

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojní
v Liberci
Katedra: obrábění a montáže Školní rok: 1982/83

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Daneše Bitnara

obor 23 - 07 - 8 strojírenská technologie

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: Ověřovací zkoušky sériově vyráběných
kopírovacích nožů

• Zásady pro vypracování:

1. Teoretický rozbor upínacího systému
2. Experimentální ověření výsledků rozboru
- 3- Stanovení pracovního rozsahu na dvou
druzích obráběného materiálu
4. Porovnání destiček Pramet s destičkami
z dovozu
5. Zhodnocení a závěr

Autorské právo se řídí směrnicemi
MŠK pro státní záv. zkoušky / č.j. 31
727/62-III/2 ze dne 13. července
1962-Věstník MŠK XVII, sešit 24 ze
dne 31. 8. 1962 § 19 aut. z. č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17

Rozsah grafických prací: dle potřeby

Rozsah průvodní zprávy: 50 - 60 stran textu

Seznam odborné literatury:

Technická dokumentace a podklady z k.p. Náradí, Děčín

Zirm, H.: Stanovení potřebných upínacích sil břitových destiček soustružnických nožů. (Diplomová práce). VŠST Liberec 1980

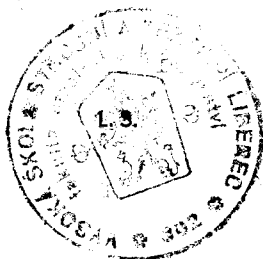
Procházka, Z.: Pracovní rozsah vnitřních soustružnických nožů s vyměnitelnou břitovou destičkou. (Diplomová práce). VŠST Liberec 1980

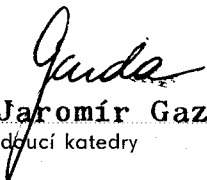
Vedoucí diplomové práce: Ing. Vladimír Gabriel

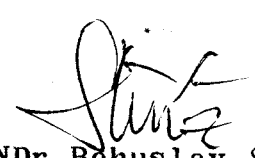
Konzultant DP: Ing. Petr Tschakert, k. p. Náradí, Děčín

Datum zadání diplomové práce: 15. 10. 1982

Termín odevzdání diplomové práce: 27. 5. 1983




Doc. Ing. Jaromír Gazda, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. RNDr. Bohuslav Stríž, CSc.
Děkan

V Liberci dne 10. 10. 1982

**„Nístopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval
samostatně a použitím uvedené literatury.“**

V Liberci, dne 27.5. 1983

Daněk Bítka
.....
vlastnoruční podpis

Vysoká škola strojní a textilní
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

obor 23 - 07 - 8

strojírenská technologie
zaměření

obrábění a montáže

Katedra obrábění a montáže

OVĚŘOVACÍ ZKOUŠKY SÉRIOVĚ VYRÁBĚNÝCH KOPIROVACÍCH NOŽŮ

Jméno a příjmení autora : Daneš Bitnar

Vedoucí práce : Ing. Vladimír Gabriel KOM VŠST Liberec
Konzultant : Ing. Petr Tschackert Nářadí k.p. Praha
závod Děčín

Rozsah práce a příloh :

Počet stran 112

Počet příloh a tabulek

Počet obrázků 43

Počet výkresů 11

Počet modelů nebo

jiných příloh

Datum: 27.5. 1983

O b s a h

strana

	Seznam použitých symbolů a zkratk	
1.	Úvod	
2.	Kriteria hodnocení	
2.1	Nástroje ke zkouškám a řezné materiály	
3.	Teoretický rozbor možností funkce upínání ...	
3.1	Posouzení maximálního výkyvu čepu s ohledem na tolerance	
3.1.1	Sestavení algoritmu výpočtu	
3.1.2	Výpočet algoritmu	
3.1.3	Stanovení potřebné délky kolíku l_k	
3.2	Teoretický rozbor zatížení břitové destičky .	
3.2.1	Stanovení velikosti složek řezné síly	
3.2.2	Posouzení stability břitové destičky v sedle nože pro různé varianty dotyku a zjištění potřebné upínací síly F_{up}	
3.2.2.1	Řešení dotyku v bodech B a D - varianta I ... u nože 1	
3.2.2.2	Řešení dotyku v bodech A a C - varianta II u nože 1	
3.2.2.3	Řešení varianty I a II u nože 2	
3.2.2.4	Upínací síly u nože 1	
3.2.2.5	Upínací síly u nože 2	
3.2.3	Zjištění upínací síly vyvozené upínacím mechanismem	
3.2.3.1	Zjišťování upínací síly F_{um} výpočtem	
3.2.3.2	Zjištění skutečné upínací síly F_{us} nepřímým měřením	
3.2.3.3	Zjištění skutečné upínací síly F_{us} přímým měřením	
3.2.4	Porovnání zjištěných hodnot upínacích sil ...	

4.	Bezpečnost upnutí břitové destičky upínacím mechanismem
5.	Pevnostní výpočet upínacího mechanismu
5.1	Kontrola nebezpečných průřezů čepu
5.2	Výpočet kontaktních napětí na stykových místech upínacího mechanismu
5.3	Výpočet průhybu čepu
5.4	Zhodnocení pevnostního výpočtu upínacího mechanismu
5.5	Návrh nového upínacího čepu
6.	Pracovní rozsah nožů
6.1	Stanovení pracovního rozsahu na materiálu 12 050.1
6.2	Utváření třísky na materiálu 15 260
6.3	Utváření třísky na materiálu 17 246.4
7.	Stanovení trvanlivosti břitových destiček ..
7.1	Porevnání naměřených hodnot
8.	Závěr
	Literatura

Seznam použitých symbolů a zkratk

- 1 - označení nože
- 2 - označení nože
- a - délka stykové plošky
- A - opěrný bod mezi břitovou destičkou a tělesem nože
- b - rozměr stykové plošky
- b_1 - rozměr geometrický na výkyvném čepu
- B - opěrný bod na tělese nože
- c - rozměr na upínacím mechanismu
- C - opěrný bod na tělese nože
- d - rozměr na upínacím mechanismu
- d_D - vnitřní průměr destičky
- d_z - průměr hlavy čepu
- d_s - průměr čepu
- D_d - průměr otvoru pro čep
- d_2 - střední průměr závitu
- D_1 - průměry stýkajících se těles
- e_1 - rozměr na upínacím mechanismu
- E - bod na čepu, modul pružnosti materiálu
- f, f' - koeficienty tření
- f_z - koeficient tření v závitech šroubu
- F_{ci} - cejchevní hodnoty složek řezných sil
- F_{ij} - síly na břitové destičce ve směru souřadných os
- F_o - osová síla na šroubu
- F_{um} - upínací síla vyvezená mechanismem při teoretickém výpočtu
- F_{up} - potřebná upínací síla
- F_{us} - skutečná velikost upínací síly
- F_x - složka řezné síly ve směru posuvu
- F_y - složka řezné síly ve směru přísmvu
- F_z - složka řezné síly ve směru řezné rychlosti

- h - hodnota vysunutí kelíku v mezní poloze
 h_0 - počáteční vysunutí kelíku v nulové poloze
 h' - výška břitové destičky
 H - bod na hlavě čepu
 i - číselný index, rozměr v upínacím mechanismu
 j - písmenný index, rozměr v upínacím mechanismu
 k_0 - koeficient cejchevní přírůstky
 k_1 - koeficient bezpečnosti
 l_j - geometrické vzdálenosti v upínacím mechanismu, vzdálenosti pólu pohybu od příslušné síly
 $l_{\Sigma 1}$ - geometrické rozměry na čepu
 L - hodnota vyležení nože
 m - konstanta, rozměr v upínacím mechanismu
 M - moment síly
 n - konstanta, rozměr v upínacím mechanismu
 N_0 - bod na tělese nože, normální síla mezi břitovou destičkou a ložkem nože působící v ose z
 N_j - normální reakce na styku břitové destičky a tělesa nože
 e_1 - osa kolem níž se uskutečňuje naklepení
 p_D - devalený tlak
 p_1 - maximální tlak na stykovou plošku
 q - síla působící na jednotku délky
 r_{ji} - ramena momentů sil k ose e_1
 R_j - reakce ve stykových místech upínacího mechanismu
 $\bar{R}_c$ - fiktivní reakce sdruženého nosníku
 s - posuv, rozměr na břitové destičce
 S - směrodatná odchylka
 t - hloubka třísky
 t_1 - geometrický rozměr v mechanismu
 T_1 - trvanlivost nástroje v minutách při jedné řezné rychlosti

T_{ki}	- korigovaný čas na jeden záběr
T_{xy}, T_z	- složky třecí síly
U	- bod na břitové destičce
U_1	- průměrná cejchovní hodnota složek řezných sil vyjádřená v /mV/
v	- řezná rychlost
v_{si}	- hodnota střední rychlosti
x_i	- souřadnice okamžitého pólu otáčení vzhledem k počátku volené souřadné soustavy, hodnota vychýlení čepu
y_i	- souřadnice okamžitého pólu otáčení, vychýlení čepu
w_1	- průhyb vlného konce čepu
w_N	- celkový průhyb čepu
α	- konstanta, polovina vrcholového úhlu kuželeového konce kolíku
β	- konstanta
κ	- úhel stupání šroubovice závitu
δ	- úhel na břitové destičce
δ_i	- velikost kontaktní deformace v místě i
ν	- pomocná veličina při výpočtu kontaktních deformací
ν_c	- sklon tečny k ohybové čáře v místě C
κ_r	- hlavní úhel nastavení nože
π	- Ludelfovo číslo
$\bar{\sigma}_{ei}$	- ohybové napětí v kritickém průřezu i
$\bar{\sigma}_{Pt}$	- mez pevnosti materiálu v tahu
$\bar{\sigma}_{kt}$	- mez kluzu v tahu
$\bar{\sigma}_{kd}$	- mez kluzu v tlaku
ξ_j	- orientovaný úhel mezi osou x a spojnicí pólu j s bodem N_0
φ_i	- orientovaný úhel polohy destičky vůči souřadné soustavě; úhel, který svírají roviny maximálních poloměrů křivosti
ψ	- orientovaný úhel mezi nositelkou síly F_{up} a osou y

- w_i - orientovaný úhel mezi nositelkou osy e_1 a osou x
- min. - minimální
- max. - maximální
- např. - například
- obr. - obrázek
- tab. - tabulka
- tzv. - takzvaný
- ED - břitová destička
- Pl - plynulá tříska
- M - metaná tříska
- Š - tříska tvaru šroubevice
- ŠDM - šroubevice dlouhá malého průměru
- ŠKV - šroubevice krátká velkého průměru
- U - utvářená tříska
- U-CH - utvářená tříska za chvění stroje

1. Úvod

Nestálý růst nároků na výkonnost nástrojů vede k vývoji nových typů upínání vyměnitelných břitových destiček. Cílem vývoje je zvýšení stability břitových destiček v lůžku destičky, protože právě tato stabilita má rozhodující význam pro kvalitu a přesnost obrobeného povrchu. V ČSSR se konstrukcí a vývojem řezných nástrojů zabývá k.p. Nářadí Praha, závod Děčín. Nástroje se konstruuji na základě zkušeností konstruktéra, který je při návrhu omezen podmínkami ekonomickými, normalizačními a také funkčními. Řezné nástroje musí splňovat řadu náročných a často protikladných požadavků. Především musí zajišťovat vysokou produkci, tím tedy umožňovat použití vysokých hodnot řezných podmínek. S tím souvisí vysoká tvrdost, otěruvzornost, stálost tvrdosti za vysokých teplot. Nástroj má mít vysokou životnost při velmi malém opotřebení, má snášet plynulý i přerušovaný řez. Měl by být tuhý a s minimální deformací snášet zatížení řeznou silou. S těmito požadavky úzce souvisí vysoká pevnost ale i houževnatost materiálu nástroje. To vše při snadné výrobě a úměrné výrobní ceně. V poslední době se setkáváme na světovém trhu se stále dokonalejšími řeznými nástroji s originálním řešením upínacích mechanismů, optimální úpravou sedla nože. Mezi nejznámější výrobce tohoto sortimentu patří západoněmecká fa. Krupp, švédská Cöremant, rakouská Tizit. Tyto nástroje mají v celku větší pracovní možnosti v porovnání s nástroji Harex. Současné konstrukce řezných nástrojů lze rozdělit do dvou základních typů:

- nástroje z břitovou destičkou upínanou svrchu upínkou
- nástroje z břitovou destičkou upínanou za středový otvor

šroubem

- c) nástroje s břitovou destičkou upínanou za středový otvor výkyvným elementem.

V nástrojích prvního typu se obvykle používají břitové destičky hladké a příložné utvařeče, méně časté je použití předlisovaných utvařečů. Nástroje druhého typu bývají osazeny destičkami s předlisovanými utvařeči třísky. Ze získaných zpráv a zkušebních protokolů, které se touto problematikou zabývaly, vyplývá, že při upínání svrchu je malá bezpečnost proti působení sil v rovině čela destičky, zatímco při upnutí za otvor je nižší bezpečnost ve směru kolmém. V tomto případě je potřeba věnovat větší pozornost jak správnosti a přesnosti funkce upínacího mechanismu, tak především jeho tuhosti. Velmi důležitým faktorem, který má značný vliv na stabilitu břitové destičky v sedle nože, je velikost upínací síly vyvozené upínacím mechanismem u konkrétního typu nože. Hodnoty upínacích sil se zjišťují experimentálně měřeními nebo teoretickým výpočtem. Podle jejich velikosti za daných řezných podmínek se posuzuje stabilita destičky v lůžku nože, t.j. dochází-li k naklápění či otáčení v průběhu obrábění. V současné době je snaha nástroje s vyměnitelnou břitovou destičkou konstruovat tak, aby se potřebné síly vyvozené upínacím mechanismem snižovaly, čímž by se zmenšilo i namáhání jednotlivých upínacích elementů. Z hlediska funkčních vlastností nástroje je důležité také použití druhu řezného materiálu. S velkou výhodou se v několika posledních letech používají destičky s velmi tvrdými povlaky jako jsou TiC, TiN, Al_2O_3 . Dnes již velká většina výrobců (např. fa. Krupp, Tizit, Böhlerit apod.) nabízí destičky s několikvrstevnými povlaky. Už i u nás se v současné době můžeme setkat s no-

vými povrchově upravovanými destičkami, které vyrábí n.p. Pramet - Šumperk. Technologie povlakování umožňuje použít na výrobu destiček relativně houževnatého druhu slinutého karbidu a velmi tvrdý povlak dává celému nástroji požadovanou živostnost. Další výhodou povlakovaných destiček je jejich použití v širší oblasti obráběného materiálu, což ve svém důsledku snižuje nároky na velikost zásob, skladové hospodářství apod.

Cílem této práce je tedy především provést ověřovací zkoušky u nás vyráběných kopírovacích nožů Harex, t.j. posoudit možnosti upínání, stanovit pracovní rozsahy a schopnosti na základě experimentálně získaných údajů a v neposlední řadě porovnat používané druhy řezných materiálů tuzemské a zahraniční výroby pro tyto nože.

2. Kritéria hodnocení

Funkce soustředěného nože s VD ovlivňují jeho tři komponenty, a to BD, těleso nože a upínací mechanismus. Všechny tyto komponenty na sebe vzájemně působí a proto je zřejmé, že pracovní vlastnosti nože pak nelze zjistit odděleně, nýbrž ve vzájemné souvislosti. U hodnocených kopírovacích nožů byl proveden teoretický rozbor a získané výsledky ověřeny experimentálním měřením. Při svých úvahách jsem vycházel z údajů získaných v jiných výzkumných zprávách, které se touto problematikou zabývaly. Teoretický rozbor možností funkce upínání jsem zaměřil především na tato kritéria :

- a) možnosti výkyvu čepu s přihlédnutím k výrobním tolerancím
- b) velikost upínací síly zjištěné experimentálně, velikosti upínací síly vyvozené mechanismem a síly získané na základě rozboru podmínek stability břitové destičky
- c) míru bezpečnosti upnutí vyjádřenou bezpečnostním koeficientem
- d) pevnostní kontrolu a kontrolu na otlačení ve stykových místech upínacího mechanismu.

V praktické části úkolu se prováděly v dílnách katedry ověřovací zkoušky kopírovacích nožů orientované ke stanovení

- e) oblasti utváření třísky na dvou druzích obráběného materiálu
- f) rezivosti BD tuzemské a zahraniční výroby
- g) pracovních rozsahů na etalonovém materiálu 12 050.1

Všechny získané údaje byly zpracovány do tabulek a grafických závislostí s následným vyhodnocením.

2.1 Nástroje ke zkouškám a řezné materiály

Zkoušky jsme prováděli na soustružnických kopírovacích nožích s vyměnitelnou břitovou destičkou upínanou za otvor. Jedná se o nože, označené podle podnikové normy PN 22 05 28 ($\kappa_r = 93^\circ$)

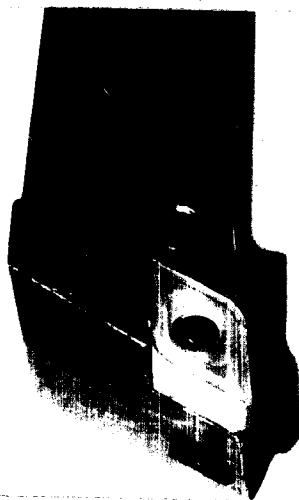
PN 22 05 27 ($\kappa_r = 63^\circ$) nebo podle ISO

PDNML 25 25 M 15 ($\kappa_r = 63^\circ$)

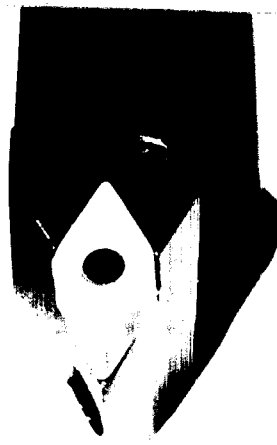
PDJNR 25 25 M 15 ($\kappa_r = 93^\circ$)

Z podniku nářadí Děčín jsme dostali k dispozici dva nože PN 22 05 28 a nůž PN 22 05 27 byl k dispozici v našich laboratořích. Oba nože jsou na obrázku obr. 2 - 1.

Nůž 1



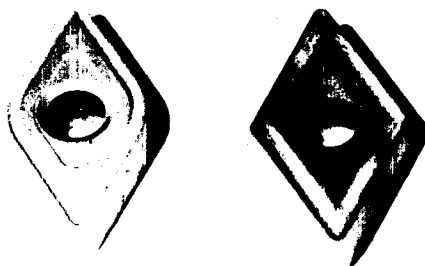
Nůž 2



obr. 2 - 1

Jedná se o nože s t. zv. negativní geometrií $\neq \lambda_s = -6^\circ$, $\neq \kappa_n = -6^\circ$. Nůž 1 je pravý kopírovací nůž s úhlem nastavení $\kappa_r = 93^\circ$. Nůž 2 je levý kopírovací nůž s úhlem nastavení $\kappa_r = 63^\circ$. Oba nože mají shodný upínací mechanismus unifikovaného systému upínání Harex a to i rozměrově. Průřezy k držáku jsou 25 x 25 mm. Pod břitovou destičkou je uložena podložná karbidová destička aretovaná dutým nýtem. Při zkouškách byly nože osazovány břitovými destičkami DNMM 15 06 08 Gm 25 Tizit výrobce Metallwerk Plansee AG a destičkami Pramet S 20 a Pramet S 20/CN výrobce n.p. Pramet

Šumperk uvedenými na obr. 2 - 2.



Gm 25 Tízit

Pracet S 20

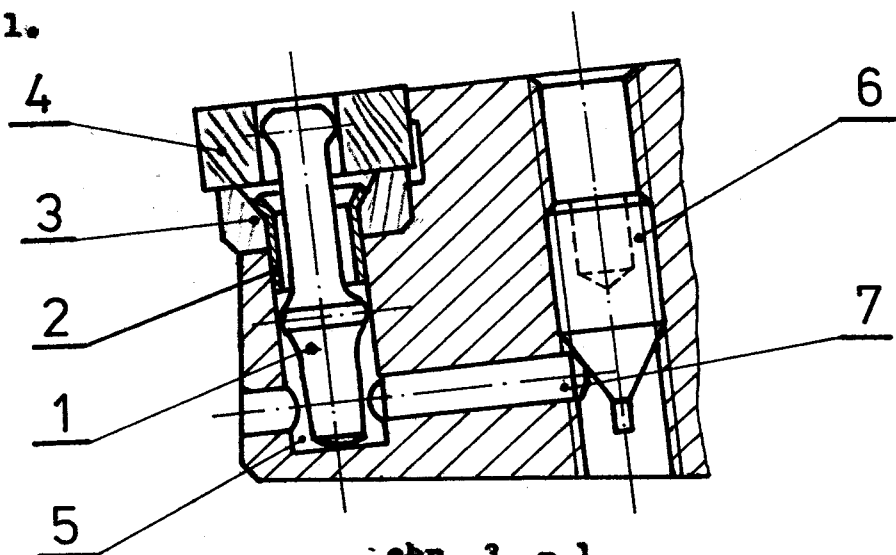
obr. 2 - 2

U všech nástrojů a jejich součástí jsem proměřil jednotlivé rozměry, které by mohly ovlivnit správnou činnost upínacího mechanismu nebo zapříčinit špatné dosednutí BD v lůžku nože. Všechny naměřené hodnoty se shodovaly s výkresovými nebo se pohybovaly v mezích daných tolerancemi ve výkresové dokumentaci.

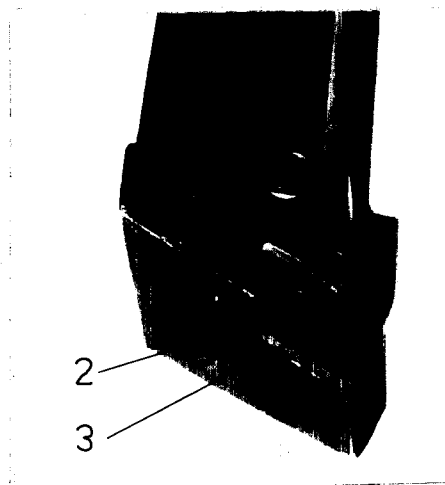
3. Teoretický rozbor možností funkce upínacího mechanismu

Uzlovým bodem všech nástrojů s vyměnitelnými destičkami je jejich spojení s vlastním tělesem nástroje. Upínací systém musí být dostatečně tuhý, aby zabezpečoval polohu destičky v jejím lůžku a nesmí dovolovat ohvnutí destičky nebo její naklápění či natáčení nezávisle na tělese nože. Musí být dále dostatečně jednoduchý, aby umožňoval rychlou výměnu destičky přímo v obráběcím stroji. U soustružnických nožů existuje řada konstrukcí upínacích systémů vyměnitelných břitových destiček. V tomto případě se jedná o systém upínání výkyvným čepem za průchozí otvor v BD. Schéma je nakresleno na obr.

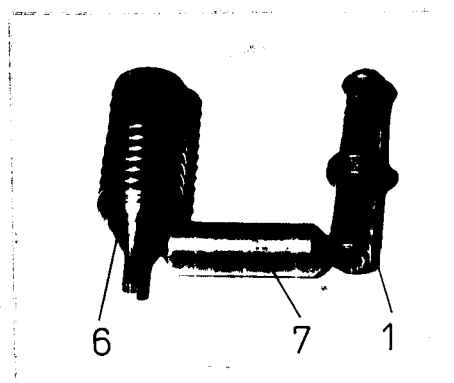
3 - 1.



Břítčová destička 4 je do sedla upínána čepem 1, procházejícím rovněž dutým nýtem 2, který aretuje podložku 3. Čep je volně uložen svou střední částí v otvoru 5 a osedá na jeho dno. Vlastní upínání se děje utahováním šroubu 6 s vnitřním šestihranem, působícím svým kuželovým zakončením na mezičlánek - kolík 7. Kolík pak kulovým koncem tlačí na dolní část čepu a způsobí jeho vykývnutí s následným upnutím destičky horní částí čepu. Proti vypadnutí z otvoru 5 je čep jištěn dutým nýtem.



obr. 3 - 2



obr. 3 - 3

Obr. 3 - 2 a obr. 3 - 3 představuje upínací elementy unifikovaného systému upínání Marex.

Nůž 1 v tomto provedení byl vyroben podle výkresů č.

sestava	- Tk 16 072 s
těleso nože	- Tk 32 07 s
upínací čep	- Tk 14 18 s/9
kolík	- Tk 14 19 s
upínací šroub	- Tk 14 24 s
podložka	- Tk 14 10 s
dutý nýt	- Tk 14 39 s
detail hlavy nože	- Tk 15 990 s

Nůž 2 byl zhotoven podle výkresů č.

sestava	- Tk 16 072 s
těleso nože	- Tk 32 26 s
detail hlavy nože	- Tk 16 034 s

kolík, upínací šroub, podložka a nýt podle stejných výkresů jako u nože 1.

3.1 Posouzení maximálního výkyvu čepu s ohledem na tolerance

U sledovaných nožů je třeba posoudit vliv tolerancí jednotlivých částí nože a jeho součástek na samotnou funkci upínání. Vzhledem k charakteru výroby můžeme získat v rámci tolerančních polí různé hodnoty rozměrů součástí nože. Ve výpočtech budou tedy hrát hlavní roli krajní meze rozměrů, získané z výkresové dokumentace. Proto provedeme rozbor výkyvu čepu pro tyto mezní rozměry a porovnáme je s rozбором provedeným pro skutečné hodnoty rozměrů součástek nože. Porovnáme-li výsledky zjištěné při mezních hodnotách s výsledky získaných při hodnotách skutečných, měly by tyto ležet v intervalu daném výsledky rozboru při horních a dolních mezních rozměrech. Cílem tohoto rozboru bude tedy posoudit možnosti výkyvu čepu polohu čepu při upnutí BD, posoudit vliv délky kolíku na velikost výkyvu a stanovit potřebnou délku kolíku. V případě, kdybychom uvažovali všechny vlivy, které postihují velikost výkyvu čepu, stala by se celá úloha velmi komplikovaná a nepřehledná. Proto musíme nutně přistoupit k řadě zjednodušení, které nám umožní vyvodit snazší závěry na daný problém. Předně při svých úvahách budu vycházet z těchto zjednodušujících předpokladů :

- a) všechny pohyblivé části se posouvají v osách nebo se otáčejí kolem pevného nepohyblivého bodu (okamžitého pólu pohybu)
- b) dále předpokládáme, že celý mechanismus je absolutně tuhý
- c) všechny rovinné dotykové plochy jsou absolutně rovné a hladké
- d) při výkyvu čepu zanedbáváme vliv změny polohy dotykového bodu H a E (edvalevání přímky po kružnici). Tedy všechny výpočty provádíme pro koncový bod kolíku E a dotykový bod H. viz. obr. 3 - 4.

e) všechny posuvy a výkyvy počítáme a měříme v rovině rovnoběžné s rovinou lůžka procházející danými body H a E. Toto zjednodušení si můžeme dovolit, neboť výkyv čepu je velmi malý a chyba proti případu, kdy uvažujeme změnu polohy dotykového bodu, činí řádově 10^{-2} - 10^{-3} mm. Na základě uvedených zjednodušení můžeme tedy sestavit algoritmus výpočtu pro výkyv upínacího čepu.

3.1.1 Sestavení algoritmu výpočtu

Na obr. 3- 5 je zakreslena hlava nože v řezu se zakótovanými hlavními rozměry. Velikosti potřebných rozměrů jsou zapsány v tab. 3.1. Upínací čep se otáčí kolem pevného bodu O, okamžitého pólu otáčení. Naším úkolem je stanovit dráhu, kterou vykoná bod E a bod H v rovině rovnoběžné s rovinou lůžka pro určitý výkyv čepu, jež odpovídá příslušnému vysunutí kolíku. Při zasazování břitové destičky do sedla nože musí hlava čepu projít otvorem v břitové destičce, přičemž osa čepu je kolmá na rovinu sedla. Tuto polohu budeme napříště označovat jako nulovou polohu čepu. Na tom, jestli je čep v nulové poloze, závisí vysunutí kolíku ve spodní části upínacího mechanismu. viz. obr. 3 - 4.

Přesah kolíku potřebný pro nulovou polohu čepu je označen h_0 a spočítá se podle vztahu

$$h_0 = \frac{1}{2} \cdot (D_d - d_s) + k \quad (3.1)$$

Hodnota K je vůle mezi kulovým povrchem čepu a válcovým povrchem tělesa nože a je též vyznačena na obr. 3 - 4. Má-li kolík délku l_k a je-li maximálně zasunut, t.zn. dosedá - li na stopku upínacího šroubu, pak přesah činí velikost h , jež je vyjádřena vztahem (obr. 3 - 5)

$$h = l_k - l_r - \frac{D_d}{2} - m_1 + m_2 \quad (3.2)$$

Na příště tuto polohu čepu budeme nazývat polohou mezní. Platí - li podmínka $h_0 \geq h$, pak lze BD zasadit do lůžka nože. Ovšem pro podmínku $h_0 < h$ BD zasadit nepůjde, neboť čep bude vychýlen v kladném smyslu a bude přesahovat přes hranu upínacího otvoru o hodnotu y_1 . Hodnota y_1 nám udává potřebnou velikost výkyvu bodu H do upínací polohy a získáme ji

$$y_1 = x_2 + x_3 \quad (3.3)$$

Hodnota x_2 je velikost posunutí bodu H při vychýlení čepu z nulové polohy v záporném smyslu. Platí vztah, že

$$x_2 = \frac{1}{2} d_c - (k + t_1) \quad (3.4)$$

Hodnota t_1 je zakótována na obr. 3.8 a její velikost udává tab. 3.2. Velikost posuvu x_2 bodu H odpovídá posuv x_1 bodu E. Ohodnotu x_1 se tedy kolík zasune a je-li příliš dlouhý, je nutné jeho zkrácení minimálně o tuto hodnotu. Platí

$$x_1 = \frac{1}{2} d_c - (k + t_1) \cdot \frac{l_{c1}}{l_{c2}} \cdot \frac{1}{l_{c2}} \quad (3.5)$$

Velikost posuvu x_3 je pak dána vztahem

$$\frac{x_3}{x_4} = \frac{l_{c1}}{l_{c2}} \Rightarrow x_3 = \frac{x_4 \cdot l_{c2}}{l_{c1}} \quad (3.6)$$

a vyjadřuje posuv bodu H z nulové polohy v kladném smyslu.

Hodnotě x_3 odpovídá posuv v bodě E označení x_4 .

$$x_4 = |h - h_0| \quad (3.7)$$

Hodnota y_2 je celkový posuv bodu E při výkyvu čepu z původní polohy do upínací polohy.

$$y_2 = x_1 + x_4 \quad (3.7.1)$$

Velikost rozměru t_1 obr. 3 - 8 byla získána v rovině řezu hlavou než podle vztahu

$$t_1 = \frac{1}{2} \cdot d_D - q + s \quad (3.8)$$

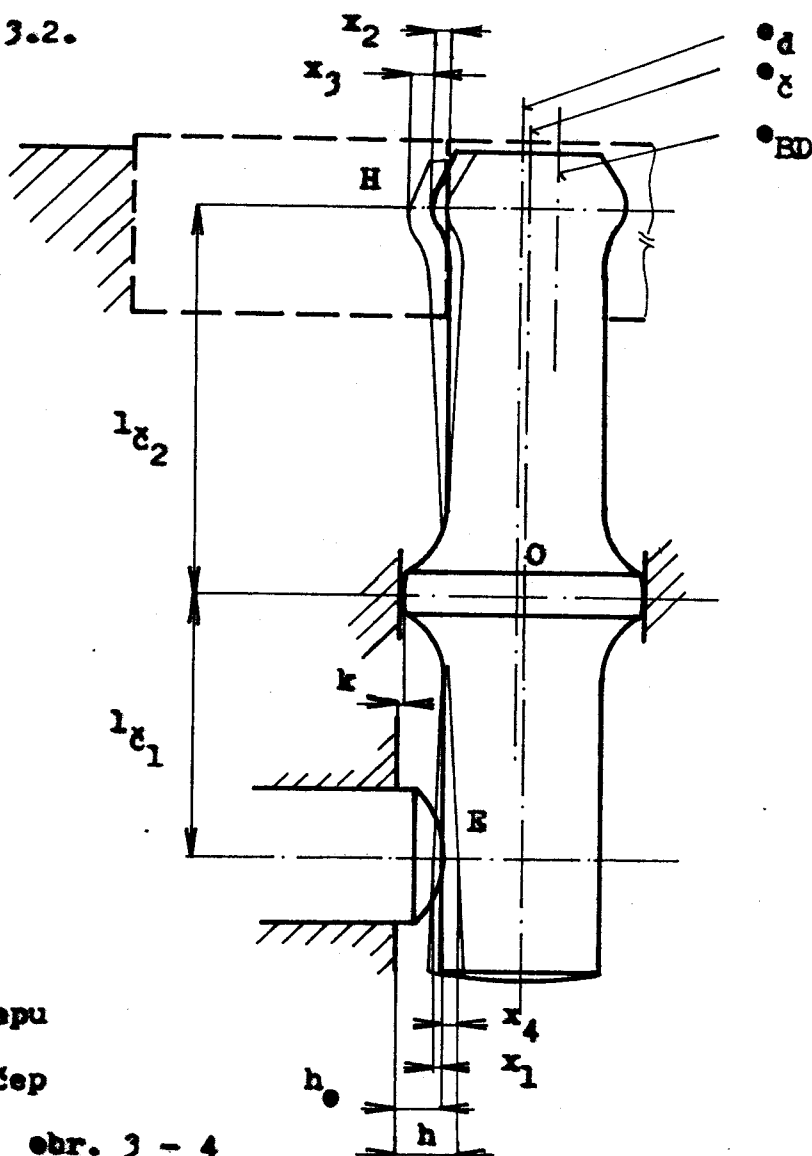
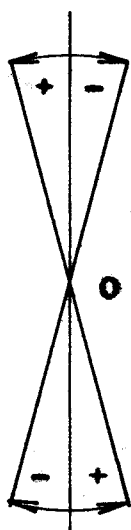
kde hodnota q se stanoví podle obr. 3 - 6. Její velikost je dána vtahem

$$q = \frac{1}{\cos} \quad (3.9)$$

a velikost rozměru s vyjádříme podle obr. 3 - 7.

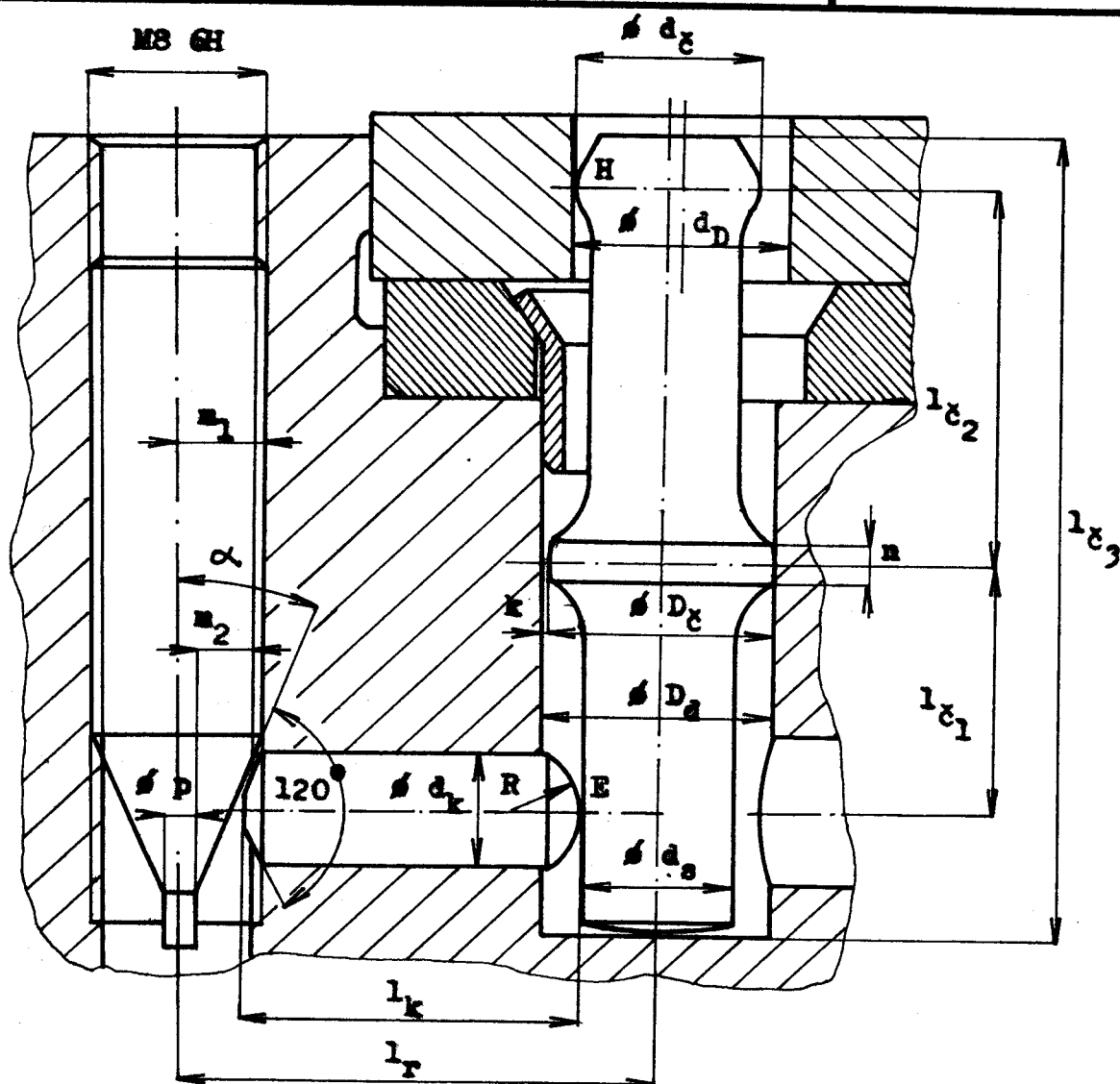
$$s = \frac{1}{\cos} \quad (3.10)$$

Hodnoty všech rozměrů potřebných pro výpočet vztahů (3.8 - 3.10) jsou uvedeny v tab. 3.2.



- _{BD} - osa otvoru v BD
- _c - osa upínacího čepu
- _d - osa otvoru pro čep

obr. 3 - 4

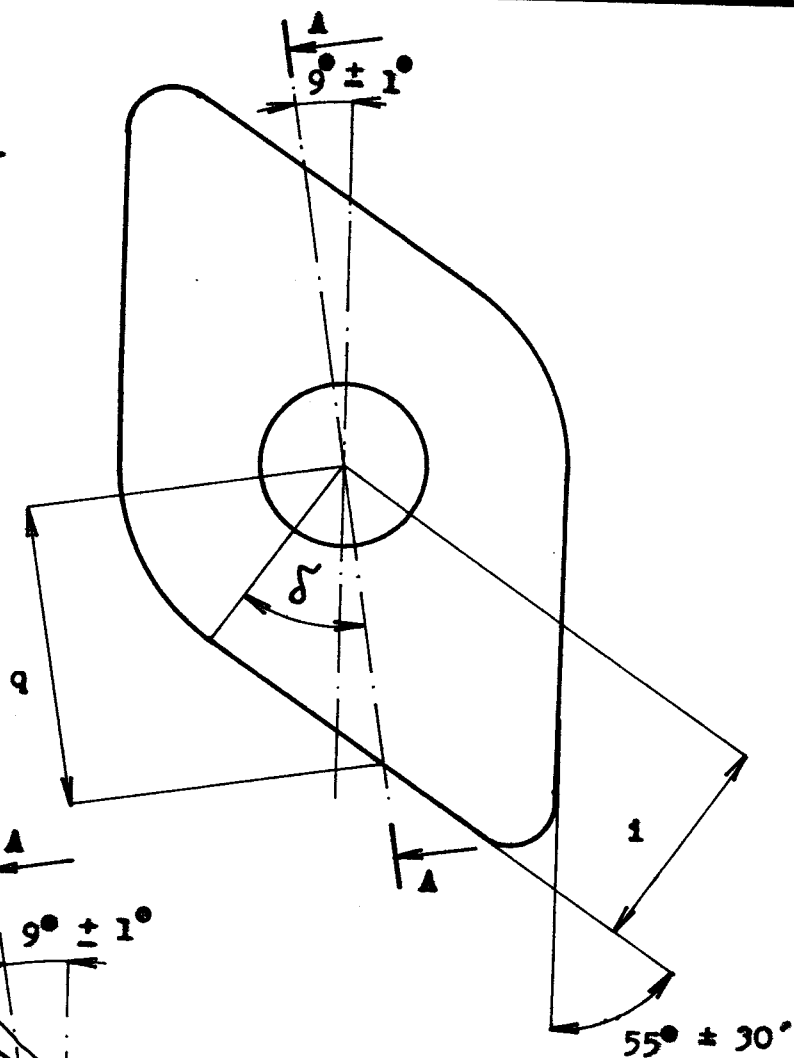


obr. 3 - 5

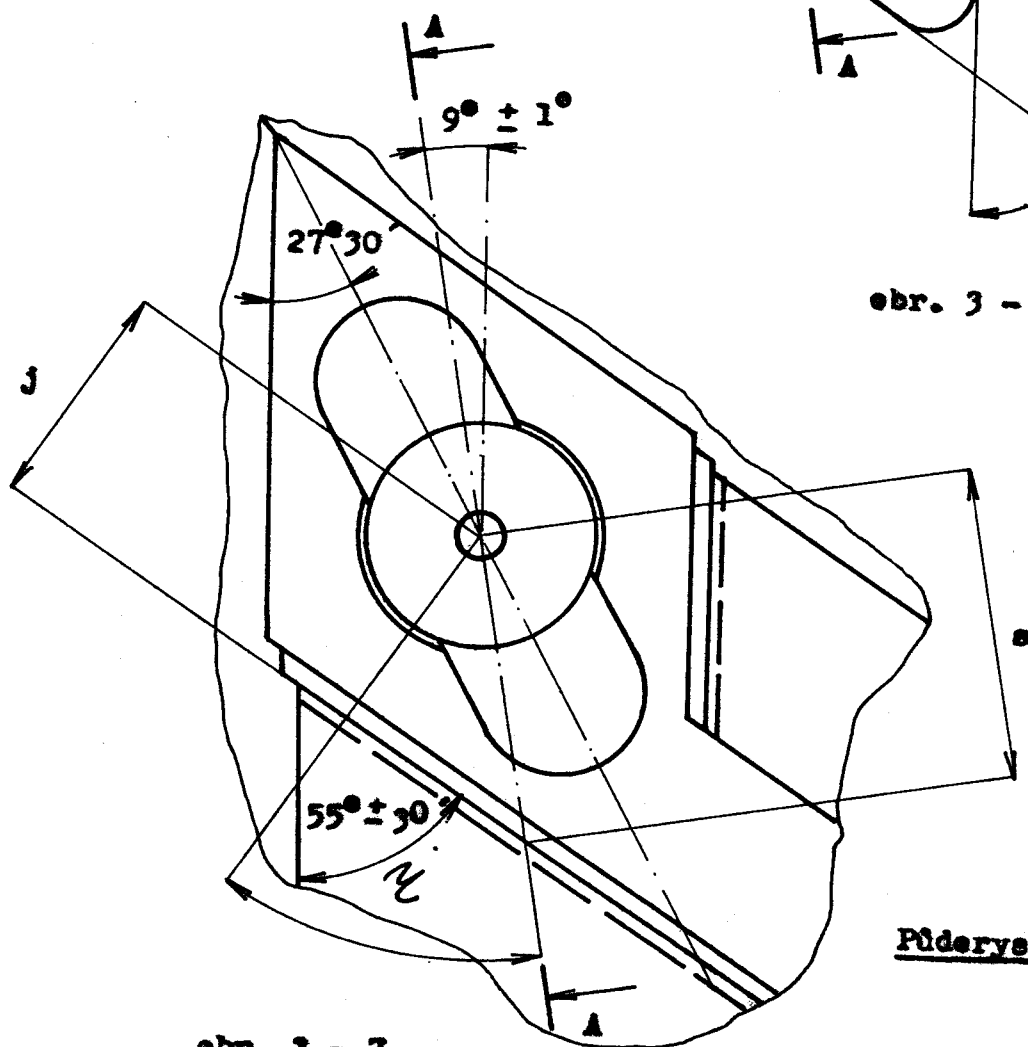
tab. 3.1 Geometrické rozměry upínacího mechanismu

označ.	rozměry /mm/			označ.	rozměry /mm/		
	max.	min.	skuteč.		max.	min.	skuteč.
d_D	5,24	5,08	5,10	R	3,5	3	3
D_d	6,05	6,00	6,00	p	1,5	1,1	1,4
d_g	4,85	4,75	4,75	m_2	2,46	2,77	2,51
D_g	6,00	5,88	5,90	m_1	3,21	3,32	3,21
d_s	4,00	3,80	3,80	α	30°	30°	30°
n	1	1	1	l_{c1}	7,3	6,8	7,15
k	0,05	0,02	0,02	l_{c2}	10,65	10,35	10,60
d_k	5 h 11	5 h 11	5,0	l_{c3}	22,70	22,30	22,40
l_k	13,8	13,8	13,8	l_r	16,46	16,10	16,36

Břítová destička

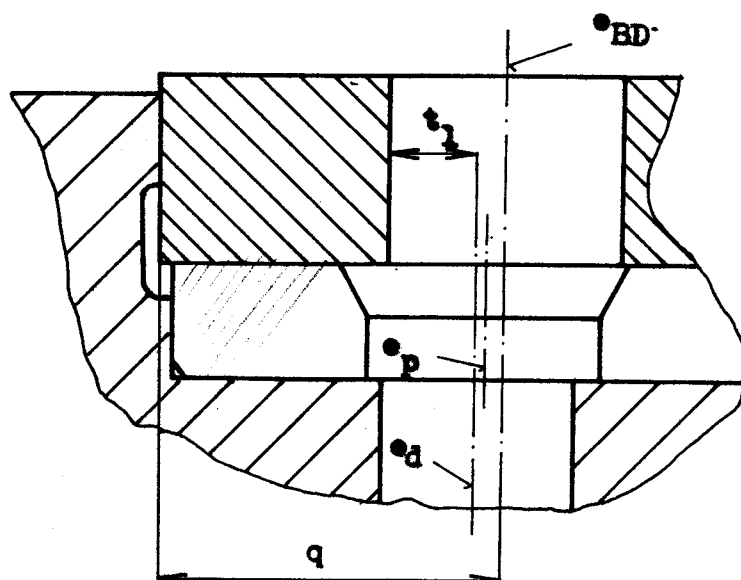


obr. 3 - 6



Půderys sedla nože

obr. 3 - 7



obr. 3 - 8

tab. 3.2

rozměry	max. /mm/	min. /mm/	skuteč./mm/
γ	44,5°	43,5°	44°
i	6,39	6,31	6,35
q	8,95	8,69	8,82
χ	44,75°	43,5°	43,5°
j	6,20	6,10	6,20
e	8,79	8,40	8,54
t_1	2,4	2,25	2,27

3.1.2 Výpočet algoritmu

Všechny vztahy (3.1) - (3.7) jsou sestaveny do tab. 3.3 a je provedeno dosazení za příslušné hodnoty z tab. 3.1.

Všechny hodnoty jsou udávány v mm.

Z vypočtených hodnot v tab. 3.3 vyplývá, že břitová destička by teoreticky neměla jít nasadit do lůžka nože, protože v tomto případě platí podmínka $h > h_0$ a to i pro skutečné hodnoty rozměrů nože a jeho součástí. Pak tedy posuvy x_1 a x_2 jsou velikostí potřebného výkyvu čepu z nulové do upínací

tab. 3.3 Hodnoty výkyvu čepu

vztah	/mm/		
	rozměry max.	rozměry min.	rozměry skuteč.
$h = l_k - l_r - \frac{D_d}{2} - m_1 + m_2$	1,11	1,25	1,14
$h_0 = \frac{1}{2} \cdot (D_d - d_0) + k$	1,07	1,12	1,09
$x_1 = \frac{1}{2} d_c - (k + t_1) \cdot \frac{l_{c1}}{l_{c2}}$	-0,01	0,07	0,06
$x_2 = \frac{1}{2} d_c - (k + t_1)$	-0,02	0,10	0,09
$x_3 = \frac{x_4 \cdot l_{c2}}{l_{c1}}$	0,06	0,19	0,07
$x_4 = (h - h_0)$	0,04	0,13	0,05
$y_1 = x_2 + x_3$	0,04	0,29	0,16
$y_2 = x_1 + x_4$	0,03	0,20	0,11

polohy v příslušných bodech H, E. Hodnota x_3 a x_4 nám vyjadřuje velikost vychýlení čepu z mezní polohy do polohy nulové. U rozměrů maximálních vyšly hodnoty x_1 a x_2 záporné, což vyjadřuje tu skutečnost, že břitová destička by teoreticky měla jít nasadit v nulové poloze čepu, na rozdíl od rozměrů minimálních a skutečných, kde BD nasadit na čep v nulové poloze nelze. Z uvedeného je tedy vidět, že kolík je příliš dlouhý a způsobuje počáteční výkyv čepu zabrahňující nasazení břitové destičky do sedla nože. Podle teoretického výpočtu, aby šla BD snadno nasadit, musel by se kolík zkrátit právě o hodnotu y_2 a větší, neboť jenom tak dojde k posuvu x_1 bodu H, tedy k posuvu do upínací polohy.

3.1.3 Stanovení potřebné délky kolíku

Můžeme tedy konstatovat, že vzhledem k našim zjednodušujícím předpokladům by bylo vhodné zkrátit dél-

ku kolíku, ale skutečnost je však jiná. Předpokládali jsme totiž, že celý upínací mechanismus je tuhý a všechny součásti se pohybují v osách. Při praktickém ověřování výkyvu čepu byla však zjištěna určitá vůle upínacího šroubu v závitech tělesa nože, která způsobovala jeho značné vychýlení z osy. (ve spodní části šroubu až 0,4 mm). To je také důvod, proč vznikl rozdíl mezi teoretickým výpočtem a praktickým měřením. Při zasazování destičky do lůžka nože se totiž působí na čep, který přes upínací vložku vyvolává vychýlení šroubu, čímž se umožňuje snazší nasazení BD.

Zkušebně jsme upínali s kolíky o délce 12,5; 12,9; 13,1; 13,6; 13,8; 13,9; 14 mm. Pro délku $l_k = 13,9$ mm břitová destička nasadit šla, ale velice obtížně. Při délce $l_k = 13,8$ mm bylo možné BD zasunout poměrně snadno. Teoreticky s uvažováním zjednodušujících předpokladů pro hodnoty $l_k < 12,0$ mm by mělo dojít k narušování závitu šroubu, které způsobuje kuželové zakončení kolíku při jeho malé délce. Praktickým ověřením bylo zjištěno, že k porušení závitu dochází již při délce kolíku $l_k < 12,5$ mm. Na základě těchto poznatků můžeme tedy stanovit rozsah délek l_k , při kterých dojde k upnutí břitové destičky. Dolní mez je limitována porušením závitové části šroubu a horní mez tím, jak snadno lze BD nasadit do lůžka nože. Rozsah délek je pak dán intervalem $l_k \in (12,5 ; 13,9)$ mm. Protože jsme prováděli kontrolní měření pouze u dvou nožů, jež byly k dispozici, nemohli jsme prakticky postihnout všechny výrobní odchylky, na které je vázána délka kolíku l_k , a proto uvedený interval nemusí být zcela uzavřen.

S ohledem na uvedené skutečnosti bude nutné stanovit potřebnou délku kolíku pro správnou činnost upínacího mechanismu podle těchto kritérií :

a) zaměřit se na polohu místa styku kolíku a šroubu
b) snadnost zasunutí BD do sedla nože
c) kontrolovat polohu osy upínacího čepu vůči ose otvoru

Bude-li docházet ke styku šroubu a kolíku na menším poloměru kuželevého zakončení šroubu, zmenší se potřebný utahovací moment pro vyvození stejné upínací síly, jako při styku na větším poloměru kužele. Proto volíme délku kolíku co největší s ohledem na další kriteria tak, aby stykové místo leželo na co nejmenším poloměru. Z hlediska rozložení reakcí mezi hlavou čepu a břitovou destičkou je nutné, aby čep upínal v poloze nulové nebo v poloze, kdy jeho osa bude vychýlena vůči ose otvoru v kladném smyslu, viz. obr. 3-4.

Potem tedy můžeme navrhnout délku kolíku s ohledem na výše uvedená kriteria. Kolík délky $l_k = 13,8$ mm vyhovuje jak požadavku snadného upínání, tak kritériu stykového místa, ale pro teoretický výpočet již nevyhoví požadavku polohy čepu při upínání. Proto je potřeba upravit rozměry sedla nože na výkrese Tk 15 990 s v řezu B-B z $11,8 \pm 0,1$ na rozměr $11,9 \pm 0,1$. Posuneme tak osu otvoru břitové destičky vůči ose otvoru pro čep a tedy získáme správnou polohu čepu při upnutí. Tab. 3.3.1 uvádí vypočtené hodnoty výkyvů pro nově upravené sedlo. Tyto se pohybují v malém rozmezí kolem nulové polohy čepu.

tab. 3.3.1

rozměr	max. /mm/	min. /mm/
a	8,85	8,52
q	8,95	8,69
t_1	2,52	2,37
x_1	-0,10	-0,09
x_2	-0,14	-0,13
y_1	-0,08	0,06
y_2	-0,06	0,04

Na základě provedeného rozboru výkyvu čepu můžeme proto konstatovat, že délka kolíku $l_k = 13,8$ mm s následnou úpravou lůžka nože daným podmínkám upínání plně vyhovuje.

3.2 Teoretický rozbor zatížení břitové destičky

Teoretický rozbor zatížení BD jsme prováděli podle / 1 / pro nově naměřené hodnoty složek řezných sil. Cílem úkolu bylo stanovení velikosti potřebné upínací síly v závislosti na řezných podmínkách. Provedem to tak, že stanovíme nejdříve hodnoty složek řezných sil v závislosti na řezných podmínkách výpočtem podle empirických vztahů nebo experimentálně měření. Protože břitová destička může v průběhu obrábění zaujmout různé polohy v lůžku nože vlivem podmínek obrábění, proto pro jednotlivé varianty poloh břitové destičky zjistíme velikosti potřebných upínacích sil v závislosti na řezných silách a tím tedy i v závislosti na řezných podmínkách. Získané výsledky porovnáme.

3.2.1 Stanovení velikosti složek řezné síly

Z obr. 3-11 a obr. 3-14 je zřejmé, že z hlediska statiky má pro stanovení potřebné upínací síly velký význam poměr velikosti složek $\frac{F_x}{F_y}$ a jejich směr. Při výpočtu F_x, F_y, F_z na základě použitelnosti konstant c_f a koeficientů x_f a y_f , odečtených v dostupných pramenech, se i při známých opravách pro jednotlivé konkrétní nástroje dopustíme poměrně velké chyby. Proto jsme velikosti složek řezných sil stanovili experimentálně dynamometrickým měření. Měření se provedlo pro lehké, střední a těžké řezné podmínky na obou typech kopírovacích nožů. V prvním případě se měřilo při konstantní hloubce

$t = 7 \text{ mm}$ a měnícím se posuvu s , v druhém případě při stálém posuvu $s = 0,7 \text{ mm/ot}$ a měnící se hloubce třísky t . Největší hodnoty složek řezných sil a tím také největší hodnoty potřebných sil upínacích se vyskytnou při nejtěžší podmínkách obrábění, t.j. při maximálních hodnotách s a t .

Při vlastním měření jsem se řídil podle / 2 /. Nejdříve se provedlo oceňování jednotlivých složek řezných sil, hodnoty se zapisovaly do tab. 3.4.

tab. 3.4 Oceňovací hodnoty složek řezných sil

/mm/	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\frac{U_x}{\text{mV}}$	0	2,7	5,65	8,4	11,25	13,95	16,75	19,4	21,7	24,9
$\frac{F_{cx}}{\text{N}}$	0	523,4	1046,7	1570,2	2093,6	2616,9	3140,4	3663,8	4187,1	4710,6
$\frac{U_y}{\text{mV}}$	0	2,65	5,3	7,9	10,45	13,25	15,9	18,65	21,4	24,15
$\frac{F_{cy}}{\text{N}}$	0	523,4	1046,7	1570,2	2093,6	2616,9	3140,4	3663,8	4187,1	4710,6
/mm/	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
$\frac{U_z}{\text{mV}}$	0	2,55	5,3	7,9	10,45	13,25	15,9	18,65	21,4	24,15
F_{cz}	0	523,4	1046,7	1570,2	2093,6	2616,9	3140,4	3663,4	4187,1	4710,6

Pak podle vztahu (3.10)

$$F_{ci} = F_{hi} \cdot \frac{204}{167 + 36}$$

(3.10)

se vyčíslily oceňovací hodnoty F_{ci} takéž do tab. 3.4. Hodnoty F_{hi} se odečítaly na siloměru z konstantou $1,92 \text{ mm} \quad 10 \text{ kN}$. Uvedené oceňovací hodnoty sledují lineární závislost podle vztahu

$$F_{ci} = k_o \cdot U_i$$

(3.11)

Koeficienty k_n jsou vyjádřeny pro jednotlivé složky řezných sil v tab. 3.5. Pomocí koeficientů se jehovni přímký převedeme naměřené hodnoty z / mV / na / N /.

tab. 3.5

složka síly	koeficient k_n
F_x	188,7
F_y	198,2
F_z	334,9

Zkušební materiál : obráběný etalenový materiál 12 050.1 s chemickým složením podle ČSN 41 20 50 o rozměrech $\varnothing 206 \times 998$ mm byl upnut do soustruhu, zbaven kůry, ze strany koníku byla sražena hrana pro plynulé najetí nože do záběru. Skutečná soustružná délka vzhledem k rozměrům dynamometru byla 858 mm.

Zkušební stroj : označení SU 50/1500, výrobce TOS Lipník, příkon 11 kW, se stupňovitou změnou otáček a z úpravou příčného suportu pro uplynění dynamometru. Hodnota vyložení obou zkoumaných nožů byla $L = 36$ mm.

Řezné síly byly pro danou kombinaci řezných podmínek změřeny ve všech třech složkách a hodnoty odečtené na milivoltmetrech pak zaznamenány do pracovního deníku. Obrábělo se při řezné rychlosti 145 m / min. Hodnoty již přečítaných sil obsahuje tab. 3.6, jež byla základem pro numerická řešení dalších teoretických úvah.

3.2.2 Posouzení stability BD v sedle nože pro různé varianty dotyku a zjištění velikosti potřebné upínací síly F_{up}

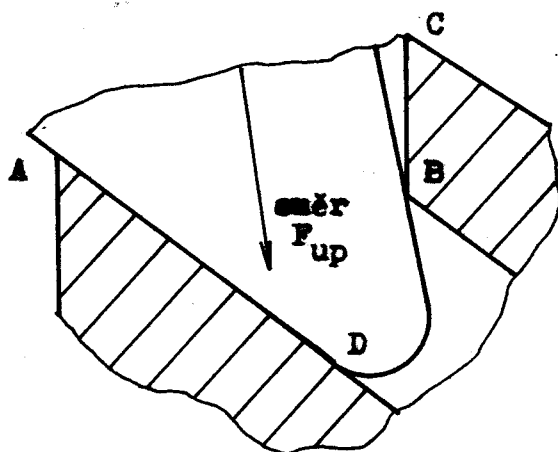
Na břitovou destičku působí v procesu obrábění

tab. 3.6 Změřené hodnoty složek řezných sil

s mm/ot	t mm	Nůž 1			Nůž 2		
		F_z /N/	F_y /N/	F_x /N/	F_z /N/	F_y /N/	F_x /N/
0,15	7	2 511	657	1 604	2 679	1 715	1 132
0,54	7	7 200	1 617	3 302	7 368	3 136	3 585
0,7	7	9 126	1 684	3 915	9 042	3 920	3 962
0,7	5	6 698	1 470	2 830	6 363	2 695	2 830
0,7	2	2 847	980	1 094	2 680	1 078	1 132

výsledná řezná síla, síla upínací a síly způsobené ohvéním nástroje. Protože nesmí dojít k pohybu břitové destičky vůči sedlu nože, musejí být všechny výše uvedené síly v rovnováze s příslušnými reakcemi ve stykových místech břitové destičky a opěrných ploch lůžka nože. Práce / 1 / se již touto problematikou zabývala. Byla v ní posouzena stabilita destičky pro nůž 1 za podobných podmínek jako v tomto případě. V / 1 / byl proveden rasber nože 1, který měl v sedle vyvrtán odlehčovací otvor. Nůž zkoumaný v této práci má však místo odlehčovacího otvoru vyfrézovanou drážku a z toho pak vyplývají i jiné skutečnosti. V zásadě existují dvě krajní možnosti porušení stability břitové destičky. Jde o naklopení destičky kolem hrany podložky nebo kolem hrany sedla nože, o naklopení kolem špičky a o pootočení destičky v rovině sedla. Při pootočení destičky v rovině sedla (t.j. rovina xy) mohou v podstatě nastat dva případy. Příklad, kdy destička má menší úhel špičky, než je

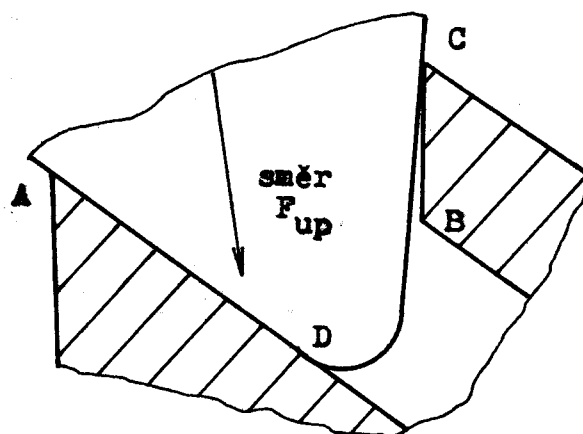
úhel vybrání nože a naopak případ, kdy úhel vybrání nože je menší než úhel špičky. Obě varianty jsou na obr. 3-9 a obr. 3 - 10.



I. varianta

natečení z ADB do DBC

obr. 3 - 9



II. varianta

natečení z ADC do ABC

obr. 3 - 10

Především je nutno konstatovat, že ve fázi upínání BD nastane vždy jedna z poloh ADB nebo ADC, neboť břitová destička je vlivem směru působící síly F_{up} přitlačena vždy k opěrné ploše AD. Styk břitové destičky a sedla nože jen ve dvou bodech není pravděpodobný a může nastat pouze přechodně při porušení stability. Proto uvažujeme styk ve třech bodech, přičemž jednu z reakcí považujeme za nulovou. Získáváme tak hodnotu zatěžujících sil a momentů, kdy poprvé může dojít k porušení stability břitové destičky pootočením v rovině xy. Abychom mohli řešit uložení BD statickými metodami, musíme zavést některá zjednodušení. Předně vyslovíme předpoklad, ve kterém směru dojde k porušení stability. Zda dojde k naklopení destičky kolem hrany nebo špičky nože, nebo zda dojde k pootočení v rovině xy. Oba případy porušení stability lze řešit ve vzájemné souvislosti a to tak, že řešíme rovnováhu tělesa v rovině xy a stabilitu na naklopení kontrolujeme při dosažení meze stabi-

lity pootočením. Při tomto způsobu řešení předpokládáme, že výslednice tečných reakcí působících ve směru rovnoběžném a kolmém k rovině sedla, svírá se svými složkami úhel 45° . Řešení provedeme u obou typů nožů, neboť břitová destička je rozdílně orientována složkám řezných sil F_x a F_y , z čehož vyplývá i různá velikost potřebných upínacích sil F_{up} nutných k zajištění stability při měnících se řezných podmínkách.

3.2.2.1 Řešení dotyku v bodech BD - varianta I u nože 1

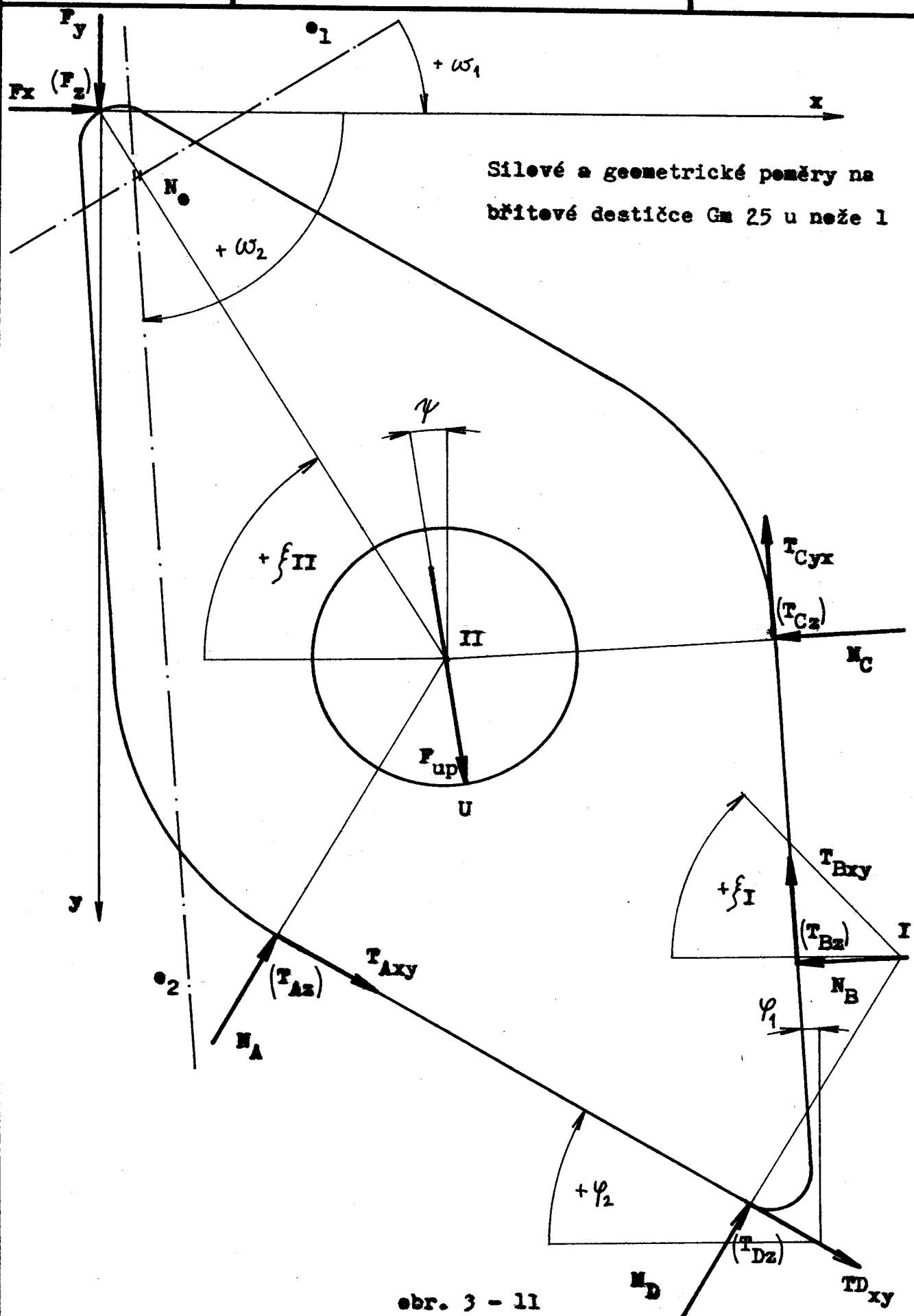
Stanovíme rovnice rovnováhy podle obr.

3 - 11 pro pootočení z polohy ADB do DBC kolem okamžitého pólu otáčení I, který je dán průsečíkem normálních reakcí ve stykových místech B a D. Mezi stabilitou je v tomto případě charakterizována podmínkou $N_A = 0$. Potřebné geometrické poměry byly získány odměřením z obr. 3 - 11, 3 - 12, 3 - 13 nakreslených v měřítku 10 : 1. Velikosti jednotlivých rozměrů shrnuje tab. 3.7. Hodnoty koeficientů tření mezi břitovou destičkou a podložkou a břitovou destičkou a tělesem nože byly vyčteny z / 1 /, která se tímto problémem zabývala. Řešení se provedlo pro dvě břitové destičky tvarově podobné u nichž se vlivem malé tvarové rozdílnosti projevila změna dotykových bodů. Důsledky, které z toho plynou nelze stanovit předem, ale až po získání výsledků. Varianta I je pro obě destičky u nože 1 shodná vlivem stejné polohy okamžitého pólu otáčení I.

Rovnice rovnováhy :

$$\sum F_{ix} = 0 : \text{ rovnováha sil ve směru osy } x \quad (3.12)$$

$$F_x + F_{up} \cdot \sin \psi + N_D \cdot \sin \varphi_2 + T_{Dxy} \cdot \cos \varphi_2 - N_B \cdot \cos \varphi_1 - T_{Bxy} \cdot \sin \varphi_1 - N_o \cdot f' \cdot \sin \beta = 0$$



$$\sum F_{iy} = 0 : \text{rovnováha sil ve směru osy } y \quad (3.13)$$

$$-F_y - F_{up} \cdot \cos \psi + N_D \cdot \cos \varphi_2 - T_{Dxy} \cdot \sin \varphi_2 - N_B \cdot \sin \varphi_1 + T_{Bxy} \cdot \sin \varphi_1 - N_o \cdot f' \cdot \cos f = 0$$

$$\sum M_I = 0 : \text{rovnováha momentů k okamžitému pólu otáčení I} \quad (3.14)$$

$$-T_{Dxy} \cdot l_D - T_{Bxy} \cdot l_B - F_y \cdot x_I + F_x \cdot y_I - F_{up} \cdot l_u - N_o \cdot f' \cdot l_o = 0$$

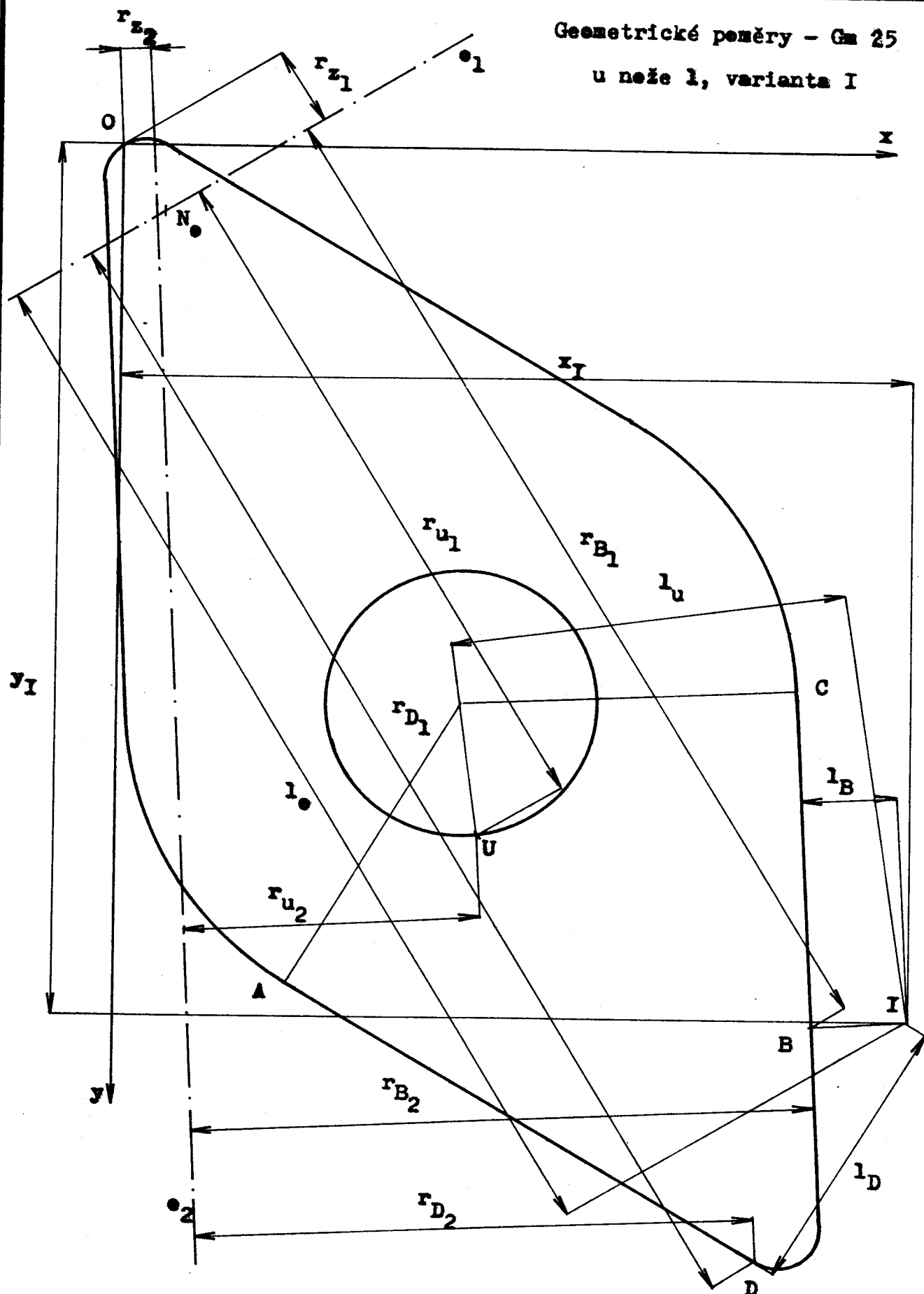
rovnice vyjadřující poměry při tření mezi břítovou destičkou a opěrnými plechami sedla nože :

$$T_{Dxy} = T_{Dz} = N_D \cdot f \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (3.15)$$

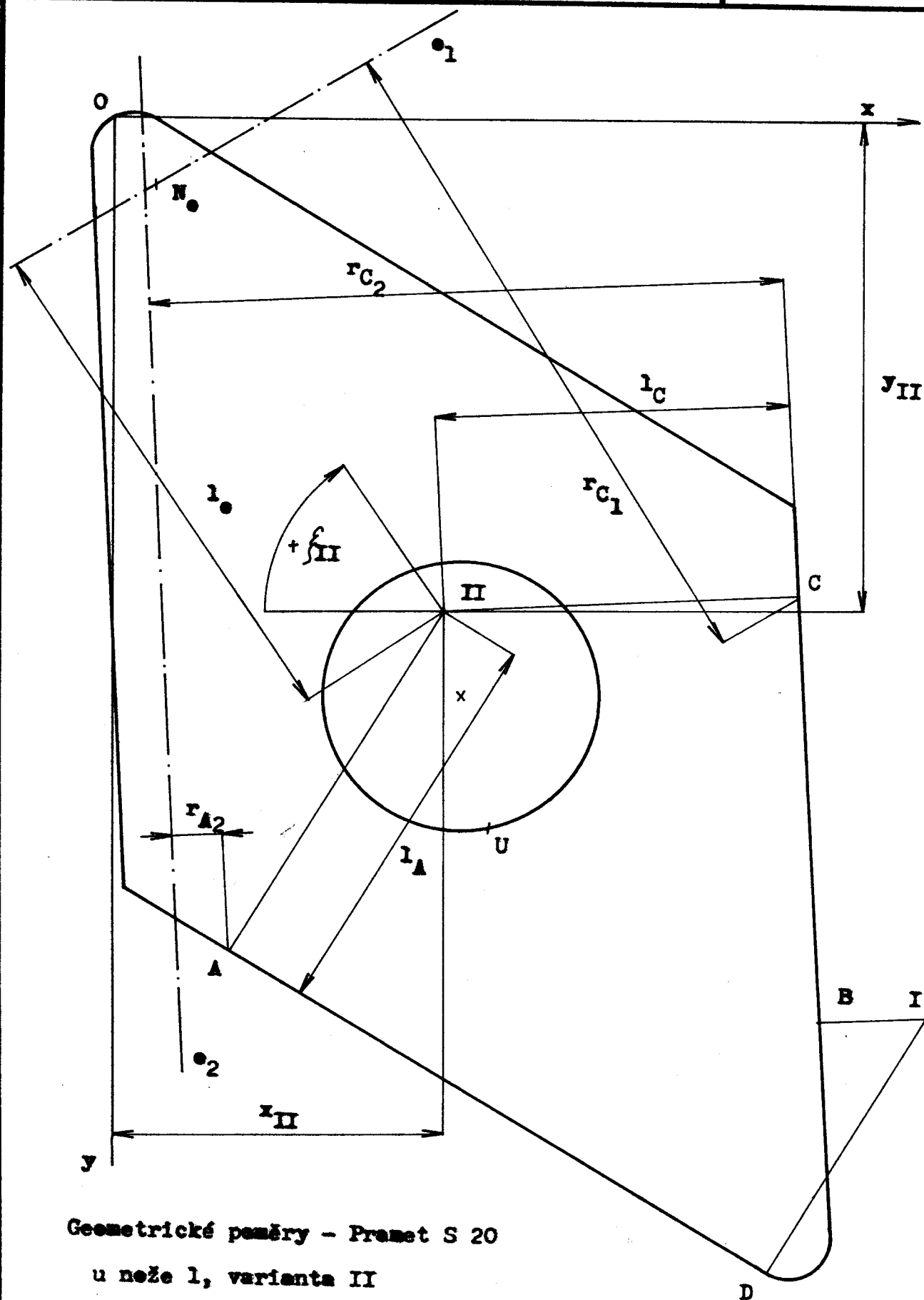
$$T_{Bxy} = T_{Bz} = N_B \cdot f \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (3.16)$$

sestavěná maticová rovnice :

$$\begin{vmatrix} \sin \psi & \sin \varphi_2 + \frac{f \cdot \cos \varphi_2}{\sqrt{2}} & -\cos \varphi_1 - \frac{f \cdot \sin \varphi_1}{\sqrt{2}} \\ -\cos \psi & \cos \varphi_2 - \frac{f \cdot \sin \varphi_2}{\sqrt{2}} & -\sin \varphi_1 + \frac{f \cdot \cos \varphi_1}{\sqrt{2}} \\ l_u & l_D \cdot \frac{f}{\sqrt{2}} & l_B \cdot \frac{f}{\sqrt{2}} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} F_{up} \\ N_D \\ N_B \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0,9 F_z \cdot f' \cdot \sin f - F_x \\ F_y + 0,9 F_z \cdot f' \cdot \cos f \\ -F_y \cdot x_I + F_x \cdot y_I - \\ -0,9 F_z \cdot f' \cdot l_o \end{vmatrix} \quad (3.17)$$



obr. 3 - 12

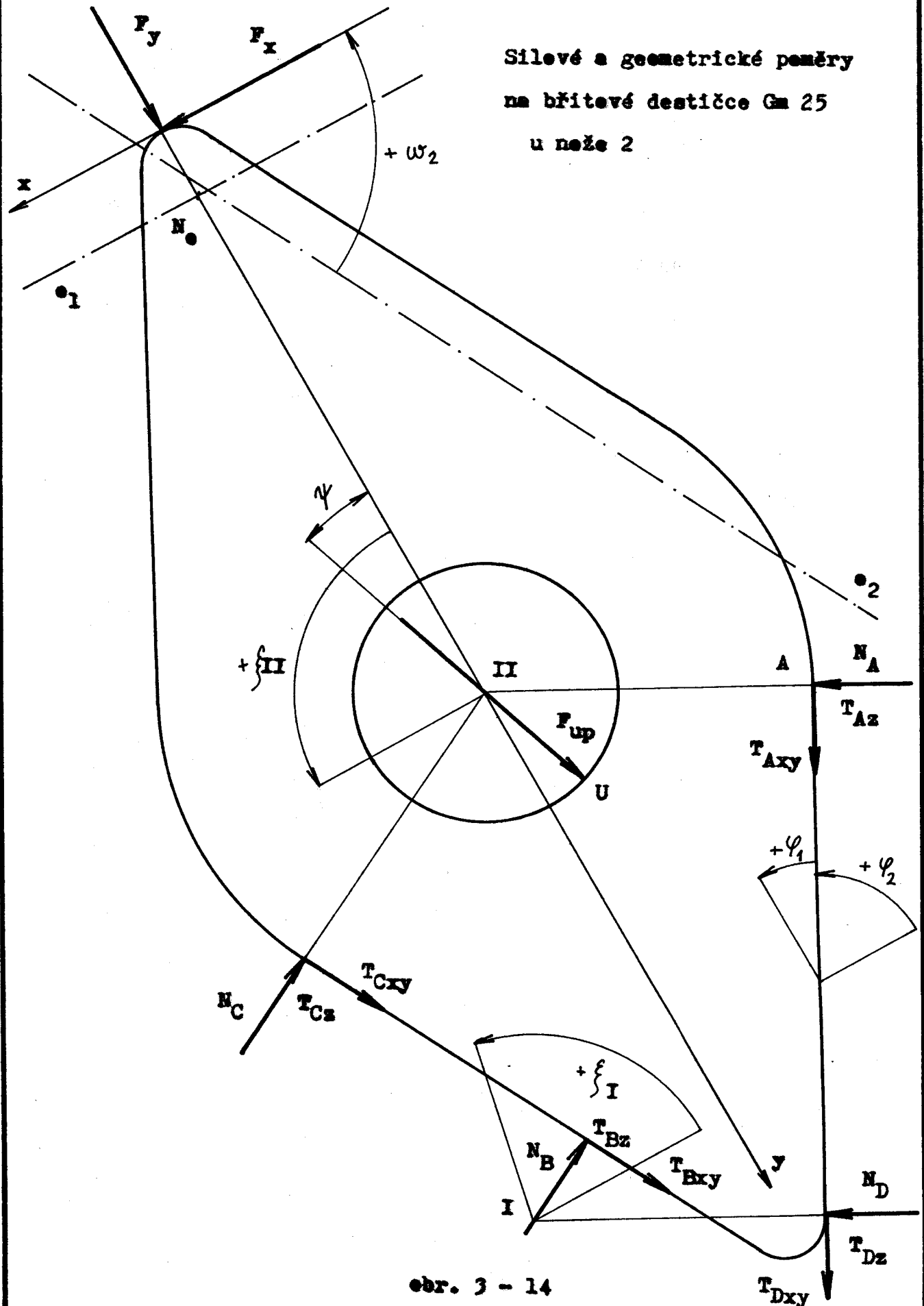


Geometrické poměry - Pramet S 20

u nože 1, varianta II

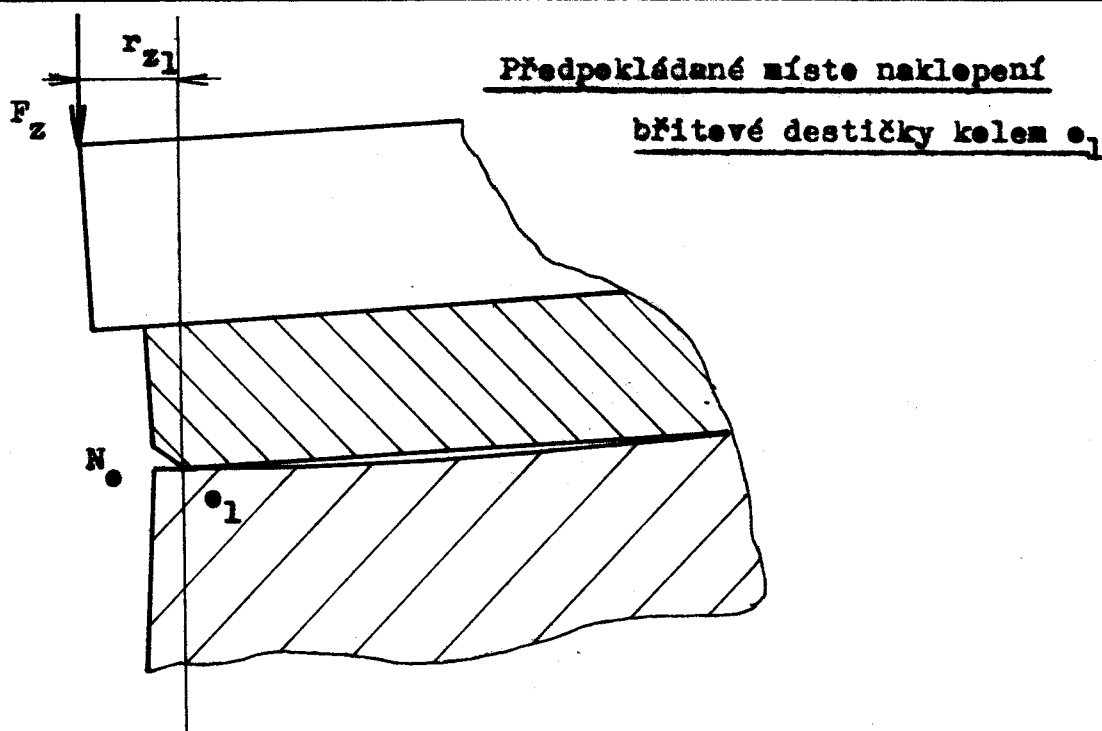
tab. 3.7 Geometrické rozměry na břitových destičkách u nože 1

		břitová destička DNMM 15 06 08				břitová destička DNMM 15 06 08	
Varianta I	rozměr /mm/	Gm 25	Pramet S20	Varianta II	rozměr /mm/	Gm 25	Pramet S 20
	l_B	2,0			l_A	6,35	7,6
	l_D	5,7			l_C	6,35	6,6
	l_o	21,2			$l_{\bullet}$	11,2	9,7
	l_u	7,5			l_u	0	
	x_I	15,1			x_{II}	6,6	6,1
	y_I	17,1			y_{II}	10,9	9,35
	r_{B1}	20,0			r_{A1}	14,1	13,2
	r_{D1}	23,5			r_{C1}	14,1	12,8
	r_{u1}	13,6			r_{u1}	13,6	
	r_{z1}	1,5			r_{z1}	1,5	
	r_{B2}	11,8			r_{A2}	1,8	0,95
	r_{D2}	10,6			r_{C2}	11,8	
	r_{u2}	5,8			r_{u2}	5,8	
	r_{z2}	0,55			r_{z2}	0,55	
	h'	6,35			h'	6,35	
	φ_1	3°			φ_1	3°	
	φ_2	31°			φ_2	31°	
	f_I	47°			f_{II}	59°	56,5°
	ψ	12°			ψ	12°	
	ω_1	30,5°			ω_1	30,5°	
	ω_2	87°			ω_2	87°	
	f	0,244			f	0,244	
	f'	0,202			f'	0,202	



tab. 3.8 Geometrické poměry na břitových destičkách u nože 2

břitová destička DNMM 15 06 08			břitová destička DNMM 15 06 08				
Varinta I	rozměr /mm/	Gm 25	Pramet S20	Varianta II	rozměr /mm/	Gm 25	Pramet S 20
	l_B	2,0			l_A	6,35	7,6
	l_D	5,7			l_C	6,35	6,6
	$l_\bullet$	21,2			$l_\bullet$	11,2	9,7
	l_u	7,5			l_u	0	
	x_I	4,3			x_{II}	0	0,5
	y_I	22,4			y_{II}	12,8	11,3
	r_{BI}	20,0			r_{AI}	14,1	13,2
	r_{DI}	23,5			r_{CI}	14,1	12,8
	r_{uI}	13,6			r_{uI}	13,6	
	r_{zI}	1,5			r_{zI}	1,5	
	r_{B2}	11,8			r_{A2}	1,8	0,95
	r_{D2}	10,6			r_{C2}	11,8	
	r_{u2}	5,8			r_{u2}	5,8	
	r_{z2}	0,55			r_{z2}	0,55	
	h'	6,35			h'	6,35	
	φ_1	27,5°			φ_1	27,5°	
	φ_2	62,5°			φ_2	62,5°	
	ξ_I	87,5°			ξ_{II}	90°	71°
	ψ	18,5°			ψ	18,5°	
ω_1	0°		ω_1	0°			
ω_2	62,5°		ω_2	62,5°			
f	0,244		f	0,244			
f'	0,202		f'	0,202			



Rovnice (3.15) a (3.16) platí za předpokladu, že výslednice třecích sil se svými složkami svírá úhel 45° . Získali jsme tedy 7 rovnic pro 7 neznámých a ty řešíme. Za předpokladu vydutosti sedla a nepohyblivosti podležky volíme působíště normální složky třecí síly N_0 mezi břitovou a podložnou destičkou na špičce podložné destičky, tedy ve vzdálenosti 1,5 mm od počátku volené souřadné soustavy. Po uvedených skutečnostech můžeme dosadit za jednotlivé proměnné do vztahu (3.12 - 3.14) a dostaneme soustavu 3 rovnic pro 3 neznámé. Sestavíme z nich maticovou rovnici (3.17), kterou pak lze řešit nejlépe pomocí výpočetní techniky. Výpočet 3.17 byl proveden na kalkulačce TI - 59 po vyvolání programu ML 02 pro řešení maticových rovnic. Výsledky byly zpracovány do tab. 3.9 a 3.10. Aby bylo dosaženo stabilní polohy BD, musí síla F_{up} působit proti smyslu uvažovaného otočení destičky kolem okamžitého pólu pohybu. Pak platí, že moment síly F_{up} k příslušnému pólu pohybu bude opačný, než je směr předpokládaného porušení stability. Tedy kladná hodnota upínací síly charakterizuje

stabilní polohu destičky při odpovídajících rezných podmínkách. Je to síla, kterou je nutno vyvinout k udržení břitové destičky na mezi stability pootočení^m viz. obr. 3 - 11 a 3 - 14. V / 1 / bylo působiště síly N_0 voleno ve vzdálenosti 7 mm od nezaoblené špičky BD. V našem případě však byla vzata vzdálenost k zaoblení. Působiště složek rezných sil se stanovilo právě v tomto místě, což představuje z hlediska uložení destiček nepříznivější podmínky než při uvažování skutečného působiště sil. Velikost normální složky třecí síly N_0 bude $0,9 \cdot F_z \cdot f$, neboť F_z se nebude příliš lišit od N_0 . Současně se při teoretickém rozboru uvažovalo naklopení břitové destičky kolem os o_1 a o_2 . Jak dalece je při těchto podmínkách zajištěna stabilita naklopení^m můžeme zjistit kontrolou, jakou maximální sílu $F_{z \max}$ je destička schopna přenést bez porušení stability. Kontrolu lze provést pro výsledky, kde síla $F_{up} > 0$ z momentové podmínky k ose O_1 .

$\sum M_{O_1} :$

$$F_{z \max i} = \frac{1}{r_{2i}} \cdot \left[(F_x \cdot \sin \omega_i + F_y \cdot \cos \omega_i) \cdot l' + N_D \cdot \frac{f \cdot r_{2i}}{\sqrt{2}} + N_B \cdot \frac{f \cdot r_{2i}}{\sqrt{2}} + F_{up} \cdot f \cdot r_u \right] \quad (3.18)$$

Vyšla-li $F_{z \max} \ll F_z$, vyplývá z toho, že k porušení stability naklopením kolem osy O_1 dojde dříve, jak k pootočení v rovině xy. Pro $F_{up} < 0$ a jde-li o stabilní uložení v rovině sedla, musíme sílu F_{up} volit a vyjádřit nový vztah pro $F_{z \max}$

$$F_{z \max i} = \frac{1}{r_{2i}} \cdot \left[(F_x \cdot \sin \omega_i + F_y \cdot \cos \omega_i) \cdot l' + N_j \cdot \frac{f \cdot r_i}{\sqrt{2}} + N_i \cdot \frac{f \cdot r_i}{\sqrt{2}} + (800 - F_{up}) \cdot f \cdot 2 \cdot r_u \right] \quad (3.19)$$

Vyjdeme-li z možnosti aplikace metody superpozice na tuto úlohu, lze zavést předpoklad, že ve skutečném případě, kdy $F_{up} > 0$ se zvětší momentový účinek této síly proti naklopení o $2 \cdot f \cdot F_{up} \cdot r_{ui}$. Sílu F_{up} volíme 800 N. Sílu $F_{z \max}$ lze pak vyjádřit podle vztahu (3.19). Hodnoty sil $F_{z \max}$ takto získané jsou pouze orientační a jsou zaznamenány v tab.3.11

a 3.12.

tab. 3.12 Porevnání sil F_z se silami $F_{z \max 1}$ u nože 2 při naklepení kolem osy e_1

		t /mm/	a/mm/et/	F_z /N/	$F_{z \max 1}$ /N/	$F_{z \max 2}$ /N/
Gm 25 Tizit	I	7	0,15	2 679	100 675	149 125
		7	0,54	7 368	286 003	432 134
		7	0,7	9 042	309 138	467 078
		5	0,7	6 363	221 732	334 867
		2	0,7	2 680	88 607	133 311
DNMM150608	II	_____ . _____			33 546	53 643
					83 141	144 069
					92 161	158 812
					66 291	114 058
					28 085	47 264
DNMM150608 Pramet S 20	I	_____ . _____			100 675	149 125
					286 003	432 134
					309 128	467 078
					221 732	334 867
					88 607	133 311
	II	_____ . _____			28 585	47 178
					67 430	123 892
					75 716	137 574
					54 482	98 824
					23 619	41 559

3.2.2.2 Řešení dotyku v bodech A a C u nože 1 - varianta II

Při řešení této varianty postupujeme stejně jako v předchozím případě. Protože i zde platí stejné rovnice rovnováhy, pouze se změní indexování a velikost rozměrů v důsled-

tab. 3.11 Porevnání sil F_z se silami $F_{z \max_1}$ u nože 1 při naklepení kolem osy o_1

		t/mm/	a/mm/et/	F_z /N/	$F_{z \max_1}$ /N/	$F_{z \max_2}$ /N/
Gm 25 Tizit	I	7	0,15	2 511	18 005	33 020
		7	0,54	7 200	29 738	59 584
		7	0,7	9 126	34 709	68 651
		5	0,7	6 698	29 421	58 072
		2	0,7	2 847	16 498	26 298
					24 600	46 435
	II				35 103	73 080
					42 127	88 120
					25 797	56 384
					—	—
					—	—
DNMM 150608	I				18 005	33 020
					29 728	59 584
					34 709	68 651
					29 421	58 072
					16 498	26 298
					17 085	30 566
	II				24 310	56 271
					29 210	67 837
					17 836	44 090
					—	—
					—	—

ku změny polohy okamžitého pólu otáčení, můžeme provést záměnu indexů takto :

B→C

D→A

I→II

Po té stačí dosadit do vztahu (3.17) příslušné hodnoty rozměrů a vyjádřit neznámé. Pro tuto variantu nebude platit shodnost

rozměrů a sil F_{up} u obou BD, neboť póly otáčení mají u každé břitové destičky rozdílnou polohu. Podmínka meze stability bude vyjádřena jako $M_D = 0$.

3.2.2.3 Řešení varianty I a II u nože 2

Řešení provedeme za stejných předpokladů a podmínek jako u nože 1 pro 2 břitové destičky. Na tomto noži je však břitová destička orientována jinak vůči ose nožového tělesa než v předešlém případě, což bude mít za následek změnu některých geometrických rozměrů. I zde platí stejné rovnice rovnováhy jako u nože 1. Při přechodu z varianty I na variantu II u výpočtu je nutné provést přeindexování, jak již bylo uvedeno viz. kap. 3.2.2.2. Potřebné silové a částečně geometrické poměry uvádí obr. 3 - 14. Velikosti výpočtových rozměrů jsou obsaženy v tab. 3.8.

3.2.2.4 Upínací síly u nože 1

Z obr. 3 - 11 a tab. 3.9 vyplývá, že kladná upínací síla F_{up} má pro variantu I i II stabilizující charakter u obou břitových destiček. Význam mají pouze hodnoty kladné, které představují síly, jež by bylo nutno vyvinout, aby bylo dosaženo meze stability pootočením za daných řezných podmínek. Záporné hodnoty F_{up} charakterisují síly, které napomáhají k uvolnění břitové destičky z lůžka nože. Varianta I tedy bude stabilní pro řezné podmínky, kde se vyskytuje velká hloubka třísky t . Pro malé hloubky třísky je stabilita BD porušena, ale břitová destička může pro tuto variantu dotyku při daných podmínkách obrábění zaujmout novou stálou polohu, která se při další změně řezných podmínek poruší. Varianta II bude také sta-

tab. 3.9 Potřebné upínací síly v závislosti na řezných podmínkách

		$F_{up} \quad / \quad N \quad /$			
		t /mm/	s /mm/et/	varianta I	varianta II
Nůž 1	Gm 25 Tizit	7	0,15	699,2	2 590,2
		7	0,54	37,7	2 181,2
		7	0,7	211,1	2 951,6
		5	0,7	- 360,1	987,0
		2	0,7	- 1017,1	- 1579,9
	Pramet S 20	7	0,15	699,2	1 356,2
		7	0,54	37,7	375,3
		7	0,7	211,1	792,6
		5	0,7	- 360,1	- 359,8
		2	0,7	- 1017,1	- 1728,2
Nůž 2	Gm 25 Tizit	7	0,15	- 1850,5	- 1830,1
		7	0,54	- 3726,9	- 3670,9
		7	0,7	- 4495,9	- 4439,9
		5	0,7	- 3125,0	- 3076,7
		2	0,7	- 1243,6	- 1206,7
	Pramet S 20	7	0,15	- 1850,5	- 1989,3
		7	0,54	- 3726,9	- 4108,6
		7	0,7	- 4495,9	- 4977,0
		5	0,7	- 3125,0	- 3454,6
		2	0,7	- 1243,6	- 1382,4

tab. 3.10 Hodnoty normálních reakcí na styku břitové destičky a
sedla nože

				Gm 25 T i z i t		Pramet S 20	
		t /mm/	s /mm/et/	N _D /N/	N _B /N/	N _D /N/	N _B /N/
I	Nůž 1	7	0,15	1751,4	2557,0	1751,4	2557,0
		7	0,54	2675,6	4095,0	2675,6	4095,0
		7	0,7	3182,9	4818,5	3182,9	4818,5
		5	0,7	2037,7	3191,1	2037,7	3191,1
		2	0,7	328,3	716,2	328,3	716,2
	Nůž 2	7	0,15	16 299	16 359	16 299	16 359
		7	0,54	49 999	51 100	49 999	51 100
		7	0,7	53 381	54 261	53 381	54 261
		5	0,7	38 240	38 946	38 240	38 946
		2	0,7	14 871	15 131	14 871	15 131
II	Nůž 1	-	-	N _A /N/	N _C /N/	N _A /N/	N _C /N/
		7	0,15	3797,6	4236,4	2426,3	3097,1
		7	0,54	4852,8	5806,2	2873,3	4161,6
		7	0,7	5967,8	7009,2	3605,0	5047,7
		5	0,7	3335,3	4170,7	1868,7	2956,0
		2	0,7	- 397,9	57,6	- 543,8	- 56,9
	Nůž 2	7	0,15	4483,7	4550,5	2984,6	3026,3
		7	0,54	14 883,5	16 001,5	10 330,9	11 380,8
		7	0,7	15 680,6	16 621,4	10 800,9	11 658,0
		5	0,7	11 272,9	11 994,0	7 783,9	8 446,2
		2	0,7	4 408,5	4 623,5	3 025,5	3 266,2

bilní za uvažovaných zjednodušujících předpokladů, a to tak, že bude stabilnější než varianta I i když se u poslední hodnoty F_{up} vlivem záporné upínací síly projevily záporné reakce, což je pro opěru nereálný případ. Bereme-li v úvahu zase velikost potřebných upínacích sil, je výhodnější varianta I, kde jsou hodnoty F_{up} dosti malé, a proto se upínacím mechanismem snadno přenáší bez značného namáhání jeho jednotlivých elementů. Z tohoto hlediska pak také lépe vyhovuje u varianty II destička Pramet, která má na rozdíl od destičky Tizit hodnoty F_{up} až 6 x menší. Z hlediska přesnosti výpočtu je nutné vzít v úvahu, že působiště rezných sil bylo uvažováno na špičce břitové destičky a úloha tak byla řešena za nepříznivých podmínek. Při kontrole proti naklopení BD kolem os o_1 a o_2 vycházely $F_{z \max}$ značně větší než síly F_z , viz. tab. 3.11. Tak velký rozdíl v získaných hodnotách vyplývá zřejmě z volby vzdálenosti osy o_1 od špičky nože. Za předpokladu správné vydatosti lůžka břitové destičky a rovinnosti podložné destičky je právě špička nože nejvhodnějším místem kolem něhož by se uskutečnilo naklopení BD. Podle získaných hodnot $F_{z \max}$ můžeme konstatovat, že stabilita proti naklopení kolem os o_1 a o_2 bude zajištěna pro zavedené zjednodušující podmínky a to i při porušení stability pootočením v rovině xy.

3.2.2.5 Upínací síly u nože 2

U tohoto nože podle vytvořené teorie stabilita proti pootočení zajištěna není ani v jednom případě uvedených podmínek obrábění, neboť všechny hodnoty F_{up} jsou záporné. Varianta I a II jsou tedy pro obě břitové destičky nestabilní. Stabilitu BD pro tento nůž lze zajistit volbou správného směru upínací síly, která by destičku přitlačila hned ve fázi upínání

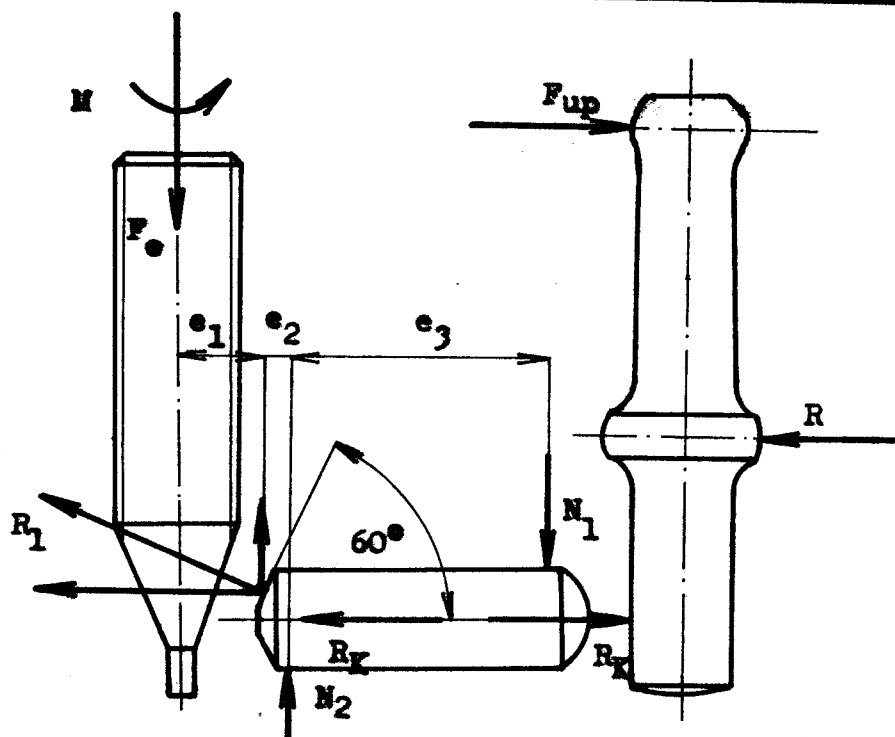
k oběma opěrným plochám sedla. Při kontrole proti naklopení je stabilita břitové destičky dostatečně zajištěna, přestože se jedná o nestabilní uložení v rovině xy . Jak je vidět, v tab. 3.12 jsou $F_{z \max}$ oproti F_z značně vysoké. $F_{z \max}$ je až 36 x větší než F_z . Z tohoto hlediska se jako nejstabilnější jeví varianta I. Důvod pro tak velké rozdíly vypočtených a na měřených složek řezných sil je stejný jako u nože 1.

3.2.3 Zjištění upínací síly vyvozené upínacím mechanismem

Za předpokladu zajištění usazení destičky na karbidové podložce, jež je současně aretována dostatečnou silou nýtem, je hlavním faktorem zajišťujícím stabilitu destičky při obrábění, upnutí destičky dostatečně velkou silou. Tato síla může být zjišťována výpočtem, což vede k chybám percentuelně vyšší, než při experimentálním měření upínacích sil. Na základě této skutečnosti byla z teoretického rozboru upínacího mechanismu vyjádřena upínací síla F_{um} a její skutečná velikost F_{us} se ověřovala přímo i nepřímo prostřednictvím experimentálních metod měření. Ze získaných výsledků se provedlo porovnání a zhodnocení jednotlivých přístupů k problému.

3.2.3.1 Zjišťování upínací síly F_{um} výpočtem

Na základě poznatků získaných z /1/ byl proveden silový rozbor upínacího systému s výkyvným čepem. Podle obr. 3 - 15 se sestavily rovnice rovnováhy na jednotlivých upínacích elementech.



Sílové poměry v upínacím mechanismu

obr. 3 - 15

Rovnováha na upínacím šroubu je vyjádřena vztahem

$$M - M_{tz} - M_{tk} = 0 \quad (3.20)$$

kde hodnota utahovacího momentu se zmenšuje o velikost momentu třecích sil v závitech šroubu a o moment tření na styku kuželových částí kolíku a šroubu. Moment tření v závitech má velikost podle (3.21) a moment tření na styku kolíku a šroubu podle (3.22).

$$M_{tz} = \frac{d_2}{2} F_0 \left(\operatorname{tg} \mu + \frac{f_z}{\cos 30^\circ} \right) \quad (3.21)$$

$$M_{tk} = F_0 \cdot e_1 \cdot \frac{f}{\sin 30^\circ} \quad (3.22)$$

Dosažením za jednotlivé momenty (3.20) dostáváme pak

$$M - \frac{d_2}{2} F_0 \left(\operatorname{tg} \mu + \frac{f_z}{\cos 30^\circ} \right) - F_0 \cdot e_1 \cdot \frac{f}{\sin 30^\circ} = 0 \quad (3.23)$$

Odtud získáme velikost osové síly vyvozované šroubem při utahování.

$$F_0 = \frac{M}{\frac{d_2}{2} \left(\operatorname{tg} \mu + \frac{f_z}{\cos 30^\circ} \right) + e_1 \cdot \frac{f}{\sin 30^\circ}} \quad (3.24)$$

Pro rovnováhu sil na kelíku platí vztahy

$$R_1 = \frac{F_0}{\sin 30^\circ} \quad (3.25)$$

$$R_k = (N_1 + N_2) \cdot f - F_0 \cdot \cotg 30^\circ \quad (3.26)$$

Po dosazení do (3.26) za N_1 a N_2 získáme vztah (3.29) pro hodnotu

$$N_1 = \frac{e_2}{e_3} \cdot F_0 \cdot \sqrt{1 + f^2} \quad (3.27)$$

$$N_2 = \left(\frac{e_2}{e_3} + e_2 \right) \cdot F_0 \cdot \sqrt{1 + f^2} \quad (3.28)$$

reakce mezi kelíkem a upínacím čepem.

$$R_k = F_0 \cdot \left[\frac{1}{\operatorname{tg} 30^\circ} - \left(\frac{2e_2}{e_3} + e_2 \right) \cdot f \cdot \sqrt{1 + f^2} \right] \quad (3.29)$$

Rovnováhu sil na upínacím čepu posuzujeme jako rovnováhu sil na páce a rovnice má tvar

$$F_{um} = \frac{c}{d} \cdot R_k \quad (3.30)$$

Pro zjištění velikosti reakce R mezi čepem a tělesem nože můžeme sestavit ještě rovnici (3.31).

$$R = F_{um} + R_k \quad (3.31)$$

Ze vztahu (3.24, 3.29 a 3.30) vyplývá výsledný vztah pro upínací sílu F_{um}

$$F_{um} = \frac{c}{d} \cdot \frac{M \cdot \left[\cotg 30^\circ - \left(\frac{2e_2}{e_3} + e_2 \right) \cdot f \cdot \sqrt{1+f^2} \right]}{\frac{d_2}{2} \left(\tg \mu + \frac{f}{\cos 30^\circ} \right) + e_1 \cdot \frac{f}{\sin 30^\circ}} \quad (3.32)$$

Hodnoty vypočtené podle (3.32) jsou zaznamenány v tab. 3.13. Pro výpočet je však nutné vyčíslit velikosti konstant uvedených ve vztahu (3.32).

$$\frac{c}{d} = \frac{7,15}{10,6} = 0,674 \dots\dots \text{zjištěno z výkresu Tk 14 18/9}$$

$$D_2 = 7,188 \dots\dots \text{střední průměr metrického závitu M 8}$$

$$\tg \mu = \frac{\mu}{\pi \cdot D_2} = 0,05535$$

$$e_1 = 2,0 \text{ mm}$$

$$e_2 = 1$$

$$e_3 = 8,18$$

Velikosti koeficientů tření získaných z / 1 / pro utahovací momenty od 1 do 5 Nm udává tab. 3.14. Výpočet se prováděl jak pro mazaný, tak pro odmaštěný závit. Byl stanoven předpoklad, že koeficient tření v závitech odpovídá koeficientům tření na styku šroubu a kolíku μ na styku kolíku a tělesa nože.

tab. 3.14

M /Nm/	součinitel tření f_z	
	odmaštěno	mazáno
1	0,458	0,141
2	0,499	0,150
3	0,479	0,164
4	0,430	0,172
5	0,428	0,154

Tab. 3.13. Přehled jednotlivých reakcí - teoretický výpočet

M /Nm/	F _{um} /N/	R _k /N/	F _o /N/	N ₁ /N ¹ /	N ₂ /N ² /	R /N/
1	189,5	281,1	254,3	34,1	313,9	470,6
2	328,1	486,8	468,8	63,9	587,9	814,9
3	528,0	783,4	731,2	98,9	909,7	1 311,4
4	837,0	1 241,8	1 080,0	143,4	1 319,1	2 078,8
5	1 053,7	1 563,3	1 356,0	179,9	1 654,9	2 616,9
1	777,4	1 153,4	741,8	91,4	840,5	1 930,8
2	1 463,6	2 171,6	1 407,0	173,6	1 596,3	3 635,2
3	2 008,5	2 980,0	1 953,7	241,5	2 221,4	4 988,5
4	2 551,5	3 785,6	2 498,8	309,3	2 844,9	6 337,1
5	3 565,1	5 289,5	3 438,7	424,4	3 903,7	8 854,6

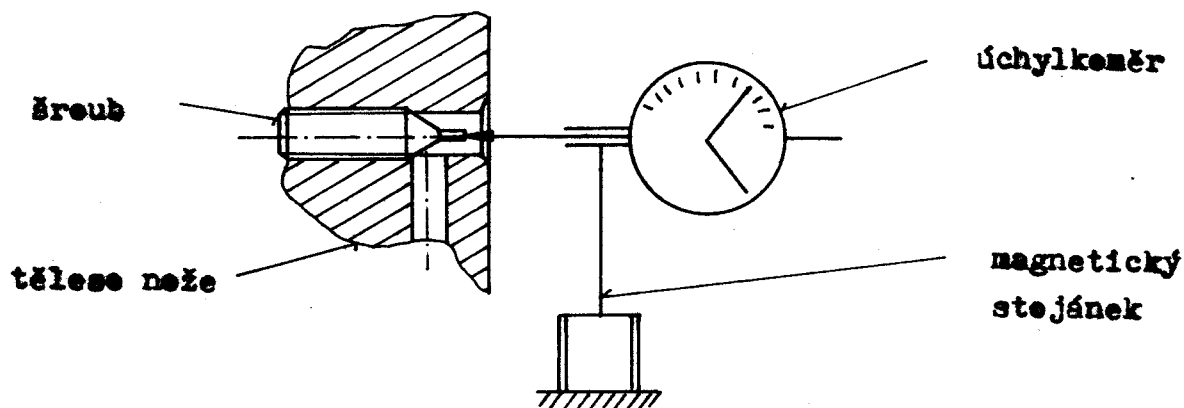
odmátno

mazáno

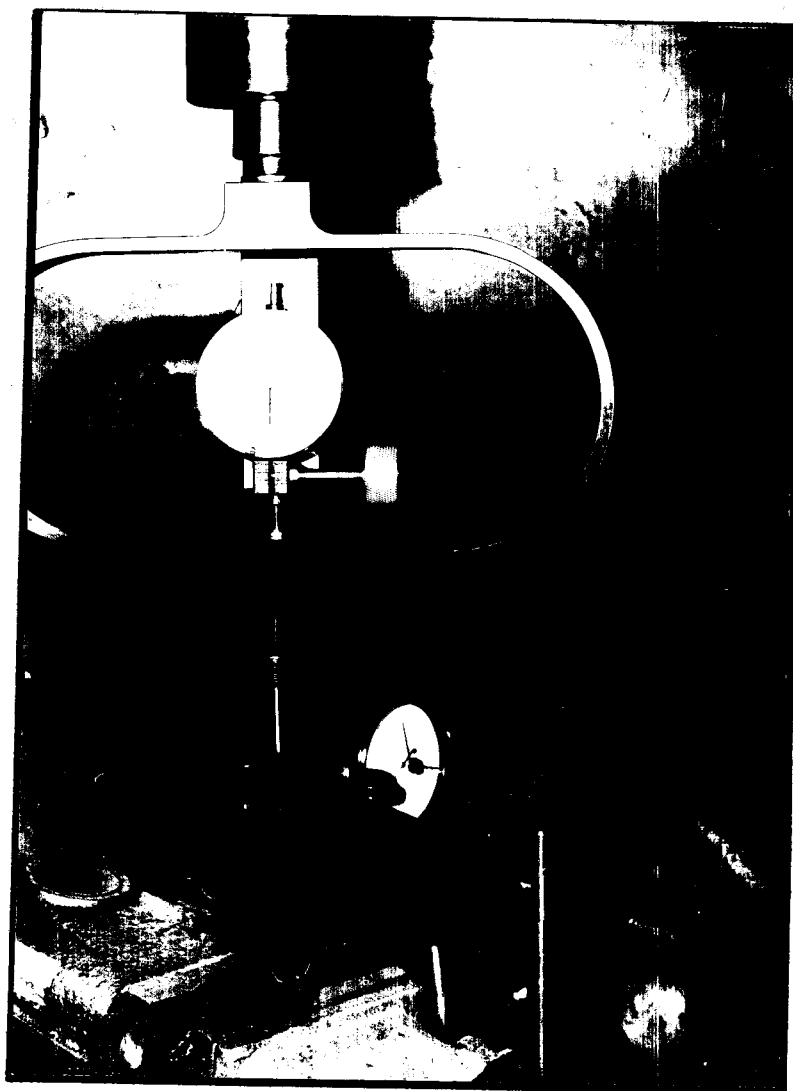
Z vypočtených hodnot F_{um} vyplývá, že u odmaštěného mechanismu vycházejí tyto až 3x menší než u mazaného a to při všech uvažovaných utahovacích momentech. Jak je zřejmé, tak mazaným mechanismem se dají podle teoretických výpočtů vyvinout značně vysoké síly F_{um} , kolem 3500 N. K tomu, aby bylo možné takto vysoké upínací síly přenášet, je nutné zajistit maximální tuhost mechanismu a volit součástkové materiály s vysokou mezí pevnosti a povrchovou tvrdostí.

3.2.3.2 Zjištění skutečné upínací síly F_{us} nepřímým měřením

Protože při výpočtu upínací síly jsme se dopustili poměrně velké chyby vlivem některých zjednodušení a vlivem volby ne příliš vhodného koeficientu tření, proto jsme experimentální metodou ověřili, zda velikosti upínací síly vypočtené a změřené si budou odpovídat při příslušných utahovacích momentech. Měření F_{us} jsme provedli nepřímo, protože nejdříve jsme změřili velikost reakce R_K působící mezi kolíkem a upínacím čepem a poté podle vztahu (3.30), po dosazení za rozměry c a d , vypočítali sílu F_{us} . Měření jsme uskutečnili na vrtačce VR-4. Schéma měřicí aparatury je na obr. 3 - 16 a 3 - 17.



obr. 3 - 16



obr. 3 - 17

Pro vlastní měření se nechala vyhotovit tyčinka z rychlořezné oceli odpovídající rozměrově a tvarově kolíku. Rozdíl byl pouze v délce, protože tyčinka po zasunutí do otvoru pro kolík musela přesahovat úroveň špičky nože. Přesah se nevolil příliš velký z důvodu možnosti ohybu tyčinky při jejím zatěžování. Těleso nože se upevnilo do naklápěcího svěráku tak, že osa vřetena vrtačky byla totožná s osou otvoru pro kolík. Na vřeteno vrtačky byl upnut třmenový siloměr s konstantou $1 \text{ mm} \approx 3,294 \text{ kN}$. Ten svým dotykem působil na zasunutou tyčinku v tělese nože.

Ze spodní strany nože byl umístěn úchylkoměr, který se dotýkal stopky šroubu. Utahování šroubu se provádělo torsním momentním klíčem č. 4, kde jeden dílek na stupnici představoval hodnotu $0,1 \text{ kpm} = 1 \text{ Nm}$. Přesnost měření na tomto klíči je $\pm 0,3 \text{ kpm}$ a rozsah od 0 - 20 kpm. Před započítím měření jsme nejdříve ustavili šroub do polohy, kdy již upíná břitovou destičku do lůžka nože a vynulovali jsme úchylkoměr ve spodní části nože. Poté jsme vytočili upínací šroub o určitou hodnotu, čímž nastala situace, při které šroub už neupíná. Ručička na úchylkoměru se vychýlila od nuly. Pak jsme nepatrně zatížili vřetenem vrtačky tyčinku a momentovým klíčem utahovali upínací šroub do té doby, než ručička na úchylkoměru dosáhla hodnoty, kterou měla při upínací poloze šroubu. V tomto okamžiku byla přečtena výchylka na třmenovém siloměru. Šroub se potom opět vytočil z upínací polohy a zatížení tyčinky se zvýšilo. Zkráceně tedy můžeme říci, že tento postup uvádí do rovnováhy reakci R_K s utahovacím momentem M na šroubu. Měření jsme provedli pro každou hodnotu utahovacího momentu $10x$ a z průměrné hodnoty R_K stanovili přepočtem velikost upínací síly F_{us} , což shrnuje tab. 3.15 a 3.16. Protože oba zkoumané nože mají funkčně i rozměrově stejný upínací mechanismus, postačilo ověření velikosti upínací síly pouze na jednom z nich, na noži 1.

Při měření se uvažoval také vliv mazání. Upínací mechanismus byl mazán strojním olejem a pro odmaštění se používalo benzínového čističe.

Při tomto způsobu měření se také dopouštíme určité chyby, která je daleko menší, než u teoretického výpočtu upínací síly. Jedná se především o chybu při přepočtu reakce R_K na F_{us} , neboť vlivem výrobních odchylek se mohou změnit poměry na upína-

tab. 3.15 Velikosti reakcí na kolíku při nepřímém měření F_{us}

	čís. měř.	1 /Nm/	2 /Nm/	3 /Nm/	4 /Nm/	5 /Nm/
odmaštěno	R_K /N/	1	263,5	560,0	856,4	1218,8
		2	197,6	494,1	922,3	1021,1
		3	230,6	527,0	823,5	1416,4
		4	296,5	592,9	889,4	1119,9
		5	295,3	658,8	790,9	1152,9
		6	197,6	510,6	889,3	1136,4
		7	296,4	494,1	856,4	1021,1
		8	197,6	625,9	757,6	1004,6
		9	230,6	559,9	790,6	1119,9
		10	263,5	592,9	807,0	1087,0
		š	246,9	561,6	838,3	1129,8
						1385,1
mazáno	R_K /N/	1	461,1	922,3	1663,4	2239,9
		2	510,6	1004,6	1696,4	2223,4
		3	428,2	1087,0	1762,3	2174,0
		4	461,1	1152,9	1712,9	2279,4
		5	461,1	1136,4	1778,8	2272,8
		6	461,1	1129,8	1811,7	2470,5
		7	527,0	1119,9	1778,8	2276,1
		8	543,5	1152,9	1828,1	2272,8
		9	569,9	1185,8	1861,1	2305,8
		10	592,9	1185,8	1811,7	2256,4
		š	501,7	1107,7	1770,5	2277,1
						2670,5

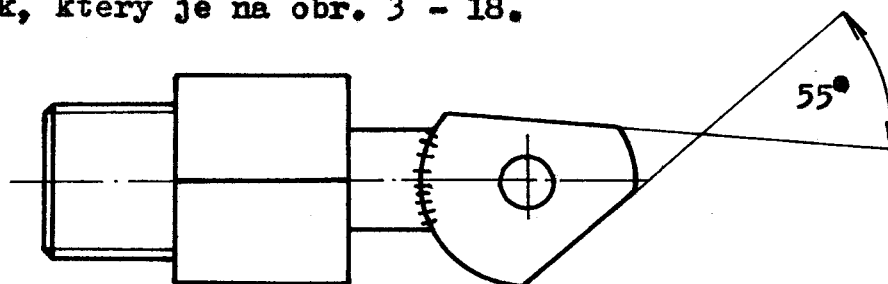
cím čepu od poměru výkresových. Upínací síla získaná tímto experimentem však nepostihuje vliv tření mezi čepem a tělesem nože, mezi upínacím čepem a břitovou destičkou. Je v ní ale zahrnuto tření v ostatních částech mechanismu. Bylo by zajímavé stanovit, jaká část upínacích sil se ztrácí v pasivních odporech na výkyvném čepu. Tento problém bude probrán v kap.3.2.4. Ze získaných sil F_{us} v tab. 3.16 vyplývá, že jsou až 2x menší než síly získané výpočtem v kap. 3.2.3.1 a to jak u odmaštěného, tak u mazaného upínacího mechanismu.

tab. 3.16

		odmaštěno			mazáno	
	čís. měř.	M /Nm/	R_K /N/	F_{us} /N/	R_K /N/	F_{us} /N/
Nůž 1	1	1	246,9	166,4	501,7	338,1
	2	2	561,6	378,5	1107,7	746,6
	3	3	838,3	565,0	1770,5	1193,3
	4	4	1129,8	761,5	2277,1	1534,8
	5	5	1385,1	933,6	2670,5	1799,9

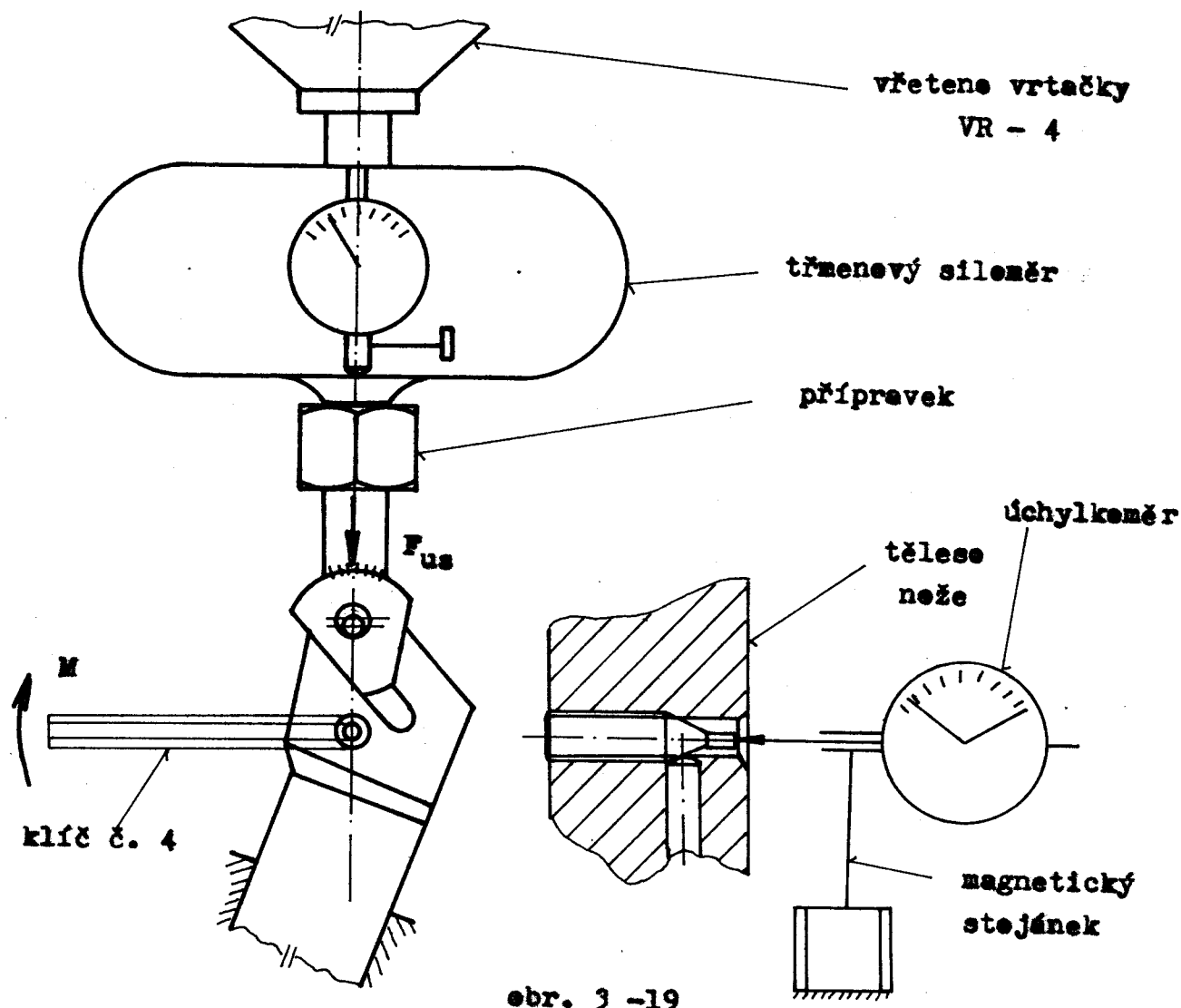
3.2.3.3 Zjištění skutečné upínací síly F_{us} přímým měřením

Ještě přesněji, než bylo popsáno v obou předchozích kapitolách, lze získat velikosti upínacích sil jejich přímým měřením, kdy postihujeme všechny vlivy upínacího mechanismu. Pro tento případ měření byl vyhotoven speciální přípravek, který je na obr. 3 - 18.



obr. 3 - 18

Jednalo se v podstatě o ocelovou destičku, která byla připáje-
na ke zvláštnímu držáku se závitem a ten byl zašroubován do
třmenového siloměru upevněného opět na vřeteno vrtačky VR -4.
Ocelová destička na přípravku byla vyrobena podle vzoru sku-
tečné břitové destičky. Stejně jako u nepřímého měření F_{us} 1
zde jsme použili úchylkoměru umístěného v zadní části nože
a dotýkajícího se stopky šroubu. Úchylkoměr zajišťoval vždy
tu polohu, kterou měl šroub při upnutí BD. Utahování se pro-
vádělo torzním momentním klíčem č.4 s charakteristickými údaji
uvedenými v předchozí kap. 3.2.3.2. V tomto případě se použil
třmenový siloměr s konstantou $6 \text{ mm} \approx 4 \text{ kN}$. Schéma uspořádání
měření je na obr. 3 - 19.



tab. 3.17 Velikost skutečných sil F_{us} při přímém měření

		čís. měř.	1 /Nm/	2 /Nm/	3 /Nm/	4 /Nm/	5 /Nm/
odmaštěno	F_{us} /N/	1	140,0	346,6	526,7	666,6	930,0
		2	146,6	340,0	536,7	673,3	916,6
		3	140,0	343,3	540,0	656,6	920,0
		4	166,6	353,3	533,3	670,0	940,0
		5	176,6	366,6	520,0	676,6	943,3
		6	143,3	326,6	500,0	653,3	966,6
		7	160,0	306,6	506,6	673,3	940,0
		8	163,3	293,3	493,3	663,3	930,0
		9	166,6	300,0	516,7	670,0	920,0
		10	170,0	340,0	510,0	663,3	903,3
		6	144,7	331,6	518,3	666,6	930,9
mazáno	F_{us} /N/	1	286,6	726,6	980,0	-	-
		2	300,0	736,6	993,3	-	-
		3	320,0	753,3	1006,7	-	-
		4	320,0	763,3	1020,0	-	-
		5	313,3	760,0	1026,7	-	-
		6	300,0	746,6	986,7	-	-
		7	283,3	733,3	963,3	-	-
		8	266,6	723,3	973,3	-	-
		9	300,0	706,6	1020,0	-	-
		10	316,6	713,3	1006,7	-	-
		6	300,6	736,3	997,7	-	-

Těleso nože bylo ushyčeno do naklápěcího svěráku tak, aby se směr upínací síly ztotožnil s osou vřetena vrtačky. Po upnutí přípravku do sedla nože byl vynulován úchylkoměr, kterým se polohoval šroub. Pak se provedlo povolení šroubu a počáteční zatížení vřetenem vrtačky. Po té došlo k utažení šroubu momentovým klíčem do upínací polohy zajištěné pomocí úchylkoměru. Právě v nulové poloze byla přečtena velikost síly F_{us} na siloměru. Zkušební přípravek jsme zatěžovali tahem. Upínací čep pak musel vyvinout při upnutí BD příslušnou sílu F_{us} . Uváděli jsme tak do rovnováhy skutečnou upínací sílu s utahovacím momentem na šroubu. Měření jsme provedli 10x pro uvedený rozsah momentů u odmaštěného a mazaného mechanismu. Hodnoty udává tab. 3.17 a 3.18.

tab. 3.18

		odmaštěno			mazáno	
	čís. měř.	M /Nm/	F_{us} /N/	-	F_{us} /N/	-
1 0 2 3 4 5	1	1	144,7	-	300,6	-
	2	2	331,6	-	736,3	-
	3	3	518,3	-	997,7	-
	4	4	666,6	-	-	-
	5	5	930,9	-	-	-

U odmaštěného mechanismu jsme utahovacím momentem 5 Nm vyvinuli upínací sílu 930 N. U mazaného mechanismu při momentu 4 a 5 Nm docházelo již k ohýbání upínacího čepu, neboť odpovídající síla vyvolala svou velikostí značně vysoké ohybové napětí, které překročilo předepsanou mez skluzu a mez pevnosti. Proto pro běžné dotažení šroubu v mazaném upínacím mechanismu plně postačí utahovací moment 2 Nm. Je třeba se zmínit o tom, že během měření bylo zjištěno nejen ohýbání čepu při vyšších utahovacích momentech, ale i značné omačkávání kontaktních ploch.

Jde především o styková místa na kolíku, čepu a upínacím šroubu. Kolík měl značně deformovaný kuželový konec a to tak, že ho nebylo možné vysunout z tělesa nože. Zrovna tak upínací šrouby byly příliš měkké a nepříznivě se omačkávaly i při nižších hodnotách upínacích sil. Proto všechny šrouby byly znovu tepelně zpracovány t.j. kaleny a popuštěny na teplotu 230°C. Po té vykazovaly lepší odolnost proti kontaktním deformacím. Pro úplnou přehlednost jsou v tab. 3.19 porovnány hodnoty předepsaných a zjištěných tvrdostí a pevností materiálu jednotlivých upínacích elementů.

tab. 3.19 Porovnání pevnosti upínacích elementů

-	šroub původní	kolík	čep	šroub znovu tepeln. zprac.
zjištěná tvrdost HV	457	573	382	658
zjištěná $\sqrt{P_L}$ pevnost/MPa/	1457	1853	1286	2118
předepsaná $\sqrt{P_L}$ /MPa/	minimálně 1080	1706 - 2020	1375 - 1570	-

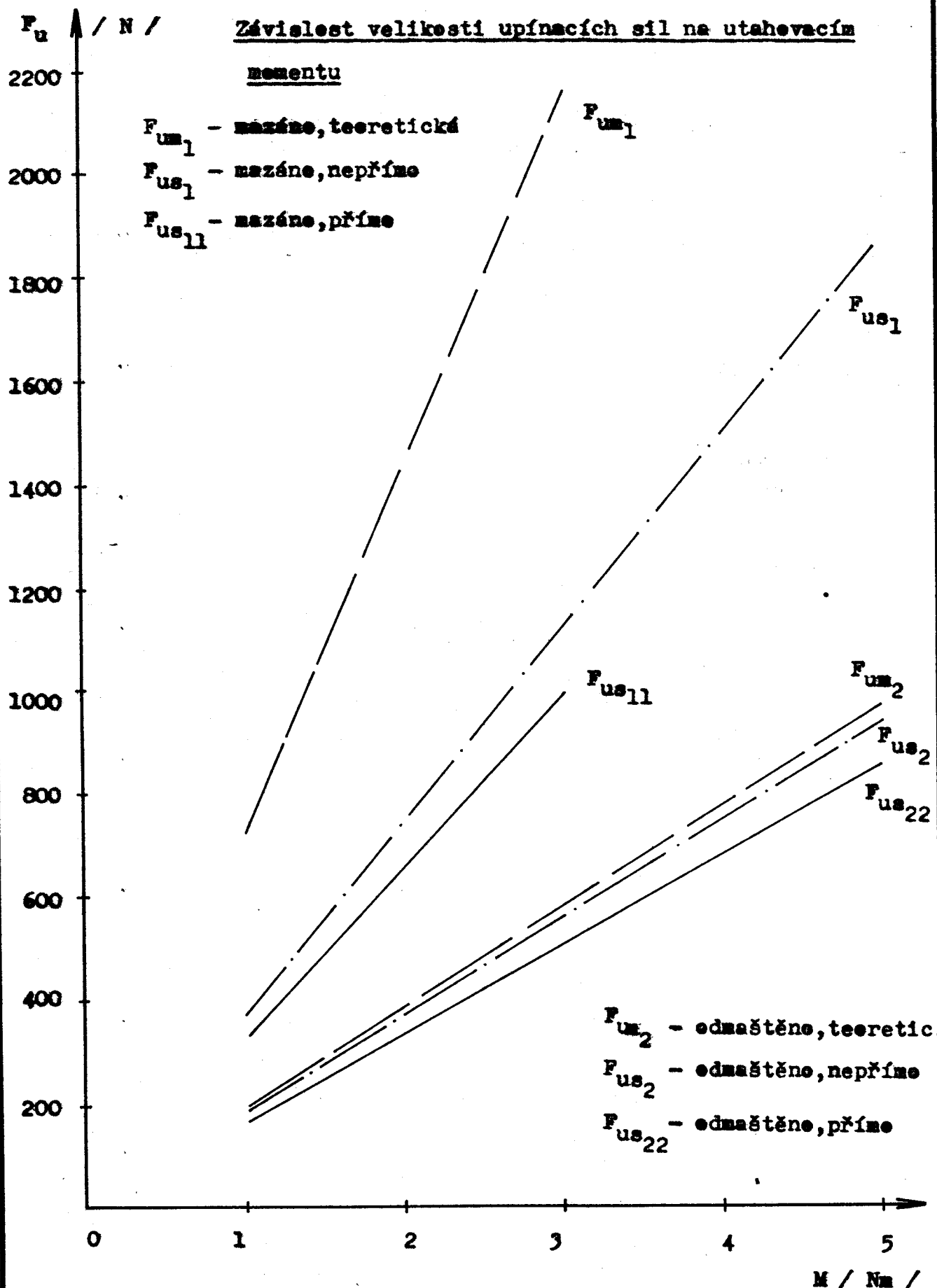
Tvrdost byla změřena vpichem a na jejím základě určena hodnota

$\sqrt{P_L}$. V tab. jsou zaznamenány již průměrné hodnoty ze 3 měření u každé upínací součástky.

Z uvedených skutečností tedy vyplývá, že je potřebné věnovat větší pozornost tepelnému zpracování jednotlivých částí upínacího mechanismu a zvýšit tak jejich povrchovou tvrdost, ovšem ne na úkor pevnosti.

3.2.4 Porovnání zjištěných hodnot upínacích sil

Srovnáme-li získané hodnoty upínacích sil při jednotlivých způsobech měření, zjistíme, že síly při přímém měření a síly při nepřímém měření se mezi sebou o mnoho neliší, což je dáno odlehlostí přímek na obr. 3 - 20, kde je udána závislost F_u na M . Z principu samotného měření je tedy zřejmé,



že nepřímo měřené síly, které nepostihují vliv celkového tření v mechanismu, musí být o něco menší, než síly přímo měřené, které zahrnují vliv tření v celém upínacím mechanismu. Jelikož známe velikosti těchto sil, můžeme je porovnat a stanovit jejich rozdíl, který pak vyjadřuje, jaká část upínací síly se ztrácí v pasivních odporech na stykových místech výkyvného čepu.³ U odmaštěného mechanismu, při jednotlivých utahovacích momentech, činí ztráty v průměru 10,5% z naměřené upínací síly. U mazaného mechanismu činí ztráty 11,2% . Vyšší ztráty pasivními odpory u mazaného mechanismu si lze vysvětlit tím, že hlava upínacího čepu ani břitová destička při přímém měření F_{us} nebyly mazány, z čehož vyplývá, že vlivem větší upínací síly vyvozené mazaným mechanismem se zvýší i normální složka třecích sil na hlavě čepu.

Z obr. 3 - 20 je vidět, že hodnoty teoretických upínacích sil u odmaštěného mechanismu si celkem^s naměřenými hodnotami odpovídají. U mazaného mechanismu však teoretické síly vyšly až 2x větší než naměřené. Chyba zřejmě tkví ve volbě správného koeficientu tření odpovídajícího daným podmínkám a v nepřesnosti použitého vztahu (3.32). Ve skutečnosti dochází k namáhání kolíku na ohyb svislou složkou reakce R_1 viz. obr. 3-15. Kolík se pak v uložení přičí a horní hranou koncového kužele se zalisovává do kuželového zakončení šroubu. Takovéto uložení kolíku je velice nevýhodné, protože tváření materiálu šroubu se značně sníží velikost upínací síly i reakce R_k proti teoretickému výpočtu.⁴ Na základě uvedených poznatků můžeme proto konstatovat, že upínací mechanismus, je-li mazán, může přenášet pouze síly, které jsou vyvolány kroutícím momentem 3 Nm a nižší. Pro kroutící momenty vyšší dochází u mazaného mechanismu k ohýbání upínacího čepu, neboť ohybová napětí vyvozená přísluš-

ným utahovacím momentem se kriticky blíží k mezi pevností materiálu. Pro daný materiál a danou konstrukci čepu nesmí hodnota upínacích sil u mazaného a edmaštěného mechanismu překročit hodnotu 1144 N při dodržení hodnot σ_{p_t} daných výkresem Tk 14 18 s/9. Pro výpočet, který by odpovídal nebo se výrazně blížil skutečným silovým poměrům daného upínacího mechanismu, jsem stanovil empirický vztah. Pro jeho určení jsem použil skutečně naměřených hodnot sil F_{us} a naměřených hodnot koeficientů tření v závitech šroubu dle $\angle 1 /$. Vliv tření a plastické deformace na stykovém místě kolíku a šroubu pro konkrétní materiál lze vyjádřit konstantou z_k . Pak platí

$$F_{uo} = F_{um} \cdot \frac{1}{z_k} \quad (3.33)$$

kde z_k je dána kvadratickou rovnicí (3.34).

$$z_{k1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (3.34)$$

$$A = \left[M^2 f^2 1,54 - e_1 R_k^2 \cdot \frac{1}{\sin 30^\circ} \right] \quad (3.35)$$

$$B = R_k \left[2M \cotg 30^\circ - R_k d_2 \cdot \left(\tg \mu + \frac{f_2}{\cos 30^\circ} \right) \right] \cdot \frac{e_1}{\sin 30^\circ} \quad (3.36)$$

$$C = \left\{ R_k d_2 \cdot \left(\tg \mu + \frac{f_2}{\cos 30^\circ} \right) \cdot \left[\frac{d_2}{2 \cdot 2} \left(\tg \mu + \frac{f_2}{\cos 30^\circ} \right) + M \cdot \cotg 30^\circ \right] - M^2 \cdot \left(\cotg 30^\circ - 1,54 f^2 \right) \right\} \quad (3.37)$$

Řešením kvadratické rovnice získáme dva kořeny, z nichž platí pouze kladný a větší kořen. Pro daný mazaný mechanismus při utahovacím momentu $M = 3 \text{ Nm}$ je hodnota $z_k = 1,47$.

4. Bezpečnost upnutí břitové destičky upínacím mechanismem

Po uvedených měřeních a výpočtech můžeme schopnosti upínacího mechanismu vyjádřit bezpečnostním koeficientem upnutí BD. Za určitých předpokladů jsme zjistili, že pro dosažení rovnováhy destičky v sedle ověřovaných vzorků kopírovacích nožů zatěžovaných při extrémních podmínkách obrábění je potřeba vyvinout určitou minimální sílu, potřebnou upínací sílu F_{up} , při které ještě nedojde k porušení stability BD, viz. kap. 3.2.2. Potřebná F_{up} se volila z tab. 3.9 pro podmínky obrábění $s = 0,7 \text{ mm/ot}$ a $t = 7 \text{ mm}$. Bezpečnost upnutí můžeme tedy vyjádřit poměrem upínací síly, kterou vyvolí upínací mechanismus a síly potřebné, získané silovým rozberem břitové destičky. (4.1, 4.2).

Bezpečnostní koeficienty jsme vyjádřili pro nůž 1. viz tab.

4.1. Za skutečnou upínací sílu se dosazovala F_{us} vyvolaná jmenovitým utahovacím momentem 3 Nm při mazaném mechanismu. F_{um} je teoretická upínací síla získaná silovým rozberem upínacího mechanismu. Bezpečnostní koeficient k_1 je vztažen ke skutečné upínací síle F_{us} a koeficient k_2 je vztažen k teoretické upínací síle F_{um} .

$$k_1 = \frac{F_{us}}{F_{up}} \quad (4.1)$$

$$k_2 = \frac{F_{um}}{F_{up}} \quad (4.2)$$

tab. 4.1 Bezpečnostní koeficienty upnutí BD pro nůž 1

keef.	Gm 35	Tizit	Pramet S 20	
	I	II	I	II
k_1	4,72	0,33	4,72	1,25
k_2	9,5	0,68	9,5	2,53

Z tab. 4.1 je zřejmé, že pro nůž 1 bezpečnost upnutí při platnosti výše uvedených podmínek zajištěna je, protože koeficienty k_1 a k_2 vycházejí větší jak jedna. Pouze v případě varianty II u destičky Gm 35 Tizit dostáváme koeficienty menší jak jedna, což je nereálný případ. Důvod spočívá v tom, že potřebná upínací síla F_{up} je mnohem větší než síla skutečná F_{us} , kterou lze upínacím mechanismem vyvodit bez deformace jeho jednotlivých elementů. Pak destička Gm 35 Tizit pro variantu II není bezpečně upnuta.

5. Pevnostní výpočet upínacího mechanismu

Při upnutí BD vyšším utahovacím momentem může dojít k enormnímu namáhání elementů upínacího mechanismu, zejména upínacího čepu zatěžovaného ohybem a tím i k poklesu potřebné upínací síly. Tento důvod mne vedl k tomu, abych se zabýval pevnostní kontrolou upínacího mechanismu. Je tedy třeba na základě výpočtu provést kontrolu namáhaných průřezů čepu, kontrolu na otlačení ve stykových místech mechanismu a vyjádřit velikost průhybu čepu na jeho spodním konci za působení jmenovité síly $F_{us} = 997,7 \text{ N}$.

5.1 Kontrola nebezpečných průřezů čepu

Upínací čep je vyroben z materiálu 14 260 o $\sigma_{P_t} = 1177 - 1470 \text{ MPa}$. Na jeho spodní část působí reakce od kolíku o velikosti $R_k = 1479 \text{ N}$. Tato reakce namáhá čep ohybovým momentem M_o , který je zakreslen na obr. 5 - 1 společně s průběhem ohybového napětí σ_o . Při stanovení maximálních velikostí ohybových napětí v kritických průřezech čepu jsme vycházeli ze skutečné upínací síly $F_{us} = 997,7 \text{ N}$, jež odpovídá jmenovitému utahovacímu momentu $M = 3 \text{ Nm}$ u mazaného mechanismu,

Podle obr. 5 - 1 je zřejmé, že největší napětí vznikají v průřezích 1 a 2 :

v průřezu 1 vzniká napětí

$$\sigma_{01} = \frac{32 \cdot F_{us} \cdot 8,07 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 6,4 \cdot 10^{-8}} = 1281,4 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

v průřezu 2 vzniká napětí

$$\sigma_{02} = \frac{32 \cdot F_K \cdot 4,73 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 6,4 \cdot 10^{-8}} = 1113,4 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

Maximální ohybový moment je dán vztahem

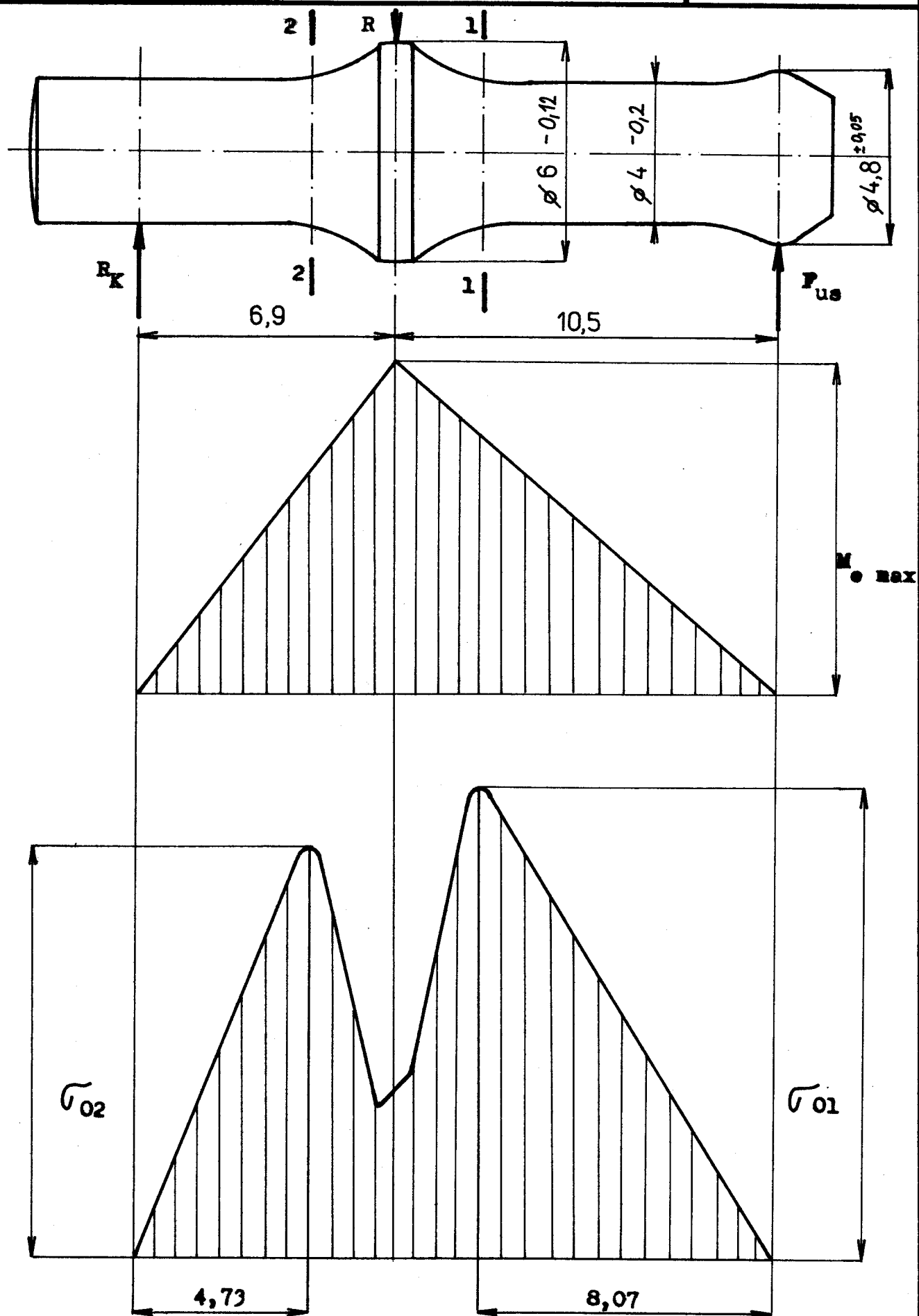
$$M_{\bullet \max} = F_{us} \cdot 10,5 \cdot 10^{-3} = 10,5 \text{ Nm} \quad (5.3)$$

Z uvedeného tedy vyplývá, že kritickým průřezem je průřez 1. Přesto, že hodnota ohybového napětí zde leží v intervalu meze pevnosti materiálu, nedocházelo při působení jmenovitou silou $F_{us} = 997,7 \text{ N}$ na čep k jeho deformaci. Protože při běžném utažení šroubu v upínací mechanismu vyvodíme momenty dva až tři Nm a často se ani nejedná o mazaný mechanismus, můžeme konstatovat, že čepy z hlediska požadavků na funkci celkem vyhovují. Bezpečnost k mezi pevností je dána vztahem

$$k = \frac{\sigma_{Pt}}{\sigma_{01}} = \frac{1570}{1281,4} = 1,22 \quad (5.4)$$

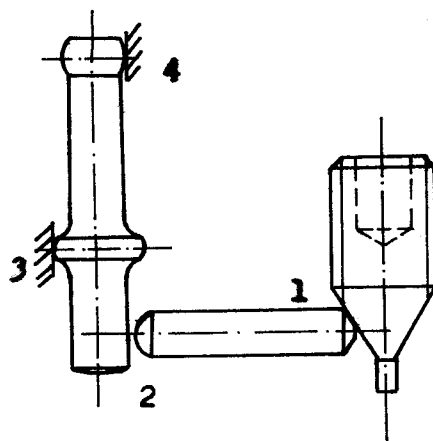
5.2 Výpočet kontaktních napětí na stykových místech upínacího mechanismu

Ve fázi upínání břitové destičky dochází nejdříve k vymezení všech vůlí v daném systému, potom k napru-



obr. 5 - 1

žení upínacího čepu. Kontaktní napětí vzniklá v místech styku kelíku a šroubu, kelíku a čepu a čepu a břítevé destičky budou značná. Proto stanovme jejich velikost a porovnejme je s průhybem čepu při jmenovitém utahovacím momentu $M = 3 \text{ Nm}$.



Označení stykových míst
v upínacím mechanismu

obr. 5 - 2

1. Jedním z míst, kde dochází ke značné deformaci kontaktních ploch je styk šroubu a kelíku. Jde v podstatě o styk dvou různě velkých kuželeových ploch. Skutečná kontaktní ploška je lichoběžník. Protože však kuželeové zakončení kelíku je mnohem menší než kužel na šroubu, můžeme stykovou plošku považovat za obdélník, jehož menší strana je stejné velikosti jako menší základna lichoběžníka. Uvažujeme styk jako by dvou ocelových válcových ploch zatížených reakcí R_1 a platí, že $\nu = 0,3$ a $E_1 = E_2 = 2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. viz obr. 5 - 2. Polovina menší strany stykové plošky je dána vztahem (5.5)

$$b = 2,15 \sqrt{\frac{q}{E} \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2}} = 2,15 \sqrt{\frac{2,32 \cdot 1,4 \cdot 1,1 \cdot 10^{-6}}{2,1 \cdot 10^{-11} + 2,5 \cdot 10^{-3}}} = 1,77 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (5.5)$$

kde q je střední tlak na jednotku délky stykové plošky a vyjádří se vztahem (5.6) a D_1 a D_2 jsou průměry stýkajících se

těles. Normální reakce R_1 se vypočítá podle (3.24) a (3.25).

$$q = \frac{R_1}{a} = \frac{3\,907,4}{1,68 \cdot 10^{-3}} = 2,32 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (5.6)$$

Hodnota a je délka stykové plošky. Maximální tlak na plošku je

$$p_1 = \frac{4 \cdot q}{\pi \cdot b} = \frac{4 \cdot 2,32 \cdot 10^6}{\pi \cdot 5,5 \cdot 10^{-4}} = 16\,872 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

a dovolený tlak je dán (5.9) za předpokladu $\sigma_{Kt} = \sigma_{Kd}$.

$$p_D = \frac{\sigma_{Pd}}{0,56 \sqrt[3]{\frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{Kd}}}} = \frac{1080 \cdot 10^6}{0,56 \cdot 1} = 1928 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Kontaktní deformaci vyjádříme z empirického vztahu (5.10).

$$\begin{aligned} \delta_c &= \frac{2 \cdot (1 - \mu^2)}{E} \cdot \frac{q}{\pi} \cdot \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{2 \cdot D_1}{b} + \ln \frac{2 \cdot D_2}{b} \right) = \\ &= \frac{2 \cdot (1 - 0,09)}{2,1 \cdot 10^{11}} \cdot \frac{2,32 \cdot 10^6}{\pi} \cdot \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{2 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3}}{1,77 \cdot 10^{-4}} + \ln \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}}{1,77 \cdot 10^{-4}} \right) = \\ &= 3,8 \cdot 10^{-5} \text{ m} \end{aligned} \quad (5.10)$$

2. Tlak mezi kelíkem a upínacím čepem způsobený silou R_K viz. obr. 5 - 2. Dotyková ploška mezi koulí a válcem je eliptického tvaru o poloosách

$$a = \sqrt[3]{\frac{R_K \cdot \pi}{n}} = 1,486 \cdot \sqrt[3]{\frac{1479,1 \cdot 3,35 \cdot 10^{-3}}{3,07 \cdot 10^{11}}} = 3,75 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (5.11.)$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{R_K \cdot m}{n}} = 0,717 \cdot \sqrt[3]{\frac{1479,1 \cdot 3,35 \cdot 10^{-3}}{3,07 \cdot 10^{11}}} = 1,81 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (5.12)$$

Pro výpočet potřebujeme konstanty m, n , jež jsou dány (5.13) a (5.14).

$$m = \frac{4}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_1'} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_2'}} = \frac{4}{\frac{1}{1,9 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{3 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{3 \cdot 10^{-3}}} = 3,35 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (5.13)$$

$$n = \frac{4 \cdot E}{3 \cdot (1 - \mu^2)} = \frac{4 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{3 \cdot (1 - 0,09)} = 3,07 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

Hodnoty r_1, r_1' jsou hlavní poloměry křivosti čepu a r_2, r_2' jsou hlavní poloměry křivosti kelíku. Maximální tlak je dán výrazem (5.15).

$$p_2 = 1,5 \cdot \frac{R_K}{\pi \cdot a \cdot b} = \frac{1479,1}{\pi \cdot 3,75 \cdot 1,81 \cdot 10^{-8}} = 10\,404 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

Výpočtem pomocné veličiny $\mathcal{V}$ podle (5.16) získáme $\mathcal{V} = 61^\circ 42'$

$$\cos \mathcal{V} = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_1'}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_2'}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_1'}\right) \cdot \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_2'}\right) \cdot \cos 2\varphi} \quad (5.16)$$

a pro ní nalezneme v / 3 / hodnoty konstant λ, α a β . Úhel φ je úhel, který svírají roviny maximálních křivostí stýkajících se těles. Develený tlak p_D vyjádříme dle (5.9) a velikost stykové deformace má tvar (5.17).

$$p_D = 2803 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{R_K^2}{n^2 \cdot m}} = 1,985 \cdot \sqrt[3]{\frac{1479,1^2}{(3,07 \cdot 10^{-11})^2 \cdot 3,35 \cdot 10^{-3}}} = \\ &= 3,78 \cdot 10^{-5} \text{ m} \end{aligned} \quad (5.17)$$

3. Tlak mezi upínacím čepem a tělesem nože přenášený silou R . viz. obr. 5-2. V tomto případě se dotek přenáší mezi kulovým povrchem čepu o poloměru $r_1 = 2,95 \text{ mm}$ a válcovým povrchem tělesa nože o poloměru $r_2 = 2,975 \text{ mm}$. Pro toto místo je výpočet podle předchozího případu nevhodný, protože obě plochy se k sobě přibližují a z výpočtu vyjde $\psi = 0$.
4. Tlak mezi upínacím čepem a břitovou destičkou způsobený silou F_{us} viz. obr. 5 - 2. Tento případ považujeme za styk kulové plochy čepu s válcovou plochou destičky. Pro zjištěný úhel $\psi = 64^\circ 48'$ podle (5.16) nalezneme $\alpha = 1,378$; $\beta = 0,759$; $\lambda = 1,912$. Konstantu $m = 3,88 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ spočítáme ze vztahu (5.13) a n podle (5.18), protože se jedná o styk dvou různých materiálů.

$$\begin{aligned} n &= \frac{8 \cdot E_1 \cdot E_2}{3 \cdot [E_2 \cdot (1 - \mu_1^2) + E_1 \cdot (1 - \mu_2^2)]} = \frac{8 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,7 \cdot 10^{11}}{3 \cdot 4,7 \cdot 10^{11} \cdot (1 - 0,37^2) + 2,1 \cdot 10^{11} \cdot (1 - 0,07^2)} \\ &= 4,22 \cdot 10^5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.18)$$

Poleosy dotykové elipsy mají velikost dle (5.19) a (5.20).

$$\begin{aligned} a &= \lambda \sqrt[3]{\frac{F_{us} \cdot m}{n}} = 1,378 \cdot \sqrt[3]{\frac{997,7 \cdot 3,88 \cdot 10^{-3}}{4,22 \cdot 10^{11}}} = 2,88 \cdot 10^{-4} \text{ m} \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$b = \beta \sqrt[3]{\frac{F_{us} \cdot m}{n}} = 0,759 \cdot \sqrt[3]{\frac{997,7 \cdot 3,88 \cdot 10^{-3}}{4,22 \cdot 10^{11}}} = 1,58 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (5.20)$$

Kontaktní deformace se vypočítá ze vztahu (5.21).

$$\begin{aligned} \delta_4 &= \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{us}^2}{n^2 \cdot m}} = 1,912 \cdot \sqrt[3]{\frac{997,7^2}{(4,22 \cdot 10^{11})^2 \cdot 3,88 \cdot 10^{-3}}} = \\ &= 2,15 \cdot 10^{-5} \text{ m} \end{aligned} \quad (5.21)$$

Maximální dotykový tlak je dán dle (5.22) a devalený tlak získaný z (5.9) má hodnotu $p_D = 2803 \text{ MPa}$.

$$p_4 = 1,5 \cdot \frac{F_{us}}{\pi \cdot a \cdot b} = \frac{1,5 \cdot 997,7}{\pi \cdot 2,88 \cdot 1,58 \cdot 10^{-8}} = 6\,979 \text{ MPa} \quad (5.22)$$

Pro přehlednost jsou hodnoty vypočtených veličin shrnuty do tab. 5.1.

tab. 5.1 Přehled výsledných hodnot výpočtu kontaktních napětí

místo styku	a /m/	b /m/	δ_1 /m/	p_1 /MPa/	p_D /MPa/	m /m/	n /MPa/
1	-	$1,77 \cdot 10^{-4}$	$3,80 \cdot 10^{-5}$	16 872	1 928	-	-
2	$3,75 \cdot 10^{-4}$	$1,81 \cdot 10^{-4}$	$3,78 \cdot 10^{-5}$	10 404	2 803	$3,35 \cdot 10^{-3}$	$3,07 \cdot 10^5$
3	-	-	-	-	-	-	-
4	$2,88 \cdot 10^{-4}$	$1,58 \cdot 10^{-4}$	$2,15 \cdot 10^{-5}$	6 979	2 803	$3,88 \cdot 10^{-3}$	$4,22 \cdot 10^5$

Místo 4 také není nejvhodnější pro aplikaci daného výpočtu. Lze jej však převést, neboť $\nu \neq 0$. Výsledky v místě styku 1 a 4 je třeba brát s rezervou, protože vlivem uvažovaného zjednodušení stykových poměrů dochází ke značnému zkreslení získaných výsledků. Jak je zřejmé z tab. 5.1, největší kontaktní deformace nastává mezi kelímkem a upínacím šroubem.

5.3 Výpočet průhybu čepu

Na obr. 5 - 3 je vidět zjednodušený tvar upínacího čepu. Pod ním je zakreslen průběh ohybového momentu od sil F_{us} a R_K a jeho redukované složky vztažené k průměru d_1 . Výsledný průhyb v místě B je dán vztahem (5.21).

$$w_H = w_1 + \mathcal{V}_C \cdot d \quad (5.23)$$

Pro další výpočet musíme stanovit hodnoty příslušných momentů.

$$M_1 = F_{us} \cdot \frac{d}{c} \cdot b_1 = 997,7 \cdot \frac{10,6}{7,15} \cdot 6,65 \cdot 10^{-3} = 9,84 \text{ Nm} \quad (5.24)$$

$$M_{1 \text{ red}} = M_1 \cdot \frac{d_1^4}{d_2^4} = 9,84 \cdot \left(\frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{5,9 \cdot 10^{-3}} \right)^4 = 6,33 \text{ Nm} \quad (5.25)$$

$$M_2 = F_{us} \cdot d = 997,7 \cdot 10,6 \cdot 10^{-3} = 10,57 \text{ Nm} \quad (5.26)$$

$$M_{2 \text{ red}} = M_2 \cdot \frac{d_1^4}{d_2^4} = 10,57 \cdot \left(\frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{5,9 \cdot 10^{-3}} \right)^4 = 6,80 \text{ Nm} \quad (5.27)$$

$$M_3 = F_{us} \cdot b_3 = 997,7 \cdot 10,1 \cdot 10^{-3} = 10,07 \text{ Nm} \quad (5.28)$$

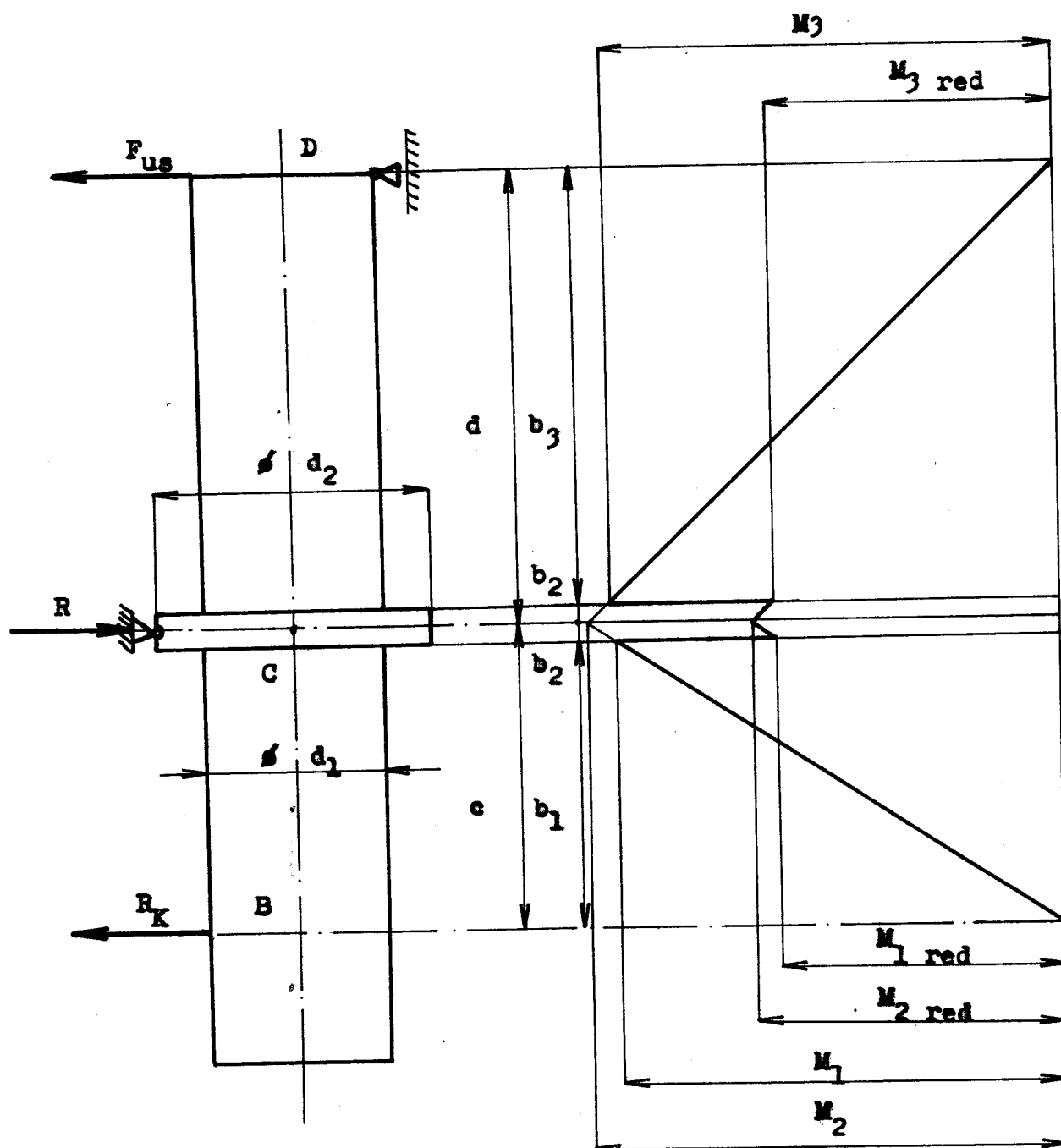
$$M_{3 \text{ red}} = M_3 \cdot \frac{d_1^4}{d_2^4} = 10,07 \cdot \left(\frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{5,9 \cdot 10^{-3}} \right)^4 = 6,48 \text{ Nm} \quad (5.29)$$

Výsledný průhyb w_H se tedy skládá z vlastního průhybu volného konce w_1 a z posuvu daného pootečením průhybové čáry čepu v místě C t.j. $\mathcal{V}_C \cdot d$. Průhyb w_1 , je-li tuhost nosníku $E \cdot I = E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64}$, je dán rovnicí (5.30).

$$w_1 = \frac{1}{E \cdot I} \left[\frac{1}{2} M_1 b_1 \frac{2}{3} b_1 + M_{1 \text{ red}} b_2 \left(\frac{b_2}{2} + b_1 \right) + \frac{1}{2} (M_{2 \text{ red}} - M_{1 \text{ red}}) \cdot b_2 \cdot \left(\frac{2}{3} b_2 + b_1 \right) \right] \quad (5.30)$$

Po dosazení hodnot vyšel průhyb $w_1 = 0,224 \cdot 10^{-3}$. Sklen

$\mathcal{V}_C = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \bar{R}_C$, kde $\bar{R}_C$ je fiktivní reakce sdruženého nosníku

Zjednodušený tvar čepu pro
výpočet průhybu v místě B

$$\begin{aligned} \varnothing d_1 &= 3,8 \text{ mm} \\ \varnothing d_2 &= 5,9 \text{ mm} \\ b_1 &= 6,65 \text{ mm} \\ b_2 &= 0,5 \text{ mm} \\ b_3 &= 10,1 \text{ mm} \\ c &= 7,15 \text{ mm} \\ d &= 10,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

zatíženého ohybovým momentem aby spojitým obtížením v části mezi podporami. Určíme ji z momentové podmínky k bodu D.

$$\bar{R}_C = \frac{1}{d} \left[M_3 \text{ red } b_2 \cdot \left(\frac{b_2}{2} + b_3 \right) + \frac{1}{2} \cdot (M_2 \text{ red } - M_3 \text{ red}) \cdot b_2 \cdot \left(\frac{2}{3} b_2 + b_3 \right) + \frac{1}{3} M_3 b_3 \frac{2}{3} b_3 \right] \quad (5.31)$$

Sklen tečny k ohybové čáře v bodě C je

$$\mathcal{V}_C = \frac{\bar{R}_C}{E \cdot I} = \frac{64 \cdot 0,0352}{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,0038^4} = 1,63 \cdot 10^{-2} \quad (5.32)$$

Výsledný průhyb v místě styku s kolíkem vypočteme z (5.33).

$$w_N = w_1 + \mathcal{V}_C \cdot d = 0,224 \cdot 10^{-3} + 1,63 \cdot 10^{-2} \cdot 10,6 \cdot 10^{-3} = 3,96 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (5.33)$$

Z výpočtu je zřejmé, že čep se v místě B ohýbá téměř o 0,4 mm při působení utahovacího momentu 3 Nm v mazaném upínacím mechanismu. Jestliže srovnáme celkový průhyb čepu s velikostmi kontaktních ^{deformací} jsou tyto až 10x menší. Z toho tedy vyplývá, že při statickém řešení nemůžeme kontaktní deformace vzhledem k proveznímu průhybu čepu zanedbat. Protože však úloha výpočtu kontaktních deformací je nelineární, nemohli bychom použít principu superpozice. celý problém by se musel řešit komplexně.

5.4 Zhodnocení pevnostního výpočtu upínacího mechanismu

Na základě provedené pevnostní kontroly upínacího mechanismu bylo zjištěno, že mazaný mechanismus pracuje spolehlivě do hodnoty jmenovitého utahovacího momentu na šroubu $M = 3 \text{ Nm}$, odmaštěný mechanismus do 5 Nm. Vyšší utahovací momenty vyvolávají na čepu ohybová napětí, která svou velikostí překračují mez pevnosti materiálu. Je zajímavé, že při praktickém ověření deformace čepu i po překročení meze pevnosti materiálu nedešle

k jeho zlomení, ale pouze k ohybu v kritickém průřezu 1. Kritický průřez 1 je z hlediska pevnosti rozhodně nejchoulostivějším místem na upínacím čepu. Pro jmenovitý utahovací moment zde vzniká ohybové napětí o hodnotě 1281 MPa. Výpočtem bylo ověřeno, že při utažení jmenovitým momentem dojde na stykových místech upínacích elementů ke značné deformaci. Největší se projeví na styku kelíku a šroubu, pak také na styku kelíku a čepu. viz. tab. 5-1. Při kontrole na ohyb čepu se zjistilo, že dojde k jeho průhybu v bodě B až o 0,4 mm. viz. obr. 5-3. Jak je tedy vidět, tak tato hodnota je srovnatelná s velikostí stykových deformací. Kontrola na otlačení ukázala, že ani jedno místo styku nevyhovuje hodnotám dovolených tlaků. Důvody takto zkreslených výsledků budou zřejmě v aplikaci správné výpočetní metody, která by postihla skutečné poměry ve stykovém místě.

5.5 Návrh úpravy upínacího čepu

Závěry z dosud prebraných kap. 3.1, 4., a 5. nás vedly k tomu, abych se zabýval možnostmi zvýšení pevnosti čepu a zjištěním jeho správných upínacích schopností, jde především o zajištění čepu proti posuvu vzhůru, tj. ve směru osy z. V původním provedení zabraňuje posuvu čepu ve směru kolmém na ložko BD třecí síla od normální reakce způsobené kolíkem. Není-li v ložku břitová destička, čep je jištěn dutým nýtem, který současně aretuje podložnou destičku. Často se stává, že se čep při obrábění vlivem chvění posouvá směrem vzhůru a vytlačuje nýt z otvoru, tím dochází k uvolnění podložné destičky a poruší se stabilita BD. Proto je potřeba zajistit čep proti posuvu během doby prevozu. Byla provedena vhodná úprava, jak je zřejmé z výkresu 3-KOM-OM-002/01 v příloze. Ve spodní části čepu je vysoustruženo kuželové osazení přecházející v radius R5. Tato úprava způsobí, že kulová část kolíku při upnutí kontaktuje čep na kuželové ploše a i v radiusovém prohloubení. Normální reakce od kolíku se v těchto dvou místech rozkládají do příslušných směrů tak, že při výkyvu je čep tlačěn šikmo dolů, čímž je zajištěn proti pohybu ve směru osy z. Pro zvýšení pevnostních vlastností čepu bylo navrženo zesílení průřezů v kritických místech 1 a 2 viz kap. 5.1. Zesílení z původních $\varnothing 3,8$ na $\varnothing 4,6$ mm má za následek snížení hodnot kritických ohybových napětí. V průřezu 1 vzniká pro upravený čep ohybové napětí $\sigma_{01} = 856$ MPa při utahovacím momentu 3 Nm. V porovnání se σ_{01} v kap. 5.1 se ohybové napětí podstatně sníží a z toho vyplývá, že čep může přenášet v mazaném mechanismu i síly vyvozené utahovacím momentem vyšším jak 3 Nm. Tedy při upínání můžeme vyvinout podstatně větší upínací síly než u pů-

vodního čepu, a to aniž by došlo k jeho deformaci. Zesílení kritických průřezů čepu však nesmí mít za následek omezení výkyvu při upínání. Pro navrhovaný čep, je-li v sedle nože podložná destička i s nýtem, má posuv bodu H (viz kap. 3.1.1) při vychýlení z mezí do upínací polohy hodnotu $y_1 = 0,29 \text{ mm}$. To vše za předpokladu, že se kolík dotýká čepu na $\varnothing 4^{+0,2}_{-0} \text{ mm}$ a jde-li o malé vychýlení.

Bude-li tento čep používán pro daný systém upínání, měl by pracovat v upínacím mechanismu s bezpečností proti ohybu vyjádřené koeficientem bezpečnosti $k = 1,83$, na rozdíl od čepu původního, který pracuje s bezpečností $k = 1,22$. Vlivem zvýšené bezpečnosti upraveného čepu se zvýší i mechanismem vyvoditelné upínací síly a zajistí se tak stabilita břitové destičky v širším rozsahu řezných podmínek.

6. Pracovní rozsah nožů

Pracovním rozsahem nože se rozumí v širším významu oblast řezných podmínek, ve kterých na základě různých kritérií bude nástroj pracovat spolehlivě a s určitou bezpečností.

Při stanovení pracovního rozsahu na zkoumaných kopírovacích nožích jsme během obráběcího procesu za předem volených řezných podmínek sledovali chování nože, tj. zda nedochází k nadměrnému chvění, v některých případech jsme kontrolovali naklopení BD ve směru kolmém na lůžko nože, prověřili jsme, zda nedochází k ohybu čepu při upínání, pro jednotlivé vytypované řezné podmínky jsme sledovali oblast utváření třísky, třísky jsme odebírali a sestavili z nich přehled, kterým jsme dokladovali daný nůž. Zkoušky jsme prováděli na soustruhu SU 50/1500, jehož charakteristika je uvedena v kap. 3.2.1 a též na soustruhu SU 32 s příkonem 7 kW, stupňovitou změnou otáček. Hodnoty vyložení obou nožů ve všech případech byly $L = 36 \text{ mm}$.

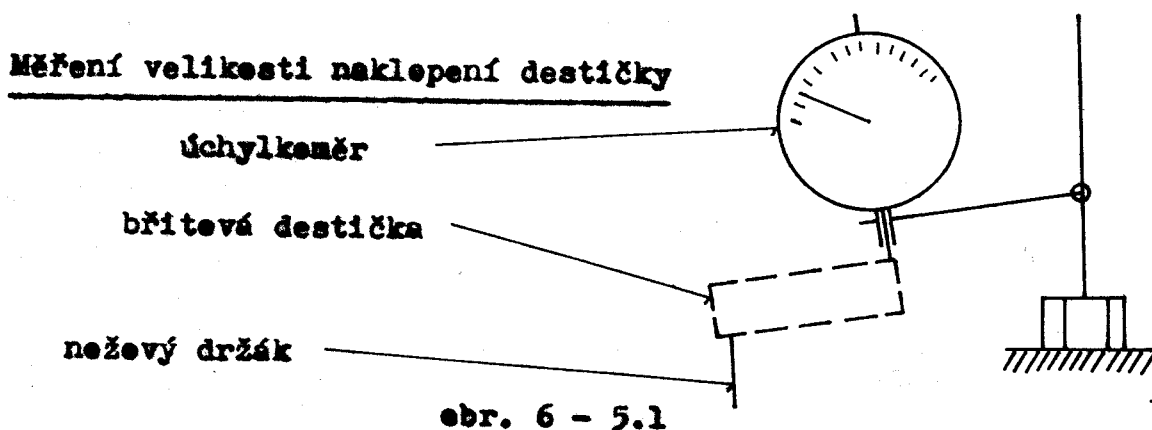
6.1 Stanovení pracovního rozsahu na materiálu 12 050.1

Oba nože jsme podrobili zkouškám za předem volených řezných podmínek, které udává obr. 6-1 a 6-2. Nože jsme osazovali břitovou destičkou Pramet S-20/CN, pro níž byla vytypována oblast správného utváření třísky a zaznamenána do t-s diagramu na obr. 6-3 a 6-4. Pracovali jsme na soustruhu SU 50 se stupňovitou změnou otáček.

Zkušební obrobek: etalonový materiál 12 050.1 s chemickým složením podle ČSN 41 2050 o rozměrech 123,7 x 900 mm byl upnut do sklíčidla, před započítím měření byl obrobek zbaven kúry

a ze strany koníku byla sražena hrana pro plynulé najetí nože do záběru.

Pro navržené řezné podmínky byl nůž uveden do záběru a po ustálení řezného procesu měřena výše uvedená kritéria. viz kap. 6. Při ověřování předpokládaného pohybu destičky jsme používali setinového úchylkoměru uchyceného v magnetickém stojánku, který byl upnut na nožovou hlavu. viz obr. 6-5.1.



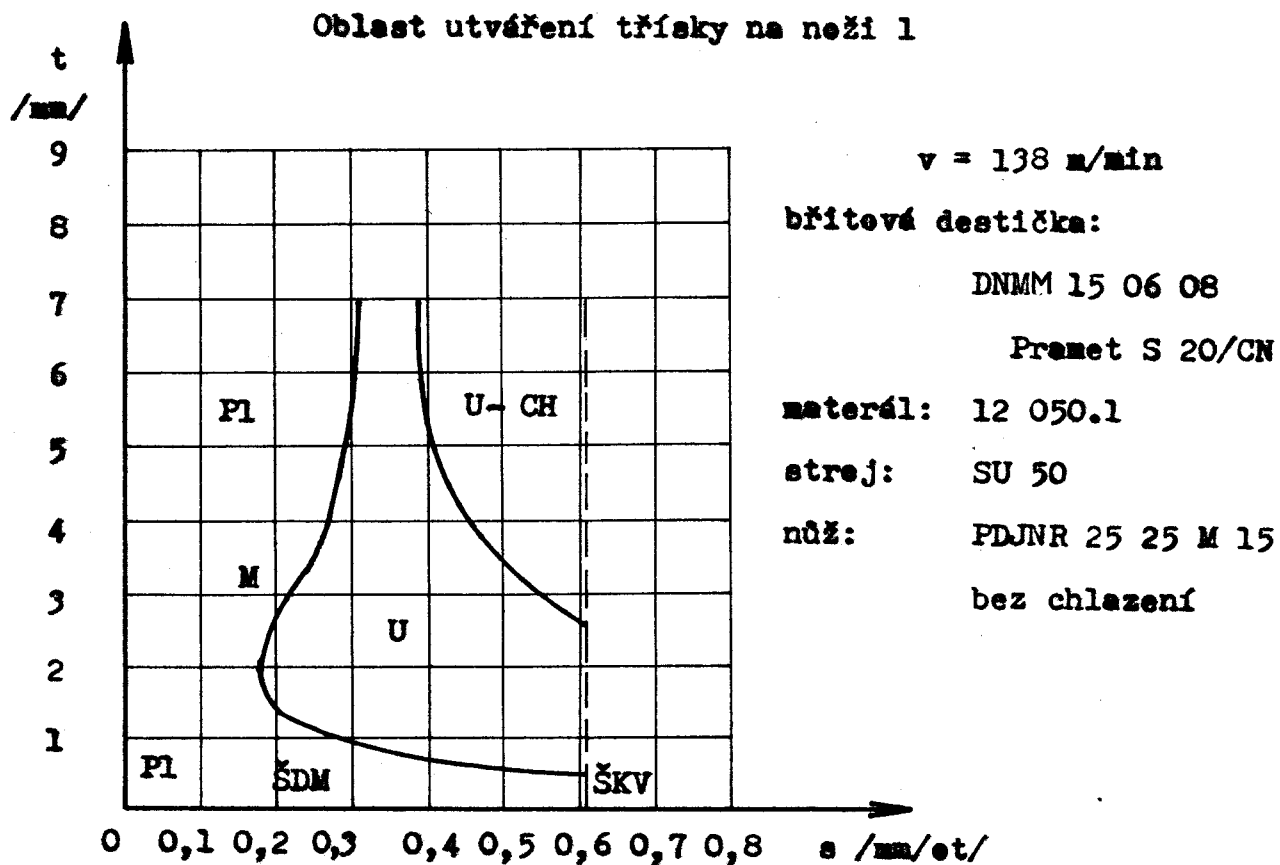
Vždy po 20 naměřených hodnotách jsme ověřovali, zda nedošlo vlivem utažení šroubu k ohybu výkyvného čepu. Celý upínací mechanismus byl mazán strojním olejem. Při měření se též sledovalo, či nedochází k nadměrnému chvění nástrojů, stroje a obrobku. Nůž 1 pracoval bez nadměrného chvění při uvedené řezné rychlosti do $t = 7 \text{ mm}$ a $s = 0,30 \text{ mm/ot.}$ a do $t = 2 \text{ mm}$ a $s = 0,61 \text{ mm/ot.}$ K největšímu naklepení o hodnotu cca $0,04 \text{ mm}$ docházelo při posuvu $s = 0,30 - 0,61 \text{ mm/ot}$ a hloubce třísky $t = 1 \text{ mm}$. Protože však při záběru se nástroj chvěl, mohla tato hodnota představovat chybu měření. Při kontrole mechanismu nebyla zjištěna žádná závada. Nůž 2 pracoval se širší oblastí utváření třísky při osazení stejnou břitovou destičkou jako nůž 1, ale také s větší oblastí chvění posunuté k nižším hodnotám posuvů. Při kontrole naklápění BD u tohoto nože docházelo k odsouvání dotyku úchylkoměru změřeného místa vlivem plynule odcházející třísky a vlivem značného chvění. Protože změřené hodnoty by nebyly objektivní,

materiál 12.05.01 bratř. Pramet 5.20/CN nř. P.DJNR 25.25.M15 stroj SU-50

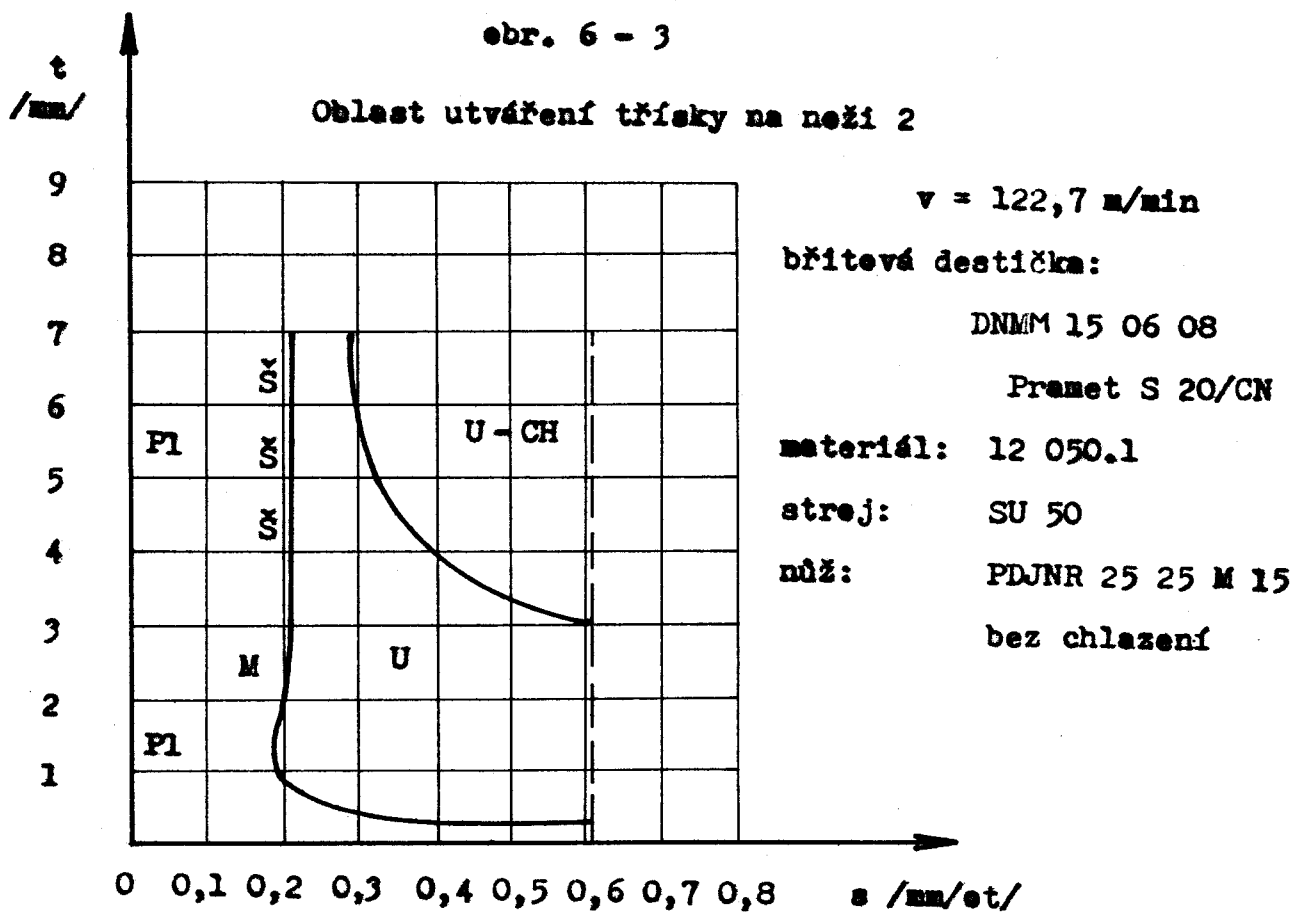
t_{fund} S (umětel)	0,05	0,10	0,20	0,30	0,41	0,61	v mm/min
0,5							138,0
1,0							138,0
1,5							138,0
2,0							138,0
2,5							138,0
3,0							138,0
4,0							138,0
5,0							138,0
6,0							138,0
7,0							138,0

materiál: 12.05.01 brit. des. Pramet S 20/CN měř. PDNNL 25 25 M 15 stroj SU - 50

t_{pouj}	$S_{\text{pouj/od}}$	0,10	0,20	0,30	0,41	0,61	V [m/min]
0,5							122,7
1,0							122,7
1,5							122,7
2,0							122,7
2,5							122,7
3,0							122,7
4,0							122,7
5,0							122,7
6,0							122,7
7,0							122,7



obr. 6 - 3



obr. 6 - 4

bylo od tohoto způsobu měření pro nůž 2 upuštěno. Přehled třísek odebraných při jednotlivých podmínkách obrábění pro oba nože udává obr. 6-1 a 6-2.

6.2 Utváření třísky na materiálu 15 260

V tomto případě byly zkoušky prováděny na stroji SU 32 se stupňovitou změnou otáček. Zkušební obrobek o rozměrech 50 x 420 mm byl upnut do sklíčidla a zbaven kůry, ze strany keníku byla sražena hrana; složení materiálu 15 260 je podle ČSN 41 5260. Používali jsme pouze nůž PDJNR-25 25 M 15, který jsme osazovali dvěma břitovými destičkami, a to Pramet S 20/CN a Gm-25 Tizit. Protože se zkoušky neprováděly za konstantní řezné rychlosti, nemohli jsme stanovit přesnou oblast utváření třísky břitové destičky. Proto jsme alespoň třísky při příslušných řezných podmínkách odebírali a sestavili z nich vzorník, viz obr. 6-5 a 6-6. Řeznou rychlost jsme volili v rozmezí 60 - 80 m/min, na základě možného otáčkového rozsahu stroje. Vždy pro jednu hloubku t a všechny uvažované posuvy s se odebíraly třísky při stejné řezné rychlosti u obou typů BD. Takže alespoň k určitým závěrům můžeme dojít. Z obr. 6-5 a 6-6 je vidět, že destička Gm 25 Tizit pro hloubku $t = 2$ mm a větší, utvářela třísku i při posuvech $s = 0,145$ mm/ot, což svědčí o velmi dobré konstrukci utvařeče. Můžeme tedy předpokládat, že destička Tizit na rozdíl od destičky Pramet bude mít daleko širší oblast utváření třísky pro tento druh materiálu. Hloubku t a posuv s jsme volili podle výkonu stroje a protože se jednalo o dlouhý obrobek malého průměru, volili jsme podmínky i z hlediska tuhosti obrobku. Rozsah zkoušek byl pak navržen pro $t = 4$ mm a $s = 0,5$ mm/ot.

materiál: 15 260
obrobek: ϕ 50 x 420
břitec: Pramet S20/CN
nář: PDJNR 25 25 M15
stroj: SU - 32

t [mm]	S [mm/ob]	0,05	0,10	0,145	0,20	0,29	0,40	0,50	V [m/min]
0,5									75,0
1,0									73,5
1,5									70,4
2,0									66,7
3,0									76,0
3,5									65,6
4,0									65,6

materiál 15 260

bit do

Gm 25 Tizit

bit do

Φ 50 × 420

obrobek

SU 32

PDJNR 25 25 M 15

$t_{[mm]}$	$S_{[mm/min]}$	0,05	0,10	0,145	0,20	0,29	0,40	0,50	$V_{[m/min]}$
0,5									75,0
1,0									73,5
1,5									70,4
2,0									66,7
3,0									76,0
3,5									65,6
4,0									65,6

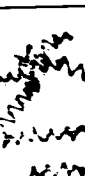
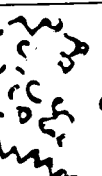
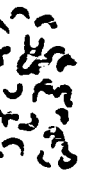
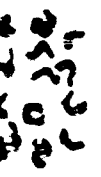
Nůž při rychlostech pod 70 m/min pracoval od hloubek $t = 2$ mm a posuvech větších jak $s = 0,29$ m/ot za značného chvění. Mohlo to být však způsobeno nízkou tuhostí obrobku a vysokým výkonovým omezením stroje. Měřili jsme i naklopení břitové destičky v lůžku nože, ale ze získaných výsledků nelze učinit věrohodné závěry, protože za značného chvění nástroje nebylo možné objektivně odečítat hodnoty naklopení na úchylkoměru. Proto jsme od tohoto měření nakonec upustili.

6.3 Oblast utváření třísky na materiálu 17 246.4

Opět jsme pro tento druh materiálu používali již uvedené druhy břitových destiček, jimiž jsme osazovali nůž PDJNR 25 25 M 15. Pracovali jsme na soustruhu SU 32, jehož charakteristika je v předchozích kapitolách. Obrobek, materiál 17 246.4, o rozměrech $\varnothing 27 \times 295$ mm byl prostrčen vřetenem soustruhu a upnut do čelistí sklíčidla. Protože se jednalo o malý průměr obrobku, nebylo možné volbou otáček daných strojem zajistit stálou řeznou rychlost. Proto se u destičky Pramet při jedné řezné rychlosti odebírala tříska za měnících se hloubek t a konstantním posuvu. U destičky Gm 25 Tizit se odebírala tříska při konstantní řezné rychlosti ve směru posuvu pro stálou hloubku t . viz tab. 6.7 a 6.8. V tomto případě docházelo u BD Gm 25 Tizit k tvorbě silného nárůstku, který způsoboval její brzké opotřebení a to i při nízkých rychlostech 60 - 80 m/min. Příčina zřejmě bude v šířce utvařeče, protože u destičky Pramet S 20/CN nedocházelo k tak časté výměně jako u destičky Tizit, neboť tam je utvařeč daleko širší. Při intenzivním vzniku nárůstku na BD Tizit byla odcházející tříska značně přechována, a to hlavně u hloubek $t = 2 - 3$ mm a malých posuvech $s = 0,10 - 0,145$

materiál 17 246.4 bílý des. Pramet S 20/CN nůž PDJNR 25 25 M 15
obrobek ϕ 27 x 295 č. troj. SU-32

t $S_{\text{hrnovitý}}$ [mm]	0,05	0,10	0,145	0,20	0,29	0,40	0,50	V [m/min]
0,5								67,4
1,0								64,8
1,5								60,4
2,0								68,9
3,0								63,4
3,5								66,4
4,0								66,4

materiál		17 246,4	obrobek	brut. des.	Gm 25	Třít	útroj	SU - 32	útroj	PDJNR 25 25	M15
$t_{\text{[mm]}}$	$S_{\text{[mm}^2\text{]}}$	0,05	0,10	0,145	0,20	0,29	0,40	0,50			
0,5											
1,0											
1,5											
2,0											
3,0											
3,5											
4,0											
V	69,1	65,5	66,8	70,2	70,1	76,9	70,4				
$\mu_{\text{rozhran.}}$											

mm/ot. Pro hloubky t větší jak 3 mm a posuvy větší jak 0,30 mm/ot nebylo možné třísku odebrat, protože obrobek byl vlivem vysokých řezných sil zasouván do vřetena soustruhu, a to i při maximálním dotažení sklíčidla. Při tomto měření jsme se zabývali pouze odběrem třísky, poněvadž sledování ostatních vlivů působících na řezný proces, které jsme zjišťovali v předchozích kapitolách, by nemělo z hlediska uvedených podmínek obrábění objektivní význam. Na základě uvedených skutečností můžeme konstatovat, že materiál 17 246.4 je nevhodný pro obrábění, jelikož je značně houževnatý. Z obr. 6-7 a 6-8 vyplývá, že při vyšších posuvech $s > 0,20$ mm/ot a hloubkách $t > 2$ mm dochází poměrně dobře k utváření třísky při rychlostech nad 70 m/min. Pro obrábění tohoto materiálu je pak rozhodně vhodnější použití destiček se širším utvařečem třísky.

7. Stanovení trvanlivosti břitových destiček

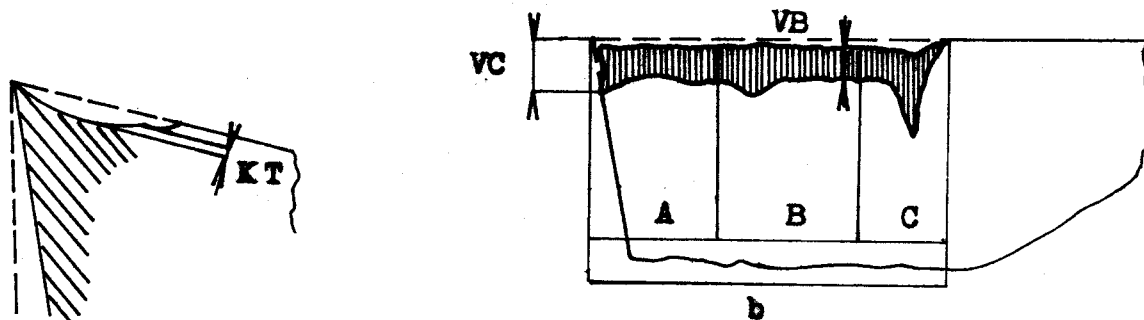
Trvanlivost břitu nástroje je doba řezání, za kterou se dosáhne kritéria trvanlivosti, což je předem zvolená mezní míra opotřebení. V našem případě jsme jako mezní míru opotřebení volili opotřebení na hřbetě $VB_{kr} = 0,3 \text{ mm}$. Prováděli jsme dlouhodobé zkušky pro 5 různých řezných rychlostí, u každé břitové destičky. Jako řezného materiálu jsme používali destičky s předlisovaným utvařečem třísky DNMM 15 06 08- Pramet S 20, Pramet S 20/CN a Gm 25 Tizit. Pro zlepšení řezivosti je destička Pramet S 20/CN povlažována karbonitridem, destička Gm 25 je pokryta TiN. Destička Pramet S 20 je bez povlaku. Cílem tohoto úkolu tedy bylo prověřit trvanlivost uvedených BD tuzemské a zahraniční výroby a porovnat jejich řezné vlastnosti, které ze zkoušek vyplývají.

Vlastní měření jsme prováděli na etalonovém materiálu, ocel 12 050.1. Velikost polotovaru bez kůry byla $\varnothing 200 \times 980 \text{ mm}$. Ze strany koníku jsme srazili hranu pro plynulé najetí nože do záběru. Pracovali jsme na soustruhu SU 50 se stupňovitou změnou otáček. Zkoušky byly zakončeny na průměru 85 mm. K měření jsme dále potřebovali dílenský mikroskop BK 70x50 KARL ZEISS, Jena. Přesnost odečítání na tomto mikroskopu je 0,005 mm. Destičky jsme upínali do zvláštního přípravku, který zajišťoval vždy stejnou polohu při novém měření každé následující destičky. Pro účely měření je opotřebení na hřbetě rozděleno do tří oblastí:

- A - zakřivená část břitu u špičky
- B - přímá část opotřebení břitu, ve které se provádí měření; měří se střední hodnota opotřebení
- C - čtvrtina oblasti opotřebení nejdále od špičky

Při měření VB i KT nás zajímá především oblast B, kde také vlast-

ní měření provádíme.



- opotřebovaná destička s předlisevaným utvařečem třísky

obr. 7 - 1

U destiček s předlisevaným utvařečem jsme měřili opotřebení na hřbetě VB a hloubku výmolu KT ode dna utvařeče, viz obr. 7-1. Hloubka výmolu byla zjišťována pomocí tisícinového úchylkoměru, celkem po každém záběru 3x a již zprůměrovaný výsledek jsme zapisovali do tabulky. Čas byl měřen digitálními stopkami DS 35 Pragotren. Protože jsme pracovali na soustruhu se stupňovitou změnou otáček, použili jsme k vyhodnocení naměřených hodnot Brachmanovy metody podle /14/. Podstatou této metody spočívá v korekci času každého záběru podélného soustružení na hodnotu, která odpovídá střední rychlosti v_{si} při dané zkoušce. Pro podmínky zkoušky volíme hodnotu exponentu m a uvádíme korekci na střední pravděpodobnou hodnotu exponentu m_s . Při tom vzniká určitá chyba, ale podle údajů autora této metody zaznamenané chyby nepřekračují hodnoty nepřijatelné pro praxi. Hodnotu střední rychlosti v_{si} určíme podle vztahu

$$v_{si} = k \cdot v_{max} \quad (7.1)$$

kde exponent k závisí na poměru skutečných minimálních a maxi-

málních hodnot řezných rychlostí a na materiálu nástroje a je tabulkově v /12/ zpracován. Poté určíme korigovaný čas T_{ki} každého záběru odpovídající střední rychlosti.

$$T_{ki} = T_i \cdot k_{Ti} \quad (7.2)$$

kde k_{Ti} je opravný koeficient na čas záběru, při čemž

$$k_{Ti} = k_{vi}^{m_s} \quad (7.3)$$

$$k_{vi} = \frac{v_i}{v_s} \quad (7.4)$$

Volené hodnoty exponentu m_s pro destičky

Pramet S 20	$m_s = 3,5$
Pramet S 20/CN	$m_s = 5,5$
Gm 25 Tizit	$m_s = 4,5$

Korigované časy T_{ki} jsou zaznamenány v tabulkách 7.1 - 7.15 společně se skutečnými naměřenými časy T_i v minutách a s naměřenými hodnotami opotřebení. Abychom získali objektivnější výsledky, provedli jsme měření pro 5 různých řezných rychlostí $v_{s1} \div v_{s5}$, kde $v_{s1} < v_{s2} < v_{s3} < v_{s4} < v_{s5}$. Postupovali jsme tak, aby závislost VB, KT na čase byla při jedné řezné rychlosti tvořena minimálně 5 body. Poslední naměřené opotřebení by mělo vždy přesáhnout hodnotu stanoveného kritériálního opotřebení. U všech destiček jsme volili shodně kritériální opotřebení $VB_{kr} = 0,3 \text{ mm}$, $KT_{kr} = 0,14 \text{ mm}$ pro řezné podmínky $t = 2,5 \text{ mm}$ a $s = 0,25 \text{ mm/ot}$, tedy v oblasti utváření třísky. Řezné podmínky a jim odpovídající kritéria opotřebení jsou dány normou. Sledovali jsme změny KT a VB a podle toho, která hodnota dosáhla dříve mezního opotřebení, byla stanovena jako hodnota kritériální.

Tabulky závislosti opotřebení na čase : Pramet S 20

tab. 7.11

$v_{s1} = 168,0 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$			$s = 0,25 \text{ mm/et}$			
T	T_{kl}	$\phi D \text{ /mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	$v \text{ /m/min/}$
1	1,07	153,8	0,11	0,195	0,04	171,5
2	1,07	153,8	0,15	0,25	0,065	171,5
4	2,15	153,8	0,185	0,27	0,07	171,5
6	2,15	153,8	0,205	0,27	0,08	171,5
7,5	1,61	153,8	0,22	0,29	0,08	171,5
9	1,43	148,8	0,24	0,29	0,085	165,9
12	2,87	148,8	0,28	0,31	0,105	165,9
14	1,91	148,8	0,29	0,31	0,12	165,9
16	1,91	148,8	0,30	0,35	0,13	165,9

tab. 7.12

$v_{s2} = 199,2 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$			$s = 0,25 \text{ mm/et}$			
T	T_{kl}	$\phi D \text{ /mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	$v \text{ /m/min/}$
0,5	0,53	143,8	0,155	0,26	0,035	203,3
1	0,53	143,8	0,17	0,26	0,035	203,3
1,5	0,53	143,8	0,18	0,27	0,04	203,3
2,5	1,07	143,8	0,20	0,275	0,065	203,3
3,5	1,07	143,8	0,215	0,325	0,075	203,3
6	2,68	143,8	0,28	0,335	0,115	203,3
7	0,95	138,8	0,285	0,345	0,125	196,2
9	1,89	138,8	0,295	0,37	0,13	196,2
10	0,95	138,8	0,305	0,39	0,135	196,2

tab. 7.13

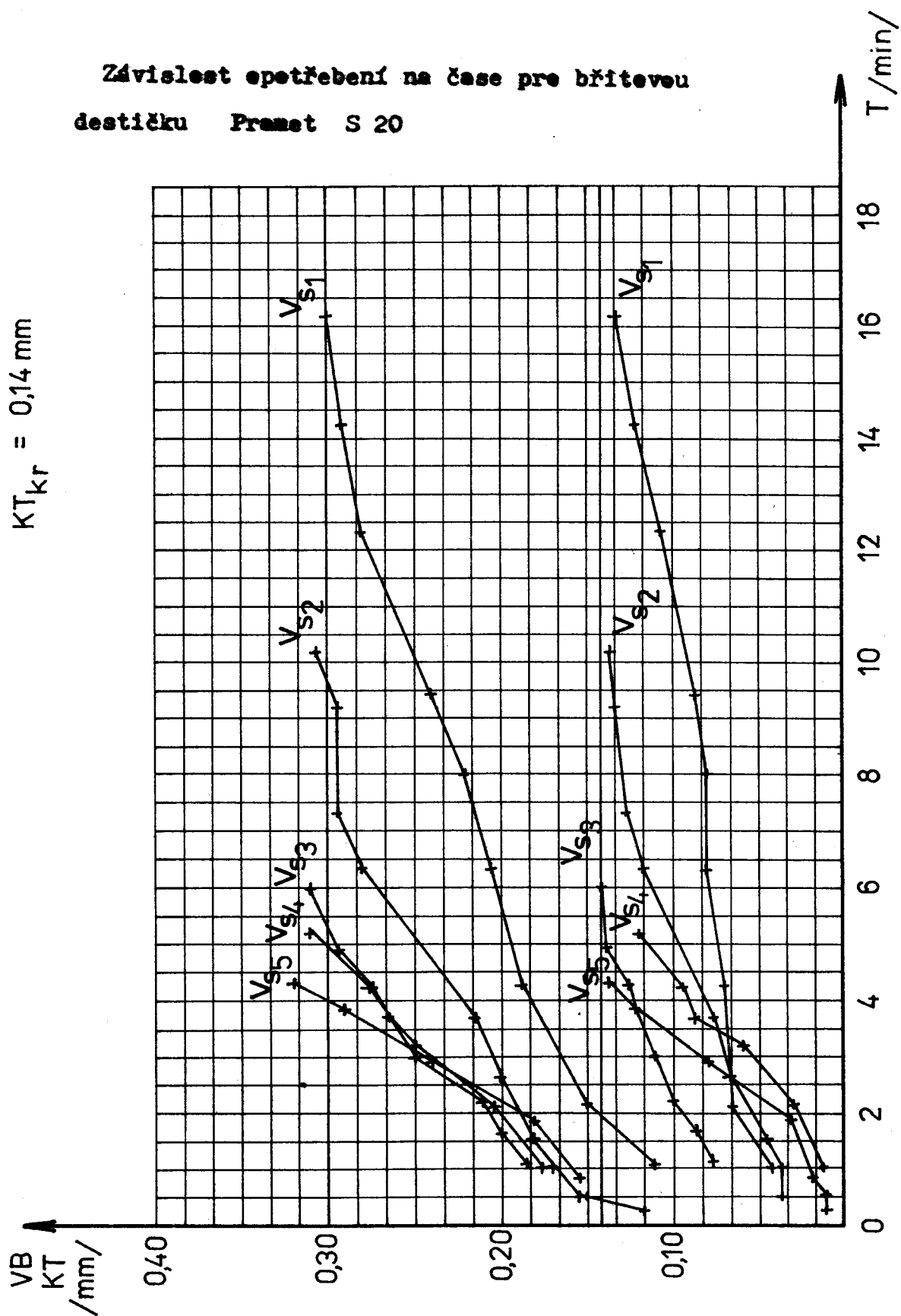
$v_{s3} = 217,7 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$				$s = 0,25 \text{ mm/et}$		
T	T_{ki}	$\phi D \text{ /mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	$v \text{ /m/min/}$
1,0	1,11	158,8	0,185	0,19	0,075	224,5
1,5	0,55	158,8	0,20	0,265	0,085	224,5
2	0,55	158,8	0,21	0,31	0,10	224,5
2,5	0,83	158,8	0,25	0,34	0,11	224,5
4	1,24	153,8	0,275	0,37	0,125	217,4
4,75	0,66	148,8	0,295	0,41	0,135	210,3
6	1,10	148,8	0,31	0,43	0,14	210,3

tab. 7.14

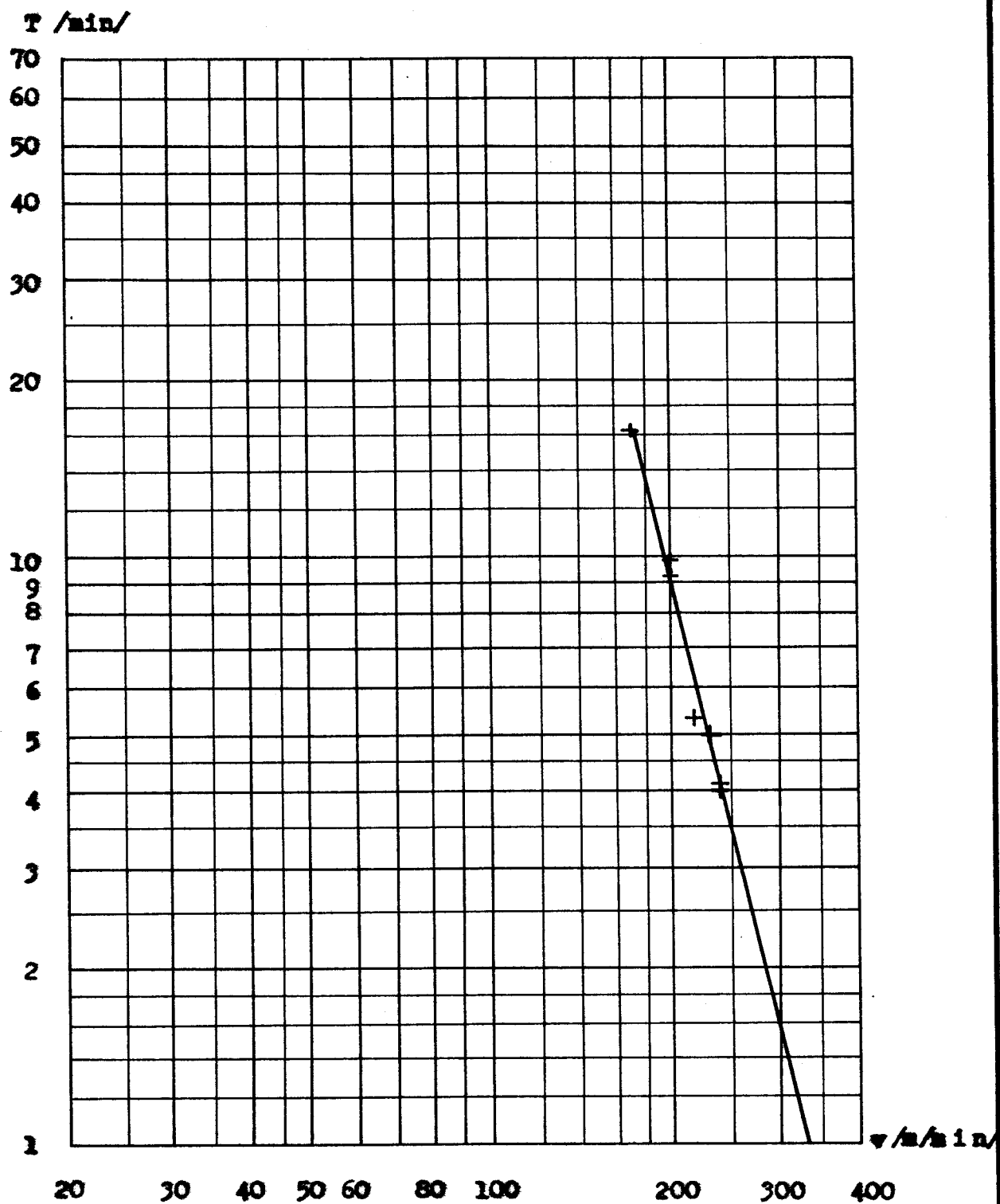
$v_{s4} = 229,8 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$				$s = 0,25 \text{ mm/et}$		
T	T_{ki}	$\phi D \text{ /mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	$v \text{ /m/min/}$
1	1,07	133,3	0,175	0,19	0,01	234,5
2	1,07	133,3	0,205	0,25	0,03	234,5
3	1,07	133,3	0,25	0,335	0,06	234,5
3,5	0,53	133,3	0,265	0,345	0,085	234,5
4	0,53	133,3	0,275	0,385	0,095	234,5
5	0,94	128,3	0,31	0,435	0,125	225,7

tab. 7.15

$v_{s5} = 239,3 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$				$s = 0,25 \text{ mm/et}$		
T	T_{ki}	$\phi D \text{ /mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	$v \text{ /m/min/}$
0,25	0,27	138,8	0,115	0,16	0,01	244,2
0,5	0,27	138,8	0,15	0,20	0,01	244,2
0,75	0,27	138,8	0,155	0,21	0,02	244,2
1,5	1,07	138,8	0,18	0,235	0,03	244,2
2,5	1,07	138,8	0,24	0,25	0,08	244,2
3,5	0,93	133,3	0,29	0,39	0,12	234,5
5	0,46	133,3	0,32	0,41	0,135	234,5

Závislost opotřebení na čase pro břítevou
destičku Premet S 20 $VB_{kr} = 0,30 \text{ mm}$
 $KT_{kr} = 0,14 \text{ mm}$ 

T - v závislost pro břítevací destičku Pramet S 20



$n = 3,9672$ $\log c_v = 2,5343$ $S = 0,8921$ $V_{15} = 173 \text{ m/min}$
 $c_v = 342,2$

Tabulky pro destičku : Gm 25 Tizit
tab. 7.6 tab. 7.8

$v_{s1} = 175,8 \text{ m/min}$					
$h = 2,5 \text{ mm} \quad s = 0,25 \text{ mm/et}$					
T	T_{kl}	$\phi D/\text{mm}$	VB/mm	KT/mm	$v \text{ m/min}$
4,5	5,38	165,9	0,17	-	185,0
7	2,69	160,9	0,18	-	179,5
10	3,22	160,9	0,19	-	179,5
15	5,38	160,9	0,20	-	179,5
25	9,62	155,9	0,22	0,01	173,9
35	8,58	150,9	0,26	-	168,3
45	7,62	145,9	0,29	-	162,7
48	2,29	145,9	0,30	-	162,7

tab. 7.7

$v_{s2} = 209,9 \text{ m/min}$					
$h = 2,5 \text{ mm} \quad s = 0,25 \text{ mm/et}$					
T	T_{kl}	$\phi D/\text{mm}$	VB/mm	KT/mm	$v \text{ m/min}$
1	1,15	196,1	0,07	-	218,7
2	1,15	196,1	0,14	-	218,7
3	1,15	196,1	0,15	0,02	218,7
4	1,15	196,1	0,17	-	218,7
5	0,96	186,2	0,17	-	207,7
6	0,96	186,2	0,17	-	207,7
8	1,92	186,2	0,19	0,04	207,7
10	1,92	186,2	0,20	-	207,7
12	1,92	186,2	0,21	-	207,7
14	1,92	186,2	0,24	-	207,7
16	1,75	181,2	0,26	0,09	202,0
17	0,87	181,2	0,35	-	202,0

$v_{s3} = 252,4 \text{ m/min}$					
$h = 2,5 \text{ mm} \quad s = 0,25 \text{ mm/et}$					
T	T_{kl}	$\phi D/\text{mm}$	VB/mm	KT/mm	$v \text{ m/min}$
1,5	1,67	147,9	0,16	0	260,2
3	1,48	142,9	0,17	-	251,4
8	4,93	142,9	0,25	0,01	251,4
9	0,87	137,9	0,26	-	242,6
11	1,74	137,9	0,32	-	242,6

tab. 7.9

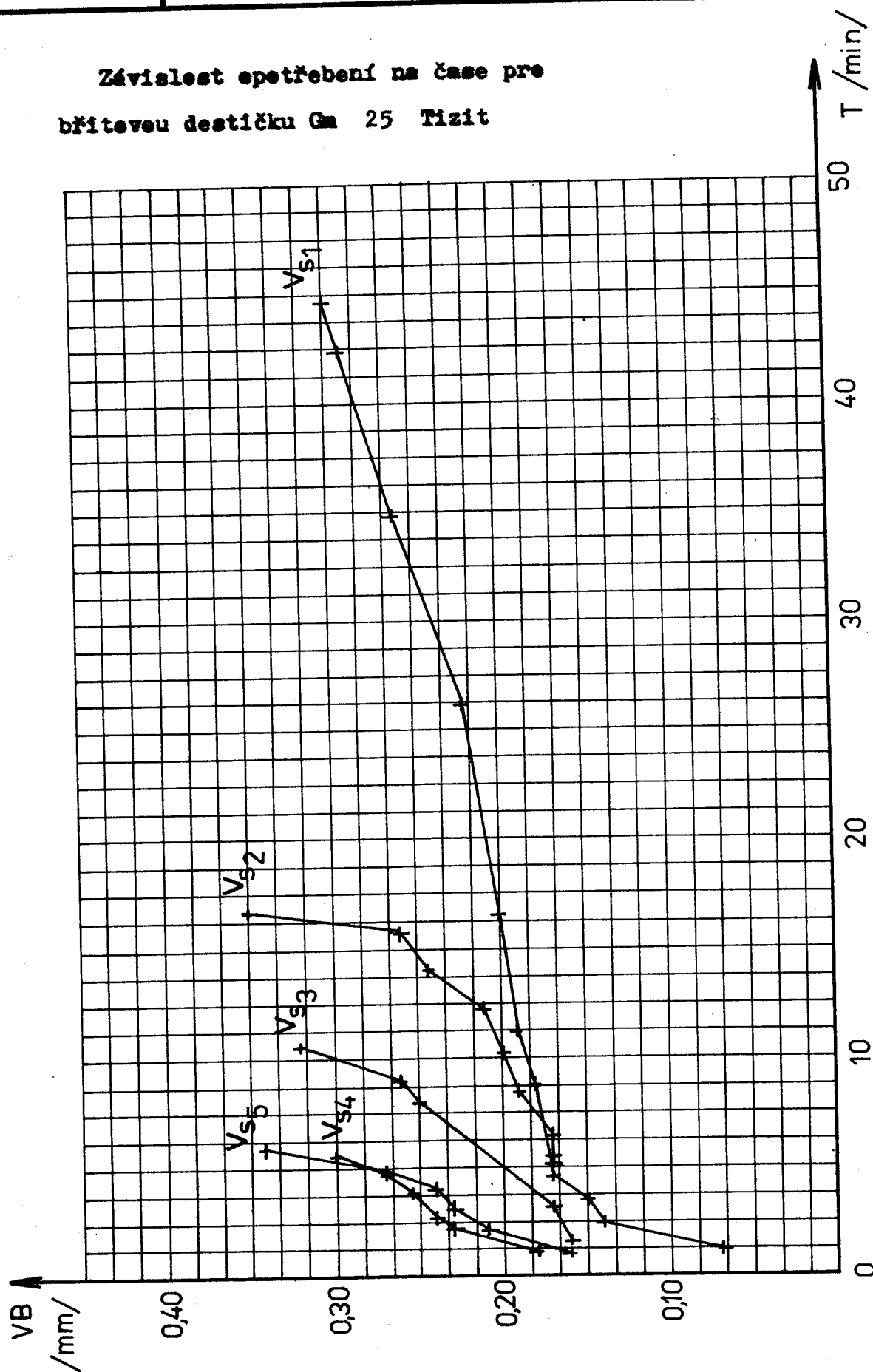
$v_{s4} = 287,5 \text{ m/min}$					
$h = 2,5 \text{ mm} \quad s = 0,25 \text{ mm/et}$					
T	T_{kl}	$\phi D/\text{mm}$	VB/mm	KT/mm	$v \text{ m/min}$
1	1,11	132,9	0,18	-	296,4
2	1,11	132,9	0,23	-	296,4
2,5	0,43	123,9	0,24	-	276,4
4	1,30	123,9	0,255	-	276,4
5	0,87	123,9	0,27	-	276,4
6	0,87	123,9	0,30	-	276,4

tab. 7.10

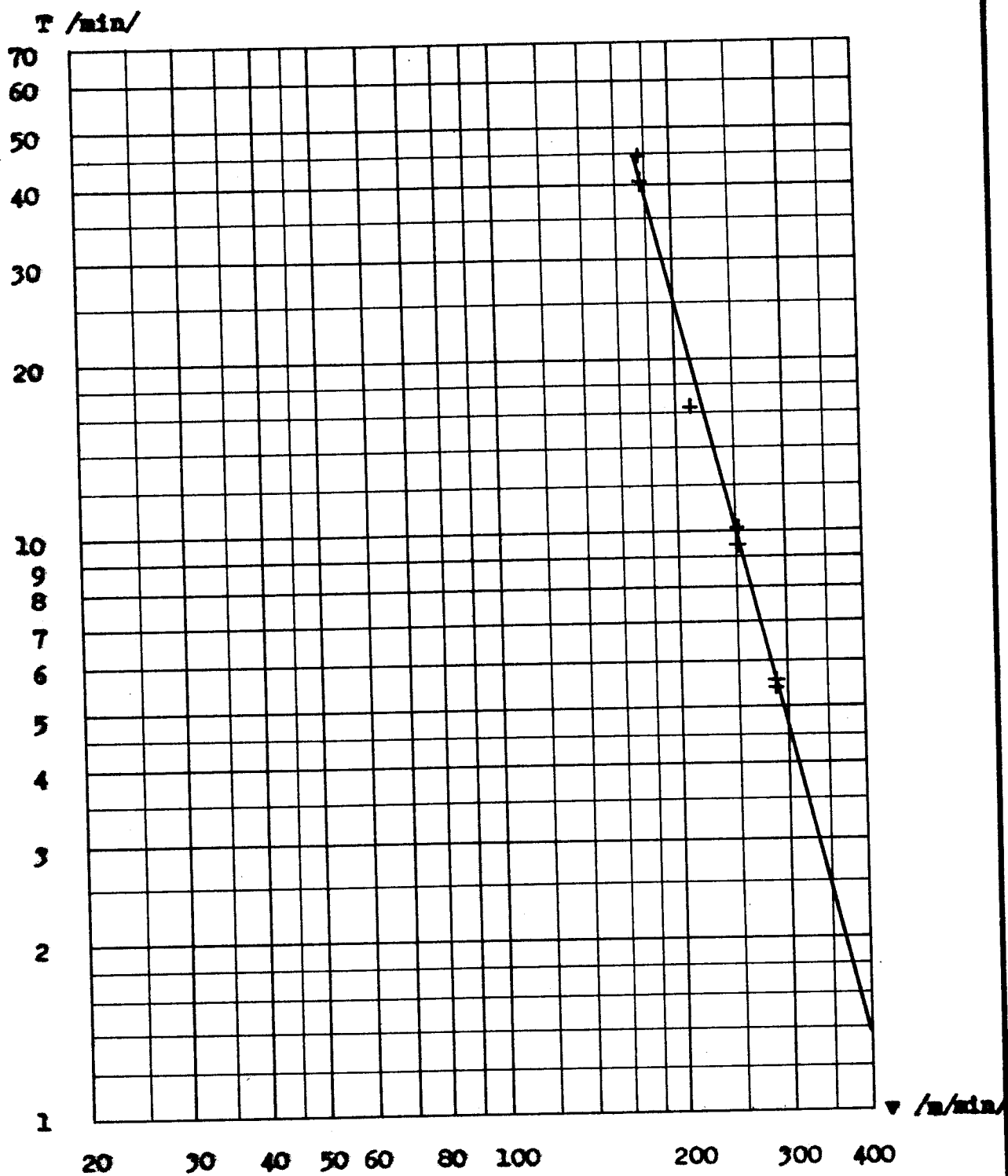
$v_{s5} = 288,4 \text{ m/min}$					
$h = 2,5 \text{ mm} \quad s = 0,25 \text{ mm/et}$					
T	T_{kl}	$\phi D/\text{mm}$	VB/mm	KT/mm	$v \text{ m/min}$
1	1,03	206,1	0,16	-	291,3
2	1,03	206,1	0,21	-	291,3
3	0,95	201,1	0,23	-	284,3
4	0,95	201,1	0,24	-	284,3
5	0,95	201,1	0,27	-	284,3
6	0,95	201,1	0,34	-	284,3

Závislost opotřebení na čase pro
břítovou destičku Gm 25 Tizit

$VB_{kr} = 0,30 \text{ mm}$



T - v závislost pro břítevací destičku Gm 25 Tizit



$$n = 4,0405 \quad \log c_v = 2,6425 \quad S = 3,269 \quad v_{15} = 224 \text{ m/min}$$
$$c_v = 439,0$$

Tabulky závislostí opotřebení na čase : Pramet S 20/CN

tab. 7.1

$v_{s1} = 171 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$			$s = 0,25 \text{ mm/et}$			
T	T_{ki}	$\phi D \text{ /mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	$v \text{ /m/min}$
1	1,44	104,0	0,05	0,12	-	182,9
2	1,44	104,0	0,09	0,145	-	182,9
3	1,44	104,0	0,10	0,145	-	182,9
5	2,89	104,0	0,10	0,265	-	182,9
6	1,10	99,5	0,11	0,275	-	174,2
8	2,21	99,5	0,125	0,29	-	174,2
10	2,21	99,5	0,125	0,32	-	174,2
12	1,71	94,5	0,125	0,34	-	166,2
15,5	2,99	94,5	0,13	0,375	-	166,2
19	2,21	89,5	0,13	0,38	-	157,4
21,25	1,42	89,5	0,13	0,41	-	157,4
25	1,73	84,5	0,145	0,42	-	148,7
36	5,14	84,5	0,17	0,44	-	148,7
38	1,8	84,5	0,19	0,48	-	148,7

tab. 7.2

$v_{s2} = 226,4 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$			$s = 0,25 \text{ mm/et}$			
T	T_{ki}	$\phi D \text{ /mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	$v \text{ /m/min}$
1	1,06	161,8	0,06	0,085	-	228,7
1,5	0,53	161,8	0,06	0,09	-	228,7
2	0,53	161,8	0,075	0,19	-	228,7
3	1,06	161,8	0,085	0,225	-	228,7
4,5	1,58	161,8	0,11	0,245	-	228,7
6	1,58	161,8	0,11	0,27	0,02	228,7
8	1,9	158,8	0,14	0,365	0,07	224,5
9	0,95	158,8	0,20	0,40	0,08	224,5
11	1,9	158,8	0,28	0,47	0,125	224,5

tab. 7.3

$v_{s3} = 232,1 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$			$s = 0,25 \text{ mm/ot}$			
T	T_{kl}	$\Delta D / \text{mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	v /m/min
1	1,29	109,0	0,03	0,06	-	243,1
2	1,29	109,0	0,08	0,15	-	243,1
3	1,29	109,0	0,10	0,21	-	243,1
3,5	0,64	109,0	0,11	0,29	-	243,1
5	1,49	104,0	0,13	0,32	-	231,9
6	0,99	104,0	0,135	0,38	0,06	231,9
7,5	1,49	104,0	0,14	0,42	-	231,9
8	0,49	104,0	0,145	0,43	-	231,9
9,5	1,13	99,0	0,15	0,465	0,09	220,8

tab. 7.4

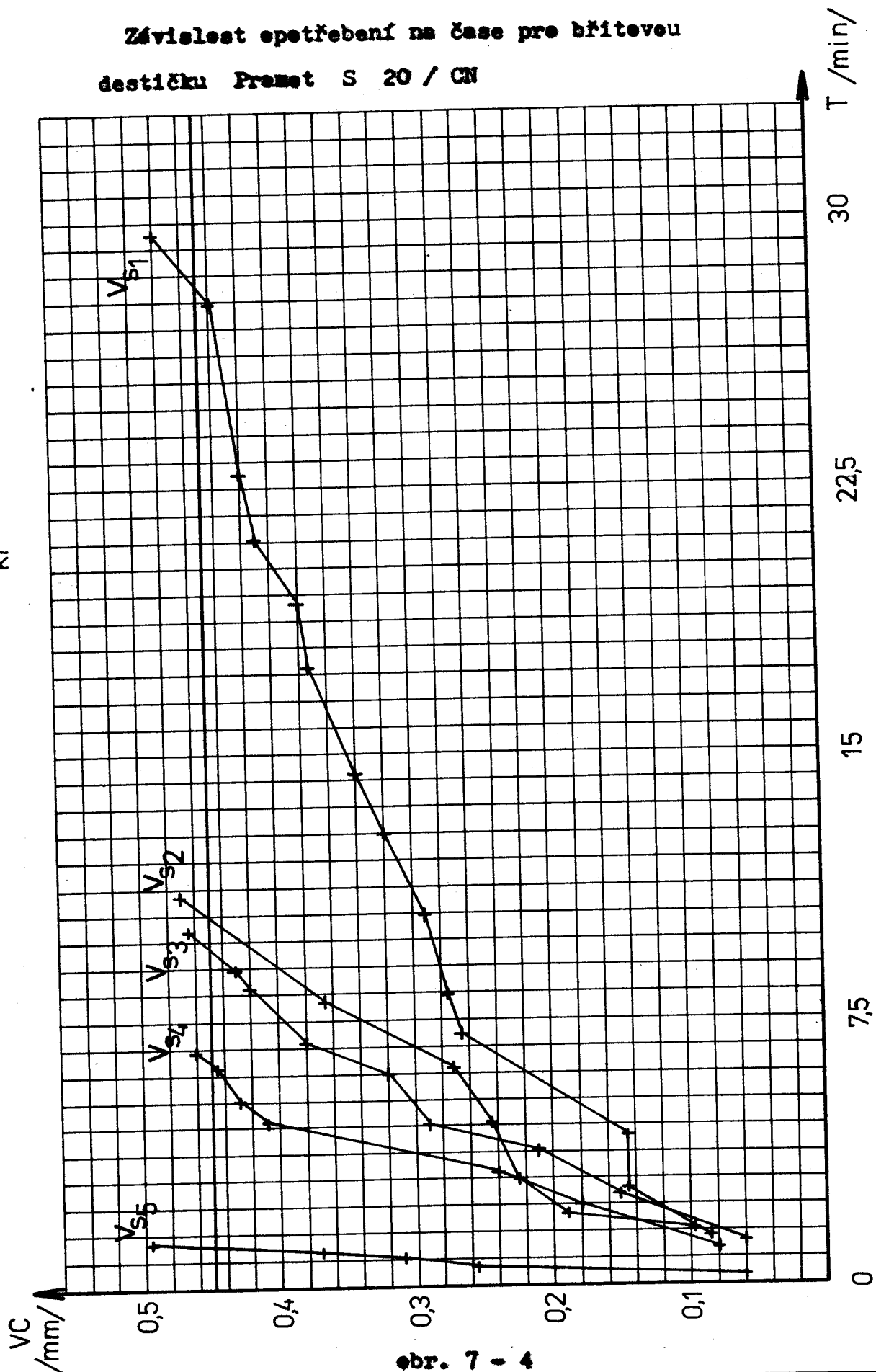
$v_{s4} = 250,4 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$			$s = 0,25 \text{ mm/ot}$			
T	T_{kl}	$\Delta D / \text{mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	v m/min
1	1,11	114,5	0,04	0,08	-	255,5
2	1,11	114,5	0,06	0,18	-	255,5
3	1,11	114,5	0,09	0,24	-	255,5
4,5	1,67	114,5	0,105	0,41	-	255,5
5	0,43	109,5	0,11	0,43	0,02	244,2
6	0,87	109,5	0,11	0,445	0,04	244,2
6,5	0,43	109,5	0,12	0,46	0,08	244,2

tab. 7.5

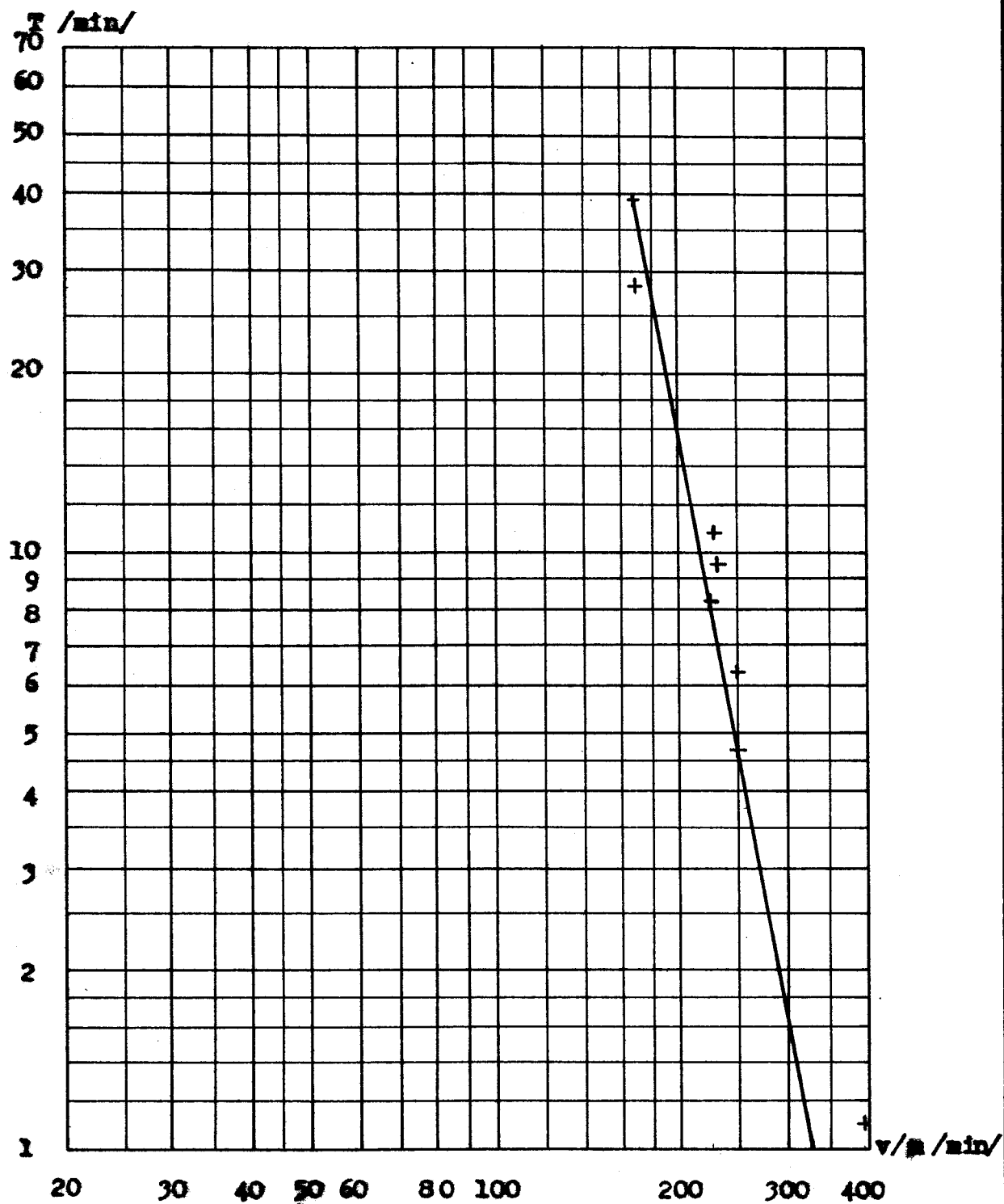
$v_{s5} = 296,9 \text{ m/min}$						
$h = 2,5 \text{ mm}$			$s = 0,25 \text{ mm/ot}$			
T	T_{kl}	$\Delta D / \text{mm/}$	VB /mm/	VC /mm/	KT /mm/	v m/min
0,25	0,25	168,8	0,03	0,06	-	296,9
0,5	0,5	168,8	0,04	0,255	-	296,9
0,75	0,75	168,8	0,06	0,31	-	296,9
1	1,0	168,8	0,075	0,37	-	296,9
1,25	1,25	168,8	0,08	0,495	-	296,9

Závislost opotřebení na čase pro břítevou
destičku Pramet S 20 / CN

$VC_{kr} = 0,45 \text{ mm}$



$T - v$ závislost pro břítevací destičku Pramet S 20 / CN



$$n = 5,5867$$

$$\log c_v = 2,5188$$

$$S = 6,876$$

$$v_{15} = 203 \text{ m/min}$$

$$c_v = 330,2$$

obr. 7 - 5

Pouze u destičky Pramet S 20/CN docházelo k enormnímu opotřebení VC na špičce BD, při čemž hodnoty VB a KT byly velmi malé viz tab. 7.1 - 7.5. Opotřebení na hřbetě u této destičky bylo značně nerovnoměrné a z tohoto důvodu byla stanovena jako hodnota kritériální $VC_{kr} = 0,45$ mm. Hodnotu VC jsme sledovali i u destičky nepovlakované Pramet S 20. Tam však bylo dosaženo nejdříve opotřebení na hřbetě. Tab. 7.1 - 7.15 charakterizují opotřebení pro dané řezné podmínky a z nich se pak vychází při sestavování závislosti VB - t. viz obr. 7-2, 7-4, 7-6. Ze závislosti VB-t se odečte trvanlivost při příslušné řezné rychlosti. Tyto hodnoty jsou zpracovány do tab. 7.16

tab. 7.16 Hodnoty trvanlivosti odpovídající rychlostem v_{si}

	/ min /				
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5
Pramet S 20/CN	28,20	10,45	9,6	6,35	1,10
Pramet S 20	16,17	9,80	5,39	5,00	4,05
Gm 25 Tizit	44,78	16,25	10,10	5,69	5,40

Hodnoty T_i vyneseme společně s odpovídajícími rychlostmi v_{si} do logaritmické sítě a metodou nejmenších čtverců proložíme zjištěnými body regreseční přímkou. Hodnota exponentu $m = \operatorname{tg} \alpha$ udává citlivost řezného materiálu na řeznou rychlost. Výpočet jednotlivých parametrů byl prováděn podle /18/. Výsledky výpočtu jsou uvedeny u příslušných grafů. viz obr. 7-3, 7-5, 7-7. Rychlost v_{15} je rychlost, při které je trvanlivost břitu nástroje 15 minut. Konstanta c_v je rovna řezné rychlosti při trvanlivosti 1 minuty a S je odhad směrodatných odchylek, z kterého se dá určit pásmo rozptylu od regreseční přímkou v T-V diagramu.

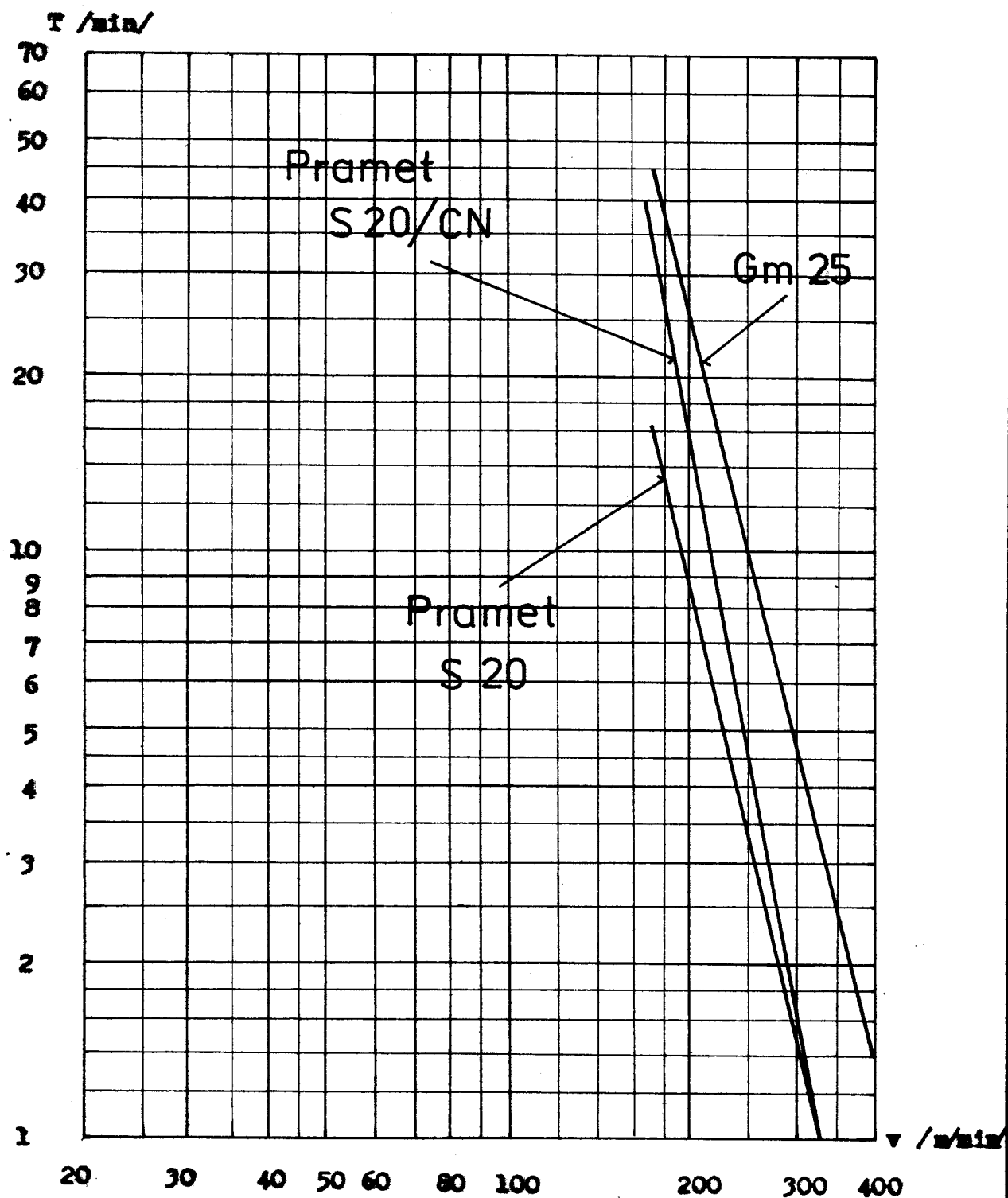
7.1 Porovnání naměřených hodnot trvanlivosti

Na základě naměřených hodnot (tab. 7.1 - 7.15) můžeme konstatovat, že povrchově upravené řezné materiály mají své přednosti. Povlakované destičky vykazují vyšší odolnost proti otěru, proto se také tak často netvoří výmol na čele BD vlivem odcházející třísky. U destičky nepovlakevané pramet S 20 docházelo k tvorbě výmolu velmi intenzivně a po dosažení jeho kritických hodnot byla tříska přechována. Kvalita obrobeného povrchu se tak značně zhoršila. Z povlakevaných destiček se jako nejodolnější proti otěru na čele jevila Gm 25 Tizit, kde hodnoty KT dosahovaly malých rozměrů. U destičky Pramet S 20/CN se nejintenzivněji tvořil výmol při rychlostech kolem 250 m/min ale nikdy nebyly překročeny jeho kritická hodnota. viz tab. 7.1 - 7.5. Opatřebení na hřbetě u této destičky bylo značně nerovnoměrné, protože ostří se vylamovalo, což způsobilo tvorbu nekvalitní plochy na obráběném materiálu. Kromě toho se také projevovalo enormní opotřebení na špičce VC a také se zhoršovala kvalita povrchu. Protože tohoto opotřebení bylo dosaženo dříve než VB_{kr} nebo KT_{kr} , byla hodnota VC_{kr} stanovena jako kritérium trvanlivosti. U destičky Gm 25 se hřbet upotřebovával rovnoměrně a na čele docházelo velmi zřídka k tvorbě výmolu, který svým dnem přesahoval úroveň dna utvačeče. Obě povrchově upravené BD se při překročení řezné rychlosti 290 m/min po jedné až dvou minutách soustružení spálily. Na obr. 7-9 jsou porovnány typy třísek vznikající vlivem různého opotřebení řezných materiálů. Třísky byly odebrány při $a = 0,61$ mm/ot, $t = 1,2,3$ mm a řezných rychlostech $v = 122,7$ m/min.

Máme-li hodnotit břitové destičky z hlediska jejich vhodnosti k použití pro danou řeznou rychlost, je třeba konstatovat, že

t [min]	V = 1,22% m/min			parametry spotřebení		vzor
	10	20	30	T [min]	V [m/min]	
Přemot 5,00 m				11,0	226,6	
Přemot 5,00 m				9,0	199,2	
číslo 25				16,9	209,9	

Porevnání řezivosti zkoušených břitových destiček z hlediska
trvanlivosti



BD Gm 25 by měla pracovat s trvanlivostí vyšší než druhé dvě, a to při řezných rychlostech nad 140 m/min. Naopak destička Pramet S 20/CN bude vhodnější z hlediska trvanlivosti pro rychlosti menší jak 140 m/min. Z obr. 7-8 je též vidět výhody pevlaků na BD. Srovnáním trvanlivostí Pramet S 20/CN nebo Gm 25 s Pramet S 20 zjistíme, že při stejném rozsahu rychlostí je trvanlivost nepevlakovaných destiček menší. Se samotnou trvanlivostí břitových destiček také souvisí některé ekonomické aspekty jako např. neekonomičnost časté výměny BD, úspora skladových ploch apod. Nejvhodnější by bylo použití takových řezných materiálů, které by měly vysokou trvanlivost při velkých řezných rychlostech, čímž by se krátil strojní čas na obrábění a produkce by znatelně vzrostla. V tomto směru mají perspektivu řezné keramické materiály.

8. Závěr

Tato práce v sobě zahrnuje teoretický rozbor upínacího mechanismu. Prověřovaly se možnosti výkyvů upínacího čepu, byla stanovena potřebná délka kolíku a navržena úprava lůžka nože pro zajištění správné polohy čepu vůči břitové destičce při upínání. Byl proveden výpočet mechanismem vyvoditelných upínacích sil a jejich velikosti se ověřovaly experimentálně. Dospěli jsme tak k závěru, že chyba mezi silami teoretickými a skutečnými je značná a je proto potřeba věnovat vyšší pozornost zjednodušujícím předpokladům. Posuzovali jsme stabilitu břitové destičky v lůžku nože pro jednotlivé varianty detyku při daných řezných podmínkách a zjistili velikosti potřebných upínacích sil nutných pro zajištění stabilní polohy BD v lůžku. Můžeme konstatovat, že u nože 1 je stabilita proti pootočení v rovině rovnoběžné s lůžkem zajištěna jen částečně, proti naklpení při platnosti zjednodušujících předpokladů je zajištěna dostatečně. Je však třeba dbát na dodržené hodnoty správné výdutosti lůžka a podložné destičky. U nože 2 stabilita proti pootočení zajištěna není ani při lehkých podmínkách obrábění. Na základě některých poznatků z praktické části této práce byl proveden pevnostní výpočet upínacího mechanismu a posouzeny jeho pracovní možnosti z hlediska přenášených sil. Výsledky a zhodnocení shrnuje příslušná kapitola. Je zde také proveden návrh úpravy upínacího čepu pro zvýšení bezpečné práce upínacího mechanismu. V praktické části se ověřovaly některé poznatky z teoretického rozboru a byly stanoveny pracovní rozsahy obou nožů vyjádřené v $t-s$ diagramech oblastí správného utváření třísky.

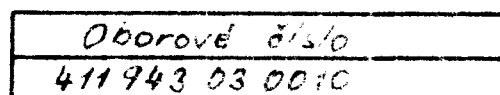
Dále bylo zjištěno, že kopírovací nože osazované destičkami DNMM 15 06 08 - Gm 25, Pramet S 20 pracují spolehlivě ve vytypované oblasti utváření třísky na materiálech střední pevnosti. A v neposlední řadě se porovnávaly břitové destičky tuzemské a zahraniční výroby z hlediska jejich trvanlivosti. Bylo zjištěno, že destičky zahraniční výroby ve srovnání s tuzemskými vykazují širší pracovní možnosti. Lze je použít při vyšších řezných rychlostech než naše, a to i při relativně vysokých hodnotách trvanlivosti odpovídajících příslušným podmínkám obrábění.

V práci je obsažena řada teoretických poznatků získaných rozborům upínacího systému, ale i množství poznatků z praktického měření, které by měly posloužit při dalším výzkumu obráběcích nožů s obdobným systémem upínání.

L i t e r a t u r a

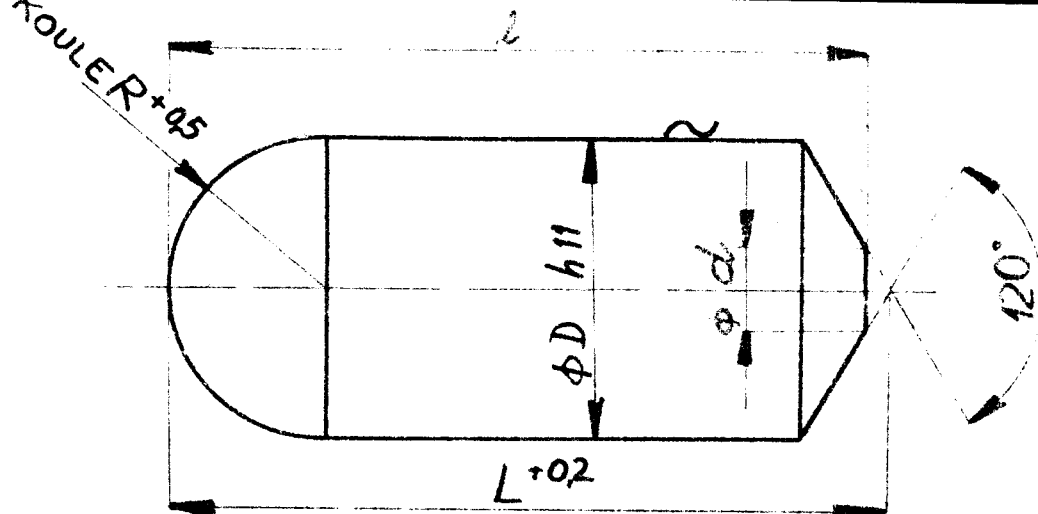
- /1/ Zirm, H.: Stanovení potřebných upínacích sil břitových destiček soustružnických nožů. /diplomová práce VŠST/ Liberec 1980 - VŠST, Fakulta strojní
- /2/ Gabriel, Vl.: - Gazda, J. - Kvapil, R.: Studium možností současného měření významných parametrů působících na nástroj. /výzkumná zpráva/ Liberec, VŠST 1977
- /3/ Strojnická příručka 6. Praha, SNTL 1957
- /4/ Hósch, C.: Pružnost a pevnost ve strojnictví. Praha, SNTL 1971
- /5/ Stříž, B. a kol.: Pružnost a pevnost - druhý díl. VŠST, Liberec 1980
- /6/ Pospíšil, F.: Závity, šrouby, matice a příslušenství. 1. vydání Praha 1975
- /7/ Gabriel, Vl. - Kvapilová, J.: Teplotní zatížení a pevnostní namáhání nožů nové konstrukce a frézovacích hlav. /výzkumná zpráva/ Liberec, VŠST 1973
- /8/ Vocel, M. - Dufek, V.: Tření a opotřebení strojních součástí. 1. vydání Praha 1976
- /9/ Rektorys, K. - et.al.: Přehled užití matematiky. 1. vydání Praha 1963
- /10/ Nářadí n.p., Praha, závod Děčín: Protokol o zkoušce č.73/80 1980
- /11/ Nářadí n.p., Praha, závod Děčín: Protokol o zkoušce č.53/78 1978

- /12/ Křemen, V.: Nože s VD negativní, unifikovaný systém upínání. /dílčí výzkumná zpráva/. Nářadí n.p. Praha, závod Děčín 1976
- /13/ Přikryl, Z. - Musilková, R.: Teorie obrábění. 2. vydání Praha 1975
- /14/ Buda, J. - Bekés, J.: Teoretické základy obrábění kovov. 2. vydání Bratislava 1977
- /15/ Bekés, J.: Inženiérská technológia obrábění kovov. Bratislava 1981
- /16/ Bumbálek, B. - Unčovský, A.: Jakost povrchu soustružených ploch, výzkum vlivu nástroje a řezných podmínek na mikrogeometrii povrchu při soustružení. /dílčí výzkumná zpráva/. Brno, Výzkumný ústav O23 1977
- /17/ Metallwerk Plansee AG, Reute - Austria: Tizit 1978
- /18/ Gabriel, Vl. - Bukač, K.: Vypracování návrhu normy metodiky zkoušení řezivosti jednobřitých nástrojů ze slinutého karbidu a metodiky zkoušení obrobitelnosti kovových materiálů nástrojem ze slinutého karbidu. /závěrečná zpráva/. VŠST, Liberec 1974
- /19/ Techakert, P.: Směrnice pro zkoušky soustružnických nožů a fréz s VD. Nářadí n.p. Praha, závod Děčín 1974



1. 7. 2. 1. 5. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100. 101. 102. 103. 104. 105. 106. 107. 108. 109. 110. 111. 112. 113. 114. 115. 116. 117. 118. 119. 120. 121. 122. 123. 124. 125. 126. 127. 128. 129. 130. 131. 132. 133. 134. 135. 136. 137. 138. 139. 140. 141. 142. 143. 144. 145. 146. 147. 148. 149. 150. 151. 152. 153. 154. 155. 156. 157. 158. 159. 160. 161. 162. 163. 164. 165. 166. 167. 168. 169. 170. 171. 172. 173. 174. 175. 176. 177. 178. 179. 180. 181. 182. 183. 184. 185. 186. 187. 188. 189. 190. 191. 192. 193. 194. 195. 196. 197. 198. 199. 200. 201. 202. 203. 204. 205. 206. 207. 208. 209. 210. 211. 212. 213. 214. 215. 216. 217. 218. 219. 220. 221. 222. 223. 224. 225. 226. 227. 228. 229. 230. 231. 232. 233. 234. 235. 236. 237. 238. 239. 240. 241. 242. 243. 244. 245. 246. 247. 248. 249. 250. 251. 252. 253. 254. 255. 256. 257. 258. 259. 260. 261. 262. 263. 264. 265. 266. 267. 268. 269. 270. 271. 272. 273. 274. 275. 276. 277. 278. 279. 280. 281. 282. 283. 284. 285. 286. 287. 288. 289. 290. 291. 292. 293. 294. 295. 296. 297. 298. 299. 300. 301. 302. 303. 304. 305. 306. 307. 308. 309. 310. 311. 312. 313. 314. 315. 316. 317. 318. 319. 320. 321. 322. 323. 324. 325. 326. 327. 328. 329. 330. 331. 332. 333. 334. 335. 336. 337. 338. 339. 340. 341. 342. 343. 344. 345. 346. 347. 348. 349. 350. 351. 352. 353. 354. 355. 356. 357. 358. 359. 360. 361. 362. 363. 364. 365. 366. 367. 368. 369. 370. 371. 372. 373. 374. 375. 376. 377. 378. 379. 380. 381. 382. 383. 384. 385. 386. 387. 388. 389. 390. 391. 392. 393. 394. 395. 396. 397. 398. 399. 400. 401. 402. 403. 404. 405. 406. 407. 408. 409. 410. 411. 412. 413. 414. 415. 416. 417. 418. 419. 420. 421. 422. 423. 424. 425. 426. 427. 428. 429. 430. 431. 432. 433. 434. 435. 436. 437. 438. 439. 440. 441. 442. 443. 444. 445. 446. 447. 448. 449. 450. 451. 452. 453. 454. 455. 456. 457. 458. 459. 460. 461. 462. 463. 464. 465. 466. 467. 468. 469. 470. 471. 472. 473. 474. 475. 476. 477. 478. 479. 480. 481. 482. 483. 484. 485. 486. 487. 488. 489. 490. 491. 492. 493. 494. 495. 496. 497. 498. 499. 500. 501. 502. 503. 504. 505. 506. 507. 508. 509. 510. 511. 512. 513. 514. 515. 516. 517. 518. 519. 520. 521. 522. 523. 524. 525. 526. 527. 528. 529. 530. 531. 532. 533. 534. 535. 536. 537. 538. 539. 540. 541. 542. 543. 544. 545. 546. 547. 548. 549. 550. 551. 552. 553. 554. 555. 556. 557. 558. 559. 560. 561. 562. 563. 564. 565. 566. 567. 568. 569. 570. 571. 572. 573. 574. 575. 576. 577. 578. 579. 580. 581. 582. 583. 584. 585. 586. 587. 588. 589. 590. 591. 592. 593. 594. 595. 596. 597. 598. 599. 600. 601. 602. 603. 604. 605. 606. 607. 608. 609. 610. 611. 612. 613. 614. 615. 616. 617. 618. 619. 620. 621. 622. 623. 624. 625. 626. 627. 628. 629. 630. 631. 632. 633. 634. 635. 636. 637. 638. 639. 640. 641. 642. 643. 644. 645. 646. 647. 648. 649. 650. 651. 652. 653. 654. 655. 656. 657. 658. 659. 660. 661. 662. 663. 664. 665. 666. 667. 668. 669. 670. 671. 672. 673. 674. 675. 676. 677. 678. 679. 680. 681. 682. 683. 684. 685. 686. 687. 688. 689. 690. 691. 692. 693. 694. 695. 696. 697. 698. 699. 700. 701. 702. 703. 704. 705. 706. 707. 708. 709. 710. 711. 712. 713. 714. 715. 716. 717. 718. 719. 720. 721. 722. 723. 724. 725. 726. 727. 728. 729. 730. 731. 732. 733. 734. 735. 736. 737. 738. 739. 740. 741. 742. 743. 744. 745. 746. 747. 748. 749. 750. 751. 752. 753. 754. 755. 756. 757. 758. 759. 760. 761. 762. 763. 764. 765. 766. 767. 768. 769. 770. 771. 772. 773. 774. 775. 776. 777. 778. 779. 780. 781. 782. 783. 784. 785. 786. 787. 788. 789. 790. 791. 792. 793. 794. 795. 796. 797. 798. 799. 800. 801. 802. 803. 804. 805. 806. 807. 808. 809. 810. 811. 812. 813. 814. 815. 816. 817. 818. 819. 820. 821. 822. 823. 824. 825. 826. 827. 828. 829. 830. 831. 832. 833. 834. 835. 836. 837. 838. 839. 840. 841.

| | | | | | | | | | |
|--|---------------------|-------------|--|--|--|--|--|--|--|
| 14260 | Ø 6 brouš h 11 x 25 | | | | | | | | |
| 5:1 | 4.9.1981 | | | | | | | | |
|  NÁRODNÍ PODNIK | | UPÍNACÍ ČEP | | | | | | | |
| UC 28 | | Tk 1418s/g | | | | | | | |

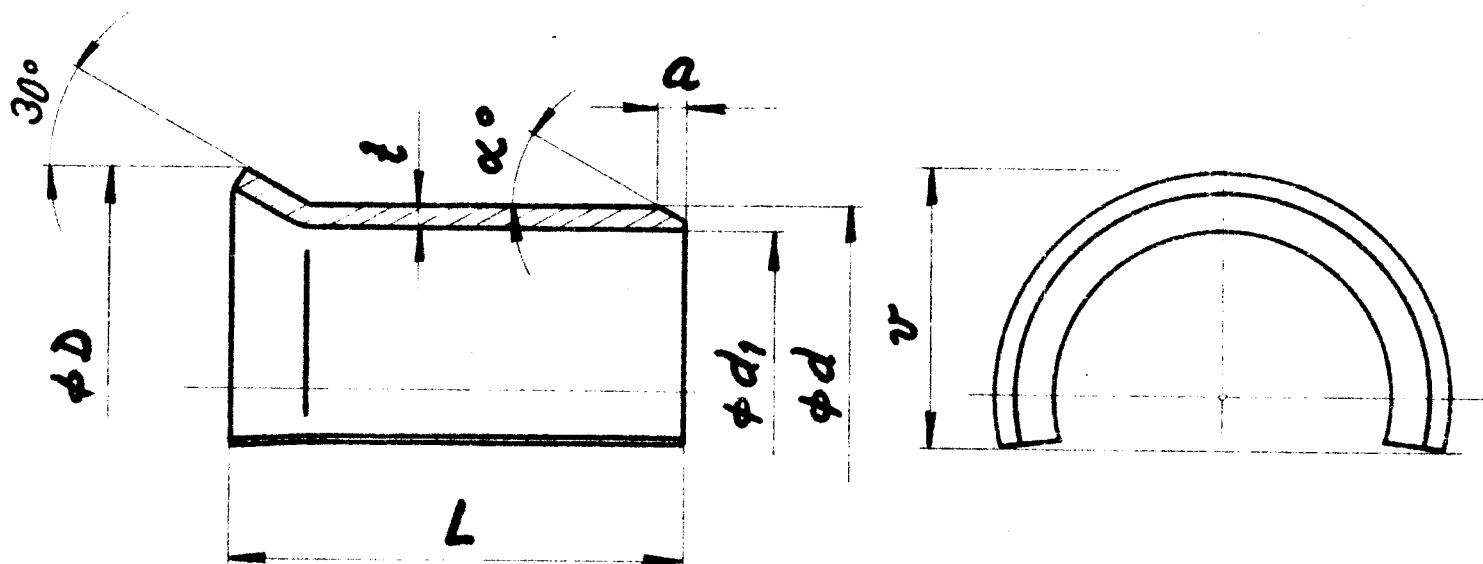


3,2

| POL. | φDh11 | R+0,5 | L+0,2 | ROZMĚR
MATERIÁLU | OZNAČENÍ | JK | (L) | φd |
|------|-------|-------|-------|---------------------|----------|--------------|------|-----|
| 1 | 3 | 1,5 | 10 | φ3h11x13 | K2 | | 9,8 | |
| 2 | 4 | 2 | 9,2 | φ4h11x13 | K3 | | 9 | 0,7 |
| 3 | 4 | 2 | 11,6 | φ4h11x15 | K4 | | 11,4 | |
| 4 | 4 | 2 | 13,2 | φ4h11x16 | K5 | | 3 | |
| 5 | 5 | 3 | 17,8 | φ5h11x20 | K6 | | 17,4 | |
| 6 | 5 | 3 | 14,2 | φ5h11x16 | K7 | 411943030011 | 13,8 | 0,7 |
| 7 | 4 | 2 | 10,9 | φ4h11x14 | K8 | | 10,7 | 0,7 |
| 8 | 6 | 3,5 | 12,7 | φ6h11x16 | K9 | | 12,2 | |
| 9 | 6 | 3,5 | 15,8 | φ6h11x19 | K10 | | 15,9 | 0,7 |
| 10 | 3 | 1,5 | 9,2 | φ3h11x13 | K11 | | 9 | 0,7 |

KALIT NA 50÷55 HRC

| | | | | | | | | |
|--|-------------|--|---------|--|-------------------------|---|--------------------------------|------------------------|
| Číslo výkresu detailu
Číslo norm. | | Il. 1. 1.
Počet kusů
1 provedení | Součást | Materiál | Kat.
odpadu | Rozměry materiálu
čís. modelu - část | Číslo
váha
1 kus
v kg | Poznámka
cel. číslo |
| 19421 | | VIZ TAB | | | | | | |
| Název | Kat. odpadu | Rozměry mat. čís. modelu nebo zápatky | | Zakazkové číslo | Číslo váha | Číslo části | Výkres sestavy | |
| Název
Kreslil: <i>Šerovka</i>
Prozkoušel: <i>Kučera</i>
Norm. ref.
Výr. projekce | | Schválil:
13. 7. 2011 | | C. snímku
DĚLKY KOLÍKU K7 ZE 15,6 NA 14,2
C. transp. | | | Číslo
váha
1 kus
v kg | Poznámka
cel. číslo |
| Název
NARADÍ n.p. DEČÍN | | Název
KOLÍK | | Starý výkres | Nový výkres
TK 1419s | | | |

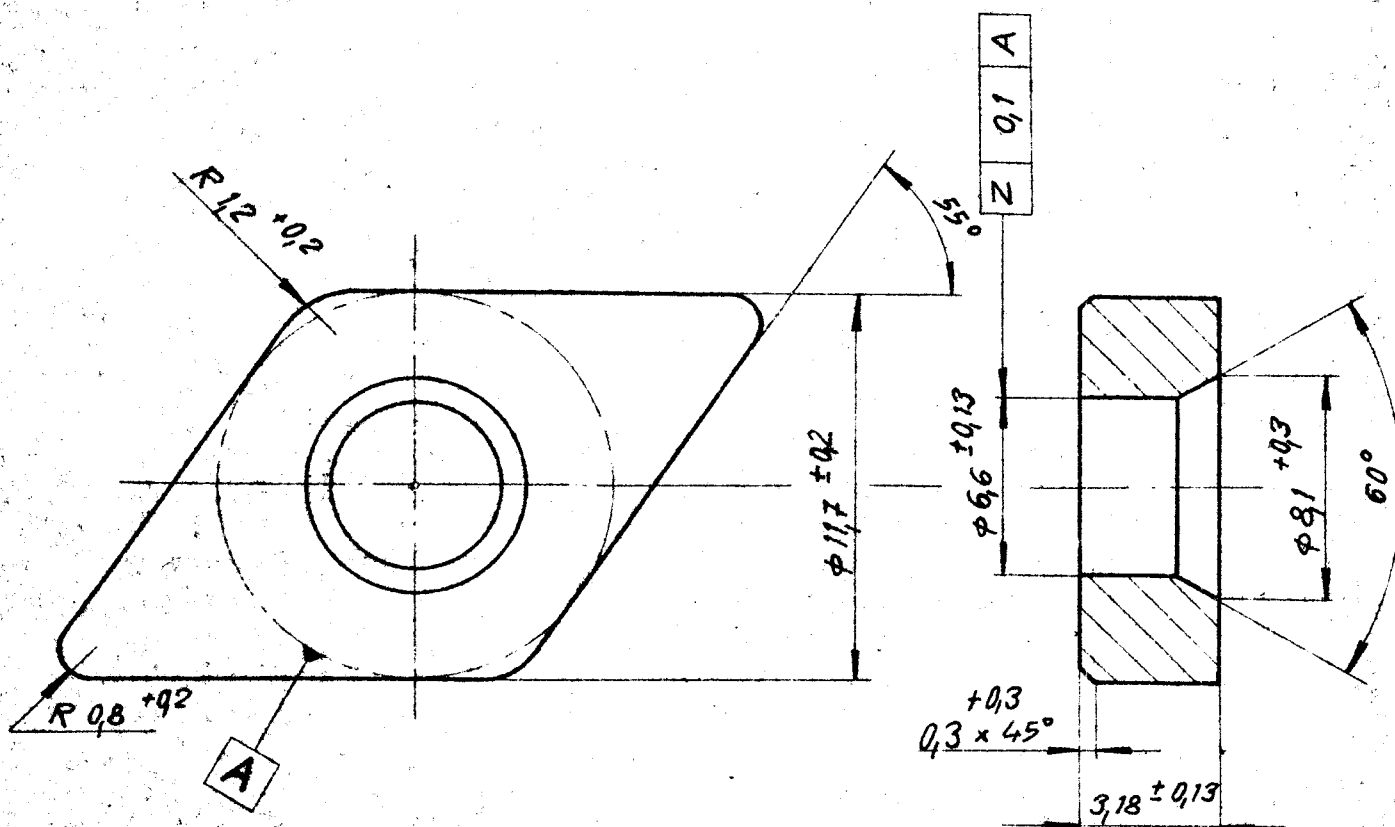


| POL. | ϕd | ϕD | ϕd_1 | L | r | a | t | α° | OZNAČENÍ
VÝROBCE | OZN. | ČJK |
|------|----------|----------|------------|------|-------|-----|------|----------------|---------------------|-------|-------------------|
| 1 | 4,8 | 5,6 | 4,2 | 5,3 | 3,4 | 0,4 | 0,3 | 30 | 214.85.606 | NT 04 | |
| 2 | 6,6 | 7,5 | 5,7 | 5,7 | 4,8 | 0,3 | 0,45 | 45 | 214.85.608 | NT 05 | |
| 3 | 9,6 | 10,8 | 8,4 | 10,8 | 6,5 | 0,5 | 0,6 | 45 | 214.85.610 | NT 06 | |
| 4 | 8,1 | 9,3 | 7,1 | 8,7 | 6,25 | 0,3 | 0,5 | 30 | 214.85.609 | NT 07 | |
| 5 | 12,65 | 13,9 | 11,25 | 11,9 | 10,25 | 0,6 | 0,7 | 15 | 214.85.611 | NT 08 | |
| 6 | 6,6 | 7,5 | 5,7 | 4,4 | 4,8 | 0,3 | 0,45 | 45 | X | NT 09 | 411 943
050003 |

X UPRAVENO Z NÝTU 214.85.608(NT 05)

ROZMĚRY JSOU ODMĚŘENY Z VÝROBKU FY. KRUPP!

| | | | | | | | | |
|---|--------------------------------------|--|---|-------------------------------------|----------------|--|---------------------------------|------------------------|
| Číslo
části | Číslo výkresu detailu
Číslo normy | II. III. IV. V.
Počet kusů pro
1 provedení | Součást | Materiál | Kat.
odpadu | Rozměry materiálu
čís. modelu - zkoušek | Čistá
váha
1 kusu
v kg | Poznámky
zak. číslo |
| Materiál | Kat. odpadu | Rozměry mat. čís. modelu nebo zápusky | Zakázkové číslo | Čistá váha | Č. částí | Výkres sestavy | | |
| Měřtko
Kreslil <i>Kašek</i>
Přezkoušel <i>Kašek</i>
Norm. ref.
Vyr. projedn.
Schválil
Dne 19.2.79 | Č. snímku | Č. transp. | Změna
Datum
Podpis
Index změny | DOPLNĚNA POL. 4,5
14.9.79 Staněk | | | | |
| NÁRADI n.p. DEČÍN | Typ
Název
DUTÝ NÝT | Starý výkres
Nový výkres
Tk 1439 s | | | | | | |



OZNAČENÍ: DNU 15 03 08

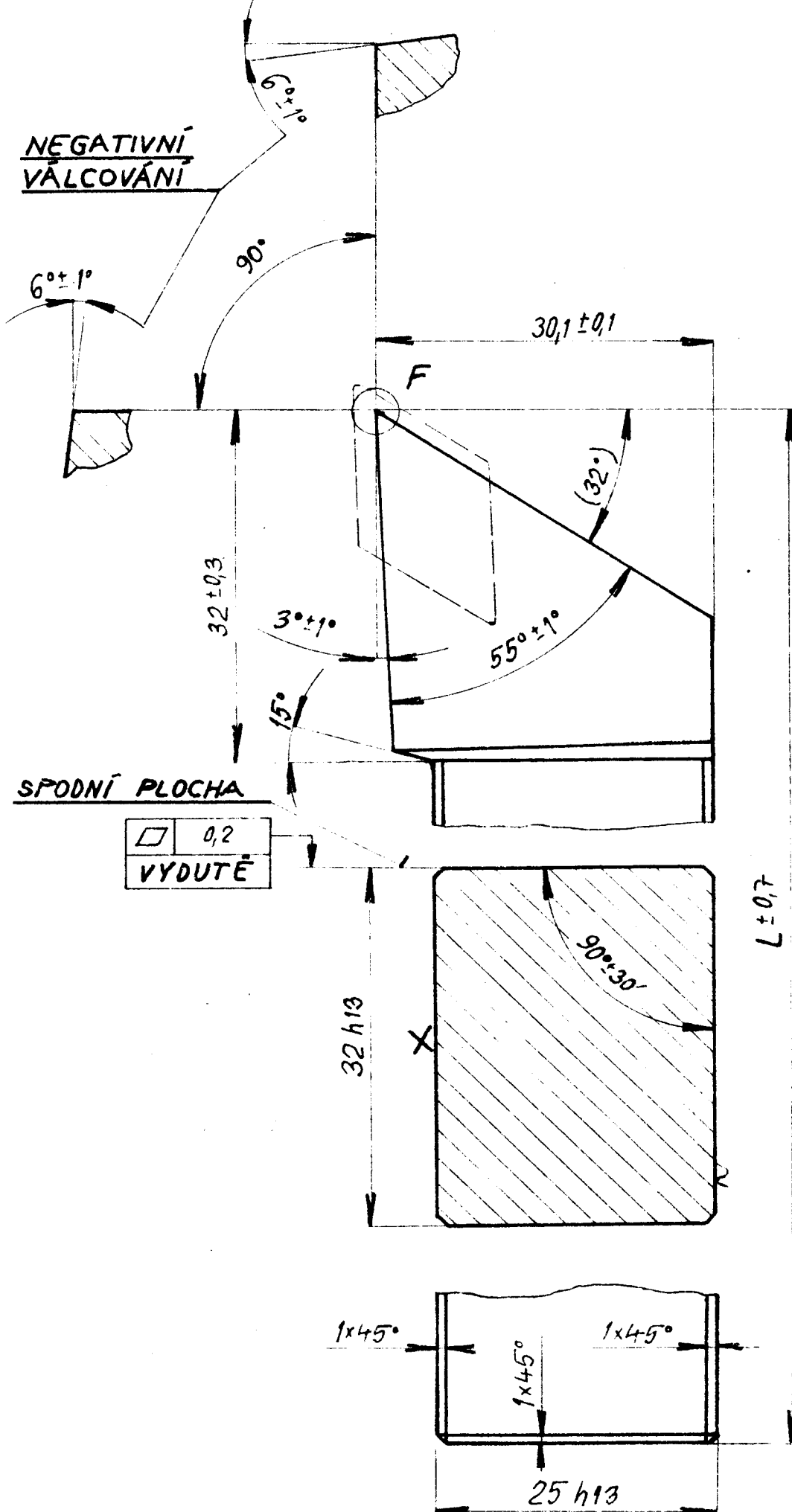
PROVEDENÍ PODLE PN 22 09 02

| Číslo
části | Číslo výkresu detailu | II II I
Počet kusů
pro 1 proved. | Součást | Materiál | Kat.
odpadu | Rozměry materiálu
čís. modelu - zápis st. | Čistá
váha
1 kusu
v kg | Poznámka

Zak. čis. |
|---|-----------------------|--|---------|-----------------|---|--|---------------------------------|---------------------------|
| | | | | | | | | |
| Materiál | Kat.
odpadu | Rozměry mat. čís. modelu nebo zápatky | | Zakázkové číslo | Čistá váha | Č. části | Výkres sest. | |
| Material | Kreslil <i>Klaber</i> | Form. referent | | Změna | Číslo veličnosti sražení e. 11.2.13 <i>Klaber</i> | | | d
c
b |
| Prozkoušel | <i>Klaber</i> | Výc. referent | | | | | | |
| Schválil | | Datum 20.6.77 | | | | | | |
| NÁRADÍ, s. p.,
Praha XIII,
závod 02,
Dělné H, Benešova 432 | | Typ
Název
PODLOŽKA | | Starý výkres | Nový výkres
TK 14 10S | | | |

PROVĚS
SEDLA

NEGATIVNÍ
VÁLCOVÁNÍ



~ 0,5

| | | | |
|-----|---|---|--|
| 6,3 | ✓ | ~ | |
|-----|---|---|--|

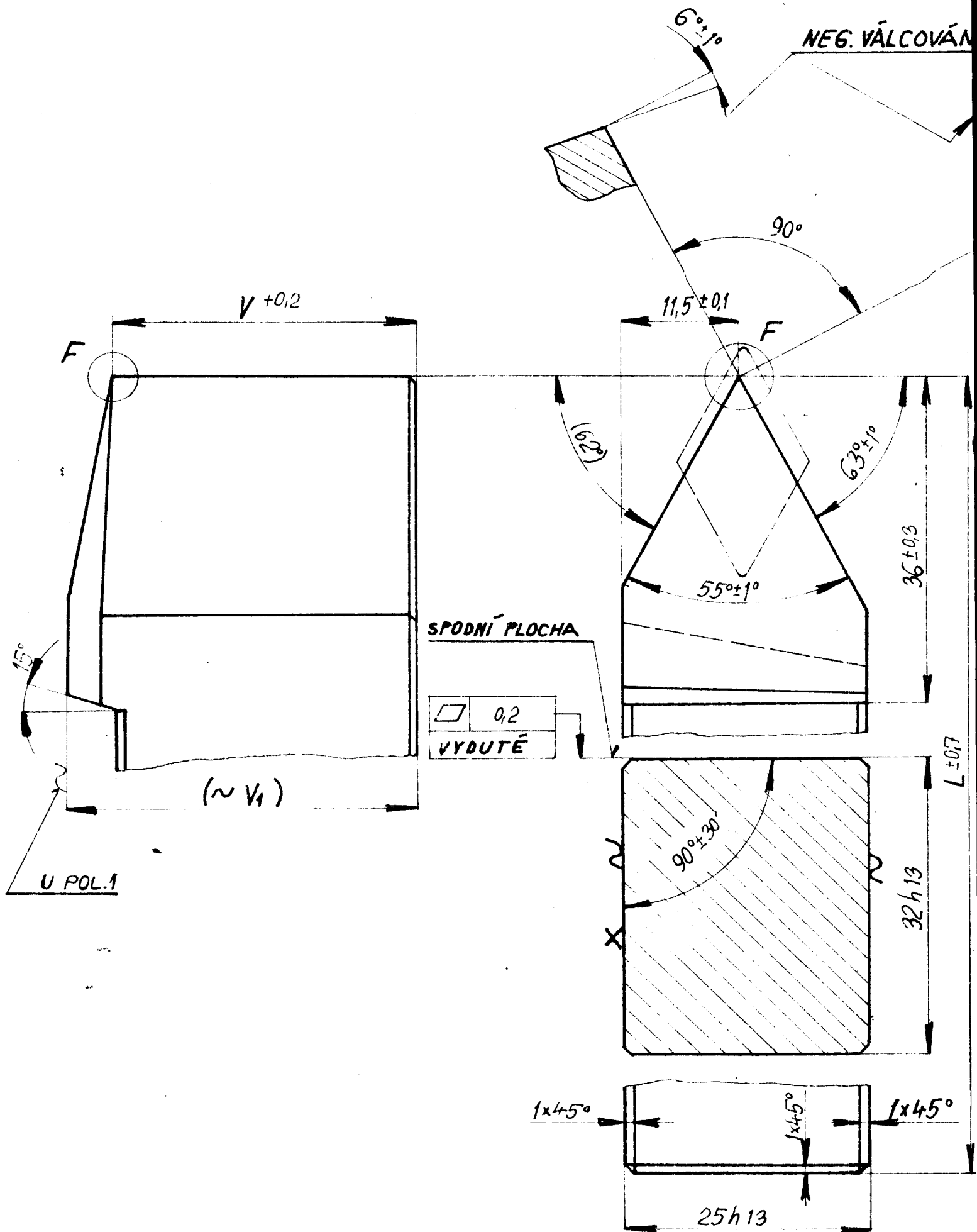
SPODNÍ PLOCHA PŘED PÍSKOVÁNÍM ^{3,2}✓

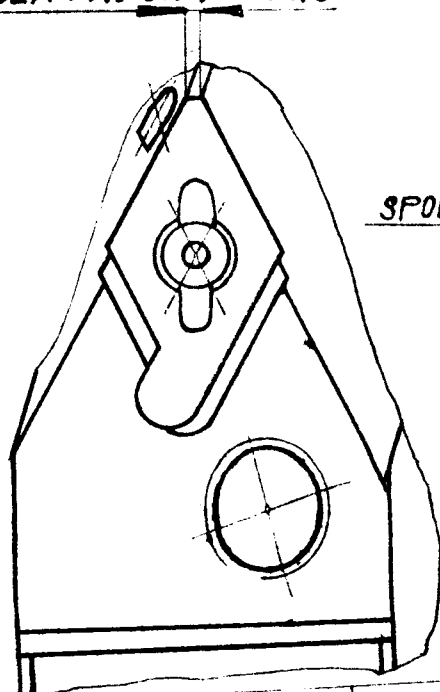
$$25 \text{ h } 13 \begin{pmatrix} 0,000 \\ -0,330 \end{pmatrix}$$
$$32 \text{ h } 13 \begin{pmatrix} 0,000 \\ -0,390 \end{pmatrix}$$

| POL. | L±0,7 | ROZMĚR MAT. | OZNAČENÍ | POZNÁMKA |
|------|-------|-------------------|---------------------|-------------------------------------|
| 1 | 169 | 40x32x172taž. h11 | PN 0528 32 25x170 | BEZ SERÍZ. ŠROUBU |
| 2 | 139 | 40x32x142taž. h11 | PN 0528.0 32 25x140 | OTVORY PRO ŠROUBY
OLETK. 14725/3 |

SEDLO PRO SK A OTVORY PRO UPÍNAČÍ MECHANISMUS
DLE TK 15 990s/3; NEKŮTOVANÉ HRANY SRAZIT 0,3x45°
KAL. - POP. NA 1175 ÷ 1375 MPa (120 - 140 kp/mm²), ČERNIT!
X OZNAČIT: ^{ZNÁK} ZÁVODU - PN - ROZMĚR (VEL. PÍSMEN 3mm)

| | | | | | | | | |
|--------------------------|--|--|-----------------|--------------|-----------------|---|--|---------------------------|
| Číslo
části | Číslo výkresu detailu
Číslo sestavy | PL, P, T, L
Počet kusů pro
1 provedení | Součást | Materiál | Kat.
odborná | Rozměry materiálu
dle modelu výrobku | Číslo
váhy
1 kus
2 kusy
3 kusy | Poznámka |
| 15260.3 | | VIZ TAB. | | | | | | TK 16073/19
TK 16073/3 |
| Materiál | Kat. odborná | Rozměry mat. dle modelu nebo zápisky | Zakázkové číslo | Číslo váhy | Číslo | Měřítko | | |
| Měřítko | Kreslil | Prokreslil | Č. příjmu | Změna | | | | |
| 2:1 | 2:1 | 2:1 | | | | | | |
| Vzor. značka | Techn. štít | Č. kresby | | | | | | |
| | Dne 12.8.81. | | | | | | | |
| Typ PRAVÝ 32x25 | | | | Starý výkres | | Nový výkres | | |
| KOPÍROVACÍ NŮŽ
TĚLESO | | | | 2-93° | | TK 3207s | | |





6,3 ✓

~

3,2 ✓

HA PŘED PÍSKOVÁNÍM

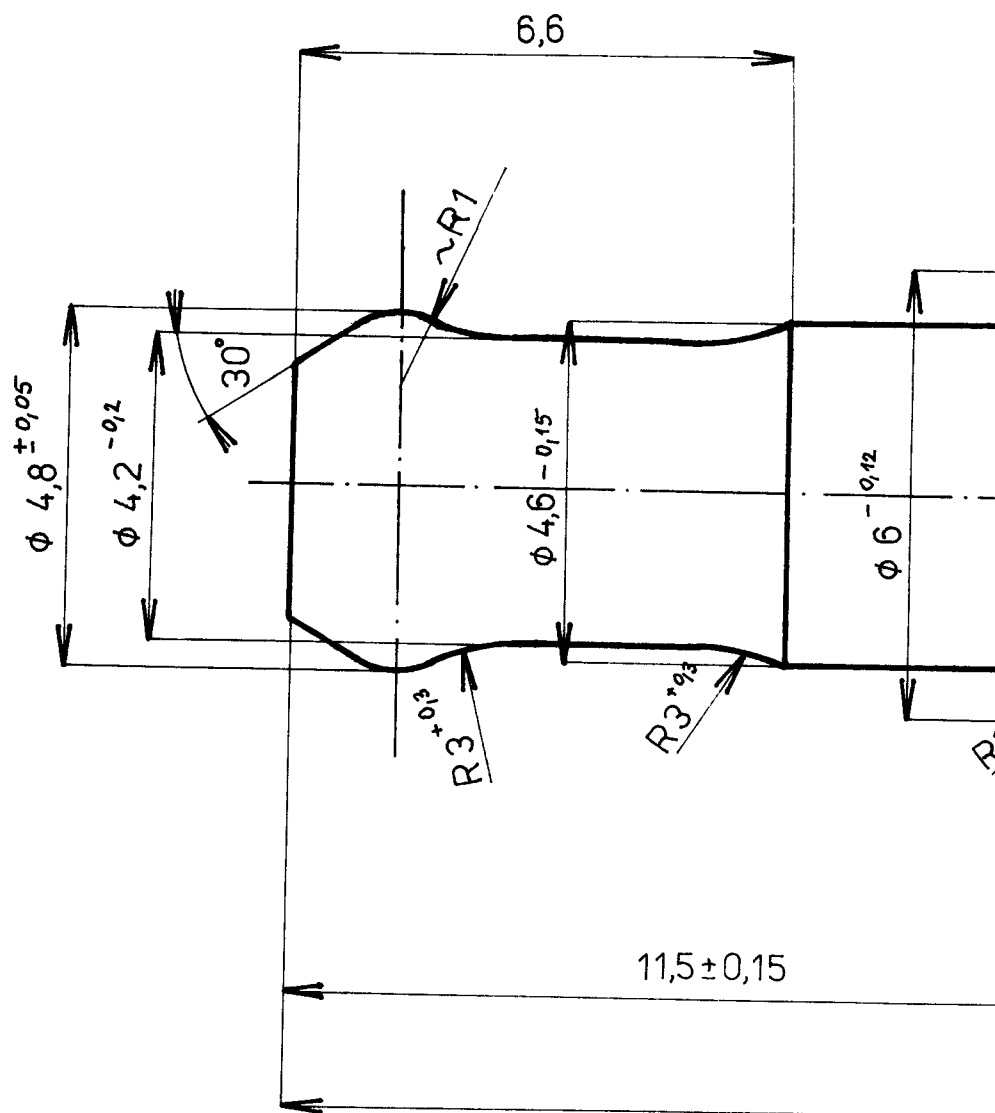
25 h13 $\begin{pmatrix} 0,000 \\ -0.330 \end{pmatrix}$

32 h13 $\begin{pmatrix} 0,000 \\ -0,390 \end{pmatrix}$

| POL. | $L \pm 0,7$ | $V \pm 0,2$ ($\sim V_1$) | ROZMĚR MAT. | OZNAČENÍ | POZNÁMKA | |
|------|-------------|----------------------------|-------------|------------------|-----------------------|--------------------------------------|
| 1 | 99 | 35,4 | 40 | 40x25taž.h11x102 | PN 0527 32 25 x 100 | BEZ SEŘÍZ. ŠROUBU |
| 2 | 169 | 31,4 | 37,5 | 40x25taž.h11x172 | PN 0527 32 25 x 170 | OTVORY PRO ŠROUBY
DLE TK 1472 s/3 |
| 3 | 139 | 31,4 | 37,5 | 40x25taž.h11x142 | PN 0527.0 32 25 x 140 | |

SEDLO PRO SK A OTVORY PRO UPÍNACÍ MECHANISMUS
DLE TK 16034 s/2,3; NEKÓTOVANĚ HRANY SRAZIT $0,3 \times 45^\circ$
KAL.-POP. NA 1175-1375 MPa ($120-140 \text{ kp/mm}^2$), ČERNIT!
X OZNAČIT: ZNAK ZÁVODU - PN - ROZMĚR (VEL. PÍSMEN 3 mm)

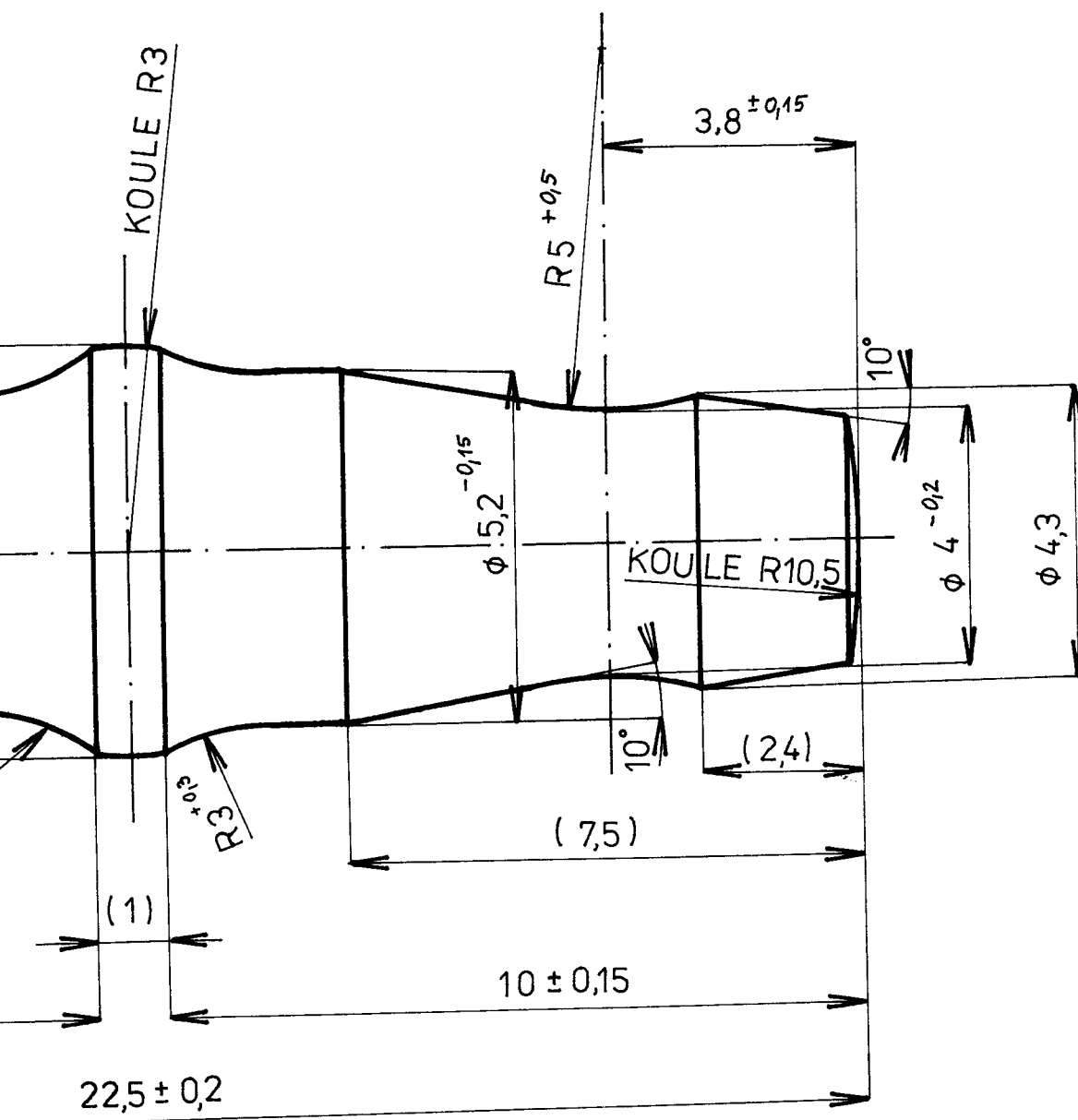
| | | | | | | | | |
|---------------------------|--|---|-----------------|------------|----------------|---|---------------------------------|----------|
| Číslo
části | Číslo výkresu
části
Číslo součásti | III. D. I.
Počet kusů pro
1 provedení | Součást | Materiál | Vet.
odpadu | Rozměry materiálu
čís. modelu - záruky | Čistá
váha
1 kusů
v kg | Poznámka |
| 15 260.3 | VIZ TAB | | | | | | TK 160725/46
TK 160335/4 | |
| Materiál | Kat. odpadů | Rozměry mat. čís. modelu nebo záruky | Zakázkové číslo | Čistá váha | Číslo | Výkres číslo | | |
| Manitko | Kontrola <i>Scherky</i> | Č. snímku | | | | | | |
| Prokreslení <i>Kučera</i> | | | | | | | | |
| Norm. pol. | | Č. transp | | | | | | |
| Vyr. proctín | Schválil | | | | | | | |
| | Dat. 17.8.81 | | | | | | | |
| | LEVÝ 32x25 | | | | | | | |
| | KOPIROVACÍ NŮŽ | | | | | | | |
| | TĚLESO | | | | | | | |
| | 2 = 63° | | | | | | | |
| | TK 3226s | | | | | | | |



KALIT - POPUSTIT NA $1375 \div 1570 \text{ MPa}$

$(140 \div 160 \text{ kp/mm}^2)$

3,2
✓



Ø7,5x25 taž.h11

14 260

Bikmor

10:1

UC-28

VŠST
LIBEREC

UPÍNACÍ ČEP

3-KOM-OM-002/01