

UDK 621.882.1

Osnove natezno obremenjenih vijčnih zvez

JULIJ BERTONCELJ

1.0. POMEN MEJE PLASTIČNOSTI PRI IZBIRI VIJAKOV

Če privijamo matico na vijaku, se steblo v začetku deformira tako, da se po prenehanju obremenitve vrača v prvotno obliko. Takšno vračanje stebila v prvotne dimenzije pa je mogoče le toliko časa, dokler se zaradi povečevanja obremenitve s privijanjem matice ne poveča napetost v prerezu stebila vijaka prek meje elastičnosti σ_e , ki je sicer natančno ni mogoče določiti (sl. 1a):

$$\sigma_e = F_e / A_0$$

kjer sta: F_e — sila na meji elastičnosti (težko določljiva), A_0 — ploščina prvotnega prereza preizkušanca.

Telo, ki je obremenjeno prek meje elastičnosti, se ne vrača več v prvotno obliko, ker se že trajno deformira. Strojni deli, ki so obremenjeni v takem območju, so v večini primerov še vedno tehnično zanimivi, toda le toliko časa, dokler se zaradi nadaljnega obremenjevanja ne pojavijo tako velike napetosti, da izraziteje popustijo notranje vezi v materialu. To pomeni, da je bila dosežena meja plastičnosti σ_v

$$\sigma_v = F_v / A_0$$

kjer je: F_v — sila na meji plastičnosti (težko določljiva).

Nadaljnje obremenjevanje s celo manjšo silo povzroča vidne deformacije (sl. 1b).

Meja plastičnosti je pri mehkem jeklu zelo izrazita, medtem ko pri drugih materialih ni, zato jemljemo v takih primerih za mejo plastičnosti tisto

napetost, pri kateri doseže trajni relativni raztezek ε vrednost 0,2 %, vrednost σ_v pa nadomestimo s $\sigma_{0,2}$

$$\varepsilon = \Delta l / l_0, \Delta l = l - l_0$$

$$\sigma_{0,2} = F_{0,2} / A_0$$

Tu pomenijo:

l — merilno dolžino obremenjenega preizkušanca,

l_0 — prvotno merilno dolžino preizkušanca,

$F_{0,2}$ — obremenitev pri $\varepsilon = 0,2 \%$.

Primer meje plastičnosti pri dimenzioniranju vijčnih zvez je še posebno očiten, če imamo opraviti z materiali enakih trdnosti σ_M

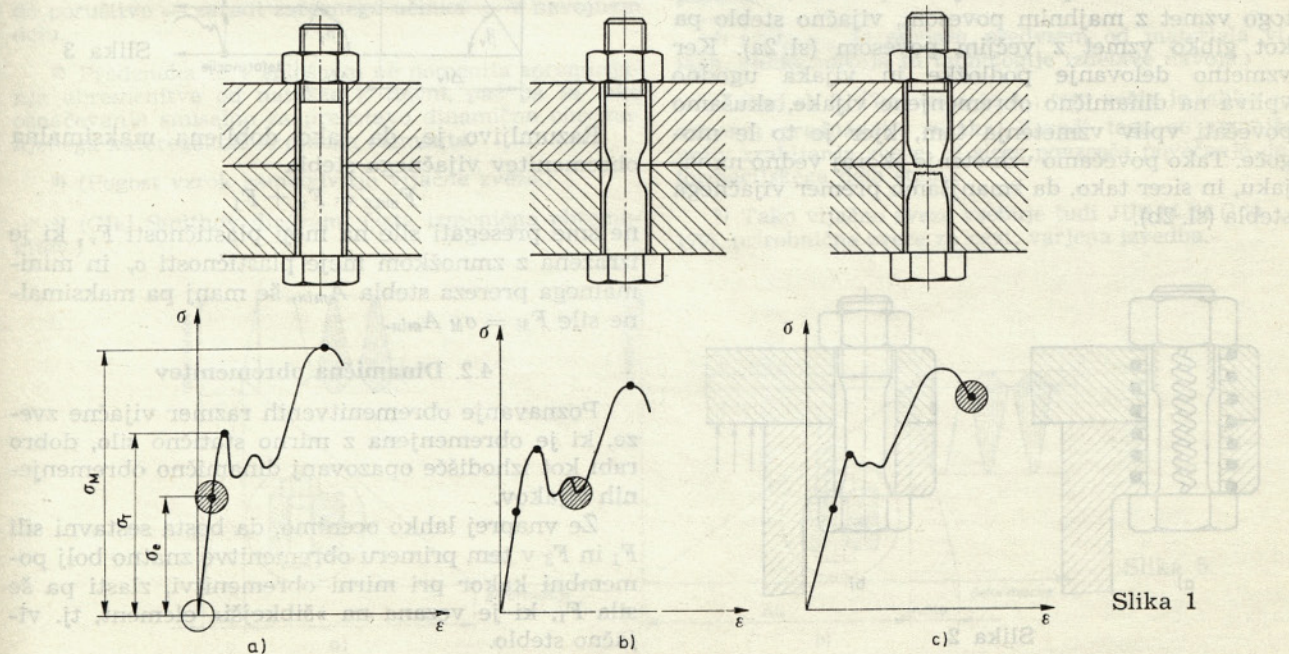
$$\sigma_M = F_M / A_0$$

kjer je F_M maksimalna sila. Enake trdnosti pa ne pomenijo tudi enake meje plastičnosti σ_v . Čim višje leži meja plastičnosti, tem večja je nosilnost vijaka, preden se plastično deformira, ali: pri enaki obremenitvi je lahko vijak z višjo mejo plastičnosti drobnejši, kar je bistveno za gospodarno gradnjo.

Obremenjevanje vijčnih zvez prek meje plastičnosti σ_v nima več praktične vrednosti, velikost natezne trdnosti materiala σ_M pa nima odločujoče vloge pri dimenzioniranju vijakov, pač pa samo neko varnost proti preobremenitvam (sl. 1c).

2.0. ZNAČAJ OBREMENITVE

Pri analizi vpliva meje plastičnosti na izbiro ustreznega vijaka kot najbolj pomembnega elementa zvijačene zveze smo ugotovili, da je smiselno obremenjevati vijčno zvezo le toliko časa, dokler ne prekoračimo napetosti, ki jo določa σ_v . Iz tega



Slika 1

izhaja, da celotna doba trajanja pravilno izbrana vijaka poteka v področju, ki je pod mejo plastičnosti (sl. 1a). Deformacije, ki spremljajo tako obremenitev, pri razbremenitvi praktično izginejo, pa lahko opazujemo vijačno steblo kot elastično telo, katerega deformacije so podobne onim pri vijačni vzmeti, ki so sorazmerne z obremenitvijo.

Če imamo mirno, statično obremenitev, lahko znatno izkoriščamo (do 70 %, izjemoma 80 %) trdnost materiala in se tako približamo meji plastičnosti. Pri trajno delujočih udarnih (utripnih) ali nihajočih (izmeničnih) obremenitvah pa moramo upoštevati še druge vplive.

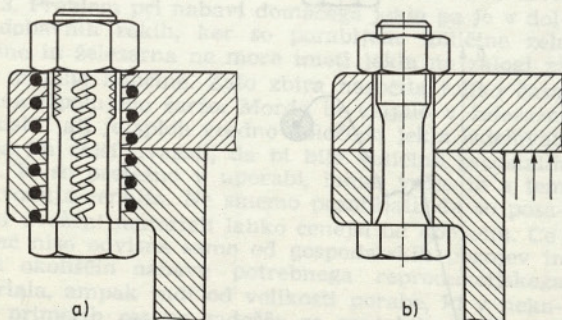
Zaradi omenjenih dinamičnih obremenitev, ki povzročajo nihanje napetosti v vijačnem steblo, se sčasoma pojavi (podobno kakor pri človeku) utrujanje materiala. Če se tako obremenjevanje, ki lahko povzroča tudi znatno nižje napetosti kakor v statičnem primeru, ne spremeni v mirno obremenitev, se zveza lahko poruši. To je normalen naraven pojav, ki ga lahko zmanjšamo, če oblikujemo konstrukcijo zveze tako, da vzmetno prestrežemo sunke in tako zmanjšamo njihov vpliv na minimum.

3.0. ZVIJAČENA ZVEZA JE FUNKCIJA DVEH VZMETI

Zaradi obremenitve vijačne zveze (v idealnem primeru samo z natezno silo), se pojavljajo deformacije v vseh elementih zvijačene zveze.

Tako se bodo vezni deli (ali podložka) ustrezno skrčili, steblo vijaka pa podaljšalo. Ker pa se vsak material, ki ga vgrajujemo, v začetku obremenjevanja obnaša elastično, se bosta elastično deformirala steblo in podložka vijaka, če bodo le napetosti ostale v elastičnem območju.

Tako si lahko predstavljamo podložko kot zelo toga vzmet z majhnim poveseom, vijačno steblo pa kot gibko vzmet z večjim poveseom (sl. 2a). Ker vzmetno delovanje podložke in vijaka ugodno vpliva na dinamično obremenjene vijake, skušamo povečati vpliv vzmetenja tam, kjer je to le mogoče. Tako povečamo vzmetenje skoraj vedno na vijaku, in sicer tako, da zmanjšamo premer vijačnega stebela (sl. 2b).

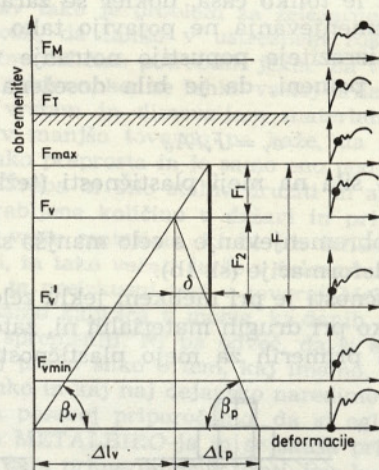


Slika 2

4.0. RÖTSCHERJEV NAPETOSTNI DIAGRAM

4.1. Vloga Rötischerjevega napetostnega diagrama pri analizi zvijačene zveze. Statična obremenitev

Da bi lahko analizirali napetostno stanje in deformacijske spremembe poljubne zvijačene zveze, uporabljamo Rötischerjev napetostni diagram (sl. 3). Iz njega je razvidno, da so deformacije linearno odvisne od obremenitev (Hookova premica v diagramu $\sigma - \epsilon$), kar pomeni, da predpostavljamo elastično obremenitveno območje. Tako se prikažeta na abscisni osi, zaradi delovanja sile prednapetja F_v (tj. začetna sila zvijačenja, kateri šele sledi obratovalna sila F), zaporedoma elastični podaljšek stebela vijaka Δl_v in elastični skrček podložke Δl_p . S pojavom dodatne obratovalne sile F , pa se vijačno steblo še nadalje elastično podaljša za vrednost δ , za enako vrednost pa se zmanjša elastična deformacija podložke, zaradi česar se zrahlja zvijačena zveza. S slike 3 je prav tako razvidno, da obratovalna sila F dodatno obremenjuje zvijačeno zvezo le z deležem F_1 , temu nasprotno pa sila F_2 , ki jo prevzame podložka, zmanjšuje stisno silo od prvotne vrednosti F_v na $F_v' = F - F_2$.



Slika 3

Razumljivo je, da tako dobljena maksimalna obremenitev vijačnega stebela

$$F_{max} = F_v + F_1$$

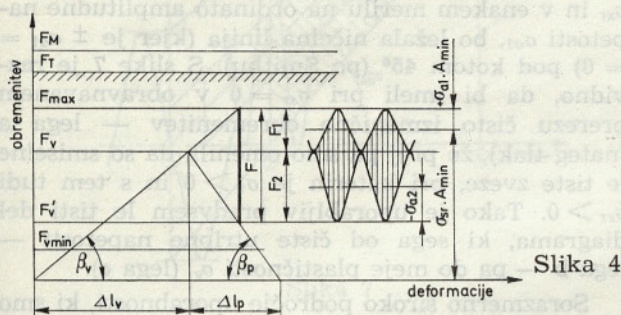
ne sme presegati sile na meji plastičnosti F_v , ki je izražena z zmnožkom meje plastičnosti σ_v in minimalnega prereza stebela A_{min} , še manj pa maksimalne sile $F_M = \sigma_M A_{min}$.

4.2. Dinamična obremenitev

Poznavanje obremenitvenih razmer vijačne zveze, ki je obremenjena z mirno statično silo, dobro rabi kot izhodišče opazovanj dinamično obremenjenih vijakov.

Že vnaprej lahko ocenimo, da bosta sestavni sili F_1 in F_2 v tem primeru obremenitve znatno bolj pomembni kakor pri mirni obremenitvi, zlasti pa še sila F_1 , ki je vezana na »šibkejši« element, tj. vijačno steblo.

Če obratovalna sila F zaniha, zanihata tudi F_1 in F_2 . Največkrat to nihanje ni povsem urejeno, zaradi preprostejšega zasledovanja pojavov pa le predpostavimo sinusno nihanje in — seveda — maksimalne vrednosti obremenitve. Tako povzroča sila F_1 v prerezu stebra vijaka amplitudno napetost $\pm \sigma_{a1}$ ^{1,2)}, slika 4, sila F_2 pa analogno v podložki (oziroma v vseh zvijačenih delih napetost $\pm \sigma_{a2}$ ³⁾.



Slika 4

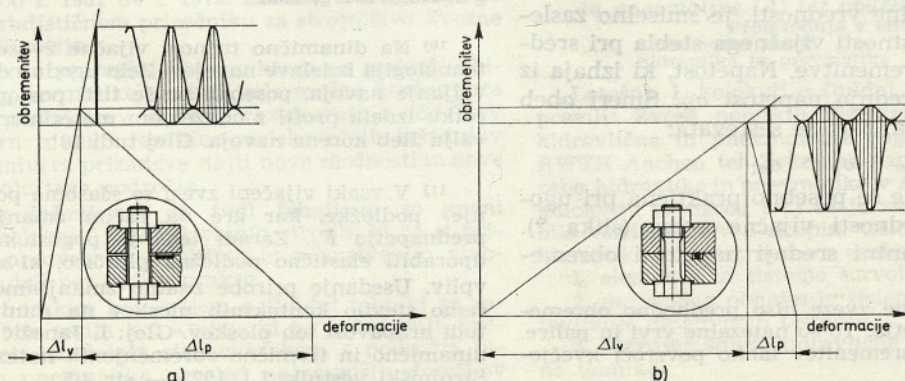
Skoraj vedno pa velikost sile F_2 , zaradi velikih dimenzij podložke (v primerjavi s stebлом), ne pomeni trdnostnega problema, pač pa zelo ogrozi minimalno stisno (tesnilno) silo F_{vmin} ali celo, če poraste F_2 na F_v ali več, povsem zrahlja zvezo³⁾. Izguba minimalne stisne sile F_{vmin} ima lahko velike posledice. Tako se bo pri velikostih $|\sigma_{a2}| > \sigma_v$ izmenično pojavljala mednavojna zračnost, s katero moramo računati pri vsaki vijaki zvezi. Napetostne razmere se v takem primeru izrazito poslabšajo in so najbolj kritične pri $\sigma_{sr} = 0$ ⁴⁾.

1) Maksimalne napetosti pričakujemo normalno v minimalnem prerezu, skozi katerega »teče« obremenitev. Pri vijaknem stebelu običajne (toge) izvedbe se za ta prerez upošteva notranji premer navoja d_1 , pri elastičnem vijaku pa premer gladkega stebra, ki znaša $0,9 d_1$. Izkaze se, da kljub zmanjšanemu premeru pride do porušitve — zaradi zareznega učinka — v navojnem delu.

2) Predznaka $\pm$ v splošnem ne pomenita spreminjanja obremenitve od natezne k tlačni, pač pa je tako označevanje smiselno za predstavo dinamično obremenjenega kateregakoli strojnega elementa.

3) (Pogost vzrok samoodvitja vijake zveze.)

4) (Glej Smithov diagram; čista izmenična obremenitev.)



Slika 5

Utrujenje materiala kot posledica dinamičnega obremenjevanja je — razumljivo — najbolj očitno na mestih maksimalnih napetosti. Te se največkrat pojavljajo v korenu prvega nosilnega navoja, kjer se začne porajati trajnostni lom. Da bi preprečili tak pojav, skušamo omejiti velikost amplitudne napetosti $\pm \sigma_{a1}$ tako, da ne preseže dopustne napetosti $\pm \sigma_{a1 dop}$, ki jo dobimo s trajnostnim preizkusom podobno obremenjenega preizkušanca⁵⁾.

Iz tega izhaja, da je za dimenzioniranje dinamično obremenjenih vijakov zelo pomembna velikost dopustne amplitudne napetosti $\pm \sigma_{a1 dop}$, ki je pri izbranem materialu tem večja, čim višje leži meja plastičnosti σ_v ⁶⁾.

4.2.1. Vpliv konstrukcije zveze na velikost amplitudnih napetosti

Iz povedanega lahko sklepamo, da bi bilo mogoče z oblikovanjem elementov vijake zveze vplivati na velikost amplitudnih napetosti in s tem na trajno trdnost vijake zveze.

Če s konstrukcijo »omehčamo« podložko (zračnost med zvijačenima deloma, predebelo tesnilo ali eno in drugo) je jasno, da se znatno poveča dodatna obremenitev F_1 in s tem $\pm \sigma_{a1}$. Vzmetna karakteristika podložke

$$C_p = \frac{F_v}{\Delta l_p}$$

se je bistveno zravnila, zlasti še pri tankih zvijačenih kosih in tako visoko »dvignila« obratovalno silo F . Porast $\pm \sigma_{a1}$ vodi k predčasni utrujenosti materiala (sl. 5a⁷⁾ in 4).

Z zamenjavo oblike vijaka, namesto togega z elastičnim stebлом, bi sicer izboljšali slabo vijako zasnovo, ne pa je odpravili, stroški bi pa še dodatno porasli.

5) ($\pm \sigma_{a1 dop}$ je odvisen predvsem od materiala vijaka, oblike navoja in tehnologije izdelave navoja.)

6) Glej sl. 8. Čim večja je σ_v , tem večja je lahko σ_{sr} oziroma prednapetje vijaka. Zaradi tega se zmanjša vpliv zrahljanja zveze, ki sicer povzroča povečanje deformacijskega dela stebra.

7) Tako vijako zvezo vsebuje tudi JUS M.B6.(160... 170), prirobnice zveze za cevi; varjena izvedba.

Iz obremenitvenih primerov vemo, da so večinoma podložke zelo toge, zato imajo strmo vzmetno karakteristiko. Če še uporabimo »elastični« vijak, se »spusti« obratovalna sila F še niže, s čimer se zmanjša velikost sile F_1 in s tem amplitudne napetosti $\pm \sigma_{a1}$, nevarnost trajnostnega loma je bistveno zmanjšana (sl. 5b).

To vodi do ugotovitve, da je varnost obratovanja dinamično obremenjene vijake zveze tem večja, čim manjši je $\pm \sigma_{a1}$, ki ne sme presegati vrednosti $\pm \sigma_{a1 \text{ dop}}$.

4.2.2. Diagram trajne trdnosti

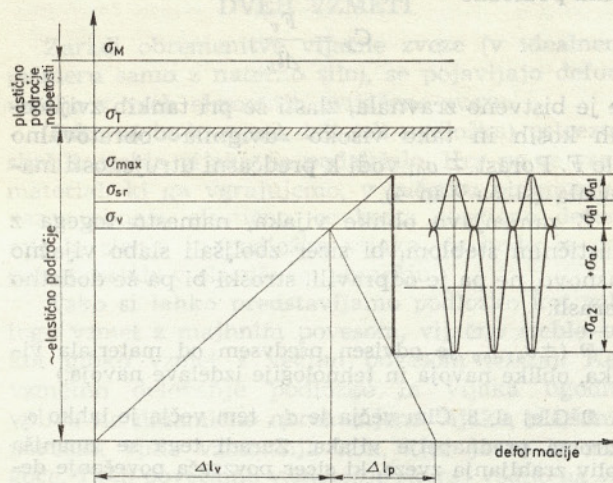
Navadno⁸⁾ je vijaka zveza najprej obremenjena s silo prednapetja F_v (slika 4), ki povzroča v prerezu stebila¹⁾ vijaka natezno napetost $\sigma_v = \frac{F_v}{A_{\min}}$.

S pojavom sile F oziroma F_1 pa se dodatno poveča obremenitev tako, da poraste σ_v za vrednost

$$2 |\sigma_{a1}| = \frac{F_1}{A_{\min}}$$

S tem pa je tudi določena maksimalna natezna napetost $\sigma_{\max}$, ki se pojavlja v obravnavanem prerezu (slika 6).

$$\sigma_{\max} = \sigma_v + 2 |\sigma_{a1}|$$



Slika 6

Zaradi dinamičnega delovanja sile F_1 , ki niha od nič do maksimalne vrednosti, je smiselno zasledovati trdnostne lastnosti vijakega stebila pri srednji vrednosti te obremenitve. Napetost, ki izhaja iz tega, imenujemo srednjo napetost σ_{sr} . Smeri obeh napetosti se ujemata, zato se seštevata:

$$\sigma_{sr} = \sigma_v + |\sigma_{a1}|$$

Taka določitev σ_{sr} je še posebno praktična pri ugotavljanju trajne trdnosti vijake zveze (slika 7). Tako se pri konstantni srednji napetosti obreme-

njuje steblo z različno velikimi amplitudami $\pm \sigma_{a1}$ tako dolgo, dokler ne pride do porušitve (pretrga). Preizkusi kažejo, da ima vsak vijaki material neko mejno vrednost $\pm \sigma_{a1}$, pri kateri ni več porušitve, doba trajanja je teoretično poljubno dolga. Tako je za jeklo pri 10^7 nihajih⁹⁾, za aluminijeve zlitine pa pri $5 \cdot 10^7$ nihajih.

Če na absciso nanašamo statične prednapetosti σ_{sr} in v enakem merilu na ordinato amplitudne napetosti σ_{a1} , bo ležala ničelna linija (kjer je $\pm \sigma_{a1} = 0$) pod kotom 45° (po Smithu). S slike 7 je razvidno, da bi imeli pri $\sigma_{sr} = 0$ v obravnavanem prerezu čisto izmenično obremenitev — lega a (nateg-tlak), že prej pa smo omenili, da so smiselne le tiste zveze, pri katerih je $\sigma_v > 0$ in s tem tudi $\sigma_{sr} > 0$. Tako je uporabljiv predvsem le tisti del diagrama, ki sega od čiste utripne napetosti — lega b — pa do meje plastičnosti σ_v (lega c).

Sorazmerno široko področje uporabnosti, ki smo ga dobili s preskusi z gladko in polirano palico, se pri obravnavi vijakov zelo skrči. Vijaka stebila imajo navoje, ki povzročajo zarezni učinek. Ta še prav posebno neugodno deluje, kakor je bilo že omenjeno, v navojih, ki so na mestu uvitja matice, saj se skoraj 70 % porušitev pojavlja v tem prerezu. Zato se zelo zmanjša velikost $\pm \sigma_{a1 \text{ dop}}$, s tem pa uporabna površina diagrama trajne trdnosti (slika 7). Uporabna področja za posamezne kvalitete razrede vijakov normalno¹⁰⁾ izdelanih vijakov prikazuje slika 8.

Posebnost dinamično obremenjenih zvez se kaže v tem, da je nevarnost trajnostnega loma zaradi utrujenosti materiala tem manjša, čim višja je statična napetost σ_v , s čimer se tudi zmanjšuje nevarnost odvitja zveze.

Zaradi takih okoliščin so za dinamično obremenjene vijake priporočljivi le tisti materiali, ki jih lahko obremenjujemo z veliko silo prednapetja F_v , oziroma tisti, ki imajo visoko mejo plastičnosti σ_v ¹¹⁾. S silo prednapetja lahko izkoriščamo le 70 do 80 %

⁹⁾ To so dinamično trdni vijaki. Glej:

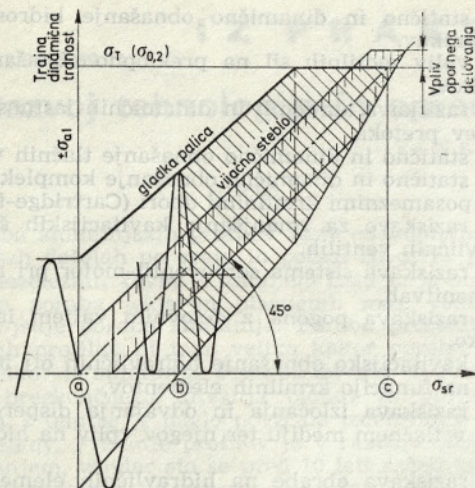
— Junker, G.: Schraubenverbindungen, VEB Verlag Technik, Berlin 1966, str. 37...52.

— Wiegand/Illgner: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1962.

¹⁰⁾ Na dinamično trdnost vijake zveze vpliva tudi tehnologija izdelave navojev. Zelo ugodno deluje hladno valjanje navoja, posebno pa še tisti postopek, ki v začetku izdelava profil z odvzemom materiala, nato pa povlaja žleb korena navoja. Glej tudi 18!

¹¹⁾ V vsaki vijaki zvezi se sčasoma pojavi »usedanje« podložke, kar gre na račun zmanjševanja sile prednapetja F_v . Zaradi tega je pogostokrat smiselno uporabiti elastično podložno ploščico, ki zmanjšuje ta vpliv. Usedanje prirobe znatno zmanjšamo, če zmanjšamo število kontaktnih ploskev na minimum, kakor tudi hrapavost teh ploskev. Glej: I. Janežič — Preračun dinamično in termično obremenjenih nateznih vijakov, Strojniški vestnik, Lj. 1972 — str. 4/5.

⁸⁾ Nekateri vijaki zveze niso predhodno obremenjene s silo prednapetja. To so natezalne vrvi in palice. Najbolj neugodna obremenitev lahko povzroči kvečjemu utripno napetost.



Slika 7

meje plastičnosti, preostali del trdnosti pa rabi za prevzem torzijskih napetosti

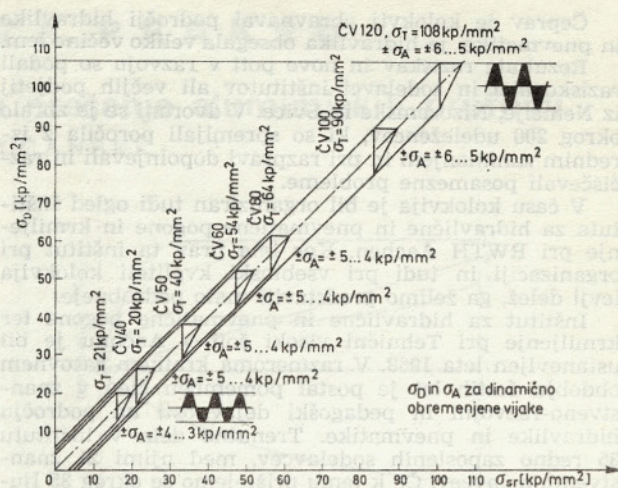
$$\tau = M_t / W_p, \quad W_p \approx 0,2 d_1^3; \quad (d_1 - \text{notranji premer navoja})$$

ki jih povzroča v obravnavanem prerezu pri vijaku moment M_t

$$M_t \approx F \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho) + F \cdot \frac{3}{2} d_2 \cdot \mu_A;$$

$$F = F_v + F_1 = F_{\max},$$

pri čemer so: d_2 — srednji premer navoja, $\tan(\alpha + \rho)$ — vpliv strmine in trenja med boki navojev



Slika 8

matice in vijaka; $\alpha \approx 2,5^\circ$ za normalne metrske navoje, $\tan \rho \approx 0,115$, μ_A — trenje med matico in podložno ploskvijo.

Vpliv obeh napetosti ne sme presegati σ_v

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{sr} + |\sigma_{a1}|)^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_v$$

pri čemer pa mora biti $\pm \sigma_{a1} \leq \pm \sigma_{a1 \text{ dop}}$ izbranega materiala (slika 8).

Avtorjev naslov: dipl. ing. Julij Bertoncelj, Fakulteta za strojništvo, Univerze v Ljubljani

POROČILO

UDK 061:62-522/.5

PRVI AACHENSKI KOLOKVIJ O FLUIDNI TEHNIKI

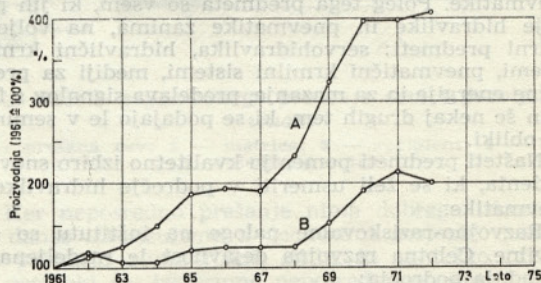
Uporaba hidravličnih in pnevmatičnih elementov na različnih področjih tehnike, še posebno pa v strojništvu, pri različnih rešitvah mehaniziranja in avtomatiziranja delovnih postopkov, se je v zadnjih 10 letih močno povečala. Nedvomno je razmah posledica napredka tehnologije, ki omogoča razmeroma ceno izdelovanje hidravličnih in pnevmatičnih elementov, po drugi strani pa tudi posledica uspešnega razvojnega in raziskovalnega dela na področju industrijske hidravlike in pnevmatike.

Slika 1 prikazuje primerjavo proizvodnje hidravlike in pnevmatike ter proizvodnje obdelovalnih strojev v obdobju od l. 1961 do l. 1972. Podatki v diagramu so povzeti po statističnem priročniku za strojništvo Zvezne republike Nemčije.

V znamenju precejšnje konjunktore na področju hidravlike in pnevmatike, pa tudi zelo močne konkurence številnih proizvajalcev, si vrsta raziskovalnih oddelkov raznih tovarn in tudi razvojno-raziskovalnih inštitutov tehničnih univerz prizadeva najti nove možnosti in nove poti v razvoju tega področja.

Strojnim inženirjem in tudi tehnikom so znani aachenski kolokviji o obdelovalnih strojih, ki so si pridobili ime predvsem s kvaliteto in znanstvenim nivojem ter si utrlji pot tudi v prakso.

S 1. aachenskim kolokvijem o fluidni tehniki se začne podoba serija kolokvijev, ki bo v časovnih presledkih dveh let dajala strokovnjakom s področja hidravlike in pnevmatike pregled najnovejših dosežkov na razvojno-raziskovalnem področju.



Sl. 1. Primerjava povečanja proizvodnje hidravlike in pnevmatike (A) ter obdelovalnih strojev (B)

Proizvodnja v letu 1961:

obdelovalni stroji 2854 mil. DM
hidravlika in prevmatika 270 mil. DM

Letošnji 1. kolokvij o fluidni tehniki so uradno pripravili: Zveza nemških inženirjev (VDI), Inštitut za hidravlične in pnevmatične pogone in krmiljenje pri RWTH Aachen ter Zveza za napredek razvoja in uporabo hidravlike in pnevmatike v Aachnu. V dvodnevem kolokviu (v marcu t.l.) se je zvrstilo 24 poročil, ki so bila razdeljena v 8 skupin. Celotno obravnavano problematiko lahko strnemo v naslednje skupine:

1. elemente in sisteme servohidravlike,
2. dinamično obnašanje sistemov in metode za ugotavljanje dinamičnih lastnosti,
3. razvojne smeri hidravlične in pnevmatične krmilne tehnike,
4. elemente in sisteme hidravličnih pogonov.