

PÉCSI TUDOMÁNYEGYETEM  
Pollack Mihály Műszaki Főiskolai kar  
Gépszerkezettan Tanszék

*Stampfer Mihály*

# **FOGASKERÉKHAJTÁSOK**

Pécs, 2004.

## TARTALOMJEGYZÉK

01. Alapismeretek.....	1
02. A fogaskerekek és fogak elemei.....	2
03. A fogaskerekek párosításának geometriai és kinematikai alapfogalmai .....	4
03.01. A kapcsolódás alaptörvénye .....	4
03.02. A fogprofilok csúszása .....	6
03.03. Alaprofil.....	6
03.04. Az evolvens, mint foggörbe.....	7
04. Egyenes fogazatú hengereskerék-hajtások .....	9
04.01. Szabványos alaprofil .....	9
04.02. Profileltolás és fogvastagság.....	10
04.03. Evolvens fogazatok külső kapcsolódása .....	12
04.04. Interferencia és alámetszés .....	16
04.05. A fogfelület modifikációja.....	17
04.06. A fogaskerékpár jellemző méretei .....	18
05. Ferde fogazatú hengereskerék-hajtások.....	21
05.01. Alapismeretek .....	21
05.02. A ferde fogazat kapcsolódása .....	23
06. Belső kapcsolódású hajtások.....	25
06.01. Alapismeretek .....	25
06.02. A belső fogazat méretei.....	25
06.03. A belső kapcsolódás interferenciái.....	26
07. A kapcsolódó fogakat terhelő erő.....	28
07.01. Egyenes fogazat erőjátéka .....	28
07.02. Ferde fogazat erőjátéka .....	29
08. A fogak meghibásodásai.....	29
09. A fogaskerekek méretezése.....	31
09.01. A fogaskerekek dinamikája .....	31
09.02. A terheléseloszlás.....	31
09.03. A fogak igénybevétele.....	31
09.03.01. A fogfelület tényleges feszültsége .....	32
09.03.02. A fogfelület kritikus feszültsége.....	34
09.03.03. A fogfelületi teherbírás biztonsági tényezője .....	36
09.03.04. A fogtő tényleges feszültsége.....	36
09.03.05. A fogtő kritikus feszültsége.....	38
09.03.06. Fogtő-teherbírás biztonsági tényezője .....	38
09.03.07. A fogfelület berágódási igénybevétele.....	39
10. A fogazat előtervezése .....	40
10.01. A főméretek meghatározása .....	40
10.01.01. A tengelytáv és a fogszélesség meghatározása .....	41
10.01.02. A fogszélesség meghatározása adott tengelytáv esetén .....	41
10.01.03. A modul és a fogszámok meghatározása .....	42
10.01.04. A profileltolás meghatározása.....	43
11. A hengeres kerekek kialakítása .....	43
11.01. A hengeres kerekek műhelyrajza .....	45
12. Kúpkerék-hajtások .....	47
12.01. Alapismeretek .....	47
12.02. Kúpkerékek méretei .....	48
12.03. Állandó lábhezágú kúpkerékpárok.....	50
12.04. Állandó fogmagasságú kúpkerékpárok .....	52
12.05. Kúpkerékek kapcsolódása .....	53

12.06. Kúpkerékajtások erőhatásai.....	55
12.07. Kúpkerékpárok szilárdsági ellenőrzése.....	56
12.08. A kúpkerékpárok előtervezése.....	57
12.09. Kúpkerékek szerkezeti kialakítása.....	58
12.10. Kúpkerékek műhelyrajza.....	58
13. Kitérő tengelyvonalú fogaskerékajtások .....	60
13.01. Csavarkerékpárok .....	60
13.02. Hipoidkerékpárok .....	61
13.03. Csigahajtópárok .....	62
13.03.01. Hengeres-csigahajtópárok méretei .....	64
13.03.02. Csigahajtópárok erőjátéka.....	67
13.03.03. Csigahajtóművek hatásfoka .....	69
13.03.04. Csigapárok jellemzőinek kiválasztása .....	70
13.03.05. Csigapárok anyagai .....	71
13.03.06. Csigahajtóművek kenése.....	72
13.03.07. A csiga és csigakerék kialakítása .....	72
14. A fogazó eljárások rövid áttekintése .....	75
14.01. Hengereskerékek fogazása .....	75
14.01.01. Profilozó eljárások.....	75
14.01.02. Lefejtő eljárások.....	75
14.01.03. Hengereskerékek finommegmunkálása .....	78
14.02. Kúpkerékek fogazása .....	80
14.02.01. Egyenes és ferde fogú kerékek fogazása .....	80
14.02.02. Ívelt fogú kúpkerékek fogazása.....	81
14.02.03. Kúpkerékek fogköszörülése .....	83
14.02.04. Kúpkerékek bejáratása.....	83
14.03. Csigahajtópárok fogazása.....	84
15. A fogaskerékek méretellenőrzése .....	85
15.01. Összetett hibamérés .....	85
15.01.01. Kétprofilos legördítés .....	85
15.01.02. Egyprofilos legördítés.....	86
15.02. Egyedi hibamérés.....	87
15.02.01. A fogprofil ellenőrzése .....	87
15.02.02. A fogirány ellenőrzése .....	88
15.02.03. A fogfelület érdességének ellenőrzése.....	88
15.02.04. Az osztás ellenőrzése.....	89
15.02.05. A fogvastagság ellenőrzése.....	89
15.02.06. A fogazat ütésének ellenőrzése .....	97
15.02.07. Korszerű fogaskerék ellenőrzés .....	97
16. A beépítési pontosság .....	98
17. A fogaskerékek túrésezése.....	98
Felhasznált irodalom.....	100

## 01. ALAPISMERETEK

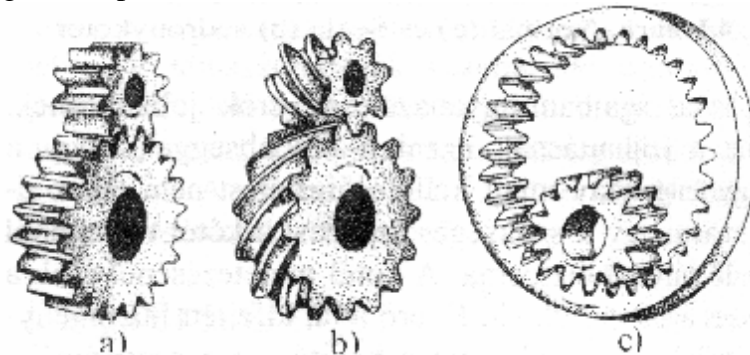
Jó tulajdonságaiknak köszönhetően a fogaskerékhajtóművek a legelterjedtebbek az összes mechanikus hajtóművek közül. A hajtás alakzáró és az áttétel állandó, így ha a hajtó tengely fordulatszáma állandó, akkor a hajtott tengelyé is az.

Két kapcsolódó fogaskerék egy *fogaskerékpárt* alkot, amelynél a hajtókerék forgatásakor annak fogai egymás után folyamatosan behatolnak a hajtott kerék fogárkaiba, forgómozgásra kényszerítve azt is, miközben végbemegy a kerületi erő, ill. a teljesítmény átszármasztása is.

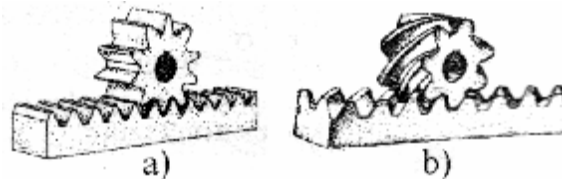
A fogaskerékhajtásokat az egymással kapcsolódó kerekek tengelyvonalainak viszonylagos helyzete alapján három fő csoportba sorolhatjuk:

1. *párhuzamos tengelyvonalú hajtások*, amelyek *hengereskerekekből* állnak,
2. *metsződő tengelyvonalú hajtások*, amelyek *kúpkerékekből* állnak, és
3. *kitérő tengelyvonalú hajtások*, amelyeket még *csavarhajtásoknak* is nevezünk.

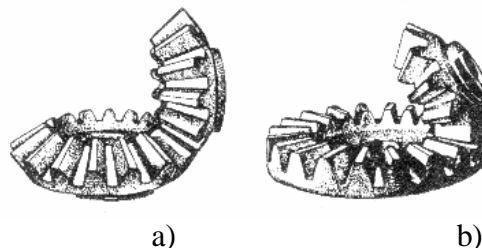
A fogazatok alapján megkülönböztetünk *külső fogazatú és belső fogazatú* fogaskerekeket. Külső fogazatnál a fogak a keréktest külső palástján, belső fogazatnál pedig a kerékkoszorú belső felületén helyezkednek el. A külső és a belső fogazatú hengeres kerekek közös határesetete a *fogasléc*, ill. kúpkerékeknél a *síkkerék*. Külső fogazatú kerekek kapcsolódását *külső kapcsolódásnak*, külső és belső fogazatú kerekekét pedig *belső kapcsolódásnak* nevezzük. Az irányukat tekintve a fogak lehetnek *egyenesek, ferdek* (jobb hajlásúak vagy bal hajlásúak) vagy *íveltek* (csak kúpkerékeknél). Külső ferde fogazatú hengeres- és kúpkerékek párosításánál a fogak hajlásszögeinek egyenlőeknek, a hajlásirányuknak pedig ellentétesnek kell lenniük. Ide tartoznak még a nyílfogú hengeres kerekek is, melyeknél a ferde fogazat egyik fele jobb hajlású, míg a másik fele bal hajlású. Az előbbieket alapján a következő ábrák néhány fogaskerékpárt mutatnak be.



01. ábra. Hengeres kerekek külső (a,b) és belső (c) kapcsolódása, egyenes (a,c) és ferde (b) fogazattal



02. ábra. Egyenes (a) és ferde (b) fogazatú fogasléc



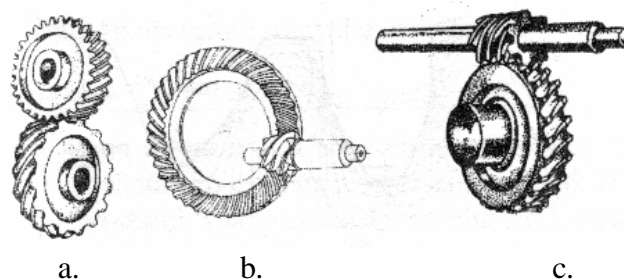
03. ábra. Külső egyenes fogazatú kúpkerékek (a) és síkkerék-kúpkerék (b) kapcsolódása

Csavarhajtásoknál megkülönböztetünk:

- csavarkerékpárt (04a. ábra),
- hipoidkerékpárt (04b. ábra) és
- csiga-hajtópárt (04c. ábra).

A fogprofil alakja szerint a fogazat lehet:

1. evolvens profilú (legelterjedtebb a gépgyártásban),
2. ciklois profilú (óraiparban, nagy fogszámviszonynál és fogasléchajtásnál nyer alkalmazást),
3. Novikov-fogazat, amelynél a fogprofil körív alakú.

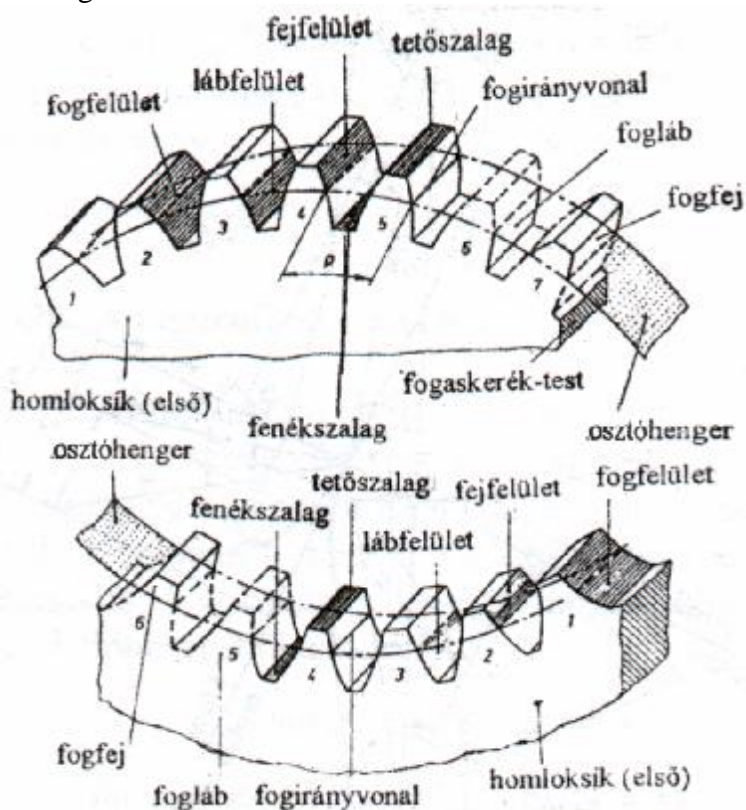


04. ábra. Csavarhajtások fajtái

## 02. A FOGASKEREKEK ÉS A FOGAK ELEMEI

A fogaskerekek mozgást átvivő elemei a fogak, amelyek egymástól egyenlő távolsága, szabályosan helyezkednek el. Azt a felületet, melyen megadjuk ezt a távolságot, osztófelületnek nevezzük. A kerék fogainak összessége képezi a fogazatot. Két szomszédos fog között van a fogárok, amelybe az ellenkerék foga benyúlik. Külső fogazatnál a fognak az osztófelületen kívül eső része a fogfej, míg az osztófelülettől a keréktest felé eső része a fogláb (belső fogazatnál fordítva). A fog magasságát a tetőszalag, a fogárok mélységét a fenékszalag határolja.

A foglábát a fogtő köti össze a fenékszalaggal. A fogat kétoldalt fogfelületek határolják (egy jobboldali és egy baloldali, amikor a fog felfelé irányul), amelyek fejfelületből, lábfelületből és fogtőfelületből állnak. Ez utóbbi szilárdági és technológiai okok miatt homorú kialakítású. A fogfelületnek az a része, amely az ellenkerék fogával való helyes kapcsolódásra alkalmas, a használható fogfelület. A fogak szélességét (egyenes fogazatnál ez egyenlő a foghosszal) az osztófelületre merőleges homloksíkok (egy első és egy hátsó) határolják. A fogfelület és az osztófelület metszéspontja adja a fogirányvonalat. A felsorolt fogelemek az 05. ábrán láthatók.

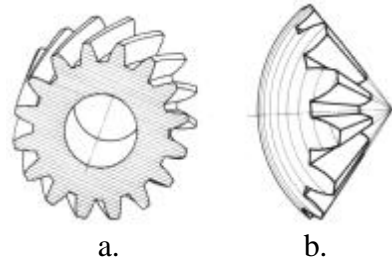


05. ábra. A fogak elemei külső (felső ábra) és belső (alsó ábra) fogazatnál

A tető- és a fenékszalagok a kerék osztófelületével azonos jellegű felületeket képeznek. Hengeres kerekeknél az osztófelület henger alakú, ez az osztóhenger, így ezeknél a fogakat határoló legnagyobb henger a fejhenger, és a legkisebb a lábhenger. Kúpkerékeknél osztókúpot találunk, ezért itt a fogakat a fejkúp és a lábkúp határolja.

A fogaskerekek kapcsolódásának vizsgálata lényegesen leegyszerűsödik, ha a fogak helyett azok profiljait vizsgáljuk. A fogprofil a fogfelület homlokmetSZete, amelyet az osztófelület alkotójára merőleges metszetként kapunk meg: hengeres kerekeknél a forgástengelyre merőleges síkkal képezzük a metszetet, míg kúpkerékeknél egy gömbbel, amelynek a középpontja a tengelyvonalak metszéspontjába esik (06. ábra).

A fogprofilokra ugyanazok a fogalmak érvényesek, mint a fogfelületekre, így megkülönböztetünk: jobboldali és baloldali fogprofilokat, fejprofilt és lábprofilt, használható fogprofilt és fogtőgörbét, valamint fejkört, osztókört és lábkört.



06. ábra. Fogprofil hengeres (a) és kúpkeréknél (b)

A folyamatos forgásátvitel érdekében a kerék teljes területén ki kell a fogakat alakítani, melyeknek számát fogszámnak (jele  $z$ ) nevezzük. Csigáknál a menetek száma jelenti a fogszámot, míg fogaslécnél nem beszélhetünk fogszámról. A fogaskerékpár kisebb fogszámú kereke a kiskerék (jele 1-es index), a nagyobb fogszámú pedig a nagykerék (jele 2-es index). A nagykerék fogszámának és a kiskerék fogszámának a hányadosát fogszámviszonynak nevezzük (jele  $u$ ), amely igen fontos jellemzője a fogaskerék-hajtásnak:

$$u = \frac{z_2}{z_1} \geq 1.$$

A fogaskerékpár azon eleme, amelyik a hajtást végzi a hajtókerék, míg a másik a hajtott kerék. A hajtó kerék és a hajtott kerék szögsebességének (jele  $\omega$ ), ill. fordulatszámának (jele  $n$ ) a viszonya adja a fogaskerék-hajtás átvitelét (jele  $i$ ):

$$i = \frac{\omega_{\text{hajtó}}}{\omega_{\text{hajtott}}} = \frac{n_{\text{hajtó}}}{n_{\text{hajtott}}}.$$

A szomszédos fogak egyoldali fogprofiljainak távolsága az osztókörön ívhosszban értve az osztás (jele  $p$ ), amely magába foglal egy fogat és egy fogárkot (05. ábra). Mivel az osztások egyformák, az osztókör kerületén  $z$  számú osztás fér el. Így az osztókör kerülete egyenlő az osztás és a fogszám szorzatával:  $d \cdot \pi = p \cdot z$ . Innen az osztókör átmérője –  $d$ :

$$d = \frac{p}{\pi} z = m \cdot z, \quad \text{ahol: } \frac{p}{\pi} = m$$

Ezt a hányadost modulnak nevezzük és  $m$  – el jelöljük. A modul a fogaskerék legfőbb jellemzője, mert minden hosszmeretet a modul függvényében fejezünk ki. A modulok választható értékeit szabvány rögzíti. Ezek a szabványos modulok mm-ben megadott egész- vagy tizedes számok, legfeljebb 3 tizedes jeggyel. Mivel a fogszám egész szám, ezért szabványos modult választva az osztókör átmérője is ilyen szám lesz, ami pontosan megadható. Ennek az a jelentősége, hogy gyártáskor pontosan előírható a szerszám pozíciója és kapcsolódó fogaskerekek tengelytávolsága is.

Osztást nemcsak az osztókörön, hanem bármelyik körön mérhetünk, de akkor ezt ki kell hangsúlyozni.

A fogaskerék-hajtásokat gördülőhajtásoknak nevezzük, mert a párosított kerekeknek vannak olyan képzelte felületei, amelyek a kerekek forgatásakor csúszás nélkül gördülnek le egymáson, ezek a gördülőfelületek: hengeres kerekeknél gördülőhengerek, kúpkerékeknél gördülőkúpok, fogaslécnél gördülősíkok. A gördülőfelületek egyenes alkotó mentén érintik egymást, amelyet a hajtás fővonalának

nevezünk. A fogprofilok vizsgálatánál a megfelelő metszetekben gördülőköröket kapunk. Ugyanitt megjelenik a fővonal metszéspontja is, a főpont (jele C), amelyben a gördülőkörök érintkeznek egymással. Párosított fogaskerekek szabályos kapcsolódása csak akkor jöhet létre, ha a fogaik gördülőkörökön mért osztása -  $p_w$  egymással egyenlő, azaz:  $p_{w1} = p_{w2}$  (a gördülőkörök elemei  $w$  indexet kapnak).

Mivel a gördülőkörök (elemi fogazatnál ezek megegyeznek az osztókörökkel) csúszás nélkül gördülnek le egymáson, ezért a  $v$  kerületi sebességük egyenlő (07.ábra):

$$v = r_{w1} \omega_1 = r_{w2} \omega_2 .$$

A fentiek alapján, lassító hajtás esetén az áttétel megadható még a következő módon is:

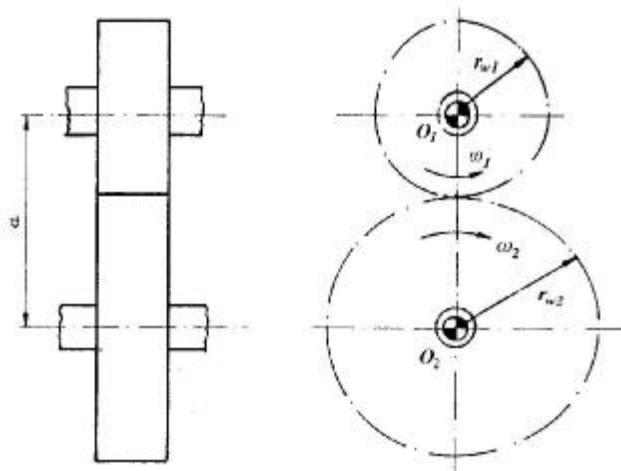
$$i = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \quad (\text{elemi fogazatnál } d_w = d).$$

Ahol  $d_{w1}$ ,  $d_{w2}$  a gördülőkörök átmérője. Mivel

$p \cdot d_{w1} = z_1 \cdot p_{w1}$  és  $p \cdot d_{w2} = z_2 \cdot p_{w2}$ , valamint  $p_{w1} = p_{w2} = p_w$  az áttétel fölírható úgy is mint:

$$i = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} = u$$

Lassításnál  $u=i$ , gyorsításnál viszont  $u=1/i$ .



07. ábra. Gördülőkörök

### 03. A FOGASKEREK PÁROSÍTÁSÁNAK GEOMETRIAI ÉS KINEMATIKAI ALAPFOGALMAI

#### 03.01. A KAPCSOLÓDÁS ALAPTÖRVÉNYE

A fogprofil alakjának biztosítani kell a helyes kapcsolódást, az áttétel állandó értékét:

$$i = \frac{w_1}{w_2} = const$$

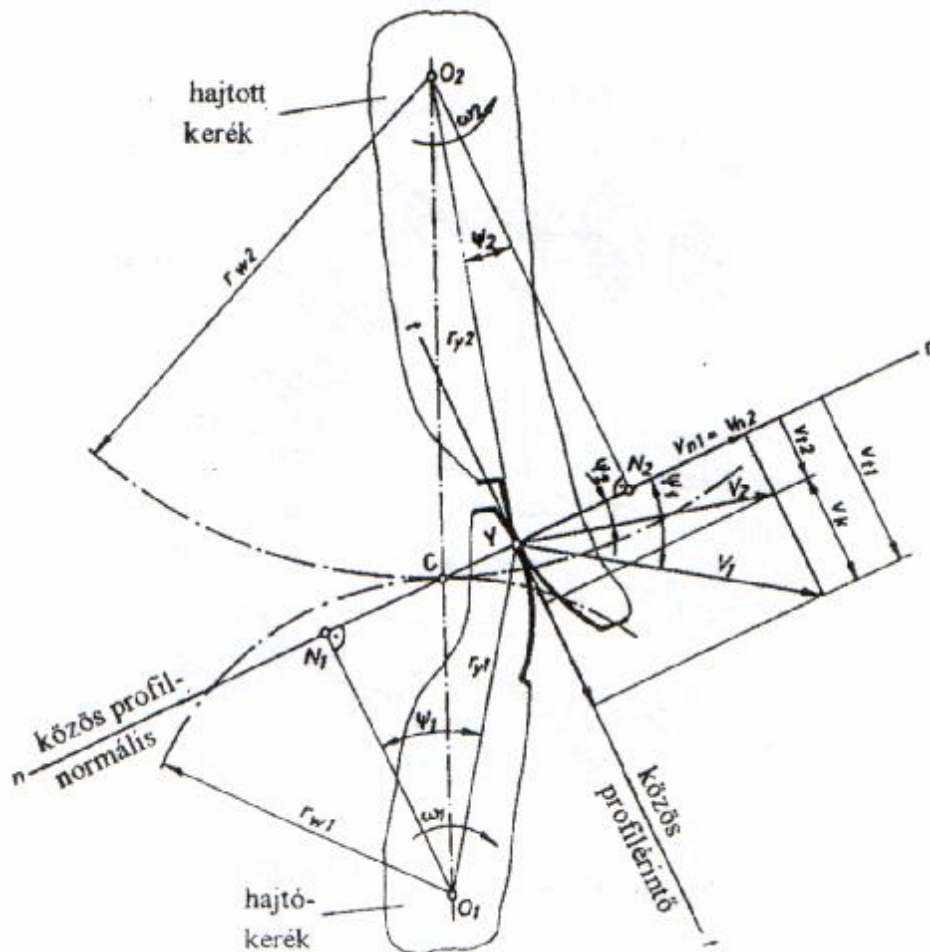
Ennek feltétele: Bármely kapcsolódási pontban húzott közös profilverőleges a C főpontban metszi az  $O_1O_2$  egyenest (kimetszve ebből az  $r_{w1}$ ,  $r_{w2}$  gördülőkör sugarakat). Ebből adódik, hogy az érintkezési pontok, mind a C ponton áthaladó közös profil-normálison helyezkednek el. Ezt szemlélteti a 08. ábra.

Az állítás igazolása:

A kapcsolódó fogprofilok egy tetszőleges  $Y$  pontban érintkeznek egymással, ahol közös érintőjük és közös normálisuk van. Ez utóbbi a -feltevécünk szerint- az  $O_1O_2$  tengelyközi vonalat a  $C$  főpontban metszi, bárhol is van az érintkezési pont. Meg kell határozni a szögsebességek arányát.

Az  $Y$  közös (érintkező) pont távolsága az  $O_1$ -től  $r_{y1}$  és az  $O_2$ -től  $r_{y2}$ , így az  $Y$  pont kerületi sebessége:

$$v_1 = r_{y1}\omega_1, \quad \text{ill.} \quad v_2 = r_{y2}\omega_2.$$



**08. ábra.** A kapcsolódás alaptörvénye

Ezek a sebességek merőlegesek a megfelelő  $r_{y1}$ , ill.  $r_{y2}$  sugárra, így felbonthatók két egymásra merőleges összetevőre: egyik a közös normális irányába,

$$v_{n1} = v_1 \cos \psi_1, \quad \text{ill.} \quad v_{n2} = v_2 \cos \psi_2;$$

a másik a közös érintő irányába esik

$$v_{t1} = v_1 \sin \psi_1, \quad \text{ill.} \quad v_{t2} = v_2 \sin \psi_2.$$

A szabályos forgásátvitel érdekében szükséges, hogy  $v_{n1} = v_{n2}$  (ellenkező esetben a kapcsolódó fogak elválnának egymástól vagy egymásba hatolnának), azaz:

$$v_1 \cos \psi_1 = v_2 \cos \psi_2, \quad \text{ill.} \quad r_{y1}\omega_1 \cos \psi_1 = r_{y2}\omega_2 \cos \psi_2.$$

Az utóbbi összefüggést átalakítva, és figyelembe véve, hogy az  $O_1N_1C$  és az  $O_2N_2C$  háromszögek hasonlóak:

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{r_{y2} \cos \psi_2}{r_{y1} \cos \psi_1} = \frac{\overline{O_2N_2}}{\overline{O_1N_1}} = \frac{\overline{O_2C}}{\overline{O_1C}}.$$

Az előbbi kifejezés első és utolsó tagjából megkapjuk a keresett egyenletet:

$$\overline{O_1C} \cdot \omega_1 = \overline{O_2C} \cdot \omega_2,$$

Mivel a  $C$ ,  $O_1$ ,  $O_2$  pontok helyzete rögzített, ezért a szögsebességek aránya –azaz az áttétel- állandó.



Megjegyezzük, hogy, ha az egyik profilt szabadon megválasztjuk (úgy, hogy a profilm normális egyértelmű minden pontban), akkor a helyesen kapcsolódó ellenprofil abból a feltételből szerkeszthetjük meg, hogy a közös profilm normális mindig átmegy a C főponton (Relaux-féle szerkesztés).

### 03.02. A FOGPROFILOK CSÚSZÁSA

Az 08. ábrán látható, hogy a közös érintő irányába eső  $v_{t1}$  és  $v_{t2}$  sebességösszetevők nagysága különböző. Ez azt jelenti, hogy a fogprofilok nem tisztán gördülnek le egymáson, hanem a közös érintő irányában csúsznak is. A  $v_s$  csúszósebesség a tangenciális sebességek különbségéből adódik:

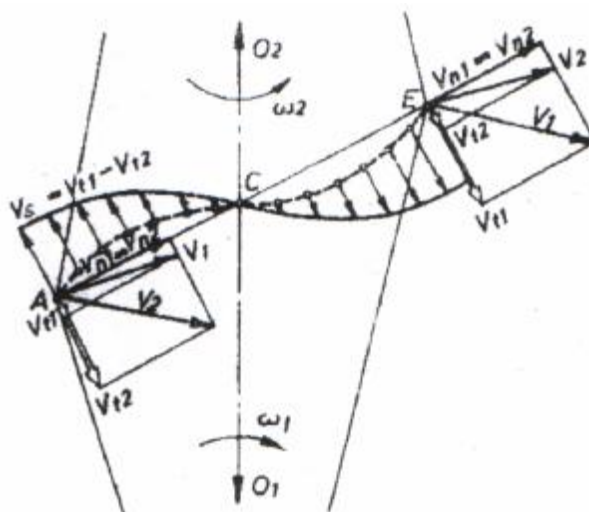
$$v_s = v_{t1} - v_{t2} = v_1 \sin \psi_1 - v_2 \sin \psi_2 = \omega_1 r_{y1} \sin \psi_1 - \omega_2 r_{y2} \sin \psi_2 = \omega_1 \cdot \overline{YN}_1 - \omega_2 \cdot \overline{YN}_2 = \\ = \omega_1 (\overline{YC} + \overline{CN}_1) - \omega_2 (\overline{CN}_2 - \overline{YC}) = \overline{YC} \cdot (\omega_1 + \omega_2) + (\omega_1 \overline{CN}_1 - \omega_2 \overline{CN}_2)$$

Mivel  $\omega_1 \overline{CN}_1 - \omega_2 \overline{CN}_2 = 0$ , és a fogak közötti relatív szögsebesség  $\omega_{1,2} = \omega_1 - (-\omega_2) = \text{const}$ , a csúszósebesség csak a pillanatnyi érintkező pont főponttól való távolságától függ:

$$v_s = \overline{YC} \cdot \omega_{1,2}.$$

Csúszás csak a főpontban nincs, de ez természetes, mert ebben a pontban érintkeznek a gördülő körök is, melyeknek a kerületi sebessége azonos.

Legnagyobb a csúszás a kapcsolóvonal első A és utolsó E pontjában. A főpont előtt a  $v_{t2} > v_{t1}$ , míg utána a  $v_{t1} > v_{t2}$ , ami azt jelenti, hogy a főpontban megtörténik a csúszósebesség irányváltása. Ezt érzékelteti az 09. ábra.



09. ábra. A csúszó-sebesség változása

A csúszó sebesség és a közös érintő irányába eső  $v_{t1}$  és  $v_{t2}$  sebességek hányadosát **fajlagos csúszásnak** nevezzük:

$$u_1 = \frac{v_s}{v_{t1}}, \quad u_2 = \frac{v_s}{v_{t2}}.$$

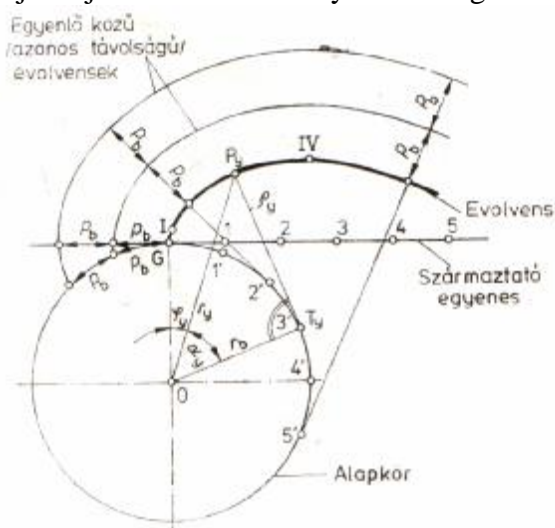
### 03.03. ALAPPROFIL

Mivel egy fogazat profilját az ellenkerék fogprofilja határozza meg legpontosabban, találni kellett egy olyan profilt, amely egyszerre határozza meg egy fogaskerékpár mindkét tagjának a fogprofilját. Ez az *alapprofil*, amely hengeres kerekeknél egy képzelte fogasléc profilja, míg kúpkerékeknél egy képzelte síkkerék (ennek osztókúpja 90°-os félkúp szögű) profilja. Az alapprofil egyben meghatározza a fogazószerszám profilját is, ill. a *szerszám-alapprofil*t. Mindkettőnek van fejevonala, középvonala és lábvonala, de méreteik bizonyos fokig különböznek egymástól, mert a legyártott fogaskerekek meghatározott hézagokkal kell, hogy kapcsolódjanak egymással.

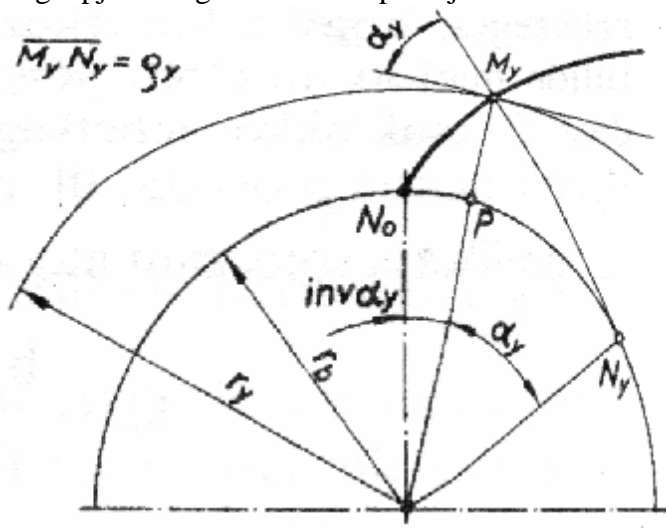
A fogalak teljes meghatározásához a profil mellett ismerni kell a fogirányvonalat is, melynek alapján a kerek lehetnek egyenes fogúak, ferde fogúak (jobbhajlásúak vagy balhajlásúak) és ívelt fogúak. Ha egy jobb- és egy balhajlású hengeres kereket egybeépítünk, akkor nyílfogú kereket kapunk.

### 03.04. AZ EVOLVENS, MINT FOGGÖRBE

Ha egy körhöz, amelyet alapkörnek (a sugara  $r_b$ ) nevezünk, érintőt húzunk, és ezt az ún. származtató-egyeneset az alapkörön csúszásmentesen legördítjük, akkor ennek a gördülő egyenesnek a pontjai evolvenset írnak le (10. ábra). Ha az egyenest ellenkező értelemben gördítjük le, akkor az előző evolvensnek tükörképeit kapjuk. A kétirányú legördítés evolvensi az alapkörhöz csúcsosan futnak be, ezért ezeket csúcsos evolvenseknek nevezzük. Ha a származtatóegyenesen pontokat jelölünk ki egymástól egyenlő  $p_b$  távolságra ( $p_b$  az ún. alaposztás – az egyoldali szomszédos fogprofilok kezdőpontjainak az alapkörön ívben mért távolsága), azok a legördítés folyamán a szomszédos fogak profiljait írják le. A másik irányba való legördítéssel megkapjuk a fogak ellentétes profiljait is.



10. ábra. A csúcsos evolvens származtatása



11. ábra. Az involutfüggvény értelmezése

Tetszőleges  $M_y$  evolvens ponthoz húzott  $r_y$  sugár és az evolvens  $r_b$  sugarú alapköri  $N_0$  pontjához (ez az evolvens kezdő pntja) húzott sugár közötti szöget az evolvens  $M_y$  pontjához tartozó involutfüggvényének nevezzük (jele  $\text{inv } \alpha_y$ ), mely a 11. ábra alapján:

$$\text{inv } \alpha_y = \frac{N_0P}{r_b} = \frac{N_0N_y - PN_y}{r_b} = \frac{r_b \text{tg} \alpha_y - r_b \alpha_y}{r_b}$$

$$\text{inv } \alpha_y = \text{tg} \alpha_y - \alpha_y,$$

A csúszásmentes legördítésnek köszönhetően az alapköri  $N_0N_y$  ívhossz egyenlő a származtató egyenes legördült  $M_yN_y$  szakaszával:

$$N_0N_y = r_b (\text{inv } \alpha_y + \alpha_y) = \overline{M_yN_y} = r_b \text{tg} \alpha_y,$$

amely egyben az evolvens görbületi sugara is az  $M_y$  pontban.

Az evolvens bármely pontjában a  $\rho_y$  görbületi sugár még a következő módon is kiszámítható:

$$\rho_y = \overline{M_yN} = \sqrt{r_y^2 - r_b^2} = r_y \sin \alpha_y$$

Az evolvens bármely pontjában az  $\alpha_y$  profilszög, az  $r_y$ , az  $r_b$  és a  $\rho_y$  közötti összefüggések a következők:

$$\cos \alpha_y = \frac{r_b}{r_y}, \quad \sin \alpha_y = \frac{\rho_y}{r_y}, \quad \operatorname{tg} \alpha_y = \frac{\rho_y}{r_b}.$$

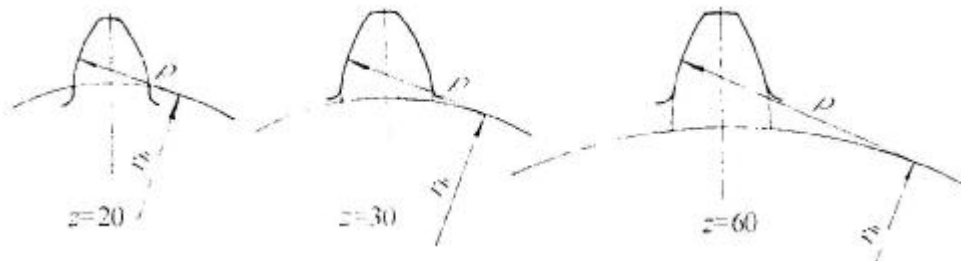
Ha az osztókörön elhelyezkedő ponthoz tartozó  $\alpha$  profilszöget vizsgáljuk:

$$\cos \alpha = \frac{r_b}{r} = \frac{d_b}{d}, \quad \text{innen az alapkör átmérője:}$$

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

Az  $\operatorname{inv} \alpha_y$  értékei a segédlet 4. táblázatából kereshetők ki.

A fogprofil kialakításához az evolvens bármelyik szakasza felhasználható. A fogszám növekedésével a felhasznált evolvensszakasz távolodik az alapkörtől és ezzel együtt növekszik a szakasz görbületi sugara. Ez az eset a nagyobb fogszámú kerekeknél jelentkezik. Ha a fogszám a végtelen felé tart (fogasléc), akkor az evolvens görbületi sugara is végtelen nagyra válik és a fogprofil átalakul egyenessé.



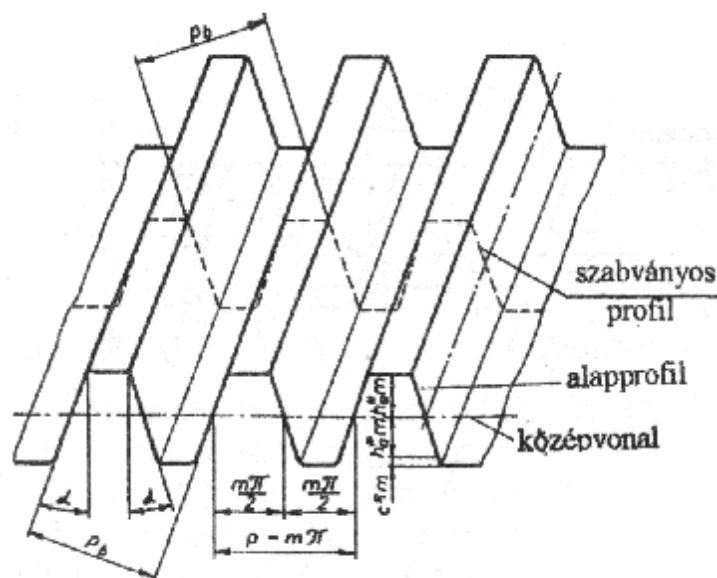
12.ábra. A fogszám hatása a fogprofil alakjára.



- Az egyenesvonalú profilszakasz magassága:  $h_n = 2m_n$ ,
- A teljes fogmagasság:  $h = 2m_n + c_n^* m_n$ ,
- Profilszög:  $\alpha_n = 20^\circ$ ,
- Lábhézag tényező:  $c_n^* = 0,25$  (de lehet 0,1...0,4),
- A fogtőgörbületi sugár, a 14. ábra A részlete alapján:  $\rho_n = \frac{c_n^* m_n}{1 - \sin \alpha_n}$ .

Az egyenesfogazatú hengeres kereknek az alapprofil megegyezik a szabványos alapprofillal, ezért a méreteik is egyformák (15. ábra)

- Alapprofilszög:  $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$ ,
- Modul:  $m = m_n$
- Fejmagasságtényező:  $h_a^* = 1$ ,



15. ábra. Egyenesfogazatú kerek alapprofilja

- Fejmagasság:  $h_a = h_a^* m = m$ ,
- Fogtőgörbületi-sugár tényezője:  $c^* = c_n$ ,
- A fogtőgörbe magassága:  $c^* m$ ,
- Lábmagasságtényező:  $h_f^* = h_a^* + c^* = 1 + c^*$ ,
- Lábmagasság:  $h_f = h_f^* m = (1 + c^*) m$ ,
- Teljes fogmagasság:  $h = h_a + h_f = (2 + c^*) m$ .

#### 04.02. PROFILELTOLÁS ÉS FOGVASTAGSÁG

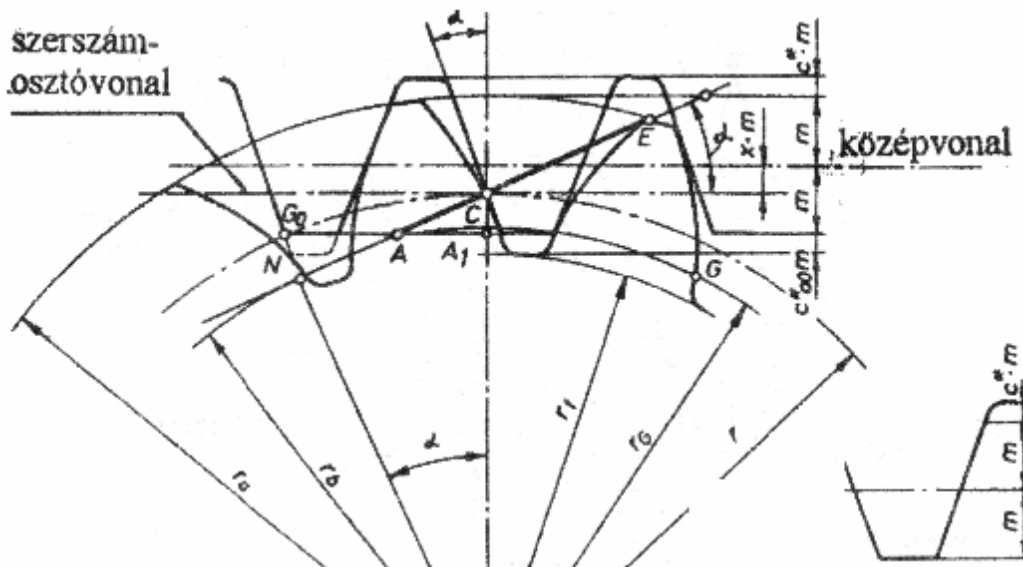
Az alapprofil középvonalán a fogvastagság egyenlő a fogárokszélességgel. A fogazat lefejtésekor a szerszámosztóvonal csúszás nélkül gördül le a kerék osztóköre. Ha ez az osztóvonal egybeesik a középvonallal, akkor az  $s$  osztóköri fogvastagság egyenlő az  $e$  osztóköri fogárokszélességgel, azaz:

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{m\pi}{2}$$

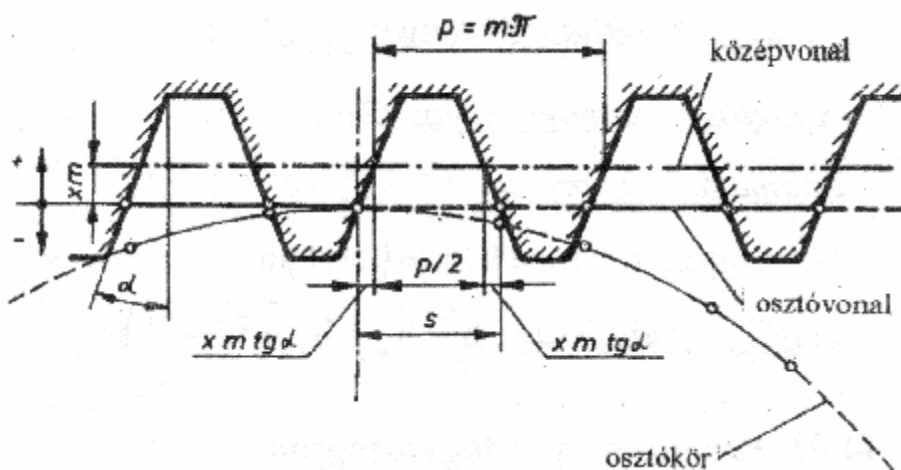
Az ilyen fogazatot elemi fogazatnak nevezzük.

Ha az osztóvonal nem esik egybe a középvonallal, de azzal párhuzamos, akkor profileltolós fogazat jön létre. A szerszámosztóvonal távolsága a szerszámközepvonalától a profileltolás (16. ábra). A

profiletolás nagysága  $xm$ , ahol  $x$  a profiletolás-tényező. Ha a szerszámközépvonal távolabbra kerül a kerék tengelyétől, mint az osztóvonal és nem metszi a kerék osztókörét, akkor a profiletolás pozitív, ellenkező esetben negatív.



16. ábra. Fogaskerék és alprofil kapcsolódása



17. ábra. Osztóköri fogvastagság és fogárokszélesség

A profiletolásos kerék fogvastagsága és fogárokszélessége eltér az elemi fogazatétól. Az osztóköri fogvastagság egyenlő a lefejtő alprofil osztóvonalbeli fogárokszélességével (17. ábra):

$$s = \frac{p}{2} + 2xm \operatorname{tg} \alpha = m \left( \frac{\pi}{2} + 2xt \operatorname{tg} \alpha \right) \quad \text{ill.} \quad e = p - s = m\pi - m \left( \frac{\pi}{2} + 2xt \operatorname{tg} \alpha \right) = m \left( \frac{\pi}{2} - 2xt \operatorname{tg} \alpha \right)$$

Pozitív profiletolásnál a fogvastagság nagyobb, negatívnál pedig kisebb az elemi fogazaténál. A fogazat tetszőleges körén a fogvastagságot és a fogárokszélességet az osztóköri méretekből számíthatjuk ki a 19. ábra alapján:

$$s_y = d_y \left( \frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_y \right) \quad \text{ill.} \quad e_y = d_y \left( \frac{e}{d} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_y \right)$$

ahol:  $\alpha_y$  a kapcsolószög értéke a  $d_y$  átmérőjű tetszőleges körön.

Az alapkörön levő ún. alapköri fogvastagság:  $s_b = d_b \left( \frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha \right)$

és az alapköri fogárokszélesség:  $e_b = d_b \left( \frac{e}{d} - \operatorname{inv} \alpha \right)$



Elemi fogazathnál (21. ábra bal oldala) a profileltolás-tényezők  $x_1 = x_2 = 0$ , míg általános fogazathnál (21. ábra jobb oldala)  $x_1 + x_2 \neq 0$ . Összehasonlítva ezeket, a következő összefüggésekhez jutunk:

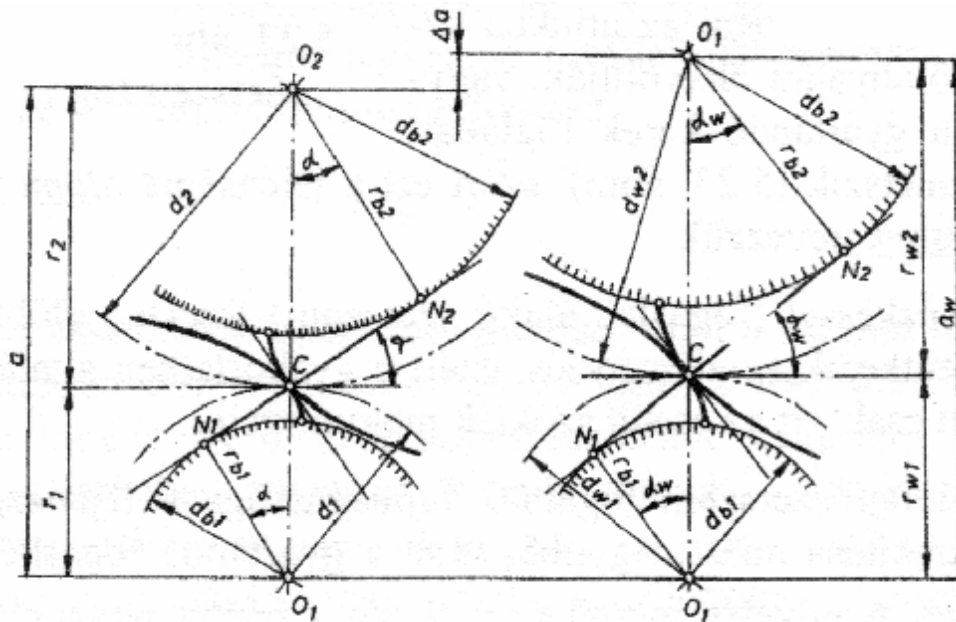
A hengereskerék tengelytávja a gördülőkör sugarak összege. Az elemi fogazathú kerék párosításánál a gördülőkörök egyenlők az osztókörökkel. A tengelytáv az ún. elemi tengelytáv ( $a$ ), amely az osztókör sugarak összege:

$$a = r_1 + r_2 = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{\cos \alpha} = m \frac{z_1 + z_2}{2}.$$

Innen kiszámítható a kapcsolószög:

$$\cos a = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{a} = \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2a}.$$

Ha a tengelytáv megváltozik, az magával vonja a gördülőkörök és a kapcsolószög változását is, melynek értékét a következő módon határozzuk meg:



21. ábra. A fogprofilok kapcsolódása megváltozott tengelytávnál

Az alapkör sugarak nem változtak meg, de mostani értékük:

$$r_{b1} = r_{w1} \cos \alpha_w, \quad \text{ill.} \quad r_{b2} = r_{w2} \cos \alpha_w.$$

Az új tengelytáv:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{r_{b1} + r_{b2}}{\cos \alpha_w} = \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2 \cos \alpha_w},$$

és az új kapcsolószög:

$$\cos \alpha_w = \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2 \cdot a_w} = \frac{d_1 + d_2}{2 \cdot a_w} \cos \alpha = m \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot a_w} \cos \alpha = \frac{a}{a_w} \cos \alpha.$$

Illetve, ha adott az új kapcsolószög, a megfelelő tengelytáv:

$$a_w = m \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

Általános fogazathnál, ha ismerjük a profileltolás-tényezők értékeit, szintén meghatározható a kapcsolószög a gördülőkör osztás alapján:

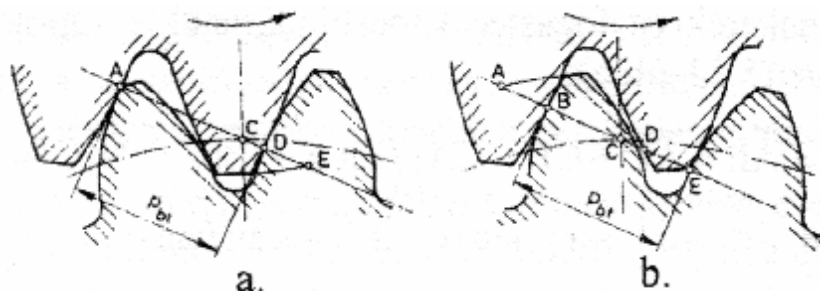




$$g_{\alpha} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w .$$

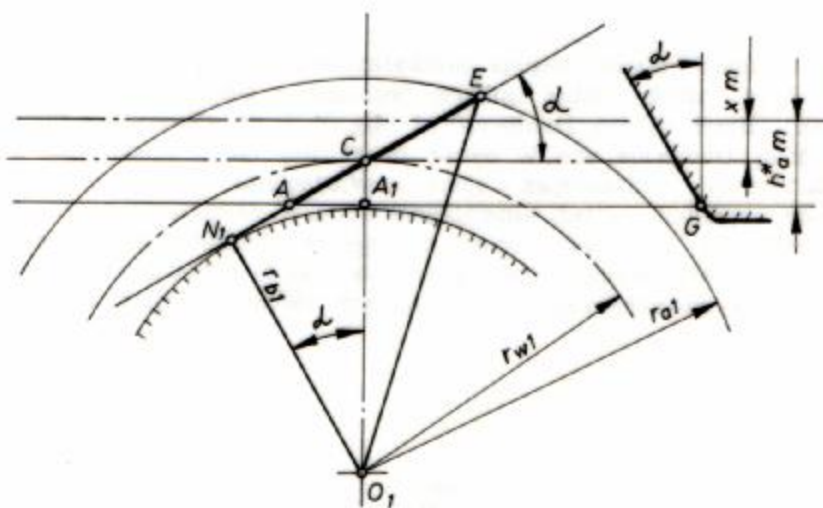
Az egyidejűleg kapcsolódó átlagos fogszámot a profilkapcsolószám mutatja. Mivel a szomszédos fogak a kapcsolóvonalon alaposztásnyi távolságban lépnek egymás után kapcsolódásba (23. ábra), a profilkapcsolószámot a kapcsolóhossz és az alaposztás viszonyával is kifejezhetjük:

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_b} .$$



23. ábra. Az egyfogpárkapcsolás határpontjai

Lassító hajtás esetén a kiskerék hajt, ekkor a kapcsolódás kezdőpontja az A pont és végpontja az E pont. Ha egy fogpár kapcsolódásba lép, az előtte levő fogpár még kapcsolódik a D pontban (23a ábra). A kerekek forgása során a kapcsolódás az A ponttól a C pont felé tolódik el, és a B pontba érve az előtte levő fogpár az E pontba ér (23b ábra) majd kilép a kapcsolódásból. A vizsgált fogpár a B ponttól a D pontig egyedül kapcsolódik, amikor is az A pontban kapcsolódásba lép a következő fogpár. A kapcsolóhossz  $\overline{AB}$  és  $\overline{DE}$  szakaszaiban tehát egyidejűleg két fogpár, míg a  $\overline{BD}$  szakaszban csak egy fogpár kapcsolódik. Ez az egyfogpárkapcsolás szakasza, míg az előbbieket a kétfogpárkapcsolás szakaszai.



24. ábra. A kapcsolóhossz fogaskerék és fogasléc kapcsolódásánál

Sugarak helyett átmérővel számolva, és tudva azt, hogy  $p_b = m\pi \cos \alpha$ , a profilkapcsolószám:

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \sin \alpha_w}{2m\pi \cos \alpha} .$$

A gyártási és szerelési pontatlanságok miatt szükséges, hogy  $\epsilon_{\alpha \min} = 1,2$  legyen.

Fogaskerék és fogasléc kapcsolódásánál a kapcsolóhossz (24. ábra):

$$g_{\alpha} = \overline{AE} = \overline{AC} + \overline{CE} = \overline{CA_1} / \sin \alpha + (\overline{EN_1} - \overline{N_1C}) = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - r_{w1} \sin \alpha + (h_a^* - x)m / \sin \alpha ,$$

a kapcsolószám pedig:

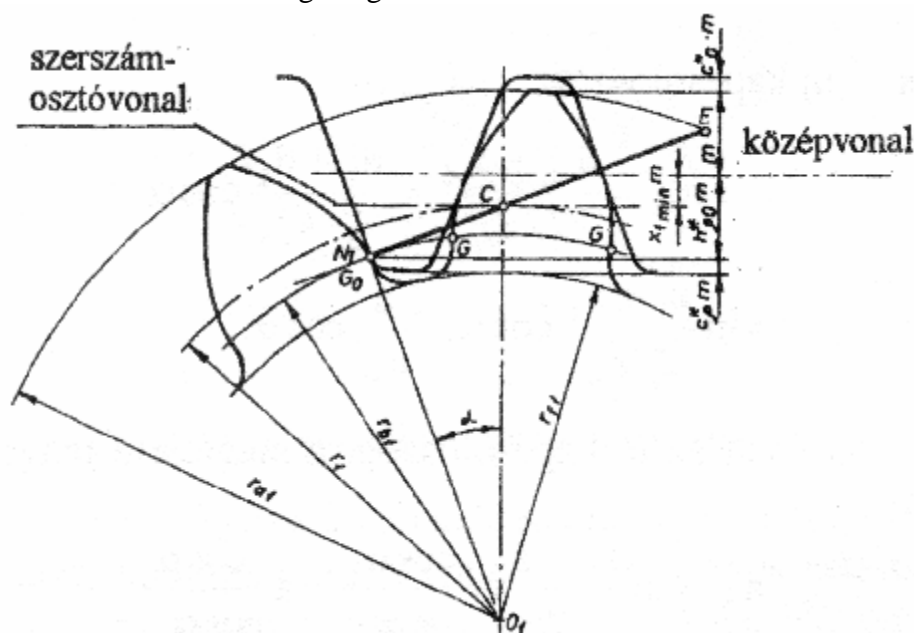
$$e_a = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - d_{w1} \sin a + 2(h_a^* - x)m / \sin a}{2mp \cos a}$$

#### 04.04. INTERFERENCIA ÉS ALÁMETSZÉS

A forgásátvitel folyamán a fogprofilok kapcsolópontjai végigvonulnak a kapcsolóhosszon az  $A$  kezdőponttól az  $E$  végpontig. Mivel a szabályos érintkezés csak a profilok evolvens szakaszán mehet végbe, így a kapcsolóhossz maximális értékét az  $N_1$  és  $N_2$  pontok határozzák meg, amelyekben a kapcsolóvonal érinti a kerek alapkörét. Ebben az esetben az  $A$  pont egybeesik az  $N_1$  ponttal, az  $E$  pedig az  $N_2$ -vel (csak  $u = 1$ -nél lehetséges). Figyelembe véve, hogy az  $A$  pontot a kapcsolóvonalon a nagykerék fejköre metszi ki, az  $N_1$  pont egyben meghatározza  $e$  kör maximális értékét is. Ha a nagykerék fejköre a kapcsolóvonalat az  $\overline{N_1 N_2}$  szakaszon kívül metszené, akkor a fogprofilok útvonalai metszenék egymást, melynek következtében az egyik kerék foga beékelődne az ellenkerék fogárkába és a forgásátvitel megszűnne. Ezt a jelenséget nevezzük *interferenciának*. Ha ez a gyártás folyamán jelentkezik, akkor a metszőkerék ill. a fésűskés fogai az útjukba kerülő anyagot eltávolítják, vagyis a gyártandó kerék foglábait alámetszik (25. ábra), ezért ezt *alámetszésnek* nevezzük. Fésűskéssel (fogasléc alakú szerszám) fogazva előbb jelentkezik az alámetszés, ezért a gyakorlatban általában csak ezt az esetet szokták megvizsgálni.



25. ábra. Alámetszett fog



26. ábra. Az alámetszés határeset

A lefejtőszerszám fogainak fejmagassága a lábhézag kialakítása miatt nagyobb, mint a gyártandó fogaskeréké. A növelés mértéke  $c_p^* m$ , de a fejëlet ugyanekkora sugárral le is kerekítik a fogtőfelület megfelelő kialakítása érdekében. A szerszámprofilat annyira kell eltolni, hogy a fogprofil evolvens szakaszának a fogtőhöz legközelebb eső  $G$  ún. *határpontját* a szerszám egyenesvonalú profiljának utolsó  $G_0$  pontja készítse el. Ekkor a  $G_0$  pont egybeesik az alapkör  $N_1$  pontjával (26. ábra).

$$x_{1\min} m = h_{p0}^* m - (r_1 - r_{b1} \cos \alpha) = h_{p0}^* m - r_1 (1 - \cos^2 \alpha) = h_{p0}^* m - m \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha = m \left( h_{p0}^* - \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha \right)$$

Innen a szükséges minimális profileltolás-tényező értéke, hogy ne következzen be alámetszés:

$$x_{1\min} = h_{\rho 0}^{\bullet} - \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha; \quad \text{illetve ha } h_{\rho 0}^{\bullet} = 1: \quad x_{1\min} = 1 - \frac{z_1}{2} \sin^2 \alpha.$$

Az előbbi egyenletből meghatározhatjuk a  $z_{\lim}$  ún. határfogszámot, amely annak a legkisebb fogaskeréknek a fogszáma, amelynél még profileltolás nélkül sem jelentkezik az alámetszés, vagyis  $x_{1\min} = 0$ .

$$z_{\lim} = \frac{2}{\sin^2 \alpha}.$$

Ha  $\alpha = 20^\circ$ , akkor a határfogszám:  $z_{\lim} = \frac{2}{\sin^2 20^\circ} = 17,1 \approx 17$ .

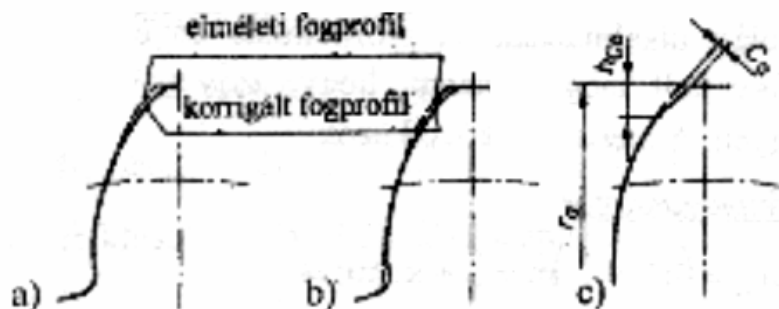
Egy fogazat elkészítésénél, ha  $z < z_{\lim}$ , akkor a határesetben szükséges legkisebb profileltolás-tényező értéke a határfogszámmal kifejezve:

$$x_{1\min} = 1 - \frac{z}{\frac{2}{\sin^2 \alpha}} = \frac{z_{\lim} - z}{z_{\lim}}.$$

Az alámetszést ajánlatos elkerülni, mert a fogakat hajlítógénybevétellel szemben gyengíti, a fogfelület teherbírását és a profilkapcsolószámot csökkenti. A gyakorlatban azonban kisebb mértékű alámetszést meg szoktak engedni olyképpen, hogy  $z = 14$  fogsámgig nem alkalmaznak kötelezően pozitív profileltolást. A legnagyobb lehetséges profileltolásnak viszont a fogkihegyesedés veszélye szab korlátot, amikor a fejköri fogvastagság  $s_a = 0$ . Ilyenkor gyakran előfordul a fogcsúcsok letöredezése. Ennek megakadályozása érdekében az  $s_a$  minimális ajánlott értéke edzett kerekeknél  $0,3m$ , edzetleneknél pedig  $0,2m$ . Negatív profileltolást csak  $z > z_{\lim}$  estén szokás alkalmazni, mert különben ez alámetszést vált ki.

#### 04.05. A FOGFELÜLET MODIFIKÁCIÓJA

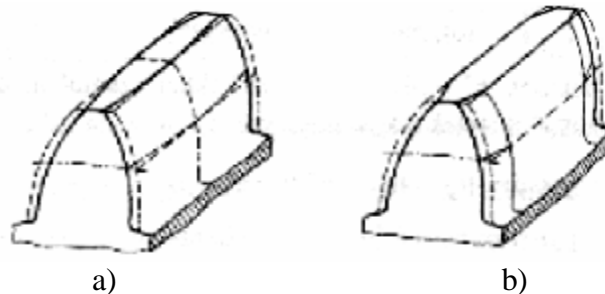
A fogaskerékpár működésének javítása érdekében és a fogak sérüléseinek megelőzése céljából a fogfelületek elméletileg helyes alakjától – főleg nagy kerületi sebességek és nagy terhelések esetében – már a fogazat elkészítése során eltérnek. Ezt az eljárást modifikációnak nevezzük, melyet el lehet végezni a fogprofilon és a fogirányvonalon.



27. ábra. Profilmodifikáció

A fogprofil modifikációját profilnyesésnek hívják, amelyre akkor van szükség, amikor a fogak deformációja olyan nagy, hogy az interferenciát okozhat. Kétféle képpen végezhető el: vagy az egyik kapcsolódó kerék (rendszerint a kiskerék) fogainak a fejrészen (fejnyesés) és a lábrészen (lábnyesés) távolítják el kissé az anyagot (27b. ábra), vagy pedig mindkét kerék fogainak a fejrészen (27a. ábra). Általában ez utóbbit alkalmazzák, mivel a korszerű fogköszörűgépeken a fejnyesést könnyen be lehet állítani, melynek mértékét két adat határozza meg: a lenyesési hézag ( $C_a$ ), amin a fogfelületre merőleges irányban eltávolítandó anyagréteg-vastagságot kell érteni, és a lenyesés m-gassága ( $h_{C_a}$ ), vagyis a lenyesés sugárirányú távolsága a fejhengertől (27c. ábra). A lenyesett szakaszt a köszörűgépek szintén evolvensként állítják elő, melynek az alapköre kisebb a kerék alapkörénél. A foghossz menti egyenlőtlen terheléeloszlás esetén a fog hosszában is eltérnek az elméletileg pontos alaktól. Ilyenkor a fogvégeg felé a fogakat kissé elvékonyítják, amivel a fogvég túlterhelését

elkerülük. A fogirányvonalat általában kétféle módon szokták modifikálni: Leggyakrabban fogdomborítást szoktak alkalmazni, amelynél az egyenes fogirányvonal helyett kissé ívelt, domború fogirányvonalat képeznek ki, melynek következtében a fogvastagság fokozatosan csökken a fogvégek felé (28a. ábra). Ezt a fajta modifikációt a korszerű lefejtőgépeken minden nehézség nélkül meg lehet valósítani. A modifikáció másik módja a fogvéglenyésés, amelynél a fogvastagság hosszirányban lineárisan változik a fogvégek környezetében (28b. ábra).



28. ábra. A fogirányvonal modifikációja

#### 04.06. A FOGASKERÉKPÁR JELLEMZŐ MÉRETEI

A fogaskerek homlokmetaszetében több kör található, amelyek közül néhány csak elméleti, melyeknek az átmérője ideálisan pontos és nem függ a fogazat fajtájától. Ezek a következők:

Osztó kör, - átmérője:  $d = mz$ .

Alap kör, - átmérője:  $d_b = d \cos \alpha = mz \cos \alpha$ .

Gördülő kör, melynek átmérője a tengelytáv és a fogsámviszony értékétől függ:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}, \quad \text{ill.} \quad d_{w2} = u \cdot d_{w1} = \frac{2u \cdot a_w}{u+1}.$$

A felsorolt elméleti körökön kívül van még két látható kör is. Ezek a láb kör és a fejkör, melyeknek az átmérője függ a fogazat fajtájától is.

Amint már tudjuk, a fogazat készülhet profiletolás nélkül és profiletolással. A profiletolás nélküli az elemi fogazat. A profiletolással készült fogazatnak két fajtáját ismerjük. Az egyik a kompensált fogazat, amelynél  $x_1 = -x_2$ , a másik pedig az általános fogazat, amit akkor kapunk, ha

$x_1 + x_2 \neq 0$ . Elemi fogazatnál a működő fogmagasságot (a működő fogmagasság a kapcsolódó fogak fejmagasságának az összege, vagyis:  $h_w = h_{a1} + h_{a2}$ ) a főpont felezi (29a. ábra). Mivel a kapcsolódási viszonyok általában nem kielégítőek, ennek a fogazatnak az egyetlen előnye, hogy egyszerűen számítható. A szokásos  $h_a^* = 1$  és  $c^* = 0,25$  értékekkel számolva, a fontosabb méretek a következők:

fejmagasság:  $h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m = m$ ,

lábmagasság:  $h_f = (h_a^* + c^*) m = 1,25m$ ,

működő fogmagasság:  $h_w = 2h_a^* m = 2m$ ,

fogmagasság:  $h = (2h_a^* + c^*) m = 2,25m$ ,

lábhézag:  $c = c^* m = 0,25m$ ,

kapcsolószög:  $\alpha_w = \alpha$ ,

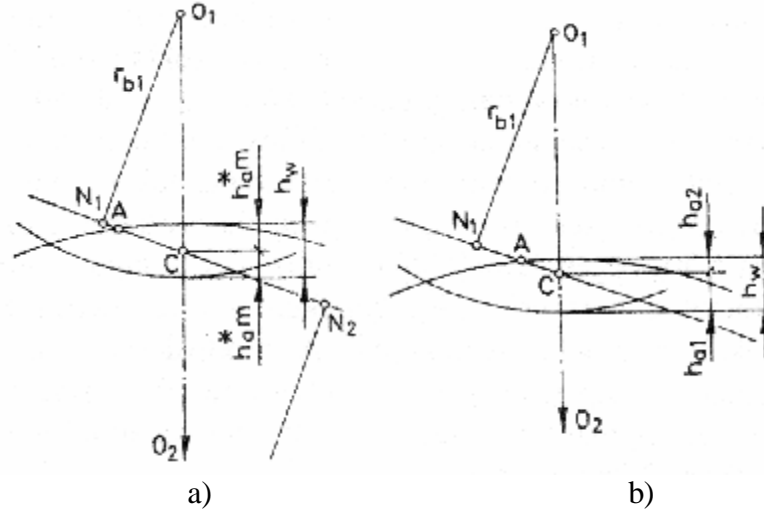
osztó kör fogvastagság:  $s = m \pi / 2$ ,

osztó kör fogárokszélesség:  $e = s$ ,

fejkör átmérő:  $d_a = d + 2h_a = (z + 2)m$ ,

láb kör átmérő:  $d_f = d_a - 2h = d - 2h_f = (z - 2,5)m$ .

Nagy fogszámviszony esetén az elemi fogazat kapcsolódása romlik, mert minél nagyobb az  $u$ , annál közelebb kerül a kapcsolódás  $A$  határpontja a kiskerék fogprofiljának  $N_1$  talppontjához, tehát annál kisebb ezen a helyen a kiskerék  $\rho_{1A} = \overline{N_1A}$  profilgörbületi sugara, ami a fogfelületi teherbírás szempontjából eléggé hátrányos. A kapcsolódás javítása érdekében ajánlatos az  $A$  pontot eltávolítani az  $N_1$



29. ábra. Az elemi (a) és a kompenzált fogazat (b) fejmagasságai

pont közeléből. Ezt úgy érték el, hogy a kiskeréken pozitív, a nagykeréken pedig ugyanakkora negatív profileltolást alkalmaztak ( $x_1 = -x_2$ ) a tengelytáv változtatása nélkül. Ezzel a lépéssel a fogaskerékpár tengelyközi vonalán a működő fogmagasságot eltolták a nagykerék felé. Így alakult ki a **kompenzált fogazat** (29b. ábra), amelynek számos előnye van az elemi fogazattal szemben (de csak nagyobb fogszámviszony mellett), ha a profileltolás-tényezők értékét helyesen választják meg. A legfontosabb, hogy a  $\rho_{1A}$  profilgörbületi sugár megnövekszik, minek következtében nagyobb lesz a fogfelületi teherbírás is.

A kompenzált fogazat számítása alig nehezebb az elemi fogazaténál, csak előbb dönteni kell a profileltolás-tényező nagyságáról.

fejmagasságok:  $h_{a1} = (h_a^* + x_1)m = (1 + x_1)m$ ; és  $h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (1 + x_2)m$ ;

lábmagasságok:  $h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m = (1,25 - x_1)m$ , és  $h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (1,25 - x_2)m$ ;

osztóköri fogvastagságok:  $s_1 = m(\pi/2 + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha)$ , és  $s_2 = m(\pi/2 + 2x_2 \operatorname{tg}\alpha)$ ;

osztóköri fogárokszélességek:  $e_1 = s_2$ , és  $e_2 = s_1$ ;

fej körátmérők:  $d_{a1} = d + 2h_{a1} = (z_1 + 2 + 2x_1)m$ ; és  $d_{a2} = d + 2h_{a2} = (z_2 + 2 + 2x_2)m$ ;

láb körátmérők:

$d_{f1} = d_{a1} - 2h = d_1 - 2h_{f1} = (z_1 - 2,5 + 2x_1)m$ , és  $d_{f2} = d_{a2} - 2h = d_2 - 2h_{f2} = (z_2 - 2,5 + 2x_2)m$ .

Az **általános fogazat** az evolvens fogazat azon tulajdonságán alapszik, miszerint a tengelytáv bizonyos határokon belül tetszőlegesen változtatható anélkül, hogy a fogszámokon, a modulon és az alapprofil szögön változtatni kellene. A kapcsolódás javítása érdekében az egyik, vagy mindkét fogaskeréknél profileltolást alkalmaznak. A profileltolás-tényezők összege nullától eltérő  $\Sigma x = x_1 + x_2 \neq 0$ . A méretek a következők:

Láb körátmérők. Értéküket úgy kapjuk meg, hogy az osztókör átmérőből kivonjuk az alapprofil kétszeres fejmagasságát és a láb hézagot, figyelembe véve a profileltolást

$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + c^* - x_1) = m(z_1 + 2x_1 - 2,5)$ ,  $d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2) = m(z_2 + 2x_2 - 2,5)$ ;

Működő fogmagasság:  $h_w = a_w - (r_{f1} + r_{f2} + 2 \cdot c)$ ,

Ha behelyettesítjük a lábkör átmérőkre megadott kifejezéseket, valamint bevezetjük a tengelytáv-tényezőt  $y = (a_w - a)/m$ , a következő kifejezést kapjuk:

$$h_w = (2h_a^* - (\Sigma x - y))m.$$

A  $(\Sigma x - y)$  kifejezés mindig pozitív értéket ad és fogfej-rövidülés-tényezőnek nevezzük.

Fejkörátmérők. A fejkör átmérőket illetve sugarakat úgy kell megállapítani, hogy a fogárok fenékszalagjainál elegendő lábhézag maradjon ( $c = c^*m = 0,25m$ ), a 30. ábra alapján:

$$d_{a1} = 2r_{a1}, \text{ és } d_{a2} = 2r_{a2}; \quad r_{a1} = a_w - (r_{f2} + c) = m[z_1 + 2(h_a^* + x_1 - (\Sigma x - y))] \text{ és}$$

$$r_{a2} = a_w - (r_{f1} + c) = m[z_2 + 2(h_a^* + x_2 - (\Sigma x - y))] .$$

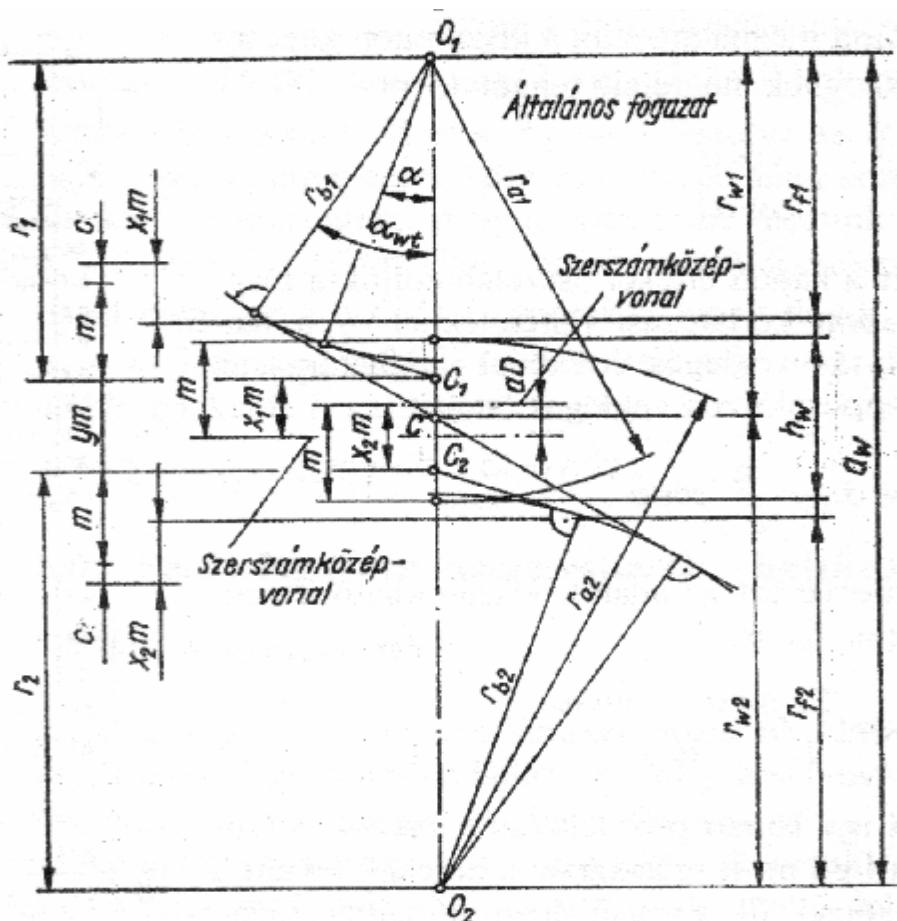
ezt akkor használjuk, ha  $x_1 + x_2 \geq 0,75$ .

A fejkör sugarak számíthatók úgy is mint az osztókör sugár és a fogfej magasság összege. Így valamivel nagyobb kapcsolószám kapható, de interferencia veszély léphet fel  $\Sigma x \geq 0,75$  esetén. Ezért ezt akkor alkalmazzuk, ha  $\Sigma x < 0,75$ :

$$r_{a1} = r_1 + h_{a1} = r_1 + m(h_a^* + x_1), \text{ és.} \quad r_{a2} = r_2 + h_{a2} = r_2 + m(h_a^* + x_2),$$

Fogmagasság:  $h = h_w + c$ ;

Kapcsolószög:  $\text{inv}\alpha_w = 2 \frac{\Sigma x}{\Sigma z} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha$ ;



30. ábra. Általános fogazat geometriai jellemzői

## 05. FERDE FOGAZATÚ HENGERESKERÉK – HAJTÁSOK

### 05.01. ALAPISMERETEK

A ferde fogazatú hengereskerékek fogainak alakját olyan ferdefogú fogasléc határozza meg, amelynek a fogirányvonala  $\beta$  szöget zár be a fővonal, ill. a fogaskerekek forgástengelyének irányával. A kialakított fogak fogirányvonala tkp. csavarvonal, amely lehet jobb- vagy balhajlású. A kapcsolódó kerekek fogainak ellentétes hajlásúaknak kell lenniük. A fogirányvonal érintője és az osztóhenger alkotója által bezárt szög megegyezik a fogaslécnél említett  $\beta$  szöggel, ezért ezt a szöveget foghajlás-szögnek nevezzük.

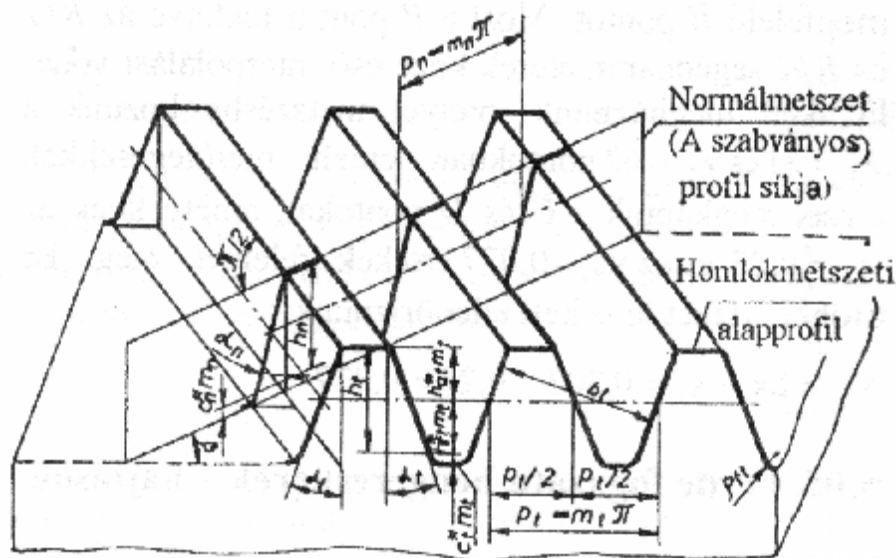
A ferde fogazat előnye az egyenessel szemben az, hogy a kapcsolódás és a terhelés átadása folyamatos, így csökkennek a dinamikus hatások, és ezért elsősorban nagyobb kerületi sebességeknél előnyösen alkalmazhatók. Jelentős előny még az is, hogy a tengelytáv nemcsak a modulnak és a fogszámnak, hanem a fogferdeségnek is a függvénye, ezért a  $\beta$  szög változtatásával kívánt tengelytáv valósítható meg. Előnytelen viszont, hogy a fogak ferdeségének következményeként a csapágyazást axiális erő is terheli.

A ferde fogazatnál a fogprofil két síkban szokás vizsgálni: a homloksíkban és a normálmetszetben.

A homloksík (ill. homlokmetszet) merőleges a fővonalra. Ebben a síkban található az alapprofil, amely meghatározza a ferde fogazat profilját. E profilok kapcsolódása megegyezik az egyenes fogazat profiljainak kapcsolódásával, így itt vizsgáljuk a fogaskerekek legördülésével kapcsolatos, vagyis a kinematikai összefüggéseket. A fogazat és a kerék homloksíkra vonatkozó minden elemének jele  $t$  indexet kap (az egyenes fogazatnál a homlok- és a normálmetszet egybeesik, ezért az indexeket nem szokás kiírni).

A normálmetszet, amely merőleges a fogirányvonalra, a szabványos alapprofil síkjának felel meg, így itt vizsgálják a fogak lefejtésével kapcsolatos kinematikai problémákat és fogak terhelhetőségét. A fogazat és a kerék normálmetszetére vonatkozó minden elemének jele  $n$  indexet kap.

A homlokmetszet és a normálmetszet a  $\beta$  szögön keresztül vannak összekötve egymással (31. ábra).



31. ábra. Ferde fogú fogasléc

Az alapprofil jellemző méretei a következők:

homlok-alapprofilszög: 
$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta},$$



homlokosztás: 
$$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}.$$

homlokmodul: 
$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}.$$

A homlokmetzeti és normálmetszeti alaprofilok magasság irányú méretei megegyeznek, ezért, ha a homlokmetzeti alaprofil magasság irányú méreteit is az  $m_t$  homlokmodullal akarjuk kifejezni, akkor a következő tényezőket az alábbi módon kell definiálni.

fejmagasságtényező: 
$$h_{at}^* = h_a^* \cos\beta,$$

lábmagasságtényező: 
$$h_{ft}^* = h_f^* \cos\beta,$$

fogmagasságtényező: 
$$h_t^* = h_n^* \cos\beta,$$

lábhézagtényező: 
$$c_t^* = c_n^* \cos\beta,$$

fejmagasságcsökkentés-tényező: 
$$k_t = k_n \cos\beta.$$

A ferdefogazatnál a kapcsolódó fogfelület evolvens csavarfelület, melynek alkotói egyenesek, és amelyek mentén érintkeznek a kapcsolódó fogak egymással. Ezek az alkotók a kerek forgástengelyével  $\beta_b$  szöget zárnak be, a neve pedig alapköri foghajlásszög, melynek nagysága a  $\text{tg}\beta_b = \text{tg}\beta \cdot \cos\alpha_t$  egyenlettel számítható. E szög segítségével kapunk összefüggést a normálmetszetben levő normál-alaposztás –  $p_{bn}$  és a homloksíkban jelentkező homlok-alaposztás –  $p_{bt}$  között:

$$p_{bn} = p_{bt} \cos\beta_b.$$

A fogaskerek normálmetszetében nem kört, hanem ellipszist kapunk. Annak érdekében, hogy az egyenes fogú kerekknél kapott összefüggéseket alkalmazhassuk a ferde fogú kerekknél is, a normálmetszetben kapott ellipszist helyettesíteni kell egy egyenes fogú keréssel, amelyet helyettesítő fogaskéréknek nevezünk. Ennél a keréknél a fogprofilok már nem pontos evolvensok, de a foggörbe jó közelítéssel annak tekinthető, melynek a görbületi sugara nagyobb, mint az eredeti evolvensé:

$$\rho_n = \frac{\rho}{\cos\beta_b}.$$

A helyettesítő hengeres kerék képelt fogszáma az ún. normálfogszám (régebben: helyettesítő fogszám):

$$z_n = \frac{z}{\cos^2\beta_b \cos\beta} \approx \frac{z}{\cos^3\beta}.$$

A ferde fogazatú kerek és a fogak méretei a legtöbb esetben ugyanúgy határozhatók meg, mint az egyenes fogazatú kerekknél, azzal, hogy a homloksíkra érvényes értékeket kell felhasználni. A számításoknál a következőket kell figyelembe venni:

A profileltolás nagysága:  $x_t m_t = x_n m_n$ , mivel:  $x_t = x_n \cos\beta$ .

(az egyenes fogaknál használatos  $x = x_n$ -nel).

Az osztóköri homlokfogvastagság: 
$$s_t = m_t \left( \frac{\pi}{2} + 2x_t \text{tg}\alpha_t \right) = m_t \left( \frac{\pi}{2} + 2x_n \text{tg}\alpha_n \right),$$

és a normálfogvastagság, amelyet ellenőrzéskor mérnek:  $s_n = m_n \left( \frac{\pi}{2} + 2x_n \operatorname{tg} \alpha_n \right)$ .

A kapcsolószög, figyelembe véve a már ismert összefüggéseket, kétféleképpen is számítható:

$$\operatorname{inv} a_{wt} = 2 \frac{\sum x_t}{\sum z} \operatorname{tg} a_t + \operatorname{inv} a_t = 2 \frac{\sum x_n}{\sum z} \operatorname{tg} a_n + \operatorname{inv} a_t.$$

A határfogszám, amelyet a normálmetszetben kell meghatározni, kisebb, mint az egyenes fogazatnál:

$$z_{\lim} = 17,1 \cdot \cos^2 \beta_b \cos \beta \cong 17,1 \cdot \cos^3 \beta.$$

Ez azt jelenti, hogy a fogak alámetszése kisebb fogszámnál jelentkezik, mint az egyenes fogazatnál.

Az átmérők:

$$\begin{aligned} d_1 &= m_t \cdot z_1 & d_2 &= m_t \cdot z_2 \\ d_{f1} &= d_1 - 2m_n(1 + c_n^* - x_{n1}) & d_{f2} &= d_1 - 2m_n(1 + c_n^* - x_{n2}) \\ d_{a1} &= 2a_w - d_{f2} - 2c_n^* \cdot m_n & d_{a2} &= 2a_w - d_{f1} - 2c_n^* \cdot m_n \end{aligned}$$

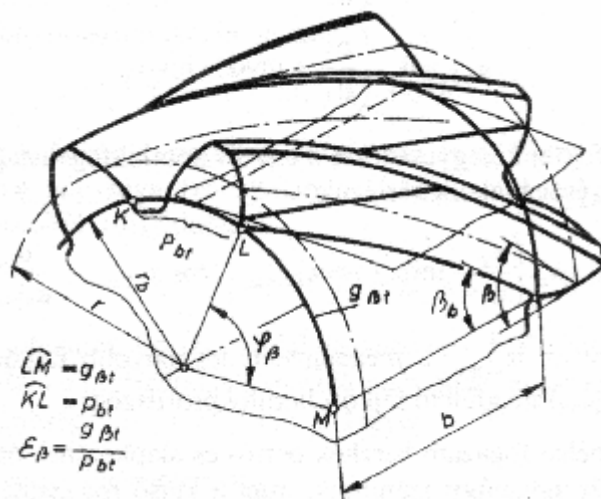
Az alapkör átmérő:  $d_b = d \cdot \cos a_t = z \cdot m_t \cdot \cos a_t = z \cdot m_n \frac{\cos a_t}{\cos b}$

A tengelytáv:  $a_w = m_t \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\cos a_t}{\cos a_{wt}}$

## 05.02. A FERDE FOGAZAT KAPCSOLÓDÁSA

Az egyenes fogú fogaskerékpároknál a kapcsolódás az egész foghosszon egyidejűleg megy végbe, ami megfelel a fogprofilok kapcsolódásának, melynek időtartamát a profilkapcsolószám fejezi ki. A ferde fogú kerékpárok esetében a fogak folyamatosan lépnek kapcsolódásba, amely az egyik homloksíkban kezdődik és az érintkező egyenesen (ez az evolvens csavarfelület alkotója) végighaladva, fokozatosan áttevődik a másik homloksíkba. A fogprofilok kapcsolódása a homloksíkban ugyanúgy zajlik le, mint az egyenes fogú fogaskerékpároknál és az időtartamát is a profilkapcsolószámmal fejezzük ki:

$$\epsilon_\alpha = \frac{g_{\alpha t}}{p_{bt}}$$



32. ábra. A ferde fogazat átfedése

Amíg a kapcsolódás végigfut a fog érintkezési vonalán, addig a vizsgált kerék  $\varphi_\beta$  szöggel (ez az ún. axiális átfedési szög) fordul el (32. ábra), Ennek az elfordulásnak az alapkör  $g_{\beta t}$  íve felel meg, amely egyenlő a foghosszvetülettel, vagyis a fog érintkezési hosszának a homloksíkon való vetületével.

$$g_{\beta t} = b \cdot \operatorname{tg}\beta_b.$$

A fog hosszirányban történő kapcsolódását, amelyet átfedésnek nevezünk, megkapjuk, ha a foghosszvetületet elosztjuk az alaposztással:

$$\varepsilon_\beta = \frac{g_{\beta t}}{p_{bt}} = \frac{b \cdot \operatorname{tg}\beta_b}{p_t \cos\alpha_t} = \frac{b \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\alpha_t}{m_t \cdot \pi \cdot \cos\alpha_t} = \frac{b \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\beta}{m_n \cdot \pi},$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{m_n \cdot \pi}.$$

A ferde fogazat összkapcsolószáma:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta.$$

A ferde fogazat előnye legjobban akkor jut kifejezésre, ha az átfedés egész szám, és lehetőleg nagyobb egynél. A nagyobb átfedést jobb a nagyobb kerékszélességgel biztosítani, mint a foghajlásszög megnövelésével, mivel a foghajlásszög növekedésével növekszik az axiális erő nagysága is. Viszont szélesebb kerekeknél a jobb felfekvés csak jobb minőséggel érhető el, ami pedig megnöveli a gyártási költséget.

## 06. BELSŐ KAPCSOLÓDÁSÚ HAJTÁSOK

### 06.01. ALAPISMERETEK

Belső kapcsolódású hajtásoknál a fogaskerékpárt egy külső fogazatú kiskerék és egy belső fogazatú fogaskoszorú alkotja. Főleg a bolygóműveknél használatosak, de mind gyakrabban nyernek alkalmazást, ha a rendelkezésre álló hely korlátozott és viszonylag nagy áttételekre van szükség.

A fogprofil a belső fogazatnál is evolvens, de a külső fogazathoz képest annak a másik, a homorú oldala érintkezik az ellenkerék profiljával. Ezért a fog alakja hasonlít a külső fogazat fogárkához, és a fogárok a külső fogazat fogához. A fogtetőfelület a belső fogazatot belülről, a fogfenékfelület pedig kívülről határolja, így a fejkör kisebb, a lábkör pedig nagyobb az osztókörnél.

A belső fogazatú kerekek szerkezetileg igen sokban különböznek a külső fogazatú kerekektől, mivel alakjuk körgyűrű, melynek belső felületén helyezkednek el a fogak. Bonyolultabb szerkezeti kialakításoknál a koszorú külső hengeres felülete kihasználható szíjtárcsaként, fékdobként, külső fogazatú fogaskerékként stb. A koszorú elemeinek jelölésénél mindig 2-es indexet használunk.

### 06.02. A BELSŐ FOGAZAT MÉRETEI

A belső fogazat osztóköre, fogosztása, foghajlásszöge, alapköre, profilszöge, a ferde fogazat átfedése stb. megegyezik a külső fogazat megfelelő fogalmaival. Elemi fogazatnál az osztóköri fogvastagság egyenlő az osztóköri fogárokszélességgel, nagyságuk:  $m\pi/2$ .

A fogak méreteit és alakját szintén az alapprofil határozza meg, ugyanúgy, mint a külső fogazatnál. A profileltolást akkor tekintjük pozitívnak, ha az alapprofil távolodik a kerék tengelyvonalától. Ekor az osztóköri homlokfogvastagság csökken a fogárokszélesség pedig növekszik (külső fogazatnál ez fordítva van).

$$s_2 = m \left( \frac{\pi}{2} - 2x_2 \operatorname{tg}\alpha \right), \text{ ill. } e_2 = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg}\alpha \right).$$

Tetszőleges  $d_y$  átmérőjű körön a homlokfogvastagság és a homlokfogárokszélesség:

$$s_{y2} = d_{y2} \left( \frac{s_2}{d_2} - \operatorname{inv}\alpha + \operatorname{inv}\alpha_y \right), \quad e_{y2} = d_{y2} \left( \frac{e_2}{d_2} + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_y \right)$$

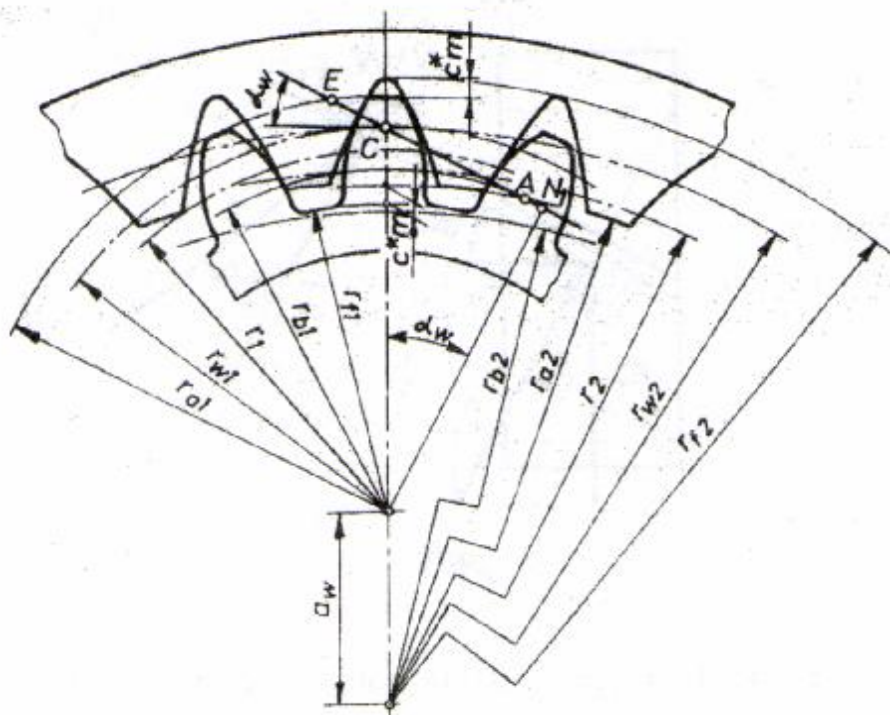
A fogfej kihegyesedését a fejköri homlokfogvastagság nagyságával ellenőrizzük:

$$s_{a2} = d_{a2} \left( \frac{s_2}{d_2} - \operatorname{inv}\alpha + \operatorname{inv}\alpha_{a2\max} \right), \quad \cos\alpha_{a2\max} = \frac{d_{b2}}{d_{a2\max}}.$$

ahol az  $\alpha_{a2\max}$  a megengedett legnagyobb fejkörnek ( $d_{a2\max}$ ) megfelelő fejköri homlokszög.

A belső fogazatú kerekek osztó- és alapkörének átmérőjét ugyanúgy számítjuk, mint a külső fogazatnál. A lábkör sugarának számításánál ügyeljünk arra, hogy az osztókör sugarához hozzá kell adni a lábmagasságot (külső fogazatnál le kell vonni), melynek nagysága megegyezik a külső fogazatéval; viszont a fejkör sugarát úgy kapjuk meg, ha az osztókör sugarából kivonjuk a fejmagasságot, mely szintén megegyezik a külső fogazatéval.

Belső kapcsolódásnál az általános fogazat kialakításának – a külső kapcsolódással ellentétben – nincs akkora jelentősége, mert a csúszási és kopási viszonyok kedvezőbbek. Így általában csak meghatározott tengelytáv kialakításánál, valamint bizonyos interferenciák kiküszöbölésénél szokták alkalmazni. Legtöbbször az  $x_1 = x_2$  profileltolás jól megfelel, melynek előnye, hogy megmarad az elemi tengelytáv és kapcsolószög, és a gördülőkörök megegyeznek az osztókörökkel, melyek átmérője az 33. ábra alapján:



33. ábra. Általános fogazatú belső kapcsolódás

A belső kapcsolódás tengelytávja:  $a_w = r_{w2} - r_{w1}$ ,

és a fogsávviszonya:  $u = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$ ,

ezért a gördülőkör átmérők:  $d_{w1} = \frac{2}{u-1} a_w$ , ill.  $d_{w2} = u \cdot d_{w1} = \frac{2u}{u-1} a_w$ .

A kiskerék lábkörsugara:  $r_{f1} = r_1 - m(1 - x_1 + c^*)$ ,

A fogaskoszorú lábkörsugara:  $r_{f2} = r_2 + m(1 + x_2 + c^*)$ ,

míg a fejkörök sugara a tengelytáv és a felvett lábhézag nagysága (ez általában kisebb, mint a külső kapcsolódásnál) alapján:  $r_{a2} = a_w + r_{f1} + c^*m$ , ill.  $r_{a1} = r_{f2} - a_w - c^*m$

Az általános fogazat kialakításánál úgy kell megválasztani a profileltolás-tényezőket, hogy azok különbsége -  $\Delta x = x_2 - x_1 > 0$  legyen.

Ekkor a kapcsolószög:  $\text{inv} \alpha_w = 2 \frac{x_2 - x_1}{z_2 - z_1} \text{tg} \alpha + \text{inv} \alpha$ .

A megváltozott tengelytáv:  $a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = m \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$ .

A kapcsolószám értéke ugyanúgy számítható, mint a külső kapcsolódásnál.

### 06.03. A BELSŐ KAPCSOLÓDÁS INTERFERENCIÁI

Belső fogazatnál több esetben fordulhat elő interferencia, mint a külső fogazatnál. Ennek elkerülése végett a tervezés során legfontosabb megvizsgálni a következőket:

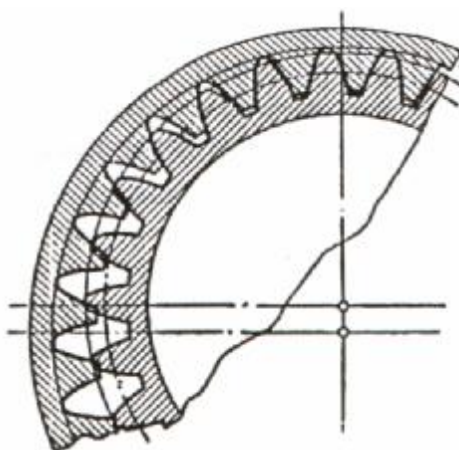
- a nagykerék fejkörsugarának nagyságát -  $r_{a2}$ ,
- a kiskerék fejkörsugarának nagyságát -  $r_{a1}$ ,
- metszik-e egymást a kapcsolódó fogak fejlelinek útvonalai?

A nagykerék fejkörén levő profilpont nem érintkezhet a kiskerék profiljának nem evolvens részével, azaz a határkörön belül nem lehet kapcsolódás. Ez azt jelenti, hogy a nagykerék fejkörének legkisebb sugarát a kiskerék határpontja határozza meg. Ha ettől kisebb fejkörsugarú a nagykerék, akkor fellép az ún. *belső fogtő-interferencia*. Ez általában akkor lép fel, ha a fogaskerékpár fogszámviszonya nagyon nagy.

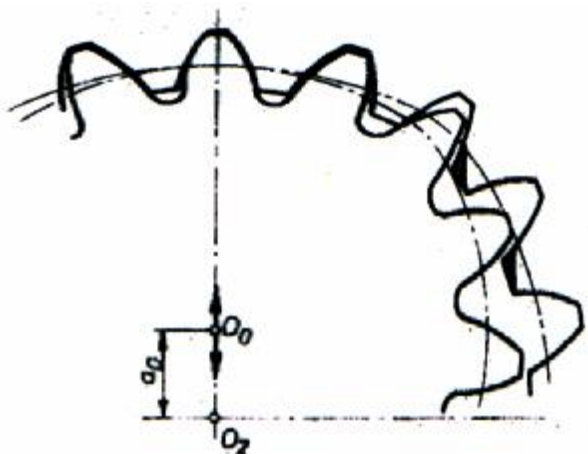
*Külső fogtő-interferencia* hasonló esetben lép fel a nagykerék fogtövénél, ha a kiskerék fejkörsugara nagyobb a megengedett maximális értéknél, melyet a nagykerék határpontja határoz meg. Ennek a veszélye akkor lép fel, ha a fogaskerékpár fogszámviszonya nagyon kicsi.

*Fogfej-interferencia* akkor áll elő, ha nagyon kis fogszámkülönbség esetén a kapcsolódó kerek forgásakor a két kerék fejprofilja a kapcsolóvonalon kívül ütközik egymással. (34. ábra).

Az előállítás folyamán, ha a belső fogazatú kerék fogszáma és a metszőkerék fogszáma között nagyon kicsi a különbség, akkor felléphet az ún. *előtolási interferencia*, ami úgy jelentkezik, hogy a metszőkerék fogai a visszlöketek közben, amikor a metszőkerék eltávolodik a belső fogazattól, a belső fogazat néhány fogán a már kész fejprofil valamennyire lemetszik (35. ábra).



34. ábra. Fogfej- interferencia



35. ábra. Előtolási interferencia

## 07. A KAPCSOLÓDÓ FOGAKAT TERHELŐ ERŐ

A fogakat terhelő erő, az  $F_n$  *normálfogerő* a normálmetszetben, a kapcsolóvonal irányában hat, így az erőjátékot a fogaskerékpár főpontjában vizsgáljuk.

### 07.01. EGYENES FOGAZAT ERŐJÁTÉKA

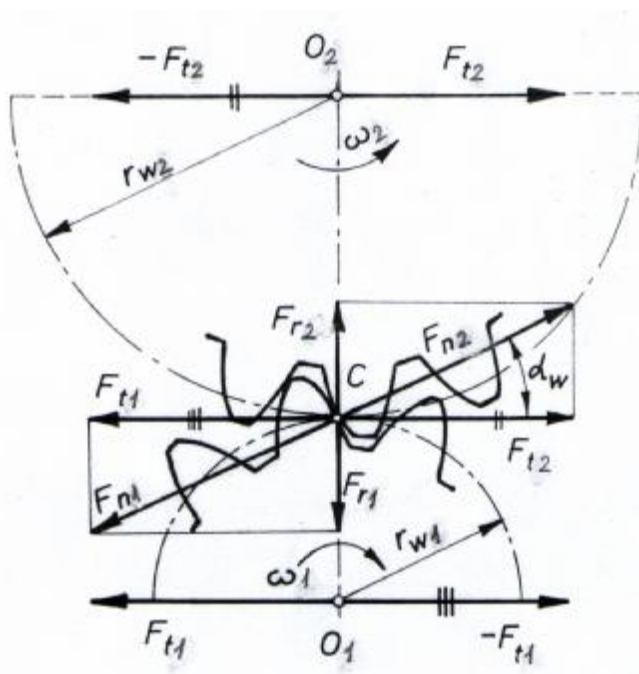
Az  $F_n$  erő a főpontban egymásra merőleges két összetevőre bontható (36. ábra), ezek:

- a gördülőköri kerületi erő, amely a fogaskerekre ható  $T$  forgatónyomatékból számítható ki:

$$F_t = \frac{T}{r_w} = \frac{2T}{d_w} = F_n \cos \alpha_w,$$

- és a radiális erő:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w.$$



36. ábra. A normálfogerő felbontása  
1 – hajtó kerék, 2 – hajtott kerék

Meg kell jegyeznünk, hogy a gyakorlatban általában az osztókör átmérőjével szokták a kerületi erőt kiszámolni, vagyis:  $F_t = 2T/d$ .

A kerületi erők iránya egybeesik a gördülőkör érintőjének az irányával. Mivel a hajtókerék (1) kényszeríti forgásra a hajtott kereket (2), ezért a hajtott kerék fogain jelentkező  $F_{t2}$  kerületi erő értelme megegyezik a kerék forgásirányával, míg a hajtókerék fogaira ható  $F_{t1}$  erő értelme ellenkező, de a két erő nagysága egyenlő.

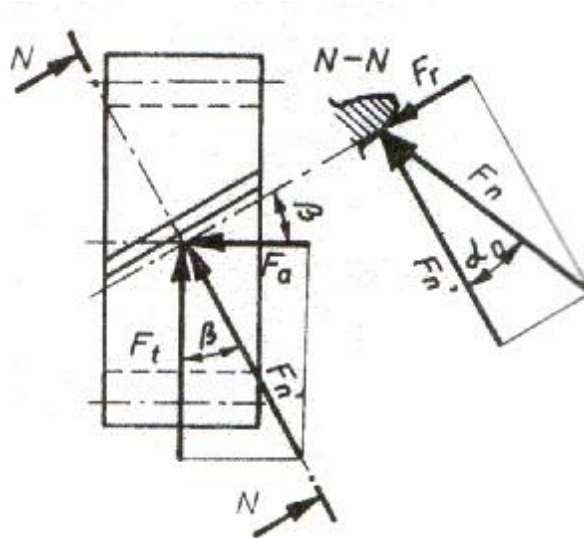
Ha a kerületi erőt redukáljuk az adott kerék középpontjára, egy erőpárt kapunk, amely csavaróigénybevételnek, míg a visszamaradt harmadik erő hajlítóigénybevételnek teszi ki a tengelyt.

A radiális erőkomponensek igyekeznek eltávolítani a kapcsolt kerekeket egymástól, a tengelyt pedig hajlítóigénybevételnek teszik ki.

## 07.02. FERDE FOGAZAT ERŐJÁTÉKA

Ferde fogazatnál a normálmetszet merőleges a fogirányvonalra, ezért a kapcsolóvonal  $\beta$  szöget zár be a homloksíkkal. Ebből kifolyólag a normálfogóerő a  $C$  pontban egymásra merőleges három összetevőre bontható (37. ábra), ezek:

- az osztóköri kerületi erő –  $F_t$ ,
- a radiális erő –  $F_r$ ,
- az axiális erő –  $F_a$ .



37. ábra. Az  $F_n$  erő felbontása ferde fognál

A kerületi erőt ugyanúgy határozzuk meg, mint az egyenes fogaknál.

A radiális erő, az 37. ábra alapján:  $F_r = F'_n \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$ , mivel:  $F'_n = \frac{F_t}{\cos \beta}$ .

Az axiális erő a kerületi erő függvényében:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Az  $F_t$  és  $F_r$  erők a tengelyt ugyanúgy terhelik, mint az egyenes fogazatnál.

Az axiális erőt redukáljuk a kerék tengelyvonalára, kapunk egy erőpárt a tengelyvonal síkjában, amely hajlítógénybevitelnek teszi ki a tengelyt. A visszamaradó harmadik erő húzó- vagy nyomógénybevitelt vált ki a tengelyben, a vezetőcsapágó helyzetétől függően.

## 08. A FOGAK MEGHIBÁSODÁSAI

Az üzemeltetés során a kapcsolódó fogakat különböző dinamikai hatások érik, amelyek kiválthatják azok meghibásodását és tönkremenetelét. A fogak meghibásodásai két különálló csoportba sorolhatók, amelyek általában egymástól függetlenül jelentkezhetnek. Ezek a fogtörések és a fogfelületi sérülések.

A fogtörés leggyakrabban két féle módon jelentkezik:

- a fogtő közelében a fog teljes hosszában letörnek, melynek oka lehet az anyag kifáradása, hirtelen túlterhelés vagy anyaghiba,



- a fog egyik vége letörik, ha a terhelés eloszlása nem egyenletes a fog egész hosszán és a fogvég terhelése meghaladja az anyag teherbírását. Ennek oka a fogirányvonal túl nagy hibája, ill. a hajtóműház hibás elkészítése (a tengelyek nem párhuzamosak).

A fogfelületi sérülések igen sokrétűek lehetnek, melyek közül leggyakoribbak :

- a kopás,
- a gödrösödés (pitting),
- a karcok és a berágódás,
- a repedések.

A kopást a fogfelületek egymáson való csúszása okozza, amely a bejáródás folyamán még hasznosnak tekinthető, mert javítja az érintkező fogfelületeket, de ha ez a kopás tovább tart, akkor az már káros a fogakra. Ennek az ún. *progresszív kopásnak* a kiváltója a helytelen kenés, ill. a nem megfelelő vagy szennyezett kenőanyag.

A pitting oka főképpen az anyag felületi kifáradása, melynek folyamán a gördülőköri fogirányvonal mentén apró gödröcskék jelennek meg. Az anyag kitöredezését apró hajszáltrepedések előzik meg, amelyek közvetlen a felszín alatt jelennek meg. Ezek idővel megnőnek, eljutnak a felszínig és ekkor a repedések között az anyag kitöredezik. Ez a jelenség főleg egyenes fogú hengereskerékeknél jelentkezik olajkenés esetén, mivel az olaj tapadása elősegíti az anyag kiszakadását. *Fokozódó pittingnél* a gödröcskék idővel megnőnek és az egész fogfelületre kiterjednek, ami a kerekek nyugtalan járását, rezgését, zaját, majd a fogazat teljes tönkremenetelét okozza.

Karcok és barázdák a fogmagasság irányában jelentkező hornyok, amelyeket a kenőanyagba került apró szennyeződések okoznak. A karcok 1-2 µm mélyek és kisebb terheléseknél, míg a barázdák több µm mélységűek és nagyobb terheléseknél jelentkeznek.

Ha a fogfelületek kenése vagy a kenőanyag viszkozitása nem megfelelő, a fogfelületek erősen felmelegednek, az olaj viszkozitása lecsökken és ha a fogfelületek kiálló részecskéi egymással fémesen érintkezve összehegednek, majd kiszakadnak és további durva sérüléseket okoznak a kapcsolódó fogfelületeken, akkor beáll a berágódás. Ez általában igen gyorsan játszódik le, ami a fogak hirtelen tönkremenetelét okozhatja. A berágódás gyakrabban jelentkezik olyan fogaskerékpároknál, amelyeknél a fogfelületek keménysége egyforma, ezért ajánlatos a kiskerék fogait keményebbre edzeni.

A repedések megjelenésének az oka lehet anyaghiba, hőkezelési hiba és megmunkálási (főleg köszörülési) hiba. Ezek általában hajszáltrepedésekként jelennek meg, de idővel megnövekednek és akkor kiváltják a fogak letörését, ill. olyan fokú károsodását, hogy a fogaskerék használhatatlanná válik.

A meghibásodások meghatározott kritikus feszültségeknél jelentkeznek. Ennek megelőzése érdekében a méretezésnél olyan biztonsági tényezőkkel kell számolni, amelyekkel az üzemi feszültség, vagyis a fogak igénybevétele a kritikus érték alatt tartható.

## 09. FOGASKEREK MÉRTEZÉSE

Ha ismertek a fogaskerékpár jellemzői, könnyen ellenőrizhetők a biztonsági tényezők értékei. Ha nem ismert minden adat, akkor előtervezéssel megállapíthatók a fő méretek (pl. a tengelytáv), amelyek segítségével meghatározható a többi szükséges adat.

Az átvindó  $P$  teljesítményből számítható névleges osztóköri kerületi erő:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2P}{d \cdot 2\pi n}, \text{ mivel } T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n},$$

ahol  $w$  a fogaskerék kerületi sebessége,  $n$  pedig a másodpercenkénti fordulatszáma.

Bizonyos külső és belső dinamikai hatások, valamint a terheléseloszlások miatt a fogak névleges igénybevétele megváltozik, amelyet meghatározott tényezőkkel veszünk figyelembe.

### 09.01. FOGASKEREK DINAMIKÁJA

A külső dinamikai hatásokból adódó túlterheléseket a  $K_A$  üzem tényezővel vesszük figyelembe. Ennek nagysága a hajtó és a hajtott gép üzemmódjától és a gépkapcsolat dinamikai jellegétől függ. Irányadó értékei a segédlet 6. táblázatában találhatók.

A fogak gyártási pontatlanságaiból és rugalmasságukból adódóan az üzemeltetés folyamán belső dinamikus hatások lépnek fel, amelyeket a  $K_V$  dinamikus tényezővel vesszük figyelembe. E tényező nagysága kellő pontossággal megállapítható a segédlet, 2. (egyenes fogú hengeres kerekekre) és a 3. ábra (ferde fogú hengeres kerekekre) diagramja alapján.

Az ábrákon látható a fogaskerékpár várható rezonanciatartománya, ahol jóval nagyobb dinamikus hatások is felléphetnek, ezért ez a tartomány kerülendő.

### 09.02. A TERHELÉSELOSZLÁS

A gyártásból eredő fogirányhibák, ill. a tengely és a fogazat deformációiból adódó fogirányhiba összegezett nagysága azt eredményezi, hogy a terhelés a fogszélesség mentén egyenlőtlenül oszlik el. Ezt a jelenséget a fogszélesség menti terheléseloszlás tényezővel vesszük figyelembe. Fogfelületi teherbírásnál e tényező jele  $K_{H\beta}$ , míg fogtő-teherbírásnál  $K_{F\beta}$ .

Itt kell megjegyeznünk, hogy a méretezés folyamán használatos jelzések, amelyek a fogfelületre vonatkoznak "H" indexet, amelyek pedig a fogtőre vonatkoznak "F" indexet kapnak.

E tényezők számítása viszonylag bonyolult, ezért jelen esetben megelégszünk az irányadó értékek meghatározásával, amelyet a segédletben található 4. ábrán bemutatott diagramok segítségével végezhetünk el. Ezek a  $K_{H\beta}$  értékét adják meg, amely függ a fogaskerékpár beépített helyzetétől, melyet a hajtóművek sematikus rajzairól állapíthatunk meg (I...VI), továbbá a  $b/d_1$  viszonytól ( $b$  – a fogszélesség,  $d_1$  – a kiskerék osztókörátmérője) és a kapcsolódó fogaskerekek fogfelületeinek Brinell-keménységétől (HB1 a kiskerékre, HB2 a nagykerékre vonatkozik). A fogtőre vonatkozó  $K_{F\beta}$  kisebb, mint a  $K_{H\beta}$ , és a következő összefüggéssel számítható:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^p,$$

ahol:  $p = \omega^2 / (1 + \omega + \omega^2)$  és  $\omega = (b/h)_{\min}$ .

A kapcsolóhossz elején és végén két fogpár kapcsolódik, melyek között a terhelés nem egyformán oszlik el, főleg a gyártási hibák miatt. Ebből kifolyólag az egyik fogpáron nagyobb lesz a terhelés az átlagosnál. Ezt vesszük figyelembe a homlok-terheléseloszlási tényezőkkel, amelyek jelen esetben egyenlők:  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$ . Ezek irányadó értékei a segédlet 7. táblázatában találhatók.

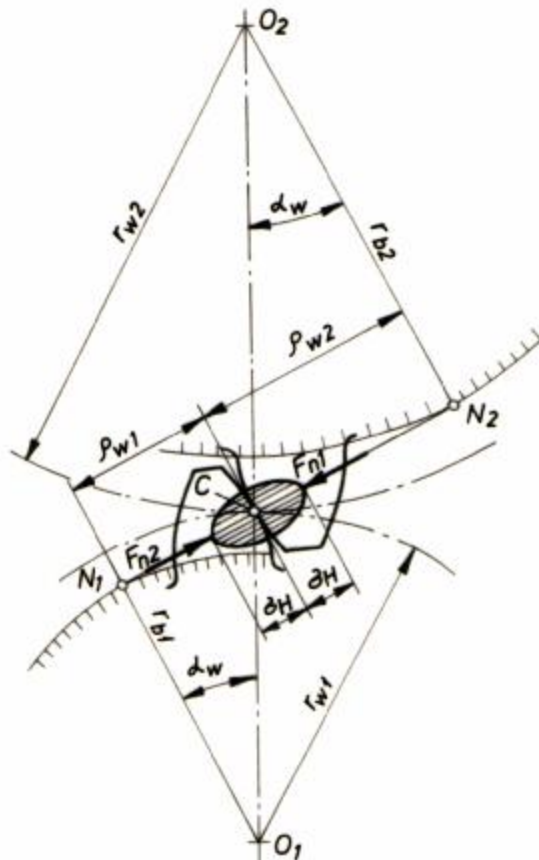
### 09.03. A FOGAK IGÉNYBEVÉTELE

A 08. fejezetben leírt meghibásodások egyes fajtái konstrukciós módszerekkel, azaz méretváltásokkal megelőzhetők. Ha ezeket a meghibásodásokat megvizsgáljuk, az őket kiváltó okokat három csoportba sorolhatjuk:

- a fogfelületek nyomó igénybevétele,
- a fogtő hajlító igénybevétele és
- a fogfelületek berágódási igénybevétele.

#### 09.03.01. A FOGFELÜLET TÉNYLEGES FESZÜLTSGE

A fogaskerékpár fogfelületi teherbírása az a legnagyobb terhelés, amelynek hatására nem jön létre gödrösödés. A számítás alapját az érintkező felületeken kialakuló Hertz-feszültség képezi (ezt a számítási eljárást 1908-ban világviszonylatban elsőként a magyar Vidéky Emil javasolta). Ennek meghatározására a két összenyomott körhengerre érvényes Hertz-képlet szolgál alapul, melyet a fogak jellemzőihez alakítottak, majd az így kapott névleges feszültséget bizonyos tényezőkkel helyesbítették, amelyekkel a fogaskerékpárnál jelentkező hatásokat vették figyelembe. Az érintkező fogfelületeken jelentkező tényleges feszültséget (38. ábra) a következő módon határozzuk meg:



38. ábra. A főpontban jelentkező Hertz-feszültség

Két hengeres test összenyomódásakor az érintkező sávon jelentkező feszültség maximális értékének meghatározására szolgáló egyenletet véve alapul és azt átalakítva az érintkező fogfelületekhez, a következő egyenletből indulunk ki:

$$\sigma_H^2 = 0,175 \frac{EF_n}{bp},$$

ahol:

E a rugalmassági modulus középértéke:  $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ ,

$\rho$  a profilgörbületi sugarak redukált (ekvivalens) értéke:  $\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ .

A profilgörbületi sugarak értéke a C főpontban:

$\rho_1 = \rho_{w1} = r_{w1} \sin \alpha_w = r_1 \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$ , ill.  $\rho_2 = \rho_{w2} = r_{w2} \sin \alpha_w = r_2 \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$ ,

mivel:  $r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$ , ill.  $r_{w2} = r_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$ .

Ha a kapott értékeket behelyettesítjük a kiinduló egyenletbe, és a normál fogerőt a tangenciális erővel helyettesítjük ( $F_n = F_t / \cos \alpha$ ), a következő egyenletet kapjuk:

$$\sigma_H = \sqrt{0,175E \frac{F_t}{\cos \alpha} \frac{1}{b d_1 u} \frac{2(u+1)}{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}},$$

tekintettel arra, hogy:  $\frac{1}{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2} = \frac{(r_1 + r_2) \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{r_1 r_2 \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_w} = \frac{2(u+1)}{d_1 u \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}$ , és  $r_2 = u r_1$ .

Az előbbi egyenletet felírhatjuk a következő módon is:

$$\sigma_H = \sqrt{0,175E \frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w} \frac{F_t}{b d_1} \frac{u+1}{u}}.$$

A fenti egyenletben:

$\sqrt{0,175E} = Z_E$  - a rugalmassági tényező (segédlet 8. táblázat),

$\sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}} = Z_H$  - a gördülőkör-tényező egyenes fogazatra, ill.

$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt}}}$  ferde fogazatra.

E tényező értékei meghatározhatók a segédlet 5. ábráján látható diagram segítségével is.

A kapott egyenletből kiindulva és figyelembe véve az üzemeltetés alatt jelentkező dinamikus erők és más üzemviszonyok hatását, amelyeket szintén módosító tényezőkkel veszünk figyelembe, a következő végső egyenletet kapjuk:

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{F_t}{b d_1} \frac{u \pm 1}{u} K_H} \frac{N}{\text{mm}^2},$$

ahol:

$u = z_2 / z_1$  a fogsávviszony,  $z_1$  a kiskerék,  $z_2$  a nagykerék fogszáma,

$u+1$  a külső,  $u-1$  a belső kapcsolódásnál használatos,

$F_t$  - a névleges kerületi erő N - ban,

$b$  - a fogaskerék szélessége mm - ben,

$d_1$  - a kiskerék osztókörének átmérője mm - ben,

A fogfelületre érvényes összegezett terheléstényező:

$$K_H = K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}.$$

$K_A$  - üzemtényező,  $K_V$  - dinamikus tényező,  $K_{H\beta}$  - fogszélesség menti és  $K_{H\alpha}$  - a homlok terheléseloszlási tényező felületi teherbíráásra.

Az összesített fogfelületi tényező:

$$Z = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_B Z_\beta,$$

ahol az egyes tényezők a következők:

$Z_E$  – a rugalmassági tényező, nagysága az anyagok rugalmassági tulajdonságaitól függ. Értékeit az anygpárosítástól függően a segédlet 8. táblázata tartalmazza.

$Z_H$  – a gördülőkör-tényező, nagysága az alapprofilszögtől, a foghajlásszögtől és a kapcsolószögtől függ. Értéke a segédlet 5. ábrája segítségével határozható meg.

$Z_\epsilon$  – a kapcsolószám-tényező, nagysága a profilkapcsolószámtól és az átfedéstől függ. Értéke:

egyenes fogazatra 
$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}},$$

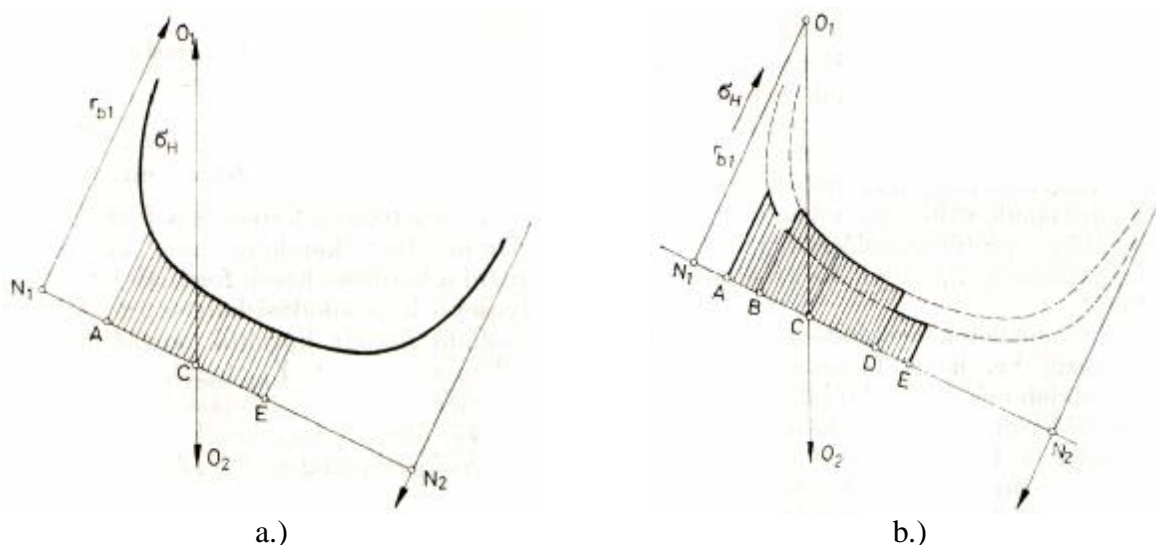
$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}{3}} \quad \text{ha } \epsilon_\beta < 1, \quad \text{ill.}$$

ferde fogazatra:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{ha } \epsilon_\beta \geq 1$$

A  $Z_\epsilon$  értéke a segédlet 6. ábrája segítségével is meghatározható.

$Z_B$  – az egyfogpár-kapcsolódási tényező, amellyel azt vesszük figyelembe, hogy a legnagyobb feszültség nem a főpontban, hanem az egyfogpár-kapcsolódás első (B) pontjában jelentkezik, amint ezt a 39. ábra érzékelteti.



**39. ábra.** A Hertz-feszültség eloszlása a kapcsolóvonal mentén

A 39a ábra mutatja a Hertz-feszültség eloszlását a kapcsolóvonal mentén, ha csak mindig egy fogpár kapcsolódna, míg a 39b ábrán látható a Hertz-feszültség eloszlása arra az esetre, ha a kétfogpárkapcsolás szakaszain (AB és DE) a terhelés egyformán oszlik el.

Ezt a tényezőt külső hajtásnál csak  $z_{n1} < 20$  esetén kell alkalmazni, mert  $z_{n1} > 20$  – nál a C és B pontban jelentkező feszültségek közötti különbség elhanyagolható, de belső kapcsolódásnál ez az eset nem áll fenn. Értéke a kapcsolódó evolvensok C és B pontbeli görbületi sugarainak a viszonyától függ.

$$Z_B = \sqrt{\frac{\rho_{C1}\rho_{C2}}{\rho_{B1}\rho_{B2}}} \geq 1.$$

A kapcsolódó fogaskerékpár geometriájából a görbületi sugarak könnyen kiszámíthatók és ezeket behelyettesítve a kiinduló egyenletbe, majd azt egyszerűsítve, megkapjuk a tényező ferde fogazatra érvényes végső alakját:

$$Z_B = \frac{\operatorname{tg}\alpha_{wt} \cos\beta}{\sqrt{\operatorname{tg}\alpha_{B1} \operatorname{tg}\alpha_{B2}}} \geq 1.$$

ahol:  $\operatorname{tg}\alpha_{B1} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - 2p_{bt}}{d_{b1}}$ , és  $\operatorname{tg}\alpha_{B2} = \frac{(u+1)\operatorname{tg}\alpha_{wt} \cos\beta - \operatorname{tg}\alpha_{B1}}{u}$ .

Egyenes fogazatonál  $\beta = 0$ .

$Z_\beta$  - a fogferdeségi tényező, amellyel azt vesszük figyelembe, hogy a terhelés a ferde fogazaton kedvezőbben oszlik el, mint az egyenes fogazaton. A ferde fogazatonál ugyanis egyszerre több fogpár kapcsolódik, mint az egyenes fogazatonál. Értéke:

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}.$$

### 09.03.02. A FOGFELÜLET KRITIKUS FESZÜLTSGE

A fogfelületek kritikus feszültségének túllépése esetén várható a fogfelületek fokozott gödrösödése és a fogak gyors tönkremenetele. Nagysága az anyag Hertz-feszültségének kifáradási határértékéből ( $\sigma_{Hlim}$ ) számítható, figyelembe véve a kísérleti és az üzemi feltételek közötti különbségeket. A kifáradási görbék kísérleti meghatározásánál, a fogaskerékpárokat a következő feltételek mellett vizsgálták:

modul:	$m = 3 \dots 5$ (8) mm,
tengelytáv:	91,5...150 (200) mm,
kerékszélesség:	$b = 10 \dots 20$ mm,
kerületi sebesség:	$v_t = 8 \dots 16$ m/s,
kenőolaj viszkozitása:	$\nu_{50} = 100$ mm <sup>2</sup> /s

Mivel az üzemi feltételek általában különböznek a felsoroltaktól, szükséges bizonyos korrekciós tényezők bevezetése. Így a kritikus feszültség a következő egyenlettel számítható ki:

$$\sigma_{Hkrit} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_v Z_R Z_W Z_X.$$

$\sigma_{Hlim}$  - a Hertz-feszültség kifáradási határa, melynek értéke a segédlet 1. táblázatában található.

$Z_{NT}$  - az élettartam-tényező, mellyel azt fejezzük ki, hogy a terhelést megnövelhetjük, ha a fogaskerékpár szükséges élettartama kisebb, mint, a fogfelület kifáradási határfeszültségéhez tartozó élettartam, vagyis ha az üzemi terhelési ciklus ( $N_L$ ) kisebb, mint a határfeszültségnek megfelelő terhelési ciklus. E tényező különböző anyagokra vonatkozó nagysága a segédlet 7. ábrája segítségével határozható meg.

$Z_L$  - a kenőanyag-tényező, amellyel az olaj viszkozitásának a fogfelület kifáradási határértékére való hatását vesszük figyelembe. Nagyságát a segédletben található 8. ábra segítségével határozhatjuk meg. A diagram alsó vízszintes tengelyén az 50 °C-on mért kinematikai viszkozitás -  $\nu_{50}$ , míg a felső vízszintes tengelyén a 40 °C-on mért viszkozitás -  $\nu_{40}$  található. Ez a diagram ásványi eredetű olajokra érvényes. Szilikon-olajok felhasználása esetén a diagramból vett adatok betétedzett fogagnál 1,1; nemesített fogagnál 1,4 tényezővel beszorozhatók.

A diagram  $\sigma_{Hlim} = 850 \dots 1200$  N/mm<sup>2</sup> határok között érvényes. Ha  $\sigma_{Hlim} < 850$  N/mm<sup>2</sup>, akkor 850-el, ha pedig  $\sigma_{Hlim} > 1200$  N/mm<sup>2</sup>, akkor 1200-al számolunk. Ez a korlátozás érvényes a  $Z_v$ , és a  $Z_R$  tényező meghatározásánál is.

$Z_v$  - a sebességtényező, mellyel a megnövekedett kerületi sebességnek a fogfelületi teherbírásra való kedvező hatását vesszük figyelembe. Nagyságát a melléklet 9. ábrája segítségével határozzuk meg.

$Z_R$  – az érdességtényező, mellyel a fogfelületek érdességének a fogfelületi teherbírásra gyakorolt hatását vesszük figyelembe. Minék finomabb a fog felülete, annál kedvezőbb a felületek között kialakuló olajfilm hatása a teherbírásra. Nagysága a melléklet 10. ábrája segítségével határozható meg. Ez a diagram közvetlenül 100 mm tengelytávú fogaskerékpárra érvényes. Más esetben a fogfelületek tényleges  $R_{z1}$  és  $R_{z2}$  egyenetlenség magasságának és az  $a_w$  (mm) tengelytávnak a függvényében az

$$R_{z100} = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{2} \sqrt[3]{\frac{100}{a_w}}$$

képlettel kell a független változót számítani, mert a diagram csak ezzel az értékkel használható. A megmunkálástól függő fogfelületi átlagos érdesség értékei a segédlet 11. ábrájában találhatók.

A  $Z_W$  – anyagpárosítási tényező akkor használjuk, ha a kapcsolódó fogak keménysége között nagy a különbség, mivel ekkor a lágyabb nagykerék fogfelületének a kifáradási határa megnő. Ezt a tényezőt felületedzett kiskerék és 130...400 HB Brinell-keménységű nagykerék párosításánál alkalmazzuk. Nagysága a segédlet 12. ábráján látható diagramból határozható meg. Ha  $HB < 130$ , akkor  $Z_W = 1,2$ ; ha pedig  $HB > 400$ , akkor  $Z_W = 1$ .

A  $Z_X$  mérettényező a fogaskerékpár méreteinek a hatását fejezi ki és akkor kell használni, ha a kerek modulja nagyobb 7 mm –nél. Értékei a segédlet 9. táblázatában találhatók.

### 09.03.03. FOGFELÜLETI TEHERBÍRÁS BIZTONSÁGI TÉNYEZŐJE

A fogfelületi teherbírás biztonsági tényezőjét a fogfelület kritikus és tényleges feszültségének a hányadosaként kapjuk meg. A tényleges feszültség a fogaskerékpár mindkét kerekére egyforma, viszont a kritikus feszültség (a Hertz-feszültség határértéke) általában különbözik, mivel a kerek

anyaga is különböző. Ezért a biztonsági tényező értékét mindkét kerékre ki kell számítani. Ha már meghatároztuk a kerek tényleges és kritikus feszültségét, a biztonsági tényezők:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hkrit1}}{\sigma_H}, \quad \text{ill.} \quad S_{H2} = \frac{\sigma_{Hkrit2}}{\sigma_H}$$

Nagyságuk a következő határértékek között kell, hogy mozogjon:

$$S_H = 1,2 \dots 1,6 (2).$$

Minél pontosabban tudjuk meghatározni a tényleges feszültség értékét, annál kisebb lehet a biztonsági tényező. Továbbá figyelembe kell venni a meghibásodás hatását a környezetre, emberéletek veszélyeztetését, az üzemkiesés költségeit, a helyszínt (hajó, repülőgép), a csere lehetőségét, ill. a tartalék alkatrész beszerezhetőségét stb.

### 09.03.04. A FOGTŐ TÉNYLEGES FESZÜLTSEGE

Egy fogaskerékpár fogtó-teherbírása az a terhelés, amelynek hatására az üzemeltetés során a fogtőben nem következik be repedés vagy törés. A fogtőben keletkező legnagyobb igénybevételeket az egyfogpár-kapcsolódás B ill. D határpontjában ható  $F_n$  normálfogóerő váltja ki (40. ábra), a gyakorlat számára viszont jobban megfelel, ha a fog fejelét terhelő erő által kiváltott feszültséget számoljuk és az ilymódon létrejött különbséget egy módosító tényezővel vesszük figyelembe.

A fejelét terhelő erőt a hatásvonalán eltoljuk a fog szimmetriatengelyéig, majd itt két összetevőre bontjuk:

- a szimmetriatengelyre merőleges  $F_C$  összetevő a fogtőre hajlító- és nyíróigénybevételt fejt ki,
- a szimmetriatengely irányában ható  $F_A$  összetevő pedig a fogtőre nyomást fejt ki.

Mivel a fogtőben a hajlítófeszültségnek igen nagy a koncentrációja, ezért csak ezt vesszük figyelembe és névleges feszültségnek tekintjük. Legnagyobb értéke azon pont környezetében van, amelyben a fogtőgörbe érintője  $30^\circ$ -os szöget zár be a fog középvonalával. A fogban keletkezett feszültséget erre a keresztmetszetre számoljuk olyképpen, hogy az egyes méreteket a modul, az  $F_C$

erőt pedig a kerületi erő függvényében fejezzük ki, majd az így kapott alapegyenletet módosító tényezőkkel kiegészítve eljutunk a tényleges feszültség végső egyenletéig, azzal, hogy figyelembe kell még vennünk a dinamikus hatásokat és a terheléselozlást is.

A fogtőben kialakuló tényleges hajlítófeszültség nagyságát a következő módon határozzuk meg:

A 40. ábra alapján a hajlító nyomaték maximális értéke:  $M = F' \cdot h_{Fa}$ ,

míg a legnagyobb hajlító feszültség:  $\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{6F' \cdot h_{Fa}}{b \cdot s_F^2}$ ,

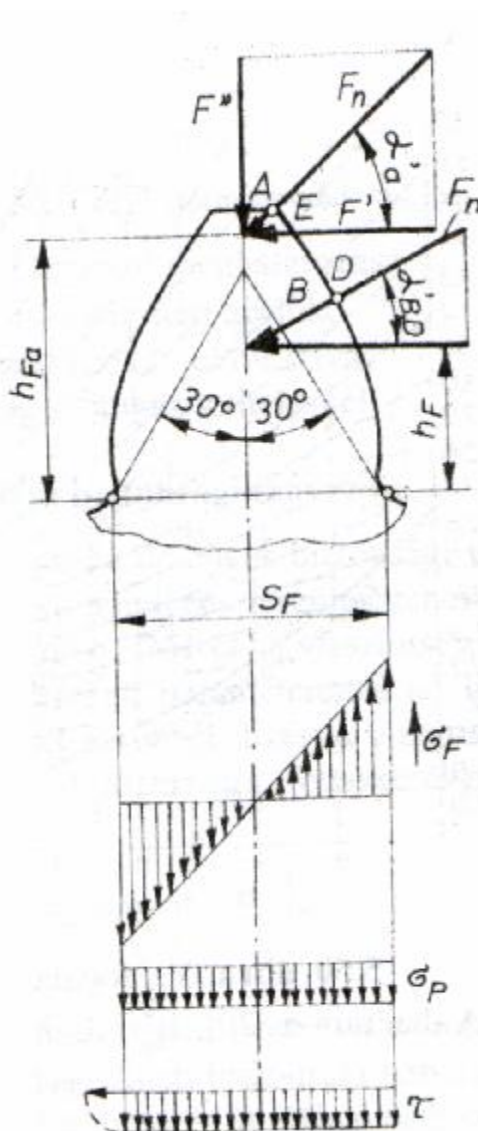
ahol a keresztmetszeti tényező:  $W = \frac{b \cdot s_F^2}{6}$ .

Ha az  $F'$  erőt az osztóköri kerületi erővel fejezzük ki, akkor az  $F' = F_n \cdot \cos \alpha'_a = F_t \frac{\cos \alpha'_a}{\cos \alpha}$ ,

az erőkart pedig a modul függvényében:  $h_{Fa} = f_n m_n$ , ugyanúgy, mint a fogvastagságot a lábtőkészletben (itt van a legnagyobb igénybevétel):  $s_F = f_s m_n$ ,

akkor a legnagyobb névleges hajlító feszültség értéke:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} \frac{6 f_n \cos \alpha'_a}{f_s^2 \cos \alpha} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa}.$$



**40. ábra.** A fogtő terhelése ( Az ábrán  $\tau$  átlagos nyírófeszültségnek tekinthető)



Ezt az egyenletet módosítani kell az üzemeltetés alatt jelentkező különböző behatások miatt. Az egyenlet végső alakja tehát:

$$\sigma_F = Y \frac{F_t}{b \cdot m_n} K_F \frac{N}{\text{mm}^2},$$

ahol:

$F_t$  – a kerületi erő N – ban,

$b$  – a fogaskerék szélessége mm – ben,

$m_n$  – a normálmodul mm – ben,

A fogtőre érvényes összesített terhelés-tényező:  $K_F = K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}$  .

$K_A$  – az üzemtényező,  $K_v$  – a dinamikus tényező,  $K_{F\beta}$  - a fogszélesség menti, és  $K_{F\alpha}$  - a homlok terhelés-eloszlási tényező fogtőteherbírásra.

Az összesített fogtőtényező:  $Y = Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta$ , ahol az egyes tényezők a következők:

$Y_{Fa}$  – a fogalaktényező, amellyel a fog geometriai alakját vesszük figyelembe. Értéke, amely a segédlet 13. ábráján található diagramból határozható meg, a normálfogszámtól (egyenes fogazatnál  $z_n = z$ ) és a profileltolás-tényezőtől függ.

$Y_{Sa}$  – a feszültségkoncentrációs tényező, amellyel a fogtőben jelentkező feszültségkoncentrációt vesszük figyelembe. Nagysága a segédlet 14. ábra diagramjából vehető ki, amelyre ugyanazok a feltételek érvényesek, mint a 13. ábrán levőre.

$Y_\varepsilon$  - a kapcsolószám-tényező, amellyel azt a teherbírás-növekedést vesszük figyelembe, ami abból ered, hogy a terhelést nem az egyfogpár-kapcsolódásra, hanem a fog fejelére számítjuk. Értéke a következő egyenlettel határozható meg:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha n}}, \text{ ahol: } \varepsilon_{\alpha n} = \frac{\alpha_\alpha}{\cos^2 \beta_b} .$$

$Y_\beta$  - a fogferdeségi tényező, amellyel a ferde fogazat teherbírásnövelő hatását vesszük figyelembe. Értékei a segédlet 15. ábra segítségével határozhatók meg..

### 09.03.05. A FOGTŐ KRITIKUS FESZÜLTSEGE

A fogak általában egyirányú váltakozó terhelésnek vannak kitéve, ami lüktető hajlító igénybevételt vált ki a fogtőben. Az egyes anyagok kifáradási határfeszültségét kísérleti fogaskerek fárasztó vizsgálatával állapítják meg. Ezek az értékek ( $\sigma_{Flim}$ ) a leggyakrabban használt fémes anyagokra az 1. táblázatban (segédlet) található meg. A fogaskerek kritikus feszültségét a  $\sigma_{Flim}$  értékéből számítjuk ki, megszorozva azt meghatározott módosító tényezőkkel, amelyeket a kísérleti és az üzemi feltételek különbsége miatt vezettek be. Ezek alapján, a fogtő kritikus feszültsége:

$$\sigma_{Fkrit} = \sigma_{Flim} Y_{NT} Y_{ST} Y_{\delta T} Y_{RT} Y_X$$

$\sigma_{Flim}$  a névleges fogtőfeszültség kifáradási határa, míg a tényezők a következők:

$Y_{NT}$  – az élettartam-tényező, amely hasonló jellegű, mint a fogfelületi teherbírás  $Z_{NT}$  tényezője. A fogtő megengedett határfeszültsége  $\geq 3 \cdot 10^6$  üzemi terhelési ciklusra érvényes. Ha a fogaskerékpár szükséges élettartama ennél kisebb, akkor a megengedett feszültséget az  $Y_{NT}$  tényezővel növelhetjük. E tényező különböző anyagokra érvényes értékei a segédlet 16. ábra diagramja alapján határozhatók meg.

$Y_{ST}$  – a kísérleti fogaskerek feszültségkoncentrációs tényezője. Értéke:  $Y_{ST} \cong 2$

$Y_{\delta T}$  – a relatív feszültségcsúcs-tényező, amellyel azt fejezzük ki, hogy az anyagban nem pontosan az elméletileg számított feszültségcsúcs alakulnak ki, ami az anyagok feszültségtorlódásra való hajlamától függ. Értéke a segédlet 17. ábrájáról olvasható le, a feszültségkoncentrációs tényező nagyságától függően.

$Y_{RT}$  – a *relatív érdesség-tényező*, amely a fogtő felületi érdességének a fogtőszilárdságra kifejtett hatását fejezi ki. Értékei az  $R_z$  egyenetlenség-magasság függvényében a segédlet 18. ábráján található.  $Y_X$  – a *mérettényező*, amellyel azt vesszük figyelembe, hogy a teherbírás nem növekszik arányosan a fogaskerek méreteivel. Mivel a kísérleti fogaskerek 5 mm-es modulú készültek, az ettől nagyobb modulú kerekknél vezették be az  $Y_X \leq 1$  tényezőt, melynek értékei a segédlet 19. ábrájáról határozhatók meg.

#### 09.03.06. FOGTŐ-TEHERBÍRÁS BIZTONSÁGI TÉNYEZŐJE

A fogtő-teherbírás kifáradásra érvényes biztonsági tényezőjét a fogtő kritikus és tényleges feszültségének a hányadosaként kapjuk meg. Mivel a feszültségek nagysága függ a fogaskerek paramétereitől is, így azok nem egyformák a két keréknél. Ezért a biztonsági tényezőt meg kell határozni egy fogaskerékpár mindkét kerekére:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fkrit1}}{\sigma_{F1}}, \text{ és } S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}}.$$

A biztonsági tényezők nagyságára érvényes mind az, amit már felsoroltunk a fogfelületi biztonsági tényezővel kapcsolatban. Mivel a fogtörés általában nagyobb problémákat szokott okozni egy hajtómű üzemeltetésében, a fogtörés elleni biztonsági tényező minimális értéke nagyobb kell, hogy legyen, a fogfelületi biztonsági tényezőjétől.

$$S_{Fmin} \geq 2 (1,6...1,7)$$

A zárójelben található értékek csak akkor jöhetnek számításba, ha a fogtörés különösebb veszélyeket nem jelent és a számításokat is viszonylag pontosan végezhetjük el, valamint ha a fogaskerékpár könnyen cserélhető.

A fogtöréssel szemben elérhető biztonság viszonylag könnyen befolyásolható, a modul megnövelésével. Ha a biztonsági tényező kisebb a kívánt értéktől, akkor nagyobb modult veszünk fel, amely csak a fogszámot csökkenti, míg a tengelytáv, az áttétel és a fogszélesség változatlan marad. Így a fogaskerékpár méretei és tömege nem növekszik, szemben a fogfelületi teherbírás biztonsági tényezőjével, melynek növelése magával vonja a fogaskerékpár méreteinek növekedését is.

#### 09.03.07. A FOGFELÜLET BERÁGÓDÁSI IGÉNYBEVÉTELE

A fogfelület berágódásának oka az összenyomott fogfelületek relatív csúszásából eredő helyi hegedés. A berágódás általában csak nagy helyi hőmérséklet keletkezésekor jelentkezik. A kapcsolódó fogfelületek helyi hőmérséklete a fogaskeréktest hőmérsékletéből és a kapcsolódásnál létrejövő pillanatnyi hőmérsékletemelkedésből, az ún. *hőfokvillámból* tevődik össze, melynek nagysága főleg a profilgörbületi sugaraktól, valamint a csúszó és tangenciális sebességtől függ. Emellett kihatással van még a terheléseloszlás változása és a kapcsolószám is és a ferde fogazatnál az átfedés.

A kapcsolódó fogfelületek berágódása akkor következik be, ha az összegezett hőmérséklet meghaladja a fogaskerek kenőanyagára jellemző ún. *berágódási hőmérsékletet*. A fogaskerékhajtás melegedését nemcsak bizonyos üzemi és konstrukciós tényezők befolyásolják, hanem a hajtómű hűtési lehetősége is. Ha a keletkezett hőmennyiség nagyobb, mint amennyi a hűtéssel elvezethető, a hajtómű hőmérséklete addig emelkedik, amíg a hőegyensúly helyre nem áll.

A hajtómű melegedését kiváltó összes tényezőt nem lehet az előtervezéskor számításba venni. Ezért a berágódási igénybevételt a fogaskerékpár szilárdsági ellenőrzésekor meg kell vizsgálni, melynek módja meghaladja a tananyag tartalmát, ezért ezt itt nem ismertetjük.

## 10. A FOGAZAT ELŐTERVEZÉSE

Új fogaskerék-hajtások kialakításánál a tervező első lépése a fogazat előtervezése. Mivel a legtöbb ilyen hajtás teljesítményt közvetít, a kiinduló adatok:

- az átviendő teljesítmény –  $P$  kW-ban és
- a bemenő (hajtó)  $n_1$  és a kimenő (hajtott) tengely másodpercnyi fordulatszáma –  $n_2$ .

Ezek az adatok helyett ismert lehet:

- a hajtó vagy a hajtott tengely névleges forgatónyomatéka –  $T$  Nm-ben
- a bemenő vagy a kimenő fordulatszám
- a hajtás megkívánt áttétele –  $i$  ill. a megkívánt fogszámviszony –  $u$

A forgatónyomaték és a teljesítmény közötti összefüggés

$$T = \frac{1000P}{2\pi n}$$

A tervezés elején el kell dönteni, hogy a szükséges áttételt hány lépcsőben akarjuk megvalósítani. Hengeres hajtásoknál egy lépcső maximális áttétele általában 6...8. Ha ettől nagyobb áttételre van szükség, akkor több lépcsőt kell alkalmazni, tudván azt, hogy az összáttétel az egyes lépcsők áttételeinek a szorzata. Ekkor a következő lépcsőn rendszerint kisebb áttételt alakítanak ki, mint az előtte lévőnél (pl.  $i_1 = 1,3 \dots 1,6; i_2$ ).

Emellett el kell dönteni, hogy a hajtás egyenes vagy ferde fogazattal készüljön. Ma már legtöbbször ferdefogú kerekeket alkalmaznak ( $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$  esetleg  $30^\circ$ -ig), mivel a teherbírásuk nagyobb, járásuk csendesebb, viszont ezeknél tengelyirányú terhelés is jelentkezik, ami a csapágykiválasztásnál okozhat problémát. Ha az ilyen terhelést el kell kerülni, akkor nyíl fogú kerekek jöhetnek számításba, amelyeknek pedig a beépítése nehezebb, mert megtörténhet, hogy az ilyen fogaskerekeknél a két ellentétes értelmű tengelyirányú erő nagysága nem egyenlő, ezért az egyik kerék tengelyét axiális irányban nem rögzítik, minek köszönhetően az be tud állni a legkedvezőbb helyzetbe. Nagyobb teljesítmények átvitelére általában csak akkor alkalmaznak egyenes fogú kerekeket, ha a rendelkezésre álló berendezések nem teszik lehetővé a ferde fogazat kialakítását.

Természetesen a tervezőnek meg kell választani a fogaskerekek anyagát is. Általában a következő anyagok jöhetnek számításba

- Betétedzett acélok; jó tulajdonságaik miatt a leggyakrabban alkalmazott anyagok.
- Nemesített acélok; kisebb terheléseknél és esetleg a nagykerékhez felelnek meg.
- Szerkezeti acélok; csak nagyon kis terheléseknél és forgásátvitelre alkalmazhatók.
- Öntöttvas; nagyméretű kerekeknél, esetleg acél koszorúval.
- Színesfémek ötvözetei; a műszeriparban nyernek alkalmazást.

### 10.01. A FŐMÉRETEK MEGHATÁROZÁSA

A fogaskerékpár helyszükségletét meghatározó méreteket nevezzük főméreteknek, ezek pedig az  $a_w$  tengelytáv és a  $b$  fogszélesség. A gyakorlatban általában két eset szokott jelentkezni:

1. ha nincs semmi megkötöttség, vagyis mindkét főméret ismeretlen,
2. a tengelytáv adott, míg a fogszélesség ismeretlen.

#### 10.01.01. A TENGELYTÁV ÉS A FOGSZÉLESSÉG MEGHATÁROZÁSA

Először a tengelytávot határozzuk meg a kiskerék működő fogoldalán jelentkező Hertz-feszültség alapján:

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u'+1}{u'}} K_H \leq \sigma_{HP1}$$

Az előbbi egyenletben a következő helyettesítéseket kell elvégeznünk:

$b = \xi d_1$ , ahol  $\xi$  az ún. *fogszélességtényező*. Értéke:

- $\xi = 0,9 \dots 1,2$  kétoldalt csapágyazott kerékre, és
- $\xi = 0,7$  konzolosan ágyazott kerékre.

Az osztóköri kerületi erő helyett a gödülőköri kerületi erővel és az osztókör átmérője helyett a gödülőkör átmérőjével kell számolnunk. Tehát:

$$F_t \Rightarrow F_{wt} = \frac{2000 T_1}{d_{w1}} \quad \text{és} \quad d_1 \Rightarrow d_{w1} = \frac{2a_w}{u'+1}$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2000 T_1 (u'+1)^4}{\xi (2a_w)^3 u'}} Z^2 K_H \leq \sigma_{HP1}$$

Innen kifejezve a működő tengelytávot:

$$a_w \geq \sqrt[3]{\frac{250 T_1 (u'+1)^4}{\xi \sigma_{HP1}^2 u'}} Z^2 K_H$$

Illetve, ha a forgatónyomatékok teljesítménnyel helyettesítjük:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{2\pi n_1}, \text{ akkor az előbbi egyenlet a következő formába megy át:}$$

$$a_w \geq \sqrt[3]{\frac{125 P_1 (u'+1)^4}{\xi \sigma_{HP1}^2 \pi n_1 u'}} Z^2 K_H$$

A fogszélesség a tengelytáv függvényében:

$$b = \xi d_{w1} = \frac{2\xi a_w}{u'+1}$$

A megengedett Hertz-feszültség előtervezésnél:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}}$$

A biztonsági tényező ajánlott értéke:  $S_{Hmin} = 1,2 \dots 1,8$ .

A  $Z$  –összesített fogfelületi tényező és a  $K_H$  összesített terheléstényezők egyes összetevőit előtervezésnél, a geometriai adatok hiányában, csak megbecsülni lehet. Ennek módja a segédletben van részletezve.

A számított tengelytáv értéke alapján, szabványos tengelytáv választható, de ez nem kötelező.

### **10.01.02. A FOGSZÉLESSÉG MEGHATÁROZÁSA ADOTT TENGELYTÁV ESETÉN**

Ebben az esetben is ugyanabból az egyenletből indulunk ki, mint a tengelytáv meghatározásánál, vagyis:

$$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u'+1}{u'}} K_H \leq \sigma_{HP1}$$

Elvégezve a megfelelő behelyettesítéseket ( $d_1$ -re és  $F_t$ -re) és négyzetre emelve az egyenletet:

$$\sigma_H^2 = \frac{2000T_1}{(2a_w)^2 b} \frac{(u'+1)^3}{u'} Z^2 K_H \leq \sigma_{HP1}^2.$$

Innen kifejezve a fogszélességet, megkapjuk a keresett egyenletet:

$$b \geq \frac{500T_1}{a_w^2 \sigma_{HP1}^2} \frac{(u'+1)^3}{u'} Z^2 K_H.$$

Ha a forgatónyomaték helyett a teljesítményt ismerjük:

$$b \geq \frac{250P_1}{a_w^2 \sigma_{HP1}^2 \pi n_1} \frac{(u'+1)^3}{u'} Z^2 K_H.$$

### 10.01.03. A MODUL ÉS A FOGSZÁMOK MEGHATÁROZÁSA

A főméretek meghatározása után meg kell határozni a modult és a fogszámokat.

A normálmodult a fogtőszilárdság alapján határozzuk meg.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_\varepsilon K_F \leq \sigma_{FP1}.$$

A kerületi erőt forgatónyomatékkal helyettesítve és átrendezve az egyenletet, megkapjuk a normálmodul kiszámításához szükséges összefüggést:

$$m_n \geq \frac{2000T_1}{b d_{w1} s_{FP1}} Y \cdot K_F.$$

Ha a forgatónyomaték helyett a teljesítményt ismerjük:

$$m_n \geq \frac{1000P_1}{b d_{w1} p n_1 s_{FP1}} Y \cdot K_F.$$

Az előbbi képlet alapján kiszámított modulértéket a legközelebbi nagyobb szabványos értékre kell megnövelni, majd ennek alapján a fogszámokat meghatározni.

Az összesített fogtő-tényező ( $Y$ ) és az összesített terheléstényező a fogtőre nézve ( $K_H$ ) egyes összetevőit előtervezésnél, a geometriai adatok hiányában, csak megbecsülni lehet. Ennek módja a segédletben van részletezve.

A fogszámokat a tengelytáv egyenletéből számoljuk ki:

$$a_w = \frac{m_n}{\cos \beta} \frac{\sum Z \cos \alpha_t}{2 \cos \alpha_{wt}}.$$

Ha a  $\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \approx 1$ -nek tekintjük, akkor a tengelytáv:  $a_w = \frac{m_n}{\cos \beta} \frac{\sum Z}{2}$ , innen pedig a fogszámösszeg:

$$\sum Z \approx \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}.$$

A fogszámok pedig:

$$z_1 = \frac{\Sigma z}{u' + 1}, \quad z_2 = \Sigma z - z_1.$$

A kapott értékeket egész számra kell kerekíteni úgy, hogy  $u = z_2/z_1 \approx u'$ . A fogszámok lehetőleg relatív prím számok legyenek. Nagyobb kerek esetén ügyeljünk arra, hogy a fogszám ne legyen 100-nál nagyobb, mert az gyártási problémákat okoz. Ilyen esetekben jobb megnövelni a modult annyira, hogy a fogszám 100 alá kerüljön.

#### 10.01.04. A PROFILELTOLÁS MEGHATÁROZÁSA

A profileltolás nagysága a fogazat különböző tulajdonságainak létrehozását eredményezheti. Irányadónak felvehetők a következő értékek:

- nagy teherbírású fogazat:  $x_1 + x_2 = 1$  (0,7...1,2),
- nagy kapcsolószám:  $x_1 + x_2 = -0,2$  (-0,4...0),
- kiegyenlített (kompromisszumon alapuló) fogazat:  $x_1 + x_2 = 0,3$  (0,2...0,4)

Kötelezően profileltolást kell alkalmazni, amikor a kis kerék fogszáma 18 (14) fog alatt van, de javasolt a profileltolás akkor is, amikor a fogszám 30 alatt van.

A profileltolás összegét, felvett tengelytáv és fogszámok esetén számítással kell meghatározni.

$$\Sigma x = \frac{\Sigma z \operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \operatorname{tg} \alpha_n}$$

ahol:

$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = \operatorname{tg} \alpha_{wt} - \alpha_{wt} \frac{\pi}{180}, \quad \operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t \frac{\pi}{180}.$$

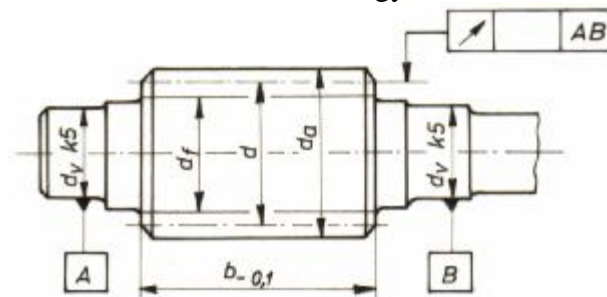
$$\alpha_t - \text{a homlok-alaprofilszög: } \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}, \quad \alpha_n = 20^\circ.$$

$$\alpha_{wt} - \text{a kapcsolószög: } \cos \alpha_{wt} = \frac{m_n \Sigma z}{\cos \beta 2a_w} \cos \alpha_t.$$

Ennek az összegnek a felosztása az egyes kerekre többféle képen történhet. Az egyik felosztási mód a DIN 3992 (segédlet 1. ábra).

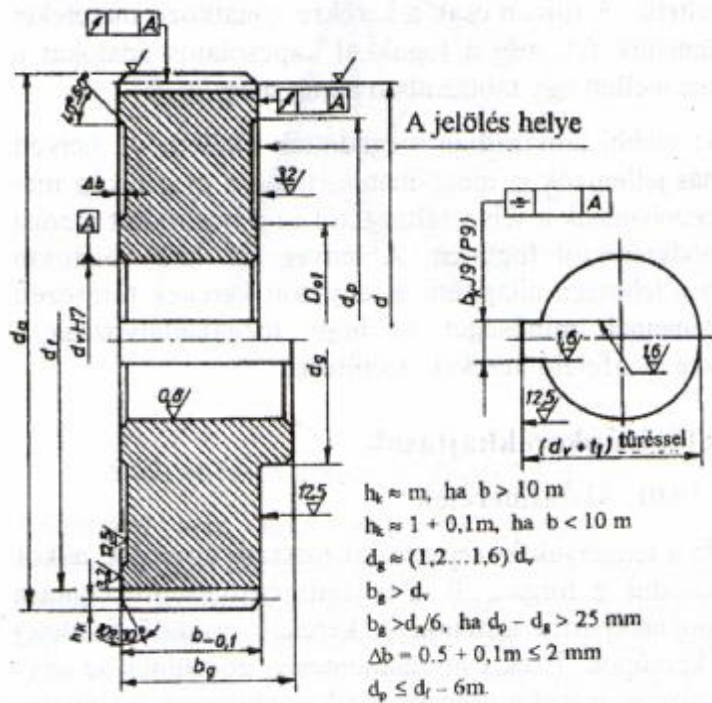
## 11. HENGERES KEREK KIALAKÍTÁSA

Kisebb átmérőjű kereket (kb. 100 mm-ig), vagy amikor a keréktest vastagsága az agy furata és a lábhenger között kisebb, mint  $2,5 m_n$ , akkor a kereket egyben készítik el a tengelyével (41. ábra).



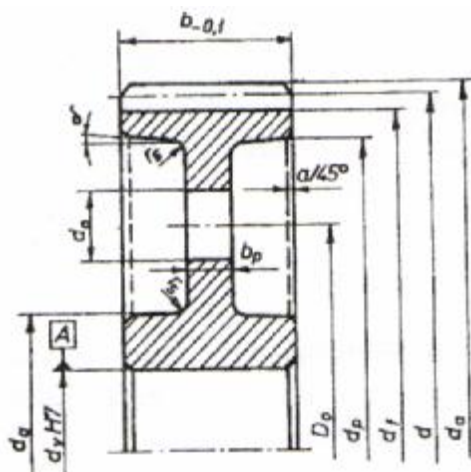
41. ábra. Tengellyel egyben készült kerék

A nagyobb átmérőjű (100...700 mm) kerek rendszerint kovácsolt tárcsákból – pogácsákból készülnek, sima vagy kissé mélyített homloklapokkal (42. ábra). A gyártás szempontjából jobb, ha az agy nem nyúlik túl a keréktesten, mivel akkor a fogak elkészítéséhez több kereket lehet felhúzni egy tükére. Nagyobb méreteknel a keréktestet alakosra készítik. Ilyenkor az agy és a koszorú közötti összekötő gerincrész keskenyebb és általában megmunkálatlan marad.



42. ábra. Tárcsa alakú fogaskerék

Jó megoldás az áttört – könnyített gerinc (43. ábra), mert nemcsak a kerék tömege csökken, hanem a nyílások megkönnyítik a kerék munkaszaltra való felfogását is a fogak kimunkálásához.



$$d_p = d_f - (5 \dots 12) \text{ mm};$$

$$d_g \approx (1,2 \dots 1,6) d_v;$$

$$d_o = (0,1 \dots 0,2) d_a;$$

$$D_o = 0,5(d_p + d_g);$$

$$r_s = 0,2 + 0,045m.$$

43. ábra. Alakos tárcsakerék

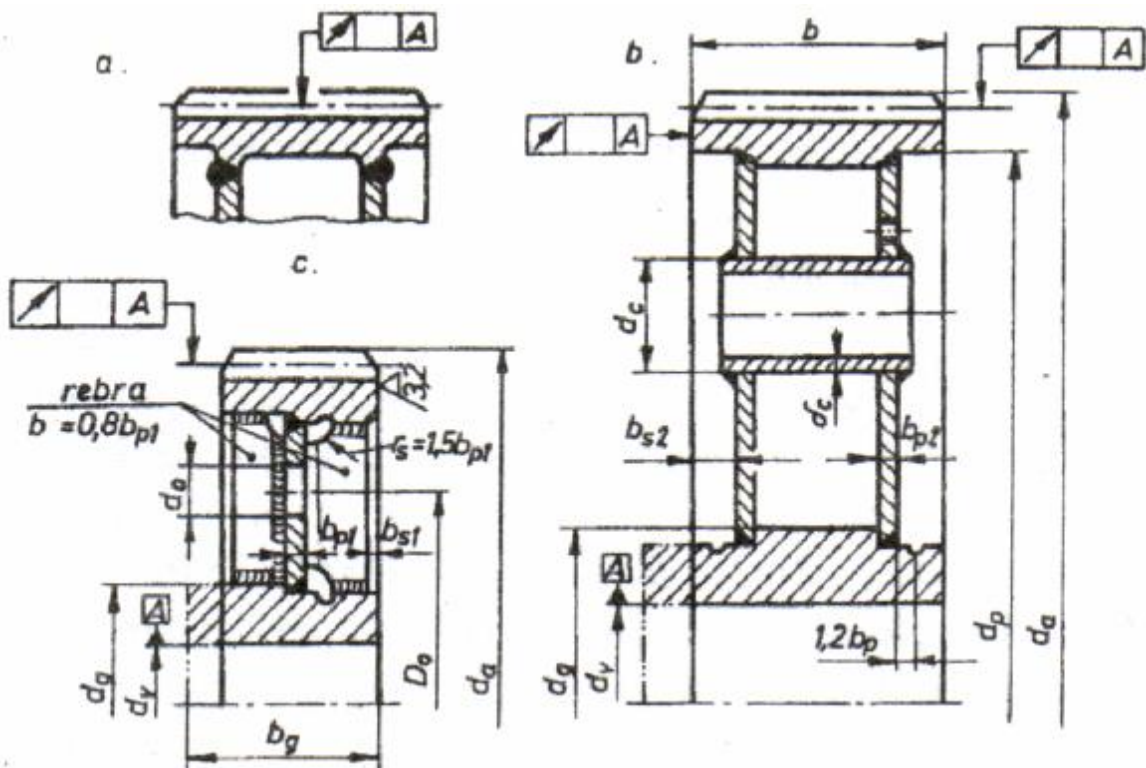
Nagyméretű kerekenél ( $d_a > 700$  mm-nél), főleg egyedi gyártásnál a kerekek hegesztéssel is elkészíthetők. Ilyenkor a kovácsolt koszorút és az agyat lemezekkel erősítik össze. Kisebb teljesítményeknél egy sor lemez (44c. ábra), nagyobbaknál két sor lemez szükséges (44b. ábra). A lemezeken nyílások is lehetnek, főleg két sor lemez esetén, így a lemezsorok közé merevítő csöveket lehet hegeszteni. Ferde fogú kerekeknél az axiális erő miatt merevítő bordákat kell készíteni (44c. ábra). A 44. ábrán szereplő méretek a következők:

$$b_{p1} = 0,012d_a; + (5 \dots 10) \text{ mm}; b_{s1} = 1,5b_{p1};$$

$$b_{p2} = 0,008d_a + (5 \dots 10) \text{ mm}; b_{s2} = b/7;$$

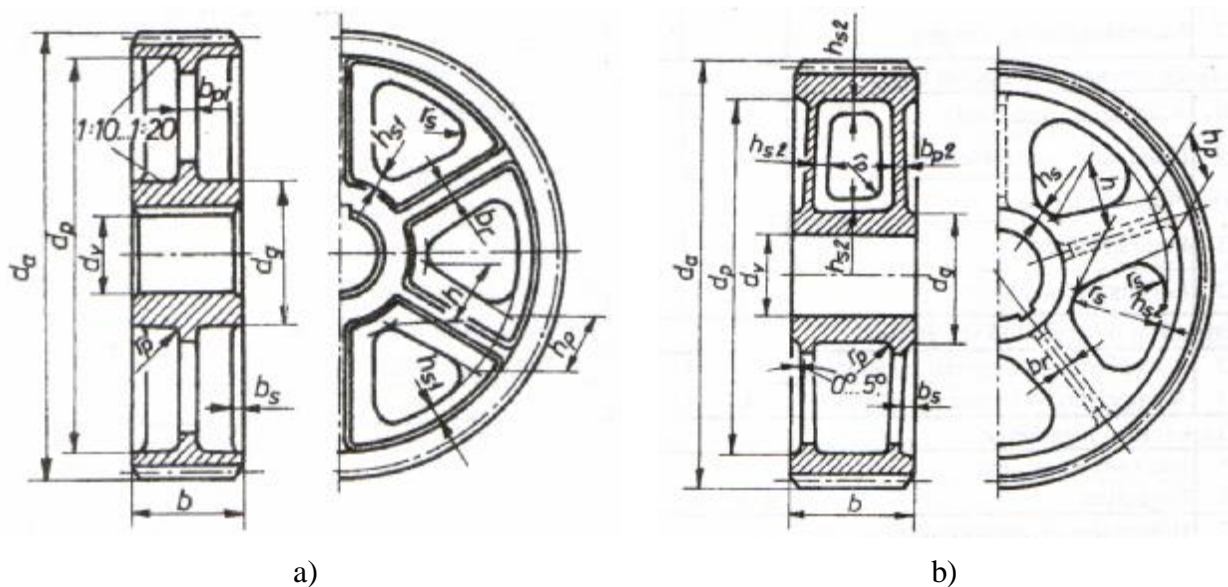
$$d_c = (0,12 \dots 0,20)(d_p - d_g) \geq 50 \text{ mm}; \delta_c = (0,3 \dots 0,5)b_p;$$

a többi méret az előbbi rajznál adott.



44. ábra. Hegesztett fogaskerekek

Nagyobb méretű és bonyolult kialakítású kerekeket öntéssel állítanak elő, kisebb terheléseknél öntöttvasból, nagyobbaknál acélöntvényből (45. ábra).



45. ábra. Öntött fogaskerekek

A 45. ábrán szereplő kerekek méretei a következők:

$$d_p = d_a - 10m_n; d_g = 1,6d_v; b_{p1} = (0,15...0,2)b; b_f = (0,7...0,8)b; b_s = (0,15...0,2)h;$$

$$h = (0,8...1)d_v; h_p = (0,7...0,87)h; h_{s1} = (0,15...0,2)d_v; h_{s2} = (0,1...0,18)d_{vp} > 10 \text{ mm.}$$

Az 45a. ábrán bemutatott öntött fogaskerék egy a lehetséges kialakítások közül. Általában  $d_a \leq 1000 \text{ mm}$  és  $b \leq 200 \text{ mm}$  méreteknél nyer alkalmazást. Nagyobb méretek esetén két sor küllőt kell előlátni (45b. ábra). Igen nagy kerekeket, vagy ha a kerekek tengelyirányban nem szerelhetők, akkor osztott kerékként kell őket elkészíteni öntöttvasból vagy acélöntvényből. Ilyenkor nagyon gon-



dosan kell meghatározni a kerékfelek összefogásának módját és helyét. Az öntött nyers darabokat fogazás előtt feszültségcsökkentő izzításnak teszik ki.

### 1.1.1 11.01. HENGERESKEREKEK MŰHELYRAJZA

1.1.2 A fogaskerekeket a géprajz szabályai szerint egyszerűsítve ábrázoljuk, amint ezt az előbbi ábrák érzékeltetik. A rajzon csak a kerékre vonatkozó méreteket tüntetjük fel, míg a fogakkal kapcsolatos adatokat a rajz mellett egy táblázatban adjuk meg. A táblázat egy lehetséges formája a következő:

S.sz	Megnevezés	Jele	Mérete
1.	Szabványos modul	$m_n$	
2.	Homlokmodul	$m_t$	
3.	Fogszám	$z_1, \text{ill. } z_2$	
4.	Alaprofil (szabványos)	Az idevontató szabvány száma	
5.	Szabványos profilszög	$\alpha_n$	
6.	Alaprofil hajlásszöge	$\alpha_t$	
7.	Profileltolás nagysága	$x_m$	
8.	Fogirányvonal hajlásszöge	$\beta$	
9.	Fogirányvonal hajlása	jobbos (balos)	
A fogazat tűrése			
10.	ISO szerinti minőség		
11.	Többfogmérték (tűrésezett)	$W_{E_{w_i}}^{E_{w_s}}$	
12.	Méréssel közrefogott fogak száma	$Z_W$	
13.	Hűrméret (tűrésezett)	$\bar{s}$	
14.	Mérési magasság	$\bar{h}$	
15.	Tengelytáv (tűrésezett)	$a_w$	
16.	Kapcsolószög	$\alpha_w$	
17.	Normálfoghézag	$j_n$	
Szükség szerint a többi méret tűrése			
18.	Alapoztás (tűrésezett)	$P_b$	
19.	Homlokosztás (tűrésezett)	$P_t$	
20.	Fogprofil tűrése	$T_f$	
21.	Fogirány tűrése	$T_\beta$	
22.	Fogkoszorú radiális ütése	$T_r$	
Kétprofilos összegördítő vizsgálatnál			
23.	A tengelytáv összegezett ingadozása	$F_1''$	
24.	A tengelytáv változása egy fogon	$f_1''$	
A kapcsolódó fogaskerék			
25.	Jele vagy rajzszáma		
26.	Fogszáma	$z_2 \text{ ill. } z_1$	
27.	Hőkezelésre vonatkozó adatok		

A táblázatban megadottak mellett, ill. helyett más jellemzők is megadhatók, főleg a gyártó cég mérőszobájának a felszereltségétől és a bejáródott mérési módszerektől függően. A lényeg az, hogy biztosan meglehessen állapítani a legyártott kerekek tűrésezett elemeinek minőségét, és hogy megakadályozzuk a nem megfelelő kerekek beépítését.

## 12. KÚPKERÉKHAJTÁSOK

### 12.01. ALAPISMERETEK

Ha a tengelyek középvonalai metszik egymást, akkor közöttük a forgás, ill. a teljesítmény átszármaztatása kúpkerekpárral történik. A kerekek gördülő felületei körkúpok. Ezek csúszásmentesen gördülnek egymáson, mivel a csúcspontjaik egybeesnek a tengelyvonalak metszéspontjával. A hajtás tengelyszögét (jele  $\Sigma$ ) a kúpszögek (jele  $\delta$ ) összege (kúpszögön tkp. a félkúpszöget kell érteni) adja, amely a legtöbb esetben  $90^\circ$ , így a következőkben csak ezekkel foglalkozunk

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2.$$

Az áttétel, ill. a fogszámviszony az ismert kifejezések mellett kiszámítható az osztókúpszögek segítségével is (elemi fogazatnál az osztó- és a gördülőkúpok egybeesnek):

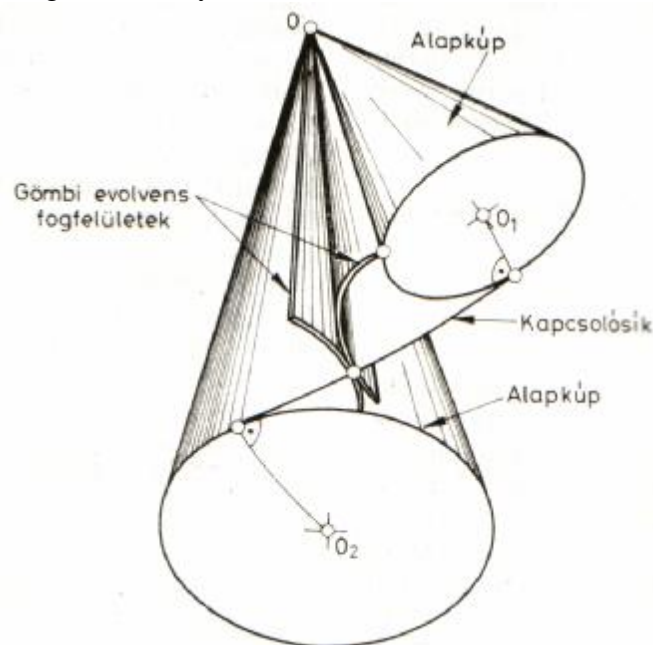
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2.$$

Mivel a kúpkerekeknél profiletolásnak nincs olyan jelentősége, mint a hengeres kerekeknél, így főleg az elemi kúpkerekhajtásokkal foglalkozunk.

Ha ismert a fogszámviszony, az osztókúpszögek meghatározhatók:

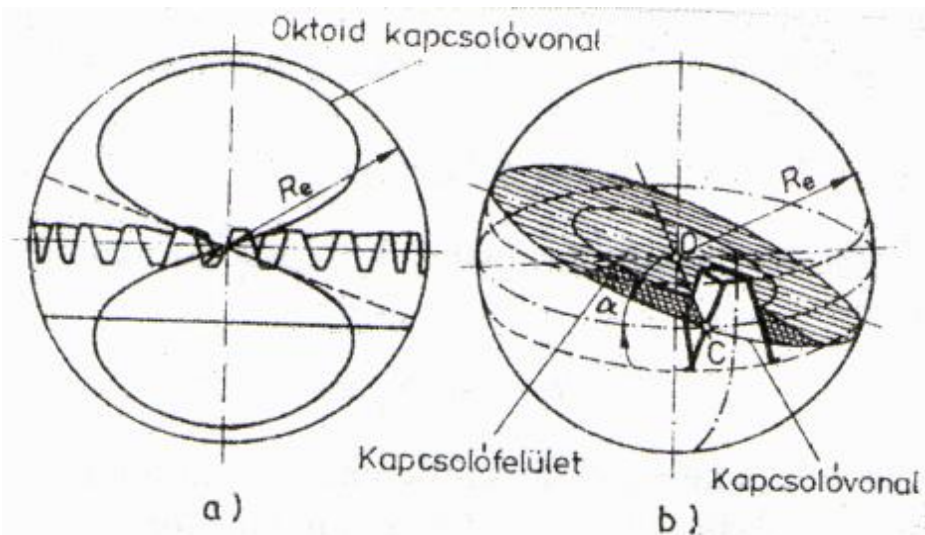
$$\operatorname{tg} d_1 = \frac{1}{u} \quad \text{és} \quad d_2 = 90 - d_1.$$

Mivel a kúpkerekek fogprofiljai gömbfelületen helyezkednek el, a profil gömbi evolvens, amelyet a kerekek  $\delta_b$  kúpszögű alapkúpján legördített alkotósík egy pontja (a fogfelületet egy vonala) képezi le. Ez a sík közös érintősíkja a kerékpár alapkúpjainak, így azoknak a kapcsolósíkja is, a fogprofilok kapcsolóvonalára pedig a kapcsolósík és a gömb metszévonalára, azaz a gömb egyik főkörére (46. ábra). A kapcsolósík átmegy a kerékpár fővonalán és  $\alpha$  alapprofilszöggel hajlik az osztókúpok közös érintősíkjához. A kapcsolódás bármelyik pontjában a gömbi evolvensnek közös normálisa átmegy a főponton (ez a normális is a gömbön helyezkedik el, tehát körív alakú).



46. ábra. A gömbi evolvens leképzése

Tekintettel arra, hogy a gömbi evolvens fogazat gyártása eléggé körülményes, ezért inkább a gazdaságosabb oktoidfogazatot gyártják, amelynek a kapcsolóvonal a gömbfelületen elhelyezkedő 8-as számhoz hasonló zárt görbe vonal (oktoid) egy szakasza, (47. ábra) amely alig tér el a főkörtől és így a két fogazat között is csekély az eltérés.

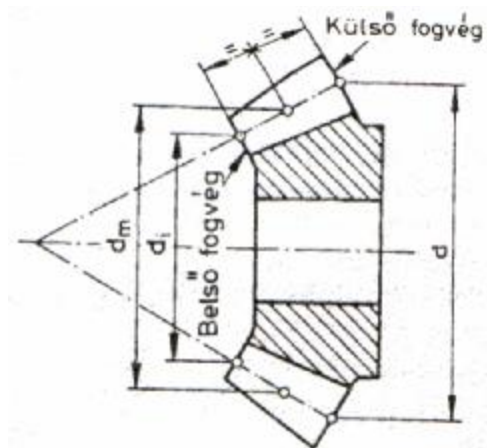


47. ábra. Az oktoid-(a) és gömbi evolvens fogazat (b) kapcsolóvonal

Az oktoidfogazatot meghatározó képelt síkkerék fogprofilja egyenes, és teljes egészében megegyezik a hengeres kerek alaprofiljával. Viszont a síkkerék annyiban különbözik a fogasléctől, hogy a fogprofil nagysága csökken a külső fogvégtől a belső fogvég felé. Ezért egyenes fogazatnál a szabványos modult a külső fogvégre, míg ferde és ívelt fogazatnál a fogközépre szokás felvenni.

Mivel a kúpkerék főbb fogalmai azonosak a hengeres kerek megfelelő fogalmaival, azokkal itt nem foglalkozunk. Azonban vannak olyan fogalmak, amelyek csak a kúpkerékre jellemzőek, ezért ezeket a következőkben ismertetjük.

Az osztókör a fog hosszában változó. A legnagyobb a külső fogvégen van, ez a külső osztókör, míg a legkisebb a belső osztókör, amely a belső fogvégen foglal helyet. A fogközép síkjában helyezkedik el a középső osztókör (48. ábra). A külső fogvéghöz tartozó elemek jelei „e”, a belsőhöz „i”, a fogközéphez tartozók pedig „m” indexet kapnak. Egyenes fogazatnál az „e” (és a többi) indexet általában el szoktuk hagyni. Ha a fogaskerék vagy a fog bármelyik elemének a hovatartozását nem hangsúlyozzuk ki külön, akkor azt mindig a külső fogvéghöz tartozónak kell tekinteni.



48. ábra. A kúpkerék osztókörei

## 12.02. KÚPKEREKEK MÉRETEI

A kúpkerék fogazatának adatait és méreteit az osztókúphoz viszonyítva határozzuk meg. Mint már az előbbieken láttuk, egy kúpkerékpár osztókúpszögeit kifejezhetjük a fogsámviszony függvényében:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}, \quad \text{és} \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1} = u.$$

Az osztókúp csúcsa egybeesik a fejkúp és a lábkúp csúcsával. A kúpkerék fogtetőfelületét a fejkúp, míg a fogfenékfelületét a lábkúp képezi (49. ábra).



A fogazatfajtától függően, a méreteket általában a külső vagy a középső homlok metszetben vizsgáljuk:

A külső osztókör átmérője:  $d_e = z m_{et}$ ,

míg a középső osztóköré:  $d_m = z m_{mt}$ .

E két átmérő között az összefüggés:  $d_e = d_m + b \sin \delta$ .

Az átmérők számításánál  $m_{et}$  a külső,  $m_{mt}$  pedig a középső homlokmodul, melyek között az összefüggés az előbbi egyenlet alapján:  $m_{et} = m_{mt} + \frac{b \sin \delta}{z}$ .

Ha ismerjük a külső osztókör átmérőjét, a külső osztókúp hossz:  $R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}$ .

Egyenes fogazatnál a külső, ferde és ívelt fogazatnál a középső homlok metszetre van szükségünk, de ezeknél már vizsgálni kell a normálmetszetet is. E két metszet között összefüggést a  $\beta_m$  középső foghajlásszög segítségével lehet létrehozni. Így pl. a középső homlokmodul a középső normálmodulból számítva:

$$m_{mt} = \frac{m_{mn}}{\cos \beta_m}.$$

A fejszög és a lábszög kiszámításához szükséges a külső fogvégen levő fej- és lábmagasság. Ezek nagysága, figyelembe véve a profileltolást is:

$$h_{ae} = m_{et} (h_a^* + x), \quad \text{ill.} \quad h_{fe} = m_{et} (h_a^* + c^* - x).$$

A fogvastagságot egyenes fogazatnál a külső fogvégen számítjuk:  $s_e = (0,5\pi + 2x \operatorname{tg} \alpha_n) m_e$ ,

míg ferde és ívelt fogazatnál a középső normálmetszetben:  $s_{mn} = (0,5\pi + 2x \operatorname{tg} \alpha_n) m_{mn}$ .

Az 49. ábrán látható kúpkerék, amelynél mindhárom kúp csúcsa egybe esik, a régebben kialakult forma. Ma már ez nem használatos. Ennek egyik oka, hogy a külső fogvégtől a belső fogvég felé haladva, a lábhezág fokozatosan csökken, ami magában rejtja a fokozott fogtőinterferencia veszélyét. A másik ok, hogy a fogazószerszámok viszonylag nagy fejlekkerekítéssel készülnek, így a belső fogvég felé a határpont mind közelebb kerül a fogtetőhöz, ami csökkenti a használható fogmagasságot. Annak érdekében, hogy ezek a hátrányok megszűnjenek, megalkották az állandó lábhezággal, és az állandó fejmagassággal rendelkező kúpkerékpárokat.

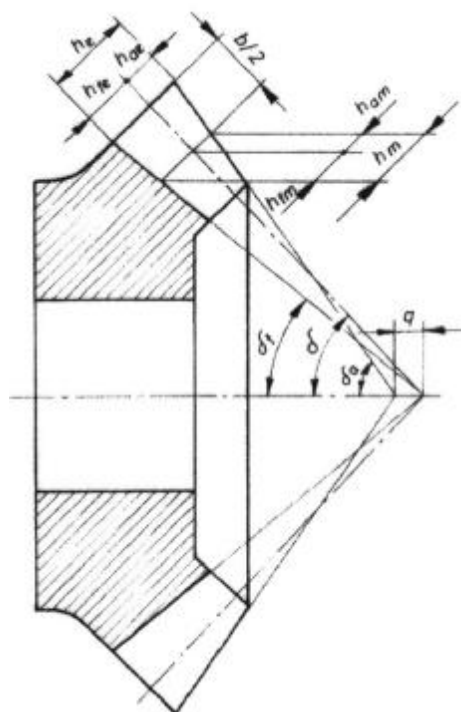
### 12.03. ÁLLANDÓ LÁBHÉZAGÚ KÚPKERÉKPÁROK

Az interferencia veszély csökkentése céljából, az amerikai Gleason cég javaslatára, ma már az egyenes és ferde fogú, valamint a körív fogazatú kúpkerékpárokat állandó lábhezággal készítik. Ez annyiban jelent változást a régebbi kúpkerékalakhoz képest, hogy fejkúprövidülést hoznak létre, így a fejkúpcsúcs nem esik egybe az osztó- és a láb kúpcsúccsal. Ezt a fejkúpszög kismértékű növelésével érik el úgy, hogy a fejszöget kiegyenlítik az ellenkerék lábszögével (50. ábra). A lábszögeknél és a láb kúpnál nincs változás. Az elmondottak alapján:

$$\vartheta_{a1} = \vartheta_{f2} \quad \text{és} \quad \vartheta_{a2} = \vartheta_{f1}.$$

A fejkúpszögek:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_{f2} \quad \text{és} \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_{f1}.$$



50. ábra. Fejkúprövidüléssel készült kúpkerék

Egy állandó lábhezaggal készült kúpkerékpárt az 51. ábra mutat be. A fejkúprövidülések:

$$q_1 = c \frac{\cos \vartheta_{f2}}{\sin \delta_{a1}} \quad \text{és} \quad q_2 = c \frac{\cos \vartheta_{f1}}{\sin \delta_{a2}}$$

A fejkörátmérők a külső fogvégen ( $e$  index nélkül):

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_1 \quad \text{és} \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_2.$$

A külső fogvégek fejleleit tartalmazó síkot fejélsíknak nevezzük.

A fejélsík távolsága a fejkúpcsúcstól:  $K'_1 = \frac{d_{a1}}{2 \operatorname{tg} \delta_{a1}}$  és  $K'_2 = \frac{d_{a2}}{2 \operatorname{tg} \delta_{a2}}$ .

A fejélsíkok távolsága a közös osztókúpcsúcstól:  $K_1 = K'_1 + q_1$  és  $K_2 = K'_2 + q_2$ .

A kúpkerék megmunkálása és beépítése szempontjából nagy szerepe van a tengelyvonalra merőlegesen kiképzett bázisfelületnek, melynek távolsága a közös osztókúpcsúcstól  $K_{B1}$ , ill.  $K_{B2}$ .

A fejélsík tengelyirányú távolságát a bázisfelülettől fejéltávnak nevezzük. Nagysága:

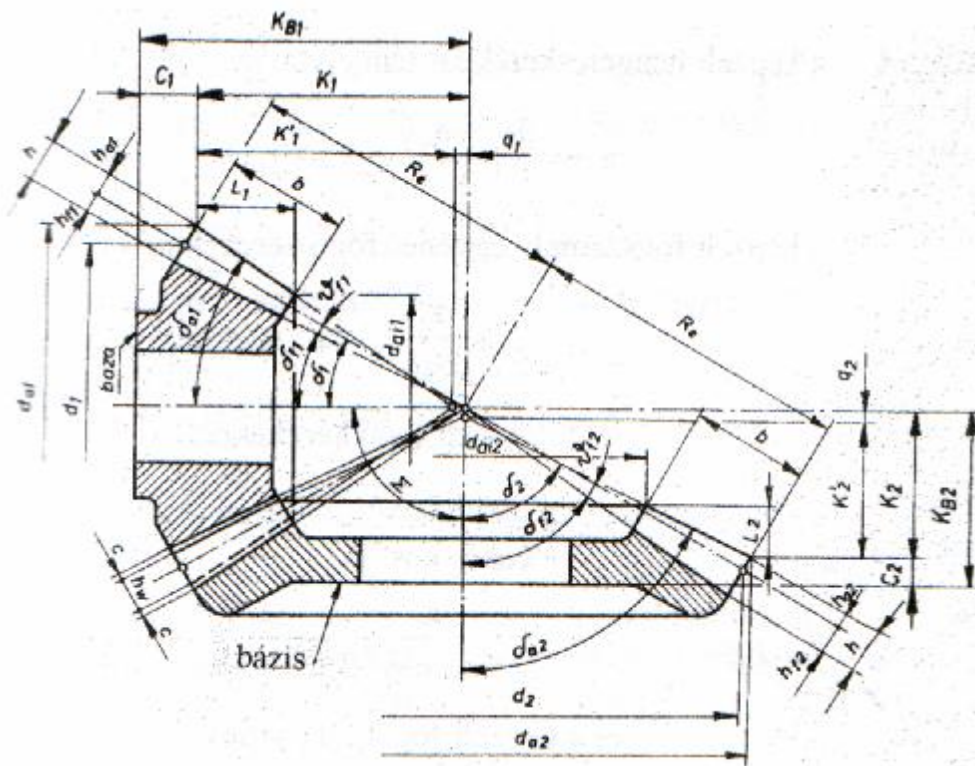
$$C_1 = K_{B1} - K_1 \quad \text{ill.} \quad C_2 = K_{B2} - K_2.$$

A fogszélességnek megfelelő fejkúpszakasz tengelyvonal irányára való vetületét fogszélességvetületnek nevezzük. A jele  $L$ , a nagysága pedig:

$$L_1 = \frac{b \cos \delta_{a1}}{\cos \vartheta_{f2}} \quad \text{ill.} \quad L_2 = \frac{b \cos \delta_{a2}}{\cos \vartheta_{f1}}$$

A belső fejkörátmérők, amelyek gyakran az esztergálási méretek ellenőrzésére szolgálnak:

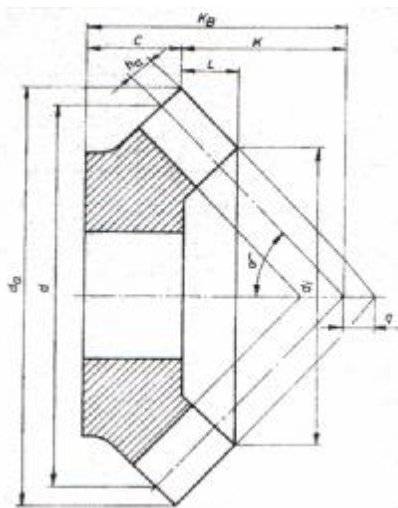
$$d_{ai1} = d_{a1} - 2L_1 \operatorname{tg} \delta_{a1} \quad \text{ill.} \quad d_{ai2} = d_{a2} - 2L_2 \operatorname{tg} \delta_{a2}.$$



51. ábra. Állandó lábhezagú kúpkerékpár

#### 12.04. ÁLLANDÓ FOGMAGASSÁGÚ KÚPKERÉKPÁROK

Ez a fogazatfajta főleg az európai ívelt fogú kúpkerékpárokra jellemző. Számításuk egyszerűbb, mint a többi kúpkeréké, mivel a fejkúpszög és a lábúpszög egyenlő az osztókúpszöggel, ezért a fejszög és a lábszög egyenlő nullával (52. ábra).



52. ábra. Állandó fogmagasságú kúpkerék

Ezeknél a kerekeknél a lábúpszög  $q$  értékkel megrövidül, míg a fejkúp ugyanakkorával megnyúlik:

$$q_1 = \frac{h_{a1}}{\sin \delta_1}, \quad \text{ill.} \quad q_2 = \frac{h_{a2}}{\sin \delta_2}.$$

A fejtávok távolsága a közös osztókúpcúcstól:  $K_1 = \frac{d_{a1}}{2\text{tg}\delta_1} - q_1$ , ill.  $K_2 = \frac{d_{a2}}{2\text{tg}\delta_2} - q_2$ ,

a fejtávok pedig:

$$C_1 = K_{B1} - K_1 \quad \text{ill.} \quad C_2 = K_{B2} - K_2.$$

A fogszélességetületek:

$$L_1 = b \cos d_1 \quad \text{és} \quad L_2 = b \cos d_2.$$

A többi méretet ugyanúgy számítjuk ki, mint az előbbi kúpkerekpároknál, figyelembe véve a szögek megfelelő értékeit.

## 12.05. KÚPKEREK KAPCSOLÓDÁSA

A gömbi fogprofilok térgeometriai problémáját síkgeometriaivá egyszerűsítjük, ha a profilok vizsgálatánál közelítéssel élünk, amelyet az angol Tredgold javaslatára vezettek be. Ez abban nyilvánul meg, hogy a valóságos profilok helyett a hátkúpok palástján jelentkező profilokat vizsgáljuk, a kúpkerekpár hátkúpjainak közös érintősíkjára kiterítve (53. ábra). A síkra vetített méretekkel ezután úgy számolhatunk, mint a hengereskerékpárnál, ezért ezt a kúpkerekpár képzelt hengereskerékpárjának nevezzük, amelynek elemei jelölésénél "v" indexet használunk. Attól függően, hogy a külső vagy a középső hátkúp segítségével végezzük el az egyszerűsítést, megkülönböztetünk külső fogvégre vonatkoztatott képzelt hengereskeréket (ezeknél a v index után még e indexet írunk) és fogközépre vonatkoztatott képzelt hengereskeréket (ezeknél a v index után m indexet írunk).

A képzelt osztókörátmérők:

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1} \quad \text{ill.} \quad d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2},$$

a képzelt hengereskerékpár tengelytávja:

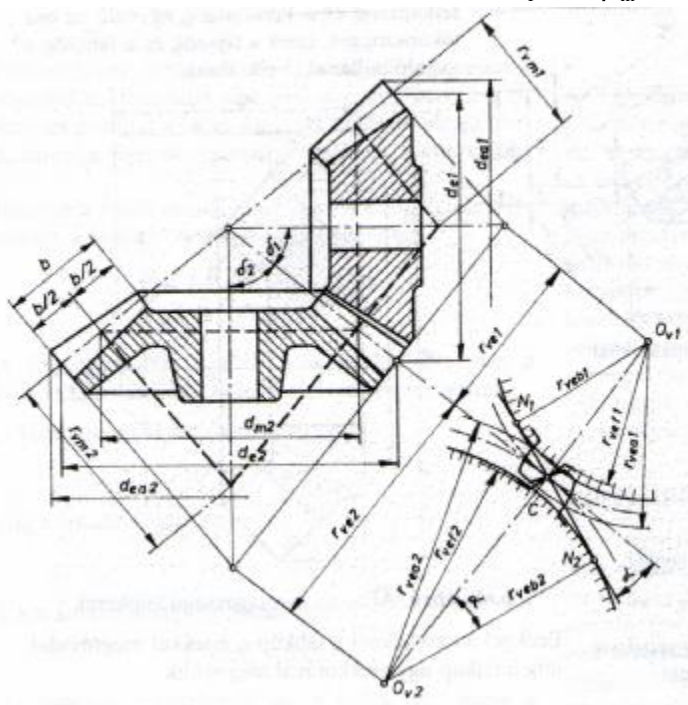
$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = r_{v1} + r_{v2},$$

a képzelt fogszámok, egyenes fogú kerekeknel.

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos d_1} \quad \text{és} \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos d_2},$$

ferde és ívelt fogú kerekeknel:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m} \quad \text{és} \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m}$$



53. ábra. A képzelt hengereskerékpár leképzése



és a képzelte fogszámviszony: 
$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = u \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2},$$

$\Sigma = 90^\circ$  esetén  $\cos \delta_1 = \sin \delta_2$ , így  $u_v = u^2$ .

A határfogszám: 
$$z_{\text{lim}} = z_{v\text{lim}} \cdot \cos \delta = 17,1 \cdot \cos \delta$$

Ebből látszik, hogy az osztókúpszög növekedésével mind később jelentkezik az alámetszés.

A fogközépre vonatkoztatott profilkapcsolószám

$$\epsilon_{v\alpha} = \frac{\sqrt{r_{vam1}^2 - r_{vbm1}^2} + \sqrt{r_{vam2}^2 - r_{vbm2}^2} - a_{vm} \sin \alpha_{mt}}{\pi m_{mt} \cos \alpha_{mt}}$$

Mivel az osztókörátmérő a fogszélesség mentén az osztókúphosszal arányosan változik, a fogközépre vonatkoztatott képzelte osztókörsugarak

$$r_{vm1} = r_{v1} \frac{R_m}{R_e} = \frac{r_1}{\cos \delta_1} \frac{R_m}{R_e} \quad \text{ill.} \quad r_{vm2} = r_{v2} \frac{R_m}{R_e} = \frac{r_2}{\cos \delta_2} \frac{R_m}{R_e}.$$

A képzelte tengelytáv:  $a_{vm} = r_{vm1} + r_{vm2} = a_v \frac{R_m}{R_e}$ .

A homlok-alaprofilszög, egyenes fogaknál:  $\alpha_{mt} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ$ ,

ferde és ívelt fogaknál pedig: 
$$\text{tg} \alpha_{mt} = \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta_m}.$$

A fogközépnél megfelelő középső képzelte alapkörsugarak:

$$r_{vbm1} = r_{vm1} \cos \alpha_{mt} \quad \text{ill.} \quad r_{vbm2} = r_{vm2} \cos \alpha_{mt}.$$

A fogközépre vonatkozó normál- és homlokmodul közötti összefüggés:

$$m_{mn} = m_{mt} \cos \beta_m = m_{et} \frac{R_m}{R_e} \cos \beta_m.$$

A többi elem ugyanúgy számítható ki, mint a hengeres kerekéknél.

Ferde és ívelt fogaknál az átfedést is ki kell számítani, amelyet a képzelte síkkerék osztósíkjára vonatkoztatunk és szögekkel fejezünk ki (54. ábra):

$$\epsilon_{v\beta} = \frac{\varphi}{\tau},$$

ahol:

$\varphi$  - az átfedési szög és  $\tau$  - a síkkerék szögosztása, melynek nagysága, ha síkkerék fogszáma  $z_p$ :

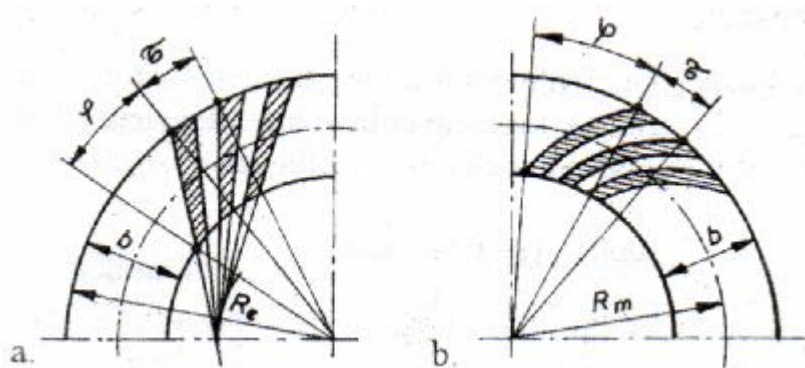
$$\tau = \frac{360^\circ}{z_p}, \quad \text{és} \quad z_p = \frac{z}{\sin \delta}.$$

Ha  $\beta_m \geq 25^\circ$ , akkor az átfedés közelítőleg meghatározható a ferde fogú hengeres kerekék átfedéséhez használt összefüggéssel is

$$\epsilon_{v\beta} \approx \frac{b \sin \beta_m}{m_{mn} \pi}.$$

A kúpkerekpár összkapcsolószáma:

$$\epsilon_{v\gamma} = \epsilon_{v\alpha} + \epsilon_{v\beta}.$$



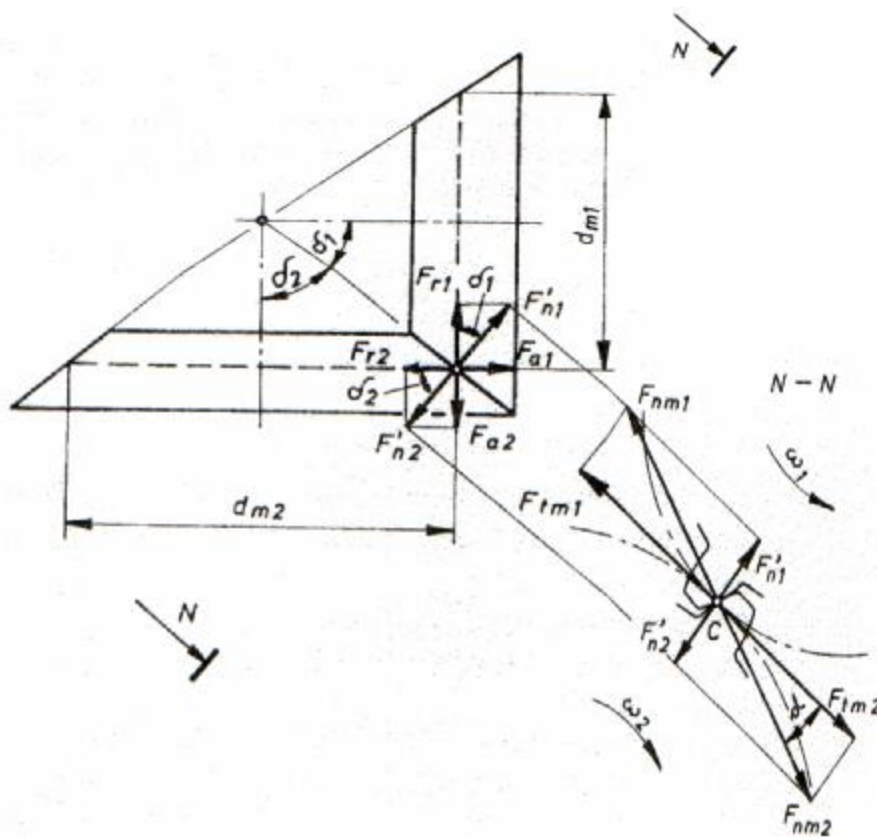
54. ábra. Ferde (a) és ívelt fogú (b) képzelt síkkerék

A számításokban használt képzelt síkkerék (ez határozza meg a kúpkerék fogprofilját) fogszáma általában végtelen tizedes tört, viszont a valós síkkerék fogszáma egész szám kell, hogy legyen. Ezért a tengelyszög nem lehet tetszőleges nagyságú, mivel a kiskerék osztókúpszöge a fogszámviszonytól függ.

$$\sin \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}$$

### 12.06. KÚPKERÉKHAJTÁSOK ERŐHATÁSAI

Az  $F_{nm}$  normálfogóerő a közös osztókúpalkotóra merőleges síkban a fogközépen, a fognak az osztókúpon levő profilpontjában koncentrálna hat. Ezt az erőt három, egymásra merőleges összetevőre bonthatjuk. Ezek az  $F_{tm}$  kerületi (tangenciális), az  $F_r$  sugárirányú (radiális) és az  $F_a$  tengelyirányú (axiális) erők. Az egyenes fogaknál jelentkező erőket az 55. ábra szemlélteti.



55. ábra. Az egyenes fogakat terhelő erők

A kerületi erőt az ismert forgatónyomatékból számítjuk ki:

$$F_{tm} = \frac{2T}{d_m} .$$

Mivel  $F'_n = F_{tm} \operatorname{tg} \alpha$ , az axális összetevők

$$F_{a1} = F_{tm} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \quad \text{ill.} \quad F_{a2} = F_{tm} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 ,$$

míg a radiális erők

$$F_{r1} = F_{tm} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \quad \text{ill.} \quad F_{r2} = F_{tm} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 .$$

Ha a tengelyszög  $\Sigma = 90^\circ$ , akkor

$$F_{a1} = F_{r2} \quad \text{és} \quad F_{r1} = F_{a2} .$$

A kerületi erő csavaró- és hajlítógénybevételek, a radiális erő hajlítógénybevételek, míg az axiális erő hajlító és húzó- vagy nyomógénybevételek teszi ki a tengelyt, ugyanúgy, mint ahogyan azt már a hengereskerekeknél láttuk.

## 12.07. KÚPKERÉKPÁROK SZILÁRDSÁGI ELLENŐRZÉSE

A kúpkérékpárok biztonsági tényezőinek a leellenőrzése ugyanúgy történik, mint a hengereskerék-pároknál. A hengeres fogaskerekeknél bevezetett helyesbítő tényezőket, - kevés kivétellel, - felhasználhatjuk a kúpkerekeknél is azzal, hogy a tényezők értékeit a kúpkérékpár képzelt hengereskerék-párjának a fogközépre vonatkoztatott jellemzői alapján határozzuk meg. Mivel a hengereskerekeknél részletesen kifejtettük az eljárást, itt csak a különbségekre hívjuk fel a figyelmet.

A  $K_v$  dinamikus tényező értékét a valós kúpkerekre kell meghatározni és nem a képzelt hengeres-kerekére.

A  $K_{H\beta}$  és a  $K_{F\beta}$  fogszelesség menti terheléseloszlás tényezők értéke az 12.01. táblázatból vehető ki.

12.01. táblázat. A  $K_{H\beta} = K_{F\beta}$  tényezők értékei

A fogaskerekek tengelyen való elhelyezkedése	Felhasználási terület	
	Ipar, vízijárművek	Gépjárművek, repülők
Mindkét kerék az alátámasztások között van	1,65	1,50
Egyik kerék konzolon van	1,85	1,65
Mindkét kerék konzolon van	2,25	1,85

Az összegezett fogfelületi tényezőnél az ismert öt résztényező mellett még bevezették a  $Z_k = 0,85$  kúpkerek tényezőt, amivel azt a tényt vesszük figyelembe, hogy a kúpkerekek fogfelülete teherbíróbb, mint a hengereskereké. Ügyeljünk arra, hogy ha valamelyik tényező a modultól függ, akkor a fogközépen levő normálmódult, ( $m_{mn}$ ) kell alapul venni.

Ha meghatároztuk a kritikus és tényleges feszültségeket, akkor a biztonsági tényezők

$$S_H = \frac{\sigma_{Hkrit}}{\sigma_H} \quad \text{ill.} \quad S_F = \frac{\sigma_{Fkrit}}{\sigma_F} ,$$

azzal, hogy a kúpkérékpároknál is

$$S_F > S_H > 1,2 .$$

## 12.08. A KÚPKERÉKPÁROK ELŐTERVEZÉSE

Ha nem ismerjük a kerekek jellemzőit, akkor nem ellenőrizhetjük le a biztonsági tényezők értékeit. Ilyenkor az előtervezés folyamán először a kiskerék középső osztókör sugarát kell kiszámítani, majd a modult, a fogszámokat és a fogszélességet.

A kiskerék középső osztókör sugarának a meghatározásánál a megengedett Hertz-feszültségből indulunk ki, kiegyenlítve azt a fogfelület tényleges feszültségével. Rendezve a megfelelő összefüggést, a következő végleges kifejezéshez jutunk:

$$r_{m1} = \sqrt[3]{\frac{500T_1}{\sigma_{HP1}^2} \frac{1-0.5k_b}{k_b u'} Z^2 K_H} \quad \text{mm-ben}$$

Ahol:

$T_1$  – a kiskerék forgatónyomatéka Nm-ben,

$k_b = 0,25 \dots 0,33$  a fogszélesség tényező,

$u'$  – a megkívánt áttétel,

$Z$  – az összegezett fogfelületi tényező,

$K_H$  – a fogfelületre érvényes összegezett terheléstényező,

$\sigma_{HP1}$  a megengedett Hertz-feszültség N/mm<sup>2</sup> -ben:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{NT}}{S_{Hmin}}, \quad \text{és } S_{Hmin} = 1,2.$$

A tényezőkkel kapcsolatos tudnivalókat lásd az előbbiekben.

A középső normálmodul a megengedett fogtőfeszültségből számítjuk ki, kiegyenlítve azt a tényleges fogtőfeszültséggel. A végleges összefüggés a következő:

$$m_{mn} = Y \frac{1000T_1}{r_{m1}^2 \sigma_{FP1}} \frac{(1-0,5k_b) \sin \delta_1}{k_b} K_F \quad \text{mm-ben.}$$

Az összesített fogtőtényező:

$$Y = Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\epsilon} Y_{\beta},$$

ahol:  $Y_{Fa} = 2,2 \dots 2,4$ ;  $Y_{Sa} = 1,5 \dots 1,7$ ;  $Y_{\epsilon} = 0,75$ ;  $Y_{\beta}$  - értékét a  $\beta_m$  alapján kell meghatározni.

A megengedett fogtőfeszültség:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim1} Y_{NT}}{S_{Fmin}}$$

$$S_{Fmin} = 1,6 \dots 2.$$

A többi tényezővel kapcsolatos magyarázatot lásd az előbbi fejezetekben.

A középső homlokmodul:

$$m_{mt} = \frac{m_{mn}}{\cos \beta_m}$$

Egyenes fogazatnál:

$$m_{mt} = m_{mn}.$$

A fogszámot a már ismert középső osztókörátmérőből határozzuk meg:  $z_1 = \frac{2r_{m1}}{m_{mt}}$  és  $z_2 = u' z_1$ .

A kapott értékeket a legközelebbi egész számra kerekítjük lefelé, ügyelve arra, hogy a fogszámok lehetőleg relatív prímszámok legyenek és hogy az eltérés a megkívánt fogszámviszonytól a megengedett határok között mozogjon. A kerekítés miatt meg kell határozni a tényleges osztókúpszögeket.

$$\operatorname{tg} d_1 = 1/u \quad \text{és} \quad d_2 = 90 - d_1.$$

A középső és külső modul végleges értéke:  $m_{\text{mt}} = \frac{2r_{\text{ml}}}{z_1}$  és  $m_{\text{et}} = m_{\text{mt}} \frac{R_e}{R_m} = m_{\text{mt}} (1 - 0.5k_b)$ ,

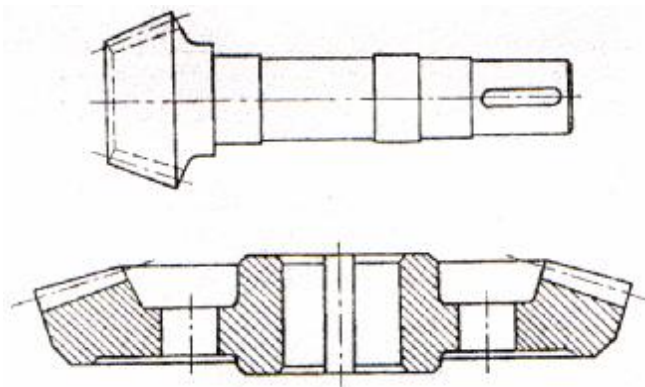
A külső osztókúphossz.  $R_e = \frac{m_{\text{et}} z_p}{2}$ .

A képzelt síkkerék fogszáma:  $z_p = z_1 / \sin \delta_1 = z_2 / \sin \delta_2$ .

A fogszélesség végleges nagysága:  $b = k_b R_e$ .

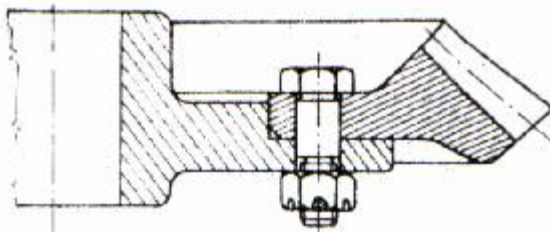
## 12.09. KÚPKEREKEK SZERKEZETI KIALAKÍTÁSA

A kisebb méretű kerekeket általában együtt készítik el a tengellyel, míg nagyobb méretek esetén a kerék tárcsa alakú, legtöbbször előkovácsolt (56. ábra).



56. ábra. Kúpkerekek két lehetséges formája

Nagyobb méretű kerekeknél gyakori megoldás, hogy a nemesebb acélból készült fogaskoszorút, gyengébb minőségű keréktestre általában illesztett csavarokkal erősítik fel (57. ábra). Különösen jó ez a megoldás, ha a fogakat hőkezelik. A keréktest lehet szénacél vagy öntöttvas.

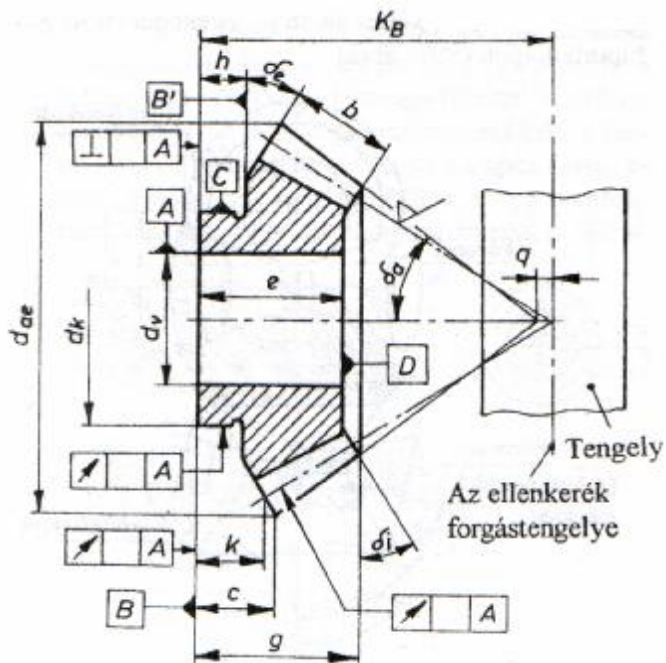


57. ábra. Nagyobb méretű kúpkerek

## 12.10. KÚPKEREKEK MŰHELYRAJZA

A gyártáshoz és az ellenőrzéshez szükséges méreteket a fogazás módjától függően számítják ki a fogazógépeket gyártó cégek utasításai alapján. A hengereskerekekhez hasonlóan, a kúpkerekeket is egyszerűsítve ábrázoljuk és a mellékelt táblázatban tüntetjük fel a fogazat gyártásához és ellenőrzéséhez szükséges és a rajzon meg nem adott jellemzőket.

Az 58. ábra egy rövidített fejkúppal készült kúpkerek műhelyrajzát mutatja be.



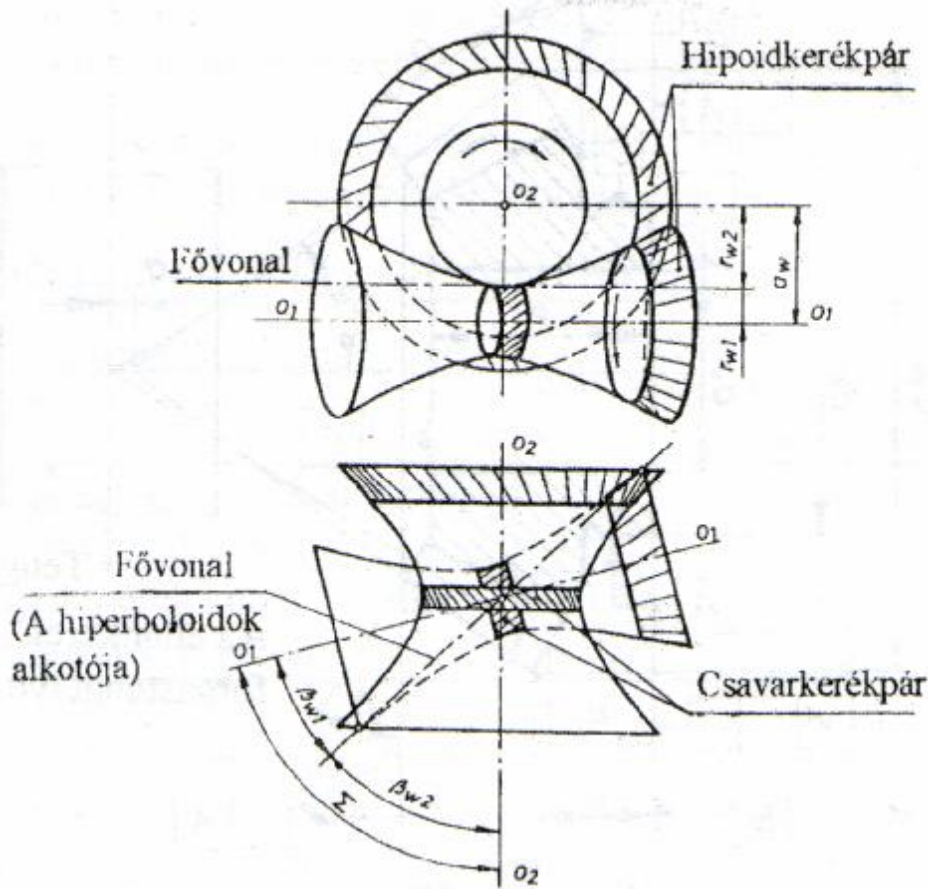
58. ábra. Rövidített fejkúppal ellátott kúpkerék

Az 58. ábrán levő rajz mellé a következő (vagy hasonló) táblázatot kell mellékelni.

S.sz.	Megnevezés	Jele	Mérete
01.	A kúpkerék fajtája		
02.	Külső homlokmodul	$m_{et}$	
03.	Középső normálmodul	$m_{mn}$	
04.	Fogszám	$z_1$ ( $z_2$ )	
Képzelt síkkerék			
05.	Normálmetszeti alapprofilszög	$\alpha_n$	
06.	Homlok alapprofilszög	$\alpha_t$	
07.	Középső foghajlásszög	$\beta_m$	
08.	Fogirányvonal hajlása		jobbos (balos)
09.	Profileltolás tényező	$x$	
Geometriai méretek			
10.	Osztókúpszög	$\delta$	
11.	Külső osztókörátmérő	$d_e$	
12.	Külső osztókúphossz	$R_e$	
13.	Lábszög	$\vartheta_f$	
14.	Lábkúpszög	$\delta_f$	
Tűrések			
15.	A fogazat minősége		
16.	Hűrméret	$\bar{s}$	
17.	Mérőmagasság	$\bar{h}$	
18.	A még szükséges tűrések		
Az ellenkerék			
19.	Fogszám	$z_2$ ( $z_1$ )	
20.	Rajzs szám vagy a kerék száma		
21.	Tengelyszög (tűrésezett)	$\Sigma \pm f_{\Sigma}$	

### 13. KITÉRŐ TENGELYVONALÚ FOGASKERÉKHAJTÁSOK

Kitérő tengelyvonalú hajtásoknál a kerek elméleti gördülőfelületei egyenes alkotójú, egyköpenyű forgáshiperboloidok (59. ábra).



59. ábra. Egyköpenyű forgáshiperboloidpár

A gyakorlatban a hiperboloidoknak csak azon részeit használjuk, amelyek jó közelítéssel egyszerű testekkel helyettesíthetők, így három fajta hajtás alakult ki. Ezek a:

1. csavarkerékpárok,
2. hipoidkerékpárok és
3. csigahajtópárok.

#### 13.01. CSAVARKERÉKPÁROK

Ha a hiperboloidpár torokköreinél levő részeket ferde fogú hengereskerékpárral helyettesítjük, egy csavarkerékpárt kapunk. A fogirányvonalak hajlása legtöbbször megegyezik, de nagyságuk különböző és összegük, ill. a fővonal és a forgástengelyek által bezárt szögek összege adja a tengelyszöget (59. ábra):

$$\Sigma = \beta_{w1} + \beta_{w2},$$

amelyet a forgástengelyekkel párhuzamos síkra vetítve kapunk meg. A gyakorlatban a tengelyszög általában  $90^\circ$ -ot tesz ki.

A kapcsolódó fogak pontszerűen érintkeznek, így a teherbírásuk igen korlátozott, ezért főleg csak mozgásátvitelre alkalmazhatók. Emellett üzemkészen nagyfokú csúszás is jelentkezik a fog hossz-

irányában, amely sokkal nagyobb a gördüléssel kapcsolatos fogmagasság irányú csúszásnál, emiatt a hatások sokkal kisebbek, mint a hengereskerék hatásoké.

A legtöbb esetben elemi vagy kompenzált fogazatú kerékpárokat szoktak alkalmazni, amelyeknél a gördülőkörök megegyeznek az osztókörökkel. A tengelytáv:

$$a = r_1 + r_2,$$

ahol

$$r_1 = \frac{m}{\cos\beta_1} \frac{z_1}{2} \quad \text{és} \quad r_2 = \frac{m}{\cos\beta_2} \frac{z_2}{2},$$

így a fogszámviszony:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cos\beta_2}{d_1 \cos\beta_1}.$$

Ha  $\Sigma = 90^\circ$ , akkor  $\cos\beta_2 = \sin\beta_1$ , a fogszámviszony pedig:  $u = \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}\beta_1.$

A foghajlásszögek értékét úgy kell megválasztani, hogy  $\beta_1$  mindig nagyobb legyen  $\beta_2$ -nél. A hatások maximuma  $\beta_1 = 48^\circ$  környezetében jelentkezik.

A két ferde fogú hengereskerék csak akkor kapcsolódhat egymással mint csavarkerékpár, ha egyenlő a normálmetszeti osztásuk, ill. a normálmóduluk:

$$m_n = m_{t1} \cos\beta_1 = m_{t2} \cos\beta_2.$$

A tengelyirányú stabilitás biztosítása érdekében a minimális kerékszélesség:  $b_{\min} = 6m_n.$

## 13.02. HIPOIDKERÉKPÁROK

A hiperboloidok torokköreitől távolabb eső részét ívelt fogú kúpkerékkel helyettesítve, hipoidkerékpárt kapunk (59. ábra). A kétfajta hajtás között a lényeges különbség az, hogy a metsződő tengelyvonalú kúpkerék-hajtásnál csak a nagykerék csapágyazása lehet kétoldali, míg a hipoidhajtásnál mindkét keréké. Ez igen nagy előnyt jelent, mert a tengely deformációja kisebb, ezért a fogakon a terheléseloszlás egyenletesebb és a fogak élének a beékelődése elkerülhető. A további előnyök:

- ugyanazon áttételnél a kiskerék méretei megnövelhetők, ami a fogazat és a csapágyak terhelése szempontjából kedvező,
- nagyobb a kapcsolószám, emiatt a kiskerék fogszáma csökkenthető, így nagyobb áttétel valósítható meg.
- a foghosszirányú csúszásnak zajcsökkentő hatása van.

A hipoidhajtás hátránya, hogy kisebb a hatásoké.

A hipoidkerékek is készülhetnek állandó lábhézaggal vagy állandó fogmagassággal. Minden korszerű fogazógépen gyárthatók, ha a gép típusjelének a végén "H" betű található. A gyártási költségeik nem nagyobbak, mint a közönséges kúpkeréké. Legtöbbször csak a hajtás kiskereke készül hipoidkerékként, míg a nagykerék közönséges kúpkerék. A hipoidhajtásokat előszeretettel alkalmazzák a járműveknél, szerszámgépeknél, emelőgépeknél stb.

A hipoidkerékpárnak is meg van a képzelte hengereskerékpárja, így a számításokat ugyanúgy végeztethetjük el mint a többi kúpkerékpárnál. A számítás menetét a fogazógépeket gyártó cégek részletesen ismertetik a vásárlóikkal.



### 13.03. CSIGAHAJTÓPÁROK

A kitérő tengelyvonalú hajtások közül leggyakrabban a csigahajtásokat alkalmazzák, mivel számos előnyük van a többi hajtással szemben. Ezek közül a legfontosabbak:

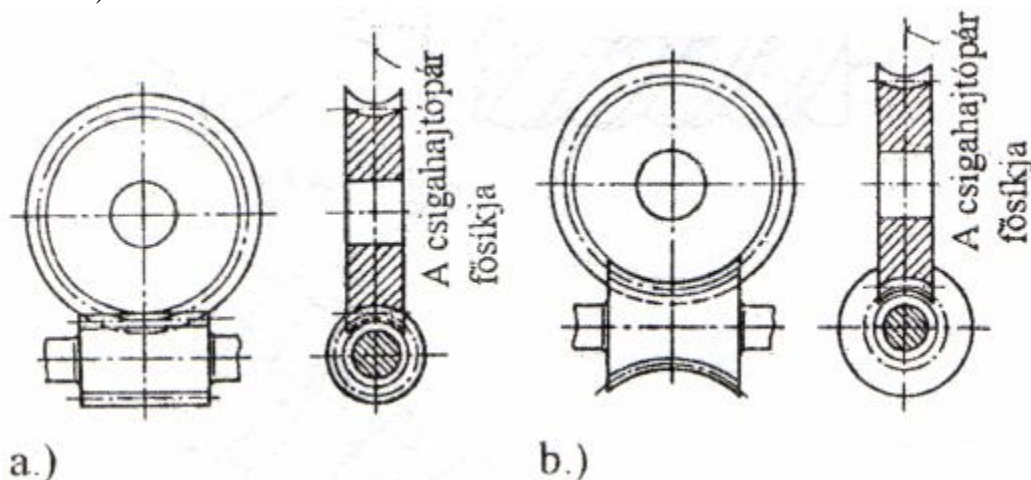
- kis határoló méretek mellett nagy áttétel valósítható meg,
- nagyobb a terhelhetőségük, mivel a kapcsolódó fogak vonal mentén érintkeznek egymással,
- üzemeltetésük zajmentes, mert a fogak fokozatosan lépnek kapcsolódásba,
- önzáró kivitelben is készülhetnek.

Előnytelen, hogy a nagy súrlódási ellenállás miatt viszonylag rossz a hatásfokuk. Továbbá, a súrlódási ellenállásból származó energiaveszteség hővé alakul át, amelynek az elvezetéséről gondoskodni kell. A kitérő tengelyek általános helyzetűek lehetnek, de leggyakrabban  $\Sigma = 90^\circ$ .

A csigahajtópárok általában lassító hajtásként nyernek alkalmazást, de gyorsító hajtásként is felhasználhatók, viszont ekkor a hatásfokuk még rosszabbá válik.

A csigahajtópár egy csigából és egy csigakerékből áll. A csiga alakja alapján megkülönböztetünk:

- hengerescsiga-hajtópárokat, amelyek a henger alakú csigából és a csigát részben átölelő csigakerékből állnak (60a. ábra) és
- globoidcsiga-hajtópárokat, amelyeknél a globoidcsiga is részben átöleli a csigakeréket (60b. ábra).



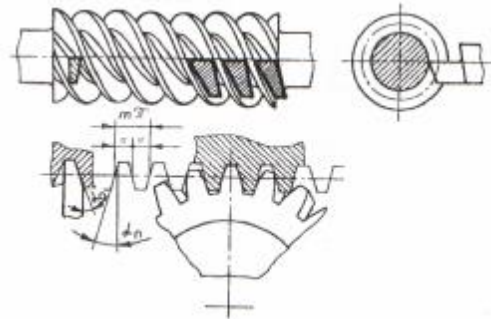
60. ábra. Hengeres- (a) és globoidcsiga-hajtópár (b)

A csiga tkp. nagy menetemelkedéssel készült menetes orsó, amelynek a fogszámát a menetek száma adja. Egybekezdésű menettel ellátott csiga fogszáma  $z_1 = 1$ , kétbekezdésűnél  $z_1 = 2$  stb. Ez a szám általában 1...6 között szokott mozogni. Lehetséges irányadó értéke:

$$z_1 = \frac{7 + 2,44a}{u}$$

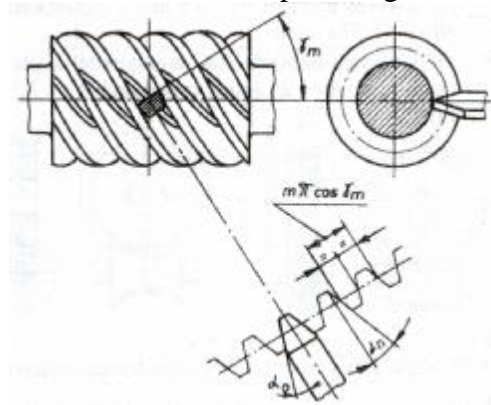
A gyártási eljárástól függően a hengerescsigák fogfelületeit különböző csavarfelületek alkotják. A csigát kialakító szerszám alakjától és a gyártás folyamán a csigához való helyzetétől függően négy fajta csigát különböztetünk meg [12]:

1. A ZA típusú csiga (61. ábra) olyan trapéz alakú esztergakéssel készül, amelynek forgácsolóéle a tengelysíkban fekszik. Tömeggyártásnál lefejtő eljárással készül ferde fogú metszőkerékkel. A tengelyirányú metszetben a fogprofil trapéz alakú, amely megegyezik az alapprofillal, míg a homlokmetszetben a fogprofil alakja archimédesi spirál.



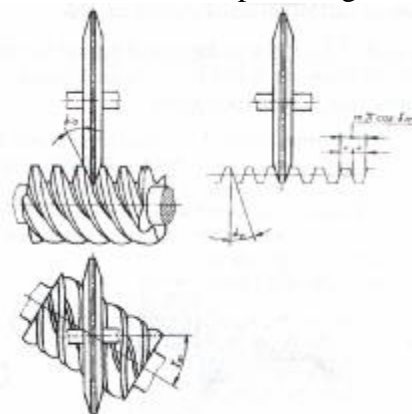
61. ábra. ZA típusú csiga

2. A ZN típusú csiga (62. ábra) gyártásánál a trapéz alakú esztergakés közepes emelkedési szöggel ( $\gamma_m$ ) megdöntve a fogárok normálmetszetében helyezkedik el. Ez a fajta csiga közelítőleg ujjmaróval vagy viszonylag kis átmérőjű tárcsamaróval is elkészíthető. A normálmetszetben a fogprofil trapéz alakú.



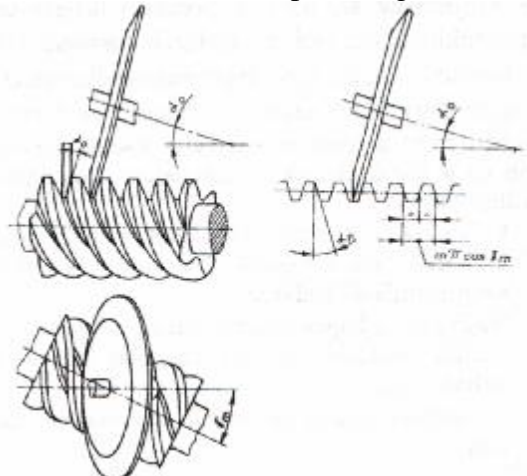
62. ábra. ZN típusú csiga

3. A ZK típusú csiga (63. ábra) gyártása kúpos tárcsa alakú szerszámmal, a tengelymetszetben trapéz keresztmetszetű maróval vagy köszörűkoronggal történik. A gyártás során a csiga és a szerszám tengelyvonala  $\gamma_m$  szöget zár be. A normálmetszetben a fogprofil trapéz alakú.



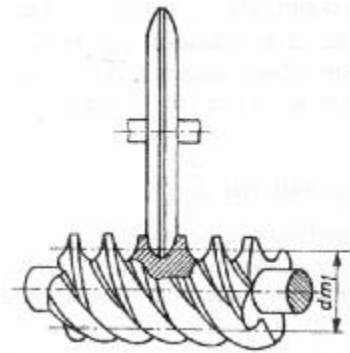
63. ábra. ZK típusú csiga

4. A ZI típusú csiga (64. ábra) nagy foghajlásszögű evolvens fogazatnak felel meg, mivel homlokmetszetben a fogprofil evolvens. Lefejtő marással vagy lefejtő köszörüléssel készül, pl. sík felületű köszörűkoronggal, amelynek tengelyvonala a csiga tengelyvonalán átmenő síkkal  $\alpha_0$ , a csiga tengelyvonalával pedig  $\gamma_m$  szöget zár be. Emellett elkészíthető esztergálással is, amikor a kés vágóéle egy  $r_b$  sugarú alaphengert érint



64. ábra. ZI típusú csiga

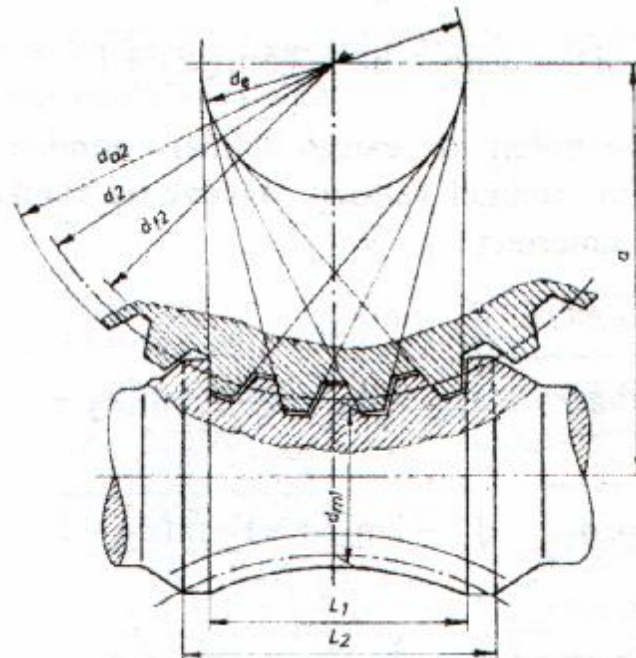
E szabványos csigák mellett ismert még a ZH vagy körívprofilú csiga (65. ábra), amelyet a ZK csigához hasonlóan, de domború körívprofilú köszörűkoronggal készítenek. Ezeknek az érintkezése jobb a többi csigáétól, kicsi a fajlagos felületi nyomásuk és a kopásuk, így jobb a hatásfokuk is és hosszabb az élettartamuk. A körívprofilú csigahajtópároknak ezt a fajtáját Niemann professzor szabadalma alapján a német Flender-cég Cavex márkanéven sorozatban gyártja.



65. ábra. ZH típusú csiga

A GB jelű globoidcsiga (66. ábra) osztófelülete a csiga tengelysíkjában fekvő körív tengelyvonal körüli megforgatásával származtatott homorú felület, amely részben átöleli a csigakeréket. Ez jobb hordképet biztosít a hengerescsigákénál. Ebből kifolyólag a globoidhajtások terhelhetősége nagyobb, mint a többi típusú csigahajtásoké. A jó kenési viszonyok miatt kisebbek a veszteségek és a berágódási veszély, ezért az élettartamuk is nagyobb.

A globoidcsiga  $L_1$  hossza kisebb kell, hogy legyen a csigakeréknek egy belső, ún. érintőkörének  $d_e$  átmérőjénél, hogy a fogak kitudjanak lépni a kapcsolódásból.



66. ábra. GB globoidcsiga

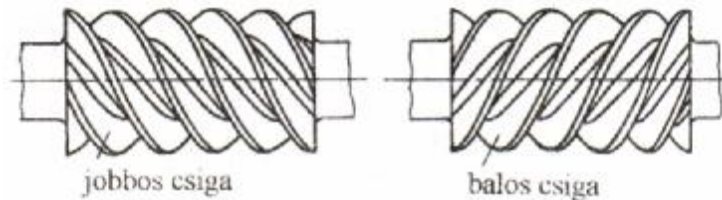
A globoidhajtópárok kis méreteik mellett nagy teljesítmények átszármaztatására alkalmasak, azonban fokozott figyelmet kell fordítani a hűtésre. Mivel a csiga menetemelkedési szöge pontról pontra változik, a globoidhajtópárok gyártása különleges szerszámokat, szerszámgépeket és technológiai felkészültséget igényel.

### 13.03.01. Hengeres-csigahajtópárok méretei

A ZA csiga tengelymetszete megfelel az evolvens fogazatú hengerescsigák alapprofiljának (csak a  $c^* = 0,2$ ). A többi csigánál a tengelymetszet valamelyest eltér ettől az alapprofiltól,

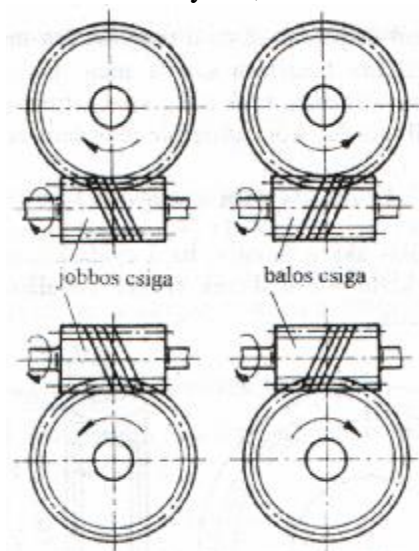
ezért a csigáknál az alaprofil nem feltétlenül kötelező. Az alaprofilszög általában  $20^\circ$ , de kivételes esetekben elérheti a  $25^\circ$ -ot is.

A csiga foghajtásiránya, ugyanúgy mint más menetnél, lehet jobbos vagy balos (67. ábra). A csigakeréknél a foghajtásirányt úgy határozzuk meg, mint a ferdefogú hengereskeréknek. Ha  $\Sigma=90^\circ$ , akkor a csiga és a csigakerék foghajtásiránya megegyezik.



67. ábra. Jobbos és balos csiga

A csigakerék forgásiránya függ a csiga forgásirányától, a csiga foghajtásirányától valamint a csiga és a csigakerék egymáshoz való viszonyától, amint ezt az 68. ábra érzékelteti.



68. ábra. A csigakerék forgásiránya

A szabályos kapcsolódás létrejöttének érdekében a csiga  $p$  osztása (ez tkp. az axiális osztás) egyenlő kell, hogy legyen a csigakerék  $p_2$  osztásával:

$$p_2 = p = m\pi.$$

A szabványok által engedélyezett homlokmetszeti modul értékei a 13.01. táblázatban találhatóak.

13.01. táblázat. A modul szabványos értékei mm-ben

m	1	1,25	1,5	1,6	2	2,5	3	3,15	4
m	5	6	6,3	8	10	12	12,5	16	20

A normálmetszeti modul

$$m_n = m \cos \gamma_m,$$

ahol  $\gamma_m$  a csiga középtátmérőjén mért menetemelkedési szög (ezt a szöget röviden csak emelkedési szögnek szokták nevezni). E szög segítségével meghatározható a csiga középtátmérője:

$$\operatorname{tg} g_m = \frac{pz_1}{d_{m1}p} = \frac{mpz_1}{d_{m1}p} = \frac{mz_1}{d_{m1}}, \text{ innen a } d_{m1}$$

$$d_{m1} = \frac{mz_1}{\operatorname{tg} \gamma_m} = q m,$$

ahol az ún. átmérőhányados:  $q = z_1 / \operatorname{tg} \gamma_m (= d_{m1} / m)$ . Az átmérőhányados szabványosított értékei a 13.02. táblázatban találhatóak, amelyek közül lehetőleg az 1. sorozat értékeit kell alkalmazni.

13.02. táblázat. A  $q$  szabványos értékei

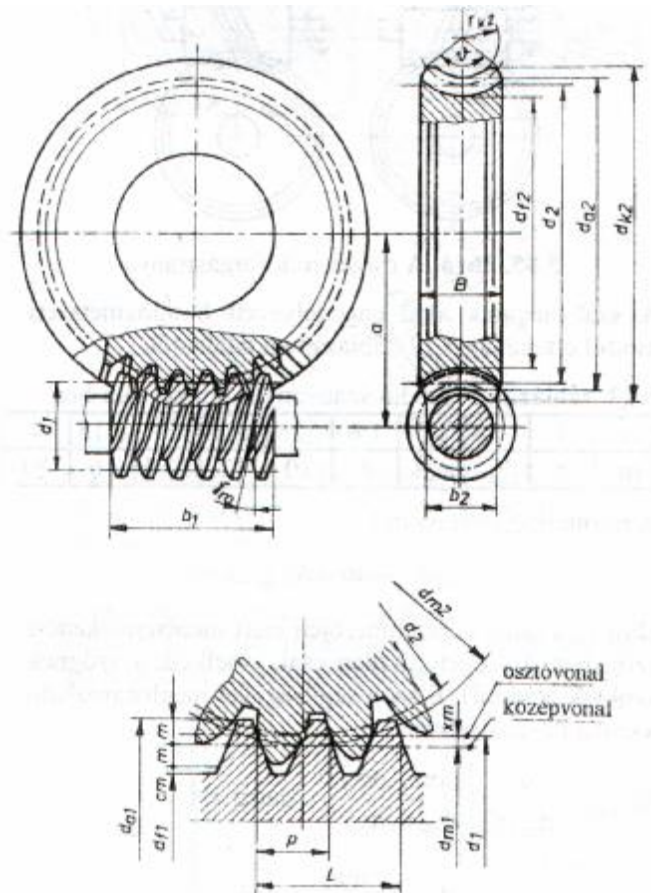
$q$	1.sorozat		8		10		12		16		20
	2.sorozat	7		9		11		14		18	

Azonos csigafogszám és modul esetén kisebb átmérőhányados kisebb átmérőjű (és hajlítómerevségű) csigát és nagyobb  $\gamma_m$  szöget eredményez, és fordítva.

Mivel a csiga forgásánál a menetek axiális irányban mozdulnak el, a csigahajtópár kapcsolódása megfelel egy ferde fogazatú hengereskerék és egy fogasléc kapcsolódásának (69. ábra). Ebből látszik, hogy a profiletolás is hasonlóan alkalmazható, mint a hengereskerékpároknál, azzal a különbséggel, hogy a profiletolást csak a csigakeréknél végezzük el és a nagyságát a meghatározott tengelytáv betartása szabja meg. Így a csiga méretei nem változnak, csak a  $d_{m1}$  középtátmérő és a  $d_1$  osztókör (ill. gördülőkör) átmérője már nem esik egybe.

$$d_1 = d_{m1} + 2xm = m(q + 2x).$$

A profiletolás akkor pozitív, ha a csiga középvonala távolabbra kerül a csigakerék tengelyvonalától, mint az osztóvonal.



69. ábra. A csigahajtópár kapcsolódása

ERFP-DD2002-HU-B-01 PROJECT 4. MODUL

Ipari háterű alternáló képzés előkészítése a Gépészmérnöki Szakon

A csiga fejkör- és lábkörátmérője, ha a  $h_a^* = 1$ :

$$d_{a1} = d_{m1} + 2m = m(q + 2), \text{ és } d_{f1} = d_{m1} - 2m(1 + c_1^*) = m(q - 2 - 2c_1^*),$$

ahol a lábhézagtéteyző értéke  $c_1^* = c_2^* = 0,2$ .

$$\text{A csiga hossza: } b_1 \geq \sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2}, \text{ vagy } b_1 \cong 2,5m\sqrt{z_2 + 1}.$$

Profileltolás esetén a csigakeréknél minden kör átmérője  $2xm$  értékkel változik, kivéve az alapkör és az osztókör átmérőjét.

$$\text{Az osztókörátmérő: } d_2 = mz_2,$$

$$\text{a középátmérő: } d_{m2} = d_2 + 2xm = m(z_2 + 2x),$$

$$\text{a fejkörátmérő: } d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = m(z_2 + 2 + 2x)$$

$$\text{a lábkörátmérő: } d_{f2} = d_2 - 2m(1 + c_2^* - x) = m(z_2 - 2 - 2c_2^* + 2x).$$

$$\text{A fogtetőfelület hengeres részének átmérője: } d_{k2} \geq d_{a2} + m.$$

$$\text{A csigakerék működő szélessége: } b_2 \cong 2m(0,5 + \sqrt{q + 1}).$$

$$\text{A csigakerék fogas koszorújának a szélessége: } B = b_2 + (0,8 \dots 1,2)m.$$

$$\text{Az elemi tengelytáv: } a = 0,5(d_{m1} + d_{m2}) = 0,5m(q + z_2),$$

$$\text{Profileltolás esetén a tengelytáv: } a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2 + 2x).$$

Annak érdekében, hogy a csigakerék részben átölelje a csigát, a csigakerék-fogazat fogtetőfelületét toroid alakúra képezzük ki, ahol a fogtetőívsugara a csiga tengelymetszetében:

$$r_k \geq a_w - \frac{d_{a2}}{2}.$$

A fogszámviszonyt ugyanúgy számítjuk, mint más fogaskerékpárnál, vagyis:  $u = \frac{z_2}{z_1}$ .

A gyakorlatban a csigahajtások kapcsolószámát nem szoktuk ellenőrizni, mert az általában nagyobb, kettőnél.

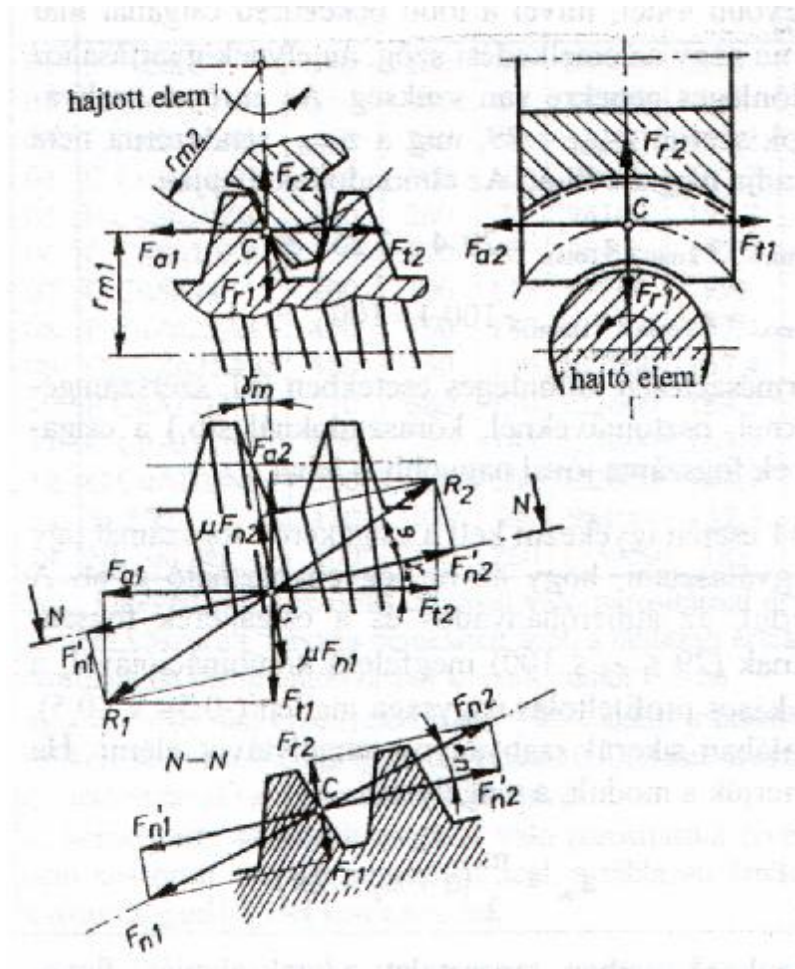
### 13.03.02. CSIGAHAJTÓPÁROK ERŐJÁTÉKA

A főpontban ható  $F_n$  normálfogó három egymásra merőleges összetevőre bontható, mint a többi fogaskerékpárnál. Azonban figyelembe kell venni még a súrlódási ellenállást is, amely a fokozott csúszások miatt jelentkezik, ezért nem mindegy, hogy az erőhatások vizsgálatánál a csiga vagy a csigakerék a hajtó elem.

Az elemi fogazatok kapcsolódását vizsgálva, a  $C$  pont a középátmérőkön található. Lassító hajtásnál (a csiga a hajtó elem) az eredő erő az 70. ábra szerint bontható fel az összetevőire.

A csigán jelentkező kerületi erő, amely egyenlő a csigakeréken uralkodó axiális erővel, a forgatónyomatékból számítható:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$



**70. ábra.** A csigahajtópáron jelentkező erők

A többi komponens az erőháromszögek alapján határozható meg

A csigán ható axiális erő megegyezik a csigakeréken ható kerületi erővel:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho)}$$

A radiális erők kiszámítására szolgáló kifejezések végső alakja:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cos \rho}{\sin(\gamma_m + \rho)} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cos \rho}{\cos(\gamma_m + \rho)}$$

Az előbbi összefüggésekben  $r$  a súrlódási félkúpszög.

Ha a csigakerék a hajtó elem, akkor a keréken uralkodó forgatónyomatékból kiindulva számítjuk ki a kerületi erőt:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_{m2}}$$

A keréken ható axiális erő egyenlő a csigán ható kerületi erővel:

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{F_{t2}}{\operatorname{tg}(\gamma_m - \rho)}$$

A radiális erők ugyanúgy számíthatók mint az előbbi esetben azzal, hogy  $(\gamma_m + \rho)$  helyett  $(\gamma_m - \rho)$ -t kell venni.

Az  $F_t$ ,  $F_a$  és  $F_r$  összetevő erők ugyanolyan igénybevételnek teszik ki a tengelyt, mint a többi fogaskerékajtásnál.

### 13.03.03. CSIGAHAJTÓPÁROK ERŐJÁTÉKA

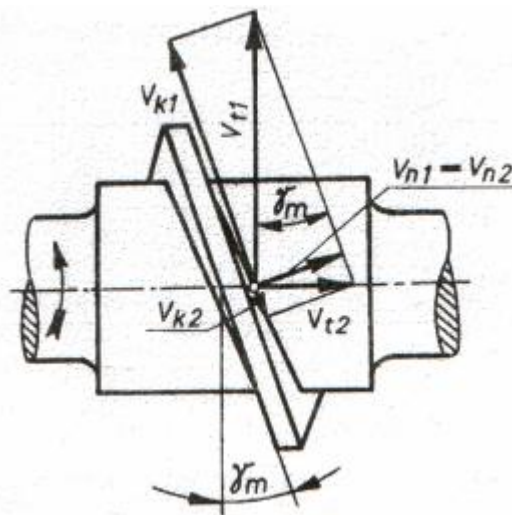
A hatásfok a kimenő és a bemenő teljesítmény hányadosaként kapható meg:  $\eta = \frac{P_2}{P_1}$ .

A bemenő teljesítmény:  $P_1 = F_{t1} v_{t1}$ ,

A kimenő teljesítmény:  $P_2 = F_{t2} v_{t2}$ .

Mivel a közös fogmerőleges irányába eső  $v_n$  sebesség-komponensek egyenlők (71. ábra):

$$v_{n1} = v_{n2} = v_n = v_{t1} \sin \gamma_m = v_{t2} \cos \gamma_m.$$



71. ábra. A kapcsolódó fogaknál jelentkező sebességek

Az előbbi összefüggésből kifejezve a kerületi sebességeket és figyelembe véve a kerületi erők viszonyát, amelyet a radiális erők képletéből kaphatunk meg:

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \operatorname{tg}(\gamma_m + \rho),$$

a hatásfok kiszámítására a következő végső kifejezést kapjuk:

- lassító hajtás esetén:  $\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho)},$
- gyorsító hajtás esetén:  $\eta' = \frac{\operatorname{tg}(\gamma_m - \rho)}{\operatorname{tg} \gamma_m}.$

A  $\gamma_m$  szög növekedésével növekszik a hatásfok is és legnagyobb értékét a  $\gamma_{m(\eta_{\max})} = 45^\circ - \rho/2$  szögnél éri el.

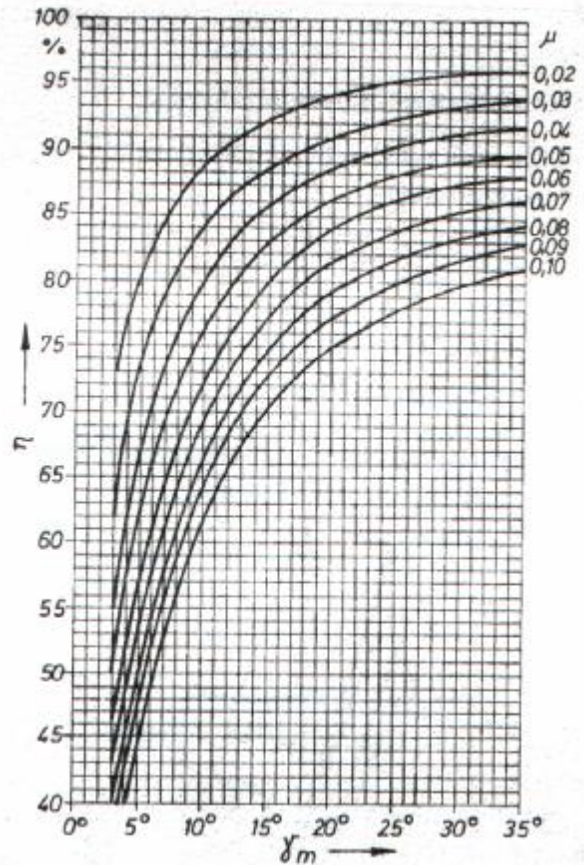
Önzáró csigapár esetén  $\gamma_m \leq \rho$ , ha  $g_m = r$  a hatásfok:  $\eta = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\operatorname{tg} 2\rho}.$

Ha figyelembe vesszük, hogy  $\operatorname{tg} 2\rho = \frac{2 \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg}^2 \rho}$ , akkor a hatásfok:



$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \rho}{2 \operatorname{tg} \rho} (1 - \operatorname{tg}^2 \rho) = 0,5 - \frac{\operatorname{tg}^2 \rho}{2}, \text{ vagyis } \eta < 0,5.$$

A csigahajtópár hatásfokának irányadó értékei meghatározhatók az 72. ábra segítségével is.



72. ábra. Csigahajtópár hatásfoka

A hatásfok kifejezhető az átmérőhányadossal is, ha az összefüggésbe behelyettesítjük a  $\operatorname{tg} \gamma_m = z_1/q$ , és  $\operatorname{tg} \rho = \mu$  értékeket:

- lassító hajtásnál: 
$$\eta = \frac{1 - \mu z_1/q}{1 + \mu q/z_1},$$
- gyorsító hajtásnál: 
$$\eta' = \frac{1 - \eta q/z_1}{1 + \mu z_1/q}.$$

Az előbbi kifejezésekből látható, hogy adott anyagpárosításnál a hatásfok csak a csiga jellemzőitől függ.

A csigahajtóműveknél az előbbi hatásfok mellett figyelembe kell még venni a csapágyakban keletkező veszteségeket, valamint merülő kenés esetén az olajkavarási veszteségeket is. Az említett veszteségek irányadó nagysága:

- 4 gördülőcsapágy esetén:  $P_1$  – nek a 0,5...1 % -a,
- 4 síklócsapágy esetén:  $P_1$  – nek a 2...3 % -a,
- merülő kenés esetén:  $P_1$  – nek az 1...5 % -a.

#### 13.03.04. CSIGAPÁROK JELLEMZŐINEK KIVÁLASZTÁSA

Először a csiga típusát kell kiválasztani a gyártó cég lehetőségei alapján. Utána meg kell határozni az áttételt, ill. a fogszámviszonyt. A  $z_{1\max}$  általában nem nagyobb 4-nél, mivel a

többszöröse csigánál már olyan nagy az emelkedési szög, amelynek gyártásához különleges gépekre van szükség. Az európai szabványok szerint  $z_{2\min} = 29$ , míg a  $z_{2\max}$  rendszerint nem haladja meg a 100-at. Az elmondottak alapján a fogszámviszony szélső értékei:

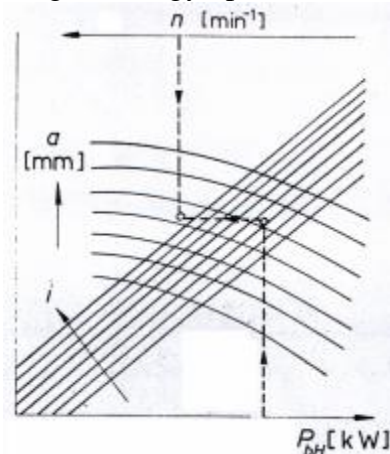
$$u_{\min} = z_{2\min} / z_{1\max} = 29/4 = 7,25, \text{ és } u_{\max} = z_{2\max} / z_{1\min} = 100/1 = 100.$$

Természetesen különleges esetekben (pl. szerszámgépeknél, osztóműveknél, körasztaloknál stb.) a csigakerék fogszáma jóval nagyobb is lehet.

$z_1 \neq 1$  esetén igyekezni kell a csigakerék fogszámát úgy megválasztani, hogy az ne legyen osztható  $z_1$ -el. A modul, az átmérőhányados és a csigakerék fogszámának ( $29 \leq z_2 \leq 100$ ) megfelelő kombinációjával, a szokásos profiletolás nagysága mellett ( $-0,5 \leq x \leq 0,5$ ), általában sikerül szabványos tengelytávot elérni. Ha ismerjük a modult, a tengelytáv:

$$a_w = \frac{m}{2}(q + z_2 + 2x).$$

Ellenkező esetben, kísérletek alapján kialakított nomogramokat kell alkalmaznunk a tengelytáv meghatározásához (ezeket a nomogramokat G. Niemann és társai készítették) figyelembe véve a beépítésnél kihasználható teret. A nomogramoknak két típusa ismert: az egyik a fogfelületi teherbírás határteljesítménye, míg a másik a melegedés határteljesítménye alapján adja meg a tengelytáv nagyságát, de ismernünk kell még az  $n_1$  bemenő fordulatszámot és az  $i$  kinematikai áttételt. A nomogramok egy típusát a 73. ábra mutatja be.



73. ábra. Nomogramtípus a tengelytáv meghatározásához

Természetesen a nomogramok fordítva is használhatók, vagyis ha ismerjük a tengelytávot, meghatározhatjuk a megfelelő határteljesítményt. A kapott tengelytávot ha szükséges, az ellenőrzési számítások folyamán korrigáljuk. Ajánlatos több, egymáshoz közeli értékkel számolni, mert ez megkönnyíti az optimális megoldás kialakítását.

Ha meghatároztuk a csigahajtás méreteit, el kell végeznünk az ellenőrző számításokat, amelyek a következőket ölelik fel:

- fogfelületi teherbírás ellenőrzése (felszíni kifáradás, pittingképződés veszélye),
- kopás és melegedés ellenőrzése (berágódás veszélye),
- a csigakerék fogtözilárdságának ellenőrzése (fogtörés veszélye) és
- a csigatengely merevségének ellenőrzése (nagy lehajlás elkerülése).

### 13.03.05. CSIGAPÁROK ANYAGAI

A hatásfok javításának érdekében, elsősorban a kapcsolódó fogak közötti súrlódási ellenállást kell csökkenteni. Kísérleti úton megállapították, hogy a súrlódási tényező legkisebb értékei

igen kemény csiga és minél puhább csigakerék párosításával érhető el. Ezért a csigákat általában kéregedett (cementált) acélból készítik. Ha az üzemelés során nagy dinamikus lökések várhatók, jobb a csigát nemesített acélból gyártani, mivel az kevésbé érzékeny a feszültségtorlódásra.

A csigakerék koszorúját legjobb, ónbronzból centrifugális öntéssel készíteni. Kisebb kerületi sebességeknél szürkeöntvényt, lökéseknel gömagrafitos öntöttvasat szoktak alkalmazni.

### 13.03.06. CSIGAHAJTÓMŰVEK KENÉSE

A kapcsolódó fogfelületek között fellépő viszonylag nagy csúszások és nyomások miatt biztosítani kell a bőséges kenést.

Kis kerületi sebességek ( $v_{t1} < 1$  m/s) esetén általában kalciumalapú vagy nátriumalapú kenőzsírokat használnak.

Nagyobb kerületi sebességeknél a csigahajtópárokat rendszerint nagy viszkozitású, enyhén adalékolt ásványolajjal kenik. Az olaj megválasztásánál ügyelni kell arra, hogy az adaléknak ne legyen a színesfémekre korrodáló hatása. Az olajfilm teherbíró képességének a növelésére az ásványi olajokhoz 3...10 tf.% növényi zsiradékot szoktak hozzáadni. A szintetikus olajok használata igen jó kenést biztosít, viszont sokkal drágábbak az ásványolajoktól.

Az olajok viszkozitását a csiga kerületi sebességének a nagyságától függően kell megválasztani. Az erre való ajánlásokat az 13.03. táblázat tartalmazza.

13.03. táblázat. Az ajánlott olajviszkozitás  $v_{50}$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

A csiga kerületi sebessége $v_{t1}$ m/s-ban									
$\leq 4$	5	6	8	10	12	15	20	30	40
300...460	300...400	260...350	210...280	170...220	150...200	120...160	100...140	70...90	50...60

A kenés módja szintén a kerületi sebesség nagyságától függ.  $v_{t1} \leq 12$  m/s esetén merülő kenést szoktak alkalmazni. Alsócsigás hajtóműben a csiga a lábhengeréig, felsőcsigás hajtóműben a csigakerék a külső körének egyharmadáig merül az olajba. Kisebb olajszintnél romlik a kenés és növekszik a zajszint, nagyobbánál pedig nő az olajkavarási munkából adódó veszteség.

$v_{t1} > 12$  m/s esetén a kenést cirkulációs olajozással szokás megoldani, amikor az olajat a kapcsolódó fogfelületekre fecskendezik. Ilyenkor az olaj résztvesz a hajtómű hűtésében is.

### 13.03.07. A CSIGA ÉS CSIGAKERÉK KIALAKÍTÁSA

A csigát általában együtt készítik el a tengellyel, ami egyben növeli a tengely merevségét. A kialakításnál nagy figyelmet kell fordítani a szerszámkifutás biztosítására.

A csigakerék kisebb méreteknél egy darabból készül, míg nagyobbánál a keréktestet öntöttvasból vagy szénacélból készítik, amelyre felerősítik a színesfémből (általában ónbronzból) készült koszorút. A két részt zsigorkötéssel kapcsolják össze és illesztett csavarokkal biztosítják.

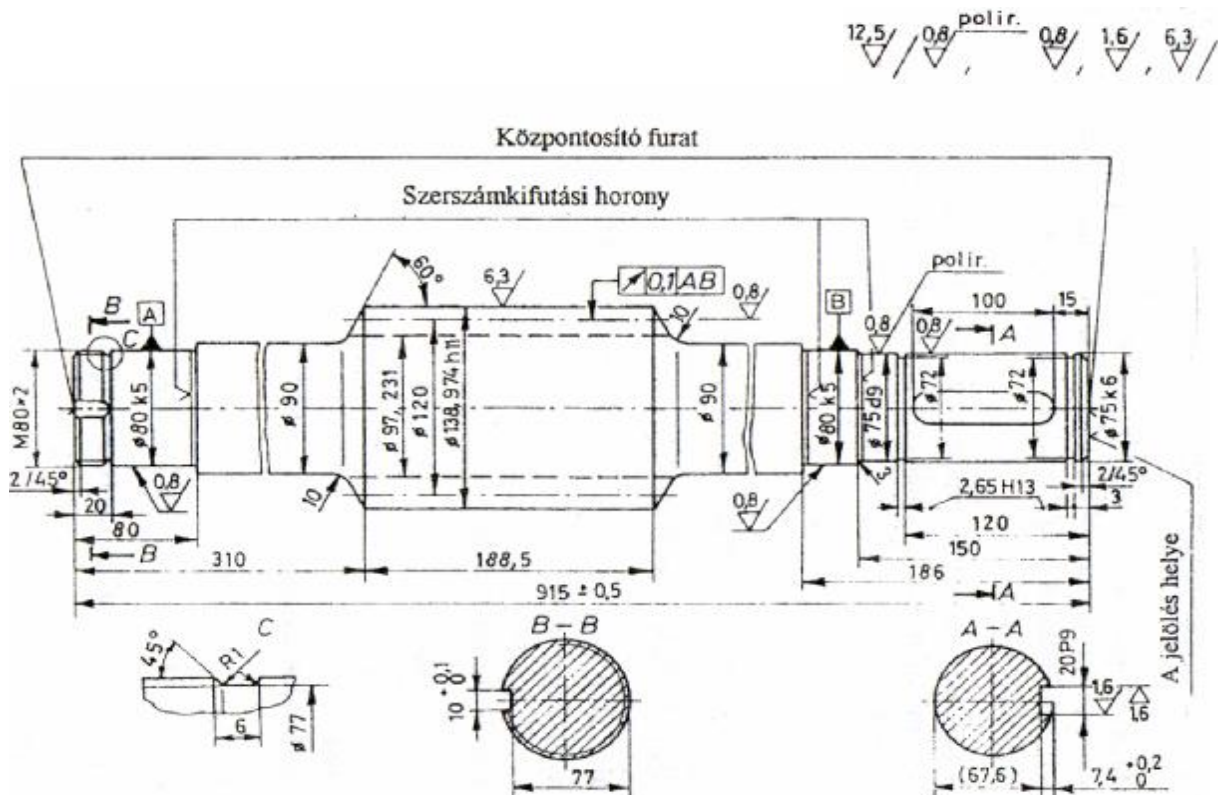
A csiga és csigakerék műhelyrajzán is mellékelni kell egy-egy táblázatot, mint a többi fogaskerék esetében. Ez a táblázat kell, hogy tartalmazza a fogazatra vonatkozó adatokat, amelyeket a rajzon nem lehet megadni, továbbá a hőkezelésre, a túrésezésre és az ellenőrzésre szolgáló utasításokat. Mivel a csigahajtópárok túrései még nem szabványosítottak, azokat a hengeres-fogaskerékpárookra érvényes előírások alapján kell megválasztani, különös tekintettel a megfelelő nagyságú foghézag biztosítására.

A 74. ábra egy csigának, míg a 75. ábra két csigakeréknek a műhelyrajzát mutatja be.

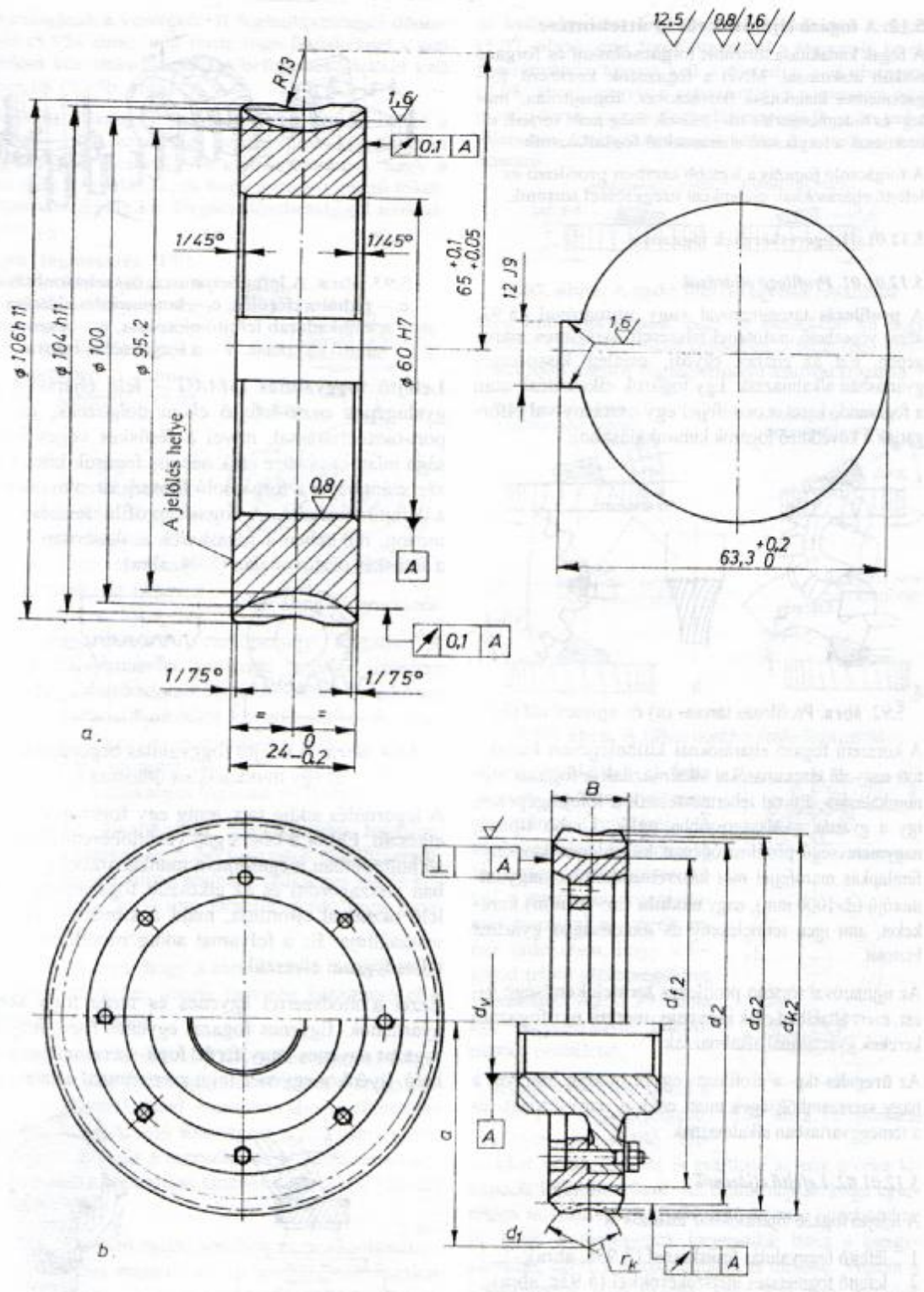
A csiga műhelyrajzához szükséges táblázat.

A csigakerék műhelyrajzához való táblázat.

S.sz	Megnevezés	Jele	Mérete	S.sz	Megnevezés	Jele	Mérete
01.	A csiga jele			01.	A csigakerék jele		
02.	A csiga típusa			02.	Fogszám	$z_2$	
03.	Fogszám	$z_1$		03.	Homlokmodul (mm)	$m$	
04.	Modul mm-ben	$m$		04.	Fogirányvonal hajlása	jobbos v. balos	
05.	Osztás mm-ben	$p$		05.	Profileltolástényező	$x_2$	
06.	Emelkedési szög	$\gamma_m$		06.	Profileltolás nagysága	$x_2 m$	
07.	A menet dőlése	jobbos v. balos		07.	Alaprofil szabványszáma		
08.	Menetemelkedés	$P$		08.	Szerszámprofilszög	$\alpha_0$	
09.	Alaprofil szabványszáma			A kerék türesezett elemei szükség és lehetőség szerint			
10.	Szerszámprofilszög	$\alpha_0^\circ$		09.	Húrméret	$\bar{s}$	
ZI csigánál				10.	Foghézag	$j_n$	
11.	Alapkör átmérő	$d_{b1}$		11.	Radiális ütés	$F_r$	
12.	Alapköri emelkedési szög	$\gamma_b$		12.	A csiga rajzszáma		
A csiga türesezett elemei szükség és lehetőség szerint				13.	A csiga jele		
13.	Húrméret	$\bar{s}$		14.	Tengelyszög (túréssel)	$\Sigma$	
14.	Foghézag	$j_n$		15.	Tengelytáv (túréssel)	$a$	
15.	Radiális ütés tűrése stb	$F_r$		16.	A csiga fogszáma	$z_1$	
16.	Hőkezelés						
17.	A csigakerék rajzszáma						
18.	A csigakerék jele						
19.	Tengelyszög (túréssel)	$\Sigma$					
20.	Tengelytáv (túréssel)	$a$					
21.	A csigakerék fogszáma	$z_2$					



74. ábra. Csiga műhelyrajza



75. ábra. Csigakerekek műhelyrajza  
 a). egy darabból készült kerék,  
 b). a kerékttest és a koszorú külön készült

## 14. A FOGAZÓ ELJÁRÁSOK RÖVID ÁTTEKINTÉSE

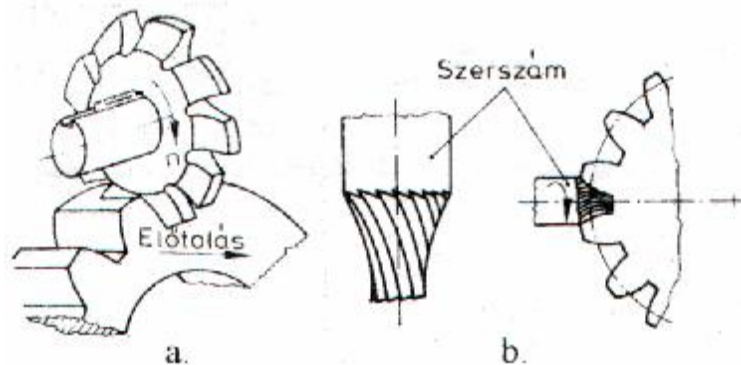
A fogak kialakítása történhet forgácsolással és forgács nélküli alakítással. Mivel a fogazatok korszerű forgácsmentes kialakítása (kovácsolás, fogsajtolás, meleg- és hideghengerlés stb) nálunk még nem terjedt el, ezért csak a forgácsoló eljárásokkal foglalkozunk.

A forgácsoló fogazás a legtöbb esetben profilozó és lefejtő eljárásokkal, esetenként üregelessel történik.

### 14.01. HENGERESKEREKEK FOGAZÁSA

#### 14.01.01. PROFILOZÓ ELJÁRÁSOK

A profilozás tárcsamaróval vagy ujjmaróval (76. ábra) végezhető osztófejjel felszerelt vízszintes marógépen. Ezt az eljárást egyedi, esetleg kissorozat-gyártásban alkalmazzák. Egy fogárok elkészítése után a fogazandó kereket osztófejjel egy osztásnyival elforgatják a következő fogárok kimunkálásához.



76. ábra. Profilozás tárcsa (a)- és ujjmaróval (b)

A korszerű fogazó eljárásoknál különlegesen kialakított nagyoló tárcsamarókat alkalmaznak a fogazat előmunkálására, amivel tehermentesítik a lefejtőgépeket, így a gyártás gazdaságosabbá válik. Újabb típusú, nagymerevségű profilmarógépen speciális keményfémlapkás marófejjel már készre munkálnak nagy átmérőjű ( $d > 1000$  mm), nagy modulú ( $m > 10$  mm) kerekeket, ami igen termelékeny és gazdaságos gyártást biztosít.

Az ujjmaróval történő profilozás termelékenysége kicsi, ezért általában csak igen nagy méretű nyílfogazatú kerekek gyártásánál alkalmazzák.

Az üregelesség tk. a profilozás egyik módja, amelyet a nagy szerszám költségek miatt csak a nagyszorozat- és a tömeggyártásban alkalmaznak.

#### 14.01.02. LEFEJTŐ ELJÁRÁSOK

A lefejtő fogazó eljárásokhoz tartozik a:

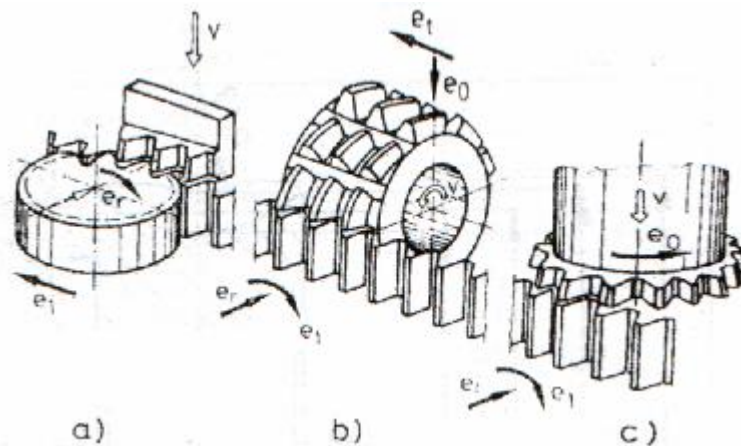
1. lefejtő foggyalulás fésűkéssel (77a. ábra),
2. lefejtő fogmetszés metszőkerékkel, (77c. ábra),
3. lefejtő fogmarás csigamaróval (77b. ábra).

E három eljárás összehasonlítását mutatja be az 77. ábra.

**Lefejtő foggyalulás (MAAG-féle eljárás).** A foggyalógépek osztó-lefejtő elven dolgoznak, ún. csoportosítóeljárással, mivel a fésűkés véges hosszúsága miatt egyszerre csak néhány fogárok készül el. A szerszám végzi a forgácsoló főmozgást, a munkadarab a lefejtő mozgást. A fogaslécprofilú fésűkés le-fel mozog, miközben a fogaskerék szakaszosan legördül a fésűkés osztóvonalán (78. ábra).

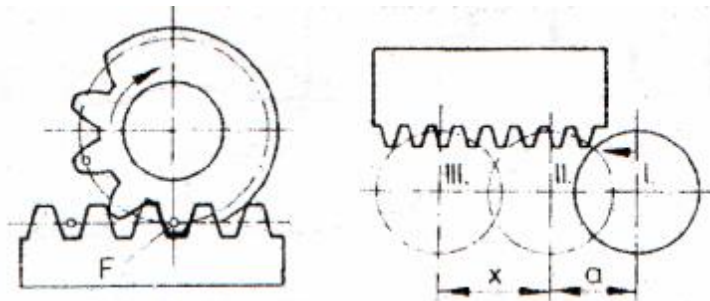
A legördülés addig tart, amíg egy fogcsoport teljesen elkészül. Ekkor a kést a gép vezérlőberendezése a felső holtpontban megállítja, a munkadarabot gyorsíratban visszagördíti és az elkészült fog-

számnak megfelelő osztással elfordítja, majd a kiindulási helyzetbe visszaállítja. Ez a folyamat addig ismétlődik, amíg a teljes fogazat elkészül.



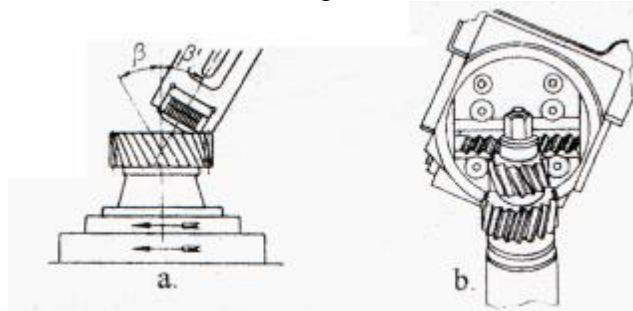
77. ábra. A lefejtőeljárások összehasonlítása

$e_r$  – radiális előtolás,  $e_t$  – tangenciális előtolás,  $e_1$  – a munkadarab lefejtő előtolása,  $e_0$  – a szerszám lefejtő előtolása,  $v$  – a forgácsolás iránya.



78. ábra. A lefejtő foggyalulás begördülése (a) és egy munkaciklus úthossza (x)

Ezzel a módszerrel egyenes és ferde fogú kerek gyárthatók. Egyenes fogazat egyenes fogú, míg ferde fogazat egyenes vagy ferde fogú szerszámmal készíthető. Ilyenkor egyenes fogú szerszámnál a szerszámtartó szánjának a vezetékét  $\beta$  foghajlásszöggel dönteni kell (79a ábra), míg ferde fogú fésűskésnél a gép löketfejét kör alakú fordítható befogókészülékkel kell felszerelni (79b. ábra).



79. ábra. Egyenes és ferde fogú fésűskéssel való fogazás

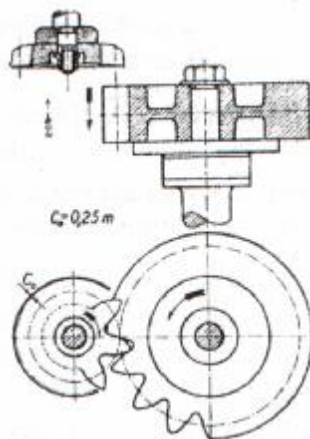
A fésűskés a legegyszerűbb lefejtőszerszám, mivel a fogoldalai síkok, ezért nagy pontossággal készíthető el és egyszerűen élezhető. Az eljárás hátránya, hogy a gépek igen bonyolultak, és hogy a nagy tömegű löketfej csak viszonylag kis forgácsolósebességgel működtethető.

**Lefejtő fogmetszés (FELLOWS – féle eljárás).** A szakaszosan dolgozó fogmetszőgépen a szerszám végzi a forgácsoló főmozgást, miközben a munkadarabbal legördül (80. ábra).

A szerszám fogaskerék alakú metszőkerék hátraköszörült evolvens fogoldalakkal. Ferde fogú kereket ferde fogú szerszámmal gyártanak, de ekkor a szerszámorsót a löket folyamán csavarmentes vezetőpersely forgatja. A visszalöket folyamán a szerszám radiális irányban eltávolodik a munkadarabtól, mert különben ütközne vele a folyamatos legördülés következtében. A megmunkálás kezdetén a munkadarab pótlólag sugárirányú előtoló mozgást is végez addig, amíg a szerszám eléri a szükséges fogazási mélységet.

A fogmetszés alkalmazása legcélszerűbb fogasléc, nyilfogazatú kerekek és belső fogazatok előállításánál, valamint a gépjárműipar számára szükséges kis és közepes nagyságú, 2...4 mm modulú, ferde fogú kerekek gyártásánál.

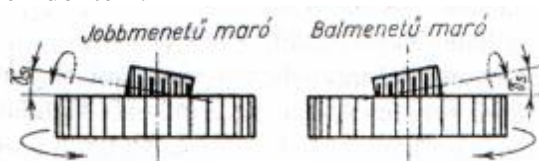
Az eljárás hátránya, hogy a metszőkerék bonyolult alakú drága szerszám, amely nehezen készíthető el a szükséges potossággal.



80. ábra. Lefejtő fogmetszés

A **lefejtő fogmarás** (PFAUTER – féle eljárás) folyamatos eljárás, ami igen nagy előnyt jelent a foggyalulással és a fogmetszéssel szemben, melyeknél a főmozgás szakaszos. A forgácsoló főmozgást a szerszám végzi, míg a lefejtő mozgás a szerszám és a munkadarab közötti különféle kinematikai láncokon keresztül valósul meg.

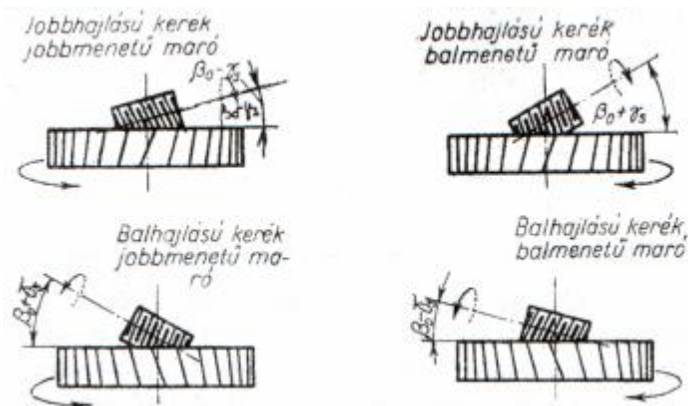
A lefejtőmaró olyan csiga, amelyre normálmetszetben forgácshornyokat marnak, és az így kialakult fogakat hátraesztergálják, ill. hátraköszörülik. Nagy előnye, hogy azonos modul és alapprofilszög esetén bármilyen fogszámú egyenes vagy ferde fogú kereket le tud fejteni. Maráskor a lefejtőmaró tuskéjét mindig dönteni kell: egyenes fogazatnál a  $\gamma_s$  emelkedési szöggel (81. ábra), míg ferde fogazatnál a fogazandó kerék fogirányához képest kell a döntést  $\gamma_s$  - el elvégezni (82. ábra), vagyis a szerszámtuskét a szerszám és a munkadarab azonos fohajlásirányánál  $\beta - \gamma_s$ , ha pedig ellentétes fohajlásirányúak  $\beta + \gamma_s$  szöggel kell dönteni.



81. ábra. A túske döntése egyenes fogazatnál

Meg kell jegyeznünk, hogy az esetenkénti túl nagy döntési szög elkerülése érdekében, a ferde fogú kereket jobb azonos fohajlásirányú maróval készíteni.

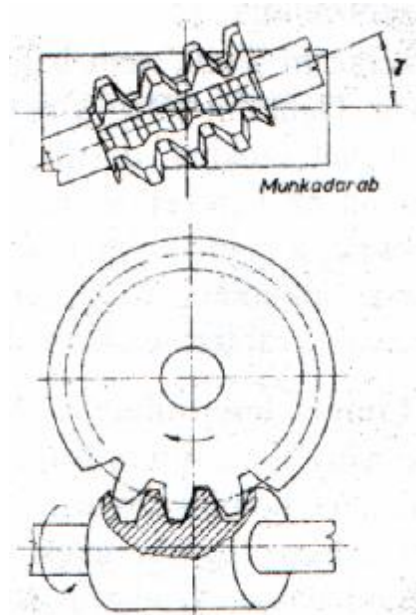




82. ábra. A túske döntése ferde fogazatnál

A megmunkálást el lehet végezni egyenirányú vagy ellenirányú marással. A megmunkálás folyamán a forgácsoló főmozgáson kívül a szerszám tengelyirányú mozgást is végez annak érdekében, hogy a fogakat teljes szélességükben elkészítse. A 83. ábra egy egyenirányú lefejtőmarást érzékletet.

A lefejtő eljárások közül a fogmarás a legelterjedtebb. Bizonyos kiegészítő elemekkel belső fogazat is gyártható, erre a célra kiképzett lefejtőmaróval. Az eljárás népszerűsége egyetemes mivoltával magyarázható, de még hozzá járul az is, hogy a marógépek kinematikai láncja a legegyszerűbb, ezért a karbantartásuk is olcsóbb. Viszont a lefejtőmarók igen drágák, különösen nagy modulok esetében.

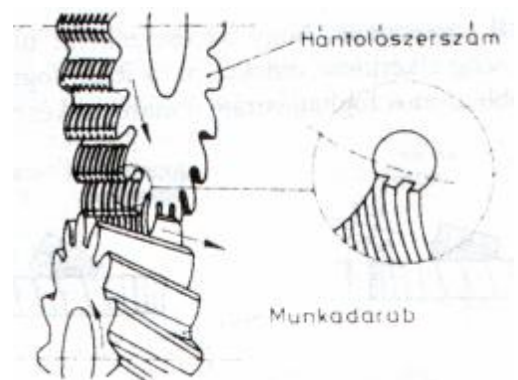


83. ábra. Lefejtőmarás

#### 14.01.03.HENGERESKEREKEK FINOMMEGMUNKÁLÁSA

A **foghántolás** fogaskerék alakú szerszámmal történik (fogasléccel ma már nem hántolnak), amely a munkadarabbal kitérő tengelyvonalakkal csavarkerékpárként kapcsolódik (84. ábra). Egyenes fogú kerekeket ferde fogú, ferde fogú kerekeket egyenes vagy ferde fogú szerszámmal hántolnak. A megmunkálandó kereket a hántolószerszámmal hézagmentesen összenyomva legördítik, miközben a szerszám fogain kiképzett apró forgácsolóélek az érintkező fogfelületek relatív csúszása következtében a munkadarab fogfelületeiről apró forgácsokat választanak le.

A hántolás eltávolítja az előmunkálás alatt keletkezett forgácsolási nyomokat, így csökkenti a hullámosságot és javítja a felületi érdességet, de csak jó előmunkált kerekeket szabad hántolni. Az előmunkálást ajánlatos vastagított fogfejű, ún. szakálas (protuberanciás) szerszámmal (85a. ábra) végezni, így a hántolószerszám fejele nem hagy nyomokat a fogtő közelében. Hántolni főleg a nem hőkezelt és nemesített kerekeket szokták, de alkalmazható indukciósan edzett és nitrált kerekeknél is, valamint a kéregedzett kerekeknél a cementálás után és az

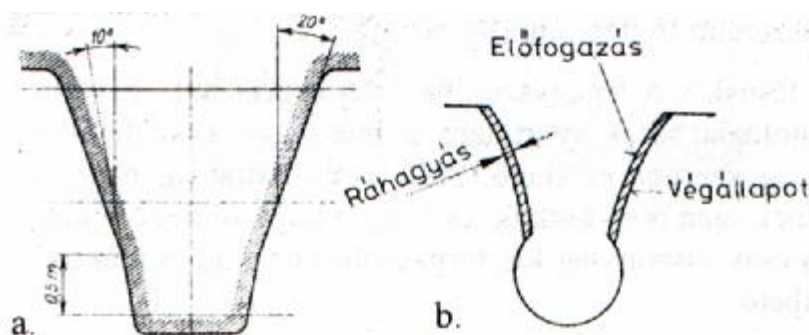


84. ábra. A hántolószerszám és a kerék kapcsolata

edzés előtt. Ez az eljárás leginkább a gépjárműiparban honosodott meg, mivel jóval termelékenyebb a fogköszörülésnél.

**Hámozó lefejtőmarás.** A megmunkálószerszám lefejtőmaró keményfém forgácsoló részekkel, amely nagy negatív homlokszöge révén lehetővé teszi kérgesített és edzett fogaskerekek fogfelületeinek simító megmunkálását. Az eljárás termelékenysége messze felülmúlja a mai alkalmazott fogköszörülő technológiák termelékenységét. Az alkalmazhatóság modulartománya 2...20 mm. A munkadarabok elérhető minősége a 6...8-as pontossági fokozatba sorolható, ezért sok esetben alkalmas a költségsőbb köszörülés helyettesítésére, annál is inkább, mivel a gyors lefutás következtében a hőmérséklet-emelkedés csekély, ezért a munkadarabok felületi minősége igen jó. Kedvező eredmény azonban csak jól előkészített munkadaraboknál, kellő merevségű marógéppel érhető el.

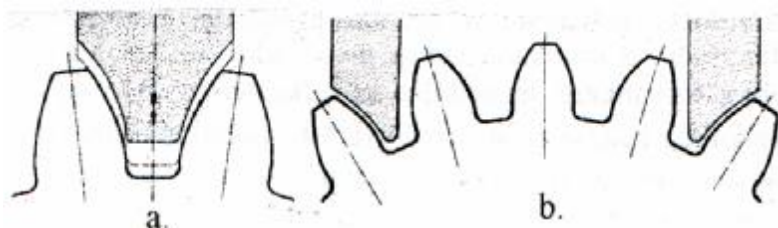
Az előmunkálást ajánlatos szakálas lefejtőmaróval végezni, amely az eljárás szempontjából ideális fogárkot képez ki. A szakálas szerszám egy fogprofilját az 85a. ábra, a helyes fogárkot pedig az 85b. ábra érzékelteti.



**85. ábra.** A szakálas szerszám fogprofilja (a) és az általa kialakított fogárok (b)

**Fogköszörülés.** A hőkezelt, főleg edzett kerekeket az elhúzódnás miatt köszörülni kell. A fogköszörűgépek elvileg a fogazógépekkel azonos szerkezetűek, és vagy profilozó, vagy lefejtő eljárással dolgoznak.

Profilozó fogköszörülésnél a korong profilja megegyezik a fogárok normálmetszetével. Ez a fajta köszörülés megvalósítható egy vagy két koronggal (86. ábra). Mivel a használat folyamán a korong oldalai kopnak, azokat időnként gyémánt lehúzóval utánszabályozzák.

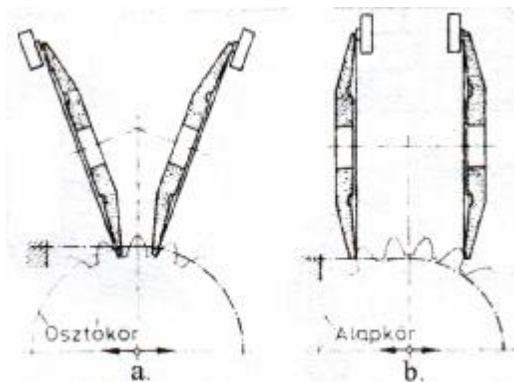


**86. ábra.** Profilköszörülés egy(a) és két kövel (b)

Lefejtő fogköszörülésnél a művelet elvégezhető egy vagy két köszörütárcsával.

Egytárcsás köszörülésnél az alapprofil tányéralakú vagy kétkúpos köszörütárcsafelületek testesítik meg, amelyek a munkadarabbal együtt legördülnek. A szerszám behatol a fogárokba, melynek előbb egyik, majd a másik fogfelületét munkálja készre. Ezt követően a tárcsa kifut a fogárokból, a gép automatikusan oszt és megkezdődik a következő fogárok köszörülése. Ha a tárcsa a kúpos oldalával köszörül, akkor a munkadarabbal egy pontban érintkezik, ami finomabb felületet biztosít. Amikor a tárcsa a sík felületével dolgozik, az érintkezés vonalszerű, így a megmunkálás gyorsabb, de a felületi beégés veszélye megnő.

Kéttárcsás lefejtő köszörülés a Maag-gépeken valósul meg. A tárcsák egyidejűleg egy jobb oldali és egy bal oldali fogfelületet munkálnak meg (87. ábra). A működő felületük kissé kúpos és a fogfelületet csak igen kis szegélyen érintik. Emiatt a felmelegedés is nagyon kicsi, ami lehetővé teszi a száraz köszörülést.



**87. ábra.** A kéttárcsás Maag-féle köszörülés, 20°-os (a) és 0°-os (b) eljárás

A tárcsák beállítása kétféleképpen végezhető el. Az egyik módszernél a tárcsák síkját a 20°-os alapprofilszögnek megfelelően döntve állítják be, és ekkor azok a kerék osztóhengerén gördülnek le. A másik módszernél, amelyet 0°-os köszörülésnek neveznek, a tárcsák működő síkja párhuzamos, és ekkor a tárcsák a kerék alaphengerén gördülnek le.

A két köszörűorsótartóba egy-egy utánállító készülék van beépítve, amely a köszörűtárcsákat sűrű időközökben (kb. 2 másodperc) leszabályozza és elhasználódásuknak megfelelő mértékkel utánállítja. E megoldásnak köszönhetően a Maag-gépeknél a tárcsák leszabályozása nem számít mellékidőnek, ami a termelékenységet növeli (habár még így sem éri el a profilozó eljárásokét), viszont a Maag-gépek pontossága vitathatatlanul a legnagyobb.

**Csigakorongos fogköszörülés** folyamatos lefejtő eljárás, amelynél a köszörűkorong forgácsoló felülete csigafogfelület. A művelet geometriailag azonos a lefejtőmarással, így a forgácsolóteljesítménye igen nagy. A megmunkálás folyamán a szerszám a foghossz irányában alternáló előtoló mozgást végez a teljes foghossz megmunkálása érdekében. Ezzel a módszerrel a Reishauer köszörűgépek dolgoznak és a fogatköszörülés csúcstechnológiáját képezi..

## 14.02. KÚPKEREKEK FOGAZÁSA.

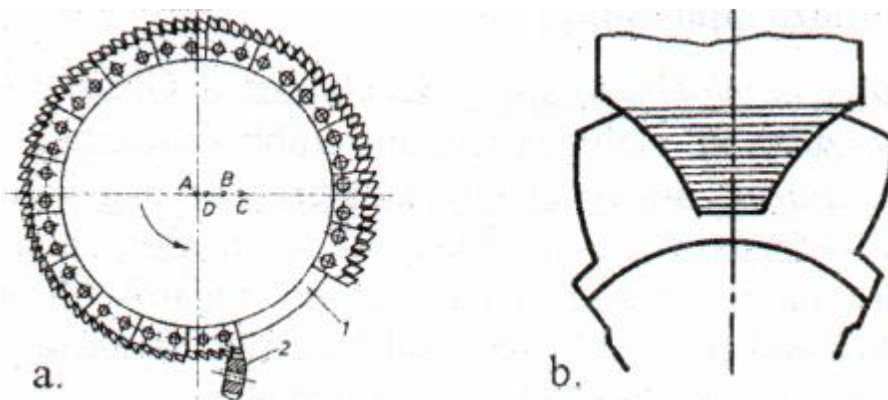
A kúpkerekek fogazása lényegesen összetettebb geometriai feladat, mint a hengeres kerekek fogazása. A fogak kialakítása megvalósítható profilozó és lefejtő eljárással.

### 14.02.01. EGYENES ÉS FERDE FOGÚ KÚPKEREKEK FOGAZÁSA

#### Profilozó eljárások.

Sablonról való másolás. Nagyméretű kerekek egyedi gyártása sablon alapján másológyalulással történik. Előnye: egyszerű szerszámmal tetszőleges profil készíthető. Hátránya: kis termelékenység, mérsékelt pontosság.

Marás tárcsamarával. Csak előfogazásra alkalmazzák a termelékenység fokozása és a lefejtőgépek tehermentesítése érdekében.

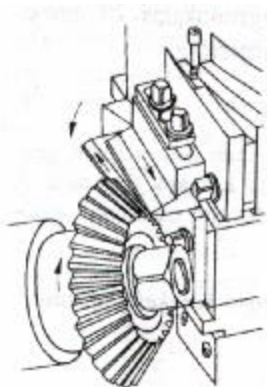


88. ábra. Üregelő eljárás (a) és a simítókések profilja (b)

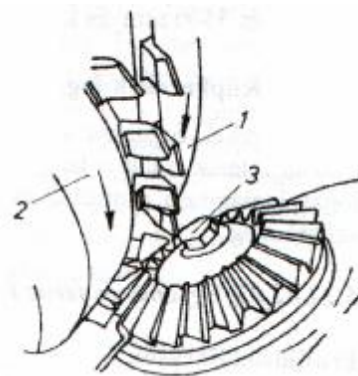
Üregelés. Kifejezetten a tömeggyártás céljaira fejlesztette ki az amerikai Gleason cég és “Revacycle” eljárás néven ismert. A szerszám nagyméretű tárcsa alakú marófej, melynek a kerületén helyezkednek el az üregelő kések (88. ábra), amelyek egy körülfordulással készre munkálnak egy fogárkot. Az utolsó és az első fog között egy késekkel el nem látott szektor található. A szerszám állandó forgása mellett az osztás akkor történik, amikor a kész fogárkon a kések nélküli rész halad át.

### Lefejtő eljárások

Kétkéses gyalulásnál a gyalukések egyenes vonalon mozognak, egy fog két oldalát váltakozva munkálják meg (89. ábra). Két hasonló eljárás ismeretes, amelyek között a különbség lényege abban van, hogy a Gleason módszernél a kerék osztókúpja a szerszám osztókúpján ( $\delta_0=90^\circ-\vartheta_f$ ) gördül le, a Heidenreich & Harbeck módszernél pedig a szerszám képzelt síkkerekén ( $\delta_0=90^\circ$ ). Mindkét módszernél egy fog elkészülte után a fogazandó kerék és a szerszám szétválnak, a gép elvégzi az osztást és a megmunkálás folytatódik a következő foggal. A gépek termelékenysége a lefejtőmaráshoz viszonyítva kicsi, ezért ez az eljárás mindjobban háttérbe szorul.



89. ábra. Kétkéses lefejtőgyalulás



90. ábra. Kétkéses lefejtőmarás

Marás két tárcsa alakú marófejjel (90. ábra). Termelékenysége három-ötszöröse a kétgyalukéses eljárásnak, így azt fokozatosan kiszorítja. A fogazás két nagy, fésűszerűen egymásba nyúló radiális marófejjel történik. Mivel a tárcsák egymáshoz viszonyítva az alapprofilszöggel döntve vannak, a kések élleinek burkolófelülete a síkkerék egy fogát testesíti meg, amelyen a fogazandó kerék legördül. A két tárcsa egy fogárkot munkál készre, ezért a kések a tárcsák kerületén olyan távolságra vannak egymástól elhelyezve, hogy a másik tárcsán levő kések elérjenek közöttük. A gépek szakaszos osztással működnek.

## 14.02.02. ÍVELT FOGÚ KÚPKEREKEK FOGAZÁSA

### Profilozó eljárások.

Marás homlokmarófejjel. Az eljárást a Gleason cég fejlesztette ki, melynek legkorszerűbb változata a Cyclex-eljárás, amelynél egy kúpkerekpár nagykerekét egy befogással készre fogaznak úgy, hogy a szerszám egy körülfordulásával egy fogárok elkészül (a kiskereket lefejtő eljárással készítik). Ily módon jelentős darabidő csökkentés érhető el.

Üregelés homlokmarófejjel. Hasonló az előbbi eljáráshoz. Szintén a Gleason cég fejlesztette ki, Single-Cyclex néven, tányérkerekek tömeggyártásban való készre fogazására. Termelékenységére három-öttszöröse a lefejtőmarásénak.

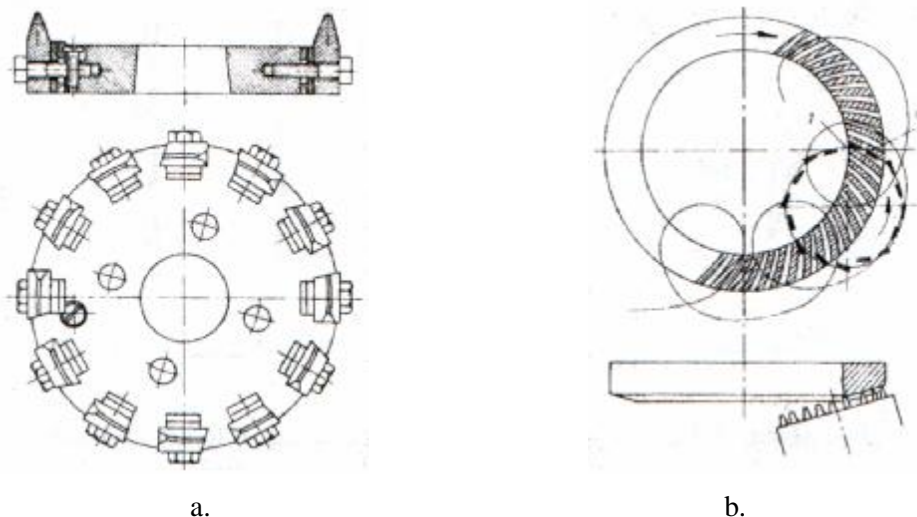
### Lefejtő eljárások

Marás homlokmarófejjel. A szakaszos osztással működő módszerek közül a legismertebb a Gleason cég által kifejlesztett eljárás, amely elsősorban nagysorozat- és tömeggyártásra alkalmas. A késfejen felváltva helyezkednek el a homorú és a domború fogoldalakat kialakító kések, amelyek készre munkálnak egy fogárkot. A fogárok kimunkálása után a késfejet a fogárokból kiemelik és a keréktestet automatikusan egy osztással továbbfordítják a következő fogárok kimunkálásához. A 91a. ábrán látható, hogy a kések egy kör kerületén helyezkednek el, melynek következtében a fogak alakja körív.

Marás egy- vagy többmenetű homlokmarófejjel. Ezekkel a marófejekkel lehetővé vált a folyamatos megmunkálás, amelyhez az ötletet Mammano olasz fizikus adta. Ma két cég gyárt marógépeket, amelyek a Mammano-elven működnek.

A svájci Oerlikon cég gépei olyan marófejjel dolgoznak, amelyeknek kései a fej homlokoldalán több spirálon (legtöbb 7), csoportosan helyezkednek el. A csoportokban a kések száma lehet kettő (készre vágó kések) vagy három (egy elővágó és két készre vágó). Az egy marófordulat közben megmunkált fogak száma megegyezik a marófej menetszámával. A fogak alakja epiciklois. Az Oerlikon marógépeken készült kerekek ún. eloid-fogazattal vannak ellátva. Az Oerlikon marógépek működési elvét az 91b. ábra érzékelteti.

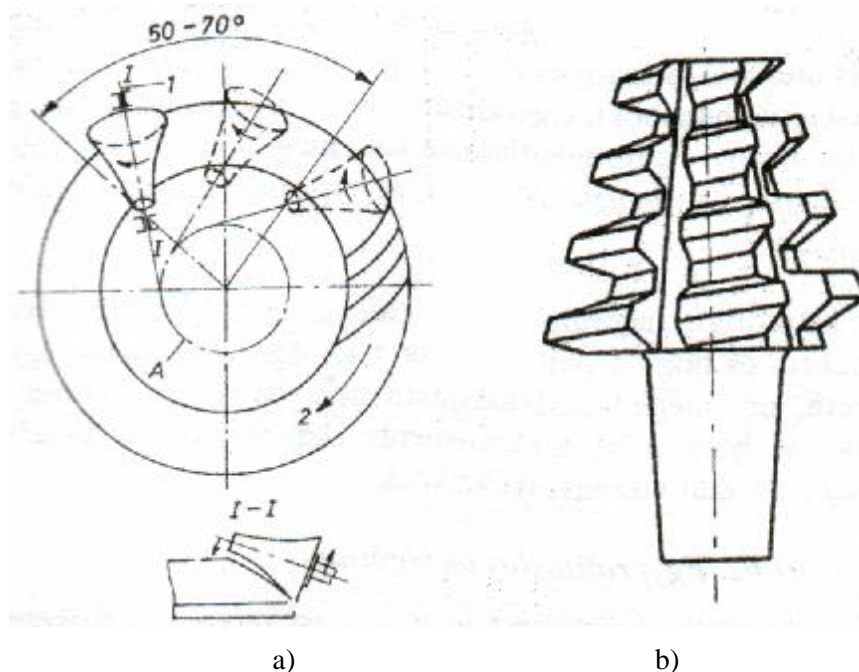
Az olasz Fiat cég marógépei ugyanezen az elven működnek azzal a különbséggel, hogy a marófejben a kések egy spirálon vannak elhelyezve. Ezek közül két kés készrevágó, a többi pedig előmunkáló és profilhelyesbítő.



91. ábra. A Gleason-féle marófej (a) és az Oerlikon marógép működési elve (b)

Marás kúpos lefejtőmaróval. Ezt a folyamatos megmunkáló eljárást a német Klingelberg cég dolgozta ki. A szerszám kúpos lefejtőmaró, melynek az alkotóján alakul ki az egyenletes osztású fogasléc forma. Az ennek megfelelő síkkeréken a fogak alakja evolvens, a gyártott kúpkerekek pedig ún. paloid-fogazatúak. A fogmagasság a teljes foghossz mentén állandó és a fogvastagság csak jelentéktelen mértékben változik. A Klingelberg eljárás előnye az egyetemes szerszámban rejlik és abban, hogy a hordkép nagysága és helyzete könnyen beállítható.

A Klingelberg eljárás elvi elrendezését a 92a. ábra, a kúpos lefejtőmarót a 92b. ábra érzékelteti.



**92. ábra.** A Klingelberg módszer elvi elrendezése (a), és a kúpos lefejtőmaró (b)

#### **14.02.03. KÚPKEREKEK FOGKÖSZÖRÜLÉSE**

Eddig az egyenes és a körív alakú fogak köszörülését oldották meg. Igen költséges eljárás, ezért csak kivételes esetekben alkalmazzák.

Egyenes fogak köszörülését a Maag cég két tányér alakú tárcsával végzi, amelyekkel az ellenkező fogoldalakat munkálja meg lefejtő eljárással. A teljes fogfelület leköszörülése érdekében a tárcsák a foghossz irányában is mozognak, míg a lefejtő mozgást a munkadarab végzi.

Az ívelt fogú kerekeket fazék alakú köszörütárcsával munkálják meg. Tányérkerekeknél a köszörülést profilozó eljárással végzik, míg ez a többi kúpkereknél lefejtő eljárással történik. Mindkét módszert a Gleason cég fejlesztette ki.

#### **14.02.04. KÚPKEREKEK BEJÁRATÁSA.**

A bejáratás legtöbbször alkalmas a drága fogköszörülés helyettesítésére, különösen azoknál a kerekeknél, amelyeket nem is lehet köszörülni. Elsősorban az edzett, ívelt fogú kerekeknél van jelentősége, mert ezzel az eljárással javítható a fogfelületek minősége és a hordképe. Az eljárás lényege a kiegészítő mozgásokkal párosított, tükrösítő pasztával vagy olajba kevert csiszolószemcsékkel gyorsított járatás, előre meghatározott terhelésekkel és forgásiránnyal.

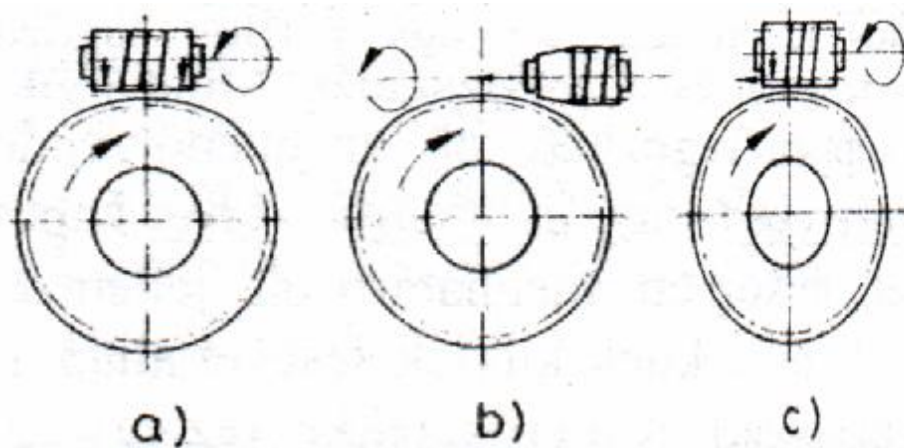
### 14.03. CSIGAHAJTÓPÁROK FOGAZÁSA

A **csigák** gyártásáról már szó volt a csigafajták tárgyalásánál, amit itt most feleleges lenne megismételni és csak annyit tennék hozzá, hogy nagypontosságú csigákat tükrösíteni is szoktak. Ezt a műveletet esztergán végzik esztergakés alakú keményfa szerszámmal, megfelelő csiszolópor és ásványolaj keverékkel. A művelet igen rövid ideig tart, hogy a leválasztott anyagvastagság ne legyen nagyobb 5  $\mu\text{m}$ -nél.

A **csigakerekek** fogazatát lefejtőmarógépen készítik. A szerszám és a munkadarab forgásán kívül szükség van még fogásvételi mozgásra is, melynek iránya szerint a marás lehet:

- radiális,
- tangenciális,
- radiális-tangenciális.

E módszereknek a sémája a 93. ábrán látható.



**93. ábra.** Csigakerekek marása

a) radiális marás, b) tangenciális marás, c) radiális-tangenciális marás

A szabályos kapcsolódás érdekében a szerszám lefejtőfelületének és a hajtás csigája fogfelületének egyformának kell lennie azzal a lényeges különbséggel, hogy a szerszám fejmagassága a lábhezag értékével nagyobb kell, hogy legyen a csiga fejmagasságánál. A csigakerék fogzatának a minősége a marást követő hántolással javítható. Ezt a műveletet a lefejtőmarógépen hántolócsiga alkalmazásával végzik.

## 15. A FOGASKEREK MÉRTELELLŐRZÉSE

A fogaskerek mérésének és ellenőrzésének kettős célja van:

- a gyártás közben jelentkező hibák forrásának a megállapítása és azok megszüntetése,
- a hibásan elkészített kerek elkülönítése a megfelelőektől.

A fogak összetett geometriája miatt a fogaskerek mérése és ellenőrzése igen bonyolult feladat, egyrészt a nagyszámú hibalehetőség miatt, másrészt viszont, hogy a különböző hibák jelentkezhetnek egyidőben is és így közösen hatnak a fogazat és azok kapcsolódásának a pontosságára. Előfordulhat az is, hogy egyes hibák kompenzálják más hibák hatását és a kész kerék hibátlanul működik. Az elmondottak alapján a fogaskerek ellenőrzési módszereit két fő csoportba sorolhatjuk:

- összetett hibamérés és
- egyedi hibamérés.

A fogaskerek méretellenőrzésének folyamatában igen lényeges a fogazás elkezdése előtt a keréktest és a fogazás szempontjából fontos bázisfelületek méret- és alakhűségének leellenőrzése, mivel megfelelő minőségű kerek csak jól elkészített előgyártmányokból készíthetők.

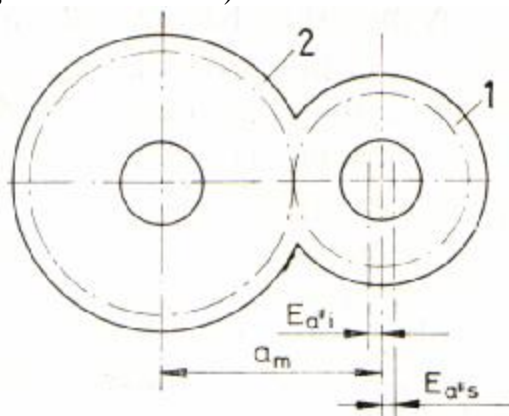
### 15.01. ÖSSZETETT HIBAMÉRÉS

Összetett hibaméréssel a kerék, ill. a kerékpár működőképességét vizsgáljuk, ezért ez a mérésfajta funkcionális mérés és az átvétel eszköze.

Az összetett hibamérésnek többféle eljárása ismert, melyek közül legtöbbit a *kétprofilos legördítést* és az *egyprofilos legördítést* alkalmazzák, amelyek kétféle módon végezhetők el: az ellenőrzendő kerék egy *mérőkerékkel* vagy az *ellenkerékkel* kapcsolódva fordul el. A vizsgálat alatt meghatározott jellemzőket regisztrálunk, melyeknek kiértékelésével állapítjuk meg a kerék minőségét. A mérőkerékkel (ez egy igen nagy pontosságú fogaskerék) való párosítás a jobb, mert a vizsgált kerék hibáit mutatja ki, míg az ellenkerékkel való párosításnál a két kerék hibái összegeződnek és ezek nem választhatók szét, így a kapott eredmény nem biztosítja a csereszabotosságot.

#### 15.01.01. KÉTPROFILOS LEGÖRDÍTÉS

Kétprofilos legördítésnél a kerekeket hézagmentesen kapcsoljuk és a vizsgált kereket egyszer körülforgatjuk (94. ábra). A létrehozott ún. *mérőtengelytáv* (jele  $a''$ ) eközben állandóan változik, melyet a műszer regisztrálószervezete megfelelő nagyítással egy hosszdiagramban folyamatosan rögzít (kúpkeréknél a *mérőtengely-szög* változását mérik).



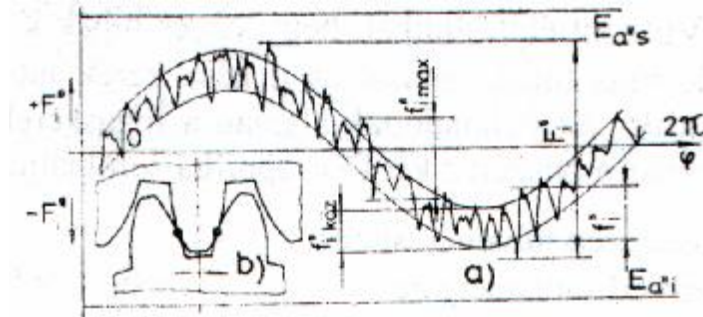
94.ábra. A kétprofilos legördítés elve

1 – mérőkerék, 2 – vizsgált kerék

A mérés során felvett diagram a 95. ábrán látható. Erről leolvasható a mérőtengelytáv ingadozásának legnagyobb értéke -  $F_i''$ , amely a berajzolt felső -  $E_{a''_s}$  és alsó határérték -  $E_{a''_i}$  között változhat. Ez az ingadozás a diagram ordinátáinak szélső értékei közötti különbséggel egyenlő és a *fogaskerék kétpro-*



filos gördülőlhibájának nevezzük, amely tkp. a fogkoszorú radiális ütéséből, a fogosztás egyenlőt-lenségeiből és a fogvastagság hibáiból tevődik össze. A vizsgált kerék egy fogosztásnyi elfordulá-sának megfelelő legnagyobb különbség a diagramon a fogaskerék kétprofilos gördülőlépéshibájának felel meg, melynek jele  $f_i''$ . A kétprofilos legördítés előnye, hogy gyorsan elvégezhető és hogy a műszer felépítése viszonylag egyszerű, így ritkán hibásodik meg. Hátránya viszont, hogy a hézagmentes kapcsolódás nem felel meg az üzemi viszonyoknak.



95. ábra. A kétprofilos legördítés diagramja.

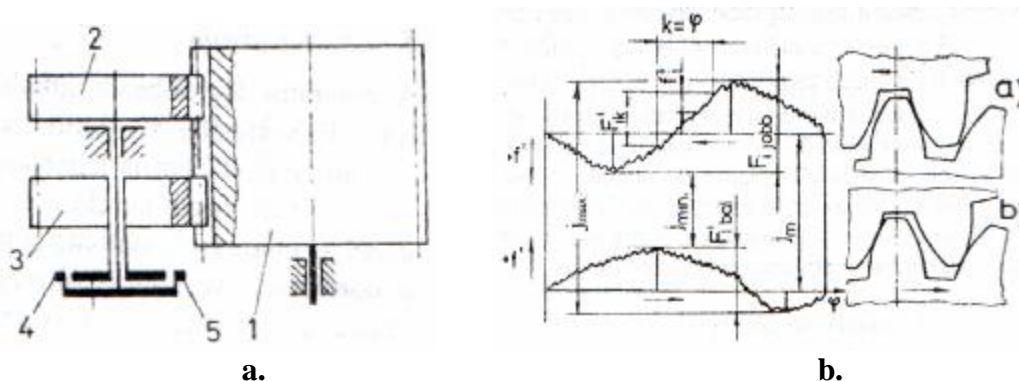
### 15.01.02. EGYPROFILOS LEGÖRDÍTÉS

Egyprofilos legördítésnél a vizsgált és a mérőkerék névleges tengelytávon (kúpkerékeknél névleges tengelyszöggel) kapcsolódik egymással, miközben a mérendő kereket egyszer körülforgatjuk. Ezalatt a készülék regisztrálja a két kerék relatív szögelfordulásának, ill. szögsebességének ingadozásait egy hosszdiagramban. Mivel a szögsebesség ingadozása a hajtás kinematikai hibájának felel meg, ezt a mérési eljárást a kinematikai hiba mérésének is nevezik.

Az első mérőkészülékek a hajtott kerék elemi szögelfordulásait egy olyan dörzstárcsa elemi elfordulásaival hasonlították össze, amelynek az átmérője megegyezik a vizsgált kerék gördülőkörének átmérőjével. A vizsgálatot mindkét fogprofilra el kell végezni, ezért a mérés megközelítőleg kétszer annyi ideig tart, mint a kétprofilos legördítés.

A korszerűbb mérőműszereknél az áttétel megvalósítása és a mérés gazdaságosabb módszerekkel történik (a nagy pontosságú tárcsák igen drágák). Egy ilyen készüléket mutat be a 96a ábra. Az 1 széles kerék hajtja a 2 mérendő és a 3 mérőkereket. A mérőkerék csőtengelyén nyúlik át a mérendő kerék tengelye, aminek a végén mágneses vagy optikai rács (4) van. A mérőkerék tengelyére viszont leolvasó berendezés (5), magnetofon fej vagy fotodióda van felerősítve. A kimenő jel a két kerék szögsebesség-ingadozásának felel meg. A diagramból meghatározható a fogaskerék egyprofilos gördülőlépéshibája -  $F_i'$  (azaz a kinematikai hiba), ill. ugyanez  $k$  számú osztáson át mérve -  $F_{ik}'$ , továbbá a fogaskerék egyprofilos gördülőlépéshibája -  $f_i'$ . A kétoldali elforgatásnál legjobb közös diagramot felvenni (96b ábra), amelyről még leolvasható a normál foghézag legkisebb, legnagyobb és közepes értéke is.

Az egyprofilos legördítés jobban megfelel az üzemi viszonyoknak, eltekintve a fogdeformációktól, ezért ez az eljárás a fogaskerékek legfontosabb összetett ellenőrzése. Ez a mérőműszer érzékenyebb, mint amelyik a kétprofilos legördítésnél használatos, ezért főleg laboratóriumi méréseknél nyer alkalmazást, míg a kétprofilos legördítés inkább a műhelyi ellenőrzés eszköze.



96. ábra. Az egyprofilos legördítés vázlata (a) és diagramja (b)

## 15.02. EGYEDI HIBAMÉRÉS

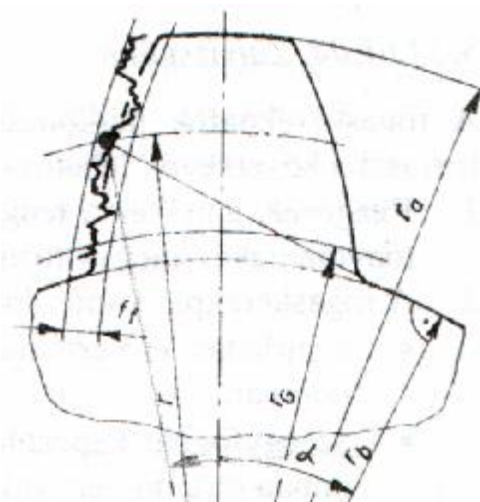
Az egyedi hibamérés keretében a fogazat minőségét meghatározó tényezőket külön-külön kell leellenőriznünk. Ezek a tényezők a következők:

- a fogprofil pontossága,
- a fogirányvonal pontossága,
- a fogfelület érdessége,
- a fogosztás pontossága,
- a fogvastagság értéke,
- a fogazat és a kerék egytengelyűsége,
- a fogkoszorú axiális ütése.

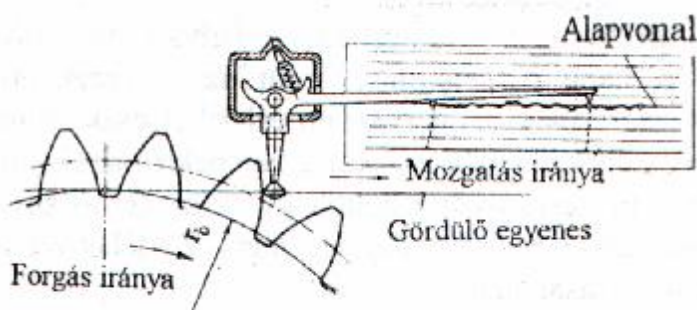
### 15.02.01. A FOGPROFIL ELLENŐRZÉSE

A *profilhiba* ( $f_f$ ) a valóságos fogprofil eltérése a névleges fogprofiltól. A homloksíkban mért nagyságát két olyan névleges profil merőleges távolsága adja, amelyek a valóságos profilt szorosan közrefogják (97. ábra).

Az evolvens fogazatú hengeres kerekek fogprofiljainak az ellenőrzése a csúcsos evolvens származtatásának elvén működik. A mérés folyamán a kereket a tengelye körül elforgatjuk, miközben a mérőműszer tapintója a fogfelülethez szorítva az alapkör érintője irányában, az alapkör kerületi sebességével mozog. Ezalatt a műszer regisztráló szerkezete a tapintó kimozdulásait megfelelő nagyításban folyamatosan rögzíti. Hibátlan profil esetén a diagram egyenes vonal és párhuzamos a diagram hossz tengelyével. Általános esetben egy ferde hullámos vonalat kapunk, amelynek a kiértékelésével határozzuk meg a profilhibát. A mérőműszer elvi működését a 98. ábra érzékelteti.



97. ábra. A profilhiba értelmezése



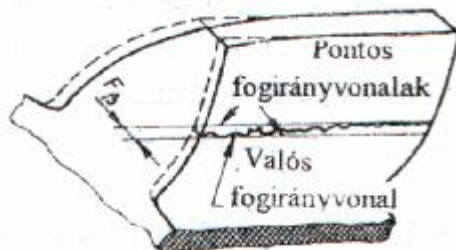
98. ábra. A profilmérő készülék működésének elve

ERFP-DD2002-HU-B-01 PROJECT 4. MODUL

Ipari háttérű alternáló képzés előkészítése a Gépészmérnöki Szakon

### 15.02.02. A FOGIRÁNY ELLENŐRZÉSE

A *fogirányhiba* ( $F_{\beta}$ ) a valóságos fogirányvonal eltérése a névleges fogirányvonalától. Nagyságát két olyan névleges fogirányvonal távolsága adja, amelyek a valóságos fogirányvonalat szorosan közre



99. ábra. A fogirányhiba értelmezése

fogják (99. ábra). Ez a hiba a teljes foghosszra értendő. Meghatározásánál a mérőműszer tapintója végighalad az osztóhenger (kúpkeréknél az osztókúp) alkotóján, mialatt a műszer regisztráló berendezése folyamatosan rögzíti az ideális fogiránytól való eltérést és ezt, megfelelő nagyításban, egy diagramban meg is rajzolja, amelynek a kiértékelésével kapjuk meg a keresett fogirányhibát.

### 15.02.03. A FOGFELÜLET ÉRDESSÉGÉNEK ELLENŐRZÉSE

A fogfelület érdessége jelentősen hat a fogaskerekek zajkeltésére, a fogfelület kopására és így a fogazat élettartamára is. Ezért a fogaskerekek ellenőrzésének igen fontos része a fogazat érdességének a meghatározása. Mivel a korszerű méréseknél egyazon műszerrel ellenőrizhető a fogak profilja és iránya, ezért célszerű volt, hogy ezeket a berendezéseket alkalmassá tegyék az érdesség mérésére is. Ezért e műszerek nagyítását megnövelték és megfelelő tapintóval látták el, így ezek alkalmassá váltak az  $R_z$  és az  $R_a$  meghatározására. A jellemzőket mindig a legnagyobb érdesség irányában kell mérni, ami általában a fogprofil iránya.

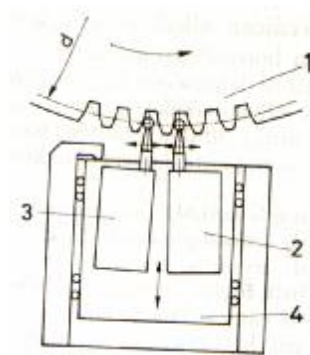
### 15. 02.04. AZ OSZTÁS ELLENŐRZÉSE

A szomszédos fogak egyoldali fogprofiljainak az osztókör ívén, a homloksíkban értendő távolsága az osztóköri osztás –  $p_t$ . Mivel a körív hosszát nem tudjuk mérni, így ezt a megfelelő húr mérésével helyettesítjük és a vonatkozó szabványok előírásai alapján a különbséget elhanyagoljuk. Az osztóköri osztáshiba ( $f_{pt}$ ) a valóságos és a névleges osztás közötti eltérés, amely a fogak kapcsolódásba lépésekor ütközéseket, szögsebesség-ingadozásokat, azaz nyugtalan járást és rendellenes zajt okozhat. Mivel méréskor a tapintót igen nehéz beállítani az osztókörre, ezért a mérést az osztókör közelében levő, ún. mérőkörön végezzük. Ekkor az osztás névleges értékét az össz osztás lemérésével kapott átlagos érték adja. A fogaskerekek kinematikai pontosságára nem az egyedi osztáshibák, hanem az összegezett osztáshiba utal. Ha tetszőlegesen kiválasztott  $k$  számú osztáson mérve határozzuk meg ezt a hibát, akkor  $k$  számú osztás összegezett hibájáról ( $F_{pk}$ ) beszélünk, viszont ha  $k = z$ , akkor a kerék összegezett hibájáról ( $F_p$ ) van szó. Ha kiszámoljuk az összegezett osztáshibát  $k = 2$ -től  $k = z$ -ig, és ezt diagramban ábrázoljuk, egy lépcsős görbét kapunk, amelyben a két szélsőérték közötti különbség adja az összegezett osztáshibát (100. ábra):  $F_p = F_{pk,max} - F_{pk,min}$ .



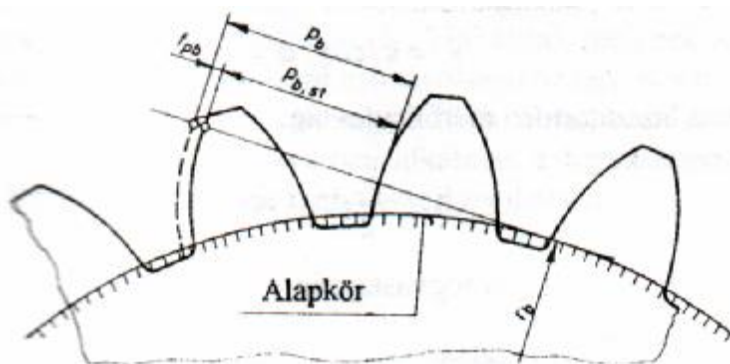
100. ábra. Az összegezett osztáshiba

Az osztáshiba ellenőrzésére készítettek kéziműszereket, amelyek vagy a kerék fogtetőfelületén, vagy a fogfenékfelületén támaszkodnak. Ezek a bázisok túl pontatlanok a méréshez, ezért jobb az állványos műszerek, amelyeken a fogaskerék tengelye a mérőbázis. Legjobb az a módszer, amikor a kerék egyik fogát ütközőhöz vagy egy finomtapintóhoz érintik és a szomszédos fog ugyanazon felületét egy másik finomtapintóval ellenőrzik. Korszerű berendezéseknél a fogaskerék lassan forog és az egymás mellé szerelt két tapintó egyidejűleg sorra letapogatja a szomszédos fogak egyoldali fogfelületeit, az értékeket regisztrálja, ezeket összegezi, majd átlagolja és végül megrajzolja a diagramot (101. ábra).

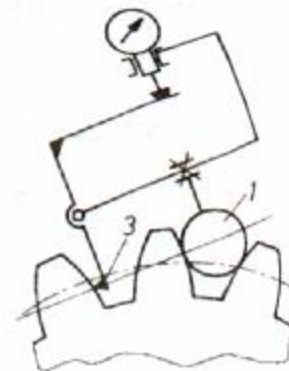


**101. ábra.** Korszerű osztásmérés  
1 – fogaskerék, 2, 3 – ütérzékelők, 4 – mérőszán

Az osztóköri osztás mellett, különösen köszörült fogak esetén, ellenőrizni kell az alaposztást ( $p_b$ ) is. Az alaposztás a két szomszédos egyoldali fogprofil evolvens szakasza kezdőpontjai között az alapkörön mért távolság, amely megegyezik a szomszédos profilok merőleges távolságával (102 ábra). Ellenőrzéskor igen pontos kis kéziműszerek állnak rendelkezésünkre, amelyek használatához nem szükséges a fogoldalakon kívül más bázisfelület. Méréskor a kerék fogára helyezett műszerrel egy ingamozgást kell végezni. Ekkor a műszer tapintója letapogatja a fogfelületet a fejtől a fogtó felé haladva, miközben a mutató a nagyobb értékektől a kisebbek felé mozog. Ez a mozgás egy pillanatra megáll, mielőtt a mutató visszafordulna és ez jelzi a két profil közötti legkisebb (merőleges) távolságot, ami az alaposztásnak felel meg.



**102. ábra.** Az alaposztáshiba



**103. ábra.** Az alaposztás mérésének elve

Az alaposztáshiba (102. ábra) a valóságos és a névleges alaposztás közötti különbség. Ezért a mérőműszert egy etalon segítségével a névleges alaposztás értékénél nullázzuk és a műszer kijelzi az eltérést, vagyis az alaposztáshibát. A mérés elvét a 103. ábra érzékelteti. Az 1 támasztóhenger középvonala körül végzi a műszer az ingamozgást, mialatt a 3 tapintó végigtapogatja a fogfelületet.

Ismert még a szögosztás -  $j$  is. Ez olyan központi szög, amely egy osztóköri osztásnak felel meg. Ennek ellenőrzése, amelyet optikai osztófejjel vagy teodolittal végeznek, igen hosszadalmas és költséges, és ezért csak különlegesen nagy pontosságú kerekeknél jöhet számításba. Ez a fajta osztásellenőrzés adja a legpontosabb eredményeket, nemcsak az egyedi osztáshiba, hanem az összegezett osztáshiba tekintetében is.

### 15.02.05. A FOGVASTAGSÁG ELLENŐRZÉSE

A fogvastagság a fog ellentétes profiljainak az osztókörön ívhosszban levő távolsága. Mivel ezt közvetlenül nem tudjuk mérni, ezért olyan méreteket kellett találni, amelyek mérhetők és amelyekből a fogvastagság meghatározható.

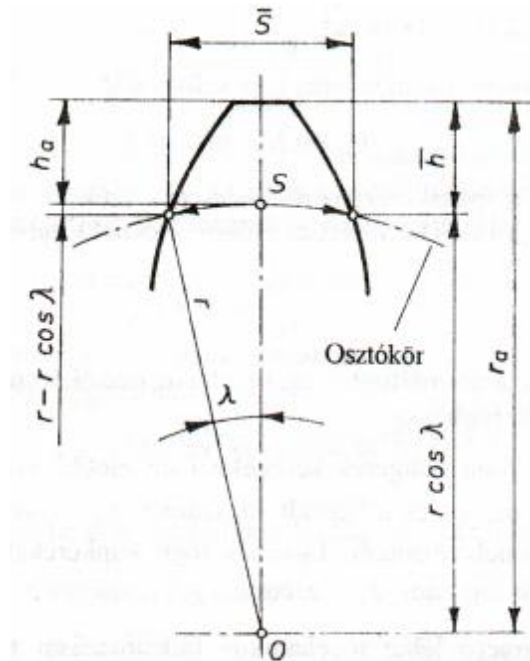
A fogvastagság névleges értéke a hézagmentes fogazatnak felel meg, és a hézagot a fogvastagság megfelelő (negatív elhelyezkedésű) tűrésével biztosítjuk. A foghézag nagyságára ezenkívül kihatással van még a tengelytáv tűrése is.

A gyakorlatban a fogvastagság-mérésnek négy módja terjedt el:

- a foghúrmérés,
- az állandó húrmérés,
- a többfogmérés és
- a csap-, ill. a golyómérés.

A **foghúrméréssel** a fog osztófelületi normál-fogvastagságának húrhosszát mérjük. A mérőműszer az ún. *foghúrmérő*, amely lényegében egy tolómérce és egy mélységmérő kombinációja. Mérés előtt a mélységmérőn beállítjuk az ún. *mérőmagasságot*, amivel tájoljuk a tolómércét a fogtetőfelülethez képest. Mérésnél a mélységmérő tapintóját felfektetjük a fogtetőfelületre és a tolómércével megmérjük a húrméretet.

A méréshez szükséges elemeket egyenes fogazatú hengeres kerekhez a 104. ábra alapján határozzuk meg.



**104. ábra.** A húrméret és a mérőmagasság

A *mérőmagasság* -  $\bar{h}$ :  $\bar{h} = r_a - r \cdot \cos \lambda = h_a + (r - r \cdot \cos \lambda)$ .

Elemi fogazatnál a fog fejmagassága:  $h_a = m$ , míg profileltolás esetén:  $h_a = m(1 + x)$ , az osztókör sugara pedig:  $r = mz/2$ . Ezeket figyelembe véve, a mérőmagasság:

$$\bar{h} = m \left[ 1 + \frac{z}{2} (1 - \cos \lambda) + x \right],$$

ahol  $\lambda$  az a központi szög, amely az osztóköri fél fogvastagságnak felel meg. Nagysága az elemi fogazatnál:

$$\lambda = \frac{90^\circ}{z},$$

míg a profileltolásos fogazatnál, ívhosszban mérve:

$$\lambda = \frac{s}{2r} = \frac{s}{mz} = \frac{1}{z} \left( \frac{\pi}{2} \pm 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right),$$

tudva azt, hogy a fogvastagság:  $s = m(\pi/2 \pm 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha)$ .

A radiánban kapott értéket természetesen át kell számítani fokokra ( $\lambda^\circ = 180 \lambda / \pi$ ).

A *húrméret* hézagmentes kapcsolódásnál:

$$\bar{s} = 2(r \cdot \sin \lambda) = mz \cdot \sin \lambda.$$

Mivel a fogaskerékpár működéséhez szükség van hézagra, a valós húrméret az előbbi értéknél kisebb:

$$\bar{s}_{\text{val}} = \bar{s} - \frac{j_n}{2 \cos \alpha} = \bar{s} - \frac{j}{2},$$

ahol:  $j_n$  a normálfoghézag,  $j$  pedig az osztókörön ívben értendő foghézag.

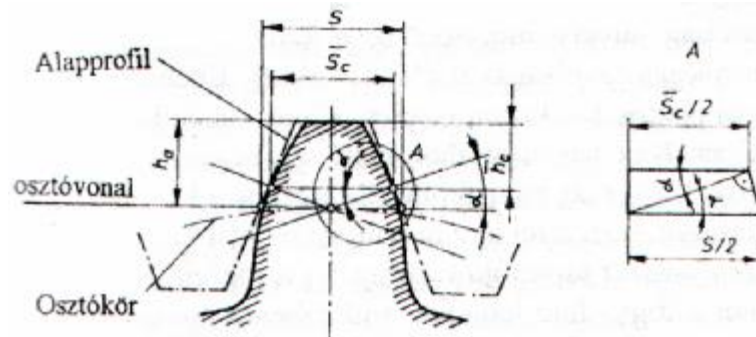
Ferde fogú hengeres kerekeknél az előbbi kifejezésekbe  $m_n$ -t és a képzelt fogszámot:  $z_n = z / \cos^3 \beta$ -t kell behelyettesíteni. Egyenes fogú kúpkerekeknél a képzelt fogszám:  $z_v = z / \cos \delta$ .

A húrmérő lehet mechanikus (alkalmazását kerülni kell, mert a skála osztása nagyon kicsi és így a leolvasás pontatlan), vagy optikai. Egy optikai húrmérővel való mérést a 105. ábra mutat be.



**105. ábra.** Optikai húrmérő használata

Az **állandó húrmérés** hasonló a foghúrméréshez, csak itt nem az osztóköri húr, hanem azon két pont közötti húr hosszát mérjük, amelyekben az alapprofil a fogat normálmetszetében egyidejűleg érinti (106. ábra). Ezt a méretet azért nevezik állandó húrméretnek (jele  $\bar{s}_c$ ), mert a nagysága nem függ a fogszámtól és egyenlő nagyságú modul és profileltolás esetén minden keréknél azonos nagyságú.



**106. ábra.** Az állandó húrméret és a hozzátartozó mérőmagasság

Az ábra alapján az állandó húrméret:

$$\bar{s}_c = s \cdot \cos^2 \alpha,$$

és a hozzátartozó mérőmagasság:

$$\bar{h}_c = h_a - \frac{s}{2} \sin \alpha \cdot \cos \alpha.$$

Mivel az osztóköri fogvastagság:  $s = m_n \left( \frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha \right)$ ,

a fogfejmagasság pedig rendszerint:  $h_a = m_n (1 + x)$ , az előbbi kifejezések végső alakja:

$$\bar{s}_c = m_n \left( \frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha \right) \cos^2 \alpha, \text{ és}$$

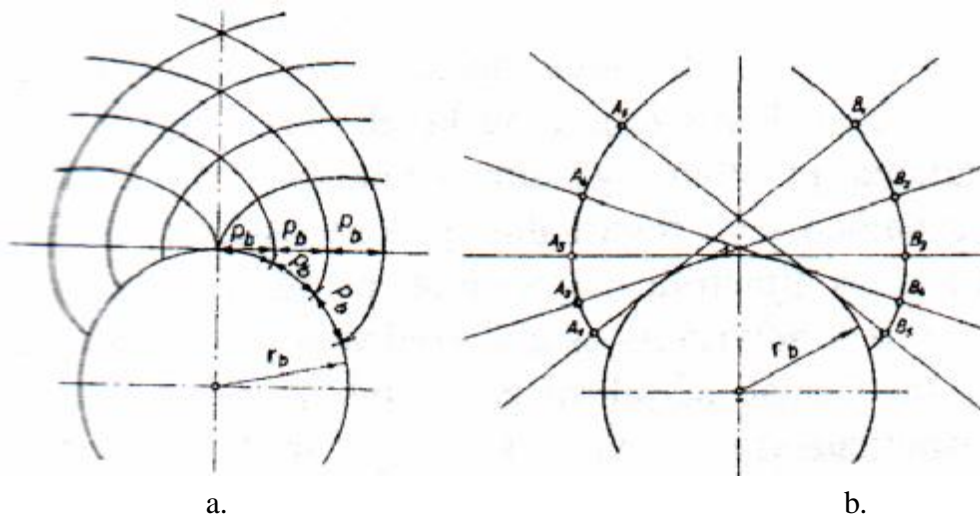
$$\bar{h}_c = m_n \left[ 1 + x - \frac{1}{2} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha \right) \right] \sin \alpha \cdot \cos \alpha.$$

Pontosabb mérésnél a fogfejmagasság valós értékével kell számolni, amely a fejkörátmérő valós nagyságától függ.

$$h_{a,\text{val}} = m_n (1 + x) + \frac{\Delta d_a}{2},$$

ahol  $\Delta d_a$  a fejkörátmérő hibája.

A **többsfogmérés** a csúcsos evolvens tulajdonságain alapszik. Az alapkörön legördülő egyenes, melynek pontjai csúcsos evolvenseket írnak le, egyben az evolvensnek normálisa is, így az evolvensekkel való metszéspontjaiban a gördülő egyenesre meghúzott merőlegesek az evolvensnek érintői lesznek. Minden evolvens- fogazatú hengeres fogaskeréken található a gördülő egyenesnek az alapkört érintő pontjának két oldalán olyan egy-egy ellentétes fogprofil, amelyeknek közös normálisuk van (108a ábra), melynek az említett fogprofilok közé eső távolsága az egyenes billentése közben nem változik (108b ábra), ezért ez a kimetszett szakasz kiválóan alkalmas a fogvastagság ellenőrzésére, melyet többsfogmérésnek nevezünk.



**108. ábra.** Az ellentétes evolvensnek közös normálisa (a) és a kimetszett távolság állandó nagysága (b)

A többsfogmérést (jele  $W$ ) normálmetszetben, az alaphenger érintősíkjában mérjük, így az  $(k - 1)$  alaposztásból ( $p_b$ ) és egy fog alaphengeri normálfogvastagságából ( $s_b$ ) adódik össze (109. ábra).

$$W = (k - 1)p_b + s_b,$$

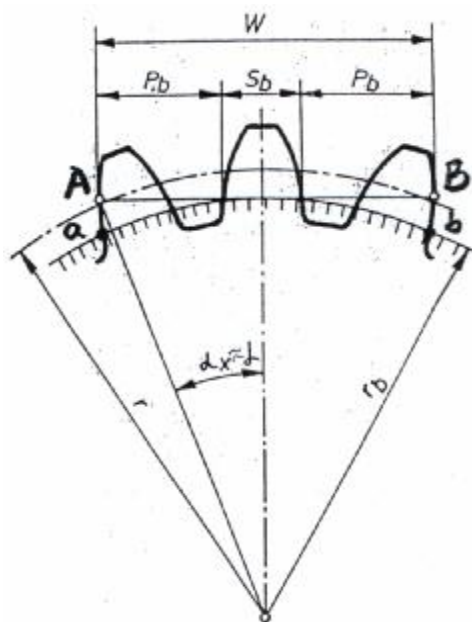
ahol  $k$  a többsfogméréskor közrefogott fogsám.

Mivel:  $p_b = m\pi \cdot \cos \alpha$ ,  $s_b = 2r_b (s/2r + \operatorname{inv} \alpha)$  és  $r_b = (mz/2) \cos \alpha$ ,

ezeket behelyettesítve és az egyenletet rendezve, megkapjuk az egyenes fogú hengeres kerekek többsfogmérésére vonatkozó kifejezés végső alakját, amely hézagmentes kapcsolódásra vonatkozik.

$$W = m \cdot \cos \alpha [(k - 0,5)\pi + z \cdot \operatorname{inv} \alpha] + 2mx \cdot \sin \alpha.$$

Az egyenlet jobb oldalának első része az elemi fogazat többsfogmérése, míg a második rész a profileltolás következtében fellépő változás értékét adja.



109. ábra. A többfogméret kialakulása

A valós értéket megkapjuk, ha az előbbiből kivonjuk a foghézag felét.

$$W_{\text{val}} = W - \frac{j_n}{2}.$$

A méréskor közrefogandó fogszám, elemi fogazatnál és kis értékű profileltolásnál:

$$k = z \frac{\alpha_n}{180} + 0,5 = \frac{z}{9} + 0,5,$$

míg nagyobb profileltolás esetén a  $k$  kiszámítására ajánlott a következő kifejezés:

$$k = \frac{z}{\pi} (\text{tg} \alpha_x - \text{inv} \alpha) - \frac{2x \cdot \text{tg} \alpha}{\pi} + 0,5,$$

$$\text{ahol } \text{tg} \alpha_x = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\sin^2 \alpha + 4 \frac{x}{z} \left(1 + \frac{x}{z}\right)}.$$

*Ferde fogú hengeres kerekeknél* is használhatjuk az előbbi kifejezéseket, ha azoknak a normál-metszetére vonatkozó jellemzőket visszük be az egyenletekbe.

A többfogméret:

$$W_n = m_n \cdot \cos \alpha [(k - 0,5)\pi + z \cdot \text{inv} \alpha_t] + 2m_n x_n \cdot \sin \alpha_n.$$

A mérésnél közrefogandó fogak száma, elemi fogazatnál és kis értékű profileltolásnál:

$$k = \frac{z}{\pi} (\alpha_t \cdot \cos^2 \beta_b + \text{tg} \alpha_t \cdot \text{tg}^2 \beta_b) + 0,5,$$

ahol a radiánban mért kapcsolószög:  $\alpha_t = (\pi/180) \cdot \alpha_t^\circ$ ;

míg nagyobb profileltolások esetén:

$$k = \frac{z}{\pi} \left( \frac{\text{tg} \alpha_{tx}}{\cos^2 \beta_b} - \text{inv} \alpha_t \right) - \frac{2x_t \cdot \text{tg} \alpha_t}{\pi} + 0,5,$$

$$\text{ahol } \text{tg} \alpha_{tx} = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\sin^2 \alpha_t + 4 \frac{x_t}{z} \left(1 + \frac{x_t}{z}\right)}.$$



Az előbbi kifejezésekben:

$$\operatorname{tg}\beta_b = \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\alpha_t;$$

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha_n / \cos\beta, \quad x_t = x_n \cdot \cos\beta.$$

A valós többfogmértet ugyanazzal az egyenlettel kapjuk meg, mint az egyenes fogazatnál.

Ferde fogú kerekeknel a többfogmérés csak akkor végezhető el, ha a kerék szélessége ezt lehetővé teszi. A szükséges legkisebb kerék szélessége a 110. ábra alapján:

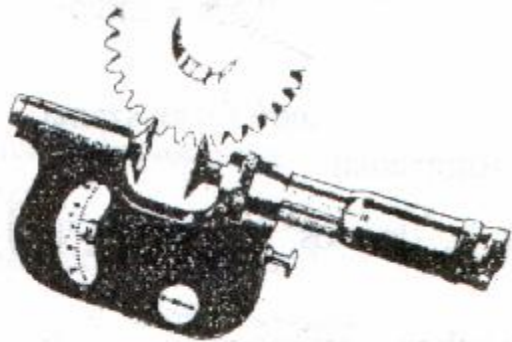
$$b \geq W \sin \beta + b_M \cos \beta_b,$$

ahol  $b_M$  a mérőműszer tapintójának a szélessége.

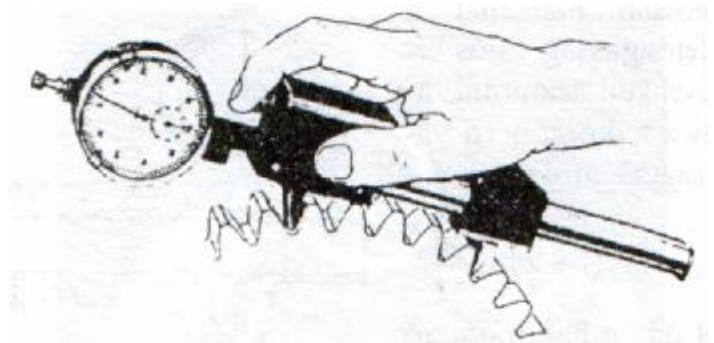
Belső fogazatnál a fogak és a fogárkok szerepet cserélnek, de mivel az alapegyenletek a hézagmentes kapcsolódásra érvényesek, azok teljes egészében alkalmazhatók itt is. Az egyetlen különbség, hogy a valós többfogmért kiszámításánál a foghézag felét hozzá kell adni (és nem levonni!) az elméleti értékhez.

A mérőműszerek. A többfogméréshez elvileg bármilyen mérőműszert használhatunk, amelynek két párhuzamos mérőfelülete van, de jobb az erre a célra kifejlesztett műszereket alkalmazni.

Ilyen pl. a tányér alakú mérőfelülettel ellátott *mikrométer*, előnyös ha *tapintóemelyűs*, vagyis ha beépített finomtapintóval készül (111. ábra).

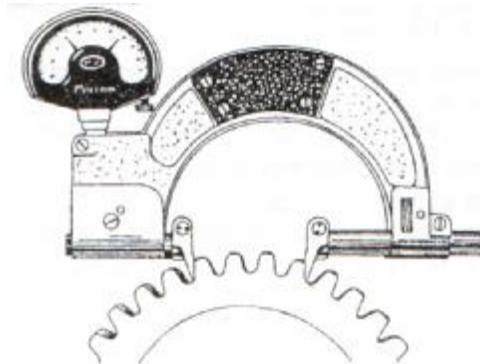


111. ábra. Tapintóemelyűs mikrométer

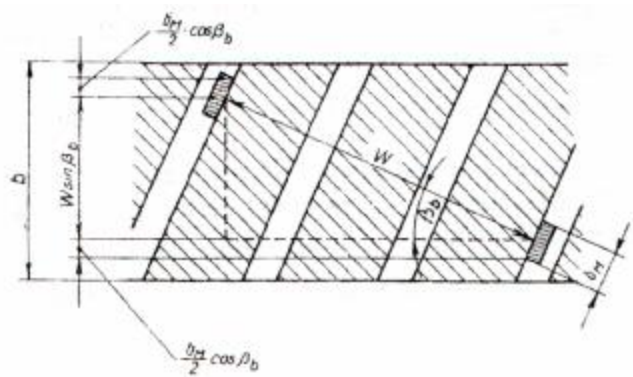


112. ábra. Zeiss-féle többfogmérő

Nagyobb méretek meghatározásához a Carl Zeiss cég kifejlesztette a 112. ábrán látható műszert, amelynél az eltolható tapintó egy hengeres vezetőn mozog. A méreteltérés egy mérőórán olvasható le. A Mahr cég a *marameter* elnevezésű mérőműszerét a többfogméréshez speciális alakú mérőfelületekkel készíti (113. ábra). A műszer a méreteltérés kijelzéséhez különböző pontosságú finomtapintóval látható el.

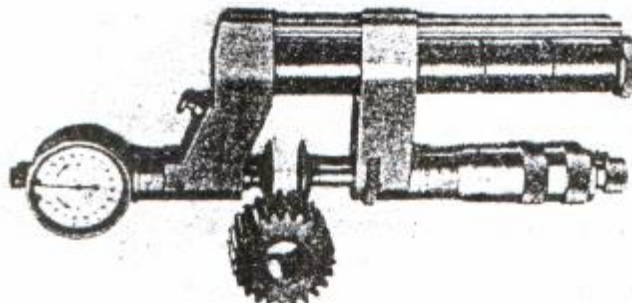


113. ábra. Marameter többfogméréshez



110. ábra. Ferde fogú kerék szükséges szélessége

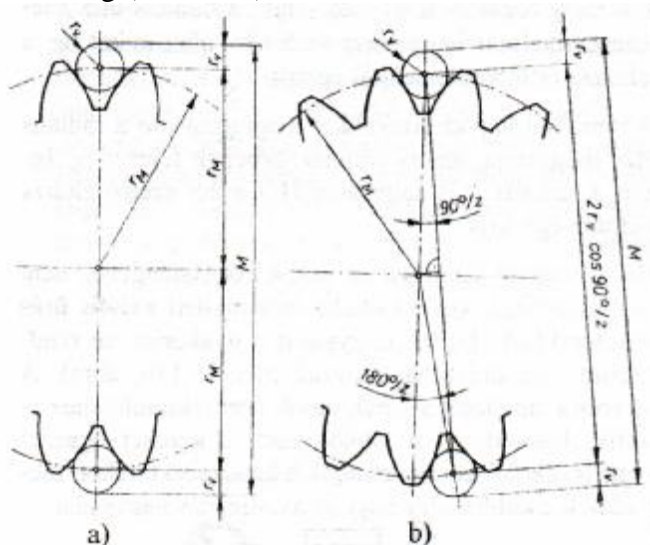
A Reishauer cég mikrométerhez hasonló műszert gyárt, négy 25 mm-es távolságtartó hüvellyel, így e műszer mérettartománya 0...100 mm, tehát négy mikrométert helyettesít (114. ábra).



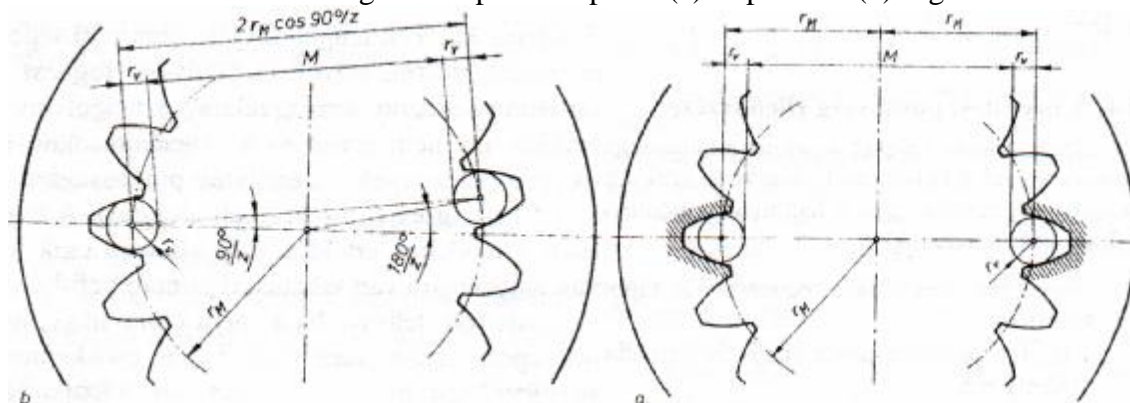
114. ábra. A Reishauer cég többfog mérője

A **csapmérés** ill. a **golyómérés** külső és belső fogazatú hengereskerek fogvastagságának a meghatározására szolgál. Páros fogszámú kerék két szemben levő fogárkába, páratlan fogszámú keréknek pedig két közel szemben levő fogárkába egy-egy pontosan kalibrált azonos átmérőjű mérőcsapot, ill. ferde fogazatnál mérőgolyót helyezünk és a mérőelemek egymástól való  $M$  távolságát mérjük meg, amelyből a fogvastagság kiszámítható (megjegyezzük, hogy páratlan fogszámú három mérőelemet is szoktak használni).

Külső fogazat csapmérete a mérőelemeken át mért külső távolság (115. ábra), míg a belső fogazaté a mérőelemek közötti belső távolság (116. ábra).



115. ábra. Külső fogazat csapmérése páros (a) és páratlan (b) fogszámú



116. ábra. Belső fogazat csapmérése páros (a) és páratlan (b) fogszámú

A fogárkokba helyezett mérőelemek közepén áthaladó  $d_M$  átmérőjű körhöz tartozó  $\alpha_M$  profilkapcsolószög involutfüggvénye egyenes és ferde fogazatra (kettős előjelnél az alsó a belső fogazatra érvényes):

$$\text{inv}\alpha_M = \text{inv}\alpha_t \pm \lambda \pm \frac{d_v}{d_b} \mathbf{m} \frac{\pi}{z} = \text{inv}\alpha_t \pm \frac{s_t}{d} \pm \frac{d_v}{d_b} \mathbf{m} \frac{\pi}{z},$$

ahol  $\lambda$  az a központi szög, amely az osztóköri fél fogvastagságnak felel meg:

$$\lambda = \frac{s}{2r} = \frac{1}{z} \left( \frac{\pi}{2} + 2x \cdot \text{tg}\alpha \right).$$

Az  $\alpha_M$  szög segítségével kiszámítható a  $d_M$  átmérő:

$$d_M = \frac{d_b}{\cos\alpha_M} = \frac{d \cdot \cos\alpha}{\cos\alpha_M}.$$

Ha ismert a mérőelem  $d_v$  és a középpontján átmenő kör  $d_M$  átmérője, kiszámítható a csap-, ill. golyóméret.

Páros fogszám esetén (115a és 116a ábra):

$$M = 2(r_M \pm r_v) = d_M \pm d_v.$$

Páratlan fogszám esetén (115b és 116b ábra):

$$M = 2 \left( r_M \cos \frac{90^\circ}{z} \pm r_v \right) = d_M \cos \frac{90^\circ}{z} \pm d_v.$$

A gyakorlatban az eljárás tkp. fordított, mert először lemérjük a csap-, ill. a golyóméretet ( $M_{\text{val}}$ ). A kapott méretből kiszámítjuk a  $d_{M,\text{val}}$  átmérőt, majd a valós fogvastagságot.

Páros fogszám esetén:  $d_{M,\text{val}} = M_{\text{val}} \mathbf{m} d_v,$

páratlan fogszámnál pedig:  $d_{M,\text{val}} = \frac{M_{\text{val}} \mathbf{m} d_v}{\cos(90^\circ/z)}.$

A  $d_{M,\text{val}}$  átmérőjű körön levő valós profilkapcsolószöget a következő összefüggésből számítjuk ki:

$$\cos\alpha_{M,\text{val}} = \frac{d_b}{d_{M,\text{val}}} = \frac{d \cos\alpha}{d_{M,\text{val}}}.$$

Végül a homloksíkban levő osztóköri valós fogvastagság:

$$s_{t,\text{val}} = d \left( \frac{\pi}{z} \pm \text{inv}\alpha_{M,\text{val}} \mathbf{m} \text{inv}\alpha_t - \frac{d_v}{d_b} \right).$$

A mérőelemek átmérője  $\alpha = 20^\circ$  esetén

- külső fogazat mérésére:  $d_v = 1,75\text{m},$
- belső fogazat mérésére:  $d_v = 1,65\text{m}.$

A javasolt értékeket bizonyos esetekben módosítani kell (különösen nagyobb profileltolásnál), mivel a mérőelemeknek három feltételt kell kielégíteniük:

- nem szabad felfeküdniük a fogfenék-felületen,
- az  $M$  méretnek nagyobbnak kell lennie a fejkör átmérőjénél,
- a fogakkal csak az evolvens részeken érintkezhetnek.

Csap-, illetve golyómérést általában csak kisebb fogaskerekeknél szokás végezni. Igen nagy gyakorlatot és ügyességet igényel, mert egyszerre kell kézben tartani a mérendő kereket, a mérőműszert és a mérőelemeket.

Az ismertett fogvastagságmérések közül a gyakorlatban a többfogmérést alkalmazzák leginkább, mert egyszerűen elvégezhető, a mérőműszert nem kell felfektetni pontatlanabb bázisfelületre és a fo-

gazógépen való beállítás hibáinak a kiküszöbölésére is jól megfelel. Nagyméretű kerekeknel, amelyeknél már nem mérhető a többfogméret, a foghúrmérést, ill. az állandó húrmérést alkalmazzák.

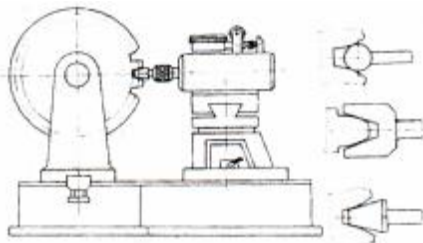
#### **15.02.06. A FOGAZAT ÜTÉSÉNEK ELLENŐRZÉSE**

A fogkoszorú ütése abból ered, hogy a fogazat és a fogaskerék forgástengelye nem esik egybe. Ez a fogazandó keréknek a fogazógépre való hibás felfogása miatt lép fel. Mivel a pontos felfogás igen hosszadalmas és költséges, ezért a gyakorlatban arra törekednek, hogy az említett két tengely egymásközi távolsága ne haladja meg a fogazatra előírt minőség által megengedett legnagyobb értéket. Kisebb fordulatszámoknál az ütés nem szokott problémát okozni, de közepes és nagy fordulatszámok esetén az üzemeltetés kellemetlen zajjal jár, és ha a fogfrekvencia a szerkezet valamelyik elemével rezonanciába kerül, akkor még törést is kiválthat.

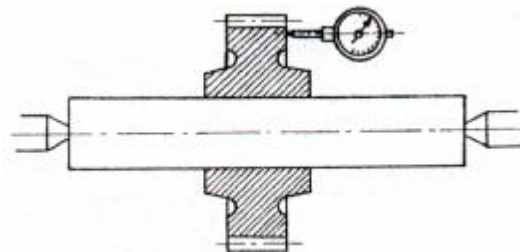
Az ütés lehet radiális és axiális.

Tiszta **radiális ütés** akkor jelentkezik, ha a fogazat tengelye és a kerék forgástengelye nem esik egybe, de párhuzamosak. Nagyságát a tengelyvonala körül forgathatóan ágyazott kerék fogárkaiba egymás után behelyezett mérőgömbön (vagy mérőcsapon) át való méréssel ellenőrizhetjük le a kerék kerületén. Gömb helyett használhatunk olyan villás vagy kúpos mérőelemet is, amelynek síkmetszete az alapprofil fogárkának vagy fogának felel meg. Egy, a radiális ütés mérésére alkalmas készüléket mutat be a 117. ábra, a lehetséges mérőelemekkel együtt.

A méréssel kapott értékekkel megrajzolható a radiális ütés diagramja, amely szinuszgörbének felel meg. Innen a radiális ütés nagyságát ( $F_r$ ) a két szélső eltérés különbsége adja.



**117. ábra.** A radiális ütés mérése



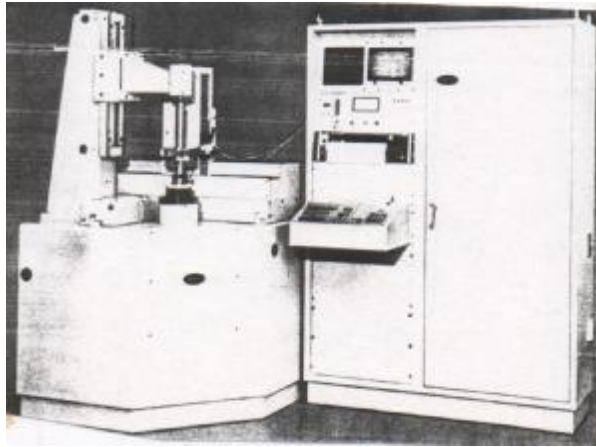
**118. ábra.** Az axiális ütés mérése

Ha fogazat tengelye és a kerék forgástengelye nem párhuzamos, akkor a radiális ütés mellett **axiális ütés** is jelentkezik. Ennek nagyságát a gyakorlatban rendszerint mérőórával határozzák meg (118. ábra). A mérőóra tapintóját a kerék egyik homlokfelületéhez érintik, közvetlenül a lábkör alatt, a kereket egyszer körülforogatják és regisztrálják a két szélső értéket, melyeknek a különbsége adja az axiális ütés nagyságát.

Kúpkerék fogazatának ütését a fogközépen mérjük, az osztókúp felületére merőleges irányban, ami tkp. már nem a radiális ütés.

#### **15.02.07. KORSZERŰ FOGASKERÉKELLENŐRZÉS**

A fogazat elemi hibáinak korszerű ellenőrzését ma már háromdimenziós (3D) mérőgépeken végzik, amelyeknél a méréshez szükséges mozgásokat számítógép vezérli. Mérés előtt be kell táplálni a gépbe az ellenőrzendő kerék kiinduló adatait ( $z$ ,  $m$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $b$  és  $x$ ), melyek alapján a számítógép vezérli a tapintó útját a fogfelületek névleges pontjaira, majd ezeket összehasonlítja a mért értékekkel és a végén megrajzolja a mérési diagramokat. Ezzel az eljárással meghatározható a profilhiba, a fogirányhiba, az osztás és az összegezett osztáshiba, valamint a fogazat radiális ütése. A kapott mérési eredmények alapján a program meghatározza az ellenőrzött fogaskerék minőségi osztályát is. Ez a mérési eljárás pontosabb és gyorsabb a többi módszernél, mert minden hibát egyazon gépen, egy munkadarab-felfogásban automatikusan állapít meg. A 119. ábra egy ilyen korszerű mérőberendezést szemléltet.



119. ábra. 3D mérőgép és tartozékai fogaskerekek ellenőrzésére

## 16. A BEÉPÍTÉSI PONTOSSÁG ELLENŐRZÉSE

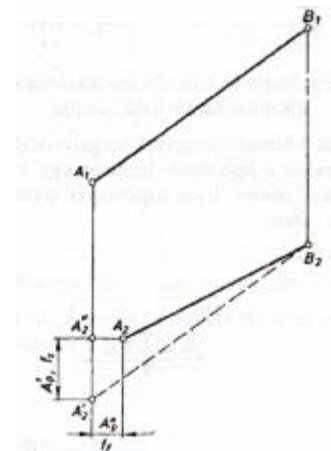
Nem elég a fogaskerekeket az előírt pontossággal elkészíteni, mivel a helyes működésükhöz szükség van a pontos beépítésre is, ami a hajtóműház pontosságától függ. Itt biztosítani kell:

- a tengelytáv pontosságát (hengeres- és hipoidkerékpároknál),
- a tengelyszög pontosságát (kúp- és hipoidkerékpároknál) és
- a tengelyek párhuzamosságát (hengeres kerékpároknál).

A hengeres kerekek tengelytávjára nem szükséges szigorú tűrést előírni, mivel az evolvens fogazat bizonyos határok között nem érzékeny a tengelytáv pontatlanságára (ez nem érvényes a csiga-hajtásokra). A tengelytávnak a névleges értéktől való eltérése csak a foghézag nagyságára van kihatással és nem befolyásolja a mozgásátvitelt, feltéve, ha az nem olyan nagy, hogy a profilkapcsolószám nagysága 1 alá csökkenjen, ill. nem olyan kicsi, hogy fogtőinterferencia lépjen fel.

Gyakorlatilag hasonló a helyzet a kúpkerekek tengelyszögének változásával is.

A hengereskerék-hajtás tengelytávjának a pontosságától fontosabb a forgástengelyek párhuzamosságának a biztosítása. A párhuzamossági hibának két összetevője lehetséges (120. ábra). Az egyik a tengelypárhuzamossági hiba (jele  $f_{xr}$ ), a másik a tengelykitérés hiba (jele  $f_{yr}$ ). Ez utóbbinak nagyobb hatása van a fogaskerékpár működésére, ezért ennek a tűrését fele akkora szokás előírni, mint az előbbiét.



120. ábra. A hengeres-hajtás tengelypárhuzamossági ( $f_{xr}$ ) és tengelykitérés ( $f_{yr}$ ) hibájának értelmezése

## 17. A FOGASKEREKEK TŰRÉSEZÉSE

A fogaskerekek és a fogazat egyes elemeinek a névleges értékektől való megengedett eltérését tűrésekkel írjuk elő. Az ISO szabványok a fogaskerekeket 12 pontossági fokozatba sorolják (a tengelytávot 6-ba). Az egyes pontossági fokozatokat számokkal jelöljük 1...12-ig (a tengelytávnál 1...6-ig), ahol a kisebb számok finomabb minőséget jelölnek. A minőség kiválasztása a felhasználó szükséglete és a gyártó cég technológiai lehetőségei alapján történik. A gazdasági szempontok azt diktálják, hogy soha ne válasszunk jobb minőséget a szükségesnél.. A fogaskerekek nagyobb méret- és alakpontossága jobb terheléeloszlást biztosít a kapcsolódó fogoldalakon, ami magával vonja a fogak nagyobb terhelhetőségét és a hajtott kerék egyenletesebb és csendesebb járását.

A hibafajtákat a szabvány három csoportba sorolja, amely csoportokon belül belül az egyes hibák meg kell, hogy tartásuk ugyanazt a pontossági fokozatot.

Az 1. csoportba a kinematikai pontosságot befolyásoló hibák kerültek:

- az összegezett osztáshiba –  $F_p$ ,
- az összegezett osztáshiba  $k$  osztáson –  $F_{pk}$ ,
- a fogazat radiális ütése –  $F_r$ ,
- a fogaskerékpár kétprofilos gördülőhibája -  $F_i''$ ,
- a fogaskerékpár egyprofilos gördülőhibája -  $F_i'$ .

A 2. csoportba az egyenletes járást befolyásoló hibák vannak:

- a homlokosztáshiba –  $f_{pt}$ ,
- a normálosztáshiba –  $f_{pn}$ ,
- az alaposztáshiba –  $f_{pb}$ ,
- a profilhiba –  $f_f$ ,
- a fogaskerék kétprofilos gördülőlépéshibája -  $f_i''$ ,
- a fogaskerék egyprofilos gördülőlépéshibája -  $f_i'$ .

A 3. csoportban a fogak érintkezési pontosságát befolyásoló hibák kaptak helyet:

- a fogirányhiba -  $F_\beta$ ,
- a hajtás tengelypárhuzamossági hibája –  $f_{xr}$ ,
- a hajtás tengelykitérési hibája –  $f_{yr}$ .

A felsorolt mutatókon kívül a szabvány előírja az aktív fogfelületek minőségét is. Az átlagos érdesség legnagyobb értéke függ a fogazat minőségi fokozatától és a modul nagyságától.

Ellenőrzéskor nem kell minden pontossági mutatót mérni. Az egyes fogaskerékfajták pontossági szabványai előírják azt, hogy a három hibacsoportban adott pontossági fokozatra milyen mutatók mérése között lehet választani. Általában több mutató együttes mérése nyújt csak elég információt a kerék használhatóságáról. A legtöbb esetben a gyártó üzem felszereltségétől függ, hogy milyen mutatókat ellenőriznek.

A fogazat pontossága mellett a szabványok előírják még a kerékagy furata, ill. száras kerekeknél a csapok átmérőjének és alakjának a pontosságát is.

A fogazat illesztésének a megválasztásánál ügyelnünk kell arra, hogy biztosítsuk a kerékpár működéséhez szükséges foghézagot, melynek nagysága a fogvastagság és a tengelytáv nagyságától függ. Vastagabb fogak és kisebb tengelytáv esetén kisebb a foghézag és fordítva. Mivel a fogvastagság névleges értéke a hézagmentes kapcsolódáshoz kötött, ezért a fogakat mindig negatív eltérésekkel kell elkészíteni. A fogvastagság felső határeltéréseinek akkorának kell lennie, hogy az a tengelytáv alsó határeltéréseivel együtt létrehozza a szükséges minimális foghézagot. A megengedett legnagyobb foghézagból ezután meghatározzuk a fogvastagság alsó határeltérését.

### **Felhasznált irodalom:**

1. *Decker K-H.*: Elementi strojeva, Tehnička knjiga. Zagreb, 1980.
2. *Diószegi Gy.*: Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1984.
3. *Dormán L.*: Mehanički prenosnici I, II, Főiskolai jegyzet, Szabadka, 1992.
4. *Dormán L.*: Merenje i kontrola zupčanika, Főiskolai jegyzet, Szabadka, 1996.
5. *Dr. Erney Gy.*: Fogaskerekek, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1983.
6. *Miltenović V.*: Mašinski elementi, Grafika-Galeb, Niš, 2001.
7. *Nagy A., Sípos M.*: Géprajz, gépelemek (Gépelemek II), Nemzeti Tankönyvkiadó, 1994.
8. *Roloff-Matek*: Maschinenelemente, Vieweg, Braunscheig/Wiesbaden, 1983.
9. *Savić Z.*: Inženjersko-mašinski priručnik, knjiga II, Zavod za izdavanje udžbenika, Beograd, 1992.
10. *Szilágyi L.*: Gépipari mérések, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1986.
11. *Dr. Terplán Z.*: Gépelemek II, Tankönyvkiadó, Budapest, 1979.
12. *Tochtermann-Bodenstein*: Gépelemek 2. Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1986.
13. *Dr. Vörös I.*: Gépelemek III, második javított kiadás, Tankönyvkiadó, Budapest, 1977.