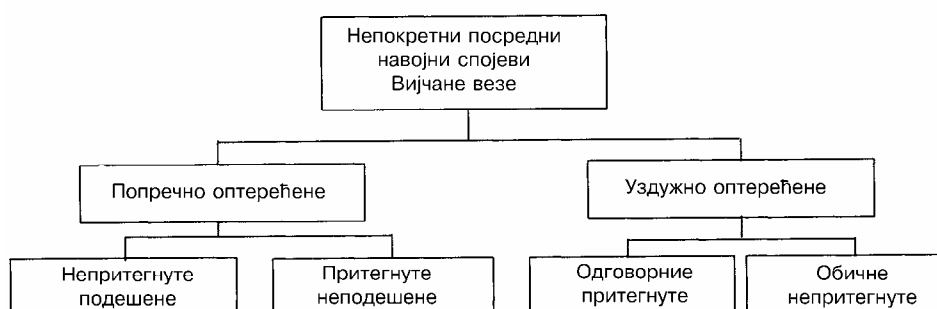


Вијчане (завртањске) везе

Подела вијчаних веза

Основна подела вијчаних веза извршена је према правцу деловања радног оптерећења у односу на осу вијка, на **уздужно и попречно оптерећење** и према величини силе претходног притезања, на **непритегнуте и притегнуте**



Подела вијчаних веза

Притезање вијчаних веза

Момент притезања

Формирање вијчане везе остварује се обртним кретањем навртке све док се не постигне одговарајућа сила у вијку – сила притезања (F_p). Да би се остварила сила притезања, на навртку треба деловати одговарајућим обртним моментом – моментом притезања (T_p) (Сл.5.25)

$$T_p = T_n + T_{tr}$$

где су:

$T_n = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_v)$ момент у навојном споју (остварује силу притезања F_p и савладава отпор трења у навојцима навојног споја),

$T_{tr} = F_p \frac{d_{sr}}{2} \mu$ - момент трења (савладава отпор трења на додирној површини навртке и подлоге или главе вијка и подлоге),

d_2 - средњи пречник навоја,

F_p - сила притезања,

φ - угао успона завојнице на средњем цилиндру (угао нагиба навоја),

$$\rho_v = \arctg \frac{\mu_n}{\cos \frac{\alpha}{2}} \text{ редуковани угао трења у навојцима навојног споја,}$$

α - угао профила навоја,

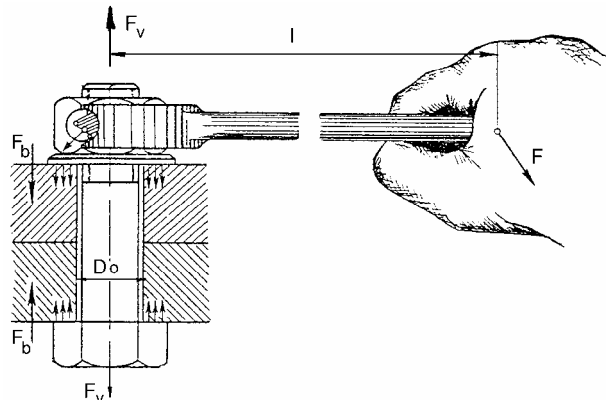
μ_n - коефицијент трења у навојцима навојног споја ($\mu = 0,18...0,20$ за фину обраду, а за грубу обраду $\mu = 0,25...0,30$),

$$d_{sr} = \frac{2}{3} \cdot \frac{s^3 - D_0^3}{s^2 - D_0^2} \text{ - средњи пречник прстенасте додирне површине навртке и подлоге,}$$

s – отвор кључа,

D_0 - отвор у деловима који се спајају (Сл.2),

μ – коефицијент трења на додирној површини навртке или главе вијка и подлоге ($\mu = 0,16...0,22$ за обрађене површине, а за кородиране површине $\mu = 0,2...0,35$).



Слика 2. Формирање завртањске везе

Алати за притезање

За формирање вијчане везе и њено притезање користе се алати, кључеви и одвијачи. Облици и димензије кључева и одвијача прописани су стандардима. Да би се формирала и притегнула вијчана веза, простор око вијка и/или навртке мора бити довољно велики да би се изабрани кључ или одвијач могли сместити.

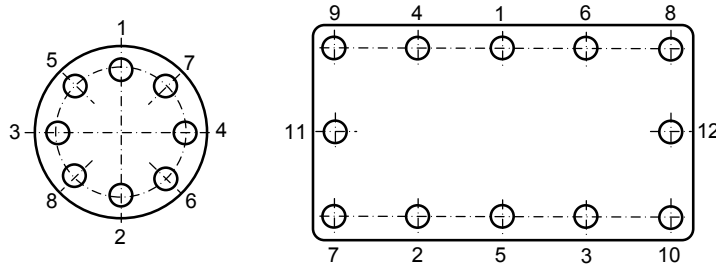
За притезање одговорних вијчаних веза, где је сила притезања строго прописана, користе се кључеви са механизмом за квантитативну или квалитативну контролу силе притезања. По достизању прописане силе притезања читава се одговарајући момент притезања. За серијско притезање вијака потребна сила притезања се региструје звучним сигналом или проклизавањем механизма за притезање.

Редослед притезања

Када је за спајање делова споја потребно применити више вијака (групне вијчане везе), редослед притезања вијака има значајну улогу у погледу

- равномерности расподеле оптерећења код истовремено ангажованих вијака,

- деформација (витоперење) спојених делова и заптивног елемента и
- херметичности споја.



Слика 5.26. Редослед притезања вијака

Редослед притезања за кружни распоред вијака приказан је на Сл.5.26а, а за распоред вијака по контури правоугаоника, на Сл.5.26б. Притезање вијака врши се у више фаза (три до четири) по приказаном редоследу, све док се не оствари прописани момент притезања. При демонтажи групне вијчане везе, потребно је испоштовати исти редослед као при монтажи.

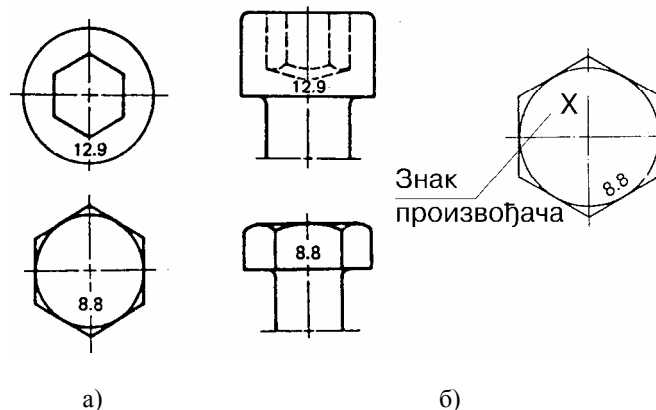
Материјали за вијке и навртке

За израду вијака и навртки највише се користе челици. Стандарди не прописују врсту челика за израду вијака и навртки. Стандарди прописују механичке карактеристике (статичку чврстоћу и напон течења) које треба да имају као готови производи спремни за употребу. Прописане механичке карактеристике (класа чврстоће) су обично на глави вијка (Сл.5.24), у виду бројчаних ознака. Поред ове ознаке, произвођачи вијака су у обавези да утисну свој знак (Сл.5.24б).

Ознака квалитета материјала готових вијака састоји се од два броја, који су раздвојени тачком, нпр. **4.6**. Први број помножен са 10 (десет), је затезна чврстоћа вијка, $4 \times 10 = 40 \text{ daN/mm}^2$. Производ првог и другог броја је напон течења, $4 \times 6 = 24 \text{ daN/mm}^2$.

Ознака о квалитету материјала готове навртке састоји се од једног броја, који помножен са десет представља затезну чврстоћу у daN/mm^2 . Ознаке и механичке карактеристике вијака и навртки приказане су у Табл.5.19.

За навојне спојеве у прехранбеној и хемијској индустрији користе се нерђајући челици, а у термоенергетским постројењима ватроотпорни челици. Од обојених метала највише се примењују бакар, месинг, алуминијум и алуминијумске легуре.



Слика 5.24. Означаване података о материјалу и произвођачу завртња

Таблица 5.19. Ознаке и механичке карактеристике вијака и навртки

Ознака класа чврстоће материјала		Механичке – статичке и динамичке карактеристике материјала									
Навртка	Вијак	R_m	R_e	$R_{p0,2}$	τ_T	ξ_2		ξ_T		$\sigma_A \frac{N}{mm^2}$	
		$\frac{N}{mm^2}$	$\frac{N}{mm^2}$	$\frac{N}{mm^2}$	$\frac{N}{mm^2}$	Израда средња груба		навој резан ваљан		Вијак М12 резан ваљан	
3	3.6	300	180		120						
4	4.6	400	240		150	0,95	0,85	1,1	1,2	0,45	55
	4.8	400	320		190						
5	5.6	500	300		200	0,92	0,82	1,1	1,3	50	80
	5.8	500	400		250						
6	6.8	600	480		300	0,90	0,80		1,4	55	100
8	8.8	800		640	390	0,85	0,75	1,05		60	110
9	9.8	900		720	480	0,85	0,75	1,05		65	120
10	10.9	1000		900	540	0,80	0,70	1		70	150
12	12.9	1200		1080	600						

$\xi_T = 1$; када се напон на граници течења вијка одређује на основу еталон вијка
 $\xi_T > 1$; када се напон на граници течења вијка одређује на основу глатке епрувете.

Статичке и динамичке карактеристике материјала

Подаци о статичким карактеристикама материјала вијака дати су у Табл.5.19. Ови подаци добијени су испитивањем вијка М12. За вијке са називним пречником различитим од 12 mm, статичке карактеристике добијају се корекцијом података за вијак М12 фактором величине попречног пресека ξ_1 (Табл.5.20). Утицај пластичности материјала узима се помоћу фактора ξ_T .

Напон течења вијка следи на основу израза:

$$R_{eM} = R_e \xi_1 \xi_T$$

Амплитуде динамичке чврстоће (σ_A) вијка М12 са притиснутом навртком и затегнутим вијком за различите материјале и за навој добијен поступком ваљања и резања приказане су у Табл.5.19.

Таблица 5.20. Фатор величине попречног пресека

Називни пречник d mm	6	8	12	30	60	100	150
ξ_1	1.3	1.1	1.0	0.91	0.82	0.74	0.68

Амплитуда динамичке чврстоће вијка чији се радни услови и геометрија разликују од испитиваног вијка (М12) добија се корекцијом амплитуде σ_A :

$$\sigma_{AM} = \sigma_A \xi_1 \xi_2 \xi_3 \xi_\beta$$

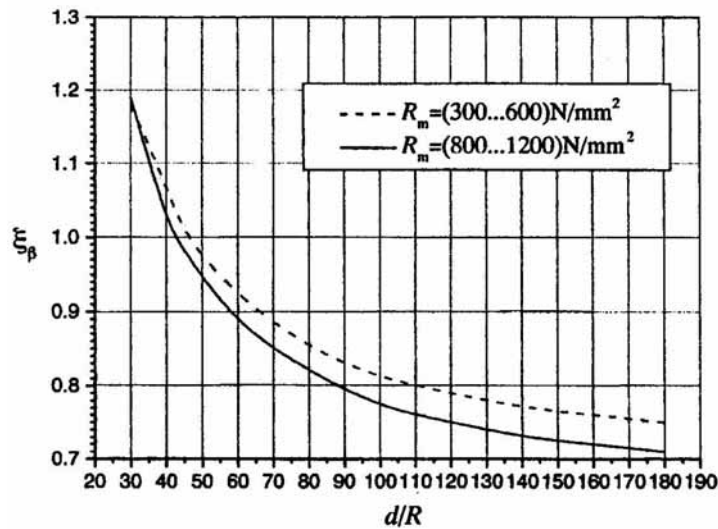
где су:

ξ_1 - фатор величине попречног пресека (Табл.5.20),

ξ_2 - фатор квалитета израде вијка (Табл.5.19) за ваљан навој ($\xi_2 = 1$), средња израда одговара квалитету вијка В, а груба израда одговара квалитету вијка С,

ξ_3 - фатор равномерности расподеле оптерећења у навојцима навојног споја; $\xi_3 = 1$ за обичну притиснуту навртку (Сл.5.29б), а за затегнуте и/или еластичне навртке $\xi_3 = 1,2 \dots 1,3$ (Сл.5.29в и г).

ξ_β - фатор концентрације напона (према дијаграму: d – називни пречник, R – полупречник заобљења подножја навоја, $R \approx 0,144P$ за метрички навој)



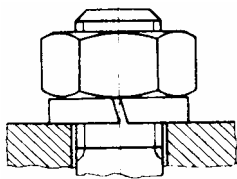
Дијаграм за одређивање ξ_B

Осигурање вијчаних веза

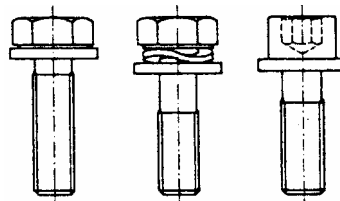
Степен поузданости вијчаних веза зависи од гарантоване сигурности против раздвајања везе. До раздвајања вијчане везе може доћи услед **попуштања (лабављења)** везе и **самоодвртања** навртке или вијка.

Попуштање (лабављење) везе настаје код претходно притегнутих вијчаних веза због смањења интензитета силе претходног притезања. До смањења силе претходног притезања може доћи због пластичних деформација на додирним површинама подлоге и главе вијка или навртке и подлоге и на местима јаких извора концентрације напона, као и у условима рада вијчане везе са израженим вибрацијама. Због смањене силе претходног притезања, навојни спој губи способност самокочења, а навртка у односу на вијак може се окретати. То се рефлектује губитком радне способности због проклизавања спојених делова или губитком херметичности.

Да би се спречио губитак силе претходног притезања, тј. лабављење вијчане везе, потребно је допунски осигурати везу одговарајућим сигурносним мерама - еластичним подлошкама (Сл.5.32) или помоћу две навртке (Сл.5.34). Ако се у раду претходно притегнутих вијчаних веза не очекује смањење силе претходног притезања, онда испод главе вијка и/или навртке треба поставити равне подложне плочице. Тако ће се спречити оштећења у виду хабања и/или локалних пластичних деформација на додирним површинама главе вијка и навртке са деловима споја.



Слика 5.32. Осигурање вијчане везе еластичним подлошкама



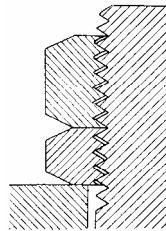
Слика 5.33. Подложне плочице израђене израђене изједна са вијком

Еластичне подлошке (Сл.5.32) се постављају између навртке и подлоге и/или главе вијка и подлоге. Могуће локалне пластичне и површинске деформације вијка и спојених делова апсорбују се еластичним деформацијама еластичних подлошки.

Преглед еластичних подлошки приказан је на Сл.5.23г. Код зупчаних (Сл.5.23д) и лезастих (Сл.5.23ђ) подложних плочица могуће пластичне деформације спојених делова апсорбују се еластичним деформисањем зубаца. Да би се убрзала монтажа вијчане везе и спречило губљење подложних плочица при демонтажи везе, код

вијака са називним пречником већим од врата, еластичне подложне плочице се постављају пре завршне обраде вијка, тако да се не могу скинути са вијка (Сл.5.33).

Осигурање са две навртке приказано је на Сл.5.34. Доња навртка је сигурносна и обично је мање висине у односу на горњу (главну) навртку, која служи за притезање завртањске везе. Примена овог решења је све мања због недовољне поузданости.



Слика 5.34. Осигурање завртањске везе помоћу две навртке

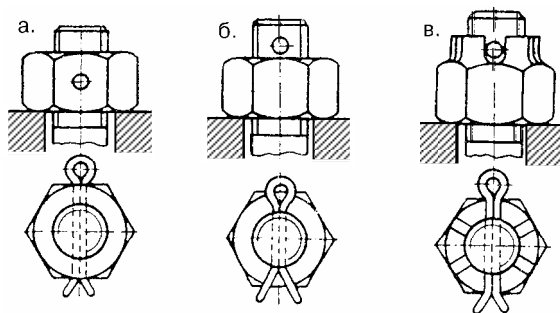
Одвртање навртке или вијка настаје када аксијална сила у вијку постане једнака нули (претходно притегнутим завртањским везама претходи фаза лабављења; непритегнуте подешене завртањске везе директно су изложене опасности од одвртања навртке или вијка).

Спонтаним одвртањем навртке или вијка може доћи до испадања вијка из спојених делова. Ово се може спречити применом следећих осигурача:

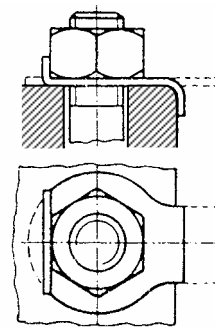
навртка са уметком (прстеном) од пластичне масе, који се поставља у жлеб формиран при врху навртке (Табл.4.13). Унутрашњи пречник прстена је већи или једнак пречнику језгра вијка. После сваке демонтаже и поновне монтаже навојног споја потребно је заменити стари уметак, новим уметком;

расцепка која се поставља у попречни отвор вијка (Сл.5.35б) или у попречни отвор вијка и навртке (Сл.5.35а), или у жлеб крунасте навртке и отвор вијка (Сл.5.35в);

подложна плочица са два продужетка, један продужетак се савија уз бок навртке, а други уз спојене делове (Сл.5.36).



Слика 5.35. Осигурање завртањске везе применом расцепке



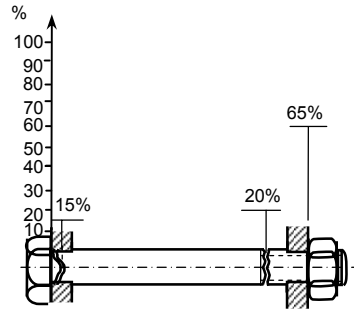
Слика 5.36. Осигурање завртањске везе подложном плочицом са два продужетка

Прорачун вијчаних веза

Од вијчаних веза се захтева висок степен поузданости у раду. Њиховим отказом могу настати катастрофалне последице по одређени склоп или целу машинску конструкцију. До ових нежељених појава може доћи услед: **запреминског разарања** (кидања или лома) **тела вијка**, **запреминског разарања навојака** навојног споја и услед **губитака самокочења** навојног споја, односно самоодвртања навртке или вијка.

- А) Резултати испитивања и подаци из праксе показали су да запреминско разарање тела вијка настаје у различитим попречним пресецима са различитом вероватноћом појављивања, као што је приказано на Сл.5.28. Највећи број разарања настаје испод првог навојка навојног споја због велике концентрације напона.
- Б) Да би се спречило лабављање вијчане везе, односно одвртање потребно је обезбедити услов самокочења, тј. обезбедити одговарајући коефицијент трења или угао трења (ρ_v) у навојцима навојног споја у односу на угао нагиба навоја (φ), тако да буде испуњен услов:

$$\rho_v > \varphi$$



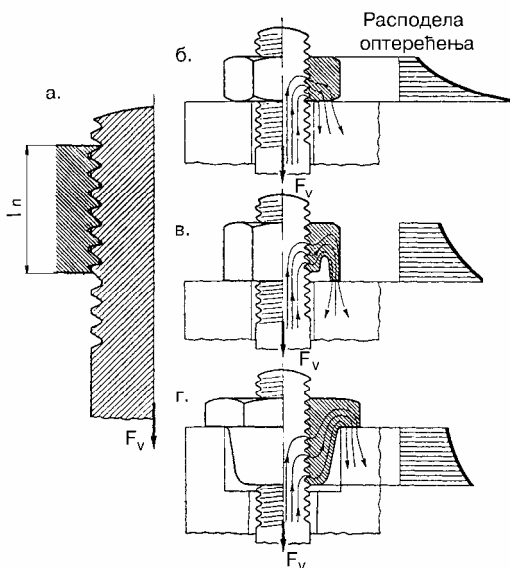
Слика 5.28. Критични пресеци на телу вијка и учестаност појаве разарања

- В) За поуздано функционисање вијака у машинском систему треба обезбедити довољну радну способност навојака навојног споја (Сл.5.29а) против запреминског разарања. Због неравномерне расподеле оптерећења у навојцима навојног споја (Сл.5.29б,в,г) запреминско разарање навојака услед смицања и савијања (Сл.5.30) почиње код најоптерећенијег навојка, а потом се шири на остале навојке. Да би се обезбедила запреминска чврстоћа навојака навојног споја, потребно је одредити довољан број активних навојака споја (z_a), односно минималну дужину ношења навојног споја (l_n):

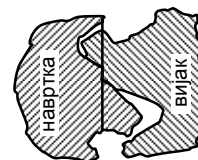
$$l_n = Pz_a$$

где је:

P - корак навоја

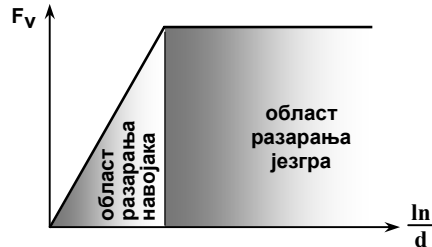


Слика 5.29. Распредела оптерећења у навојцима навојног споја



Слика 5.30. Запреминско разарање навојака

Минимална дужина ношења навојног споја одређује се експериментално. Код навојног споја, изложеног затезању, мења се број активних навојака ($z_a = 1, 2, 3 \dots$), а сила затезања се повећава док не дође до запреминског разарања навојака. Са повећањем броја активних навојака сила која их разара расте линеарно (дијаграм на Сл.5.31), све до одређеног броја навојака; тада настаје разарање (кидање) језгра, а не навојака навојног споја. Добијена минимална дужина ношења навојног споја зависи од механичких карактеристика материјала навртке и вијка и величине, односа називног пречника и корака навоја.



Слика 5.31. Одређивање минималне дужине ношења навојног споја

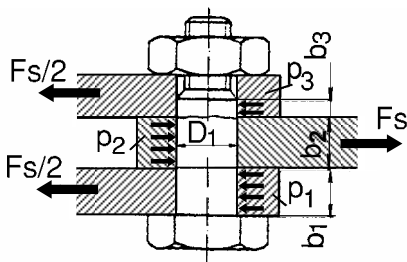
Прорачун вијчаних спојева своди се на избор облика, димензија и материјала стандарног вијка, који ће омогућити сигурно и поуздано преношење радног оптерећења у експлоатационим условима.

Број вијка и њихов међусобни распоред на спајаним деловима може бити строго диктиран радним условима или дат у виду препорука и одговарајућих конструкционих ограничења. Уздужне димензије вијка обично су диктиране конструкционим условима, величином (дебљином) спајаних делова. Попречне димензије одређују се на основу дозвољеног (максималног радног) напона. Висина навртке одређена је минималном дужином ношења навојног споја.

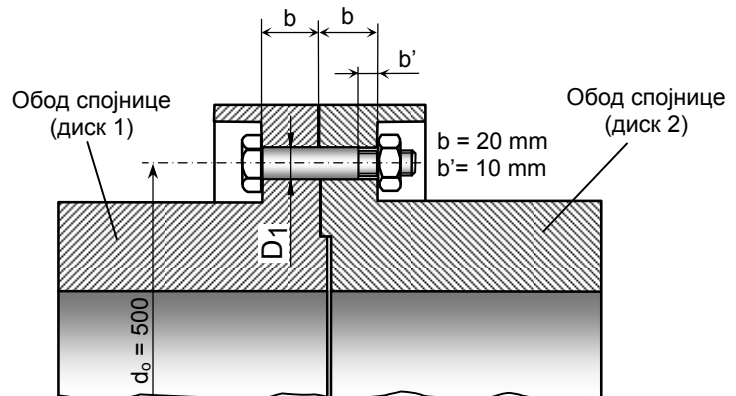
Попречно оптерећене непрутегнуте (подешене) вијчане везе

Основне карактеристике

Формирање вијчаног споја остварује се постављањем подешених вијка у отворе спајаних делова. Да би се при монтажи остварило неизвесно налегање Н7/п6 или Н7/к6, пречник ненавојног дела (стабла) вијка се обрађује на одговарајућу меру. Код ових спојева навојни део има секундарну улогу (не учествује у преношењу радног оптерећења) да онемогући испадање вијка и померање спојених делова у правцу осе вијка. Сила претходног притезања је мала. У циљу спречавања самоодвртања навртке користе се подложне плочице, расцепке и друге мере сигурности.



Слика 5.37. Подешена завртањска веза



Слика 5.38. Подешена завртањска веза

Преношење радног оптерећења са једног дела споја на други део остварује се директно преко стабла вијка (Сл.5.37 и 5.38). Нападна линија радног оптерећења је управна на осу вијка. Да би се што потпуније искористила запреминска чврстоћа вијка, смањила маса и повећао економски ефект, подешени вијци се могу притезати.

Избор стандарног вијка

Радно оптерећење

Ако се укупно оптерећење вијчаног споја (F) преноси преко више вијака (n) (Сл.5.38) тада је оптерећење једног вијка:

$$F_1 = \frac{F}{n} \xi_r,$$

где је:

$$F = \frac{T}{d_0/2} \xi_r \frac{1}{n} - \text{радно оптерећење једног вијка код вијчаног споја приказаног на Сл.5.38,}$$

T - обртни момент који се преноси са диска 1 на диск 2,

d_0 - пречник круга на коме су равномерно распорђени вијци.

$\xi_r = (1,3...1,5)$ - фактор неравномерности расподеле оптерећења на истовремено ангазоване вијке због непоклапања облика и димензија стабла вијка са обликом и димензијама отвора у спајаним деловима. Ангажовањем већег броја вијака у преношењу радног оптерећења повећава се степен неравномерности расподеле оптерећења;

Када се укупно оптерећење преноси преко једног вијка (Сл.5.37) ($n = 1$):

$$F_1 = F.$$

Радни напони

Стабло вијка радном оптерећењу се супроставља унутрашњим силама - радним напонима на смицање и површински притисак (контактни напон):

$$\tau = \frac{F_1}{Ai} - \text{радни напони на смицање,}$$

где су:

$$A = \frac{D_1^2 \pi}{4} - \text{површина попречног пресека стабла вијка,}$$

i - број равни смицања ($i = 1$ у примеру на Сл.5.38 и $i = 2$ у примеру на Сл.5.37),

$$p = \frac{F_1}{A} - \text{контактни напон (површински притисак),}$$

$$A = D_1(b - b') - \text{у примеру на Сл.5.38.}$$

У примеру на Сл.5.37 потребно је одредити контактни напон на свим додирним површинама:

$$p_1 = \frac{F}{A_1}, \quad p_2 = \frac{F}{2A_2} \text{ и } p_3 = \frac{F}{2A_3},$$

где су:

$$A_1 = D_1 b_1, \quad A_2 = D_2 b_2 \text{ и } A_3 = D_3 b_3.$$

Највећа вредност контактеног напона меродавна је за даљи прорачун.

Критични напон

За избор критичног напона потребно је познавати ток промене радног оптерећења:

- а) Интензитет, правац и смер радног оптерећења се не мењају - статичко оптерећење:

$$[\tau]_M = \tau_{TM} = \tau_T \xi_1 - \text{критични напон машинског дела (стабла вијка) услед смицања,}$$

$[p] = p_{TM} \approx 1,2R_e$ - критични напон машинског дела (стабла вијка) услед контактнoг напона.

Дозвољени напон

$\tau_{doz} = \frac{[\tau]_m}{S_\tau}$ - дозвољени напон због смицања,

$p_{doz} = \frac{[p]_m}{S_p}$ - дозвољени напон због површинског притиска.

Степен сигурности

$S_\tau = 1,5 \dots 2,0$,

$S_p = 2,0 \dots 3,0$.

Минималне вредности степена сигурности одговарају великом степену поузданости података о радном оптерећењу и критичним напонима и великој равномерности расподеле оптерећења на истовремено ангазоване вијке.

Попречне димензије (пречник) стабла вијка

Из услова да радни напони морају бити мањи од максималног радног - дозвољеног напона добија се израз за одређивање пречника стабла вијка на основу смицања.

За избор стандарног вијка меродавна је прва већа стандарна вредност пречника стабла вијка.

Провера запреминске чврстоће вијка

Изабрани (усвојени) вијак преносиће радно оптерећење у предвиђеним радним условима без појава запреминског и површинског разарања, ако су степени сигурности

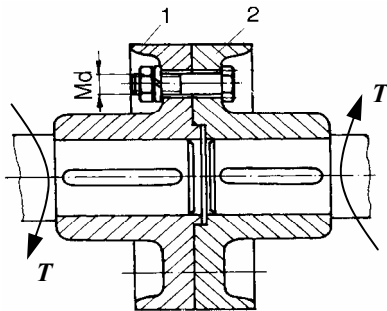
$S_\tau = \frac{[\tau]_m}{\tau}$ и $S_p = \frac{[p]_m}{p}$ - већи од минималних вредности.

У случају да овај услов није задовољен, треба усвојити бољи материјал за вијак или усвојити (ангажовати) већи број вијака у преношењу радног оптерећења.

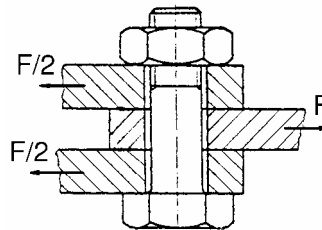
Попречно оптерећене притегнуте вијчане везе

Основне карактеристике

Код ових веза пречник отвора спајаних делова је већи од пречника стабла вијка, тако да између стабла вијка и спајаних делова нема контакта, Сл.5.39 и 5.40. За преношење радног оптерећења (попречне силе) са једног дела споја на други део споја потребно је обезбедити одговарајући отпор (у виду трења) да би се спречило проклизавање делова споја. То се остварује притезањем вијака одговарајућим моментом притезања.



Слика 5.39. Попречно оптерећена завртањска веза



Слика 5.40. Попречно оптерећена завртањска веза

У циљу осигурања навојног споја од попуштања (лабављења) и заштите додирних површина од хабања постављају се подложне плочице између подлоге и навртки и/или главе вијка и подлоге.

Избор стандардног вијка

Радно оптерећење

Ако се укупно оптерећење вијчане везе (F) преноси преко више вијака (n) (Сл.5.39) тада је оптерећење које преноси један вијак:

$$F_1 = \frac{F}{n}.$$

Да би се формирао отпор против проклизавања спојених делова 1 и 2 (Сл.5.39), на њиховим додирним површинама треба обезбедити одговарајући површински притисак, тј. одговарајућу силу у плочама – деловима 1 и 2 (F_b):

$$F_b = \frac{F_1 S_\mu}{i},$$

где су:

S_μ - степен сигурности против проклизавања спојених делова 1и2,

$S_\mu = 1,2 \dots 1,8$ - за статичко радно оптерећење,

$S_\mu = 1,5 \dots 3,5$ - за динамичко радно оптерећење и радне услове са великим вибрацијама (ударима),

i - број додирних површина преко којих се преноси радно оптерећење, $i = 1$ за пример на Сл.5.39, $i = 2$ за пример на Сл.5.40.

μ - коефицијент трења на додирним површинама спојених делова.

Да би се на додирним површинама спојених делова обезбедила сила F_b , сваки вијак вијчане везе треба притегнути силом претходног притезања:

$$F_p = \xi_p F_b,$$

где је:

ξ_p - фактор притезања,

$\xi_p = 1,5 \dots 2,0$ - узима у обзир смањење аксијалне силе у вијку (силе претходног притезања) услед локалних пластичних контактних деформација и услед одступања измерених (на алату за притезање) и стварних вредности силе притезања.

Радно оптерећење F_1 не преноси се непосредно преко вијка, већ индиректно преко силе претходног оптерећења (F_p). Да би се остварила сила F_p и савладали отпори трења у навојцима навојног споја, вијак је у фази претходног притезања (формирања вијчаног споја) изложен моменту увијања:

$$T_n = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho_v).$$

Радни напони

У току притезања (формирања вијчане везе) вијак је напрегнут на увијање и затезање:

$$\tau_u = \frac{T_n}{W_p} - \text{радни напон услед увијања};$$

$$W_p = \frac{d_i^2 \pi}{16} - \text{поларни отпорни момент језгра вијка } (d_i = d_3), \text{ ако је } d_v > d_3 \text{ или врата вијка } (d_i = d_v), \text{ ако је } d_3 > d_v;$$

$$\sigma = \frac{F_p}{A} - \text{радни напон услед затезања силом претходног притезања};$$

$$A = \frac{d_i^2 \pi}{4} - \text{површина попречног пресека језгра вијка } (d_i = d_3), \text{ ако је } d_v > d_3 \text{ или врата вијка } (d_i = d_v), \text{ ако је } d_3 > d_v.$$

Критични напони

Вијчана веза неће моћи да преноси радно оптерећење ако се језгро вијка или врат пластично трајно деформишу, тј. ако радни напони затезања и увијања достигну напоне на граници течења материјала:

$$[\sigma]_M = R_{eM} = R_e \xi_1 \xi_T - \text{напон течења услед затезања,} \\ [\tau]_M = \tau_{TM} = \tau_M \xi_1 \xi_T - \text{напон течења услед увијања.}$$

Дозвољени напон

Максимални радни напон у попречном пресеку језгра или врата вијка при коме вијчана веза може још да преноси радно оптерећење је:

$$\sigma_{\text{doz}} = \frac{[\sigma]_M}{S} - \text{дозвољен напон услед затезања,}$$

где је:

$$S = 1, 2 \dots 1, 6 - \text{степен сигурности.}$$

Попречни пресек језгра или врата вијка следи из услова да је радни напон у најугроженијем пресеку вијка мањи од одговарајућег дозвољеног напона ($\sigma \leq \sigma_{\text{doz}}$).

$$A \geq \xi_u \frac{F_p}{[\sigma]_M} S,$$

где је $\xi_u = 1, 2 \dots 1, 25$ (утицај напона услед увијања вијка узима се у обзир повећањем напона затезања вијка за 20...25%).

За избор одговарајућег вијка меродавна је прва већа стандардна вредност попречног пресека језгра или врата вијка.

Провера радне способности изабраног вијка

Изабрани вијак преносиће радно оптерећење вијчане везе ако је степен сигурности против запреминског разарања (трајних пластичних деформација) вијка на крају процеса притезања већи од минималне вредности ($S_{\text{min}} = 1, 2$):

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}},$$

где су:

$$S_\tau = \frac{[\tau]_M}{\tau_u}; \quad S_\sigma = \frac{[\sigma]_M}{\sigma}.$$

У случају да услов $S > S_{\text{min}}$ није задовољен, треба усвојити бољи материјал за вијак, или изабрати стандардни вијак већег попречног пресека или, ангажовати већи број вијака за преношење радног оптерећења вијчане везе.