

1. TRANSMETUESIT DHE NDARJA E TYRE

Me transmetues nënkuptojmë makinën, detyra e së cilës është bartja e energjisë mekanike nga makina **ngasëse** në makinën **punuuese**.

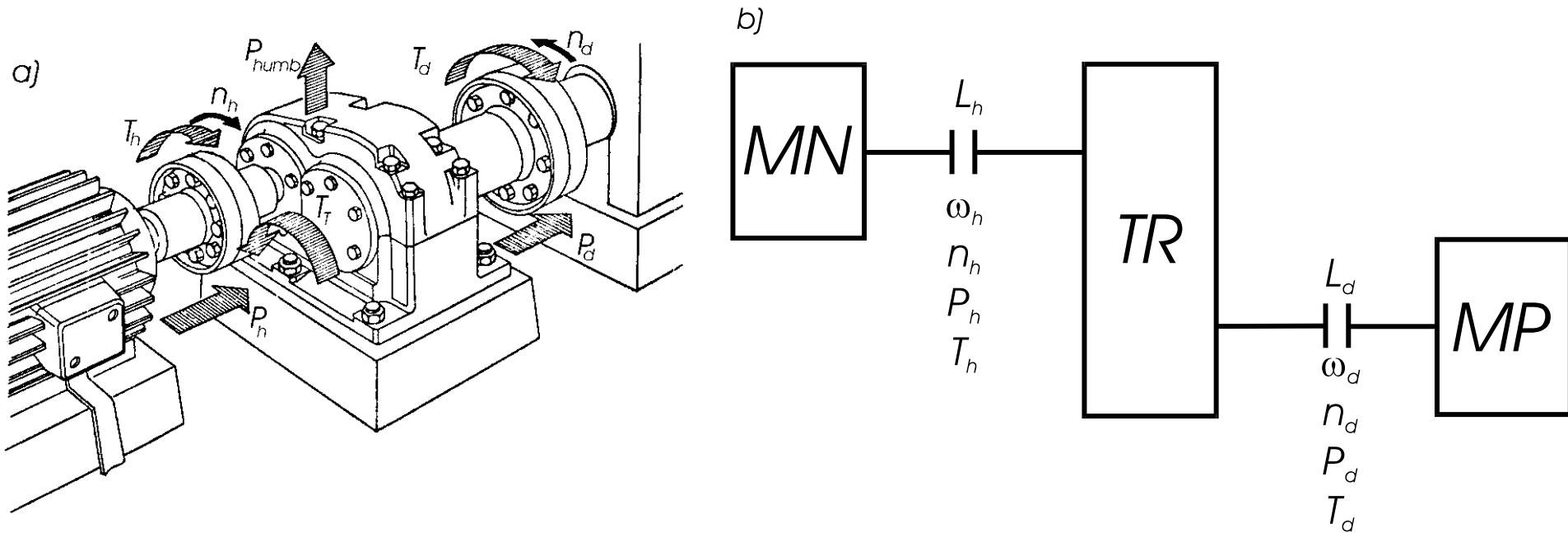
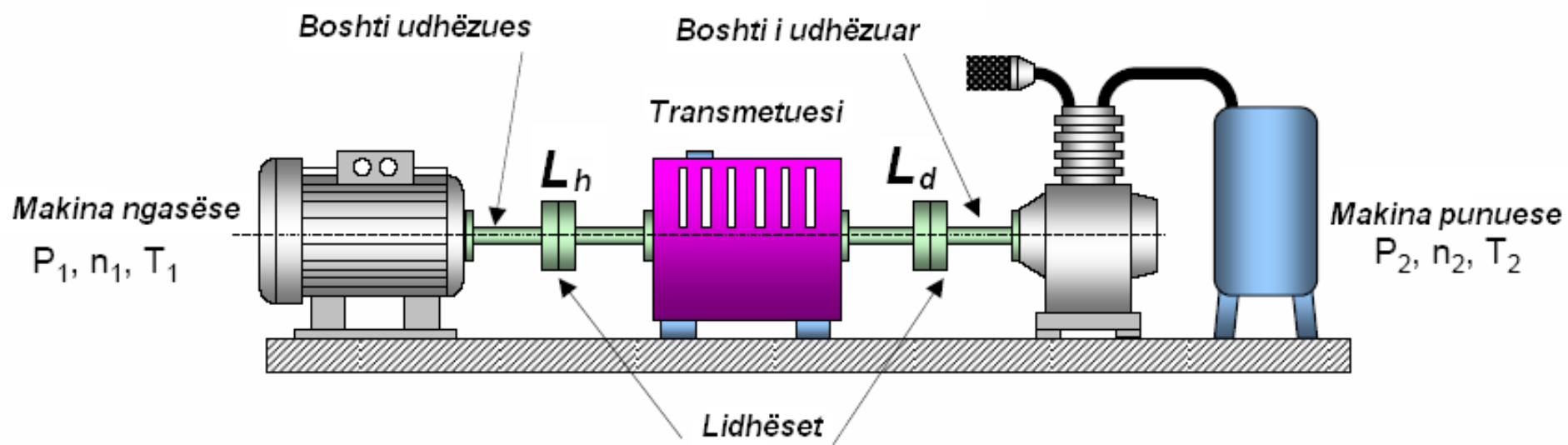


Fig. 1.1. Lidhja e transmetuesit (TR) me makinën ngasëse (lëvizëse) (MN) dhe makinën punuese (MP):
a) paraqitja aksonometrike, b) paraqitja skematike.



Transmetuesit në përgjithësi ndahen në katër grupe:

- ***mekanik,***
- ***elektrik,***
- ***hidraulik, dhe***
- ***pneumatik.***

Transmetuesit mekanik ndahen në katër nëngrupe kryesore:

- ***transmetuesit me friksion (fërkim)*** - pjesët kryesore rrotat me friksion (fig. 1.2.a),
- ***transmetuesit me rripa*** - pjesët kryesore rrotat (pulexhot) (fig. 1.2.b),
- ***transmetuesit me dhëmbëzorë*** - pjesët kryesore rrotat e dhëmbëzuara (fig. 1.2.c), dhe
- ***transmetuesit me zinxhirë*** - pjesët kryesore rrotat (yllëzat) dhe zinxhiri (fig. 1.2.ç).

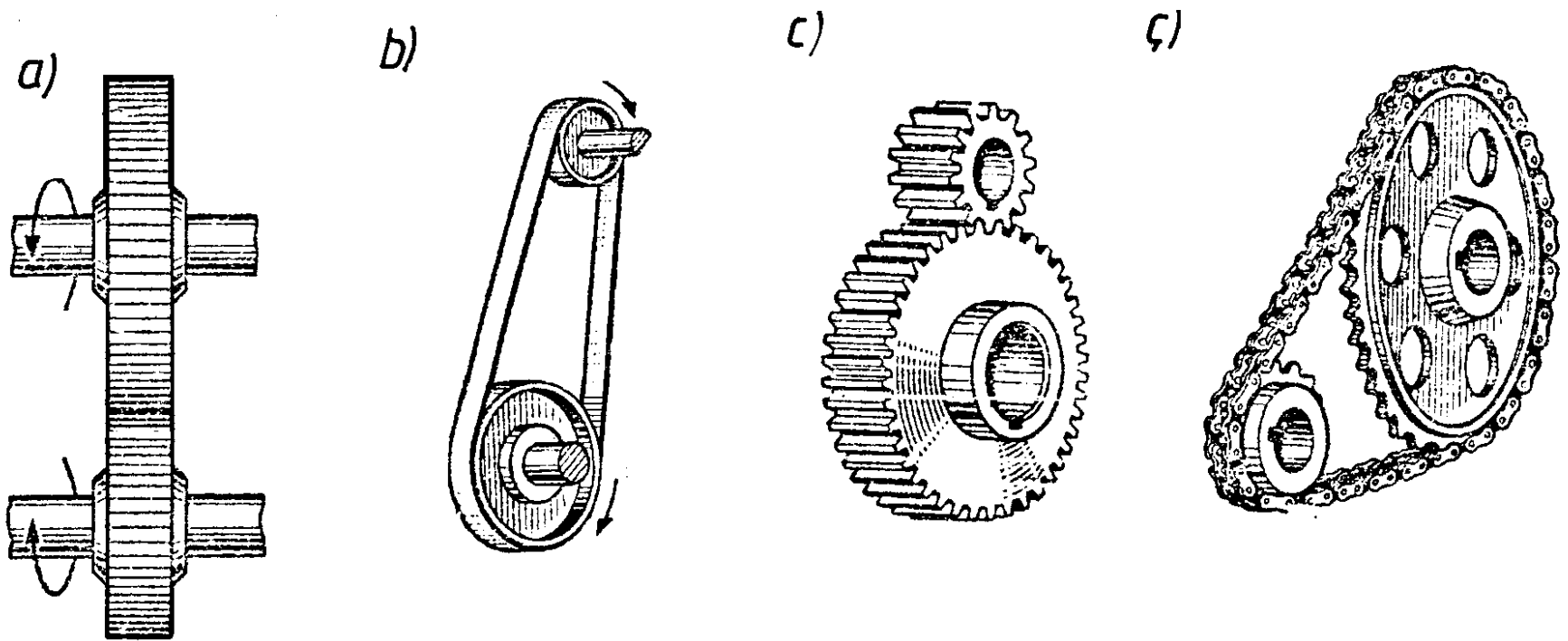


Fig. 1.2. Llojet e transmetuesve mekanik.

Transmetuesit me **friksion** dhe me **rripa** bëjnë pjesë në grupin e transmetuesve, të cilët fuqinë e bartin me **fërkim**, kurse ata me **dhëmbëzorë** dhe me **zinxhirë** në grupin e transmetuesve të cilët fuqinë e bartin me dhëmbë.

Sipas numrit të çifteve të pjesëve kryesore të transmetuesve, transmetuesit mund të jenë **njëshkallësh**, **dyshkallësh** dhe **shumëshkallësh** (fig. 1.3.).

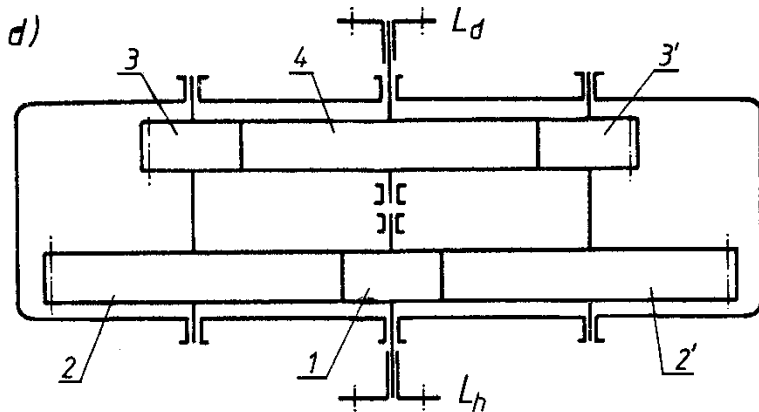
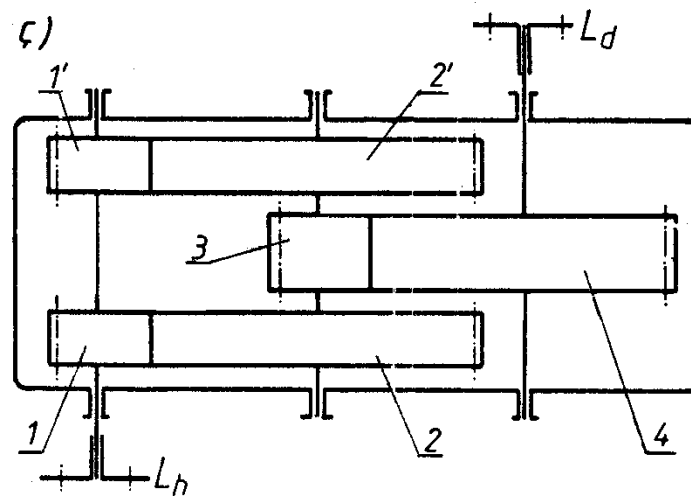
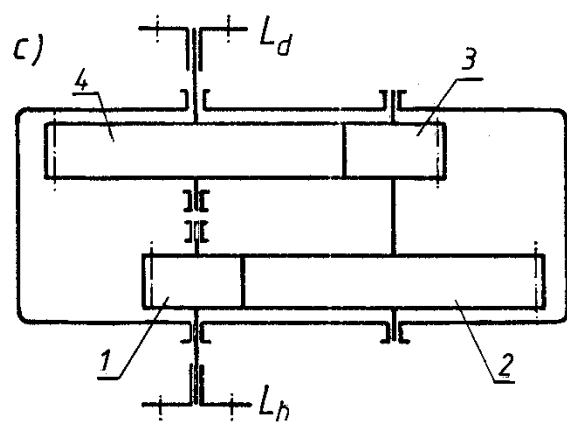
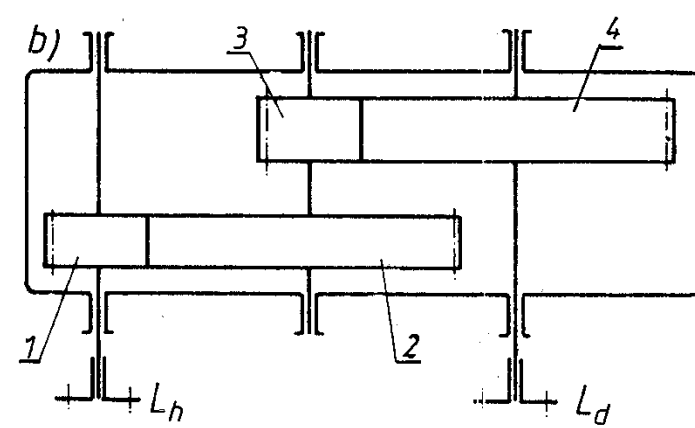
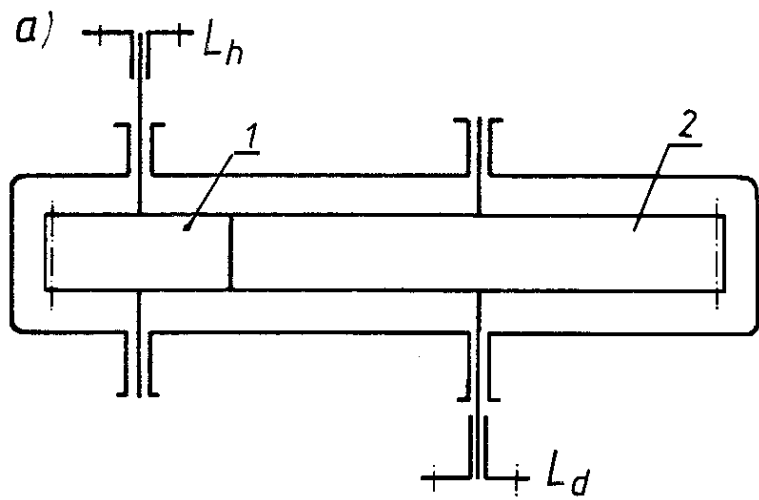


Fig. 1.3. Llojet e transmetuesve me dhëmbëzorë:
 a) transmetuesi njëshkallësh me boshte paralele,
 b) transmetuesi dyshkallësh me boshte paralele,
 c) transmetuesi dyshkallësh koaksial me boshte paralele,
 ç) transmetuesi dyshkallësh me degëzimin e fuqisë me boshte paralele,
 d) transmetuesi dyshkallësh koaksial me degëzimin e fuqisë me boshte paralele,

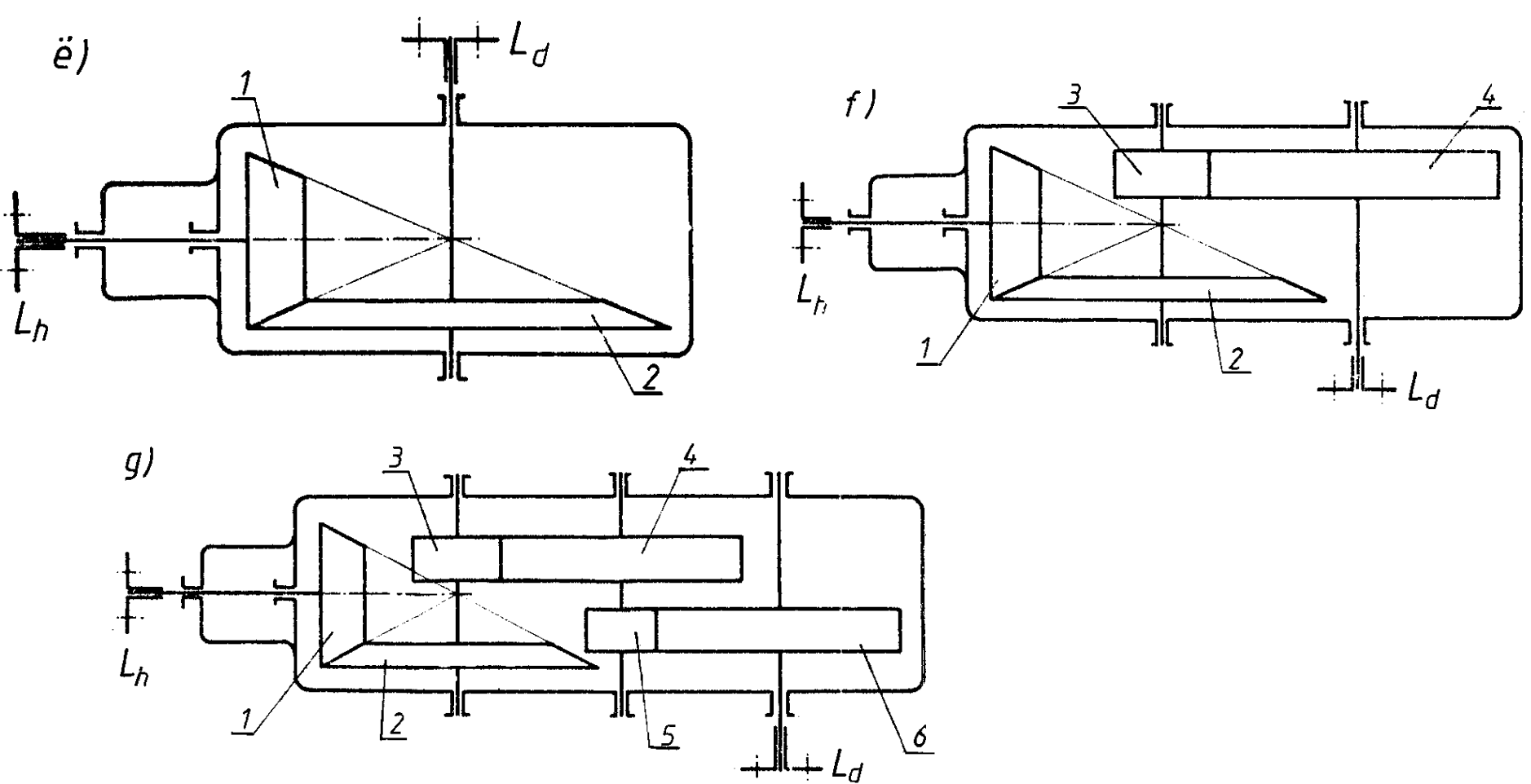


Fig. 1.3. Llojet e transmetuesve:

- e) *transmetuesi njëshkallësh me boshte që priten,*
- f) *transmetuesi dyshkallësh konik-cilindrik me boshte që priten,*
- g) *transmetuesi treshkallësh konik-cilindrik me boshte që*

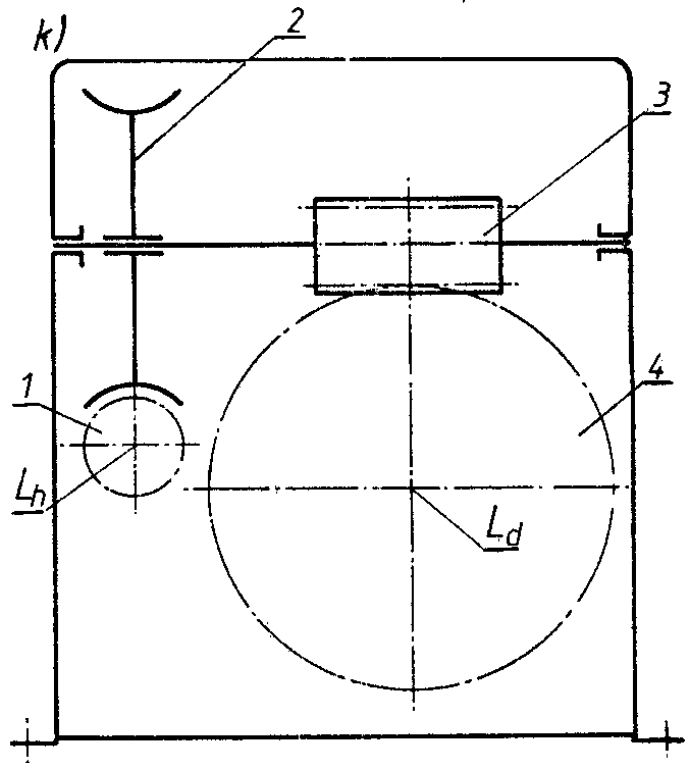
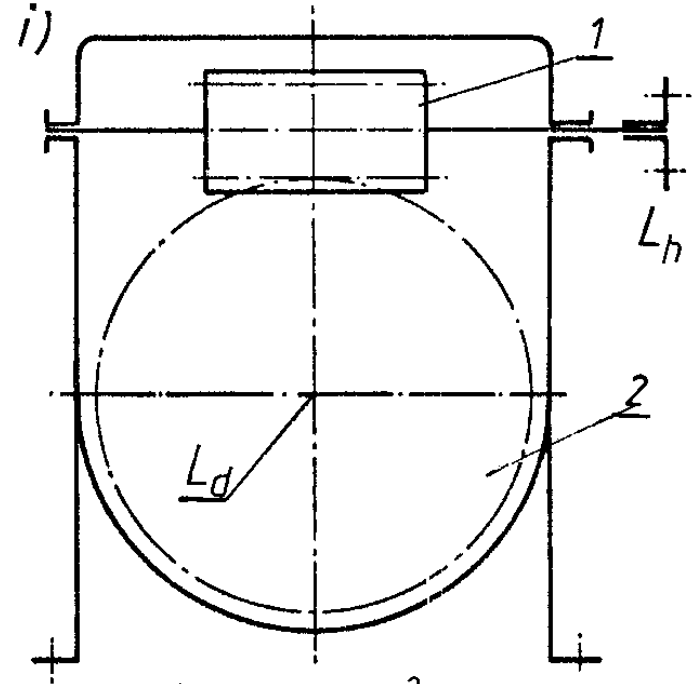
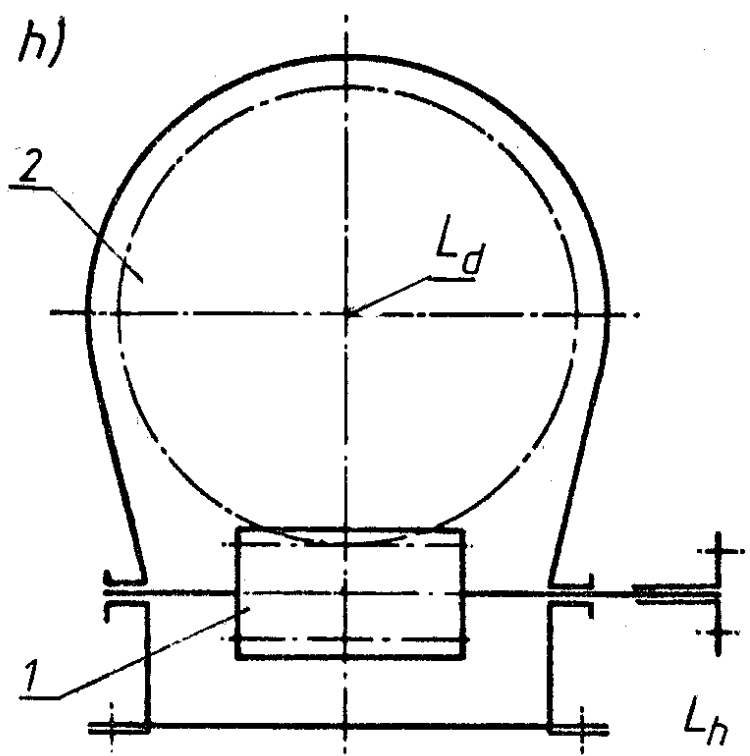


Fig. 1.3. Llojet e transmetuesve:
 h) Me vidhë pafund (vidha nën dhëmbëzorin e saj),
 i) Me vidhë pafund (vidha mbi dhëmbëzorin e saj),
 k) Transmetuesi dyshkallësh me vidhë pa fund.

MADHËSITË KARAKTERISTIKE TË TRANSMETUESVE

Madhësitë karakteristike më të rëndësishme të transmetuesve (fig. 1.1.) janë:

- *shpejtësia këndore* në boshtin hyrës ω_h dhe dalës ω_d ,
- *numri i rrotullimeve* në boshtin hyrës n_h dhe dalës n_d ,
- *momenti i rrotullimit* në boshtin hyrës T_h dhe dalës T_d ,
- *fuqia* në boshtin hyrës P_h dhe dalës P_d ,
- *raporti i transmisionit* i , dhe
- *shkalla e shfrytëzimit* η .

Në mes të karakteristikave kryesore ekzistojnë këto lidhje:

$$P_h = T_h \cdot \omega_h \quad P_d = T_d \cdot \omega_d$$

RAPORTI I TRANSMISIONIT

- **Raporti i transmisionit** - paraqet raportin e shpejtësisë këndore të boshtit hyrës dhe të boshtit dalës, pra raportin e numrave përkatës të rrotullimit (fig. 1.1.):

$$i = \frac{\omega_h}{\omega_d} = \frac{n_h}{n_d}$$

Nëse është $i > 1$, transmetuesi bën zvogëlimin e numrit të rrotullimit, kurse rritjen e momentit të rrotullimit, duke shkuar nga boshti *hyrës* kah ai *dalës*, ky transmetues quhet **reduktor**.

Nëse është $i < 1$, transmetuesi bën rritjen e numrit të rrotullimit, kurse zvogëlimin e momentit të rrotullimit, duke shkuar nga boshti *hyrës* kah ai *dalës*, ky transmetues quhet **multiplikator**.

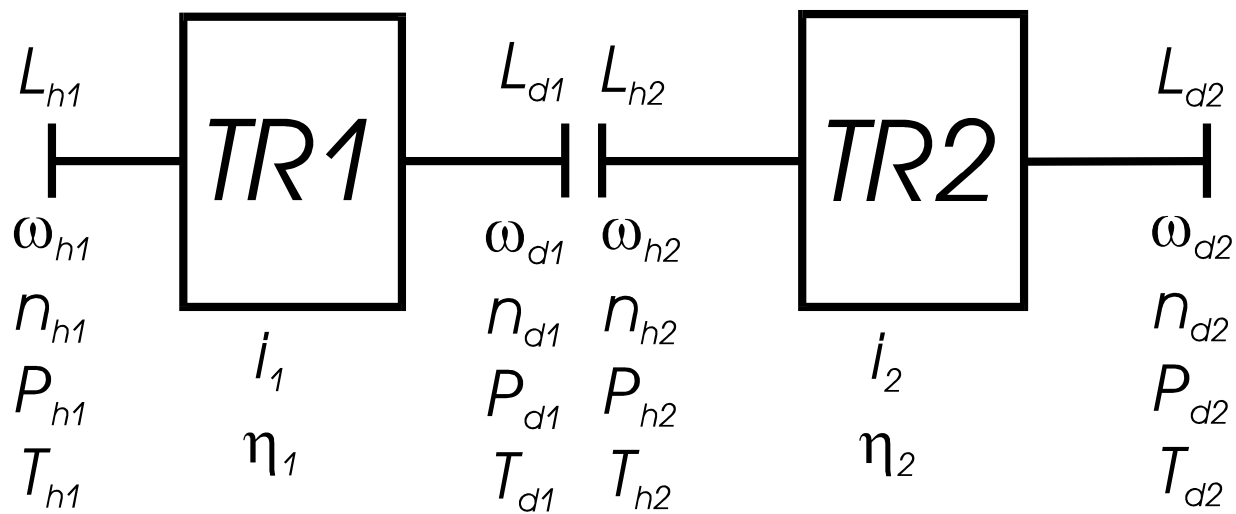


Fig. 1.5. Skema e lidhjes së dy transmetuesve.

Në këtë rast raporti i përgjithshëm i transmisionit për transmetuesit e kombinuar është:

$$i = \frac{\omega_{h1}}{\omega_{d2}} = \frac{n_{h1}}{n_{d2}} = \frac{\omega_{h1}}{\omega_{d1}} \cdot \frac{\omega_{h2}}{\omega_{d2}} = \frac{n_{h1}}{n_{d1}} \cdot \frac{n_{h2}}{n_{d2}} = i_1 \cdot i_2$$

Transmetuesit mekanikë të thjeshtë punojnë vetëm me një raport të caktuar të transmisionit, i cili për një transmetues është **konstant**.

Nëse transmetuesi është i tillë, që të mundësojë punën me disa raporte punuese të transmisionit - transmetuesi i tillë quhet transmetues me shkallë të shpejtësive - "**ndërruesi i shpejtësive**".

Nëse transmetuesi mundëson gjatë punës ndryshimin kontinual të raportit të transmisionit - transmetuesi i tillë quhet **variator**.

SHKALLA E SHFRYTËZIMIT

- **Shkalla e shfrytëzimit** - paraqet raportin e fuqive të boshtit dalës dhe boshtit hyrës (fig. 1.1.):

$$\eta = \frac{P_d}{P_h} = \frac{P_h - P_{humb}}{P_h} = \frac{P_d}{P_d + P_{humb}} < 1$$

P_{humb} - fuqia e humbur në rezistenca të ndryshme.

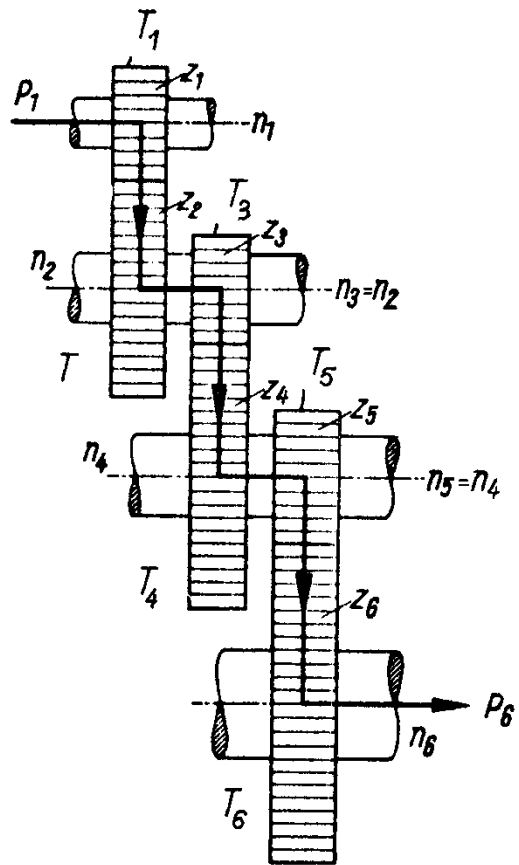
Për transmetuesin e kombinuar (**dyshkallësh**) (fig. 1.5.) është:

$$\eta = \frac{P_{d2}}{P_{h1}} = \frac{P_{d2}}{P_{h2}} \cdot \frac{P_{d1}}{P_{h1}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \qquad \frac{T_d}{T_h} = \frac{P_d / \omega_d}{P_h / \omega_h} = \frac{P_d}{P_h} \cdot \frac{\omega_h}{\omega_d} = i \cdot \eta$$

$$\frac{T_{d2}}{T_{h1}} = \frac{T_{d2}}{T_{h2}} \cdot \frac{T_{d1}}{T_{h1}} = \frac{P_{d2} / \omega_{d2}}{P_{h2} / \omega_{h2}} \cdot \frac{P_{d1} / \omega_{d1}}{P_{h1} / \omega_{h1}} = \frac{P_{d2}}{P_{h2}} \cdot \frac{P_{d1}}{P_{h1}} \cdot \frac{\omega_{h2}}{\omega_{d2}} \cdot \frac{\omega_{h1}}{\omega_{d1}} = i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2$$

$$T_{d2} = T_{h1} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = T_{h1} \cdot i_R \cdot \eta_R$$

• Për transmetuesin **treshkallësh**:



$$\eta_R = \frac{P_6}{P_1} = \frac{P_6}{P_5} \cdot \frac{P_4}{P_3} \cdot \frac{P_2}{P_1} = \eta_{56} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{12}$$

$$\frac{T_6}{T_1} = \frac{T_6}{T_5} \cdot \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_2}{T_1} = \frac{P_6/\omega_6}{P_5/\omega_5} \cdot \frac{P_4/\omega_4}{P_3/\omega_3} \cdot \frac{P_2/\omega_2}{P_1/\omega_1} =$$

$$\frac{P_6}{P_5} \cdot \frac{P_4}{P_3} \cdot \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} =$$

$$= i_{56} \cdot i_{34} \cdot i_{12} \cdot \eta_{56} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{12} = i_R \cdot \eta_R$$

Përfundimisht momenti I rrotullimit në dalje në varësi të momentit në hyrje të transmetuesit është:

$$T_d = T_h \cdot i_R \cdot \eta_R$$

2. TRANSMETUESIT ME RRIPA, VEÇORITË E TYRE DHE LLOJET

- Janë transmetues mekanik indirekt, të cilët fuqinë e bartin nga rrota udhëzuese në ate të udhëzuar përmes fërkimit.

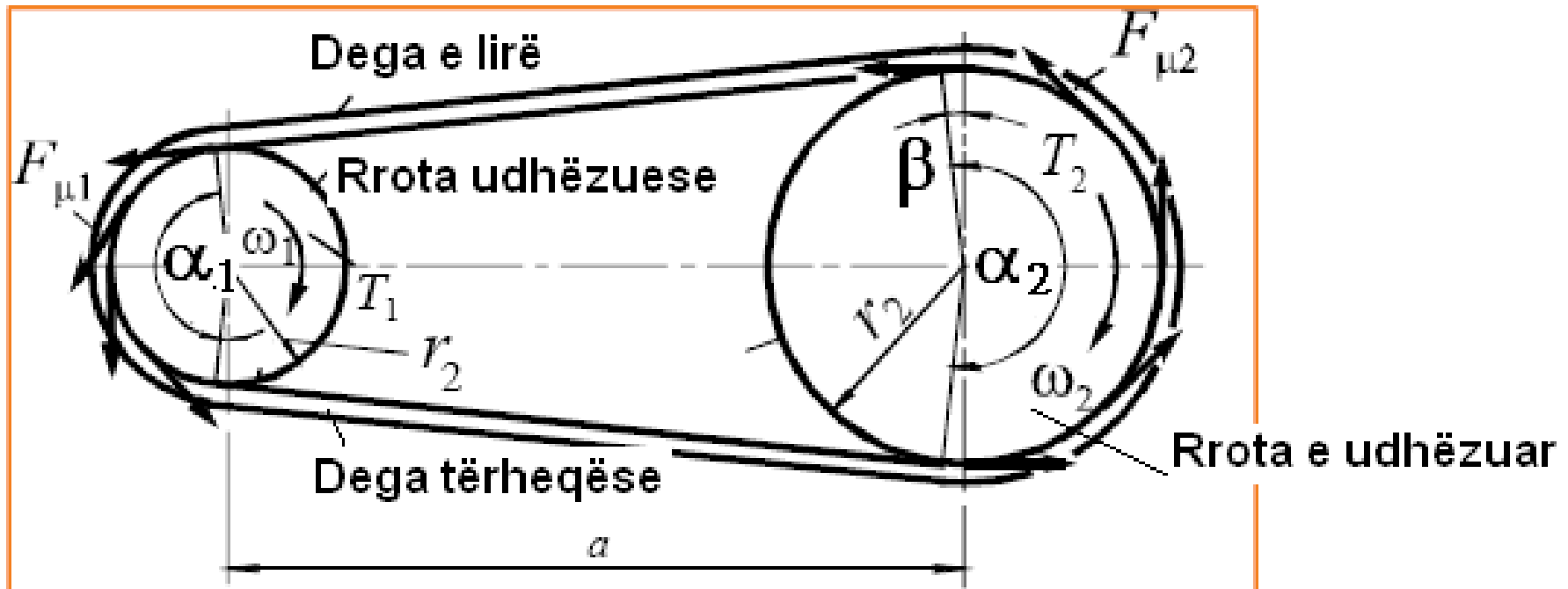


Fig.2.1. Transmetuesi i hapur me rripa

Kushti për bartjen e lëvizjes është: $F_{\mu} > F_t$

Përparësitë e transmetuesëve me rripa janë:

- *Bartin momentin e rrotullimit në **distancë**,*
- *Mund të përdoren për boshte paralele, të kryqëzuara dhe të kithura,*
- *Forma e thjeshtë e rrotave,*
- *Nuk kërkojnë mbrojtje të veçantë dhe lyerje,*
- *Janë shumë elastik gjatë bartjes së momenteve të rrotullimit,*
- *Rripi I amortizon goditjet e jashtme dhe forcat e jashtme dinamike,*
- *Kanë punë të qetë,*
- *Në rast të tejngarkesës rripi **rrëshqet** nëpër rrotë dhe evitohet rreziku I thyerjeve të ndryshme.*

Të metat e transmetuesëve me rripa janë:

- *Kufiri I diametrit më të vogël të rrotës është mjaft i lartë,*
- *Boshtet dhe kushinetat e transmetuesit janë nën veprimin e forcës së shtrëngimit paraprak edhe kur transmetuesi nuk punon,*
- *Rrëshqitja elastike e rripit nëpër rrotë bënë që raporti I transmisionit të **ndryshoi**,*
- *Nuk janë të sigurtë gjatë bartjes së momentit të rrotullimit për shkak të ndikimeve të jashtme (**temperatura, lagështia** etj).*

- Raporti **teorik kinematik** I transmisionit:

$$u_t = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

- Raporti **faktik kinematik** I transmisionit:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{\xi_{rr} \cdot d_1}$$

Kjo shprehje përdoret gjatë zgjidhjes së detyrës

Ku janë:

ω_1, ω_2 - Shpejtësitë këndore të rrotave 1 dhe 2.

n_1, n_2 – numrat e rrotullimeve të rrotave 1 dhe 2,
 d_1 dhe d_2 - diametrat kinematik të rrotave 1 dhe 2.

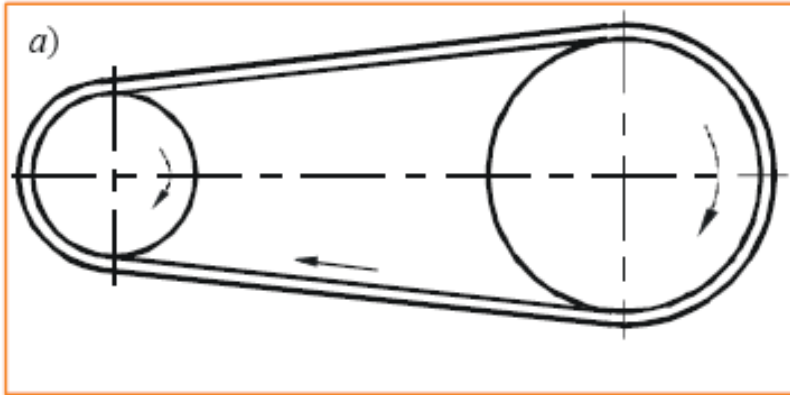
$\xi_{rr} = 0.98...0.99$ – koeficienti I rrëshqitje së rripit

$\xi_{rr} = 0.985$ - Për detyra

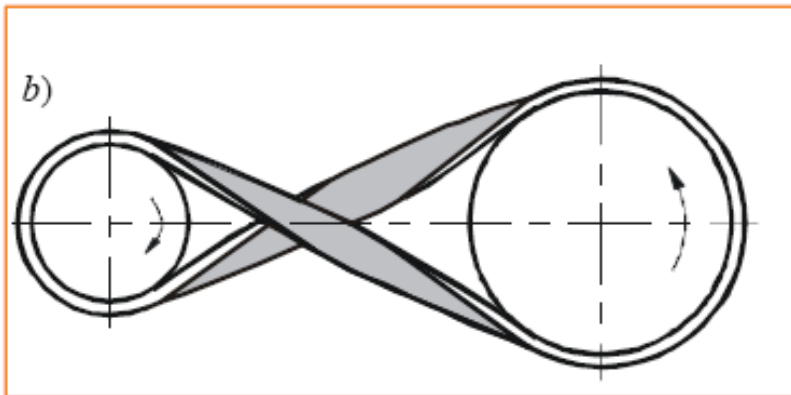
LLOJET E TRANSMETUESVE ME RRIPA

Varësisht nga pozita e rripit dhe e rrotëve, transmetuesit me rripa mund të jenë:

- **Të hapur** (fig.2.2 a) – boshtet paralele

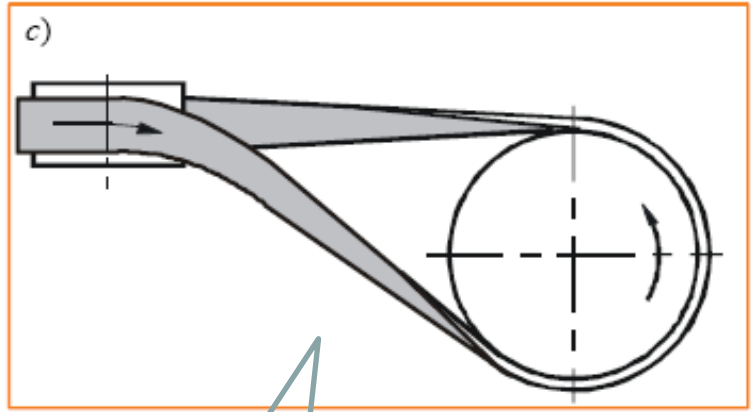


- **Të kryqëzuar** (fig.2.2.b) – boshtet paralele, por degët e rripit janë të kryqëzuara për ndërrimin e kahjes së rrotullimit.

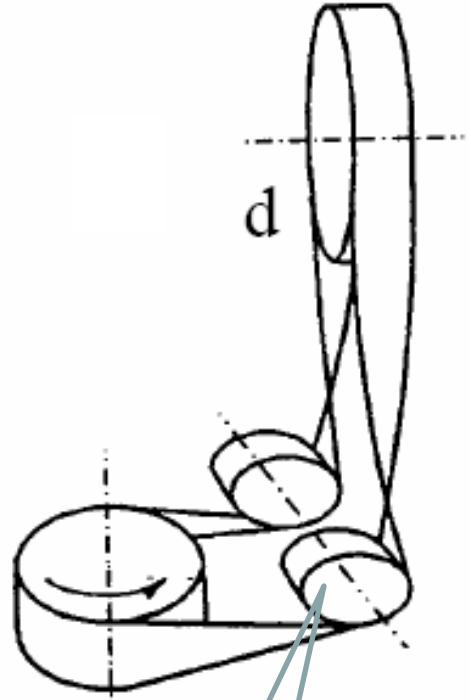


Rripi dëmtohet më shpejtë për shkak të përdredhjes dhe fërkimit.

- **Gjysmë të kryqëzuar** pa rrotë drejtuese (fig.2.2. c) dhe me rrotë drejtuese (fig.2.2. d)



Pa rrotë drejtuese



Rrota drejtuese

Fig. 2.2. Llojet e transmetuesve me rripa

Varësisht nga raporti I transmisionit, transmetuesit me rripa mund të jenë:

- Me raport transmisioni relativisht **konstant** (fig.2.3a,b,c,ç),
- Me raport transmisioni të **shkallëzuar** (fig.2.3d),
- Me raport transmisioni të ndryshueshëm – **variatorët** (fig.2.3. b).

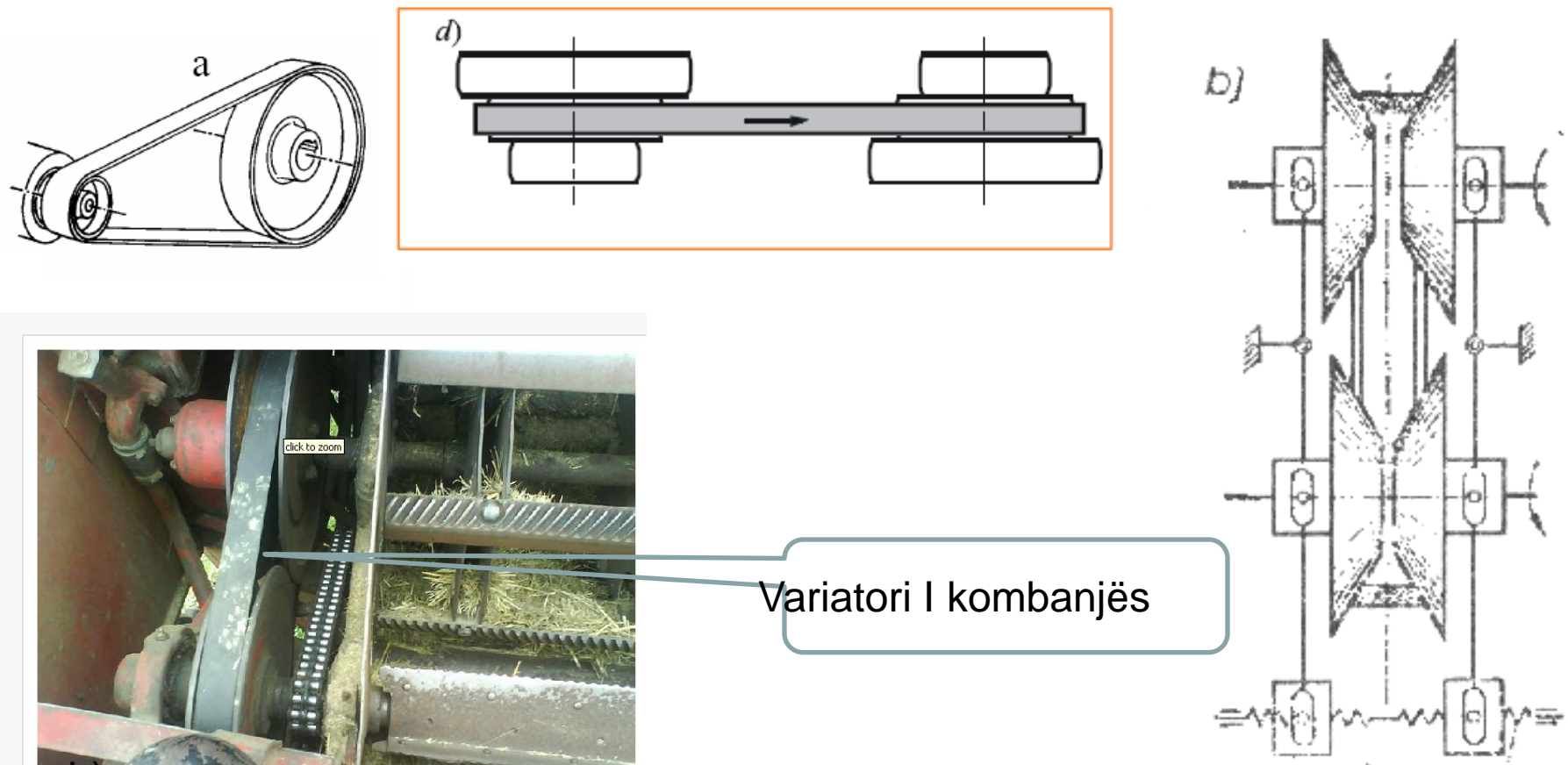
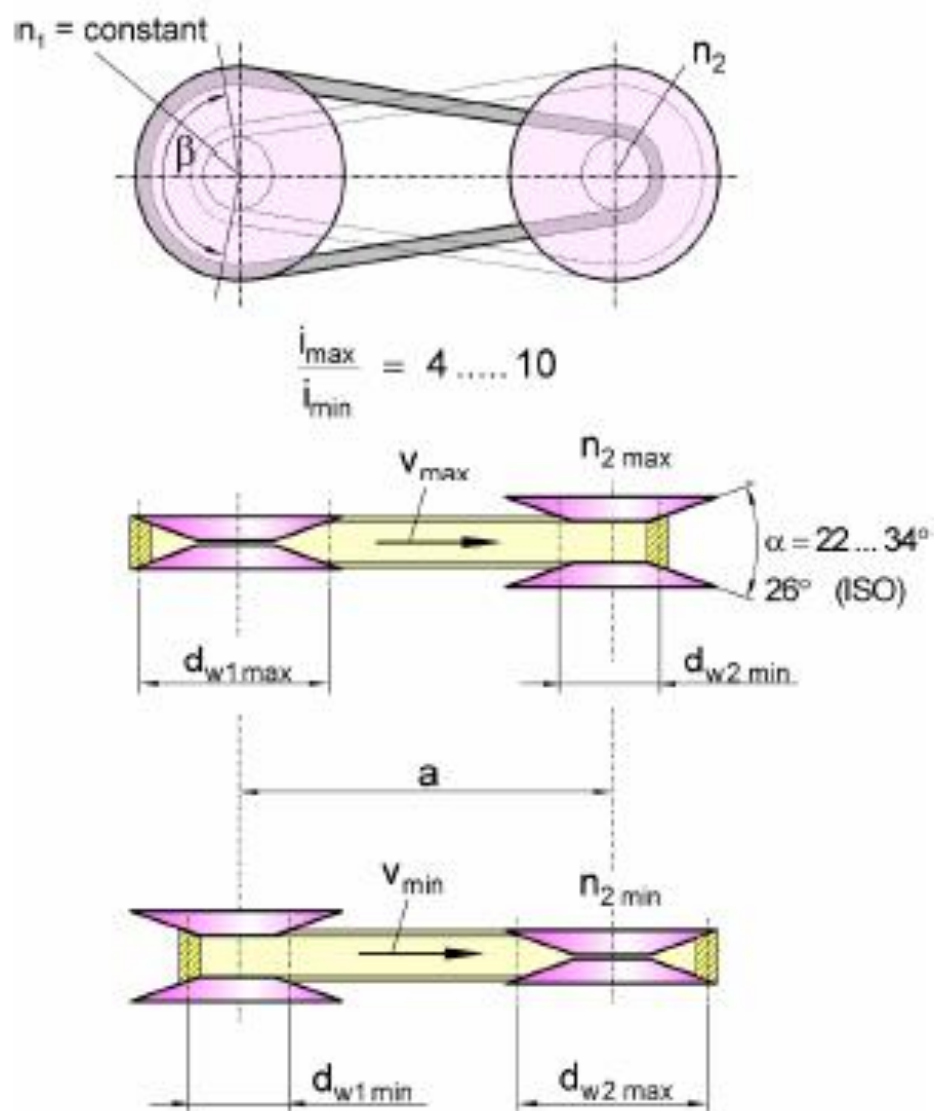


Fig.2.3. Llojet e transmetuesve me rripa

Verstellantrieb mit Breitkeilriemen



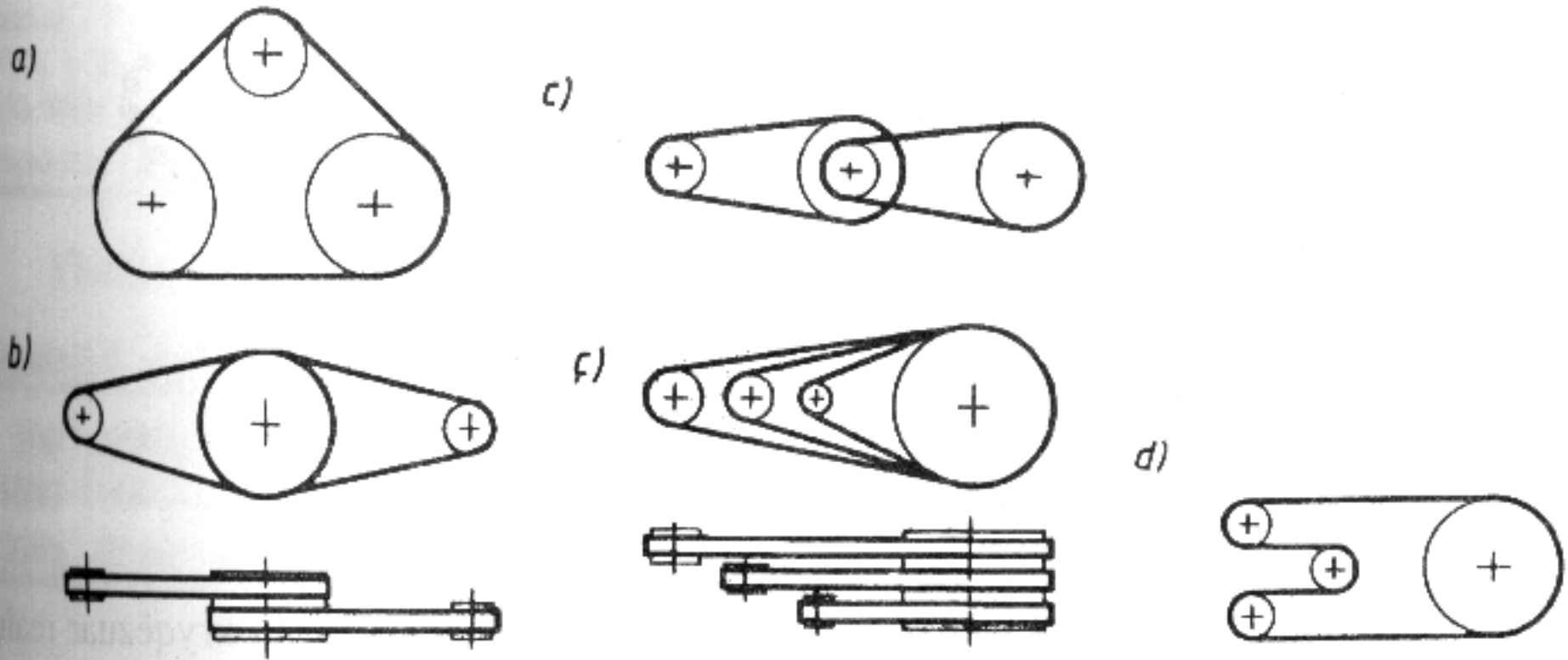


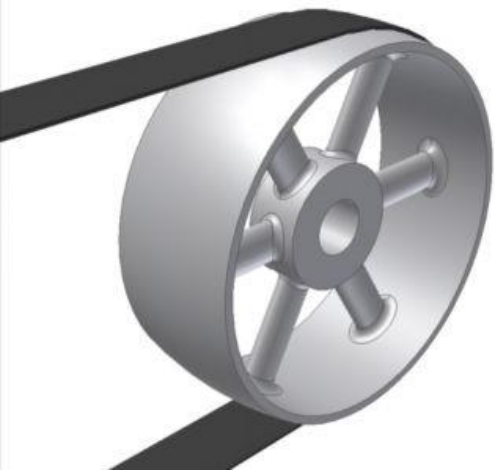
Fig. 3.4. Llojet e transmetuesve me rripa.

Transmetuesi me:

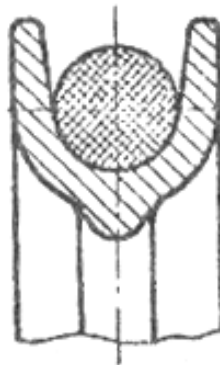
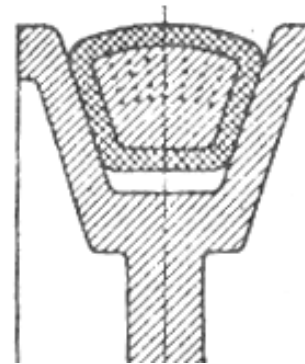
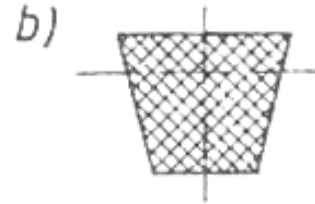
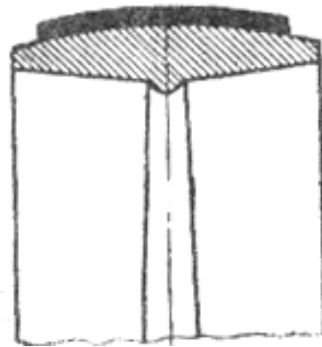
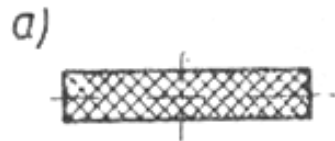
- a) tre boshte dhe një rrip,
- b) tre boshte dhe dy rripa,
- c) tre boshte dhe dy rripa (transmetues dyshkallësh),
- d) shumëboshte dhe një rrip,
- ç) shumëboshte dhe shumë rripa.

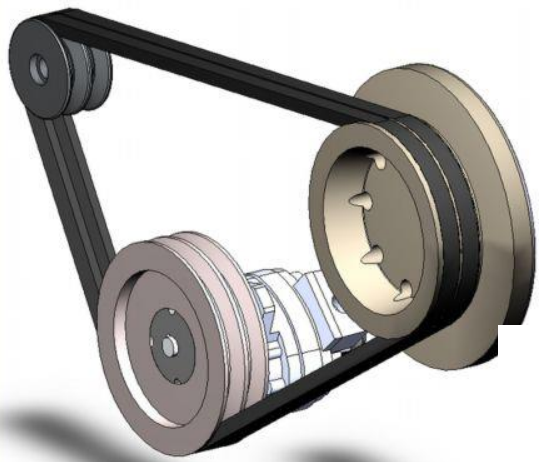
Varësisht nga forma e prerjes tërthore të rripit,transmetuesit me rripa mund të jenë:

- Të rrafshhtë (fig.2.5 a),
- Trapezorë (fig.2.5 b),
- Rrethorë, dhe
- Të dhëmbëzuar (fig. 2.5 ç, d).

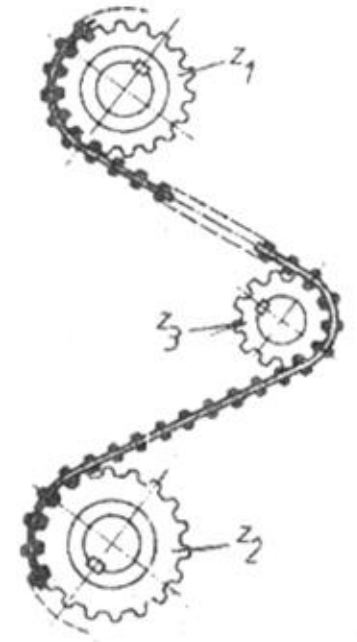
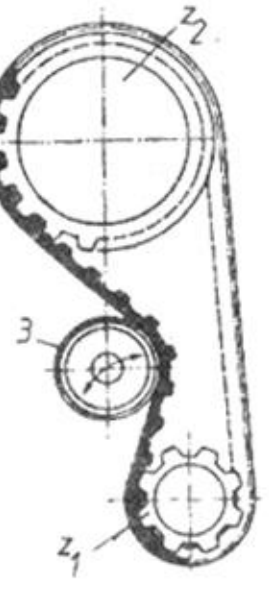
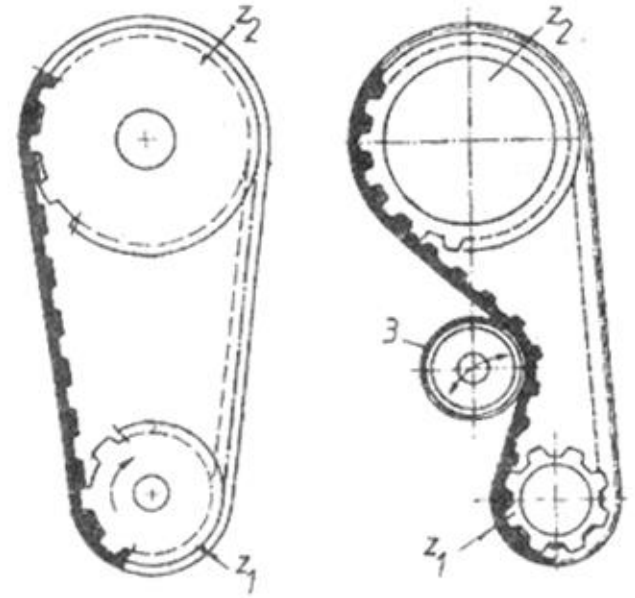


a).





b). Me rrip trapezorë



b)

Fig. 2.5. Transmetues me rripa të dhëmbëzuar.

3. RRIPAT TRAPEZORË, FORMA DHE MATERIALI

Kanë prerje tërthore në formë të trapezitit.

Mund të punohen:

- **me mbështjellje** (fig.3.1 a), dhe
- **me prerje** (fig.3.1b),

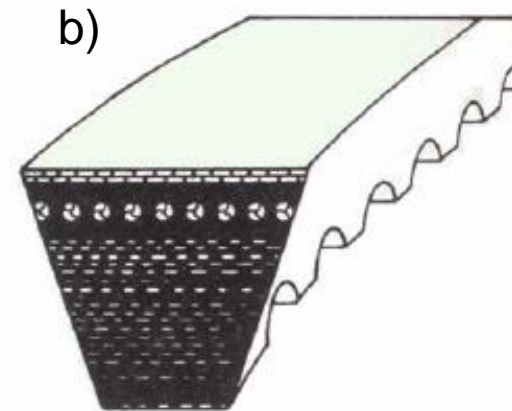
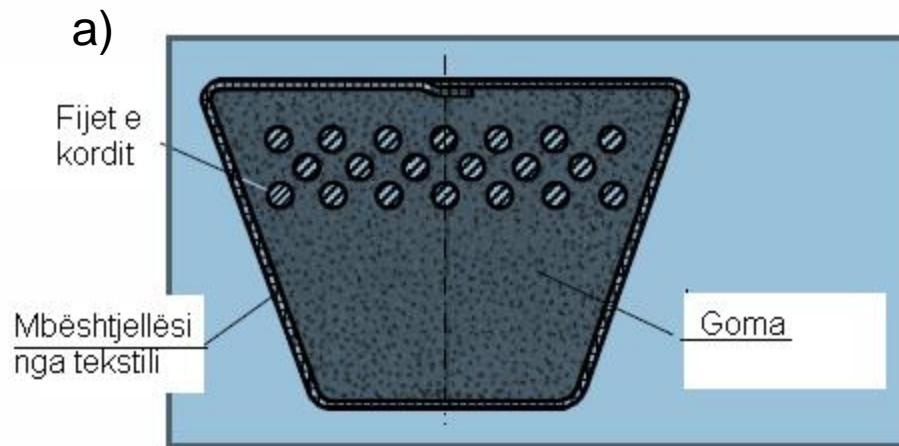
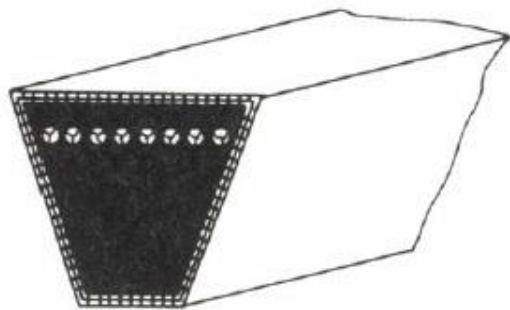


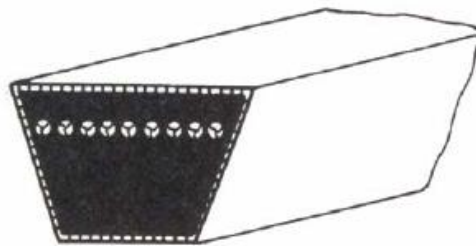
Fig. 3.1. Mënyrat e punimit të rripave trapezorë

Rripat trapezore punohen në tri gjërësi:

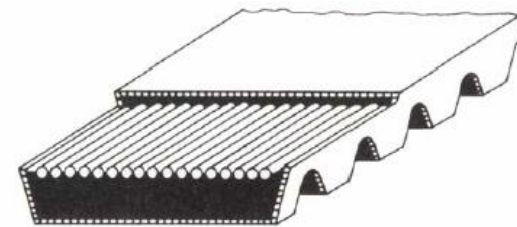
- **Të ngushtë** (fig.3.2 a),
- **Normale** (fig.3.2.b), dhe
- **Të gjërë pa kanale** (fig.3.2. c) dhe me kanale (fig. 3.2 ç).



a)



b)



ç)

Fig.3.2. Llojet e rripave trapezore

Rripat e ngushtë janë me profil: **SPZ, SPA, SPB**, dhe **SPC**. Sias **DIN 7753** ekziston edhe profili **19**.

Rripat **normal** janë me profil: **Y, Z, A, B, C D** dhe **E**. Sipas **DIN 2215** janë edhe 4 profile: **5, 8, 20** dhe **25**.

Sipas **DIN 7753** rripat e ngushtë janë të standardizuar në **Lw** (në gjatësinë **kinematike**). Sipas **DIN 2215** rripat normal janë të standardizuar në **Li** (në gjatësinë **e brendëshme**).

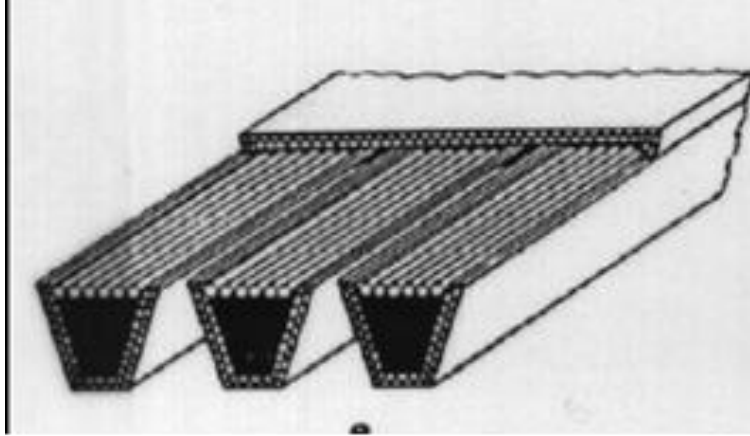


Fig. 3.3. Rripat trapezorë të ngjitur

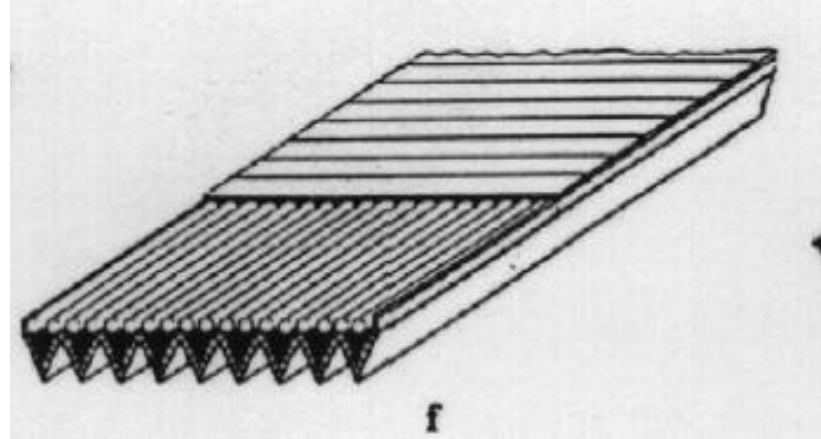


Fig. 3.4. Rripat **poly -V**

Rripat poly -V mund të jenë me profil:

J – për shpejtësi deri 50 m/s,

L - për shpejtësi deri 35 m/s,

M - për shpejtësi deri 28 m/s,

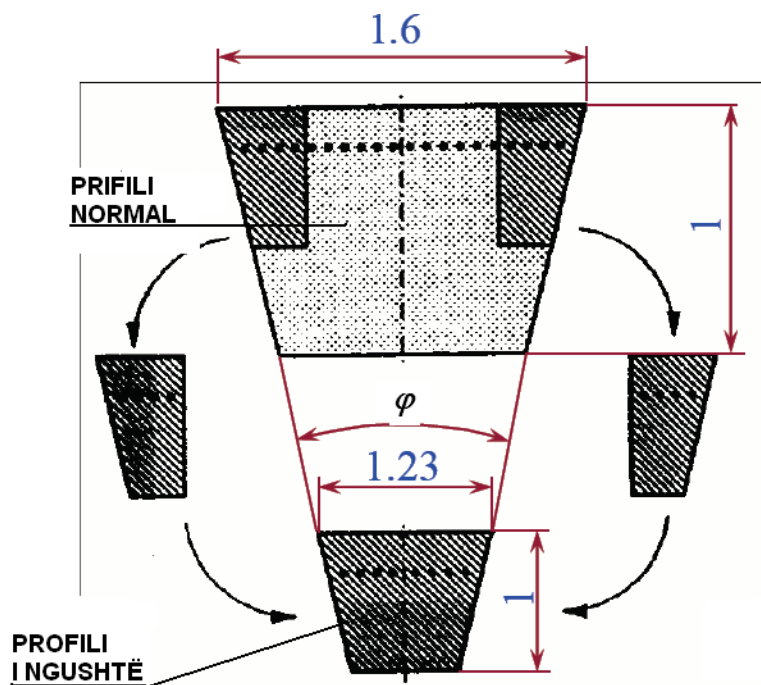
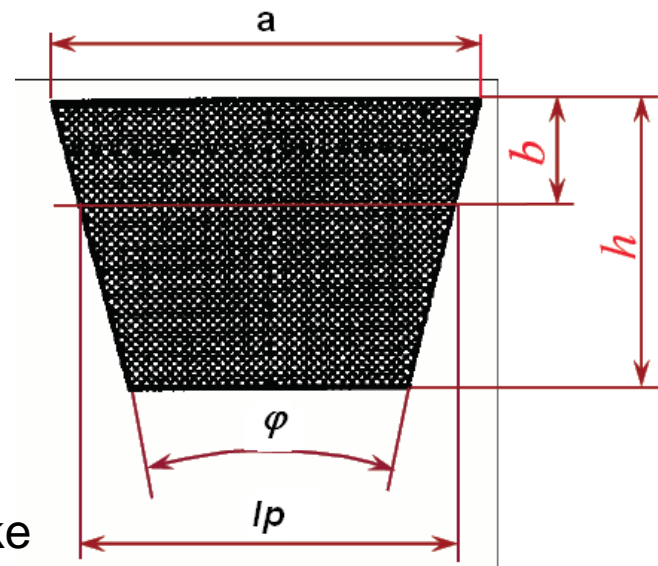
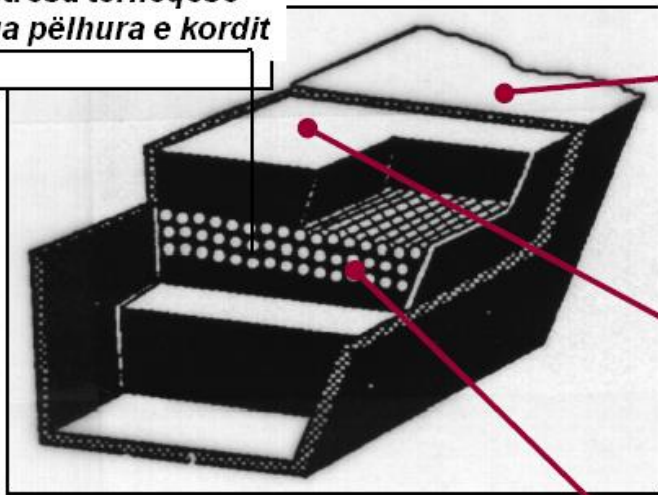


Fig. 3.5. Përmasat gjeometrike të rripit trapezorë



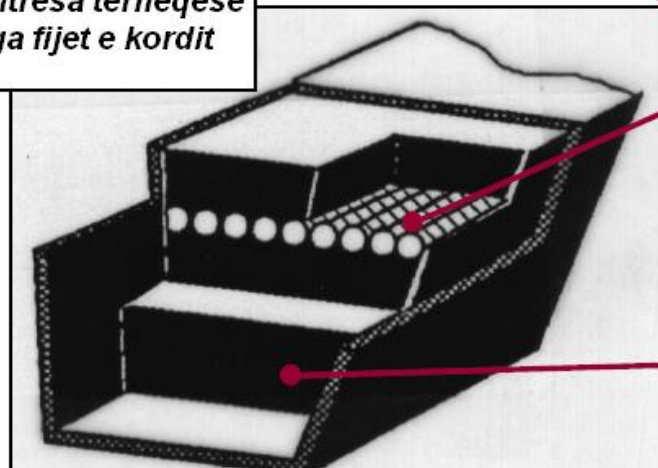
Shtresa tërheqëse nga pëlhura e kordit



Mbështjellësi prej tekstili e mbron rripin nga ndikimet mekanike dhe kimike. Kjo pëlhurë tekstili është e gomëruar, ka koeficient të madh të fërkimit dhe rezistencë ndaj hargjimit.

Shtresa e sipërme e gomës e mbron shtresën tërheqëse nga dëmtimet e mëdha, transmeton nxehtësinë nga pjesa e brendëshme e rripit në ambientin rrethues.

Shtresa tërheqëse nga fijet e kordit



Shtresa tërheqëse bënë bartjen e ngarkesës së rripit. Përbëhet nga fijet e kordit ose shtresat e pëlhurës së kordit. Rripat me fije të kordit përdoren për shpejtësi më të mëdha.

Shtresa e poshtme e gomës paraqet shtresën mbështetëse të shtresës tërheqëse, formon profilin e rripit dhe rritë sipërfaqen kontaktuese ndërmjet rripit dhe rrotëve.

Fig.3.6.Konstruksioni dhe materiali i rripave trapezorë

RRIPAT E DHËMBËZUAR, FORMA DHE MATERIALI

- Kanë formë të veçantë, sepse në tërë gjatësinë e tyre kanë dhëmbët.

BARTJA E MOMENTIT TË RROTULLIMIT = PËRMES FORMËS DHE FËRKIMIT

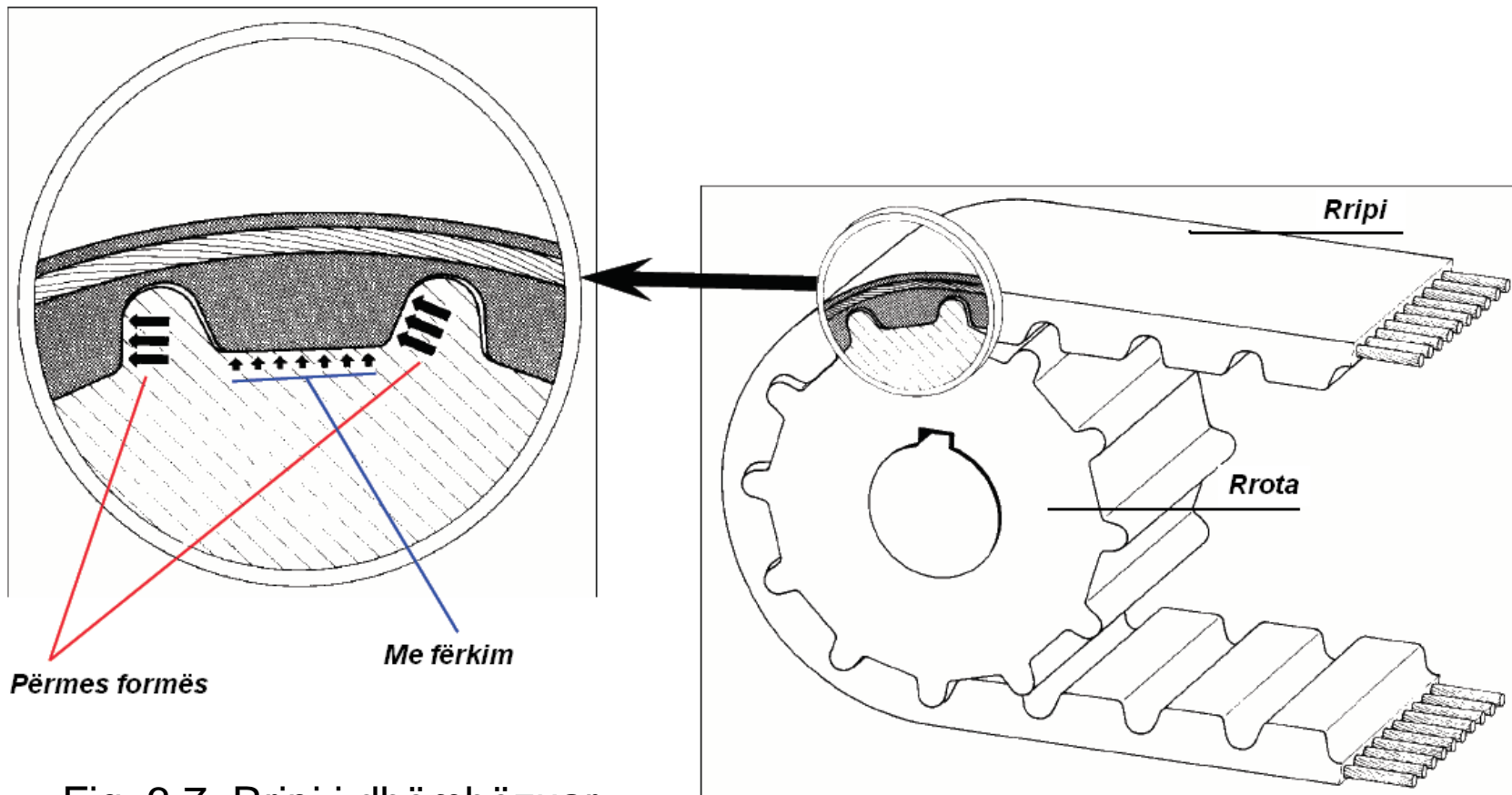


Fig. 3.7. Rripi i dhëmbëzuar

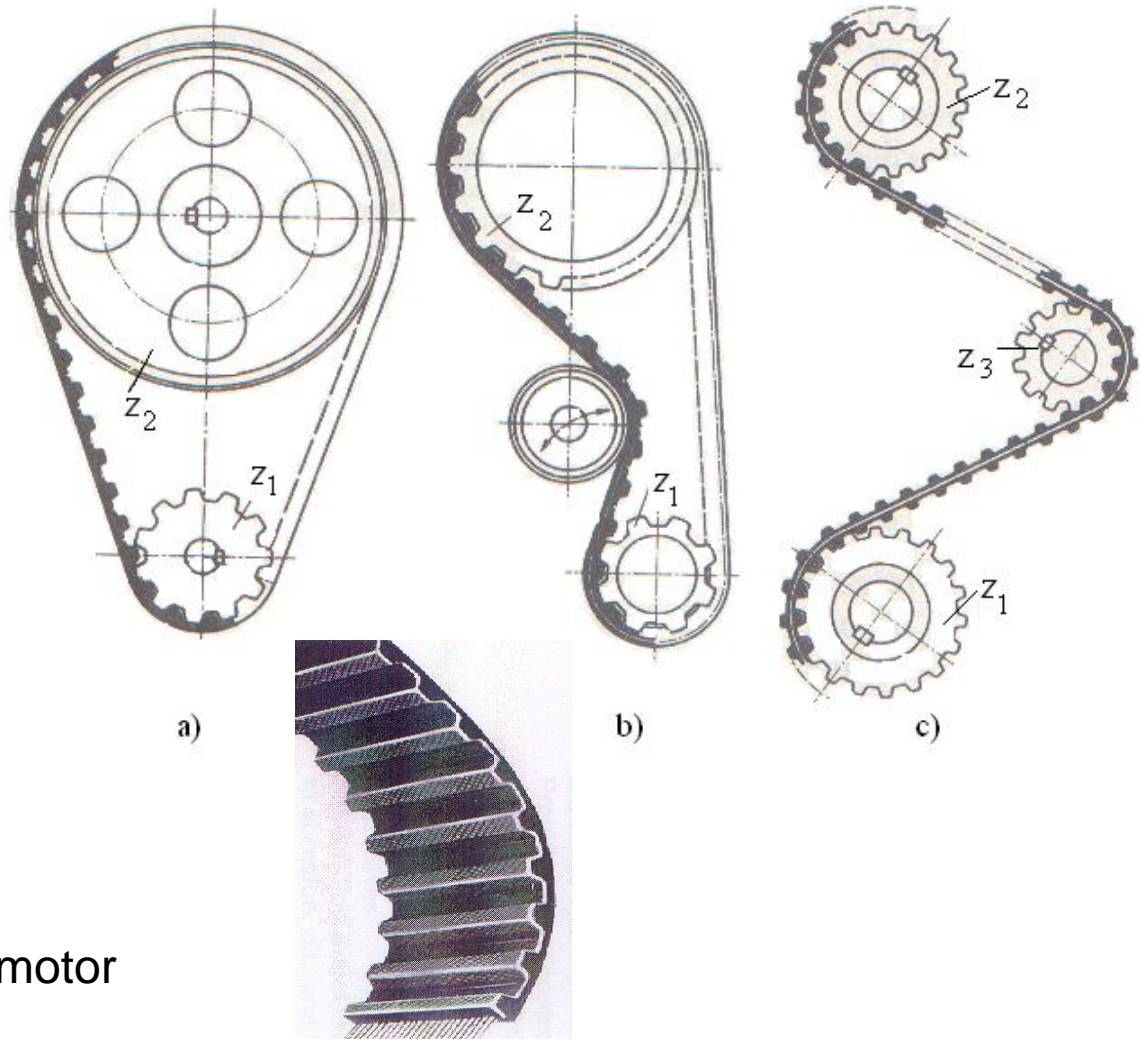
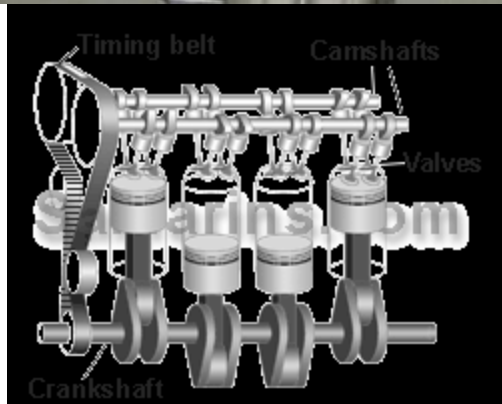


Fig.3.8. Rripi i dhëmbëzuar në motor të automjetit

Fig. 3.9. Rripi i dhëmbëzuar me dhëmbë nga njëra anë (a,b) dhe nga të dy anët (c).

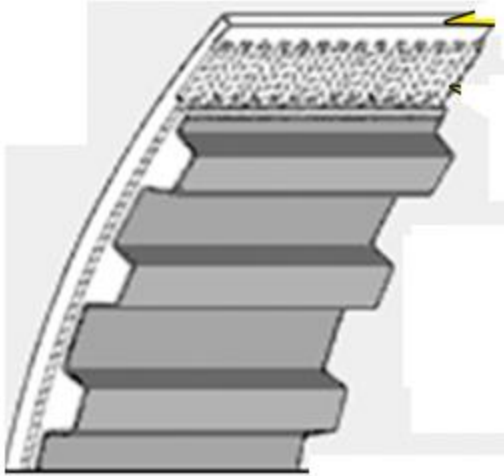


Fig. 3.10. Ripi i dhëmbëzuar trapezorë

Me standarde janë përfshi 11 Madhësi të rripave të dhëmbëzuar me profil trapezorë: T2.5, T5, XL, 8M, L, T10, H, 14M, T20, XH dhe XXH. Rripat e dhëmbëzuar mund të kenë profilin e dhëmbëve:

- Trapezorë (fig.3.15.),
- gjysmë të rrumbullakët (fig.3.16.),
- evolvent (fig. 3.17.),
- parabolik (fig. 3.18.),
- Shigjetorë (fig.3.19.) etj.



HTD 8M

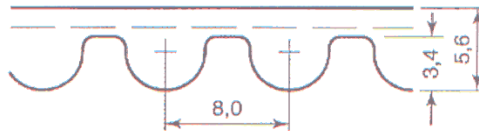


Fig.3.11. Ripi me dhëmbë gjysmë
Të rrumbullakët

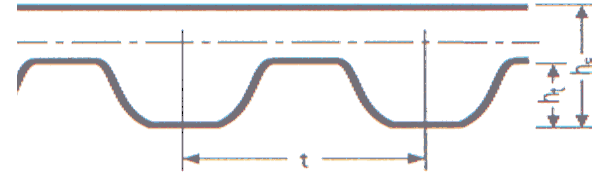


Fig.3.12. Ripi me dhëmbë evolvent



Fig.3.13. Rripi me dhëmbë parabolik



Fig.3.14. Rripi me dhëmbë në formë shigjete

Forma e dhëmbëzuar e rripit I eliminon pasojat e rrëshqitjes elastike, pra Siguron raport të transmisionit konstant.

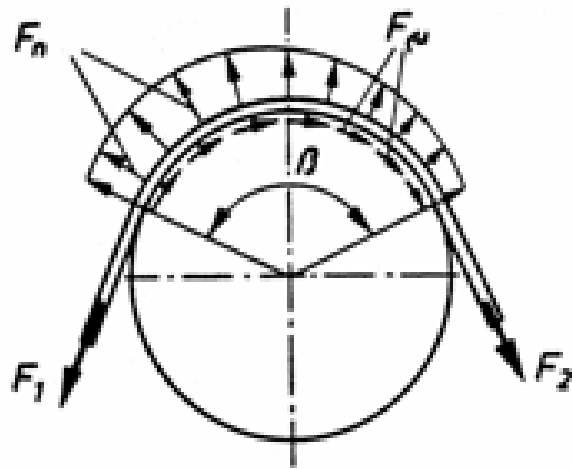
Këta rripa punohen nga goma e vullkanizuar, poliuretani I armiruar me fije çeliku Ose monokordi dhe nga ana e brendshme me pëlhurë najlloni.

4. FORCAT NË RRIPIA, FORCA E SHTRËNGIMIT PARAPRAK DHE NGARKESA E BOSHTIT

- Me shtrëngimin e rripit degët e rripit janë të ngarkuara me forca të caktuara të cilat janë të njëjta kur transmetuesi me rripa nuk e bart momentin e rrotullimit. Gjatë bartjes së momentit të rrotullimit forcat në degë janë të ndryshme, në degën tërheqëse forca F_1 është më e madhe, kurse në degën e lirë F_2 është më e vogël (fig. 4.1.).

$$F_1 - F_2 = K_A \cdot F_t \quad \left| F_\mu \right| = S_\mu \cdot F_t$$

Shkalla e sigurisë kundër rëshqitjes S_μ përvehtësohet në kufijtë **1,1 ... 1,2**.



$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha} \quad \text{- Formula e Ojlerit}$$

Fig. 4.1. Forcat në degët e rripit

- **forca në degën tërheqëse** të rripit:

$$F_1 = S_\mu \cdot K_A \cdot F_t \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

- **forca në degën e lirë** të rripit :

$$F_2 = S_\mu \cdot K_A \cdot F_t \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

Koeficienti i fërkimit μ varet nga materiali i rripit dhe rrotës, nga gjendja e sipërfaqeve, nga shtypja, nga shpejtësia periferike dhe nga kushtet e tjera gjatë punës.

K_A – faktori i ngarkesave të jashtme dinamike, lexohet nga tabela varësisht nga kushtet punuese në të cilat punon transmetuesi.

α - këndi i përçafimit ndërmjet rripit dhe rrotës udhëzuese

- **forca centrifugale:**

$$F_c = q \cdot v^2$$

q (kg/m)- pesha lineare, lexohet nga tabela në varësi të profilit të rripit.

v (m/s) – shpejtësia e rripit

- Forca e shtrëngimit paraprak caktohet nga shprehja:

$$2F_{pr} = F_1 + F_2$$

$$F_{pr} = \frac{S_{\mu} \cdot K_A \cdot F_t}{2} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} = \xi_{\mu} \cdot K_A \cdot \frac{F_t}{2}$$

- koeficientit të shtrëngimit ξ_{μ} me shprehjen:

$$\xi_{\mu} = S_{\mu} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

- Forca e shtrëngimit paraprak e rripit të dhëmbëzuar :

$$F_{pr} = \xi_{pr} \cdot K_A \cdot K_d \cdot F_t / \sin(\alpha / 2)$$

Faktori $\xi_{pr} = 0,25 \dots 0,40$.

- Faktori i ngarkesave të brendshme dinamike merret në kufijtë $K_d = 1,3 \dots 1,4$.

Ngarkesa e boshtit F_R :

$$F_R = 2F_{pr} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = \xi_{\mu} \cdot K_A \cdot F_t \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

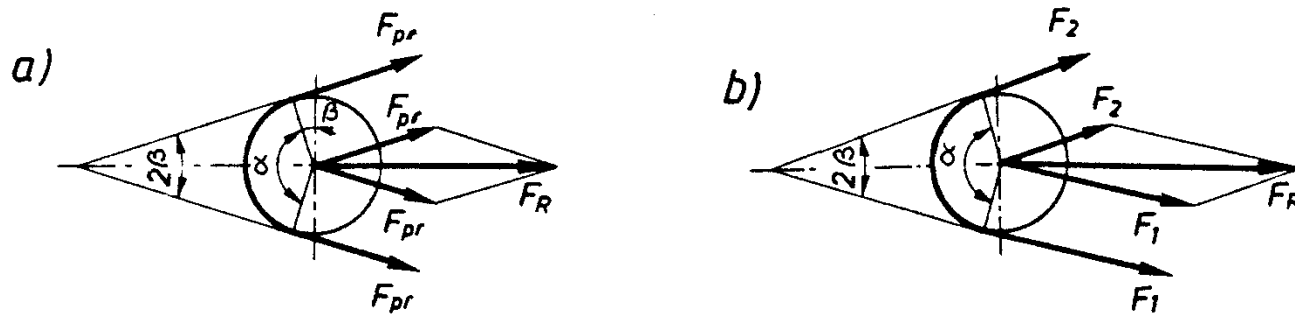


Fig. 4.2. Ngarkesat e boshtit kur transmetuesi është në:
a) qetësi $T_1 = 0$, b) punë $T_1 > 0$.

Ngarkesa e boshtit te rripat e dhëmbëzuar është:

$$F_R = 2F_{pr} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2\xi_{pr} \cdot K_A \cdot K_d \cdot F_t$$

Nëse forca periferike llogaritet në funksion të fuqisë P dhe shpejtësisë periferike v dhe nëse merret parasysh ndikimi i forcës centrifugake në funksion të shpejtësisë periferike $k \cdot v^2$, forca e nevojshme e shtrëngimit të një rripi F_{pr} është:

$$F_{pr} = \frac{\xi_{\mu}}{2} \cdot \frac{K_A \cdot P}{v \cdot z} + k \cdot v^2$$

k -lexohet nga tabela, varësisht nga profili i rripit.



Matja e forcës së shtrëngimit paraprak të rripit

Ekzistojnë edhe metoda tjera të matjes së forcës së shtrëngimit paraprak (përmes matjes së frekuencës së lëkundjeve të degës së rripit).

5. SFORCIMET NË RRIPA

- Gjatë bartjes së momentit të rrotullimit, rripat janë të rrekur në zgjatje për shkak të forcave punuese F_1 dhe F_2 , përkatësisht paraprahe F_{pr} dhe forcës centrifugale F_c . Sforcimet në përkulje krijohen për shkak të deformimit të rripit gjatë kalimit të tij mbi rrota.
- Forcat F_1 dhe F_2 në degët e rripit mund të caktohen me madhësitë matëse të forcave F_{pr} dhe F_t me shprehjet:
- - *për degën tërheqëse*

$$F_1 = F_{pr} + K_A \cdot \frac{F_t}{2}$$

- - *për degën e lirë*

$$F_2 = F_{pr} - K_A \cdot \frac{F_t}{2}$$

Forca tangjensiale (periferike) F_t caktohet me shprehjen:

$$F_t = \frac{2T}{d}$$

Sforcimet normale në zgjatje në rripa për shkak të forcave F_1 dhe F_2 janë

- për rripat e rrafshët

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}$$

- për rripa trapezorë

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{z \cdot A_1} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{z \cdot A_1}$$

T- momenti I rrotullimit në rotën e transmetuesit

d-diametri I rotës,

F1 – forca në degën tërheqëse,

F2 – forca në degën e lirë,

A – sipërfaqja e prerjes tërthore të rripit,

σ_1 - sforcimi normal në degën tërheqëse,

σ_2 - sforcimi normal në degën e lirë,

z – numri I rripave trapezorë,

A1 – sipërfaqja e prerjes tërthore të rripit trapezor.

- sforcimi i dobishëm në rrip

$$\sigma_d = \sigma_1 - \sigma_2 = K_A \cdot \frac{F_t}{A} = \sigma_1 \cdot \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}}$$

- Sforcimi centrifugal

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{q \cdot v^2}{A}$$

- Sforcimi në përkulje

$$\sigma_f = \varepsilon \cdot E_f = \frac{h}{d} \cdot E_f$$

K_A – faktori i ngarkesave të jashtme dinamike (faktori i kushteve të punës),
 μ - koeficienti i fërkimit ndërmjet rripit dhe rrotave (për detyra vlera merret nga Praktikumi),

α - këndi i përqafimit (kontaktit) ndërmjet rripit dhe rrotës udhëzuese,

F_c – forca centrifugale,

q – masa lineare e rripit,

h – lartësia e prerjes tërthore të rripit,

d - diametri përkatës i rrotës,

E_f – moduli i elasticitetit të rripit në përkulje

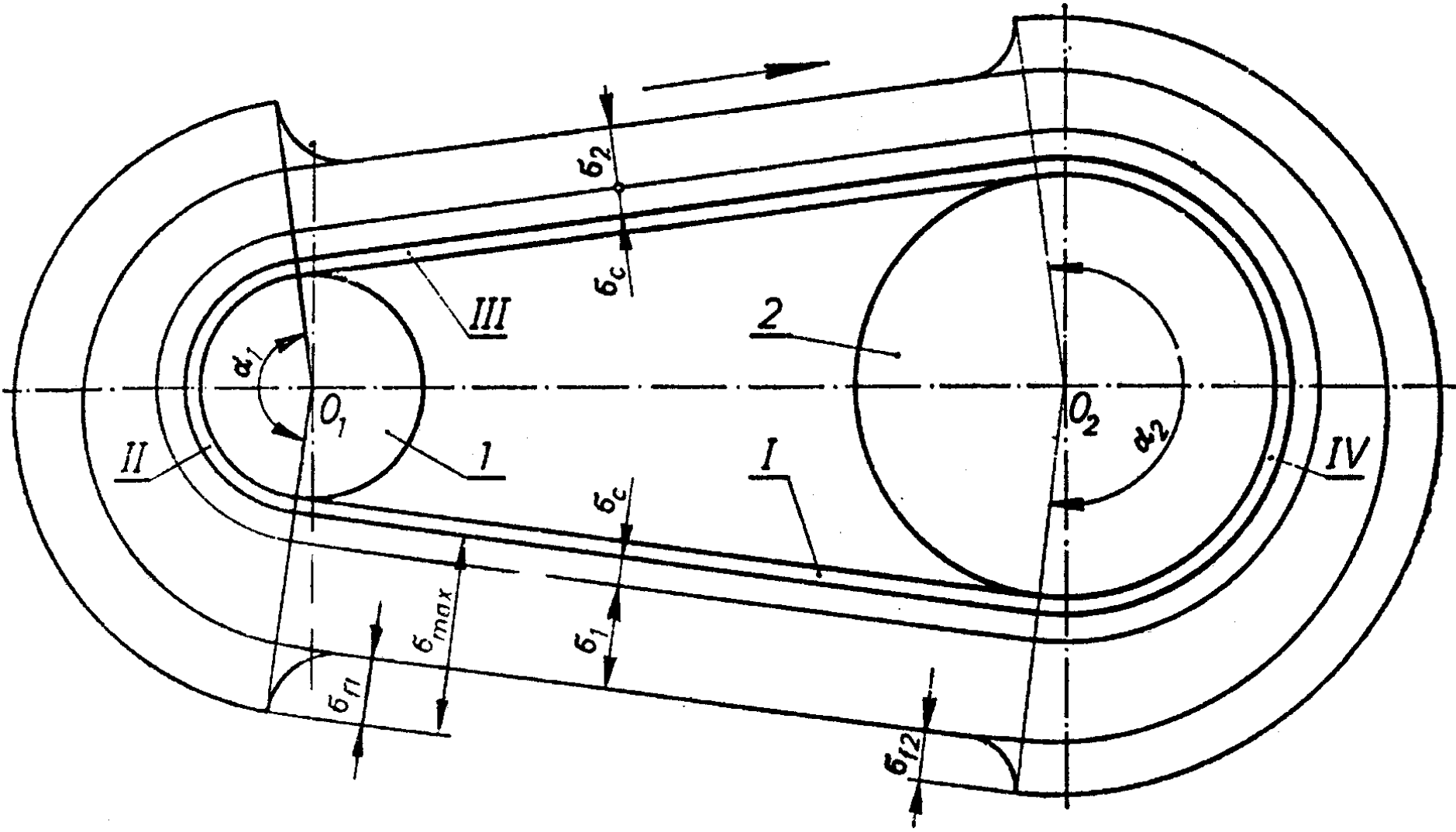


Fig.5.1. Diagrami I sforcimeve në rrip

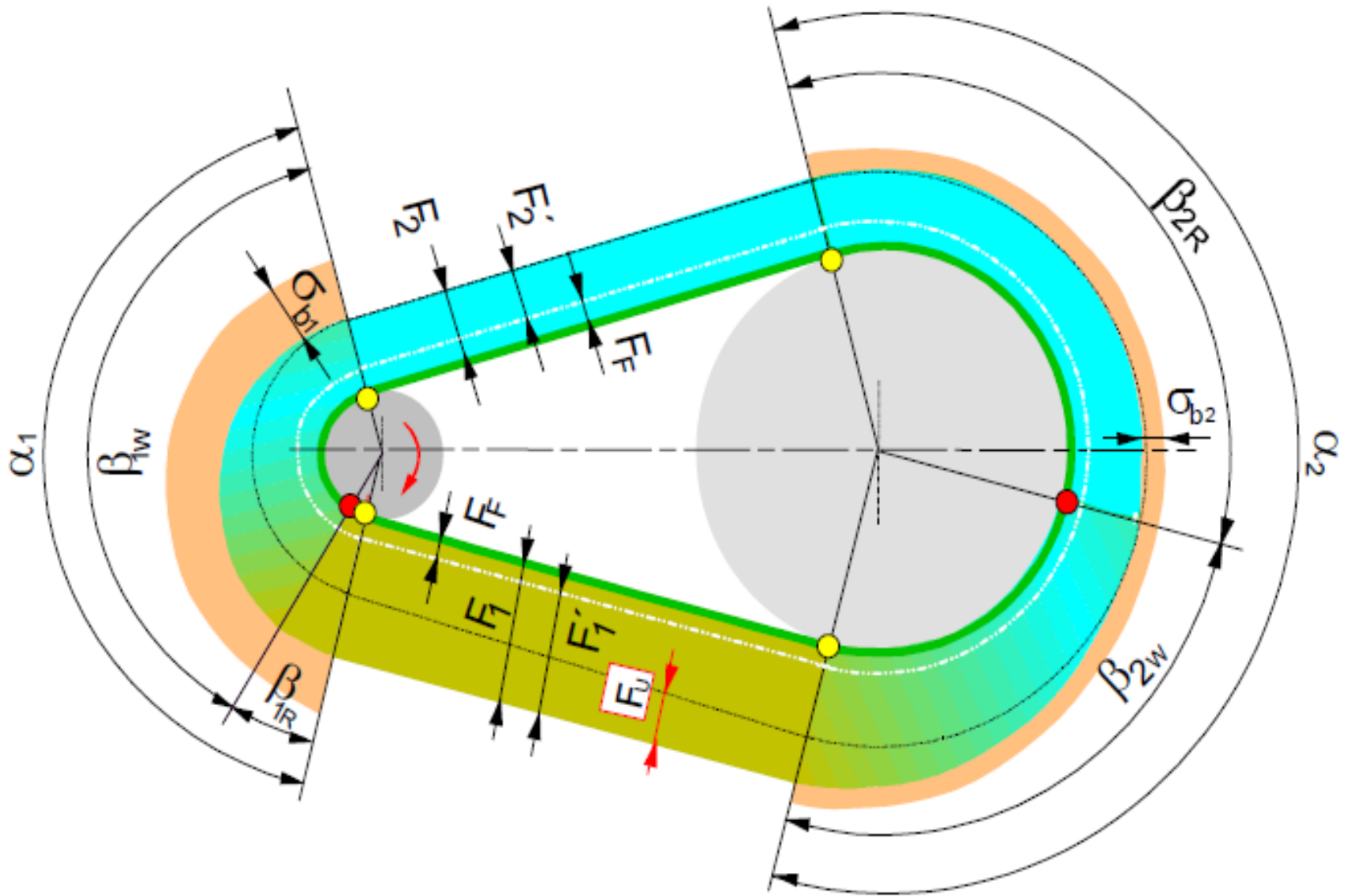


Fig.5.2.Diagrami I sforcimeve në rrip, I marrur nga literatura tjetër.
 Sforcimi I dobishëm: $F_U = F_{1p} - F_{2P}$

6. KALKULIMI I RRIPAVE TRAPEZORË

Fillimisht caktohet shpejtësia periferike optimale, e cila për rripa trapezorë normalë merret 22 ... 30 m/s, kurse për rripa trapezorë të ngushtë edhe gjer në 40 m/s. Pastaj caktohet diametri i vogël d_1 sipas formulës:

$$d_1 = \frac{v}{\pi \cdot n_1} \quad - \text{Standardizohet në vlerën më të përafërt.}$$

Fuqia adekuatë e transmetuesit e cila duhet të bartet $K_A \cdot P$ duhet të jetë më e vogël se bartja e rripave:

$$K_A \cdot P \leq z \cdot P_1$$

Nga kjo shprehje caktohet numri i rripave:

$$z = \frac{P \cdot K_A}{P_1} = \frac{K_A \cdot P}{P_{n1} \cdot K_\alpha \cdot K_u \cdot K_f \cdot K_h}$$

z- përvetësohet numër i plotë më i madh se ai i fituar me llogaritje.

ku janë:

- P - fuqia nominale e transmetuesit,
- P_1 - bartja e një rripi për kushtet e punës,
- P_{m1} - bartja e një rripi për kushtet provuese, pra për raportin kinematik të transmisionit $u = 1$.
- K_A - faktori i ngarkesave jolineare ose të jashtme dinamike, lexohet nga tabela 3.17.,
- K_α - faktori i këndit të përqafimit, lexohet nga tabela 3.24.,
- K_u - faktori i raportit të transmisionit, lexohet nga tabela 3.27.,
- K_f - faktori i ndryshimit të ngarkesave në përkulje, lexohet nga tabela 3.28.,
- K_h - faktori i kohës së punës gjatë ditës, lexohet nga tabela 3.29.

Vërejtje: numrat e tabelave dhe figurave mund të jenë të ndryshëm, varësisht nga Viti I botimit të teksteve.

7. TRANSMETUESIT ME ZINXHIRË DHE VEÇORITË E TYRE

- Janë transmetues mekanik indirekt, bartja e fuqisë bëhet përmes zinxhirit
- Nuk ka rrëshqitje të zinxhirit ndaj rrotave (yllëzave).

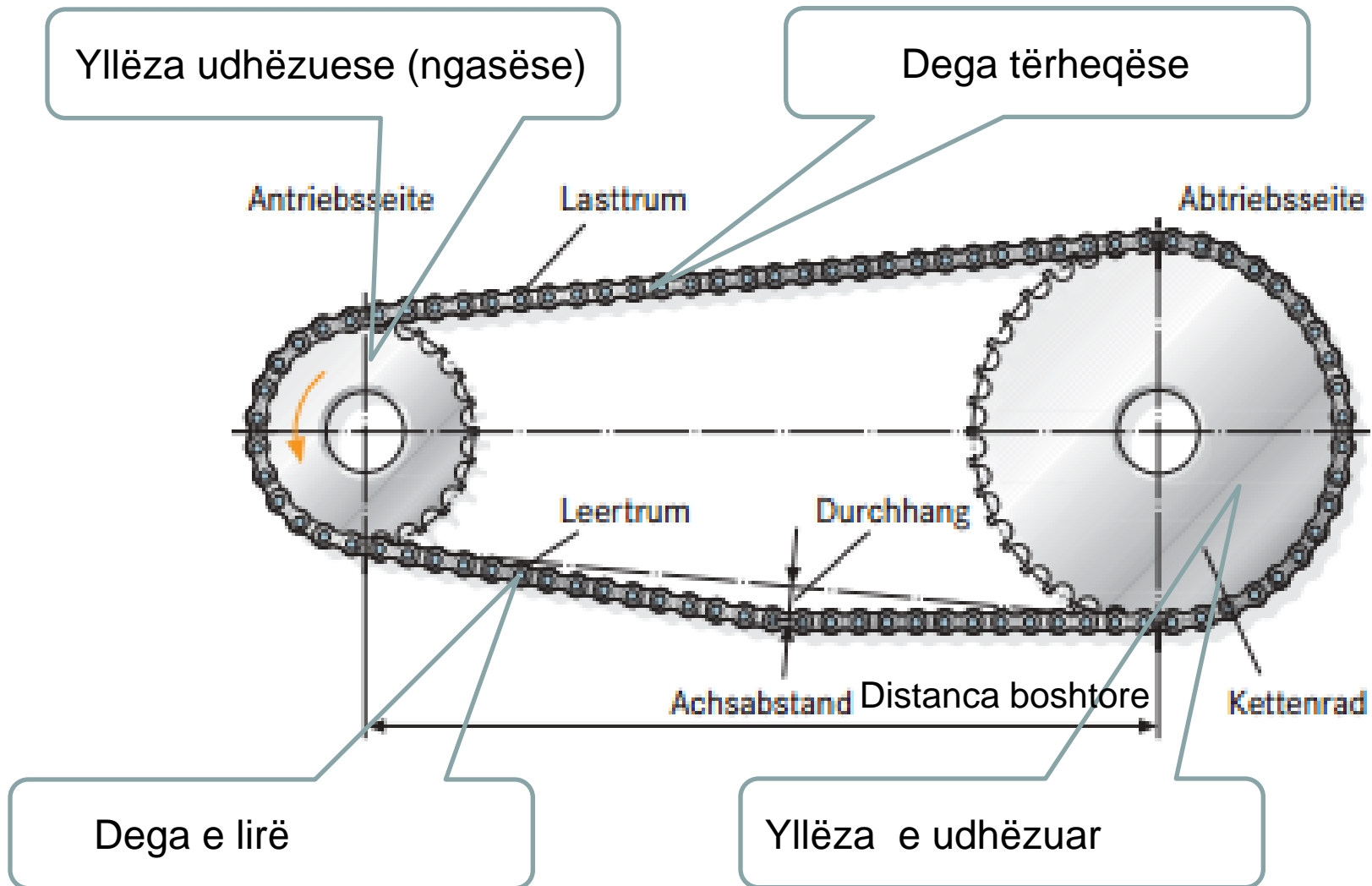
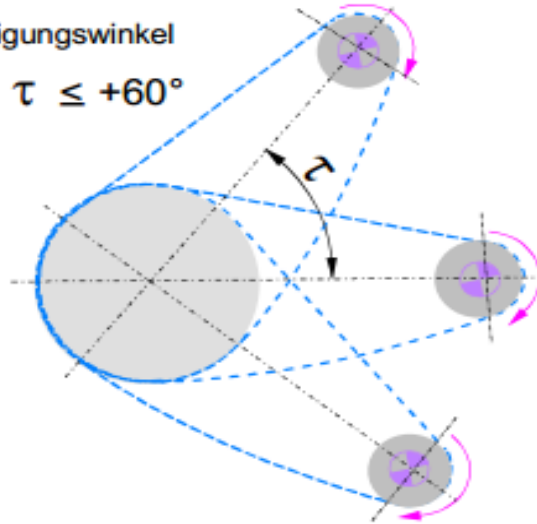


Fig.7.1. Transmetuesi me zinxhirë

Trumneigungswinkel für den Betrieb ohne Spanneinrichtung bei stoßfreiem Betrieb und geringen Geschwindigkeiten (Leertrum stets unten)

Trumneigungswinkel
 $-60^\circ \leq \tau \leq +60^\circ$



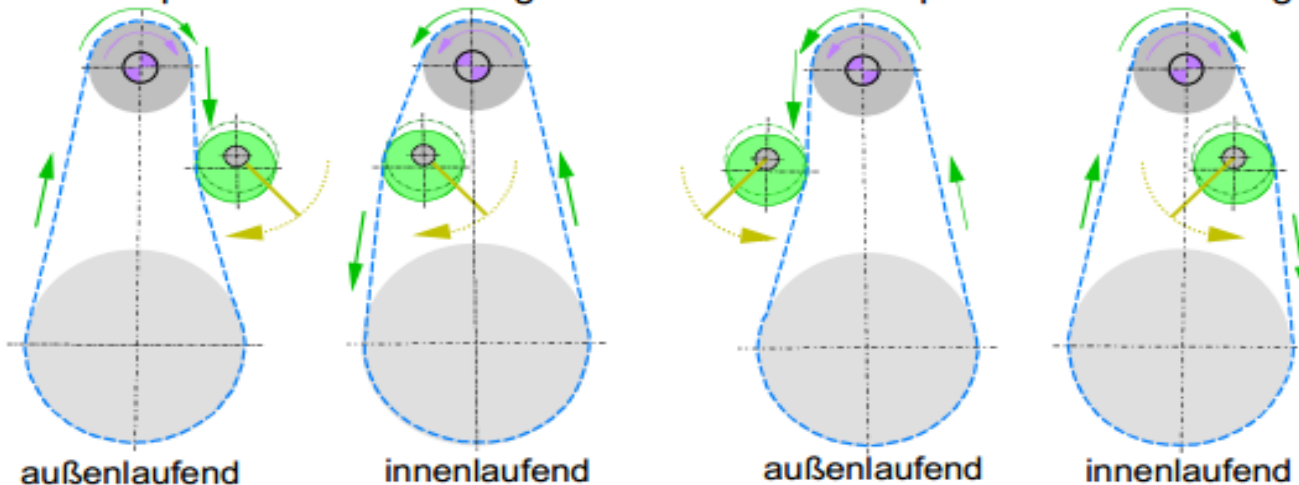
Aksi gjeometrik I yllëzave mund të jetë
 Në rrafshin horizontal, të pjerrët ose
 Vertikal.

Yllëza shtrënguese mund të veproi
 nga ana e jashtme ose e brendëshme
 e zinxhirit, por detyrimisht në degën
 e lirë.

Spanneinrichtungen zur dauernden Erhaltung der Stützkraft und zum Ausgleich von Kettenlänge

Rechtsspannende Anordnung

Linksspannende Anordnung



Folie ME-26-07.dsf

Fig.7.2. Pozita të ndryshme të transmetuesve me zinxhirë.

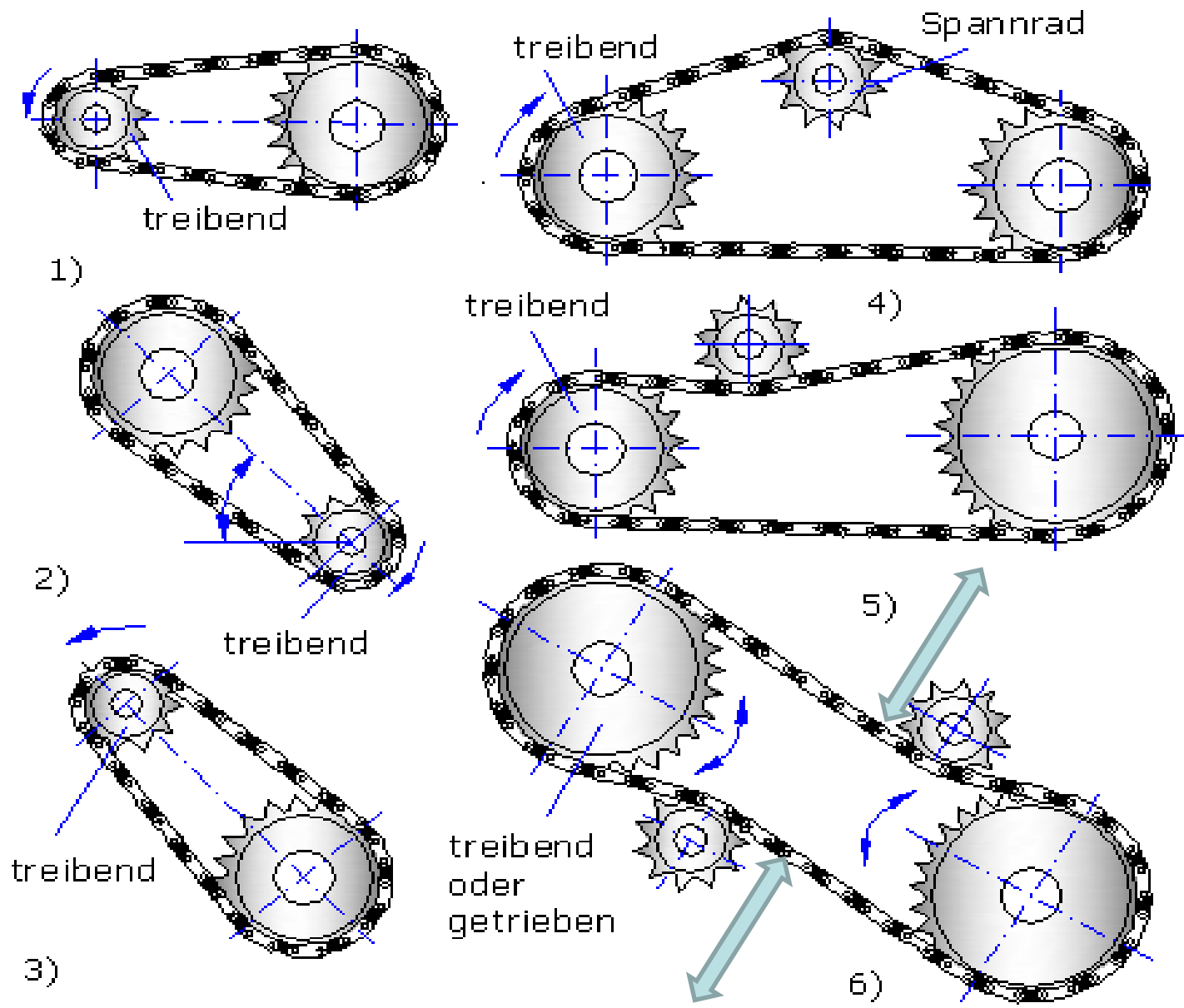


Bild 5: Anordnung und Lage von Kettentrieben

Fig.7.3. Mënyra të veprimit me yllzën shtrënguese

Veçoritë:

- *Perdoren për raporte të mëdha të transmisionit,*
- *Distancat e medha boshtore,*
- *Shpejtesia e kufizuar e zinxhirit,*
- *Mundesia e transmetimit te fuqive te medha.*

Përparësitë:

- *Dimensionet e vogla,*
- *Shkalla e shfrytëzimit e lartë,*
- *Shpenzimet e mirëmbajtjes të vogla,*
- *Nuk ka rrëshqitje,*
- *Raporti konstant I transmisionit,*
- *Temperaturat e larta punuese,*
- *Ngarkesa e vogel e kushinetave dhe boshteve,*
- *Afati I përdorimit I lartë.*

- **Të metat:**
- thyerja e pjesëve të zinxhirit,
- Hargjimi I paevitueshëm I pjesëve të zinxhirit,
- Boshtet mund të kenë vetëm pozitë paralele,
- Çmimi mjaft I lartë,
- Bëjnë zhurmë.

8. KALKULIMI I PËRMASAVE DHE FORCAT E ÇIFTIT ME ZINXHIRË

- Zgjedhja e madhësive të çiftit me zinxhir fillon me përvetësimin e numrit të dhëmbëve të yllzës udhëzuese z_1 në bazë të raportit kinematik të transmisionit, i cili caktohet me shprehjen:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

- për zinxhirë me rula:

$z_1 = 9 \dots 11$	për v nën 1 m/s,
$z_1 = 11 \dots 13$	për v deri në 4 m/s,
$z_1 = 14 \dots 16$	për v deri në 7 m/s dhe për ngarkesë mesatare,
$z_1 = 17 \dots 25$	për v deri në 24 m/s dhe për ngarkesë të madhe,

$z_2 = 30 \dots 80$	për transmetues të rëndomtë,
$z_2 = \dots 120$	kufiri i epërm,
$z_2 = \dots 150$	për raste speciale.

- për zinxhirë me dhëmbë :

$$z_1 = 13, \quad z_2 = 140.$$

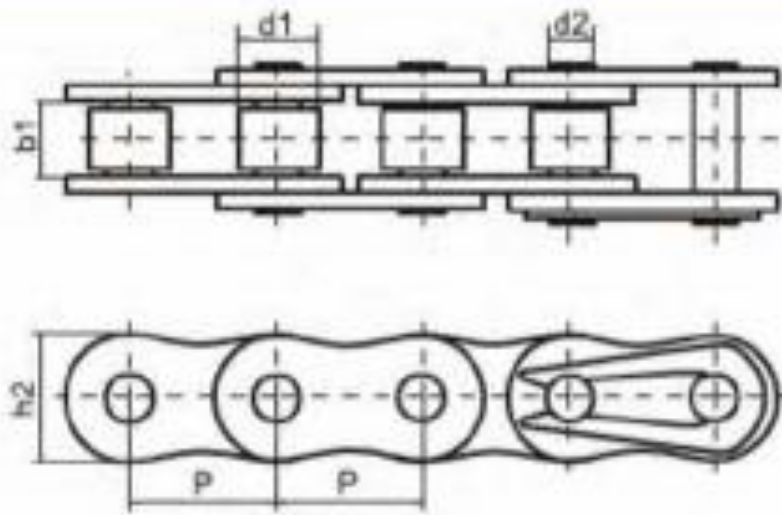
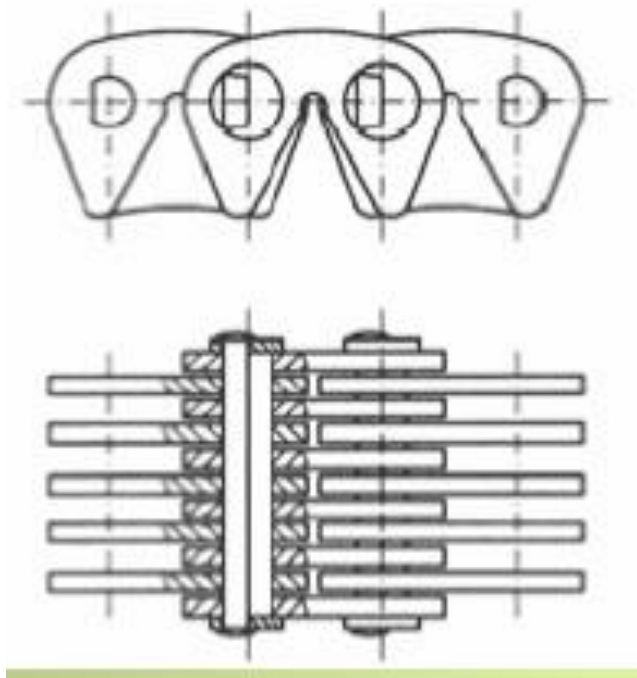


Fig.8.1. Zinçhiri njëradhësh me rula



Zinxhiri me dhëmbë

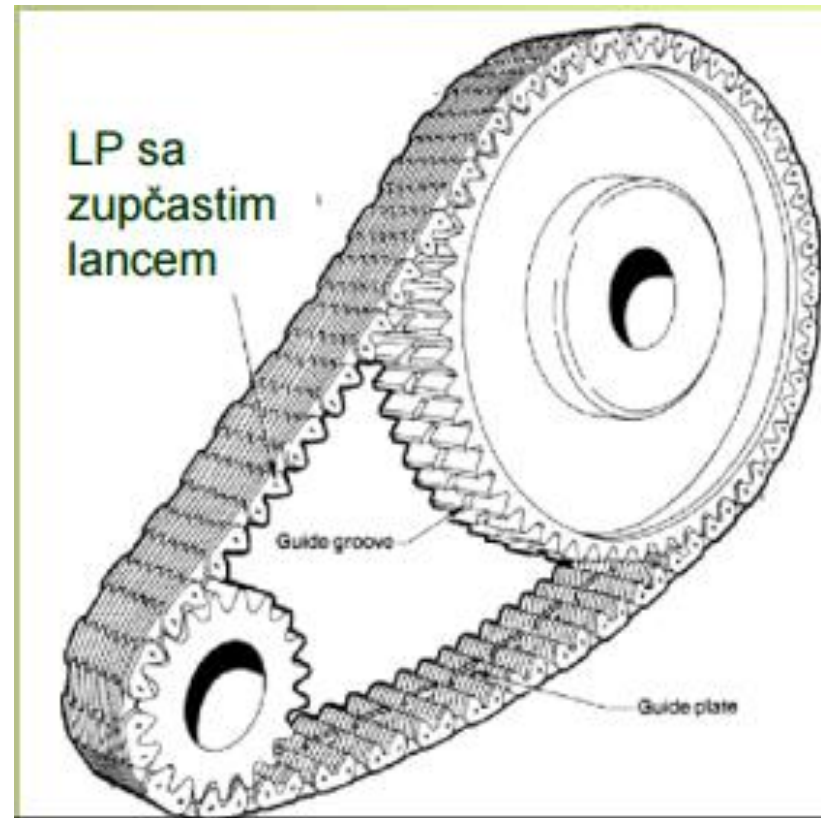


Fig.8.2. Transmetuesi me zinxhirë me dhëmbë

Distanca boshtore, duhet të gjendet brenda kufijve të vlerës minimale

- $a_{min}=0.6(d_1+d_2)+(30...50)$ mm
- $a_{max} = 80 \cdot p$ - për zinxhirë **me rula**,
- $a_{max} = 70 \cdot p$ - për zinxhirë **me dhëmbë**.
- Zinxhiri punon normalisht për distancën boshtore në intervalin:
- $a_0 = (30 \dots 50) \cdot p$.
- p - hapi i hallkave të zinxhirit.
- Numri i nevojshëm i hallkave të zinxhirit Z caktohet me shprehjen:

$$Z_0 = 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0} \quad \begin{array}{l} Z_0 - \text{përvetësohen në} \\ Z - \text{numër të plotë.} \end{array}$$

- Distanca e nevojshme boshtore a në mm caktohet me shprehjen:

$$a = \frac{p}{4} \left[Z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(Z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

- Spostimi maksimal i degës së lirë duhet të jetë:

$$f = (0,02 \dots 0,025) \cdot a.$$

- Forca tangjensiale

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$$

- Forca centrifugale

$$F_c = q \cdot v^2$$

Shprehja për llogaritjen e forcës për shkak të peshës së zinxhirit F_G , varet nga ajo se në cilin rrafsh janë akset gjeometrike të yllëzave të transmetuesit.

Rrafshi vertikal ($\varphi \geq 70^\circ$), forca që ngarkon degën tërheqëse për shkak të peshës së zinxhirit është:

$$F_G = q \cdot g \cdot L$$

Rrafshi horizontal ($\varphi < 70^\circ$), forca që ngarkon degën tërheqëse për shkak të peshës së zinxhirit është:

$$F_G = \frac{q \cdot g \cdot L^2}{8f} \cdot \cos \varphi \quad f = (0,02 \dots 0,025) \cdot a.$$

Prandaj, forca e tërësishme, e cila vepron në **degën tërheqëse** të zinxhirit është:

$$F = K_A \cdot F_t + F_c + F_G \leq F_M$$

T- momenti I rrotullimit në yllëz,

d – diametri kinematik I yllëzës,

q – masa lineare e zinxhirit, lexohet nga tabela 6.4.,

v – shpejtësia e lëvizjes së zinxhirit,

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ konstanta e nxitimit të gravitetit të tokës,

L=a gjatësia e degës së zinxhirit,

a – distanca boshtore,

K_A - faktori I kushteve të punës, lexohet nga tab.6.5.

F_M - forca minimale statike e këputjes së zinxhirit, lexohet nga tabela 6.4.

9. ZGJEDHJA E ZINXHIRIT DHE VËRTETIMI I SHKALLËVE TË SIGURISË

- Zgjedhja e zinxhirit me rula bëhet me ndihmën e diagramit të aftësisë bartëse nga fig.6.15. Ky diagram është fituar me prova laboratorike për kushte përkatëse, siç janë:
- - *pozita e transmetuesit horizontale,*
- - $Z_1 = 19,$
- - *raporti i transmisionit $i = 3,$*
- - *numri i hallkave të zinxhirit $Z = 300,$*
- - *afati i përdorimit $t = 15000$ orë pune,*
- - *rezhimi i punës linear dhe pa goditje,*
- - *lyerja e mjaftueshme,*
- - *zgjatja maksimale e zinxhirit nga harxhimi 3%.*

- Prandaj, fuqia sipas së cilës duhet zgjedhur zinxhiri nga diagrami në fig. 6.15., është:

$$P_0 = \frac{P_1 \cdot K_A \cdot K_z}{K_a \cdot K_Z \cdot K_x \cdot K_0 \cdot K_t \cdot K_l}$$

- Faktori i numrit të dhëmbëve të yllzës së vogël

$$K_z = (19/z_1)^{1,085}$$

- Faktori i distancës boshtore

$$K_a = 0,45 \left(\frac{a}{p} \right)^{0,215}$$

- Faktori i llojit të zinxhirit K_Z , caktohet nga tabela 6.8.

- Faktori i numrit të yllzave

$$K_x = 0,9^{(x-2)}.$$

- Faktori i formës së zinxhirit K_0 , merret:

$K_0 = 0,8$ - për zinxhirë me pllaka të lakuara,

$K_0 = 1,0$ - për llojet e tjera të zinxhirëve (në detyra të merret kjo vlerë).

- Faktori I afatit të përdorimit

$$K_t = \sqrt[3]{\frac{15000}{t}}$$

- Faktori i lyerjes K_p , caktohet nga tabela 6.9.

- Shkalla dinamike e sigurisë

$$S_D = \frac{F_D}{F} = \frac{\xi_D \cdot F_M}{K_A \cdot F_t + F_c + F_G} \quad \bullet \quad > 1,5 \dots 2,5$$

ku janë:

F_D - forca, e cila i përgjigjet qëndrueshmërisë dinamike të përhershme,

$\xi_D = (F_D/F_M)$ - raporti i forcës dinamike dhe statike të shkatërrimit të zinxhirit,

$\xi_D = 0,15 \dots 0,20$ - për zinxhirë me rula, ky merret për detyra.

$\xi_D = 0,04 \dots 0,05$ - për zinxhirë me dhëmbë.

-Shtypja sipërfaqësore në nyje të zinxhirit

$$p = \frac{K_A \cdot F_t + F_c + F_G}{A} \leq p_{lej}$$

ku është:

A- sipërfaqja e kontaktit në nyjën e zinxhirit, lexohet nga tabelat 6.1., 6.2., 6.3. dhe 6.4. në varësi nga lloji i zinxhirit dhe hapi (për detyra nga tabela 6.1).

$p_{lej} = p_n \cdot K_h \cdot K_f \cdot K_Z \cdot K_x$ - shtypja e lejuar e korrigjuar për kushtet e punës,

p_n - qëndrueshmëria sipërfaqësore e nyjeve të zinxhirit, caktohet nga tabela 6.10.

- **Faktori i harxhimit K_h** , caktohet me shprehjen:

$$K_h = \sqrt{\frac{226u}{t} \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{u+1} + 4,75 \right)}$$

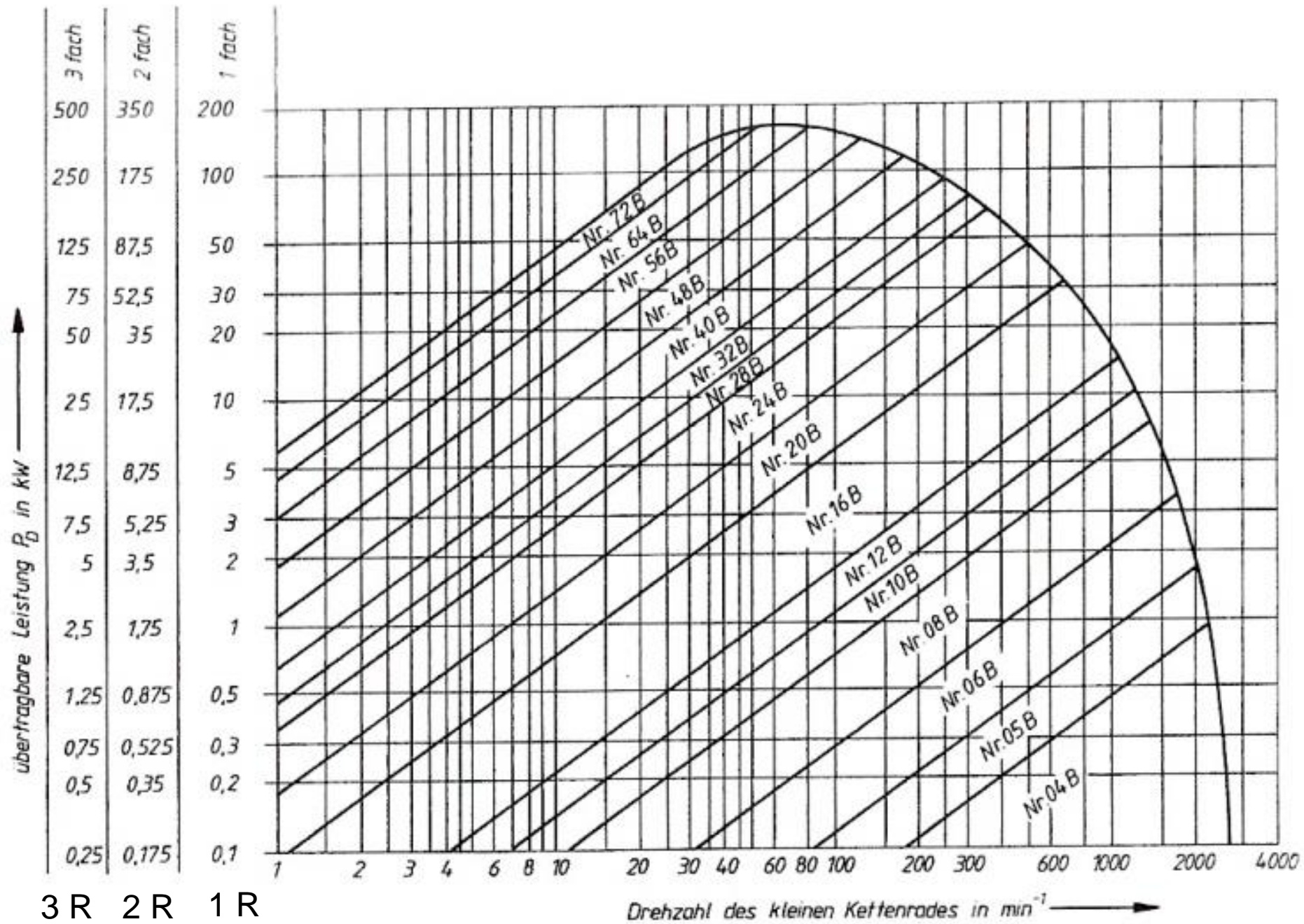


Fig.9.1. Diagrami I aftësisë bartëse të zinxhirit, DIN 8195.

10. TRANSMETUESIT ME DHËMBËZORË, NDARJA DHE PËRKUFIZIMET

Janë transmetues mekanik direkt, të cilët momentin e rrotullimit nga njëri bosht në tjetrin e bartin me ndihën e dhëmbëve me kontaktim të drejtëpërdrejtë.

Nuk lajmërohet rrëshqitje në drejtim të shpejtësisë periferike.

Përparësitë:

- *Dimensionet gabarite të vogla,*
- *Raport të saktë të transmisionit,*
- *Shkalla e lartë e shfrytëzimit,*
- *Qëndrueshmëria e madhe në punë,*
- *Përdoren për diapazon të gjërë të fuqive, numrave të rrotullimit dhe raporteve të transmisionit.*

Të metat:

- *Saktësia e madhe e përpunimit,*
- *Zhurma dhe dridhjet gjatë punës,*
- *Çmimi mjaft i lartë.*

Transmetuesit me dhëmbëzorë paraqesin grupin më të përhapur të transmetuesve mekanik.

Përdoren prej orëve dhe në të gjirha llojet e makinave industriale dhe mjete të të gjitha llojeve të komunikacionit.

Forma e dhëmbëzorëve varet nga pozita e boshteve.

Varësisht nga **pozita e boshteve** në mes veti, dhëmbëzorët ndahen në:

- ***Cilindrikë (boshte paralele) (fig. 10.1.),***
- ***Konikë (boshte të kryqëzuara) (fig.10.2.), dhe***
- ***Hiperboloidal (boshte të kithura) (fig.10.3.).***

Dhëmbëzorët cilindrik mund të jenë me dhëmbë:

- *të drejtë (fig.10.1 a),*
- *të pjerrtë (fig.10.1 b),*
- *në formë shigjete (fig.10.1 c).*

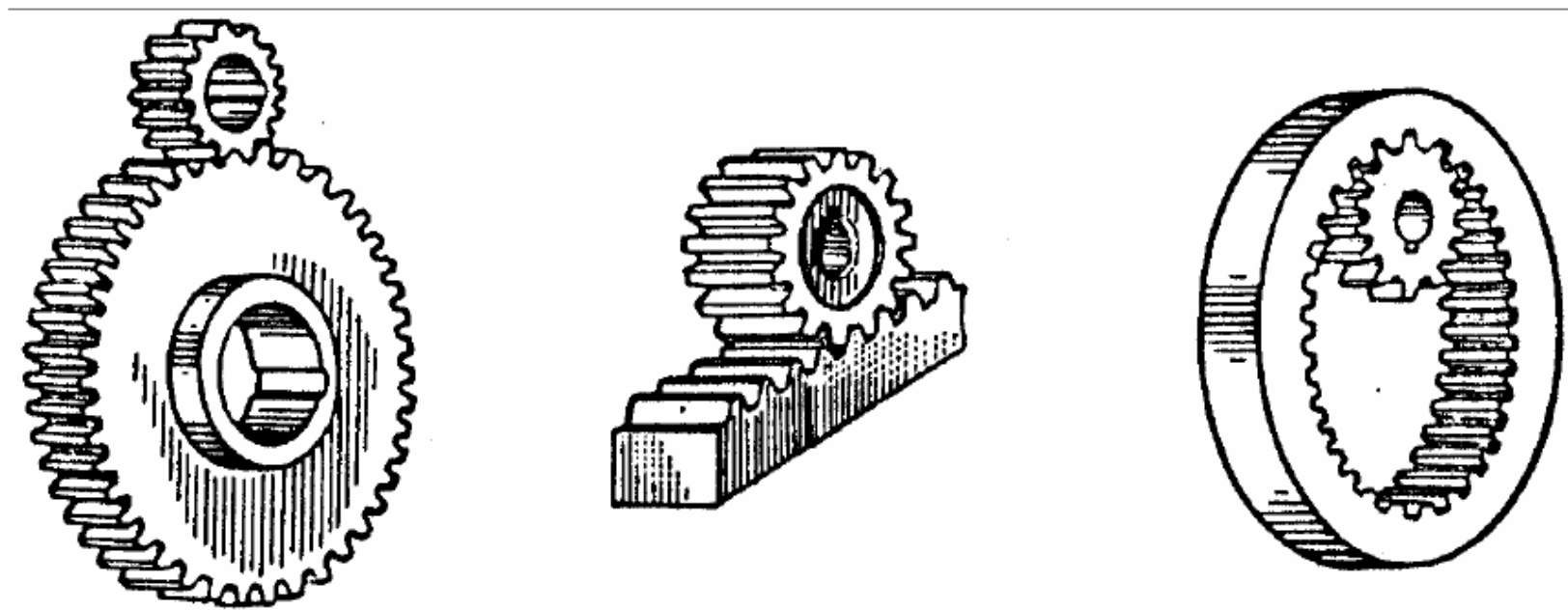
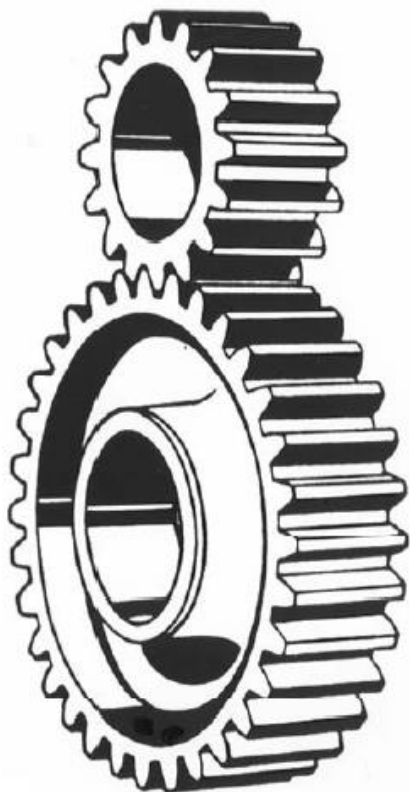


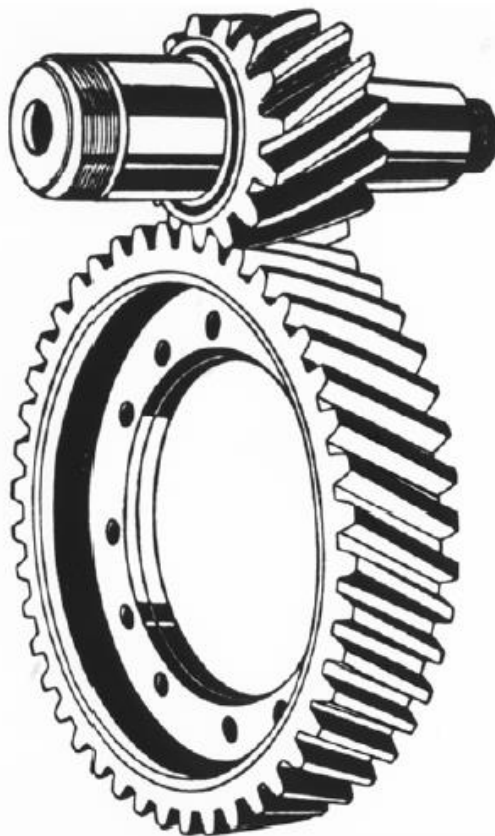
Fig.10.1. a). Dhëmbëzorët cilindrik me dhëmbë të drejtë

**ÇIFTI I DHËMBËZORËVE
CILINDRIK**

Çifti me dhëmbë të drejtë



Çifti me dhëmbë të pjerrtë



Çifti me dhëmbë shigjetorë

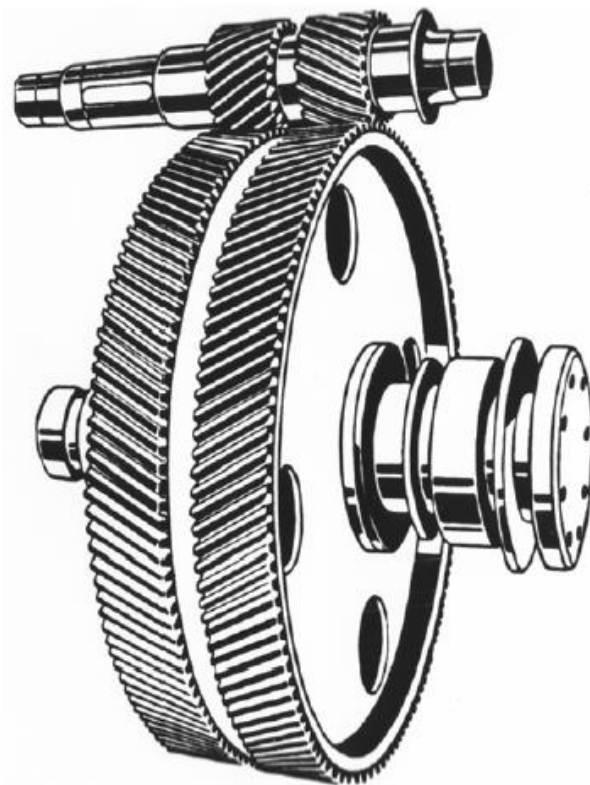
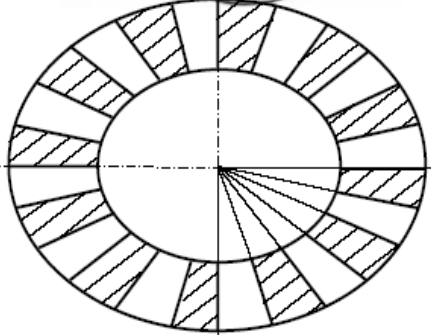


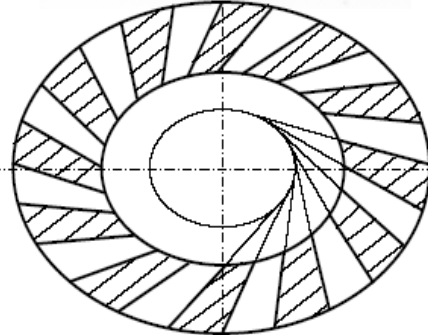
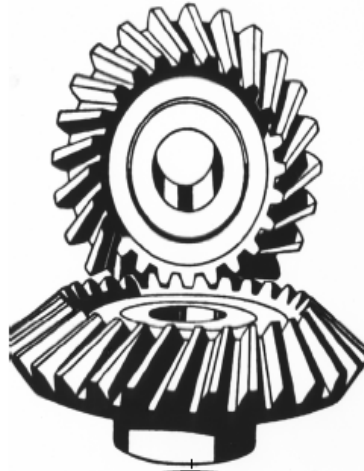
Fig.10.1.b) Çiftet e dhëmbëzorëve cilindrik

DHËMBËZORËT KONIK

Me dhëmbë të drejtë



Me dhëmbë të pjerrtë



Me dhëmbë të lakuar

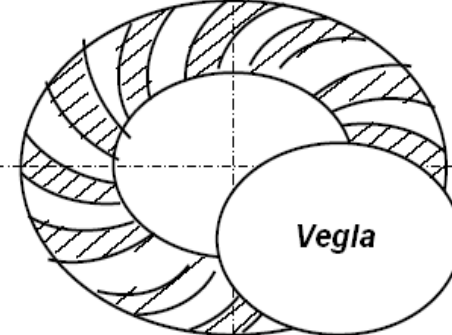


Fig. 10.2. Çifti I dhëmbëzorëve konik me ingranim të jashtëm

DHËMBËZORËT HIPERBOLOIDAL

Çifti me vidhë pa fund

Hipoidale

Me dhëmbë filetorë

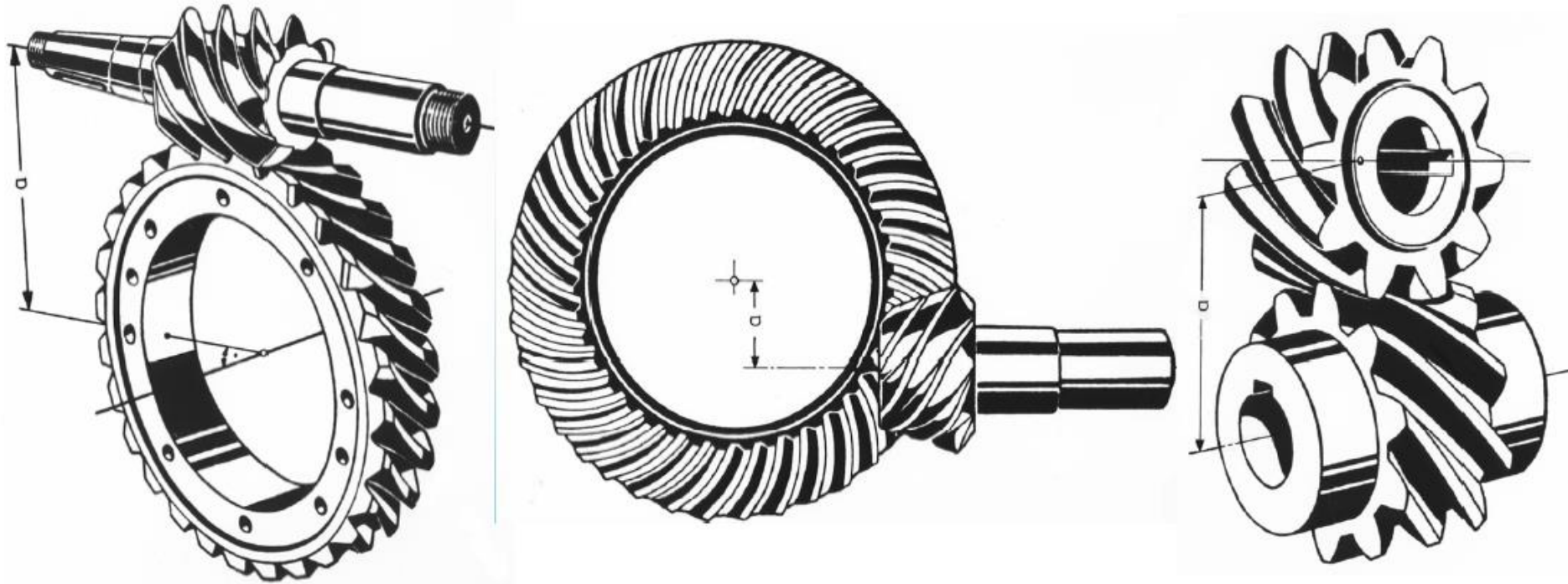
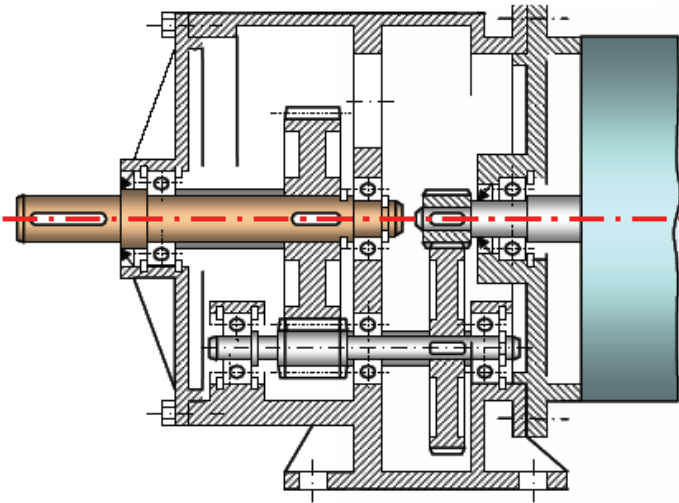
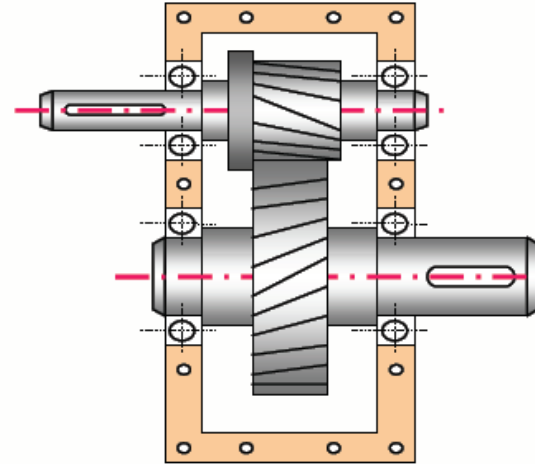


Fig. 10.3. Çiftet e dhëmbëzorëve hiperboloidal

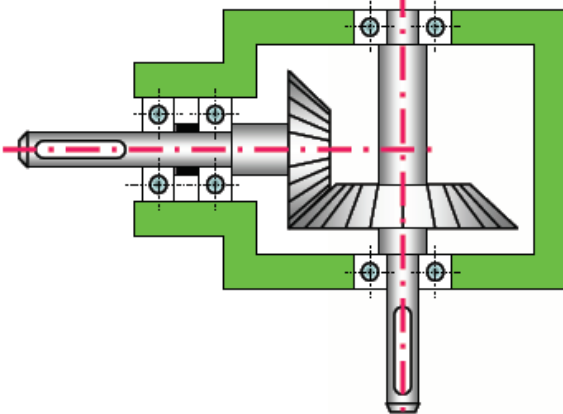
Transmetues koaksial



Transmetues me dhëmbëzorë cilindrik me dhëmbë të pjerrtë



Transmetues me dhëmbëzorë konik



Transmetues me boshte të kithura

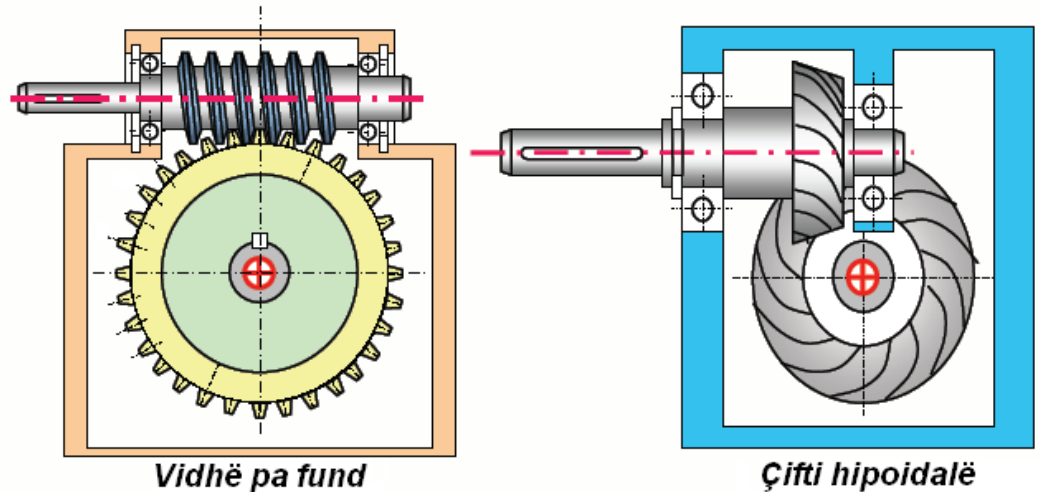
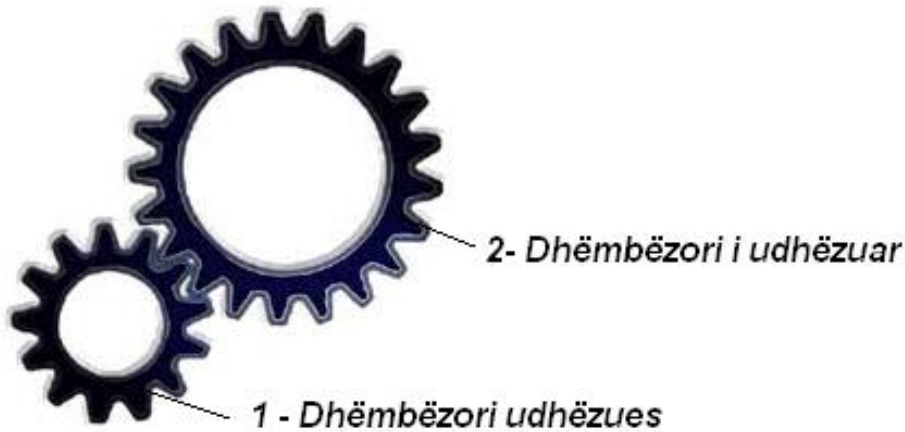


Fig.10.4. Përdorimi I dhëmbëzorëve në transmetues

11. NJOHURITË E PËRGJITHSHME, LLOJET DHE PËRDORIMI

- **Çifti I dhëmbëzorëve** – përbëhet prej dy rrotëve të dhëmbëzuara, dhëmbët e të cilave me kontaktim të njëpasnjëshëm në mes veti – me ingranim bëjnë bartjen e forcës periferike, respektivisht momentin e rrotullimit nga njëri bosht në tjetrin.



Te çifti I dhëmbëzorëve dallohet:

- Dhëmbëzori udhëzues**, dhe
- Dhëmbëzori I udhëzuar**.

Të gjitha madhësitë e dhëmbëzorit të Vogël kanë indeksin 1, kurse ato të dhëmbëzorit të madh kanë indeksin 2.

Fig. 11.1. Çifti I dhëmbëzorëve

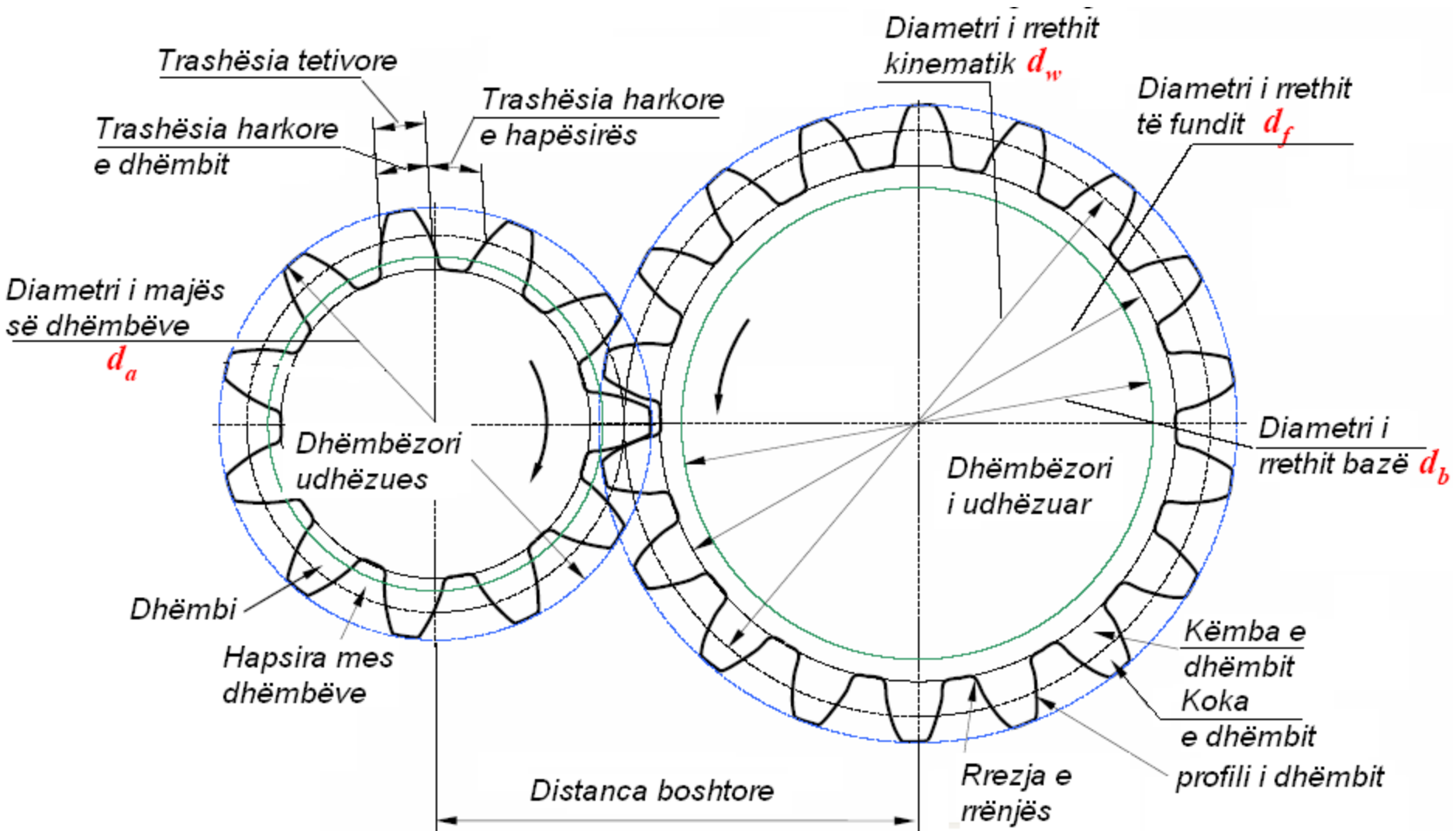


Fig.11.2. Diametrat kryesor të dhëmbëzorëve

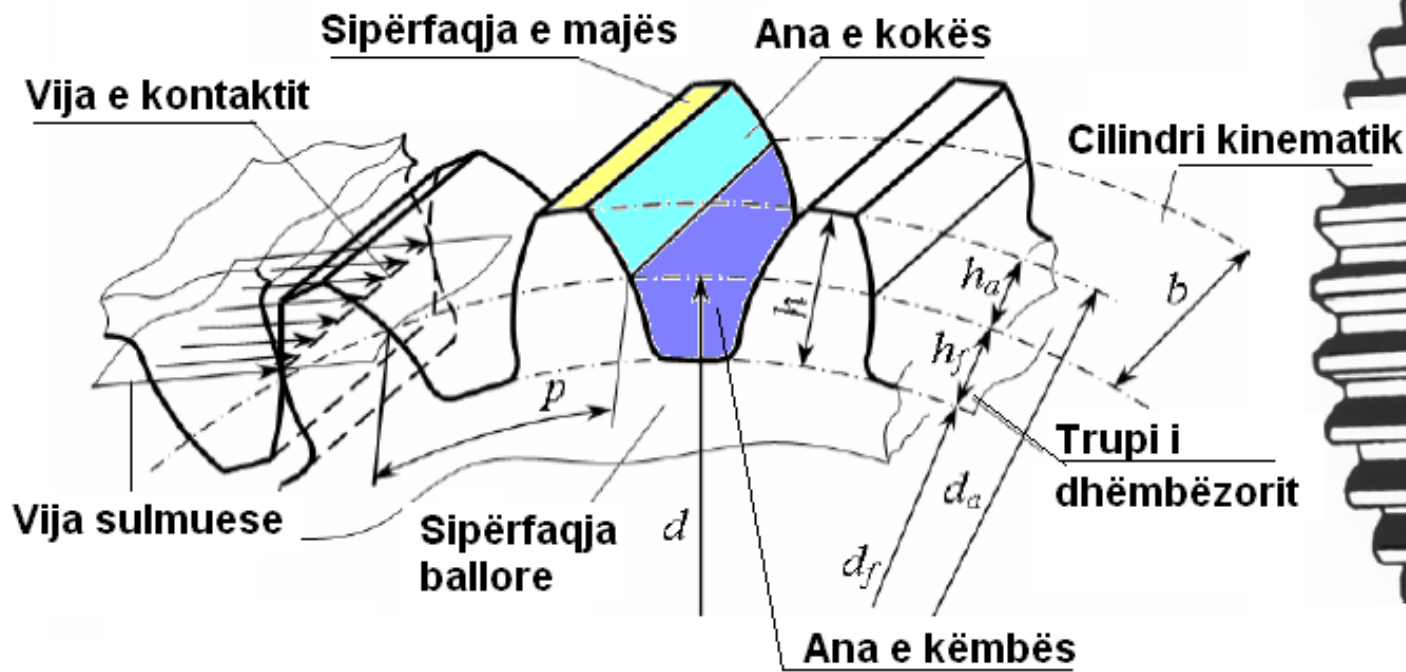


Fig.11.3. Dhëmbëzori me dhëmbë nga ana e jashtme

p – hapi

D - diametri ndarës

d_w – diametri kinematik

d_a - diametri I majës

d_f – diametri I këmbës

d_b – diametri I rrethit bazë

h - lartësia e dhëmbit

h_f – lartësia e këmbës

h_a – lartësia e kokës

b – gjërësia

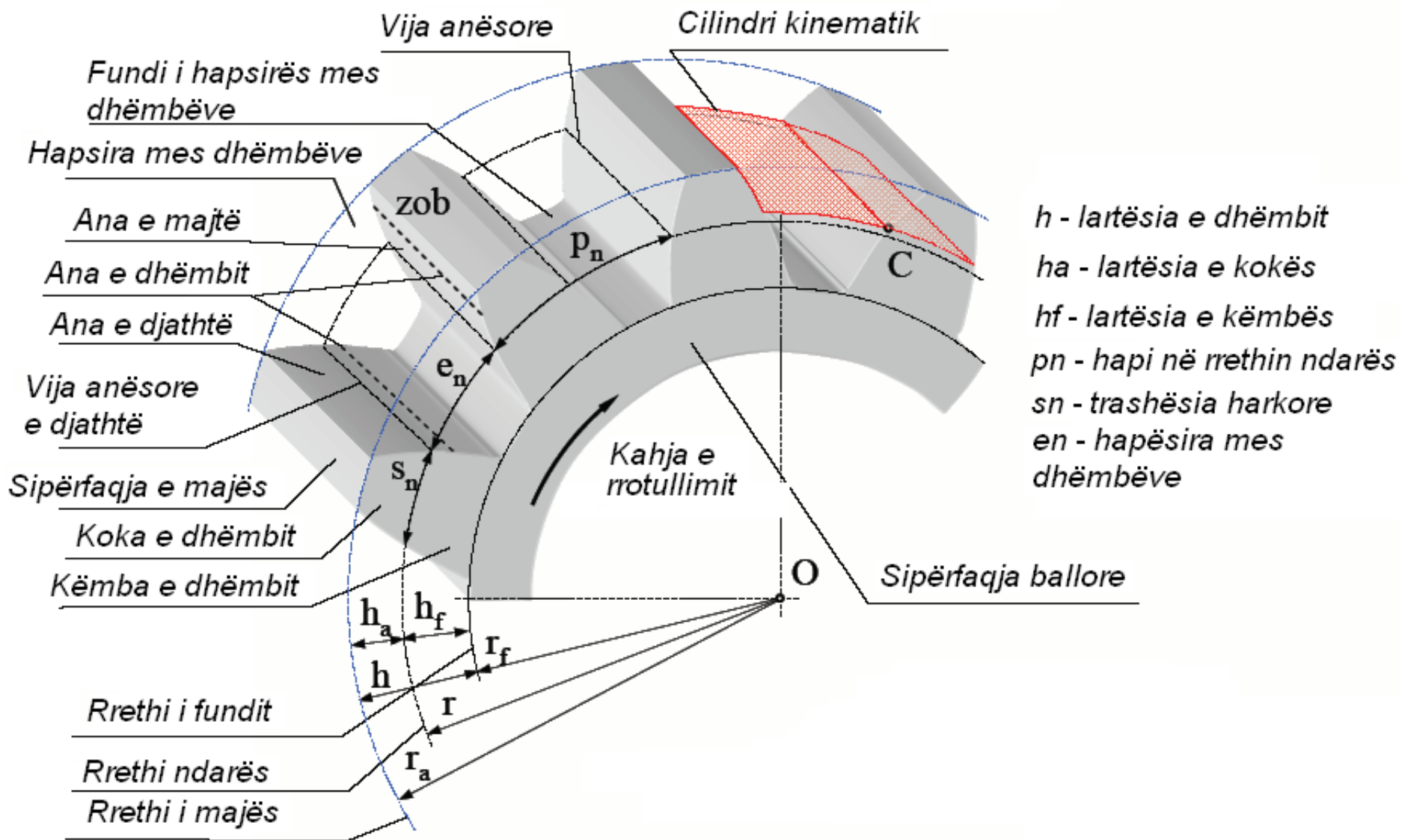


Fig. 11.4. Definimi I dhëmbëzorit

- **Hapi i profilin të dhëmbëve** p paraqet distancën harkore të profileve të njëta të njëpasnjëshme e që përfshinë një dhëmb dhe një hapësirë mes dhëmbëve.

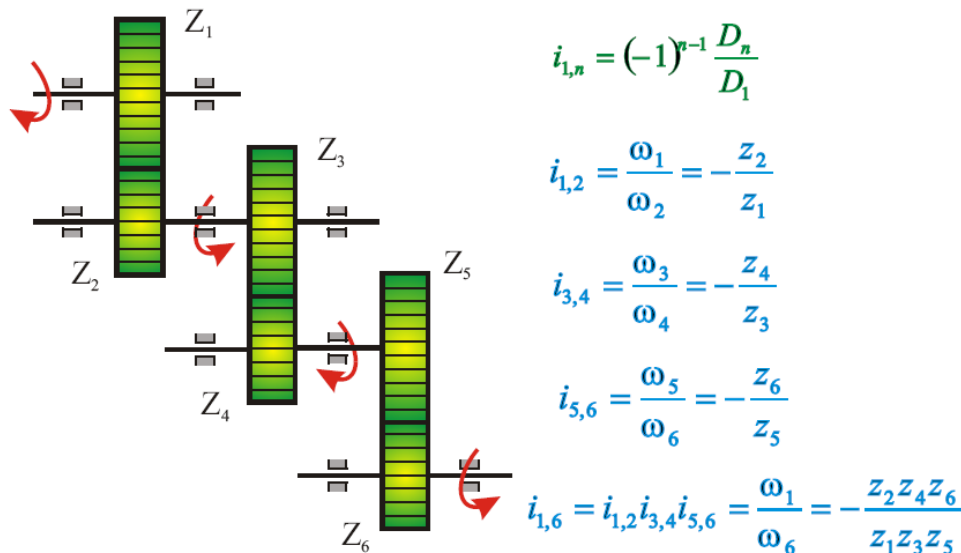
$$P = \pi \cdot d_w = z \cdot p$$

Raporti kinematik:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} \quad - \text{Për një çift të dhëmbëzorëve}$$

$$i = \prod_{i=1}^n i_i \quad - \text{Raporti I transmisionit për tërë transmetuesin (n-shkallësh)}$$

i_i - Raporti I transmisionit I një çifti të dhëmbëzorëve



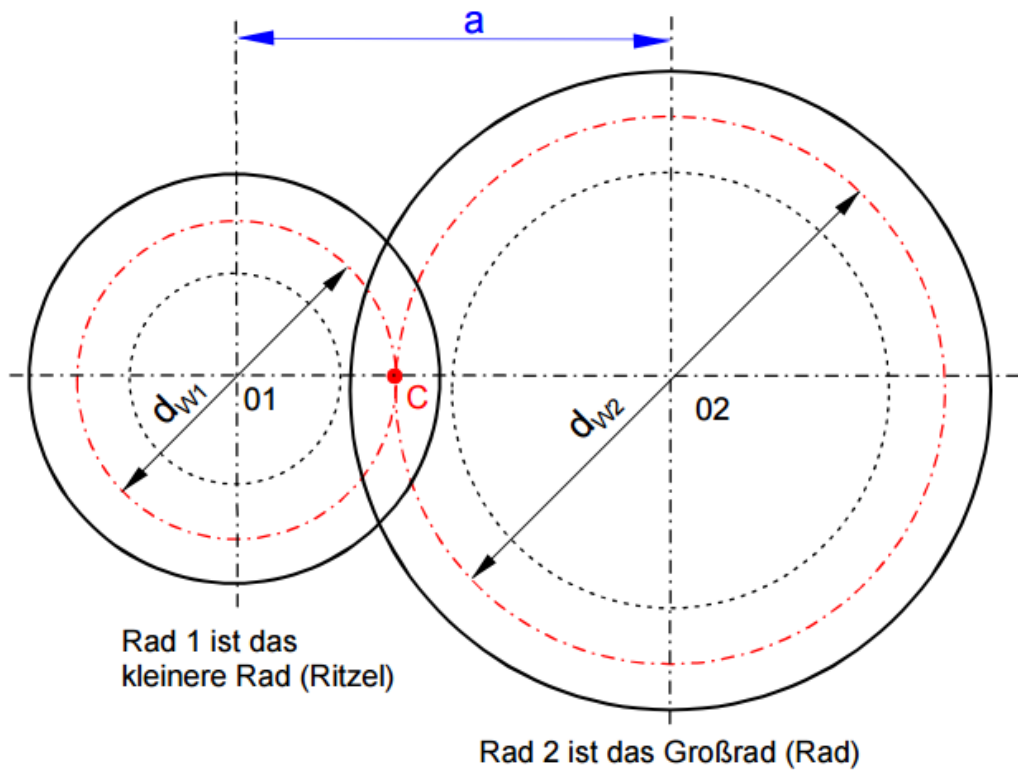
$$i_{1,n} = (-1)^{n-1} \frac{D_n}{D_1}$$

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}$$

$$i_{3,4} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_3}$$

$$i_{5,6} = \frac{\omega_5}{\omega_6} = -\frac{z_6}{z_5}$$

$$i_{1,6} = i_{1,2} i_{3,4} i_{5,6} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = -\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$$



i = Übersetzung

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

n = Drehzahl, d_w = Wälzkreisdurchm., z = Zähnezahl, m = Modul

a = Achsabstand

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$$

Fig.11.5. Raporti I transmisionit

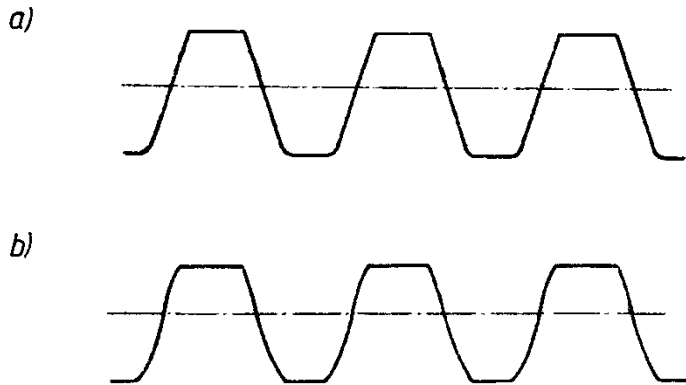
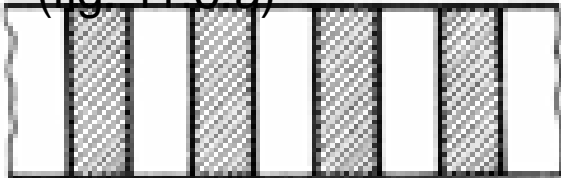


Fig. 1.10. Profili i dhëmbëve i dërrasës bazë të dhëmbëzuar për çiftet e dhëmbëzorëve cilindrikë:

a) evolventë, b) cikloidë.

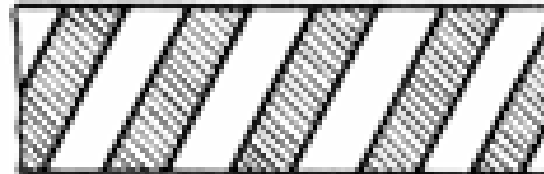
- Sipas formës së vijës anësore të dërrasës bazë të dhëmbëzuar dallohen disa tipa çiftesh të **dhëmbëzorëve cilindrikë**:

a) me dhëmbë të drejtë
(fig. 11.6.a)



b)

me dhëmbë të pjerrët (fig. 11.6.b)



c) me dhëmbë shigjetorë
(fig. 11.6.c)



ç)

me dhëmbë të lakuar (fig.11.6.ç).



Evolverta e rrethit dhe vetitë e saj

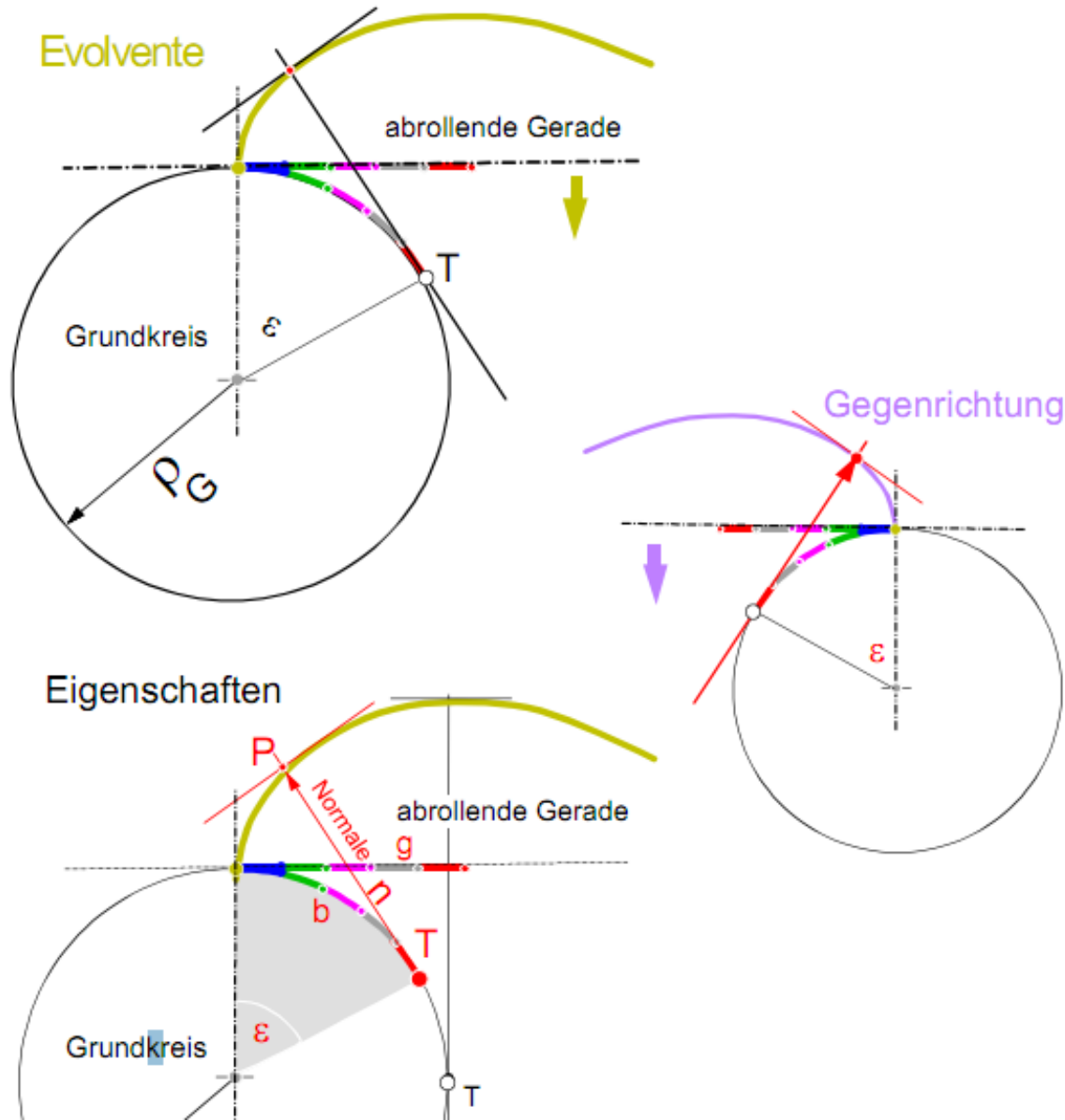


Fig. 11.7. Definicioni I evolventës së rrethit

12.MADHËSITË KRYESORE GJEOMETRIKE TË DHËMBËZORËVE CILINDRIK, KONIK DHE ÇIFTIT ME VIDHË PA FUND

- Profili i **dërrasës bazë të dhëmbëzuar** është i caktuar me **profilin standard** dhe atë të dhëmbëzorët cilindrikë me dhëmbë të drejtë, profili i dërrasës bazë të dhëmbëzuar përputhet me profilin standard, dimensionet e të cilit varen nga **moduli standard m_n** , vlerat e të cilit, gjithashtu, janë standardizuar (fig. 12.1.).

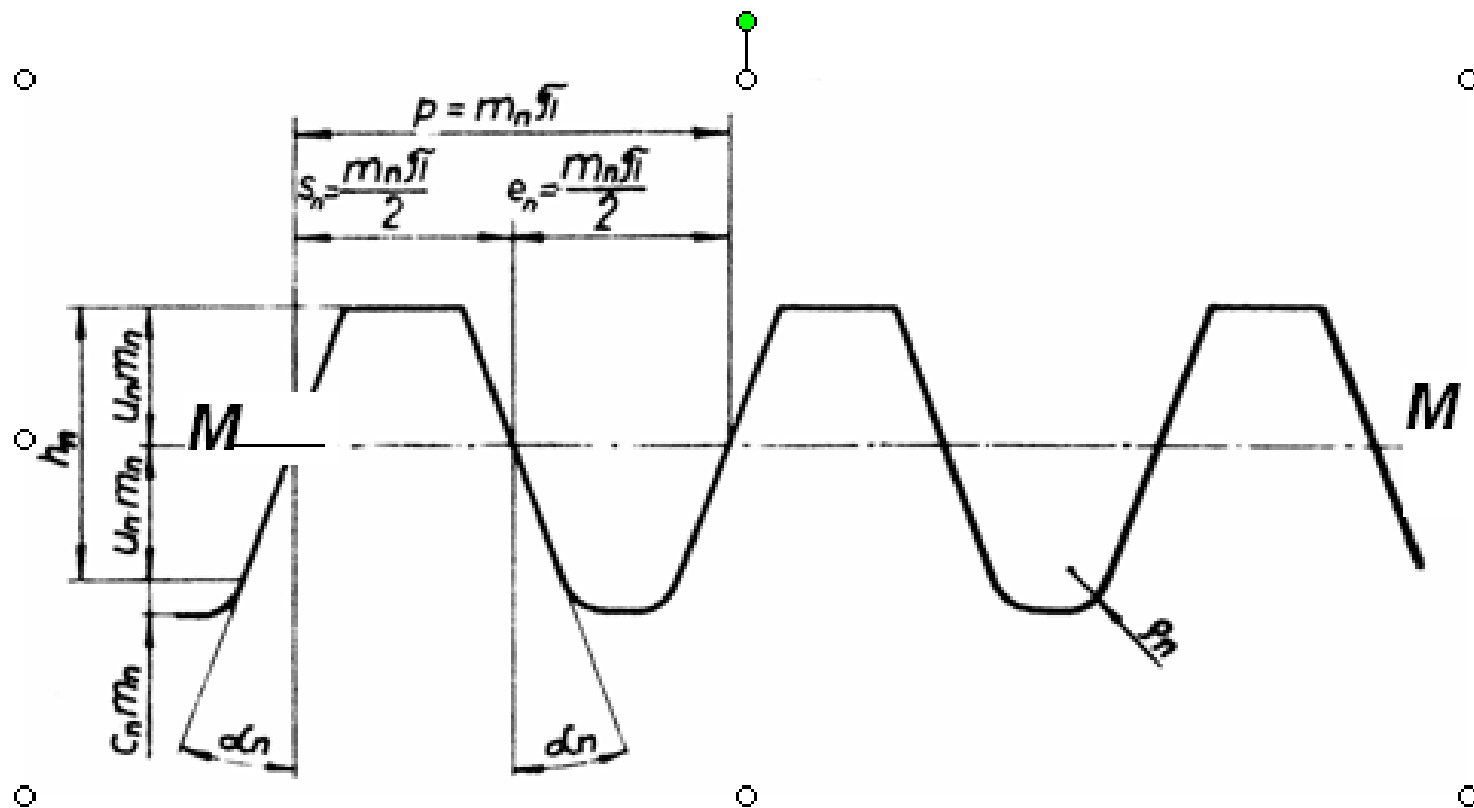


Fig. 12.1. Profili standard për dhëmbëzorët cilindrikë evolventë

- Sipas standardit vlerat numerike të cilat e përkufizojnë profilin standard

$$\alpha_n = 20^\circ; u_n = 1; c_n = 0,1 \dots 0,3$$

$$m = \frac{p}{\pi} \quad \text{- Moduli I dhëmbëzorit, ose} \quad m = \frac{d_w}{z}$$

Dy dhëmbëzorë për tu ingranuar mes veti duhet detyrimisht ti kenë modulet e njëjta.

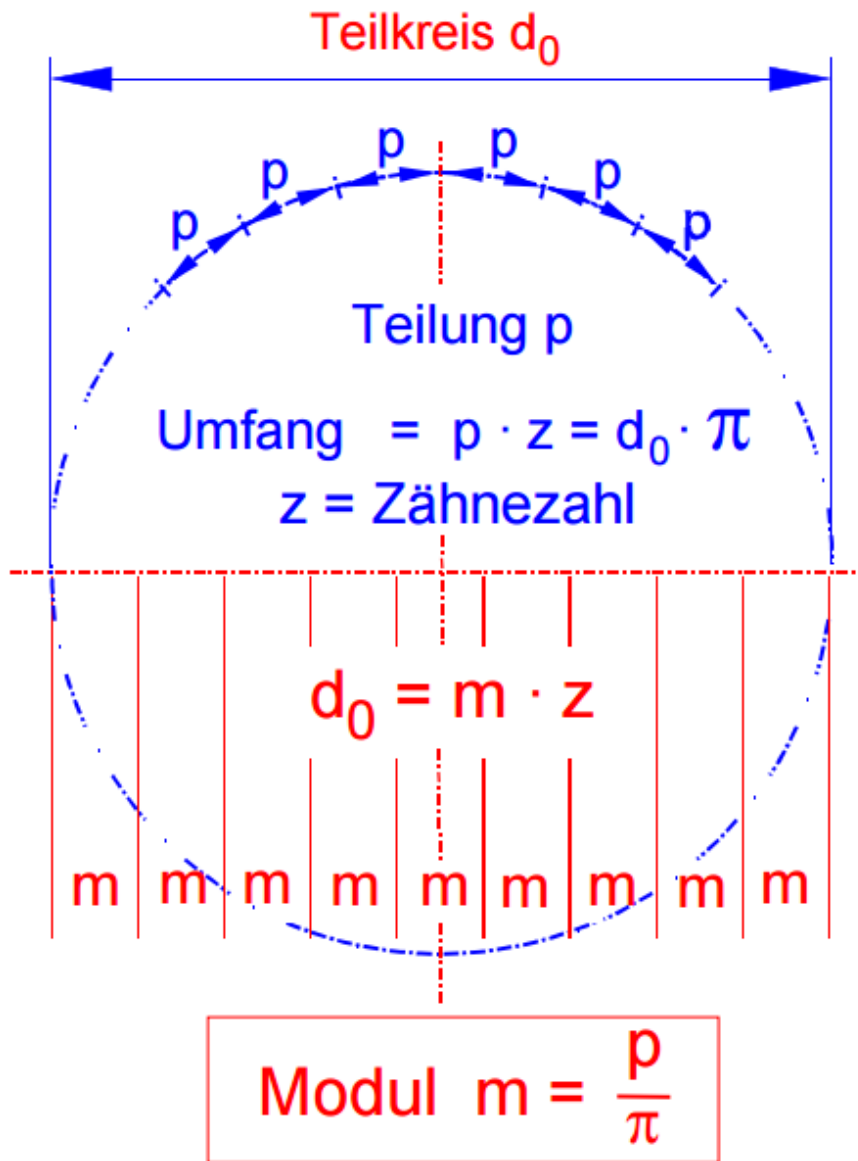
Madhësitë karakteristike, të cilat e caktojnë profilin standard, janë:

$$p_n = m_n \cdot \pi \quad \text{- hapi i profilit standard}$$

$$s_n = e_n = (p_n/2) \quad \text{- trashësia e dhëmbit, përkatësisht hapësira në mes të dhëmëbëve}$$

$$h_n = 2u_n \cdot m_n \quad \text{- lartësia e pjesës vijëdrejt e profilit standard}$$

$$h_a = u_n \cdot m_n \quad \text{- lartësia e kokës së dhëmbit}$$



d_0 – diametri I rrethit ndarës
 p – hapi I dhëmbëve
 z – numri I dhëmbëve

Moduli I dhëmbëzorit

Evolverentzähne - *Dhëmbët evolvent*

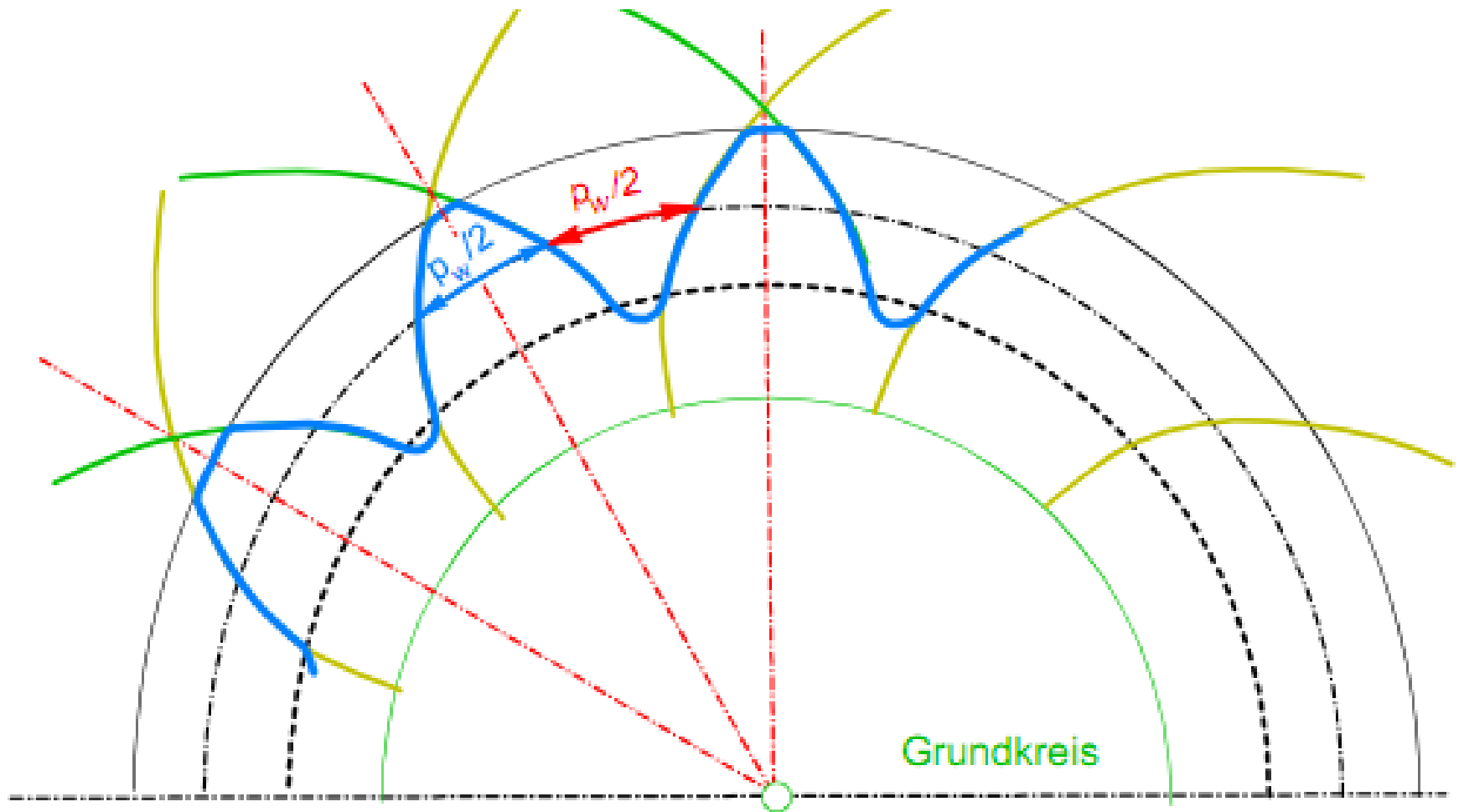


Fig.12.3. Dhëmbëzori me profil evolvent të dhëmbëve

Diametrat e dhëmbëzorëve cilindrik:

- Te dhëmbëzorët cilindrik dallohen pesë diametra të ndryshëm:
- - **diametri I rrethit të fundit d_f** (rrethit që kalon nëpër rrënjën e dhëmbëve),

$$d_{f1} = d_1 - 2m_n(1.2 - x_1)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m_n(1.2 - x_2)$$

m_n – moduli në prerjen normale,
 $x_1 = x_2 = 0$ -koeficienti I zhvendosjes së profilit.

- *Indeksi 1- për dhëmbëzorin udhëzues,*
- *Indeksi 2 – për dhëmbëzorin e udhëzuar.*
- - **diametri I rrethit bazë d_b** (rrethit që kalon nëpër fillimin e profilit evolvent të anës së dhëmbëve)

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha$$

- **Diametri i rrethit ndarës** $d=d_w$ është i barabartë me diametrin kinematik për koeficientin e zhvendosjes së profilit baras me zero.

$$d_1 = m \cdot z_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}$$

$$d_1 = d_{w1}$$

β - Këndi i pjerrtësisë së dhëmbëve

$$d_2 = m \cdot z_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta}$$

$$d_2 = d_{w2}$$

Diametri i rrethit të majës së dhëmbëve d_a

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n(1 + x_1)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n(1 + x_2)$$

- Distanca boshtore

për një çift të dhëmbëzorëve cilindrik me dhëmbë të pjerrët llogarotet me shprehjen:

$$a \approx \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

- këndi i pjerrtësisë së profilit të dërrasës bazë të dhëmbëzuar

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad \alpha_w = \alpha \quad \text{Për } x=0, \text{ për detyra çdoherë është ky rast.}$$

Dhëmbëzorët konik me dhëmbë të drejtë

- Te këta dhëmbëzorë akset gjeometrike të dhëmbëzorëve priten. Në praktikë ky kënd në të shumtën e rasteve është I drejtë.
- Shqyrtimi I tyre bëhet përmes çiftit plotësues ekuivalentë (virtual).
- Çifti ekuivalent janë dhëmbëzorë cilindrik eliptik me numër jo të plotë të dhëmbëve.
- Madhësitë gjeometrike dhe kinematike për dhëmbëzorët ekuivalentë (virtual) kanë indeksin v .

- Në fig. 12.4. është treguar çifti i dhëmbëzorëve konikë dhe ai plotësues ekuivalent.

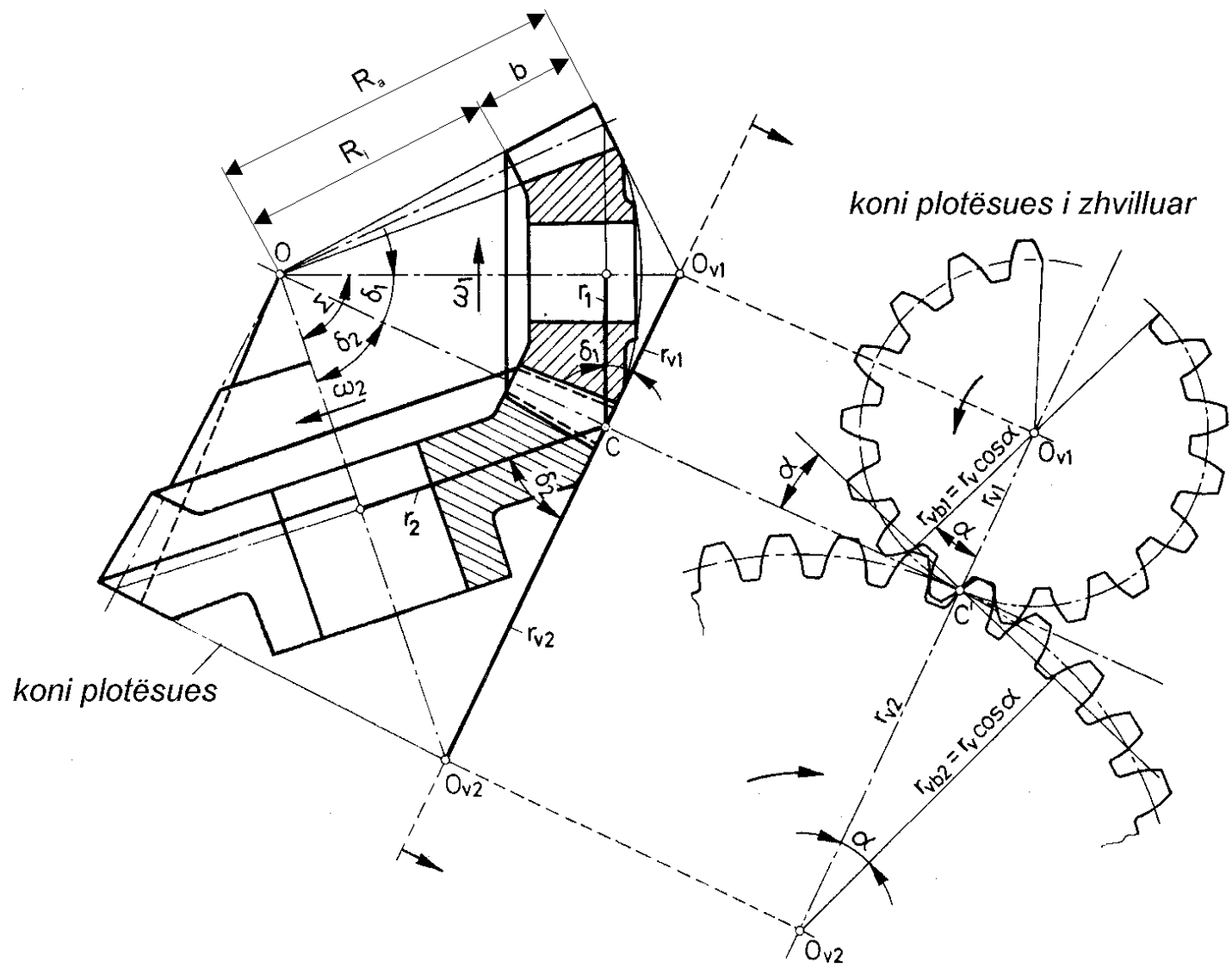


Fig. 12.4. Dhëmbëzorët konik dhe çifti plotësues ekuivalentë.

- Rrezet e “*rrathëve kinematikë*” të dhëmbëzorëve ekuivalentë caktohen me shprehjet:

$$r_{v1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1} \quad r_{v2} = \frac{r_2}{\cos \delta_2}$$

Shprehja për raportin e transmisionit të çiftit të dhëmbëzorëve konikë me dhëmbë të drejtë është:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

Këndi në mes akseve të rrotullimit Σ është i barabartë me këndet e koneve kinematike δ_1 dhe δ_2 :

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

Për $\Sigma = 90^\circ$, këndet e koneve kinematike caktohen me shprehjet:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i} \quad \operatorname{tg} \delta_2 = i$$

- Moduli në prerjen mesatare është:

$$m_m = m - \frac{b}{z_1} \cdot \sin \delta_1$$

δ_1 - Këndi I konicitetit të dhëmbëzorit

b – gjërësia e dhëmbëzorit

Diametri i rrethit ndarës të dhëmbëzorit ekuivalent :

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1} = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \delta_1}$$

$$d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2} = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \delta_2}$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} \quad \text{- Numrat e dhëmbëve të çiftit ekuivalent (**nuk rumbullaksohen**)}$$

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = u \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} \quad \text{-raporti kinematik I transmisionit të çiftit ekuivalent.}$$

ÇIFTET ME VIDHË PA FUND ME VIDHË CILINDRIKE

Analiza e formës së anëve të ingranuara të dhëmbëve të çifteve me vidhë pa fund shprehet në prerjet e dhëmbëzorit të vidhës me rrafshje normale në aksin e tij.

Prej këtyre rrafsheve më i rën-dësishëm është “*rafshi krye-sor*” i çiftit me vidhë pa fund (fig. 12.5.). Ai, te çifti me vidhë pa fund, me këndin në mes akseve të rrotullimit $\Sigma = 90^\circ$, paraqet rrafshin aksial të vidhës.

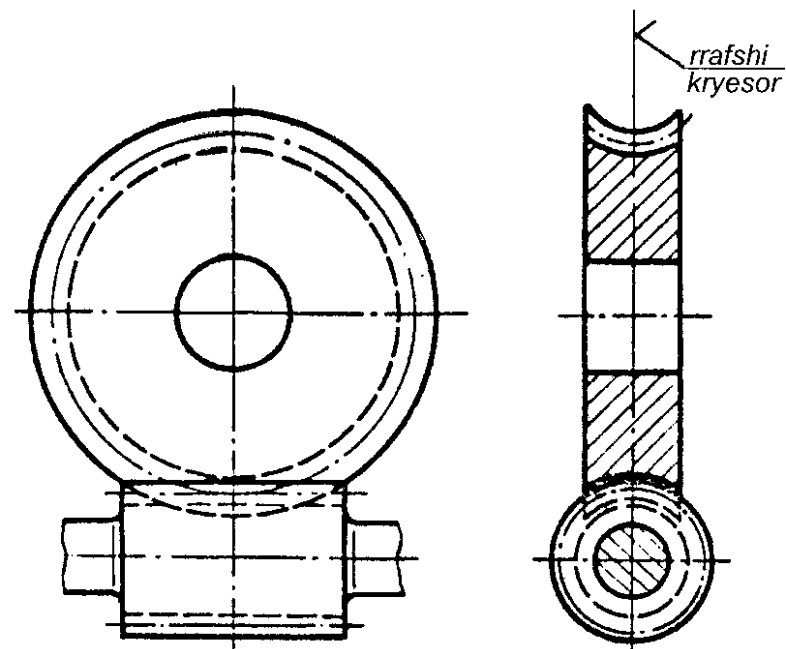


Fig. 12.5. Çifti me vidhë pa fund me vidhë cilindrike

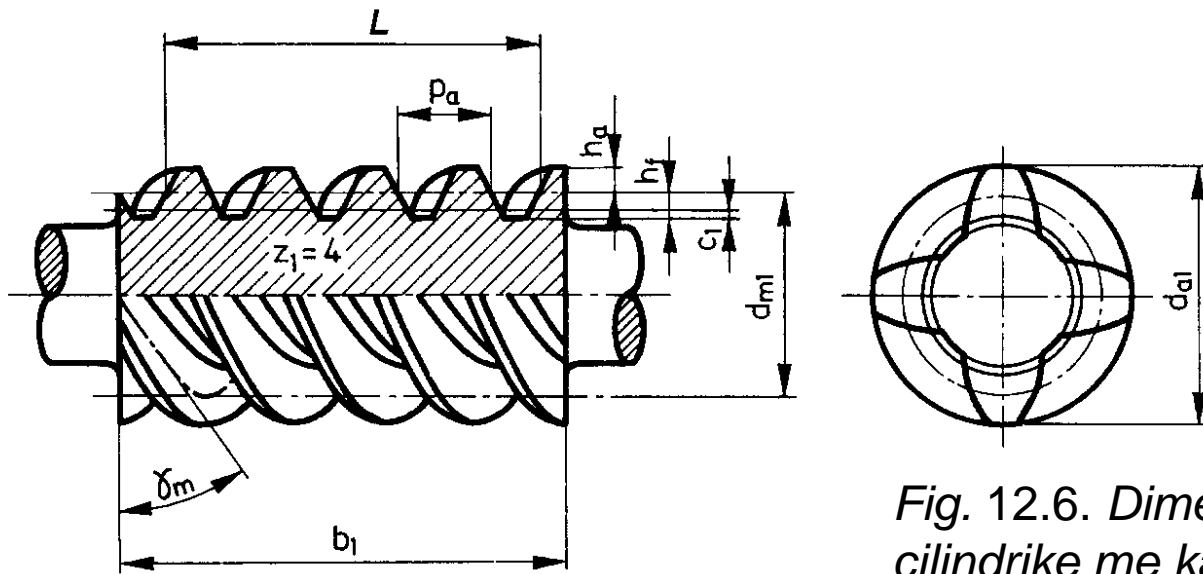


Fig. 12.6. Dimensionet themelore të vidhës cilindrike me katër fillesa.

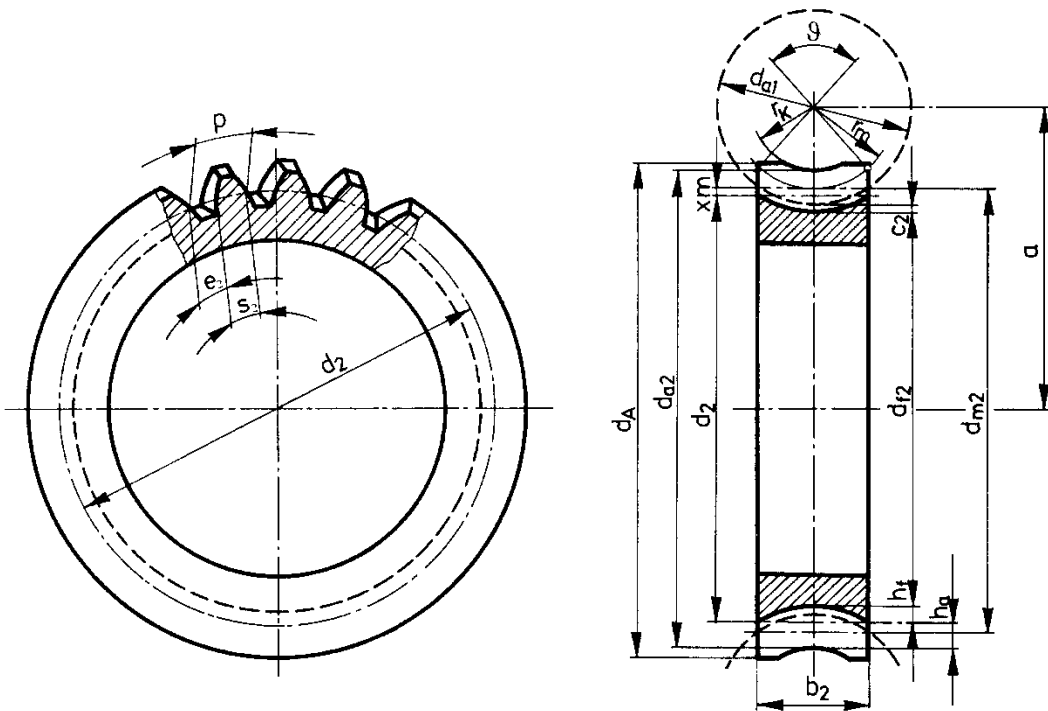


Fig. 12.7. Dimensionet themelore te dhëmbëzorit të vidhës.

- **Raporti kinematik i transmisionit është:**

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

z_1 – numri i fillesave të vidhës,
 z_2 – numri i dhëmbëve të dhëmbëzorit të vidhës.

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{z_1}{q}$$

- Këndi i pjerrtësisë së spirales së vidhës.

$$d_{m1} = q \cdot m$$

- Diametri mesatar i vidhës.
- **q** – faktori i formës së vidhës (duhet të jetë numër i plotë).
- **m** – moduli standard i çiftit me vidhë pa fund.

$$d_2 = m \cdot z_2$$

- Diametri i rrethit ndarës të dhëmbëzorit të vidhës.

$$a = \frac{m}{2} \cdot (q + z_2)$$

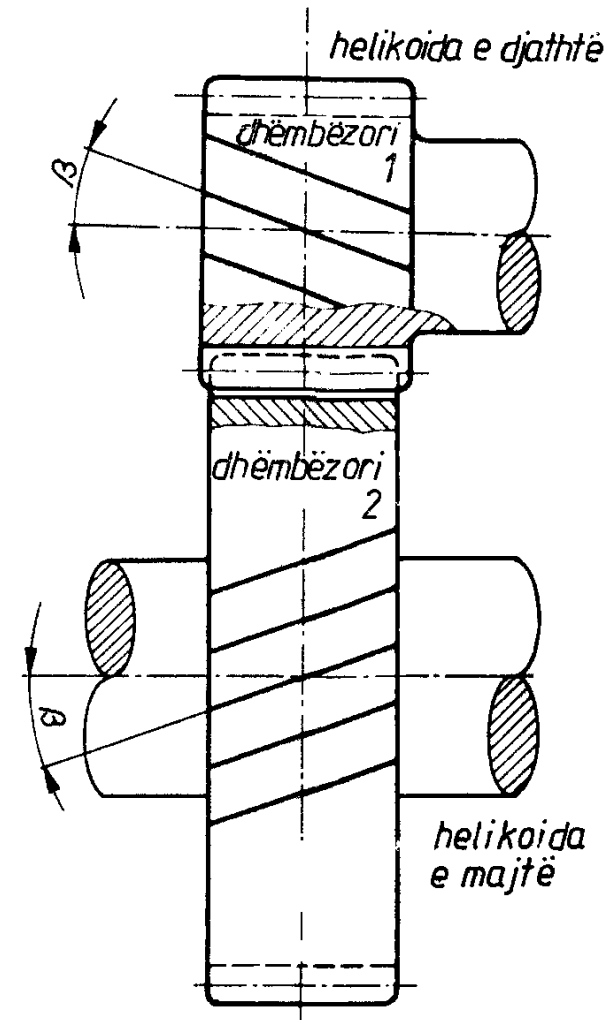
- Distanca boshtore

13. ÇIFTET E DHËMBËZORËVE CILINDRIK ME DHËMBË TË PJERRËT, KONIK ME DHËMBË TË DREJTË DHE VIDHË PA FUND



1- udhëzues
2- I udhëzuar

Fig.13.1. Çifti I dhëmbëzorëve cilindrik me dhëmbë të pjerrët



Madhësitë gjeometrike për dhëmbëzorët cilindrik me dhëmbë të pjerrët, llogariten me shprehjet:

- **këndi i pjerrtësisë së vijave** anësore të dhëmbëve

- **moduli** në prerjen ballore

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

- **këndi i pjerrtësisë së profilit** të dërrasës bazë të dhëmbëzuar

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$$

Këndi i pjerrtësisë së dhëmbëve duhet të jetë i njëjtë për çiftin në ingranim, por me kahje të kundërt.

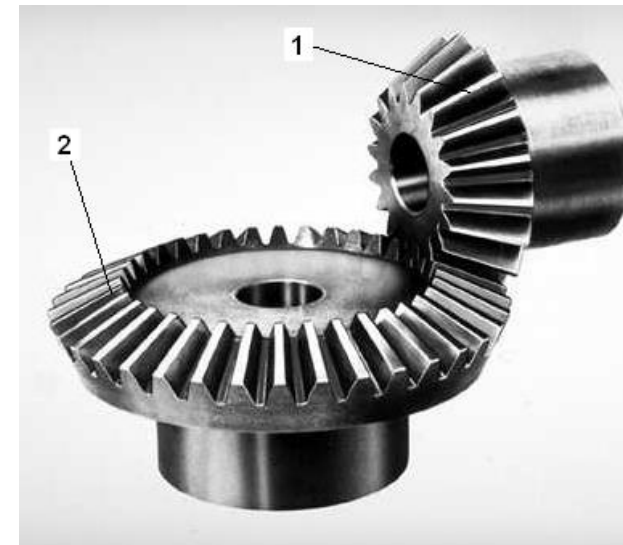
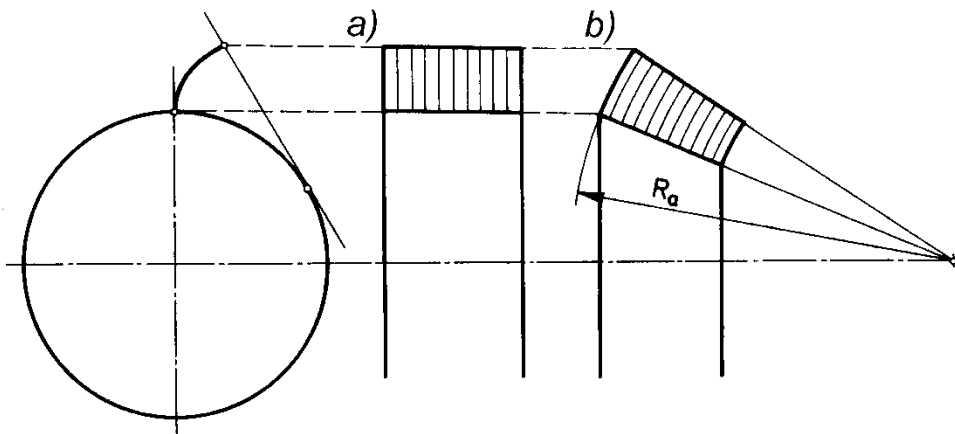
Këta dhëmbëzorë kanë punë më të qetë dhe bartin ngarkesa më të mëdha se dhëmbëzorët cilindrik me dhëmbë të drejtë. Janë më të shtrejtë sepse punimi i tyre është më i vështirë.

Çifti I dhëmbëzorëve konik me dhëmbë të drejtë

Janë dhëmbëzorët më të thjeshtë prej të gjitha llojeve të dhëmbëzorëve konik. Këndi I prerjes së akseve gjeometrike të dhëmbëzorëve është kënd I drejtë. Kanë qëndrueshmëri të lartë dhe mundësi të bartjes së ngarkesave të mëdha. Punimi I tyre është më I vështirë se I dhëmbëzorëve cilindrik.

- 1- dhëmbëzori udhëzues
- 2- dhëmbëzori I udhëzuar

Fig. 1.38. Çifti i dhëmbëzorëve konikë



*Fig. 13.2. Forma e anës së dhëmbit të dhëmbëzorit:
a) cilindrik b) konik.*

Përveq atyre me dhëmbë të drejtë, dhëmbëzorët konik mund të jenë edhe me: dhëmbë të pjerrët dhe të lakuar.

Sipas formës së vijave anësore të pllakës bazë të dhëmbëzuar, dallohen dhëmbëzorët konikë me dhëmbë të drejtë, të pjerrët, të lakuar (fig. 13.3.).

Te dhëmbëzorët konik me dhëmbë të drejtë, të gjitha tangjentat e tërhequra në anët e dhëmbëve kalojnë nëpër një pikë të përbashkët, respektivisht nëpër qendrën e dhëmbëzorit.

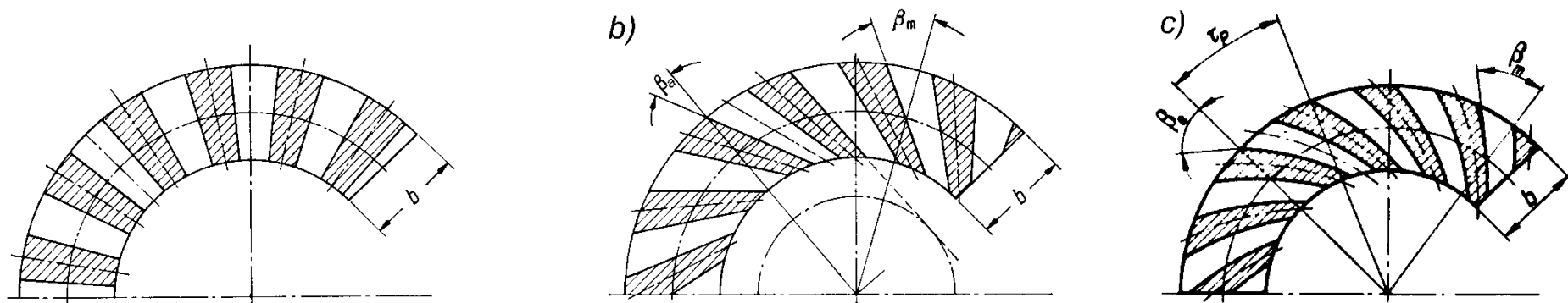


Fig. 13.3. Pllaka bazë e dhëmbëzuar me vija anësore:

a) të drejta,

b) të pjerrëta,

c) dhe ç) të lakuara.

Çiftet me vidhë pa fund

- Çifti me vidhë pa fund paraqet çiftin hiperboloidal me boshte të kithura, tek i cili dhëmbëzori i vogël - *vidha*, ka formën e ngjashme si të vidhës me fileto, ndërsa forma e dhëmbëzorit të madh - *dhëmbëzorit të vidhës*, i përshtatet formës së vidhës (fig. 1.45.). Këndi të cilin e përfshijnë akset e rrotullimit, zakonisht është $\Sigma=90^\circ$.
- Te çifti me vidhë pa fund, vidha është gjithnjë me dimensione më të vogla dhe është **udhëzuese**, ndërsa dhëmbëzori i vidhës është me dimensione më të mëdha dhe **i udhëzuar**.
- Përparësitë e çifteve me vidhë pa fund janë:
 - *raportet e transmisionit mjaft të mëdha ($i \leq 100$) për një çift,*
 - *puna e qetë e transmetuesit, për shkak të rrëshqitjes së anëve të dhëmbëve në mes vedi, por nevojitet lyerja e mirë dhe cilësore,*
 - *bartja e madhe, të cilën e bën të mundshëm kontaktimi në vijë i anëve të dhëmbëve*
 - *afati i përdorimit i gjatë me kusht që përpunimi të jetë i mirë, ndërsa montimi dhe lyerja në nivel,*

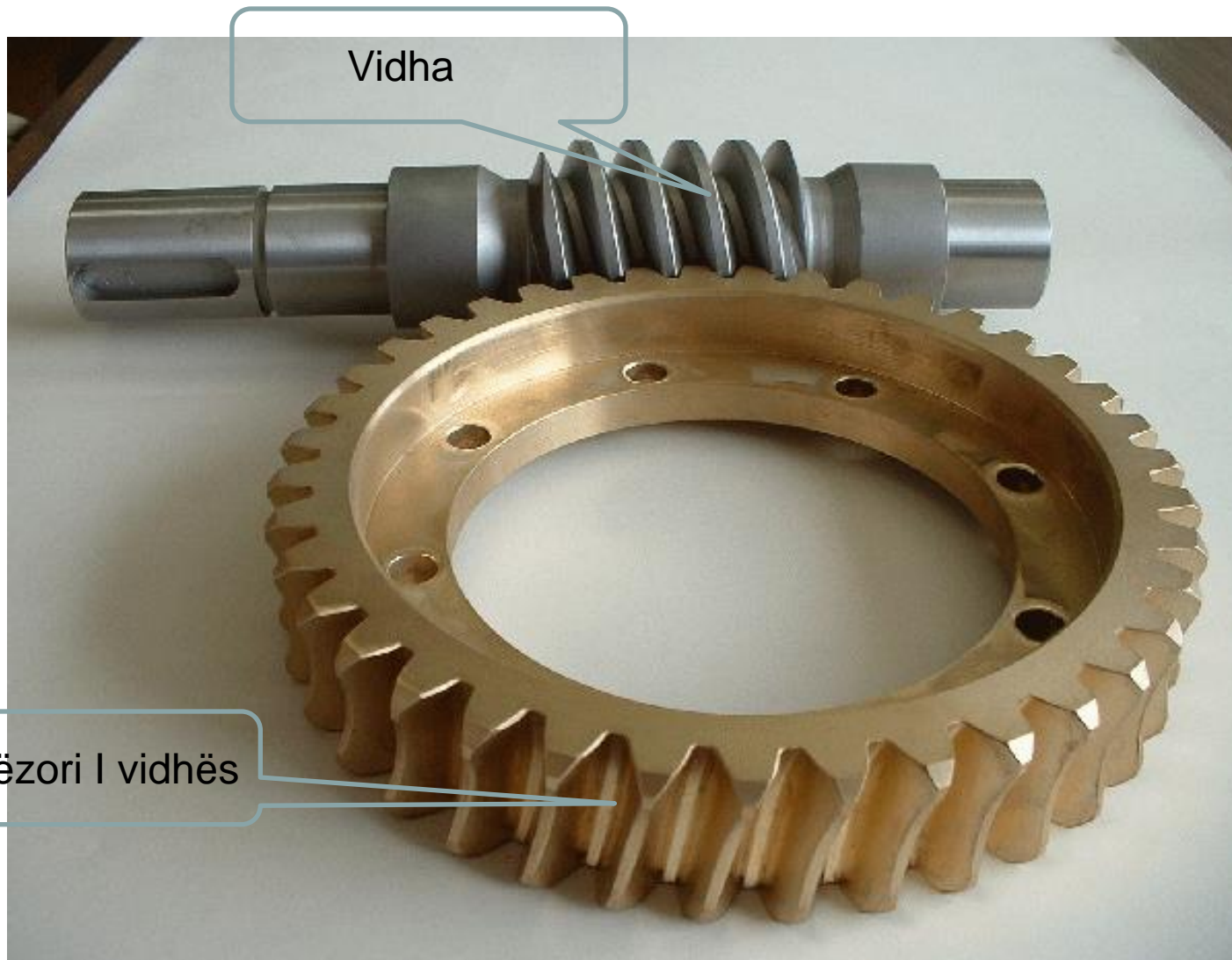


Fig.13.4. Çifti me vidhë pa fund

14. KËNDI I VIJËS SË KONTAKTIT, DISTANCA BOSHTORE DHE SHKALLA E INGRANIMIT

- Parimisht, e gjithë ajo që është thënë për dhëmbëzorët cilindrikë me dhëmbë të drejtë, vlen edhe për dhëmbëzorët me dhëmbë të pjerrët.
- Prandaj, **këndi i vijës së kontaktit** caktohet me shprehjen:

$$\operatorname{inv}\alpha_w = 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg}\alpha_n + \operatorname{inv}\alpha$$

Distanca boshtore për rastin e ingranimit të dhëmbëzorëve pa hapësirë rretho-re është:

$$a_{1-2} = \frac{m_{n1-2}}{\cos \beta_{1-2}} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

Indeksat te distanca boshtore, moduli dhe këndi i pjerrtësisë së dhëmbëve Tregojnë për çiftin përkatës të dhëmbëzorëve në ingranim të cilët analizohen. Pra këta indekksa mund të jenë në detyra: 3-4, 5-6, etj.

- Përfundimisht **shkalla e ingranimit të profileve**, llogaritet me shprehjen:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} \pm \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \mp a \cdot \sin \alpha_w}{m_{12} \cdot \pi \cdot \cos \alpha}$$

Shenja e parë në formulën e fundit është për **ingranimtë jashtëm**, Kurse shenja e dytë për **ingranim të brendshëm**.

Rrezet përkatëse në këtë shprehje janë gjysma e diametrave përkatës të dhëmbëzorit.

Shkalla e ingranimit të profileve çdoherë duhet të jetë më e madhe se 1.

Për dhëmbëzorët cilindrik me dhëmbë drejtë dhe të pjerrët, shkalla e ingranimit të profileve, logaritet me shprehjen e njejtë.

Shkalla e ingranimit të vijave anësore për dhëmbëzorët cilindrik me dhëmbë të drejtë është zero.

Shkalla e ingranimit të anëve të dhëmbëve (vijave anësore) për dhëmbëzorët cilindrik me dhëmbë të pjerrët është:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{m \cdot \pi} = \frac{b \cdot \sin \beta}{m_n \cdot \pi}$$

Shkalla e përgjithshme e ingranimit te dhëmbëzorët cilindrik me dhëmbë të pjerrët shprehet me shumën e shkallës së ingranimit të profileve ε_α dhe shkallës së ingranimit të vijave anësore ε_β :

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

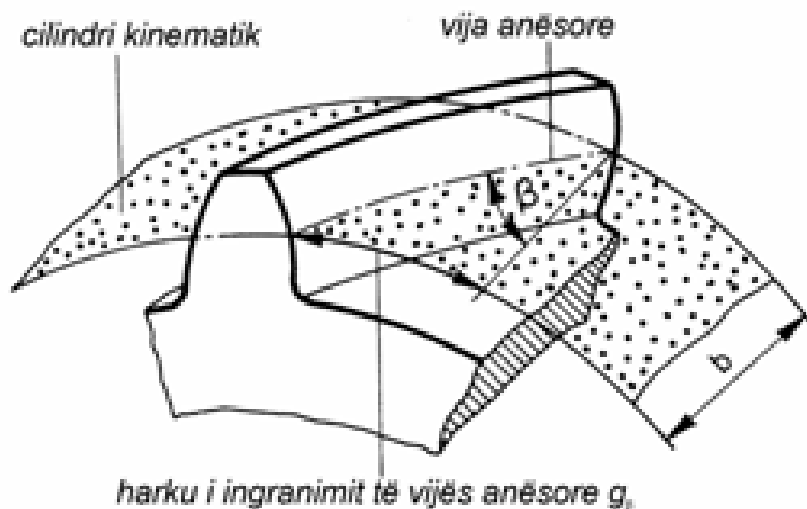


Fig.14.1.. Harku kontaktues i vijës anësore.

- Të metat e çifteve me vidhë pa fund janë:
- shkalla e shfrytëzimit të transmetuesit me vidhë pa fund është më e ulët,
- te transmetuesit me shkallë të ulët të shfrytëzimit zhvillohet nxehtësia, të cilën duhet larguar me ftohje artificiale.

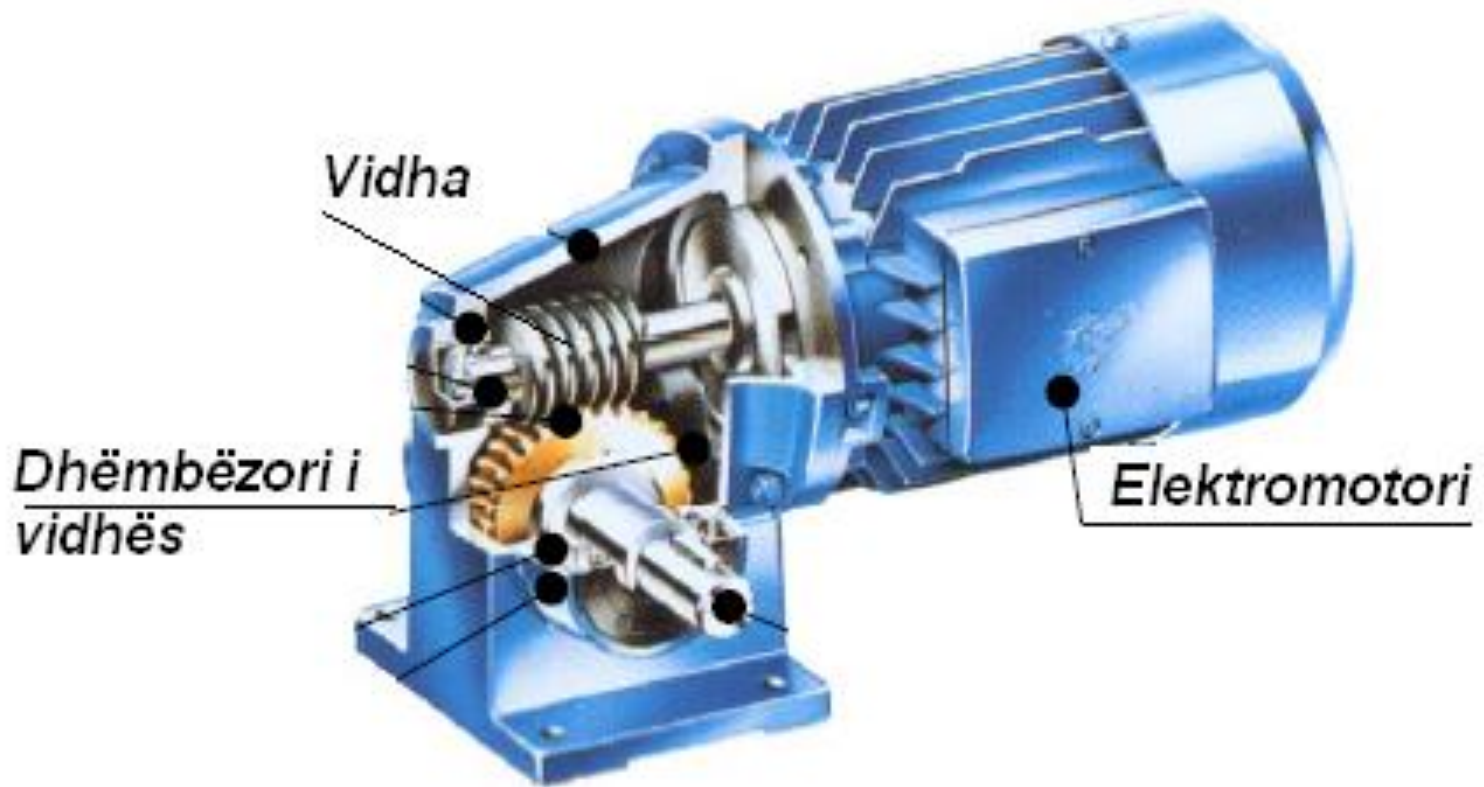


Fig.14.2. Transmetues me vidhë pa fund

15-17. BARTJA E DHËMBËZORËVE, NGARKESAT E DHËMBËZORËVE

Këto njisi mësimore spjegohen në mënyrë klasike.

1. ANALIZA E FORCAVE TE DHËMBËZORËT CILINDRIK ME DHËMBË TË PJERRËT
2. ANALIZA E FORCAVE TE DHËMBËZORËT KONIK ME DHËMBË TË DREJTË
3. ANALIZA E FORCAVE TE ÇIFTET ME VIDHË PA FUND

18. NJOHURITE THEMELORE MBI SHKALLEN E SIGURISË SË ANËS DHE RRËNJËS SË DHËMBËVE TË DHËMBËZORËVE

- Me fjalën qëndrueshmëri e anëve të dhëmbëve nënkuptohet rezistenca e tyre ndaj shkatërrimit sipërfaqësor të anëve të dhëmbit për shkak të lodhjes (pitting), si shkak i rrokullisjes dhe rrëshqitjes së anëve në mes veti, përqendrimit të sforcimeve të shkaktuara me shtypje kontaktuese të Hertz-it në vendet e sforcimeve maksimale tangjenciale.
- Shkalla e sigurisë e anës së dhëmbëve, pa marr parasysh se për cilët dhëmbëzorë caktohet, paraqet herësin ndërmjet sforcimit kritik në anën e dhëmbit ndaj sforcimit punues në anën e dhëmbit.
- Shkalla e sigurisë e rrënjës së dhëmbëve, pa marr parasysh se për cilët dhëmbëzorë caktohet, paraqet herësin ndërmjet sforcimit kritik në rrënjën e dhëmbit ndaj sforcimit punues në rrënjën e dhëmbit.

Contact Stress Between Two Cylinders

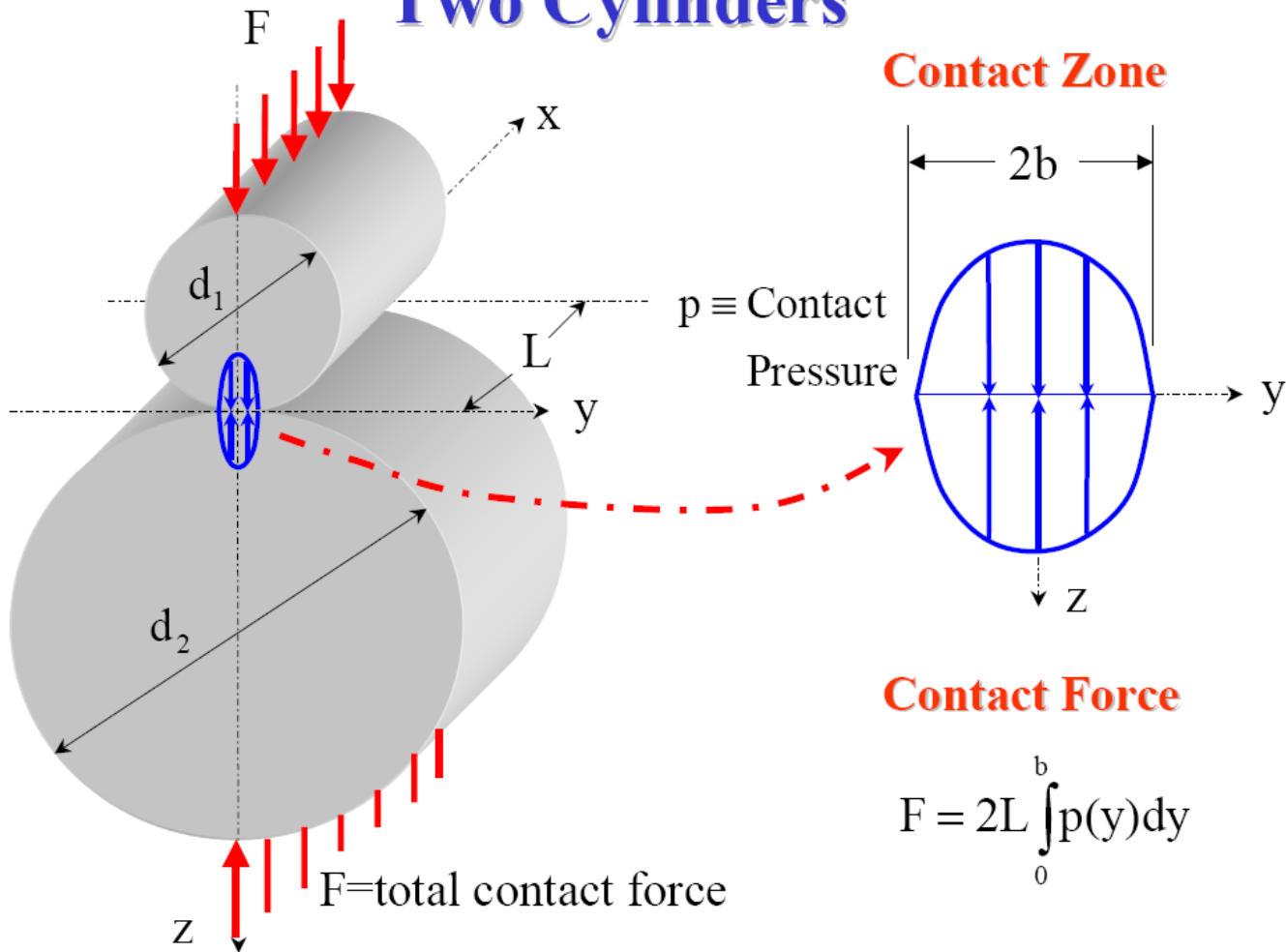
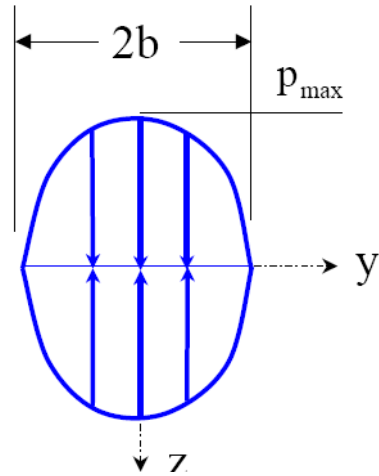


Fig.18.1. Presioni në sipërfaqen kontaktuese të dy cilindrave

Contact Zone



Contact Width

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi L} \frac{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}}$$

Maximum Contact Pressure

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi b L}$$

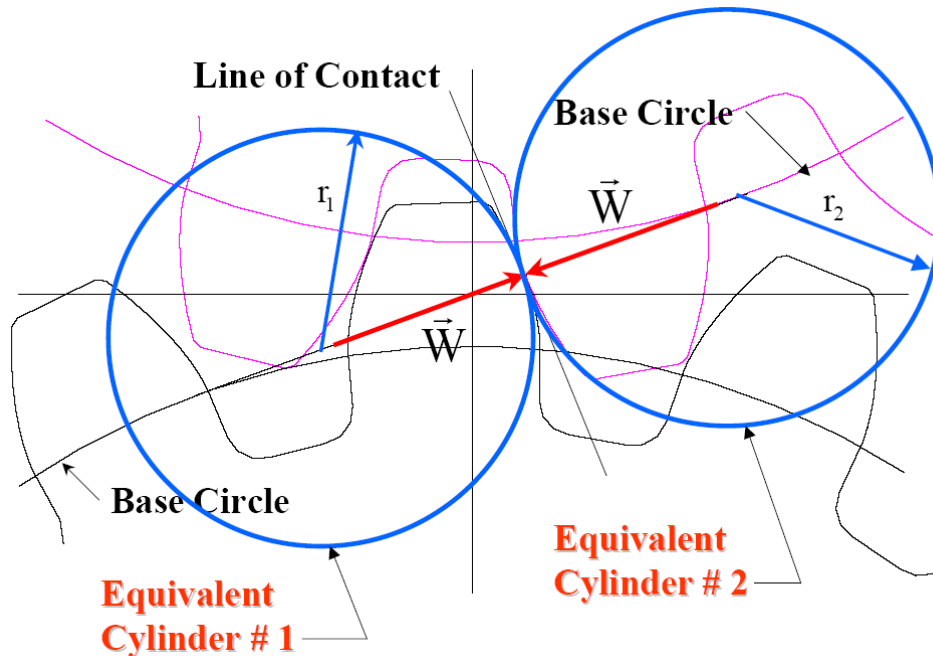


Fig. 18.2. Presioni në sipërfaqen kontaktuese të dhëmbëve në ingranim

Shkalla e sigurisë e anës së dhëmbëve

$$S_{H1} = \frac{[\sigma_{H1}]}{\sigma_{H1}} \geq 1.2 \quad - \text{E PLOTËSON KUSHTIN!}$$

Sforcimi kritik në anën e dhëmbit

σ_{H1}

Sforcimi punues në rrënjën e dhëmbit (N/mm²)

Sforcimi kritik në anën e dhëmbëve - varet nga materiali prej të cilit punuar dhëmbëzori epruvetë, afati I përdorimit që kërkohet ta realizoi ai gjatë punës, vaji që përdoret për lyerje, ashpërsia e sipërfaqeve të anëve të dhëmbëve, shpejtësia periferike maksimale gjatë punës, ndryshimi I fortësisë së anëve të dhëmbëve të çiftit në ingranim dhe madhësia e prerjes të dhëmbëve

Sforcimi punues në anën e dhëmbëve

- Ky sforcim paraqet sforcimin që krijohet gjatë punës dhe vepron në sipërfaqet aktive të dhëmbëve në ingranim.
- **Sforcimi punues** në anën e dhëmbëve varet nga:
 - - *forma e dhëmbëve,*
 - - *materiali i dhëmbëzorit,*
 - - *shkalla e ingranimit të profileve dhe anëve të dhëmbëve,*
 - - *këndi i pjerrtësisë së dhëmbëve,*
 - - *forca tandhensiale (periferike) që vepron gjatë punës në dhëmbëzor,*
 - - *përmasat gjeometrike të dhëmbëzorit (diametri ndarës dhe gjërësia),*
 - - *raporti i transmisionit,*
 - - *faktorët e ngarkesave.*

Shkalla e sigurisë e rrënjës së dhëmbëve

- Dëmtimi I rrënjës së dhëmbëve, respektivisht thyerja e vetëm një dhëmbit bënë që I tërë dhëmbëzori të del nga përdorimi. Prandaj, caktimi I shkallës së sigurisë kundër thyerjes së dhëmbëve ka rëndësi të veçantë praktike. Nëse me logaritje fitohet shkalla e sigurisë ashtu që e plotëson kushtin, atëherë ne bindemi se dhëmbëzori I analizuar do t'j qëndroi kushteve punuese të dhëna dhe nuk do të shkatërrohen dhëmbët e tij në rrënjë për afatin e paraparë.
- Shkalla e sigurë kundër shkatërrimit të rrënjës së dhëmbit është :

$$S_{F1} = \frac{[\sigma_{F1}]}{\sigma_{F1}} \geq 1.4 \quad - \text{E PLOTËSON KUSHTIN.}$$

- **Sforcimi kritik** në rrënjën e dhëmbëve varet nga:
 - - *materiali I dhëmbëzorit epruvetë,*
 - - *afati I përdorimit,*
 - - *përqëndrimi I sforcimit në dhëmbëzarin epruvetë,*
 - - *ndieshmëria në plasaritje e materialit të dhëmbëzorit në kalkulim,*

- - *ashpërsia e sipërfaqeve të anëve të dhëmbëve,*
- - *materiali dhe moduli I dhëmbëzorit.*
- **Sforcimi punues në rrënjën e dhëmbëve varet nga:**
- - *forma e dhëmbëve,*
- - *përqëndrimi I sforcimit (numri I dhëmbëve dhe koeficienti I zhvendosjes së profilit),*
- - *shkalla e ingranimit të profilit dhe anëve të dhëmbëve,*
- - *forca tangjansiale (periferike) që vepron në dhëmbëzor,*
- - *madhësitë gjeometrike të dhëmbëzorit (gjërësia dhe moduli),*
- - *faktorët e ngarkesave.*

- **Vërejtje:**
- *Çdoherë për një çift të dhëmbëzorëve në ingranim , shkalla e sigurisë (e anës dhe e rrënjës) duhet të caktohet për dhëmbëzorin udhëzues.*
- *Këtu dallon çifti me vidhë pa fund ku shkalla e sigurisë caktohet për dhëmbëzorin e vidhës.*
- *Specifikat e dhëmbëzorëve të llojeve të ndryshme përfshohen në logaritje përmes koeficientëve të veçantë.*

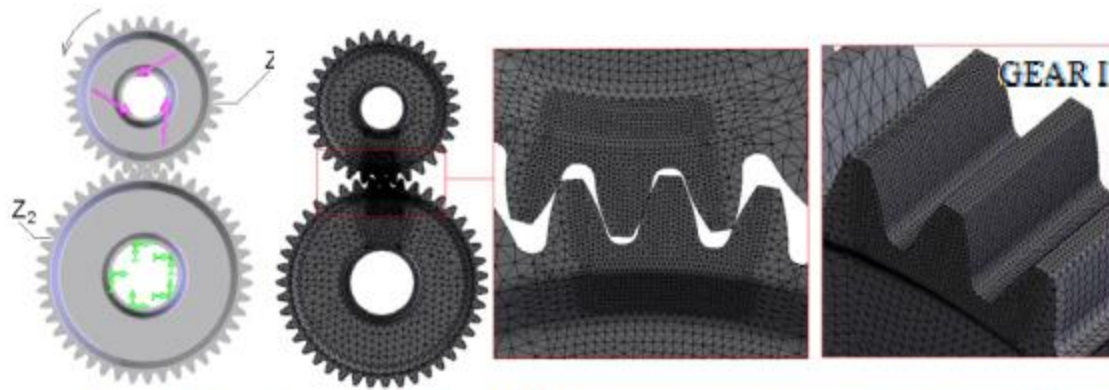


Figure 4. Boundary Conditions and Meshing Construction for Gear I and Gear II

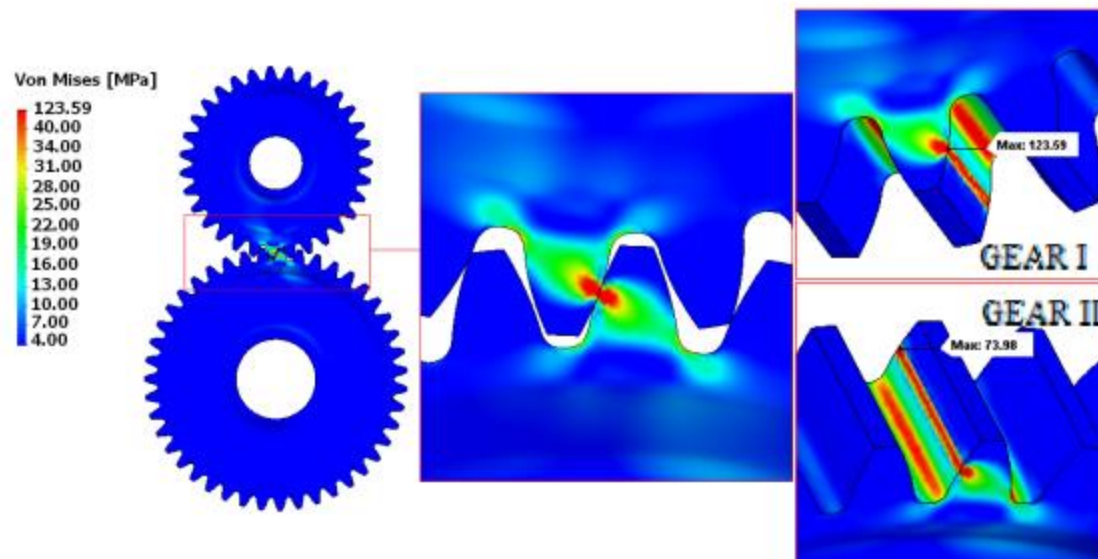


Fig.18.3. Sforcimi në dhëmbët në ingranim I fituar me softwerët aplikativ

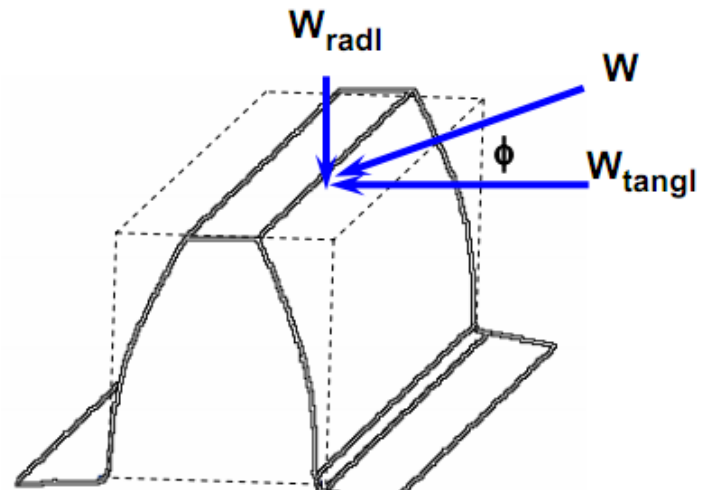
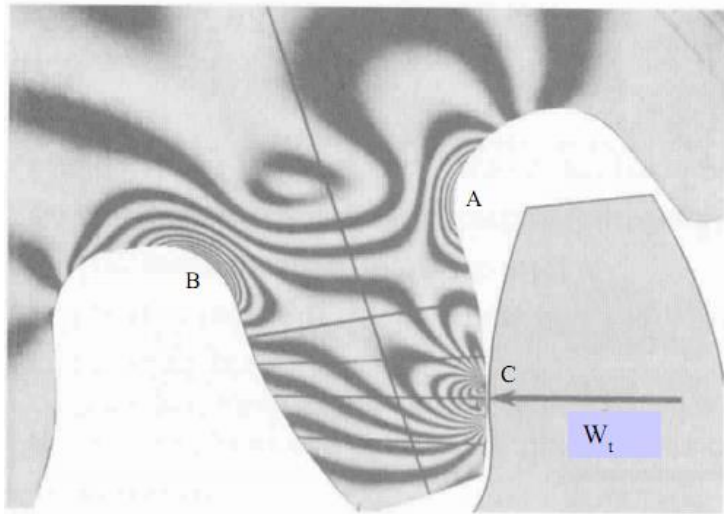
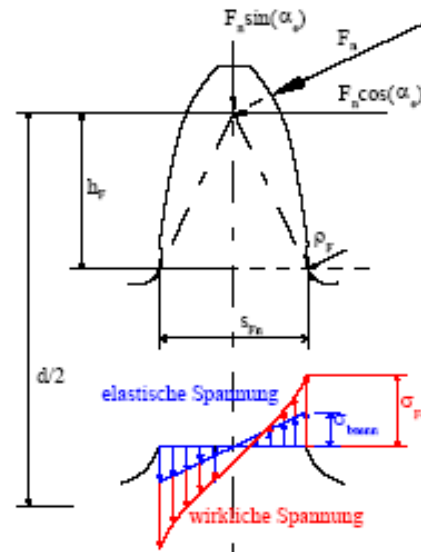
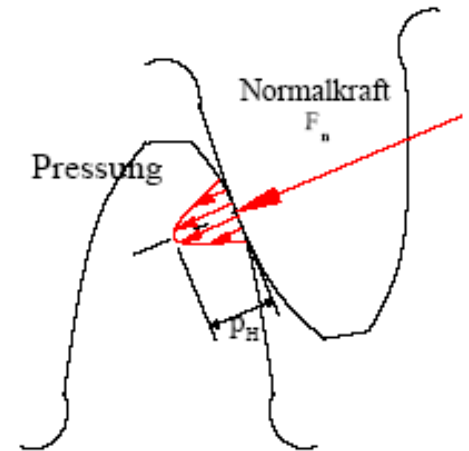


Fig.18.4. Ngarkesa e dhëmbit W , valët e sforcimeve dhe diagrami I tyre.



- FUND
- Ju falemnderit për vëmendje.
 - Sukses në testin e dytë !