frac{r_3}{r_2} \tan \beta_I \text{) olmalıdır.}$$

Yatak kuvvetlerinin tayini için statik denge durumu ve her ekseninde eğilme momenti durumları belirlenmelidir. Burada dikkat edilecek husus sonuçların dönme yönüne bağlı olduğudur.

İÇ HELİSEL ALIN DIŞLİLER

Dışına diş açılmış pinyonla , içine diş açılmış iç dişli çark aynı yönde helis açısı β 'ya sahip olmalıdır. V-çarkların eş çalışması için evvelki ifadeler geçerlidir.

$$a^* = \frac{m_n}{2} (z_2 - z_1)$$

$$c^* = \frac{\cos \Psi_s}{\cos \beta}$$

$$a_v = r_{ep2} - r_{ep1}$$

$$Z_1 \text{ ve } Z_2 \text{ verilmişse } \cos \psi_{sv} = \frac{a^*}{a} c^* \quad x_2 - x_1 = \frac{(Z_2 - Z_1)(\text{ev}\psi_{sv} - \text{ev}\psi_s)}{2 \tan \psi_n},$$

x_1, x_2, Z_1 ve Z_2 verilmişse :

$$\text{ev}\psi_{sv} = 2 \frac{x_2 - x_1}{Z_2 - Z_1} \tan \psi_n + \text{ev}\psi_s, \quad a = \frac{a^*}{\cos \psi_{sv}} c^*,$$

Diş sayısı farkının az olduğu durumlarda takım dişli için V çarkı kullanılması gerekir. Genelde her bir dişli çifti için kavrama hataları ve montaj zorluklarının olup olmadığı araştırılmalıdır.

Diş dibi mukavemetine göre hesapta, pinyona göre genel bir hesap yapılması yeterlidir.

Yuvarlanma noktasındaki Hertz gerilmeleri Sıfır ve V-Sıfır Mekanizmalarında

$$m_n = \frac{\cos \beta}{z_1} \sqrt[3]{\frac{0,7EM_{d1}}{(b/d_1)p_{em}^2} \frac{i-1}{i} y_c^2}$$

$$p_c = \sqrt{0,35E} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i-1}{i}} y_c$$

$$y_c = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin \psi_s \cos \psi_s}} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Helisel iç dişlili mekanizmaların avantajları, düz iç dişli çarklarda olduğu gibidir. Büyük güçlerde gücün bölünmesi için (büyük çevrim oranlarında iki) ara mili kullanılır. Bu durum, az bir hacimde moment iletimini ve merkezdeki yatağın daha az zorlanmasını sağlar. Homojen bir güç dağılımı için ara mili üzerindeki alın dişlilerin yay elemanları vasıtasıyla ayarlanabilir olması veya bununla birlikte giriş milinin oynak olarak yataklanması faydalıdır.