

Vysoká škola strojní a textilní
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

Obor 23-07-08 Strojírenská technologie
Zaměření obrábění a montáž

KONSTRUKCE DYNAMOMETRU PRO MĚŘENÍ ŘEZNÝCH SIL

NA SOUSTRUHU SPL 25 NC.

KOM-OM-252

Petr Žďárský

Vedoucí práce : Ing. Jiří Burian - VŠST Liberec
Konzultant : Ing. Oldřich Musil - VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh:

Počet stran : 65
Počet tabulek : 10
Počet obrázků : 19
Počet výkresů : 11

Vysoká škola: **strojná a textilní** Fakulta: **strojná**

Katedra: **obrábění a montáže** Školní rok: **1983/84**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DILA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro **voštra Věže**

obor **22-17-1 strojná a textilní obrábění**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **konstruce dynamometru na měření síly při
obrábění**

Zásady pro vypracování:

1. Zkouška hlavních částí při navrhování dynamometru pro obrábění.
2. Výběh konstrukce dynamometru v.č. upravení nástroje, spojovacího zařízení a upravení dynamometru na stroj s možností použití pro konvenční soustrah.
3. Ověření funkčních vlastností dynamometru a spojovacího zařízení na soustrahu č. 10.
4. Modelování chování dynamometru na počítači.
5. Zkouška dokončení výločky.

Autorské právo se řídí směrnici
MŠK pro státní záv. zkoušky č.j. 31
727/62-III/2 ze dne 13. července
1962 Věstník MŠK XVIII, část 24 ze
dne 31.8.1962, č.j. 607/72 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÁ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ
PŠČ 461 17

Rozsah grafických prací: 4_6 výkresů

Rozsah průvodní zprávy: 30-40 stran

Seznam odborné literatury: 1. Ing. J. Schreyer: Grundlegende Zusammenhänge bei statischen und dynamischen Schnittkraftmessungen, Werkstatttechnik 57 Jan. 1967, Heft 5

W.A. Knight, V.A. Sadok: Annals of the C.I.R.I., Vol. XVIII, pp. 100-103, West Britain, 1970
The Correction for Dynamic Effects in Machine Tool Dynamics

R. Komandari, V.A. Stewart, R.L. Brown: Dynamic Calibration of Dynamometers, Annals of the C.I.R.I., Vol. XVIII, pp. 104-108, West Britain, 1970

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jiří Dvořák

Konzultant:

Ing. Oldřich Hnil

Datum zadání diplomové práce: 30. 9. 1963

Termín odevzdání diplomové práce: 25. 5. 1964

LS.

Doc. Ing. Jaromír Gazda, CSc.
Vedoucí katedry

Doc. RNDr. Jaroslav Šedivý, CSc.
Děkan

V Liberci dne 20. 9. 1963

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

Ode Štěpán

V Liberci, dne 23. května 1984

O B S A H :

STRANA:

	Úvod	
1.	Seznam použitých zkratk a symbolů.	7
2.	Rozdělení dynamometrů podle metod měření řezné síly.	8
2.1	Dynamometry s mechanickým převodem měře- né veličiny.	10
2.2	Dynamometry s hydraulickým převodem mě- řené veličiny.	10
2.3	Dynamometry s pneumatickým převodem mě- řené veličiny.	11
2.4	Dynamometry s elektrickým převodem měře- né veličiny.	11
2.5	Požadavky kladené na konstrukci soustruž- nického dynamometru.	11
3.	Konstrukce dynamometru.	14
3.1	Konstrukce deformačního členu.	15
3.1.1	Stanovení měřitelné deformace.	15
3.1.2	Výpočet dynamometru - rozbor namáhání.	16
3.1.3	Určení rozsahu měřitelnosti jednotlivých složek řezné síly.	17
3.1.4	Elektrické vybavení dynamometru.	24
3.2	Konstrukce upevnění nástroje a dynamometru.	28
3.2.1	Návrh upevnění nástroje.	33
3.2.2	Upevnění dynamometru na soustruh.	33
4.	Statické zkoušky dynamometru.	36
4.1	Návrh cejchovacího zařízení.	36
4.2	Výpočet třmenového siloměru.	36
4.3	Cejchování dynamometru.	36
4.3.1	Cejchování dynamometru pro složku řezné síly F_p .	38
		40

4.3.2	Cejchování dynamometru pro složku řezné síly F_f .	43
4.3.3	Cejchování dynamometru pro složku řezné síly F_c .	46
4.4	Zhodnocení.	50
5.	Modelování chování dynamometru.	51
5.1	Zjednodušený matematický model dynamometru.	51
5.1.1	Určení hmotnosti dynamometru.	53
5.1.2	Určení tuhostí.	54
5.1.3	Určení konstant tlumení.	56
5.2	Sestavení programu na počítač.	56
5.3	Výpočet vlastních frekvencí.	58
6.	Program na soustruh SPL 25-NC.	60
7.	Závěr.	62
8.	Poděkování.	63
	Použitá literatura.	65
	Seznam příloh.	

Ú v o d

Rozvoj strojírenství, jako jednoho z hlavních oborů národního hospodářství, je podmíněn i rozvojem vědeckovýzkumných prací.

Požadavek neustálého zvyšování produktivity práce klade zvýšené nároky na komplexní rozvoj technologií, tj. na zvyšování výkonových parametrů strojů a zlepšování organizace práce. Využití maximálního výkonu stroje při dosažení optimálních provozních nákladů je do značné míry závislé na stanovení optimálních režimů práce stroje, na spolehlivosti jednotlivých konstrukčních vztahů, zejména pak na spolehlivosti nástroje.

Dynamometr je jedním ze zařízení, která ulehčují výzkum a vývoj nových výrobních zařízení a nástrojů.

Tato práce se zabývá konstrukcí dynamometru pro soustružení, který se vyznačuje kompaktním monolitním deformačním tělesem. Tímto se odlišuje od všech doposud zkonstruovaných soustružnických dynamometrů na KOM VŠST Liberec.

1. Seznam použitých zkratek a symbolů.

KOM	katedra obrábění a montáže
F [N]	celková řezná síla
F_c [N]	hlavní složka řezné síly
F_f [N]	posunová složka řezné síly
F_p [N]	přísuвовá složka řezné síly
C_{xn}, C_{yn}, C_{zn} [$N \cdot m^{-1}$]	tuhosti v jednotlivých osách nástroje
K_{xn}, K_{yn}, K_{zn} [$kg \cdot s^{-1}$]	útlumová konstanta pro jednotlivé osy nástroje
C_{xt}, C_{yt}, C_{zt} [$N \cdot m^{-1}$]	tuhosti v jednotlivých osách def. tělesa vztažených na 1 def. kroužek
K_{xt}, K_{yt}, K_{zt} [$kg \cdot s^{-1}$]	útlumová konstanta pro jednotlivé osy deformačního tělesa
x_o, y_o, z_o [m]	výchytky při statickém zatěžování
$\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ [m]	výchytky při dynamickém zatěžování
f_x, f_y, f_z [Hz]	složky vlastní frekvence dynamometru
ζ [1]	stupeň útlumu
r, b, h, c, d [m]	specifické rozměry deformačního tělesa
x [m]	vyložení nože
m_n [kg]	hmotnost vyložené části nástroje
m_t [kg]	hmotnost deformačního členu
E [$N \cdot m^{-2}$]	Yongův modul pružnosti
σ_{kn} [$N \cdot m^{-2}$]	mez kluzu materiálu nástroje v tahu
σ_{on} [$N \cdot m^{-2}$]	dovolené napětí v ohybu materiálu nástroje
σ_{kt} [$N \cdot m^{-2}$]	mez kluzu materiálu deformačního tělesa v tahu

σ_{ot}	$[\text{Nm}^2]$	dovolené napětí v ohybu materiálu deformačního tělesa
$\epsilon_{xn}, \epsilon_{yn}, \epsilon_{zn}$	[1]	poměrné deformace v jednotlivých osách nástroje
$\epsilon_{xt}, \epsilon_{yt}, \epsilon_{zt}$	[1]	poměrné deformace v jednotlivých osách def. tělesa
R	$[\Omega]$	ohmický odpor vodiče
ρ	$[\frac{\Omega \cdot \text{m}^2}{\text{m}}]$	specifický odpor materiálu
l	[m]	délka vodiče
S	$[\text{m}^2]$	průřez vodiče
μ_d	[1]	Poissonova konstanta materiálu drátku
ϵ_{p4}	[1]	minimální prodloužení, které je daná aparatura schopna zaznamenat
m	-	počet tenzometrů v můstku
n	-	počet aktivních tenzometrů
Z	$[\Omega]$	impedanční odpor
X	$[\Omega]$	reaktance

2. Rozdělení dynamometrů podle metod měření řezné síly

Síly vzniklé při obrábění se projevují deformací členů, které jsou umístěny v silovém toku soustavy SPID. Tohoto jevu využíváme v technické praxi k určování velikosti sil v daném procesu obrábění.

Dynamometr - měřič sil - bývá konstruován jako držák nástroje nebo obrobku, jehož tuhost je snížena tak, aby deformace vzniklé od zatěžujících sil byly měřitelné, ale aby zároveň příliš neovlivňovaly proces řezání. Deformace pružných členů mohou být snímány a přenášeny k vyhodnocovacímu nebo zapisovacímu zařízení mechanicky, hydraulicky, pneumaticky nebo elektricky - využitím piezoelektrického jevu, změny indukce, kapacity nebo odporu.

2.1 Dynamometry s mechanickým převodem měřené veličiny

Deformace pružných elementů se přenáší buď přímo, nebo mechanickými převody. Jako měřících zařízení používáme číselníkové úchylkoměry, mikrokátory, optometry apod. Na velikost síly se usuzuje z deformace třmenů, nosníků, membrán, siloměrných prvků.

Výhodou mechanických převodů je jednoduchost, dobrá spolehlivost a stálost údajů. Přesnost měření se pohybuje v rozmezí 1 - 2 %, u etalonových měřičů až 0,5 %.

Podstatnou nevýhodou těchto převodů je velká setrvačnost jednotlivých dílů a celkově velmi nízká vlastní frekvence, která se pohybuje v rozmezí 2 - 10 Hz. Tyto vlastnosti zcela vylučují použití mechan. převodů pro dynamická měření.

2.2 Dynamometry s hydraulickým převodem měřené veličiny

V závislosti na pohybu deformačního elementu se mění tlak v pracovním kapalinovém obvodu. Změna tlaku je indikována kapilárou nebo přesným manometrem.

Výhodou hydraulických převodů je konstrukční jednoduchost, velikost hydraulického převodu.

Nevýhodou je malá citlivost a nutnost těsnění celého hydraulického systému, hlavně proti vnikání vzduchu. Dynamometry s hydraulickým převodem se vyznačují velkou setrvačností, proto nejsou použitelné pro dynamická měření řezných sil.

2.3 Dynamometry s pneumatickým převodem měřené veličiny

Pneumatické přístroje pracují na principu měření tlakové nebo průtokové změny proudícího media.

Tyto systémy se vyznačují především svou jednoduchostí, snadnou obsluhou a údržbou, vysokou spolehlivostí. Velkou předností je velká citlivost s velkým převodovým poměrem zvětšení $1 : 10^4$ až $1 : 5 \cdot 10^4$ a při použití diferenciálního uspořádání zesilovačů lze dosáhnout zvětšení až $1 : 2 \cdot 10^5$.

Provoz pneumatických přístrojů vyžaduje stálý zdroj tlakového vzduchu, zařízení na stabilizaci tlaku, odpovídající čistotu přiváděného media.

I přes velké výhody pneumatických převodů se dynamometry s tímto systémem nepoužívají, protože nestačí frekvenčně požadavkům pro dynamické měření sil.

2.4 Dynamometry s elektrickým převodem měřené veličiny

Toto spojení se v současné době používá nejvíce, neboť

použití v experimentálních měřeních má oproti jiným způsobům řadu předností, jako jsou:

- možnost dálkového přenosu signálů
- možnost úpravy signálů
- malé nároky na přístupnost
- možnost zviditelnění nebo registrace signálu
- miniaturizace měřících elementů
- snadno dostupné napájecí zdroje
- čistota provozu.

Podstatou metody je převedení měřené deformace na vhodný elektrický signál, jedná se tedy o mechanicko-elektrickou transformaci.

Podle způsobu převodu deformace na elektrický signál je možno rozdělit metody měření na dvě základní skupiny:

1. parametrické - zde dochází v průběhu měření ke změně parametrů elektrického obvodu
2. generátorové - při působení síly na deformační element dochází ke vzniku napětí nebo proudu

Při měření se v praxi nejvíce používají snímače kapacitní, indukční, piezoelektrické a odporové.

Protože pro konstrukci dynamometru se předpokládá použití odporových snímačů, bude zde uveden jen tento princip. Podstatnou částí el. vybavení dynamometru s odporovými snímači jsou elektrické tenzometry. Snímače jsou nalepeny na deformačních elementech. Deformace vyvolá změnu odporu tenzometru, která se vyhodnotí měřícím zařízením.

Vztah mezi poměrnou deformací ϵ a poměrnou odporovou změnou tenzometru $\Delta R/R$ je dán [1] :

$$\frac{\Delta R}{R} = f(\varepsilon) \quad (1)$$

Rovnice vyplývá z diferencování obecného vztahu pro odpor vodiče:

$$R = \rho \cdot \frac{l}{S} \quad (2)$$

Celkovou změnu odporu obdržíme diferencováním rovnice (2), jejíž všechny členy považujeme za proměnné:

$$\frac{dR}{R} = \frac{\rho \cdot S \cdot dl + l \cdot S \cdot d\rho - \rho \cdot l \cdot dS}{S^2} \quad (3)$$

Po úpravě výrazu a vyjádření změny délky l průřezu poměrným prodloužením ε obdržíme pro poměrnou odporovou změnu výraz:

$$\frac{dR}{R} = \left(1 - 2\mu_d + \frac{d\rho}{\rho} \right) \cdot \varepsilon \quad (4)$$

Výraz v závorce nazýváme deformačním součinitelem /k-faktorem/, tedy vztah (1) můžeme zapsat:

$$\frac{dR}{R} = k \cdot \varepsilon \quad (5)$$

Pro měření je žádoucí, aby tenzometrická aparatura měla co největší citlivost.

S použitím Hookeova zákona lze vyjádřit vztah mezi napětím a změnou odporu:

$$\sigma = \frac{\Delta R}{R} \cdot \frac{E}{k} \quad (6)$$

Z rovnice plyne, že pro malé σ musí být $\Delta R/R$ velmi malé, E malé, k velké.

$\Delta R/R$ je dáno citlivostí použité aparatury.

2.5 Požadavky kladené na konstrukci soustružnického dynamometru [2]

Síly vzniklé obráběním se projevují deformací členů soustavy SPID. Dynamometr se instaluje jako měřící člen do silového toku obráběcího stroje, tzn. že je zapojen do řetězce s ostatními stavebními skupinami obráběcího stroje.

Aby výsledky měření odpovídaly co nejpřesněji skutečnosti, je třeba, aby dynamometr jako celek splňoval řadu podmínek:

- dostatečná citlivost, velká tuhost.
Toto jsou dva diametrální protikladné požadavky, které se musí řešit kompromisem. Tuhost měřícího elementu nemá snižovat souhrnnou tuhost v silovém toku;
- veškeré vzájemné pohyby umožnit pomocí bezkloubového zařízení, přenos sil bez použití pohyblivých součástí a bodových dotyků;
- snaha o co nejjednodušší konstrukci;
- cejchovní křivka má být v celém rozsahu lineární;
- deformační elementy nesmí během měření měnit své fyzikální a mechanické vlastnosti;
- použití takové měřící metody, která by byla dostatečně přesná;
- co nejmenší vzájemné ovlivňování jednotlivých složek řezné síly;
- optimální zvolená vlastní frekvence dynamometru.

3. Konstrukce dynamometru

Při konstrukci dynamometru se vycházelo z již uvedených požadavků /2.5/. Snahou bylo postavit zařízení, které by se co nejvíce přibližovalo ideálu. Z tohoto důvodu bylo použito uspořádání deformačního členu, které dosud na KOM za tímto účelem nebylo použito a které podle [3] mělo docilovat dobrých parametrů.

3.1 Konstrukce deformačního členu [3] , [4]

Při konstrukci dynamometru byly voleny jako první silové prvky. Byly zvoleny deformační kroužky kruhového tvaru s vnějším osmihranem /viz výkres č. 3-KOM-OM-252-01-02/. Tyto elementy se používaly již dříve jako silové měřicí elementy na statické a dynamické měření z důvodu vysoké tuhosti při současné příznivé měřicí citlivosti a také pro vysokou bezpečnost proti lomu. U kruhových elementů se provádí měření síly též přes deformaci, ke které je daná síla proporcionální. Největší předností při měření roztažnosti na měřicím elementu daného tvaru je možnost jednoduchým způsobem oddělit dva na sebe kolmé směry řezné síly. Odpovídající souvislosti se dají znázornit, jak je dále uvedeno.

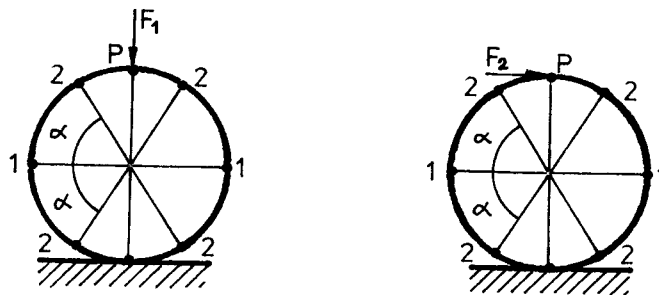
Pro zatížení kroužku v bodě P /obr.1/ můžeme na obvodu rozlišit dvě skupiny charakteristických bodů.

Bod 1 první skupiny leží na vodorovné symetrické ose kroužku a vyznačuje se maximální roztažností pro ryze radiální zatížení v bodě P a nulovou roztažností pro čisté tangenciální zatížení v bodě P.

Obrácené jsou poměry pro bod 2 z druhé skupiny. Tyto body leží pod úhlem α směrem dolů a nahoru od vodorovné

osy kroužku a vyznačují se maximální roztažností při čistě tangenciálním zatížení v bodě P a nulovou roztažností pro ryze radiální zatížení v bodě P.

Čistě radiální zatížení kroužku v bodě P mohou být měřena tedy jen v bodech 1, ne však v bodech 2, přičemž tangenciální zatížení mohou být měřena pouze v bodech 2. Libovolně směřované zatížení v bodě P možno určit tímto v jeho radiálních i tangenciálních komponentech oddělenými tenzometry v bodech 1,2, čímž je zatížení určeno jednoznačně.



obr. 1

3.1.1 Stanovení minimální měřitelné deformace

Při výpočtech def. členů určujeme minimální zatěžující sílu, kterou může čidlo daných rozměrů zaznamenat. Do pevnostních rovnic nutno dosadit za ϵ z rovnice:

$$\epsilon_p = \left(\frac{\Delta R}{R}\right)_{\min} \cdot \frac{1}{k} \quad (7)$$

kde ϵ_p - minimální prodloužení, které je daná aparatura schopna zaznamenat.

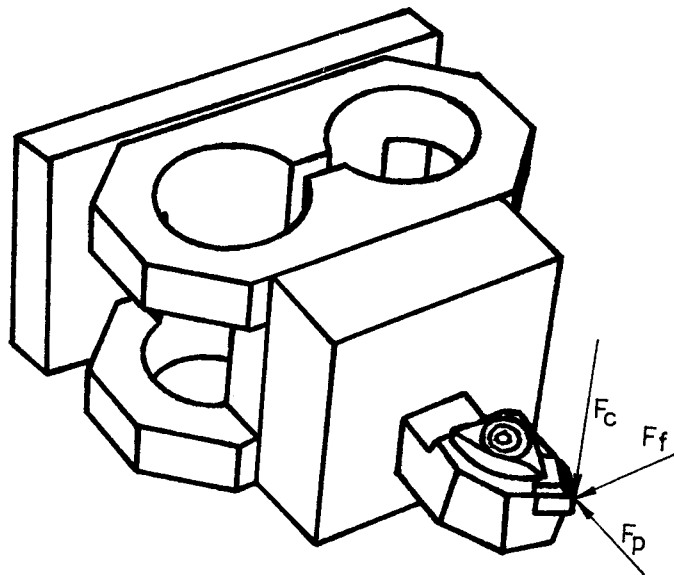
Za předpokladu použití aparatury n. p. Mikrotechna TDA-3, kde $(\Delta R/R)_{\min} = 10^{-5}$ a při použití konstantanových tenzometrů, kde $k = 2$, pak pro zapojení se čtyřmi aktivními tenzometry je potřebné minimální prodloužení:

$$\epsilon_{p4} = \frac{m \cdot \Delta R}{n \cdot R} \cdot \frac{1}{k} = \frac{4}{4} \cdot 10^{-5} \cdot \frac{1}{2} = 5 \cdot 10^{-6} \quad (8)$$

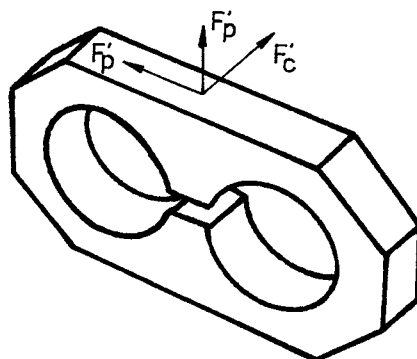
3.1.2 Výpočet dynamometru - rozbor namáhání

Protože těleso dynamometru je symetrické a souměrně zatížené - viz obr. 2, lze při výpočtu uvažovat pouze polovinu tělesa. Tato je znázorněna na obr. 3.

Pro zjednodušení bude při výpočtu předpokládáno, že příčnéky jsou oproti deformačním polokroužkům velmi tuhé, čímž se praktický výpočet zjednoduší.



obr. 2



obr. 3

$$F'_p = \frac{F_p}{2}$$

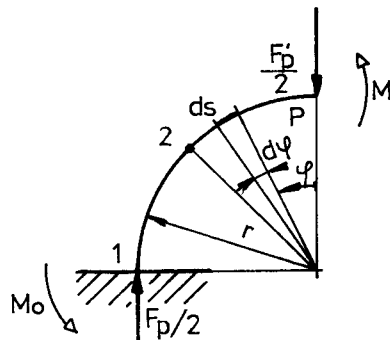
$$F'_f = \frac{F_f}{2}$$

$$F'_c = \frac{F_c}{2}$$

Dimenzování deformačního kroužku předpokládá znalost tuhosti, rozdělení roztažnosti po obvodě deformačního elementu při radiálním a tangenciálním zatížení. Výpočet je postaven na teorii pružnosti - pro následné odpovídající zatížení radiální. Pro tangenciální zatížení se výpočet neprovádí.

Namáhání od složky řezné síly F_p

Při výpočtu budeme mít na zřeteli 1/4 kroužku a zavedeme pro rovnováhu momentovou dvojici a reakci /obr.4/.



obr. 4

$$\text{Rovnováha momentů : } M_o = \frac{F_p'}{2} \cdot (r - r \cdot \cos \psi) - M \quad (9)$$

Deformační podmínka má tvar:

$$\Delta \psi = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_P^1 M_o \cdot ds \quad (10)$$

$$\Delta \psi = \frac{r}{E I} \left[-\frac{F_p'}{2} \cdot r \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) - \frac{\pi}{2} \cdot M \right] = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M = F_p' \cdot r \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{\pi} \right) \quad (11)$$

$$M_o = \frac{F_p'}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos \varphi) - \frac{F_p'}{2} \cdot r \cdot \left(1 - \frac{2}{\pi}\right)$$

$$M_o = \frac{F_p'}{2} \cdot r \cdot \left(\frac{2}{\pi} - \cos \varphi\right)$$

Po dosazení za F_p' získáme vztah:

$$M_o = -\frac{1}{4} \cdot F_p \cdot r \cdot \left(\cos \varphi - \frac{2}{\pi}\right) \quad (12)$$

V bodě 2 je ohybový moment nulový, úhel φ má hodnotu:

$$\varphi = 50^\circ 30'$$

Z průběhu momentu plyne, že tenzometr je nutné nalepit těžištěm přesně v místě 1 a jeho část nesmí přesáhnout přes místo 2.

Velikost deformace určíme ze vztahu:

$$\varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} = \frac{M_o}{W_o \cdot E} = \frac{-\frac{F_p'}{2} \cdot r \cdot \left(\cos \varphi - \frac{2}{\pi}\right)}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2 \cdot E} \quad (13)$$

V bodě 1 je velikost deformace dána vztahem:

$$\varepsilon_{1p} = -0,54507 \cdot \frac{F_p \cdot r}{E \cdot b \cdot h^2} \quad (14)$$

V bodě 2 je ohybový moment nulový, deformace je též nulová:

$$\varepsilon_{2p} = 0 \quad (15)$$

Výpočet radiálního prohnutí kroužku vlivem zatížení silou F_p .

Pohyb volného konce 1/4 kroužku ve vztahu k vetknutí určuje polovinu celkového statického stlačení x_p v kroužku:

$$x_p = \int \frac{F_p' \cdot r \cdot (\cos \alpha - \frac{2}{\pi}) \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot r \, d\alpha}{2 \cdot E \cdot I}$$

Integrací v mezích $0 - \frac{\pi}{2}$ získáme vztah:

$$x_p = 0,1488 \cdot \frac{F_p' \cdot r^3}{E \cdot I} \quad (16)$$

popřípadě vzorec:

$$x_p = 0,8927 \cdot \frac{F_p' \cdot r^3}{E \cdot b h^3} \quad (17)$$

V posledním případě se nechá určit tuhost kroužku v radiálním směru:

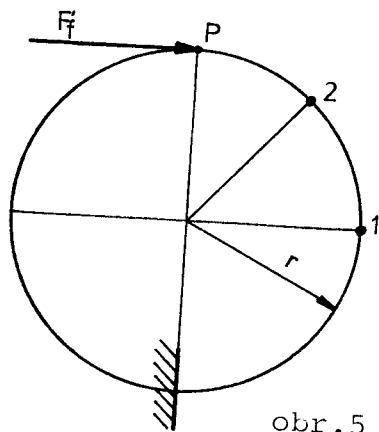
$$C_p = \frac{F_p'}{x_p} = \frac{E \cdot b \cdot h^3}{1,7856} \quad (18)$$

Namáhání od složky řezné síly F_t

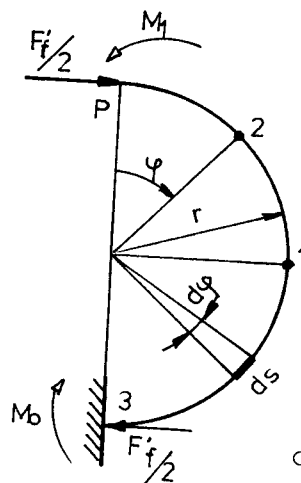
Polovinu deformačního tělesa /obr.3/ můžeme nahradit dvěma polokroužky s omezením, že v místě vetknutí nedojde ke změně směru tečny. Analogicky k předešlému odvození se nechají vypočítat závislosti pro tangenciální zatížení silou F_t /obr.5/.

Deformační podmínka pro bod P je $\Delta\psi = 0$.

Deformační člen má 1 osu symetrie, proto můžeme počítat s 1/2 kroužku.



obr. 5



obr. 6

Rovnováha momentů:

$$M_0 = \frac{1}{2} F_f' \cdot r \cdot (1 - \cos \varphi) - M_1 \quad (19)$$

Deformační podmínka:

$$\Delta \varphi = \frac{1}{E \cdot I} \int_P^3 M_0 \cdot ds = 0 \quad (20)$$

Po dosazení:

$$\Delta \varphi = \frac{1}{E \cdot I} \int \left[\frac{F_f'}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos \varphi) - M_1 \right] \cdot r \cdot d\varphi = 0 \quad (21)$$

$$\Delta \varphi = \frac{1}{E \cdot I} \left[\frac{F_f'}{2} \cdot r^2 \cdot (\varphi - \sin \varphi) - M_1 r \varphi \right]_0^{\pi} = 0$$

$$\Delta \varphi = \frac{r}{E I} \left[\frac{F_f'}{2} \cdot r \cdot \pi - M_1 \cdot \pi \right] = 0$$

$$M_1 = \frac{F_f'}{2} \cdot r = \frac{F_f}{4} \cdot r \quad (22)$$

$$M_0 = \frac{F_f'}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos \varphi) - \frac{F_f'}{2} \cdot r = -\frac{F_f'}{2} \cdot r \cdot \cos \varphi \quad (23)$$

$$M_0 = \frac{F_f}{4} \cdot r \cdot \cos \varphi \quad (24)$$

Momentová plocha má maxima v bodech P, 3. Nulou prochází v místě 1. Tenzometr bude nalepen v místě 2, kde je minimálně namáhán zatížením od složky F_p , a zároveň maximální namáhání od složky F_f .

Velikost deformace určíme ze vztahu:

$$\epsilon_f = \frac{\sigma}{E} = \frac{M_0}{W_0 \cdot E} = \frac{\frac{F_f'}{2} \cdot r \cdot \cos \varphi}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2 \cdot E} \quad (25)$$

V bodě 1 je ohybový moment nulový, deformace je též nulová.

$$\epsilon_{1(f)} = 0 \quad (26)$$

V bodě 2 je velikost deformace dána vztahem:

$$\epsilon_{2(f)} = \frac{3 \cdot F_f \cdot r \cdot \cos \varphi}{2 \cdot b \cdot h^2 \cdot E} \quad (27)$$

kde $\varphi = 50^\circ 30'$.

Tangenciální posunutí x_f vypočteme ze vztahu:

$$x_f = \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{F_f \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot r \cdot d\varphi}{E \cdot I}}{\quad} \quad (28)$$

Integrací v mezích $0 - \frac{\pi}{2}$ získáme vztah:

$$x_f = \frac{2F_f \cdot r^3}{4 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\frac{1}{2} \varphi - \frac{1}{4} \sin \varphi \right]_0^{\frac{\pi}{2}} \quad (29)$$

Úpravou dostaneme:

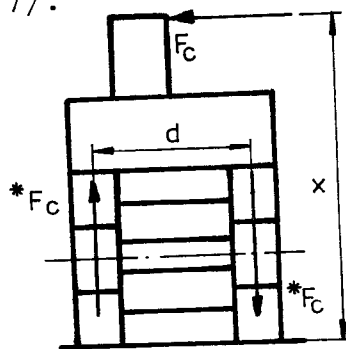
$$x_f = 1,7856 \cdot \frac{F_f \cdot r^3}{E \cdot b \cdot h^3} \quad (30)$$

Tuhost kroužku v tangenciálním směru určíme ze vztahu:

$$c_f = \frac{F_f}{x_f} = \frac{E b h}{3,5712 \cdot r^3} \quad (31)$$

Namáhání od složky řezné síly F_c

Složku F_c převedeme na dvojici sil *F_c a *F_c . Touto úpravou převedeme namáhání na stejný typ jako od síly F_p /obr. 7/.



$$F_c \cdot x = {}^*F_c \cdot d \quad (32a)$$

$${}^*F_c = F_c \cdot \frac{x}{d} \quad (32)$$

Poměr $\frac{x}{d}$ je dán konstrukcí dynamometru.

obr. 7

Z toho plyne, že $M_0 = \frac{x}{d} \cdot F_c \cdot r \cdot (\cos \varphi - \frac{2}{\pi})$. (33)

Poměrná deformace se vypočte ze vztahu:

$$\epsilon_c = \frac{2 \cdot \frac{x}{d} \cdot F_c \cdot r \cdot (\cos \varphi - \frac{2}{\pi})}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2 \cdot E} \quad (34)$$

Pro bod 1 z obr.6 platí:

$$\epsilon_{1(c)} = \frac{2 \cdot \frac{x}{d} \cdot F_c \cdot r \cdot (1 - \frac{2}{\pi})}{b \cdot h^2 \cdot E} \quad (35)$$

Pro bod 2 platí:

$$\epsilon_{2(c)} = 0 \quad (36)$$

Radiální posunutí x_c vypočteme ze vztahu (30), jestliže za F_f dosadíme $*F_c$.

Tenzometry pro snímání složky řezné síly F_c budou umístěny do bodu 1 dle obr.6.

3.1.3 Určení rozsahu měřitelnosti jednotlivých složek řezné síly

Při výpočtu rozsahu měřitelnosti řezné síly v jednotlivých složkách se vycházelo z předpokladu, že:

- 1/ minimální měřitelná síla odpovídá minimální měřitelné deformaci ϵ_{p4} , která je dána vztahem (8),
- 2/ maximální měřitelná síla odpovídá maximálnímu dovolenému napětí na mezi úměrnosti σ_u .

Materiál deformačního členu byl volen tak, aby hystereze byla co nejnižší při užití dostupného materiálu. S ohledem na tento požadavek byla zvolena ocel 11 600.1. Pro daný materiál byla odečtena z [5] hodnota meze kluzu $\sigma_{Kt} = 304$ MPa, mez úměrnosti byla určena výpočtem ze vztahu $\sigma_u = 0,85 \cdot \sigma_{Kt} \approx 255$ MPa. (37)

Předběžně zvoleno $x/d = 1,5$.

Rozsah pro složku F_p

Minimální měřitelná síla

$$\epsilon_{\min} = \epsilon_{p4} = 0,5 \cdot 10^{-5} \quad (38)$$

$$\epsilon = \frac{\sigma_0}{E} = \frac{M_0}{W_0 \cdot E} \quad , \quad W_0 = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \quad (39), (40)$$

Dosazením za M_0 ze vztahu (12) a úpravou získáme vztah:

$$F_{p \min} = \frac{2 \cdot \epsilon_{\min} \cdot E \cdot b \cdot h^2}{3 \cdot r \left(\cos \varphi - \frac{2}{\pi} \right)} \quad (41)$$

kde $\varphi = 0^\circ$.

$$F_{p \min} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-5} \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot 0,015^2}{3 \cdot 0,025 \cdot \left(1 - \frac{2}{\pi} \right)} = 346,7 \text{ N}$$

Pro výpočet maximální hodnoty dosazeno $\sigma_0 = \sigma_u$.

$$F_{p \max} = \frac{2 \cdot b \cdot h^2 \cdot \sigma_u}{3 \cdot r \left(1 - \frac{2}{\pi} \right)} = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 0,015^2 \cdot 255 \cdot 10^6}{3 \cdot 0,025 \left(1 - \frac{2}{\pi} \right)} = 80200 \text{ N}$$

Pro určení tuhosti dynamometru ve směru složky F_p byl použit vztah (18).

$$C_p = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot 0,015^3}{0,8927 \cdot 0,025^3} = 1,016 \cdot 10^9 \text{ N m}^{-1}$$

Maximální posunutí vypočteme ze vztahu (17) .

$$x_p = \frac{0,8927 \cdot 10^4 \cdot 0,025^3}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot 0,015^3} = 4,92 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Rozsah pro složku F_f

Minimální měřitelná síla

Obdobně jako u složky F_p dosazením za M_0 ze vztahu (24) a úpravou:

$$F_{f \min} = \frac{2 \cdot \varepsilon_{\min} \cdot E \cdot b \cdot h^2}{3 \cdot r \cdot \cos \varphi} ,$$

kde $\varphi = 50^\circ 30'$.

$$F_{f \min} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-5} \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot 0,015^2}{0,025 \cdot \cos 50^\circ 30'} = 198,1 \text{ N}$$

Maximální měřitelná síla byla určena za podmínky, že $\sigma_0 = \sigma_u$.

$$F_{f \max} = \frac{2 \cdot b \cdot h^2 \cdot \sigma_0}{3 \cdot r \cdot \cos \varphi}$$

$$F_{f \max} = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 0,015^2 \cdot 255 \cdot 10^6}{3 \cdot 0,025 \cos 50^\circ 30'} = 48 \, 110 \text{ N}$$

Pro určení tuhosti ve směru složky F_f byl použit vztah (31).

$$C_f = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot 0,015^3}{3,5712 \cdot 0,025^3} = 2,541 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-1}$$

Maximální posunutí vypočteme ze vztahu (30).

$$x_f = 1,7856 \cdot \frac{10^4 \cdot 0,025^3}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot 0,015^3 \cdot 2} = 0,985 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Rozsah pro složku F_c

Minimální měřitelná síla se určí ze vztahu:

$$F_{c \min} = \frac{E_{\min} \cdot b \cdot h^2}{3 \cdot \frac{x}{d} \cdot r \cdot (\cos \varphi - \frac{2}{\pi})}$$

po dosazení : $F_{c \min} = 115,6 \text{ N}$

Maximální síla:

$$F_{c \max} = \frac{b h^2 \bar{G}_0}{3 \cdot r \cdot \frac{x}{d} \cdot (\cos \varphi - \frac{2}{\pi})} = \frac{0,02 \cdot 0,015^2 \cdot 255 \cdot 10^6}{3 \cdot 0,025 \cdot 1,5 \cdot (1 - \frac{2}{\pi})} = 36 574 \text{ N}$$

Tuhost vypočteme ze vztahu (31) , jestliže za F_f dosadíme $*F_c$:

$$C_c = \frac{E \cdot b \cdot h^3}{1,7856 \cdot \frac{x}{d} \cdot r^3} = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot 0,015^3}{1,7856 \cdot 1,5 \cdot 0,025^3} = 3,39 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-1}$$

Maximální posunutí vypočteme:

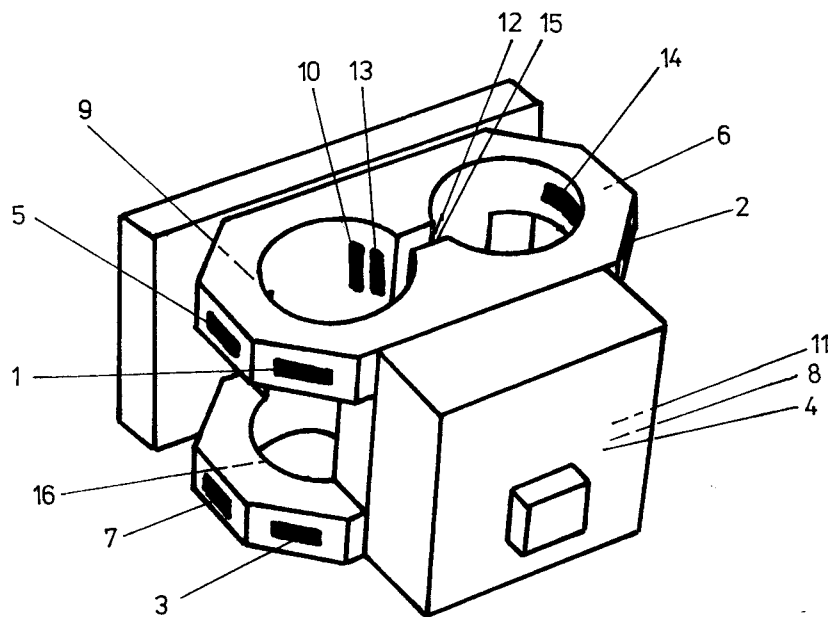
$$x_c = 1,7856 \cdot \frac{F_c \cdot x}{E \cdot b h^3} \cdot r^3 = 1,7856 \cdot \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 15 \cdot 0,025^3}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot 0,015^3} = 5,89 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

3.1.4 Elektrické vybavení dynamometru

Deformace deformačního členu jsou snímány pomocí tenzometrů. Tenzometry jsou mezi sebou navzájem propojeny dráty a přes konektor a kabel napojeny na měřící aparaturu.

Rozmístění tenzometrů a zapojení do Wheatstoneových můstků.

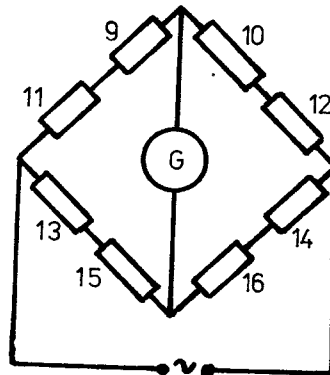
Na čidle je umístěno celkem 16 tenzometrů. Schema umístění tenzometrů na čidle je na obr. 8.



obr. 8

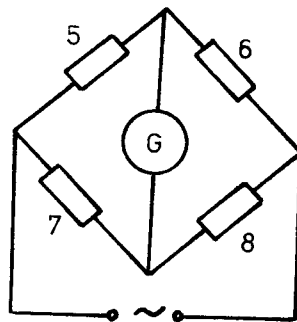
Tenzometry 1 - 4 snímají složku F_f , 5 - 8 složku F_c a 9 - 16 složku F_p .

Schema zapojení pro složku řezné síly F_p - obr. 9.



obr. 9

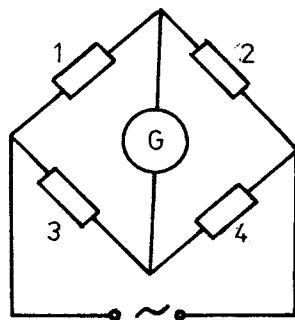
Schema zapojení pro složku řezné síly F_c - obr. 10.



obr. 10

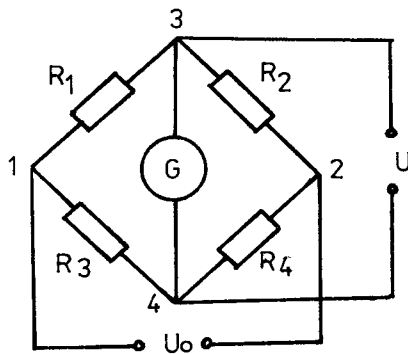
Schema zapojení pro složku řezné síly F_f - obr. 11.

Tenzometry jsou nalepeny do předem označených míst dle obr. 8 a zapojeny dle schemat na obr. 9, 10, 11.



obr. 11

Odporové změny tenzometru jsou při deformaci velmi malé, řádově stejně velké jako poměrná deformace. Pro měření tak malých změn odporů se používá můstková metoda /obr.12/. [1]



obr. 12

Můstek tvoří odpory R_1 , R_2 , R_3 , R_4 a je napájen v bodech 1, 2 napětím U_0 . Malá změna odporu prvků $R_1 - R_4$ se projeví změnou proudu na diagonále 3 - 4, probíhajícího galvanometrem.

Můstek napájený střídavým zdrojem

Při napájení obvodu zdrojem střídavého proudu je

nutno uvažovat místo ohmického odporu R odpor impedanční Z, kde

$$Z = R + j \cdot X \quad (42)$$

Stejným postupem jako u čistě ohmického odporu obdržíme podmínky rovnováhy můstku, které mohou být splněny, jestliže platí

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4} = \frac{X_1}{X_2} = \frac{X_3}{X_4} \quad (43)$$

Vyvážení můstku se provádí odporově a kapacitně.

Výstupní signál z můstkového zapojení není dostačující, zpravidla bývá v desetinách milivoltů, proto je do obvodu zapojen zesilovač.

Zvýšení citlivosti je možno dosáhnout:

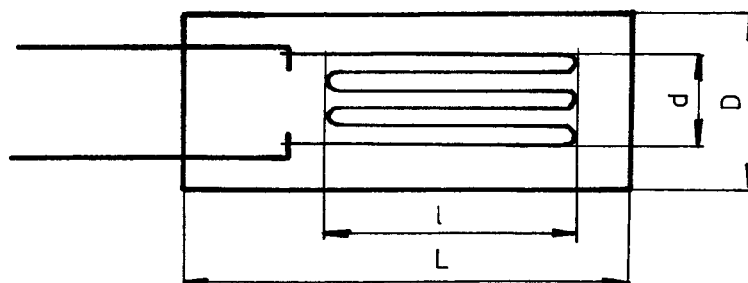
- zvětšením deformačního součinitele snímačů
- zvětšením napájecího napětí můstku
- zesílením výstupního signálu z můstku.

Použité tenzometry

Pro použití za různých podmínek existuje řada typů odporových tenzometrů.

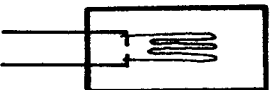
Tenzometry polovodičové se vyznačují vysokou hodnotou odporu a vysokou deformační citlivostí /k = 200/. Toto umožňuje použít vysokého napájecího napětí a dosáhnout bez použití tenzometrické aparatury dostatečné napěťové citlivosti. Přes uvedené přednosti se tyto tenzometry v praxi mnoho nepoužívají, protože se u nich projevuje velká závislost odporu na teplotě, vlhkosti.

Nejpoužívanějším typem jsou drátkové tenzometry /obr. 13/. Tyto byly použity i na popisovaném dynamometru.



obr. 13

V ČSSR jsou vyráběny tenzometry z konstantanového drátku, uloženého ve smyčkách na papírové podložce /výrobce n. p. Mikrotechna/. Na konce odporového drátku jsou připevněny vodiče většího průřezu. V tabulce 1 jsou uvedeny vybrané typy drátkových tenzometrů.

	typ	odpor [Ω]	L [mm]	D [mm]	l [mm]	d [mm]	drátek ϕ [mm]
	SM 120	120	9	4	4	1,5	0,014
M 120	120	17	7	9	3	0,02	
C 120	120	35	10	19	3	0,03	
A 120	120	55	15	27	5	0,03	
A 600	600	45	15	27	8	0,02	

tab. 1

Tenzometry se lepí acetonovým nebo pryskyřicovým lepidlem.

Další skupinu odporových tenzometrů tvoří fóliové a

polovodičové tenzometry. U fóliových tenzometrů je odporový drát nahrazen tenkou fólií.

Tenzometry jsou většinou konstruovány tak, že umožňují snímat deformace pouze v jednom - podélném - směru. Pro víceosé namáhání se používají různé typy tenzometrických růžic. Tyto jsou tvořeny ze dvou nebo více jednoduchých vinutí různě orientovaných, upevněných na společné podložce.

3.2 Konstrukce upevnění nástroje a dynamometru

3.2.1 Návrh upevnění nástroje

Při návrhu upevnění nástroje bylo přihlédnuto k funkci upevnění. Držák nože /výkres č. 4-KOM-OM-252-01-03/ byl řešen pro nože dle ČSN 22 385X.X pro rozměry tělesa 25 x 25 mm. S použitím redukčního pouzdra /výkresy č. 4-KOM-OM-252-02, 4-KOM-OM-252-03/ možno použít i nástroje s rozměry upínacího tělesa 16 x 16 a 20 x 20 mm. Nástroj se vsune na doraz do držáku a upne se dvěma šrouby M8.

Držák je připevněn čtyřmi šrouby M10 na deformační těleso, přesná poloha je zajištěna dvěma kolíky \varnothing 8 mm. Způsob upevnění byl takto řešen z důvodu alternativního použití držáku nástrojů s válcovým tělesem, držáku vyměnitelných hlaviček pro vnitřní soustružení /výkres č.3-KOM-OM-252-08/ apod.

Toto řešení upevnění nástroje se vyznačuje dostatečnou tuhostí upnutí a přesným vymezením polohy nástroje.

3.2.2 Upevnění dynamometru na soustruh

Při řešení tohoto problému byly vzaty v úvahu tyto požadavky:

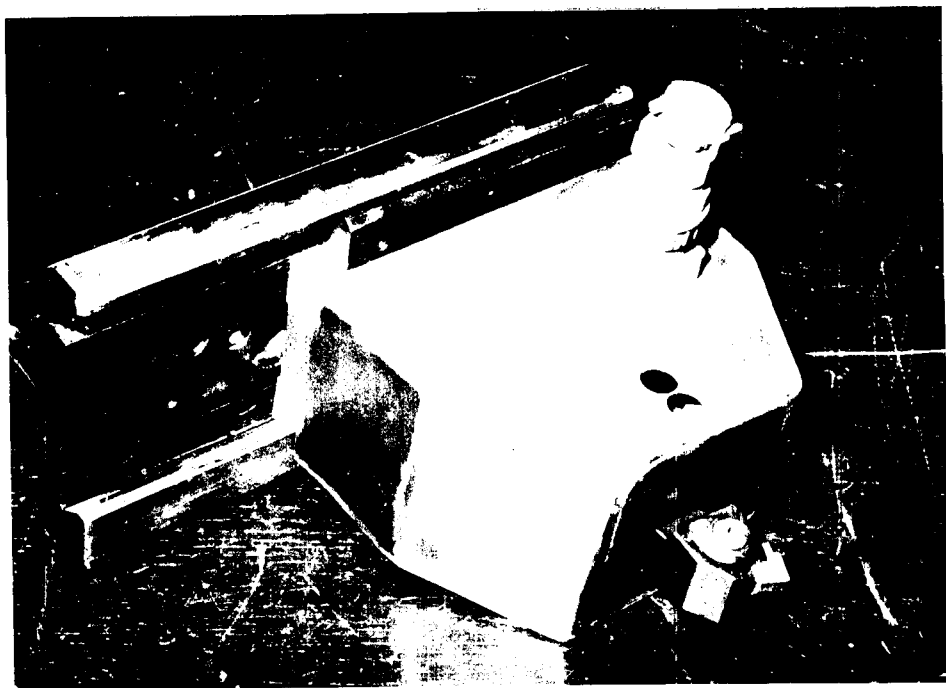
- dostatečná tuhost upnutí
- přesné vymezení polohy dynamometru
- snadná manipulace /záměna za nástroj/
- řešení provést tak, aby nebyly nutné zásahy do konstrukce stroje
- využití stávajících upínačů

Upínací deska na soustruh SPL 25-NC

Základová deska byla řešena tak, aby se mohl použít držák s rybinou /výkres č. 3-KOM-OM-252-01-01/. Na základovou desku se připevňuje kryt dynamometru. Tímto řešením se zajistí neovlivnění dynamometru silami od odcházející třísky.

Deformační člen dynamometru je na desku upevněn čtyřmi šrouby M10 a přesné ustavení je zajištěno dvěma kolíky \varnothing 8 mm.

Způsob upevnění do držáku je patrný z obr. 14.

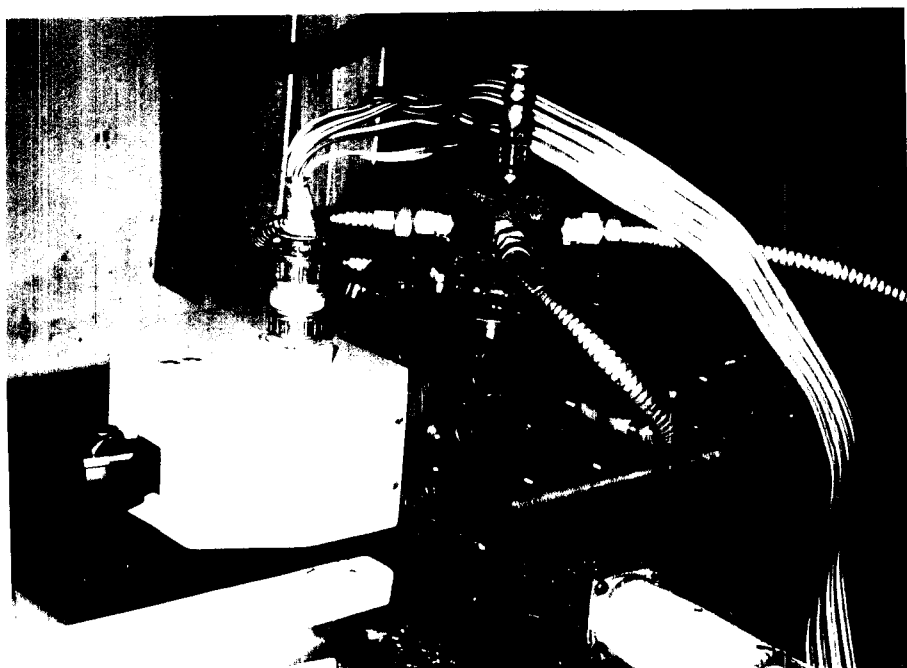


obr. 14

Z obr. 14 je zřejmé též provedení krytu. Kryt byl konstruován jako svařenec, ve kterém jsou dva otvory pro klíč, otvor pro nůž a na němž je upevněn čtrnáctikolíkový konektor.

Toto provedení krytu /po zaslepení otvorů pro klíč/ chrání tenzometry před vnikáním třísek a nečistot, vznikajících při soustružení.

Na obr. 15 je vidět dynamometr ustavený na soustruhu SPL 25-NC.



obr. 15

Upínací deska na soustruh SU-50

Upínací deska /výkres č. 2-KOM-OM-252-04/ se na soustruh upíná na místo nožové hlavy. Upevnění deformačního členu se provádí stejně jako v předešlém případě.

4. Statické zkoušky dynamometru

Přesné cejchování dynamometru jako celku je základním předpokladem pro získání seriózních výsledků při měření řezných sil. Jednou ze základních podmínek přesného cejchování je nutnost dodržet při cejchování jednotlivých snímačů pro složky řezné síly totožný směr cejchovací síly se směrem příslušné složky. Znamená to vyvodit zatížení ve třech, na sebe kolmých směrech. Nezbytně nutnou součástí příslušenství dynamometru je cejchovací zařízení.

4.1 Návrh cejchovacího zařízení

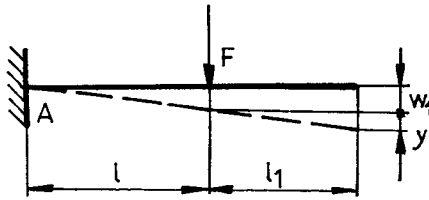
Pro popisovaný dynamometr bylo navrženo cejchovací zařízení. Konstrukční provedení je patrné z výkresu č. 2-KOM-OM-252-05. Dynamometr se upevní do rybiny, požadovaná cejchovní síla se vyvodí utahováním šroubů v kleci. Mezi šroub a kalibrační třmen se vloží předem ocejchovaný Amslerův třmenový siloměr a připojí se číselníkový úchylkoměr. Průhyb siloměru je úměrný vyvozené síle.

Protože se výroba cejchovacího zařízení zpozdila, bylo nutné využít jiného, upraveného cejchovacího zařízení.

4.2 Výpočet třmenového siloměru [6]

Amslerův siloměr byl navrhován na maximální předpokládanou měřenou sílu dynamometrem. Rozměry a tvar jsou patrné z výkresu č. 3-KOM-OM-252-07. Použitý materiál ušlechtilá pružinová ocel 14 260 zušlechtěná.

Vlastní výpočet siloměru vychází z průhybu nosníku vetknutého a zatíženého dle obr. 16.



obr. 16

Průhyb nosníku je dán vztahem:

$$w_1 = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad , \quad I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (44), (45)$$

kde $b = 40 \text{ mm}$, $h = 15 \text{ mm}$.

Po dosazení do (44)

$$w_1 = \frac{20\,000 \cdot 45^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,125 \cdot 10^4} = 0,25714 \text{ mm}$$

Směrnice průhybu ramene v místě působení síly F je dána vztahem:

$$\text{tg } \alpha = \frac{F \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot I} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 45^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,125 \cdot 10^4} = 0,008571 \quad (46)$$

Snížení nezatíženého konce je:

$$y = l_1 \cdot \text{tg } \alpha = 45 \cdot 0,008571 = 0,38571 \text{ mm}$$

Celkový průhyb je:

$$w = w_1 + y = 0,64285 \text{ mm}$$

Protože se prohnu obě ramena třmenového siloměru, je pro výpočet konstanty nutno vzít dvojnásobnou hodnotu

průhybu w . Síla 20 000 N přiblíží konce ramen třmenového siloměru o 1,2857 mm.

Při výpočtu je nutno určit konstantu siloměru η , která vyjadřuje, jak velké síly je zapotřebí k přiblížení konců ramen siloměru k sobě navzájem o $1\ \mu\text{m}$.

$$\eta = \frac{F_c}{2 \cdot w} = \frac{20\,000}{2 \cdot 1,2857} = 15\,555,73 \text{ [Nm}^{-1}\text{]}$$

Výchylka o $1\ \mu\text{m}$ zaregistrovaná úchylkoměrem představuje sílu 15,555 N.

Kontrola kritického průřezu.

Nebezpečný průřez bude v místě A dle obr. 16. Maximální ohybové napětí je dáno vztahem:

$$\sigma_{o\max} = \frac{F_{\max} \cdot l}{\frac{1}{6} b h^2} = \frac{6 \cdot 20\,000 \cdot 45}{40 \cdot 15^2} = 600 \text{ MPa}$$

kde $\sigma_{o\max} = \frac{M_o}{W_o}$

σ_K je pro zvolený materiál v zušlechtěném stavu 1200 MPa, bezpečnost k :

$$k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{o\max}} = 2$$

K přesnému zjištění konstanty η je nutné provést ocejchování pomocí úředně cejchovaného trhacího stroje, neboť při výpočtu je použita hodnota modulu pružnosti, která je průměrnou hodnotou. Za směrodatnou konstantu je nutno uvažovat hodnotu získanou cejchováním.

4.3 Cejchování dynamometru

Dynamometr byl upnut na náhradním cejchovacím zařízení. Protože bylo nutné odmontovat základovou desku,