

Agjencia Kombëtare e Arsimit, Formimit Profesional dhe Kualifikimeve

Spektori i Skeletkurrikulave dhe Standardeve të Trajnimit të Mësuesve të AFP

MATERIAL MESIMOR

Në mbështetje të mësuesve të drejtimit mësimor

MEKANIKE

Niveli III

NR. 3

Ky material mësimor i referohet:

➤ **Lëndës profesionale:**

“Detale makinash”, kl.13 (L-04-304-12).

Përgatitën:

Bashkim Shkëmbi

Vojsava Delilaj

Tiranë, 2017

Tema 1. Njohuri të përgjithshme për llojet e bashkimeve, klasifikimi i tyre, veçoritë, përdorimi.

Ç`quajmë bashkime (lidhje) të dy a më shumë pjesëve metalike apo detaleve?

Në punën e një makine apo paisje marrin pjesë një tërësi detalesh e pjesësh metalike të cilat janë të lidhura ndërmjet tyre për të kryer punën e caktuar. Por si janë këto bashkime (lidhje)? Kemi dy lloj lidhjesh, të paçmontueshme dhe të çmontueshme.

Lidhje të pa çmontueshme (fig.1)

Lidhje të paçmontueshme janë ato lidhje në të cilat, në se kërkojmë ti shkëpusim dy pjesët metalike të lidhura, kjo realizohet vetëm nëpërmjet shkatërimit të elementit lidhës. Të tilla janë lidhjet me ribatina dhe me saldimit. Këto lidhje përdoren gjërësisht në industrinë mekanike, në ndërtimin e anijeve, në ndërtimin ndërtesave me strukturë metalike etj.

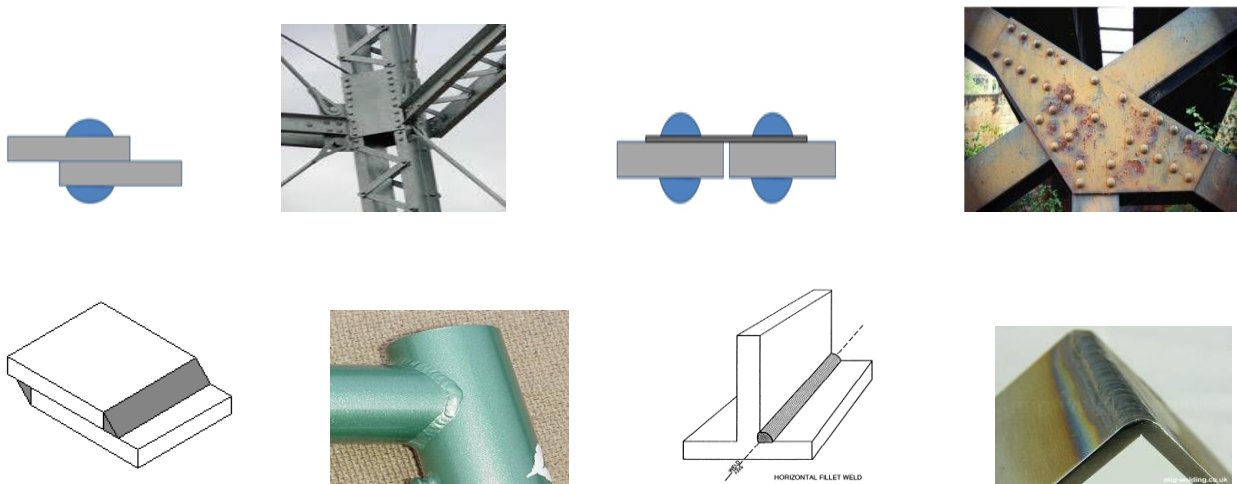


Fig. 1

Lidhje të çmontueshme.(fig.2)

Lidhjet e çmontueshme janë ato lidhje të cilat krijojnë mundësinë e ndarjes së dy detaleve apo pjesëve metalike pa shkatëruar elementin lidhës. Të tilla janë lidhjet me bulona, me kievat dhe shliza. Këto lidhje përdoren gjërësisht në makineri dhe paisje të ndryshme ku kërkohet transmetimi i lëvizjes nga një detal tek tjetri. Një përdorim të gjërë kanë lidhjet me shliza në automjetet e ndryshme .

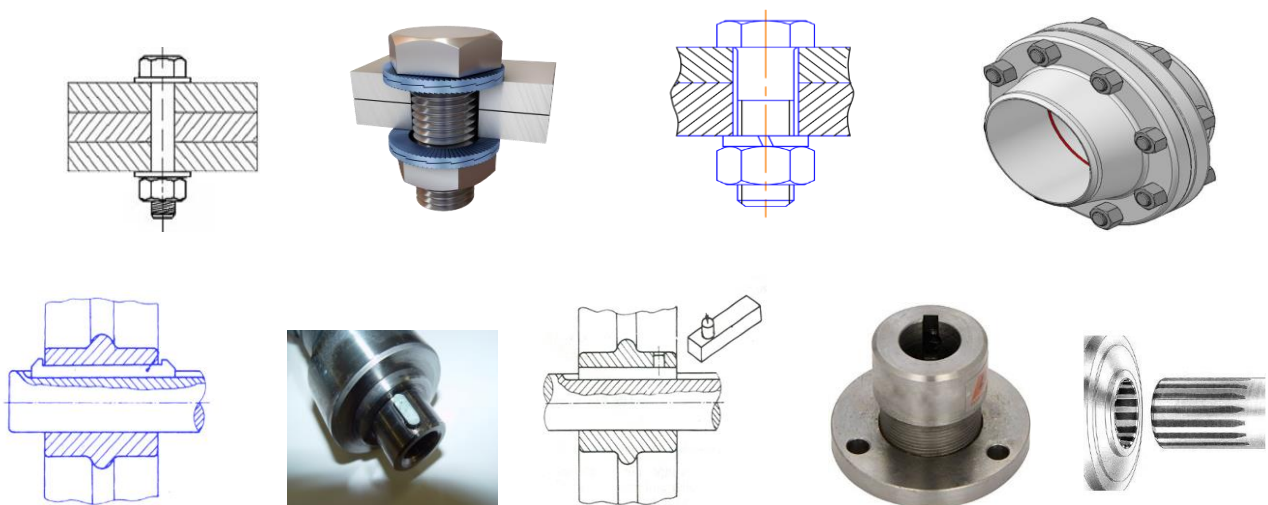
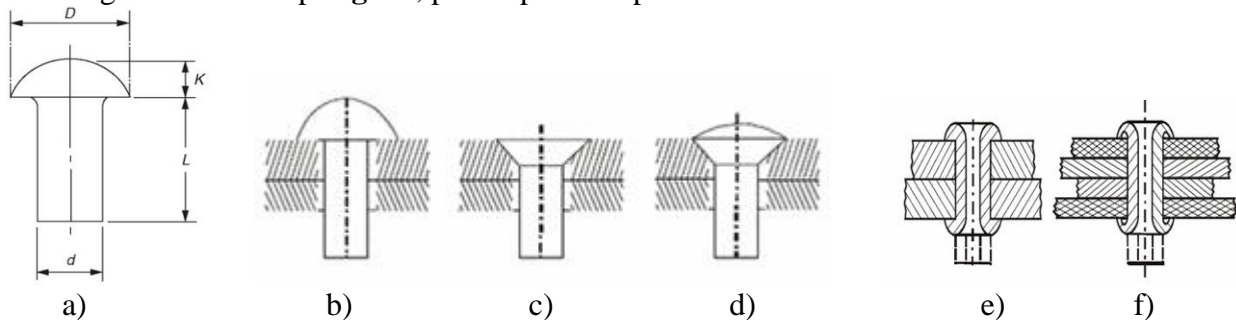


Fig.2

Tema 2.

Bashkimet me ribatina, llogaritja e bashkimeve me ribatina

Lidhjet me ribatina i gjejmë të përdorura në konstruksione të ndryshme si në ndërtimin e avionëve, në ndërtimin e anijeve, në lidhjen e kapriatave në industrinë e ndërtimit si dhe në shumë paisje e makineri të ndryshme. Elementi lidhës që siguron palëvizshmërinë e dy pjesëve që lidhen është ribatina. Ribatina përbëhet nga koka dhe trupi **fig.3a** , por në praktikë përdoren



dhe ribatina me forma të kokës të ndryshme si ne **fig.3 c,d,e,f,m,n**, të cilat varen nga kushtet dhe kërkesat e konstruksionit që do të lidhet. Materiali me të cilat përgatiten ribatinat është çelik i markave Ç2,Ç3,Ç10,Ç15 si dhe bakri, tunxhi, alumini etj.

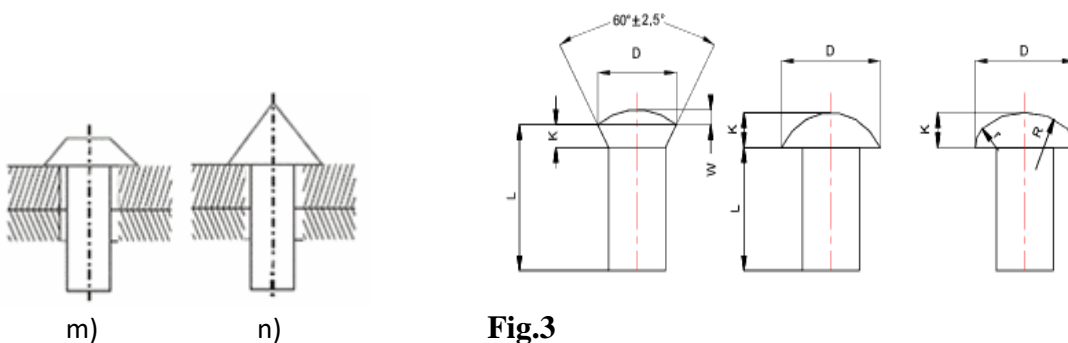


Fig.3

Proçesi i ribatinimit realizohet në të ftohtë ose në të nxehtë, kjo varet nga materiali prej të cilit është përgatitur ribatina si dhe nga përmasat e saj. Gjatë realizimit të proçesit të ribatinimit për realizimin e kokës së dytë përdoret një paisje si në fig.4. Ribatina fig.4a pasi futet në vrimë, me anë të paisjes fig.4b realizohet formimi i kokës së dytë.

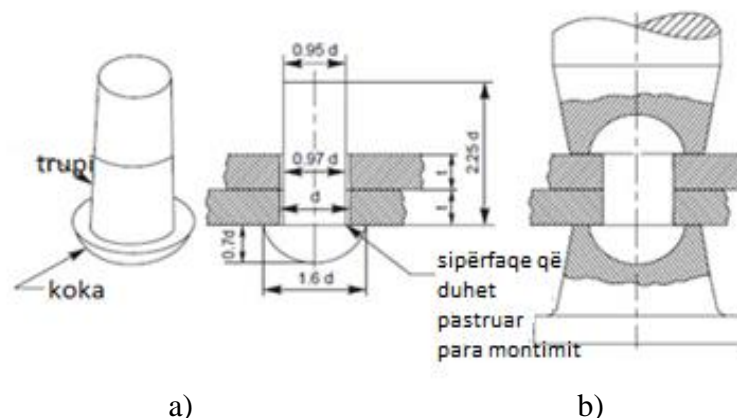


Fig.4

Tipat e tegelave të ribatinimit

Vendosja e ribatinave gjatë lidhjes së dy pjesëve metalike bëhet në mënyrë të rregullt dhe sipas disa standarteve, vendosja e ribatinave sipas këtyre rregullave quhet tegela e ribatinave. Në vartësi të kushteve të punës tegelat ndahen :

- a) **Tegela force**, të cilët sigurojnë qëndrueshmëri të mjaftueshme të lidhjes ndaj forcave të jashtme si p.sh. në strukturat metalike të ndërtesave apo në konstruksione të ndryshme mekanike.
- b) **Tegela force hermetike**, të cilat krahas qëndrueshmërisë së lidhjes duhet të sigurojnë dhe hermeticitetin e lidhjes si p.sh. kazanët e avullit, enët nën presion, etj.
- c) **Tegela hermetik**, të cilat nuk kanë qëllim të sigurojnë qëndrueshmërinë, por sigurojnë hermeticitetin e lidhjes si p.sh. tubacionet e presionit të ulët, enët e lëngjeve me presion të ulët, etj.

Lidhjet me ribatina realizohen:

- a) **Me mbivënie**, kur dy fletet metalike vendosen njëra mbi tjetrën fig.5

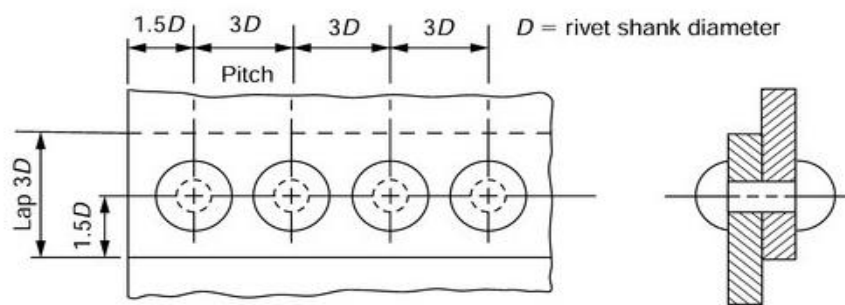


Fig.5

- b) **Me vendosje kokë më kokë**, kur dy fletet metalike vendosen kokë më kokë dhe lidhen me element lidhës në një anë fig.6



Fig.6

- c) **Me vendosje kokë më kokë**, kur dy fletet metalike vendosen kokë më kokë dhe lidhen me element lidhës në të dy anët fig.7

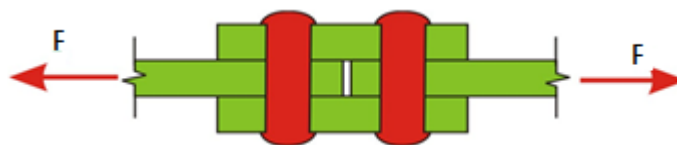


Fig.7

Në lidhje me sasinë dhe mënyrën e vendosjes së ribatinave tek elementët e lidhjes ato mund të jenë të vendosura në një rrjesht fig.5, të vendosura në mënyrë zik-zake fig.8, të vendosura në dy rrjeshta fig.9, etj.

Shënim numri i ribatinave dhe mënyra e vendosjes varet nga konstruksioni dhe këtë e përcakton konstruktorigj.

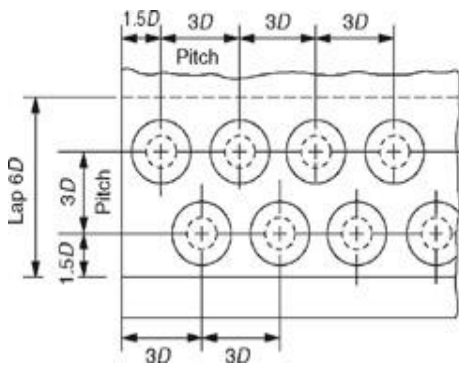


Fig.8

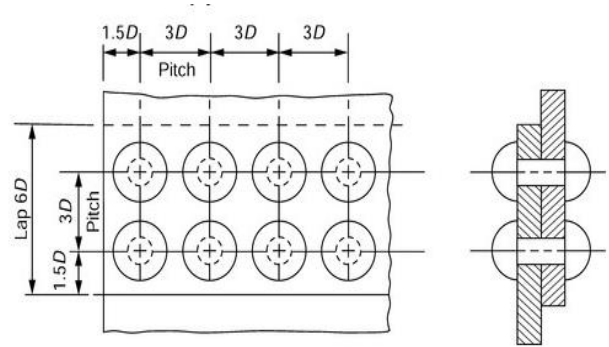


Fig.9

Llogaritja e lidhjeve me ribatina

Ashtu si në çdo detal, paisje dhe makineri të cilat gjatë punës së tyre ato ndeshen me veprimin e forcave të ndryshme, po kështu dhe lidhjet me ribatina ndodhen nën veprimin e forcave përkatëse. Po çfarë ndodh nga veprimi i këtyre forcave?

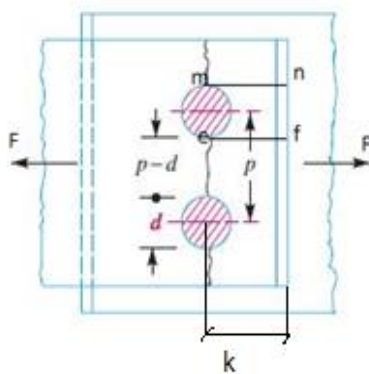


Fig.10

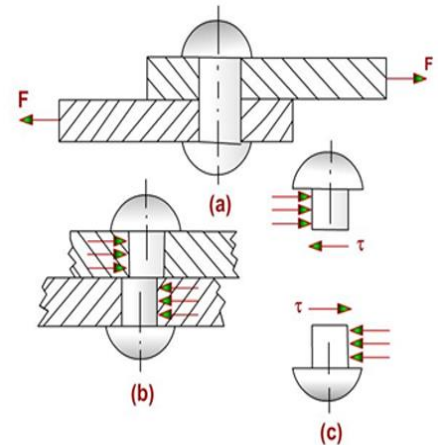


Fig.11

Në fig.10,11 tregohet një lidhje ribatinash që i nënshtrohet veprimit të forcës F, po çfarë ndodh në këtë rast? Nga fig.10,11 vemë re se rreziku i shkatërrimit të lidhjes vjen si rezultat i :

- Prerja e ribatinës sipas planit ndarës të pllakave fig.11b,c.
- Shtypja lokale e trupit të ribatinës fig.11b,c.
- Këputja e fletëve sipas rafshit ndërmjet vrimave të ribatinave fig.10.
- Prerja e fletëve sipas rafsheve mn,ef,fig.10.

a) Prerja e ribatinës

Duke qenë se një lidhje nuk realizohet vetëm me një ribatinë por nga dy a më shumë ribatina dhe duke supozuar se forca F shpërndahet uniformisht në çdo ribatinë, atëherë forca në një ribatinë do të jetë :

$$F_1 = \frac{F}{n} \quad \text{ku "n" është numri i ribatinave}$$

Nga kushti i qëndrueshmërisë në prerje të ribatinës kemi : $\tau_{pr} = \frac{F_1}{S} = \frac{\frac{F}{n}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4F}{\pi d^2 n} \leq [\tau]_{pr}$

d – diametri i vrimës së fletës (afërsisht është i barabartë me diametrin e trupit të ribatinës).

$[\tau_{pr}]$ – tensioni i lejuar në prerje për materialin e ribatinës.

Shënim : në rast se lidhja me ribatina është si në fig.12 atëhere ribatina do të pritët sipas dy planeve.

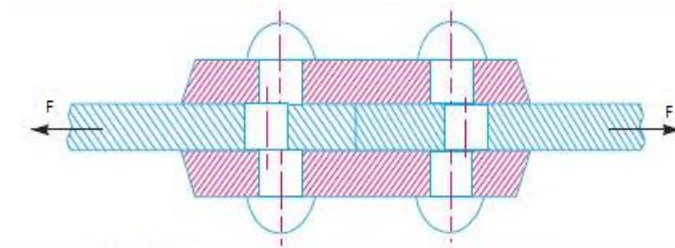


Fig.12

b) Shtypja lokale e ribatinës

Ribatina përveç rrezikut nga prerja, ajo i nënshtrohet dhe deformimit nga shtypja lokale e shkaktuar nga veprimi i fletëve metalike shih fig.11b. Kësisoj është e nevojshme të kryhet edhe llogaritja e qëndrueshmërisë në shtypje lokale.

$$\sigma_{shl} = \frac{\frac{F}{n}}{d \cdot \delta} = \frac{F}{n \cdot d \cdot \delta} \leq [\sigma]_{shl}$$

c) Këputja e fletëve

Në lidhjet me ribatina është me rëndësi që largësia ndërmjet vrimave të jetë sipas një standarti të përcaktuar, në të kundërt do të kemi shkatërim të lidhjes duke u ballafaquar me këputje të fletëve metalike sipas seksionit të tërthortë shih fig.10. Kësisoj është e nevojshme të kryhet llogaritja në qëndrueshmëri e fletëve metalike sipas seksionit të tërthortë në planin e shpimit të vrimave.

$$\sigma_t = \frac{F}{n(p-d)\delta} \leq [\sigma]_t$$

p – hapi i tegelit (largësia ndërmjet akseve të dy vrimave të njëpasnjëshme).

δ - trashësia e fletës metalike më të hollë.

d) Prerja e buzëve të fletës

Një dukuri tjetër në lidhjet me ribatina është dhe prerja e buzëve sipas planeve “mn” dhe “ef” në fig.10. Kësisoj është e nevojshme kontrolli në qëndrueshmëri i buzëve të fletës.

$$\tau_{pr} = \frac{F}{n \cdot 2 \left(k - \frac{d}{2} \right) \delta} \leq [\tau]_{pr}$$

Shënim: Në rastet kur fletët metalike që lidhen me anë të ribatinave, janë me trashësi të ndryshme, në llogaritjet përkatëse do të merret trashësia më e vogël.

Tema 3. Bashkimet me saldim, llogaritja e bashkimeve me saldim

Lidhjet me saldimit kanë gjetur një përdorim mjaft të gjerë në shumë dege të industrisë, me anë të saldimit realizohen konstruksione të përmasave të mëdha dhe detale të formave të ndryshme fig.13. Saldimi është një proces i thjeshtë dhe i shpejtë, paisjet që përdoren janë të thjeshta, kanë kosto të ulët krahasimisht me proceset e tjera (si p.sh. lidhjet me ribatina), kjo e bën procesin e saldimit një proces mjaft të leverdisshëm dhe të përdorshëm. Proçesi i saldimit realizohet si rezultat i shkrirjes së materialit që do të saldohet ose i sjelljes në gjëndje plastike në vëndin që do të ngjitet. Sot një përdorim të gjerë ka marrë saldimit me hark elektrik.



Fig.13

Lidhjet me saldimit përveç anëve të mira që kanë, ato kanë edhe të meta :

- Gjatë kohës së ftohjes kemi tkurrjen e materialit të shkrirë, që shkakton tensione mbetëse në tegel, për pasojë ulët qëndrueshmëria e lidhjes.
- Ka rritje të koeficientit të përqëndrimit të tensioneve.
- Struktura e materialit mbushës (tegelit), nuk është e njëjlojtë me materialin që saldohet.
- Gjatë saldimit çlirohen gazra, gjë që shkakton zgavra në tegel.

Në vartësi të mënyrës së vendosjes së pjesëve metalike që saldohen, dallojmë :

1. Vendosi kokë më kokë fig.14a.
2. Vendosi me mbivënie fig.14b.
3. Vendosi në qoshe fig.14c.
4. Vendosi në formë "T" fig.14d.

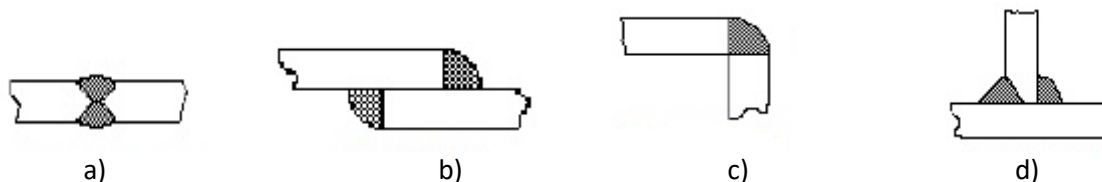


Fig. 14

Në tegelat kokë më kokë, në vartësi të trashësisë së pjesëve metalike që do të saldohen bëhet një përgatitje e buzëve ku do të shtrihët tegeli i saldimit fig.15 a,b,c,d,e,f,k,m,n.

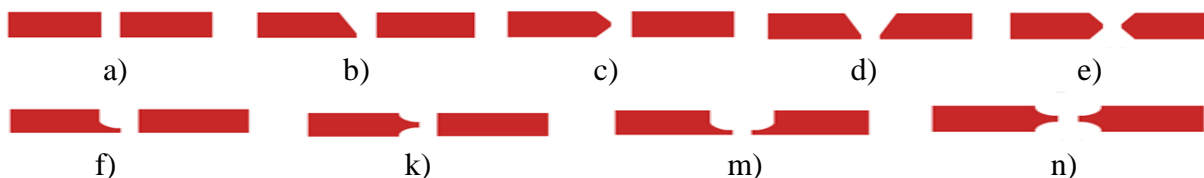


Fig.15

Në vartësi të pozicionit të tegelit dhe forcës që vepron tek lidhja fig.16 kemi:

- a) **tegel ballorë**, tegeli është pingul me drejtimin e forcës fig.16a.
- b) **tegel anësorë**, tegeli është në një drejtim me forcën fig.16b.
- c) **tegel i përbërë**, tegeli përbëhet edhe nga tegeli anësor dhe ballori fig.16c.
- d) **tegeli i pjerrët**, tegeli formon kënd me forcën fig.16d.

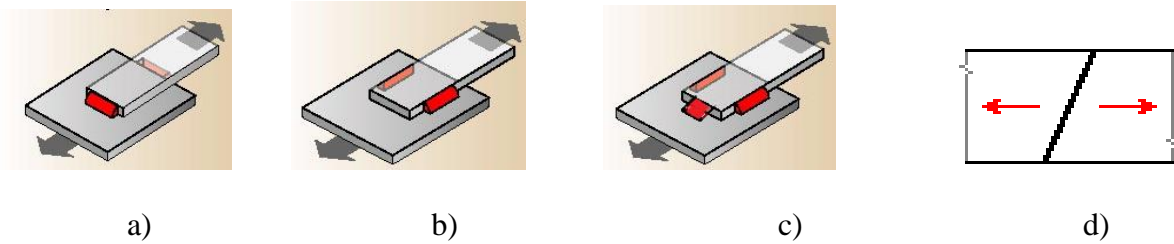


Fig.16

Në vartësi të trajtës së seksionit të tegelit kemi :

1. tegelë normale fig.17a.
2. tegelë i dobësuar fig.17b.
3. tegelë i përforcuar fig.17c.

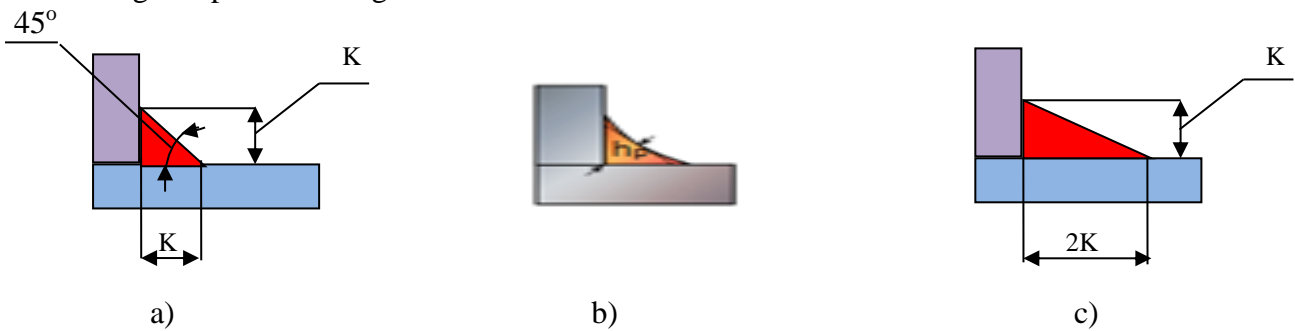


Fig.17

Në praktikë më i përhapur është tegeli normal, e rëndësishme tek tegelat është madhësia e katetit “K” dhe lartësia “h_p”, për tegelin normal $h_p = K \sin 45^\circ = 0,7 K$.

Llogaritja e lidhjeve me saldim

Gjatë procesit të saldimit për arësyet që thamë më sipër qëndrueshmëria e tegelit të saldimit është më e dobët se materiali bazë, kësajoh është më se e nevojshme të bëhen llogaritjet përkatëse.

1. Tegeli kokë më kokë

Tegelat kokë më kokë zakonisht punojnë në tërheqje ose në shtypje, lartësia e tegeli merret e barabartë me trashësinë e pllakës metalike “δ” fig.18.

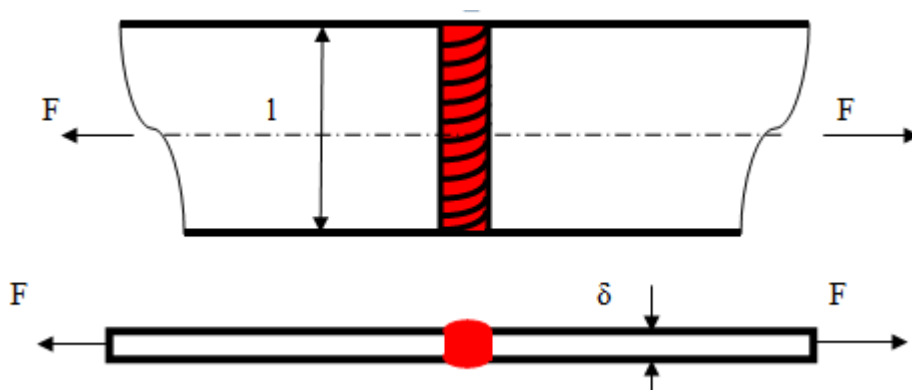


Fig.18

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F}{\delta l} = \leq [\sigma]'_t$$

$$\sigma_{sh} = \frac{F}{S} = \frac{F}{\delta l} = \leq [\sigma]'_{sh}$$

$[\sigma]'_t$, $[\sigma]'_{sh}$ janë përkatësisht tensionet e lejuara në tërheqje dhe shtypje të materialit të tegelit.

Shënim : Në procesin e saldimit materiali mbushës (elektroda) duhet të jetë nga e njëjta markë e materialit që saldohet.

2. Tegelat ballorë

Këta tegela llogariten në prerje , praktika ka treguar se këta tegela shkatërrohen sipas përgjysmores së këndit të seksionit tërthor të tegelit fig.19.

Sipërfaqja e seksionit tërthor që shkatërrohet $S = ac.l = h.l = K.\cos 45^\circ . l = K.0,7.l$ ($ac = h$)
zakonisht $K = \delta$ kështu që $S = 0,7.\delta.l$

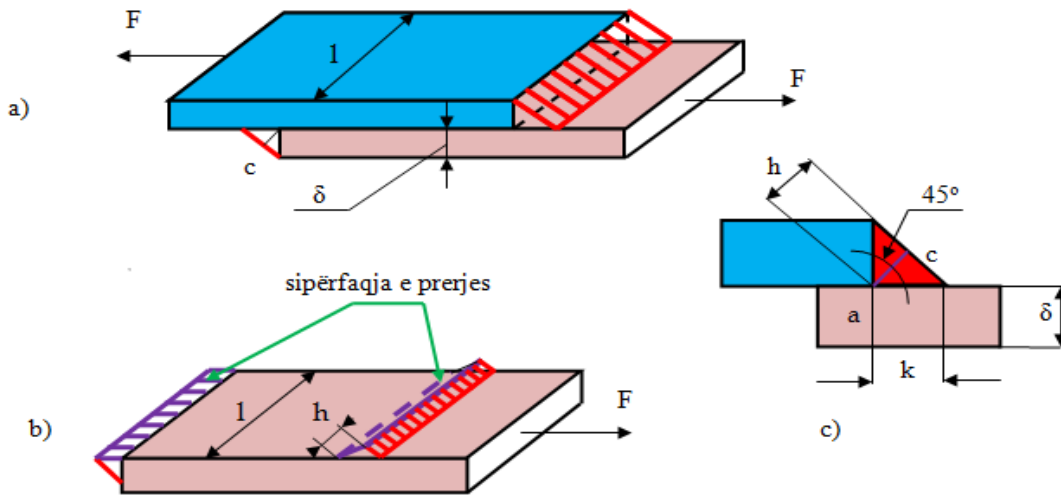


Fig.19

Kushti i qëndrueshmërisë në prerje për lidhjen me dy tegela fig.19b.

$$\tau_{pr} = \frac{F}{2S} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot l} \leq [\tau]'_{pr}$$

$[\tau]'_{pr}$ është tensioni i lejuar në prerje për tegelin e saldimit.

3. Tegelat anësor

Llogariten në prerje njësoj si tegelat ballorë fig.20

$$\tau_{pr} = \frac{F}{2S} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot l} \leq [\tau]'_{pr}$$

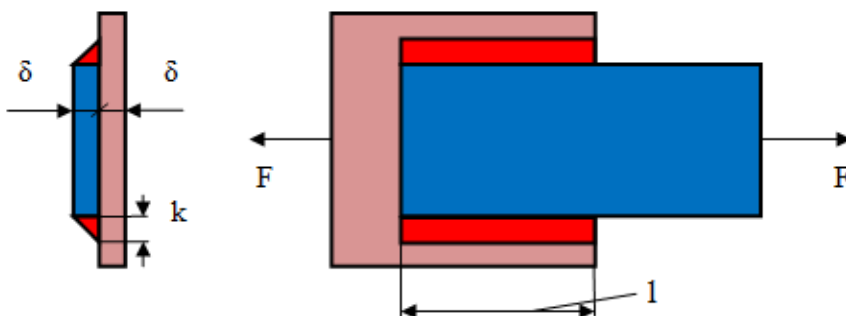


Fig.20

4. Tegelat e përbërë

Në tegelat e përbërë kushti i qëndrueshmërisë në prerje është : fig.21

$$\tau_{pr} = \frac{F}{S} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta (l_1 + 2l_2)} \leq [\tau]'_{pr}$$

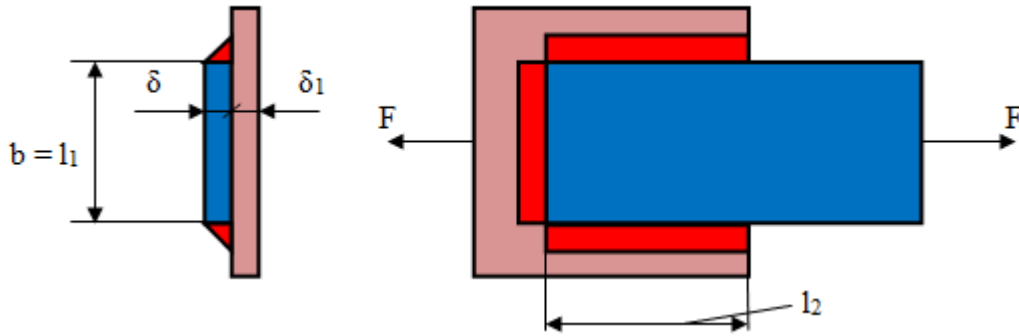


Fig.21

Shënim : Në rast se dy pllakat që saldohen janë me trashësi të ndryshme, atëhere në llogaritjen e sipërfaqes së prerjes do të merret pllaka me trashësi më të vogël.

5. Tegelat e pjerrët

Tegelat e pjerrët kokë më kokë punojnë në tërheqje si pasojë e forcës F_n dhe në prerje si pasojë e forcës F_t (forca F zërthehet në dy përbërse F_n normale me tegelin dhe forca F_t sipas tegelit të saldimit) fig.23. Si rrjedhim në tegelin e pjerrët kemi tensione normale dhe tangenciale. Nga fig.23 vemë re se kur zvogëlohet këndi α rritet tensioni tangencial τ dhe e kundërta kur rritet këndi α rritet tensioni normal σ . Për vlera të këndit $\alpha = 0$, $\sigma = 0$ ndërsa $\tau = \tau_{max}$.

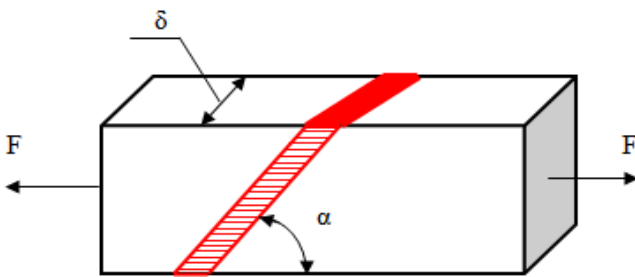


Fig.22

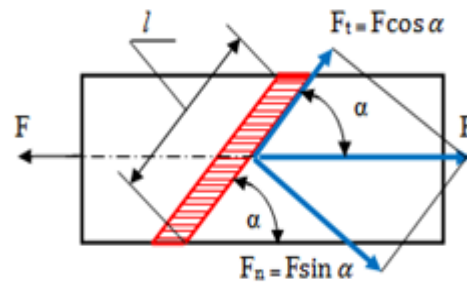


Fig.23

për vlera të këndit $\alpha = 90^\circ$ tensioni normal $\sigma = \sigma_{maks}$ ndërsa $\tau = 0$. Për lehtësi veprimi është pranuar, kur këndi $\alpha \leq 45^\circ$ llogaritja e tegelit bëhet në prerje, kur $\alpha = 90^\circ$ llogaritja e tegelit bëhet në tërheqje. Për vlera të ndërmjetme të këndit α , llogaritja bëhet sipas formulës :

$$\tau = \frac{F}{\delta \cdot l \cdot C_1} \leq [\tau]'_{pr} \quad C_1 - \text{është koeficienti që varet nga madhësia e këndit "}\alpha\text{"}$$

Tema 4.

Bashkimet me kiaveta, llogaritja e bashkimeve me kiaveta

Lidhjet me kiaveta bëjnë pjesë në grupin e lidhjeve të çmontueshme, kemi dy lloje lidhjesh me kiaveta, me detale të lëvizshme dhe të palëvizshme. Këto lidhje përdoren në lidhjen e boshteve me detale, si pulexha, volante, rrota të dhëmbëzuara etj. Për të transmetuar momentin përdredhës. Në fig.24 tregohet lidhja e një çifti dtalësh me anë të kiavetës, ku vëmë re që tek boshti dhe bokula është hapur një kanal. Hapja e këtij kanali sjell përqëndrim tensionesh e për pasojë zvogëlimin e qëndrueshmërisë së lidhjes, kjo është e metë tek lidhjet me kiaveta.

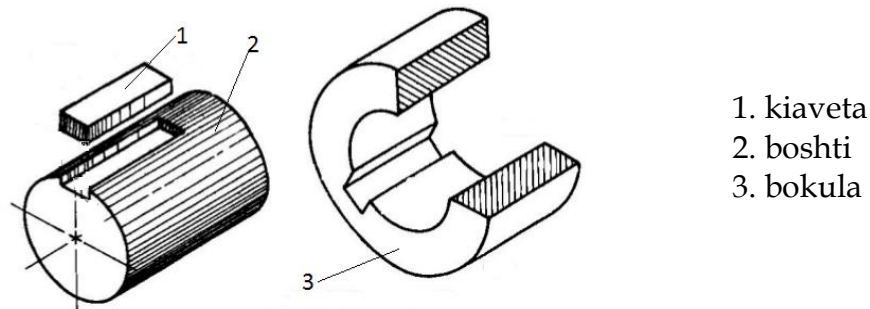


Fig.24

Lidhjet me kiaveta i ndajmë në dy grupe :

- a. të patensionuara.
- b. të tensionuara paraprakisht.

Në lidhjet e patensionuara bëjnë pjesë : kiavetat paralele të zakonshme, paralele drejtuese, paralele rrëshqitëse dhe segmentore. Anët pozitive të lidhjes janë mungesa e shformimit paraprak të detaleve të lidhura sepse mungon shtërngimi dhe nuk ndodh jashtëqendërzimi i detaleve të lidhura. Anët negative është zhvendosje aksiale të detaleve të çiftëzuara dhe saktësi të lartë çiftëzimit. Në lidhjet e tensionuara bëjnë pjesë kiavetat pykë, anët pozitive janë shmangia e zhvendosjes këndore dhe aksiale të detaleve, mbajnë mirë ngarkesat dinamike dhe goditëse, nuk kërkojnë saktësi të lartë çiftëzimi të detaleve. Anët negative, për shkak të tensionimit paraprak, ndodh shformimi i detaleve dhe jashtëqendërzimi i tyre. Kiavetat përgatiten prej çeliku të markave Ç 6, 40, 45, 50 në raste të veçanta çelique të lidhur, kiavetat trajtohen termikisht. Përmasat e kiavetave janë të standartizuara, ato zgjidhen në vartësi të diametrit “**d**” të boshtit.

1. Kiavetat paralele të zakonshme

Këto kiaveta e kanë seksionin tërëtor të pandryshueshëm në gjithë gjatësinë e tyre, fundet e tyre mund të jenë të rrafshta ose të rumbullakuara fig.25a,b. Ato vendosen në kanalin e formuar ndërmjet boshtit dhe bokulës, në mënyrë të tillë që faqja e sipërme e kiavetës të ketë hapsirë me fundin e kanalit të bokulës fig.26

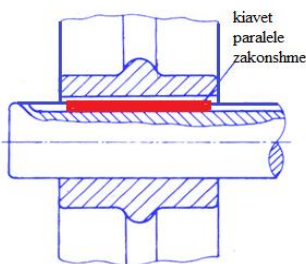


Fig.25

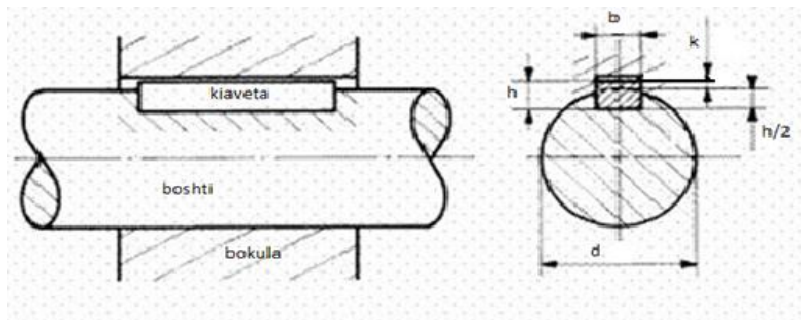
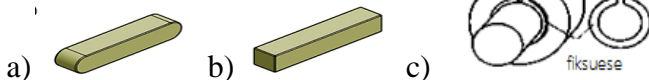


Fig.26

Gjatë transmetimit të momentit përdredhës nga lidhja me kiavet paralele të zakonshme ndodh dhe çvendosja aksiale e mocos. Për të shmangur këtë zhvendosje aksiale të mocos, ka zgjidhje konstruktive të ndryshme, një prej të cilave është dhe ajo e trguar në fig.25c.

2. Kiavetat paralele drejtues

Përdoren kur kërkohet zhvendosja e mocos gjatë boshtit, këto kiaveta janë të gjata sipas kërkesës së konstruksionit dhe janë të fiksuara në bosht me anë të vidave fig.27.



Fig.27

3. Kiavetat paralele rrëshqitëse

Përdoren në rastet kur zhvendosja e mocos është e madhe, në këtë rast përdorimi i kiavetave të gjata nuk do të ishte i pranueshëm. Kiaveta fiksohet me mocon dhe zhvendosjen sëbashku fig.28 a,b.

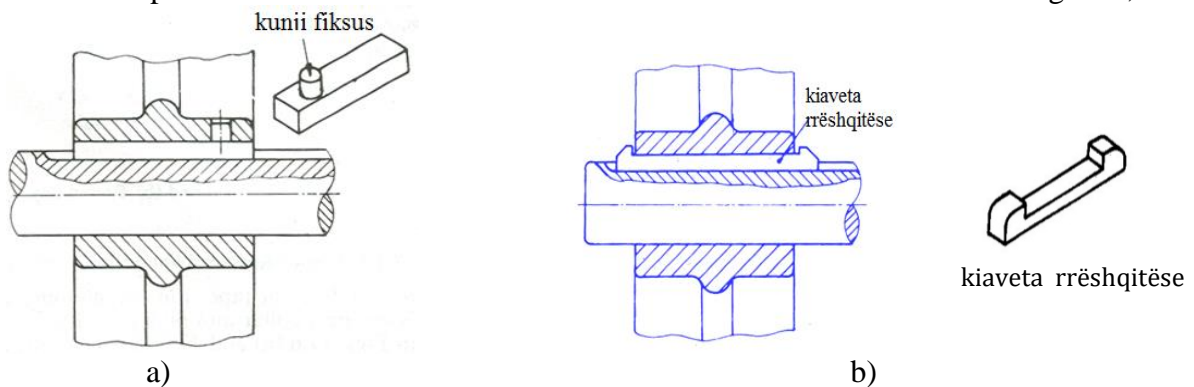


Fig.28

4. Kiaveta segmentare

Kiaveta segmentare ka formën e një pllake në formën e një segmenti rrethor, që futet në kanalën e boshtit fig.29.

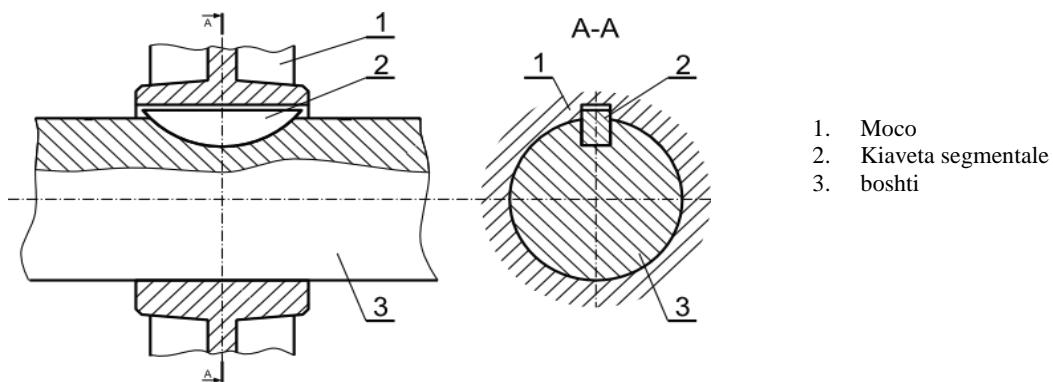


Fig.29

1. Moco
2. Kiaveta segmentale
3. boshti

Anët pozitive të kësaj lidhjeje janë : hapja e kanalit është e thjeshtë me anën e një freze diskore, lehtësi në montim dhe zmontim, vetërregullim i vendndodhjes së kiavetës. Anët negative është hapja e thellë e kanalit çka sjell dobësimin e boshtit. Kjo lidhje përdoret në boshtet me diametër të madh. Në grupin e lidhjeve të patensionuara bëjnë pjesë dhe lidhjet me kiaveta cilindrike dhe me kunjja të filetuar fig.30.

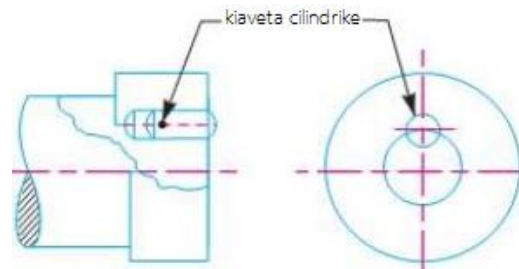


Fig.30

5. Kiavetat pykë

Kiavetat pykë janë në formë prizmatike me seksion tërthor drejtkëndor, që ndryshon në lartësi gjatë gjatësisë së kiavetës. Këto kiaveta futen me forcë në kanal duke realizuar kështu një lidhje të tensionuar paraprakisht, duke krijuar kështu një forcë fërkimi të tillë që bën të mundur transmetimin e momentit përdredhës nga një element i lidhjes tek tjetri.

Kiavetat pyke i kemi disa lloje :

- kiaveta pykë me kanal në bosht
- kiaveta pykë me prerje të rrafshhtë të boshtit
- kiaveta pykë fërkuese

Kiaveta pykë me kanal në bosht fig.31 ka formën e një pyke vetëfrenuese me pjerrësi 1: 100, që vendoset me shtërngim në kanal. Sipërfaqja punuese është sipërfaqja e sipërme e kiavetës në kontakt me fundin e kanalit të bokulës dhe sipërfaqja e poshtme e kiavetës në kontakt me fundin e kanalit të boshtit. Në këto dy sipërfaqe lindin forcat e fërkimit të cilat bëjnë të mundur trasmentimin e momentit përdredhës dhe nuk lejojnë zhvendosjen e mocos sipas gjatësisë së boshtit. Dy faqet anësore të kiavetës kanë hapsirë me faqet anësore të kanalit fig.31c.

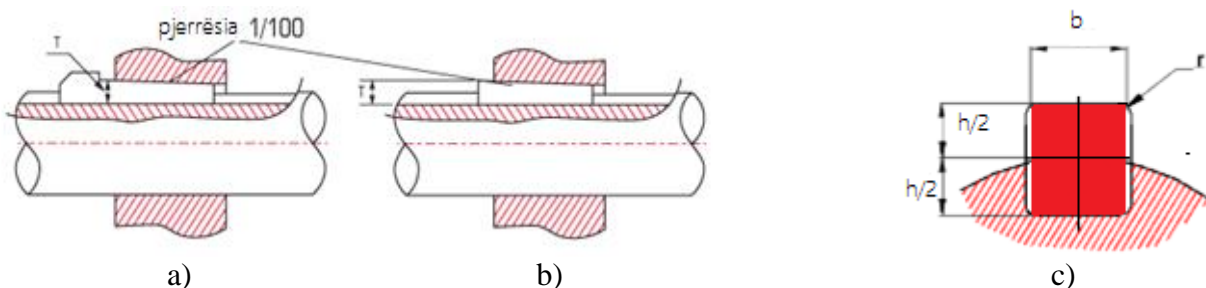


Fig.31

Kiavetat pykë me kanal në bosht mund të jenë me kokë ose pa kokë fig.31a,b, kushtet e punës së kiavetave janë njëjloj, ndryshimi është në nxjerrjen me lehtësi të kiavetës me kokë për arësye të kokës. Kemi thënë që hapja e kanalit të boshtit shkakton përqëndrim tensionesh, çka sjell dobësimin e boshtit, prandaj përdoren **kiavetat pykë me prerje të sheshtë të boshtit**. Në këtë rast kemi zvogëluar dobësimin e boshtit, por momenti që transmetohet është më i vogël fig.32.

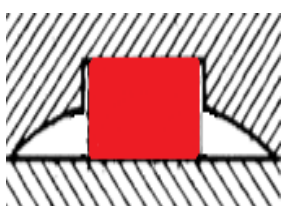


Fig.32

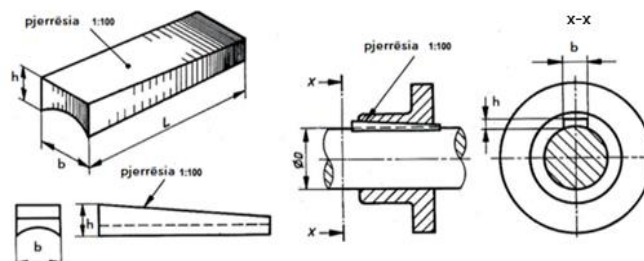


Fig.33

Siç duket dhe në fig.32 rrafshimi i një pjese të boshtit shkakton përsëri dobësimin e tij, për ta shmangur këtë fenomen përdoren lidhjet me **kiaveta pykë fërkuese** fig.33. Në këtë lidhje kemi kanal vetëm në mocon e detailit, ndërsa boshti nuk punohet, kiaveta nga ana e sipërfaqes së kontaktit me boshtin punohet sipas sipërfaqes cilindrike me rreze të barabartë me atë të boshtit. Në këtë lidhje momenti që transmetohet është më i vogël se dy të parat.

Llogaritja e lidhjeve të patensionuara

Nën veprimin e momentit përdredhës kiavetat e patensionuara punojnë në prerje dhe shtypje lokale fig.34,35.

1) Kiavetat paralele

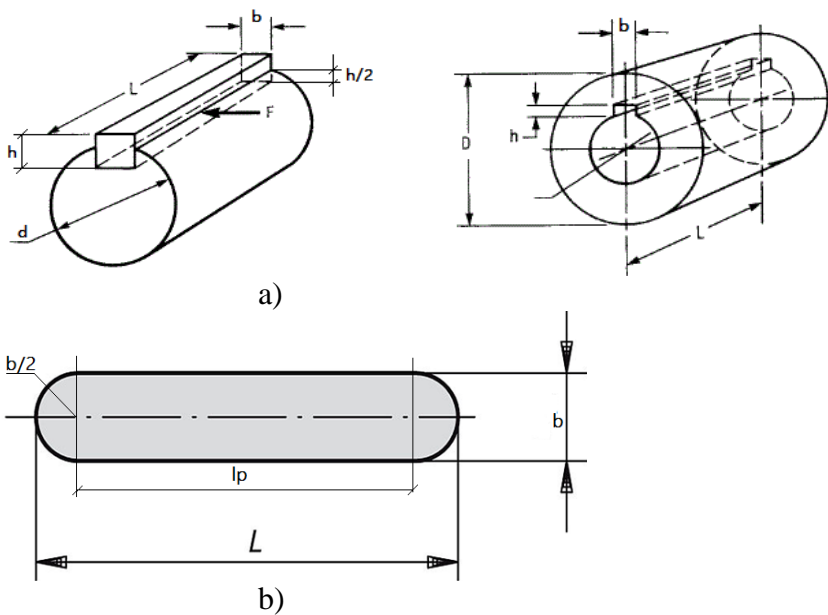


Fig.34

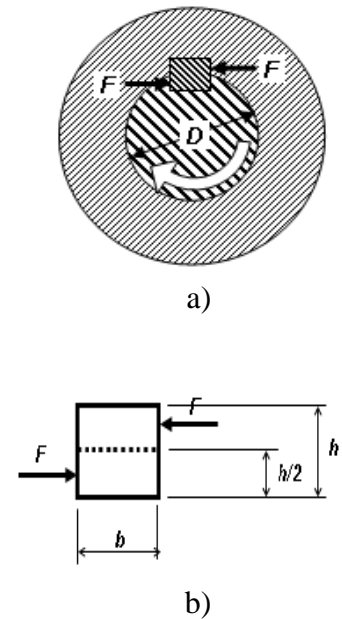


Fig.35

Kiavetat janë materiale të standartizuara, kështu ato zgjidhen paraprakisht në varësi të diametrit të boshtit dhe më pas i bëhet kontrolli i qëndrueshmërisë.

Nga kushti i qëndrueshmërisë në shtypje lokale kemi:

$$\sigma_{shl} = \frac{F}{S} = \frac{F}{Klp} \leq [\sigma]_{shl} \quad (1)$$

ku: $F = 2M_{pd}/d$ forca periferike që vepron në kiavetë

K – lartësia punuese e kiavetës (merret afërsisht sa gjysma e lartësisë së kiavetës “h”)

L_p – gjatësia punuese e kiavetës (për kiavetën e drejtë l_p është e barabartë me L , ndërsa kur kiaveta ka formën si në fig.34b, gjatësia punuese është $l_p = L - b$)

$S = K \cdot l_p$ sipërfaqja e punës në shtypje lokale

Nga zëvendësimi në formulën (1) do të kemi:

$$\sigma_{shl} = \frac{F}{S} = \frac{2Mpd}{dKlp} \leq [\sigma]_{shl} \quad (2)$$

kushti i qëndrueshmërisë në prerje është :

$$\tau_{pr} = \frac{F}{S} = \frac{2Mpd}{dbl_p} \leq [\tau]_{pr} \quad (3)$$

S – sipërfaqja e punës në prerje

2) Kiavetat segmentare

Kiavetat zgjidhen në varësi të diametrit të boshtit nga standartet e mekanikës fig.36

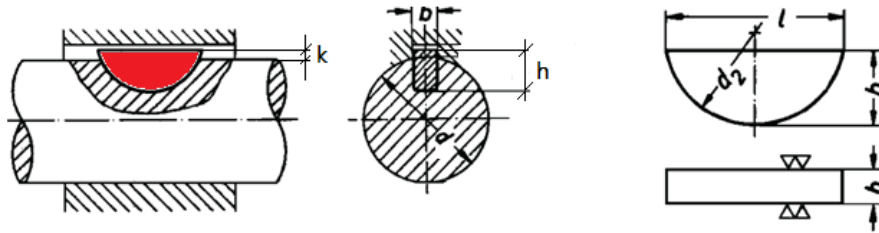


Fig.36

Pasi përzgjidhet kiaveta bëhet kontrolli i saj në shtypje lokale dhe në prerje.

Kontrolli në shtypje lokale
$$\sigma_{shl} = \frac{F}{S} = \frac{2Mpd}{dKl} \leq [\sigma]_{shl}$$

Kontrolli në prerje
$$\tau_{pr} = \frac{F}{S} = \frac{2Mpd}{dbl} \leq [\tau]_{pr}$$

Tema 5. Bashkimet me shliza, llogaritja e bashkimeve me shliza

Njohuri të përgjithshme për lidhjet me shliza

Lidhjet me shliza kanë një përdorim të gjerë si lidhje të lëvizshme në shumë paisje dhe makineri, ato zevëndësojnë shumë mirë lidhjet me kiaveta. Lidhjet me shliza fig.37 në krahasim me lidhjet me kiaveta kanë këto përparësi :

- Detalet në lidhjet e shlizuara qëndrohen dhe udhëzohen më mirë kur zhvendosen në drejtim të aksit.
- Tensionet e shtypjes në faqet e shlizave janë më të vogla se në ato të kiavetave.
- Qëndrueshmëria e boshteve të shlizuara në krahasim me boshtet me kiaveta, për ngarkesa dinamike dhe të ndryshueshme, është më e lartë.



Fig. 37

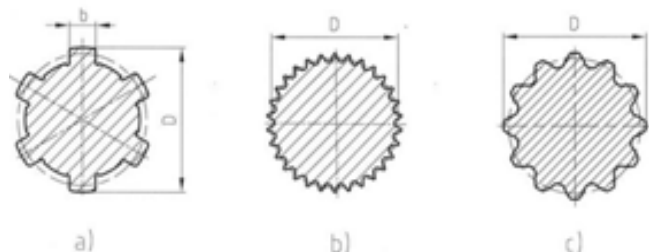


Fig.38

Sipas profilit të shlizës, shlizat ndahen në fig.38 :

- Shliza me faqe paralele fig.38a
- Shliza me profil trekëndor fig.38b
- Shliza me profil evolvent fig.38c

1. Lidhjet me shliza me faqe paralele fig.39, 40 janë të thjeshta nga ana gjeometrike, përmasat e tyre janë të standartizuara.

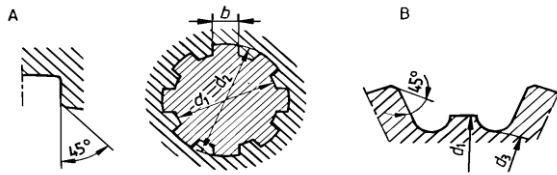


Fig.39

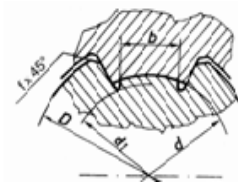


Fig.40

Lidhjet me shliza i kemi :

- Seri e lehtë
- Seri e mesme
- Seri e rëndë

Ky përcaktim ka të bëjë me kushtet e punës së lidhjes me shliza. Sipas mënyrës së qendërimit lidhjet me shlica me faqe paralele ndahen :

1. Qendërim sipas faqes anësore fig.41a
2. Qendërim sipas diametrit të brendshëm të boshtit fig.41b
3. Qendërim sipas diametrit të jashtëm të boshtit fig.41c

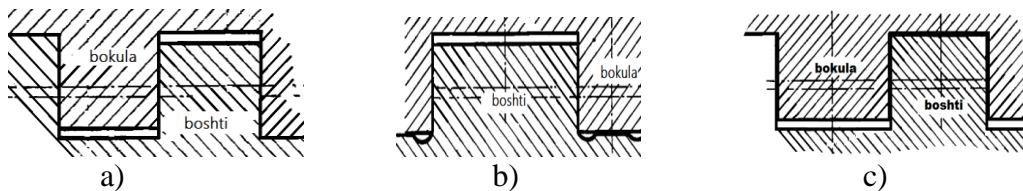


Fig.41

Qendërimi sipas faqeve anësore bëhet në ato raste kur saktësia e qendërimit të bokolës nuk ka rëndësi, por është e rëndësishme qëndrueshmëria e lidhjes. Në rastet kur qendërimi është i rëndësishëm përdoret qendërimi sipas “D” ose “d”. Në fig.39 qendërimi i lidhjes bëhet sipas “d”.

2. Lidhjet me shliza me profil evolvent fig.42a,b. Këto lidhje kanë një numër të madh dhëmbësh dhe trashësi të madhe të fundit të dhëmbit, çka i bën ato të kenë qëndrueshmëri të madhe. Përmasat e shlizave me profil evolvent janë të standartizuara, qendërimi i tyre bëhet sipas faqes anësore fig.42a dhe sipas diametrit të jashtëm të boshtit fig.42b.



Fig. 42

3. Lidhjet me shliza me profil trekëndor fig.43

Përdoren si lidhje të palëvizshme të boshtit me bokolën me mure të holla, për transmetimin e momenteve të vogla përdredhëse. Parametrat e kësaj lidhjeje janë :

- 4 **numri i dhëmbëve** $z = (20 \div 70)$
- moduli** $m = (0,2 \div 1,5)mm$
- këndi** $2\alpha = (60^0 \div 90^0)$

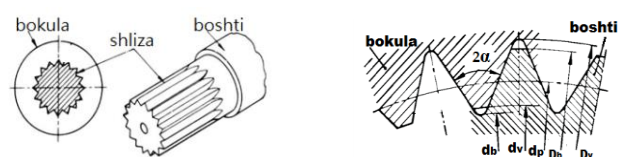


Fig.43

Gjatë transmetimit të momentit përdredhës, në faqet anësore të shlizës fig.44 do të lindin tensionet në shtypje, ndërsa në seksionin e bazës do të lindin tensionet në prerje. Kësisoj shliza punon në **shtypje dhe prerje**.

Njehsimi i shlizave do të bëhet duke e konsideruar shpërndarjen e tensioneve uniformisht në të gjithë sipërfaqen. Duke marrë në konsideratë gabimet e prodhimit të shlizave, e cila sjell pamundësinë e puthitjes së shlicave, gjë që shkakton mos shpërndarje të barabartë të ngarkesës në të gjitha shlizat, vendosim një koeficient “ φ ”. Për shlizat paralele ky koeficient varet nga numri i dhëmbëve, kështu për :

$$z = 4 \div 6 \quad \varphi = 0,75 ; \quad z = 10 \quad \varphi = 0,7 ; \quad z = 16 \quad \varphi = 0,65$$

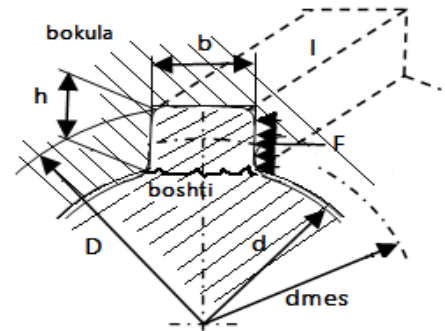


Fig.44

Llogaritja e shlizave kryesisht është llogaritje kontrolluese sepse përmasat e shlizave janë të standartizuara në vartësi të diametrit të boshtit. Kësisoj pas përzgjedhjes kryhen këto llogaritje :

a. Kontrolli në shtypje

$$\sigma_{sh} = \frac{F_1}{\varphi S} \leq [\sigma]_{sh} \quad (1)$$

F_1 = forca që vepron në një shlizë $F_1 = \frac{F}{z}$, F = forca periferike $F = \frac{2 Mpd}{d_{mes}}$, $d_{mes} = \frac{D+d}{2}$

$$F = \frac{4 Mpd}{D+d} \quad \text{dhe} \quad F_1 = \frac{4 Mpd}{(D+d)z}$$

S – sipërfaqja që shtypet, $S = \frac{(D-d)}{2} l$, l – gjatësia e shlizës

Duke zëvendësuar në formulën (1) do të kemi :

$$\sigma_{sh} = \frac{\frac{4Mpd}{(D+d)z}}{\varphi \frac{(D-d)l}{2}} = \frac{8Mpd}{\varphi z (D+d)(D-d)l} \leq [\sigma]_{sh}$$

$$\sigma_{sh} = \frac{8Mpd}{\varphi z (D^2 - d^2)l} \leq [\sigma]_{sh}$$

b. kontrolli në prerje

$$\tau_{pr} = \frac{F_1}{\varphi S} \leq [\tau]_{pr} \quad (2)$$

S – është sipërfaqja e prerjes $S = bl$

$$\tau_{pr} = \frac{4Mpd}{\varphi z (D+d)bl} \leq [\tau]_{pr}$$

Tema 6.

Bashkimet me fileta, llogaritja e bashkimeve me fileta

Lidhjet me fileta bëjnë pjesë në lidhjet e çmontueshme, ato kanë gjetur një përdorim të gjerë në teknikë. Janë të thjeshta dhe përdoren në ngarkesa të vogla e të mëdha. Anët negative të tyre janë sepse kanë përqëndrime tensionesh në zonat ku shpohen vrimat duke dobësuar kështu detalet që lidhen. Në fig.45a,b,c tregohen mënyra të ndryshme lidhjesh me fileto të detaleve.

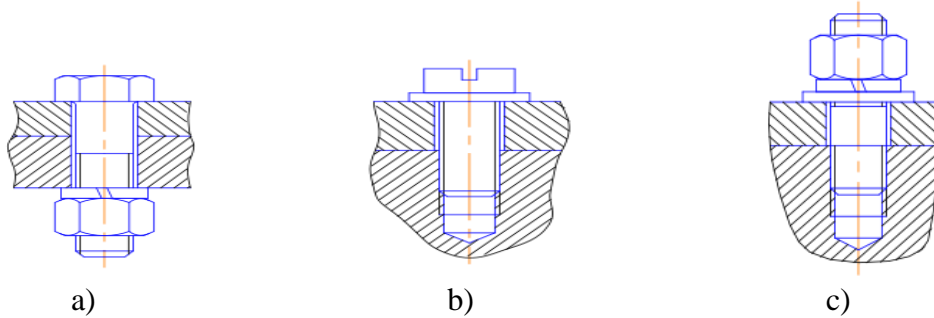


Fig.45

1. Raporti i forcave në çiftin vidë – dado

Në fig.46 paraqitet vida 1, ku është kapur çengeli 3. Vida është filetuar tek dadoja 2. Në krahun 4 ushtrohet forca F_p në largësinë l nga qendra e bulonit, për ngritjen e ngarkesës Q . Në llogaritje fërkimin e çengelit nuk e marrim parasysh.

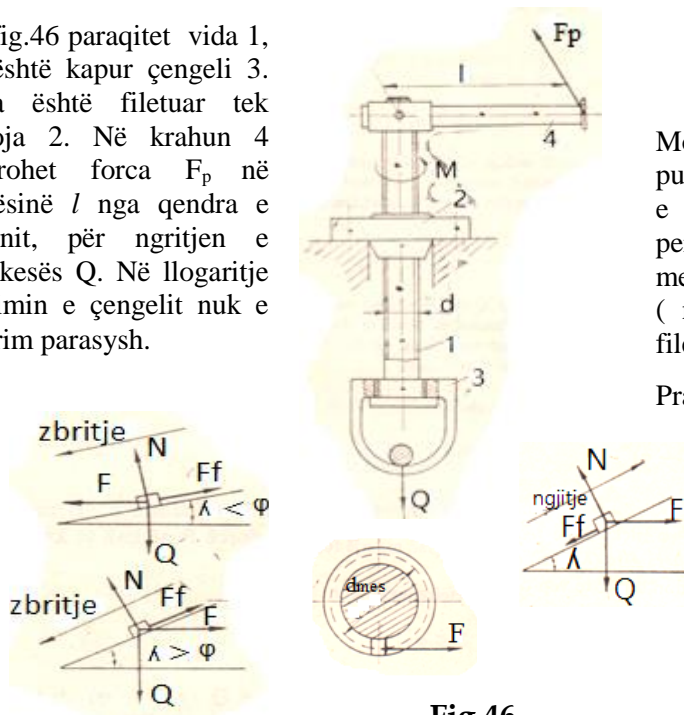


Fig.46

Momenti rrotullues që ushtron punëtori, është $M = F_p l$. Veprimin e zemë të realizuar nga forca periferike F që vepron në diametrin mesatar të filetës d_{mes} (në fig. është paraqitur prerja e filetës në projektionin horizontal).

$$\text{Pra } M = F_p l = F \frac{d_{mes}}{2}$$

Varësia midis forcës periferike F dhe forcës aksiale Q (është studiuar në pjesën e parë të mekanikës teknike tek rendimenti i çiftit vidë dado).

1) Në ngjitje të vidës :

$$F = Q \operatorname{tg}(\lambda + \varphi) \quad \lambda - \text{këndi ngjitjes së filetës, } \varphi - \text{këndi i fërkimit}$$

Momenti i kësaj force për ngjitjen e vidës, pra për ngritjen e ngarkesës Q është :

$$M = F \frac{d_{mes}}{2} = Q \operatorname{tg}(\lambda + \varphi) \frac{d_{mes}}{2}$$

2) Gjatë uljes së vidës forca e fërkimit do të ndryshojë kahun dhe forca periferike F do të jetë :

$$F = Q \operatorname{tg}(\lambda - \varphi)$$

Në këtë rast forca F nuk ndryshon kahun, por kahu i lëvizjes ndryshoi. Pra forca F kërkon të mbajë ngarkesën që të mos bjerë (mos kemi zhvidhosje).

Përfundim : Në rastin 1 forca F është lëvizëse në rastin 2 është forcë mbajtëse.

2. Kushti i vetëfrenimit

Pasi është ngritur ngarkesa Q, punëtori e ndërpret forcën F_p , për pasojë $F=0$. Këtu kemi dy raste

a) Vida do të qëndrojë në vënd (nuk do të zhvidhohet)

Në rastin kur vida nuk zhvidhohet për $F=0$, nga formula $F = Q \operatorname{tg}(\lambda - \varphi)$ del $0 = Q \operatorname{tg}(\lambda - \varphi)$, $\lambda = \varphi$
Për $\lambda = \varphi$ fileta është *vetëfrenuese*, për $\lambda < \varphi$, vlera $\operatorname{tg}(\lambda - \varphi)$ del negative si rrjedhim F del negative. Për të zhvidhosur vidën duhet të veprojmë me një forcë F në kah të kundërt me forcën e trguar në figurë. Vida quhet vetëfrenuese kur :

$$\lambda \leq \varphi$$

b) Vida do të ulet (do të zhvidhohet). Në rastin kur $\lambda > \varphi$, nga formula $F = Q \operatorname{tg}(\lambda - \varphi)$, forca F është pozitive, kështu kur ndërpresim forcën vida do të zhvidhohet. Kësisoj për $\lambda > \varphi$, vida është jo vetëfrenuese dhe nevojitet një forcë F mbajtëse për ngarkesën.

Nga formula e rendimentit :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \varphi)} \quad \text{për vidat frenuese } \lambda = \varphi$$

$$\text{Pra } \eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} 2 \lambda} = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\frac{2 \operatorname{tg} \lambda}{1 - \operatorname{tg}^2 \lambda}} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \lambda}{2} = \frac{1}{2} - \frac{\operatorname{tg}^2 \lambda}{2} < \frac{1}{2}$$

$$\text{Për } \lambda \leq \varphi \quad \eta \leq \frac{1}{2}$$

Përfundim :

Për çiftin kinematik vidë – dado vetëfrenuese rendimenti është më i vogël se 50%.

E rëndësishme .

- Në makinat ngritëse çifti vidë-dado duhet të jetë gjithmonë vetëfrenues, në mënyrë që ngarkesa të qëndrojë në çdo pozicion të sajë, edhe në qoftë se e ndërpresim ngritjen apo uljen e ngarkesës.
- Në makinat metalprerëse apo në makina të tjera ku çifti vidë-dado ka si qëllim transmetimin e lëvizjes si p.sh. në vidën mëmë, në këtë rast kërkohet që çifti vidë –dado të jetë jo vetëfrenues.

Përcaktimi i lartësisë së dados

Nga të dhënat eksperimentale ka rezultuar se në një lidhje me fileto ku vepron forca Q rezulton se spira e parë mban ngarkesën $Q_1 = 0,34Q$, e dyta $Q_2 = 0,22Q$, e treta $Q_3 = 0,15Q$ $Q_{10} = 0,09Q$.

Që këtej del që lartësia e dados nuk duhet të jetë më tepër se 10 spira fig.47.

Pra lartësia e dados është :

$$H = Zt \text{ ku } Z \leq 10, t - \text{hapi}$$

Sipas standartit lartësia e dadove normale merret e barabartë

$$H = 0,8 d$$

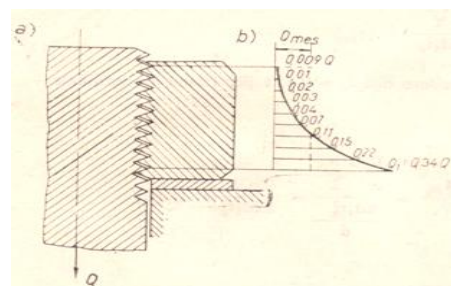


Fig.47

Në lidhjet me përgjegjësi bëhen llogaritjet kontrolluese fig.48

a. Në shtypje lokale :

$$\sigma_{sh} = \frac{q}{\pi d_1 h} \leq [\sigma]_{sh}$$

b. Në prerje :

$$\tau_{pr} = \frac{q}{\pi d_1 t_o} \leq [\tau]_{pr}$$

$t_o = 0,75t$ për filetoret trekëndore dhe $t_o = 0,65t$ për filetoret trapezoidale

c. Në përkulje :

$$\sigma_{pk} = \frac{M_{pk}}{W_x} = \frac{\frac{Q \cdot h}{z \cdot 2}}{\frac{\pi d_1 t_o^2}{6}} = \frac{3Qh}{z \pi d_1 t_o^2} \leq [\sigma]_{pk}$$

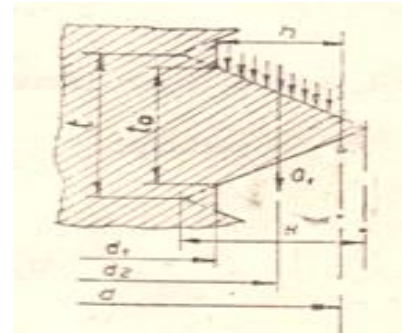


Fig.48

Llogaritja e momenteve të shtrëngimit me çelës të lidhjeve me bulona

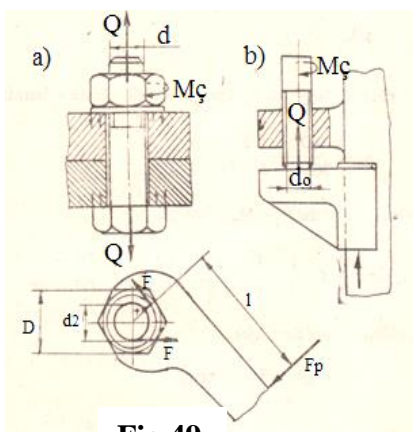


Fig.49

Në fig.49 tregohet një lidhje me bulona. Gjatë vidhosjes së dados, detalet që lidhen do të shtypen ndërsa buloni do të tërhiqet. Sa më tepër punëtori shtërngon dadon me forcën F_p në çelës, aq më tepër rritet forca tërheqëse e bulonit Q . Në këtë rast momenti që ushtron forca e punëtorit në çelës $M_ç = F_p \cdot l$, duhet të mposhtë dy momente : momentin e forcave të fërkimit në filetë M_f dhe momentin e fërkimit në sipërfaqen mbështetëse të dados M_{mb} .

$$\text{Pra } M_ç = M_f + M_{mb}$$

Momenti i forcave të fërkimit në fileta është i barabartë me momentin e forcës periferike F që vepron tangent me diametrin mesatar d_2 .

$$M_f = F \frac{d_2}{2} = Q \operatorname{tg}(\lambda + \varphi') \frac{d_2}{2}$$

Momenti i forcave të fërkimit në mbështetje M_{mb} është momenti që lind në sipërfaqen mbështetëse. Sipërfaqja mbështetëse është një unazë me diametër të jashtëm D dhe me diametër të mbrendshëm d . Duke supozuar se shpërndarja e forcës Q është e njëtrajtëshme në sipërfaqen e mbështetjes, forca pingule në sipërfaqen e elementëve të sektorit do të jetë $\frac{Q}{n}$ ku n – numri i sipërfaqeve elementare.

Forca elementare e fërkimit është: $F = \frac{Q}{n} f$

Kjo forcë zbatohet në largësinë x_c nga qendra dhe është e barabartë :

$$x_c = \frac{1(D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)}$$

momenti i fërkimit në mbështetje M_{mb} është :

$$M_{mb} = nF x_c = n \frac{Q}{n} f \frac{1(D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)} = Qf \frac{1}{3} \frac{(D^3 - d^3)}{(D^2 - d^2)}$$

Momenti në çelës njehsohet me barazimin e mëposhtëm:

$$M_\zeta = M_f + M_{mb}$$

$$F_p l = Q \operatorname{tg}(\lambda + \varphi') \frac{d_2}{2} + \frac{1}{3} Q f \frac{(D^3 - d^3)}{(D^2 - d^2)}$$

Nga ku

$$Q = \frac{F_p l}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \varphi') + \frac{1}{3} f \frac{(D^3 - d^3)}{(D^2 - d^2)}}$$

Në se zëvendësojmë $l \approx 15d_2$, $D \approx 1,7d_2$, $\lambda \approx 2^\circ 30'$ e $f = \operatorname{tg} \varphi \approx 0,15$ del që $Q \approx 75F_p$, siç shihet forca aksiale që lind nga shtërngimi është 75 herë më e madhe se forca që ushtron punëtori. Në rastin e treguar në fig.49b momenti i fërkimit në mbështetje do të jetë :

$$M_{mb} = Qf \frac{1}{3} d_0$$

Momenti në çelës llogaritet :

$$M_\zeta = M_f + M_{mb}$$

$$F_p l = Q \operatorname{tg}(\lambda + \varphi') \frac{d_2}{2} + \frac{1}{3} Q f d_0$$

Nga ku :

$$Q = \frac{F_p l}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \varphi') + \frac{1}{3} f d_0}$$

Në rast se $d_0 \approx d_2$ dhe parametrat e tjerë janë si në rastin e parë, atëhere forca $Q \approx 100F_p$. Kësisoj në rast se forca punëtorit është $200 \div 300\text{N}$ forca Q do të jetë për rastin e parë $Q = (15000 \div 22500)\text{N}$ dhe në rastin e dytë $Q = (20000 \div 30000)\text{N}$.

Njehsimi i lidhjeve me bulona

Në varësi nga drejtimi i i forcave të jashtme, në lidhjen me bulona dallojmë :

- Forca që veprojnë sipas aksit të bulonit.
- Forca që veprojnë pingul me aksin e bulonit.
- Forca të kombinuara (tërheqëse, prerëse, përkulëse)

Në shumicën e rasteve lodhjet me bulona janë të ngarkuara me forca aksiale. Sipas mënyrës së ngarkimit të bulonit ose dados dallojmë :

- Bulona të patensionuar**, kur në të nuk ka tensione para ngarkesës së punës.
- Bulona të tensionuar**, kur në të krijohen tensione para veprimit të ngarkesës si rezultat i shtërngimit paraprak.

Llogaritja e bulonave të patensionuar

Kemi dy lloj lidhjesh të patensionuara :

- Buloni dhe dadoja nuk shtërngohen dhe në të vepron ngarkesa aksiale.
- Buloni dhe dadoja duke u shtërnguar dhe në të lind ngarkesa aksiale.

Rasti i parë fig.50 është treguar çengeli i një vinçi, çifti vidë- dado janë të filetuara lirshëm dhe në këtë rast buloni punon në tërheqje nga ngarkesa aksiale “Q”.

Nga kushti i qëndrueshmërisë në tërheqje kemi :

$$\sigma_t = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_t$$

nga ku

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]_t}}$$

mbasi përcaktojmë diametrin d_1 , nga standarti përcaktojmë diametrat e tjerë.

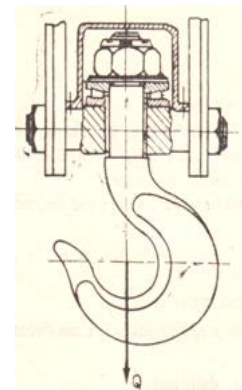


Fig.50

Rasti i dytë, në fig.51 tregohet lidhja me bulona (tiranda) e cila ngarkohet gjatë procesit të vidhosjes. Buloni do të punojë në tërheqje nën veprimin e ngarkesës Q , njëkohësisht gjatë vidhosjes do të punojë në përdredhje. Momenti përdredhës lind nga momenti i fërkimit në filetë $M_{pd} = M_f$

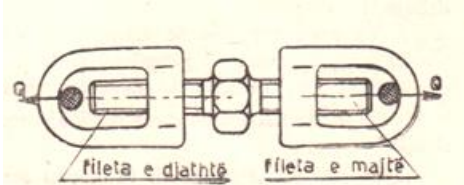


Fig. 51

Buloni punon në tërheqje dhe përdredhje, nga kushti qëndrueshmërisë kemi :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_{pd}^2} \leq [\sigma]_t$$

ku $\sigma_t = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$ $\tau_{pd} = \frac{M_{pd}}{W_o} = \frac{M_f}{\frac{\pi d_1^2}{16}}$

Dimë që $M_f = Qtg(\lambda + \varphi') \frac{d_{mes}}{2}$

Në filetat standarte metrike prej çeliku pranohet $\tau_{pd} = (0,45 \div 0,55) \sigma_t$ nga ku:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_{pd}^2} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3(0,5\sigma_t)^2} \approx 1,3\sigma_t$$

$\sigma_{red} \approx 1,3\sigma_t$ pra $1,3\sigma_t \leq [\sigma]_t$ ose $\sigma_{red} = 1,3 \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_t$ kështu llogaritja e bulonit i cili

punon në tërheqje dhe përdredhje shndërohet në llogaritjen në tërheqje, duke e kompensuar veprimin e përdredhjes duke rritur ngarkesën me 1,3. Koeficienti 1,3 merr në konsideratë tensione tangenciale.

$$Q_{nj} = 1,3Q$$

si përfundim këto lloj lidhjesh llogariten me anë të formulës së mëposhtme :

$$\sigma_t = \frac{Q_{nj}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_t$$

nga ku

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q_{nj}}{\pi[\sigma]_t}}$$

Llogaritja e lidhjeve me bulona të tensionuar, të ngarkuara me forca aksiale

Lidhjet me bulona të tensionuara si rezultat i shtërngimit paraprak është mjaft i përhapur në industri. Atë e ndeshim në shtërngimin e kapakëve të enëve nën presion, në shtërngimin e kokave të motorrit, në flanxhat e tubave të presionit etj. Në fig.52 paraqitet lidhja e kapakut me kazanin që ndodhet nën një trysni të caktuar “p”.

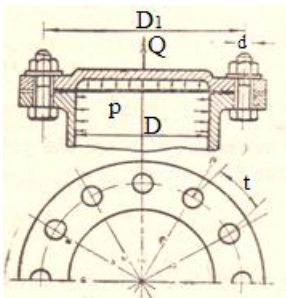


Fig.52

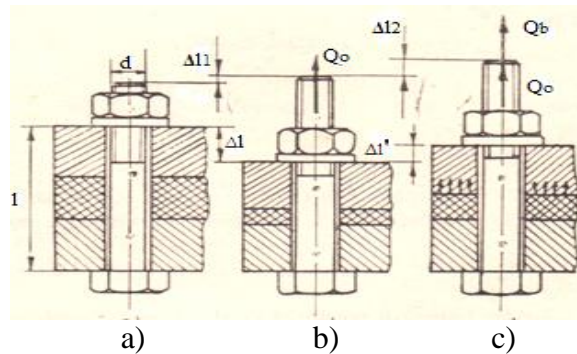


Fig.53

Në fig.52 tregohet montimi i kapakut të një kazanit, ku para se të veprojë presioni i brëndshëm, bëhet shtërngimi i bulonave të kapakut në mënyrë që të sigurohet hermeticiteti. Si rrjedhim i këtij shtërngimi; kapaku, guarnicioni dhe kazanit punojnë në shtypje, kurse buloni tërhiqet me forcën paraprake Q_0 . Buloni pëson shformimin absolut Δl_1 fig.53a,b. Vlera e kësaj tërheqje duhet të jetë e tillë, që gjatë veprimit të presionit të brëndshëm të kazanit të mos kemi hapje të kapakut. Nën veprimin e ngarkesës së punës (trysnia në kazan), buloni do të tërhiqet edhe më tepër me forcën Q_b fig.53c duke pësuar shformimin absolut Δl_2 , kurse detalet e lidhura do të çlirohen nga shtypja. Shformimi nga Δl që ishte nga shtërngimi paraprak do të bëhet $\Delta l'$, shtërngimi paraprak varet nga natyra e guarnicionit dhe elementëve lidhës. Për llogaritjen e bulonit që punon në tërheqje dhe përdredhje, ngarkesa llogaritëse do të jetë :

$$Q_{llog} = \gamma Q_b$$

γ – koeficienti që varet nga ngurtësia e guarnicionit ose e elementëve lidhës kur nuk ka guarnicion
 Q_b – forca e punës që vepron në një bulon

$$Q_b = \frac{Q}{i} = \frac{p \frac{\pi D^2}{4}}{i} = \frac{p \pi D^2}{4i}$$

i – numri i bulonave
 D – Diametri i cilindrit

Nga kushti i qëndrueshmërisë së bulonit kemi : $\sigma_t = \frac{Q_{llog}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4\gamma Q_b}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_t$

nga ku:
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4\gamma Q_b}{\pi [\sigma]_t}}$$

numri i bulonave i , kur vendosen sipas një rrethi është : $i = \frac{\pi D_1}{t}$ ku “ t ” është hapi i bulonave.

Llogaritja e lidhjes me bulona të ngarkuar me forca tërthore

Në fig.54,55 paraqitet një lidhje me bulona në të cilën forca e jashtme Q vepron pingul me aksin e bulonit. Në këtë rast detalet që lidhen nuk duhet të kenë zhvendosje kundrejt njëri tjetrit në drejtim të forcës. Bulonat në këto lidhje mund të vendosen :

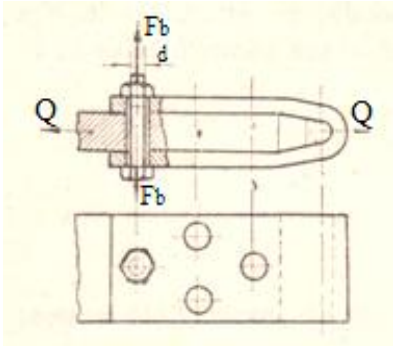


Fig.54

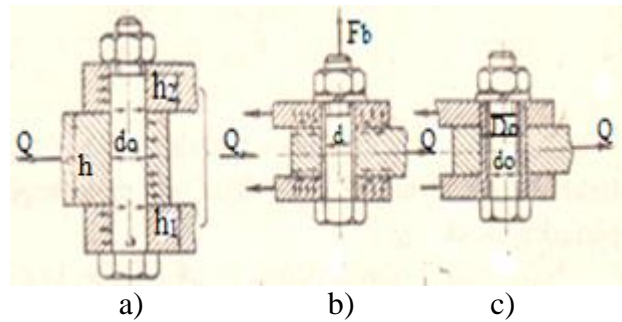


Fig.55

- a. Pa hapsirë fig.55a
b. Me hapsirë fig.55b

a. Bulonat vendosen pa hapsirë

Në këtë lidhje mbërthimi i bulonit me dadon bëhet pa shtërngim, në këtë rast buloni do të punonte nën veprimin e ngarkesës “Q” në prerje dhe shtypje lokale fig.55a.

Nga kushti i qëndrueshmërisë në prerje do të kemi :

$$\tau_{pr} = \frac{\frac{Q}{z}}{i \frac{\pi d_0^2}{4}} \leq [\tau]_{pr} \quad \text{ku : } z - \text{numri i bulonave , } i - \text{numri i sipërfaqeve që priten}$$

$$\tau_{pr} = \frac{4Q}{zi\pi d_0^2} \leq [\tau]_{pr} \quad \text{nga ku } d_0 \geq \sqrt{\frac{4Q}{zi\pi[\tau]_{pr}}}$$

Nga kushti i qëndrueshmërisë në shtypje lokale do të kemi :

$$\sigma_{sh} = \frac{\frac{Q}{z}}{d_0(h_1+h_2)} \leq [\sigma]_{shl} \quad \longrightarrow \quad \sigma_{sh} = \frac{Q}{zd_0(h_1+h_2)} \leq [\sigma]_{shl}$$

Shënim: Në zgjedhjen e sipërfaqes për kontrollin në shtypje lokale do të zgjedhim sipërfaqen më të vogël që punon në shtypje lokale, e cila kushtëzohet nga lartësia më e vogël. Në rastin tonë nga fig.55a, shikojmë që të dy lartësitë $h_1 + h_2$ janë më të vogla se lartësia h , kështu sipërfaqja më e vogël është $d_0(h_1 + h_2)$.

b. Bulonat vendosen me hapsirë

Në këtë rast diametri i vrimës është më i madh se diametri i bulonit. Kështu që të mos kemi zhvendosje të fletëve nga forca tërthore Q duhet të realizohet një forcë fërkimi që lind si rezultat i shtërngimit të bulonit. Në këtë mënyrë buloni tërhiqet me forcën F_b që të lind midis dy pllakave forcën e fërkimit F_f , e cila të jetë : $F_f \geq Q$. Forca e fërkimit është e barabartë me kundërveprimin normal herë koeficientin e fërkimit.

$$F_f = F_b i z f \geq Q$$

ku për fig.55b “z” – numri i bulonave, “i” – numri i sipërfaqeve të kontaktit. Forca me të cilën tërhiqet një bulon është :

$$F_b \geq \frac{Q}{izf}$$

Gjatë shtërngimit të dados, përveç tërheqjes kemi dhe shformime në përdredhje të bulonit. Ashtu si në rastin e dytë të lidhjeve të patensionuara edhe në këtë rast do të kemi :

$$F_{nj} = 1,3F_b \geq 1,3 \frac{Q}{izf} \quad (1)$$

Njehsimi bëhet në tërheqje duke marrë parasysh dhe përdredhjen :

$$\sigma_t = \frac{F_{nj}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4F_{nj}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_t$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{nj}}{\pi[\sigma]_t}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3Q}{izf \pi[\sigma]_t}} = \sqrt{\frac{5,2Q}{izf \pi[\sigma]_t}}$$

N.q.se në formulën (1) zëvendësojmë $f = 0,2$ dhe $i = 1$ do të kemi $F_{nj} = 1,3 \frac{Q}{0,2 \cdot 2z} = 3,25 \frac{Q}{z}$

për $i = 1$

$$F_{nj} = 6,5 \frac{Q}{z} \quad (2)$$

Siç shihet nga formula (2) forca njehsuese del me vlera shumë të mëdhaja, gjë që do të kërkonte diametër të madh bulonash. Për këtë arsye bëhen zgjidhje konstruktive për ta minimizuar këtë efekt negativ. Një zgjidhje e tillë është fig.55c.

Tema 7. Transmisionet me fërkim, njohuri të përgjithshme, llojet, përdorimi

Transmisionet janë mekanizma që shërbejnë për transmetimin e lëvizjes nga një organ tek tjetri ose për shndërimin dhe transmetimin e lëvizjes nga një organ tek tjetri (ndërmjet së njëjtës makinë ose të dy makinave të ndryshme). Me shndërim të lëvizjes do të kuptojmë ato raste kur transmetimi i lëvizjes kryhet dhe me shndërim të formës së lëvizjes si p.sh.

- Lëvizja e drejtvizore e çiftit bjellë – piston shndërohet në lëvizje rrotulluese të boshtit motorrik.
- Lëvizja rrotulluese e boshtit me gunga shndërrohet në lëvizje drejtvizore të valvolave .

Me qenë se disa nga këto shndërrime nuk do të trajtohen , klasifikimi i këtyre mekanizmave transmetues do të bëhet në bazë të mënyrës së transmetimit të lëvizjes.

1. Me prekje të drejtpërdrejtë (rrota me fërkim, dhe rrota me dhëmbë)
2. Me organe të përkulshme (rip, zinxhir, litar)
3. Me organe të papërkulshme, të ngurtë (bjell-manivel, jashtëqendror, gungë etj.)

Transmisionet me rrota me fërkim

Transmisionet me rrota me fërkim janë ato mekanizma që shfrytëzojnë forcën e fërkimit për të shndëruar dhe transmetuar lëvizjen rrotulluese ndërmjet dy boshteve të vendosura në largësi të kufizuar.

Transmetimi me rrota me fërkim mund të ndodhë :

- Ndërmjet boshteve paralele
- Ndërmjet boshteve që priten në një pikë
- Ndërmjet boshteve të kithëta

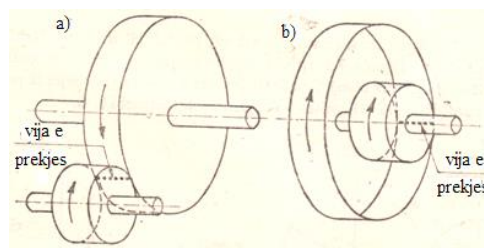


Fig.56

Në fig.56a tregohet një çift rrotash me fërkim të jashtëm me boshte paralele, në fig.56b tregohet një çift rrotash me fërkim të brendshëm të boshteve paralele.

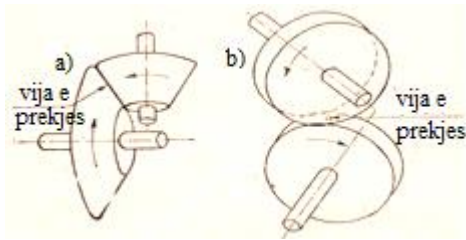


Fig.57

Në fig.57a tregohet një çift rrotash konike me fërkim të jashtëm, me boshte që priten në një pikë. Këndi ndërmjet boshteve mund të jetë i çfardoshëm, por zakonisht është 90^0 .

Në fig.57b tregohet një çift rrotash me fërkim me akset e boshteve të kithëta.

Rrotat cilindrike dhe konike me fërkim

Në fig.58 dhe fig.59 janë paraqitur një çift rrotash cilindrike dhe një çift konik. Në këto çifte dallojmë

- Rrotën motorike, që vë në lëvizje rrotat e tjera dhe rrotën e udhëzuar që vihet në lëvizje nga rrota motorike.
- Shpejtësia periferike (v) është shpejtësia e pikës së përbashkët (P), është tangjent me dy rrathët primitivë.

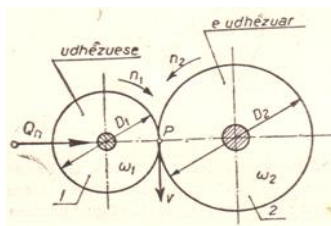


Fig.58

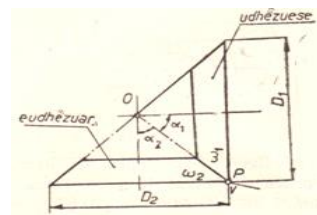


Fig.59

Tema 8. Lidhja ndërmjet shpejtësive këndore dhe diametrave në transmesionet me fërkim

Një transmesion quhet i rregullt, kur sipërfaqet primitive të të dy rrotave rrokullisen pa rrëshqitje njëra mbi tjetrën. Duke e konsideruar se nuk kemi rrëshqitje, shpejtësitë periferike të pikave në zonën e prekjës duhet të jenë të barabarta, pra :

$$v = v' \quad (1)$$

shpejtësia periferike në pikën P e rrotës motorike është $v = \omega_1 \frac{D_1}{2}$

shpejtësia periferike në pikën P e rrotës së udhëzuar është $v' = \omega_2 \frac{D_2}{2}$

nga barazimi (1) kemi :

$$\omega_1 \frac{D_1}{2} = \omega_2 \frac{D_2}{2} \quad \longrightarrow \quad \omega_1 D_1 = \omega_2 D_2 \quad \longrightarrow \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Raport transmesioni quhet, raporti i shpejtësisë këndore të rrotës motorike dhe rrotës së fundit të udhëzuar. Meqenëse këto transmesione bëhen në përgjithësi prej dy rrotave, raporti i transmesionit është i barabartë me raportin e shpejtësisë këndore të rrotës motorike dhe rrotës së udhëzuar, pra :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad \text{për rrotën motorike kemi} \quad \omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} \quad \text{për rrotën e udhëzuar kemi} \quad \omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60}$$

$$\text{si rrjedhim kemi} \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{2\pi n_1}{60}}{\frac{2\pi n_2}{60}} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Raporti i transmesionit është i barabartë dhe me raportin e numrit të rrotullimeve të rrotës motorike me rrotën e udhëzuar.

Tema 9. Llogaritja e transmesioneve me rrota cilindrike dhe ato konike

Për të realizuar transmetimin e lëvizjes ndërmjet dy rrotave që janë në kontakt, është e domosdoshme ushtrimi i një force ngjeshëse Q_n ndërmjet dy rrotave. E cila do të prodhonte një forcë fërkimi, që do të ekuilibronte forcën periferike tangjente F , që duhet transmetuar fig.60.

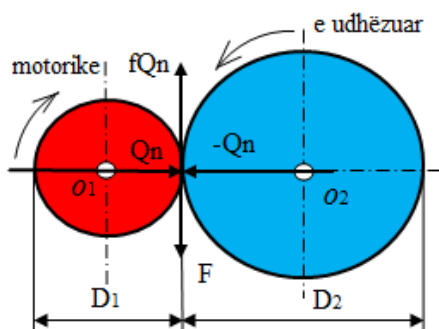


Fig.60

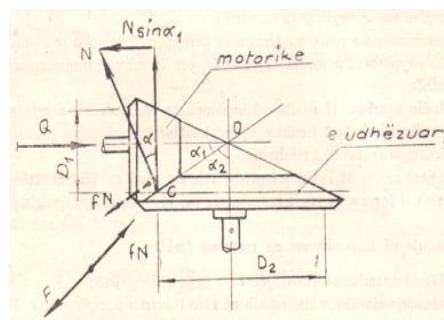


Fig.61

Për përcaktimin e forcës ngjeshëse Q_n analizojmë raportin e forcave në fig.60, nga veprimi i forcës Q_n do të lind kundërveprimi i saj ($-Q_n$). Si rezultat i veprimit të forcës Q_n në pikën e kontaktit do të lind forca e fërkimit fQ_n , që kundërshton lëvizjen rrotulluese të rrotës motorike me qendër O_1 .

Që rrota e udhëzuar të rrotullohet në mënyrë të njëtrajtëshme, shuma algjebrike e momenteve të rrotullimit rreth qendrës O_2 të kësaj rrote të jenë të barabartë me zero, kësajsoj kemi :

$$fQ_n \frac{D_2}{2} - F \frac{D_2}{2} = 0 \quad \longrightarrow \quad Q_n = \frac{F}{f} \quad \text{për të qenë të sigurtë nga rrëshqitja duhet që :}$$

$$Q_n \geq \frac{F}{f} \quad \text{duke ditur që} \quad F = \frac{2Mpd_1}{D_1} = \frac{2Mpd_2}{D_2} \quad \text{gjejmë} \quad Q_n \geq \frac{2Mpd_1}{fD_1} \quad \text{për të siguruar}$$

mosrrëshqitjen do të kemi $Q_n = \frac{2Mpd_1}{fD_1} K$ ku "K" është koeficienti i mosrrëshqitjes .

Në fig.61 është paraqitur çifti i rrotave konike në të cilën kemi : forcën Q dhe F , duke mos marrë parasysh forcën e fërkimit " fN " që kundërshton veprimin e konit udhëzues (shënuar me vijë e ndërprerë). Nga ekuacioni i ekuilibrit kemi :

$$Q - N \sin \alpha_1 = 0 \longrightarrow N = \frac{Q}{\sin \alpha_1}$$

Nga ekuilibri i rrotës udhëzuar kemi :

$$fN \frac{D_2}{2} - F \frac{D_2}{2} = 0 \text{ nga ku } N = \frac{F}{f} \longrightarrow \frac{Q}{\sin \alpha_1} = \frac{F}{f} \text{ nga ku } Q \geq \frac{F}{f} \sin \alpha_1$$

$$Q = \frac{F}{f} k \sin \alpha_1 \text{ ose } Q = \frac{2Mpd_1}{D_1 f} k \sin \alpha_1$$

Njehsimi në qëndrueshmëri i transmesioneve me rrota me fërkim

Nën veprimin e forcës ngjeshëse Q , ekziston rreziku i shkatërrimit të sipërfaqes së rrotave. Për të siguruar qëndrueshmërinë e materialit të rrotave, bëhet njehsimi i gjërësisë së rrotave ose kontrolli në bazë të trysnisë specifike të lejuar $[p]$, e cila përcaktohet eksperimentalisht për llojin e materialit.

Për rrotat cilindrike të sheshta

Kontrolli në qëndrueshmëri fig.62

$$p = \frac{Q}{b} \leq [p] \text{ N/m} \longrightarrow b \geq \frac{Q}{[p]} \text{ m}$$

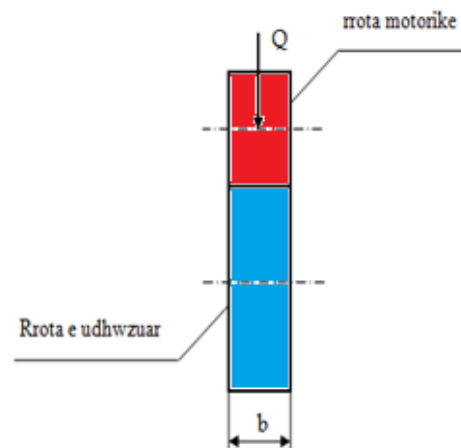


Fig.62

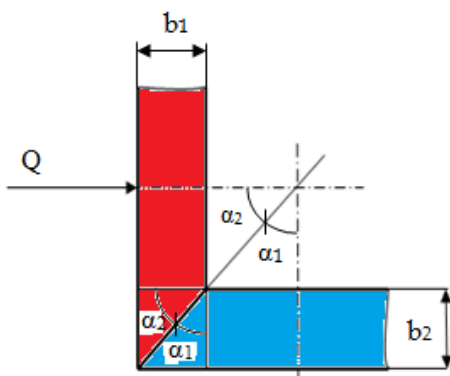


Fig.63

Për rrotat konike

Kontrolli në qëndrueshmëri fig.63

$$p = \frac{Q}{b_2} \leq [p] \text{ ose}$$

$$p = \frac{Q}{b_2} = \frac{Q}{b_1 \operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{Q}{b_1} \operatorname{ctg} \alpha_1 \leq [p] \text{ ose}$$

$$p = \frac{Q}{b_1} i \leq [p] \text{ nga ku } b_1 \geq \frac{Q}{[p]} i, \quad b_2 = b_1 \operatorname{tg} \alpha_1$$

Tema 10. Transmisionet me rripa, njohuri të përgjithshme, llojet, përdorimi, shembuj

Transmisionet me rripa përdoren për transmetimin e lëvizjes ndërmjet dy boshteve të vendosura

në largësi relativisht të mëdha. Këto transmisione bëjnë pjesë në grupin e transmesioneve me fërkim. Në fig.64 tregohet skema e një transmisioni me rrip të sheshtë, i cili përbëhet :

1. *pulexha motorike*

2. *rripi*

3. *pulexha e udhëzuar*

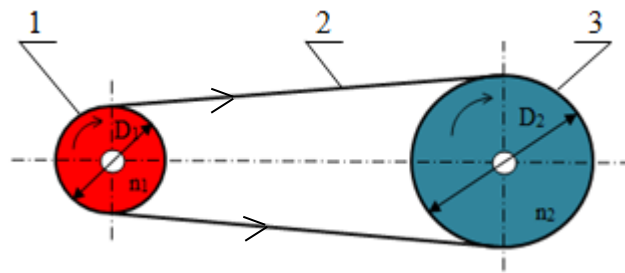


Fig.64

Rripi përgatitet pak më i vogël se gjatësia gjeometrike për arsye të elasticitetit që ka. Duke qenë se rripi hyn me forcë tek pulexhat, ai ushtron trysni në sipërfaqet e pulexhave; prej së cilave lind forca e fërkimit që bën të mundur transmetimin e momentit motorik nga pulexha “1” në pulexhën “3” fig.64. Duke e zënë që në transmesion nuk kemi rrëshqitje, atëhere çdo pikë materiale e rripit do të ketë të njëjtën shpejtësi, pra shpejtësitë periferike të pulexhave do të jenë të barabarta.

$$v_1 = v_2$$

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60}, \quad v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \quad \text{ku} \quad \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \quad \longrightarrow \quad i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Në të vërtetë transmesionet me rripa kanë njëfarë rrëshqitje, për shkak të elasticitetit, kësaj raporti i transmesionit nuk qëndron konstant.

Anët pozitive të transmesioneve me rripa të sheshtë janë :

1. Kanë punim të qetë.
2. Në rast mbingarkese mbrohet nga rrëshqitja.
3. Janë të thjeshta nga ana konstruktive.
4. Transmetojnë lëvizje në largësi deri 15m.

Anët negative :

1. Raporti i transmesionit nuk qëndron konstant.
2. Për shkak të shtërngimit të rripit kemi ngarkim të boshteve.
3. Përmasat e konstruksionit janë të mëdha.
4. Gjatë procesit të punës kemi zgjatje të rripit.

Klasifikimi i transmesioneve me rripa të sheshtë

Transmesionet me rripa të sheshtë sipas mënyrës së vendosjes së boshteve i klasifikojmë :

- të hapura fig.65 a,e,f
- të kryqëzuara fig.65 b
- gjysëm të kryqëzuara fig.65 c
- këndorë fig.65 d

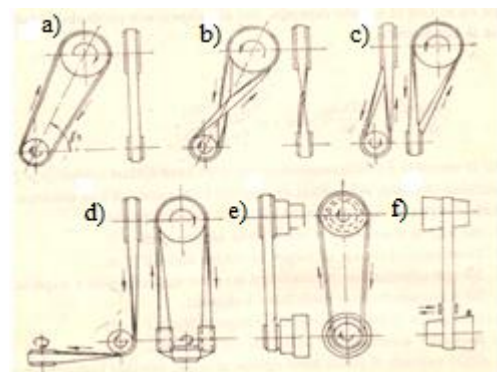


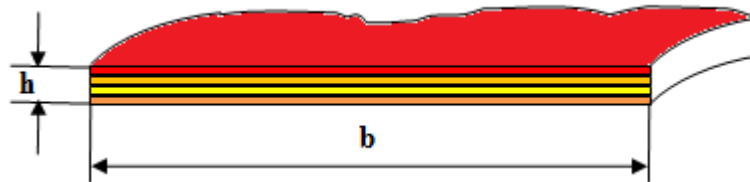
Fig.65

Elementët kryesor të transmesioneve me rripa

1. Rripi

Rripi i sheshtë fig.66 duhet të ketë qëndrueshmëri në lodhje e në konsumim, koeficient të madh fërkimi me pulexhat dhe modul të vogël elasticiteti. Atë përgatiten prej gome, sholle dhe tekstili. Përmasat e rripave janë të standartizuara, gjë që e bën të lehtë përzgjedhjen e tyre.

Fig.66



2. Pulexhat

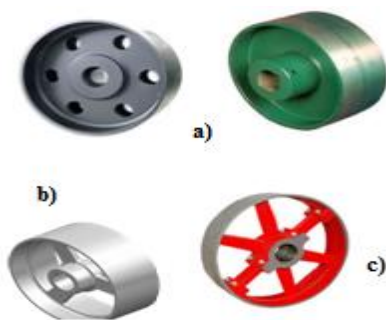


Fig.67

Pulexhat konstruktohen që të kenë peshë të vogël, të jenë të baraspeshuara dhe të sigurojnë mbajtjen e forcave periferike dhe qendërikse. Sipërfaqja e jashtme ku mbështetet rripi duhet të jetë i pastruar mirë. Në fig.67 tregohet konstrukcioni i disa pulexhave, kur diametri i pulexhës është $D \leq 500$ mm

fig.67a, ato prodhohen njëcopëshe dhe me vrima, që lehtësojnë peshën. Për diametrin $D \leq 250$ mm prodhohen si më sipër por që nuk i hapen vrima.

Për diametër $D \geq 500$ mm ato përgatiten me një rradhë brinjësh ose me dy rradhë fig.67b, në fig.67c tregohet pulexha me konstrukcion të çmontueshëm. Sipërfaqja e pulexhës, ku vendoset rripi mund të jetë e rrafshët ose e mysët. Pulexhat përgatiten prej materiali gize, çeliku, alumuni, druri etj.

Tema 11. Llogaritja e transmesioneve me rripa të sheshtë

Për të përcaktuar forcat që veprojnë në degët e rripit, marrim një transmesion ku pulexha motorike do t'i transmetojë fuqinë P pulexhës së udhëzuar.

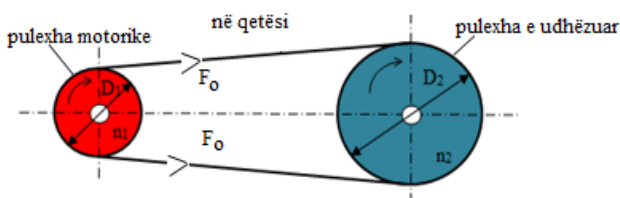


Fig.68

duke e vënë në lëvizje pulexhën motorike dega motorike do të tërhiqet më shumë me forcën F_1 , kurse e udhëzuar do të lirohet deri në forcën F_2 . Rritja e forcës në degën aktive është $F_1 - F_0$ dhe zvogëlimi i tërheqjes në degën pasive është $F_0 - F_2$.

$F = \frac{P}{v}$ nga ku v është shpejtësia e rripit fig.68, 69. Në fig.68 është treguar tërheqja paraprake e rripit F_0 . Pra në qetësi të dy degët e rripit janë të tërhequr me forcën F_0 .

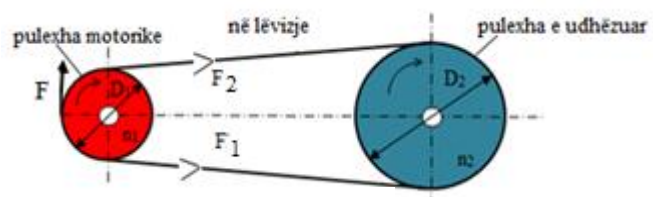


Fig.69

Mendohet se aq sa rritet forca në degën aktive po aq zvogëlohet në degën pasive, pra kemi :

$$F_1 - F_0 = F_0 - F_2 \longrightarrow F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (1) \text{ duke bërë shumën e momenteve kundrejt qendrës së}$$

$$\text{rrotës motorike kemi : } \Sigma M_{O_1} = 0 \quad F_1 R - F_0 R - F_2 R = 0 \longrightarrow F_1 - F_2 = F \quad (2)$$

Në pjesën ku rripi përfaqon pulexhën motorike, tërheqja e rripit ndryshon nga vlera F_1 në F_2 . Diferenca e këtyre tërheqjeve jep forcën periferike. Varësia midis forcave tërheqëse F_1 dhe F_2 jepet nga formula e Eulerit.

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \quad (3)$$

$e = 2,718$ baza e logaritmit natyral

$f =$ koeficienti i fërkimit

$\alpha =$ këndi i përqaimit

Nga formula (3) kemi $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$ duke zëvendësuar në formulën (2) kemi

$$F_2 e^{f\alpha} - F_2 = F \text{ nga ku } F_2 = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1} \text{ ose } F_2 = \frac{F_1}{e^{f\alpha}} \quad (4) \text{ duke zëvendësuar formulën (4) tek}$$

formula (2) kemi :

$$F_1 - \frac{F_1}{e^{f\alpha}} = F \longrightarrow F_1 = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

Duke zëvendësuar $f = 0,25$ dhe $\alpha = 160^\circ$ do të kemi që $e^{f\alpha} \approx 2$ dhe do të kemi :

$$\mathbf{F_1 = 2F, \quad F_2 = F \quad \text{dhe} \quad F_0 = 1,5F}$$

Përveç forcave F_1 dhe F_2 në degët e rripit vepron dhe forca qendërikse fig.70 $F_q = q \frac{v^2}{g}$ ku :

$v =$ shpejtësia në m/s

$q =$ pesha e rripit për një metër, N/m

$g =$ nxitimi i rëndesës, m/s^2

Forcat që veprojnë në boshte, kur degët janë paralele fig.71 janë :

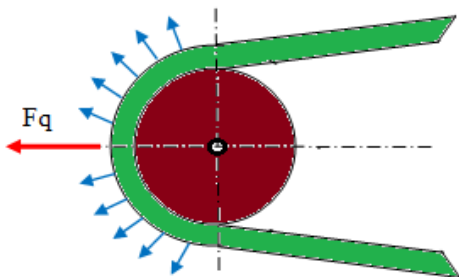


Fig.70

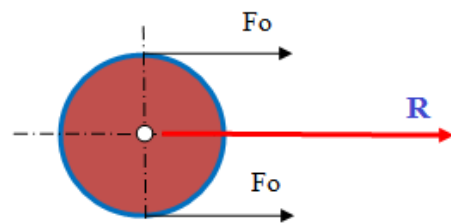


Fig.71

$$\mathbf{R = 2F_0 = F_1 + F_2 = 3F}$$

Tensionet në degët e rripit

Forcat që veprojnë në rrip gjatë punës janë forca tërheqëse F_1 dhe F_2 (ku $F_1 > F_2$) dhe forca qendërikse F_q . Duke pranuar që tensionet normale shpërndahen njëtrajtësisht në seksionin tërthor, atëherë kemi :

1. Tensionet që lindin për shkak të forcës F_1

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S} = \frac{F_1}{b\delta} = F \frac{ef\alpha}{ef\alpha - 1} \frac{1}{b\delta} \quad \text{ku : } b - \text{gjërësia e rripit, } \delta - \text{trashësia e rripit}$$

2. Tensionet që lindin për shkak të forcës F_2

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{S} = \frac{F_2}{b\delta} = F \frac{1}{ef\alpha - 1} \frac{1}{b\delta}$$

3. Gjatë njehsimit të transmesioneve me rrip, ngarkesa e shkaktuar nga forca qendërikse është e pandjeshme, kështu nuk marrim parasysh dhe tensionet që lindin nga këto forca i marrim të papërfillshme.

4. Tensioni nga përkulja e rripit. Rrapi gjatë përqafimit të pulxhës përkulet e më pas drejtohet.

Shënojmë me D diametrin e pulxhës dhe me δ trashësinë e rripit fig.72. Marrim një pjesë të rripit me

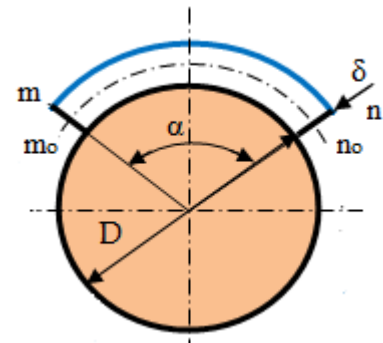


Fig.72

kënd qendror α .

Tensionet e rripit në përkulje, kur ai përqafon pulxhën janë : $\sigma_{pk} = E\varepsilon$ ku :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{mn - m_o n_o}{m_o n_o} \quad (1)$$

$m_o n_o$ - gjatësia e penjzës në shtresën asnjëse që nuk ndryshon gjatësinë gjatë përkuljes

$$m_o n_o = \alpha \left(\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2} \right)$$

mn – gjatësia e penjzës në shtresën e jashtme gjatë përkuljes, ajo zgjatet :

$$mn = \alpha \left(\frac{D}{2} + \delta \right)$$

duke zëvendësuar në formulën (1) do të kemi :

$\varepsilon = \frac{\delta}{D + \delta}$ duke qenë se δ është mjaft e vogël në krahasim me D , do të marrim :

$$\varepsilon = \frac{\delta}{D}$$

tensioni i shkaktuar nga përkulja është :

$$\sigma_{pk} = E\varepsilon = E \frac{\delta}{D}$$

Në degën motorike tensioni i maksimal do të jetë :

$$\sigma_{mak} = \sigma_1 + \sigma_{pk} = F \frac{ef\alpha}{ef\alpha - 1} \frac{1}{b\delta} + E \frac{\delta}{D_{min}}$$

Afati i shërbimit të rripit

Nga fig.73 e shpërndarjes së tensioneve në rrip, shikojmë që gjatë rrotullimit, ai e ndërron katër herë madhësinë e tensionit në një seksion të caktuar.

Gjatë një rrotullimi rripi përkulet dy herë, ndryshimi i këtyre tensioneve bën që rripi të lodhet dhe të ketë afat shërbimi më të vogël. Përveç lodhjes së rripit do të kemi dhe nxehtjen e tij për shkak të rrëshqitjes. Nga përvoja është vënë re që i vetmi faktor që ndikon në afatin e shërbimit të rripit dhe në nxehtjen e tij është numri i rrotullimeve në sekondë:

$$u = \frac{v}{L} \leq [u] \quad \text{ku} \quad [u] = 3 \div 5 \frac{1}{s}$$

v – shpejtësia e rripit në m/s

L – gjatësia e rripit në “m”

Gjatësia minimale e rripit do të jetë :

$$L_{\min} = \frac{v}{3} - \frac{v}{5}$$

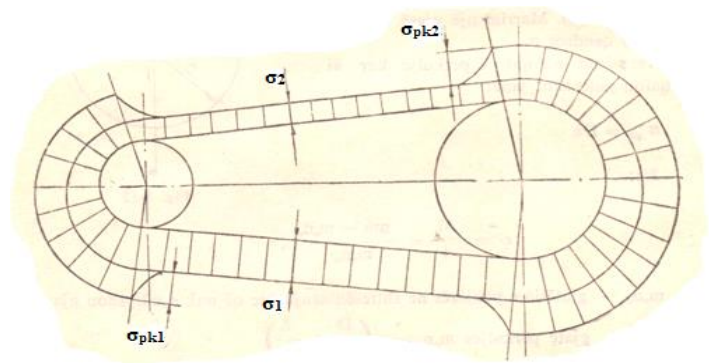


Fig.73

Rrëshqitja e rripit

Kemi dy lloj rrëshqitjesh të rripit :

- Rrëshqitje elastike
- Rrëshqitje për shkak të mbingarkimit

Rrëshqitja elastike është e pashmangshme, pasi materiali i rripit është elastik, kjo rrëshqitje ndodh vetëm brenda harkut të përqaimit të rripit me pulexhën. Rrëshqitja elastike është aq e madhe sa më e madhe të jetë forca periferike F.

Rrëshqitja për shkak të mbingarkimit ndodh në ato raste kur forca e fërkimit që lind ndërmjet rripit dhe pulexhës është më e vogël se forca periferike, në këtë rast do të kemi rrëshqitje të rripit kundrejt pulexhës. Kjo do të shkaktonte nxehtjen e rripit dhe konsumimin e shpejtë të tij, arësyet e rrëshqitjes janë:

- Tërheqja paraprake e pamjaftueshme.
- Këndi i përqaimit është i vogël.

Përcaktimi i këndit të përqaimit

Në fig.74 është paraqitur një transmision me rrip të sheshtë me diametra D_1 dhe D_2 , me largësi aksiale A dhe kënd përqaimit α . Ku $\alpha = 180 - 2\frac{\gamma}{2}$, $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2A}$ për kënd të vogël sinusi merret i barabartë me këndin, duke e kthyer në radian kemi:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\pi}{180} \frac{\gamma}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2A} \quad \text{nga ku } \gamma \approx 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{A}$$

$\alpha = 180 - \gamma = 180 - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{A}$ në pulexhën e

udhëzuar është $\alpha_u = 180 + 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{A}$

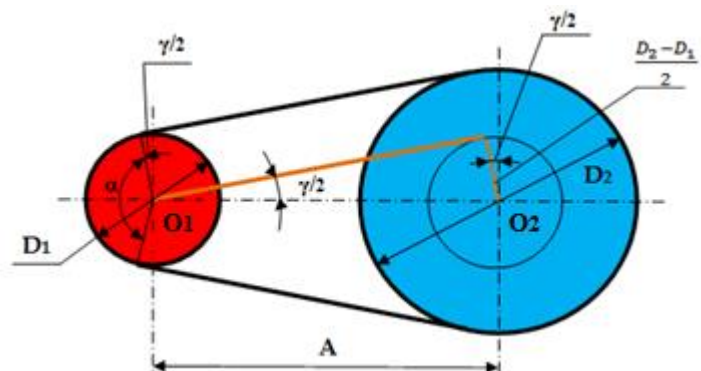


Fig.74

Nga fig.74 transmisioni ka dy degë të lira L_1, L_2 – gjatësia e që përfaqon pulexhën e vogël, L_3 – gjatësia që përfaqon pulexhën e madhe. Gjatësia e përgjithshme e rripit është :

$$L = 2 L_1 + L_2 + L_3$$

$$L_1 = A \cos \frac{\gamma}{2}, \quad L_2 = \frac{\pi D_1}{2} - 2 \frac{\gamma}{2} \frac{D_1}{2}, \quad L_3 = \frac{\pi D_2}{2} + 2 \frac{\gamma}{2} \frac{D_2}{2}$$

Gjatësia e përgjithshme :

$$L = 2A \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi D_1}{2} - 2 \frac{\gamma}{2} \frac{D_1}{2} + \frac{\pi D_2}{2} + 2 \frac{\gamma}{2} \frac{D_2}{2} = A \cos \frac{\gamma}{2} + \pi \frac{D_2 + D_1}{2} + \gamma \frac{D_2 - D_1}{2} \quad (1)$$

$\cos \frac{\gamma}{2} = 1 - 2 \sin^2 \left(\frac{\gamma}{4} \right)$ m.q.se për kënde të vegjël sinusi i këndit është i barabartë me këndin

$$\text{kemi : } \frac{\gamma}{2} \approx \sin \frac{\gamma}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2A}$$

$\cos \frac{\gamma}{2} = 1 - 2 \sin^2 \left(\frac{\gamma}{4} \right) = 1 - 2 \left(\frac{\gamma}{4} \right)^2 = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2$ zëvendësojmë në formulën (1)

$$L = 2A \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2 \right] + \pi \frac{D_2 + D_1}{2} + \frac{D_2 - D_1}{2A} (D_2 - D_1) = 2A - \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} + \pi \frac{D_2 + D_1}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{2A}$$

$$L = 2A + \pi \frac{D_2 + D_1}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

Njehsimi i transmisionit me rrip të sheshtë

Rradha e njehsimit është :

1. Zgjedhim llojin e rripit, duke u nisur nga qëllimi i transmisionit dhe rregjimi i punës.
2. Përcaktojmë diametrin e pulexhës së vogël sipas formulës.

$$D_{\min} = 1100 - 1330 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \text{ mm ku : } P_1 - \text{fuqia në kë}$$

n_1 - numri i rrotullimeve *rrot/min*

3. Përcaktojmë shpejtësinë periferike : $v = \frac{\pi D_{\min} n_1}{60}$ m/s

shpejtësia duhet të jetë $v \leq v_{\max}$ ku “ v_{\max} ” jepet në tabela. Kur kushti plotësohet, atëherë diametri D_1 merret me vlerë pak më të madhe.

4. Përcaktojmë diametrin e pulexhës së udhëzuar.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \text{ nga ku } D_2 = i D_1$$

5. Përcaktohet largësia midis akseve

Këshillohet që largësia minimale midis akseve të jetë :

$$A \geq (1,5 \div 2)(D_1 + D_2) \quad \text{për transmesione të hapura}$$

6. Përcaktohet gjatësia e rripit

$$L = 2A + \pi \frac{D_2 + D_1}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

7. Përcaktohet këndi i përçafimit

$$\alpha = 180 - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{A}$$

theksojmë se ky kënd duhet të jetë $\alpha \leq 150^\circ$

8. Sipas rripit që kemi zgjedhur përcaktojmë fuqinë P_o për 1cm gjerësi të rripit të përcaktuar nga kushtet : a) pozicioni i transmesionit, b) këndi i përçafimit, c) rregjimi i punës etj. m.q.se kushtet reale ndryshojnë nga ato të laboratorit, fuqia efektive do të jetë :

$$P_{ef} = P_o \frac{C_1}{C_2} C_3$$

C_1 – varet nga këndi i përçafimit

C_2 – varet nga rregjimi i punës

C_3 – varet nga raporti i pulexhave $C_3 = D_1 / D_{min}$

9. përcaktohet gjërësia e rripit

$$b = \frac{P_1}{P_{ef}}$$

10. kontrollon rripi në afatin e shërbimit

$$u = \frac{v}{L} \leq [u] \quad \text{ku} \quad [u] = 3 \div 5 \frac{1}{s}$$

Tema 12. Llogaritja e transmesioneve me rripa trapezoidal

Transmesionet me rripa trapezoidal përdoren gjërësisht anët pozitive të tyre janë :

1. Për të njëjtat kushte rripi trapezoidal është i aftë të transmetojë një forcë periferike shumë më të madhe se rripi i sheshtë.
2. Kanë largësi të vogël midis akseve të pulexhave.
3. Si rrjedhim i koeficientit të madh të fërkimit midis rripit e pulexhës, këndi i përçafimit është më i vogël, pra mund të kemi raporte transmesioni të mëdha.
4. Rripat trapezoidal është i mbyllur, punojnë qetë dhe pa zhurmë.
5. Transmetimi bëhet me disa rripa. Kështu kur këputet një rrip, punojnë të tjerët.

Transmesionet me rripa trapezoidal përdoren zakonisht me fuqi deri 50 kĒ, por mund të transmetojnë deri 400 kĒ. Shpejtësia periferike e transmetimit është 4 – 30 m/s. Elementi që bën transmetimin është rripi fig.75

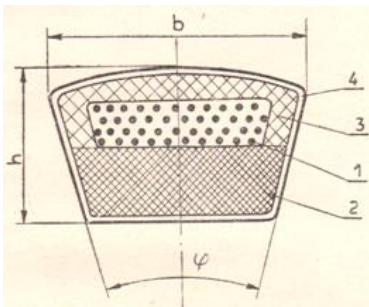


Fig.75

Seksioni i rripave është trapezoidal. Rripi përbëhet nga shtresa kordi të thurur 1, të cilat mbajnë pjesën kryesore të ngarkesës dhe vendosen simetrikisht ndaj aksit asnjanes, shtresa e tërheqjes 3 që është gomë elastike, shtresa që shtypet 2, që është gomë më pak elastike dhe mbulesa 4 që përbëhet nga disa shtresa beze e gomuar. Përmasat e rripave trapezoidal janë të standartizuara.

Njehsimi i transmesionit me rrip trapezoidal

Konsiston në zgjedhjen e rripit të përshtatshëm nga ana e përmasave dhe në përcaktimin e numrit të rripave të nevojshëm. Hapat që ndiqen, është si më poshtë :

1. Në bazë të fuqisë zgjidhet seksioni i rripit nga tabela.
2. Përcaktohet diametri i vogël D_1 , që nuk duhet të jetë më i vogël se përmasat e dhënë në tabela. Si diametër njehsues merret diametri i shtresës asnjanesë.

$$D_2 = \frac{n_1}{n_2} D_1$$

3. Përcaktohet shpejtësia e rripit $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$ m/s
4. Përcaktohet forca periferike që transmetohet : $F = \frac{P}{v}$ ku :
P- fuqia, në Ē
v – shpejtësia, në m/s
5. Përcaktohet numri i rripave sipas formulës : $Z = \frac{F}{[\sigma]_d S}$

$[\sigma]_d$ – tensioni i lejuar i dobishëm
S – zgjidhet nga tabelat

Tensioni i lejuar $[\sigma]_d$ përcaktohet si më poshtë :

$$[\sigma]_d = \sigma_d C_1 C_2 C_3$$

σ_d – tensioni i dobishëm merret nga tabelat
 C_1 – koefiçent që merr parasysh ndikimin e këndit të përqafimit
 C_2 – koefiçent që merr parasysh shpejtësinë e rripit
 C_3 – koefiçent i rregjimit të punës

6. Kur largësia midis akseve është dhënë apo është zgjedhur përcaktohet gjatësia e rripit :

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} \quad \text{kjo gjatësi standartizohet nga tabelat}$$

kur “A” nuk është dhënë, mund të marrim :

$$A_{\min} \approx D_{\max} \quad , \quad A_{\max} = 2(D_1 + D_2)$$

7. Pasi përcaktohet gjatësia e rripit, përcaktohet largësia përfundimtare e kaseve :

$$A = \frac{2L - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{2L - \pi(D_1 + D_2)^2 - 8(D_1 - D_2)^2}}{8}$$

8. Njehsohet numri i rrotullimeve të rripit në sekondë, i cili nuk duhet të jetë më i madh se 10 (maksimumi 15).

$$n = \frac{v}{L} \leq 10 \div 15 \text{ 1/s}$$

në rast se ky kusht nuk plotësohet, atëherë largësia midis akseve zmadhohet ose zgjidhen rripa me cilësi më të lartë.

Tema 13 Konstruksioni i pulexhave, rregullat e montimit

1. Konstruksioni i pulexhave

Zakonisht pulexhat realizohen me derdhje, por kur janë të përmasave të vogla ato realizohen dhe me anë të tornimit.

Në fig.76 paraqitet një prerje e pjesshme e një pulexhe me tre kanale. Sipërfaqet e kanaleve duhet të jenë të pastruara mirë, trajta e profilin të kanalit merret në përputhje me atë të rripit. Duhet të kemi kujdes që këndi i profilin të kanalit të bëhet më i vogël se ai i rripit, kjo për arsye të shpërndarjes së njëtrajtshme të trysnisë specifike, gjatë transmetimit të lëvizjes.

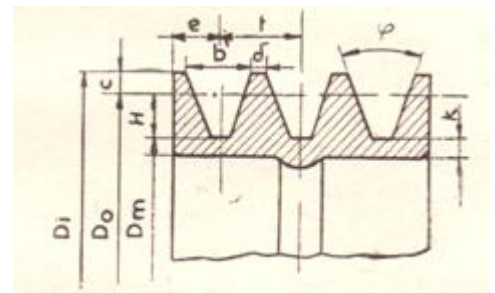


Fig.76

2. Rregullat e montimit

Në mënyrë që jeta e rripit të zgjatet sa më shumë, kujdes i veçantë duhet t'u kushtojmë rregullave të montimit, kështu p.sh.

- Rripi duhet të vendoset në kanalet e pulexhës në mënyrë që faqja e jashtme e tij të mos dali mbi faqen e kanalit.
- Fundi i rripit nuk duhet të takojë me fundin e kanalit.
- Shtërngimi i rripit duhet të bëhet brënda parametrave normalë.
- Shmangia nga paraleliteti i akseve duhet të jetë brënda normave të lejuara.

Tema 14 Transmisionet me litar, njohuri të përgjithshme, llojet, përdorimi, shembuj, llogaritja e tyre

Transmisionet me litar shërbejnë për të ngritur ngarkesa dhe për të transmetuar lëvizje. Litarët janë vegjetalë dhe prej çeliku, litari me përbërje vegjetale është i përkulshëm. Përbëhet zakonisht nga tre tufa të përdredhura në trajtë elikoidale nga e djathta . Çdo tufë është formuar nga fije të përdredhura në trajtë elikoidale nga e majta. Kjo mënyrë mbështjellje i jep mundësi të mos përdridhet, litarët përgatiten prej pambuku ose kërpi ata prodhohen me diametër 20 ÷ 60 mm. Litarët dëmtohen nga lagështira për ti mbrojtur, ata zhyten në banjo me bitum të shkrirë. Meqenëse litarët me kalimin e kohës humbasin qëndrueshmërinë e tyre, ata përdoren vetëm në makina të thjeshta dhe për ngritjen e ngarkesave.

Litarët vegjetal punojnë në tërheqje, në fig.77 tregohet seksioni i litarit i përbërë nga tre tufa, ku :

δ – diametri i një tufe

d – diametri teorik i litarit

seksioni real që mban ngarkesën $S = 0,6 \frac{\pi d^2}{4}$ nga kushti i

qëndrueshmërisë $\sigma_t = \frac{F_{nj}}{S} \leq [\sigma]_t$ nga ku $F_{nj} \leq S[\sigma]_t$ forca

njehsuese merret sa dyfishi i forcës periferike $F_{nj} = 2F$

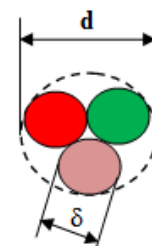


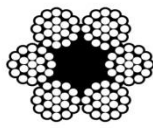
Fig.77

Duke shënuar me D_1 diametrin e pulexhës udhëzuese dhe me D_2 diametrin e pulexhës së udhëzuar, largësia aksiale do të merret :

$$A = (1,5 - 2)(D_1 + D_2)$$

Litarët prej çeliku

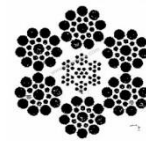
Litarët prej çeliku formohen nga bashkimi i disa fijeve prej çeliku me përmasa dhe trajtë të përshtatshme, të përdredhura në formë helikoidale në një ose më shumë grupe rreth e qark një fije qëndrore. Fija qëndrore quhet zemër dhe mund të jetë prej metali, kërpi ose fibre sintetike. Zemra shërben për t'i dhënë përkuelshmërinë litarit. Litarët prej çeliku punojnë qetë dhe nuk këputen befasisht. Në fig.78 tregohen tipa litarësh prej çeliku me zemër kërpi.



a)



b)



c)

Fig.78

Në praktikë gjejnë përdorim dy lloje litarësh : litarë normalë, ku fijet e tufave ruajnë të njëjtin diametër fig.78 a,b dhe prej litarësh me fije me diametër të ndryshëm fig.78c.

Ka tre mënyra të mbështjelljes së fijeve në tufë dhe të tufave rreth zemrës :

- a. dredhje e kundërt
- b. dredhje e njëjtë
- c. dredhje e kombinuar

Litarët prej çeliku përgatiten prej telash me diametër $d = 0,3 \div 2,2$ mm

Tema 15 Transmisionet me zinxhir, njohuri të përgjithshme, llojet, përdorimi, shembuj, llogaritja e tyre

Transmisionet me zinxhirë përdoren për ngritjen e ngarkesave dhe transmetimin e lëvizjeve . pjesët kryesore të një transmesioni me zinxhirë janë fig.79: 1- rrota yll motorike

2- rrota yll e udhëzuar

3- zinxhiri

Hallkat e zinxhirit duke u futur tek dhëmbët e rrotës yll transmetojnë lëvizjen nga boshti motorik në boshtin e udhëzuar.

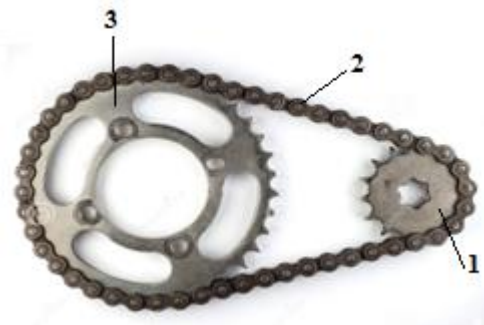


Fig.79

Anët pozitive janë :

- a. sigurojnë raporte transmesioni konstant
- b. kanë përmasa gabarite të vogla, krahasuar me transmesionet me rripa
- c. realizojnë raporte të mëdha transmesioni $i = 10$
- d. realizojnë transmetimin e fuqisë edhe në largësi të mëdha deri 8m
- e. tërheqja paraprake është e vogël
- f. realizohet transmetimi në disa boshte njëkohësisht
- g. punojnë në mejdise me temperaturë dhe me lagështirë.

Anët negative janë :

- a. nga konsumimi i çernierave kemi zgjatje të tij, gjë që kërkon tërheqjen e tij

- b. kërkojnë montim të saktë të boshteve
- c. transmesioni ka zhurmë gjatë punës

Kemi tre grupe zinxhirësh :

1. zinxhirë me hallka fig.80a
2. zinxhirë me pllaka fig.80b,c
3. zinxhirë me dhëmbë fig.80d

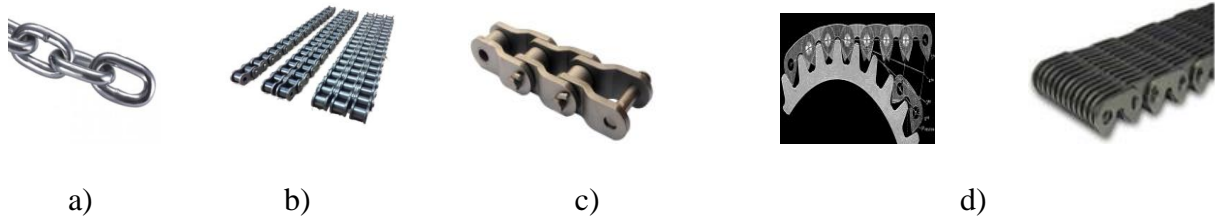


Fig.80

1. Zinxhirët me hallka fig.80a

Përdoren për ngritjen e ngarkesave. Ata përbëhen nga shufra çeliku ç2,ç3 etj. zinxhirët me hallka mund të jenë të kalibruar ose të pakalibruar.

2. Zinxhirët me pllaka fig.80b,c

Përdoren për transmetimin e lëvizjes, ata janë :

- a. Zinxhir me bokol e rul fig.81
- b. Zinxhir me bokol fig.82

Zinxhirët me bokol dhe rul fig.81 përbëhen nga aksi 1, bokula 2 dhe ruli 3. Rrokullisja e rulit me dhëmbin e rrotës yll zëvendëson fërkimin rrëshqitës në fërkim rrokullisës, kjo sjell zvogëlimin e konsumimit të rulit dhe dhëmbëve të rrotës. Zinxhirët i kemi një rradhësh ose më shumë fig.80b, për ngarkesa të mëdha përdoren zinxhirët me pllaka të kthyer fig.80c.

Zinxhirët me bokola fig.82 janë të ngjashëm me zinxhirët me bokola dhe rul, por i mungon ruli. Kështu këta zinxhir përdoren për transmetimin e lëvizjeve me shpejtësi të vogël deri $v = 1\text{m/s}$, kurse zinxhirët me bokul e rul $v = 12 \div 15\text{ m/s}$.

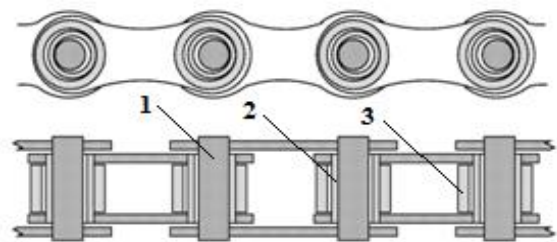


Fig.81

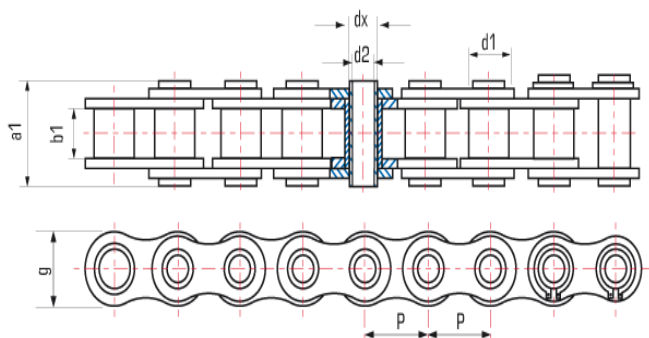


Fig.82

Zinxhirët me dhëmbë fig.80d

Përbëhen prej pllakave në formë dhëmbësh të lidhura alternativisht. Këta zinxhirë punojnë pa zhurmë, por përgatiten me vështirësi, shpejtësia e tyre është $v = 20\text{ m/s}$. Materialet që përdoren për zinxhirët, janë çelique me karbon ose të lidhura të markave 40,45,50,40Cr, 40CrNi etj

Zgjedhja e zinxhirëve

Në përcaktimin e përmasave të transmesionit, zgjidhet përpara zinxhiri(përmasat e të cilit jepen në tabela). Zgjedhja e tipit të zinxhirit bëhet në këtë mënyrë :

1. Zgjidhet numri i dhëmbëve të rrotës yll më të vogël, rekomandohet që numri më i vogël i dhëmbëve të rrotës të jetë $z = 19$, për ngarkesa të mëdha rekomandohet $z = 23$ dhëmbë.
2. Përcaktohet hapi i zinxhirit “t” për bokola dhe bokola e rula $t = \frac{4760}{\sqrt[3]{n^2 Z_1}}$ mm
 n – numri i rrotullimeve të rrotës udhëzuese
 Z_1 – numri i dhëmbëve
3. Përcaktojmë shpejtësinë e zinxhirit : $v = \frac{ztn}{1000.60}$ m/s vlera e dalë nga llogaritjet nuk duhet të kalojë vlerën maksimale, për zinxhirët me bokola e rula :

$$V_{\text{mak}} = 7,3 \sqrt{\frac{Z_1}{t}} \text{ m/s}$$

4. Përcaktojmë fuqinë që transmeton zinxhiri. Nga tabelat zgjedhim fuqinë P_o i cili korigjohet me koeficientin k_1 në varësi të numrit të dhëmbëve. Në varësi të ngarkesës korigjohet me koeficientin k_2 pra :

$$P_{ef} = P_o k_1 k_2$$

5. Përcaktojmë forcën periferike :

$$F = \frac{P_{ef}}{v}$$

6. Përcaktojmë tërheqjen e zinxhirit të shkaktuar nga veprimi i forcës qendërikse :

$$F_q = \frac{qv^2}{g}$$

q – pesha e zinxhirit për 1 m gjatësi (merret nga tabelat)

v – shpejtësia e zinxhirit

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

7. Përcaktojmë tërheqjen e zinxhirit nga pesha vetjake :

$$F_v = k_v q A$$

K_v – koeficient që merr parasysh pozicionin e transmesionit kundrejt horizontit

A – largësia midis akseve

8. Përcaktimi i tërheqjes së përgjithshme :

$$F_1 = F + F_q + F_v$$

9. Kontrollojmë forcën maksimale F_1 në lidhje me forcën e lejuar :

$$F_1 < F_{lej} = \frac{Q}{[n]} \quad Q - \text{ngarkesa shkatërruese e zinxhirit (merret nga tabelat)}$$

$[n]$ – koeficienti i lejuar i sigurisë (meret nga tabelat)

Tema 16 Transmisionet me rrota të dhëmbëzuara, njohuri të përgjithshme, llojet, përdorimi. Raporti i transmisionit dhe rendimenti

Transmisionet me rrota me dhëmbë janë mekanizma që shërbejnë për shndërrimin dhe transmetimin e lëvizjes ndërmjet dy boshteve të vendosura në largësi të kufizuar. Rrotat e dhëmbëzuara janë të paisura me element të dala, të profiluara që quhen dhëmbë. Prania e këtyre dhëmbëve realizon :

- Një transmision me raport konstant
- Transmeton forca periferike të çdo madhësie.

Këto transmisione janë mjaft të përhapura në industrinë mekanike, ato klasifikohen :

A. Në vartësi të pozicionit të boshteve

1. Kur lëvizja transmetohet ndërmjet boshteve paralele

- a. ndërthëmbëzim i jashtëm fig.83a,b,c

b. ndërthëmbëzim i brëndshëm fig.83d

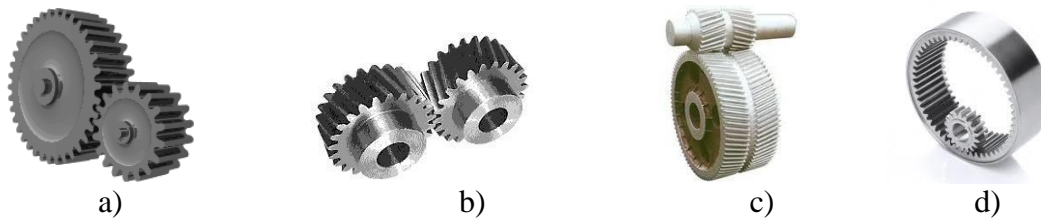


Fig.83

Ndërthëmbëzimi i jashtëm mund të jetë ndërmjet rrotave me dhëmbë të drejtë fig.83a, me dhëmbë të pjerrët fig.83b, me dhëmbë shevro fig.83c.

2. Kur lëvizja transmetohet ndërmjet boshteve që priten

Në këtë rast quhen transmesione me rrota konike të dhëmbëzuara fig.84. Këtu dallojmë : transmesione me dhëmbë të drejtë fig.84a, transmesione me dhëmbë të pjerrët fig.83b, transmesione me dhëmbë helikoidal fig.84c

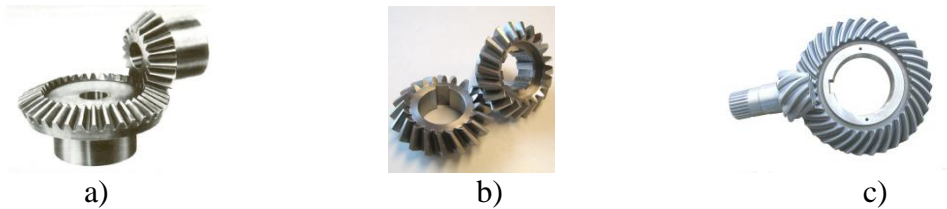


Fig.84

3. Kur lëvizja transmetohet ndërmjet dy boshteve me akse të kithëta fig.85

Në këtë rast transmesionet mund të jenë : me rrota cilindrike me dhëmbë helikoidal fig.85a, me rrota konike me dhëmbë hipoidealë fig.85b, me rrotë helikodale dhe burmë pa fund fig.85c.

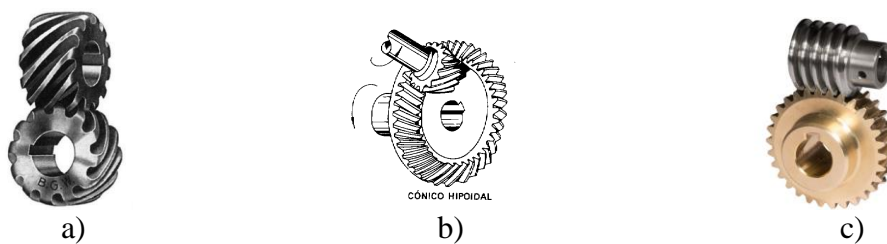


Fig.85

B. Në vartësi të numrit të shkallëve të transmesionit

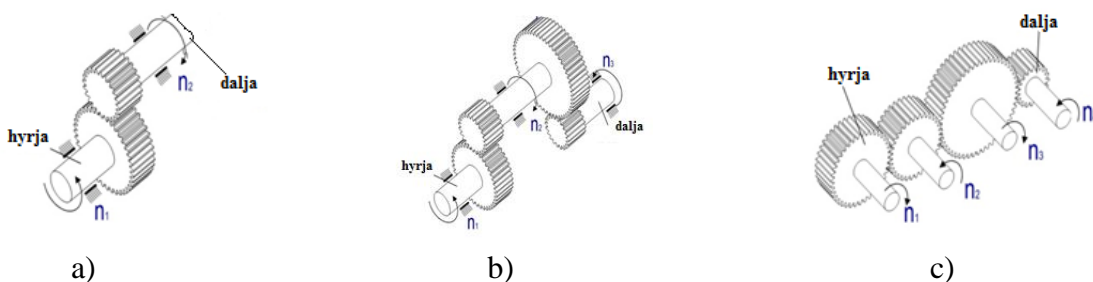


Fig.86

Numri i shkallëve përcaktohet nga numri i çifteve që marrin pjesë në ingranim, në kështoj kemi :

- Transmesion me një shkallë fig.86a

- Transmesion me dy shkallë fig.86b
 - Transmesion me tri shkallë fig.86c
- C. Në vartësi të ndërtimi të tyre kemi :**
- të hapura
 - të mbyllura
- D. Në vartësi të profileve të dhëmbëve**
- profile evolvente
 - profile joevolvente(cikloidale)

Të mirat

1. janë transmesione të përmbledhura
2. mund të transmetojnë fuqi deri 50000 kE
3. sigurojnë raporte transmesioni konstant
4. kanë rendiment të lartë në punë $\eta = 0,97 \div 0,99$
5. nuk i transmetojnë forca të mëdha boshteve dhe kushinetave
6. pregatiten prej materialesh të ndryshme , metalike dhe jo metalike
7. sigurojnë punë të sigurtë edhe në rast mbingarkesah

Të metat

1. kufizojnë raportin e transmesionit
2. bëjnë zhurmë dhe shkaktojnë dridhje, sidomos për shpejtësi të mëdha
3. për mbingarkesa mund të shkatohet thyerja e detaleve
4. për prodhimin e rrotave kërkohet punë me saktësi

Raporti i transmesionit

Raporti i transmesionit të një çifti rrotash me dhëmbë është i barabartë me raportin ndërmjet shpejtësisë këndore të rrotës motorike dhe asaj të udhëzuar :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \longrightarrow \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

Një çift rrotash mund të jetë reduktues kur $\omega_2 < \omega_1$ pra $i > 1$ dhe shumëzues kur $\omega_2 > \omega_1$ pra $i < 1$

Zinxhir i rrotave me dhëmbë quhet një sërë rrotash të dhëmbëzuara njera me tjetrën fig.87

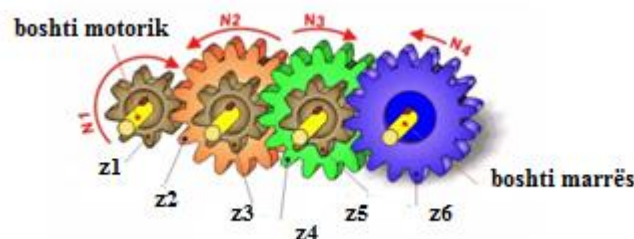


Fig.87

Raporti i përgjithshëm në këtë rast do të jetë $i_p = \frac{\omega_1}{\omega_4}$

Rendimenti

Rendimenti i një transmesioni me rrota të dhëmbëzuara merr parasysh humbjet nga fërkimi në të gjithë elementët e çiftëzuar. Konkretisht për një çift rrotash fig.86a, rendimenti do të jetë :

$$\eta_{tr} = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3$$

η_1 - merr parasysh humbjet në ndërdhëmbëzim

η_2 – merr parasysh humbjet në kushineta, η_2^2 është në fuqi sepse janë dy boshte.

η_3 – merr parasysh fërkimin me vajin vajosës(kur rrota është e zhytur në vaj, rasti reduktorëve). Këto humbje janë aq të vogla sa nuk merren parasysh.

Tema 17 Elementët gjeometrik të rrotës cilindrike me dhëmbë të drejtë

Rrota e dhëmbëzuar fig.88 është një detal me dhëmbë që ka për qëllim rrotullimine një rrote tjetër të dhëmbëzuar.

Cilindri primitiv, është një cilindër i përfytyruar mbi bazën e të cilit përcaktohen përmasat e rrotës.

Cilindri i jashtëm kalon nga majat e dhëmbëve.

Cilindri i brëndshëm kalon nga fundi i dhëmbëve.

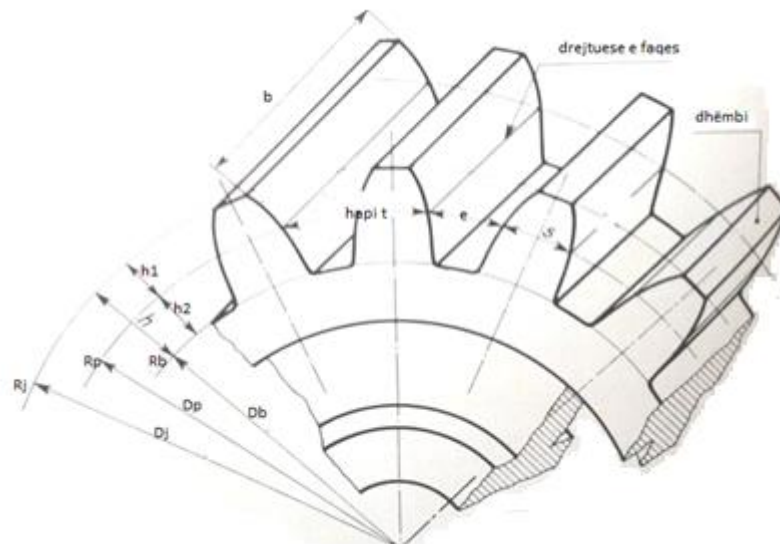


Fig.88

Rrethi primitiv (R_p) është ndërprerja e cilindrit primitiv me një rrafsh pingul me aksin e rrotës.

Diametri primitiv (D_p) është diametri i rrethit primitiv.

Rrethi i kokës (R_k) është ndërprerja e cilindrit të jashtëm me një rrafsh pingul me aksin e rrotës.

Diametri i jashtëm (D_j) është diametri i rrethit të kokës.

Rrethi i këmbës (R_b) është ndërprerja e cilindrit të brëndshëm me një rrafsh pingul me aksin e rrotës.

Diametri i brëndshëm (D_b) është diametri i rrethit të brëndshëm.

Gjatësia e dhëmbit (b) është gjatësia e përfutuses së cilindrit primitiv.

Lartësia e dhëmbit (h) është largësia rezore ndërmjet cilindrit të jashtëm dhe atij të brëndshëm.

Lartësia e kokës së dhëmbit (h_1) është largësia rezore ndërmjet rrethit të jashtëm dhe rrethit primitiv.

Lartësia e këmbës së dhëmbit (h_2) është largësia rezore ndërmjet rrethit primitiv dhe rrethit të brëndshëm.

Hapi gjatësor (t) është gjatësia e harkut të rrethit primitiv të përfshirë ndërmjet dy profileve homologe të njëpasnjëshme.

Trashësia e dhëmbit (s) është gjatësia e harkut primitiv të përfshirë ndërmjet dy profileve të një dhëmbi.

Gjerësia e të thelluarës(e) është gjatësia e harkut primitiv të përfshirë ndërmjet dy profileve që ndodhen në të dy anët e të thelluarës.

Moduli gjatësor(m) është raporti ndërmjet hapit gjatësor(t) të shprehur në milimetra dhe numrit (π) :

$$m = \frac{t}{\pi} \text{ mm}$$

Lidhja ndërmjet përmasave të rrotës dhe modulit :

$$h_1 = m$$

$$h_2 = 1,25m$$

$$h = h_1 + h_2 = m + 1,25m = 2,25m$$

$$D_j = D_p + 2m$$

$$D_b = D_p - 2 \cdot 1,25m$$

$$b = (8 \div 12)m$$

Shënim : në lidhje me rrotat e dhëmbëzuara me dhëmbë të pjerrët, ato punohen me të njëjtat instrumenta si dhe rrotat e dhëmbëzuara me dhëmbë të drejtë. Ndryshimi konsiston që gjatë punimit të tyre, ato vendosen në një kënd β (këndi i pjerrësisë së dhëmbëve) kundrejt rrafshit prerës të instrumentit.

Tema 18. Transmisionet me rrota cilindrike me dhëmbë të drejtë e të pjerrët. Elementët gjeometrike të transmisionit.

Në ndërtimin e makinave e aparateve, tipi më i përhapur i transmisioneve është transmisioni me ingranazhe, duke patur parasysh avantazhet që ai ka në raport me transmisionet e tjera, si: mundësia e transmetimit praktik të cdo fuqie (deri 50000 k.f), sigurimi i një raporti të pandryshueshëm transmetimi, sigurim i lartë në punë, etj. Në shumicën e rasteve transmisioni me ingranazhe shërben për transmetimin e lëvizjes rrotulluese, por ingranazhet përdoren edhe si mekanizëm për transformimin e lëvizjes rrotulluese në lëvizje drejtvizore përparimi (ingranazhi me kremalierë). Sipas vendosjes reciproke në hapësirë të akseve gjeometrike të boshteve kemi:

1. Transmisioni me rrota me dhëmbë cilindrike, që përdoret kur akset e boshteve janë paralele.
2. Transmisioni me rrota me dhëmbë konike, që përdoret kur akset e boshteve ndërpriten.
3. Transmisioni me rrota në formë vide dhe transmisioni me burmë pa fund, që përdoren kur akset e boshteve janë të kithë. Këto lloj transmisionesh bëjnë pjesë në mekanizmat me ingranazhe e vidë(fig. 89)



Figura. 89

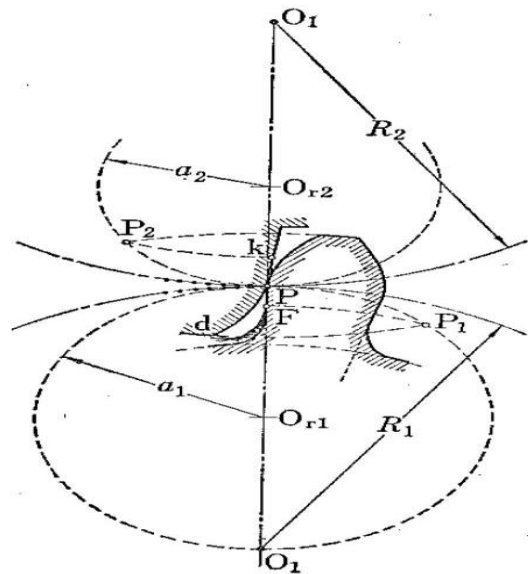


Figura. 90

Llojet e transmisioneve me rrota të dhëmbëzuara Paraqitja skematike e një çifti në ingranim

Për transmetimin e lëvizjes rrotulluese nga një bosht në tjetrin paralelë midis tyre, me numër rrotullimesh n_1 e n_2 , shqyrtojmë rrotat me dhëmbë 1 e 2. Vija e kontaktit të dy cilindrave primitive do të presë vijën e qendrave O_1 e O_2 në një pikë P (fig. 90). Meqenëse cilindrat primitivë sillen njeri kundrejt tjetrit pa rrëshqitje, shpejtësia e pikës P si pikë e përbashkët e dy cilindrave primitivë do të jetë e barabartë në të dyja rrotat në madhësi e drejtim.

Pra: $V_1 = V_2$

Por dimë që :

$$V_1 = \pi D p_1 n_1 / 60 \text{ dhe } V_2 = \pi D p_2 n_2 / 60 \quad \text{nga ku:}$$

$$i = n_1 / n_2 = D p_2 / D p_1 \quad (89)$$

Nga figura kemi: $A = D p_1 + D p_2 / 2 \quad (90)$

Nga barazimet 1.1 e 1.2 kemi: $2A = D p_1 + D p_2$
duke zëvendësuar $D p_2 = i D p_1$ do të kemi $D p_1 = 2A / (1 + i) \quad (91)$

duke zëvendësuar $D p_1 = D p_2 / i$ do të kemi $D p_2 = 2A i / (1 + i) \quad (92)$

Pika e përbashkët P për të dy cilindrat primitivë quhet pol i ingranimit. Gjatë lëvizjes së tyre distanca e pikës P nga qendrat O_1 e O_2 duhet të jetë e pandryshueshme. Më sipër treguam se për të siguruar raport transmisioni kostant mjaftonte vendosja e dhëmbëve në cilindrat primitive respektivë, por kjo nuk mjafton pasi është e kuptueshme që te ruhet ky raport ka ndikim edhe profilet e dhëmbëve. Profilet duhet ti korrespondojnë njeri tjetrit, pra të kenë sipërfaqe reciprokisht të konjuguara, pra profilet e dhëmbëve duhet të rrokullisen e pjesërisht të rrëshqasin midis tyre. Profili që prodhohet më lehtë dhe saktësi, me qëndrueshmëri më të lartë është *profili evolvent*

Elementët gjeometrikë të transmisionit.

1. Vija e ingranimit është vija që bashkon pikat e përbashkëta të kontaktit të profileve të një çifti dhëmbësh gjatë procesit të ingranimit. Në profilet evolvente kjo vijë është një drejtëz pingule

me sipërfaqen e dhëmbëve në pikën e kontaktit. Kjo vijë është bazë për ndërtimin e profilit të dhëmbëve. Gjatësia e vijës së ingranimit do të jetë një pjesë e vijës krijuese NN (fig. 91.a.b). Madhësia e saj do të merret nga pika e prerjes së rrethit të jashtëm të njëjës rrotë me vijën NN (shkronja K_1 në figurë) deri në prerjen e rrethit të jashtëm të rrotës tjetër me të njëjtën vijë (shkronja K_2 në figurë).

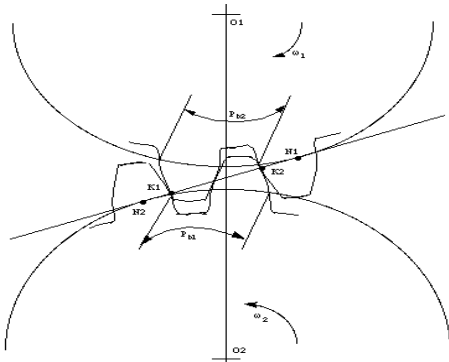


Figura 91.a Vija e harku i ingranimit

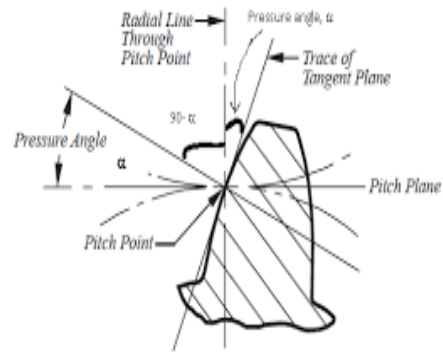
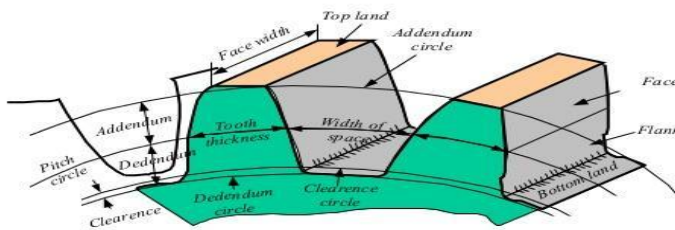


Figura 91.b Këndi i ingranimit

- Harku i ingranimit është rrokullisja e rrethit primitiv nga hyrja në ingranim e një çifti dhëmbësh deri në daljen e tij nga ingranimi. Gjatësia e këtij harku mund të nxirret në varësi të vijës së ingranimit dhe të këndit që formon kjo vijë me tangenten në pikën e përbashkët të rrethëve primitivë.
- Këndi i ingranimit është këndi që formohet nga vija e ingranimit dhe tangentja që kalon nga pika e kontaktit të rrethëve primitivë. Në profilet evolvent këndi i ingranimit gjatë kohës së ingranimit qëndron konstant, sipas standarteve është pranuar $\alpha = 20^\circ$

Spur Gear Teeth



Addendum – the radial distance between the top land of the tooth and the pitch circle
Dedendum – the radial distance between the bottom land of the tooth and the pitch circle
Addendum circle – the circle passing through the top land of the tooth
Dedendum circle – the circle passing through the bottom land of the tooth
Clearance circle – the circle tangent to the addendum of the mating gear

Figura 92. Elementët e rrotave me dhëmbë

Tema 19. Llojet e shkaqet e shkatërrimit të rrotave me dhëmbë.

Përvoja ka treguar se pjesa që dëmtohet më shumë në një transmision rrotash të dhëmbëzuara është dhëmbi, dëmtimi i të cilit paraqitet në forma të ndryshme. Kjo për arsye se gjatë punës ngarkesa përqëndrohet tek çifti i dhëmbëve në kontakt, duke sjellë dëmtimin e tyre (figura 93)

- Ngarkesa e përqëndruar në kokën e dhëmbit krijon tensione përkulëse të dukshme të cilat shkaktojnë më pas thyerjen e dhëmbit.

- b. Në zonën afër polit krijohen tensione sipërfaqore ciklike, duke krijuar plasaritje që shkojnë deri në ciflosjetë sipërfaqes punuese. Ky defekt ndodh më shpesh në transmisionet që punojnë në mjedis vaji, si kutitë e ndërrimit të shpejtësisë, reduktorët etj, kurse në transmisionet e hapura ndodh më shpejt konsumimi sesa ciflosja e tyre.
- c. Për shkak të rrëshqitjes midis tyre dhëmbët konsumohen kryesisht në kokën ose fundin e dhëmbëve.
- d. Dëmtimi dhëmbëve ndodh edhe nga ndërmjetësia e elementëve gërryes, si pluhurat abrazivë.

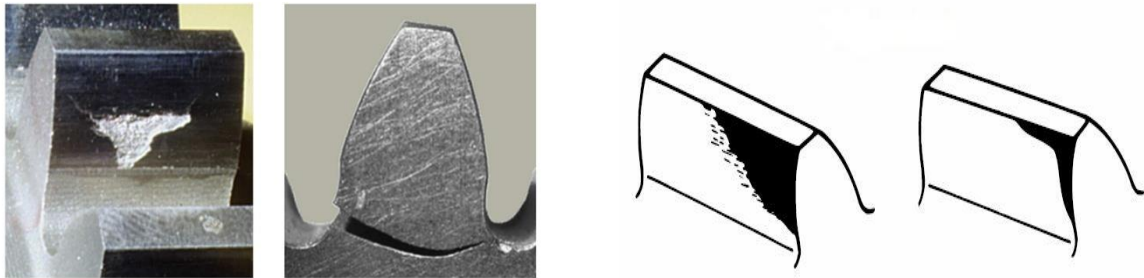


Figura 93. Format e dëmtimit të dhëmbit

Tema 20. Llogaritja e forcave që veprojnë në dhëmb gjatë transmetimit të lëvizjes, llogaritja e dhëmbit në përkulje e shtypje. Kontrolli qëndrueshmërisë së sipërfaqes punuese të dhëmbëve në zonën e prekjës. Tensioni i lejuar në përkulje për rrotat me dhëmbë.

Dëmtimi i dhëmbëve shkaktohet nga madhësia e forcës së jashtme dhe nga mënyra e veprimit të saj, prandaj përcaktimi i drejtë i këtyre forcave është i domosdoshëm.

Llogaritja e rrotave cilindrike me dhëmbë të drejtë.

Le ta zëmë se në të njëjtën kohë ingranojmë tri cifte dhëmbësh, pikat e kontaktit të të cilave bien një në fillim të ingranimit (pika K_1), tjetra në pol dhe për çiftn e tretë në mbarim të ingranimit (pika K_2), (shih “Elementët gjeometrikë të transmisionit”). Sipas kësaj me vënien në lëvizje të rrotave, forca e cila në fillim për njërin dhëmb vepron në kokën e tij, gradualisht zhvendoset në pol dhe në kohën e mbarimit të ingranimit në fundin e dhëmbit. Teorikisht forca Q e cila shtrihet në vijën e ingranimit do të shpërndahej në të tri çiftet e dhëmbëve në kontakt, por në fakt ndodh që e gjithë forca vepron në një çift dhëmbësh. Pranojmë këtë rast ekstrem për efekt llogaritje.

1. Nëse forca Q vepron në pol, ngarkesa e dhëmbit për njësi të gjatësisë dhëmbit do të ishte:

$$q = \frac{Q}{B} \quad (20.1)$$

ku: Q është forca që vepron normal me sipërfaqen e dhëmbit në pikën e kontaktit

B është gjatësia e dhëmbit ose gjerësia e rrotës.

2. Nëse forca vepron në kokën e dhëmbit, ku rrëshqitja midis dhëmbëve është më e dukshme, ngarkesa për njësi të gjatësisë së dhëmbit do të jetë: $q' = \frac{Q}{B \cos \varnothing}$ ku $\frac{Q}{B \cos \varnothing}$ është kundërveprimi I përbërë nga forca normale Q e forca e fërkimit T (\varnothing - këndi i fërkimit).

Përfundimisht do të kemi: $q' = \frac{Q}{B \cos \varnothing} = q \frac{1}{\cos \varnothing}$ (20.2)

Por praktikisht ngarkesa përqëndrohet në një pjesë të dhëmbit jo në të gjithë gjatësinë e tij, gjithashtu hyrja në ingranim e çiftit tjetër do të sjellë goditje, prandaj ky përqëndrim merret parasysh nëpërmjet koeficientit të përqëndrimit të ngarkesave k_k dhe atij të forcave goditëse dinamike k_d . Kështu ngarkesa efektive merret:

a. në pol:

$$q_{ef} = \frac{Q}{B} k_k k_d = \frac{Q}{B} K \quad (20.3)$$

b. në kokën e dhëmbit:

$$q'_{ef} = \frac{QK}{B \cos \phi} \quad (20.4)$$

ku: $K = k_k k_d$ – koeficienti rregullues që në varësi të konstruksionit e të shpejtësisë së rrotave merret $K = 1,03-2,4$

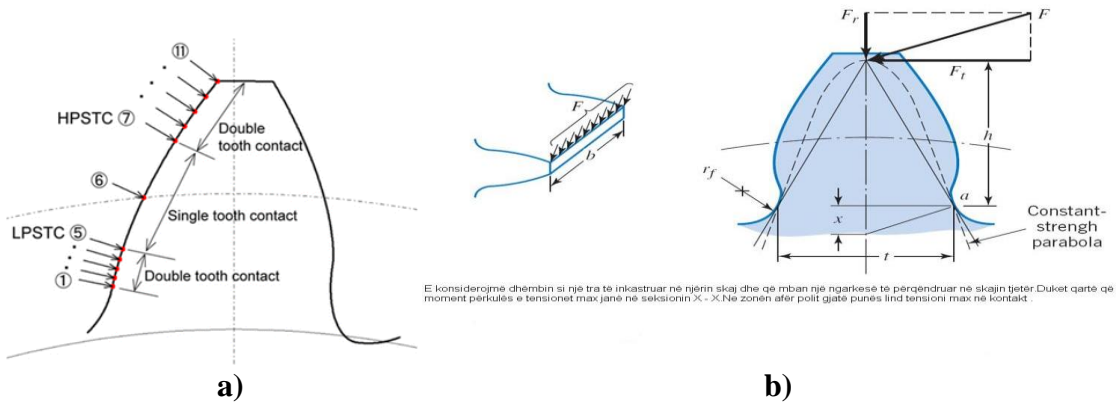


Figura 93.a.b. Shpërndarja e ngarkesave në kokën e dhëmbit F_r

Llogaritja e dhëmbëve në përkulje

Kjo llogaritje bazohet në forcën q'_{ef} që vepron në kokën e dhëmbit, e cila e shpërbërë në dy komponentë (fig.93.a.b), njëri normal me aksin e dhëmbit $q'_{ef} \cos \delta$, (F_t në figurë) dhe tjetri radial $q'_{ef} \sin \delta$, (F_r në figurë), i pari kërkon ta përkulë dhëmbin e i dyti ta shtypë atë (tensionet në shtypje janë shumë më të vogla se ato në përkulje).

E konsiderojmë dhëmbin si një tra të inkastruar në njërin skaj dhe që mban një ngarkesë të përqëndruar në skajin tjetër. Duket qartë që moment përkulës e tensionet max. janë në seksionin X-X.

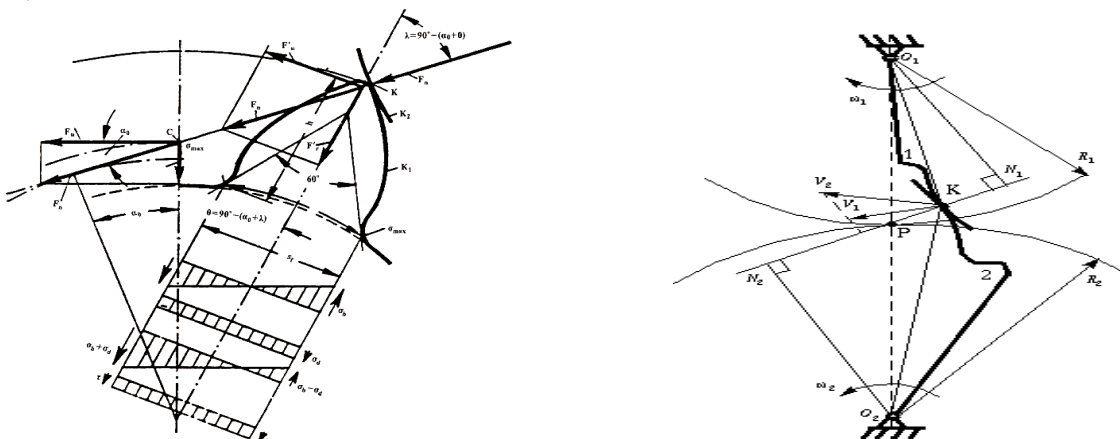


Fig. 94 Skema llogaritëse dhëmbit në përkulje Fig.95. Skema llogaritëse dhëmbit në kontakt

Nga veprimi i dy komponentëve në seksionin X-X lind tensioni në përkulje σ'_{pk} e tensioni në shtypje σ_{sht} .(fig.94). Këtu tensioni resultant do të jetë:

$$\sigma_{pk} = \sigma'_{pk} - \sigma_{sht} \quad (20.5)$$

ku: $\sigma_{pk} = M_{pk} / \ddot{E}_{yy}$ dhe $\sigma_{sht} = q_{ef} \frac{\sin \delta}{s}$

Pas shndërrimesh e zëvendësimesh kemi:

$$\sigma_{pk} = \frac{QK}{Bmy} \quad (20.6)$$

ku: Q forca normale me profilin e dhëmbit

K koeficienti rregullues I përqëndrimit të ngarkesave dhe forcave goditëse.

B gjerësia e rrotës

m moduli dhëmbit

y koeficienti I formës së dhëmbit.

Nga kushti I solidaritetit në përkulje kemi:

$$\sigma_{pk} = \frac{QK}{Bmy} \leq [\sigma]_{pk} \quad (20.7)$$

ku: $[\sigma]_{pk}$ – tensionet e lejueshme në përkulje

Llogaritja e dhëmbëve në kontakt.

Në zonën afër polit gjatë punës lind tensioni max në kontakt (fig.95). Përcaktimi i tensionit max. bëhet me formulën e Hercit. Kështu që kushti i qëndrueshmërisë në kontakt do të jepet nga formula:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{QKE}{B\rho}} \leq [\sigma]_k \quad (20.8)$$

ku: Q është forca normale; K është koeficienti rregullues; B është gjerësia e rrotës

$E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ është moduli i elasticitetit të materialit të rrotave I reduktuar (këtu E_1 për rrotën udhëzuese e E_2 për rrotën e udhëzuar).

$\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1+\rho_2}$ është rrezja e reduktuar e sipërfaqeve të dhëmbëve në zonën polare tyre.

$[\sigma]_k$ - tensionet e lejuara në kontakt e cila mundet të merret nga të dhënat në manuale.

Llogaritja e rrotave cilindrike me dhëmbë të pjerrët. Llogaritja në përkulje e kontakt.

Fillimisht duhet të tregojmë ndryshimin që ekziston midis dhëmbëve të pjerrët dhe dhëmbëve të drejtë. Në rrotat cilindrike me dhëmbë të drejtë dhëmbi hyn në kontakt menjëherë në të gjithë gjatësinë e tij, gjithashtu shpëputet nga ingranimi menjëherë (fig.96). Kjo bën që të hynë në ingranim të njëkohshëm jo më shumë se dy çifte, kështu në transmisionet që punojnë me shpejtësi të mëdha e të fuqishëm, do të ndjehen goditje në rritje dhe punë jo e qetë. Ndërsa në rrotat me dhëmbë të pjerrët dhëmbi hyn në ingranim gradualisht gjë që bën të hynë në ingranim të njëkohshëm më shumë se 10 çifte dhëmbësh.

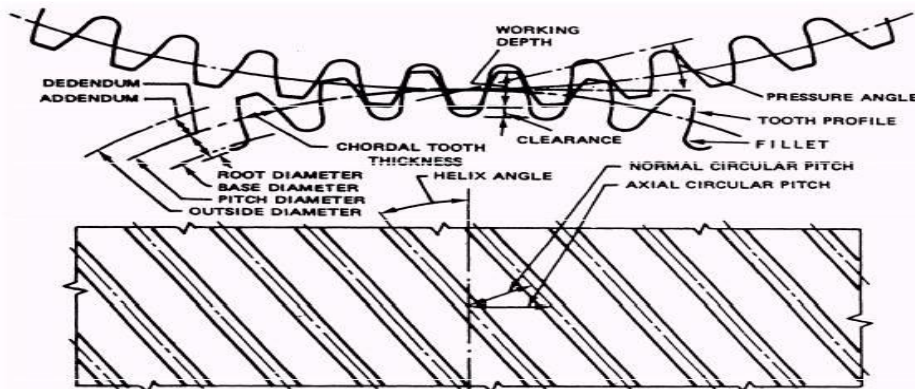


Figura 96. Elementët gjeometrikë të rrotave cilindrike me dhëmbë të pjerrët

Duke shfrytëzuar ngjashmërinë midis tyre themi që edhe llogaritjen e kanë të ngjashme. Edhe tek rrotat me dhëmbë të pjerrët forcat veprojnë normal me sipërfaqen e kontaktit, prandaj për të llogaritur dhëmbët studjojmë seksionin normal me dhëmbin. Forca me të cilën vepron njëri dhëmb tek tjetri është normale me sipërfaqen e dhëmbëve në pikën e kontaktit, prandaj zberthimi i saj bëhet në tri drejtime duke marrë: forcën transmetuese P, forcën radiale R, forcën aksiale A.

Në ngjashmëri me rrotat cilindrike me dhëmbë të drejtë, për rrotat cilindrike me dhëmbë të pjerrët mund të japim kushtin e qëndrueshmërisë në përkulje sipas formulës:

$$\sigma_{pk} = \frac{QK}{Bmy} \cos\beta \sin 2\alpha \leq [\sigma]_{pk} \quad m_n - \text{moduli normal} \quad (20.9)$$

Dhe kushtin e qëndrueshmërisë në kontakt sipas formulës:

$$\sigma_{pk} = 0.418 \sqrt{\frac{QEK}{B\rho \cos\beta}} \sin 2\alpha \leq [\sigma]_{pk} \quad (20.10)$$

Tema 21. Transmisionet me rrota konike me dhëmbë të drejtë, elementët gjeometrikë të transmisionit.

Në këto transmisione akset gjeometrike të rrotave priten duke formuar një kënd të ndryshëm, më të përhapur janë transmisionet që formojnë këndin 90°. Meqenëse teoria e ingranimit për rrotat konike është e ndërlikuar, studimin e tyre e bazojmë tek rrotat cilindrike në analogji, duke bërë zëvendësimin e çiftit konik me çift cilindrik, i cili ndryshon shumë pak. Edhe këtu mund të themi se transmetimi mund të përfytyrohet se realizohet nga rrokullisja e dy koneve primitivë që rrokullisen njëri kundrejt tjetrit pa rrëshqitje e që kanë kulme të përbashkëta. Këto kone paise në periferi të tyre me dhëmbë. Përmasat kryesore të tyre i referohen faqes anësore të jashtme të dhëmbëve, pasi këtu ato ndryshojnë në seksione të ndryshme (fig.97).

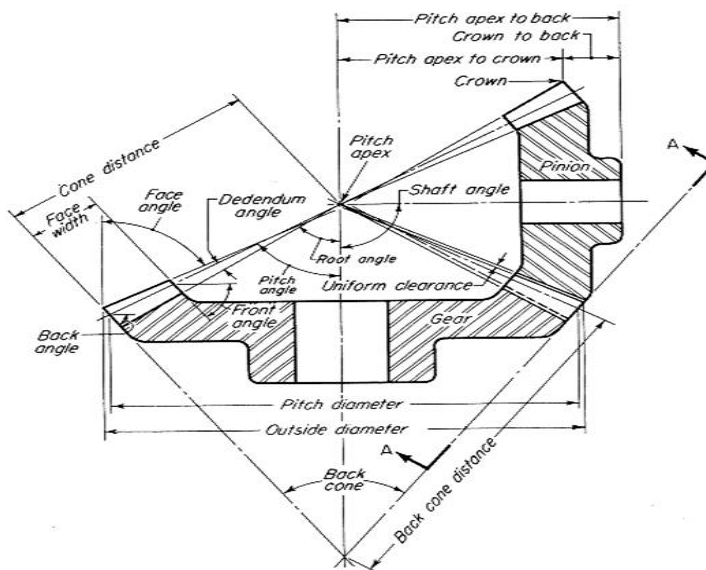


Figura 97. Përmasat kryesore të rrotave konike

Elementët gjeometrikë të rrotave konike me dhëmbë të drejtë.

1. Hapi dhëmbëve i matur në rrethin primitiv: $t = \pi m$, m -moduli më i madh (21.1)
2. Trashësia e dhëmbit : $s = 0,5t = 0,5\pi m$ (21.2)
3. Lartësia e dhëmbit: $h = h_1 + h_2 = m + 1,2m$ (21.3)
4. Diametri primitiv: $D_p = Zm$ (21.4)
5. Diametri i jashtëm: $D_j = D_p + 2h_1 \cos\delta$ (21.5)
6. Diametri i brendshëm: $D_b = D_p - 2h_2 \cos\delta$ (21.6)

Gjatësia e përfutueses së konit primitiv do të jetë: $L = \frac{1}{2} \sqrt{Dp1^2 + Dp2^2}$ (21.7)

Ndërsa në rrotat konike me dhëmbë të pjerrët në vend të modulit ballor merret moduli normal m_n .

Tema 22. Llogaritja e transmisioneve me rrota konike me dhëmbë të drejtë

Për këtë analizojmë forcat që veprojnë në dhëmbët e rrotave konike, mënyrën e veprimit dhe madhësinë e tyre. Në figurën 98.a.b. është treguar skematikisht vetëm një rrotë konike me dhëmbë, ku forca normale zbatohet në mesin e gjatësisë së dhëmbit në pikën C e marrë në konin primitiv.

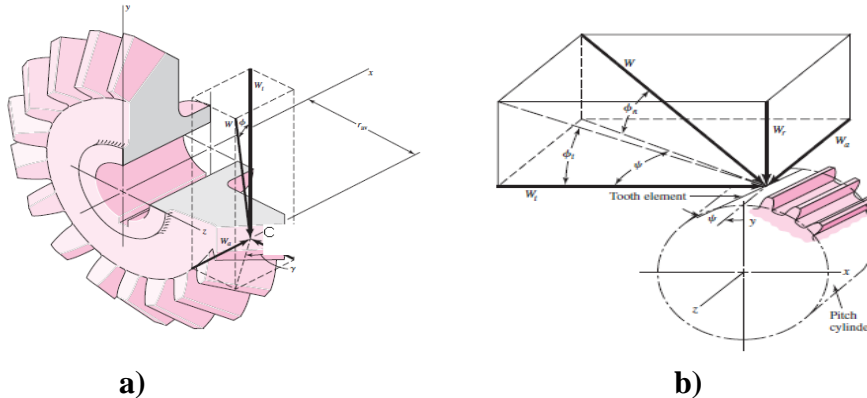


Figura 98.a.b. Llogaritja e transmisioneve me rrotakonike me dhëmbë të drejtë.

Diametrin e rrethit mesatar e përcaktojmë nga:

$$D_{mes} = Z m_{mes} \quad (22.1)$$

ku m_{mes} e nxjerrim nga raporti: $m_{mes}/(L-0,5B) = m/L \Rightarrow m_{mes} = m(L-0,5B/L)$ ku:

Z numri i dhëmbëve

m_{mes} moduli mesatar

L gjatësia e përfutueses së konit primitiv

B gjatësia e dhëmbit

D_p diametri primitiv

Nga paraqitja skematike e forcave në figurën.11 kemi:

$$\text{Forcën transmetuese } P = Q \cos \alpha \quad (22.2)$$

$$\text{Forcën radiale } R = Q \cos \delta = Q \sin \alpha \cos \delta \quad (22.3)$$

$$\text{Forcën aksiale } A = Q \sin \delta = Q \sin \alpha \sin \delta \quad (22.4)$$

Ngarkesa për njësi të gjatësisë do të jetë: $q = \frac{Q}{B}$

Duke marrë parasysh veprimin e kësaj ngarkese në kokën e dhëmbit, ngarkesa efektive do të jetë:

$$q_{ef} = q \frac{K}{\cos \phi} = \frac{QK}{B \cos \phi} \quad (22.5)$$

ku: K koeficienti rregullues, $K = 1,03-2,4$

ϕ këndi i fërkimit

Q forca normale

B gjatësia e dhëmbit.

Pra për të patur qëndrueshmëri në përkulje është e domosdoshme që dhëmbi të qëndrojë pikërisht këtyre forcave (figura 99). Në analogji me rrotat cilindrike me dhëmbë të drejtë kemi:

$$\sigma_{pk} = \frac{QK}{Bmy} \leq [\sigma]_{pk} \quad (22.6)$$

Llogaritja në kontakt e dhëmbëve bëhet në mënyrë analogjike e kushti i qëndrueshmërisë në kontakt do të jetë:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{QKE}{B\rho}} \leq [\sigma]_k \quad (22.7)$$

ku: Q forca normale; K është koeficienti rregullues

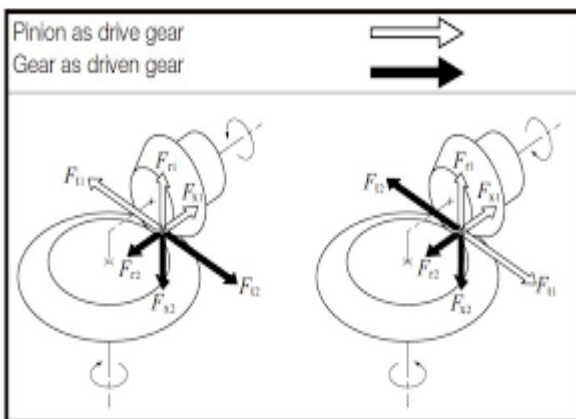
B gjerësia e rrotës

$E = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ moduli i elasticitetit të materialit të rrotave I reduktuar (këtu E_1 për rrotën udhëzuese e E_2 për rrotën e udhëzuar).

$\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1+\rho_2}$ është rrezja e reduktuar (ρ_1 e ρ_2 rrezja e harkut në pikën e kontaktit të dhëmbit të rrotës udhëzuese dhe të dhëmbit të rrotës së udhëzuar

$[\sigma]_k$ - tensionet e lejuara në kontakt të cilat mundet të merren nga të dhënat në manuale.

Në figurën 22.3 keni mundësinë të provoni një zbatim numerik të llogaritjeve të këtij cifti.



Problem 2 (25 Points). A bevel gear mounted on a shaft is simply supported by bearing A and bearing B, and has specified forces acting on it as shown below. Bearing A is specially designed to take axial or thrust loads. The shaft diameter is 33 mm and the stress concentration factors under the location of the gear are $k_f = k_{fs} = 1.3$ and $k_{fm} = k_{fs} = 1.2$. The corrected fatigue strength is 290 MPa. Find the safety factor.

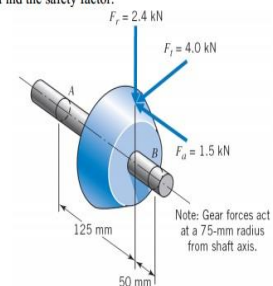


Fig. 99. Skema e forcave që veprojnë në çiftin konik Fig. 22.3. Problemë. Zbatim numerik

Tema 23. Transmisionet me burmë pa fund, njohuri të përgjithshme, llojet ,përdorimi, shembuj, llogaritja e tyre

Transmisionet me burmë përbëhen nga burma (fig.100) në ingranim me një rrotë me dhëmbë, ku akset e tyre janë të kithtë. Karakteristikë e vecantë e këtij transmisioni është që akset formojnë këndin 90^0 . Në shumicën e rasteve burma ka formë cilindrike në sipërfaqen e jashtme të së cilës ka një ose disa dhëmbë helikoidalë në formë filete me profil trapezoidal. Dhëmbët helikoidalë përftohen thjesht nga lëvizja rrotulluese dhe avancuese e një drejtëze, e cila gjatë lëvizjes së saj ruan këndin $90^0 - \alpha$ me aksin e burmës. Sipërfaqet e përftuara nga lëvizjet e drejtëzës krijuese formojnë dhëmbin helikoidal me profil trapezoidal me kënd të profilin standart $\alpha = 20^0$, i cili njëkohësisht është edhe këndi i ingranimit i përmendur tek transmisionet me rrota me dhëmbë. Numri i dhëmbëve, domethënë fillesave merret $Z=1 \div 4$. Rrota me dhëmbë ka formë globoidale, helikoidale të një rasti të vecantë që i përgjigjet ingranimit të rregullt me burmën cilindrike me dhëmbë trapezoidalë. Profili evolvent i dhëmbëve dallohet kur dhëmbët shihen në planin pingul me aksin e rrotës dhe që kalon nga aksi i burmës (fig.101), në cdo plan prerës tjetër profili do të dukej joevolvent. Kështu duket se kemi ingranim të një rrote me dhëmbë me profil evolvent me një kremalierë $Z = \infty$ gjë që tregon se ingranimi në një transmision me burmë zhvillohet njësoj si në transmisionet me rrota cilindrike me dhëmbë të drejtë. Duke patur parasysh mënyrën e ingranimit hapi midis dhëmbëve i matur në diametrin primitiv të rrotës do të merrej $t = \pi m$ (m – moduli). Si rrjedhim $D_{p2} = Z_2 m$, gjithashtu $h_1 = m$ e $h_2 = 1,2 m$ ku: Z_2 numri dhëmbëve të rrotës, h_1 lartësia e kokës së dhëmbit, h_2 lartësia e këmbës së dhëmbit.

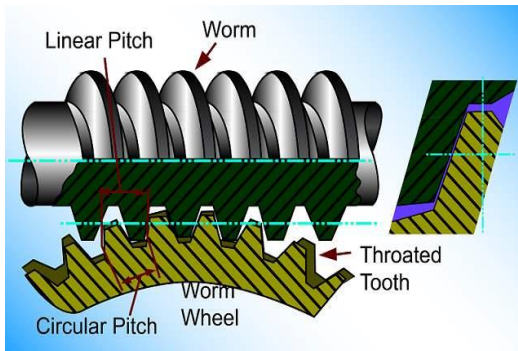


Figura 100.

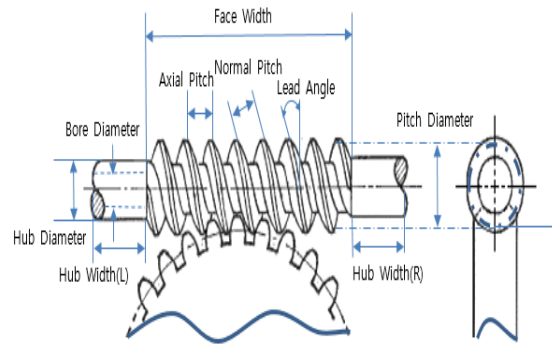


Figura 101

Për të përcaktuar përmasat e burmës referohemi tre planeve prerës të dhëmbëve të burmës, sipas aksit, normal me aksin dhe radial. Sipas figurës vëmë re se hapësira midis dhëmbëve ndryshon sipas akseve prerës:

Sipas aksit të burmës $t = \pi m$, normal me aksin e burmës hapin normal $t_n = \pi m_n$ e në planin ballor hapin ballor $t_s = \pi m_s$.

Materiali dhe konstruksioni i burmës dhe i rrotës.

1. Materiali i elementeve transmetues në këto transmise duhet të sigurojë qëndrueshmëri në konsumim, pa harruar qëndrueshmërinë në përkulje e në kontakt, për shkak të rrëshqitjes së dukshme. Për këtë burmat përgatiten prej çeliqesh të markave të ndryshme, për transmise të fuqishme përdoret çeliku kromik, kromonikelik e kromomolibdenik me fortësi $HR_c = 58 \div 63$, kurse rrotat përgatiten zakonisht prej çeliqesh me % mesatare karboni me fortësi $HR_c = 45 \div 55$, fortësi sipërfaqësore këto të arritura pas përpunimit termik. Materiali rrotave mundet të jetë edhe bronz apo tekstoliti për transmetimin e fuqive të vogla.
2. Konstruksioni i burmës kur përmasat janë të vogla bëhet një pjesë me boshtin dhe kur janë të mëdha bëhen të montueshme në bosht. Rrotat janë të konstruksioneve të ndryshme, përgatiten një pjesëshe kur kanë përmasa të vogla ose derdhen prej gize dhe bëhen prej dy pjesësh. Pjesa e dhëmbëzuar bëhet e çmontueshme me qëllim zëvendësimi

Llogaritja e transmiseve me burmë.

Në ngjashmëri me transmiseve të tjera edhe këtu gjatë transmetimit të momentit përdredhës, tek çifti rrotave në kontakt vepron forca normale Q normal me sipërfaqet e dhëmbëve në pikën e kontaktit.

Nëqoftëse do ta zbërthenim forcën Q në tri drejtimet kryesore në burmë dhe në rrotë do të vepronin:

1. Për dhëmbin e burmës
 - a. forca transmetuese $P_1 = Q_1 \cos \alpha_n \sin(\gamma + \varphi)$ (23.1)
 - b. forca radiale $R_1 = Q_1 \sin \alpha_n$ (23.2)
 - c. forca aksiale $A_1 = Q_1 \cos \alpha_n \cos(\gamma + \varphi)$ (23.3)

ku: Q_1 forca normale, α_n këndi ingranimit normal, γ këndi i ngjitjes së dhëmbit, φ këndi i fërkimit

2. Për dhëmbin e rrotës do të merren forcat që kundërveprojnë ato të burmës:

$$P_2 = |A_1|, R_2 = |R_1|, A_2 = |P_1|$$

Ngarkesa për njësi të gjatësisë së kontaktit është raporti i forcës normale me gjatësinë e kontaktit, gjatësi e cila gjatë punës ndryshon, $q = Q/L_{\min}$.

Llogaritja e dhëmbëve në përkulje

Zakonisht llogaritja në përkulje i bëhet dhëmbëve të rrotës, pasi materiali i burmës zgjidhet më i qëndrueshëm. Dhëmbët helikoidalë të rrotës mund të supozohen dhëmbë të pjerrët me një profil që rrit qëndrueshmërinë në përkulje rreth 40%. Kështu pranojmë me afërsi të madhe formulën që

përcakton tensionet max. të seksionit më të rrezikshëm të dhëmbit të pjerrët, duke bërë ndryshime $\beta - \gamma$ dhe moduli m bëhet $m \cos \gamma$. Kushti i qëndrueshmërisë në përkulje:

$$\sigma_{pk} = 0,91 \frac{QK}{m_y D_{p1}} \cos^2 \gamma \leq [\sigma]_{pk} \quad (23.4)$$

ku: Q forca normale

K koeficienti që merr parasysh përqëndrimin e ngarkesave dhe forcat dinamike

γ këndi i ngjitjes së dhëmbit helikoidal

m moduli

y koeficienti i formës së dhëmbit (merret në manuale)

D_{p1} diametri primitiv i burmës

$[\sigma]_{pk}$ tensionet e lejueshme në përkulje (merret në manuale)

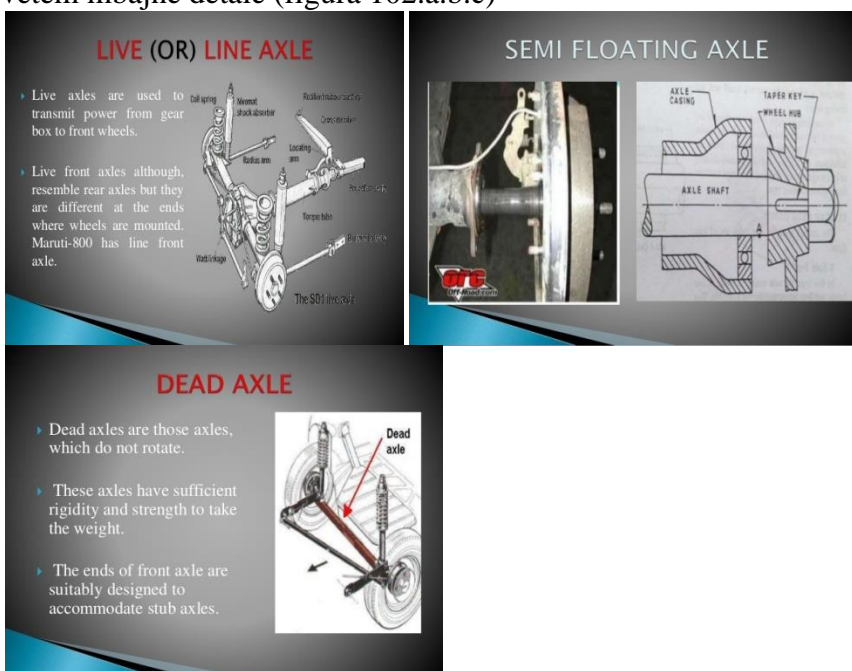
Llogaritja e dhëmbëve në kontakt

Më parë kemi përmendur se ingranimi i burmës me rrotën është i njëjtë me atë të një rrote me dhëmbë të pjerrët me një kremalierë., prandaj themi me afërsi se tensionet në kontakt të çiftit burmë-rrotë do të përcaktohen nga e njëjta formulë si tek rrotat me dhëmbë të pjerrët me ndryshimet përkatëse. Kushti i qëndrueshmërisë në kontakt për rrotën jepet sipas formulës:

$$\sigma_{pk} = 0,418 \sqrt{\frac{QEK \cos \gamma}{1,18 D_{p1} \rho}} \leq [\sigma]_{pk} \quad (23.5)$$

Tema 24. Akset dhe boshtet, njohuri të përgjithshme, vecoritë përdorimet, llogaritja e tyre

Akset e boshtet janë detale të makinave, të cilat shërbejnë për mbajtjen e një ose më shumë detaleve që rrotullohen. Boshtet janë në të gjitha rastet të rrotullueshme, kurse akset jo gjithmonë. Nga pamja e jashtme nuk dallohen, kanë të njëjtën formë gjeometrike me seksion rrethor, me seksion të njëjtë në të gjithë gjatësinë ose të ndryshueshëm, por nga puna që kryejnë në makinë ose në mekanizëm ndryshojnë. Boshtet transmetojnë punë (moment përdredhës) dhe gjatë transmetimit punojnë edhe në përkulje, kurse akset jo, ato në ndryshim nga boshtet ndodhen gjithmonë nën ngarkesa përkulëse, pasi vetëm mbajnë detale (figura 102.a.b.c)



a) b) c)

Figura 102.a.b.c. Forma konstruktive të boshteve ose akseve

Pern-i është ajo pjesë e boshtit a aksit që mbështetet në kushineta dhe ju transmeton atyre forcat radiale e pjesërisht aksiale (figura.103.a)

Thundra është ajo pjesë e boshtit nëpërmjet së cilës aksi ose boshti i transmeton kushinetës vetëm forca aksiale(figura.103.b)



a)

b)

Figura 103.a.b. Forma konstruktive të pername e thundrave më të përdorshme

Në praktikën e ndërtimit të pername e thundrave më të përdorshmet janë perna me një shkallëzim që përdoren në ato raste kur boshti ose aksi është i paisur me dy perna të tillë ose një perna e një qafë, kështu mënjanohet zhvendosja aksiale e boshtit. Ndërsa një perna i vetëm më dy shkallëzime nuk lejon zhvendosjen aksiale të boshtit ose aksit. Kur forcat aksiale përveç forcave radiale janë relativisht të mëdha, përdoren pernat konikë, kurse në rastet e levizjeve të pakufizuara të aksit ose boshtit, përdoren pernat sferike. Për thundrat që punojnë nën ngarkesa aksiale e shpejtësi të vogla, përdoren ato me sipërfaqe të rrafshët, kurse për shpejtësi mesatare përdoren ato unazore, për ngarkesa të mëdha ato me shumë unaza.

Forma e një aksi apo një boshti bëhet në varësi të elementëve që do të mbajë dhe të forcave që do të transmetohen p. sh gjatësia merret në varësi të elementëve që do të montohen në to dhe sipas largësisë së mbështetëseve (figura 104).



Type 1

Type 2

PART NO.	DESCRIPTION				DIMENSIONS						
	TYPE	SPINDLE	CAPACITY	UNIT WT.	A	B	C	D	E	F	
SP-150BT8-SQ	1	BT8	1,000 lb.	2.60 lb.	1.50"	3.32"	8.25"	1.23"	0.999"	0.999"	
SP-150BT16-SQ	1	BT16	1,250	2.90	1.50"	3.32"	8.25"	1.48"	1.062"	1.062"	
SP-20484-SQ w/seal ring	2	#84	1,750	3.50	1.50"	3.53"	8.25"	1.72"	1.376"	1.062"	
SP-35684-SQ	2	#84	1,750	4.00	1.75"	6.05"	11.00"	1.72"	1.376"	1.062"	
SP-50642-SQ w/seal ring	2	#42	3,500	5.00	2.00"	5.93"	11.00"	2.25"	1.749"	1.249"	

Figura 104

Kundrejt forcave aksi ose boshti duhet të zgjidhet i tillë që të sigurojë qëndrueshmëri të mjaftueshme, të jetë i qëndrueshëm ndaj konsumit, gërryerja etj.

Llogaritja në qëndrueshmëri

a. **Akset** punojnë në përkulje prandaj llogaritjen në qëndrueshmëri të tyre e bëjmë në përkulje. Ndërtojmë skemën e ngarkimit të aksit duke menduar se ai është i parrotullueshëm e bëjmë llogaritjen:

1. Përcaktojmë kundërveprimet në mbështetje R_A e R_B nga ku $R_A = R_B = P/2$
2. Ndërtojmë diagramën e M_{pk} duke llogaritur $M_{pkmax} = R_A l/2 = P/2 \times l/2 = Pl/4$
3. Përcaktojmë diametrat në seksionet më tërrezikshëm ku M_{pkmax} . Për këtë shkruajmë kushtin e qëndrueshmërisë në përkulje: $\sigma_{pk} = M_{pkmax} / \ddot{E}_x \leq [\sigma]_{pk}$ ku \ddot{E}_x është momenti polar ($\ddot{E}_x = \pi d^3/32 = 0,1d^3$), nga ku nxjerrim:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{Pl}{0,4[\sigma]_{pk}}} \quad (24.1)$$

b. **Boshtet** për të cilët dallojmë dy raste të llogaritjes tyre në qëndrueshmëri.

1. Kur vlera e M_{pd} që vepron në bosht është shumë më e madhe se M_{pk} . Në këtë rast nuk e marrim parasysh M_{pk} e bëjmë llogaritjen e diametrit të boshtit në përdredhje bazuar në kushtin e qëndrueshmërisë në përdredhje: $\tau_{pd} = M_{pd} / \ddot{E}_p \leq [\tau]_{pd}$ ku \ddot{E}_p është momenti polar ($\ddot{E}_p = \pi d^3/16 = 0,2d^3$), nga ku nxjerrim:

$$d \geq A \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (24.2)$$

ku madhësia e A varet nga materiali e regjimi i punës, për boshtet shkon $8 \div 23$

2. Kur vlerat e M_{pd} e M_{pk} janë të mëdha, boshti llogaritet në qëndrueshmëri të përbërë, në përkulje e përdredhje sipas këtij rendi llogaritës:

- Përcaktohen kundërveprimet në mbështetje me anën e dy ekuacioneve të ekuilibrit
 $\sum M(F)_{AoseB} = 0$
 $\sum Proj(F)_x = 0$ nga ku përcaktojmë R_A e R_B
- Ndërtojmë diagramën e M_{pk} dhe përcaktojmë momentin me vlerë më të madhe në seksionet e ndryshme të boshtit.
- Ndërtojmë diagramën e M_{pd} e përcaktojmë vlerën e tij.
- Përcaktojmë diametrat në seksionet më të rrezikshme të boshtit ku kemi vlera më të mëdha të dy momenteve. Për këtë shkruajmë kushtin e qëndrueshmërisë për seksionet që bëjmë llogaritjen: $\sigma_{red1} = M_{red1} / \ddot{E}_x \leq [\sigma_{-1}]_{pk}$. Në kusht kemi shprehur σ_{red1} pasi në boshte lindin σ_{pk} e τ_{pd} , gjithashtu M_{red1} është momenti i reduktuar në seksionin I-I të boshtit nga ku:

$$d_{I-I} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{red1}}{0,1[\sigma_{-1}]_{pk}}} \quad (24.3)$$

Kështu llogarisim edhe në seksionet e tjera të boshtit diametrat. Shohim që si për akset që rrotullohen edhe për boshtet si tensione të lejuara merren tensionet që ndryshojnë sipas ciklit simetrik $[\sigma_{-1}]_{pk}$.

Dimë që tensionet e lejuara normale ose tangjenciale të akseve ose boshteve llogariten:

$$[\sigma] = \sigma_{kuf}/n \quad \text{ose} \quad [\tau] = \tau_{kuf}/n$$

Si tensione kufitare për materialet plastike si celiku merren σ_R e σ_q (tensionet e rrjedhshmërisë e qëndrueshmërisë celikut), kurse për materialet e sarta si giza merret tensioni qëndrueshmërisë σ_q . Vlerat e tyre jepen në tabela në varësi të materialit nga i cili përgatitet boshti të përcaktuara në provat në tërheqje në laboratorë (p. sh, boshti motorrik motorrit me djegie të brendshme).

Llogaritja e pernit ose e thundrës

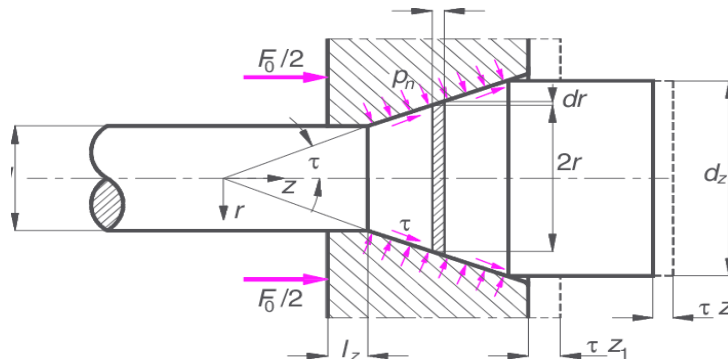


Figura 105

Këto llogariten në:

- në qëndrueshmëri - perni nën veprimin e kundërveprimit R punon në përkulje e thundra në shtypje (figura 105)
- në lubrifikim - gjatë rrotullimit të aksit ose boshtit, perni ose thundra fërkohet në kushinetë, ku lind nevoja e lubrifikimit për të ulur fërkimin sipërfaqësor. Vaji ose graso mundet të qëndrojë nëse presioni specifik i krijuar të mos kalojë presionin specifik të lejuar.
- në nxehtësi – për numër të madh rrotullimesh të aksit, ndërmjet sipërfaqeve në kontakt zhvillohet nxehtësi si rezultat i shndërrimit të energjisë mekanike (fërkimit) në energji termike (nxehtësi). Me rritjen e temperaturës lubrifikanti humbet viskozitetin e tij e digjet, duke prishur cilësinë kryesore të tij, e cila sjell konsumin e pernit ose kushinetës (p.sh qafat e bangos e të bjellave).

Tema 25. Mbështetëset e akseve dhe të boshteve (kushinetat), njohuri të përgjithshme, veçoritë, rregullat e montimit.

Zgjedhja e mbështetëses do të varej nga konstruksioni, forcat që transmetohen dhe nga shpejtësia e rrotullimit të pernit, prandaj ato janë të ndryshme, të thjeshta ose të ndërlikuara.

Pjesën e mbajtëses që mban pernin (qafën e aksit ose të boshtit) do ta quajmë kushinetë ku rrotullimi i pernit në kushinetë mund të bëhet me rrëshqitje ose rrokullisje (figura 106), prandaj dallojmë:

- Kushineta me rrëshqitje në të cilat fërkimi është më i madh, ku lubrifikimi tyre dhe mënyra se si bëhet luan një rol të rëndësishëm. Fërkimi që lind midis pernit dhe kushinetës mund të jetë i thatë pa element lubrifikues, fërkim $\frac{1}{2}$ i thatë ku lubrifikimi është i pjesshëm (futet në fillim të punës), fërkim $\frac{1}{2}$ i lëngshëm ku midis sipërfaqeve të kontaktit kemi një shtresë të hollë lubrifikanti (vaj ose graso), fërkim i lëngshëm kur midis sipërfaqeve punuese lubrifikanti hyn me presion (kujto detalet e motorrit me djegie të brendshme). Kushineta e thjeshtë është një element i vecantë që përfaqëson një bokol, e cila ka formën e një tubi të paisur me vrimën për kalimin e vajit si dhe kanalën e tij. Zakonisht përdoren kushinetat rrëshqitëse prej 2 gjysmëbokolash, të cilat kur bashkohen formojnë kanal për lubrifikim. Gjatësia e tyre merret në varësi të diametrit të pernit. P.sh në akset e boshtet e transmisioneve $l = (1 \div 2)d$, në makina $l = (0,5 \div 0,9)d$, trashësia e mureve $S = 5 \div 10 \text{ mm}$ etj. Materiali nga i cili ato përgatiten janë materiale kundër fërkimit, kryesisht babet me bazë kallaj (80% Sn), bronzet si lidhje e Cu me Sn, gizat kundër fërkimit, materialet metalo-qeramike si përzierje e metaleve pluhur të bronzit e çelikut me grafitin, ndonjëherë edhe materiale jo metalike, si goma e fortë, tekstoliti, grafit etj.
- Kushineta me rrokullisje në të cilat humbjet nga fërkimi janë më të vogla, pra dhe rreziku i nxehjes më i vogël, por këto kushineta nuk i qëndrojnë ngarkesave goditëse, si dhe për ngarkesa e përmasa të mëdha të aksit ose boshtit, përmasat e tyre do të rezultojnë shumë të mëdha. Vetë kushineta me rrokullisje përfaqëson një nyje më vete e përbërë nga unaza e jashtme, unaza e

brendshme, elementi rrokullisës sferë ose rrul të vendosur në 1, 2 ose më shumë radhë dhe kafazi (figura 107.a.b). Sipas standartit i kemi, kushineta radiale, aksiale, radiale-aksiale.

CLASSIFICATION OF BEARINGS

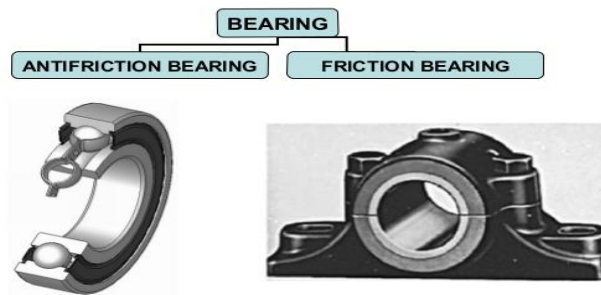


Figura 106. Kushineta rrëshqitëse e rrokullisëse

Kushineta gjendet nën veprimin e forcës që transmeton perni, forcë kjo që gjatë lëvizjes relative të sipërfaqeve të kontaktit krijon forcat e fërkimit. Këto forca bëjnë që pjesërisht të pengohet lëvizja e aksit ose boshtit dhe të sjellin konsumin e parakohshëm të kushinetës. Pikërisht fërkimi karakterizon punën e kushinetës.



Figura 107.a.b Elementët e kushinetave me rrokullisje

Mbajtëset formohen nga pjesa që çiftëzohet me trupin e makinës (bazamentin) dhe nga pjesa e çiftëzimit me pernin ose qafën e aksit apo boshtit, pjesë kjo më delikate. Mbajtëset e thjeshta, të pazbërthyeshme, të cilat luajnë rolin e kushinetës përdoren në konstruksione ku forcat dhe shpejtësitë janë shumë të vogla. Mbajtëset e zbërthyeshme përdoren zakonisht në konstruksione ku forcat dhe shpejtësitë e rrotullimit janë relativisht të mëdha si dhe kur kërkohet montim e cmontim i shpejtë. Këto mbajtëse përbëhen nga bazamenti, kapaku, bullonat lidhës të tyre, kushineta e kunjat për moslejimin e rrotullimit të $\frac{1}{2}$ bokolave (figura 108.a.b)

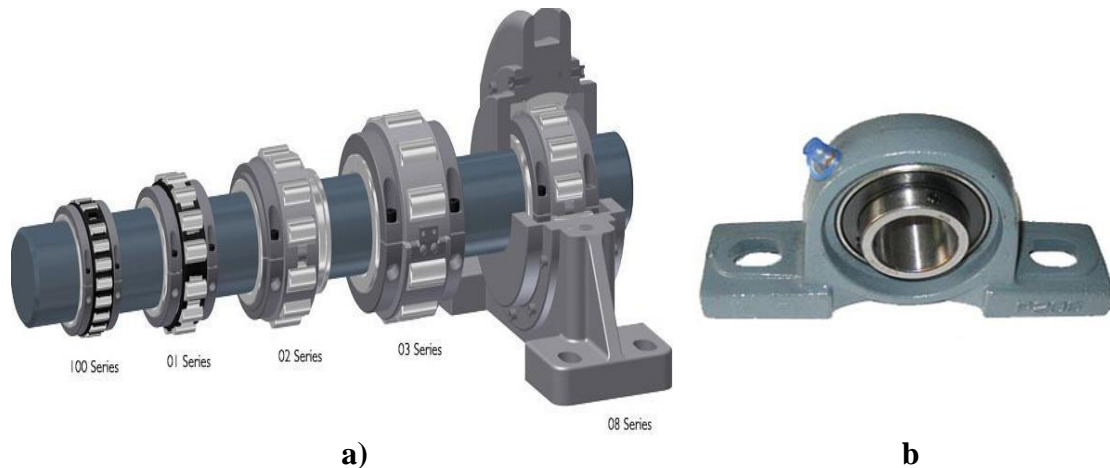


Figura 108.a.b. Mbështetëset e akseve ose të boshteve

Mënyrat e vendosjes, fiksimit dhe mbylljes së kushinetave me rrokullisje.

1. Vendosja (montimi) parashikon mënyrën e lidhjes së kushinetës me aksin ose boshtin dhe me mbajtësen. Për çdo rast kushineta vendoset në aks apo bosht në mënyrë të palëvizshme, ndërsa në mbajtëse sipas nyjes. Kur aksi ose boshti kanë 2 e më shumë pika mbështetje (kushineta) atëherë njëra nga kushinetat është e palëvizshme si në pern edhe në mbajtëse, kurse të tjerat të lira në mbajtëse. Qëllimi i vendosjes është të krijojmë një lidhje të përshtatshme, që të na sigurojë moszhvendosjen e aksit ose boshtit kundrejt kushinetës.
2. Fiksimi ka si qëllim të krijojë lidhje të palëvizshme të kushinetës me aksin a boshtin, domethënë unaza e brendshme fiks me aksian a boshtin dhe e jashtme me mbajtësen e kushinetës.
3. Mbyllja bëhet për të mos lejuar rrjedhjen e lubrifikantit si dhe për mbrojtje nga papastërtitë.

Tema 26. Llogaritja e kushinetave rrëshqitëse e rrokullisëse.

Llogaritja e kushinetave rrëshqitëse bëhet njësoj si llogaritja e pernit ose e thundrës, pasi janë të çiftëzuara bashkë e punojnë në të njëjtat kushte ngarkesash dhe kanë të njëjtat përmasa l e d . Bazohet kryesisht në regjimin e fërkimit, ku ato që punojnë në regjim $\frac{1}{2}$ thatë e $\frac{1}{2}$ të lëngshëm del e domosdoshme që presioni specifik e temperatura e nxehtësie së kushinetës apo pernit të mos i kalojë vlerat e lejuara. Presioni specifik i krijuar nga veprimi i forcës kundërvepruese R është një nga faktorët kryesorë që përcakton aftësinë punuese të kushinetës, kurse parametri pV përcakton qëndrueshmërinë e saj në nxehtësi. Kushti i aftësive punuese të kushinetës që punon me presion mesatar, për shpejtësi të vogla të pernit, do të përcaktohet nga formula:

$$p = R/dl \leq [p] \quad (26.1)$$

ku: $[p]$ presioni specifik i lejuar në N/cm^2

Meqë perni lëviz pa ndërprerje me shpejtësi të mëdha, duke ushtruar presion në kushinetë rrezikon ta dëmtojë atë nga mbinxehja. Kushti i mosnxehtësive së pernit është:

$$pV \leq [pV] \quad (26.2)$$

ku: V shpejtësia e lëvizjes pernit në m/s

Në llogaritjet projektuese kur ndodh që $p > [p]$ e $pV > [pV]$ është mirë të ndërrohet materiali i kushinetës ose të zgjatet kushineta, duke marrë gjatësinë l të saj më të madhe, por gjithmonë duke ruajtur raportin $l:d$ sipas rekomandimeve.

Zgjedhja e kushinetave me rrokullisje bëhet në varësi të ngarkesës, karakterit të veprimit të saj, drejtimit të ngarkesës, numrit të rrotullimeve, kohës së shërbimit në orë, (kushteve të punës).

Duke marrë parasysh këto faktorë për zgjedhjen e tyre nisemi nga përcaktimi i koeficientit të aftësisë për punë C , i cili parashikon qëndresën e kushinetës nën ngarkesën Q për kohën h (orë), duke menduar se unaza e brendshme ose e jashtme rrotullohen me n (rrot/min).

Pas provave të shumta praktika ka vërtetuar se mund të pranohet :

$$C = Q(n h)^{0.3} \quad (26.3)$$

Nëse do ta shohim për çdo tip kushinete ngarkesën konvencionale Q mund të kemi:

a. për kushinetat radiale-aksiale: $Q = (k_k R + mA) k_d k_t$ (26.4)

b. për kushinetat radiale: $Q = R k_k k_d k_t$ (26.5)

c. për kushinetat aksiale: $Q = A k_d k_t$ (26.6)

ku: R forca radiale

A forca aksiale

m koeficienti i kthimit të forcës aksiale në radiale, vlerat e të cilit jepen në manuale.

k_k koeficient, i cili merr parasysh se cila unazë rrotullohet e brendshme ose e jashtme.

k_d koeficienti dinamik, i cili merr parasysh forcat dinamike

k_t koeficienti i temperaturës, i cili merr parasysh nxehjen e kushinetës.

Tema 27. Sustat, njohuri të përgjithshme, veçoritë, llojet, karakteristikat, përdorimi.

Sustat kanë gjetur përdorim të gjere në makina e paisje për shkak të vetive elastike. Kështu ato përdoren: a) për të krijuar forca shtypëse e tërheqëse konstante ndërmjet detaleve të makinave e paisjeve (transmissionet me friksion, frenat etj.), b) për izolimin e dridhjeve e amortizimin e goditjeve (amortizatorët, balestrat etj.), c) për akumulimin e energjisë (sustat në mekanizmat e sahatëve, në paisjet automatike), d) për matjen e forcës (në dinamometra e paisje të tjera matëse). Sipas konstrukcionit dallojmë: susta spirale cilindrike, cilindrike të përbëra, të profiluara, spirale të sheshta, pjatë e balestrat (figura 109).

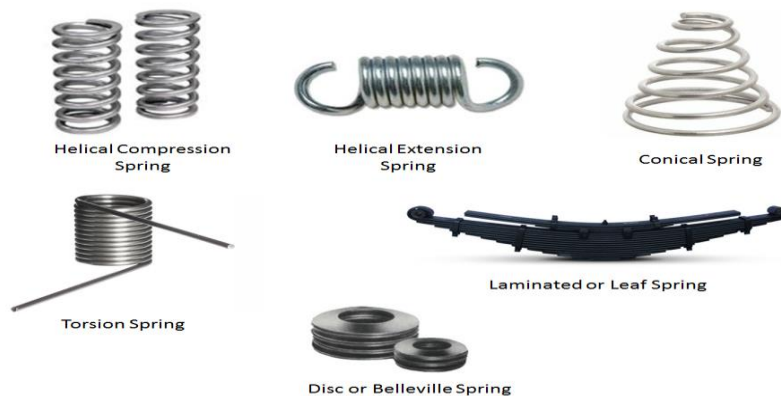


Figura 109. Llojet e sustave

Sustat spirale përgatiten prej teli me seksion rrethor (ndonjëherë katror), prej çeliku me përmbajtje të lartë karboni, çelik i lidhur për konstruksione si çelik manganik, silicik, kromo-manganik etj. Për sustat që punojnë në mjedise kimike aktive përdoret tel prej bronzi.

1. Sustat spirale cilindrike. Këto susta janë të thjeshta nga ana konstruktive dhe të përshtatshme për t'u vendosur në vendin e punës, prandaj dhe përdoren shumë në ndërtimin e makinave. Tek sustat prej teli me seksion rrethor tensionet e shformimit shpërndahen në mënyrë të njëtrajtshme dhe kostoja e tyre është më e vogël në krahasim me sustat e tjera. Sustat prej teli me seksion katror përdoren vetëm për ngarkesa shtypëse të mëdha. Në varësi nga lloji i ngarkimit këto susta ndahen në: susta që shtypen të, cilat kur përgatiten kanë hapësirë midis

spirave, susta që tërhiqen, të cilat mbështillen pa hapësirë njëra me tjetrën dhe ndërmjet tyre krijohet një forcë paraprake shtypëse e barabartë me $1/4 \div 1/3$ e ngarkesës kufitare. Për lidhjen e tyre me detalet e makinave në skaje përgatiten ganxha në formën e spirës së kthyer. Tip tjetër suste spirale cilindrike janë edhe sustat që përdridhen te ngjashme me ato që shtypen, por këto kanë ganxha për tu kapur me detalet e makinave.

2. Sustat spirale të përbëra (koncentrike) përdoren për ngarkesa të mëdha me qëllim që të zvogëlohen përmasat gabarite.
3. Sustat e profiluara mund të jenë konike, parabolike. Përdoren atëherë kur duhet rë këtë ngurtësi të ndryshueshme.
4. Sustat pjatë përbëhen prej disqeve konikë (pjata) e përdoren për ngarkesa të mëdha e përmasa relativisht të vogla, si p.sh tek amortizatorët.
5. Sustat spirale të sheshta përgatiten prej shiriti të hollë celiku me karbon të cilësisë së lartë e përdoren për akumulimin e energjisë.
6. Balestrat me fletë përbëhen prej fletësh çeliku te lidhur për konstruksione me silicium me gjatësi të ndryshme. Përdoren si element elastik pjesë e varësës së automobilit, vagonëve hekurrudhorë etj.

Tema 28. Bashkueset, njohuri të përgjithshme për bashkueset, llojet e tyre.

Bashkueset (xhuntat) janë nyje që shërbejnë për të bashkuar boshtet njeri me tjetrin ose për të bashkuar boshtin me detalet që ndodhen mbi të, për transmetimin e momentit përdredhës. Gjithashtu xhuntat kryejnë edhe funksionet e mëposhtme: bëjnë kompensimin e zhvendosjeve jo të mëdha aksiale, radiale e këndore të njërit bosht kundrejt tjetrit; ruajtjen e makinës nga thyerjet gjatë mbingarkesave; zvogëlimin e goditjeve gjatë lëshimit e regjimeve të punës së makinës; realizimin e bashkimit e shkëputjes së boshteve midis tyre si dhe të detaleve që ndodhen në to gjatë kohës së punës së makinës (figura 110).

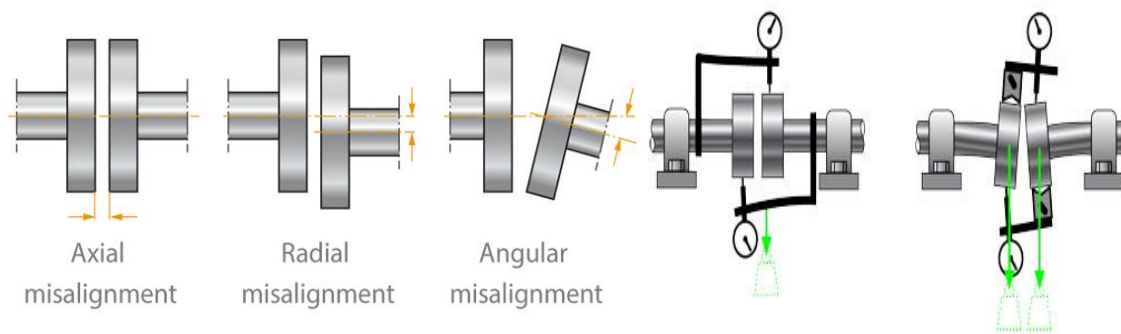


Figura 110. Zhvendosjet aksiale, radiale e këndore të boshteve kundrejt njeri tjetrit

Nga format e shumta konstruktive xhuntat i grupojmë:

- a. Të palëvizshme (xhuntat bokol), që bashkojnë dy boshte duke marrë një lidhje që punon si një e vetme.
- b. Të komandueshme ose të shkëputshme, të cilat bashkojnë dhe shkëpusin boshtet gjatë kohës së punës makinës me ndihmën e mekanizmit të komandimit.
- c. Kompensuese, të cilat bashkojnë boshtet që kanë një zhvendosje jo të madhe relative.
- d. Vetëkomanduese ose automatike, të cilat shërbejnë për ndarjen automatike të boshteve, në rastet kur njeri prej parametrave të punës makinës ndryshon, si momenti i rrotullimeve, kahu i rrotullimit etj. Këto xhunta mund të jenë; xhunta siguruuese; xhunta centrifugale; xhunta me transmetim në një drejtim.

Tema 29. Bashkueset me fllanxhë, bashkueset e lëvizshme, bashkueset elastike, bashkueset e shkëputshme, bashkueset konike me fërkim dhe bashkueset vetëkomanduese, përdorimi, vecoritë dhe llogaritja e tyre.

1. Bashkueset me fllanxhë (xhuntat diskore) si edhe xhuntat e palëvizshme përdoren për bashkimin e boshteve, akset e të cilave përputhen me saktësi. Këto bashkuese përbëhen nga dy $\frac{1}{2}$ xhunta që kanë formën e disqeve (fllanxhave) të vendosura në fundet e boshteve me presim të lehtë e më pas bashkohen me bullona. Gjysmëxhuntat bashkohen me boshtet me kieveta prizmatike, për të siguruar transmetimin e momentit përdredhës (figura 111). Bashkueset me fllanxha realizojnë një lidhje të sigurtë të boshteve, janë të thjeshta nga ana konstruktive e me kosto të ulët, por kanë të metë se kërkojnë saktësi në montim dhe në përgatitjen e detaleve. Gjithashtu këto xhunta kanë edhe gabarite të mëdha sipas diametrit. Përgatiten prej gize GH 21-40, çeliku 35, 40 në diapazonin e përmasave si më poshtë:

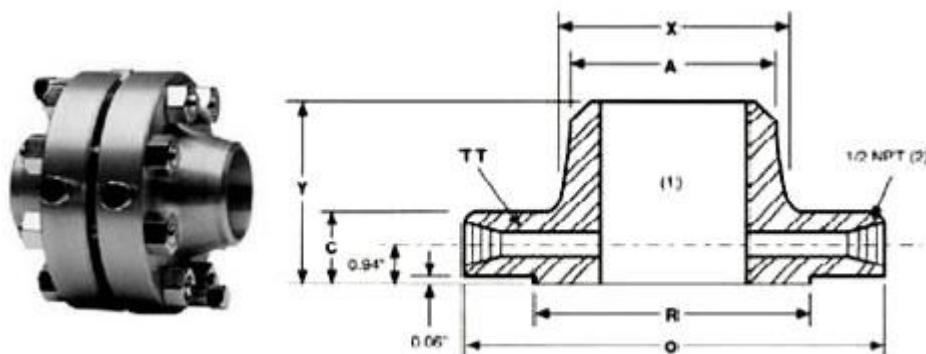


Figura 111. Xhuntat me fllanxhë

$d = 12 \div 120$ mm; momenti përdredhës i lejuar $M = 15 \div 56000$ Nm; $D = 90 \div 560$ mm; $L = 60 \div 700$ mm; $L_1 = 65 \div 710$ mm; $B = 40 \div 180$ mm. Për këto xhunta këshillohen këto raporte përmasash: $D \approx (5.5 \div 3)d$; $L \approx (4 \div 2.5)d$; $B \approx (3 \div 1)d$; $D_0 \approx [D + (2 \div 1.5)d]/2$; numri i bulonave $Z = 4 \div 8$.

2. Xhuntat kompensuese të cilat futen në grupin e xhuntave të ngurta, lejojnë zhvendosje jo të mëdha aksiale, radiale dhe këndore të njërit bosht kundrejt tjetrit, por që nuk zbusin goditjet. Xhuntat kompensuese elastike zbusin goditjet për shkak të shformimit të elementëve elastikë që transmetojnë momentin përdredhës. Këto xhunta këshillohet të përdoren për bashkimin e boshteve kur mungon bazamenti për agregatin ose kur montimi në shasi nuk siguron ngurtësi të lartë. Zhvendosja reciproke e boshteve që bashkohen mund të jetë si pasojë e gabimeve të montimit të agregatit, si dhe pasojë e shformimeve termike e elastike të boshteve (fig. 112.d).
 - a. Xhuntat kryqë kompensojnë zhvendosjet radiale, zhvendosjet jo të mëdha aksiale dhe këndore të boshteve. Përbëhen nga dy $\frac{1}{2}$ xhunta me kanale radiale të vendosura në fundet e boshteve dhe kryqit, i cili në ballin e tij ka dy të dala të vendosura diametralisht dhe që janë reciprokisht normalë (fig.29.2.a). Transmetimi i momentit përdredhës nga gjysmëxhunta në realizohet nëpërmjet kryqit, ku të dalat e kryqit futen në kanalet e gjysmëxhuntave. Kjo lloj bashkuese është e ngurtë, ku për fiksimin e saj përdoren vidha fiksuese. Materiali i xhuntës është çelik 45D ose gizë me qëndrueshmëri të lartë GH60-2, kurse materiali i kryqit është çelik 45D. Bashkueset kryqë përgatiten në këtë diapazon të parametrave:

$d = 15 \div 150\text{mm}$; $M = 120 \div 20000 \text{ Nm}$; $D = 70 \div 340\text{mm}$; $L = 95 \div 550\text{mm}$; $h = 10 \div 55\text{mm}$;
 $S = 0,5 \div 1,5\text{mm}$. Për këto xhunta këshillohen këto raporte përmasash:
 $D \approx (3 \div 2,5)d$; $L \approx (4 \div 3,5)d$; $h \approx (0,45 \div 0,3)d$.

- b. Xhuntat çernierë përdoren për bashkimin e boshteve, akset e të cilave ndodhen nën një kënd të madh ($40 \div 45^\circ$), ose kur ato zhvendosen nga kushtet e shfrytëzimit. Përdorim të tyre gjejmë tek transmisioni kardanic të mekanizmit të transmetimit të fuqisë tek automobilat, në makinat laminuese për transmetimin e rrotullimeve nga shpindeli kryesor në shpindelët e tjerë. Përbëhet nga pirunët dhe kunji (figura 29.2.b). Piruni përgatitet prej çeliku të lidhur për konstruksione të markës 40Cr, çelik 40, 35 ose 25D dhe kryqi prej çeliku për kushineta. Bashkueset çernierë duhet të lubrifikohen dhe të mbrohen nga papastërtitë gjatë punimit të nyjeve e aggregateve. Bashkueset me një çernierë të konstruksionit të zakonshëm kanë të metë se boshti që merr lëvizjen nuk rrotullohet njëtrajtësisht me boshtin motorrik, nëse akset e këtyre boshteve nuk përputhen. Sinkronizimi i rrotullimeve të boshtit të udhëzuar me boshtin motorrik realizohet me anën e dy xhuntave çerniere, në mënyrë që xhunta e dytë të kompensojë rrotullimin jo të njëtrajtshëm që e jep e para. Megjithatë është e domosdoshme të plotësohen këto kushte:
1. Akset e boshteve duhet të vendosen në të njëjtin kënd α kundrejt aksit të boshtit të ndërmjetëm
 2. Pirunët e boshtit, duhet të shrihen në të njëjtin rrafsh

Me plotësimin e këtyre dy kushteve kemi $\omega_1 = \omega_2$ (shpejtësitë këndore të dy boshteve janë të barabarta). Nëse gjatë punës kemi ndryshim të pozicionit reciprok të dy boshteve (të ndryshimit të largësisë midis tyre), atëherë boshti i ndërmjetëm bëhet teleskopik (i zgjatshëm), si tek transmisioni kardanic tek automobilat.

- c. Bashkueset elastike me bokola dhe spinota. Këto bashkuese kanë përdorim të gjerë tek transmisionet nga elektromotori. Gjysmëxhuntat vendosen në fundet e boshteve me interferencë e me kiaveta prizmatike. Në njerën mbërthehen spinotat me fundin konik, ku janë vendosur bokolat prej gome, të cilat hynë në vrimat cilindrike të gjysmëxhuntës tjetër. Gjatë transmetimit të momentit përdredhës, bokolat e gomës shformohen duke zvogëluar goditjet, por kjo aftësi amortizuese është e vogël (kompenson zhvendosje të vogla radiale, këndore e aksiale). Materiali xhuntave është gizë GH 21-40, çelik 30 ose i derdhur 35D, spinotat përgatiten prej çeliku 45, bokolat prej gome.
- Këto xhunto përgatiten në këtë diapazon parametrash: $d = 16 \div 150\text{mm}$; $M = 32 \div 15000 \text{ Nm}$; $D = 90 \div 500\text{mm}$; $L = 84 \div 515\text{mm}$; $D_1 = 58 \div 380\text{mm}$; numri i spinotave $Z = 4 \div 10$.
- d. Bashkueset konike me fërkim (xhuntat friksione) mund të bashkojnë boshtet nën ngarkesë dhe me ndryshim të madh të shpejtësisë këndore të tyre në çastin e mbylljes së xhuntës. Për shkak të rrëshqitjes në castin e mbylljes xhuntës friksion lëshimi i boshtit të udhëzuar bëhet i qetë. Njëra gjysmëxhuntë mbërthehet në bosht me interferencë e kiavetë, kurse tjetra lëviz në drejtim aksial. Duke ushtruar në pjesën e lëvizshme forcën aksiale Q , xhunta mbyllet dhe sigurohet transmetimi i momentit për shkak të forcave të fërkimit në sipërfaqet ballore të takimit të gjysmëxhuntave.
- e. Bashkueset vetëkomanduese ose automatike përdoren për transmetimin e momentit që nuk kalon një vlerë të caktuar. Nëse e kalon vlerën e lejuar kjo xhuntë e quajtur shpesh xhunta siguroese, automatikisht shpëput boshtet, ose boshtin me detalin. Në këtë grup hynë edhe xhuntat me kunjë që shkatërrohen, të cilat përdoren për mbrojtjen e detaleve të makinës nga mbingarkesat, rrjedhimisht thyerja. Gjysmëxhuntat lidhen me kunjë cilindrikë të vendosura në bokola çeliku të kalitura. Momenti transmetohet nga njëra gjysmëxhuntë tek tjetra vetëm nëpërmjet kunjave, të cilët punojnë në prerje. Kunjat gjatë mbingarkesave priten dhe për përdorim të mëtejshëm duhet të zëvendësohen.

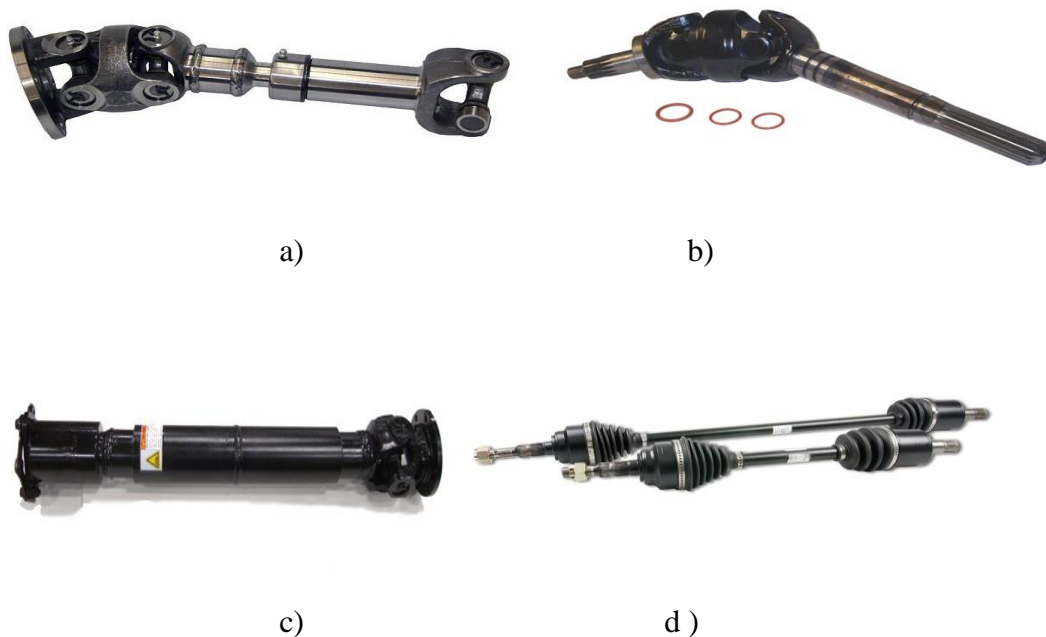


Figura 112.a.b.c.d. Llojet e xhuntave më të përdorura

Tema 30. Makinat ngritëse (vinçat) dhe transportuese (elevatorët, ashensorët, teleferikët), llojet, veçoritë dhe përdorimi tyre.

Elementët e makinave ngritëse – transportuese

Këto makina i ndjmë në dy grupe kryesore:

- a. Makina ngritëse – transportuese me ndërprerje ku bëjnë pjesë:
 1. Makinat e thjeshta me një drejtim lëvizje, si: levat, makaratë, polispaset etj.
 2. Makinat e kombinuara me një drejtim lëvizje si: arganelot, ashensorët etj.
 3. Ngritësit me lëvizje horizontale si: vinçat e rrotullueshëm, portal, kolonë etj.
 4. Makinat ngritëse me lëvizje horizontale e vertikale të peshës si: vinçat urë, teleferikët etj.
- b. Makinat ngritëse transportuese pa ndërprerje ku bëjnë pjesë:
 1. Makinat me organ tërheqës si: transportuesit me shirit, pllaka ose kuti, elevatorët, konvejerët, etj.
 2. Makinat pa organin tërheqës si: transportuesit me rrula, transportuesit me shnek, transportuesit me inerci, pneumotransportet, etj.

Makaratë shërbejnë për mbajtjen ose drejtimin e litarit me funksion drejtues e funksion udhëzues. Makaratë drejtuese bëjnë ndryshimin e drejtimit të lëvizjes së litarit, kurse makaratë udhëzuese vënë në lëvizje litarin.

Polispasti është element ndihmës i makinave ngritëse, duke ndihmuar në zvogëlimin e forcës tërheqëse në dëm të shpejtësisë. Polispastet formohen si nyja më vete nga bashkimi i një ose më shumë makarave të palëvizshme me një ose më shumë makara të lëvizshme (figura 113).

Zinxhirët përdoren shumë në makinat ngritëse transportuese, dallojmë zinxhirë me hallka, zinxhirë me pllaka të çernieruara, zinxhirë me bokola. Zinxhirët janë të standartizuara e llogaritja e tyre mbështetet në përcaktimin e të dhënave për zgjedhje.

Litarët përdoren në makinat ngritëse e mundet të jenë prej kërpi, pambuku e çeliku. Nga lloji i zinxhirit dhe i litarit varet konstruksioni i makarave dhe i tamburëve. Paisjet për kapjen e ngarkesës i përshtaten objektit që ngrenë ose zhvendosin, si çengelët e thjeshtë dhe të shoqëruara edhe me bllokun e makarave. Përdorim kanë gjetur edhe kapsat me mashë ndryshe të quajtura grejfer etj.

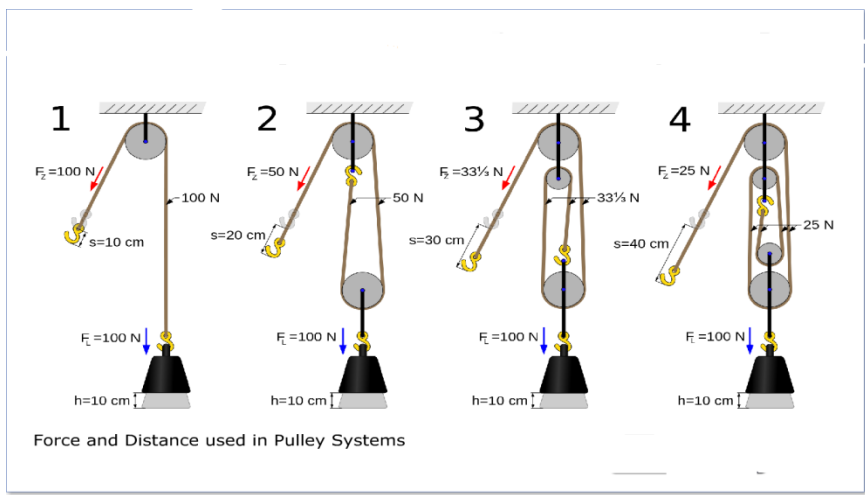


Figura 113

Në kapsat speciale kemi përfshirjen e mekanizmave me komandim mekanik, hidraulik, pneumatik, dhe elektrik nën drejtimin e vinçierit ose automatik.

Vinçat bëjnë pjesë në makinat ngritëse me ndërprerje me drejtime lëvizjesh të ndryshme sipas cilës i ndajmë në: vinça për lëvizje ngarkesash vetëm vertikale ose vetëm horizontale, ose për lëvizje horizontale dhe vertikale. Më shumë përdorim gjejnë vinçat urë me një e dy trarë (figura 114), vinçat e rrotullueshëm(vinçat portal, vinçat kolonë etj.). Mundet të jenë të lëvizshëm dhe të palëvizshëm.



Figura 114. Vinçat urë

- a. Vinçat e lëvizshëm përbëhen nga mekanizmi ulës-ngritës, rrotullues e zhvendosës
 - b. Vinçat e palëvizshëm përbëhen vetëm nga mekanizmi ulës-ngritës e rrotullues.
1. Mekanizmi ulës – ngritës bën zhvendosjen e ngarkesës vetëm në drejtim vertikal. Ky mekanizëm formohet nga elektromotorri, transmisioni, tamburi me polispastin (ose bllok

- çengelin) dhe konstruksionin mbajtës. Një mekanizëm ulës-ngritës karakterizohet nga madhësia(pesha) e ngarkesës që ngre, shpejtësia e lëvizjes dhe rruga(lartësia) që bën ngarkesa.
2. Mekanizmi rrotullues bën zhvendosjen e ngarkesës në drejtim horizontal(lëvizje horizontale të ngarkesës). Ky mekanizëm formohet nga elektromotorri, transmisioni dhe konstruksioni mbajtës. Në këtë mekanizëm rëndësi ka përcaktimi i drejtë i fuqisë motorrike dhe i raportit të transmisionit.
 3. Mekanizmi zhvendosës shërben për zhvendosjen e vinçit zbatuar në vinçat që lëvizin në shina, vinçat urë ose vetëm të mekanizmit ngritës zbatuar në vinçat flamur me hapësirë të ndryshueshme, në lëvizjen e karrocës së vinçit urë, etj. Ky mekanizëm përbëhet nga elektromotorri, transmisioni, konstruksioni metalik dhe grupi i makarave kur kemi lëvizje të mekanizmit ngritës. Një mekanizëm i lëvizjes së vinçit ose vetëm i karrocës karakterizohet nga:
 - a) pesha e vinçit së bashku me atë të ngarkesës, ose pesha e karrocës së bashku me ngarkesën,
 - b) shpejtësia e lëvizjes
 (figura 115).

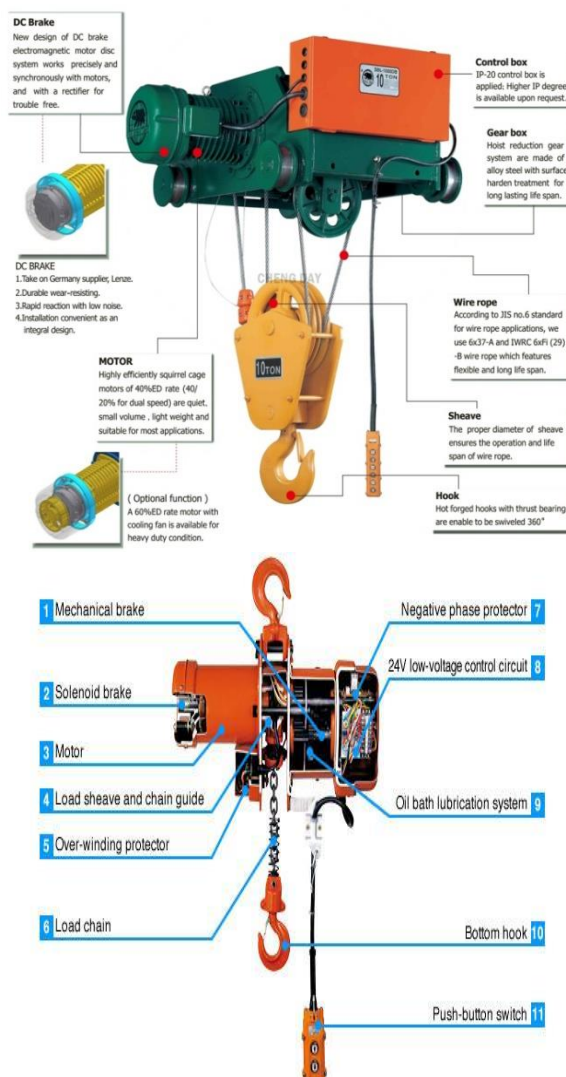


Figura 115. Elementët përbërës dhe mekanizmat tek vinçat

Ashensorët janë mekanizma të transportit vertikal të paracaktuar për transportin e pasagjerëve dhe ngarkesave në godina banimi, administrimi e prodhimi. Sot i gjen me komandim të automatizuar. Pavarësisht nga variantet e shumëllojshme të konstruksioneve të

ashensorëve për pasagjerë e për ngarkesa, paisjet kryesore të tyre janë: kabina, arganoja ngritëse, kablli, kundërpesha, motorri, paisja frenuese elektromanjetike dhe aparatet e komandimit. Të gjitha këto paisje vendosen në pjesën e sipërme e të poshtme të pusit. Në praktikë, ashensorët punojnë në një mënyrë paksa të ndryshme nga ngritësit e thjeshtë. Kabina e ashensorit është e balancuar nga një kundërpeshë e rëndë që peshon afërsisht njësoj sa kabina kur është e ngarkuar me gjysmën e kapacitetit të saj (me fjalë të tjera, pesha e vetë kabinës plus 40-50% të peshës totale që mund të mbajë). Kur ngrihet ashensori, kundërpesha shkon poshtë dhe anasjelltas, duke na sjellë këto avantazhe:

1. Në sajë të kundërpeshës, motori duhet të përdorë shumë më pak fuqi për të lëvizur kabinën lart ose poshtë. Duke supozuar se kabina dhe përmbajtja e saj peshojnë më shumë se kundërpesha, të gjithë motorët duhet të ngrenë diferencën në peshë midis të dyjave dhe të ofrojnë pak fuqi shtesë për të kapërcyer fërkimet në pulexha dhe kështu me radhë. Në fakt, ashensori nuk do të ishte 100%efikas: e gjithë energjia që mori nga furnizimi me energji elektrike nuk do të shndërrohej tërësisht në energji potenciale, një pjesë e saj do të humbte ndaj fërkimit, zhurmave, nxehtësisë, rezistencës së ajrit dhe humbjeve të tjera në mekanizëm. Pra, konsumi i vërtetë i energjisë do të ishte disi më i madh.
2. Meqenëse përfshihet më pak fuqi, ka më pak tension në kabllot - gjë që e bën ashensorin pak më të sigurt.
3. Kundërpesha zvogëlon sasinë e energjisë që motor duhet të përdorë, nëse motori po përdor më pak fuqi (forcë) për të lëvizur kabinën në të njëjtën distancë, po bën më pak punë kundër forcës së gravitetit.
4. Kundërpesha zvogëlon sasinë (forcën) e frenimit që duhet të përdorë ashensori. Imagjinoni nëse nuk ka asnjë kundërpeshë: një kabinë me ashensor të ngarkuar rëndë do të ishte vërtet e vështirë të tërhiqej, por në rrugën e kthimit do të kishte tendencë të përplasej në tokë nëse nuk do të kishte ndonjë lloj frenimi të fortë për ta ndaluar atë. Kundërpesha e bën më të lehtë kontrollin e makinës së ashensorit.

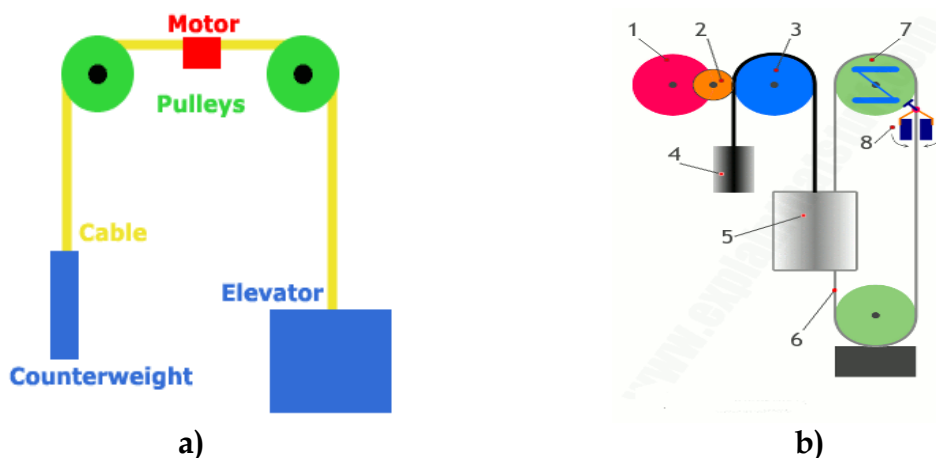


Figura 116.a.b Skema funksionale e makinës ngritëse transportuese

Në një dizajn tjetër, i njohur si një ashensor dyfish, dy kabina janë të lidhura me skajet e kundërta të të njëjtit kabëll dhe në mënyrë efektive balancojnë njëra-tjetrën duke mos pasur nevojë për një kundërpeshë.

Shumica e ashensorëve kanë një sistem tërësisht të veçantë të rregullimit të shpejtësisë, i quajtur rregullator, i cili përfaqson një volant të rëndë me krahë metalike brenda saj. Normalisht krahët mbahen në brendësi të rregullatorit, por nëse ngritja përshpejtohet, ata fluturojnë jashtë, duke shtyrë një mekanizëm levë që kalon një ose më shumë sisteme frenimi. Së pari, ata mund të ulin fuqinë në motorin e ngritjes. Nëse kjo dështon dhe ashensori

vazhdon të përshpejtohet, krahët do të fluturojnë edhe më tej dhe do të fusin një mekanizëm të dytë, duke aplikuar frenat. Disa rregullatorë janë plotësisht mekanike; të tjerët janë elektromagnetikë, të tjerët përdorin një përzierje të përbërësve mekanike dhe elektronike. Si punon rregullatori? (figura 116.b).

Motorët e ngritjes (1) drejtojnë ingranazhet (2) që e kthejnë pulexhën (3), që udhëzon kabllin kryesor. Kablli mbështet si kundërpeshën (4) dhe ngre kabinën (5). Një kabëll i veçantë rregullatori (6) është e lidhur me kabinën e ashensorit dhe mekanizmin e rregullatorit në të djathtë. Rregullatori përbëhet nga një volant me krahë centrifugale brenda saj (7). Nëse ashensori lëviz shumë shpejt, krahët fluturojnë jashtë, duke vepruar në një mekanizëm sigurie që zbaton frenat në kabllon e rregullatorit (8) dhe ngadalëson atë. Për shkak se kablli i rregullatorit është duke lëvizur më ngadalë se kabloja kryesore dhe vetë kabina, aktivizon një mekanizëm tjetër të frenave me fërkim, duke e çuar atë në mënyrë të qetë dhe të sigurtë.

Ashensorë moderne kanë sisteme të shumta sigurie. Kablli në një ashensor është i përbërë nga shumë tela metalike të thurur së bashku, kështu që një dëmtim i vogël i një pjese të kabllit nuk do të shkaktojë ndonjë problem fillimisht së paku. Shumica e ashensorëve gjithashtu kanë kablllo të shumëfishta dhe të pavarura që mbështesin çdo kabinë, kështu që dëmtimi i plotë i një kablli lë të tjerët të funksionojnë në vendin e vet. Edhe nëse të gjithë kabllot këputen, ky sistem do ta mbajë ende kabinën në vend.

Ashensorët që punojnë me kablllo dhe pulexha nganjëherë quhen ashensorë tërheqës, sepse ato përfshijnë një motor që tërheq një kabinë dhe kundërpeshë. Megjithatë, jo të gjithë ashensorët punojnë në këtë mënyrë. Në ndërtesa të vogla është mjaft e zakonshme të gjejmë ashensorë hidraulikë që ngrenë dhe ulin një makinë të vetme duke përdorur një ram hidraulik (pistoni i mbushur me lëng të ngjashëm me ato që operojnë me makina ndërtimi si buldozerë dhe vinça). Ashensorët hidraulikë janë mekanikisht më të thjeshtë dhe për këtë arsye janë më të lehtë për tu instaluar, por meqë ato zakonisht nuk përdorin kundërpeshë, ata konsumojnë më shumë fuqi ngritje dhe ulje të ngarkesës (figura 117)

HYDRAULIC ELEVATOR

- Hydraulic elevators are supported by a piston at the bottom of the elevator that pushes the elevator up. They are used for low-rise applications of 2-8 stories and travel at a maximum speed of 200 feet per minute. The machine room for hydraulic elevators is located at the lowest level adjacent to the elevator shaft.

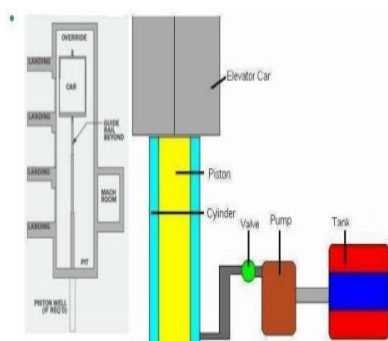


Figura 117. Ngritës hidraulik

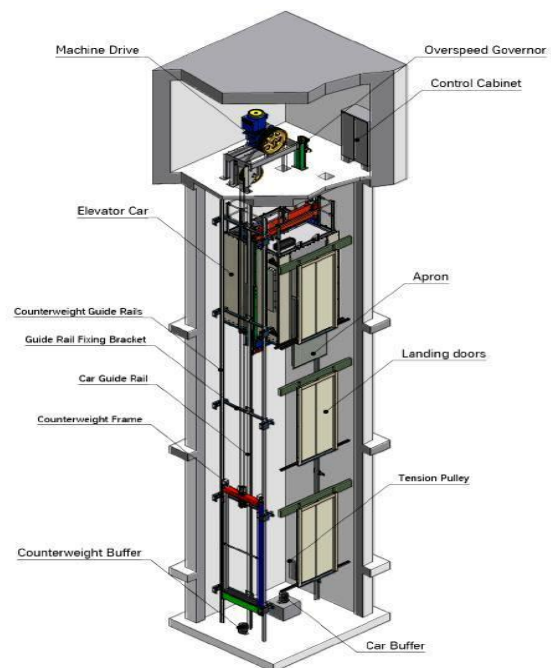


Figura 118 Ashensor

Teleferikët. Një teleferik është një nga sistemet e ndryshme të transportit kabllor që mbështeten në kabllor për të tërhequr automjete ose për t'i ulur ato me një ritëm të qëndrueshëm.

Një ashensor gondolë, në krahasim me një teleferik, është një mjet për transportin kabllor dhe llojin e ashensorit ajror i cili është i mbështetur dhe i shtyrë nga kabllot nga lart. Ai përbëhet nga një lak i kabllor çeliku që është i lidhur ndërmjet dy stacioneve, nganjëherë mbi kulla mbështetëse të ndërmjetme.

Teleferikët zakonisht llogariten në bazë të prodhimit të maksimale të mundshme që karakterizohet nga këta tregues: numri i pasagjerëve në kabinën – vagon (deri 70), nga shpejtësia e lëvizjes 8 – 10 m/s, nga masa e përgjithshme e vagonit zhvendosës 8 – 10 ton. Teleferikë të tillë kërkojnë nga transmisioni elektrik ndalimin e vagonit me përpikmëri të lartë si dhe nisje dhe frenim të rrjedhshëm. Ashtu si dhe në shumë mekanizma të tjerë me transportues të vazhdueshëm tek teleferikët si transmision elektrik përdoren motorrët sinkronë me rotor me faza, ku kërkesa kryesore e tyre është nisja dhe frenimi i rrjedhshëm, kjo për shkak të momentit të madh të inercisë që ka paisja mekanike e teleferikut dhe mbingarkesa e tij që lind gjatë ndryshimit të menjëhershëm të shpejtësisë. Koha e nisjes dhe e frenimit të transmisionit elektrik lëviz nga 10 -30 sek. Fuqia e motorit përcaktohet sipas forcës tërheqëse e shpejtësisë së lëvizjes. Gjatë zgjedhjes së transmisionit elektrik të teleferikut është shumë i rëndësishëm përcaktimi më parë i regjimeve të punës së tij në lidhje me pjerrësinë e trasesë dhe me ngarkesën në periudhën e punës. Motori elektrik mund të punojë vetëm në regjimin motor duke bërë ngritjen e kundërpeshave, vetëm në regjim gjenerator kur ulen kundërpeshat dhe me ngarkesë me shenja të ndryshme. P.sh. gjatë punës me karakter të përzier ngarkesa ndryshon shumë herë dhe motori punon herë me regjim motor e herë me regjim gjenerator.



Figura 119. Pamje teleferikësh

Tema 31. Paisjet ndaluese e frenuese

Paisjet ndaluese i gjejmë tek të gjitha makinat ngritëse transportuese, nga më të thjeshtat deri tek më të ndërlikuarat. Ndaluesi ka për qëllim ndalimin e ngarkesës në një pozicion të caktuar në kohën e shkyçjes së mekanizmit lëvizës, si dhe për moskthimin e ngarkesës. Në paisjet e thjeshta ndaluese hyjnë ato me dhëmbë, të cilat bëjnë ndalim me goditje dhe ato me fërkim, që bëjnë ndalim të qetë.

Ndaluesi me dhëmbë përbëhet nga një disk me dhëmbë në pjesën e jashtme ose të brendshme (figura 120) dhe nga një ose dy shqegëza. Disku i dhëmbëzuar montohet në boshtin kryesor të mekanizmit ngritës, kurse shqegëza në trupin e makinës. Gjatë punës shqegëza noton mbi disk dhe kur ndërpritet puna ajo ngulet në dhëmbë. Lëvizjet e saj mund të realizohen nga pesha e vet ose me ndërmjetësinë e sustës ose kundrapeshës. Forma

gjeometrike e dhëmbit të diskut merret në përshtatje me shqegzën dhe kërkesave ndaj qëndrueshmërisë së dhëmbit në përkulje. Numri dhëmbëve merret $Z = 6 \div 25$.

Frenat me nofulla e shirit janë pjesë e mekanizmit ngritës transportues dhe kanë qëllim të kryesor të ndalojnë mekanizmin lëvizës në kohën e shkycjes së motorrit, të kufizojnë shpejtësinë, të mbajnë ngarkesën në një pozicion të caktuar dhe në rast rreziku të bllokojnë mekanizmin lëvizës. Parimi punës së frenave mbështetet tek forcat e fërkimit që krijohen gjatë procesit të frenimit.

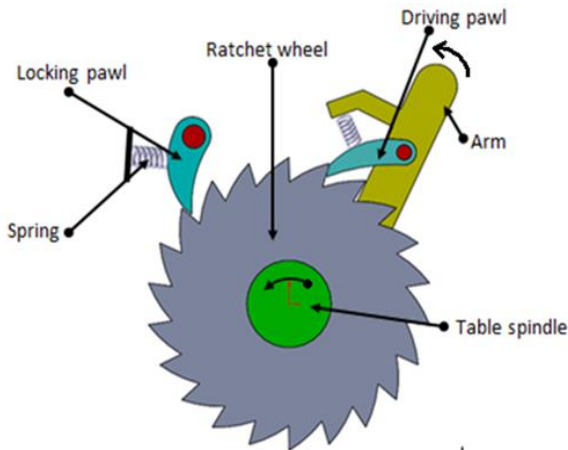


Figura 120 Mekanizmi me arpion

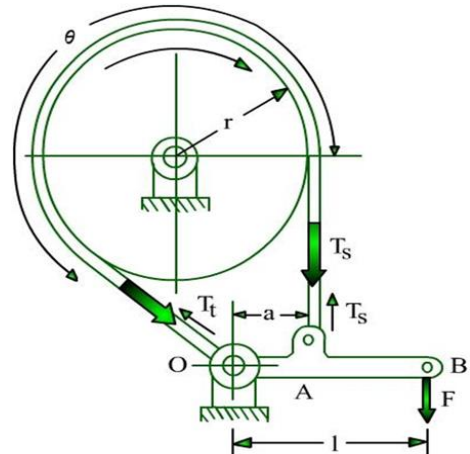
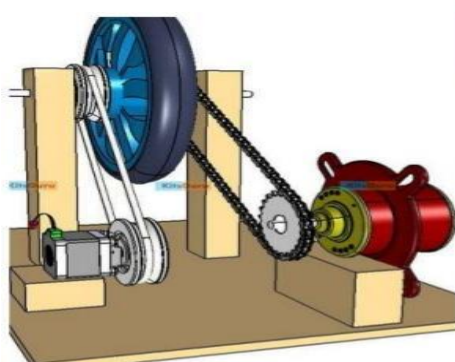


Figura 121 Ndaluesi me shirit

Frenat me nofull përdoren rregullisht në makinat për ngritje ngarkesash të vogla, kurse ato me dy nofulla për ngarkesa e shpejtësi të mëdha. Freni formohet nga pulexha, nga 1 ose 2 nofulla dhe mekanizmi i komandimit. Forma gjeometrike e nofullës i përshtatet pulexhës. Sipërfaqja punuese është e veshur me shtresë me koeficient fërkimi të madh, si ferrodë ku $k_f = 0,35$.

Frenat me shirit luajnë të njëjtin rol si frenat me nofull. Parimi punës këtu bazohet në forcën e fërkimit që lind gjatë shtrëngimit të rripit(shiritit) me pulexhën. Këtu vendin e nofullës e zë shiriti (figura 121). Mund të jenë të thjeshtë ose diferencialë ku sistemi levave të terheqjes së shiritit është më i ndërlikuar.

Frenat elektromagnetike (figura 122)



Electromagnetic Brakes

The kit Electromagnetic brakes also called electro-mechanical brakes or EM brakes slow or stop motion using electromagnetic force.

The Working principle of the Kit electromagnetic Brakes is based on the creation of eddy currents with in a metal discs rotating between two electro magnets, which set up a force opposing the rotation of the discs.

Figura 122. Ndaluesit elektromagnetik