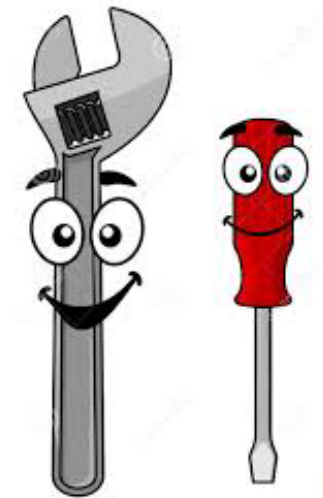
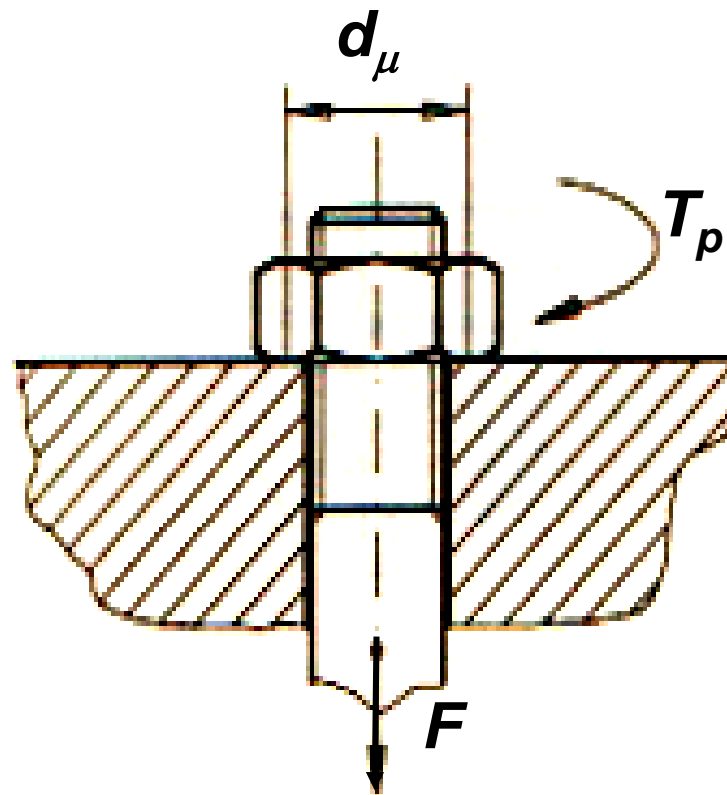


Прорачун навојних парова

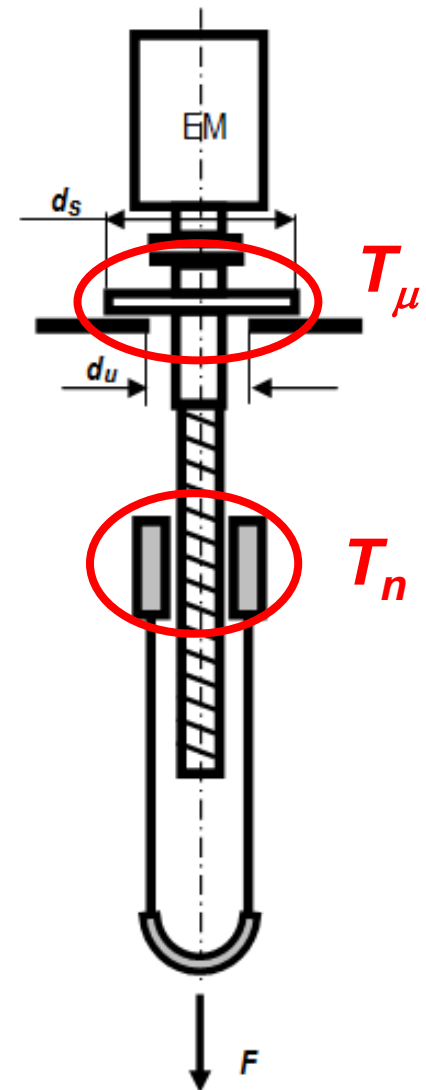


Ако је завртањ оптерећен аксијалном силом (F) онда је за обртање његове навртке кључем потребан момент (T_p).

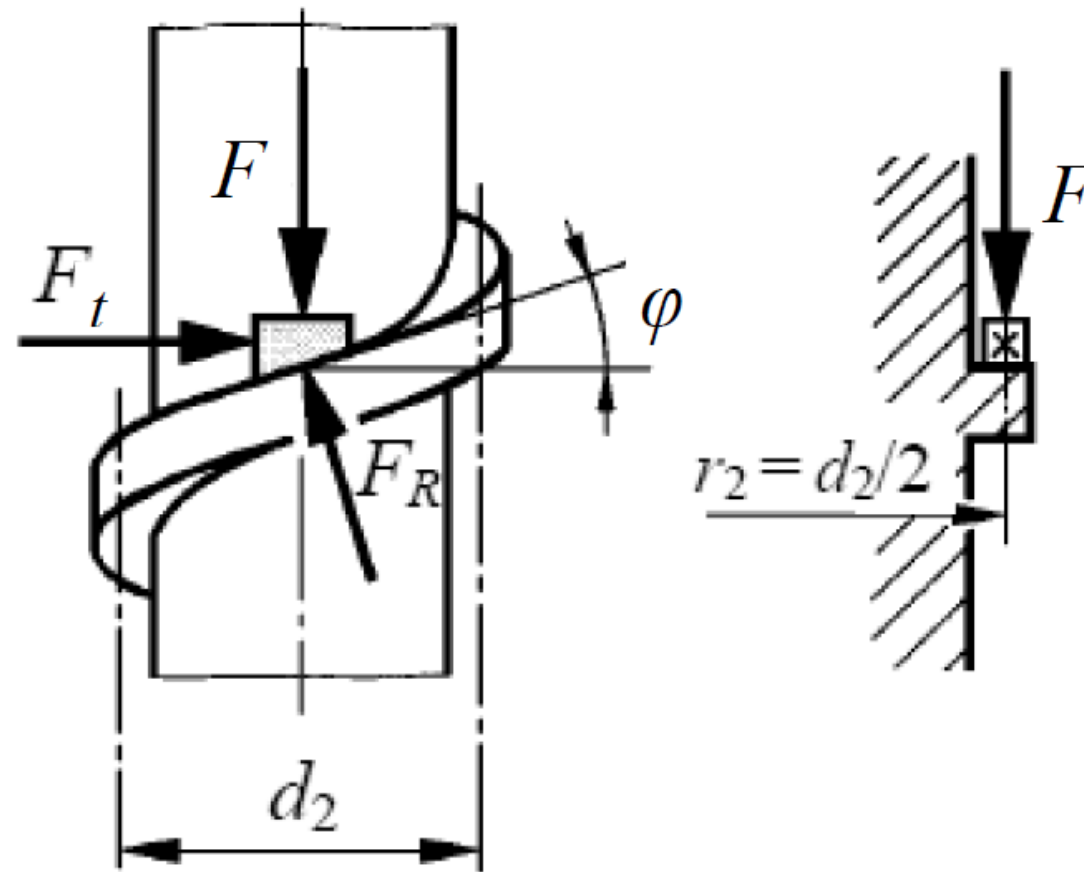


Тај момент представља збир обртног момента који служи за подизање терета и за савлађивање отпора трења на додирним површинама навојног споја (T_n) и обртног момента који служи за савлађивање отпора трења на додирној површини навртке и носача терета (T_μ), тј.

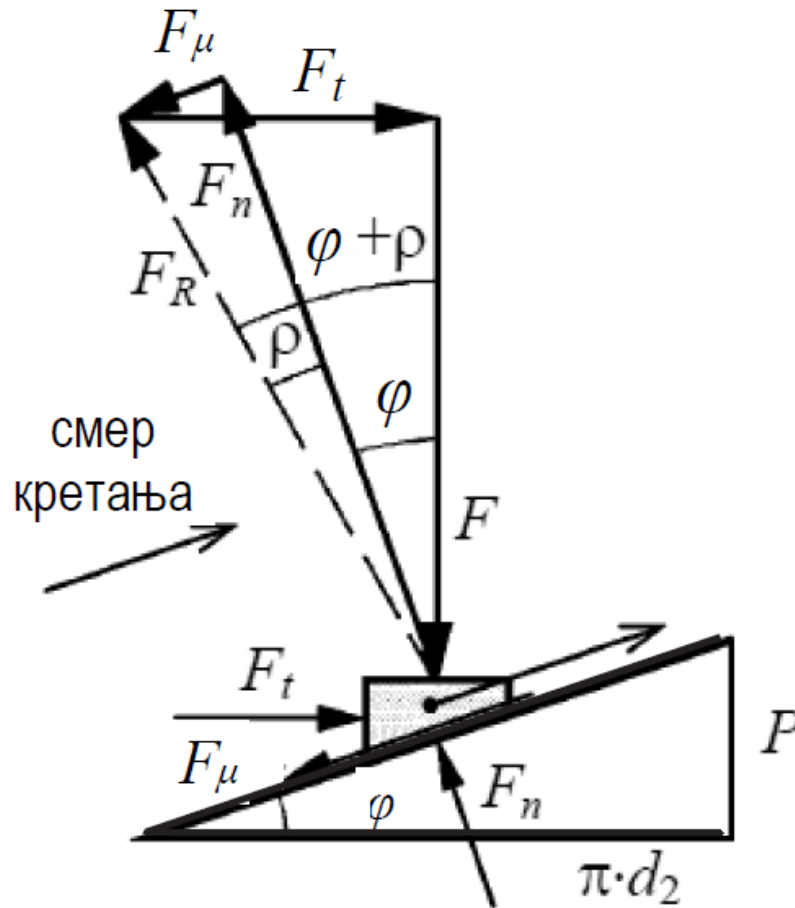
$$T_p = T_n + T_\mu$$



Веза између обртног момента навојног дела (T_n) и аксијалне силе (F) одређује се из једначине стрме равни која представља навојни спој.



Основне односе сила приликом притезања и одвијања најједноставније је објаснити на примеру правоугаоног навоја, код кога се посматра елемент навоја навртке.

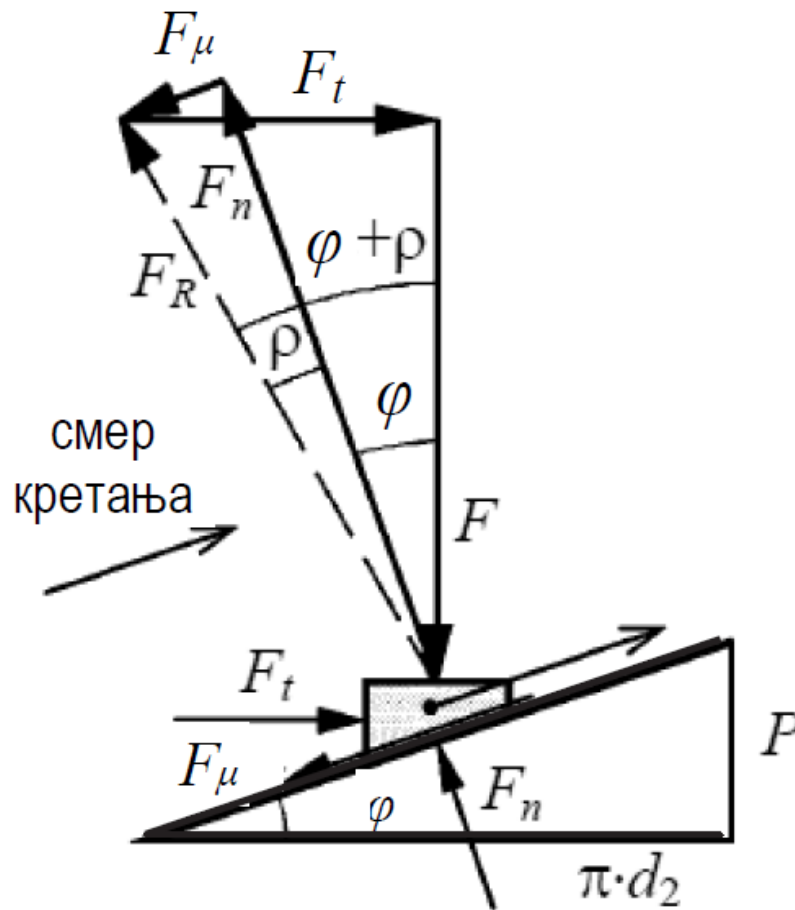


$$\operatorname{tg} \rho = \frac{F_{\mu}}{F_n} = \frac{F_n \cdot \mu}{F_n} = \mu$$

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho)$$

Угао кога у дијаграму сила затварају нормална сила F_n и сила трења F_{μ} назива се **угао трења ρ** , те за њега важи однос **$\operatorname{tg} \rho = \mu$** .

Основне односе сила приликом притезања и одвијања најједноставније је објаснити на примеру правоугаоног навоја, код кога се посматра елемент навоја навртке.

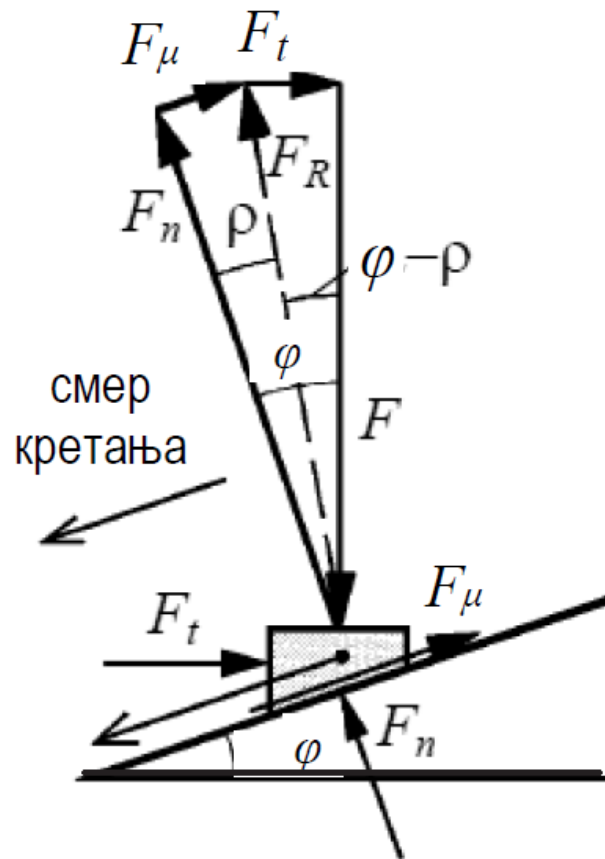


$$T_n = F_t \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho)$$

Угао кога у дијаграму сила затварају нормална сила F_n и сила трења F_μ назива се **угао трења ρ** , те за њега важи однос **$\operatorname{tgr} \rho = \mu$** .

Овде је показан однос приликом одвијања (спуштања навртке по нагибу навоја) из чега је видљиво како је за успостављање равнотежног стања потребна обимна сила F_t која делује у смеру притезања, дакле у супротном смеру од кретања навртке.



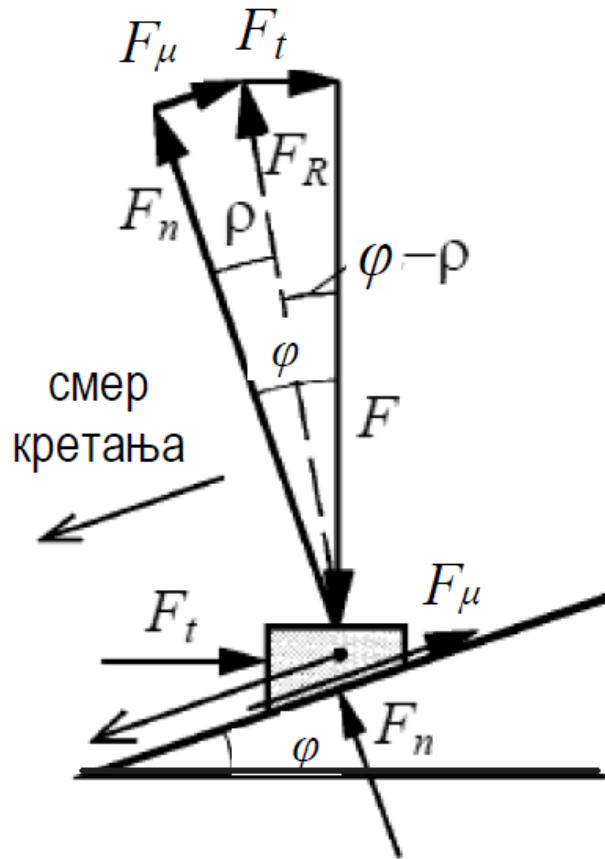
$$\operatorname{tg} \rho = \frac{F_{\mu}}{F_n} = \frac{F_n \cdot \mu}{F_n} = \mu$$

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \rho)$$

У овом случају завртањски спој односно навој, се назива **несамокочивим**.

Дакле, навој није самокочив када је $\varphi > \rho$.

Овде је показан однос приликом одвијања (спуштања навртке по нагибу навоја) из чега је видљиво како је за успостављање равнотежног стања потребна обимна сила F_t која делује у смеру притезања, дакле у супротном смеру од кретања навртке.



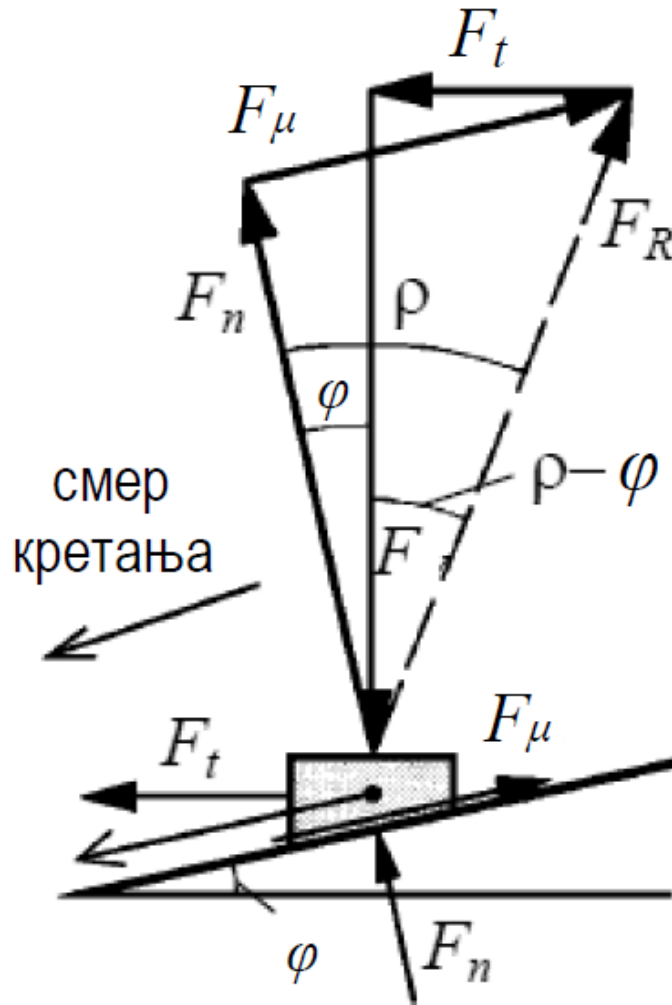
$$T_n = F_t \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \rho)$$

У овом случају завртањски спој односно навој, се назива **несамокочивим**.

Дакле, навој није самокочив када је $\varphi > \rho$.

Ако је $\varphi < \rho$, тада је и $F_t < 0$. Према томе, за одвијање је потребна додатна обимна сила у смеру одвијања.



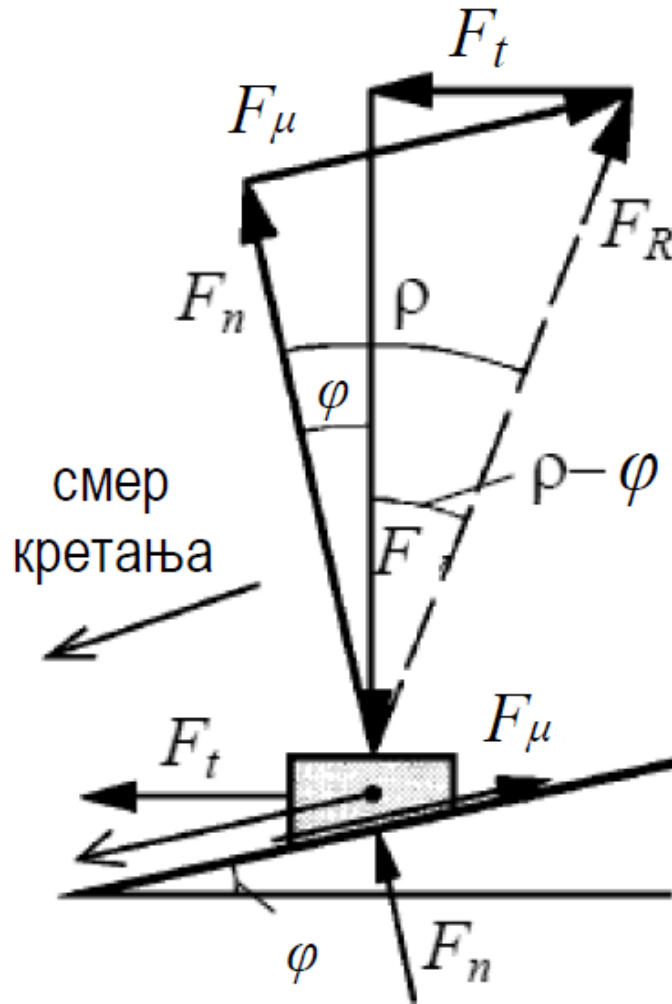
$$\operatorname{tg} \rho = \frac{F_\mu}{F_n} = \frac{F_n \cdot \mu}{F_n} = \mu$$

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\rho - \varphi)$$

У овом случају завртањски спој односно навој се назива **самокочивим**.

Дакле, услов самокочивости је $\varphi < \rho$.

Ако је $\alpha < \rho$, тада је и $F_t < 0$. Према томе, за одвијање је потребна додатна обимна сила у смеру одвијања.



$$T_n = F_t \cdot \frac{d_2}{2}$$

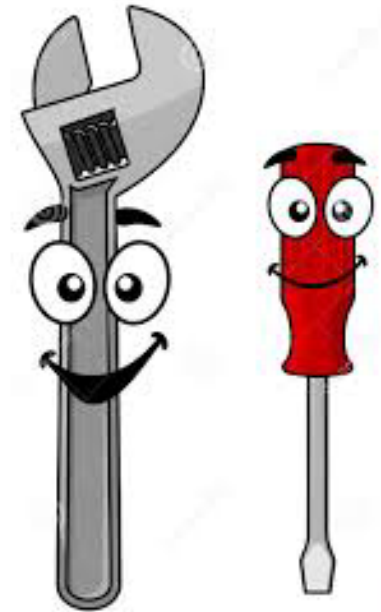
$$T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\rho - \varphi)$$

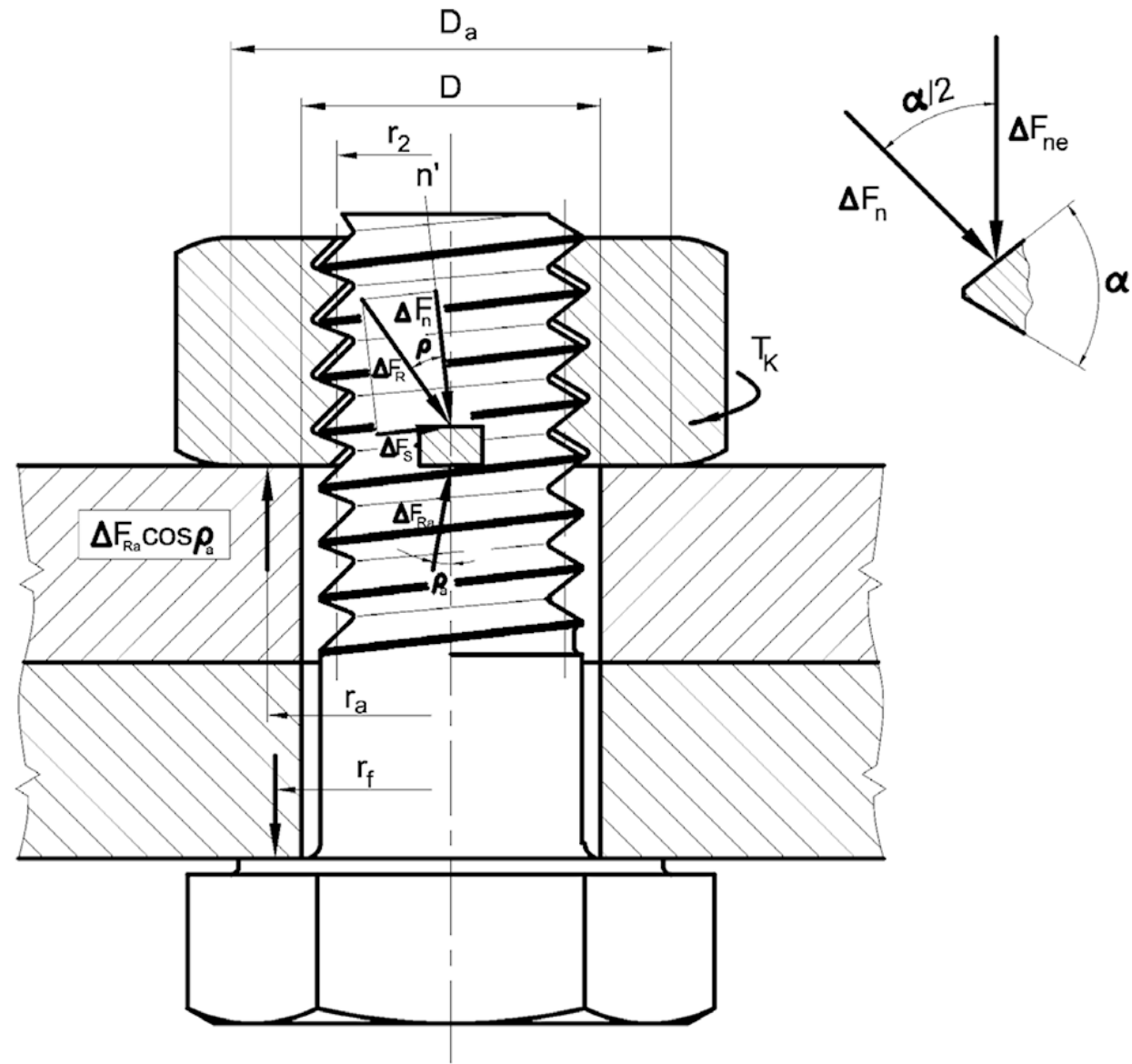
У овом случају завртањски спој односно навој се назива **самокочивим**.

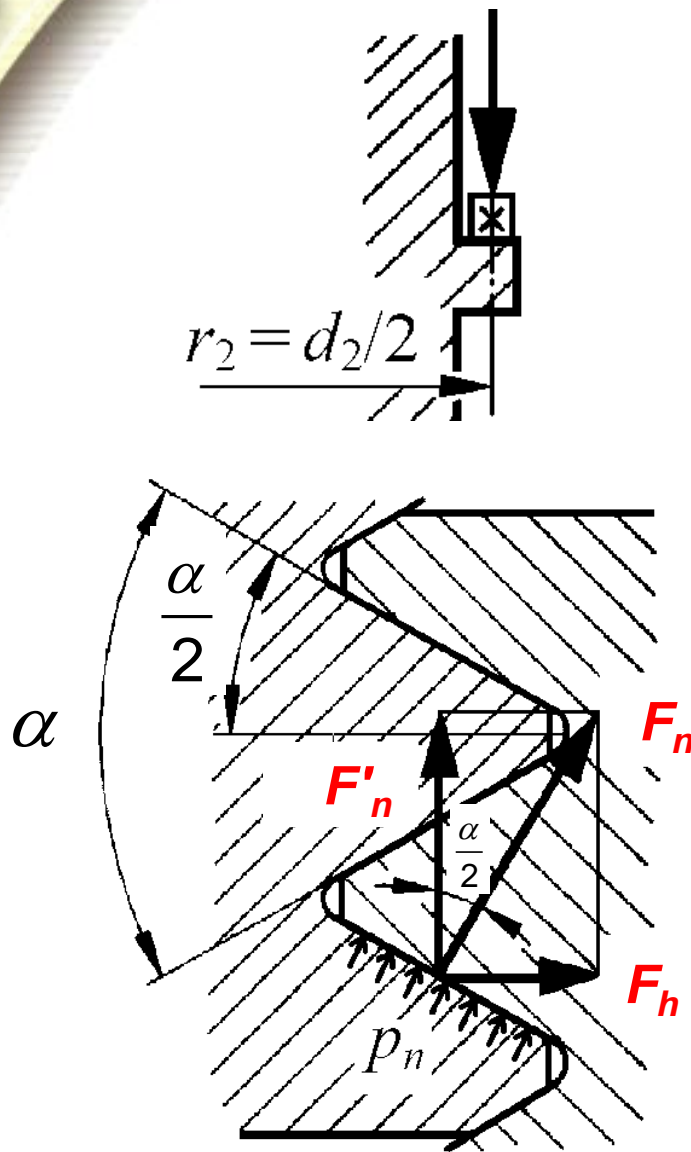
Дакле, услов самокочивости је $\varphi < \rho$.

Самокочивост завртањске везе дефинише се као стање при којем се завртањска веза под дејством аксијалног оптерећења не одврне.

Дакле, након притезања завртањског споја, до отпуштања навртке не долази моментално (само по себи), без деловања спољашњег оптерећења.



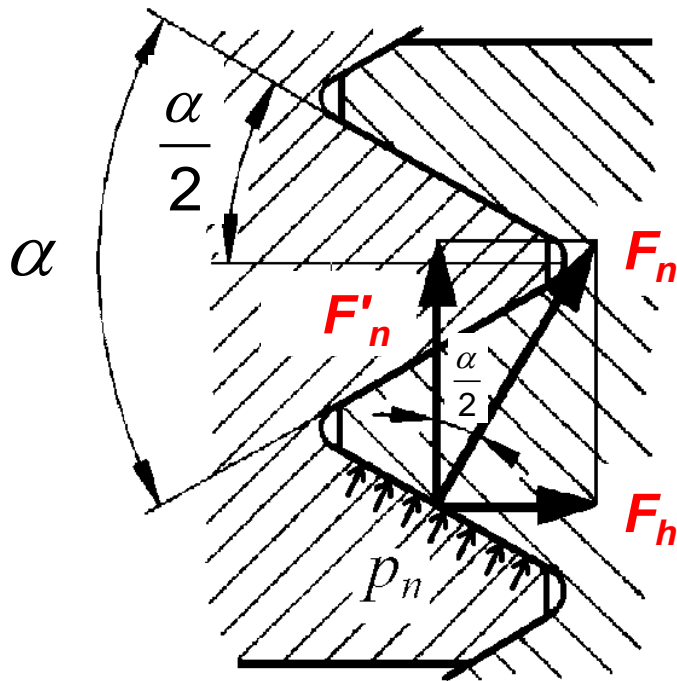




У навојима с троугластим профилем, односно профилем с бочним углом нагиба $\alpha/2$, потребно је узети у обзир да се у нормалном пресеку навоја нормална сила међу навојима F_n , због закошености профила, распоређује **на нормалну компоненту $F'_n = F_n \cos(\alpha/2)$** , која је нормална на завојницу завртња, те **на радијалну компоненту F_h** , која покушава навој навртке радијално одмакнути од навоја завртња.

Редуковани коефицијент трења навоја (μ_n):

$$\operatorname{tg} \rho_n = \frac{F_\mu}{F'_n} = \frac{F_n \cdot \mu}{F_n \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \mu_n$$



ρ_n - редуковани угао трења навоја

$$\rho_n = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu_n = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

$$\rho_n = \text{arc tg} \mu_n = \text{arc tg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

- Код **метричког навоја** за $\alpha / 2 = 30^\circ$ следи да је $\mu_n = 1,155\mu$,
- код **трапезног навоја** за $\alpha / 2 = 15^\circ$ следи да је $\mu_n = 1,035\mu$,
- код **косог навоја** се рачуна да је $\alpha / 2 = 3^\circ$ на основу чега следи да је $\mu_n = 1,001\mu$.

- На основу овако израчунатих вредности редукованог коефицијента трења следи да, због великог коефицијента трења, метрички навој није погодан за покретне спојеве.

$$\rho_n = \arctg \mu_n = \arctg \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

- Самокочивост навоја зависи од коефицијента трења међу навојима μ и угла успона навоја φ .
- Код обичних носећих завртњева с метричким нормалним навојем и троугластим ISO профилем, угао успона навоја је у подручју $\varphi = 3,6^\circ$ (M4) ... $1,8^\circ$ (M60), док је редуковани угао трења међу навојима у границама $\rho_n = 5,2^\circ$ ($\mu = 0,08$) ... $16,1^\circ$ ($\mu = 0,25$).
- Дакле, код метричких навоја с троугластим профилем је $\varphi \ll \rho_n$, па су навоји увек самокочиви.

- Уводећи ознаку за редуковани коефицијент трења добија се да је обртни момент навоја **при подизању**

$$T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho_n)$$

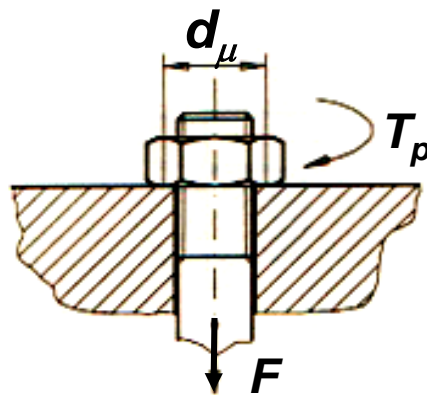
- **При спуштању терета**, навртку треба обртати у супротном смеру, услед чега обртни момент и силе трења мењају смер тако да је

$$T_n = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\rho_n - \varphi)$$

- Друга компонента обртног момента (T_p) којом се савлађује отпор трења (T_μ) израчунава се према обрасцу

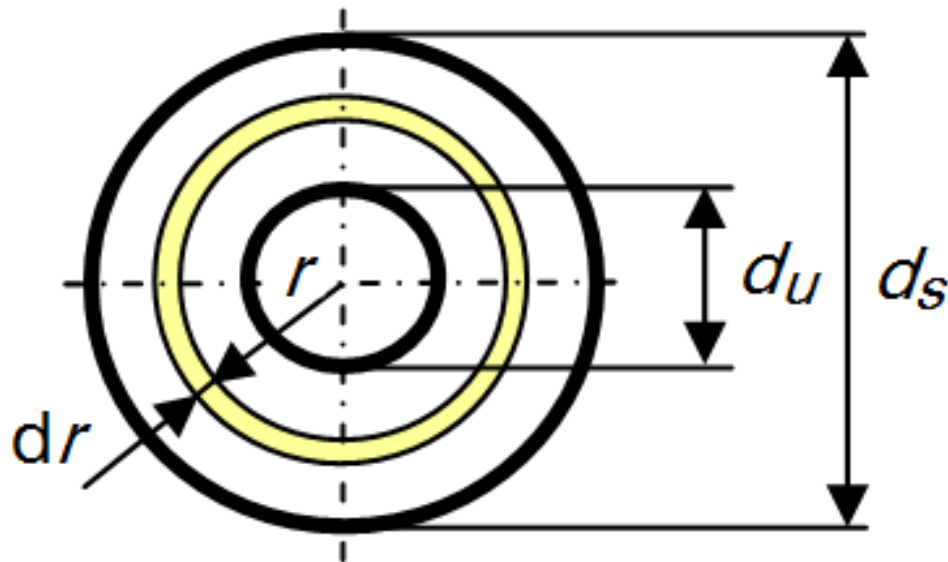
$$T_\mu = F_\mu \frac{d_\mu}{2} = F \mu \frac{d_\mu}{2}$$

d_μ - пречник трења додирне површине



$$d_\mu \approx d_{sr} = \frac{d_s + d_u}{2}$$

- Друга компонента обртног момента (T_p) којом се савлађује отпор трења (T_μ) израчунава се према обрасцу



$$d_\mu = \frac{2}{3} \frac{d_s^3 - d_u^3}{d_s^2 - d_u^2}$$

- Према томе, укупни обртни момент за подизање терета је

$$T_p = T_n + T_\mu = \frac{Fd_2}{2} \left(\operatorname{tg} (\varphi + \rho_n) + \mu \frac{d_\mu}{d_2} \right)$$

- Укупни обртни момент за спуштање терета је

$$T_s = T_{ns} + T_\mu = \frac{Fd_2}{2} \left(\operatorname{tg} (\rho_n - \varphi) + \mu \frac{d_\mu}{d_2} \right)$$

$$T_s = T_{ns} + T_{\mu} = \frac{Fd_2}{2} \left(\operatorname{tg} (\rho_n - \varphi) + \mu \frac{d_{\mu}}{d_2} \right)$$

■ $T_s = 0$ тј. $\varphi = \rho_n + \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\mu \frac{d_{\mu}}{d_2} \right)$ односно $\varphi = \rho_n$

То значи да се навртка налази **на граници клизања, или граници самокочења**, тј. довољан је минимални обртни момент да се изазове обртање навртке или да се оно прекине.

$$T_s = T_{ns} + T_{\mu} = \frac{Fd_2}{2} \left(\operatorname{tg} (\rho_n - \varphi) + \mu \frac{d_{\mu}}{d_2} \right)$$

■ $T_s < 0$ тј. $\varphi > \rho_n + \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\mu \frac{d_{\mu}}{d_2} \right)$ односно $\varphi > \rho_n$

То значи да ће се терет под утицајем сопствене тежине сам спуштати, односно навртка сама обртати, и да је за спречавање тога кретања потребно деловати супротносмерним (негативним) моментом T_s . **Навој није САМОКОЧИВ.**

$$T_s = T_{ns} + T_\mu = \frac{Fd_2}{2} \left(\operatorname{tg} (\rho_n - \varphi) + \mu \frac{d_\mu}{d_2} \right)$$

■ $T_s > 0$ тј. $\varphi < \rho_n + \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\mu \frac{d_\mu}{d_2} \right)$ односно $\varphi < \rho_n$

То значи да ће се се навртка обртати само ако на њу делује обртни момент T_s , тј. **навој је самокочив**. Самокочење је утолико ефикасније уколико је угао нагиба навоја (φ) мањи, а угао трења (ρ_n) већи.

Величина коефицијента трења зависи од:

- материјала делова навојног пара,
- тачности израде навоја,
- квалитета додирних површина,
- разрађености навојног пара и
- начина подмазивања

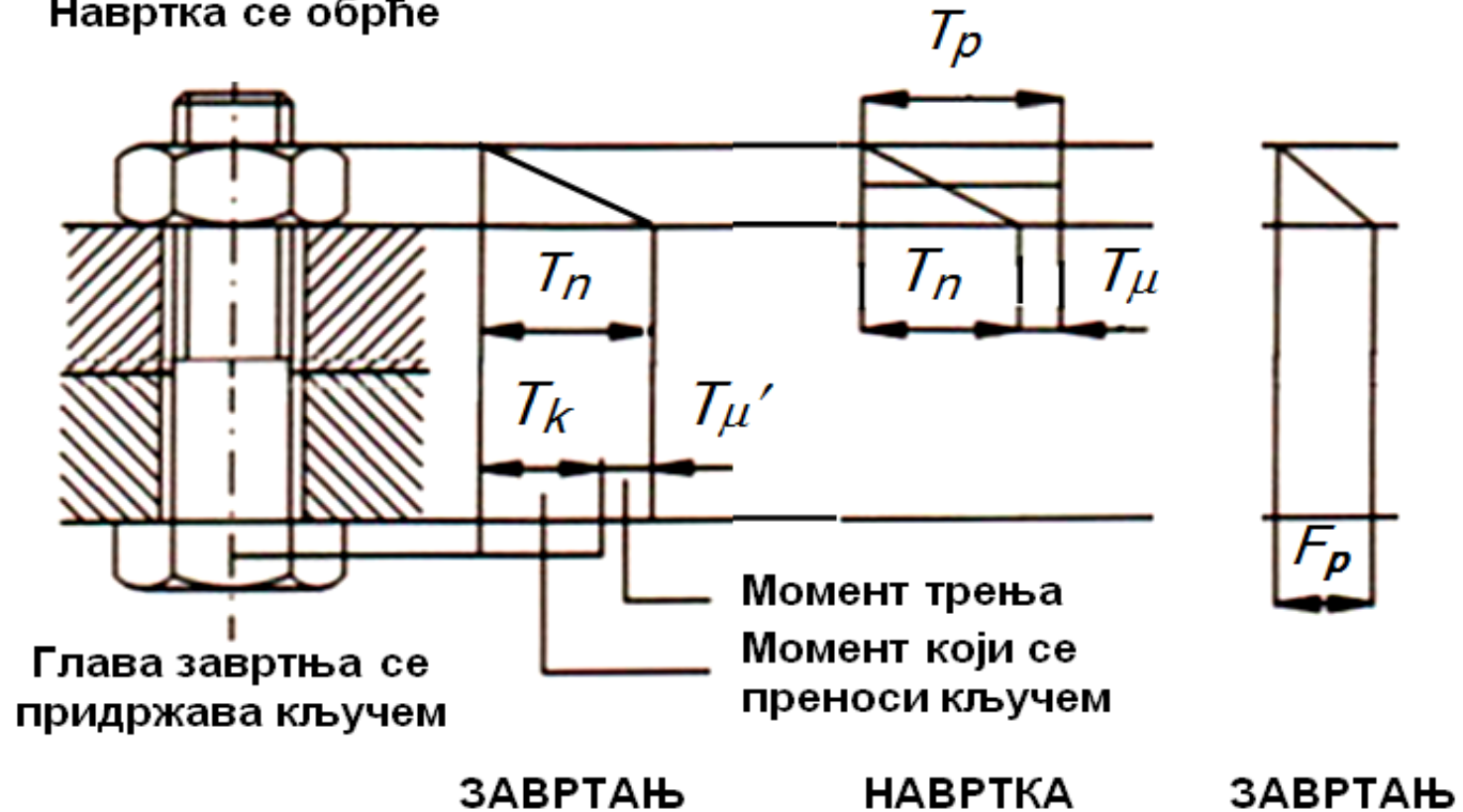
Табела 3.4: Коефицијенти трења у навојном пару - μ_n (за метрички навој, челик по челику)

Навртка		Завртањ								
Стање	Превлака	црњен или фосфатизиран			поцинкован	кадмијумизи.	лепак			
		ваљан		нар	резан нарезницом или ваљан					
		сув	науљ	MoC ₂	науљ	сув	науљ	сув	Науљ	сув
Сува, израђена нарезницом	чист	0,12 до 0,18	0,10 до 0,16	0,08 до 0,12	0,10 до 0,16		0,10 до 0,16		0,10 до 0,16	0,10 до 0,16
	поцинкован	0,10 до 0,16				0,10 до 0,16	0,10 до 0,16			0,10 до 0,16
	кадмијумизиран	0,08 до 0,14						0,10 до 0,16	0,10 до 0,16	

Напомена: Код подмазаних навојних вретена са трапезним навојем $\mu_n = 0,10 - 0,16$.

$$T_p = T_n + T_\mu$$

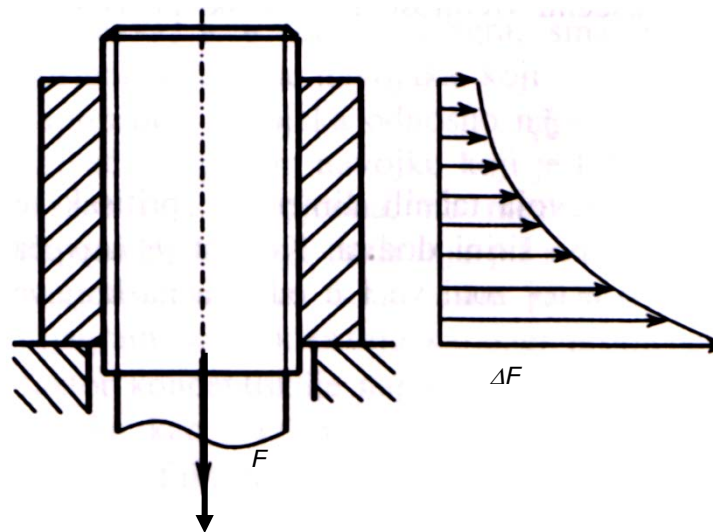
Навртка се обрће



Графички приказ момента и аксијалне силе у завртњу и наврци при притезању навртке

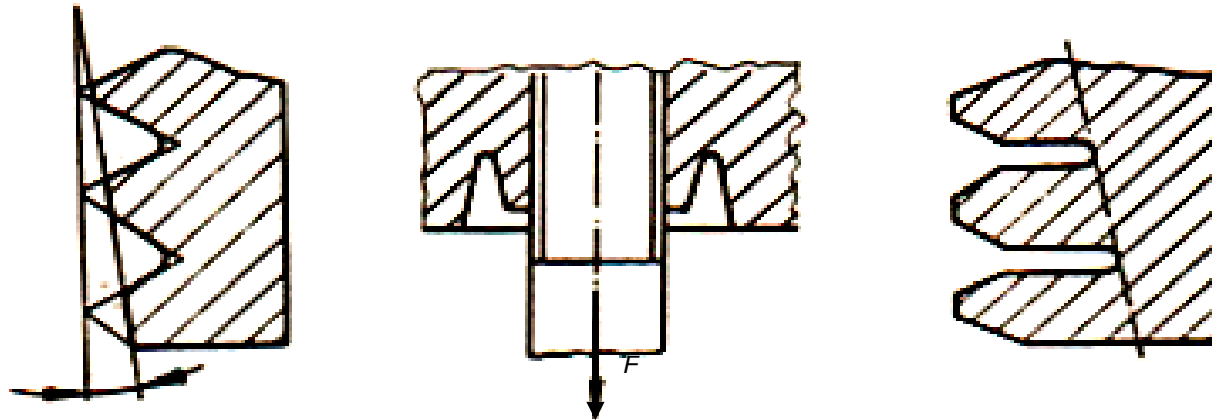
Расподела оптерећења у навојном споју

Када је завртањ притегнут, и тиме оптерећен аксијалном силом, она се на навртку преноси навојним спојем та два елемента. Теоретски посматрано, та расподела оптерећења је равномерна, међутим, услед веће деформације (издужења) завртња, у области већих оптерећења, долази до неравномерног издужења завртња и тиме до неравномерног оптерећења завртањске везе.

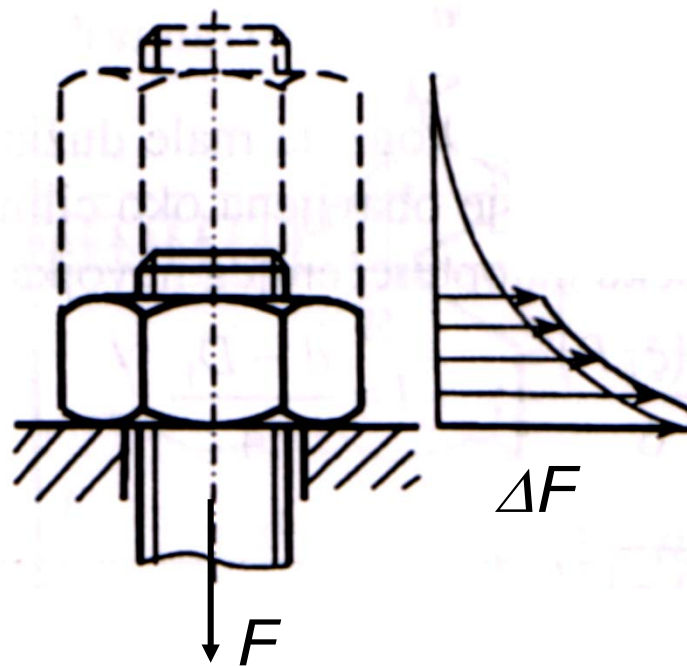


То неравномерно оптерећење може да изазове оштећење навоја, односно, захтева примену квалитетнијег материјала, или већег навоја. Да би се то избегло, код одговорних конструкција, користи се:

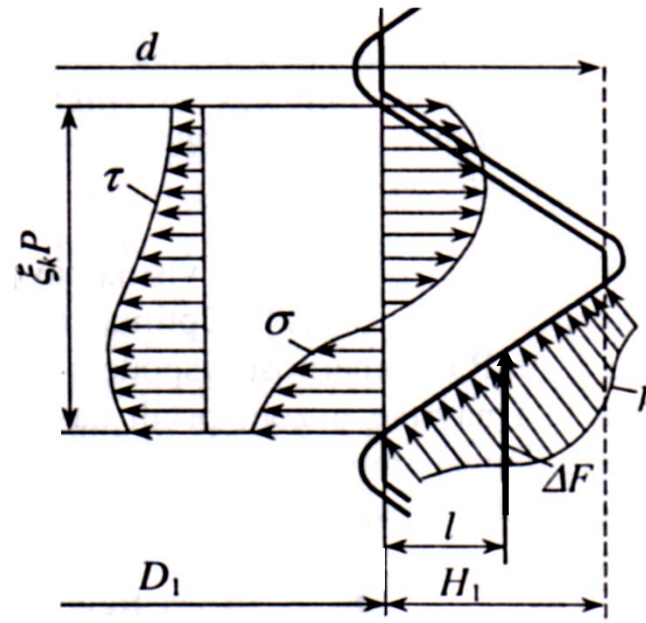
- **скраћење профила навоја** у области највећег оптерећења, како би се тиме они мање оптеретили
- **смањењем навртке у области највећег оптерећења**, како би се тиме омогућило њено веће деформисање и
- **усецање жлебова** како би се тиме повећала еластичност навртке и омогућило компензовање већег издужења.



Треба имати у виду да је навртка, због еластичности материјала, само до једне одређене висине изложена деловању оптерећења, тј. преношењу аксијалне силе, тако да нема потребе навртке израђивати веће висине од $0,8d$.



Код стандардних завртањских веза висина навртке се никад не прорачунава, јер је висина навртке тако усвојена да је сасвим довољна да пренесе оно оптерећење које може да пренесе стабло завртња. Иначе, навојци навојног споја напрегнути су на **савијање и смицање**, а додирне површине на **притисак**, Расподела површинског притиска, дуж додирне површине бокова, веома је неравномерна, што отежава одређивање напона у навојцима.



■ Ако се пође од претпоставке да су навојци изложени чистом смицању, произилази да је корен завртња најоптерећенији део и да у њему влада напон

$$\tau = F / A$$

где је:

F - сила у завртњу а

A - површина смицања навојака

($A = D_1 \pi L_n \xi$ - за завртањ и $A = d \pi L_n \xi$ - за навртку,

где је: L_n - дужина ношења навојног споја, а ξ - коефицијент који узима у обзир однос корисне висине навојка према укупној висини навоја).

С обзиром да је $D_1 < d$ произилази да су навојци завртња увек у неповољнијем положају, због чега се код стандардних завртањских веза предвиђа да материјал навртке има за 20% мању чврстоћу него материјал завртња.

■ Смицање је увек комбиновано са савијањем, међутим, напони који се у том случају јављају услед савијања, не могу се довољно тачно прорачунати већ се они одређују експериментално.

■ За одређивање средње вредности површинског притиска

$$p = F_1 / A$$

меродавна је **јединична сила**

($F_1 = F / z$, где је: z - број активних завојака у вези, $z = L_n / P$)

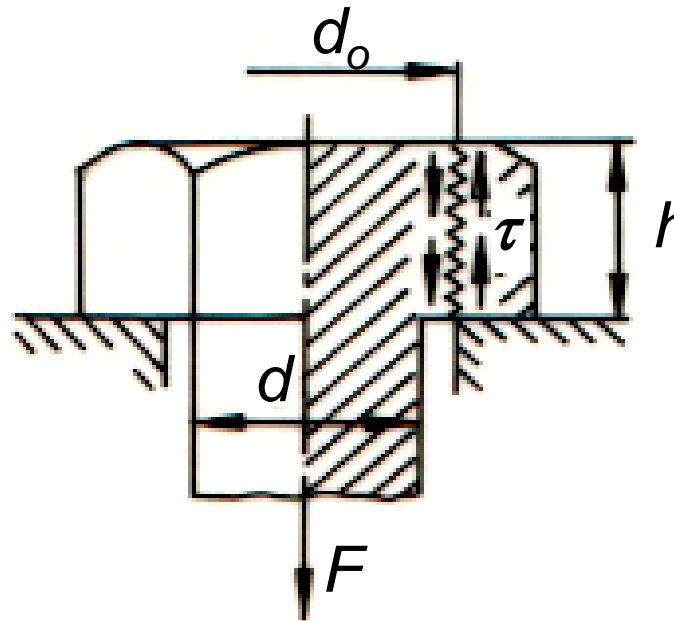
и **пројекција додирне површине на раван управну на осу завртња**

($A = d_2 \pi H_1$, где је: d_2 - средњи пречник навоја а H_1 - активна висина навоја).

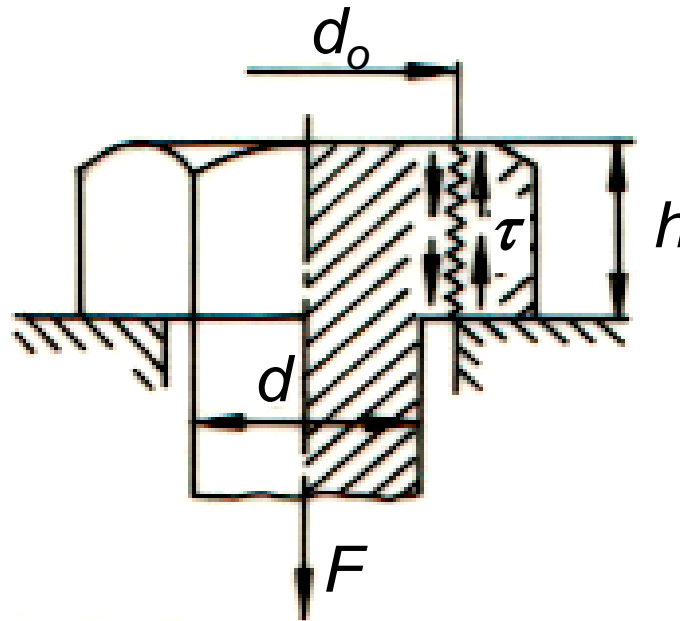
Начини дефинисања димензија главе завртња

С обзиром да се глава завртња ослања на подлогу она је оптерећена на **смицање и савијање**, а додирна површина на **притисак**.

Висина главе завртња треба да је довољно велика како би њена носивост била већа од носивости језгра завртња, тј. да у случају преоптерећења прво дође до оштећења језгра завртња.



Из услова да су критични напони на затезање, у језгру завртња, и на смицање, главе завртња, једнаки произилази да је висина главе завртња око $0,3d$, међутим, експериментална истраживања показују да до разарања главе завртња долази при $h < 0,4d$, тако да се код стандардних завртњева прописује $h = (0,6 - 0,7)d$ а само изузетно $h = 0,5d$.



Остале димензије главе завртња су тако усвојене да **притисак на додирним површинама главе завртња и подлоге буде у дозвољеним границама** и не треба га посебно проверавати, сем у случајевима везивања меких материјала (легура алуминијума, пластичних материјала и сл.). У тим случајевима се обично поставља подложна плочица, како би се спречило оштећење подлоге.

На укупну носивост главе завртња велики утицај има и поступак израде. Наиме, **завртњи израђени ковањем (сабијањем) имају знатно већу носивост од оних израђених резањем од пуног комада.**

Напони у стаблу завртња

У зависности од од врсте завртња (неподешени и подешени) и правца деловања радних сила (**уздужне, попречне и сложене**) у завртњу се јављају одређени напони (**нормални и тангентни**) од чијег интензитета зависи потребан пречник завртња. Пошто је за сваку врсту оптерећења и за сваку завртањску везу поступак прорачуна специфичан он ће се у наставку посебно разматрати.

Лабављење и самоодвртање завртњских веза

Лабављење и самоодвртање су процеси који се одвијају након притезања завртањске везе и трају током њеног целокупног радног века, а манифестују се смањењем силе притезања (F_p).

■ **Лабављење** представља процес смањења силе притезања без обртања навртке у односу на завртањ. До лабављења долази због преласка дела еластичних деформација у пластичне. Наиме, у завртањској вези постоји више површина у додиру (додир навојака завртња и навртке, додир главе завртња и подлоге, додир спојених делова, итд.) на којима постоје микронеравнине које се временом трајно деформишу, услед чега долази до губитка силе притезања, тј. лабављења завртањске везе.

Лабављење и самоодвртање завртњских веза

■ **Самоодвртање** представља процес лаганог обртања навртке око завртња и поред тога што је завртањ самокочив. До самоодвртања долази услед дејства променљиве силе због чега се навртка шири, а навојци удаљавају од осе. По престанку или смањењу силе, навртка се се скупља услед чега долази до микроклизања, а тиме и до смањења силе притезања.

Лабављење и самоодвртање завртњских веза

Осигурање од лабављења и самоодвртања се постиже јачим притезањем (силом F_p) од потребног (силе F_b), тј. сила претходног притезања се рачуна као

$$F_p = \xi_p F_b$$

где је:

ξ_p - фактор притезања завртња, чија вредност зависи од врсте оптерећења којем је изложен завртањ

За статичко оптерећење $\xi_p = 1,5 - 2$ а за динамичко $\xi_p = 2 - 4$.

Питања ...

