

UDK 621.833.2

Optimiranje zobniškega prenosnika z valjasto zobniško dvojico

JOŽE HLEBANJA — JOŽE DUHOVNIK

V enoti LASEL (laboratorij za strojne elemente) na Fakulteti za strojništvo je za potrebe industrije izdelan računalniški program za določanje optimalnih dimenzij zobniških prenosnikov. Optimalne dimenzije so bile raziskane zato, da bi dobili čimmanjše zobniške prenosnike pri določenih materialih. Rezultati raziskave so pokazali, da se lahko s primerno izbiro parametrov ozobja precej poveča zmogljivost prenosnika.

UVOD

V obravnavi je postopek optimiranja zobniškega prenosnika z valjasto zobniško dvojico z elektronskim računalnikom. Optimiranje dimenzij zobniškega prenosnika je vezano na trdnostne preračune elementov. Za izhodiščne vrednosti so vzete tehnološke zmogljivosti, sposobnost prenašanja obremenitev materialov in konstrukcijske rešitve veznih elementov zobniškega prenosnika. Osnovno merilo za optimizacijo dimenzij zobniškega prenosnika je postavljeno glede na največji pretok moči pri dani velikosti zobniškega prenosnika.

Zobniški prenosnik je sestavljen iz strojnih elementov, ki mu — povezani v celoto — dajejo sposobnost redukcije ali multiplikacije vrtilnih hitrosti. V članku obravnavan zobniški prenosnik z valjasto zobniško dvojico je sestavljen iz naslednjih strojnih elementov — sklopov: valjaste zobniške dvojice, gredi, ležajev, tesnil, vijakov, okrova.

V primeru, da so vrtilne hitrosti velike, moramo dodati še agregat za prisilno mazanje, če pa so specifične temperaturne obremenitve v kritičnem področju, je treba vključiti v konstrukcijo agregat za hlajenje.

Trdnostna kontrola strojnih elementov je izvedena na valjasti zobniški dvojici, gredeh, ležajih, vijakih.

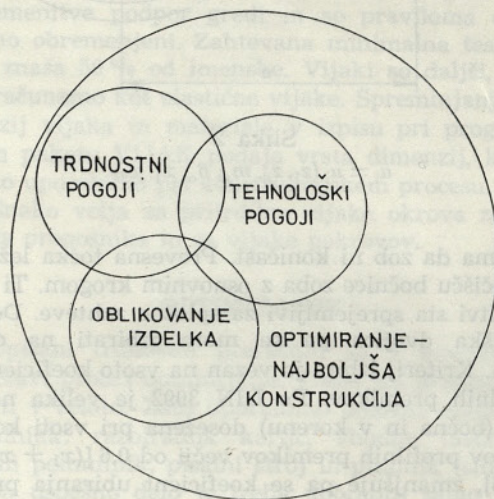
Za dane zahtevane zmogljivosti zobniškega prenosnika dobimo za vse štiri preračunane elemente več rešitev, ki so odvisne od trdnosti materialov, geometrijskih vrednosti in natančnosti izdelave. Presoja trdnostnih rešitev z upoštevanjem tehnoloških razmer pri izdelavi in oblikovnih zahtevah oblikovalca daje za določeni tržni prostor optimalno konstrukcijo zobniškega prenosnika (slika 1).

Glede na postavljene zahteve je treba pri optimiranju zagotoviti:

- za vse elemente konstrukcije trdnostne preračune z odstopki geometrijskih vrednosti v dopustnih velikostih,

- tehnološke parametre izdelave — možnosti, zmogljivosti, klasifikacije itd.,

- oblikovne zasnove — določeni stil izdelovalca postaviti v konstrukcijo, ki zagotavlja čimvečjo univerzalnost izdelka.



Slika 1

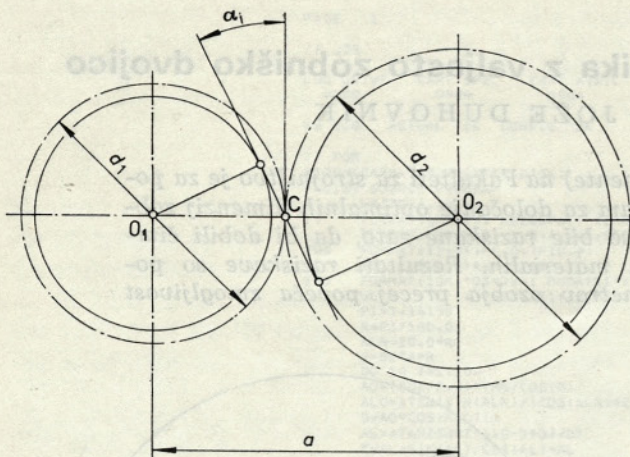
Tako dobljeno konstrukcijo je treba ob upoštevanju načina obremenitve preizkusiti, rezultati preizkusa pa praviloma potrdijo izhodiščne zasnove.

TRDNOSTNA KONTROLA ELEMENTOV ZOBNIŠKEGA PRENOSNIKA

Valjasta zobniška dvojica

Iz zbirke različnih trdnostnih preračunov raznih avtorjev in institucij je vzet kot najpopolnejši in obenem primeren za računalniško obdelavo izračun po standardu DIN 3990. Trdnostni račun po tem standardu zajema preverjanje geometrijsko definirane zobniške dvojice na trajnostni lom v zobnem korenu in nosilnost zobnih bokov. Konstantna osna razdalja a in izbrano prestavno razmerje i določata kinematično točko C (slika 2).

Sprememba geometrije: število zob pastorka in zobnika, modul, kot poševnosti in profilna premika so povezani med seboj. Pri vnaprej izbranih štirih veličinah je peta veličina matematično povezana z njimi. Pri izbiri poljubnih vrednosti se praviloma omejujemo pri obliki profila zoba, tako da dobimo prevesno točko zunaj območja bočnice zoba,



Slika 2

$$\alpha_i = \alpha_i(z_1, z_2, m_n, \beta_0, x_1, x_2)$$

oziroma da zob ni koničast. Prevesna točka leži na presečišču bočnice zoba z osnovnim krogom. Ti dve omejitvi sta sprejemljivi za splošne zahteve. Dobra zobniška dvojica pa se mora izbirati na drug način. Kriterij izbire je vezan na vsoto koeficientov profilnih premikov. Po DIN 3992 je velika nosilnost (bočna in v korenu) dosežena pri vsoti koeficientov profilnih premikov večji od 0,6 $[(x_1 + x_2) > 0,6]$, zmanjšuje pa se koeficient ubiranja profilov. Za negativne vsote koeficientov profilnih premikov je stopnja profilnega prekritja večja, vendar se manjša nosilnost. V srednjem območju dobimo izravnano ozobje, ki združuje dobre lastnosti obeh ekstremnih vrednosti. Pri porazdelitvi vsote koeficientov profilnih premikov na pastorek oziroma zobnik, se opiramo na isti standard. Če spreminjamo število zob pastorka z_1 med 15 in 30 zob, prestavno razmerje i v mejah odstopkov $\pm 3\%$ in kot β_0 med 4° in 25° , dobimo pri določenem številu zob zobnika z_2

$$z_2 = (0,97 \dots 1,03) z_1 \cdot i$$

in modulu m ter koeficientih profilnih premikov x_1 in x_2 do 2100 različnih rešitev geometrijskih dimenzij.

Programsko določanje dimenzij ozobja, osne razdalje a in prestavnega razmerja i vezano na modul

Standardni modul m_n in modul m sta povezana z enačbo

$$m = \frac{m_n}{\cos \beta_0}$$

število zob pastorka pa je

$$z_1 = \frac{2a}{m(1+i)}$$

kjer so

m_n — standardni modul, in

β_0 — kot poševnosti

Dobljeno število popravimo na prvo manjše celo število in izračunamo število zob zobnika z_2 v mejah odstopka prestavnega razmerja.

Ustrezni vpadni kot je

$$\alpha_0 = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_0} \right)$$

kjer je α_n — nagibni kot osnovne zobnice.

Ubirni kot je

$$\alpha = \arccos \left(\frac{a_0 \cos \alpha_0}{a} \right)$$

pri čemer je

$$a_0 = m \frac{z_1 + z_2}{2}$$

Kot zadnji parameter zobniške dvojice dobimo vsoto profilnih pomikov v normalnem rezu

$$x_1 + x_2 = \frac{(\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_0)(z_1 + z_2)}{2 \tan \alpha_0}$$

Vrsta rešitev vsebuje realne in nerealne rešitve koničastega vrha zoba, ki jih moramo v nadaljnjem računu izločiti. Realne rešitve kontroliramo trdnostno, tako da ob pogoju minimalnih varnosti, zahtevane kakovosti, materialnih konstant, mazanja, vrtilnih hitrosti itd. dobimo kot zadnjo spremenljivko — širino valjaste zobniške dvojice kakor izhaja iz naslednjih enačb:

— širina zobnika zaradi kritične napetosti v zobnem korenu (pastorek 1, zobnik 2)

$$b_{F1,2} = S_F \frac{F_t \cdot K_F \alpha_{1,2} \cdot K_F \beta \cdot K_I \cdot K_v}{\sigma_{F \text{ lim } 1,2} \cdot m_n} \cdot \frac{Y_{F1,2} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta}{K_{FA} \cdot K_{FK}} = B_{1,2}$$

— širina zobnika zaradi kritične nosilnosti zobnih bokov

$$b_{H1,2} = S_H^2 \frac{F_t \cdot (i+1) \cdot K_I \cdot K_v \cdot K_H \alpha_{1,2} \cdot K_H \beta}{d_{1,2} \cdot i} \cdot \left(\frac{Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon}{\sigma_{H \text{ lim } 1,2} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_L} \right) = B_{3,4}$$

— širina zobnika zaradi povečanja bočnega tlaka v točki B

$$B_5 = b_{H1} \cdot Z_B = B_3 \sqrt{\frac{\varrho_{C1} \cdot \varrho_{C2}}{\varrho_{B1} \cdot \varrho_{B2}}}$$

— širina zobnika zaradi povečanja bočnega tlaka v točki D

$$B_6 = b_{H2} \cdot Z_D = B_4 \sqrt{\frac{\varrho_{C1} \cdot \varrho_{C2}}{\varrho_{D1} \cdot \varrho_{D2}}}$$

V enačbah pomenijo: S_F — varnost pred trajnostnim lomom; F_t — obodno silo (kp); $K_{F\alpha_{1,2}}$ — koeficient porazdelitve sile v profilni ravnini; $K_{F\beta}$ — koeficient porazdelitve sile po širini zoba; K_I — koeficient sunkovite obremenitve; K_V — dinamični koeficient; $Y_{F1,2}$ — koeficient oblike zoba; Y_ε — koeficient porazdelitve sile, Y_β — koeficient poševnosti zoba; $\sigma_{F \lim 1,2}$ — dinamično trdnost za napetost v zobnem korenu [kp/mm²]; m_n — standardni modul [mm]; K_{FA} — velikostni koeficient, K_{FK} — zarezni koeficient, S_H — varnost pred jamičenjem; $K_{H\alpha_{1,2}}$ — koeficient porazdelitve sile v profilni ravnini, $K_{H\beta}$ — koeficient porazdelitve sile po širini zoba; Z_H — koeficient oblike zobnega boka; Z_M — materialno značilnico [kp/mm²]; Z_ε — ubirni koeficient; $d_{1,2}$ — kinematični premer pastorka oziroma zobnika [mm]; $\sigma_{H \lim 1,2}$ — dinamično trdnost za bočni tlak [kp/mm²]; Z_R — hrapavostni koeficient; Z_v — hitrostni koeficient, K_L — koeficient maziva; Z_B — koeficient povečanja tlaka v ubirni točki B; ϱ_{xi} — krivinski radij bočnice zoba v točkah x (B, C, D) in na pastorku (1) oziroma zobniku (2); Z_D — koeficient povečanja tlaka v ubirni točki D.

Največja širina zobnika za podano obremenitev da tudi potrebno aktivno širino zobniške dvojice, ki zadošča za prenos vrtilnega momenta. Omejitve razmerja ψ (širina zobnika proti modulu) zmanjša to vrsto realnih rešitev geometrije. Razmerje je odvisno od kakovosti izdelave in pomeni del tehnoloških pogojev.

Za opisani postopek preračuna je izdelan programski paket OPTIZ. V izpisu rezultatov daje OPTIZ značilne vrednosti dimenzij zobniške dvojice tako, da lahko kar najhitreje izberemo najboljšo rešitev. Izbrano rešitev kontroliramo z novo tipizirano širino s programskim paketom ZOBJE. Rezultati programskega paketa ZOBJE so izpisani na tak način, da so poznani vsi parametri trdnostnega preračuna, odstopki in obremenitve, ki vplivajo na druge elemente.

Gredi

Dimenzioniranje gredi je vezano na dimenzije gredi kot statično določenega nosilca z upoštevanjem zareznih učinkov oblike prereza.

Dimenzije gredi določimo po širini zobniške dvojice in vgradnji ležajev, tesnil, varoval ter okrova. Definirana gred se lahko kontrolira po kritičnih prerezih s programskim paketom GRED. Programski paket GRED daje pregled vseh vplivov oblike gredi in primerjalno ter dopustno napetost kot končni rezultat. Sprememba izbranega materiala daje možnost iskanja najboljših dimenzij.

Ležaji

Obremenitev gredi oziroma velikost reakcij lahko glede na tipe ležajev in izdelovalce podajajo dobo trajanja izbranih ležajev. Obdelava podatkov in izpis rezultatov sta možna s programskim paketom LEŽAJ. Programski paket omogoča izbiro ležajev raznih premerov v področju najmanjše in največje dobe trajanja.

Vijaki

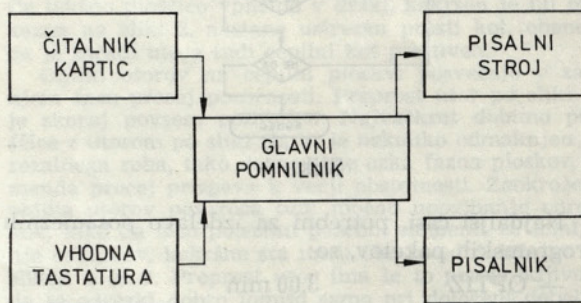
Vezni vijaki ležajnega dela okrova prenašajo obremenitve podpor gredi in so praviloma dinamično obremenjeni. Zahtevana minimalna tesnilna sila znaša 50 % od imenske. Vijaki so daljši, zato jih računamo kot elastične vijake. Spreminjanje dimenzij vijaka in materiala v izpisu pri programskem paketu VIJAK podaja vrsta dimenzij, ki jih lahko uporabimo pri konstrukcijskem procesu.

Enako velja za pritrdilne vijake okrova zobniškega prenosnika in za vijake pokrovov.

OPTIMIRANJE

Opisani trdnostni preračuni so v medsebojni povezavi proces optimiranja. Treba jih je samo povezati v celoto. Zato uporabimo delovne enote računalnika: razbiralnik kartic, vhodno tastaturo, glavni pomnilnik, pisalni stroj in pisalnik (slika 3).

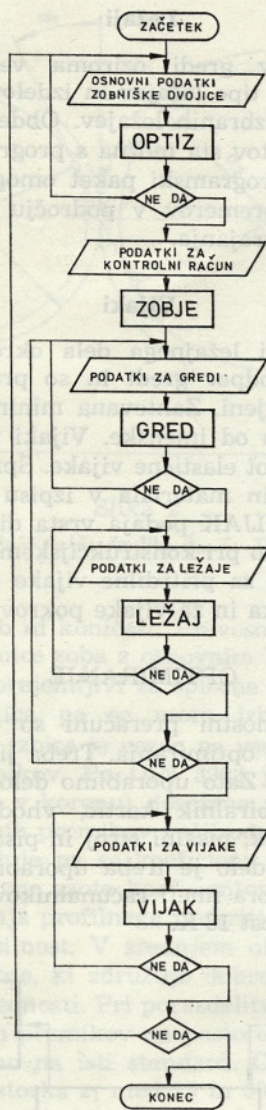
Za uspešno delo je treba uporabiti samo hiter spomin, zato mora imeti računalnikov glavni pomnilnik zmogljivost 16 K.



Slika 3

Diagram poteka prikazuje načelno reševanje optimiranja zobniškega prenosnika (slika 4).

Sam proces optimiranja je bistveno drugačen, kadar gre za posamično ali serijsko konstrukcijo zobniških prenosnikov. Podani program je primeren za posamično konstruiranje zobniških prenosnikov. Čas, potreben za celoten računalniški preračun, ki vključuje tudi izbiro, je 10 minut. Proces optimiranja serijske konstrukcije zobniških prenosnikov izvedemo po delih, po posameznih programskih paketih. To je potrebno zaradi tega, ker je pri konstrukcijskem procesu za serijsko izdelavo treba v večji meri upoštevati tehnološke parametre.



Slika 4

Najdaljši časi, potrebni za izdelavo posameznih programskih paketov, so:

— OPTIZ	3,00 min
— ZOBJE	0,70 min
— GRED	0,40 min
— LEŽAJ	0,75 min
— VIJAK	0,40 min

Najkrajši časi so do 50 % navedenih vrednosti.

Prevladovanje vplivov tehnoloških pogojev je opazno pri serijski izdelavi tipiziranih zobniških prenosnikov. Enako velja tudi za vpliv oblikovanja izdelka na konstruiranje. Tehnološki parametri in oblika izdelka so odvisni od realizatorske zmogljivosti posameznega izdelovalca. Le-te so različne, zato jih posebej ne obravnavamo.

SKLEP

Opisana zasnova optimiranja zobniških prenosnikov je primerna za posamično ali serijsko izdelavo. Uporabnost programskih paketov se je pokazala pri konstruiranju zobniških prenosnikov srednjega razreda kakovosti za eno naših tovarn. Ekonomska upravičenost optimiranja je v obeh primerih zagotovljena.

Rezultati, dobljeni pri spreminjanju geometrijskih vrednosti v procesu optimiranja, so pokazali:

— V zobniškem prenosniku je zobniška dvojica tisti pomembni element, ki določa glavne dimenzije za določeno prestavno razmerje, za druga prestavna razmerja pa so to ležaji. Drugi elementi morajo biti konstruirani tako, da so podrejeni tehnologiji izdelave v primeru, ko zadoste osnovnim zahtevam trdnosti.

— Zobniška dvojica je lahko po velikosti večja tudi za 300 % (širina je 100 ali 300 mm) pri enakih zmogljivostih, medtem ko se stopnja ubiranja profilov poveča od 1,3 na 2,2 (+ 69 %) in zmanjša stopnja ubiranja bočnih črt od 3,8 na 0,5 (— 87 %).

— Pomembna je izbira ležajev glede na njihovo nosilnost, če želimo doseči čimvečjo zmogljivost prenosnika.

Opisani računski postopek optimiranja določene konstrukcije je uporaben za hitro in ceneno zasnovno prenosnika.

LITERATURA

- [1] J. Hlebanja: Čelni zobniki, Univerzitetna založba, Ljubljana, 1972.
- [2] S. Böttcher: EDV — Programm einer Optimierungsrechnung Stirnräder — VDI-Z 115, Berlin, 1973.

Naslova avtorjev: prof. dr. Jože Hlebanja, dipl. ing., Fakulteta za strojništvo Univerze v Ljubljani; asist. mag. Jože Duhovnik, dipl. ing., Slovenija ceste, TOZD Mehanični obrati, Ljubljana.