

EXPERIMENT AKO NÁSTROJ ZVYŠOVANIA KONKURENCIESCHOPNOSTI VÝROBNÝCH STROJOV A ZARIADENÍ

Doc.Ing. Vladimír IVANČO, CSc.,

Ing. Karol KOSTOLNÝ,

Ing. Oskar OSTERTAG, PhD.,

Ing. Peter SIVÁK,

TU SJF KAMaM Košice,

Vladimir.Ivanco@tuke.sk

Karol.Kostolny@tuke.sk

Oskar.Ostertag@tuke.sk

Peter.Sivak@tuke.sk

Zvyšovanie konkurencieschopnosti strojárenských zariadení nemusí byť založené len na vývoji nových, ale aj na zlepšovaní parametrov a zdokonaľovaní zariadení už vyrábaných. Mnohokrát postačí zmena konštrukčného riešenia dôležitých prvkov, ktorou je možné dosiahnuť podstatné zlepšenie parametrov stroja ako celku. Napríklad zvýšením tuhosti nosného prvku pri zachovaní alebo dokonca znížení jeho hmotnosti, je možné zvýšiť presnosť a tiež spoľahlivosť činnosti stroja a tým aj kvalitu produktov vyrábaných na tomto stroji.

Nové konštrukčné riešenia môžu byť navrhnuté na pracoviskách so zodpovedajúcim technickým potenciálom, pričom jednou z ciest je spolupráca založená na základe vzájomnej výhodnosti medzi priemyslom a katedrami technických univerzít.

Výsledkom takejto spolupráce je, okrem iného, aj zlepšenie parametrov vstrekovacieho stroja CS 1025/320. Zlepšenie bolo dosiahnuté novým konštrukčným riešením uzatváracieho mechanizmu a zvýšením tuhosti nastaviteľnej dosky.

Kvôli dosiahnutiu vytýčeného cieľa bolo nutné preveriť pracovné režimy vstrekovacieho stroja a zároveň experimentom zistiť namáhanie jeho dôležitých prvkov. K experimentu bola zvolená odporová tenzometrická metóda.

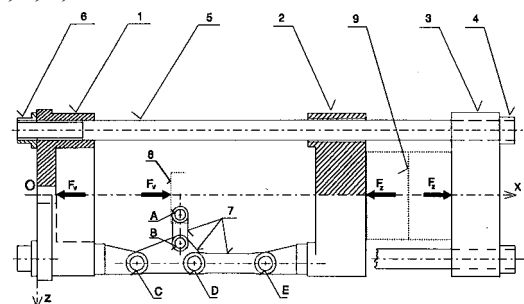
Objektom tenzometrického merania boli prvky uzatváracieho mechanizmu vstrekovacieho stroja radu CS 1025/320. Cieľom merania bolo:

1. určenie osových síl v stĺpoch uzatváracieho mechanizmu v stanovených etapách pracovného cyklu;
2. určenie napätosti vo vybratých miestach nastaviteľnej dosky za účelom získania informácií pre porovnanie s hodnotami vypočítanými.

Hlavným dôvodom tenzometrických meraní malých deformácií bolo overenie vhodnosti voľby výpočtového modelu nastaviteľnej dosky uzatváracieho mechanizmu pre jej pevnostný výpočet pomocou metódy konečných prvkov (MKP).

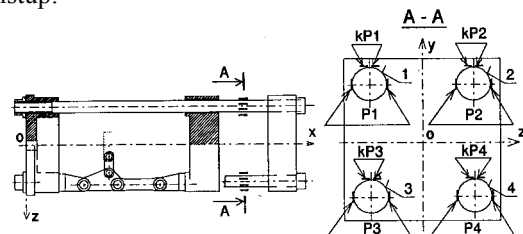
Pevnostný výpočet mal slúžiť ako podklad pre posúdenie možnosti zvýšenia niektorých technologických parametrov stroja CS 1025/320 pri zachovaní ostatných konštrukčných prvkov.

Zjednodušená schéma uzatváracieho mechanizmu stroja CS 1025/320 je na obrázku 1. Sila F_V , vyvinutá uzatváracím valcom pôsobí na križiak 8, vykonávajúci priamočiary vratný pohyb. Cez systém pák 7, slúžiacich ako nelineárny silový prevod, je unášaná pohyblivá doska 2 vedená stĺpmi 5. Predpokladom vzniku uzatváracie sily F_Z pôsobiacej na formu je, aby dotyk v deliacej rovine formy 9 nastal pred vypriamením osi kĺbov C, D, E systému pák 7. V okamihu vypriamenia je sila F_Z maximálna, pričom vznikne samorovnovážna silová sústava so silovým tokom uzavretým cez prvky 2, 7, 1, 5, 3 a 9.



Obr. 1: Schéma uzatváracieho mechanizmu

Schéma rozmiestnenia snímačov pre meranie osových deformácií v stĺpoch 1 až 4 je na obrázku 2. Na každom zo stĺpov boli použité dva aktívne a dva kompenzačné snímače. Aktívne snímače sú na obrázku označené symbolmi P1 až P4, kompenzačné snímače symbolmi kP1 až kP4. Spôsob zapojenia zaručoval meranie len osovej deformácie pri súčasnom vylúčení vplyvu ohybového namáhania, t.j. snímaný signál bol nezávislý od voľby polohy snímačov po dĺžke stĺpov. Výber meracích miest bol vykonaný s ohľadom na to, aby aplikované snímače nebránili funkcii stroja počas pracovného cyklu a aby k nim bol čo najľahší prístup.



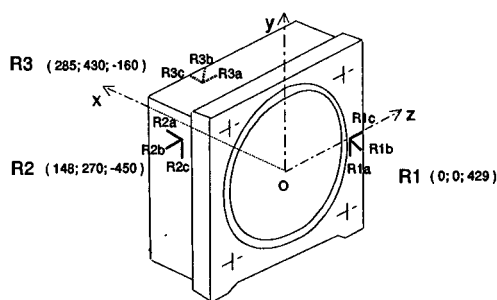
Obr. 2: Schéma rozmiestnenia snímačov pre meranie deformácií v stĺpoch

Za účelom zistenia najviac namáhaných miest nastaviteľnej dosky, teda kvôli rozmiestneniu tenzometrických ružíc bol urobený predbežný výpočet stavu napätosti v doske pomocou MKP v dvoch variantoch. V prvom variante bolo predpokladané rovnomerné rozdelenie uzatváracie sily F_Z

na všetky stĺpy. V druhom variante bol výpočet vykonaný za predpokladu nerovnomerného rozdelenia sily F_z , pričom sa uvažovalo s desať percentnou odchýlkou medzi veľkosťami síl v jednotlivých stĺpoch. V oboch prípadoch výsledky výpočtov ukázali, že poloha kritických miest nebola výrazne závislá od uvažovaného spôsobu rozdelenia osových síl v stĺpoch. Voľba kritických miest bola realizovaná rozborom poľa redukovaných napätí podľa obrázku 3. Nesymetrické rozloženie poľa redukovaných napätí v nastaviteľnej doske podľa *von Misesovej* hypotézy bolo spôsobené predpokladaným nerovnomerným rozdelením sily F_z . Definitívny výber meracích miest bol urobený s ohľadom na výsledky výpočtov a fyzickej možnosti umiestnenia tenzometrických ružíc. Na obrázku 4 sú znázornené polohy stredov aktívnych ružíc R1 až R3 vo zvolenom súradnicovom systéme dosky. Kompenzačné ružice boli kvôli teplotnej kompenzácii umiestnené v tesnej blízkosti aktívnych ružíc a nie sú na obrázku znázornené.

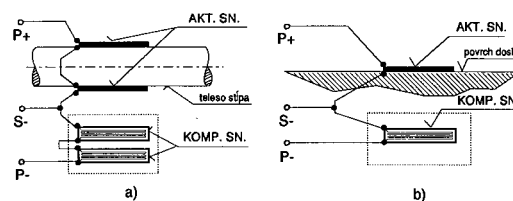


Obr. 3: Pole redukovaných napätí v nastaviteľnej doske



Obr. 4: Umiestnenie tenzometrických ružíc

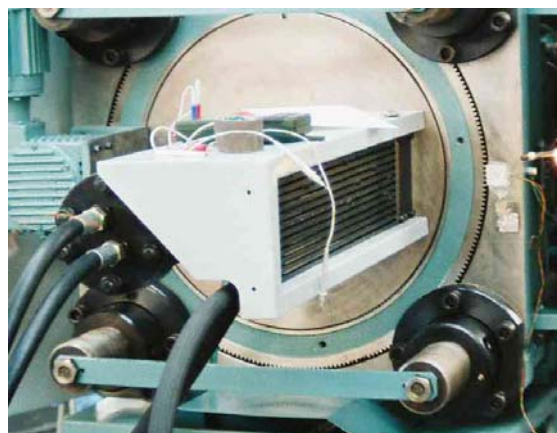
Tenzometrické snímače P1 až P4 určené na meranie osových síl v stĺpoch boli zapojené podľa schémy na obrázku 5 a). Jednotlivé snímače ružíc R1 až R3 boli zapojené podľa schémy na obrázku 5 b). V oboch prípadoch išlo o zapojenie do polmostíka so samostatnými kompenzačnými snímačmi.



Obr. 5: Zapojenie tenzometrov



Obr. 6: Pohľad na zariadenie počas prípravnej fázy merania



Obr. 7: Pohľad na nastaviteľnú dosku zo zadnej strany

Voľba a usporiadanie meracieho reťazca umožňovala snímať dynamicky sa meniace veličiny. Stav napätosti vybratých prvkov vstrekovacieho stroja CS 1025/320 bol určený na základe nameraných pomerných predĺžení vo vopred stanovených miestach.

Pre ilustráciu je uvádzaná časť oscilografického záznamu snímaného signálu získaného pri prevádzkovom zaťažovaní stĺpov v procese jedného výrobného cyklu zariadenia (obr. 8).

Snímaný signál bol vyhodnotený štatistickými metódami, ktorých účelom bolo stanoviť veľkosť osových síl a napätí v stĺpoch a redukovaných napätí v nastaviteľnej doske. Vstupy do štatistických riešení boli získané dosadením nameraných pomerných deformácií do rovníc:

- pre výpočet osových síl a napätí v stĺpoch za predpokladu jednoosového stavu napätosti

$$F_t = \sigma_t A = E \varepsilon A;$$

- a pre výpočet hlavných napätí vo vybraných miestach na povrchu nastaviteľnej dosky za predpokladu rovinného stavu napätosti

$$\sigma_{1/2} = \frac{E}{2} \left(\frac{1}{1-\mu} (\varepsilon_a + \varepsilon_c) \pm B \right),$$

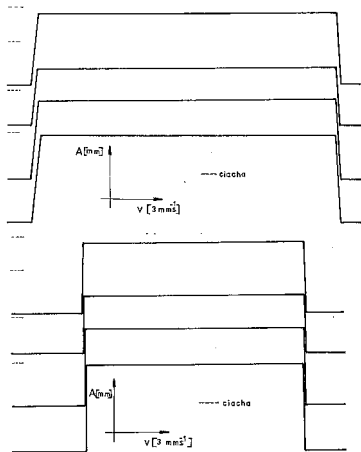
kde

$$B = \frac{\sqrt{2}}{1+\mu} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2}.$$

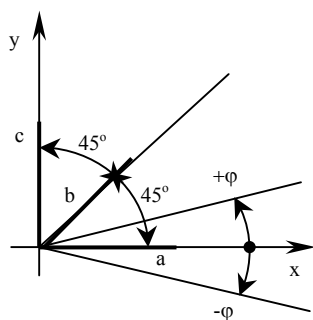
Vo vyššie uvedených vzťahoch je:

- σ_t normálové napätie v stĺpe,
- E Youngov modul pružnosti materiálu stĺpov,
- μ Poissonovo číslo materiálu stĺpov,
- A plocha priečného prierezu stĺpa,
- ε experimentálne zistené pomerné deformácie na povrchu stĺpov,

$\varepsilon_a, \varepsilon_b, \varepsilon_c$ experimentálne zistené pomerné deformácie na povrchu nastaviteľnej dosky, ktorých smery sú v pravouhlom súradnicovom systéme x, y zrejme z obrázku 9.



Obr. 8: Časový priebeh osových síl v stĺpoch



Obr. 9: Definovanie smerov hlavných napätí

Uhol φ definujúci smery hlavných napätí v bodoch nastaviteľnej dosky s ohľadom na súradnicový systém x, y bol určený podľa

$$\varphi = \frac{1}{2} \arctg \left(\frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} \right),$$

pričom ak $\varepsilon_a > \varepsilon_c$, potom $\varphi = \varphi_1$ a ak $\varepsilon_a < \varepsilon_c$, potom $\varphi = \varphi_2$.

Za predpokladu rovinnnej napätosti na povrchu nastaviteľnej dosky boli redukované napätia podľa hypotézy pevnosti *Von Mises* definované vzťahom

$$\sigma_{red}^{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}.$$

Kvôli názornosti sú uvádzané len extrémne hodnoty síl a napätí v stĺpoch a nastaviteľnej doske

$$\begin{aligned} F_{t \max} &= 552,2 \text{ kN}, & F_{t \min} &= 297,4 \text{ kN}, \\ F_{2 \max} &= 2016,7 \text{ kN}, & F_{2 \min} &= 1494,5 \text{ kN}, \\ \sigma_{t \max} &= 53,2 \text{ MPa}, & \sigma_{t \min} &= 28,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

a

$$\begin{aligned} \sigma_{1 \max} &= 45,5 \text{ MPa}, & \sigma_{1 \min} &= 12,2 \text{ MPa}, \\ \sigma_{2 \max} &= 3,9 \text{ MPa}, & \sigma_{2 \min} &= -22,5 \text{ MPa}, \\ \sigma_{red \max} &= 43,7 \text{ MPa}, & \sigma_{red \min} &= 29,9 \text{ MPa}. \end{aligned}$$

Veľkosť orientovaného uhlu smeru hlavných napätí sa pohybovala na oboch snímačoch v rozsahu:

$$\begin{aligned} \varphi_{1 \min} &= -0,1^\circ \text{ až } \varphi_{1 \max} = 3,5^\circ \text{ pre prvý snímač} \\ \text{a } \varphi_{2 \min} &= 34,6^\circ \text{ až } \varphi_{2 \max} = 34,8^\circ \text{ pre druhý snímač.} \end{aligned}$$

Informácie získané experimentom sa stali dôležitým podkladom pre ďalšiu optimalizáciu návrhu konštrukčnej zmeny sledovaných uzlov vstrekovacieho stroja CS 1025/320, pretože uzatvárací mechanizmus a nastaviteľná doska majú podstatný vplyv na kvalitu produktov vyrábaných na tomto stroji. Zlepšením jeho parametrov sa znížila výrobná náročnosť produktov a súčasne sa zvýšila presnosť a spoľahlivosť pri ich výrobe.

Literatúra:

- [1] Kostolný, K. a kol.: *Tenzometrické meranie vstrekovacieho stroja CS 1025/320. Záverečná správa*. SJF TU Košice. Košice jún 1995.
- [2] Blanár, J. a kol.: *Kinematická a silová analýza uzatváracieho mechanizmu vstrekovacieho stroja CS 1025/400. Záverečná správa*. SJF TU Košice. Košice jún 1995.
- [3] Blanár, J. a kol.: *Kinematická a statická analýza vlastností prevodového mechanizmu*. Proceedings of 4th International Conference – Dynamics of Machine Aggregates. ISBN 80 – 227-1109–8. Slovak University of Technology Faculty of Materials Science and Technology in Trnava. Slovak Republic. Gabčíkovo september 1998.
- [4] Trebuňa, F. - Bigoš, P.: *Intenzifikácia technickej spôsobilosti ťažkých nosných konštrukcií*. Viena. ISBN 80-967325-3-6. Košice 1998.
- [5] Roak, R. J.: *Formulas for Stress and Strain*. Mc GRAW-HILL Book Company. New York 1965.

Príspevok bol vypracovaný v rámci riešenia grantového projektu VEGA: 1/8033/07 Interakcia a medzné stavy nelineárnych sústav .