

DK 621.825.2

Obročna vzmet — vez med gredjo in pestom

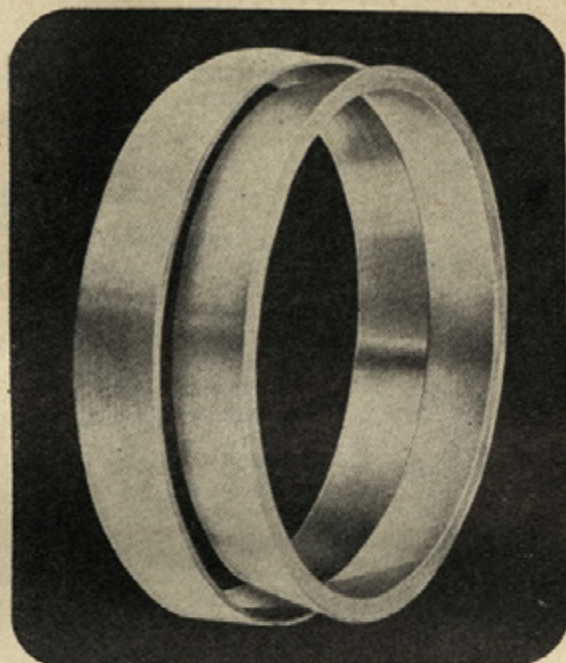
MILAN MURSIČ

Znana je že cela vrsta strojnih elementov, ki na razne načine vežejo gred in pesto v tako konstruktivno celoto, kakršna ustreza namenu konstrukcije. Povrh osnovne naloge, to je prenašanja vrtilnega momenta, pa naj v večini primerov imajo vezi še dodatne lastnosti, na primer: možnost nastavljanja v osni ali obodni smeri, zadostno centričnost, popolno prileganje, enostavno in hitro montažo, pa tudi veliko nosilnost in varnost pri dinamičnih obremenitvah, majhne dimenzije in nizko ceno. V zadnjih treh letih je razvoj na tem področju obogatil izbiro z novo, dokaj enostavno in vsestransko uporabno vezjo, ki združuje vse zgoraj našete lastnosti. Ta veže s trenjem pesto in gred preko paroma vgrajenih obročnih vzmeti, stisnjenih z vnaprej določeno osno silo. V naslednjem sestavku so podani opis, analiza sil (ki je tu prvič objavljena) in izračun te zanimive vezi, ki jo ta čas srečujemo že v mnogih konstrukcijah.

Opis vezi

Obročna vzmet, sestavljena iz zunanjih in notranjih obročev z dvojnimi stožčastimi ploskvami, je že dobro znana. Iz podobnih obročev z eno stožčasto ploskvijo in manjšo debelino je sestavljen par obročev, element za vezavo gredi in pesta (slika 1). V prostor med gladko obdelano gredjo in izvrtino pesta je vstavljen par obročev, od katerih je notranji obroč izdelan z zunanjim, zunanji obroč pa z notranjim stožcem. Kota obeh stožcev sta enaka (slika 2a). Ker debelini obročev nista veliki, se dasta obroča z zmerno osno silo natisniti. Pri tem se elastično deformirata in izpolnita radialne zevi med gredjo in notranjim obročem ter med pestom in zunanjim obročem (slika 2b). Če pa osno silo še večamo, pričneta obroča s cilindričnimi površinami pritiskati na stene izvrtine oziroma na gred v vseh smereh enakomerno. Normalne sile med obroči in pestom oziroma gredjo povzročajo obodne torne sile na stičnih ploskvah. Te drže ravnotežje z zunanjim vrtilnim momentom, ki ga vez prenaša. Očitna je sorodnost z nakrčeno vezjo. Vendar je bistvena razlika predvsem v tem, da je mogoče obravnavano vez enostavno ločiti, ker je praviloma vpeta z enim središčnim ali več vijaki na obodu (sliki 8 in 9). Ko te vijake popustimo, se prožni obroči povrnejo v prvotno obliko. Pojava samozavornosti ne more biti, ker je naklonski kot strmine (slika 2) zadosti velik. Tako se spet pojavljajo prvotne zevi med posameznimi deli, tako da pesto lahko brez truda snamemo z gredi.

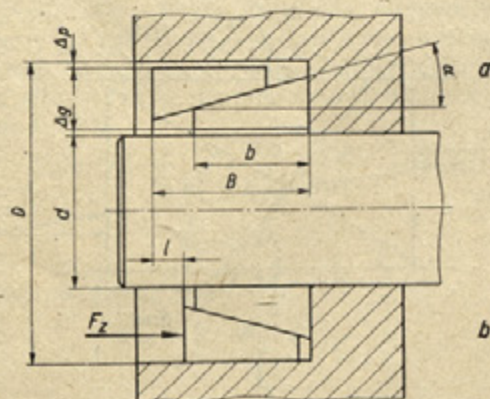
Poudariti pa je treba, da je opisana vez uspešna in zanesljiva le, če je pravilno sestavljena in vpeta. Obroče vstavljamo suhe in v pravilnem vrstnem redu. Predpisana vpenjalna sila mora biti brezpogojno dosežena. Priporočljivo je vijake privijati z momentnim ključem ter jih zavarovati proti od-



Slika 1

vijanju z najprimernejšim standardnim varovalom. Posebno skrbno je treba varovati vijak pri središčnem vpetju, kjer utegnejo že neznatni zasuki med gredjo in pestom povzročiti veliko zmanjšanje vpenjalne sile.

Pri tvrdki Ringfeder GmbH, ki je uvedla omenjeno vrsto obročnih vzmeti, so bili z mnogoterimi poskusi ugotovljeni najprimernejši parametri obročev, vezanih delov in celotne vezi, razen tega pa je bil glede na standardne premere gredi izdelan tovarniški standard RfN 8004 do 8005 (izrez v tabeli 1), ki zajema premere od 12 do 300 mm. Ista tvrdka podaja seveda tudi temu standardu in prak-

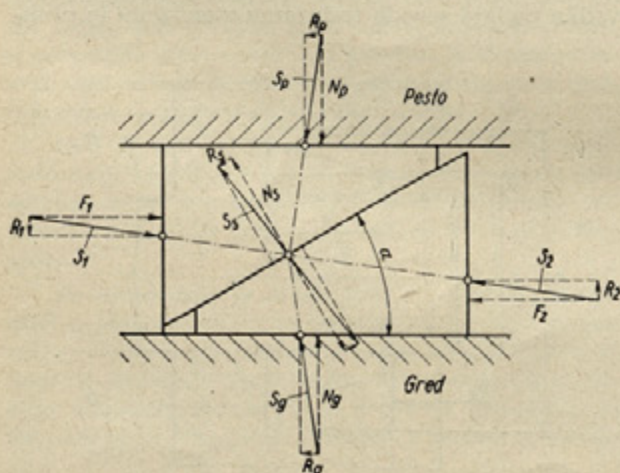


Slika 2

tičnim potrebam prilagojen izračun vezi. Ta sloni predvsem na izsledkih meritev pri poskusih. V naslednjem bom pokazal, da se dá ta vez lepo zajeti tudi teoretično.

Oznake in mere

d	mm	... premer gredi, premer notranjega obroča
D	mm	... premer izvrtine pesta, premer zunanjega obroča
b	mm	... širina obročev
B	mm	... širina prostega para obročev
Δg	mm	... radialna zev med gredjo in notranjim obročem
Δp	mm	... radialna zev med izvrtino pesta in zunanjim obročem
l	mm	... osni pomik prvega obroča
A	mm ²	... prerez obroča (prereza obeh obročev sta enaka)
V	mm ³	... volumen enega para obročev
α	°	... polovični kot stožca, naklon strmine
ϱ	°	... torni kot
$\mu = \tan \varrho$	—	... torni količnik
n	—	... število parov obročev
F_z	kp	... osna sila za premostitev zevi
$F_{1,2,\dots}$	kp	... osna vpenjalna sila na prvi, drugi... itd. par obročev
$F = F_z + F_1$	kp	... celotna osna sila na prvi obroč
N	kp	... normalna sila
R	kp	... sila trenja
F_o	kp	... obodna torzna sila
$S_{1,2,\dots,p,s}$	kp	... sile na posameznih ploskvah obročev
M	kpm	... zunanji vrtilni moment, obremenitev vezi
M_r	kpm	... torni moment vezi
W_z	kpm	... deformacijsko delo za premostitev zevi
σ_t	kp/mm ²	... tlačna napetost na površini gredi
τ	kp/mm ²	... zvojnina napetost na površini gredi
σ_r	kp/mm ²	... reducirana napetost na površini gredi
p	kp/mm ²	... plosčinski pritisk



Slika 3

Tabela 1: Meja razteznosti materiala gredi oziroma pesta $\sigma_{0,2}$. (Izrez iz standarda RfN 8004 za obročne vzmeti)

d	D	b	B	$\sigma_{0,2} \approx 40 \text{ kp/mm}^2$	$\sigma_{0,2} \approx 30 \text{ kp/mm}^2$	$\sigma_{0,2} \approx 20 \text{ kp/mm}^2$	$\sigma_{0,2} \approx 10 \text{ kp/mm}^2$
mm	mm	mm	mm	$M \cdot kpm$	$F \cdot kp$	$M \cdot kpm$	$F \cdot kp$
40	45	8	6,8	83,5	12000	59,8	9300
45	52	8	6,8	106	14000	75	10280
50	56	8	6,8	130	15500	93	11480
56	63	9	7,6	187	19600	134	14300
63	70	9	7,6	236	21800	168	15900
71	78	10	8,4	319	26000	228	18800
80	88	10	8,4	400	29600	285	21600
90	98	11	9,2	565	37000	405	27000
100	108	11	9,2	700	41200	500	30000
140	150	12	9,8	1460	60800	1040	44300

Analiza sil in enačbe za izračun vezi

Spremljajmo najprej potek sil pri enem paru obročev (slika 2). Ko smo obroča toliko natisnili, da se s cilindričnima obodoma ravno dotikata gredi oziroma izvrtine pesta (prvotne zevi Δg in Δp izginejo — glej slike 2 a in b), ju stiska sila F_z , opravljeno delo pa znaša

$$W_z = F_z \cdot \frac{l}{2} = \frac{1}{2E} (V_z \cdot \sigma_z^2 + V_n \cdot \sigma_n^2) \cdot \frac{\tan(a + \varrho)}{2 \tan a} \quad \dots 1$$

Enačba 1 izhaja iz izraza za deformacijo obročne vzmeti (Dubbel I, 9. izdaja, str. 411). Če sta največji napetosti v zunanjem in notranjem obroču po velikosti enaki ($\sigma_z^2 = \sigma_n^2$), dobimo izraz

$$W_z = \frac{V \cdot \sigma^2}{2E} \cdot \text{konst} \quad \dots 2$$

ki pove, da naj bo volumen para obročev čimmanjši, da sila za premostitev zevi F_z ne bo prevelika. To silo lahko izračunamo iz enačbe 1. V ta namen jo pretvorimo v primernejšo obliko: napetosti izrazimo s pomiki, volumene obročev pa po Guldinovemu pravilu z njunima prerezoma in radijema težišč njihovih prerezov. Tako dobimo

$$F_z = \frac{\Delta p + \Delta g}{D + d} \cdot 2 \pi EA \cdot \tan(a + \varrho) \quad \dots 3$$

Tako imamo na desni strani enačbe 3 poleg modula elastičnosti $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ kp/mm}^2$ in tornega kota $\tan \varrho = \mu = 0,15$ le še geometrijske veličine, ki jih v danih pogojih izmerimo brez težav. Za obroče po standardu RfN 8004 lahko določimo silo F_z po empirični enačbi

$$F_z = 30 \cdot d; \quad (F_z \text{ v kp, } d \text{ v mm}) \quad \dots 4$$

ki je bila ugotovljena z meritvami pri poskusih. Dobljene vrednosti ne odstopajo mnogo od tistih, izračunanih po enačbi 3. Vendar smemo enačbo 4 uporabljati le v normalnih izvedbah, kjer ima izvrtina pesta toleranco H7 in gred f6. Za poljubne obroče, ki niso vsebovani v omenjenem standardu, in v vseh primerih, v katerih tolerance vezanih delov izstopajo iz omenjenih meja, je treba silo F_z izračunati po enačbi 3.

Obodna torņa sila na gredi je $1/\cos 2\varrho$ -krat večja od obodne torne sile v pestu. Ker pa deluje slednja na ročici $D/2$ in prva na manjši ročici $d/2 < D/2$, je pri normalnih izvedbah z obroči po standardu RfN 8004 v območju premerov gredi od 12 do 300 mm torni moment pesta vedno nekoliko večji od tornega momenta gredi. Le znatno povečanje tornega količnika lahko pri sicer enakih dimenzijah vezi spremeni ta odnos. Pri običajnih materialih ta izjema ne prihaja v poštev, zato bomo v nadaljnjem računali s tornim momentom gredi in ga imenovali torni moment vezi.

Največji ploščinski pritisk se pojavlja med gredjo in notranjim obročem. Ta odreja mejo nosilnosti enega para obročev in znaša

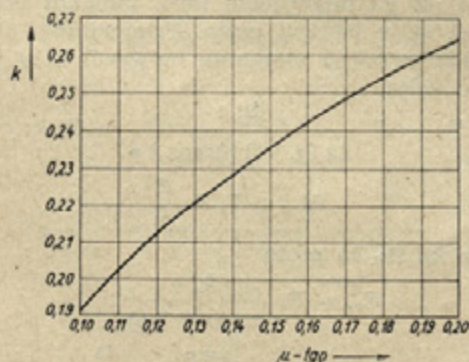
$$p = \frac{N_{\varrho 1}}{\pi \cdot d \cdot b} = \frac{F_1}{db \pi} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + 2\varrho) \cdot \cos 2\varrho} \quad \dots 9$$

Znatno manjši torni moment gredi (ki je tudi v tem primeru torni moment vezi) pa dosežemo, če pri sicer isti zvezi zamenjamo smer vpenjanja. V tem primeru, ko deluje vpenjalna sila F_1 na notranji obroč (na sliki 3 z desne strani), se mnogokotnik sil (prej slika 4) spremeni v zrcalno sliko (slika 5). Sili $N_{\varrho 1}$ in $N_{\varphi 1}$ se zamenjata tako, da postane normalna sila na gred (s tem pa seveda tudi obodna torņa sila) $\cos 2\varrho$ -krat manjša od one na pestu. Torni moment vezi znaša le

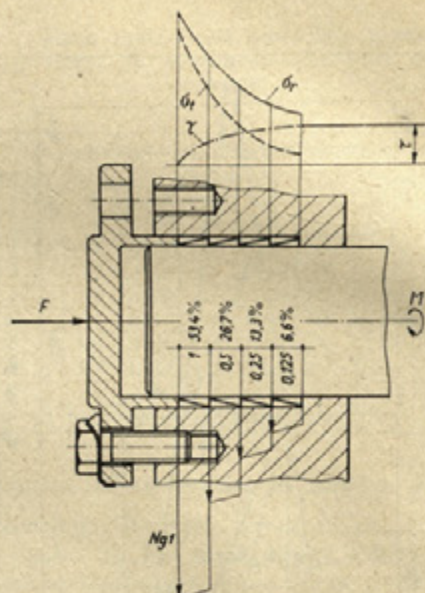
$$M_r = F_1 \cdot k \cdot \frac{d}{2} \cdot \cos 2\varrho \quad \dots 10$$

in tako vpeta vez je pri sicer enakih dimenzijah in enako veliki vpenjalni sili F_1 slabša. Zato se vedno odločamo za razporeditev obročev po slikah 2, 7, 8 in 9, pri čemer si zapomnimo, da je treba pri montaži paziti na njihovo predpisano nizanje.

Številni poskusi so potrdili, da linearna odvisnost med tornim momentom vezi M_r in vpenjalno silo F_1 (enačba 7) dejansko obstaja v celotnem območju uporabe. Izračunati je treba le še velikost faktorja k v enačbah 7. Njegovo odvisnost od tornega količnika μ pri kotu strmine $\alpha = 16^\circ 42'$ (s takim kotom so izdelani vsi obroči po standardu RfN 8004, tabela 1) podaja slika 6. Iz rezultatov



Slika 6



Slika 7

mnogih merjenj se da z gotovostjo zaključiti, da je vrednost faktorja k najmanj 0,254, kar je nekako v skladu s tornim količnikom $\mu = 0,175$. Torn moment zveze z enim parom obročev znaša torej

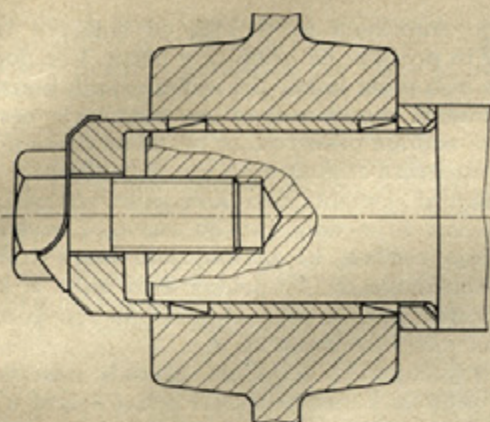
$$M_r = F_1 \cdot \frac{d}{2} \cdot 0,25 \quad \dots 11$$

V doslej objavljenih podatkih v literaturi nahajamo za faktor k vrednosti 0,3 do 0,36. Ta faktor pa velja očitno le za vezi s centralnim vpetjem (slika 8), kjer prispeva k tornemu momentu vezi določen delež tudi trenje na čelni ploskvi prvega obroča. Take izvedbe se uporabljajo le za gredi do 30 mm premera in zato ne kaže v splošnem izračunu (ki ne upošteva načina vpetja) navajati tako velike vrednosti. Pravilnejše in varno pa je, če vzamemo za faktor k vrednost 0,25 in imamo tako izračunani torni moment vezi za minimalnega.

Vez med gredjo in pestom mora po navadi prenašati najmanj tolikšen vrtilni moment, kolikršnega zmora gred. Pri obravnavani vezi lahko povečamo torni moment, če povečamo vpenjalno silo F_1 . Te pa ne smemo večati poljubno, ker mora ploščinski pritisk ostati pod dopustno mejo (enačba 9). Ta odreja zgornjo mejo nosilnosti enega para obročev. Vendar pa lahko pri enaki vpenjalni sili v vez nanižamo večje število parov obročev. Slika 7 kaže vez s štirimi pari obročev, katere nosilnost je mnogo večja od vezi z enim parom. Za določitev sil in tornih momentov na naslednjih parih konstruiramo nadaljnje mnogokotnike sil na sliki 4. Iz posameznih trikotnikov sil izhaja za vpenjalno silo drugega para

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + 2\varrho) \cdot \cos 2\varrho} \quad \dots 12$$

za normalno silo na gred



Slika 8

$\operatorname{tg} \varrho = \mu = 0,175$ znaša $q = 1/2$. Po drugi strani pa se vrednost faktorja q , dobljena pri meritvah na vezeh z obroči po standardu RfN 8004, zelo natančno ujema z zgoraj izračunano vrednostjo, kar daje matematičnim izvajanjem tudi vso praktično vrednost.

Vrednost zadnjega člena na desni strani enačbe (19) znaša (pri $q = 1/2$) za en par obročev ($n = 1$) 1, za dva para ($n = 2$) 1,5, za tri pare 1,75 ... itd. Na sliki 7 spodaj so prikazani deleži nosilnosti za posamezne pare v odnosu na prvi par, pa tudi v odstotkih nosilnosti celotne vezi pri $n = 4$. Delež četrtega para znaša le 0,125 tornega momenta prvega para, zato tudi na splošno ni vredno večati števila parov obročev nad štiri. Sele pri neskončnem številu parov ($n = \infty$) bi dobili (enačba 19) dvojni torni moment prvega para

$$M_{r\infty} = 2 \cdot M_{r1}, \text{ ker je } \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1 - q^n}{1 - q} = 2 \text{ pri } q = \frac{1}{2}; \quad \dots 20$$

$$N_{\varrho 2} = F_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin (\alpha + 2 \varrho) \cdot \cos 2 \varrho} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} (\alpha + 2 \varrho) \cdot \cos 2 \varrho} \quad \dots 13$$

in za normalno silo na pesto

$$N_{p2} = F_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin (\alpha + 2 \varrho) \cdot \cos 2 \varrho} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} (\alpha + 2 \varrho)} \quad \dots 14$$

Ce tvorimo razmerja ustreznih sil drugega para nasproti silam prvega, to je F_2/F_1 , $N_{\varrho 2}/N_{\varrho 1}$ in N_{p2}/N_{p1} , ugotovimo, da so v vseh primerih enaka, namreč

$$q = \frac{\sin \alpha}{\sin (\alpha + 2 \varrho) \cdot \cos 2 \varrho} \quad \dots 15$$

Iz podobnosti trikotnikov izvira, da sestavljajo ustrezne sile na prvem, drugem ... itd. paru obročev geometrično vrsto s skokom q . Ker je le normalna sila na gred odločilna za nosilnost vezi, tvorimo vrsto za N_{ϱ} pri n parih obročev

$$N_{\varrho 1}, N_{\varrho 1} \cdot q, N_{\varrho 1} \cdot q^2 \dots N_{\varrho 1} \cdot q^{n-1} \quad \dots 16$$

Vsota vrste dá celotno normalno silo na gred

$$N_{\varrho} = \sum_{i=1}^n N_{\varrho i} = N_{\varrho 1} \cdot \sum_{i=1}^n q^{i-1} = N_{\varrho 1} \cdot \frac{1 - q^n}{1 - q} \quad \dots 17$$

Celotna obodna torņa sila gredi znaša

$$F_o = N_{\varrho 1} \cdot \operatorname{tg} \varrho \cdot \frac{1 - q^n}{1 - q} = F_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \varrho}{\operatorname{tg} (\alpha + 2 \varrho) \cdot \cos 2 \varrho} \cdot \frac{1 - q^n}{1 - q} = F_1 \cdot k \cdot \frac{1 - q^n}{1 - q} \quad \dots 18$$

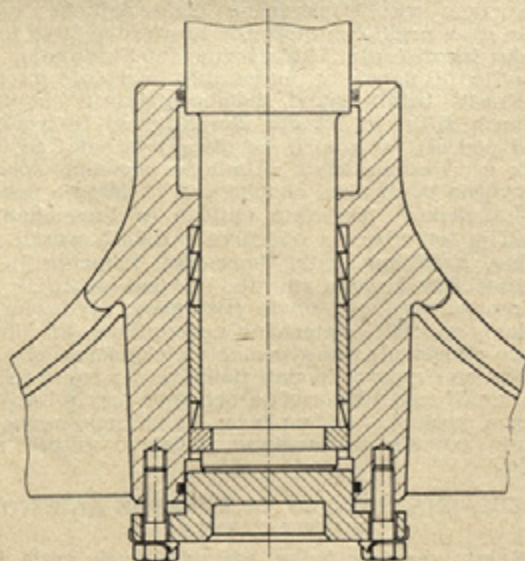
in torni moment vezi

$$M_r = F_1 \cdot \frac{d}{2} \cdot k \cdot \frac{1 - q^n}{1 - q} \quad \dots 19$$

Enačbo 7, ki velja le za en par obročev, smo posplošili za poljubno število obročev. Vrednost faktorja q izračunamo iz enačbe 15. Pri $\alpha = 16^\circ 42'$ in

Svojestven potek sil v vezeh z več pari obročev pa prinaša še eno pomembno prednost. Na sliki 7 zgoraj so podane krivulje za kvalitativni potek zvojne, tlačne in reducirane napetosti vzdolž gredi. Razen razmeroma majhnega skoka na koncu zadnjega obroča je potek napetosti zvezen. Zato je dinamična nosilnost take vezi znatno večja kakor pri enako velikih vezeh v drugačnih izvedbah (glej podatke o literaturi).

Večji torni moment in drugačen potek sil v vezi pa dobimo, če jo vpneemo z obeh strani. Vendar se tak način vpetja opušča predvsem iz konstruktivnih razlogov, pa tudi zato, ker s štirimi pari obročev in enostranskim vpetjem (na primer izvedbo na sliki 9), vedno lahko dosežemo zadosti velik torni moment vezi, ki dosega nosilnost gredi same na meji razteznosti materiala.



Slika 9

Tabela 1 kaže izrez iz standarda RfN 8004. Povrh dimenzij obročev so podani torni momenti vezi z enim parom obročev pri različnih kvaliteta materialov gredi in pripadajoče osne sile $F = F_2 + F_1$. Pri izračunu vezi standardnih izvedb z običajnimi tolerancami te podatke upoštevamo. S pomočjo enačb 3, 5, 9 in 19 pa lahko izračunamo vez s poljubnimi obroči, ki niso vsebovani v omejenem standardu. Navadno izhajamo iz danega vrtilnega momenta M (ki naj bo v vsakem primeru največji vrtilni moment, ki se sploh lahko pojavi v konstrukciji) in določamo pri danem premeru gredi sili F_2 in F_1 potrebno število obročev ter kontroliramo ploščinski pritisk. Torni moment za več parov obročev izračunamo po enačbi 19. V kriterij nosilnosti $M_r \geq M$ lahko še vstavljamo faktor varnosti, kakor je že tako v navadi pri veliki večini izračunov.

Vez z obročnimi vzmetmi pa ima razen uvo doma naštetih lastnosti še znatne konstruktivne prednosti. Obdelava gladke gredi in gladke izvrtine pesta z običajnimi (ali celo bolj grobimi) toleran-

cam je enostavna in cenejša od izdelave raznih utorov in profilov na gredi in v pestu. Vez dopušča znatno ožja pesta kakor pri večini znanih konstrukcij. Vzmetni obroči zadovoljivo centrirajo pesto in dodatne vodilne ploskve niso potrebne (slika 8). Vez lahko prestreza znatne osne sile, kar odpira v zvezi s sosednjimi elementi nove konstruktivne možnosti. Ker je vez še v dobi prvega razvoja, se pogosto pojavljajo rešitve, ki zamenjujejo stare tradicionalne konstrukcije. Lep primer kaže slika 9, ki ponazarja nov način pritrdjevanja bobna viseče centrifuge na navpično vreteno.

Zaključujem z željo, da bi tudi naš domači konstrukterski kader prispeval nekaj deleža k uvažanju vzmetnih obročev in nadaljnjemu razvoju tovrstnih vezi.

Literatura

H. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. Industrie Anzeiger, št. 11, februar 1957.
Katalog tvrdke Ringfeder GmbH, Krefeld.

Avtor: ing. Milan Muršič, redni asistent na Fakulteti za rudarstvo, metalurgijo in kemijsko tehnologijo Univerze v Ljubljani.

DK 534.8—8:621.7

Ultra zvok kot tehnološko sredstvo za obdelavo materialov

FRANC GOLOGRANC

V zadnjih letih se je ultra zvok, ki ga zaradi nekaterih posebnih lastnosti uporabljajo že v mnogih področjih fizike, kemije in tehnike, pričel uveljavljati tudi na področju tehnološke obdelave raznih materialov. Sprito doseženih uspehov in stalno naraščajočega zanimanja za tovrsten način obdelave je prav, če se tudi pri nas seznanimo z novimi postopki ter si nekoliko pobliže ogledamo možnosti za praktično uporabo ultra zvoka v tehnološke namene.

Ultra zvok so pričeli uporabljati v tehnične namene že pred prvo svetovno vojno, vendar je takrat rabil le kot sredstvo za merjenje morskih globin. Šele z razvojem visokofrekvenčne elektrotehnike so se odprle nove praktične možnosti za njegovo širše industrijsko izkoriščanje. Ultrazvočna defektoskopija, t. j. ugotavljanje napak v materialih, merjenje modula elastičnosti trdnih snovi, homogeniziranje strukture nekaterih zlitin in lotanje aluminija so le nekatera izmed področij, v katerih se ultra zvok zdaj že uporablja z uspehom. Med najmlajše postopke spadata ultrazvočna površinska obdelava, t. j. čiščenje površin raznih izdelkov, predvsem optične in finomehanske industrije ter erozivna obdelava različnih trdnih materialov, karbidnih trdin, keramike, kamenin in dr. Rezultati dosedanjega razvoja na tem področju kažejo mnoge prednosti novih postopkov, predvsem pri obdelavi najtrših materialov-nevodnikov, ki jih ni mogoče obdelovati niti s pomočjo elektroerozije.

Namen članka je, podati fizikalne osnove in tehnološke značilnosti ultrazvočne obdelave ter opisati posamezne postopke in naprave, ki so namenjene za čiščenje površin in erozivno obdelavo raznih materialov.

I. FIZIKALNA NARAVA IN POSEBNE LASTNOSTI ULTRA ZVOKA

Kakor vemo iz fizike, sestavlja zvok vrsta mehanskih nihanj, katerih frekvence so v območju od 10^{-3} do 10^{10} Hz. Pri tem zaznava človeški sluh le en del teh nihanj, in sicer v območju od 16 do 16 000 Hz.

Nihanja s frekvenco nad 20 kHz, ki so torej zunaj območja slišnosti, imenujemo ultra zvok, medtem ko prištevamo taka s frekvenco pod 16 Hz k infra zvoku. Z modernimi ultrazvočnimi generatorji je možno proizvajati ultrazvočne valove s frekvencami do 1000 milijonov nihanj v sekundi, t. j. 10^9 Hz, vendar se na področju tehnološke obdelave uporabljajo le frekvence od 20 do 1000 kHz.

Zvočno nihanje je pojav mehanske narave, pri katerem se pretvarja energija iz ene oblike v drugo in se ponovno vrača v prvotno obliko v periodičnih časovnih intervalih. Ker se fizikalni naravi ultra zvoka in navadnega zvoka ne razlikujeta, veljajo zakoni akustike tudi za ultra zvok. Tako poznamo tudi pri ultrazvočnem valovanju lom, odboj, uklon in absorpcijo.

Ultrazvočni valovi se razširjajo v plinastih, tekočih in trdnih snoveh kot longitudinalni valovi. O teh govorimo, kadar materialni delci nihajo v smeri razširjanja valov. Nihanje posameznih materialnih delcev oziroma vsega sistema takih delcev povzroča zgoščevanje in redčenje snovi, zaradi česar nastajajo v materialu razlike v pritiskih. Brez materialnega medija ultrazvočno valovanje ni možno. V plinih in tekočinah se lahko širijo ultrazvočni valovi samo longitudinalno, medtem ko so v trdnih snoveh možne še druge oblike, predvsem transversalno valovanje, pri katerem nihajo delci pravokotno na smer razširjanja valov, ter površinsko, torzijsko in upogibno valovanje kakor tudi razne kombinacije. Nastanek določene vrste je odvisen od načina vzbujanja, oblike trdnega telesa in njegovih dimenzij glede na valovno dolžino.

Razdaljo med dvema sosednjima zgoščinama ali razredčinama ozir. splošno med dvema sosednjima delcema, ki nihata v enaki fazi, imenujemo valovno dolžino. Le-ta pomeni torej razdaljo, ki jo napravi zvočni val v času enega nihaja. Ker velja tudi pri ultrazvočnem valovanju zakon

$$c = f \cdot \lambda$$