2010 Ağustos

www.guven-kutay.ch

DİŞLİ ÇARKLAR

GENEL

12-00

M. Güven KUTAY

Sevgili eşim

FİSUN ' a

ÖNSÖZ

Bir konuyu bilmek demek, onu eldeki imkanlara göre kullanabilmek demektir. Dişliler konusunu bilmek, dişli üretip kullanabilmek demektir.

Bu belgelerde;

- dişli ve dişli redüktörlerini fonksiyonlarına göre hesaplayıp üretmek için gerekli bütün bilgiler detaylı anlatılmış,
- dişli hesap örnekleri, üretim için gerekli teknik resimler verilmiş,
- dişli imalat ve konstruksiyon esasları anlatılmış,
- Oldukça detaylı teorinin yanında uygulamada kullanılan değerler, tablolar ve diyagramlar verilmiştir.

Çok yönlü ve detaylı çözüm örnekleri uygulamada yardımcı olacaktır. Bütün kullanılan literatürün dökümü, gereğinde dahada etraflı bilgi edinmek için, belgenin sonunda verilmiştir. Ayrıca belgenin sonunda konu indeksi verilerek, aranılan konunun bulunması kolaylaştırılmıştır.

Bu belgede verilen bilgilere göre hesaplama programlarıda üç dilde Türkçe, Almanca ve İngilizce olarak hazırlanmış ve "Programlar" kısmında excel programı olarak verilmiştir. Programları istediğiniz dilde kullanıp bütün hesapları yaptıktan sonra, bir tek emir ile istediğiniz dile çevirme imkanınız vardır. Umarım ki bu programlar uygulamada yardımcı olur.

Bu arada çok az imkanlarla ve büyük çabalarla Türkçe teknik literatüre bu konuda kazandırdıkları kitaplar için sayın ***Şefik OKDAY***' ı ve diğer kişileri, saygıyla anar, Türk makina mühendislerinin pratikte önderliğini yapıp bir çok genç mühendise yol gösteren sayın ağabeyimiz merhum Dr. Müh. ***Dündar ARF*** ve bütün mühendislere teşekkür etmeyi borç bilirim.

İsviçrede, ***MAAG AG*** ve ***Reishauer AG*** firmalarına arşivlerinden ve teknik yayınlarından istediğim çok değerli bilgileri belgelerime aktarma müsadesi verdikleri için teşekkürlerimi sunarım.

Bu belgede iyi, kötü veya eksik bulduğunuz konuları ve bilgileri bildirirseniz çok sevinirim.

Hepinize mutlu ve başarılı günler dileğiyle...

İsviçre, Baden 2010

M. Güven KUTAY

DİKKAT:

Bu belgedeki bilgiler iyi niyet, büyük dikkat ve çabayla son teknik bilgilere göre hazırlanmıştır. Ben ve **MAAG AG** firması ile **REISHAUER** AG firmaları bu belgedeki bilgilerin kullanılmasından ötürü oluşacak zarar ve ziyan için hiç bir şekilde maddi, manevi ve hukuki sorumluluk taşımıyacağımızı belirtirim. Bu belgedeki verileri kullanan kişi, verilerin kullanıldığı yerdeki özel şartlara uygun olup olmadığına kendisi karar vermelidir. Verileri kullanan kişi genel kapsamlı metotları özel problere uygulamayı kontrol edip verileri titizlikle kullanmalıdır. Çok özel hallerde, ya imalatcıdan edinilen veya özel deneyler sonucu elde edilen değerlerle hesabın yapılması gereklidir.

M. Güven KUTAY

İ Ç İ N D E K İ L E R

0 Dişlilerde genel bilgiler 5

0.1 Genel 6
0.1.1 Dişli çiftinin eksen durumlarına göre tanımlanması 7
0.1.2 Birkaç terim ve kavram 8
0.1.3 Klasik makinalar (Temel makinalar) 8
0.1.4 Kullanma amacına göre makinaları ayırma 9
0.2 Genel dişli kanunu 10
0.3 Yanak profilleri 12
0.3.1 Evolvent olmayan profiller 12
0.3.1.1 Sikloid profiller 12
0.3.1.1.1 Ortosikloid konstruksiyonu 13
0.3.1.1.2 Episikloid konstruksiyonu 14
0.3.1.1.3 Hiposikloid konstruksiyonu 15
0.3.1.2 Tahrik pim profili (Motorsiklet dişlisi) 16
0.3.2 Evolvent, yanak profili 17
0.3.2.1 Evolvent fonksiyonu 18
0.3.2.2 Evolvent fonksiyonunun kullanılması 19
0.4 Silindirik dişlilerde temel değerler 21
0.4.1 İsimlendirmeler 21
0.4.2 Referans profili veya referans kremayeri DIN 867 / TS 612 22
0.4.3 Diş ve diş sayısı 23
0.4.4 Taksimat " t " ve Modül " m veya m_n " 23
0.4.4.1.1 Normal modül 24
0.4.4.1.2 Alın modülü “ m_t ” 25
0.4.4.1.3 Diğer modül standartları 25
0.4.4.2 Taksimat dairesi “ d “ 26
0.4.5 Kavrama açısı " α veya α_n 27
0.4.5.1 Alın kavrama açısı “ α_t “ 27
0.4.5.2 İşletme kavrama açısı “α_w oder α_{wt}“ 28
0.4.6 İşletmede yuvarlanma dairesi “d_w” 29
0.4.7 Temel dairesi “d_b” 30
0.4.8 Yanak profilinin konstruksiyonu 31
0.4.9 Yanak profilinin konstruksiyonu 32
0.4.9.1 Sınır diş sayısı " z_g " 33
0.4.9.2 Alt kesimsiz yanak profili konstruksiyonu 35
0.4.9.3 Alt kesimli yanak profili konstruksiyonu 35
0.5 Temel karekteristiklerin etkileri 36
0.5.1 Dişde diğer tanımlamalar 37
0.6 Dişlilerin eşlendirilmesi 38
0.7 Kademe çeşitleri 38
0.8 Diş profili konstruksiyonu için örnekler 39
0.8.1 Problem örnekleri 39
0.8.1.1 Örnek 1, Profil kaydırmasız düz dişli 39
0.8.1.2 Örnek 2, Profil kaydırmasız, alt kesimli düz dişli 39
0.8.1.3 Örnek 3, Profil kaydırmalı düz dişli 39
0.8.1.4 Örnek 4, Profil kaydırmasız helis dişli, ... 39
0.8.1.5 Örnek 5, Profil kaydırmalı helis dişli 39
0.8.2 Çözümler 40
0.8.2.1 Örnek 1, Profil kaydırmasız düz dişli 40
0.8.2.2 Örnek 2, , Profil kaydırmasız, alt kesimli düz dişli 44
0.8.2.3 Örnek 3, , Profil kaydırmalı düz dişli 48
0.8.2.4 Örnek 4, , Profil kaydırmasız helis dişli 52
0.8.2.5 Örnek 5, , Profil kaydırmalı helis dişli 56
0.9 İmalat ve imalat için gerekli değerler 60
0.9.1 Profil kaydırması 60
0.9.1.1 Profil kaydırması yapılmasındaki amaçlar 60
0.9.1.2 Profil kaydırmasından ne elde edilir? 60
0.9.1.3 Pozitif ve negatif profil kaydırması 61
0.9.1.4 Profil kaydırma faktörünün etkileri 61

0.9.1.5 Toplam profil kaydırma değeri “ $\Sigma x = x_1 + x_2$ “ ... 62
0.9.1.6 Pinyon ve çarkın kaydırma değerinin seçimi ... 62
0.9.1.6.1 Profil kaydırma faktörü x_1 ve x_2 nin hesaplanarak bulunması ... 62
0.9.1.6.2 x_1 faktörünün tablodan ve x_2 faktörünün hesaplanarak bulunması ... 62
0.9.2 Eksenler mesafesi ... 64
0.9.2.1 Profil kaydırmasız eksenler arası “ a_0 “ ... 65
0.9.2.2 Profil kaydırmalı eksenler arası“ a “ ... 65
0.9.3 Diş üstüçapı “ d_{a1} , d_{a2} “ ... 66
0.9.3.1 Diş üstü çap düzeltmesi “ k m_n “ ... 67
0.9.4 Taban dairesi çapı " d_t " ... 67
0.10 Kontrol için gerekli değerler ... 68
0.10.1 Ölçülecek diş sayısı “ k “ ... 68
0.10.2 Kontrol ölçü değeri W_k ... 68
0.11 Toplam dişli toleransları ... 70
0.11.1 Eksenler mesafesi toleransları ... 72
0.12 Yanak boşluğu ve Diş kalınlığı toleransları ... 72
0.12.1 Yanak boşluğu toleransları ... 72
0.12.2 Kontrol ölçü değeri “ W_k “ için toleranslar “$A_{üWk}$ ve A_{aWk} ” ... 74
0.12.2.1 Diş kalınlığı toleransı “ T_{sn} “ ... 74
0.12.3 Diş genişliği kontrolu ... 75
0.12.4 Toplam kavrama oranı “ ε_γ “ ... 76
0.12.4.1 Profil kavrama oranı “ ε_α “ ... 76
0.12.4.2 Kavrama boyu “ g_α ... 77
0.12.4.2.1 Kavrama hatvesi “ p_e veya p_{et}“ ... 78
0.12.4.3 Profil kavrama oranı “ε_α“hesabı ... 79
0.12.4.4 Helis kavrama oranı " ε_β " ... 80
0.12.5 Eğiklik “ U “ ... 80
0.12.6 Eşdeğer diş sayısı " z_n " ... 81
0.12.7 Temel dairesinde helis açısı " β_b " ... 82
0.13 İç ve kremayer dişliler ... 83
0.14 Örnek ... 85
0.14.1 Takım tezgahı redüktörü, 1. Kademe geometrik değerleri ... 85
0.14.1.1 1. Kademe bilinenler ... 85
0.14.1.2 1. Kademe geometrik ölçüler ... 85
0.14.2 Takım tezgahı redüktörü, 2. Kademe geometrik değerleri ... 87
0.14.2.1 2. Kademe bilinenler ... 87
0.14.2.2 2. Kademe geometrik ölçüler ... 87
0.14.3 Takım tezgahı redüktörü, 3. Kademe geometrik değerleri ... 89
0.14.3.1 3. Kademe bilinenler ... 89
0.14.3.2 3. Kademe geometrik ölçüler ... 89

1 Kaynaklar ... 91

1.1 Literatür ... 91
1.2 Standartlar ... 93

2 Konu İndeksi ... 94

0 Dişlilerde genel bilgiler

Giriş

Dişliler en eski makina elemanlarındandır. Belkide cıvatalardanda daha eskidir. Dişlilerin bundan binlerce sene önce Mezopotamyada sulama tesislerinde kullanıldıkları sanılmak-tadır. Daha sonraları, ama yinede milattan önce, kum saatlerinde kullanılmışlardır. Romalı-lar iyice geliştirdikleri tahrik pim profilli dişlileri (motorsiklet dişlisi) un değirmenlerinde kullanmışlar ve bu gelişme düzeyindeki tahrik pim profilli dişliler uzun zaman hiç değiştirilmeden bir çok yerlerde kullanılmıştır. Hatta Romalılar dişlilerin bronz veya demirden yapılmasının dayanma süresi bakımından çok avantajlı oldukları bilincine varmışlar ve dişlileri bu malzemelerden yapmışlardır.

17. Yüzyılın sonlarında bir çok mühendis episikloid profillerin dişli profili olarak kullan-manın daha avantajlı olduğunu bilmelerine rağmen, pratiğe daha bağımlı olan teknikerler yinede tahrik pim profilli dişlileri kullanmaya devam etmişlerdir. Daha sonralarda pratik çalışanlar teoriye pek kıymet vermeden eskiye sadık kalıp, tahrik pim profilli dişlileri kullanmışlardır. Bu durum böylece, daha mükemmel imalat makinaları imal edilene kadar, devam etmiştir. 18. Yüzyıl sonlarında dahi dişli profili olarak, güzel ve rijit görünen fakat dişli fonksiyonunu tam yapamayan, daire yaylı profiller kullanılmıştır.

Buhar makinasının bulunmasıyla dişli çarklardada önemli gelişmeler gözükmeye başlamıştır. Redüktörlerin ve dişli mekanizmalarının büyük güç ve büyük devir sayılarını az kayıpla iletmeleri için, redüktörlerin daha verimli imalatları gerekmekteydi. Böylece tamamen metal, sikloid profilli, dişliler ortaya çıkmaya başladı. 18. Yüzyıl ortalarında ilk defa dişlileri standartlaştırma düşüncesi ortaya çıktı. Böylece “Circular Pitch” (Bir dişlinin taksimat dairesinin yay boyu, yani “taksimat”) tanımlandı. 1840 senesinde “Willis” tarafın-dan çıkarılan ilk dişli standartında diş üstü ve diş tabanı daire çapları standartlaştırılırken, “Circular Pitch” yerini daha avantajlı olan “Diametral Pitch” (Çaptaki bir inç’e düşen diş sayısı) kavramı ortaya konuldu. Aşağı yukarı aynı zamanda evolvent profilleride ortaya çıktı. 1874 yılında “Brown & Sharpe” firması tarafından 23 parçadan oluşan bütün “Diametral-Pitch” ölçüleri için kullanılabilinecek freze takımı piyasaya çıkarıldı.

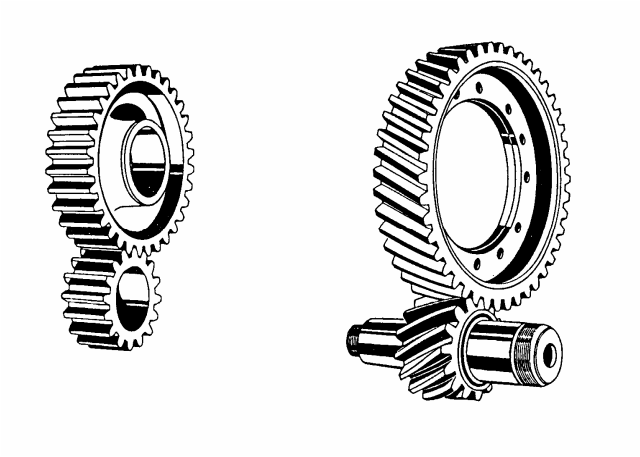
1856 da “Schiele” ilk yuvarlama methodu takımını ve 1899 yılındada “Fellow” dişli çark şeklindeki kesici bıçağı buldu. Bu devirde daha diş dibi alt kesimi bilinmiyordu. Alt kesim ilk defa 20. yüzyıl başlarında imalat esnasında pratik olarak bulundu ve teorisi sonradan tamamlandı.

Otomobil endüstrisinin 20. yüz yıl başlarında seri imalat başlaması, dişli çarklarınında gelişmesine yol açtı. 1908 yılında “Sunderland” tarak şeklindeki dişli açma takımını ve 1909 yılında MAAG firmasının kurucusu “Max MAAG” da bugünkü diş açma sistemini buldular.

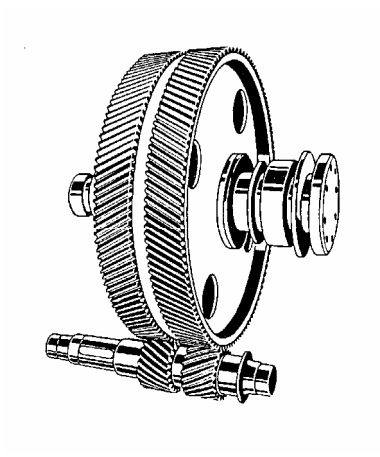
Bundan sonra bu güne gelene kadar dişli açma ve imalatında bir çok gelişmeler görüldü. Şu anda birkaç firma A dan Z ye kadar bütün işlemleri yapan, elektronik kumandalı, üniversal makinalar üretmektedir. Bu makinlra dişi çekip ve taşlar, çektiği dişi, dişi çeken ve taşlayan takımı, kendi kendine kontrol eder ve sapma değerlerinin sınırlarına yaklaştığını görünce, bunu kendi kendine düzeltir. Örneğin: İsviçrede REISHAUER AG firması gibi.

0.1 Genel

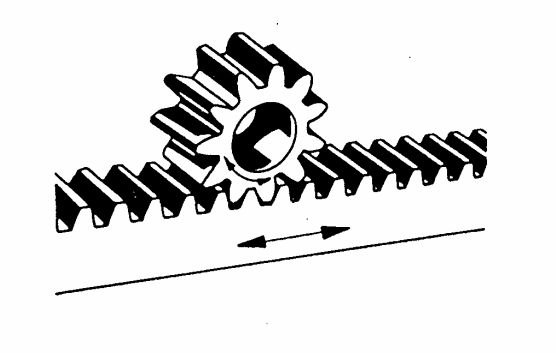
Dişli çarklar çeşitli yönlerde oldukça büyük kuvvet ve moment iletirler. Dış alın dişli çiftlerinin dönme yönleri birbirine karşıdır. Yalnız biri iç dişli olan alın dişli çiftlerinin dönme yönleri ise birbirinin aynıdır. Bir kaç çeşit dişli örneği Şekil 1 den Şekil 6 ye kadar gösterilmiştir.



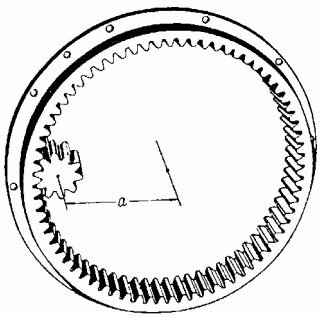
Şekil 1, Silindirik dış alın dişli



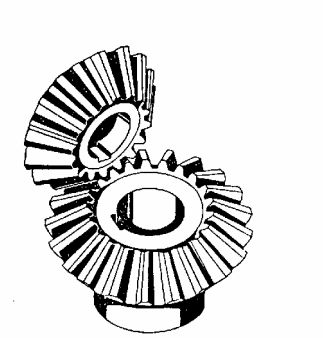
Şekil 2, Çavuş veya ok dişli



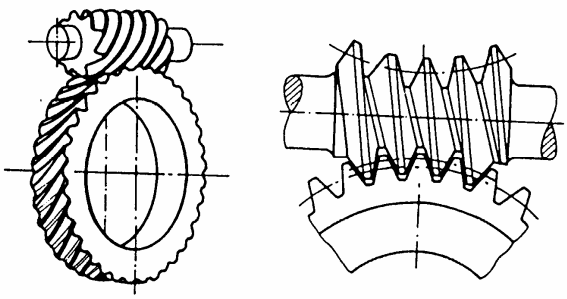
Şekil 3, Kremayer dişli



Şekil 4, Silindirik iç alın dişlisi

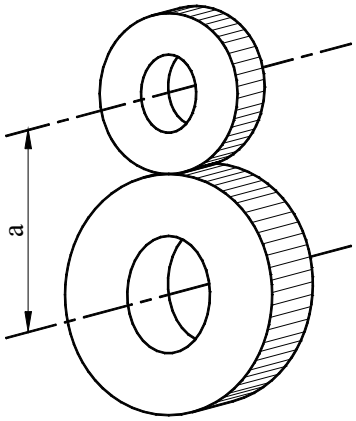


Şekil 5, Konik dişli

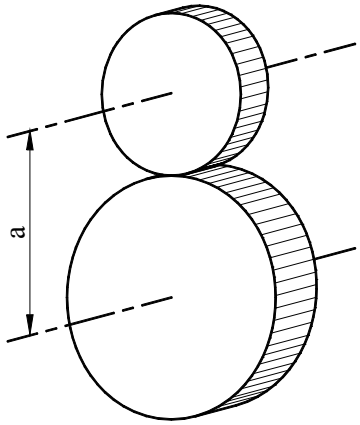


Şekil 6, Sonsuz dişliler

0.1.1 Dişli çiftinin eksen durumlarına göre tanımlanması



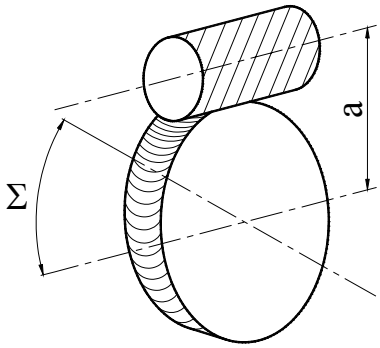
Şekil 7, İçi boş silindir çark



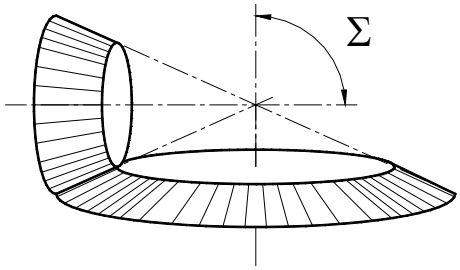
Şekil 8, İçi dolu silindir çark

1. Eksenleri paralel:

- İçi boş veya dolu silindir çarklı, doğru, helis, çavuş, ok veya yay dişli, silindirik alın dişli çiftleri,
- Doğru veya helis dişli, iç dişli çiftleri,
- Alın dişlili redüktörlerde kullanılır. Çevirme oranının ≈ $i \leq 8$ veya özel olarak en çok $i_{max} \approx 10$ seçilmesi salık verilir.



Şekil 9, Salyangoz dişli



Şekil 10, Konik dişli

2. Kesişmeyen çapraz eksenli:

- Silindirik
- Sonsuz vida dişli, (n-ağızlı)
- Salyangoz dişli redüktörlerde kullanılır. Çevirme oranının ≈ $i = 5 \ldots 60$ arasında veya özel olarak en çok $i_{max} \approx 100$ seçilmesi önerilir.

3. Kesişen çapraz eksenli:

- Konik
- Dış dişli. Doğru ve helis dişli veya yay dişli (Daire veya evolvent profilli).
- Konik dişli redüktörlerde kullanılır. Çevirme oranının olarak en çok $i_{max} \approx 10$ seçilmesi salık verilir.

0.1.2 Birkaç terim ve kavram

Redüktörlerin görevi:

o Fonksiyon gereği hareketleri değiştirmek veya iletmek, enerji kaynağıdan kullanana enerji taşımak; Örneğin; Motordan torna miline.

- Birbirinden uzak olan iki fonksiyon elemanını birbirine bağlamak,
- Enerji taşımak,
- Boyuna hareketi dönme veya dönme hareketini boyuna harekete çevirmek,
- Devirsayısını, hızı, momenti ve kuvveti azaltıp veya çoğaltarak iletmek,
- Hareketleri denkleştirme, v.b. ...

Yapılış şekilleri:

Mekanik redüktör:

- Dişli çarklı redüktör,
- Sonsuz dişli redüktör,
- Eksenter dişli redüktör,
- kremayer redüktör, dişli lamalı redüktör,

Basınç tahrikli redüktör:

- hidrolik veya pnömatik (havalı) redüktörler.

0.1.3 Klasik makinalar (Temel makinalar)

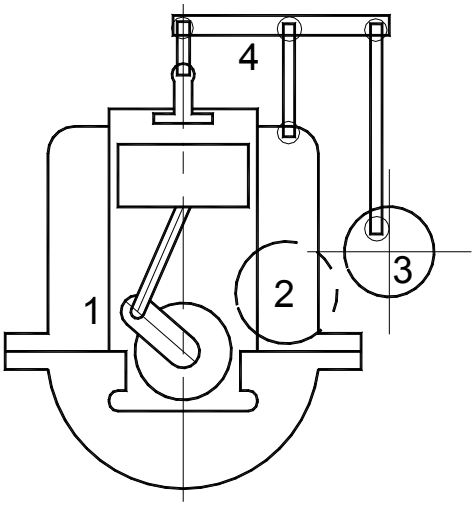
1, Kama	Kuvvetleri büyültmek, örneğin; balta, cıvata, v.b. ...
2. Kaldıraç kolu	Kuvvetleri büyültmek veya küçültmek (Kaldıraç kanunu)
3. Tekerlek, çark, makara	Kuvvetleri ve hareketleri iyi bir randımanla yönlendirmek,
4. Halat, çubuk	Kuvvetleri ve hareketleri iletmek,

Kombine edilmiş temel makinalar:

Kaldıraç kolu + çark	kranklı redüktör
Halat + makara (tekerlek)	Palanga
Çark + çark	Dişli redüktör, sürtünme çarklı redüktör

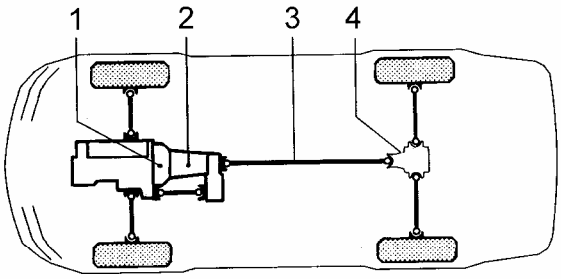
0.1.4 Kullanma amacına göre makinaları ayırma

- **Enerji cinsi değişikliği**
  - tahrik makinaları;
    Türbinler,
    Pistonlu motorlar,
    Elektrikli motorlar
  - Jeneratörler
  - Buharlı makinalar,
  - Atom reaktörleri, v.b.
  - Enerji makinaları;
    patlarlı motor
    1. kranklı redüktör
    2. ara redüktör
    3. eksentrik mili
    4. kaldıraç



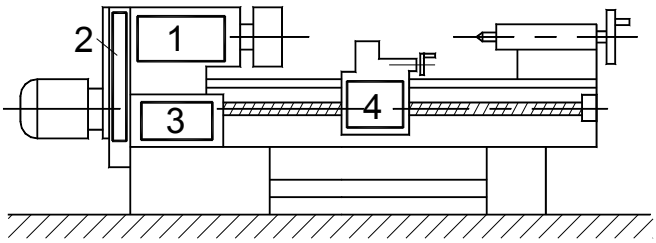
Şekil 11, patlarlı motor

- **Güç hizmeti**
  - kaldırma araçları,
  - taşıma tertibatları,
  - Yükleme ve boşaltma makinaları
  - taşıma araçları;
    otomobil
    1. kumanda redüktörü
    2. yol verme redüktörü
    3. kardan mili
    4. diferensiyal redüktör



Şekil 12, taşıma aracı

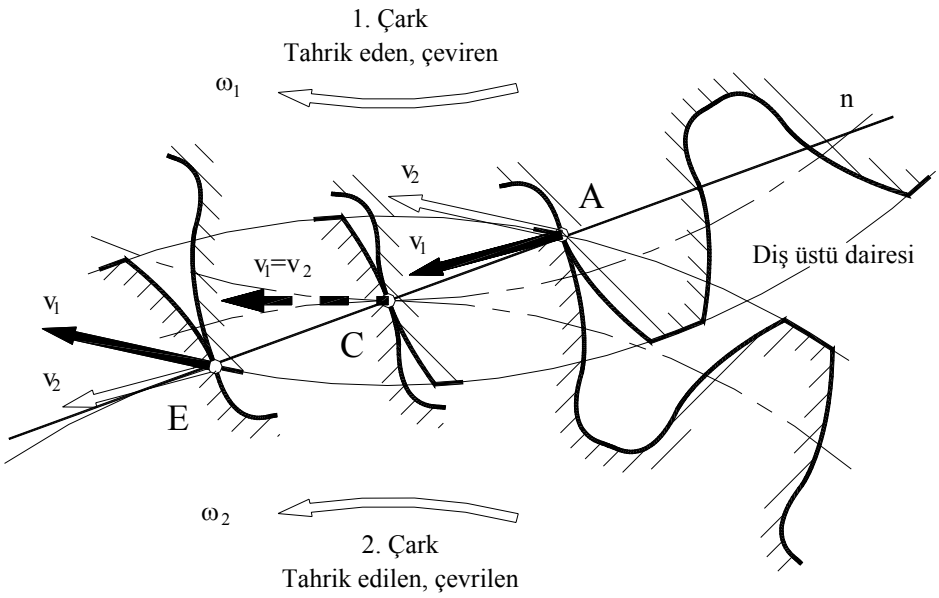
- **İmalat (şekil verme)**
  - iş makinaları,
  - tekstil makinaları,
  - ambajlama makinaları,
  - kağıt makinaları, v.b.
  - takım tezgahları;
    Torna tezgahı
    1. ana redüktör
    2. ara redüktör
    3. paso redüktörü
    4. sonsuz dişli redüktör.



Şekil 13, Torna tezgahı

0.2 Genel dişli kanunu

Karşılıklı iki dişli çarkın birbirleriyle çalışabilmeleri için, profillerinin birbirine uygun olması gerekir. İki profilin birbirine uygun olması, onların birbirine benzemeleri anlamına gelmez. Nitekim gözümüze hoş görünen her hangi bir dişli profili çizer, o dişliden iki tane yapar ve bunları beraber çalıştırmaya kalkarsak, bazen birbirini ezdiklerini ve bazen de birbirlerinden ayrıldıklarını, çok güçlükle döndüklerini ve bazan da hiç dönmediklerini görürüz. Dişli çiftinin belirli bir devir sayısında bir gücü, bir milden diğer bir mile normal iletmesi için, dişlilerin açısal hızlarının (ω_1 ve ω_2) her durumda eşit ve sabit olması gerektir.



A noktası ≡ Temasın başlangıcı.
C noktası ≡ yuvarlanma noktası.
E noktası ≡ Temasın sonu.

Şekil 14, Dişli kanunu

Yanakların birbirine temas ederek düzenli dönmesi ancak, yuvarlanma noktası C de çeviren dişli yanağının teğetsel hızı ile çevrilen dişli yanağının teğetsel hızı aynı olursa mümkündür. Bunun yanında temas noktalarındaki çevre hızının yarıçapa oranı aynı olmalıdır. Yani, küçük dişlinin çevre hızının büyüme oranı ile büyük dişlinin çevre hızının küçülme oranı aynı olmalıdır.

Böylece çevirme oranı :

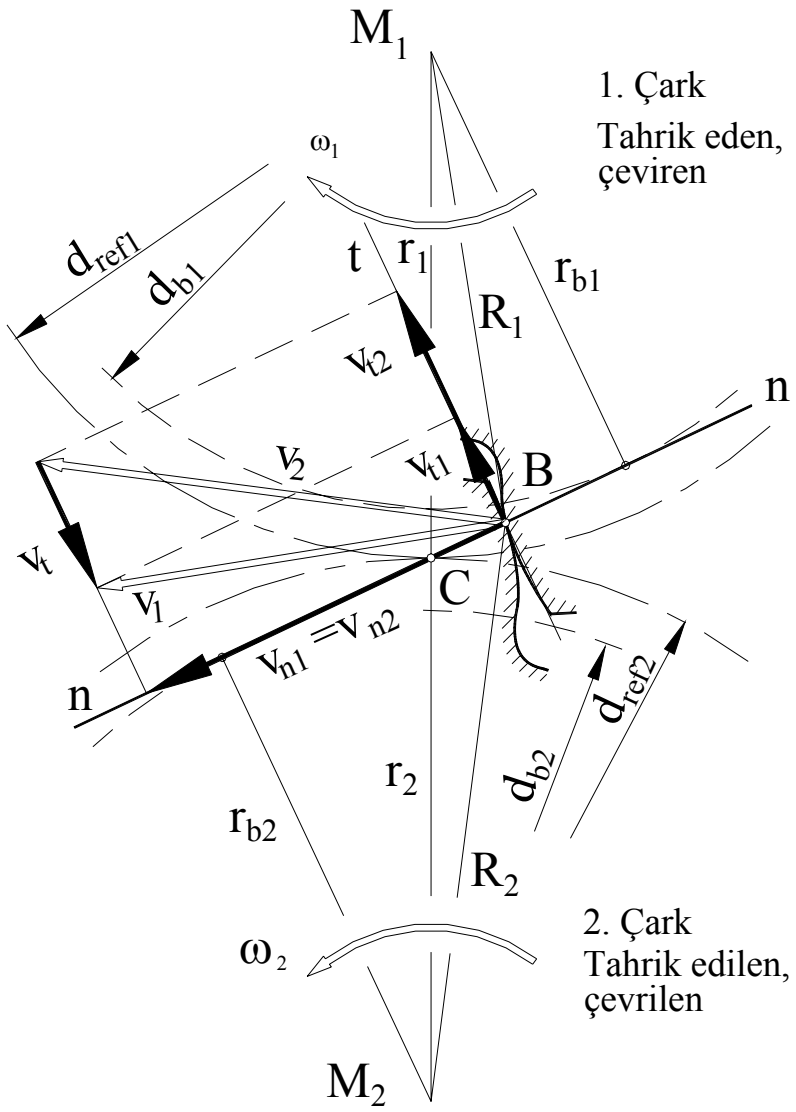
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 / R_1}{v_2 / R_2} = \frac{v_1}{R_1} \cdot \frac{R_2}{v_2}$$

Temas yalnız yuvarlanma noktası “ C de ise, $v_1 = v_2$ olur:

$$\boxed{i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{d_2}{d_1}} \qquad \text{F 1}$$

Temas yalnız yuvarlanma noktası C de değil, temas başlangıç noktası A ile temasın son noktası E arasında bir sürü noktada olur.

Şekil 15 ile karşılıklı çalışan ve merkezleri M_1 ve M_2 noktalarında bulunan iki dişli çarka ait dişli profilleri gösterilmiştir. Bu profillerin B noktasında birbirlerine değdiğini var sayalım. 1. Dişli çarka ait B noktasının o andaki teğetsel hızı, M_1B doğrusuna diktir ve v_1 kadardır. 2. Dişli çarka ait B noktasnın aynı andaki hızı ise M_2B doğrusuna diktir ve v_2 kadardır. B noktasında her iki dişli profiline müşterek teğeti çizip ve aynı noktadan bu teğete bir dik çıkalım. Bu dik çizgiye normal doğru (n-n) adı verilir (Şekil 15).



Şekil 15, Çevre hızları

Sonra v_1 ve v_2 teğetsel hızlarını, yanak teğet ve normal doğrultularındaki bileşenlerine ayırır ve bunların teğet doğrultusundakilere v_{t1} , v_{t2} ve normal doğrultusundaki-lere v_{n1} , v_{n2} diye adlan-dıralım.

Müşterek normal n-n yuvarlanma noktası C den geçiyorsa, dişlilerin normaldeki hızları v_{n1} ve v_{n2} aynı yönde ve eşit büyüklüktedir. Eğer bu şart yoksa ve $v_{n1} < v_{n2}$ ise yanaklar birbirine bastı-rır, $v_{n1} > v_{n2}$ ise yanaklar birbirinden uzaklaşır.

$$v_{n1} = \omega_1 \cdot r_{n1}$$
ve
$$v_{n2} = \omega_2 \cdot r_{n2}$$

Burada hızlar birbirine eşittir: $v_{n1} = v_{n2}$

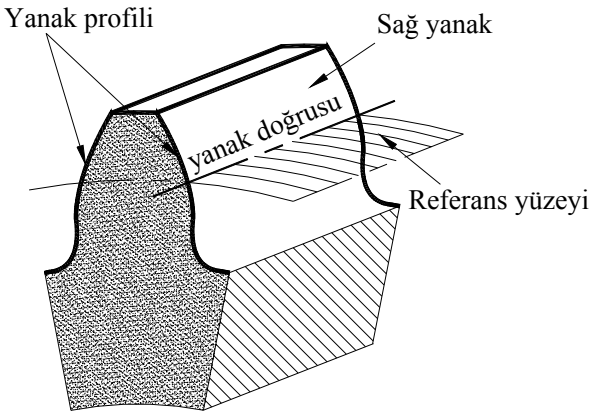
Dişli kanunu:

Eğer beraber çalışan iki dişlinin, yanaklarının herhangi bir temas noktası B deki normalleri n-n, yuvarlanma noktası C den geçiyorsa, dönme hareketi değişmeyen bir çevirme oranı ile fonksiyonunu yapar.

Karşılıklı iki yanak profili, eğer müşterek kavrama doğrusuna sahip ve bu doğru dişli kanununun şartlarını yerine getiriyorsa, beraber çalışırlar.

0.3 Yanak profilleri

Yanak profili olarak her türlü eğri şekli kullanılabilir. Yeterki bu eğri dişli kanununa uysun. Pratikte bütün eğriler diş yanağı profili olarak alınmazlar. Pratikteki profil seçimini, seçilecek profilin basit ve ucuz olarak imali ve basit kav-rama doğrusu vermesi etkiler. Buda sikloidlerin ve yuvarlanan profillerin (ya doğru veya daire üzerinde yuvarlanan) kullanılmasını gerektirir.



Şekil 16, Yanak profili

Bu günün makina yapımında kullanılan profiller evolvent profilli dişliler ve profili evolvent olmayan dişliler diye iki kısıma ayrılır.

Burada evolvent olmayan dişli profillerini kısaca görüp, büyük ağırlıklı olarak evolvent profillerini göreceğiz.

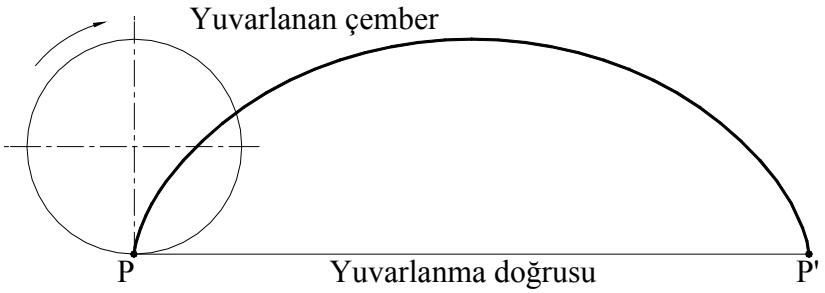
Makina yapımında evolvent profilli dişliler çoğunluktadır. Diğer dişli profilleri sınırlı kul-lanım alanlarında görülür.

0.3.1 Evolvent olmayan profiller

Evolvent olmayan profil şekillerinde; Sikloid ve Tahrik pimli (Zincir dişlisi) olmak üzere iki önemli profil şekli vardır.

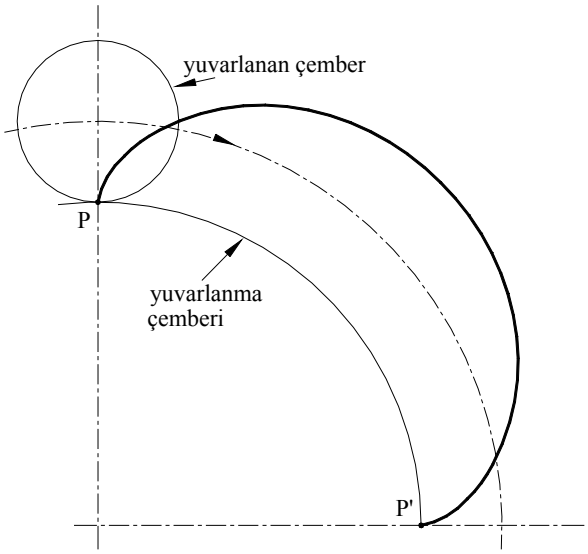
0.3.1.1 Sikloid profiller

Sikloid profili bir çemberin üzerinde seçilen bir noktanın çemberin bir doğru veya bir çemberin dışında veya içinde yuvarlanmasından oluşur.
Çember bir doğru üzerinde yuvarlanırsa (Şekil 17) Ortosikloid eğrisi oluşur.

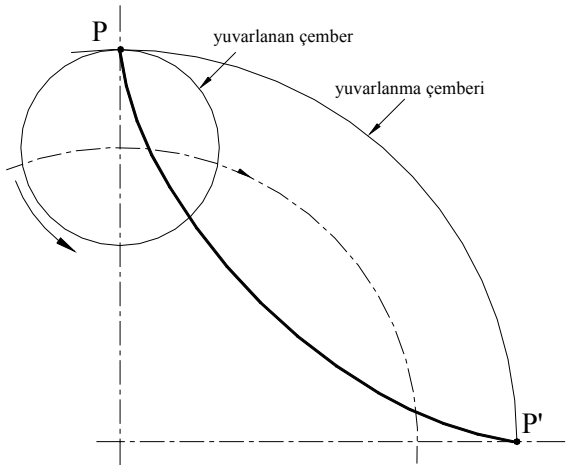


Şekil 17, Ortosikloid

Çember bir çemberin dışında yuvarlanırsa (Şekil 18) profil Episikloid'dir. Eğer çember bir çemberin içinde yuvarlanırsa profil Hiposikloid'dir.



Şekil 18, Episikloid



Şekil 19, Hiposikloid

Sikloid dişlilerde daima dış bükey yanak profili, iç bükey yanak profili ile temas ettiğinden yağlama ideal bir durum alır. Böylece özgül yanak yüzey basıncı (N/mm^2) düşük olur ve çabuk aşınma olmaz. Buda büyük kuvvet taşımaları daha kolaylaştırır. Diğer taraftan en küçük sınır diş sayısıda oldukça küçülür (z_g = 3). Bu dişliler beraber çalışan iki diskten oluştuğu için dişli çifti beraber kullanılır. Kaydırmalı, değiştirmeli kademeler ancak yuvarlanan çember aynı büyüklükte olduğu zaman mümkündür.

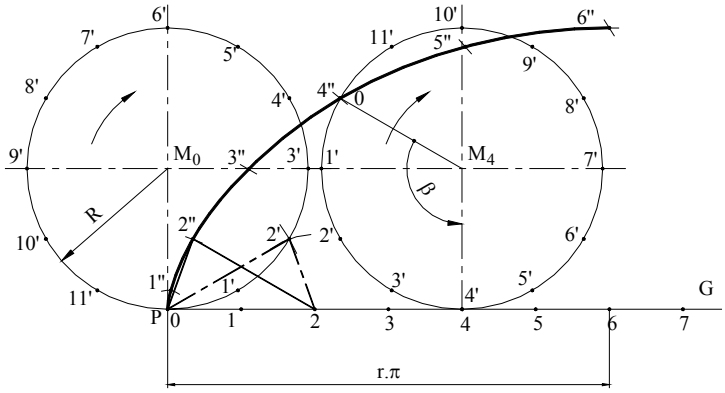
Bunun yanında dişli üretimi oldukça zor ve pahalıdır ve sikloid dişliler özel işlerde kullanılır. Örneğin ; Hassas mekanik düzenlerde.

0.3.1.1.1 Ortosikloid konstruksiyonu

Ortosikloidlere normal sikloidlerde denilir. Ortosikloid "R" yarı çaplı bir çemberin "G" doğrusu üzerinde yuvarlandığında, ilk temas noktası "P" nin çizdiği eğridir.

Genel olarak sikloidlerin konstruksiyonu şöyle yapılır:

1. "P" noktasından itibaren yuvarlanan çember "R" ve "G" doğrusu (yuvarlanma çemberi) eşit parçalara bölünür ve bulunan noktalar aynı sıra ile numaralanır,
2. Örneğin; 2" noktasını bulmak için P noktasını merkez alan 22' yarı çaplı çember çizilir,
3. 2 noktasını merkez alan P2' yarı çaplı çember çizilir,
4. Bu iki çemberin kesişme noktası sikloidin 2" noktasını verir.
5. Diğer noktalarlarında konstruksiyonu aynı şekilde yapılıp sikloid eğrisi bulunur.



Şekil 20, Ortosikloid

Ortosikloidlerin analitik olarak konstruksiyonu Şekil 20 göre şöyle yapılır:

X koordinatı

$$x'' = r \cdot (\beta - \sin\beta) \qquad \text{F 2}$$

Y koordinatı

$$y'' = r \cdot (1 - \cos\beta) \qquad \text{F 3}$$

β açısı

$$\beta = P_n \cdot \frac{360}{n_P} \qquad \text{F 4}$$

P_n	[-]	Noktanın sıra numarası
n_P	[-]	Nokta adedi

0.3.1.1.2 Episikloid konstruksiyonu

Episikloid "R_1" yarı çaplı bir çemberin "R_2" yarı çaplı çemberin dış tarafında yuvarlandığında, ilk temas noktası "P" nin çizdiği eğridir.

Dişli kanunu, eğer dişli profili aynı çaptaki yuvarlanan çember ile oluşursa, geçerlidir. Tecrübelere göre en iyi kavrama oranı şu şartla oluşur:

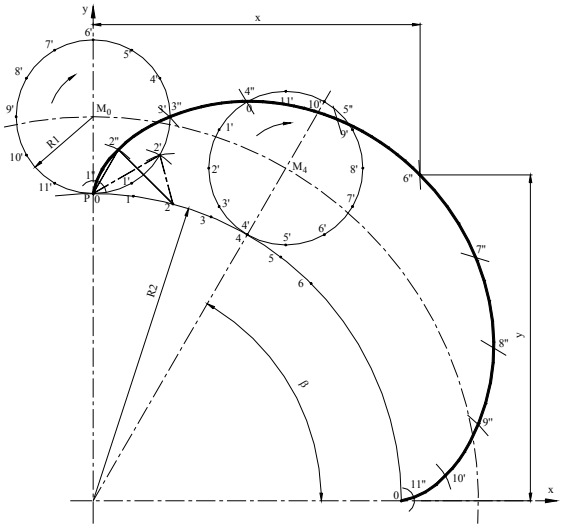
$$d_R \approx 0{,}25 \cdot d_Y \qquad \text{F 5}$$

d_R	mm	Yuvarlanan çemberin çapı
d_Y	mm	Yuvarlanma çemberinin çapı

Episikloidin konstruksiyonu şöyle yapılır:

1. "P" noktasından itibaren "R_1" ve "R_2" çemberlerini eşit parçalara bölünür ve bulunan noktalar aynı sıra ile numaralanır.

Bundan sonra ortosikloidde gösterilen yol takip edilir.



Şekil 21, Episikloid

Episikloidlerin konstruksiyonu analitik olarak Şekil 21 göre şöyle yapılır:

X koordinatı

$$x'' = R_1 \cdot (B \cdot \cos\beta - \cos(B \cdot \beta)) \qquad \text{F 6}$$

Y koordinatı

$$y'' = R_1 \cdot (B \cdot \sin\beta - \sin(B \cdot \beta)) \qquad \text{F 7}$$

B büyüklüğü

$$B = (R_2 + R_1)/R_1 \qquad \text{F 8}$$

β açısı

$$\beta = P_n \cdot \frac{360°}{n_P} - 90° \qquad \text{F 9}$$

0.3.1.1.3 Hiposikloid konstruksiyonu

Hiposikloid "R_1" yarı çaplı bir çemberin "R_2" yarı çaplı çemberin iç tarafında yuvarlandığında, ilk temas noktası "P" nin çizdiği eğridir.

Hiposikloidin konstruksiyonu aynı episikloidin konstruksiyonu gibi yapılır.

Episikloidlerin konstruksiyonu analitik olarak Şekil 22 göre şöyle yapılır:

X koordinatı

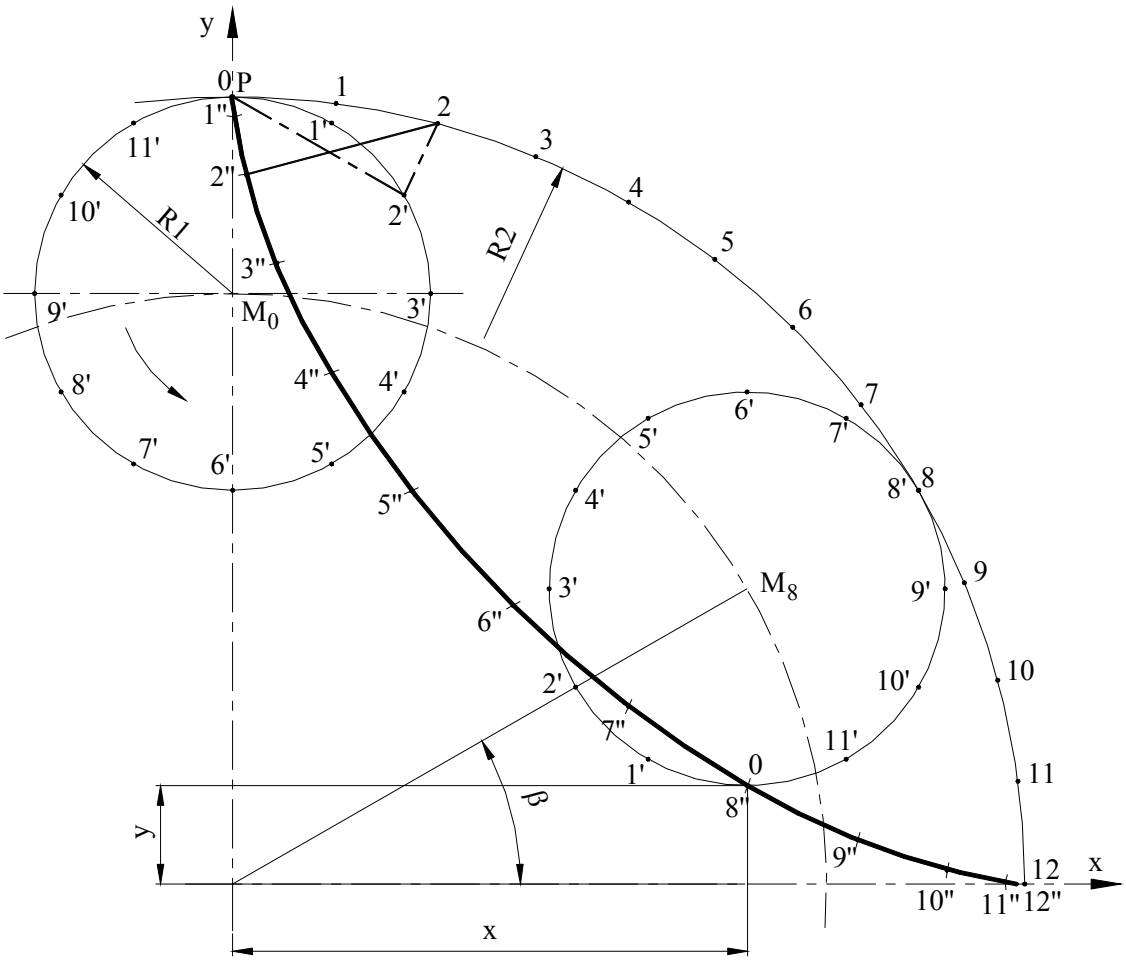
$$x'' = R_1 \cdot (B \cdot \cos\beta + \cos(B \cdot \beta)) \qquad \text{F 10}$$

Y koordinatı

$$y'' = R_1 \cdot (B \cdot \sin\beta - \sin(B \cdot \beta)) \qquad \text{F 11}$$

B büyüklüğü

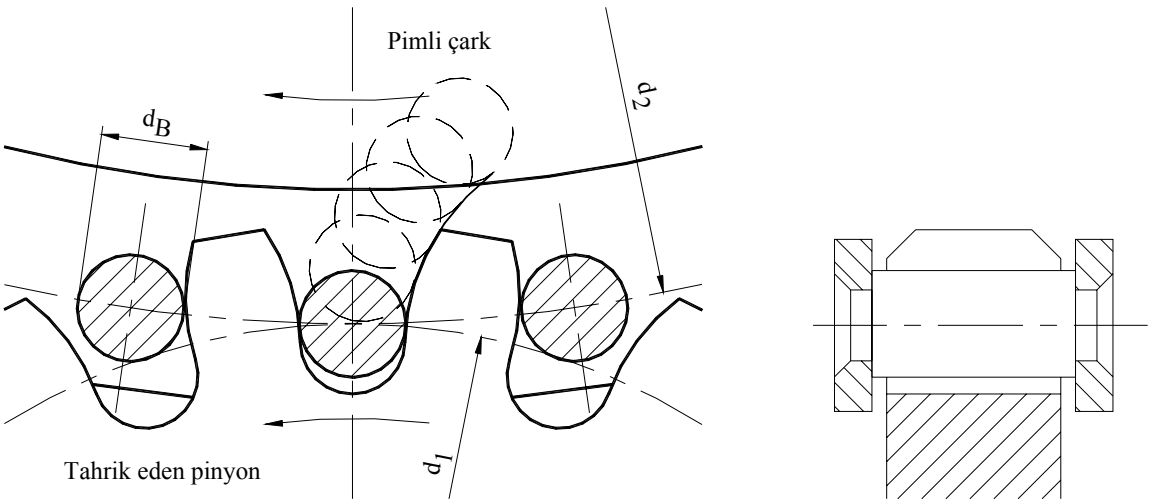
$$B = (R_2 - R_1)/R_1 \qquad \text{F 12}$$



Şekil 22, Hiposikloid

0.3.1.2 Tahrik pim profili (Motorsiklet dişlisi)

Tahrik eden pinyon episikloid ve tahrik edilen çark pimlidir (Şekil 23).

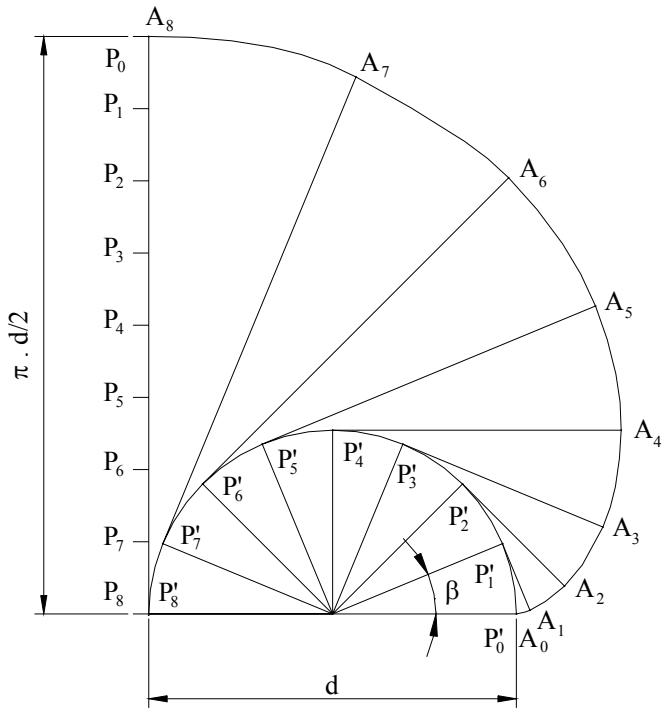


Şekil 23, Tahrik pimli dişli (Motorsiklet dişlisi)

0.3.2 Evolvent, yanak profili

Genel makina endüstrisinde hemen hemen daire evolventli dişliler kullanılmaktadır. Çünkü bu profildeki dişlileri; hesaplamak, imal etmek, kontrollarını yapmak hem diğer profillere göre basit ve çok ucuzdur.

Daire evolventi, temel dairesinde yuvarlanan teğetin bir değme noktasıın (A_0) çizmiş olduğu eğridir (Şekil 24 de görüldüğü gibi). Bunu şu şekilde de düşünebiliriz: Çapı "d" olan bir dairenin üzerinde bir ucu teğet olarak duran uzun bir cetveli dairenin üzerinde yuvarlarsak, cetvelin teğet noktasının çizdiği eğri evolvent eğrisidir. Veya, Temel dairesinin üzerine sarılmış bir ipin gergin olarak çözülmesinde oluşan eğriye evolvent denir.



Şekil 24, Daire evolventinin oluşu

Evolvent profilli dişlilerin iyi tarafları:

- Eksenlerin kaydırılması kavramayı etkilemez.
- Yuvarlama usulü ile aynı takımla çeşitli diş sayısında dişli imal edilir.

Evolvent profilli dişlilerin kötü tarafları:

- Yuvarlanma, eksenler ve kayma basınçları sikloid dişlilerden biraz daha fazladır.
- Küçük diş sayısında diş tabanı temel dairesine yaklaşır. Bu durumda taban yarı çapı küçülür. Diş tabanı ile temel dairesi çakışırsa taban yarı çapı $\rho = 0$ olur. Buda yanak basınçının (Hertz basınçı) büyümesi demektir.

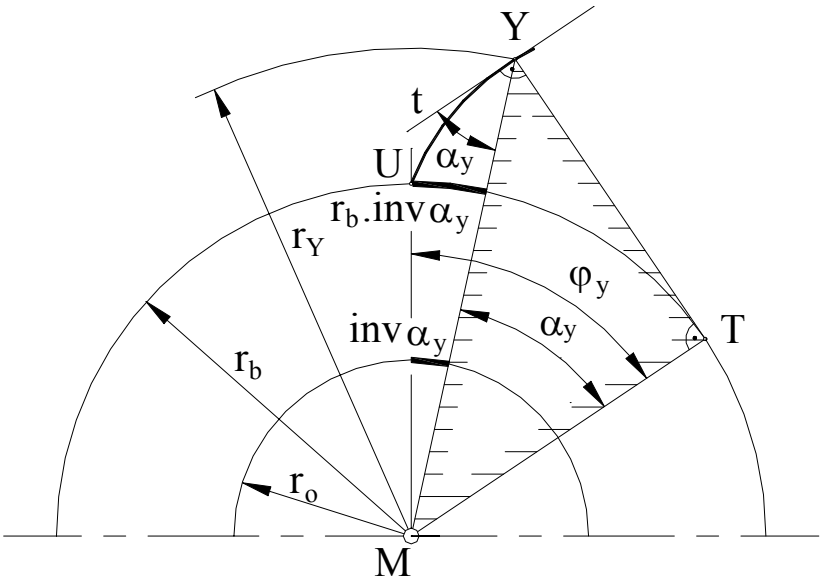
Konstruksiyon:

1. Yarım daire 8 eşit parçaya bölünür.
2. Bölünmede oluşan P noktalarından teğetler çizilir.
3. Ordinatta P'8 = P8 belirlenir ve yarım çember boyu π.d/2 işaretlenir.
4. Yarım çember boyu 8 eşit parçaya bölünür ve bütün teğet noktaları işaretlenir, P_0 = A8 den P_1 ve P_7 ye kadar.
5. Bundan sonra teğet boyları alınır ve teğetlere taşınır. Örneğin: P_0-P_3 pergel ile işaretlenir ve P'3 noktasında teğetine taşınıp evolvent noktası A_3 bulunur.
6. Bütün noktalar aynı şekilde bunup evolvent profili çizilir.

0.3.2.1 Evolvent fonksiyonu

Evolvent fonksiyonu dişli çarkların tam ve doğru olarak hesaplanmalarını sağlarlar. Böylece imalat, konstruksiyon ve kontrollerinde kolaylık sağlanmış olur.

$inv_{\alpha y}$	Evolvent fonksiyonu α_y (involut alfa y)
Y	Evolventte herhangi bir nokta
U	Evolventin başlangıç noktası
α_y	Y noktasındaki profil açısı
φ_y	Yuvarlanma veya merkez açısı
t	Profil teğeti
r_y	Y noktasındaki yarı çap
r_b	Temel dairesi yarı çapı
r_0	Birim dairesinin yarı çapı



Şekil 25, Evolvent fonksiyonu

MTY üçgeninden

$$\cos\alpha_y = \frac{\overline{MT}}{\overline{MY}} = \frac{r_b}{r_y} = \frac{d_b}{d_y}$$

$$d_b = d \cdot \cos\alpha$$

$$\cos\alpha_y = d \cdot \cos\alpha / d_y$$

$$UT = r_b \cdot \varphi_y \quad \text{ve} \quad YT = r_b \cdot \tan\alpha_y$$

$$UT = YT = r_b \cdot \varphi_y = r_b \cdot \tan\alpha_y$$

Yuvarlanma açısı $\varphi_y = \tan\alpha_y$

Yay ölçüsü farkı (açı farkı) evolvent fonksiyonu $inv_{\alpha y}$ olarak tanımlanır.

$$inv\alpha_y = \varphi_y - \alpha_y = \tan\alpha_y - \alpha_y$$

$$\alpha_y = \frac{\pi \cdot \alpha_y^o}{180^o}$$

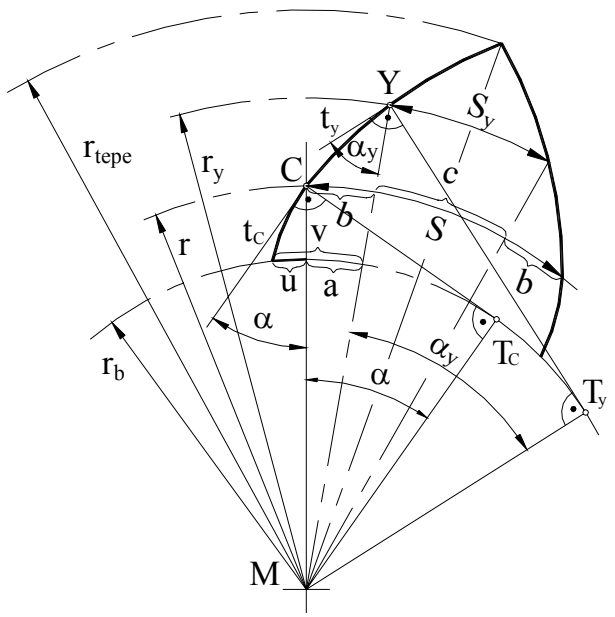
evolvent fonksiyonu:

$$\boxed{inv\alpha_y = \tan\alpha_y - \pi \cdot \frac{\alpha_y^o}{180}} \qquad \text{F 13}$$

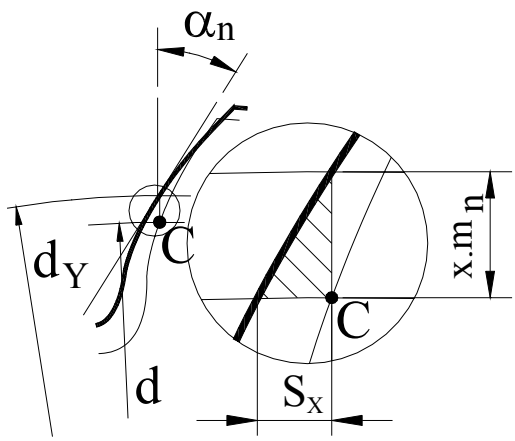
Evolvent fonksiyonu “ $inv\alpha_N$ “ nin sayısal değeri " UY " evolventinin birim dairesine olan izdüşümü büyüklüğündedir.

0.3.2.2 Evolvent fonksiyonunun kullanılması

Diş kalınlığı "s_y" nin ve diş boşluğu "e_y" nin hesaplanması



Şekil 26, Diş kalınlığı "s_y"



Şekil 27, Profil kayması

$$\frac{s_y}{r_y} = \frac{c}{r} \qquad s_y = \frac{c}{r} \cdot r_y$$

$$c = s - 2 \cdot b \qquad \tan\alpha_n = \frac{s_x}{x \cdot m_n} \qquad s_x = x \cdot m_n \cdot \tan\alpha_n$$

$$S = S' + 2 \cdot S_x \qquad S' = \frac{t}{2} = \frac{\pi \cdot m_n}{2}$$

$$S = \frac{\pi \cdot m_n}{2} + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \tan\alpha$$

Bu formülü z/z ile işlersek

$$\boxed{S = \frac{d \cdot (\pi + 4 \cdot x \cdot \tan\alpha)}{2 \cdot z}} \qquad \text{F 14}$$

S	mm	Taksimat dairesinde diş kalınlığı
d	mm	Taksimat dairesi çapı
x	[-]	Profil kaydırma faktörü
α	°	Kavrama açısı
z	[-]	Diş sayısı

Şekil 26 ile $b = \frac{a / r_b}{r}$ $\Rightarrow$ $a = r_b \cdot \mathrm{inv}\alpha_y - r_b \cdot \mathrm{inv}\alpha = r_b \cdot \left(\mathrm{inv}\,\alpha_y - \mathrm{inv}\alpha\right)$

analog olarak: $b = r \cdot \left(\mathrm{inv}\alpha_y - \mathrm{inv}\alpha\right)$ ve $S = 2 \cdot r \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \tan\alpha}{2 \cdot z}\right)$ dir.

Şekil 26 ile $c = S - 2\,b$ $\Rightarrow$ $c = 2 \cdot r \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \tan\alpha}{2 \cdot z}\right) - 2 \cdot r \cdot \left(\mathrm{inv}\,\alpha_y - \mathrm{inv}\alpha\right)$

analog olarak: $S_y = 2 \cdot r_y \cdot \left[\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \tan\alpha}{2 \cdot z} - \left(\mathrm{inv}\,\alpha_y - \mathrm{inv}\alpha\right)\right]$

$$\frac{S}{d} = \frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \tan\alpha}{2 \cdot z}$$

Taksimat dairesinde diş kalınlığı $S_n = \frac{p_n}{2} + 2 \cdot v \cdot \tan\alpha_n = m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan\alpha_n\right)$

Taksimat dairesinde alın diş kalınlığı $S_t = \frac{p_t}{2} + 2 \cdot v \cdot \tan\alpha_t = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan\alpha_t\right)$

Temel dairesinde diş kalınlığı $S_b = d_b \cdot \left(\frac{S}{d} + \mathrm{inv}\alpha\right)$

Diş üstü dairesinde diş kalınlığı $S_a = d_a \cdot \left(\frac{S}{d} + \mathrm{inv}\alpha - \mathrm{inv}\,\alpha_a\right)$

Y noktasında diş kalınlığı

$$\boxed{S_y = d_y \cdot \left(\frac{S}{d} + \mathrm{inv}\alpha - \mathrm{inv}\,\alpha_y\right)} \qquad \text{F 15}$$

Y noktasında diş boşluğu

$$\boxed{e_y = d_y \cdot \left(\frac{e}{d} - \mathrm{inv}\alpha + \mathrm{inv}\alpha_y\right)} \qquad \text{F 16}$$

S	mm	İndekse göre diş kalınlığı
e	mm	İndekse göre diş boşluğu
d	mm	İndekse göre çap
invα	[-]	İndekse göre alfa açısının evolvent fonksiyonu

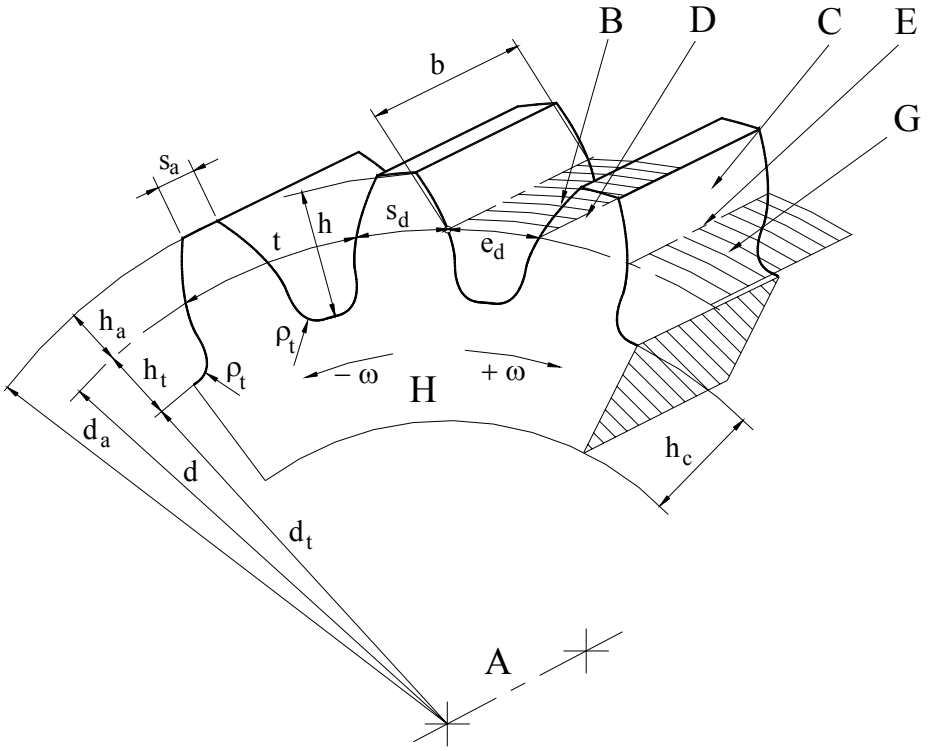
Sertleştirilmiş dişlide $S_a \geq 0{,}4.m_n$, normal dişlide $S_a \geq 0{,}2\ m_n$ değerinde olmalıdır. Yoksa kafa kırılma olasılığı çoktur. Diğer büyüklükler analog olarak hesaplanır.

0.4 Silindirik dişlilerde temel değerler

0.4.1 İsimlendirmeler

Bir dişli problemini çözmek için dişli boyutlarını, toleranslarını ve çeşitli temel büyüklükleri bilmek gereklidir (Şekil 28). Dişli ve diş açma takımları için referans profili seçilmelidir.

Evolvent dişlisi standartı temel büyüklükleriyle DIN 867, DIN 868, DIN 3960 ve DIN 3998 belirlenmiştir. Bir dişli çarkın diş sayısı z, çevrede tam adet olarak alınmış ve kremayer dişlidede diş sayısı z = ∞ kabul edilmiştir.



Şekil 28, Alın dişlisinde tanımlamalar

A	Dişli ekseni
B	Sol yanak (soldaki yan yüz)
C	Sağ yanak (sağdaki yan yüz)
D	Sol yanak doğrusu
E	Sağ yanak doğrusu
G	Taksimat silindiri
H	Kaval dişli cidarı

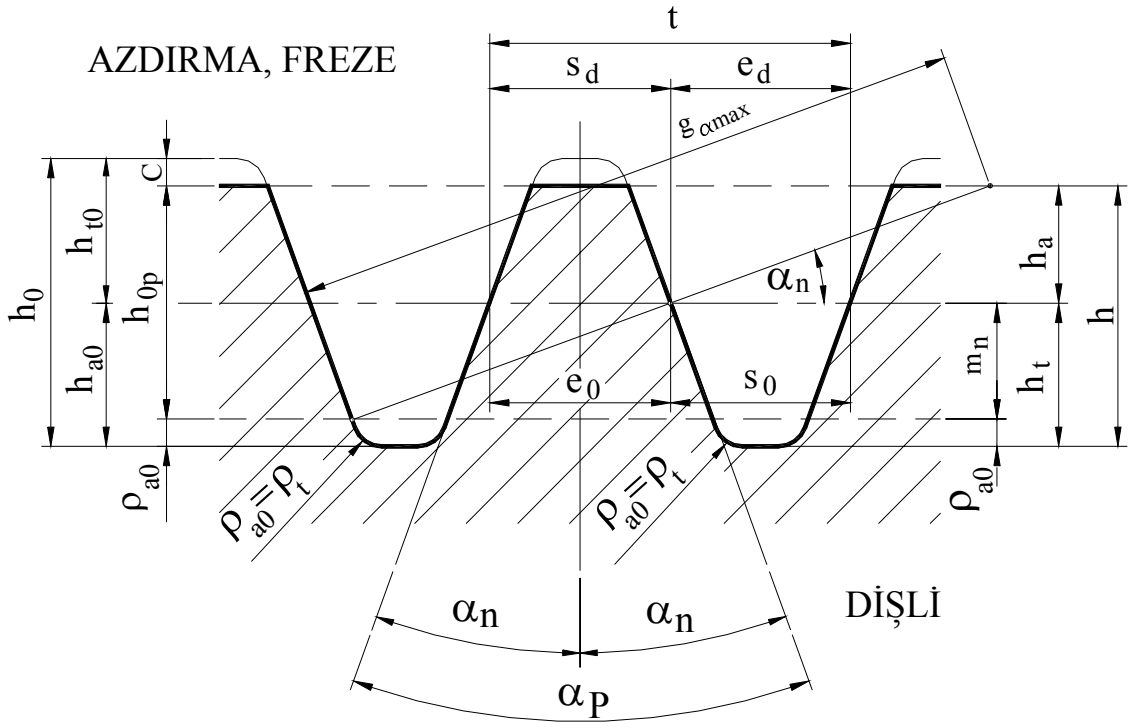
d	Taksimat dairesi çapı	h_c	Kaval dişlide cidar kalınlığı $h_c \geq 1{,}6m$
b	Diş genişliği	t	Taksimat
d_a	Diş üstü çapı	s_a	Diş üstü kalınlığı
d_t	Taban dairesi çapı	e_d	Diş boşluğu
h	Diş yüksekliği	s_d	Diş kalınlığı
h_a	Diş üstü yüksekliği	ρ_t	Dib kavisi yarı çapı
h_t	Diş tabanı derinliği	ω	Açısal hız "ω" – sola dönen, + sağa dönen

0.4.2 Referans profili veya referans kremayeri DIN 867 / TS 612

Referans profilinin tanımı**:**

Referans profili kabul edilmiş kremayer dişli profilidir.

Referans profilinin bütün ölçüleri standartlaştırılmış ve bunlar modüle bağlı olarak gösterilmiştir. Standartlaştırma modül (m) = 1 mm ile modül (m) = 50 mm arasında yapılmıştır. Bu standart ISO 53-20, DIN 867 ve VSM 15520 ile düzenlenmiştir.



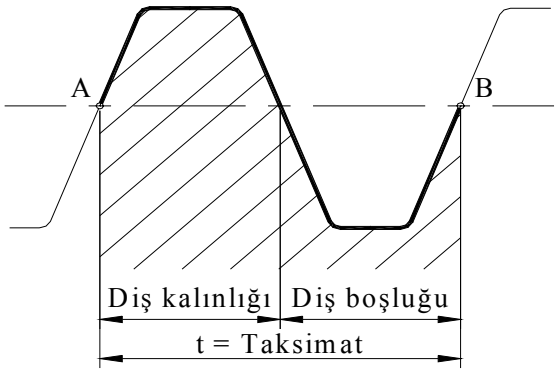
Şekil 29, Referans kremayeri

Dişli		Referans kremayeri, freze	
Profil açısı	α_P	Kavrama açısı	α_n
Diş üstü yüksekliği	$h_a = m_n$	Diş üstü yüksekliği	$h_{a0} = 1{,}25 \cdot m_n$
Taban kavisi yarı çapı	$\rho_t = \rho_{a0} = 0{,}25 \cdot m_n$	Diş üstü kavisi yarı çapı	$\rho_t = \rho_{a0} = 0{,}25 \cdot m_n$
Taksimat	$t = \pi \cdot m_n$	Taksimat	$t = \pi \cdot m_n$
Diş boşluğu	$e_d = t/2$	Diş boşluğu	$e_0 = t/2$
Diş kalınlığı	$s_d = t/2$	Diş kalınlığı	$s_0 = t/2$
Taban derinliği	$h_t = 1{,}25\ m_n$	Taban derinliği	$h_{t0} = m_n + C$
Diş yüksekliği	$h = 2{,}25\ m_n$	Diş yüksekliği	$h_0 = 2 \cdot m_n + C$
		C mesafesi	$C > 0{,}25 \cdot m_n$
max. kavrama boyu	$g_{\alpha max} = m / \cos^2\alpha$	max. kavrama boyu	$g_{\alpha max} = m / \cos^2\alpha$

0.4.3 Diş ve diş sayısı

Taksimat sınırlarında bulunan, A ve B noktaları arası, diş diye tanımlanır.

Bir diş (Şekil 30), diş kalınlığı ve diş boşluğundan oluşur. Bir dişli çarkın çevresinde istenilen sayıda diş seçilir ve bu **diş sayısı** diye tanımlanır. Diş sayısı ya şartnamede verilmiştir veya konstruksiyonun fonksiyonuna göre seçilir. Dişli çiftinde küçük dişlinin diş sayısı z_1 ve büyük dişlinin diş sayısıda z_2 olarak belirlenmiştir. Burada şu tanımlamayıda yapalım. Dişli çarklar bir kaç kademe olarak kullanılırlar.



Şekil 30, Diş ve taksimat

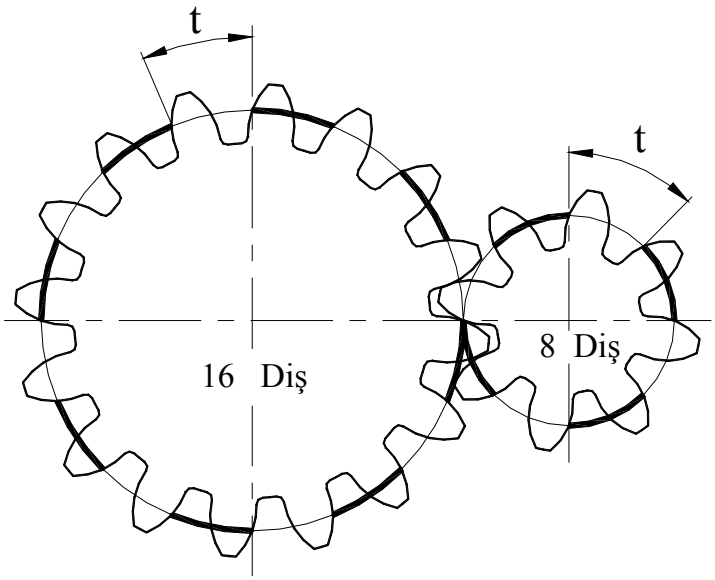
Dişliyi tam yerine göre tanımlamak için kademe sayısınıda dişli işaretinin hemen arkasında gösterelim.

Örneğin: üçüncü kademenin küçük dişlisi z_{13} ve üçüncü kademenin büyük dişliside z_{23} olarak gösterilir.

0.4.4 Taksimat " t " ve Modül " m veya m_n "

Taksimat dairesinde diş başlangıcı A noktası ile diş bitimi B noktası arasındaki yay boyu “Taksimat ” diye adlandırılır ve sembolü “ t “ dir.

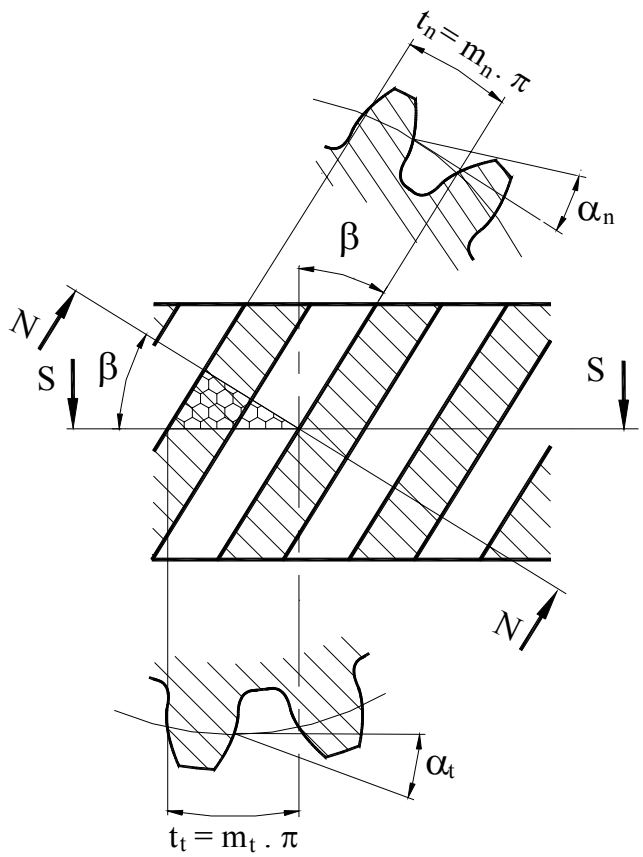
Taksimat ne kadar küçük olursa taksimat hatalarıda okadar küçük olur ve bu dişli çiftinin sessiz ve gürültüsüz çalışmasını sağlar. Devir sayısının yüksek olması halinde, dişli çiftinin sessiz çalışması aranılan şartlardan biridir. Bunun içinde taksimatın küçük seçilmesi gerekir. Bu temel prensip pratikte geçerli olamaz. Çünkü; modül mukavemet hesaplarında ana etken olduğundan ve modülde taksimat ile doğru orantılı olduğundan taksimatın küçük seçilmesi olanak dışıdır. Mukavemet hesapları için modül olduğunca büyük seçilmelidir. Küçük taksimat dişliyi taşıyan milin rijit yataklanmasını gerektirir. Böylece dişboyunca tam temasın gerçekleşme olasılığı artar. Diş genişliğinin taksimata oranı küçük olursa kasılma, büyük olursa tam temas etmeme olasılığı artar.



Şekil 31, Taksimat, diş ve modül

0.4.4.1.1 Normal modül

Bir dişli çiftinin beraber çalışabilmesi için taksimatlarının aynı büyüklükte olması gerekir. Taksimatın aynı büyüklükte olabilmesi için taksimat dairesinin diş sayısına oranı karşılıklı iki dişlide aynı olmalıdır (bak Şekil 31). Bir dişli çarkın taksimat dairesindeki çevre büyüklüğünü yazacak olursak:



Şekil 32, Normal ve alın modülü

Çevre = Diş sayısı x taksimat = z . t

Çevre = Pi x çap = π . d

$$z \cdot t = \pi \cdot d$$

Bu eşitlikte iki tarafı (π.z) ile bölersek;

$$\frac{d}{z} = \frac{t}{\pi}$$

Burada π sabit değerdir, taksimat t de dişli çiftte aynı büyüklüktedir ve eşittir. Böylece ortak sabit bir değer elde olur. Bu değer "modül" olarak adlandırılır.

$$m = \frac{d}{z}$$

Bilinenlere göre:

$$t_1 = t_2$$

ve

$$t_1 = \pi \cdot \frac{d_1}{z_1} \quad \text{ve} \quad t_2 = \pi \cdot \frac{d_2}{z_2}$$

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{d_2}{z_2} = \frac{d}{z}$$

Modul taksimat dairesinin diş sayısına oranıdır ve " m " ile gösterilir.

Böylece taksimat:

$$t = \pi \cdot m \qquad \text{F 17}$$

Modül:

$$m = \frac{d}{z} \qquad \text{F 18}$$

t	mm	Taksimat
m	mm	Modül
d	mm	Taksimat dairesi
z	[-]	Diş sayısı

Modülü ve helis açısı bilinen dişlinin, alın modülü kolaylıkla hesaplanır.

0.4.4.1.2 Alın modülü “ m_t ”

Şekil 33 ile değerler alın kesiti S-S de indeks " t " ile ve normal kesit N-N de indeks " n " ile gösterilmiştir. Petek şekli ile taralı üçgene göre:

$$\cos\beta = \frac{t_n}{t_t}$$

Bu formülde $t_n = m_n \cdot \pi$ ve $t_t = m_t \cdot \pi$ olarak yerleştirirsek alın modülünü buluruz.

$$\cos\beta = \frac{m_n \cdot \pi}{m_t \cdot \pi}$$

$$\boxed{m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}} \qquad \text{F 19}$$

m_t	mm	Alın modülü
m_n	mm	Normal modül
β	°	Helis açısı

0.4.4.1.3 Diğer modül standartları

Amerikan ve İngiliz standartlarının yürürlükte oldukları mamleketlerde, modülün Avrupa kıta standartından başka türlü tanımlanan, modül serileri vardır. Bunların en önemlisi TS 429 dada “Çapsal adımlar” adı ile verilmiş olan “Diametral-Pitch” tir. Aşağıda Tablo 1 ile TS 429 dan örnek vermak için alınmış bir kaç değerler verilmiştir.

Tablo 1, Çapsal adımlar (Diametral-Pitch, TS 429 kısmen)

	Çapsal adım “D_P”													
Sıra 1	20	16	12	10	8	6	5	4	3	2,5	2	1,5	1,25	1

Modül şu şekilde belirlenir:

$$\boxed{m = \frac{1 \cdot \text{inç}}{D_P}} \qquad \text{F 20}$$

m	inç	Normal modül
D_P	[-]	Çapsal adım, **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.**
den		

Bundan sonra yapılacak bütün işlemler Avrupa (ISO) standartlarındaki dişli hesaplarının aynıdır. Dikkat edilecek özellikler birimin “inç (parmak)” veya “mm” olarak kullanımıdır.

Modül ve taksimatın bulunması için örnek: $D_P = 10$ olan dişlinin modülü nekadardır?

Modül	m = 25,4 / 10 = 2,54 mm	m = 1 / 10 = 0,1 inç
Taksimat	t = π . m = π . 2,54 = 7,979645 mm	t = p . m = 0,314159 inç

Görüldüğü gibi buradaki modül ile **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.** de verilmiş değerler aynı olmayıp yalnız bağıntı vardır.

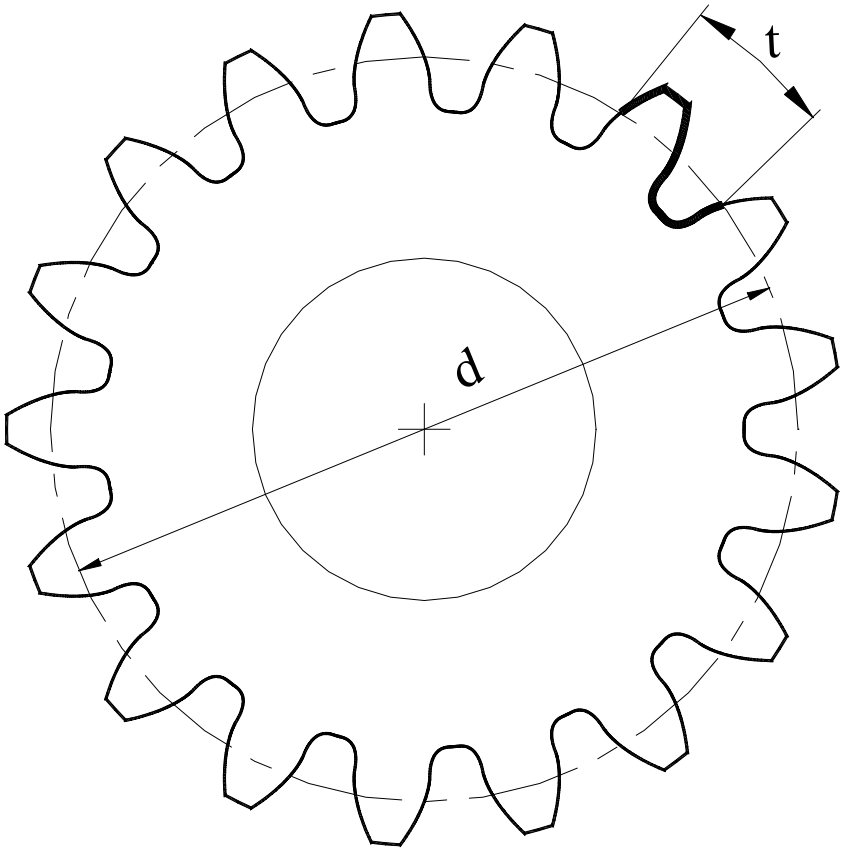
Çapsal adımdan başka “Circular Pitch” serileri vardır. Buradada modül şu şekilde bulunur:

$$m = \frac{C_P}{\pi} \qquad \text{F 21}$$

Circular Pitch değeri standartlardan alınır. Hesaplar analog olarak yapılır.

0.4.4.2 Taksimat dairesi “ d “

Taksimatın üzerinde bulunduğu daireye “**taksimat dairesi**“ denir ve sembolü “d“ harfidir. Taksimat dairesi daima sabit kalır. Dişli kaydırmalı profille çekilsin çekilmesin taksimat dairesinin yeri ve büyüklüğü değişmez.



Şekil 33, Taksimat, diş ve modül

Taksimat dairesi genelde:

$$d \cdot \pi = z \cdot p$$

$$m = \frac{d}{z}$$

Bu formüllerden:

$$d = z \cdot m_n$$

$$d = z \cdot m_t$$

çıkartılır ve bu formülleri şu şekilde yazabiliriz:

Düz dişli;

$$d = z \cdot m_n \qquad \text{F 22}$$

Helis dişli:

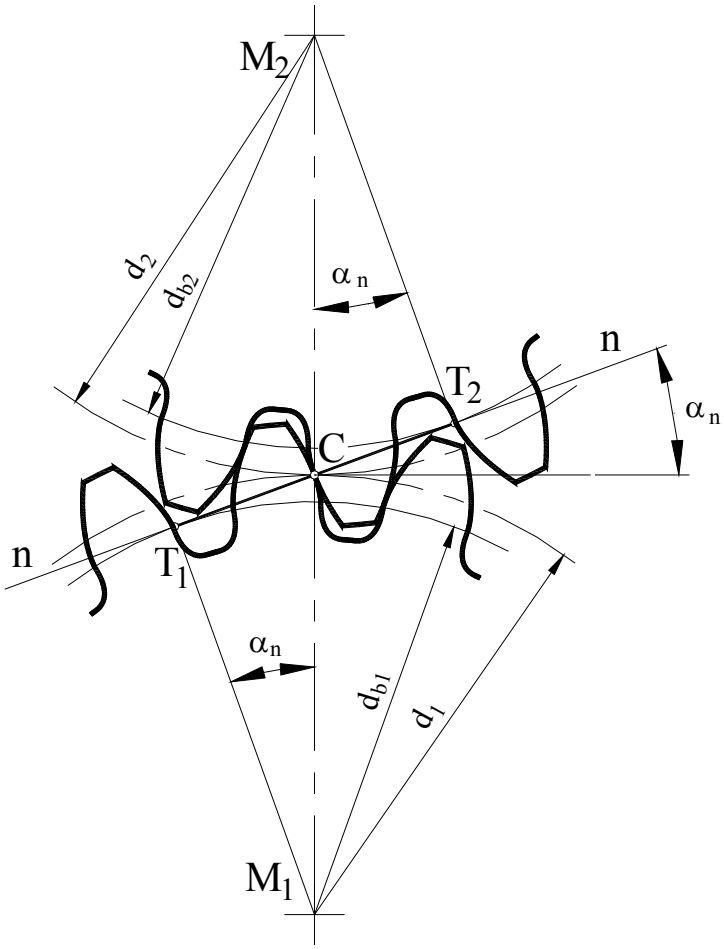
$$d = z \cdot m_t = z \cdot \frac{m_n}{\cos\beta} \qquad \text{F 23}$$

d	mm	Taksimat dairesi
z	[-]	Diş sayısı
m_n	mm	Normal modül
m_t	mm	Alın modülü
β	°	Helis açısı

0.4.5 Kavrama açısı " α veya α_n

Kavrama açısının tanımı :

Kavrama açısı kavrama normali ile taksimat dairesinin kavrama noktası C deki teğeti arasındaki açıdır ve sembolü α veya α_n dir.



Şekil 34, Kavrama açısı " α veya α_n "

Kavrama açısı dişli çiftinin temel dairelerine çizilen müşterek teğet "n–n" ile taksimat dairelerinin kavrama noktasından " C " geçen müşterek teğeti arasındaki açıdır.

Kavrama açısı α_n işletmedeki istenilen şartlara göre seçilir.

Genelde evolvent dişlilerde α_n = 20° kullanılır.

Bazı özel hallerde diş dibi mukavemetini arttırmak, alt kesimsiz dişli üretmek ve sınır diş sayısını büyültmek için kavrama açısı 20° den daha büyük olarak seçilir.

Sembolüde α veya α_n olarak kullanılır.

0.4.5.1 Alın kavrama açısı " α_t "

Alın kavrama açısı şu şekilde hesaplanır:

$$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta \qquad \text{F 24}$$

$$\alpha_t = \arctan\left(\tan \alpha_n / \cos \beta\right) \qquad \text{F 25}$$

α_t	°	İşletme kavrama açısı
α_n	°	Normal kavrama açısı
β	°	Helis açısı

Kavrama açısının evolvent fonksiyonu “ invα “ şu şekilde hesaplanır:

Alın kavrama açısı için $$\boxed{\mathrm{inv}\alpha_t = \tan\alpha_t - \alpha_t \cdot \pi/180}$$ F 26

Normal kavrama açısı için $$\boxed{\mathrm{inv}\alpha_n = \tan\alpha_n - \alpha_n \cdot \pi/180}$$ F 27

α_t ° Alın kavrama açısı
α_n ° Normal kavrama açısı

Burada açılar derece olarak verilmiştir. Radyan cinsinden kullanılacakları yerlerde açılar π/180 ile çarpılmıştır.

0.4.5.2 İşletme kavrama açısı “α_w oder α_{wt}“

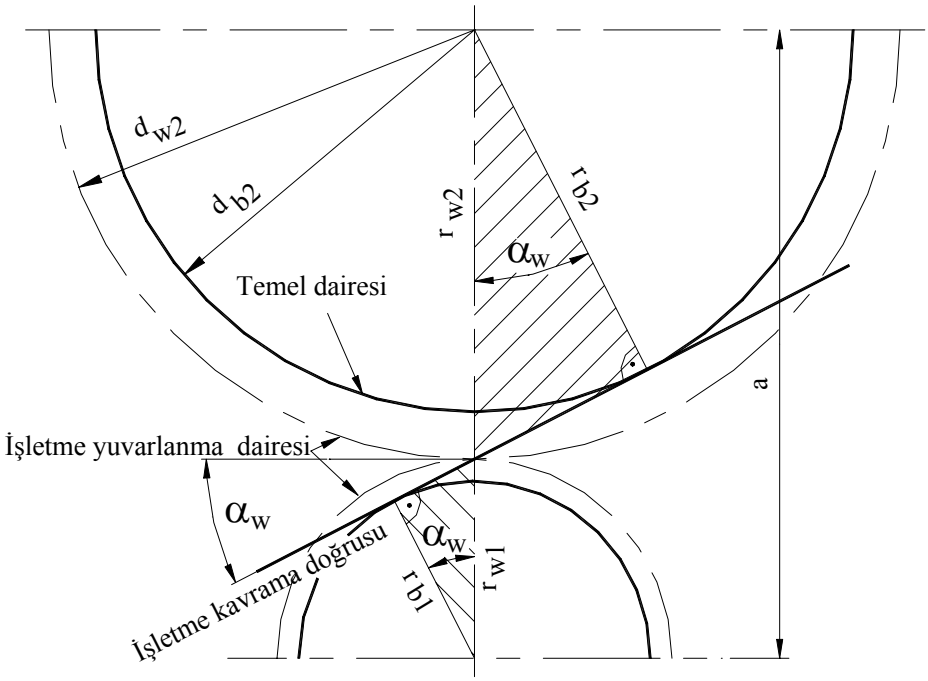
İşletme kavrama açısı “α_w oder α_{wt}“ işletme yuvarlanma dairesi teğeti ile işletme kavrama doğrusu arasındaki açıdır. İşletme kavrama açısı şu şekilde hesaplanır:
Taralı üçgenden Şekil 35:

$$r_{w1} = \frac{r_{b1}}{\cos\alpha_w} = \frac{r_1 \cdot \cos\alpha_n}{\cos\alpha_w} \quad ; \quad r_{w2} = \frac{r_{b2}}{\cos\alpha_w} = \frac{r_2 \cdot \cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}$$

Eğer iki eşitliği toplarsak: $$r_{w1} + r_{w2} = (r_1 + r_2) \cdot \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}$$

$$a = r_{w1} + r_{w2}$$

$$a_0 = r_1 + r_2$$



Şekil 35, İşletme kavrama açısı " α_w "

a değerleri yerleştirilirse:

$a = a_0 \cdot \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}$ buradanda $\cos\alpha_w = \frac{a_0 \cdot \cos\alpha_n}{a}$ bulunur.

İşletme kavrama açısı:

Düz dişli: $$\alpha_w = \arccos(a_0 \cdot \cos\alpha_n / a)$$ F 28

Helis dişli: $$\alpha_{wt} = \arccos(a_0 \cdot \cos\alpha_t / a)$$ F 29

α	°	İndeksine göre işletme kavrama açısı
a	mm	İndeksine göre eksenler mesafesi

İşletme kavrama açısının evolvent fonksiyonu " α_w bzw. α_{wt} " şu şekilde hesaplanır:

$$\mathrm{inv}\alpha_{wt} = \tan\alpha_{wt} - \alpha_{wt} \cdot \pi/180$$ F 30

$$\mathrm{inv}\alpha_{w} = \tan\alpha_{w} - \alpha_{wt} \cdot \pi/180$$ F 31

$\mathrm{inv}\alpha_{wt,\,w}$	[-]	İşletme kavrama açısının evolvent değeri
$\tan\alpha_{wt,\,w}$	[-]	İşletme kavrama açısının tanjant değeri
α_{wt} , α_w	°	İşletme kavrama açısı

0.4.6 İşletmede yuvarlanma dairesi "d_w"

İşletme yuvarlanma dairesi çapı "d_w" şu şekilde hesaplanır:

Taralı üçgenden Şekil 35:

$$r_{w1} = \frac{r_{b1}}{\cos\alpha_w} = \frac{r_1 \cdot \cos\alpha_n}{\cos\alpha_w} \quad ; \quad r_{w2} = \frac{r_{b2}}{\cos\alpha_w} = \frac{r_2 \cdot \cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}$$

$$d_{w1} = \frac{d_1 \cdot \cos\alpha_n}{\cos\alpha_w} \quad ; \quad d_{w2} = \frac{d_2 \cdot \cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}$$ F 32

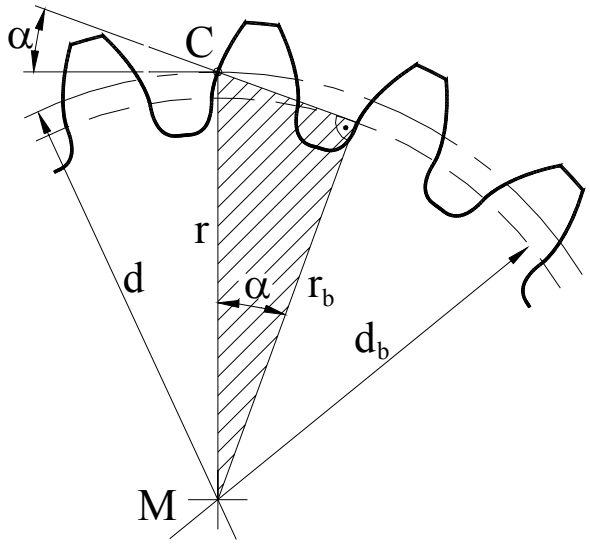
$$d_w = d \pm 2 \cdot x \cdot m_n$$ F 33

α_w	°	İşletme kavrama açısı
α_n	°	Normal kavrama açısı
d	mm	İndeksine göre taksimat dairesi çapı
x	[-]	Profil kaydırma faktörü
m_n	mm	Normal modül

Görüldüğü gibi eğer x = 0 ise, işletme yuvarlanma dairesi çapı $d_w = d$ olur.

0.4.7 Temel dairesi “d_b”

Evolvent dişlilerde temel dairesi, dişli ölçüleri için çıkış büyüklüğüdür. Temel dairesinin ekseni dişli çarkın ekseniyle çakışmış haldedir. Bu gün piyasada kullanılan dişlilerin %85 i daire evolventi profili ile imal edilmiştir. Daire evolventi bir çubuğun temel dairesinin üzerinde yuvarlanması ile oluşur. Buna yuvarlanma dairesi adıda verilir.



Şekil 36, Dişlinin temel dairesi

Temel dairesi ne profil, nede eksenler kaydırması ile değişir, temel dairesi bu değerlere bağlı olmayıp değeri aynen kalır. Temel dairesi karşıt dişli ile de bağımlı değildir. Temel daire-sini tanımlamak istersek Şekil 36 ile şu bağıntıları yazabiliriz:

$$\cos\alpha = \frac{r_b}{r} = \frac{d_b}{d}$$

buradan: $d_b = d \cdot \cos\alpha$ bağıntısı bulunur.

Eğer Taksimat dairesi çapı olarak $d = m \cdot z$ değerini yerleştirirsek, şu formülü elde ederiz:

$$\boxed{d_b = m \cdot z \cdot \cos\alpha} \qquad \text{F 34}$$

d_b	mm	Temel dairesi çapı
m	mm	Modül
z	[-]	Diş sayısı
α	°	kavrama açısı

Temel dairesi çapı düz ve helis dişlilerde farklı olarak hesaplanır:

Düz dişlilerde:

$$\boxed{d_b = m_n \cdot z \cdot \cos\alpha} \qquad \text{F 35}$$

Helis dişlilerde:

$$\boxed{d_b = d \cdot \cos\alpha_t = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot z \cdot \cos\alpha_t} \qquad \text{F 36}$$

d_b	mm	Temel dairesi çapı
m_n	mm	Normalmodül
z	[-]	Diş sayısı
α	°	Normal kavrama açısı
α_t	°	Alın kavrama açısı
β	°	Helis açısı

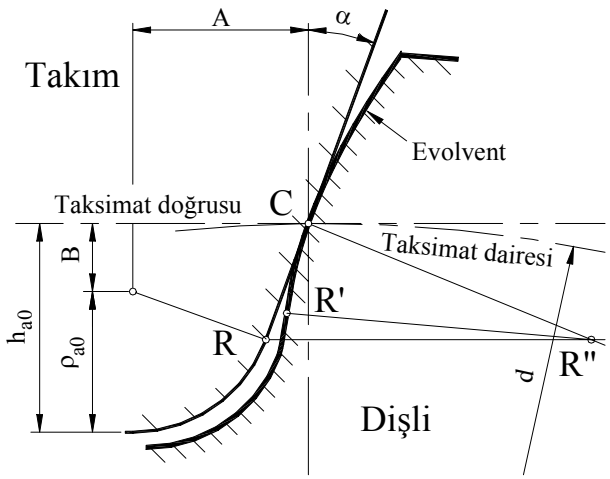
Görüldüğü gibi temel dairesi çapı d = m . z ile hesaplanır. Bu çarpan aynı kaldığı müddetçe temel dairesi çapıda aynı kalır. Ölçüleri m = 6 ; z = 30 olan dişlinin temel dairesi çapı ile ölçüleri m = 9 ; z = 20 dişlisinin temel dairesi çapı aynı büyüklüktedir.

0.4.8 Yanak profilinin konstruksiyonu

Takım ile dişlinin konumu:
Profil kaydırmasız dişlide (Şekil 37) A ve B mesafeleri:

$$A = h_{a0} \cdot \tan\alpha + \rho_{a0} \cdot \frac{1-\sin\alpha}{\cos\alpha} \qquad \text{F 37}$$

$$B = h_{a0} - \rho_{a0} \qquad \text{F 38}$$

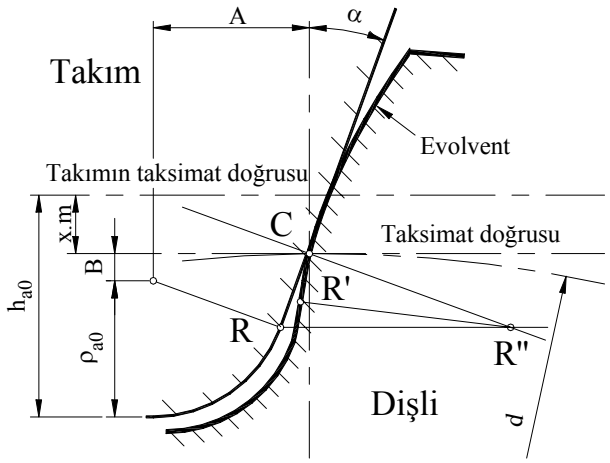


Şekil 37, Profil kaydırmasız dişli

Profil kaydırmalı dişlide (Şekil 38) A ve B mesafeleri:

$$A = (h_{a0} - x \cdot m_n) \cdot \tan\alpha + \rho_{a0} \cdot \frac{1-\sin\alpha}{\cos\alpha} \qquad \text{F 39}$$

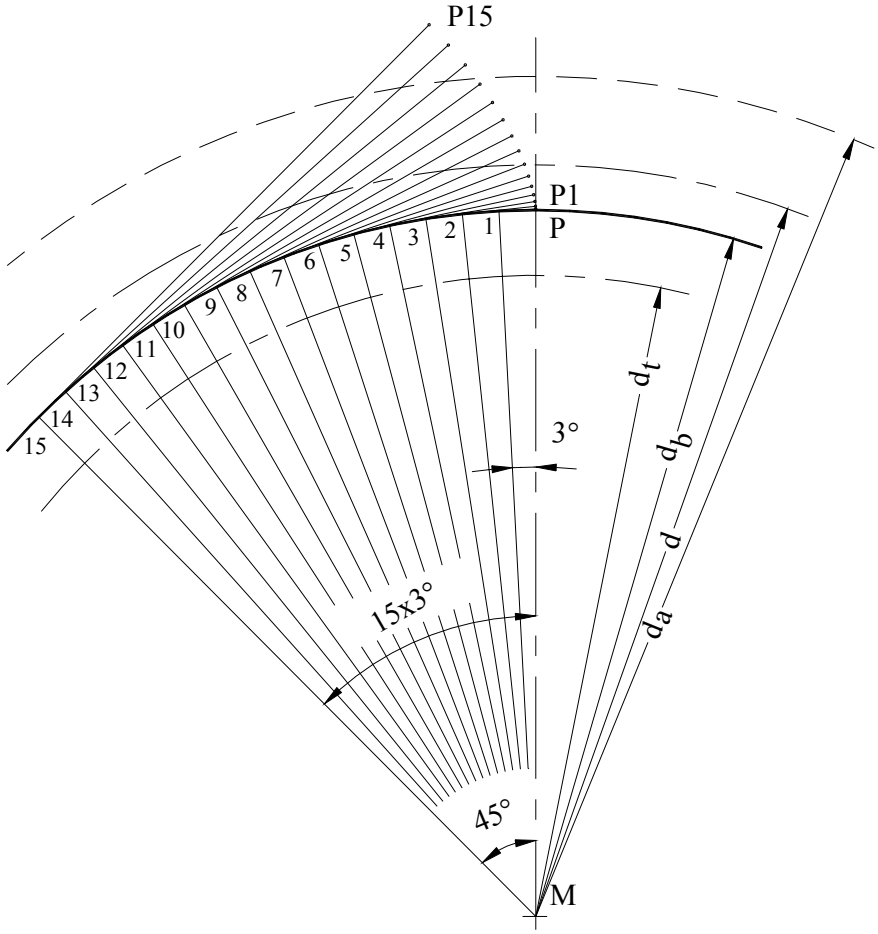
$$B = h_{a0} - x \cdot m_n - \rho_{a0} \qquad \text{F 40}$$



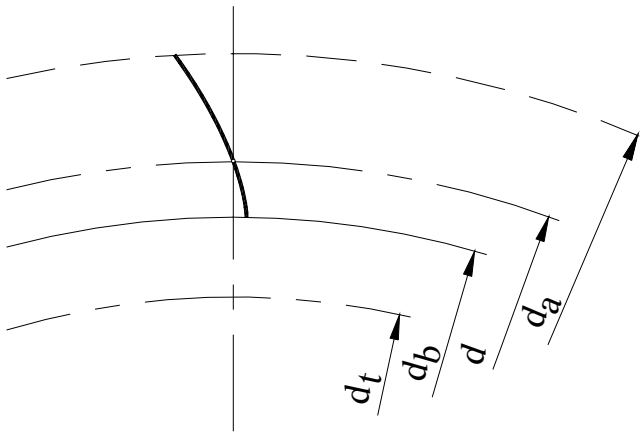
Şekil 38, Profil kaydırmalı dişli

0.4.9 Yanak profilinin konstruksiyonu

Yanak profilinin konstruksiyonu genel makina imalatında evolvent profili konstruksiyonu olarak kabul edilir. Konstruksiyonu yapmak için Şekil 39 da görüldüğü gibi ilk önce sıra ile taksimat, temel, diş üstü ve taban daireleri çizilir.



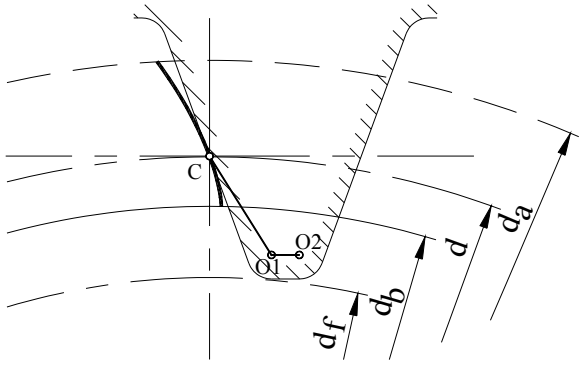
Şekil 39, Evolvent yanak profili konstruksiyonu



Şekil 40, Evolvent

Daha sonra P noktasından temel dairesine göre evolvent profili çizilir. Çizimi yapabilmek için, örneğin, temel daire çemberi 3° ara ile 45° lik kısmı taksim edilir. Taksim noktalarından (1,2,3,...,15) teğetler çizilir. Bu teğetlerde ait oldukları yay büyüklükleri işaretlenip evolvent noktaları bulunur. Böylece temel dairesi ile diş üstü arasındaki evolvent profili çizilmiş olur, Şekil 40.

Temel dairesi ile tabandairesi arasındaki yanak profilinin konstruksiyonu için Referans profili bıçağının hareketlerini incelemek gerekir. Buradaki yanak profili evolvent profil değildir.



Şekil 41, Referans profilli bıçak

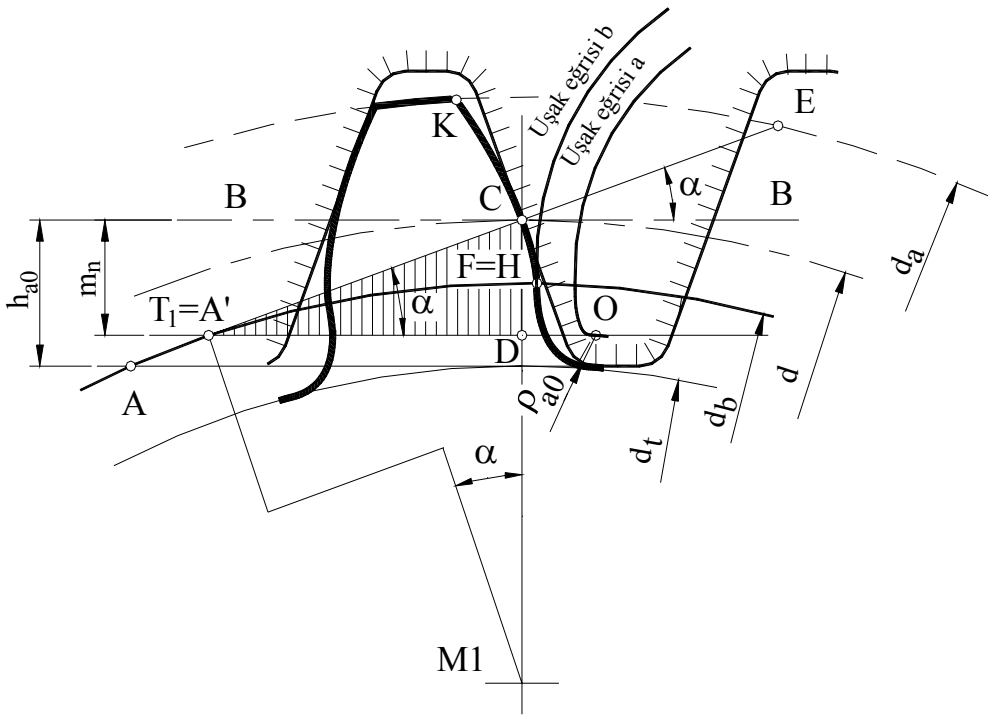
Referans profilli bıçağın hareketi yuvarlanma noktası "C" ye göreceli olarak bağımlıdır. İlk önce taksimat dairesini temel daire kabul eden "C" noktasının çizdiği evolventin konstruksiyonu yapılır. Daha sonra Referans profilli bıçakdaki "O1" veya "O2" noktalarından hangisi gerekiyorsa onun "**uşak eğrisi**" çizilir. Bu uşak eğrisine "**uşak eğrisi a**" adı verilir. Uşak eğrisi a ya paralel evolventin temel dairesini kestiği noktadan bir eğri çizersek bunun adı "**uşak eğrisi b**" olur. Buda dişin temel dairesi ile taban dairesi arasındaki yanak profilini verir.

Burada konstruksiyona göre dişlinin alt kesimli veya normal alt kesimsiz olmasına karar verilir. Bunun içinde diş sayısı önemlidir. Böylece en küçük diş sayısı kavramı doğar. Buna sınır diş sayısıda diyebiliriz.

0.4.9.1 Sınır diş sayısı " z_g "

Evolvent dişlilerde dişli çiftinin kavrama boyunda birbirini kavradıklarınını gördük. Bu durum belirli bir diş sayısında geçerlidir. Diş sayısı küçük olan evolvent dişlilerde büyük çarkın dişlerinin küçük dişli çarkın taban kısmını oydukları görülür. Bu oldukça küçük diş sayılı pinyonda alttan kesme, yani "alt kesim" oluşturur.

Kabul ettiğimiz Referans profilli, kaydırmasız, gayet normal bir dişliyi ele alalım (Şekil 42).



Şekil 42, Sınır diş sayısı

Alt kesim: Referans profilli bıçağın baş doğrusu (A dan temel daireye çizilen teğet) veya büyük dişli çarkın diş üstü kavrama doğrusu n-n yi T_1A doğru parçasını dışında kesiyorsa alt kesim var demektir (Şekil 42).

Şart: B –B ye paralel DA' temel daire çemberini T_1 = A' noktasında kesiyorsa, F noktası ile H noktası çakışırlar (temel daire, Şekil 42).

M_1CA' üçgeninden $\overline{A'C} = \overline{M_1C} \cdot \sin\alpha = \frac{d_1}{2} \cdot \sin\alpha$

CA'D üçgeninden $\overline{CD} = m_n = \overline{A'C} \cdot \sin\alpha$

$$m_n = \overline{A'C} \cdot \sin\alpha = \left(\frac{d_1}{2} \cdot \sin\alpha\right) \cdot \sin\alpha$$

$$m_n = d_1 \cdot \frac{\sin^2\alpha}{2} \qquad d_1 = z_1 \cdot m_n \quad \text{yerleştirirsek}$$

$$m_n = z_1 \cdot m_n \cdot \frac{\sin^2\alpha}{2}$$ bulunur. Bu eşitlikte z_1 bulunursa:

$$z_1 = \frac{2 \cdot m_n}{\sin^2\alpha \cdot m_n}$$

Burada teoretik sınır diş sayısı $z_1 = z_g$ ise, şu formül bulunur:

$$\boxed{z_g = \frac{2}{\sin^2\alpha}} \qquad \text{F 41}$$

z_g	[-]	sınır diş sayısı
α	°	kavrama açısı

Alt kesmenin oluşmaya başlayacağı sınırda çalışan, fakat alttan kesmenin olmadığı diş sayısına "Sınır diş sayısı"denir.

Genelde kullanılan kavrama açısı $\alpha = 20°$ ise, $z_k \approx 17$ diş olarak bulunur.

Praktikte sınır diş sayısı : $z'_k \approx 5 \,.\, z_g / 6 \approx 14$ $z_k \approx 14$ diş olarak kabul edilir.

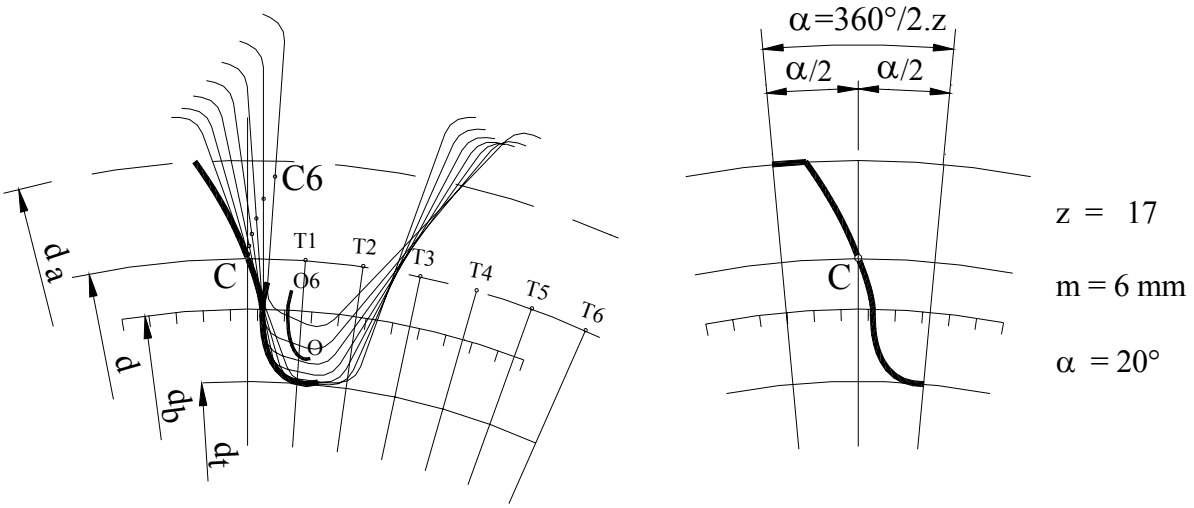
Alt kesimi önlemek için alınacak önlemler şunlardır:

1. Karşıt dişlinin, dişli çarkın diş üstü yüksekliğini küçültmek,
2. Kavrama açısını büyültmek,
3. Profil kaydırması (düzeltmesi) yapmak.

Sınır diş sayısı kavrama açısı α' ya bağımlıdır. Yukarıda verilmiş olan Şekil 41 dede görüldüğü gibi α açısını yükseltmek sınır diş sayısını küçültür. Buna rağmen ilk iki önlem özel takım gerektirdiğinden çok pahalı çözümdür. Bundan dolayı mantıklı çözüm profil kaydırması yapmaktır.

0.4.9.2 Alt kesimsiz yanak profili konstruksiyonu

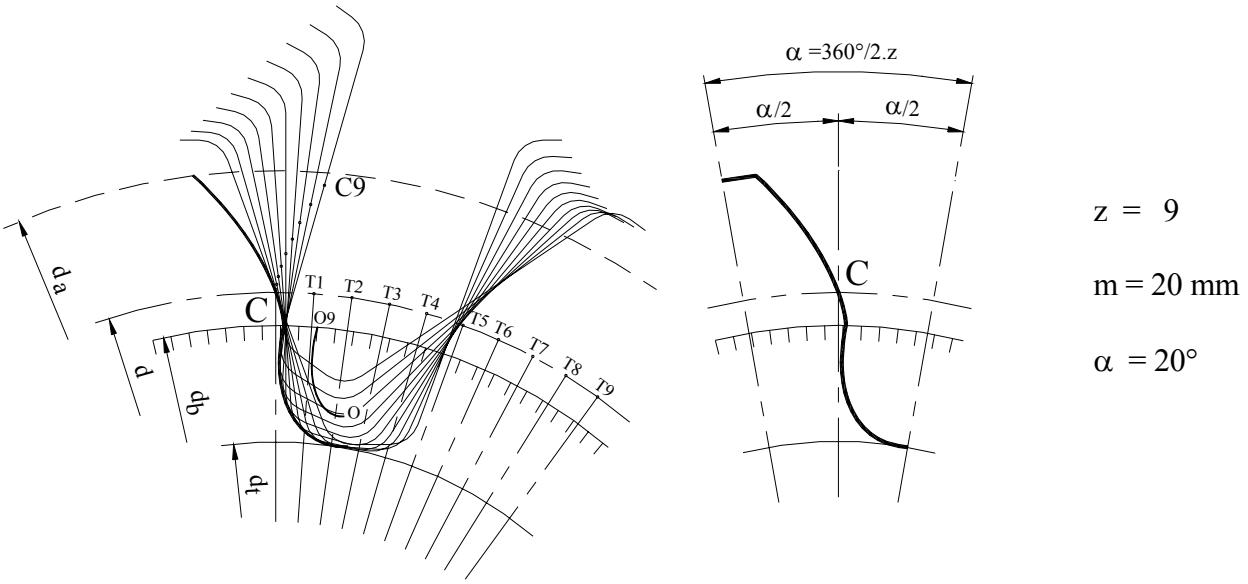
Yanak profili konstruksiyonu aşağıdaki verilere göre Şekil 43 de yapılmıştır.



Şekil 43, Alt kesimsiz yanak profili konstruksiyonu

0.4.9.3 Alt kesimli yanak profili konstruksiyonu

Yanak profili konstruksiyonu aşağıdaki verilere göre Şekil 44 de yapılmıştır.

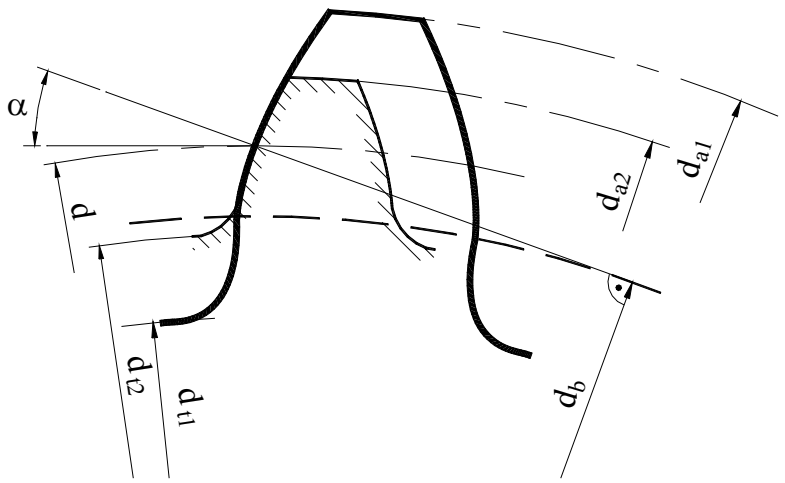


Şekil 44, Alt kesimli yanak profili konstruksiyonu

0.5 Temel karekteristiklerin etkileri

Bir dişlinin temel karekteristikleri şunlardır:

- Kavrama açısı “ α“
- Modül “ m “
- Diş sayısı “ z“



Şekil 45, α, m.z çarpımı sabit

1. Durum:

Eğer α sabit, m ve z değişken, fakat çarpımı sabit ise, yani

$$m \cdot z = d = \text{sabit}$$

ise (Şekil 45), temel dairesinin çapı sabit kalacak demektir.

$$d_b = d \cdot \cos\alpha = \text{sabit}$$

Buda yanak profilinin değişmiyece-ğini gösterir.

Yanak profili bütün değişik modül ve diş sayısına karşın aynı kalır.

2. Durum :

Eğer α değişken, m ve z sabit ise:

Örneğin;

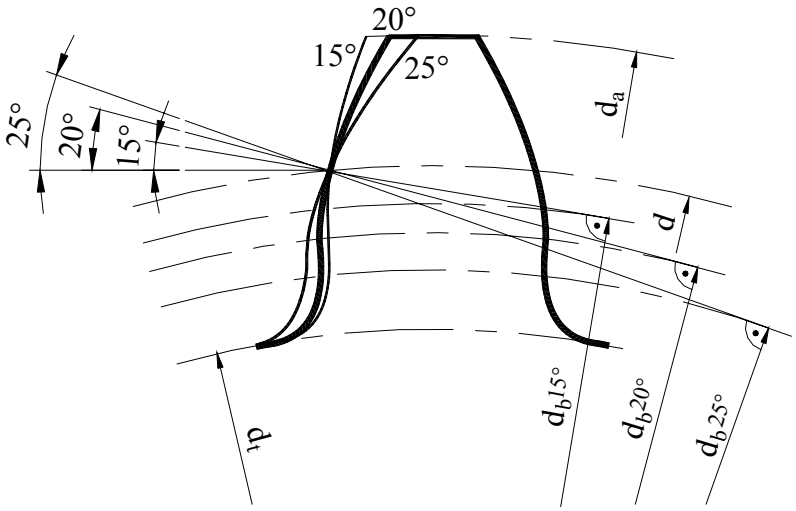
m = 12 mm, ve z = 20

α = 15° ; 20° ; 30°

Burada temel dairesinin çapı

$$d_b = d \cdot \cos\alpha = \text{değişken},$$

ve böylece değişik yanak profilleri ortaya çıkar.

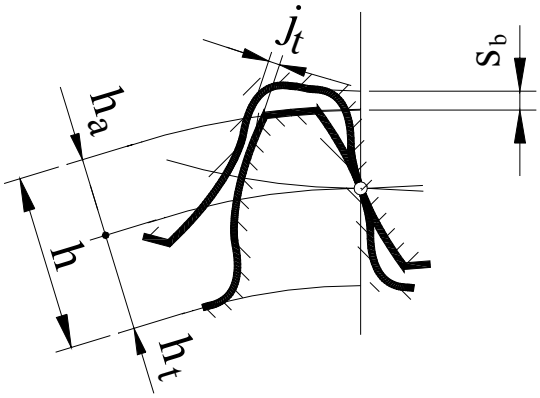


Şekil 46, α değişken, m ve z sabit

3. Durum :

Eğer diş sayısı z değişken, modül m ve kavrama açısı α sabit ise, diş sayısı sonsuza (∞) doğru gidecek ve yanak profilide doğruya yaklaşacaktır.

0.5.1 Dişde diğer tanımlamalar



Şekil 47, Diş

Diş üstü yüksekliği h_a: Diş üstü ile taksimat dairesi yarı çaplarının farkıdır.

Taban derinliği h_t : Taksimat dairesi ile taban dai-resi yarı çaplarının farkıdır.

Diş yüksekliği h :Diş üstü ile taban dairesi yarı çaplarının farkıdır.

Diş üstü boşluğu s_b ;

a) Düz alın dişlilerinde dişli çiftinin yanaklarının taksimat dairesindeki en küçük boşluğunun yay boyudur.

b) Helis alın dişlilerinde dişli çiftinin yanaklarına dik olan düzlemdeki (normal kesit) yanakların taksimat dairesindeki en küçük boşluğunun yay boyudur.

Diş yanak boşluğu j_t ; Alın kesitinin kavrama düzleminde bir yanakta birbirine değen dişli çiftinin diğer yanak tarafında kalan boşluğuna verilen isimdir.

Taksimat t ;
a) düz dişli çarklarda : $t = m_n \cdot \pi$
b) helis dişli çarklarda : $t_t = m_t \cdot \pi$

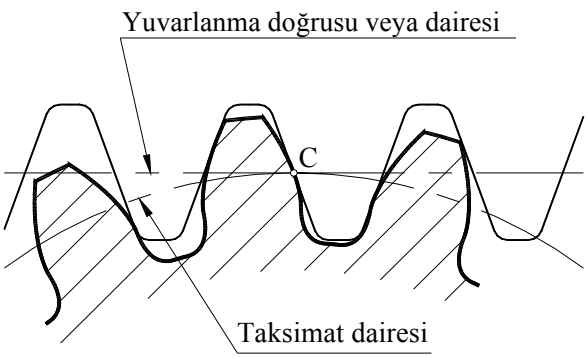
Taksimat dairesi veya taksimat silindiri;
a) düz dişli çarklarda: $d = m \cdot z$
b) helis dişli çarklarda: $d = m_t \cdot z$
Taksimat dairesi ne profil nede eksenler kaydırması ile değişir, daima aynen kalır.

Yanak doğrusu Düz dişli çarkın eksenini eksen kabul eden ve taksimat daire-sinden geçen silindirin yanaklar ile oluşan kesit doğrusuna verilen isimdir.

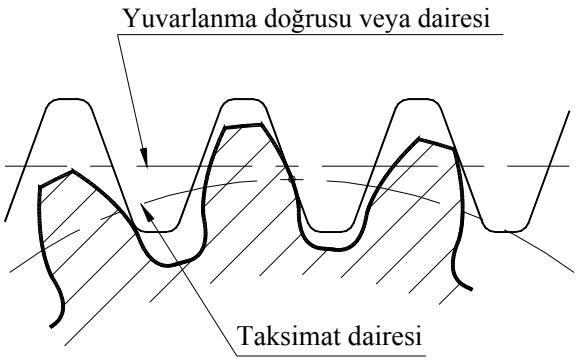
Yuvarlanma silindiri Bu silindirin ekseni ile dişli çarkın ekseni aynıdır. Profil ve eksen kaydırması olmayan dişli çiftinde bu silindir taksimat silindiri ile aynıdır. Kremayer dişli de taksimat silindiri taksimat düzlemi olur.

0.6 Dişlilerin eşlendirilmesi

Üretim esnasında dişli çiftleri şu şekilde oluşur;



Şekil 48, kaydırmasız dişli



Şekil 49, kaydırmalı dişli

Sıfır dişliler Taksimat ile yuvarlanma dairesi çakışmıssa, bu dişliye "**Sıfır dişli**" denir ve bu dişlide profil kaydırması yoktur (Şekil 48).

V-Dişliler Yuvarlanma dairesi taksimat dairesine göre belirli bir miktarda kaydırılmışsa, bu dişliye "**V-Dişli**" denir ve bu dişlide profil kaydırması vardır (Şekil 49).

0.7 Kademe çeşitleri

Beraber çalışan dişli çiftine **dişli kademesi** denilir. Bu kitapta bunu yalnız "**kademe**" olarak tanımlayacağız.

Sıfır-Kademe Normal kaydırmasız kademe. İki sıfır dişlinin eşlendirilmesiyle oluşur.

V-Sıfır-Kademe İki profil kaydırmalı dişlilerin eşlendirilmesiyle oluşur. Burada profil kaydırma değeri aynı büyüklükte olup, bir dişlide + diğer dişlide – dir. Yani $x_1+x_2 = 0$ ve $x_1 = -x_2$ dir.

V-Kademe İki profil kaydırmalı dişlilerin eşlendirilmesiyle oluşur. Burada profil kaydırma değeri her dişli için serbest alınmıştır. Yani x_1+x_2 = çeşitli ve $x_1 \neq x_2$ dir. Profil kaydırması "v", profil kaydırma faktörü " x " ve Modul " m " ile bulunur.

0.8 Diş profili konstruksiyonu için örnekler

FE- Metodu (Bilgi sayarda sonsuz elemanlar sistemi ile yapılan hesaplar) ile dişli mukavemet hesapları yapabilmek için diş profili konstruksiyonu gereklidir.
Aşağıda verilen değerlerle gereken dişli profillerinin konstruksiyonunu yapınız.

0.8.1 Problem örnekleri

0.8.1.1 Örnek 1, Profil kaydırmasız düz dişli

$z_1 = 17$

$m_n = 6$ mm

$\alpha_n = 20°$

Referans profili DIN 867

0.8.1.2 Örnek 2, Profil kaydırmasız, alt kesimli düz dişli

$z_1 = 9$

$m_n = 20$ mm

$\alpha_n = 20°$

Referans profili DIN 867

0.8.1.3 Örnek 3, Profil kaydırmalı düz dişli

$z_1 = 17$

$m_n = 6$ mm

$\alpha_n = 20°$

$x_1 = +0{,}25$

Referans profili DIN 867

0.8.1.4 Örnek 4, Profil kaydırmasız helis dişli,

$z_1 = 17$

$m_n = 6$ mm

$\alpha_n = 20°$

$\beta = 13{,}0029°$, sağ helis

Referans profili DIN 867

0.8.1.5 Örnek 5, Profil kaydırmalı helis dişli

$z_1 = 17$

$m_n = 6$ mm

$\alpha_n = 20°$

$\beta = 13{,}0029°$, sağ helis

$x_1 = +0{,}25$

$k.m_n = +0{,}005220$

Referans profili DIN 867

0.8.2 Çözümler

0.8.2.1 Örnek 1, Profil kaydırmasız düz dişli

0. Hazırlık:

Diş sayısı	$z_1 = 17$
Nornal modül	$m_n = 6$ mm
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$
Referans profili	DIN 867

Taksimat dairesi çapı	$d = z \cdot m_n$	$d = 102$ mm
Yarı çapı	$r = 0{,}5 \cdot d$	$r = 51$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = d \cdot \cos \alpha_n$	$d_b = 95{,}848647$ mm
Yarı çapı	$r_b = 0{,}5 \cdot d_b$	$r_b = 47{,}924324$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = d + 2 \cdot m_n$	$d_a = 114$ mm
Yarı çapı	$r_a = 0{,}5 \cdot d_a$	$r_a = 57$ mm

Çizim : d, d_b, d_a ve d_f çizilir. C, T ve M noktaları belirlenir.

CT boyu ölçülür : CT = 17,44302731 mm

CT nin eşdeğer açısı " α_b " hesaplanır.

$\pi . d_b$	360°	$\alpha_b = \dfrac{CT \cdot 360}{\pi \cdot d_b}$	$\alpha_b = 20{,}85°$
CT	$\alpha_b°$		

MT doğru parçasının açısı CMT yi yelkovan istikametinde çizelim. Temel dairesi ile kesiştiği " P " noktası yanak evolvent profilinin başlangıç noktasıdır.

1. Adım :
Kavrama noktası "C" de referanz profilini çizelim. Profil kaydırmasız olduğundan taksimat dairesi ile takımın taksimat doğrusu C noktasında kesişir.

Takımın diş üstü yüksekliği	$h_{a0} = 1{,}25 \cdot m_n$	$h_{a0} = 7{,}5$ mm
Takımın diş kalınlığı	$s_d = m_n \cdot \pi / 2$	$s_d = 9{,}42477$ mm
Takımın diş üstü yarı çapı	$\rho_{a0} = 0{,}25 \cdot m_n$	$\rho_{a0} = 1{,}5$ mm

2. Adım :

" P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu
Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2db} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_b}{360} \qquad b_{2db} = 1{,}672 \text{ mm}$$

3. Adım :
" P " noktası ile yanak profili konstruksiyonu.

4. Adım :

" C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu
Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2d} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{360} \qquad b_{2d} = 1{,}780 \text{ mm}$$

5. Adım :
Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

6. Adım :
Uşak eğrisi "b" yi ρ_{0a} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

7. Adım :
Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi "b" nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.

8. Adım :
Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.

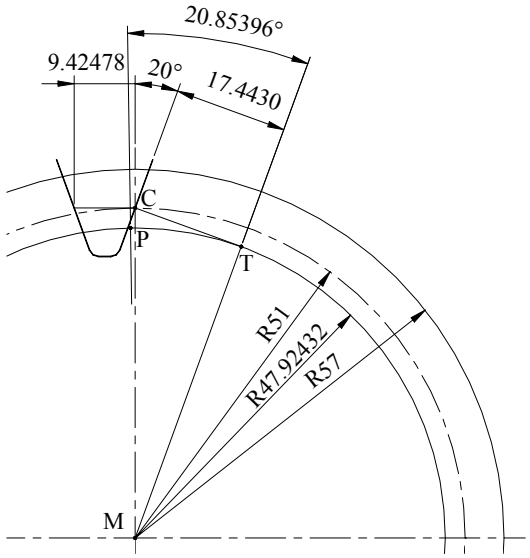
Diş kalınlığı $s_d = t/2 = m_n \cdot \pi / 2$ $s_d = 9{,}424778$ mm

9. Adım :
Tam diş profilinin konstruksiyonu, yani, Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

10. Adım :
17 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 17 defa kopya etme.

Çözüm:

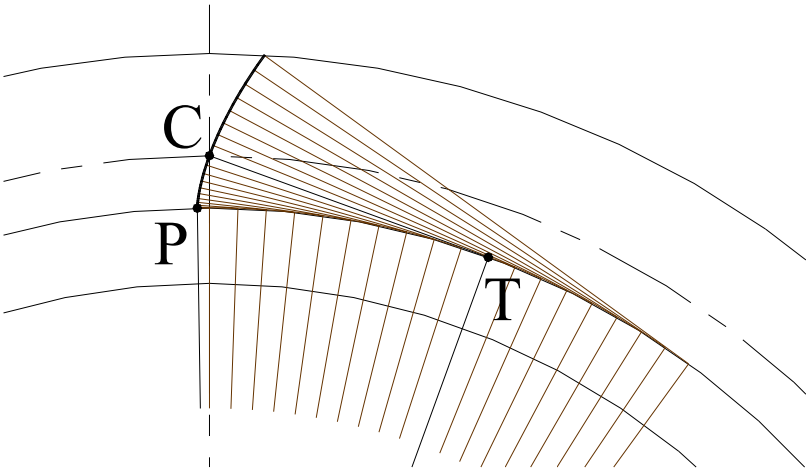
0. ve 1. Adım, Hazırlama



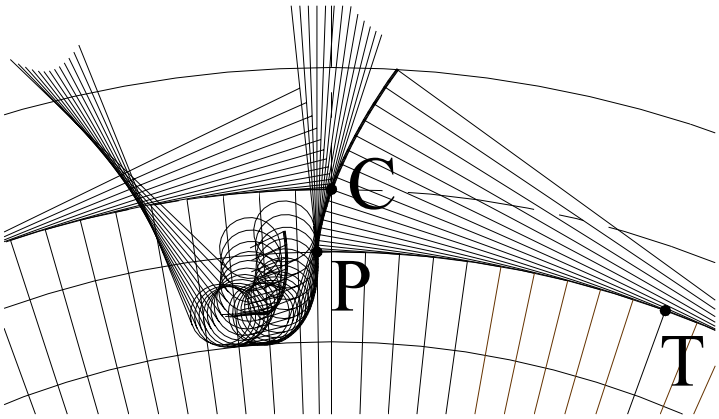
Diş sayısı	$z =$	17
Normal modül	$m_n =$	6 mm
Kavrama açısı	$\alpha_n =$	20°
Taksimat dairesi çapı	$d =$	102 mm
Temel dairesi çapı	$d_b =$	95,84.. mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a =$	114 mm

Şekil 50, Örnek 1, hazırlama

2. **ve 3. Adım,** " P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyo-nu
4. **Adım :** " C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu



Şekil 51, Evolvente

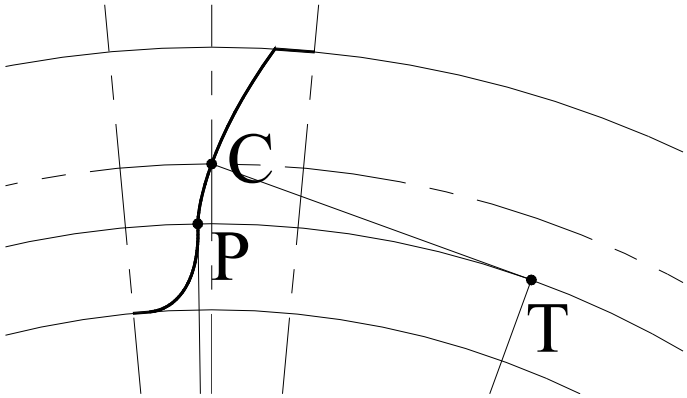


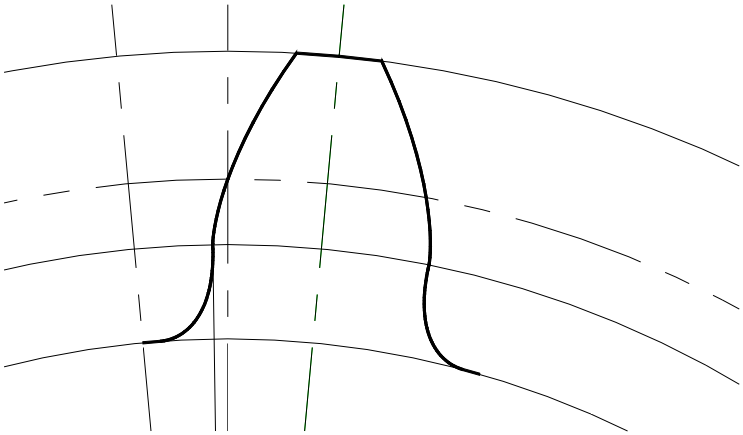
5. **Adım :** Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleş-tirilmesiyle çizimi.
6. **Adım :** Uşak eğrisi "b" yi ρ_{0a} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiy-le çizimi.

Şekil 52, Uşak eğrisi

7. **Adım :** Yanak profilinin kons-truksiyonu. Yani, uşak eğrisi "b" nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.
8. **Adım :** Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığı-nın hesaplanması.

Şekil 53, Yarım profil

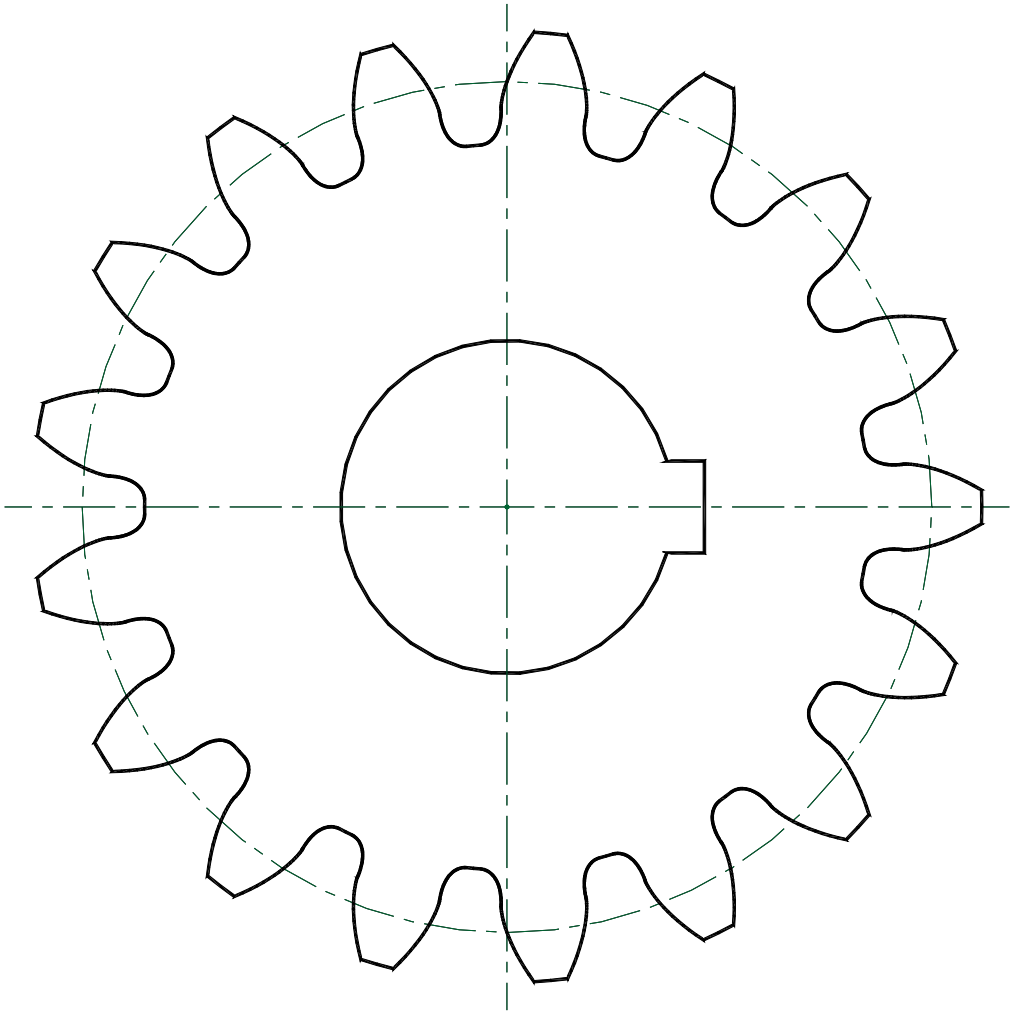




9. **Adım :** Tam diş profilinin kons-truksiyonu. Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

Şekil 54, Tam diş

10. Adım : 17 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 17 defa kopya etme.



Şekil 55, Dişli z = 17, m = 6mm

Diş sayısı	$z = 17$
Normal modül	$m_n = 6$ mm
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$
Taksimat dairesi çapı	$d = 102$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = 95{,}84..$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = 114$ mm

Taban dairesi çapı kendiliğinden çıkar.

0.8.2.2 Örnek 2, Profil kaydırmasız, alt kesimli düz dişli

0. Hazırlık:

Diş sayısı	$z_1 = 9$	
Nornal modül	$m_n = 20$ mm	
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$	
Referans profili	DIN 867	
Taksimat dairesi çapı	$d = z \cdot m_n$	$d = 180$ mm
Yarı çapı	$r = 0{,}5 \cdot d$	$r = 90$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = d \cdot \cos \alpha_n$	$d_b = 169{,}144672$ mm
Yarı çapı	$r_b = 0{,}5 \cdot d_b$	$r_b = 84{,}572336$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = d + 2 \cdot m_n$	$d_a = 220$ mm
Yarı çapı	$r_a = 0{,}5 \cdot d_a$	$r_a = 110$ mm

Çizim : d, d_b, d_a ve d_f çizilir. C, T ve M noktaları belirlenir.

CT boyu ölçülür : CT = 30,78181254 mm

CT nin eşdeğer açısı " α_b " hesaplanır.

$\pi . d_b$	360°	$\alpha_b = \dfrac{CT \cdot 360}{\pi \cdot d_b}$	$\alpha_b = 20{,}853958°$
CT	$\alpha_b°$		

MT doğru parçasının açısı CMT yi yelkovan istikametinde çizelim. Temel dairesi ile kesiştiği " P " noktası yanak evolvent profilinin başlangıç noktasıdır.

1. Adım :

Kavrama noktası "C" de referans profilini çizelim.
Profil kaydırmasız olduğundan taksimat dairesi ile takımın taksimat doğrusu C noktasında kesişir.

Takımın diş üstü yüksekliği	$h_{a0} = 1{,}25 \cdot m_n$	$h_{a0} = 25$ mm
Takımın diş kalınlığı	$s_d = m_n \cdot \pi / 2$	$s_d = 31{,}415927$ mm
Takımın diş üstü yarı çapı	$\rho_{a0} = 0{,}25 \cdot m_n$	$\rho_{a0} = 5$ mm

2. Adım :

" P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu
Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2db} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_b}{360} \qquad b_{2db} = 2{,}95213143 \text{ mm}$$

3. Adım :

" P " noktası ile yanak profili konstruksiyonu.

4. Adım :

" C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu
Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2d} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{360} \qquad b_{2d} = 3{,}1415926.. \text{ mm}$$

5. Adım :

Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

6. Adım :

Uşak eğrisi "b" yi ρ_{a0} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

7. Adım :

Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi “b” nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.

8. Adım :

Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.

Diş kalınlığı $s_d = t/2 = m_n \cdot \pi / 2$ $s_d = 31{,}415927$ mm

9. Adım :

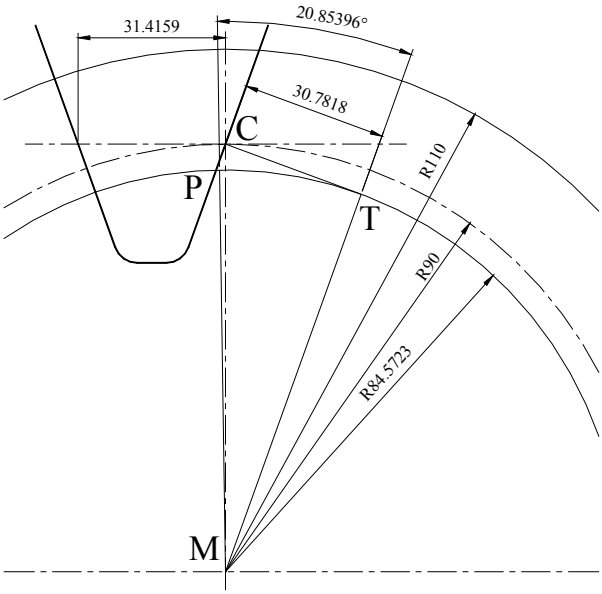
Tam diş profilinin konstruksiyonu, yani, Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

10. Adım :

9 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 9 defa kopya etme.

Çözüm:

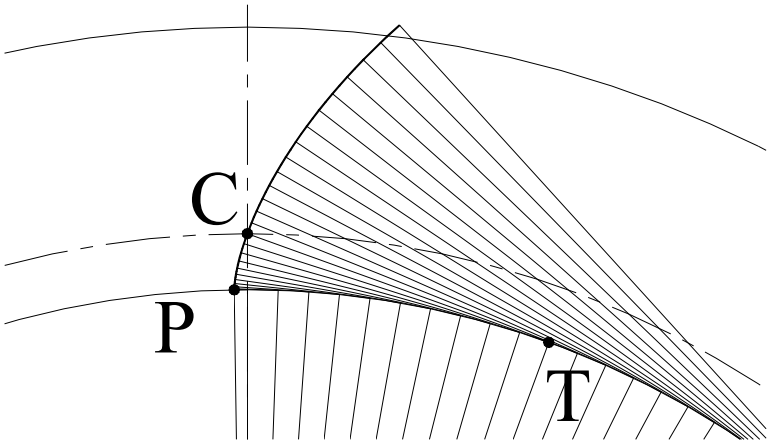
0. ve 1. Adım, Hazırlama



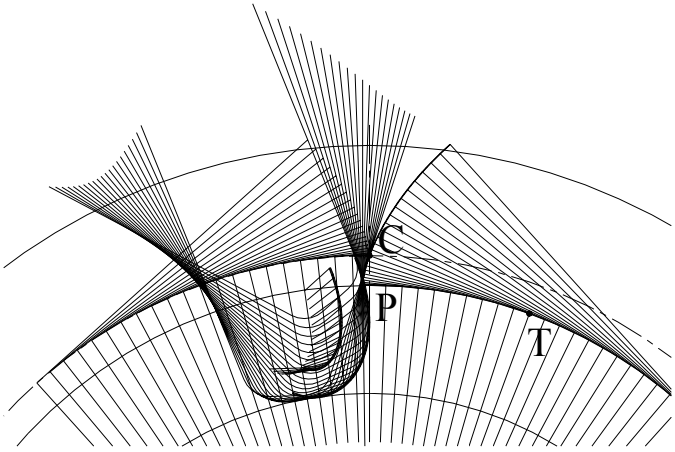
Şekil 56, Örnek 2, hazırlama

Diş sayısı	$z = 9$
Normal modül	$m_n = 20$ mm
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$
Taksimat dairesi çapı	$d = 180$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = 169{,}144..$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = 220$ mm

2. **ve 3. Adım,** “ P “ noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu
4. **Adım :** “ C “ noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu



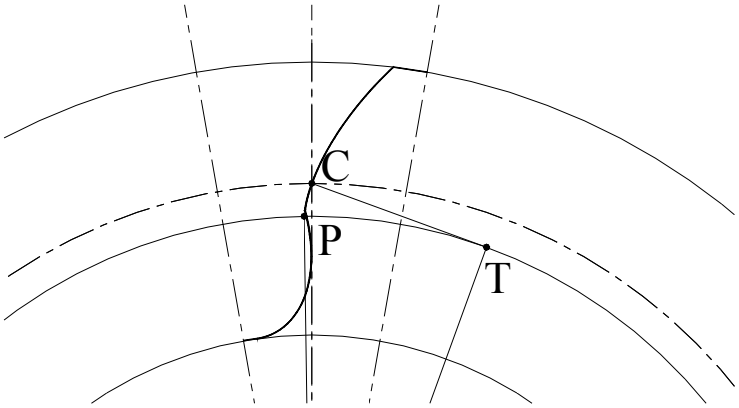
Şekil 57, Evolvente



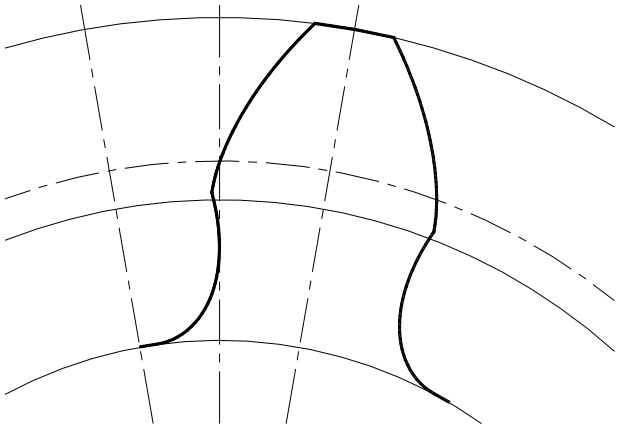
5. **Adım :** Uşak eğrisi “a” yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.
6. **Adım :** Uşak eğrisi “b” yi ρ_{0a} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

Şekil 58, Uşak eğrisi

7. **Adım :** Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi “b” nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.
8. **Adım :** Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.



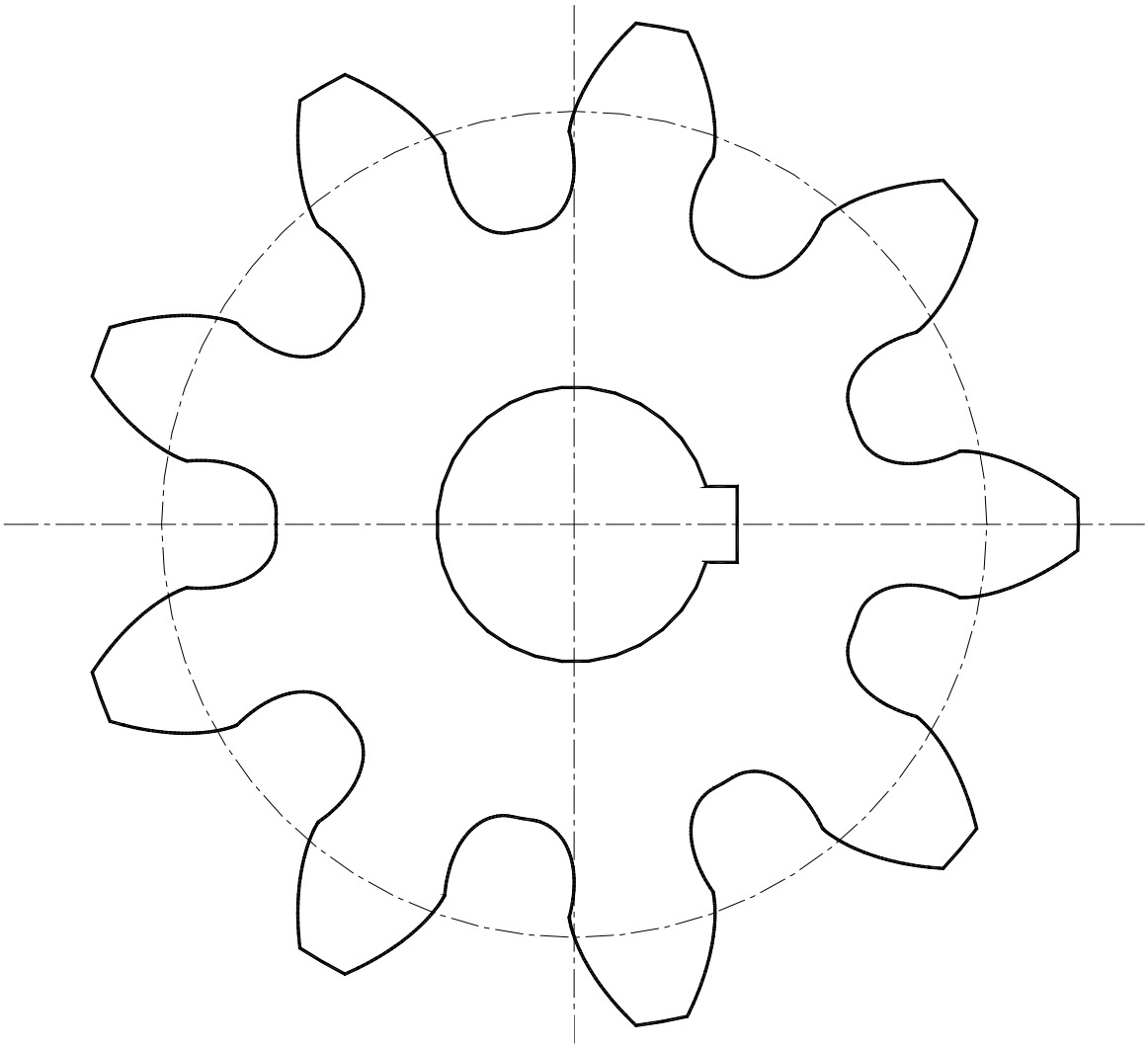
Şekil 59, Yarım profil



9. **Adım :** Tam diş profilinin konstruksiyonu. Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

Şekil 60, Tam diş

10. Adım : 9 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 9 defa kopya etme.



Şekil 61, Dişli z = 9, m = 20 mm

Diş sayısı	$z = 9$
Normal modül	$m_n = 20$ mm
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$
Taksimat dairesi çapı	$d = 180$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = 169{,}14..$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = 220$ mm

Taban dairesi çapı kendiliğinden çıkar.

0.8.2.3 Örnek 3, , Profil kaydırmalı düz dişli

0. Hazırlık:

Diş sayısı	$z_1 = 17$	
Nornal modül	$m_n = 6$ mm	
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$	
Kaydırma faktörü	$x = + 0,25$	
Referans profili	DIN 867	
Taksimat dairesi çapı	$d = z \cdot m_n$	$d = 102$ mm
Yarı çapı	$r = 0,5 \cdot d$	$r = 51$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = d \cdot \cos \alpha_n$	$d_b = 95,848647$ mm
Yarı çapı	$r_b = 0,5 \cdot d_b$	$r_b = 47,924324$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = d + 2 \cdot m_n$	$d_a = 117$ mm
Yarı çapı	$r_a = 0,5 \cdot d_a$	$r_a = 58,5$ mm

Çizim : d, d_b, d_a ve d_f çizilir. C, T ve M noktaları belirlenir.

CT boyu ölçülür : CT = 17,44302731 mm

CT nin eşdeğer açısı " α_b " hesaplanır.

$\pi . d_b$	360°	$\alpha_b = \dfrac{CT \cdot 360}{\pi \cdot d_b}$	$\alpha_b = 20,85395829°$
CT	$\alpha_b°$		

MT doğru parçasının açısı CMT yi yelkovan istikametinde çizelim. Temel dairesi ile kesiştiği " P " noktası yanak evolvent profilinin başlangıç noktasıdır.

1. Adım :

Kavrama noktası " C " de referans profilini çizelim. Profil kaydırmalı olduğundan taksimat dairesi ile takımın taksimat doğrusuarasında " $v = x \cdot m_n$ " mesafesi bulunur (Şekil 38).

Takımın diş üstü yüksekliği	$h_{a0} = 1,25 \cdot m_n$	$h_{a0} = 7,5$ mm
Takımın diş kalınlığı	$s_d = m_n \cdot \pi / 2$	$s_d = 9,424778$ mm
Takımın diş üstü yarı çapı	$\rho_{a0} = 0,25 \cdot m_n$	$\rho_{a0} = 1,5$ mm
	$v = x \cdot m_n$	$v = 1,5$ mm

2. Adım :

" P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu
Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2db} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_b}{360} \qquad b_{2db} = 1,6728744793 \text{ mm}$$

3. Adım :

" P " noktası ile yanak profili konstruksiyonu.

4. Adım :

" C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu
Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2d} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{360} \qquad b_{2d} = 1,780235837.. \text{ mm}$$

5. Adım :

Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

6. Adım :

Uşak eğrisi "b" yi ρ_{a0} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

7. Adım :

Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi "b" nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.

8. Adım :

Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.

Diş kalınlığı $s_d = t/2 = m_n \cdot \pi / 2$ $s_d = 9{,}424778$ mm

9. Adım :

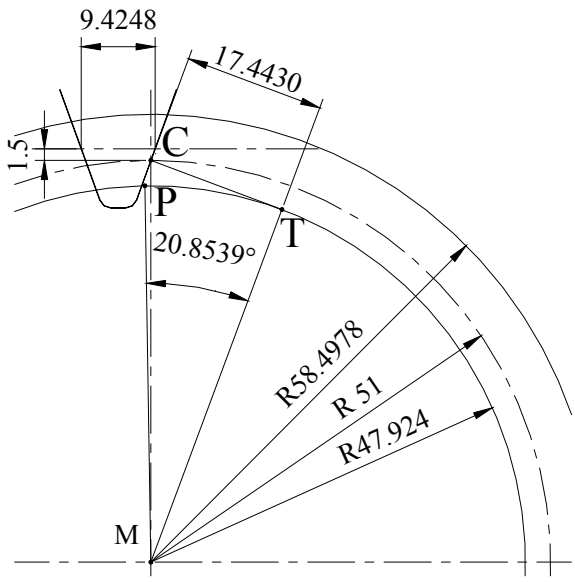
Tam diş profilinin konstruksiyonu, yani, Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

10. Adım :

17 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 17 defa kopya etme.

Çözüm:

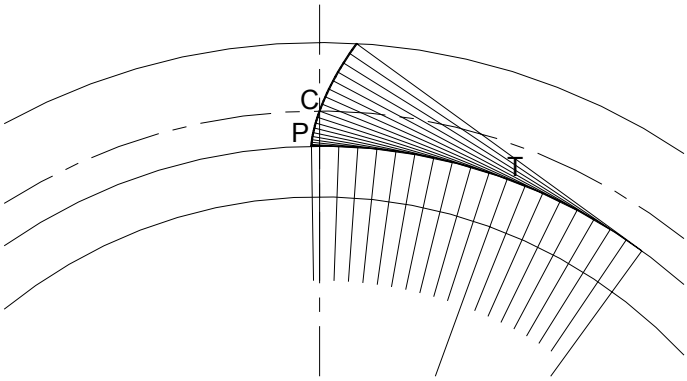
0. ve 1. Adım, Hazırlama



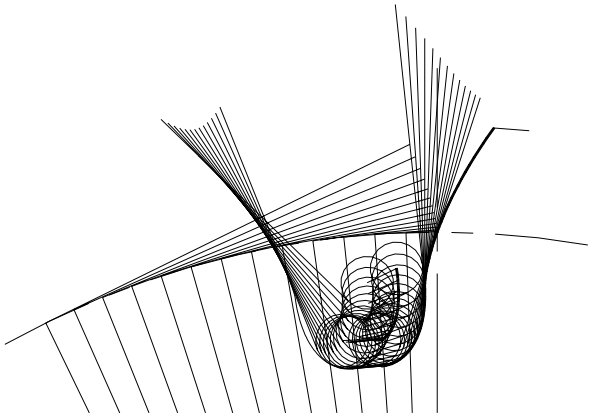
Diş sayısı	$z = 17$
Normal modül	$m_n = 6$ mm
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$
Kaydırma faktörü	$x = +0{,}25$
Taksimat dairesi çapı	$d = 102$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = 95{,}84..$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = 116{,}99..$ mm

Şekil 62, Örnek 3, hazırlama

2. **ve 3. Adım,** " P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu
4. **Adım :** " C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu



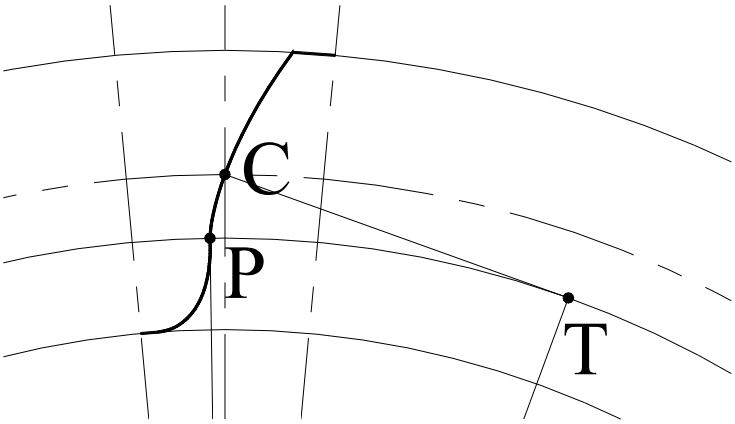
Şekil 63, Evolvente



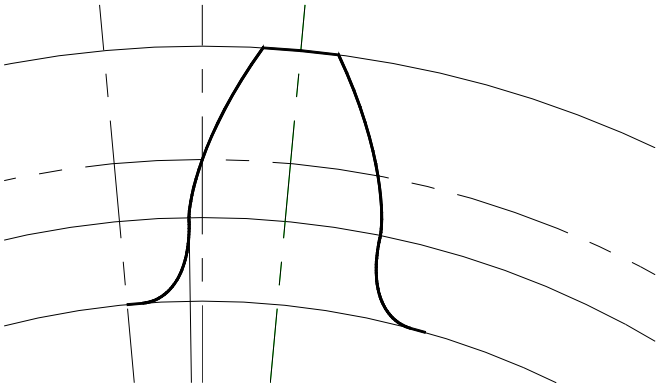
5. **Adım :** Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.
6. **Adım :** Uşak eğrisi "b" yi ρ_{0a} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

Şekil 64, Uşak eğrisi

7. **Adım :** Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi "b" nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.
8. **Adım :** Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.



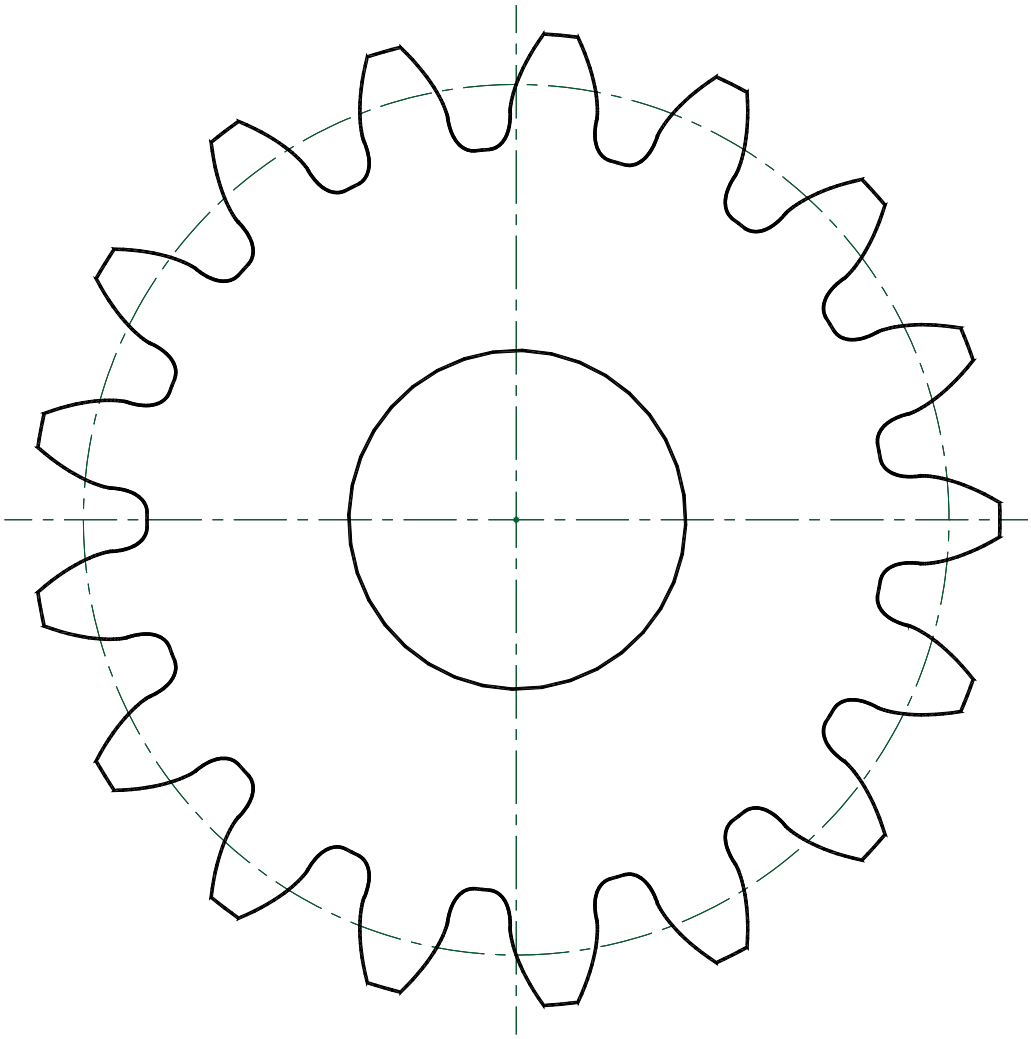
Şekil 65, Yarım profil



9. **Adım :** Tam diş profilinin konstruksiyonu. Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

Şekil 66, Tam diş

10. Adım : 17 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 17 defa kopya etme.



Şekil 67, Dişli z = 17, m = 6mm, x = +0,25

Diş sayısı	$z = 17$
Normal modül	$m_n = 6$ mm
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$
Kaydırma faktörü	$x = +0,25$
Taksimat dairesi çapı	$d = 102$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = 95,84..$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = 116,99..$ mm

Taban dairesi çapı kendiliğinden çıkar.

0.8.2.4 Örnek 4, , Profil kaydırmasız helis dişli

0. Hazırlık:

Diş sayısı	$z_1 = 17$	
Nornal modül	$m_n = 6mm$	
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$	
Helis açısı	$\beta = 13{,}0029°$	
Referans profili	DIN 867	
Taksimat dairesi çapı	$d = z \,.\, m_n / \cos\beta$	$d = 104{,}684242$ mm
Yarı çapı	$r = 0{,}5 \,.\, d$	$r = 52{,}342121$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = d \,.\, \cos \alpha_t$	$d_b = 98{,}065628$ mm
Yarı çapı	$r_b = 0{,}5 \,.\, d_b$	$r_b = 49{,}032814$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = d + 2 \,.\, m_n$	$d_a = 116{,}684242$ mm
Yarı çapı	$r_a = 0{,}5 \,.\, d_a$	$r_a = 58{,}342121$ mm

Çizim : d, d_b, d_a ve d_f çizilir. C, T ve M noktaları belirlenir.

CT boyu ölçülür : CT = 18,3161345 mm

CT nin eşdeğer açısı " α_b " hesaplanır.

$\pi.d_b$	360°	$\alpha_b = \dfrac{CT \cdot 360}{\pi \cdot d_b}$	$\alpha_b = 21{,}4027529°$
CT	$\alpha_b°$		

MT doğru parçasının açısı CMT yi yelkovan istikametinde çizelim. Temel dairesi ile kesiştiği " P " noktası yanak evolvent profilinin başlangıç noktasıdır.

1. Adım :

Kavrama noktası " C " de referans profilini çizelim:

Profil kaydırmasız olduğundan taksimat dairesi ile takımın taksimat doğrusu C noktasında kesişir.

Takımın diş üstü yüksekliği	$h_{a0} = 1{,}25 \,.\, m_n$	$h_{a0} = 7{,}5$ mm
Takımın diş kalınlığı	$s_d = m_t \,.\, \pi / 2$	$s_d = 9{,}672801$ mm
Takımın diş üstü yarı çapı	$\rho_{a0} = 0{,}25 \,.\, m_n$	$\rho_{a0} = 1{,}5$ mm

2. Adım :

" P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu

Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2db} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_b}{360} \qquad b_{2db} = 1{,}7115680954 \text{ mm}$$

3. Adım :

" P " noktası ile yanak profili konstruksiyonu.

4. Adım :

" C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu

Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2d} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{360} \qquad b_{2d} = 1{,}8270847047 \text{ mm}$$

5. Adım :

Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

6. Adım :

Uşak eğrisi "b" yi ρ_{a0} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

7. Adım :

Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi "b" nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.

8. Adım :

Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.

Diş kalınlığı $s_d = t/2 = m_t \cdot \pi / 2$ $s_d = 9{,}67280138$ mm

9. Adım :

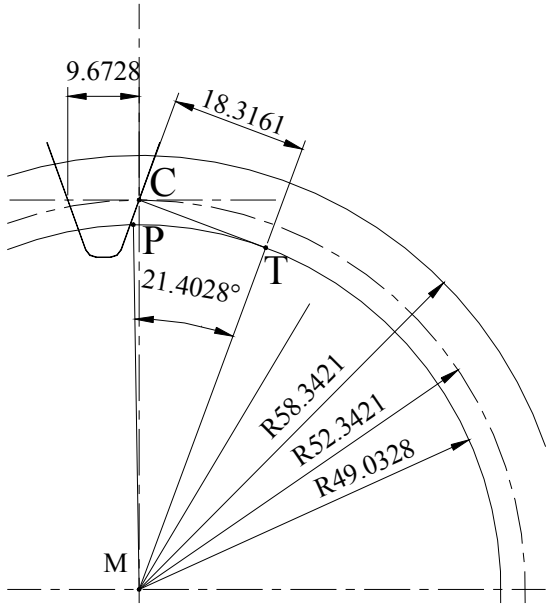
Tam diş profilinin konstruksiyonu, yani, Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

10. Adım :

17 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 17 defa kopya etme.

Çözüm:

0. ve 1. Adım, Hazırlama

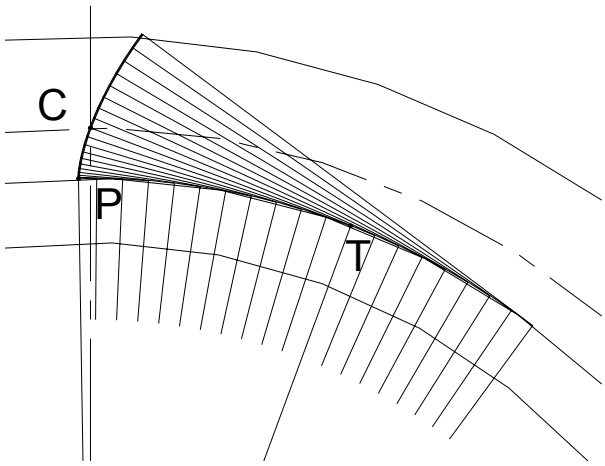


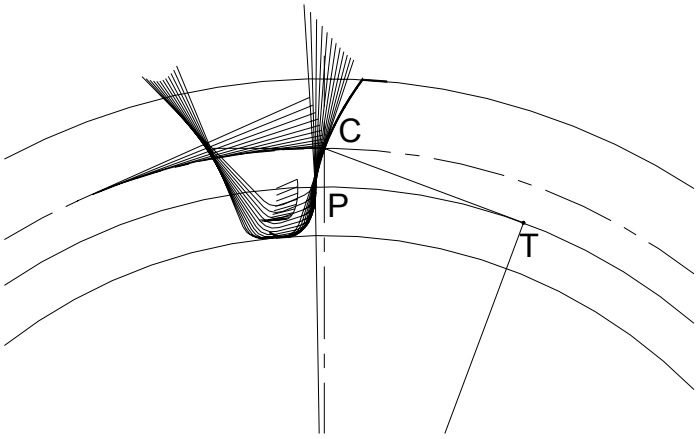
Diş sayısı	$z = 17$
Normal modül	$m_n = 6$ mm
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$
Helis açısı	$\beta = 13{,}0029°$
Taksimat dairesi çapı	$d = 104{,}68$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = 98{,}06..$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = 116{,}68..$ mm

Şekil 68, Örnek 4, hazırlama

2. **ve 3. Adım,** " P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu
4. **Adım :** " C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu

Şekil 69, Evolvente



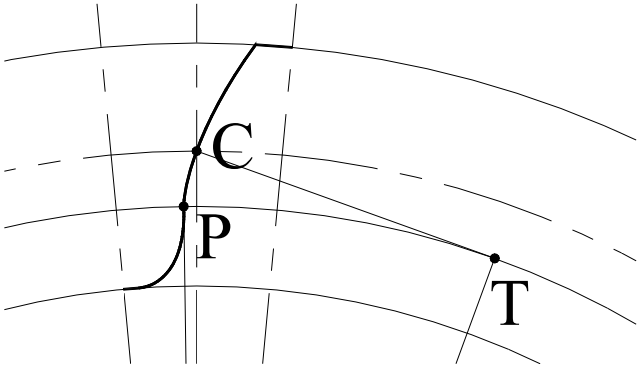


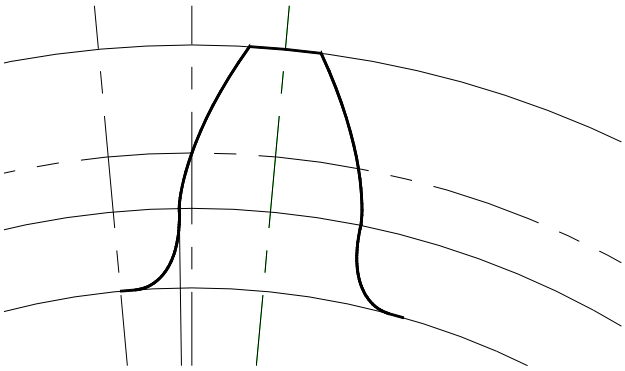
5. **Adım :** Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.
6. **Adım :** Uşak eğrisi "b" yi ρ_{0a} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

Şekil 70, Uşak eğrisi

7. **Adım :** Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi "b" nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.
8. **Adım :** Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.

Şekil 71, Yarım profil

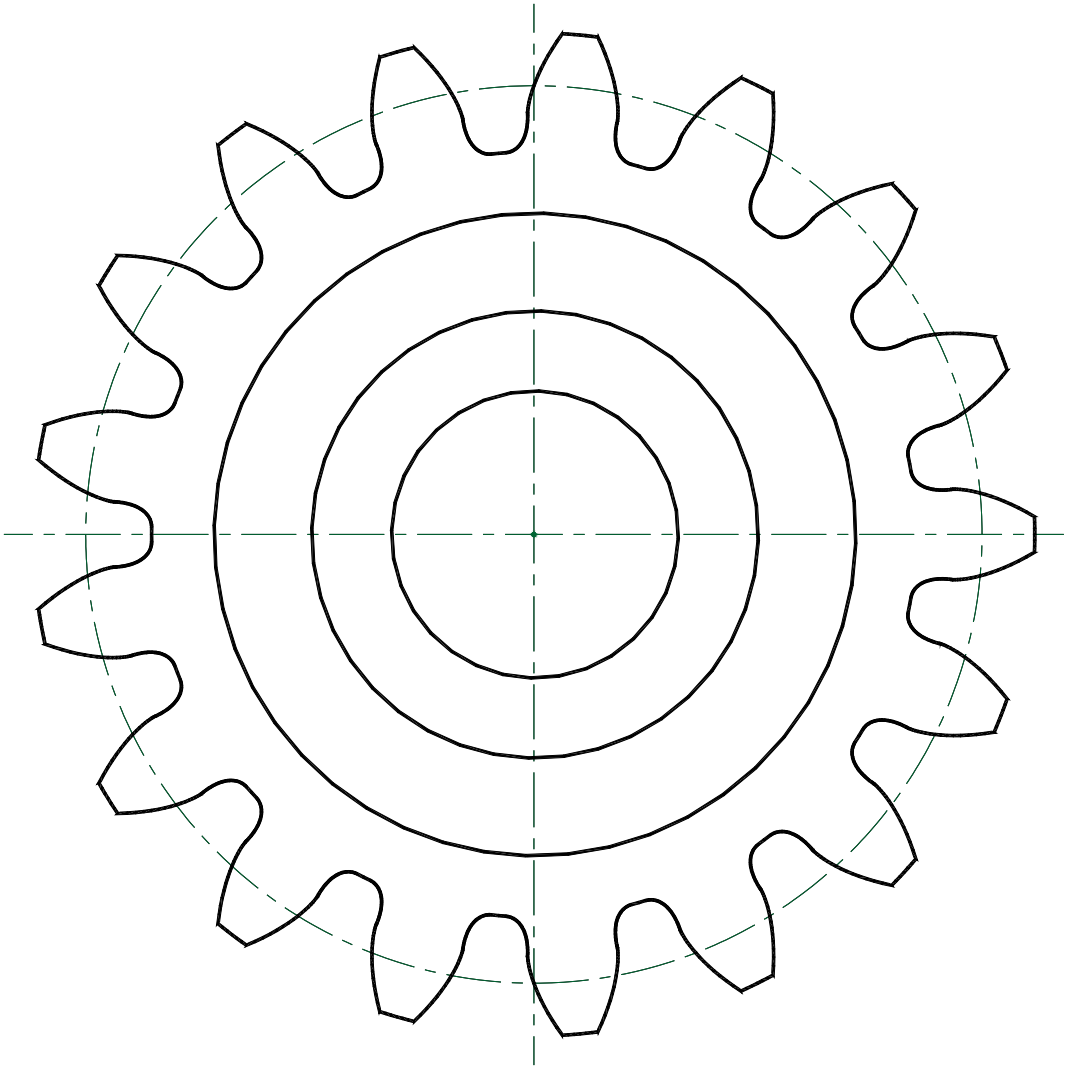




9. **Adım :** Tam diş profilinin konstruksiyonu. Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

Şekil 72, Tam diş

10. Adım : 17 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 17 defa kopya etme.



Şekil 73, Dişli z = 17, m = 6mm, β = 13,0029°

Diş sayısı	$z = 17$
Normal modül	$m_n = 6$ mm
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$
Kaydırma faktörü	$\beta = 13{,}0029°$
Taksimat dairesi çapı	$d = 104{,}68$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = 98{,}06..$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = 116{,}68..$ mm

Taban dairesi çapı kendiliğinden çıkar.

0.8.2.5 Örnek 5, , Profil kaydırmalı helis dişli

0. Hazırlık:

Diş sayısı	$z_1 = 17$	
Nornal modül	$m_n = 6mm$	
Kavrama açısı	$\alpha_n = 20°$	
Helis açısı	$\beta = 13{,}0029°$	
Kaydırma faktörü	$x = +0{,}25$	
Kafa kısaltması	$k.m_n = 0{,}005220$ mm	
Referans profili	DIN 867	
Taksimat dairesi çapı	$d = z \,.\, m_n / \cos\beta$	$d = 104{,}684242$ mm
Yarı çapı	$r = 0{,}5 \,.\, d$	$r = 52{,}342121$ mm
Temel dairesi çapı	$d_b = d \,.\, \cos\alpha_t$	$d_b = 98{,}065628$ mm
Yarı çapı	$r_b = 0{,}5 \,.\, d_b$	$r_b = 49{,}032814$ mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a = d + 2.m_n.(1+x) - 2.km_n$	$d_a = 119{,}673802$ mm
Yarı çapı	$r_a = 0{,}5 \,.\, d_a$	$r_a = 59{,}8369$ mm

Çizim : d, d_b, d_a ve d_f çizilir. C, T ve M noktaları belirlenir.

CT boyu ölçülür : CT = 18,19909011 mm

CT nin eşdeğer açısı " α_b " hesaplanır.

$\pi.d_b$ 360°

CT α_b°

$$\alpha_b = \frac{CT \cdot 360}{\pi \cdot d_b}$$

$\alpha_b = 21{,}26598429°$

MT doğru parçasının açısı CMT yi yelkovan istikametinde çizelim. Temel dairesi ile kesiştiği " P " noktası yanak evolvent profilinin başlangıç noktasıdır.

1. Adım :

Kavrama noktası " C " de referans profilini çizelim. Profil kaydırmalı olduğundan taksimat dairesi ile takımın taksimat doğrusuarasında " $v = x \,.\, m_n$ " mesafesi bulunur (**Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.**).

Takımın diş üstü yüksekliği	$h_{a0} = 1{,}25 \,.\, m_n$	$h_{a0} = 7{,}5$ mm
Alın kavrama açısı	$\alpha_t = a\tan\cdot(\tan\alpha_n / \cos\beta)$	
Takımın diş kalınlığı	$s_d = m_t \,.\, \pi / 2$	$s_d = 9{,}183$ mm
Takımın diş üstü yarı çapı	$\rho_{a0} = 0{,}25 \,.\, m_n$	$\rho_{a0} = 1{,}5$ mm
Kaydırma	$v = m_n \,.\, x$	$v = 1{,}5$ mm

2. Adım :

" P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu

Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2db} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_b}{360}$$

$b_{2db} = 1{,}7168980146$ mm

3. Adım :

" P " noktası ile yanak profili konstruksiyonu.

4. Adım :

" C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu

Yay boyu = teğet boyu 2°, 4°, 6°, ... açılara göre

$$b_{2d} = \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{360}$$

$b_{2d} = 1{,}8270847047$ mm

5. Adım :

Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

6. Adım :

Uşak eğrisi "b" yi ρ_{a0} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

7. Adım :

Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi "b" nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.

8. Adım : Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.

Diş kalınlığı	$s_d = t/2 = m_t \,.\, (\pi / 2+2.x.\tan \alpha_n)$	$s_d =$ 10,79344691 mm
Tam diş açısı	$\alpha_z = 360/z$	$\alpha_z =$ 21,17647059°
Yarım diş açısı	$\alpha_{z2} = \alpha_z /2$	$\alpha_{z2} =$ 10,58823529°

9. Adım :

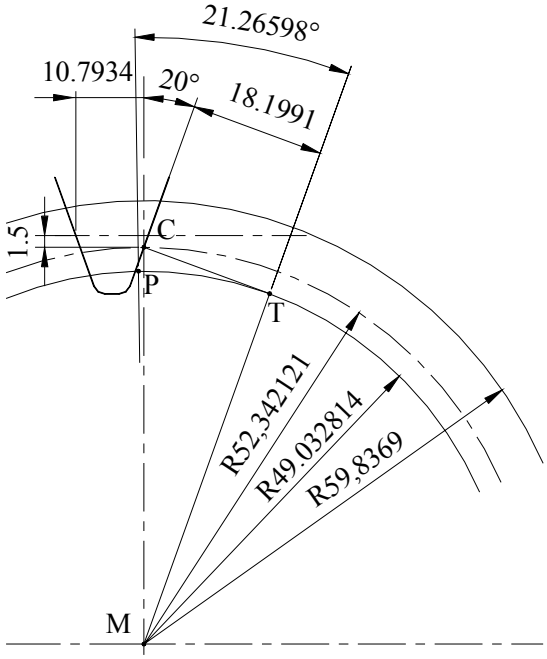
Tam diş profilinin konstruksiyonu, yani, Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

10. Adım :

17 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 17 defa kopya etme.

Çözüm:

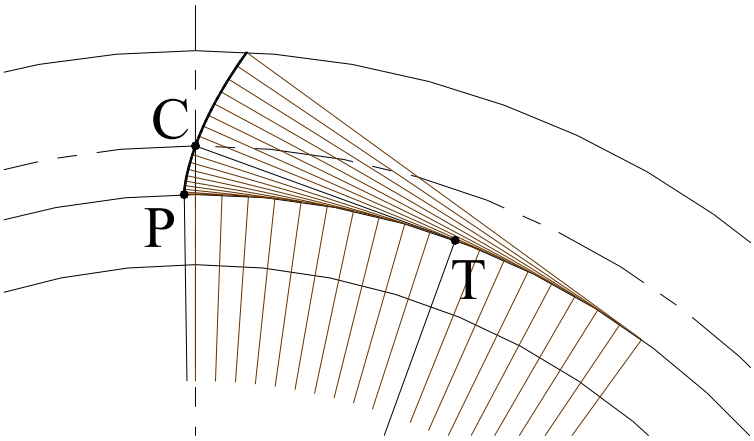
0. ve 1. Adım, Hazırlama



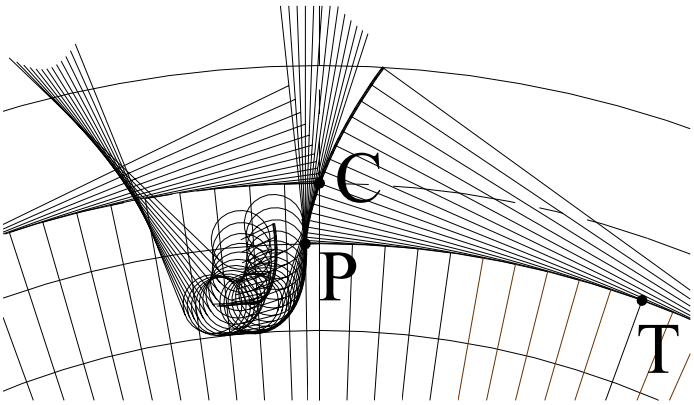
Şekil 74, Örnek 5, hazırlama

Diş sayısı	$z = 17$
Normal modül	$m_n =$ 6 mm
Kavrama açısı	$\alpha_n =$ 20°
Helis açısı	$\beta =$ 13,0029°
Kaydırma faktörü	$x = +0{,}25$
Taksimat dairesi çapı	$d =$ 104,68 mm
Temel dairesi çapı	$d_b =$ 98,06.. mm
Diş üstü dairesi çapı	$d_a =$ 119,67.. mm
Kafa kısaltması	$km_n =$ 0,00522 mm

2. **ve 3. Adım,** " P " noktasından temel dairesine göre evolvent konstruksiyonu
4. **Adım :** " C " noktasından taksimat dairesine göre evolvent konstruksiyonu



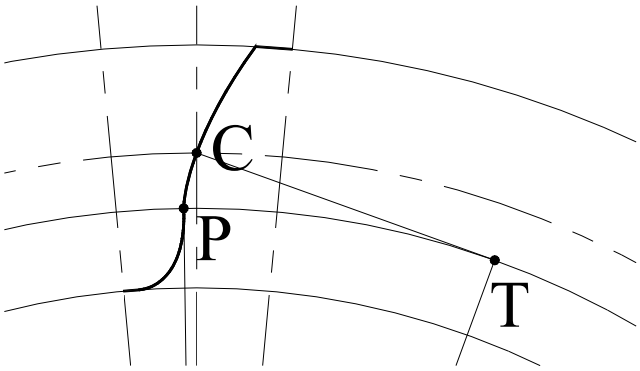
Şekil 75, Evolvente



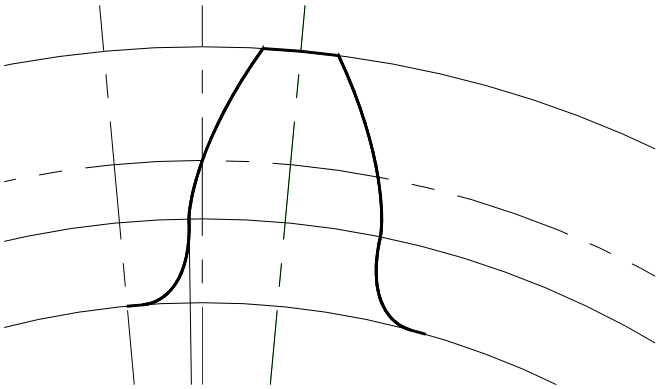
5. **Adım :** Uşak eğrisi "a" yı takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.
6. **Adım :** Uşak eğrisi "b" yi ρ_{0a} kadar mesafeli olarak takım diş üstü yarı çapı merkezlerinin birleştirilmesiyle çizimi.

Şekil 76, Uşak eğrisi

7. **Adım :** Yanak profilinin konstruksiyonu. Yani, uşak eğrisi "b" nin temel dairesi evolventi ile birleştirilmesi.
8. **Adım :** Yarım diş profilinin konstruksiyonu. Diş kalınlığının hesaplanması.



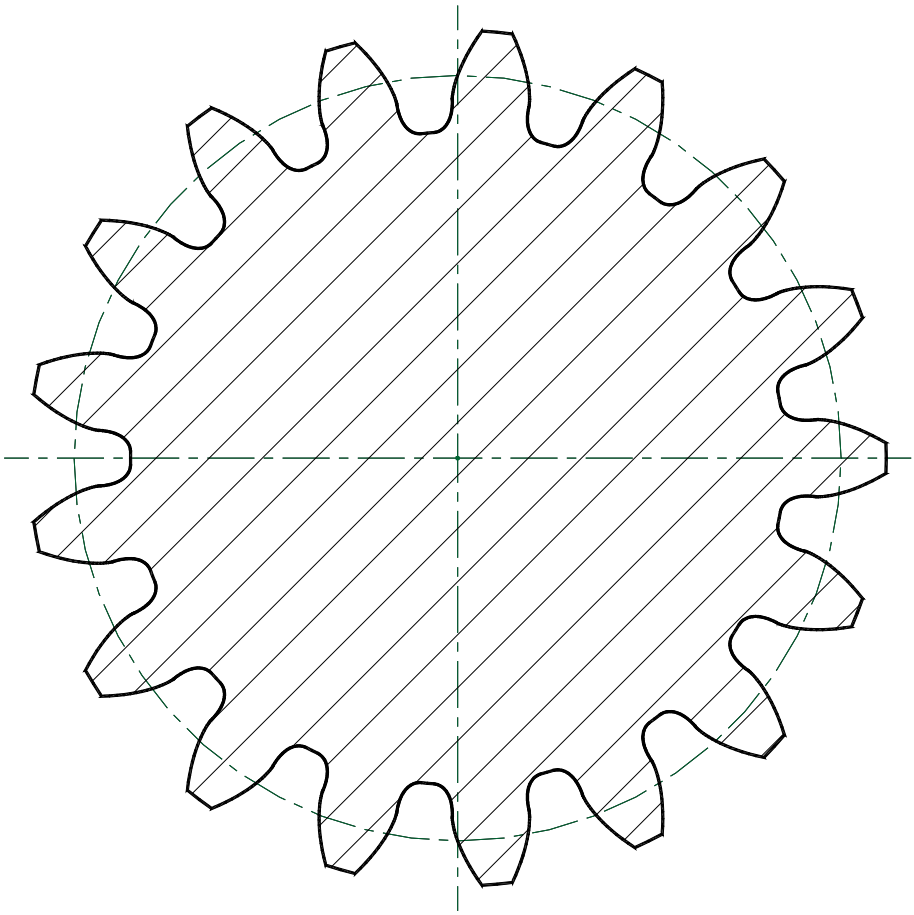
Şekil 77, Yarım profil



9. **Adım :** Tam diş profilinin konstruksiyonu. Yarım diş profilinin aksettirilmesi.

Şekil 78, Tam diş

10. Adım : 17 dişin konstruksiyonu, yani; merkeze göre dişi 17 defa kopya etme.



Şekil 79, Dişli z = 17, m = 6mm, β = 13,0029°, x = +0,25

Diş sayısı	z =	17
Normal modül	m_n =	6 mm
Kavrama açısı	α_n =	20°
Helis açısı	β =	13,0029°
Kaydırma faktörü	x =	+0,25
Taksimat dairesi çapı	d =	104,68 mm
Temel dairesi çapı	d_b =	98,06.. mm
Diş üstü dairesi çapı	d_a =	119,67.. mm
Kafa kısaltması	$k.m_n$ =	0,005220 mm

Taban dairesi çapı kendiliğinden çıkar.

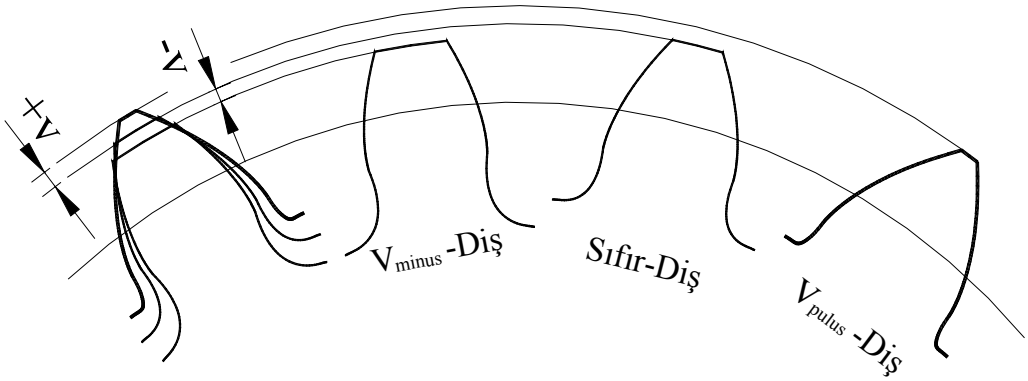
0.9 İmalat ve imalat için gerekli değerler

Endüstride imalat şekilleri şunlardır: çapaksız imalat; döküm, presleme, sinterleme, v. b. ..... veya çapaklı imalat; azdırma tezgahları (kremayerle frezelemek) ; kremayerle pılanyalamak, döküp diş boşluklarının frezelenmesi, v. b. .....

0.9.1 Profil kaydırması

0.9.1.1 Profil kaydırması yapılmasındaki amaçlar

Evolvent bir dişli profilinde profil kaydırması yapmak demek, o dişliyi normal diş üstü çapından daha büyük (pozitif x) bir çapta veya daha küçük (negatif x) bir çapta aynı diş sayısı ve aynı modülle açmak demektir. Buda kavrama açısını ($\alpha_n = 20°$) teorik olarak büyültmek veya küçültmek anlamına gelir.



Şekil 80, Profil kaydırması

Profil kaydırma değeri: $\boxed{v = x \cdot m_n}$ F 42

v	mm	Profil kaydırması
x	[–]	Profil kaydırma faktörü
m	mm	Normal modül

Olarak hesaplanır.

0.9.1.2 Profil kaydırmasından ne elde edilir?

20° evolvent dişlilerde profil kaydırmasız imal edilmesi uygun olabilecek minimum diş sayısı 14 tür. Bu diş sayısından küçük diş sayılarında diş dibi kesişmesi olayının meydana gelmesi pozitif profil kaydırmaları ile önlenir. Yukarıda Şekil 80 de abartmalı olarak bu olay ifade edilmiştir.

Profil kaydırmasının şu yararları vardır:

1. Pozitif profil kaydırma ile diş dibi kalınlığı, buna dayanarak diş dibi mukavemeti arttırılır.
2. Redüktör kasasında eksenler mesafesi yuvarlak sayı olarak alınır.
3. Sınır diş sayısı daha küçük değer alır.
4. Standart Referans profilli azdırma veya diş çekme takımı ile sıradan birbiri ile eşlendirilecek çeşitli dişli çifti imal edilir.

0.9.1.3 Pozitif ve negatif profil kaydırması

Pozitif profil kaydırmaları, dişli mukavemetini artırır. Kavrama oranı ε_α yı azaltır. Kavrama oranının azalması dişlinin gürültülü işlemesine yol açar. Negatif profil kaydırmaları ise dişli mukavemetini azaltır, buna mukabil kavrama oranını büyütür, bu da dişli çiftinin sessiz ve sakin işlemesini sağlar. Genel olarak çok hızlı işleyecek dişli çiftlerinde kavrama oranının büyük olması gerekir, ancak bu yöntem mukavemet koşullarının elverdiği nispette uygulanabilir.

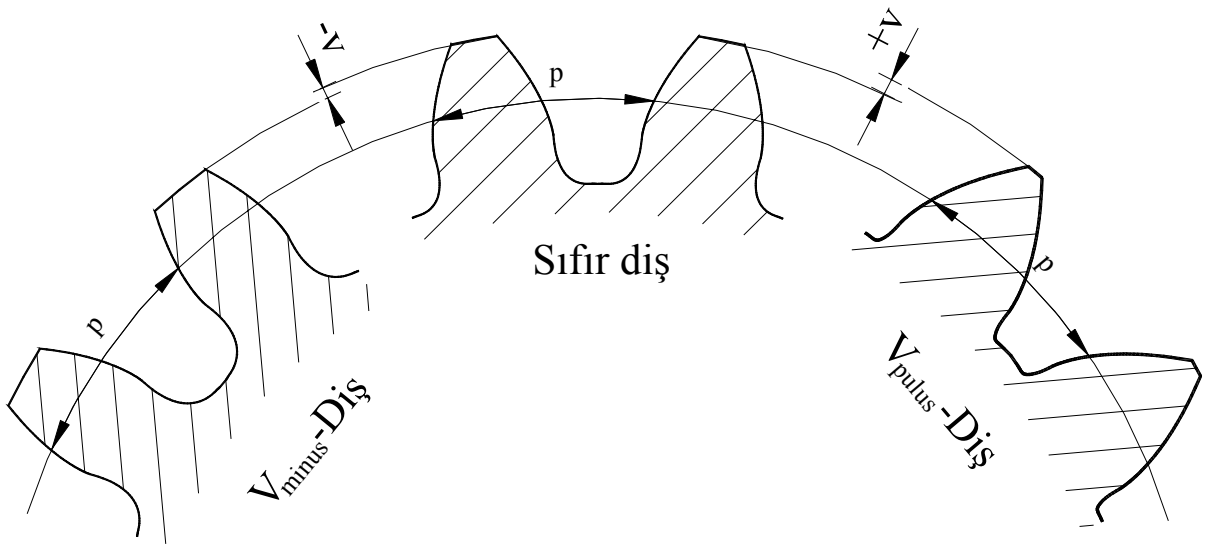
0.9.1.4 Profil kaydırma faktörünün etkileri

Aynı büyüklükte kalan temel dairesine göre taksimat ve taksimat dairesi, profil kaydırmasız dişlilerle (Sıfır-dişliler), profil kaydırmalı dişlilerde aynıdır. Yuvarlanma dairesi çapı şu şekilde ifade edilir:

$$\boxed{d_w = d \pm 2 \cdot x \cdot m_n} \qquad \text{F 43}$$

d_w	mm	Yuvarlanma dairesi çapı
d	mm	Taksimat dairesi çapı
x	[–]	Profil kaydırma faktörü
m_n	mm	Normal modül

V_{Plus}- Dişliler (+) , V_{minus}- Dişliler (–) işaretiyle hesaplanırlar



Şekil 81, Profil kaydırması

Her dişli için profil kaydırma faktörünü hesaplayabilmek için önce toplam profil kaydırma değeri hesaplanır. Bu hesaptan sonra pinyon profil kaydırma faktörü ya doğrudan veya seçmek için önerilen değer hesaplanıp seçilir. Pinyon profil kaydırma faktörünün seçimi için hiçbir kanun yoktur, yalnız öneriler vardır. Pinyon profil kaydırma faktörü konstruksiyona göre konstruktör taeafından serbestçe seçilebilir. Fakat kademedeki dişli çarkın profil kaydırma faktörü hiçbir zaman seçilmez, toplam profil kaydırma değerinden pinyon için kabul edilen pinyon profil kaydırma faktörü çıkartılarak bulunur.

0.9.1.5 Toplam profil kaydırma değeri “ $\Sigma x = x_1 + x_2$ “

Toplam profil kaydırma değeri ” Σx “ sembolüyle gösterilir ve şu şekilde hesaplanır:

Helis dişlide:

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \tan \alpha_n} \qquad \text{F 44}$$

Düz dişlide:

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\text{inv}\alpha_{w} - \text{inv}\alpha_n}{2 \cdot \tan \alpha_n} \qquad \text{F 45}$$

Σx	[–]	Toplam profil kaydırma değeri
z_1	[–]	Pinyonun diş sayısı
z_2	[–]	Çarkın diş sayısı
$\text{inv}\alpha_{wt,\,w}$	[–]	İşletme kavrama açısının evolvent fonksiyonu
$\text{inv}\alpha_t$	[–]	Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu
$\text{inv}\alpha_n$	[–]	Normal kavrama açısının evolvent fonksiyonu
$\tan\alpha_n$	[–]	Normal kavrama açısının tanjant değeri

0.9.1.6 Pinyon ve çarkın kaydırma değerinin seçimi

0.9.1.6.1 Profil kaydırma faktörü x_1 ve x_2 nin hesaplanarak bulunması

Düz dişliler için:

$$x_1 \le \frac{\Sigma x}{2} + \frac{1 - \Sigma x}{2} \cdot \frac{\lg u}{\lg\left(\frac{z_1 \cdot z_2}{100}\right)} \qquad \text{F 46}$$

Helis dişliler için:

$$x_1 \le \frac{\Sigma x}{2} + \frac{1 - \Sigma x}{2} \cdot \frac{\lg u}{\lg\left(\frac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} \qquad \text{F 47}$$

$$x_2 = \Sigma x - x_1 \qquad \text{F 48}$$

Σx	[–]	Toplam profil kaydırma değeri
$z_{1,n1}$	[–]	Pinyonun diş veya eşdeğer diş sayısı
$z_{2,n2}$	[–]	Çarkın diş veya eşdeğer diş sayısı
u	[–]	Çevirme oranı, diş sayısı oranı $u = z_2/z_1 > 1$

0.9.1.6.2 x_1 faktörünün tablodan ve x_2 faktörünün hesaplanarak bulunması

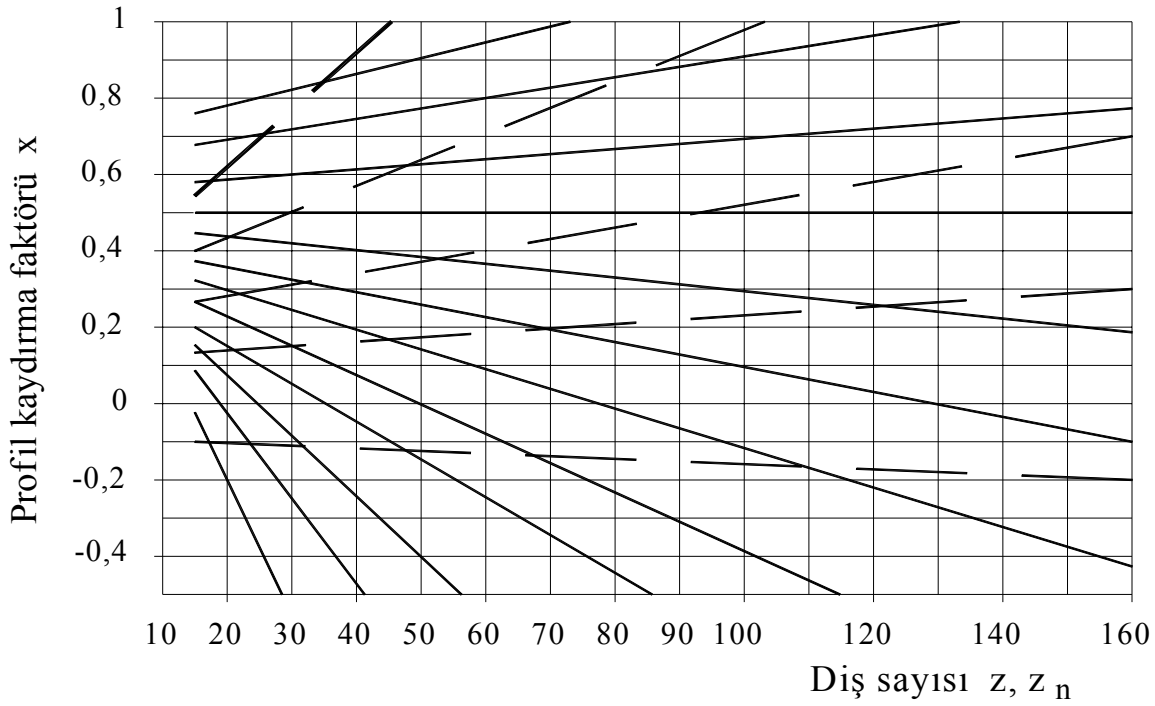
Değerler şöyle bulunur:

x_1 faktörünün tablodan seçilmesi **(**Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.**):**

Önce $z_{or} = (z_1+z_2)/2$

ve $x_{or} = (x_1+x_2)/2$ koordinatlı nokta bulunur.

Bu noktadan duruma göre (i >1 veya i < 1) özel çizgi ait olan guruba göre çizilir. Bu çizgiden z_1 değerine göre x_1 değeri seçilir.



Şekil 82, Profil kaydırmasının dağılımı

Dolu çizgi: Çevirme oranı yavaşa doğru, şöyleki: $i = z_1 / z_2 < 1$, z_1 tahrik eden
Kesik çizgi: Çevirme oranı hızlıya doğru, şöyleki: $i = z_2 / z_1 > 1$, z_2 tahrik eden

Okuma örneği

Şekil 82 den x_1 değerini okumak istersek şu değerlerin önceden bilinmesi veya hesaplanması gerekir:

Düz dişli kademe, $z_1 = 19$, $z_2 = 83$ $i = 19/84<1$ **$\Sigma x = 0{,}3802478$**

Çözüm:

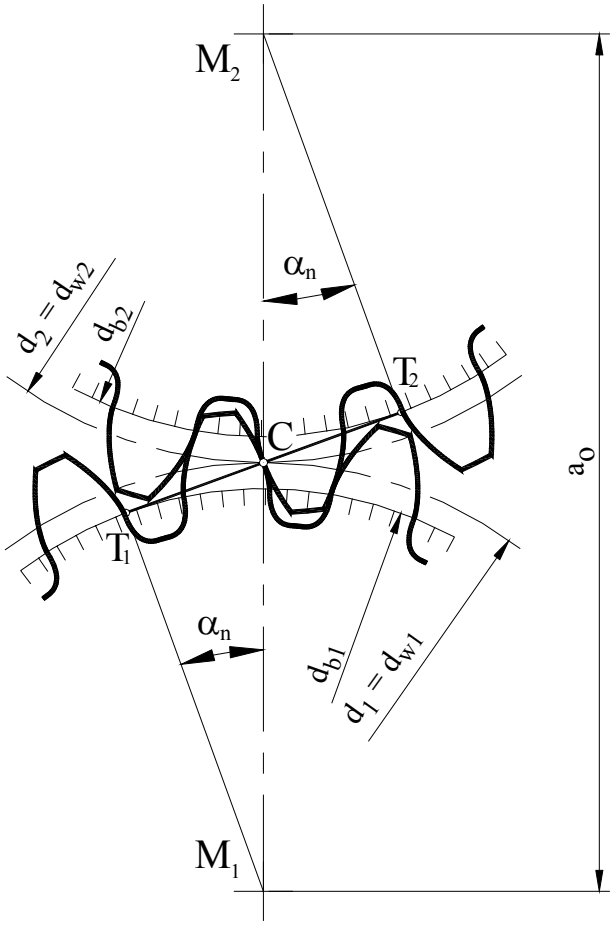
Ortalama diş sayısı bulunur: $z_{or} = (z_1 + z_2) / 2 = (19 + 83) / 2 = 51$,
Ortalama kaydırma faktörü bulunur $x_{or} = \Sigma x / 2 = 0{,}38 / 2 = 0{,}19$

Koordinatı (x = 51; y = 0,19) olan nokta bulunup işaretlenir. Bu noktadan i < 1 komşu doğrusuna göre yeni i < 1 doğrusu çizilir. X değeri $z_1 = 19$ olan noktadan y eksenine çizilen paralelin yeni çizilen i<1 doğrusunu kestiği noktanın y değeri x_1 için önerilen değerdir. Buda aşağı yukarı 0,37 dir. Burada konstruksiyon şartlarına göre seçim yapılır. Çarktada + düzeltme yapılması isteniyorsa **$x_1 = 0{,}3$** alınır ve $x_2 = \Sigma x - x_1$ den x_2 nin değeri bulunur:

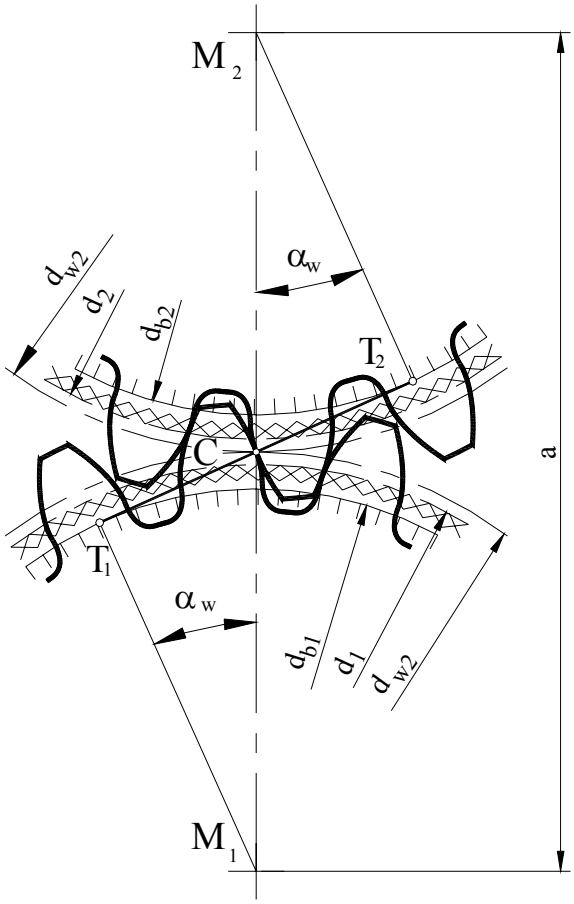
$x_2 = 0{,}3802478 - 0{,}3 = + 0{,}1802478$ **$x_2 = + 0{,}1802478$**

0.9.2 Eksenler mesafesi

Dişlileri taşıyan millerin rotasyon eksenlerinin mesafesi “Eksenler mesafesi” olarak adlandırılır ve sembolü “ a “ dır.



Şekil 83, Profil kaydırmasız eksen arası, a_o
Taksimat dairesi = Yuvarlanma dairesi



Şekil 84, Profil kaydırmalı eksen arası, a
Taksimat dairesi ≠ Yuvarlanma dairesi

Eksenler mesafesi “ a “ genel olarak şu şekilde hesaplanır:

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} \qquad \text{F 49}$$

a	mm	Eksenler mesafesi
d_{w1}	mm	Pinyonun yuvarlanma dairesi
d_{w2}	mm	Çarkın yuvarlanma dairesi

Eksenler mesafesi iki çeşittir:

1. Profil kaydırmasız eksenler arası “ a_0 “
2. Profil kaydırmalı eksenler arası“ a “

0.9.2.1 Profil kaydırmasız eksenler arası “ a_0 “

Bir kademedeki dişli çiftinde kaydırma yapılmamışsa o kademenin taksimat daireleri ile yuvarlanma daireleri aynıdır (Şekil 83).

$$d_{w1} = d_1 \quad \text{bzw.} \quad d_{w2} = d_2$$

Profil kaydırmasız eksenler arası şu şekilde hesaplanır:

Düz dişli

$$\boxed{a_0 = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2}} \qquad \text{F 50}$$

Taksimat dairesini modül ve diş sayısı ile ifade edersek Profil kaydırmasız eksenler arası formülümüz şu şekli alır:

Düz dişli

$$\boxed{a_0 = m_n \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}} \qquad \text{F 51}$$

Helis dişli

$$\boxed{a_0 = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}} \qquad \text{F 52}$$

a_0	mm	Profil kaydırmasız eksenler arası
m_n	mm	Normal modül
m_t	mm	Alın modülü
z_1	[–]	Pinyonun diş sayısı
z_2	[–]	Çarkın diş sayısı

Pratikte Profil kaydırmasız eksenler arası, kullanıldığı zaman, yukarıda verilmiş olan formüllerle hesaplanır.

0.9.2.2 Profil kaydırmalı eksenler arası“ a “

Kademede çalışan dişli çiftinde düzeltme yani profil kaydırması yapılmışsa, o kademenin taksimat daireleri ile yuvarlanma daireleri aynı değildir (Şekil 84). Yuvarlanma dairesi şu şekilde gösterilir:

$$d_{w1} = \frac{d_{b1}}{\cos\alpha_w} \qquad \text{ve} \qquad d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_n$$

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w} \quad \text{veya} \quad d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}$$

Bu değerleri **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.** da yerleştirirsek, şu formülü buluruz:

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 \cdot \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w} + d_2 \cdot \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w}$$

Düz dişli V-Kademede eksenler mesafesi:

$$a = a_0 \cdot \frac{\cos\alpha_n}{\cos\alpha_w} \qquad \text{F 53}$$

Helis dişli V-Kademede eksenler mesafesi:

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}}$$

$$a = a_0 \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}} \qquad \text{F 54}$$

a_0	mm	Profil kaydırmasız eksenler arası
d_{w1}	mm	Pinyonun yuvarlanma dairesi çapı
d_{w2}	mm	Çarkın yuvarlanma dairesi çapı
d_1	mm	Pinyonun Taksimat dairesi çapı
d_2	mm	Çarkın Taksimat dairesi çapı
α_n	°	Normal kavrama açısı
α_w	°	İşletme kavrama açısı
α_t	°	Alın kavrama açısı
α_{wt}	°	İşletme alın kavrama açısı

Pratikte eksenler mesafesi hesaplanmaz, seçilir. Bu seçimde genelde standart sayılar seçilir. Yukarıda belirtilen sebeplerden ötürü işletme kavrama açısı “α_w“ ve “α_{wt}“ hesaplanır.

0.9.3 Diş üstüçapı “ d_{a1} , d_{a2} “

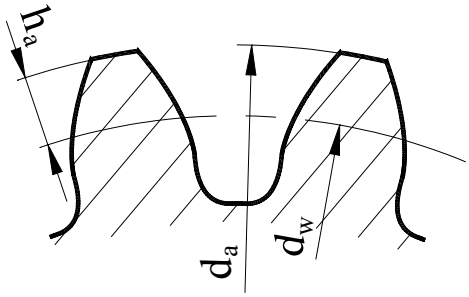
Diş üstü çapı “ d_{a1} , d_{a2} “ şu şekilde hesaplanır:

Genel: $d_a = d + 2 \cdot h_a$

Referans profiline göre:

$$h_a = m_n$$

Profil kaydırmasının etkilerini düşünürsek, diş üstüçapını şu şekilde formüle ederiz:



Şekil 85, Diş üstü çapı

$$d_a = d + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x) \pm 2 \cdot k \cdot m_n \qquad \text{F 55}$$

d_a	mm	Diş üstü çapı
d	mm	Taksimat dairesi çapı
m_n	mm	Normal modül
x	[–]	Profil kaydırma faktörü
$k.m_n$	mm	Diş üstü çap düzeltmesi

Burada kafa kısaltması profil kaydırma faktörüne göre ya toplanır veya çıkartılır.
Diş üstü çap düzeltmesi $x > 0$, ise $-2 \cdot k \cdot m_n$ alınır yani çıkartılır, diş üstü çap düzeltmesi $x < 0$, ise $+2 \cdot k \cdot m_n$ alınır yani toplanır.
Dişlide profil kaydırması yoksa $x = 0$ ve $2.km_n = 0$ alınır ve profil kaydırması olmayan dişlide diş üstü çapı şu formülle bulunur:

$$d_a = d + 2 \cdot m_n \qquad \text{F 56}$$

d_a	mm	Diş üstü çapı
d	mm	Taksimat dairesi çapı
m_n	mm	Normal modül

0.9.3.1 Diş üstü çap düzeltmesi " $k\ m_n$ "

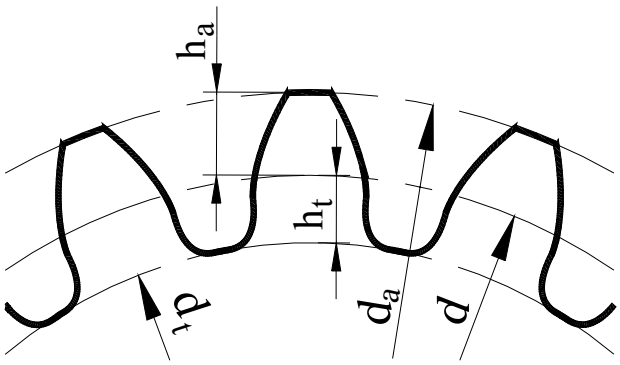
Diş üstü çap düzeltmesi " $k\ m_n$ " şu şekilde hesaplanır:

$$k \cdot m_n = a_0 + (x_1 + x_2) \cdot m_n - a \qquad \text{F 57}$$

$k.m_n$	mm	Diş üstü çap düzeltmesi
a_0	mm	Profil kaydırmasız eksen arası
(x_1+x_2)	[–]	Toplam profil kaydırma değeri
m_n	mm	Normal modül
a	mm	Profil kaydırmalı eksen arası

0.9.4 Taban dairesi çapı " d_t "

Kabul edilen Referans profiline göre standart azdırma ölçüleri $h_t \approx 1{,}25\ m_n$ ve $h_a \approx 1 \cdot m_n$ dir.



Bilinen geometrik bağlantılara göre;

$d_t = d - 2 \cdot h_t$

$d_t = d_a - 4{,}5 \cdot m_n + 2.v \pm 2 \cdot km_n$

$d_a = d + 2 \cdot m_n$

$d = z : m_n$

$v = x \cdot m_n$

eşitlikleri yazılabilir.

Şekil 86, Taban dairesi çapı

$$d_t = z \cdot m_n + 2 \cdot m_n - 4{,}5 \cdot m_n + 2 \cdot v \pm 2 \cdot km_n = m_n \cdot (z - 2{,}5) + 2 \cdot x \cdot km_n \pm 2 \cdot km_n$$

$$d_t = m_n \cdot (z - 2{,}5 + 2 \cdot x) \pm 2 \cdot km_n \qquad \text{F 58}$$

d_t	mm	Taban dairesi çapı
z	[–]	Diş sayısı
m_n	mm	Modül
v	mm	Kaydırma
x	[–]	Profil kaydırma faktörü
$k.m_n$	mm	Diş üstü çap düzeltmesi

0.10 Kontrol için gerekli değerler

0.10.1 Ölçülecek diş sayısı “ k “

Ölçülecek diş sayısı “ k “şu şekilde hesaplanır (Şekil 87).

$$\boxed{k = \frac{z_n \cdot \alpha_n}{180} + 0{,}5 \geq 2} \qquad \text{F 59}$$

k	[–]	Ölçülecek diş sayısı
z_n	[–]	Eşdeğer diş sayısı

Elde edilen değer daima bir sonraki tam sayıya yuvarlanmalıdır.

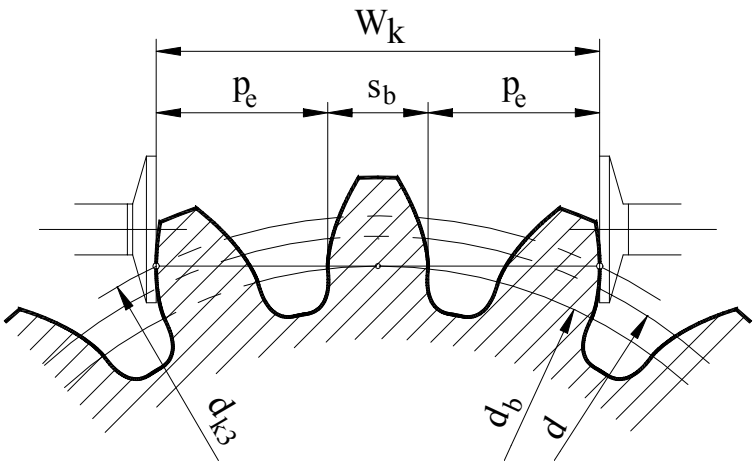
Örneğin: k = 2,345... k = 3

Düz dişlilerde diş sayısı ile eşdeğer diş sayısı aynı büyüklüktedir.

0.10.2 Kontrol ölçü değeri W_k

Kontrol ölçü değeri “ W_k “ şu şekilde hesaplanır. Ölçülen mesafe temel dairesinin teğet boyudur (Şekil 87).

$$W_k = (k-1) \cdot p_e + s_b$$



Şekil 87, Ölçülecek diş sayısı

Buradaki değerleri yazarsak:

$$p_e \approx p_b = t \cdot \cos\alpha$$
$$t = \pi \cdot m_n$$

P değerini yerleştirirsek

$$p_e = \pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha$$

Temel dairesindeki diş kalınlığı

$$s_b = d_b \cdot \left(\frac{s}{d} + \text{inv}\alpha \right)$$

$$s = \frac{p}{2}$$

$$d_b = d \cdot \cos\alpha = m_n \cdot z \cdot \cos\alpha \quad \text{olur.}$$

$$s_b = m_n \cdot z \cdot \cos\alpha \cdot \left(\frac{p}{2 \cdot m_n \cdot z} + \text{inv}\alpha \right)$$

Değerlerin hepsini yerleştirir ve formülü sadeleştirirsek:

$$W_k = (k-1)\cdot\pi\cdot m_n\cdot\cos\alpha + m_n\cdot z\cdot\cos\alpha\cdot\left(\frac{p}{2\cdot m_n\cdot z} + \mathrm{inv}\alpha\right)$$

$$W_k = m_n\cdot\cos\alpha\cdot\left[(k-1)\cdot\pi + z\cdot\left(\frac{\pi\cdot m_n}{2\cdot m_n\cdot z} + \mathrm{inv}\alpha\right)\right]$$

$$\boxed{W_k = m_n\cdot\cos\alpha\cdot\left[(k-1)\cdot\pi + 0{,}5\cdot\pi + z\cdot\mathrm{inv}\alpha\right]} \qquad \text{F 60}$$

W_k	mm	k-kadar diş için kontrol ölçü değeri
k	[–]	Ölçülecek diş sayısı
m_n	mm	Normal modül
z	mm	Dişli çarkın diş sayısı
α	°	Kavrama açısı

Düz dişlilerde k-kadar diş için kontrol ölçü değeri

$$W_k = m_n\cdot\cos\alpha_n\cdot\left[(k-0{,}5)\cdot\pi + z\cdot\mathrm{inv}\alpha_n\right]$$

$$W_k = m_n\cdot\cos\alpha_n\cdot\left[(k-0{,}5)\cdot\pi + z\cdot\mathrm{inv}\alpha_n\right] + 2\cdot x\cdot m_n\cdot\sin\alpha_n$$

Helis dişlilerde k-kadar diş için kontrol ölçü değeri

$$W_k = m_n\cdot\cos\alpha_n\cdot\left[(k-0{,}5)\cdot\pi + z\cdot\mathrm{inv}\alpha_t\right]$$

$$W_k = m_n\cdot\cos\alpha_n\cdot\left[(k-0{,}5)\cdot\pi + z\cdot\mathrm{inv}\alpha_t\right] + 2\cdot x\cdot m_n\cdot\sin\alpha_n$$

Burada hesaplanan değer teoretik olarak bulunan tam büyüklüktür. Dişlinin çalışabilmesi için gerekli olan boşluğu sağlayabilmek için kontrol ölçü değerinin toleransları verilmelidir. Buda şu şekilde yapılır:

$$\boxed{W_{kü} = W_k + A_{üWk}} \qquad \text{F 61}$$

$$\boxed{W_{ka} = W_k + A_{aWk}} \qquad \text{F 62}$$

$W_{kü}$	mm	max. kontrol ölçü değeri
W_{ka}	mm	min. kontrol ölçü değeri
W_k	mm	Kontrol ölçü değeri
$A_{üWk}$	mm	Kontrol ölçü değeri üst toleransı
A_{aWk}	mm	Kontrol ölçü değeri alt toleransı

0.11 Toplam dişli toleransları

Kontrol için gerekli değerleri gördük. Bu değerler ideal teoretik değerlerdir. Pratikte hiçbir değer teoride istenilen tam aritmetik değer ile üretilemez. Eğer üretim sonu var olan ölçü değeri teoretik değerin aynısı ise bu bir rastlantıdır ve milyonda bir oluşur. Bunun için pratikte kabul edebileceğimiz hataları, yani toleransları belirlememiz gerekir. Bu işlem Alman standartları DIN de, DIN 3960 ile 3964 numaralı standartlarla belirlenmiştir.

Foto 1, Büyük bir dişli toleransları kontrol eden MAAG makinası

Bu standartlarda belirtilen sapmalar aşağıda etraflıca anlatılacaktır.

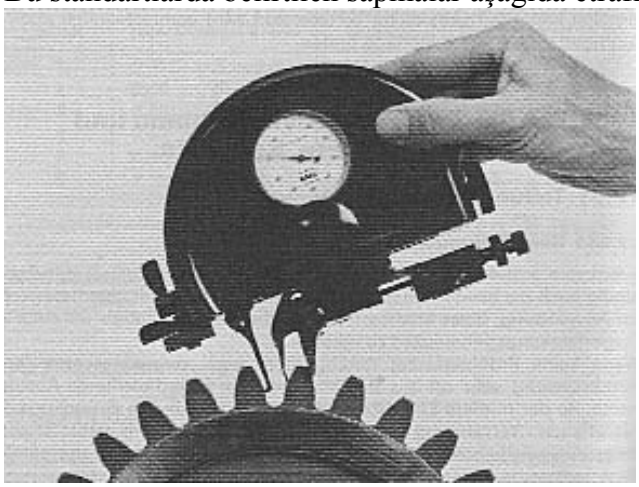


Foto 1 ve Foto 2 de MAAG kontrol makinaları ile ölçüleri kontrol edilen dişliler görülmektedir.

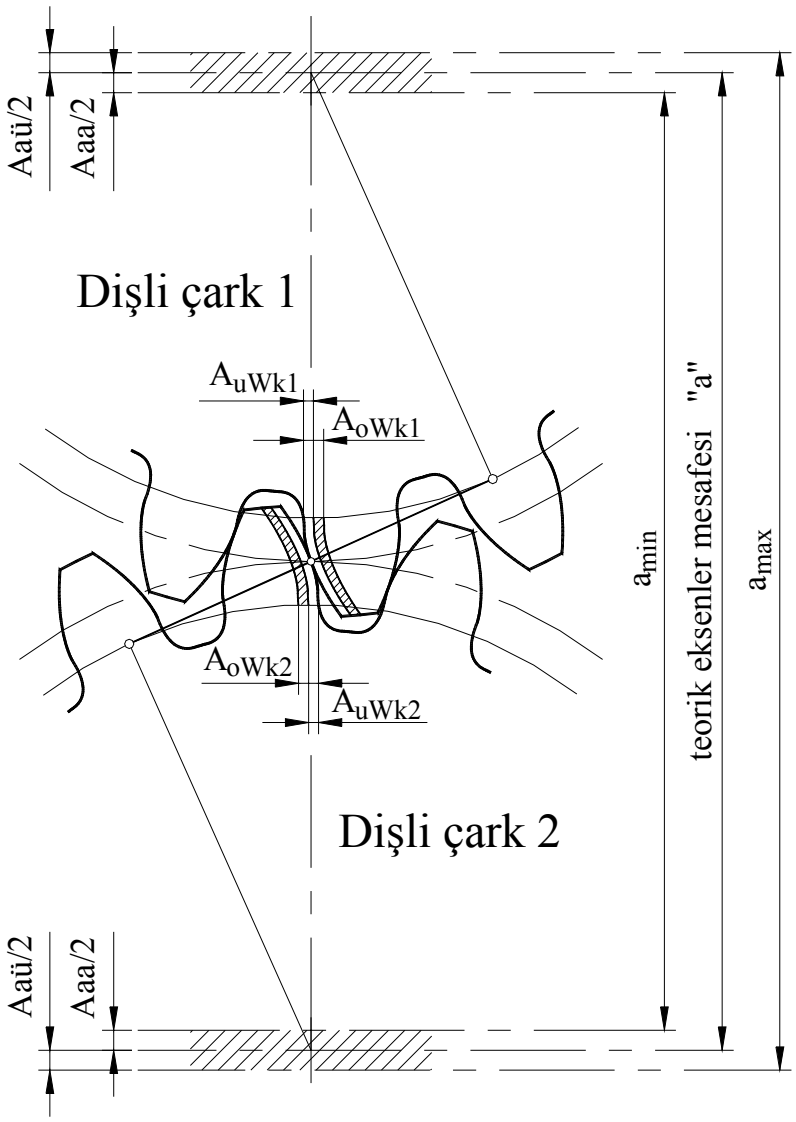
İlerde dişlilerin üretimi ve kontrolları bahsinde daha etraflı olarak kontrollara değinilecektir.

Foto 2, Küçük bir dişlide toleransları kontrol eden MAAG makinası

Toleransların seçilebilmesi için tolerans bölgelerinin belirlenmesi gerekir. Elde seçim için hiçbir şart yoksa bay Seifert' in (Zayfert) önerilerine göre seçim yapılır. Eğer konstruksiyon şartnamesinde toleranslar verilmişse, şartnamedeki istekler esastır.

Tablo 2, Dişli kademesindeki toleranslar için öneriler "Seifert" e göre

Kullanıldığı yer	A_a	A_{sne}-Kolonu	T_{sn}-Kolonu
Genel makina tahrikleri	js 7	b	26
Makas tahrikleri, Yürüyüş tahrikleri	js 6	c	25
Takımtezgahları tahrikleri	js 6	f	24/25
Arazi ve zıraat makinaları	js 8	e	27/28
İş makina tahrikleri	js 7	d	26
Plastik makina tahrikleri, Lokomotif tahriki	js 7	c, cd	25



Şekil 88, Kademede toleranslar

Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı. de verilmiş olan kolonlar;

A_a ⇒ Redüktör kasasında eksenler arasındaki mesafe toleransı

A_{sne} ⇒ Dişkalınlığı üst sapma toleransı

T_{sn} ⇒ Diş kalınlığı toleransı

Şekil 88 de verilmiş olan değerler;

Aaü ⇒ Eksenler arası mesafesi üst toleransı

Aaa ⇒ Eksenler arası mesafesi alt toleransı

$A_{üWk}$ ⇒ W_k için üst sapma, üst toleransı

A_{aWk} ⇒ W_k için alt sapma, alt toleransı

Bu değerleri sırasıyla görelim.

0.11.1 Eksenler mesafesi toleransları

Dişlilerin sıkışmadan çalışabilmeleri için Şekil 88 de görüldüğü gibi yanaklar arasında kararlaştırılan büyüklükte boşluk olması gerekir. Bu boşluğun dişlilerin kalınlık toleransları ile belirlemenin yanı sıra, redüktör kasasında eksenler arası mesafesinin toleranslanmasıda büyük etkisi vardır.

Eksenler mesafesi toleransı etkisini göz önüne almak için kademenin kullanıldığı yere göre tolerans sınıfı Tablo 2 den seçilir. Bu tolerans sınıfı ve kademenin eksenler arası mesafesine göre Tablo 3 den ait olduğu tolerans sapma değeri okunur.

Tablo 3, Redüktör kasasında eksenler arası mesafesi toleransı "A_a" µm olarak (DIN 3964)

a [mm]	js5	js6	js7	js8	js9	js10	js11
10 - 18	±4.0	±5.5	±9.0	±13.0	±21.0	±35.0	±55.0
18 - 30	±4.5	±6.5	±10.0	±16.0	±26.0	±42.0	±65.0
30 - 50	±5.5	±8.0	±12.0	±19.0	±31.0	±50.0	±80.0
50 - 80	±6.5	±9.5	±15.0	±23.0	±37.0	±60.0	±95.0
80 - 120	±7.5	±11.0	±17.0	±27.0	±43.0	±70.0	±110.0
120 - 180	±9.0	±12.0	±20.0	±31.0	±50.0	±80.0	±125.0
180 - 250	±10.0	±14.5	±23.0	±36.0	±57.0	±92.0	±145.0
250 - 315	±11.0	±16.0	±26.0	±40.0	±65.0	±105.0	±160.0
315 - 400	±12.0	±18.0	±28.0	±44.0	±70.0	±115.0	±180.0
400 - 500	±14.0	±20.0	±31.0	±48.0	±77.0	±125.0	±200.0

Yukarıda **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.** de DIN 3964 de redüktör kasasında eksenler arası mesafesi toleransı, tolerans sahaları js5 ile js11 arasında verilmiştir. Bu toleranslar kademenin teorik eksenler mesafesi ve yerine göre istenilen hassaslığa bağlıdır. Eksenler arası tolerans hassaslığı dişli kalitesinide içerir. Fakat bu bağıntı tam değildir. Genelde bir kademede $A_{Sne} \leq A_{aa}$ bağıntısı oluşturulur.

0.12 Yanak boşluğu ve Diş kalınlığı toleransları

0.12.1 Yanak boşluğu toleransları

Yanak boşluğu ve toleransları üretim ve montaj hatalarını, yağlamanın sürtünmesiz fonksi-yonunu ve işletmede oluşacak ısı genişlemelerını karşılamak için gereklidir.

Yanak boşluğu; bir dişin arka yanağı ile diğer dişin ön yanağı arasındaki boşluğa denir. Bu boşluk genelde üç yönde oluşur:

Normal yanak boşluğu "j_n": Çalışan yanakların birbirine değmesi halinde normal yönde arka yanakla diğer dişlinin yanağı arasındaki en kısa mesafedir. Genelde:

$$j_n = j_t \cdot \cos\alpha_n \cdot \cos\beta \qquad \text{F 63}$$

veya şu değer alınır:

$$j_n = 0{,}05 + (0{,}025...0{,}1) \cdot m_n \qquad \text{F 64}$$

Dönme yönü yanak boşluğu "j_t": Taksimat dairesinin alın kesitinde çalışan yanakların birbirine değmesi halinde arka yanakla diğer dişli arasında kalan yay boyudur.
Genelde şu bağıntıyla hesaplanır.

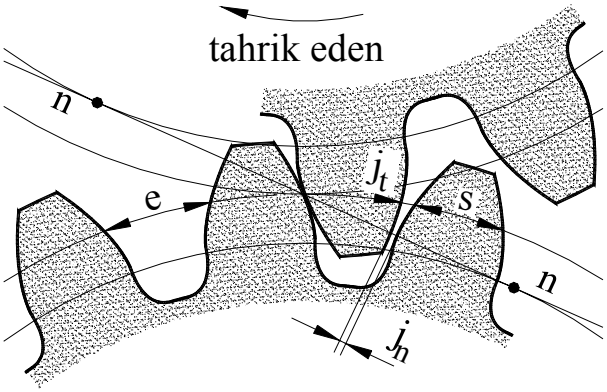
$$j_t = j_n / (\cos\alpha_t \cdot \cos\beta_b) \qquad \text{F 65}$$

Radyal yanak boşluğu "j_r": İşletmedeki eksenler mesafesinin kademenin boşluksuz çalışması için gereken yaklaşma mesafesidir.

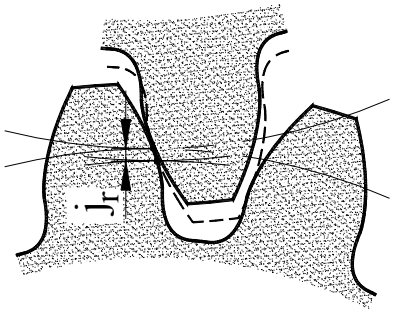
$$j_r = j_n / (2 \cdot \sin\alpha_{wt} \cdot \cos\beta_b) \qquad \text{F 66}$$

$$j_r = j_t / (2 \cdot \tan\alpha_{wt}) \qquad \text{F 67}$$

Burada toleranslar normal geçmede olduğu gibi eksenler arası mesafe sahalarına göre hesaplanamazlar. Çünkü burada çok çeşitli etkenler vardır ve bu etkeler göz önüne alınarak toleranslar hesaplanır.



Şekil 89, Normal ve Dönme yanak boşluğu



Şekil 90, Radyal yanak boşluğu

Silindrik alın dişlileri için diş kalınlığı toleransları A_{sne} , A_{sni} (normal kesit) veya A_{ste} , A_{sti} (alın kesiti) ve eksenler mesafesi toleransı A_a için kademede en büyük (max) ve en küçük (min) hesapsal dönme yönü yanak boşluğu şu formüllerle hesaplanır:

$$j_{t\,max} = -\Sigma A_{sti} + \Delta j_{ae} = \frac{\Sigma A_{sni}}{\cos\beta} + \Delta j_{ae} \qquad \text{F 68}$$

$$j_{t\,min} = -\Sigma A_{ste} + \Delta j_{ai} = \frac{\Sigma A_{sne}}{\cos\beta} + \Delta j_{ai} \qquad \text{F 69}$$

$$\Delta j_a = 2 \cdot A_a \cdot \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} \qquad \text{F 70}$$

0.12.2 Kontrol ölçü değeri “ W_k “ için toleranslar “$A_{üWk}$ ve A_{aWk} ”

Kontrol ölçü değeri “ W_k **“** için üst ve alt toleranslar (diş kalınlığı toleransları) $A_{üWk}$ ve A_{aWk} aşağıda verildiği şekilde hesaplanması DIN3967 de önerilmiştir.

Üst tolerans (sapma)

$$A_{üWk} = A_{sne} \cdot \cos\alpha \qquad \text{F 71}$$

Alt tolerans

$$A_{aWk} = (A_{sne} - T_{sn}) \cdot \cos\alpha \qquad \text{F 72}$$

$A_{üWk}$	mm	W_k için üst sapma, üst tolerans
A_{aWk}	mm	W_k için alt sapma, alt tolerans
A_{sne}	mm	Normal kesitte W_k için üst sapma değeri
T_{sn}	mm	Diş kalınlığı toleransı
α	[–]	Kavrama açısı

Normal kesitte W_k için üst sapma değeri A_{sne} eğer fonksiyon için bir şart yoksa bay Seifert’ in **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.** önerisine göre **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.** den seçilir. Bu seçimde taksimat dairesi büyüklüğüne göre yapılır.

Tablo 4, Dişkalınlığı üst sapma değeri (toleransı) A_{sne} [µm] DIN 3967 ye göre

Taksimat dairesi	a	ab	b	bc	c	cd	d	e	f	g	h
bis 10	-100	-85	-70	-58	-48	-40	-33	-22	-10	-5	0
10 - 50	-135	-110	-95	-75	-65	-54	-44	-30	-14	-7	0
50 - 125	-180	-150	-125	-105	-85	-70	-60	-40	-19	-9	0
125 - 280	-250	-200	-170	-140	-115	-95	-80	-56	-26	-12	0
280 - 560	-330	-280	-230	-190	-155	-130	-110	-75	-35	-17	0
560 - 1000	-450	-370	-310	-260	-210	-175	-145	-100	-48	-22	0

0.12.2.1 Diş kalınlığı toleransı “ T_{sn} “

Tablo 5, Diş kalınlığı toleransı T_{sn} [µm] DIN 3967 ye göre

Taksimat dairesi	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
bis 10	3	5	8	12	20	30	50	80	130	200
10 - 50	5	8	12	20	30	50	80	130	200	300
50 - 125	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
125 - 280	8	12	20	30	50	80	130	200	300	500
280 - 560	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
560 - 1000	12	20	30	50	80	130	200	300	500	800

Diş kalınlığı toleransı T_{sn} bay Seifert’ in önerisine göre **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.** den seçilir.

0.12.3 Diş genişliği kontrolu

Dişlide kontrolleri hatasız yapabilmek için dişli çarkın genişliğinin belli bir büyüklükte olması gereklidir. En küçük diş genişliği şu büyüklüktedir:

$$b_{min} = W_k \cdot \sin\beta_b + b_M \cdot \cos\beta_b \qquad \text{F 73}$$

Burada b_M için şu değer alınır:

$$b_M \geq 1{,}2 + 0{,}018 \cdot W_k \qquad \text{F 74}$$

W_k mm Kontrol ölçü değeri
β_b ° Temel silindirinde helis açısı

Foto 3, MAAG makinasında büyük bir dişlinin toleranslarının kontrolu ve değerlerin hakikate uyup uymadığının tartışması

0.12.4 Mukavemet hesapları için gerekli değerler

0.12.4.1 Toplam kavrama oranı " ε_γ "

Toplam kavrama oranı " ε_γ " profil kavrama oranı ε_α ile helis kavrama oranı ε_β toplan-masıyla bulunur.

$$\boxed{\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta} \qquad \text{F 75}$$

ε_γ	[–]	Toplam kavrama oranı
ε_α	[–]	Profil kavrama oranı
ε_β	[–]	Helis kavrama oranı

0.12.4.2 Profil kavrama oranı " ε_α "

Kavrama boyunun kavrama hatvesine oranı profil kavrama oranı " ε_α " verir. Profil kavrama oranı bütün kademelerde birden büyük olmalıdır, " ε_α " >1 . Daha emin çalışabilmek için $\varepsilon_\alpha > 1{,}25$ olması sağlanır. Profil kavrama oranı çarkların dönme hızı ile orantılı artarsa o kadar iyi olur. "

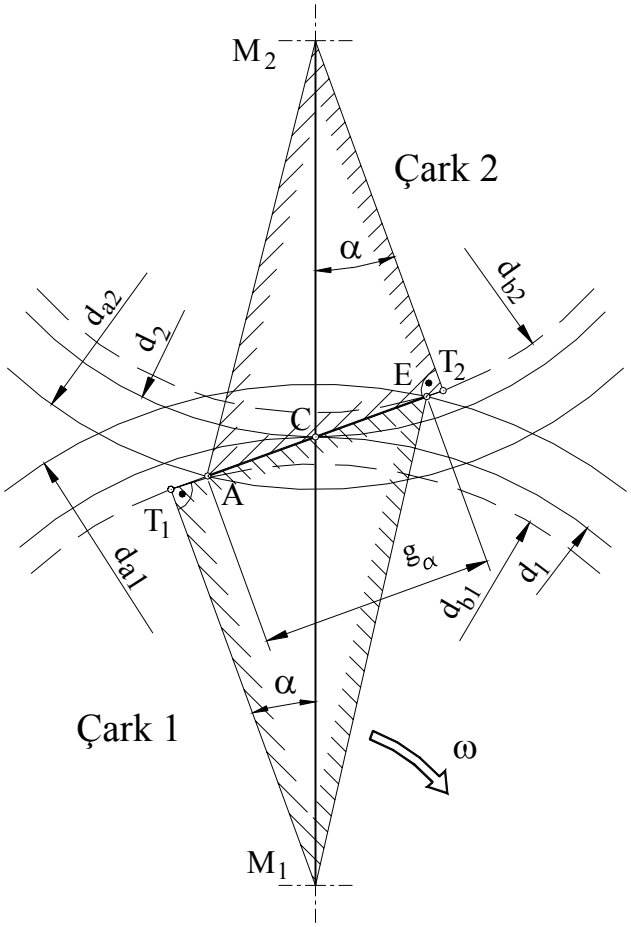
$$\varepsilon_\alpha = \frac{\text{Kavramaboyu}}{\text{Kavramahatvesi}} \geq 1$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_e} \quad \text{veya} \quad \varepsilon_\alpha = \frac{g_{\alpha t}}{p_{et}}$$

Kavrama boyu muhakkak kavrama hatvesinden büyük olmalıdır.

Kademenin istenildiği gibi çalışması için profil kavrama oranı $1{,}25 < \varepsilon_\alpha < 2$ seçilir.

Bir dişli çiftinde dişlilerden daima en az birer diş karşılıklı olarak birbirini kavramalı ve ikinci bir diş kavramadan evvel birinci diş karşı dişten ayrılmamalıdır. Bunu daha iyi anlamak için Şekil 91 e bakalım. Buradaki evolvent dişlileri teorik olarak bütün kavrama doğrusu boyunca, yani T1 den T2 ye kadar kavrayabilirler . Ancak 2. çarkın diş başı kavrama doğrusunu, A noktasında ve 1. çarkın diş üstü ise E noktasında kestiklerinden, dişliler ancak A ve E noktaları arasında birbirleriyle temastadırlar ve kavrama doğrusunun AE = g_α kısmına bu sebepten, kavrama boyu veya gerçek uzunluğu deriz. Takım tezgahlarında sesiz çalışma gerektiğinden profil kavrama oranı $\varepsilon_\alpha \approx 1{,}4$ alınır.



Şekil 91, Kavrama boyu

0.12.4.3 Kavrama boyu " g_α

Sıfır-Dişli kademesinde taksimat ve yuvarlanma daireleri çakışır (Şekil 91), yani aynıdır. Burada kavrama boyu $g_\alpha = AE$ dir. Bu eşitliği daha genişleterek yazarsak şu bağıntıyı buluruz:

$$\boxed{g_\alpha = \overline{AE} = \overline{T_1E} + \overline{T_2A} - \overline{T_1T_2}}$$ ve burada $\overline{T_1T_2} = \overline{T_1C} + \overline{CT_2}$ değerindedir.

Kavrama boyunu bulmak için eşitlikteki değerleri sırasıyla hesaplayalım:

M_1T_1E üçgeninden $\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 = \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2 + \overline{T_1E}^2$; $\overline{T_1E}^2 = \left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2$; $\overline{T_1E} = \frac{1}{2}\sqrt{d_{a1}^2 - b_{b1}^2}$

M_2T_2E üçgeninden: $\overline{T_2A} = \frac{1}{2}\sqrt{d_{a2}^2 - b_{b2}^2}$

T_1CM_1 üçgeninden: $\overline{T_1C} = \frac{d_1}{2}\cdot\sin\alpha$; $\overline{CT_2} = \frac{d_2}{2}\cdot\sin\alpha$; $a_0 = \frac{d_1 + d_2}{2}$

$$\overline{T_1T_2} = d_1\cdot\frac{\sin\alpha}{2} + d_2\cdot\frac{\sin\alpha}{2} = \frac{(d_1 + d_2)}{2}\cdot\sin\alpha = a_0\cdot\sin\alpha$$

Böylece genel olarak kavrama boyunu " g_α " şu formülle gösterebiliriz:

$$g_\alpha = \overline{AE} = \frac{1}{2}\cdot\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{1}{2}\cdot\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - - a_0\cdot\sin\alpha$$

Düz dişli:

Sıfır kademe:

$$\boxed{g_\alpha = \frac{1}{2}\cdot\left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0\cdot\sin\alpha}$$ F 76

V – Kademe:

$$\boxed{g_\alpha = \frac{1}{2}\cdot\left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0\cdot\sin\alpha_w}$$ F 77

Helis dişli

Sıfır kademe:

$$\boxed{g_\alpha = \frac{1}{2}\cdot\left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0\cdot\sin\alpha_t}$$ F 78

V – Kademe:

$$\boxed{g_\alpha = \frac{1}{2}\cdot\left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0\cdot\sin\alpha_{wt}}$$ F 79

g_α	mm	Kavrama boyu
$d_{a1,2}$	mm	Pinyon ve çarkın diş üstü çapı
d_{b1}	mm	Pinyon ve çarkın temel dairesi çapı
a_0	mm	Profil kaydırmasız eksen arası
α	[–]	Kavrama açıları, indekslerine göre

0.12.4.4 Kavrama hatvesi “ p_e veya p_{et}“

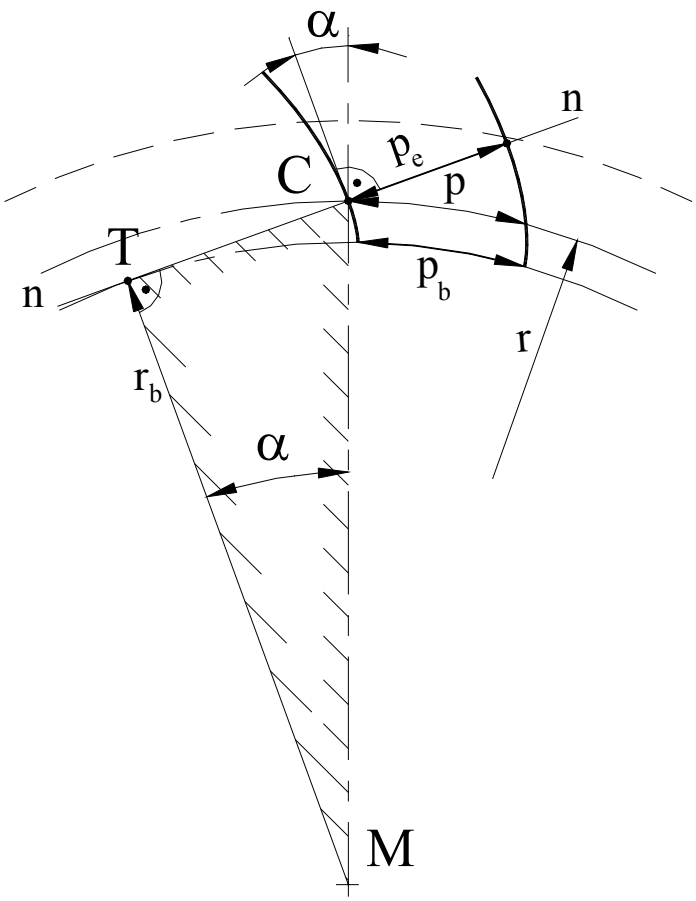
Kavrama normali n-n in üzerindeki “p_e“ boyu, kavrama hatvesidir. Temel dairesindeki hatve “**temel kavrama hatvesi**” “p_b” ile kavrama hatvesi “p_e“ aynı boydadır (Şekil 92).
Kademenin saat gibi çalışması için hatvelerin tam uyması gereklidir. Bu değer helis dişlilerde “**alın kavrama hatvesi**”, düz dişlilerde ise “**normal kavrama hatvesi**” olarak tanımlanır.

Hesaplayacak olursak şu formülleri buluruz:

$$U_b = d_b \cdot \pi = z \cdot p_b$$

$$p_b = \frac{d_b \cdot \pi}{z} = p \cdot \cos\alpha$$

$$p_e = p_b$$



Şekil 92, Kavrama hatvesi

$$p_e = p_b = p \cdot \cos\alpha_n = \pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha_n$$

Temel kavrama hatvesi $\boxed{p_b = \pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha_n}$ F 80

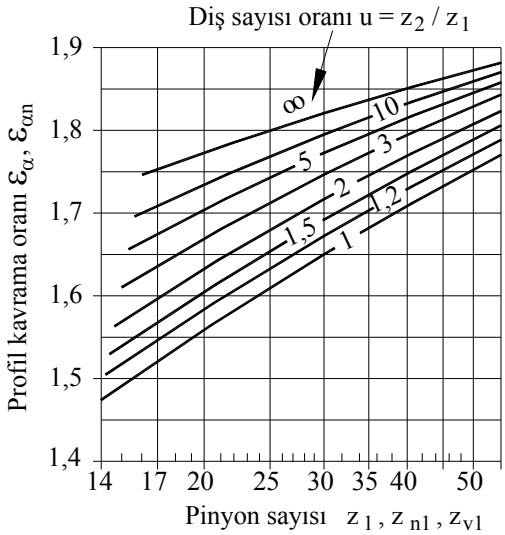
Normal kavrama hatvesi $\boxed{p_e = \pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha_n}$ F 81

Alın kavrama hatvesi $\boxed{p_{et} = \pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t}$ F 82

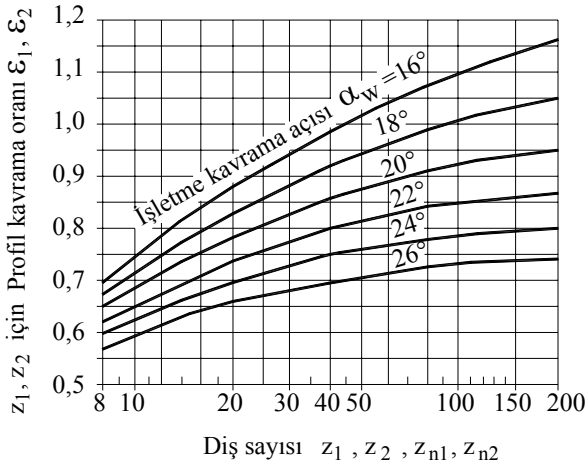
p_e	mm	Normal kavrama hatvesi
p_b	mm	Temel kavrama hatvesi
p_{et}	mm	Alın kavrama hatvesi
m_n	mm	Normal modül
m_t	mm	Alın modülü
α_n	[–]	Normal kavrama açısı
α_t	[–]	Alın kavrama açısı

0.12.4.5 Profil kavrama oranı “ε_α“hesabı

Hassas ve tam hesaplar için ε_α değerleri hesaplanmalı, kaba olarak alınabilecek değerler tablodan alınmalıdır.



Şekil 93, ε_α Sıfır ve V- Sıfır kademede



Şekil 94, ε_α V- kademede

Düz dişli, Sıfır-Kademe

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_e} = \frac{0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0 \cdot \sin\alpha_n}{\pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha_n} \qquad \text{F 83}$$

Düz dişli, V-Kademe

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_e} = \frac{0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0 \cdot \sin\alpha_w}{\pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha_n} \qquad \text{F 84}$$

Helis dişli, Sıfır-Kademe

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{et}} = \frac{0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0 \cdot \sin\alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t} \qquad \text{F 85}$$

Helis dişli, V-Kademe

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{et}} = \frac{0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0 \cdot \sin\alpha_{wt}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t} \qquad \text{F 86}$$

$d_{a1,2}$	mm	Pinyon ve çarkın diş üstü çapı
$d_{b1,2}$	mm	Pinyon ve çarkın temel dairesi çapı
a_0	mm	Profil kaydırmasız eksen arası
α	[–]	İndeksine göre kavrama açısı
m	mm	Modül

Profil kavrama oranı “$\varepsilon_{\alpha n}$“

$$\varepsilon_{\alpha n} = \frac{\varepsilon_\alpha}{(\cos\beta_b)^2} \qquad \text{F 87}$$

0.12.4.6 Helis kavrama oranı " ε_β "

Helis kavrama oranı, eğikliğin alın hatvesine oranı olup, sembolü " ε_β " dır.

$$\varepsilon_\beta = \frac{U}{p_t} \qquad \text{F 88}$$

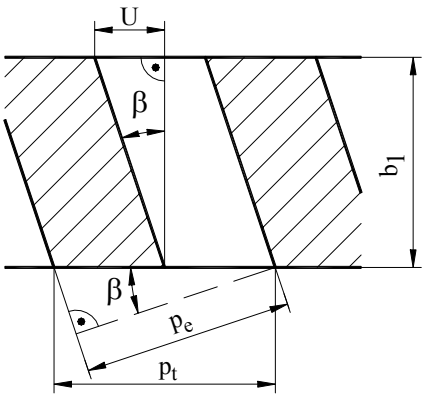
U	mm	Eğiklik
p_t	mm	Alın hatvesi

0.12.4.7 Eğiklik " U "

Eğiklik, taksimat silindirinin yanağı kesme eğrisine, dişli başlangıcında çizilen teğet ile teğet noktadında taksimat silindirinde eksene çizilen paralel doğru arasındaki dişli bitimindeki açıklığıdır. Eğiklik şu şekilde bulunur.
Şekil 95 de taksimat dairesinde açık kesit gösterilmiştir. Burada:

$$\tan\beta = U / b_1$$

bağıntısı yazılıp eğiklik bulunur:



Şekil 95, Eğiklik kavrama oranı

$$U = b_1 \cdot \tan\beta \qquad \text{F 89}$$

U	mm	Eğiklik
b_1	mm	Diş genişliği, normal temas boyu
p_t	mm	Alın hatvesi
p_n	mm	Normal hatve

$$\varepsilon_\beta = \frac{u}{p_t} = \frac{b_1 \cdot \tan\beta}{p_t} = \frac{b_1 \cdot \tan\beta}{\pi\, m_t} = \frac{b_1 \cdot \dfrac{\sin\beta}{\cos\beta}}{\dfrac{\pi\, m_n}{\cos\beta}}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_1 \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} \geq 1 \qquad \text{F 90}$$

ε_β	[–]	Helis kavrama oranı
b_1	mm	Diş genişliği, normal temas boyu
β	°	Helis açısı
m_n	mm	Normal modül

Helis kavrama oranının birden büyük olması ($\varepsilon_\beta \geq 1$) halinde kademede kesintisiz değme olacağından kademe sessiz, yani gürültüsüz çalışır.

Genelde küçük eksenel kuvvet ve sessiz çalışma için ε_β = 1...1,2 olması idealdir. Bu şarttan hareket ederek helis açısının seçimi yapılır. Bunun içinde $\varepsilon_\beta \approx 1{,}14$ alınır "sin β" ye çözülmüş F 94 formülüne yerleştirilir.

$$\sin\beta = \frac{\pi\, m_n}{b_1}\,\varepsilon_\beta \quad \therefore \quad \sin\beta \approx 3{,}5\,\frac{m_n}{b_1}$$

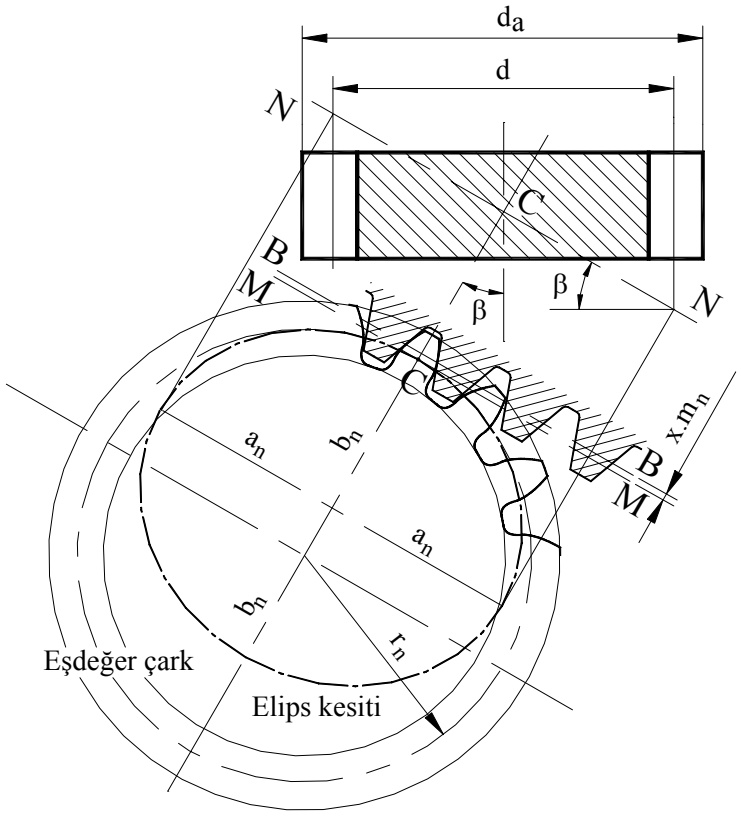
Pratikte alındığı gibi $b_1 \approx d \approx m_n\, z_1$ olarak kabul edilirse, helis açısı için şu öneri ortaya çıkar:

$$\boxed{\beta = \arcsin\left(\frac{3{,}5}{z_1}\right)} \qquad \text{F 91}$$

β	°	Helis açısı
z_1	[–]	Pinyonun diş sayısı

0.12.4.8 Eşdeğer diş sayısı " z_n "

Helis dişlide eşdeğer diş sayısı, helis dişli için düşünülen eşdeğer düz dişli çarkın diş sayısıdır. Yani; Normal kesitin (çark kenarıyla β açısı yapan kesit) verdiği elipsin büyük yarıçapını taksimat dairesi yarı çapı alan dişlinin diş sayısı demektir.



Şekil 96, Eşdeğer diş sayısı

C noktasında yarı çap :

$$r_n = \frac{d}{2\cdot\cos^2\beta_b}$$

$$2\cdot a_n = d\cdot\cos\beta$$

$$2\cdot b_n = d_n \quad \text{oder} \quad 2\cdot r_n = d_n$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2\beta_b}$$

$$d = m_n\cdot z \;;\; d_n = m_n\cdot z_n$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$$

$$m_n\cdot z_n = \frac{m_t\cdot z}{\cos^2\beta_b}$$

$$m_n\cdot z_n = \frac{m_n\cdot z}{\cos^2\beta_b\cdot\cos\beta}$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta} \qquad \text{F 92}$$

Eğer burada küçük bir hatayı kabul edip $\cos\beta \approx \cos\beta_b$ alınırsa:

$$z_n = \frac{z}{\cos^3\beta_b} \qquad \text{F 93}$$

z_n	[–]	Eşdeğer diş sayısı
β	°	Helis açısı
β_b	°	Temel dairesinde helis açısı

0.12.4.9 Temel dairesinde helis açısı " β_b "

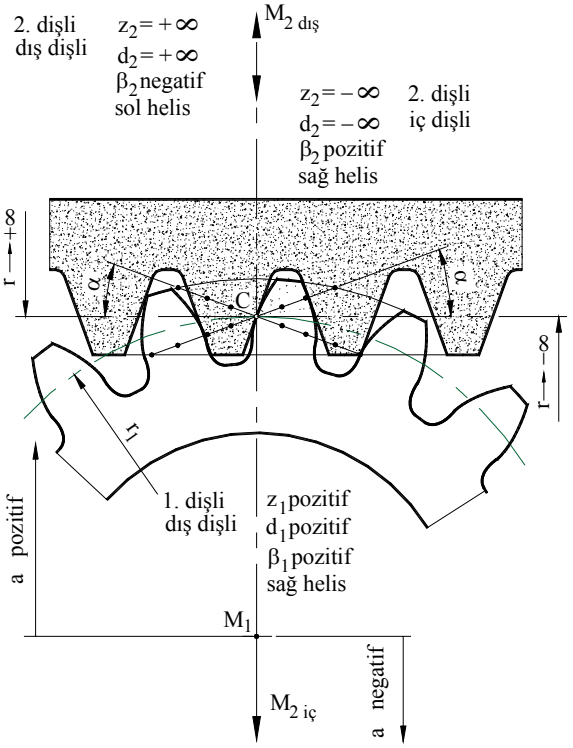
Temel silindirinin dişli yanağı kesme eğrisine, dişli başlangıcında çizilen teğet ile teğet noktadında temel silindiri üzerinde eksene çizilen paralel doğru arasındaki açı "**Temel dairesinde helis açısı** " dır ve şu şekilde hesaplanır:

$$\beta_b = \arcsin\left(\sin\beta \cdot \cos\alpha_n\right) \qquad \text{F 94}$$

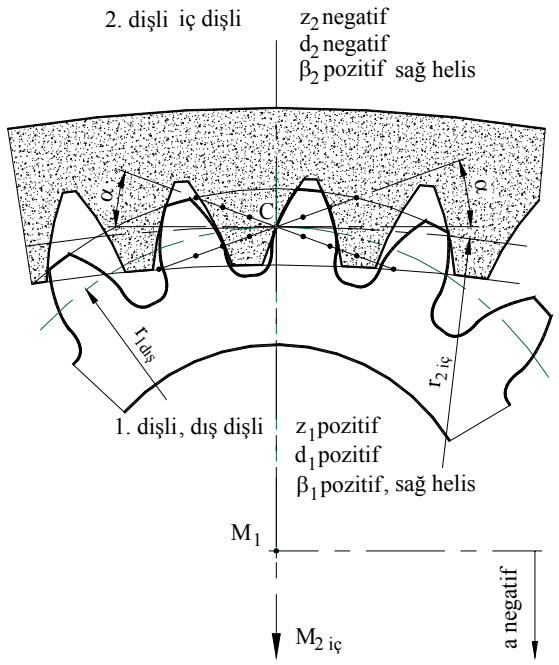
β_b	°	Temel dairesinde helis açısı
β	°	Helis açısı
α_n	°	Normal kavrama açısı

0.13 İç ve kremayer dişliler

İç dişlileri anlatmadan önce "kremayer" dişliyi tanımak, iç dişlileri daha iyi anlamak için çok faydalıdır. Referans profilli dişli veya diş sayısı ve taksimat dairesi sonsuz olan dişliye "kremayer" dişlisi denir (Şekil 97). Kremayer dişlisi bir çok yerlerde kullanılır.



Şekil 97, Kremayer dişli



Şekil 98, İç dişli

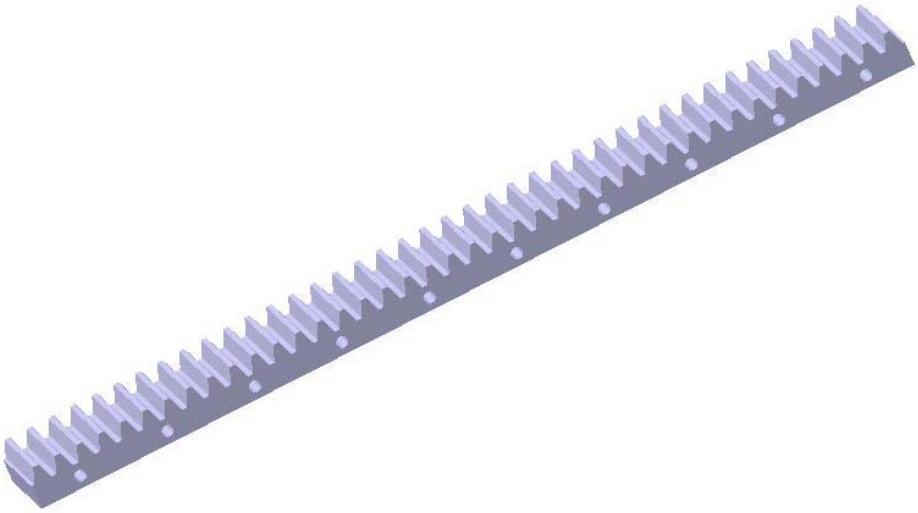
Verilecek örneklerin başında dönme hareketinin düz harekete çevrilmesi gelir. Torsiyon hareketinin düz harekete döndürülmesi teknikte ve günlük hayatta çok kullanılır.

Örneğin:
Dağ trenlerinde ortada üçüncü ray olarak kremayer dişlisi konulur ve tren tahrik eden pinyon ile rayda kaymadan dağa tırmanır. Bina yanlarına kurulan yük asansörleride aynı prensipe dayanarak çalışır. Atom santralında uranyum çubuklarını değiştirecek vinçlerin vinç yürüyüş ve şaryonun yürüyüş mekanizmasında kullanılır.
Örnekler saymakla bitirilemez.

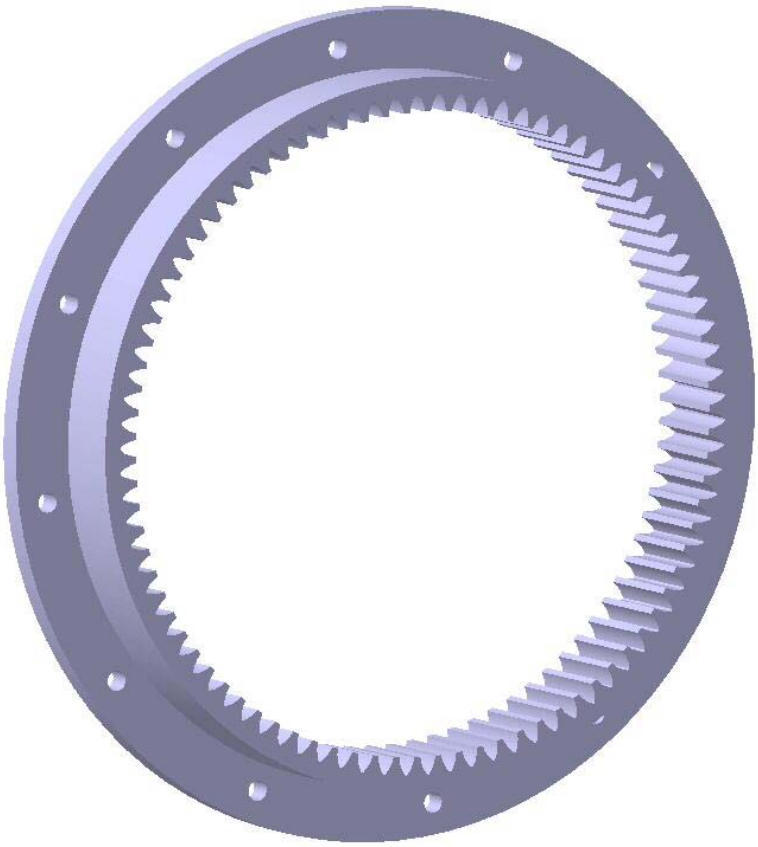
Kremayer dişlisi çift yönden tanımlanabilir. Şekil 97 de görüldüğü gibi kremayer dişlisi ile oluşan dişli kademesinin eksenler mesafesi "+" pozitif olarak alınırsa kremayer dişlisi "dış dişli", eğer eksenler mesafesi "–" negatif olarak alınırsa kremayer dişlisi "iç dişli" olur. Eğer diş sayısı sonsuzdan belirli bir sayıya getirilirse sonsuz büyüklüğündeki taksimat çapıda belli bir büyüklüğe gelir, Şekil 98. Böylece klasik görünüşlü iç dişli oluşur.

İç dişlilerin geometrik büyüklükleri dış alın dişlilerinin aynı olup aradaki fark "z_2" nin negatif ön işaretiyle hesabın yapılmasıdır.

İç dişliler düz, helis ve çavuş dişli olarak imal edilebilirler. Taşlanmaları sınırlıdır. Yanak taşıma gücü aynı birideki dış dişlilere göre daha büyüktür. Eksenlar arası daha küçüktür. İç dişlinin diş falnşı kademeyi tabii koruyan bir parçadır. Çok az yer kaplarlar. İmalatları dış dişlilere göre daha zordur. En çok planet dişlilerde kullanılırlar.



Şekil 99, Kremayer dişli



Şekil 100, İç dişli

0.14 Örnek

Burada hesapların yapılabilmesi için kademenin ön ölçülendirilmesi ve analizinin yapılmış olması gerekir. Yani dişlinin geometrik ölçüleri temel büyüklüklerin ön ölçülendirmeyle belirlenmesinden sonra yapılır. Buradaki değerler 1. kısımda hesaplanmış değerlerdir.

0.14.1 Takım tezgahı redüktörü, 1. Kademe geometrik değerleri

0.14.1.1 1. Kademe bilinenler

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{11,21}$ =	18	107
Modül	mm	m_{n1} =	3	
Kavrana açısı	°	α_{n1} =	20°	
Çevirme oranı		u_1 =	5,944	
Diş genişliği	mm	$b_{11,21}$ =	65	60
Helis açısı	°	β_1 =	19,7246°	
Helis yönü			sağ	sol
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_1 =	200	
Devir sayısı	d/s	$n_{11,21}$ =	24,3	3,7
Malzeme adı			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm^2	E_{din} =	210’000	210’000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Hlim} =	1’100	1’100
Çevresel 0,5 mm derinlikte alevle diş dibi dahil sertleştirilmiş		HB	525	525
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_{t1} =	139,1	–

0.14.1.2 1. Kademe geometrik ölçüler

	Tanımı	Değerler
1	Alın modülü, F 19, $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{3}{\cos(19{,}7246)}$	m_{t1} = 3,18699 mm
2	Alın kavrama açısı, F 25, $\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right)$	α_{t1} = 21,139346°
3	Profil kaydırmasız eksen arası, F 52, $a_0 = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$	a_{01} = 199,187 mm
4	İşletmede kavrama açısı, F 29, $\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a_0 \cdot \cos\alpha_t}{a}\right)$	α_{wt1} = 21,733627°
5	Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu, F 26, $\text{inv}\alpha_t = \tan\alpha_t - \frac{\alpha_t \cdot \pi}{180}$	$\text{inv}\alpha_{t1}$ = 0,017706
6	İşletmede kavrama açısının evolvent fonksiyonu, F 30, $\text{inv}\alpha_{wt} = \tan\alpha_{wt} - \frac{\alpha_{wt} \cdot \pi}{180}$	$\text{inv}\alpha_{wt1}$ = 0,019305
7	Toplam profil kaydırma değeri ” Σx “, F 44, $\Sigma x = x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \tan\alpha_n}$	Σx_1 = 0,274596
8	Diş üstü çap düzeltmesi “ k m_n **“**, F 57, $k \cdot m_n = a_0 + (x_1 + x_2) \cdot m_n - a$	$k.m_{n1}$ = 0,01095

9	Temel dairesinde helis açısı " β_b ", F 94, $\beta_b = \arcsin\left(\sin\beta \cdot \cos\alpha_n\right)$	$\beta_{b1} = 18{,}490399°$	
10	Eşdeğer diş sayısı " z_n ", F 92, $z_n = \dfrac{z}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta}$	$z_{n11} = 21{,}260365$ $z_{n21} = 126{,}381061$	
11	Profil kaydırma faktörü " x_1 ", F 47, öneri : $x_1 \le \dfrac{\Sigma x}{2} + \dfrac{1-\Sigma x}{2} \cdot \dfrac{\lg u}{\lg\left(\dfrac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} = 0{,}333745$	seçim $x_{11} = +0{,}25$	–
	Profil kaydırma faktörü " x_2 ",F 48, $x_2 = \Sigma x - x_1$	–	$x_{21} = +0{,}02459$
12	Taksimat dairesi, F 23, $d = z \cdot m_t = z \cdot \dfrac{m_n}{\cos\beta}$	$d_{11} = 57{,}366$	$d_{21} = 341{,}008$
13	Diş üstü çapı, F 55, $d_a = d + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x) \pm 2 \cdot k \cdot m_n$	$d_{a11} = 64{,}844$	$d_{a21} = 347{,}134$
14	Ölçülecek diş sayısı " k ", F 59, $k = \dfrac{z_n \cdot \alpha_n}{180} + 0{,}5 \ge 2$	$k_{11} = 3$	$k_{21} = 15$
15	Kontrol ölçü değeri " W_k " , F 60, $W_k = m_n \cdot \cos\alpha_n \cdot \left[(k - 0{,}5) \cdot \pi + z \cdot \mathrm{inv}\alpha_t\right] + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin\alpha_n$	$W_{k11} = 23{,}552$	$W_{k21} = 133{,}809$
	Takımtezgahları tahrikleri , Tablo 2	$A_a = \mathrm{js}\ 6$; $A_{sne} = \mathrm{f}$; $T_{sn} = 24$	
	W_k için üst sapma değeri, Tablo 4, d için	$A_{sne} = -\ 0{,}019$	$A_{sne} = -\ 0{,}035$
	Diş kalınlığı toleransı, Tablo 5, d için	$T_{sn} = 0{,}025$	$T_{sn} = 0{,}040$
	Üst tolerans, F 71, $A_{üWk} = A_{sne} \cdot \cos\alpha$	$A_{üWk1} = -0{,}018$	$A_{üWk2} = -0{,}033$
	Alt tolerans, F 72, $A_{aWk} = (A_{sne} - T_{sn}) \cdot \cos\alpha$	$A_{aWk1} = -0{,}041$	$A_{üWk2} = -0{,}070$
	max. ölçü değeri, F 61, $W_{kü} = W_k + A_{üWk}$	$W_{kü11} = 23{,}535$	$W_{kü21} = 133{,}776$
	min. ölçü değeri, F 62, $W_{ka} = W_k + A_{aWk}$	$W_{ka11} = 23{,}511$	$W_{ka21} = 133{,}739$
	Eksenler arası toleransı, Tablo 3, $a_1 = 200$ mm ; $A_a = \mathrm{js}\ 6$	$A_{a1} = \pm\ 0{,}0145$ mm	
16	Temel dairesi çapı, F 34, $d_b = m_t \cdot z \cdot \cos\alpha_t$	$d_{b11} = 53{,}506$	$d_{b21} = 318{,}061$
17	Profil kavrama oranı "ε_α" hesabı, F 86, $\varepsilon_\alpha = \dfrac{0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0 \cdot \sin\alpha_{wt}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t}$	$\varepsilon_{\alpha1} = 1{,}476781$	
	Profil kavrama oranı "$\varepsilon_{\alpha n}$", F 87, $\varepsilon_{\alpha n} = \dfrac{\varepsilon_\alpha}{(\cos\beta_b)^2}$	$\varepsilon_{\alpha n1} = 1{,}641929$	
18	Helis kavrama oranı " ε_β " , F 90, $\varepsilon_\beta = \dfrac{b_1 \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} \ge 1$	$\varepsilon_{\beta1} = 2{,}148588$	
19	Diş genişliği kontrolu, F 73, $b_{min} = W_k \cdot \sin\beta_b + b_M \cdot \cos\beta_b$ $b_M \ge 1{,}2 + 0{,}018 \cdot W_k = 1{,}6$ mm	$b_{min} = 9{,}5$ mm $< b_2 = 60$ mm	

Böylece 1. Kademenin bütün geometrik ölçüleri tamamlanmış ve sağlanmıştır.

0.14.2 Takım tezgahı redüktörü, 2. Kademe geometrik değerleri

0.14.2.1 2. Kademe bilinenler

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{12,22}$ =	18	78
Modül	mm	m_{n2} =	5	
Kavrana açısı	°	α_{n2} =	20°	
Çevirme oranı		u_2 =	4,333	
Diş genişliği	mm	$b_{12,22}$ =	113	105
Helis açısı	°	β_2 =	14,4775°	
Helis yönü			sol	sağ
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_2 =	250	
Devir sayısı	d/s	$n_{12,22}$ =	3,7	0,9
Malzeme adı			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm^2	E_{din} =	210'000	210'000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Hlim} =	1'100	1'100
Çevresel 0,5 mm derinlikte alevle diş dibi dahil sertleştirilmiş		HB	525	525
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_{t2} =	814,7	–

0.14.2.2 2. Kademe geometrik ölçüler

	Tanımı	Değerler
1	Alın modülü, F 19, $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{3}{\cos(19{,}7246)}$	m_{t2} = 5,16398mm
2	Alın kavrama açısı, F 29, $\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right)$	α_{t2} = 20,601583°
3	Profil kaydırmasız eksen arası, F 52, $a_0 = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$	a_{02} = 247,871mm
4	İşletmede kavrama açısı, F 29, $\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a_0 \cdot \cos\alpha_t}{a}\right)$	α_{wt2} = 21,862817°
5	Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu, F 26, $\text{inv}\alpha_t = \tan\alpha_t - \frac{\alpha_t \cdot \pi}{180}$	$\text{inv}\alpha_{t2}$ = 0,016341
6	İşletmede kavrama açısının evolvent fonksiyonu, F 30, $\text{inv}\alpha_{wt} = \tan\alpha_{wt} - \frac{\alpha_{wt} \cdot \pi}{180}$	$\text{inv}\alpha_{wt2}$ = 0,019666
7	Toplam profil kaydırma değeri " Σx ", F 44, $\Sigma x = x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \tan\alpha_n}$	Σx_2 = 0,438401
8	Diş üstü çap düzeltmesi " k m_n ", F 57, $k \cdot m_n = a_0 + (x_1 + x_2) \cdot m_n - a$	$k.m_{n2}$ = 0,062927
9	Temel dairesinde helis açısı " β_b ", F 94, $\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cdot \cos\alpha_n)$	β_{b2} = 13,587082°

10	Eşdeğer diş sayısı " z_n ", F 92, $z_n = \dfrac{z}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta}$	$z_{n12} = 19{,}676226$ $z_{n22} = 85{,}263647$	
11	Profil kaydırma faktörü " x_1 ", F 47, öneri : $x_1 \le \dfrac{\Sigma x}{2} + \dfrac{1-\Sigma x}{2} \cdot \dfrac{\lg u}{\lg\left(\dfrac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} = 0{,}365211$	seçim $x_{12} = +\,0{,}25$	–
	Profil kaydırma faktörü " x_2 ", F 48, $x_2 = \Sigma x - x_1$	–	$x_{22} = +\,0{,}188401$
12	Taksimat dairesi, F 23, $d = z \cdot m_t = z \cdot \dfrac{m_n}{\cos\beta}$	$d_{12} = 92{,}952$	$d_{22} = 402{,}790$
13	Diş üstü çapı, F 55, $d_a = d + 2 \cdot m_n \cdot (1+x) \pm 2 \cdot k \cdot m_n$	$d_{a12} = 105{,}326$	$d_{a22} = 414{,}548$
14	Ölçülecek diş sayısı " k ", F 59, $k = \dfrac{z_n \cdot \alpha_n}{180} + 0{,}5 \ge 2$	$k_{12} = 3$	$k_{22} = 10$
15	Kontrol ölçü değeri " W_k " , F 60, $W_k = m_n \cdot \cos\alpha_n \cdot [\,(k - 0{,}5) \cdot \pi + z \cdot \mathrm{inv}\alpha_t\,] + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin\alpha_n$	$W_{k12} = 39{,}139$	$W_{k22} = 146{,}859$
	Takımtezgahları tahrikleri , Tablo 2	$A_a = \mathrm{js}\ 6$; $A_{sne} = \mathrm{f}$; $T_{sn} = 24$	
	W_k için üst sapma değeri, Tablo 4, d için	$A_{sne} = -\,0{,}019$	$A_{sne} = -\,0{,}035$
	Diş kalınlığı toleransı, Tablo 5, d için	$T_{sn} = 0{,}025$	$T_{sn} = 0{,}040$
	Üst tolerans, F 71, $A_{üWk} = A_{sne} \cdot \cos\alpha$	$A_{üWk2} = -0{,}018$	$A_{üWk2} = -0{,}033$
	Alt tolerans, F 72, $A_{aWk} = (A_{sne} - T_{sn}) \cdot \cos\alpha$	$A_{aWk2} = -0{,}041$	$A_{üWk2} = -0{,}070$
	max. ölçü değeri, F 61, $W_{kü} = W_k + A_{üWk}$	$W_{kü12} = 39{,}121$	$W_{kü22} = 146{,}789$
	min. ölçü değeri, F 62, $W_{ka} = W_k + A_{aWk}$	$W_{ka12} = 39{,}097$	$W_{ka22} = 146{,}827$
	Eksenler arası toleransı, Tablo 3, $a_2 = 250$ mm ; $A_a = \mathrm{js}\ 6$	$A_{a2} = \pm\,0{,}0145$ mm	
16	Temel dairesi çapı, F 34, $d_b = m_t \cdot z \cdot \cos\alpha_t$	$d_{b12} = 87{,}007$	$d_{b22} = 377{,}032$
17	Profil kavrama oranı "ε_α" hesabı, F 86, $\varepsilon_\alpha = \dfrac{0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0 \cdot \sin\alpha_{wt}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t}$	$\varepsilon_{\alpha 2} = 1{,}497914$	
	Profil kavrama oranı "$\varepsilon_{\alpha n}$", F 87, $\varepsilon_{\alpha n} = \dfrac{\varepsilon_\alpha}{(\cos\beta_b)^2}$	$\varepsilon_{\alpha n2} = 1{,}585411$	
18	Helis kavrama oranı " ε_β " , F 90, $\varepsilon_\beta = \dfrac{b_1 \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} \ge 1$	$\varepsilon_{\beta 2} = 1{,}671126$	
19	Diş genişliği kontrolu, F 73, $b_{min} = W_k \cdot \sin\beta_b + b_M \cdot \cos\beta_b$ $b_M \ge 1{,}2 + 0{,}018 \cdot W_k = 1{,}9$ mm	$b_{min} = 11{,}6$ mm $< b_2 = 105$ mm	

Böylece 2. Kademenin bütün geometrik ölçüleri tamamlanmış ve sağlanmıştır.

0.14.3 Takım tezgahı redüktörü, 3. Kademe geometrik değerleri

0.14.3.1 3. Kademe bilinenler

Tanımı	Birim	Sembol	Pinyon	Çark
Diş sayısı		$z_{13,23}$ =	16	61
Modül	mm	m_{n3} =	8	
Kavrana açısı	°	α_{n3} =	20°	
Çevirme oranı		u_3 =	3,813	
Diş genişliği	mm	$b_{13,23}$ =	150	140
Helis açısı	°	β_3 =	10,0787°	
Helis yönü			sağ	sol
Diş açma kalitesi			DIN 8	
Eksenler mesafesi	mm	a_3 =	315	
Devir sayısı	d/s	$n_{13,23}$ =	0,9	0,9
Malzeme adı			42 CrMo 4	42 CrMo 4
Elastiklik modülü	N/mm^2	E_{din} =	210'000	210'000
Diş dibi mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Flim} =	310	310
Diş yanağı mukavemet değeri	N/mm^2	σ_{Hlim} =	1'100	1'100
Çevresel 0,5 mm derinlikte alevle diş dibi dahil sertleştirilmiş		HB	525	525
Moment (hesaplar için geçerli, pinyon)	Nm	M_t =	3'487,8	–

0.14.3.2 3. Kademe geometrik ölçüler

	Tanımı	Değerler
1	Alın modülü, F 19, $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{8}{\cos(19{,}7246)}$	m_{t3} = 8,12539 mm
2	Alın kavrama açısı, F 25, $\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}\right)$	α_{t3} = 20,288809°
3	Profil kaydırmasız eksen arası, F 52, $a_0 = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$	a_{03} = 312,827mm
4	İşletmede kavrama açısı, F 29, $\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a_0 \cdot \cos\alpha_t}{a}\right)$	α_{wt3} = 21,33141°
5	Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu, F 26, $\text{inv}\alpha_t = \tan\alpha_t - \frac{\alpha_t \cdot \pi}{180}$	$\text{inv}\alpha_{t3}$ = 0,015581
6	İşletmede kavrama açısının evolvent fonksiyonu, F 30, $\text{inv}\alpha_{wt} = \tan\alpha_{wt} - \frac{\alpha_{wt} \cdot \pi}{180}$	$\text{inv}\alpha_{wt3}$ = 0,018212
7	Toplam profil kaydırma değeri " Σx ", F 44, $\Sigma x = x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \tan\alpha_n}$	Σx_3 = 0,27831
8	Diş üstü çap düzeltmesi " k m_n ", F 57, $k \cdot m_n = a_0 + (x_1 + x_2) \cdot m_n - a$	$k.m_{n3}$ = 0,053935
9	Temel dairesinde helis açısı " β_b ", F 94, $\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cdot \cos\alpha_n)$	β_{b3} = 9,465104°

10 Eşdeğer diş sayısı " z_n ", F 92, $z_n = \dfrac{z}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta}$ — $z_{n13} = 16{,}702458$, $z_{n23} = 63{,}678121$

Profil kaydırma faktörü " x_1 ",F 47, öneri :

11 $x_1 \le \dfrac{\Sigma x}{2} + \dfrac{1-\Sigma x}{2} \cdot \dfrac{\lg u}{\lg\left(\dfrac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} = 0{,}343413$ — seçim $x_{13} = +0{,}25$ — –

Profil kaydırma faktörü " x_2 ", F 48, $x_2 = \Sigma x - x_1$ — – — $x_{23} = +0{,}02831$

12 Taksimat dairesi, F 23, $d = z \cdot m_t = z \cdot \dfrac{m_n}{\cos\beta}$ — $d_{13} = 130{,}006$ — $d_{23} = 495{,}649$

13 Diş üstü çapı, F 55, $d_a = d + 2 \cdot m_n \cdot (1+x) \pm 2 \cdot k \cdot m_n$ — $d_{a13} = 149{,}898$ — $d_{a23} = 511{,}994$

14 Ölçülecek diş sayısı " k ", F 59, $k = \dfrac{z_n \cdot \alpha_n}{180} + 0{,}5 \ge 2$ — $k_{13} = 3$ — $k_{23} = 8$

15 Kontrol ölçü değeri " W_k " , F 60,
$W_k = m_n \cdot \cos\alpha_n \cdot [(k - 0{,}5) \cdot \pi + z \cdot \mathrm{inv}\alpha_t] + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin\alpha_n$ — $W_{k13} = 62{,}285$ — $W_{k23} = 184{,}428$

Takımtezgahları tahrikleri , Tablo 2 — $A_a = \mathrm{js}\ 6$; $A_{sne} = \mathrm{f}$; $T_{sn} = 24$

W_k için üst sapma değeri, Tablo 4, d için — $A_{sne13} = -0{,}026$ — $A_{sne23} = -0{,}035$

Diş kalınlığı toleransı, Tablo 5, d için — $T_{sn13} = 0{,}030$ — $T_{sn23} = 0{,}040$

Üst tolerans, F 71, $A_{üWk} = A_{sne} \cdot \cos\alpha$ — $A_{üWk13} = -0{,}024$ — $A_{üWk23} = -0{,}033$

Alt tolerans, F 72, $A_{aWk} = (A_{sne} - T_{sn}) \cdot \cos\alpha$ — $A_{aWk13} = -0{,}053$ — $A_{üWk23} = -0{,}070$

max. ölçü değeri, F 61, $W_{kü} = W_k + A_{üWk}$ — $W_{kü13} = 62{,}260$ — $W_{kü23} = 184{,}395$

min. ölçü değeri, F 62, $W_{ka} = W_k + A_{aWk}$ — $W_{ka13} = 62{,}232$ — $W_{ka23} = 184{,}357$

Eksenler arası toleransı, Tablo 3,
$a_3 = 315$ mm ; $A_a = \mathrm{js}\ 6$ — $A_{a3} = \pm 0{,}016$ mm

16 Temel dairesi çapı, F 34, $d_b = m_t \cdot z \cdot \cos\alpha_t$ — $d_{b13} = 121{,}941$ — $d_{b23} = 464{,}899$

Profil kavrama oranı "ε_α" hesabı, F 86,

17 $\varepsilon_\alpha = \dfrac{0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_0 \cdot \sin\alpha_{wt}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t}$ — $\varepsilon_{\alpha 3} = 1{,}513986$

Profil kavrama oranı "$\varepsilon_{\alpha n}$", F 87,

$\varepsilon_{\alpha n} = \dfrac{\varepsilon_\alpha}{(\cos\beta_b)^2}$ — $\varepsilon_{\alpha n3} = 1{,}556067$

Helis kavrama oranı " ε_β " , F 90,

18 $\varepsilon_\beta = \dfrac{b_1 \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} \ge 1$ — $\varepsilon_{\beta 3} = 0{,}974828$

Diş genişliği kontrolu, F 73,

19 $b_{min} = W_k \cdot \sin\beta_b + b_M \cdot \cos\beta_b$ — $b_{min} = 13{,}2$ mm $< b_2 = 140$ mm

$b_M \ge 1{,}2 + 0{,}018 \cdot W_k = 2{,}3$ mm

Böylece 3. Kademenin bütün geometrik ölçüleri tamamlanmış ve sağlanmıştır.

1 Kaynaklar

1.1 Literatür

[1]	Akkurt Mustafa / Kent Malik	Makina Elemanları, Birinci Cilt, 2.Baskı Birsen Yayınevi, 1986
[2]	Bachmann / Lohkamp / Strobl	Maschinenelemente, Band 1, Grundlagen und Verbindungselemente, Vogel- Buchverlag, Würzburg
[3]	Bargel/Schulze	Werkstoffkunde, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf
[4]	Böge, A.	Das Techniker Handbuch, 16. überarbeitete Auflage, Friedr. Vieweg&Sohn, 2000
[5]	Decker, K-H.	Maschinenelemente, Gestaltung und Berechnung Carl Hanser Verlag, München Wien, 8.Auflage
[6]	DIN-Taschenbuch 106	Antriebstechnik 1, Normen über die Verzahnungsterminologie Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln, 2.Auflage 1981
[7]	DIN-Taschenbuch 123	Antriebstechnik 2, Normen für die Zahnradfertigung Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln, 1.Auflage 1978
[8]	DIN-Taschenbuch 173	Antriebstechnik 3, Normen für die Zahnradkonstruktion Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln
[9]	Dubbel, H.	Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Auflage, Springer Verlag, 1990
[10]	Ernst	Die Hebezeuge Bemessungsgrundlagen, Bauteile, Antriebe Friedr. Vieweg+Sohn Branschweig, 1973
[11]	Gieck, K.	Technische Formelsammlung, 27. erweiterte Auflage, Gieck Verlag, 1981
[12]	Hütte	Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften 29. völlig neubearbeitete Auflage, Springer Verlag, 1991
[13]	Köhler / Rögnitz	Maschinenteile, Teil 1 und Teil 2 B.G.Teubner, Stuttgart
[14]	Konstruteur	BBC (Yeni ABB) Firması Firma içi yayını
[15]	Kutay, M. Güven	Makinacının Rehberi, Birsen Yayınevi, Istanbul, 2003
[16]	Kutay, M. Güven	Mukavemet Değerleri, Makina Mühendisleri Odası, MMO/2004/353
[17]	Langer, E.	Maschinenelemente, Berechnung und Gestaltung Dümmler

[18]	MAAG.Taschenbuch	MAAG.Zahnräder Aktiengeselschaft CH-8023 Zürich/Schweiz
[19]	Matek, W. / Muhs, D. / Wittel, H. / Becker, M.	Roloff/Matek, Maschinenelemente Vieweg Verlag
[20]	Niemann, G.	MASCHINENELEMENTE, Band II, III Springer-Verlag, 2.Auflage 1981
[21]	Okday Şefik	Makina Elemanları, Üçüncü Cilt, 4.Baskı Birsen Yayınevi, 1982
[22]	Reishauer AG	Katalog ve CD Werkzeugmaschinen , Industriestr 36 CH-8304 Walliselen-ZH
[23]	Schuster, C.	Die praktische Berechnung der Dauerfestigkeit gekerbter Bauteile unter Berücksichtigung des DDR-Standarts TGL 19 340. IFL Mitt. 6 (1967), Heft 11
[24]	Ten Bosch	Berechnung der Maschinenelemente Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York
[25]	Wellinger, K. / Dietmann, H.	Festigkeitsberechnung, Grundlagen und technische Anwendung
[26]	Widmer, E.	Fräsen und Verzahnen I Blaue TR-Reihe, Verlag Technische Rundschau im Hallwag Verlag, Bern und Stuttgart
[27]	Pickard, J.	Berechnung einfacher und zusammengesetzter Planetengetriebe KEM, Mai 1987

1.2 Standartlar

DIN 780 T1	Mai1977	Modulreihe für Zahnräder, Moduln für Stirnräder
DIN 780 T2	Mai1977	Modulreihe für Zahnräder, Moduln für Zylinderschneckengetriebe
DIN 867	Feb1986	Bezugsprofile, für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern (Zylinderräder) für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau
DIN 3960	Juli1980	Begriffe und Bestimmungsgrössen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung
DIN 3960 B1	Juli1980	Begriffe und Bestimmungsgrössen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung, Zusammenstellung der Gleichungen
DIN 3964	Nov1980	Achsabstandabmasse und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe
DIN 3966 T1	Aug1978	Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen, Angaben für Stirnrad-(Zylinderrad) Evolventenverzahnungen
DIN 3967	Jul1978	Getriebe-Passsystem, Flankenspiel / Zahndickenabmasse / Zahndickentoleranzen Grundlagen
DIN 3978	Aug1976	Schrägungswinkel für Stirnradverzahnungen
DIN 3990 T1	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Einführung und allgemeine Einflussfaktoren
DIN 3990 T2	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Zahnflankentragfähigkeit (Grübchenbildung).
DIN 3990 T3	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Zahnfusstragfähigkeit
DIN 3990 T4	Mär1980	Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern, Berechnung der Fresstragfähigkeit
DIN 3990 T 5	Mai1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten
DIN 3990 T11	Jul1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Evolventenverzahnung, Anwendungsnorm für Industriegetriebe, Detail-Methode
DIN 3990 T21	Jul1984	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Evolventenverzahnung, Anwendungsnorm für Schnellaufgetriebe und Getriebe ähnlicher Anforderungen
VDI 2157	Sep 1978	Planetengetriebe Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen

2 Konu İndeksi

A

Açısal hız “ω” 22
Alın kavrama açısı“ α_t “ 29
Alın kavrama hatvesi “ p_{et} “ 86
Alın modülü “ m_t “ 27
Alt kesim 35
Alt kesimli yanak profili konstruksiyonu 37

Ç

Çapsal adım “D_P” 27
Çavuş veya ok dişli 7
Çevirme oranı “ i “ 11
Çevre hızı “v_n” 12

C

Circular Pitch 28

D

Daire evolventi 18
Diametral-Pitch 27
Diş 24
Diş boşluğu "e_y" 20
Diş boşluğu“e_d” 22, 23, 24
Diş dibi kavisi yarı çapı“ρ_t” 22, 23
Diş genişliği kontrolu 83
Diş genişliği“b” 22
Diş kalınlığı "s_y" 20
Diş kalınlığı toleransı “ T_{sn} “ 82
Diş kalınlığı“s_d” 22, 23, 24
Diş sayısı 24
Diş sayısı “z” 22
Diş sayısı oranı “u” 69
Diş tabanı derinliği“h_t” 22
Diş üstü boşluğu “ s_b “ 39
Diş üstü çap düzeltmesi 74
Diş üstü çapı “d_a“ 22, 73
Diş üstü kalınlığı“s_a” 22
Diş üstü yüksekliği “ h_a ” 22, 23, 39
Diş yanak boşluğu “ j_t “ 39
Diş yüksekliği“h” 22, 23, 39
Dişli ekseni 22
Dişli kademesi 40
Dişli kanunu 11
Dişli yanağı 11
Düz dişli 32

E

Eğiklik “ U “ 88
Eksenler mesafesi “a“ 71
Eksenler mesafesi toleransı “ A_a “ 80
En küçük diş genişliği 83
Episikloid 14
Eşdeğer diş sayısı " z_n " 89, 90
Evolvent 18
Evolvent dişli 18, 22
Evolvent fonksiyonu 19
Evolvent yanak profili 18

F

Fellow 6

H

Helis dişli 32
Helis kavrama oranı " ε_β " 88
Hiposikloid 14

I

İmalat 67
İşletme kavrama açısı “ α_w “ 30, 31
İşletme kavrama doğrusu 31
İşletme yuvarlanma dairesi 31
İşletme yuvarlanma dairesi çapı “d_w” 31
İşletme yuvarlanma dairesi teğeti 31

K

Kaval dişli cidarı“ h_c “ 22
Kavrama açısı“α_n” 23, 29
Kavrama boyu “ g_α “ 84, 85
Kavrama hatvesi “ p_e veya p_{et}“ 86
Konik dişli 7
Kontrol ölçü değeri “ W_k “ 75
Kontrol ölçüsü toleransı “A_{Wk}” 82
Kontrol ölçüsü üst sapma değeri “ A_{sne} \ 82
Kremayer dişli 7

M

MAAG, Max 6
max. Kavrama boyu “ $g_{\alpha max}$ “ 23
Modül“ m “ 26

N

Normal kavrama hatvesi “ p_e “ 86
Normal modül " m_n " 26

O

Ölçülecek diş sayısı “ k “ 75
Ortosikloid 13

P

Pinyon kaydırma faktörü “ x_1 “ 69
Profil açısı “α_P” 23
Profil kavrama oranı “ ε_α “ 84, 87
Profil kaydırma faktörü 40
Profil kaydırmalı eksenler arası “a“ 72
Profil kaydırması 36, 67
Profil kaydırmasız eksenler arası “a_0“ 72
Profil kayması 20

R

Redüktörlerin görevi 9
Referans kremayeri 23
Referans profili 22, 23

S

Sağ yanak 22
Sağ yanak doğrusu 22
Schiele 6
Seifert 78
Sıfır dişliler 40
Sıfır-Kademe 40
Sikloid profiller 13
Silindirik dış alın dişli 7
Silindirik iç alın dişlisi 7
Sınır diş sayısı " z_g " 35, 36
Sol yanak 22
Sol yanak doğrusu 22
Sonsuz dişli 7
Sunderland 6

T

Taban dairesi çapı“d_t” 22, 74
Taban derinliği“h_t” 23, 39
Takım diş üstü yüksekliği “h_{a0}” 23
Takımın diş üstü kavisi yarı çapı“ρ_{a0}” 23
Taksimat dairesi 28
Taksimat dairesi çapı“d” 22, 28, 39
Taksimat silindiri 22, 39
Taksimat“t” 22, 23, 24, 39
Temel dairesi 32
Temel dairesi çapı " d_b " 32
Temel dairesinde helis açısı " β_b " 90
Toplam kavrama oranı “ ε_γ “ 84
Toplam profil kaydırma değeri “ Σx “ 68, 69

U

Uşakeğrisi 35

V

V-Dişliler 40
V-Kademe 40
V-Sıfır-Kademe 40

W

Willis 6

Y

Yanak 39
Yanak doğrusu 39
Yanak profili 13
Yanak profili konstruksiyonu 34
Yuvarlanma noktası “ C ” 11
Yuvarlanma silindiri 39