

ške, hkrati pa s svojimi neizogibnimi izgubami še zmanjšujejo že tako slab izkoristek postrojenja. Na primer: če je izkoristek plinskega generatorja 80 %, turbine (postrojenja) 17 % in električnega generatorja 95 %, je izkoristek od trdnega goriva do električne energije: $0,8 \cdot 0,17 \cdot 0,95 = 0,13$, t. j. 13 %. Toliko pa se da dosežati tudi s parnimi lokomobilmami.

Po razmerah se uporabljajo ali plinasta goriva — n. pr. na naftnih poljih naravni plin, v železarnah plin iz plavžev, v vele mestih plin iz čistilnih naprav za odpadne vode — ali tekoča goriva. Slednja so predvsem v rabi pri letalih, ladjah, lokomotivah in avtomobilih. Izmed tekočih goriv lahko uporabljamo vse od lahkega bencina do najtežjih olj; o izbiri odločajo samo gospodarski razlogi. Goriva ne potrebujejo nobenih posebnih dodatkov, kakor je to n. pr. pri bencinskih motorjih. Ista turbina teče lahko na več sorodnih tekočih goriv. S preprosto zamenjavo gorilnika je mogoče hitro preiti od plinastega goriva na tekoče ali obratno. Izjema so potisniki, pri katerih so zaradi težkih okoliščin obratovanja postavljene ožje meje, vendar gorivo (večinoma je v rabi petrolej) tudi pri teh ne potrebuje posebnih obravnav.

Količina goriva, ki je potrebna, da se zrak segreje na zahtevano temperaturo, je tako majhna (okrog 8 do 12 g/kg zraka), da nastala zmes sploh ne bi gorela. Hkrati so hitrosti zraka v turbini večje kakor je hitrost širjenja plamena, tako da se plamen ne bi mogel vzdržati. Pri večini konstrukcij sta ta dva problema hkrati rešena z uvedbo notranjega plašča v gorilniku. Skozi rege ali luknje

plašča prihaja vanj le toliko zraka, kolikor je potrebno, da se tvori dobro gorljiva zmes in je plamen v zavetju. Ostali zrak teče okrog plašča, ga hladi in se na koncu pomeša s tokom iz plašča, tako da nastaja tok enakomerne temperature in sestava.

Zaključek

Vkljub velikemu napredku so ostale poglavitne slabe strani enostavnih pretočnih plinskih turbin še vedno slab izkoristek, majhna prosta moč in to, da zanje ni mogoče uporabljati trdnih goriv. V raznih primerih pa so važnejše njihove dobre strani, in sicer: stroj je preprost in nima delov, ki bi se obrabljali, teče mirno in ima enakomeren vrtilni moment, lahko se naglo zaganja in takoj polno obremenjuje, potrebuje malo osebja, ker se vse postrojenje upravlja in nadzoruje z enega mesta, ne potrebuje nobene vode, pač pa samo malo olja za mazanje, teče lahko na različna, tudi nekvalitetna goriva, zavzema malo prostora, je lahek in poceni, grozi le majhna nevarnost eksplozije in požara, ker imajo goriva visoko vrelišče in vnetišče ter so tlaki nizki.

Za prometna sredstva (posebno letala) so važnejše našete dobre strani od slabih. Energetika terja boljše izkoristke, ki se dajo dosežati le na račun enostavnosti konstrukcije, tako n. pr. z regeneracijo, s hlajenjem med kompresijo, z gretjem med ekspanzijo. To pa je tako obsežna snov, da jo je treba posebej obravnavati.

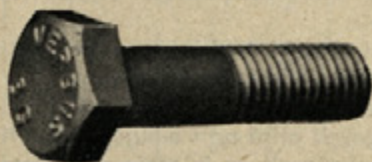
Avtor: prof. ing. Boris Cernigoj, Oddelek za strojništvo fakultete za elektrotehniko in strojništvo v Ljubljani

DK 621.882.1.01

Izračun vijajčnih zvez

MILAN MURŠIČ

Nagli razvoj tehnike je pustil že daleč za seboj dobo, ko je bil vezni vijak še malo pomemben strojni element, izdelan izključno iz običajnega jekla (St 38.13) s kovanjem v razžarjenem stanju (črni vijaki) ali stružen iz vlečenih šestorobnih palic (svetli vijaki). Prehod na serijsko proizvodnjo terja popolnejše računske osnove za določanje nosilnosti in varnosti vijajčnih zvez; približne ocenitve, ki so bile še zadovoljive v individualni proizvodnji, tu ne morejo več vzdržati strogega kriterija o zahtevah po zanesljivosti in ekonomičnosti. Razvoj lahke gradnje, ki teče vzporedno s serijsko proizvodnjo, pa terja tudi boljše kvalitete vijakov, ki naj imajo veliko nosilnost pri majhnih dimenzijah oziroma teži in tudi majhne potrebne pri-



Sl. 1. Kvalitetni vijak trdnostnega razreda 8 G z vtisnjenim znakom kvalitete in trdke. Trdka Bauer & Schaurte že od leta 1908 proizvaja vijake s postopkom hladnega oblikovanja brez rezanja in je utrla pot kvalitetnim vijakom v Evropo. Ta čas izdeluje nad 2000 vrst standardnih ter specialnih vijakov in matic

Tabela 1

Trdnostni razredi za kvalitete vijake po standardu DIN 67 in njihovi trdnostni podatki.

Znak trdnostnega razr.	σ_m kp/mm ²	σ_v kp/mm ²	ξ %	$\frac{\sigma_v}{\sigma_m}$	σ_a dop	$0,7 \sigma_v$	$\frac{1}{f_z} \frac{F_p}{F_z}$
6 G	60 ... 70	54	14	0,9	3	38	4,2
8 G	80 ... 90	64	12	0,8	3,5	45	4,4
10 K	100 ... 120	90	8	0,9	5,5	63	4,5
12 K	120 ... 140	108	8	0,9	7	76	4,7

ključne dimenzije vezanih delov. Obenem se razvijajo in izpopolnjujejo konstrukcije, pri katerih vijak prenaša izredno velike utripajoče sile in toplotne spremembe in kjer je brezpogojna varnost vijajčne zveze osnovna zahteva. Jasno je torej, da so vezni vijaki postali pomemben strojni element, katerega oblikovanju, izdelavi, izračunu in vgraditvi posvečamo vso pozornost.

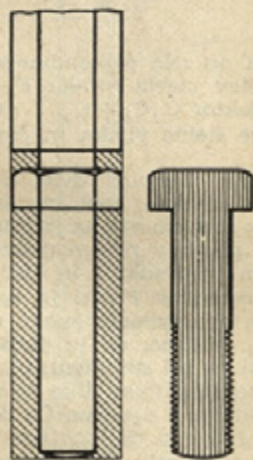
Preden pa pričnemo z obravnavanjem izračuna vijajčnih zvez, pogledimo na kratko, kaj nudi sodobna industrija vijakov za dosego zgoraj naštetih zahtev. V zadnjih petdesetih letih se je razširil izbor materialov za vijake na boljše in trdnjše kvalitete (tabela 1). Za preoblikovanje teh materialov v tako imenovane kvalitetne vijake (sl. 1) pa se je uveljavil nov tehnološki postopek (sl. 2), ki je prevzel v svetu že skoraj celotno področje pri izdelavi navadnih vijakov v di-



Sl. 2. Šele z uvedbo hladnega preoblikovanja vlečene žice je bila ustvarjena ekonomična osnova za množinsko in ceneno izdelavo kvalitetnih vijakov. Slika kaže posamezne faze izdelave, od žice do končne oblike, ko je za termično obdelavo na vrsti zadnja faza — uvaljanje navoja v hladnem stanju. Izmeček materiala je neznaten (2%). Vlakna potekajo neprekinjeno in v stebli ni ostrih zarez ali prehodov

menzijah od M 6 do M 24, za kvalitetne vijake trdnostnih razredov 6 G, 8 G, 10 K in 12 K pa je sploh edini primeren postopek. Struženi vijaki (sl. 3) so se za zdaj obdržali samo pri dimenzijah od M 6 navzdol in pri specialnih vrstah, pri katerih hladno preoblikovanje zaradi posebnih lastnosti materiala ni možno (n. pr. velik odstotek kroma pri vijakih za visoke temperature).

Očitne prednosti kvalitetnih vijakov, ki bodo še nazorno prikazane v izračunu vijčnih zvez, vsiljujejo potrebo, da bi naši konstrukterji in potrošniki dajali čimveč vzpodbude za njihovo postopno uvajanje in serijsko proizvodnjo v naši državi. Tu in tam so te težnje že zelo močne, kajti problemi veznih vijakov se pri nas pojavljajo na vseh področjih dejavnosti v dokaj težavni obliki, ker nam manjka domačih kvalitetnih vijakov oziroma uvoz ne more kriti potreb. Širši kader naših konstrukterjev je v vsakem primeru posebej primoran improvizirati rešitve. Zato je potrebno nenehno poudarjati prednosti kvalitetnih vijakov in obenem probleme naše industrije vijakov obravnavati v strokovnem tisku. Pri tem pa je treba razpravljati



Sl. 3. Pri navadnem vijaku, struženem iz šesterorobe vlečene palice, imamo nad 40 % izmečka v šrafinanem prerezu. Povrh tega z rezanjem prekinjamo vlakna in občutno zmanjšujemo zarezno trdnost stebila vijaka. Ker so boljši materiali še posebno občutljivi za zareze, ta tehnološki postopek za izdelavo kvalitetnih vijakov ni primeren

na široki osnovi, kajti izhodišče za proizvodnjo kvalitetnih vijakov tiči v metalurgiji, ki mora zagotoviti dobavo materialov s primernimi in enakomernimi kvaliteta. Ker pri nas niti proizvodnja navadnih struženih vijakov še ni dokončno vsklajena in uravnovesena, je morda čas za prehod na višjo tehnično raven kar najprimernejši. Ker proizvodnja kvalitetnih vijakov ne sodi v okvir tega članka in potrebuje posebne obdelave v strokovnem tisku, naj ostanem le pri splošnih opombah z željo, da bi od razprav in priprav čimprej prešli k izdelovanju.

Oznake in mere

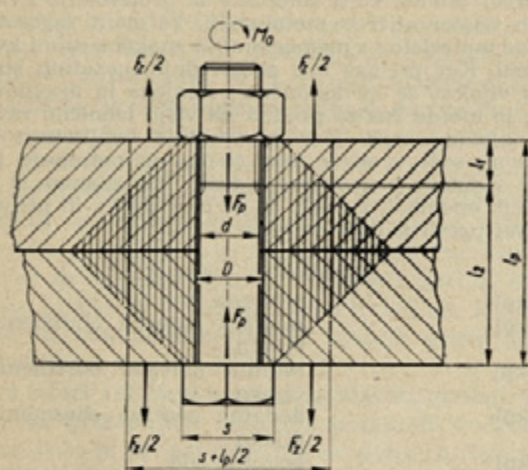
F_p [kp]	pritezna sila
F_s [kp]	zunanja natezna obremenitev vijaka
F [kp]	celotna natezna obremenitev vijaka
F_d [kp]	dodatna natezna obremenitev vijaka
F_t [kp]	tesnilna sila
M_a [kpmm]	pritezni moment s ključem
l_p, l_1, l_2 [mm]	debelina plošč oziroma dolžine stebila vijaka
λ [mm]	deformacija (podaljšek stebila λ_s , skrček plošč λ_p)
C_s, C_p [kp/mm]	enotna sila stebila vijaka oziroma plošč
E_s, E_p [kp/mm ²]	moduli elastičnosti materiala vijaka oziroma plošč
A, A_s, A_t [mm ²]	prerezi stebila vijaka
σ [kp/mm ²]	natezna napetost
σ_m [kp/mm ²]	natezna trdnost materiala
$\sigma_v, \sigma_{0,2}$ [kp/mm ²]	meja plastičnosti materiala
$\sigma_w = \sigma_{med} \pm \sigma_d$ [kp/mm ²]	trajna utripna natezna trdnost
σ_{med} [kp/mm ²]	srednja natezna napetost
σ_a [kp/mm ²]	amplituda natezne napetosti
σ_{ad} [kp/mm ²]	dopustna amplituda natezne napetosti
δ_5 [%]	trajni raztezek pri zlomu

Znano je, da je nosilnost vijaka odvisna od materiala, oblike in tehnološkega postopka izdelave. (Slednji po eni strani ohranja ali celo izboljšuje trdnost materiala, obenem pa zmanjšuje koncentracije napetosti na minimum.) Ko smo vijak zvezo izoblikovali in vijak vgradili, pa je nosilnost vijčne zveze (torej vijaka) odvisna še od prožnosti stebila vijaka, prožnosti vezanih delov in od pritezne sile.

Da porazdelitev napetosti v obremenjenem vijaku ni enakomerna, je bilo že dolgo časa na dani. Toda, dokler so bili vijaki obremenjeni samo statično in teža konstrukcije ni imela bistvene vloge, tudi izračun ni segal preko oblike $F = A \cdot \sigma_{dop}$ in so bile dopustne napetosti zaradi te negotovosti zelo majhne. V potrdilo naj navedem le, da najdemo po raznih virih v literaturi tudi do desetkratne faktorje varnosti proti zlomu.

Veliko nosilnost kvalitetnih vijakov pa lahko izkoristimo le, če si ustvarimo pravilno sliko o silah v vijčni zvezi. Ta način izračuna postane odločilne važnosti pri vijkih, ki so obremenjeni s spremenljivo zunanjo obremenitvijo in jim preti nevarnost zloma zaradi utrujenosti materiala.

Oglejmo si medsebojni odnos sil pri vijčni zvezi, kjer je vijak najprej pritegnjen s ključem z momentom M_a , ki povzroči pritezno silo F_p , potem pa obremenjen z zunanjo natezno silo F_s (sl. 4). Uvodoma smo že rekli, da je nosilnost vijčne zveze odvisna od prožnosti stebila vijaka, prožnosti vezanih delov (plošč oziroma prirobovk) in od pritezne sile. Za neko vijakno zvezo čisto določenih dimenzij si bomo izdelali tako imenovani diagram vijčne zveze (sl. 5). Na absciso nanašamo elastične deformacije (podaljške, skrčke), na ordinato pa natezne obremenitve (F_p, F_s , itd.). Ko vijak pritegnemo s ključem z momentom M_a , dosežemo pritezno silo F_p . Zaradi te sile (sl. 4) se stebilo vijaka podaljša za λ_s , ter plošče skrčijo za λ_p . To stanje vnesemo



Sl. 4

v diagram (sl. 5). Črto OC v diagramu imenujemo karakteristiko stebila vijaka in njen naklonski kot proti abscisi φ je merilo za prožnost stebila vijaka. Kajti veličino

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_p}{\lambda_s} = C_s \quad (1)$$

imenujemo enotno silo stebila vijaka. To je tista sila, ki raztegne steblo vijaka dolžine $l_1 + l_2$ za 1 mm. Analogno imenujemo črto BC v diagramu (sl. 5) karakteristiko plošči. Enotna sila plošč pa je

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{F_p}{\lambda_p} = C_p \quad (2)$$

Recipročno vrednost enotne sile stebila vijaka izračunamo iz enačbe za deformacijo

$$\frac{1}{C_s} = \frac{\lambda_s}{F_p} = \frac{1}{E_s} \sum \frac{l_i}{A_i} \quad (3)$$

kjer so A_i prerezi stebila vijaka na pripadajočih odsekih l_i in E_s elastični modul materiala vijaka.

Enotna sila plošč je odvisna od oblike in konstrukcije vezanih delov in jo je treba izmeriti pri poskusu. Približno vrednost pri enostavnem primeru (sl. 4) pa lahko določimo s pomočjo domnevne postavke, da se pritisk glave vijaka in matice razširja pod kotom 45° . Tako dobimo dva votla preseka stožca. Ker pa nista prikladna za izračun, ju nadome-

stimo z votlim valjem zunanjšega premera $s + l_p/2$ in notranjšega premera D . Tako je torej enotna sila plošč

$$C_p = \frac{E_p \cdot [(s + l_p/2)^2 - D^2] \pi}{4 l_p} \quad (4)$$

kjer je s zev ključa, E_p pa elastični modul materiala plošč.

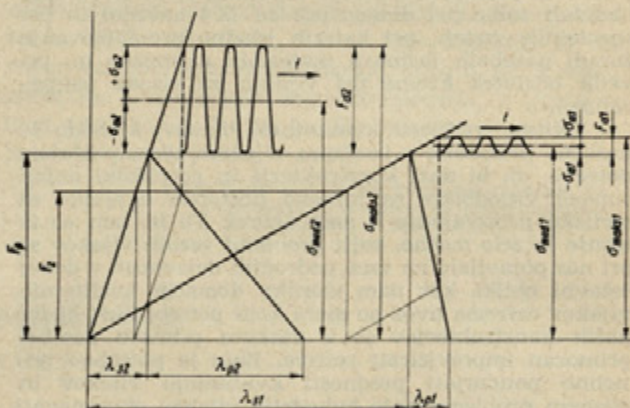
Do sedaj je bila vijačna zveza samo pritegnjena. Ko pa zvezo obremenimo z zunanjo natežno obremenitvijo F_p , se steblo vijaka še dodatno podaljša za Δl , obenem pa se stisnjeni plošči za enak iznos povrne, torej se njihov skrček λ_p zmanjša za Δl (sl. 5). Natezna obremenitev stebila vijaka se pri tem poveča za

$$F_d = F_p \cdot \frac{C_s}{C_s + C_p} \quad (5)$$

Silo F_d imenujemo dodatno obremenitev stebila vijaka. Celotna natezna obremenitev stebila vijaka znaša torej

$$F = F_p + F_d = F_p + F_p \cdot \frac{C_s}{C_s + C_p} \quad (6)$$

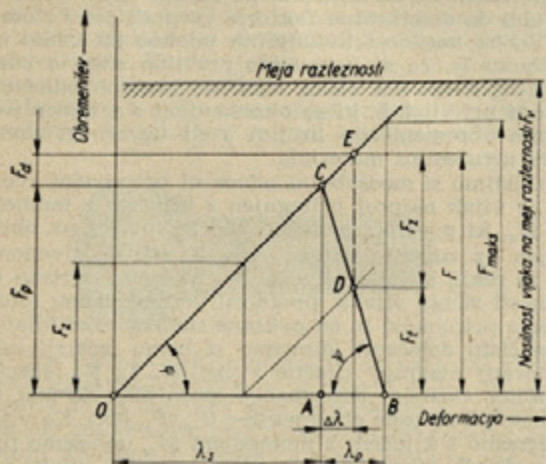
in ne enostavno $F = F_p + F_p$, kar bi bilo samo tedaj, če bi bilo steblo vijaka in plošče absolutno togi (sl. 8).



Sl. 6

Tako smo prišli do zelo pomembnega zaključka: dodatna obremenitev stebila vijaka F_d je tem manjša, čim manjši je faktor $C_s/C_s + C_p$. Z drugimi besedami: čim prožnejše je steblo vijaka in čimmanj so prožne stisnjene plošče.

Slika 6 kaže diagrama dveh vijačnih zvez: za zvezo s prožnim vijakom (položna karakteristika) in za zvezo s togim stebлом vijaka (strma karakteristika), medtem ko sta plošči v prvem primeru manj prožni kakor v drugem (glej slike 9 in 10). Pritezna sila F_p in zunanja obremenitev F_z , ki je spremenljiva od 0 do F_{z2} , pa sta za oba primera enaki. Očitna je razlika med F_{d1} in F_{d2} . Vidimo, da je dodatna obremenitev stebila vijaka, ki je pri spremenljivi zunanji obremenitvi tudi spremenljiva (glej sliko 6), v prvem primeru znatno manjša kakor v drugem. Če delimo sile v diagramu vijačne zveze za najmanjšim prerezom stebila vijaka, dobimo napetosti. Pri vsakem od obeh primerov ugotovimo naslednje: okoli neke srednje napetosti (σ_{med1} , σ_{med2}) niha trenutni iznos celotne napetosti z amplitudo σ_{a1} oz. σ_{a2} . S poskusi je bilo ugotovljeno, da je dopustna vrednost amplitude natezne napetosti σ_{ad} za steblo vijaka neodvisna od srednje natezne napetosti σ_{med} , dokler vsota obeh $\sigma_{med} + \sigma_{ad}$ ne preseže nosilnosti vijaka na meji plastičnosti σ_r .



Sl. 5

Dopustne vrednosti amplitude natezne napetosti σ_{ad} za steblo vijaka različnih trdnostnih razredov so bile prav tako dognane s poskusi in so vnesene v tabelo 1. Zaključek je slednjič tale: pri spremenljivi zunanji obremenitvi F_z naj bo vijak zadosti prožen in plošče zadosti toge, tako da amplituda natezne napetosti

$$\sigma_a = \frac{F_d}{2A_j} \text{ ne presega dopustne amplitude } \sigma_{ad}, \text{ pri}$$

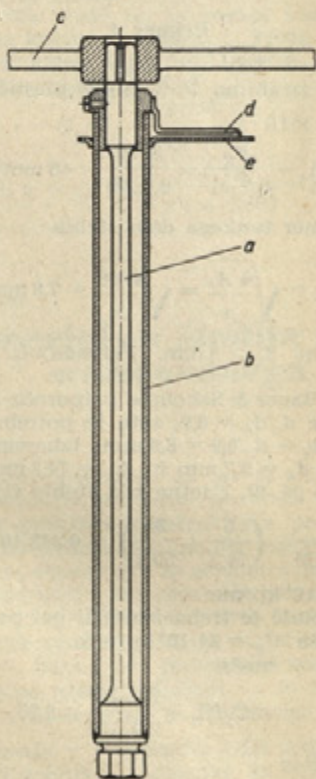
čemer pa vsota $\sigma_{med} + \sigma_a$ ne sme presegati σ_r . S primerno izbiro trdnostnega razreda in oblike vijaka (vijak z vitkim prožnim stebлом — sl. 9) zlahka zadostimo tem zahtevam. V primeru pa, da je $\sigma_a > \sigma_{ad}$ (togi vijak, prožne plošče — sl. 10), pa se vijak po določenem času pretrga — zaradi tako imenovane utrujenosti materiala.

Tu pa moramo poudariti odločujočo važnost pritezne sile F_p . S slike 5 je sicer razvidno, da je F_d neodvisna od F_p , dokler je tesnilna sila $F_t > 0$. Toda številni poskusi so pokazali, da pri vijčnih zvezah pritezna sila s časom upada kljub varovalom proti odvitju matic. Vzroki za upadanje pritezne sile so neizbežne trajne (plastične) deformacije stebila vijaka, navojev stebila in matic ter stičnih površin zveze. Zato vodilna evropska tvrdka Bauer & Schaurte priporoča pritezne sile oziroma napetosti:

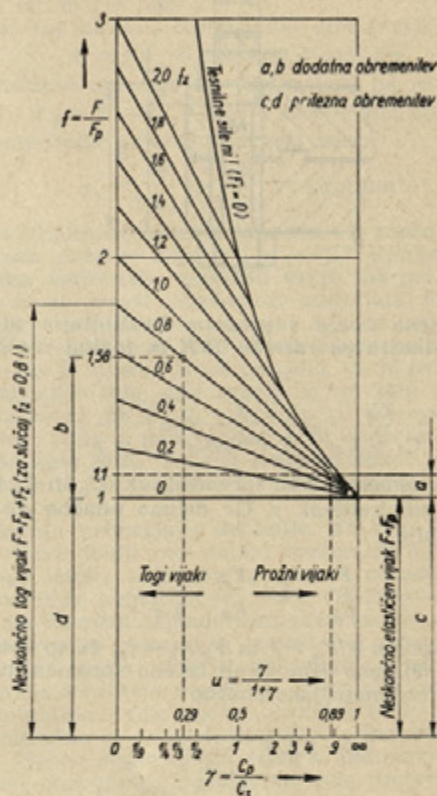
za navadne vijake (4D, 5D in 6S) 80 % σ_r ,

za kvalitetne vijake (6G, 8G, 10K in 12K) 70 % σ_r .

V tabeli 1 so vnesene pripadajoče vrednosti priteznih napetosti za kvalitetne vijake in primerna razmerja $f_z = \frac{F_z}{F_p}$, ki so dognane s poskusi. Pri tako velikih vrednostih F_p pa grozi nevarnost, da pri ročnem pritezanju z navadnim ključem vijak obremenimo nad mejo plastičnosti. Zato je treba kvalitetne vijake pri-



Sl. 7. Momentni ključ za merjenje priteznega momenta M_a pri pritezanju vijakov (a — zvojna vzmet, b — okrov, c — ročica, d — kazalec, e — skala, ki jo je treba umeriti). Ta ključ je bil izdelan na Inštitutu za metalne konstrukcije pri Tehnični fakulteti v Ljubljani po avtorjevem načrtu



Sl. 8. Splošni diagram vijčne zveze (ZVDI 1953, str. 350)

tegovati izključno s tako imenovanim momentnim ključem (sl. 7), ki omogoča, da ostane F_p v dovolj ozkih in dopustnih mejah.

Da lahko konstruiramo diagram vijčne zveze, potrebujemo torej enotni sili stebila vijaka C_s in plošč C_p ter velikost pritezne sile F_p . Iz teh se dasta izračunati podaljšek stebila vijaka in skrčitev plošč zaradi sile F_p

$$\lambda_s = \frac{F_p}{C_s} \text{ in } \lambda_p = \frac{F_p}{C_p} \quad (7)$$

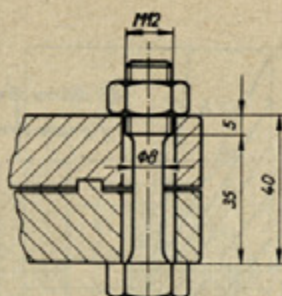
Nato izberemo primerni merili za absciso in ordinato ter narišemo diagram. Vanj vnesemo še zunanjo natezno obremenitev F_z in lahko odčitamo F_d . Slaba stran takega dela je ta, da velja diagram samo za eno vijčno zvezo s čisto določenimi dimenzijami in obremenitvami. Za praktično uporabo je mnogo primernejši splošni diagram vijčne zveze, iz katerega lahko s potrebnimi izhodnimi podatki (C_s , C_p in F_p) odčitujemo F in F_d za poljubno vijčno zvezo in med seboj primerjamo različne vijčne zveze.

Izdelajmo si ta splošni diagram vijčne zveze (sl. 8)! Izhajamo iz enačbe (6)

$$F = F_p + F_z \cdot \frac{C_s}{C_s + C_p}$$

kjer je F (celotna obremenitev stebila vijaka) odvisna od štirih neodvisnih veličin (C_s , C_p , F_p in F_z). Če s primerno preureditvijo te enačbe dosežemo, da bo F odvisna samo še od dveh veličin, bomo to odvisnost lahko grafično ponazorili s šopom krivulj.

Faktor $C_s/C_s + C_p$ v enačbi (5) skrajšamo s C_s in količnik C_p/C_s označimo z γ ; torej



Sl. 9. Vijajna zveza s prožnim kvalitetnim vijakom M 12 trdnostnega razreda 10 K in togimi ploščami

$$\frac{C_s}{C_s + C_p} = \frac{1}{1 + C_p/C_s} = \frac{1}{1 + \gamma} \quad (8)$$

Tako smo namesto dveh spremenljivk (C_p in C_s) uvedli le eno, njun količnik γ . Če delimo enačbo (5) s F_p , dobimo dalje

$$\frac{F}{F_p} = 1 + \frac{F_z}{F_p} \cdot \frac{1}{1 + \gamma} \quad (9)$$

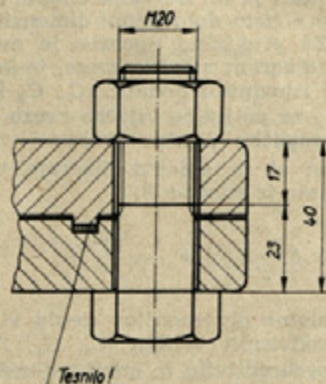
Sedaj označimo $F/F_p = f$ in $F_z/F_p = f_z$; če to vstavimo v enačbo (9), smo eliminirali še eno spremenljivko in dobimo brezdimenzijsko enačbo

$$f = 1 + f_z \cdot \frac{1}{1 + \gamma} \quad (10)$$

Enačba (10) pa ima samo še dve neodvisni spremenljivki in jo lahko grafično ponazorimo s šopom krivulj. Če vzamemo γ za absciso, dobimo pri $f = \text{konst}$ hiperbole, katere pri $\gamma = \infty$ (prožni vijak, toge plošče) konvergirajo proti vrednosti 1. Boljše pa je, če naneseemo na absciso namesto γ vrednost $u = \gamma/(1 + \gamma)$, ker dosežemo s tem, da se mesto v neskončnosti prenese v končno polje in obenem dobimo namesto hiperbol premice (sl. 8). Pri tem se enačba (10) spremeni v

$$f = 1 + f_z (1 - u) \quad (11)$$

Poudarili smo že izredno važnost pritezne sile F_p in ugotovili, da velja diagram (sl. 5) le, dokler še obstaja tesnilna sila F_t . Zato si v splošnem diagramu (sl. 8) omejimo uporabno področje tako, da poiščemo vsa mesta, kjer tesnilna sila preneha ($F_t = 0$). Pri danih C_s , C_p in F_p se očitvidno zgodi takrat (sl. 5), ko je zunanja obremenitev F_z enaka celotni obremenitvi $F_{\max}$



Sl. 10. Vijajna zveza z navadnim standardnim vijakom M 20 $\times$ 60 trdnostnega razreda 4 D in prožnimi ploščami (vmes je tesnilo)

in je tesnilna sila $F_t = 0$. Enačbi (6) in (10) veljata le do te meje. Torej

$$F = F_{\max} = F_{z \max} \quad (12)$$

Enačbo (12) delimo z F_p in dobimo brezdimenzijsko obliko

$$f = f_{\max} = f_{z \max} \quad (13)$$

Iz enačbe (13) dobimo v zvezi z enačbo (10)

$$f_{\max} = f_{z \max} = 1 + \frac{1}{1 + \gamma} \cdot f_{z \max} \quad (14)$$

iz česar z ureditvijo dobimo enačbo mejne krivulje (sl. 8).

$$f_{\max} = f_{z \max} = \frac{F_{z \max}}{F_p} = \frac{1 + \gamma}{\gamma} \quad (15)$$

Največja dopustna zunanja obremenitev je torej (ko je tesnilna sila enaka nič)

$$F_{z \max} = F_p (1 + \frac{1}{\gamma}) \quad (16)$$

Naslednja računska primerjava vijajne zveze s prožnim vijakom in togimi ploščami (sl. 9) ter vijajne zveze s togim vijakom in prožnimi ploščami (sl. 10) naj prikaže neogibnost prve izvedbe pri spremenljivi zunanji obremenitvi F_z in obenem potrdi praktičnost splošnega diagrama za vijajne zveze.

Dana je zunanja spremenljiva natezna obremenitev $F_z = 2400$ kp. Za oba primera vzamemo enako veliko pritezno silo $f_z = F_z/F_p = 0,8$, torej je pritezna sila $F_p = F_z/f_z = 2400/0,8 = 3000$ kp. Vzporedno računamo za oba primera:

Primer 1

potrebni prerez tankega dela stebila vijaka, če za pritezno silo izrabimo 70 % meje plastičnosti (po tabeli 1)

$$A_s = \frac{F_p}{0,7 \cdot \sigma_r} = \frac{3000}{0,7 \cdot 90} = 48 \text{ mm}^2.$$

Torej je premer tankega dela stebila

$$d_s = \sqrt{\frac{4 A_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 48}{\pi}} = 7,9 \text{ mm};$$

zaokrožimo na $d_s = 8$ mm. Pripadajoči prerez $A_s = 50,2 \text{ mm}^2$.

Tvrdba Bauer & Schaurte priporoča za prožne vijake razmerje $d_s/d_k = 0,9$; zato je potreben premer jedra navoja $d_k = d_s/0,9 = 8,9$ mm. Izberemo standardni navoj M 12 z $d_k = 9,7$ mm in $A_k = 74,3 \text{ mm}^2$. Skiciramo vijajno zvezo (sl. 9). Enotna sila stebila vijaka je

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{2,2 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{5}{74,3} + \frac{35}{50,2} \right) = 0,348 \cdot 10^{-4} \text{ mm/kp};$$

$$C_s = 2,9 \cdot 10^4 \text{ kp/mm}.$$

Enotno silo plošč je treba izmeriti pri poskusu. V tem primeru znaša $C_p = 24 \cdot 10^4 \text{ kp/mm}$.

Količnik γ znaša

$$\gamma = C_p/C_s = \frac{24 \cdot 10^4}{2,9 \cdot 10^4} = 8,28$$

in pripadajoči u

$$u = \frac{\gamma}{1 + \gamma} = \frac{8,28}{1 + 8,28} = 0,89.$$

Z $u = 0,89$ in $f_z = 0,8$ odčitamo v splošnem diagramu (sl. 8) $f = 1,1$.

Celotna natezna obremenitev stebila vijaka je

$$F = f \cdot F_p = 1,1 \cdot 3000 = 3300 \text{ kp}.$$

Dodatna obremenitev (izmenična) pa je

$$F_d = F - F_p = 3300 - 3000 = 300 \text{ kp.}$$

Amplituda natezne napetosti znaša

$$\sigma_a = \frac{F_d}{2 \cdot A_s} = \frac{300}{2 \cdot 50,2} = 3 \text{ kp/mm}^2.$$

Za vijake trdnostnega razreda 10 K znaša dopustna amplituda natezne napetosti $\sigma_{ad} = 5,5 \text{ kp/mm}^2$. Torej zloma zaradi utrujenosti materiala ne bo.

Največja vrednost natezne napetosti (glej sl. 6) je

$$\sigma_{maz} = \frac{F}{A_s} = \frac{3300}{50,2} = 66 \text{ kp/mm}^2$$

in znaša ~ 74 % meje razteznosti. Upoštevati pa moramo še zvojne napetosti, ki jih povzročamo pri privijanju in poiskati reducirano napetost. Ta pa ne sme prekoračevati meje razteznosti. Tvrdba Bauer & Schaurte navaja

$$\sigma_{red} = 1,3 \cdot \sigma_{maz} = 1,3 \cdot 66 = 86 \text{ kp/mm}^2 < 90.$$

Vijačna zveza torej povsem ustreza za gornje podatke.

Primer 2

potrebni prerez jedra navoja, če za pritezno silo izrazimo 80 % meje plastičnosti (po tabeli 1)

$$A_k = \frac{F_d}{0,8 \cdot \sigma_r} = \frac{3000}{0,8 \cdot 19} = 198 \text{ mm}^2.$$

Izberemo standardni vijak M 20 in imamo $A_k = 220 \text{ mm}^2$ ter prerez gladkega dela stebra $A = 314 \text{ mm}^2$. Skiciramo vijačno zvezo (sl. 10). Enotna sila stebra vijaka je

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{2,2 \cdot 10^4} \left(\frac{17}{220} + \frac{23}{314} \right) = 0,068 \cdot 10^{-4} \text{ mm/kp;}$$

$$C_s = 14,7 \cdot 10^4 \text{ kp/mm.}$$

Enotna sila plošč bo tu zaradi prožnega tesnila precej manjša kakor v primeru 1. Treba jo je izmeriti pri poskusu in znaša $C_p = 6 \cdot 10^4 \text{ kp/mm.}$

Količnik γ znaša

$$\gamma = C_p / C_s = \frac{6 \cdot 10^4}{14,7 \cdot 10^4} = 0,408$$

$$\text{in pripadajoči } u = \gamma / (1 + \gamma) = \frac{0,408}{1 + 0,408} = 0,29.$$

DK 621.831.01

Primerjalna študija nemškega, ameriškega in angleškega standardnega preračuna za zobniške prenose

MARKO KOS

Raznolikost sistemov, ki so ta čas v rabi pri preračunu zobniških prenosov, povzroča motnje; predvsem motijo praktika-konstruktorja povsem različni rezultati, ki jih dobiva pri uporabi različnih preračunskih postopkov, čeprav gre za geometrično docela enake zobnike. Konstruktor zmerom išče pri delu najboljše pot: da bi pri največjih dosegljivih obremenitvah porabil najmanjše vložene količine materiala. Razen tega skuša dognati, kam vodi posamezni način preračuna in kaj lahko od njega pričakuje — in to nalogo sem skušal rešiti v naslednjem primerjalnem postopku.

Nemci imajo v standardih DIN uzakonjene samo popravke pri zobnikih, odstopke in oblike zob, preračuna samega pa v DIN nimajo predpisanega; mimo tega imamo lahko za standardni nemški preračun računski postopek prof. Niemann, ki ga tudi pri nas splošno uporabljamo, saj ga navajajo vsi priročniki (Dubbel, Klingelberg, Hütte), obsežno pa je podan v knjigi A. K. Thomas: »Die Tragfähigkeit der Zahn-räder«, München, 1950.

Z $u = 0,29$ in $f_z = 0,8$ odčitamo v splošnem diagramu (sl. 8) $f = 1,58$.

Celotna natezna obremenitev stebra vijaka je

$$F = f \cdot F_p = 1,58 \cdot 3000 = 4750 \text{ kp.}$$

Dodatna obremenitev (izmenična) pa je

$$F_d = F - F_p = 4750 - 3000 = 1750 \text{ kp.}$$

Amplituda natezne napetosti znaša

$$\sigma_a = \frac{F_d}{2 \cdot A_k} = \frac{1750}{2 \cdot 220} = 4 \text{ kp/mm}^2.$$

Za vijake trdnostnega razreda 4 D znaša dopustna amplituda natezne napetosti $\sigma_{ad} = 2,75 \text{ kp/mm}^2$. Ker je dejanska amplituda napetosti večja, bo pri tej zvezi nastal zlom zaradi utrujenosti materiala. Zaradi togosti vijaka (navaden material 4 D in slaba oblika stebra) in elastičnosti plošč (neprimeren način tesnjenja) se bo ta vijačna zveza porušila. Če bi pritezno silo povečali ($f_z = 0,36$, glej tabelo 1), bi bila sicer tudi vijačna zveza po sl. 10 primerna za izmenično obremenitev. Toda v tem primeru bi potrebovali vijak M 27 ali celo M 30. Vijačna zveza bi bila v primerjavi z vijakom M 12 v primeru 1 velika in mnogo težja.

Gornja primerjava dokazuje, da smo s kvalitetnimi vijaki dobili nov veliko vreden strojni element, katerega velika nosilnost in varnost omogočata lažje in popolnejše konstrukcije. Vezni vijaki so s tem pridobili na tehnični učinkovitosti, proizvodnja vijakov pa je postala zelo pomembna samostojna veja industrije, ki dan za dnem razširja proizvodni program ter z dviganjem kvalitete prevzema v serijsko izdelavo vse tiste specialne oblike vijakov, kakršne so do pred kratkim zamudno in drago izdelovali v posameznih delavnicah. Dobro organizirana vijačna industrija je torej eden od pomembnih pogojev za dvig proizvodnosti in pocenitev proizvodnje.

Literatura

- ¹ Dr. ing. E. Lickteig, »Schraubenherstellung«, Verlag Stahlisen, Düsseldorf.
- ² Dr. ing. S. Berg, »Die Schraube mit Vor- und Betriebslast«, ZVDI Bd. 95 Nr. 11/12, april 1953.
- ³ Katalogi tvrdke »Bauer & Schaurte«, Neuss (Rhein).

Avtor: ing. Milan Muršič, Oddelek za strojništvo Fakultete za elektrotehniko in strojništvo v Ljubljani.

Angleži imajo predpisane računske postopke v B. S. S. (British Standard Specification),¹ in sicer: B. S. S. 436, 1940: »Helical and Straight Spur Gears« (poševni in ravni čelni zobniki), B. S. S. 545, 1949: »Bevel Gears« (stožčasti zobniki) in B. S. S. 721, 1937: »Worm Gearing« (polzasti zobniki).

Američani imajo svoj način preračuna določen v standardih AGMA, in sicer AGMA 210.01, december 1946: »Surface Durability of Spur Gears« (površinska obrabna trdnost pri čelnih zobnikih) in v AGMA 220.01, december 1946: »Strength of Spur Gear Teeth« (trdnost zob pri čelnih zobnikih).

Študija naj natančneje osvetli prednosti enega in drugega sistema, razčisti nejasnosti v mnogih točkah ter sproži kritične poglede in pripombe. Pravilno je, da bi v naši industriji uporabljali tisti način preračuna, ki je najbolj dognan in praktičen ter daje najboljše konstruktivne rezultate, a je obenem potrjen z eksperimentalnim delom.

¹ British Standard Institution, 28, Victoria Street, London, S. W. 1.