

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja		KTS	
Fakulta strojná			1975	Str. 1

VŠST Liberec - Fakulta strojná

Stavba výrobných strojov - textilné stroje

Obor 23 - 34 - 8

Vedúci práce	:	ing. Hýblová	VŠST Liberec
Konzultant	:	ing. Wasserbauer	VŠST Liberec
		ing. Škoda	VÚB Ústí n. Orł.
Počet strán	:	40	
Počet tabuliek	:	5	
Počet obrázkov	:	6	
Počet výkresov	:	4	
Počet modelov	:	-	
DT	:	677.052.001.7	

Vysoká škola: _____

Katedra: _____

Fakulta: _____

Školní rok: _____

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro _____

odbor _____

Protože jste splnil _____ požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: _____

Pokyny pro vypracování:

VYŠKOLNÍ ŠKOLA A KATEDRA
Fakulta
Katedra
21. 8. 1968

Rozsah grafických laboratorních prací:

.....

Rozsah průvodní zprávy:

Seznam odborné literatury:

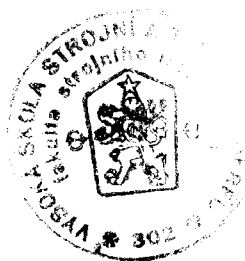
.....

Vedoucí diplomové práce:

Konsultanti:

Datum zahájení diplomové práce:

Datum odevzdání diplomové práce:



.....
Vedoucí katedry

.....

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Juraj R a ě k

odbor 23-34-8 Výrobní stroje a zařízení - textilní stroje

Protože jste splnil..... požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: Reverzační jednotka bezvřetenového dopřá-
dacího stroje

Pokyny pro vypracování:

Proveďte studii vzájemného vztahu dvou seriově řazených třecích prvků v mechanickém přenosovém systému (t.j. reverzační spojka a dvojice rotokoner - cívka) při náhlé změně pracovní rychlosti z hodnot kladných do záporných a naopak, neuvažujeme-li změnu přítlačné síly mezi rotokonem a cívkou při změně pracovní rychlosti.

Aplikujte teoretické poznatky na bezvřetenovém dopřádacím stroji opatřeném reverzačními jednotkami.

Proveďte dynamický rozbor, výběr optimálního systému, kinematické schema, návrhovou sestavu a zhodnocení.

Zadané parametry :

1. Kinematické schema a momenty setrvačnosti určete dle dokumentace VÚB v Ústí nad Orlicí.
2. Odťahová rychlost 3,4 m/s.
3. Ø cívky od 56 do 230 mm.

*Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK, podléhající
ve smyslu zkoušky z. j. 31 727/60. III/2 ze dne
13. května 1962 - Věstník MŠK, část 21, str. 10
31. 8. 1962 § 19 autorského zákona z. 115, 83 Sb.*

~~TAJNÁ~~

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC I, STUDENTSKÁ 5

Rozsah grafických laboratorních prací: Sestavní výkres uspořádání, dílenské
výkresy 3 součástí

Rozsah průvodní zprávy: 10 listů A4

Seznam odborné literatury:

Šrejtr, J.: Teorie složení mechanismů, NČAV, Praha 1963.

Brát, V., Brousil, J.: Dynamika, ČVUT, 1971.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Miroslava Hýblové

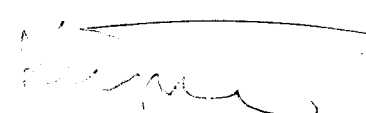
Konsultanti: Ing. Stanislav Škoda, VÚB Ústí nad Orlicí
Ing. Vladimír Wasserbauer

Datum zahájení diplomové práce: 15. 10. 1974

Datum odevzdání diplomové práce: 30. 5. 1975




Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. Ing. Oldřich Krejčíř, CSc.
Léktor

v Liberci dne 15. 10. 1974

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 3

Miestoprísažne prehlasujem, že som diplomovú prácu
vypracoval samostatne s použitím uvedenej literatúry.

V Liberci 30. mája 1975

Rauk Jmaj

OBSAH

1.	Úvod	6
1.1	BD 200	7
1.2	Likvidácia technologických pretrhov .	7
1.3	Súčasný stav aut. likvidácie pretrhov .	9
2.	Dynamický rozbor	12
3.	Navíjacie zariadenie	18
3.1	Reverzačná spojka	18
3.2	Kinematické schéma	25
3.3	Zhodnotenie	37
4.	Záver	39
	Literatúra	40

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojná		1975	Str. 5
Prílohy :	TS - 75 - PR 0.001	výkres zostavy	
	TS - 75 - PR 1.001	detailný výkres	
	TS - 75 - PR 2.001	detailný výkres	
	TS - 75 - PR 3.001	detailný výkres	
Tabuľky :	1. - veľkosť momentu zotrvačnosti cievky		
	2. - vzdialenosť s pri odťahovej rýchlosti 3 m/s		
	3. - vzdialenosť s pri odťahovej rýchlosti 3,4 m/s		
	4. - veľkosť hnacieho momentu		
	5. - vzdialenosť s pri odťahových rýchlos- tiach 2 - 2,9 m/s		
Obrázky :	1. - priebeh odťahovej rýchlosti v závis- losti na čase		
	2. - náhradné schema reverzačnej jednotky		
	3. - navíjacie zariadenie		
	4. - elektromagnetická spojka		
	5. - schéma pohonu		

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 6

1. ÚVOD

Krytie potrieb spoločnosti pri zvyšovaní životnej úrovne kladie zvýšené požiadavky i na produkciu textilného priemyslu. Trend spotreby neustále rastie a prognózy do budúcnosti predpokladajú stále väčšie kvalitatívne a kvantitatívne nároky na výrobu. Uspokojiť tieto nároky je možné iba zvyšovaním produktívnosti strojov v textilnom priemysle.

Väčšina tradičných spôsobov spracovania textilných vlákien je však na pokraji svojich technických možností a preto je nutné hľadať nové, netradičné spôsoby spracovania. Ich uplatnenie v praxi je podmienené dosiahnutou akosťou. Vyhľadanie takýchto nových riešení vyžaduje širokú vedecko-výskumnú činnosť a ich uplatnenie v praxi vyspelé textilné strojárstvo, schopné realizovať výsledky výskumu.

Československo vybuďovalo za posledné roky textilné strojárstvo patriace dnes k svetovej špičke. Rozhodujúci podiel na vzostupe tohto oboru nášho národného hospodárstva majú výskumné ústavy, zaoberajúce sa vylepšovaním textilných strojov a hľadaním nových technológií pri spracovaní textilných materiálov.

V obore pradenia zohralo československé textilné strojárstvo významnú úlohu uvedením bezvretenového dopriadacieho stroja BD 200. Tento nový spôsob pradenia oproti klasickému dopriadaciemu prstencovému stroju znamená niekoľkonásobné zvýšenie produktivity práce a tým spojenú úsporu pracovných síl.

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 7

1.1 BD 200

Bezvretenový dopriadací stroj BD 200 je založený na rotorovom systéme bezvretenového pradenia. Vyčesávacím valčekom ojednotené a narovnané vlákna sú vzduchom unášané do spriadacej komory. Priadza vzniká na zbernom povrchu spriadacieho rotora, po ktorom sa v smere rotácie pohybuje miesto, kde sa priadza nabalovaním tvorí. Je to miesto, kde sa vlákna otáčaním zakrucujú a menia v priadzu. Takto vzniknutá priadza sa kontinuálne odťahuje. Počet zákrutov a produktivita stroja je daná použitými otáčkami rotora.

Pôvodný stroj BD 200 sa neustále zdokonaľuje. Vznikli rôzne varianty stroja pre priadze použiteľné v rôznych odvetviach textilného priemyslu. Vývoj smeruje k automatizácii stroja a k ďalšiemu zvýšeniu produktivity.

Vo VÚB Ústí nad Orlicí sa pripravuje prototyp najmodernejšej verzie - BDA. Spriadacie rotory tohto prototypu majú maximálne otáčky 90 000 ot./min. Stroj je vybavený automatickou likvidáciou technologických pretrhov na princípe reverzného chodu odťahovacieho a navíjacieho zariadenia. Úlohou diplomovej práce je preskúmať možnosti systému reverzného chodu pri vyšších odťahových rýchlostiach.

1.2 Likvidácia technologických pretrhov.

Na strojoch rady BD 200 je nutné pretrhy odstraňovať ručne. Pre objasnenie problémov pri zapriadaní je nutné poznať postup ručného zapriadania, ktorý je takýto:

Čidlo pretrhu pri poklese napätia v priadzi vykývne.

Impulz je spracovaný tak, že sa odpojí náhon podávacích valčekov prameňa spriadacej jednotky a rozsvietením žiarovky sa signalizuje pretrh. Pred zapređením je nutné zbaviť priestor spriadacej komory ostanuvších tam nečistôt a vlákien. Potom obsluha odklopí cievku od odťahového valu a vyhľadá koniec priadze. Odvinie potrebnú dĺžku a zasunie asi päť centimetrov priadze do výstupného otvoru spriadacieho miesta. Priadza je podtlakom vzniknutým rotáciou rotora vtahovaná dovnútra. Podvliekne priadzu pod čidlo a zasúva tak dlho, až pocíti zvýšený ťah priadze. Tým sa priklopí drátok čidla a začne dodávka vlákien do spriadacej komory. Súčasným sklopením ramena cievky sa priadza začne odťahovať a navíja sa na cievku. Pod prítláčny valček odťahovacieho zariadenia a do hmotného rozvádzača sa priadza zavedie sama, pretože sú samonavádzacie.

Z popisu je zrejmé, že ručné zapriadanie je úkon časovo náročný a kvalita zapriadania je vo veľkej miere závislá na subjekte obsluhy. Ďalším vývojom BD 200 sa do-cielilo skrátenie času pri zapriadaní použitím zapriada-cej páky. Znížili sa požiadavky na zručnosť pradiarky. Cieľom je však automatická likvidácia pretrhu bez zásahu človeka. Výhody sú v skvalitnení priadze, úspore pracov-ných síl a vo vylúčení pracovných prestojov spriadacích jednotiek. Použitie automatickej likvidácie pretrhu vedie k zvýšeniu produktivity stroja a k možnosti použitia pre vypriadanie nekvalitných predlôh bez poklesu produk-tivity.

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 9

1.3 Súčasný stav automatickej likvidácie pretrhov.

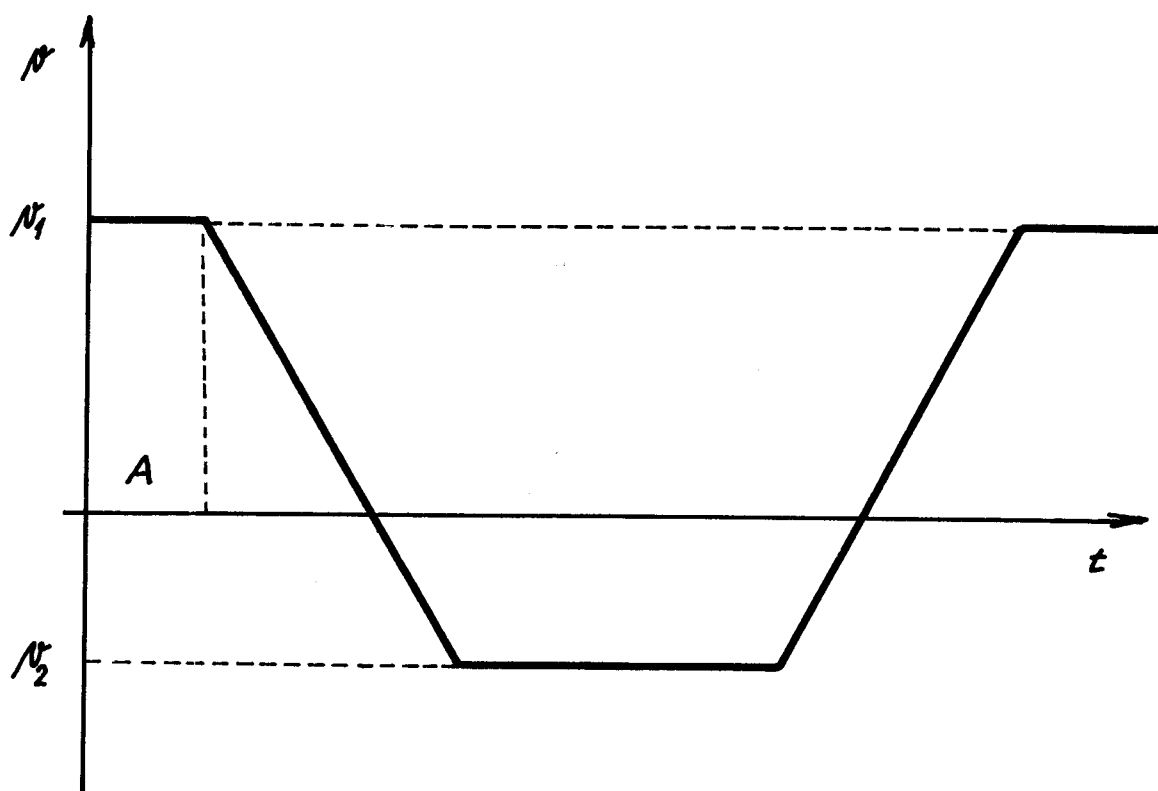
Riešenie automatickej likvidácie technologických pretrhov pri bezvretenových dopriadacích strojoch môže byť založené na rôznych princípoch. V patentoch je najviac prepracovaných systémov likvidujúcich pretrh pomocou zásoby priadze, ktorá v okamžiku pretrhu je použitá na zapradenie bez zastavenia odťahovacieho a navíjacieho mechanizmu. Podobným zariadením je vybavený napríklad stroj firmy Deutscher Spinnereimaschinenbau - Rotospinner RK 10. Nevýhoda zariadenia spočíva v tom, že pri prvom neúspešnom pokuse o zapradenie je nutné zapriaďať ručne. Z tohto dôvodu sa zdá výhodnejšie zariadenie pre automatickú likvidáciu pretrhu na základe reverzácie odťahového valu a navíjacieho ústrojenstva. Zariadenie je inštalované na bezvretenovom dopriadacom stroji firmy Toyoda HS 260. Ak je pri pretrhu impulzom čidla uvedené toto zariadenie do činnosti, je súčasťou likvidačného cyklu vypláchnutie komory tlakovým vzduchom a odsiatie uvoľnených vlákien a nečistôt.

1.4 Automatická likvidácia pretrhu na stroji BDA.

Na stroji BDA je automatická likvidácia pretrhu vo VÚB Ůstí nad Orlicí riešená na princípe reverzného chodu rotokonera a odťahovacích valčekov.

Systém pracuje takto: Pri pretrhu priadze v spriadacej komore prudko poklesne napätie v priadzi sledované čidlom, ktoré dá impulz na zastavenie podávacích valčekov prameňa spriadacej jednotky, na vyčistenie spriadacej komory a reverzačnej spojky k zmene otáčania rotokonera

a odťahovacích valčekov. Tým je vplyvom podtlaku v odvádzacej trubičke priadza zavedená späť do spriadacej komory. Reverzný chod trvá dotiaľ, kým nestúpne napätie v priadzi, to znamená pokiaľ sa neprevedie zapradenie. Zvýšené napätie v priadzi zaregistruje čidlo a elektrická aparatura uvedie v činnosť podávacie valčeky prameňa a zmenu otáčania reverzačnej spojky na normálny chod. Reverzný chod sústavy má maximálne otáčky polovičné ako normálny chod. Celý dej možno znázorniť graficky zmenou rýchlosti odťahu v závislosti na čase. /obr. 1/



obr. 1

V zóne A sa priadza odťahuje konštantnou rýchlosťou v_1 . Po pretrhu je rýchlosť znižovaná až na nulu a zrýchľovaná opačným smerom až do hodnoty rýchlosti $v_2 = \frac{1}{2} \cdot v_2$. Po zapredení je sústava opäť zrýchľovaná až do rýchlosti odťahu v_1 .

Spustenie reverzácie je ovládané od čidla pretrhu a je opozdené o hodnotu t_1 , ktorá v sebe zahrňuje čas od okamžiku pretrhu po začiatok činnosti reverzačnej spojky. Experimentálne možno zistiť hodnoty tohto opozdenia a je nutné s nimi počítať pri výpočtoch dynamiky systému.

Úlohou tejto diplomovej práce je preskúmať možnosti systému reverzácie pri odťahovej rýchlosti 3,4 m/s.

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka	KTS	
Fakulta strojní	bezvretenového dopriadacieho stroja	1975	Str. 12

2. DYNAMICKÝ ROZBOR.

Mechanizmus reverzácie predstavujú v podstate dve sériovo radené trecie spojky S , S' a kotúče odpovedajúce svojimi zotrvačnými momentami príslušným celkom mechanizmu reverzačnej jednotky. Schematické znázornenie celého systému je na obr. 2./

Zotrvačné hmoty mechanizmu, ktorý sústavu cez spojku S poháňa /motor, prevodovka, spojovacie hriadele/ sú mnohonásobne väčšie než zotrvačné hmoty sústavy reverzácie. Uhlovú rýchlosť vstupného hriadeľa spojky S považujeme za konštantnú i pri meniacom sa zatažení.

Na obr. 2 znamená:

S - trecia reverzačná spojka s možnosťou zmeny zmyslu otáčania

S' - trecia spojka - prenos krútiaceho momentu z rotokone-
ra na cievku

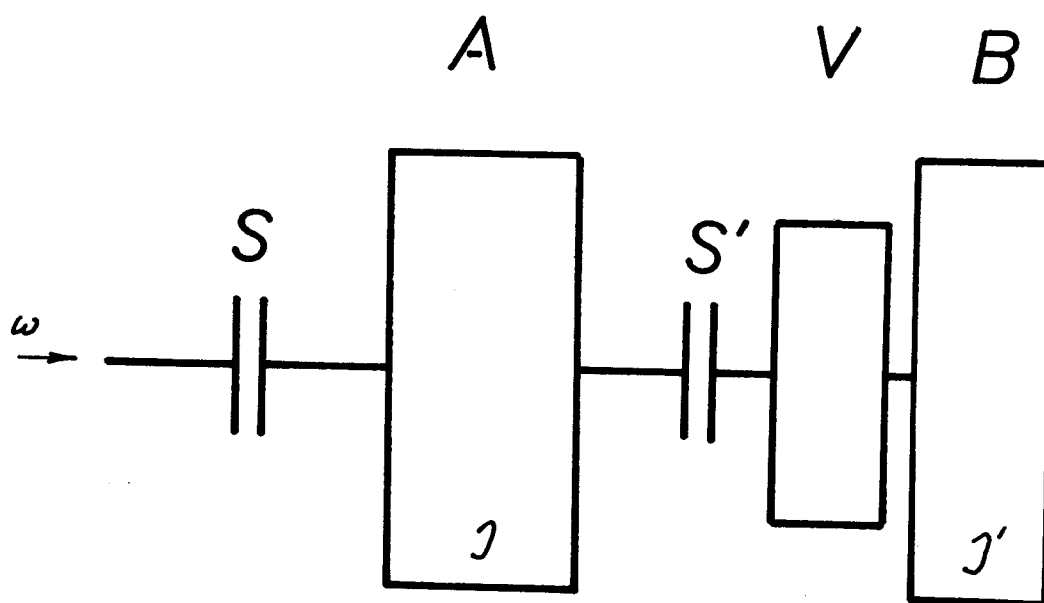
I - moment zotrvačnosti reverzačnej jednotky redukovaný
na os rotokonera

I' - zotrvačný moment cievky k osi otáčania cievky

M - krútiaci moment prenesený reverzačnou spojkou S redu-
kovaný na os rotokonera.

T - obvodová sila prenášaná spojkou S'

V - variator - v náhradnom schémate realizuje zmenu pre-
vodu pri zväčšovaní priemeru cievky



obr. 2

A - reverzačná jednotka

B - cievka

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 14

Automatické zapriadenie bude úspešné iba v prípade, že spomalenie člena B - cievky, bude dostatočné na to, aby priadza navíjaná na cievku zostala pod vplyvom podtlaku v odvádzacej trubičke. Dynamika systému musí vyhovovať i technologickým požiadavkám zapriadania.

Pri spomaľovaní a zrýchľovaní sústavy nás bude zaujímať:

- a/ výsledné pootočené a výsledná vzdialenosť na obvode pri brzdení závislosti na parametroch systému.
- b/ maximálna veľkosť hnacieho momentu M spojky S prenášaného cez člen A na spojku S' .
- c/ veľkosť a vplyv momentu zotrvačnosti I

Pohybové rovnice pre jednotlivé uvoľnené členy podľa vety o zmene hybnosti k osiam otáčania majú tvar:

$$\text{Pre člen A} \quad I \cdot \epsilon = M - T \cdot R \quad /1/$$

$$\text{Pre člen B} \quad I' \cdot \epsilon' = T \cdot r' \quad /2/$$

$$\text{Kinematická väzba} \quad r' \cdot \epsilon' = R \cdot \epsilon \quad /3/$$

ϵ - zrýchlenie člena A

ϵ' - zrýchlenie člena B

R - polomer rotokонера

Pretože spojka S' predstavuje vlastne valcové trecie kolesá, je schopná prenášať maximálnu obvodovú silu

$$T_{\max} = N \cdot f \quad /4/$$

kde N je sila, ktorou sú cievka a rotokoner tlačené k sebe.

Súčiniteľ trenia f je závislý od povrchu cievky a rotokotnera. Ak sila T prekročí maximálnu hodnotu, nastáva preklz. Kinematická väzba platí iba v prípade, že k preklzu nedôjde.

Moment zotrvačnosti I' sa mení so vzrastajúcim polomerom cievky parametrom r' . Neuvažujúc dutinku cievky platí:

$$I' = 0,5m \cdot r'^2 = 0,5 \bar{\rho} \cdot h \cdot r'^4 = k \cdot r'^4 \quad /5/$$

Moment zotrvačnosti I' je priamo úmerný štvrtej mocnine polomeru cievky. Hustota cievky sa mení iba v závislosti na čísle metrickom vypriadanej priadze a tvrdosti návinu. Zmenu pri teoretickom výpočte zanedbáme, pretože v pomere k zmene I vplyvom zväčšovania polomeru je zanedbateľná.

Limitujúcim faktorom je dosažiteľné spomalenie a zrýchlenie člena B.

Z rovnice 2 použitím 5 dostaneme:

$$\epsilon' = T \cdot r' \cdot \frac{1}{I'} = \frac{1}{k} \cdot \frac{T}{r'^3} \quad /6/$$

Podľa rovnice 6 je zrýchlenie priamo závislé na veľkosti sily T a nepriamo závislé na tretej mocnine polomeru cievky. Pri spomalení pôsobí sila T opačným smerom, takže rovnica zostáva zachovaná v danom tvare.

Z rovnice 1 použitím 2, 3, 5 dostávame pre moment reverzačnej spojky:

$$M = \left(I \cdot \frac{1}{r'^2 \cdot R \cdot k} + R \right) \cdot T \quad /7/$$

Aby nedošlo k preklzu cievky, musí moment M prenášaný

spojkou S, mať maximálnu hodnotu danú vzťahom 7 pri $T_{\max}$ a $r'_{\max}$. Pri danej prítlačnej sile N sa $M_{\max}$ bude zmenšovať s druhou mocninou polomeru cievky. Z toho je zrejmé, že M musíme navrhnúť pre maximálny polomer cievky, aby vyhovoval pre celý dej navíjania.

Pre ϵ potom platí:

$$\epsilon = \frac{T}{R \cdot k} \cdot \frac{1}{r'^2} \quad /8/$$

Zrýchlenie sústavy nezávisí na veľkosti momentu zotrvačnosti I. Jeho veľkosť možno kompenzovať momentom M podľa vzťahu 6. Použitím kinematickej väzby dostávame zo vzťahu 8 opäť vzťah 6, z ktorého vyplýva, že zmenou polomeru rotokoneru R taktiež nemožno ovplyvniť veľkosť zrýchlenia cievky.

Zo vzťahu 6 integráciou z počiatočných podmienok $\omega_0 = 0$ a $t_0 = 0$ a koncových ω, t získame

$$\omega = \frac{1}{k} \cdot \frac{T}{r'^3} \cdot t \quad /9/$$

ω - uhlové zrýchlenie

t - čas priebehu zrýchlenia z ω_0 po ω

Ďalšou integráciou výsledné pootočenie

$$\varphi = \frac{T}{2k \cdot r'^3} \cdot t^2$$

φ - pootočenie cievky

Vzdialenosť na obvode $s = \varphi \cdot r' = \frac{T}{k \cdot r'^2} \cdot \frac{t^2}{2}$

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
		1975	Str. 17

Fakulta strojná

Vzhľadom na zadané hodnoty možno vzťah upraviť použitím vzťahu 9 a kinematických závislostí na

$$s = \frac{k}{2} \cdot \frac{v^2 \cdot r'^2}{T} = \frac{I' \cdot v^2}{2 \cdot r'^2} \cdot \frac{1}{T} \quad /10/$$

Odtahová rýchlosť $v = \omega \cdot r$

To platí však iba pri splnenej podmienke danej vzťahom 4. Hnací moment nutný k rozbehu alebo k brzdeniu sústavy je potom daný vzťahom 7.

Z rovnice 10 vyplýva poznatok, že maximálna vzdialenosť s nastane pri najväčšom polomere cievky. Z dynamickeho rozboru je zrejmé, že vhodných parametrov je možné dosiahnuť iba zväčšením prítlaku N a súčiniteľa trenia f .

Dané vzťahy platia pre cievku upevnenú pevne v ose otáčania. Prakticky však je cievka upevnená na ramene. Dynamické sily pri zrýchlení a spomalení pôsobia na záves cievky. Reakcia od závesu ovplyvňuje prítlak N . Je vhodné použiť usporiadanie zvyšujúce prítlak pri spomalení a pri zrýchlení vyhovujúce technologickým podmienkam zapriadania a požiadavkám na kvalitu priadze v mieste zapriadania.

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 18

3. NAVÍJACIE ZARIADENIE NA STROJI BDA

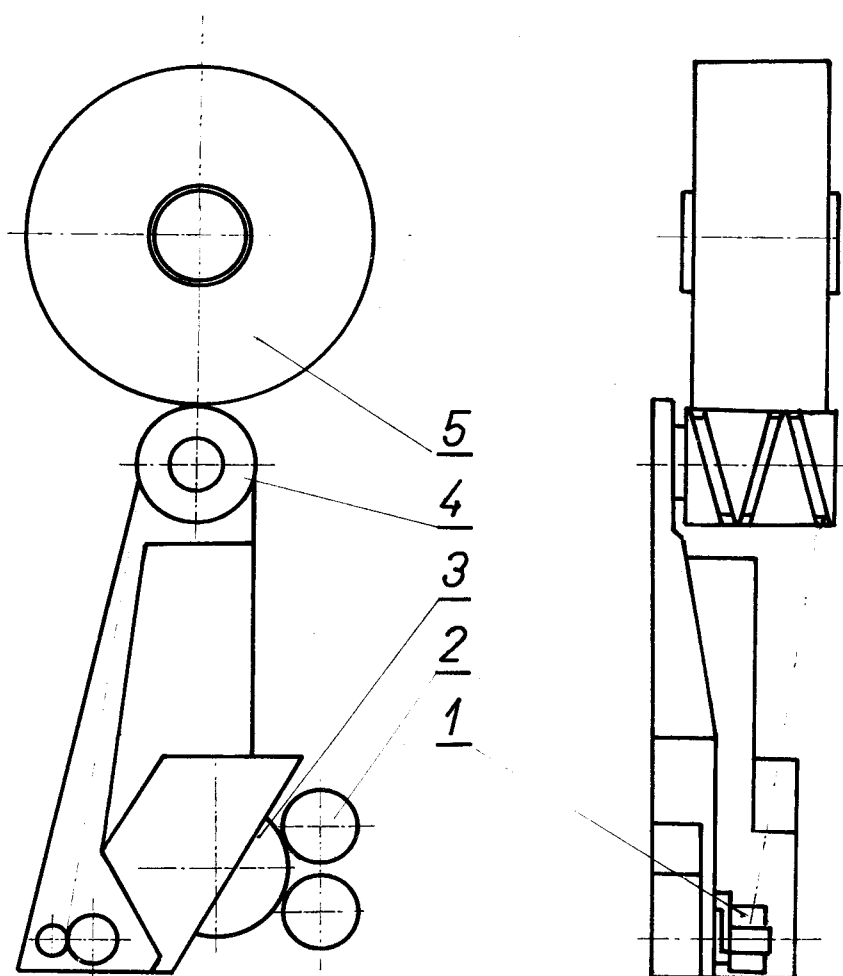
Navíjacie zariadenie na stroji BDA /obr.3/ je prispôsobené pre automatickú likvidáciu pretrhu na princípe reverzného chodu odťahovacieho a navíjacieho mechanizmu. Hlavnou časťou je reverzačná elektromagnetická spojka uložená v dolnej časti.

Ozubené kolesá reverzačnej spojky sú poháňané pastorkami, umiestnenými na hriadeli, prechádzajúcom pozdĺž celého stroja. Pastorky sa otáčajú s opačnými zmyslami otáčania. V bočnici umiestnená prevodovka mení stupňovite otáčky pastorkov podľa požadovanej rýchlosti odťahu.

Ozubeným remeňovým prevodom je hnací moment prenášaný na dvojicu odťahovacích valčekov a rotokoner. Odťahovacie valčeky pevne zvierajú priadzu a zabezpečujú konštantný odťah priadze. Použitý rotokoner má priemer 78 mm. Plochy medzi drážkami sú vyplnené lukoprénom /S 9410/, mierne vystupujúcim z povrchu. Súčiniteľ trenia je približne 0,4 a to za kľudu i pohybu. Takáto konštrukcia rotokonera zabezpečuje dobrý prenos hnacieho momentu na cievku. Záves cievky mení prítlak so vzrastajúcim priemerom v rozmedzí 17 - 22 N.

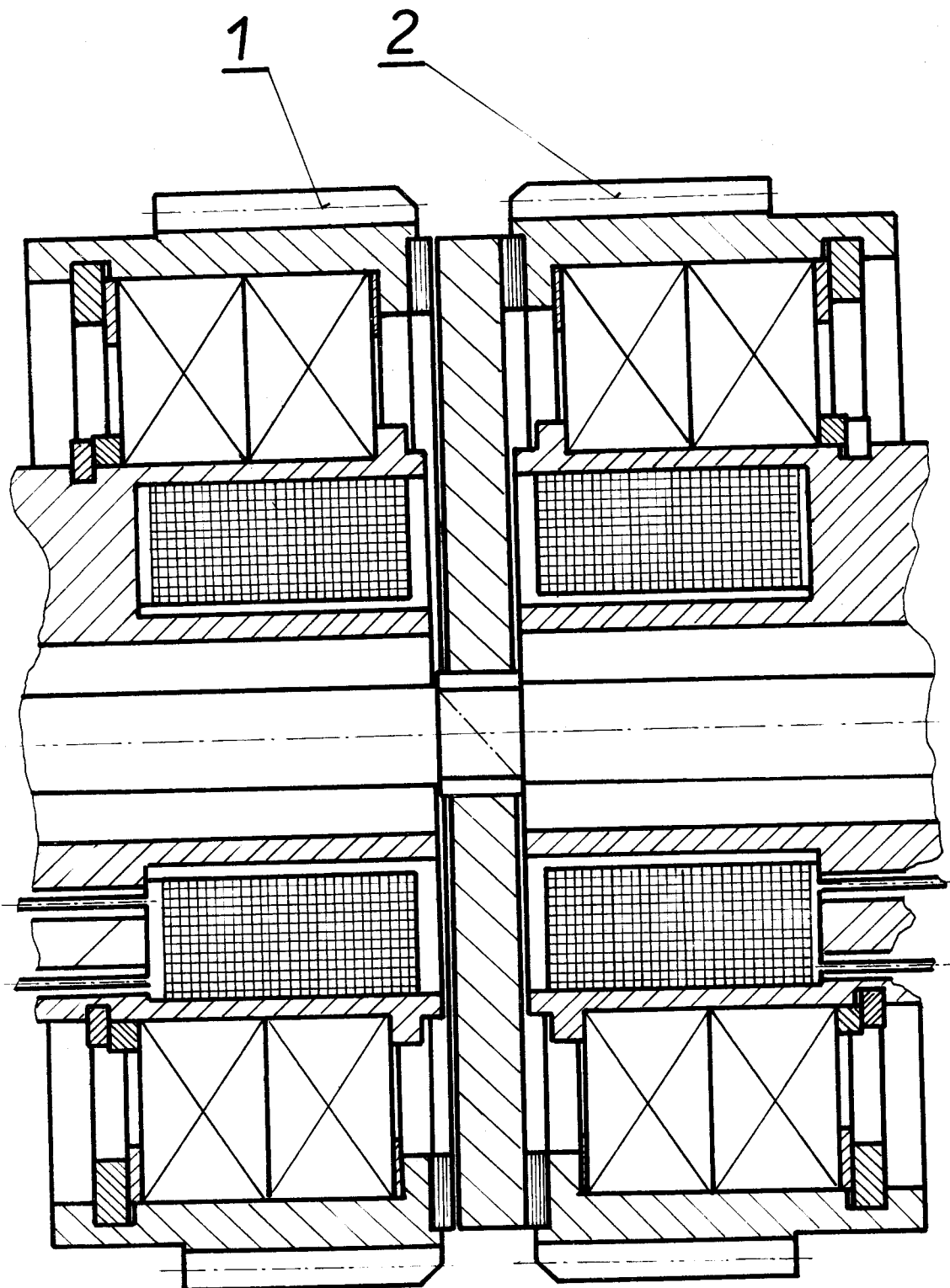
3.1 Reverzačná spojka.

Reverzačná spojka /obr.4/ sa skladá z dvoch ozubených kolies, poháňaných priebežnými hriadeľmi po celej dĺžke stroja. Ozubené koleso 1 sa otáča v opačnom zmysle, ako ozubené koleso 2, polovičnými otáčkami. Vo vnútri kolies sú uložené dvojice nosných ložisiek.



obr . 3

- 1 - odťahovacie valčeky
- 2 - pastorok
- 3 - reverzačná spojka
- 4 - rotokoner
- 5 - cievka



obr. 4

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 21

Konce vinutia elektromagnetov sú vyvedené pevným nábojom. V jeho strede je v ložiskách uložený hriadeľ. Na ňom je posuvne daný kotúč, poloha ktorého je ovládaná elektromagnetmi. Ak je jeden z elektromagnetov nabudený, priťahuje kotúč, ktorý je tým pritlačovaný na trecie medzikružie, umiestnené na čele ozubeného kolesa. Hnací moment z ozubených kolies sa touto trecou spojkou prenáša cez kotúč na hriadeľ a ďalej pomocou ozubeného remeňa, na odťahovací valček a rotokoner. Zmeny zmyslu otáčania sa docieli zapnutím druhého elektromagnetu. Prenášaný moment najskôr zabrzdí kotúč a tým i celú sústavu a potom prevedie reverzný rozbeh.

Opačné otáčanie trvá po dobu nutnú k zavedeniu priadze do spriadacej komory a k zapradeniu. Normálny chod nastane po prepnutí na pôvodný elektromagnet.

Hnací moment prenášaný reverznou spojkou, pri predpoklade konštantnej uhlovej rýchlosti vstupného hriadeľa, je daný vzťahom:

$$M_s = F \cdot r_s \cdot f \quad /11/$$

F - prítlačná sila vyvozená elektromagnetom

f - súčiniteľ trenia trecieho obloženia

r_s - stredný polomer obloženia

Z dynamického rozboru vyplývajú požiadavky na hnací moment spojky:

a/ k dosiahnutiu konštantného zrýchlenia a spomalenia je nutné M_s rovné konštante.

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 22

b/ maximálny moment spojky musí mať stálu hodnotu

v prevádzke hlavne pri vysokých ōťahových rýchlos-
tiach.

Väčšie hodnoty prenášaného momentu by mali za násle-
dok preklz medzi rotokonerom a cievkou. Pretože priadza
je v ōťahovacích valčekoch držaná pevne, pri preklze by
sa časť sily vzniknutej zotrvačnosťou cievky preniesla
na priadzu. Už pri malom preklze to má za následok pretrh
medzi ōťahovacími valčkami a rotokonerom, odstraniteľný
iba zásahom obsluhy.

Splnená podmienka $M_s = \text{konšt.}$ pri zapnutí reverzač-
nej spojky je, ako vyplýva z 11 iba ak F je konštanta.

Nosnosť elektromagnetu:

$$F = \frac{B^2 \cdot S}{2 \mu_0}$$

B - indukcia

S - súčet činných prierezov, ktorými tečie magnetický
tok

μ_0 - permeabilita vákua

$$B = \mu_0 \cdot \mu_r \cdot H$$

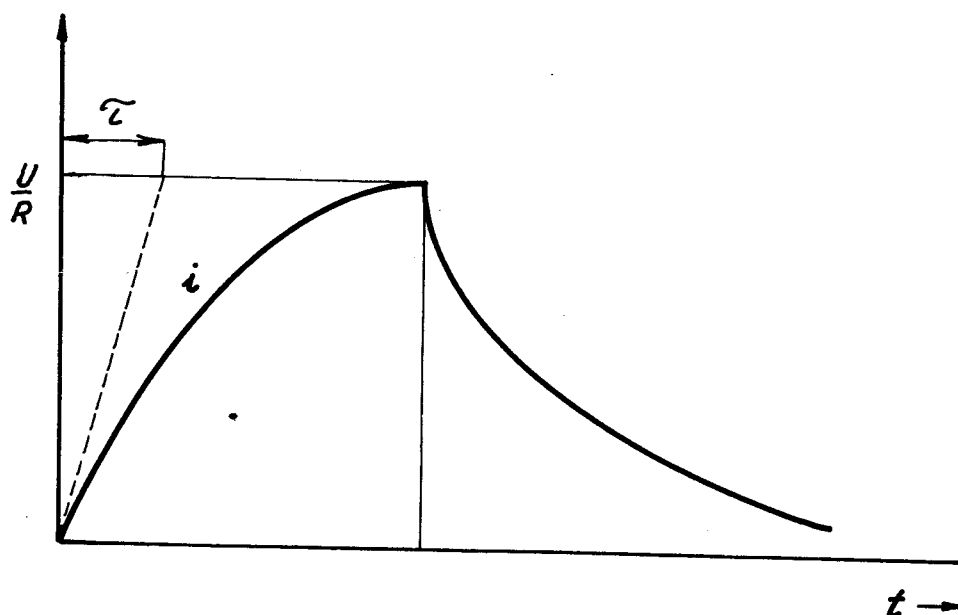
μ_r - permeabilita materiálu elektromagnetu

H - intenzita magnetického poľa

Pomerná permeabilita feromagnetických látok nie je
konštantná. Jej veľkosť je závislá na intenzite magnetic-
kého poľa v danej látke. Podľa Biot - Savartova zákona sa
intenzita magnetického poľa mení v závislosti na prúde pre-

chádzajúcim vinutím.

Vzrast prúdu pri zapnutí prúdu do cievky a úbytok pri skrate cievky má približný priebeh podľa obr.5.



obr. 5

Po čase 3τ má prúd 95% medznej hodnoty I . Vhodné je voliť strmú charakteristiku $\frac{U}{R}$. Strmá charakteristika je potrebná pre docielenie malého času spozdenia reakcie elektromagnetickej spojky.

Postupné narastanie sily F , pri zapnutí elektromagnetu, na prítlačný kotúč spojky je kompenzované tým, že kotúč spojky je od elektromagnetu vzdialený o hodnotu medzery medzi trecími plochami. Pri súčasnom narastaní prúdu v cievke 1 zaniká v cievke 2 prúd postupne, takže kotúč je držaný až do doby, pokiaľ sila F nenarastie natoľ-

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 24

ko, že prekoná v danej vzdialenosti zanikajúcu silu druhého elektromagnetu. Preto predpokladáme po dosadnutí trecích plôch / neuvažujúc rázy / silu F konštantnú.

Priebehy zmeny rýchlostí nameraných vo VÚB tento predpoklad potvrdzujú.

Sila F je tiež nepriamo závislá na druhej mocnine vzduchovej medzery medzi čelom vinutia a kotúčom. To by mohlo mať v prevádzke, po opotrebení trecieho obloženia, za následok vzrat prenášaného momentu nad maximálnu hodnotu a tým viedlo nežiadúcim pretrhom priadze.

Pri pretrhovosti udávanej u BD 200 z odťahovou rýchlosťou 1,2 m/s maximálne 80 pretrhov na 1000 spriadacích miest za hodinu, to znamená 1 pretrh za 12,5 hodín na jednu jednotku. Pri odťahovej rýchlosti 3,4 m/s sa počet pretrhov rádovo nezmení. S ohľadom na malý prenášaný výkon, nulové opotrebenie pri normálnom chode a krátke časy činnosti spojky, rádovo desatiny sekundy, je opotrebenie obloženia oproti iným vplyvom zanedbateľné.

Nebezpečie vzniká pri znečistení spojky. Zmena indukcie vplyvom znečistenia môže mať za následok neprípustnú zmenu hnacieho momentu. Väčšina týchto vplyvov znižuje magnetickú indukciu, pretože neprichádza do úvahy znečistenie pilinami feromagnetických látok. To môže mať za následok pokles hnacieho momentu a tým pri reverzácii vytiahnutie priadze z odvádzacej trubičky pri vyšších odťahových rýchlostiach. Podobná situácia nastane zaolejovaním trecích plôch spojky - zníženie súčiniteľa trenia f . To má za následok nelineárny priebeh rýchlosti vyplývajúci z ne-

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriaďacieho stroja	KTS	
Fakulta strojná		1975	Str. 25

konštantného zrýchlenia. Pri vysokých odťahových rýchlostiach to má za následok vytiahnutie priadze z odvádzacej trubičky.

Konštrukciu trecej spojky treba navrhnuť tak, aby činné plochy cievok boli chránené pred znečistením.

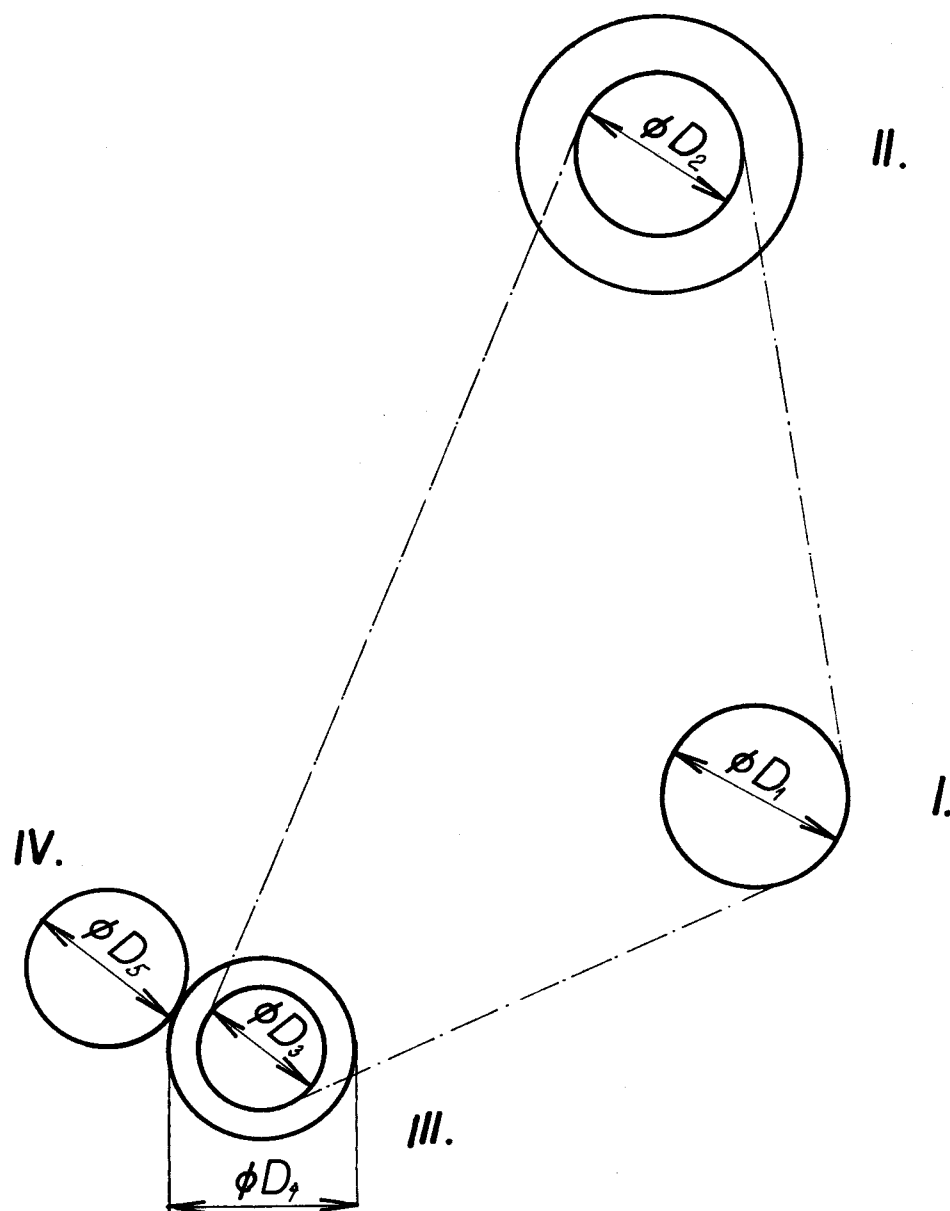
Pri konštrukcii spojky je tiež dôležité dosiahnuť minimálnej vzdialenosti medzi kotúčom a trecími plochami. Pri prepínaní chodu kotúča z hodnôt kladných do záporných sa tým docieli malého času od okamžiku predania impulzu od čidla po okamžik záberu reverzačnej spojky. Umožňuje to naviazanie pri malých prítlačných silách alebo pri veľkých odťahových rýchlostiach.

3.2 Kinematické schéma.

Usporiadanie náhonu a prevodové pomery medzi jednotlivými členmi sú schématicky znázornené na obr.6. K jednotlivým osiam otáčania sú vypočítané momenty zotrvačnosti rotujúcich častí.

Jednotlivé momenty zotrvačnosti predstavujú:

- I_1 - moment zotrvačnosti rotujúcich častí elektromagnetickej spojky - hriadeľa, remenice, kotúča... redukované na os otáčania
- I_2 - moment zotrvačnosti rotokónera rotujúcich častí uloženia, remenice ... redukovaný na os otáčania
- I_3 - moment zotrvačnosti odťahovacieho valčeka k osi otáčania.
- I_4 - moment zotrvačnosti prítlačného valčeka s uložením k osi otáčania



obr. 6

$$D_1 = 52 \text{ mm}$$

$$D_2 = 42 \text{ mm}$$

$$D_3 = 25 \text{ mm}$$

$$D_4 = 46 \text{ mm}$$

$$D_5 = 26 \text{ mm}$$

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadačieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 27

Vypočítané hodnoty sú:

$$I_1 = 5,6171 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

$$I_2 = 2,998 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

$$I_3 = 1,32 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

$$I_4 = 0,0257 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

Hodnoty sú spracované na základe výkresovej dokumentácie. Ich veľkosti sú preto iba približné. Pre presný výpočet je nutné určiť momenty zotrvačnosti experimentálne.

Pre jednotlivé členy majú pohybové rovnice pre zrýchlenie a spomalenie tvar:

$$\text{I.} \quad M_h - / T_{12} - T_{13} / \cdot r_1 = I_1 \cdot \epsilon_1$$

$$\text{II.} \quad / T_{21} - T_{23} / \cdot r_2 - T \cdot R = I_2 \cdot \epsilon_2$$

$$\text{III.} \quad / T_{31} - T_{32} / \cdot r_3 = I_3 \cdot \epsilon_3$$

$$\text{IV.} \quad / T_{31} - T_{32} / \cdot r_3 \cdot r_5 \frac{1}{r_4} = I_4 \cdot \epsilon_4$$

Kinematické väzby:

$$\epsilon_1 \cdot r_1 = \epsilon_2 \cdot r_2 = \epsilon_3 \cdot r_3 = \epsilon_4 \cdot r_5$$

Uloženie rotujúcich častí je na guľíčkových ložiskách, preto momenty čapového trenia zanedbávame. Chyba pri počtárskom získavaní momentov zotrvačnosti je oveľa väčšia ako vplyv čapového trenia.

Postupným dosadením do rovnice I a použitím kinematických väzieb, dostávame pohybovú rovnicu hnacieho členu vo tvare:

$$M_h - r_1 I_2 \left[\frac{\epsilon_1 r_1}{r_2^2} + TR \frac{1}{r_2} + \epsilon_1 \left(I_4 \frac{r_1 r_4}{r_3 r_5^2} + I_3 \frac{r_1}{r_3^2} \right) \right] = I_1 \epsilon_1$$

Pre hnací moment platí:

$$M_h = \left[I_1 + I_2 \frac{r_1^2}{r_2^2} + I_3 \frac{r_1^2}{r_3^2} + I_4 \frac{r_1^2 r_4}{r_5^2 r_3} \right] \epsilon_1 + TR \frac{r_1}{r_2} \quad /12/$$

Ak zavedieme reduk. moment I_r môžeme rovnicu písať v zjednodušenom tvare:

$$M_h = I_r \cdot \epsilon_1 + TR \frac{r_1}{r_2}$$

Maximálne zrýchlenie sústavy je dané:

$$\epsilon_c = T \frac{r_c}{I_c}$$

ϵ_c - zrýchlenie cievky

r_c - polomer cievky

I_c - moment zotrvačnosti cievky

T - sila prenášaná z rotokонера na cievku

Pre moment reverzačnej spojky potom platí:

$$M_h = \left(\frac{I_r}{I_c} \frac{r_c^2}{R} + R \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot T \quad /13/$$

Zo vzťahu 13 vyplýva, že maximálny hnací moment spojky musíme voliť tak, aby vyhovoval pre najväčší priemer cievky.

$$M_{h \max} = \left(\frac{I_r r_c^2 \max}{I_c \max R} + R \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot T \quad /14/$$

Takto zvolený moment bude vyhovovať pre priemery cievky od prázdnej dutinky až po maximálny priemer cievky.

Sila T je limitujúcim faktorom trecej spojky roto-
koner - cievka. Jej hodnota musí spĺňať podmienku:

$$T \leq N \cdot f$$

N - prítlačná sila medzi cievkou a rotokonerom

f - súčiniteľ trenia

Po dosadení do rovnice 14 za T dostávame maximálne použiteľný moment bez bezpečnosti. Konštrukciou závesu docielime prírastok prítlačnej sily pri spomalení N, ktorý uvažujeme ako bezpečnosť. Ak pri rozbehu je cievka nadľahčovaná takou istou silou je nutné moment rozbehovej spojky voliť s ohľadom na zamedzenie preklzu.

$$M_h \leq \left(\frac{I_r r_c^2 \max}{I_c \max R} + R \frac{r_1}{r_2} \right) (N - \Delta N) \cdot f \quad /15/$$

Moment zotrvačnosti cievky ovplyvňuje veľkosť maximálneho momentu.

Moment zotrvačnosti cievky sa rovná súčtu momentu zotrvačnosti dutinky a nábalu priadze.

$$I_c = I_d + I_n$$

I_d - moment zotrvačnosti dutinky

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str.30

I_n - moment zotrvačnosti nábalu

Pre moment zotrvačnosti nábalu použijeme vzorec:

$$I_n = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot \rho \cdot h (D^4 - d^4)$$

d - priemer dutinky - 56 mm h - šírka cievky

D - priemer cievky

Pri danom priemere cievky a známej hmote nábalu je výhodné použiť vzťah:

$$I_n = \frac{1}{8} \cdot m \cdot (D^2 + d^2)$$

Hustota nábalu cievky ρ je daná vzťahom:

$$\rho = \frac{4 \cdot m}{(D^2 - d^2) \cdot h}$$

Pre zadané hodnoty parametrov cievky u BD 200:

$$m = 1,5 \text{ kg}$$

$$D = 250 \text{ mm}$$

$$h = 90 \text{ mm}$$

vychádza hustota nábalu $357,6 \text{ kg m}^{-3}$.

Pre hodnoty namerané na vzorkoch cievok vo VÚB:

$$m = 1,25 \text{ kg}$$

$$D = 220 \text{ mm}$$

$$h = 85 \text{ mm}$$

vychádza hustota nábalu 413 kg m^{-3} .

Pretože I_n závisí na hustote nábalu lineárne a závislosť s na I_n je tiež lineárna, počtárske vyjadrenie prevedieme s hustotou 413 kg m^{-3} a hodnoty s pre hustotu ná-

VŠST Liberec Fakulta strojní	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
		1975	Str.31

balu $357,6 \text{ kg m}^{-3}$ budú približne 0,86 násobkom uvedených hodnôt.

Momenty zotrvačnosti pre cievky o priemeroch 150 až 230 mm ako i moment zotrvačnosti prázdnej dutinky udáva tabuľka 1.

Pre dráhu s priadze v trubičke platí podľa kapitoly

2:

$$s = I_c \frac{v^2}{r_c^2} \cdot \frac{1}{2T}$$

Hodnoty sú pre odťahovú rýchlosť 3 m/s uvedené v tabuľke 2 a pre odťahovú rýchlosť 3,4 m/s v tabuľke 3 zaokrúhlené na tri platné číslice, pre hodnoty sily T od 6 do 25 N. Rozsah tabuľky je volený zámerne do vysokých hodnôt sily T , aby bolo dosiahnuté vyhovujúce s . V skutočnosti je dráha priadze v odťahovej trubičke väčšia o hodnotu súčinu $v \cdot t_s$. Hodnota t_s predstavuje čas, ktorý uplynie od registrácie pretrhu čidlom, po začiatok brzdenia cievky. Čas spozdenia sa pohybuje v rozmedzí 20 - 30 milisekúnd. Táto hodnota je získaná z grafického záznamu merania priebehu odťahovej rýchlosti so zaznamenaným impulzom čidla. Čas spozdenia od vzniku pretrhu po registráciu čidlom je ťažko zistiteľný, vzhľadom na zložitost dejov v spriadacej komore pri pretrhu. Jeho predpokladaná maximálna veľkosť je však oproti času t_s zanedbateľná.

Čas t_s je nutné zmenšiť na prijateľnú mieru použitím vhodnej elektromagnetickej spojky, ako o tom pojednáva ka-

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
		1975	Str. 32

Fakulta strojní

pitola 3.1.

Súčln $v \cdot t_s$ sa pohybuje pri $v = 3,4$ m/s v rozmedzí 68 až 102 mm. Dráha $s_{\max}$ je daná dĺžkou odtahovacej trubčky / 250 mm /. Preto pre samotný priebeh brzdenia zostáva vzdialenosť 148 až 182 mm.

Hnací moment reverzačnej spojky je uvedený pre maximálne priemery cievok 200, 210, 220, 230 mm v tabuľke 4 v závislosti na meniacom sa prítlaku N. V tabuľke sú uvedené maximálne prípustné hodnoty $M_{h \max}$. Tieto hodnoty nemožno prekročiť, pretože by nastal preklz.

Odtahovacia rýchlosť ovplyvňuje v druhej mocnine vzdialenosť s. Hodnoty s pri priemere 230 mm a pri rýchlostiach od dvoch metrov za sekundu sú uvedené pri bežných prítlakoch 15, 20, 25 N v tabuľke 5.

VŠST Liberec Fakulta strojní	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
		1975	Str.33

Tabuľka 1.

Priemer cievky [mm]	Moment zotrvačnosti cievky [kg m ²]
56	0,371 . 10 ⁻⁴
150	17,702 . 10 ⁻⁴
160	23,019 . 10 ⁻⁴
170	29,432 . 10 ⁻⁴
180	37,084 . 10 ⁻⁴
190	46,122 . 10 ⁻⁴
200	56,705 . 10 ⁻⁴
210	69,001 . 10 ⁻⁴
220	83,185 . 10 ⁻⁴
230	99,441 . 10 ⁻⁴

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojná		1975	Str. 34

Tabuľka 2.

$v = 3 \text{ m/s}$

T [N]	6	8	10	12	15	20	25
N [N]	15	20	25	30	37,5	50	62,5
D [mm]	vzdialenosť s [mm]						
56	35	27	21	18	14	11	8
150	236	177	142	118	94	72	57
160	269	202	161	134	107	80	64
170	305	229	183	152	122	91	73
180	343	257	206	171	137	103	82
190	383	287	230	191	153	115	92
200	425	318	255	212	170	127	102
210	469	352	281	234	187	140	112
220	515	387	309	258	206	154	124
230	564	423	338	281	225	169	135

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str.35

Tabuľka 3.

$v = 3,4 \text{ m/s}$

T [N]	6	8	10	12	15	20	25
N [N]	15	20	25	30	37,5	50	62,5
D [mm]	vzdialenosť s [mm]						
56	46	34	27	23	18	14	11
150	301	226	181	151	120	90	57
160	346	260	208	173	138	104	83
170	392	294	235	196	156	117	94
180	441	331	264	220	176	132	105
190	492	369	295	246	197	147	118
200	546	409	328	273	218	164	131
210	602	452	362	302	242	181	144
220	661	496	397	331	264	198	158
230	724	543	434	362	289	217	173

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str.36

Tabuľka 4.

T [N]	6	8	10	12	15	20	25
D [mm]	Hnací moment M_h / 10^3 N m /						
200	686	914	1114	1374	1712	2294	3012
210	637	849	1062	1274	1592	2124	2654
220	605	808	1008	1211	1514	2016	2524
230	579	771	964	1157	1447	1928	2411

Tabuľka 5.

v [m/s]	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
T [N]	Vzdialenosť s [mm]									
6	250	276	303	332	360	392	423	457	491	527
8	187	207	227	249	270	294	318	342	368	395
10	150	165	181	198	216	235	254	274	294	316

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
		1975	Str.37

Fakulta strojní

3.3 Zhodnotenie

Z tabuliek je zrejmé, že vyhovujúce hodnoty s je možné docieľiť iba pri veľkých hodnotách prítlaku. Navíjací prítlak však ovplyvňuje stavbu cievky a mení hustotu návinu a tým i hustotu cievky smerom k väčším hodnotám. Z väčšej hustoty cievky potom vyplýva i väčší moment zotrvačnosti, ktorý priamo ovplyvňuje dráhu s .

Najvýhodnejšie riešenie je možné zmenou prítlaku iba pri brzdení cievky, docielené vhodným usporiadaním závesu. Pretože pri rozbehu by takýto záves pravdepodobne spôsobil nadvihovanie cievky, zrýchlenie pri prechode na normálny chod by muselo odpovedať zmenenej hodnote prítlaku a tomu odpovedajúcej zmene hnacieho momentu reverzačnej spojky. Zrýchlenie pri rozbehu však nemožno zmenšovať neobmedzene, s ohľadom na zmenu kvality priadze a hlavne vypriadaného čísla metrického, ktoré je odvislé od odťahovej rýchlosti priadze. Pri malom zrýchlení rozbehu by vzniklo zhrubnuté miesto.

Berúc do úvahy stavbu cievky, kvalitu priadze pri zapriadaní, ostáva možnosť používať cievky menšieho priemeru a väčšej šírky, alebo likvidovať automaticky iba do istého priemeru cievky.

Pri predĺžení dĺžky trubičky na 300 mm odčítajúc dĺžku potrebnú v reakcii, zostáva 200 mm pre brzdenie priadze. Tomu odpovedá napr. pri odťahovej rýchlosti 3,4 m/s a prítlaku pri brzdení priemer cievky 200 mm. Pri navíjaní do priemeru cievky 230 mm dostávame pre percento nelikvidovaných pretrhov vzťah:

VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
Fakulta strojní		1975	Str. 38

$$\frac{m}{m_{cel}} = \frac{D_1^2 - D_2^2}{D_1^2 - d^2}$$

Pre dané hodnoty to znamená 26% pretrhov je nutné likvidovať ručne.

Pri použití cievky menšieho priemeru je úbytok hmoty možné kompenzovať zväčšením šírky cievky, ak je to umožnené roztečou spriadacích miest.

VŠST Liberec Fakulta strojní	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
		1975	Str. 39

4. ZÁVER

Pre použitie likvidácie pretrhu pomocou reverzácie odťahového zariadenia, pri zadanom maximálnom priemeru cievky 230 mm a odťahovej rýchlosti 3,4 m/s, je nutné pri brzdení docieľať vysokých prítlakov, aby systém vyhovoval parametrom. Ak z hľadiska stavby cievky nevyhovuje zvýšenie prítlaku, zväčšením súčiniteľa trenia medzi rotokonerom a cievkou je tiež možné získať väčšie zrýchlenie sústavy.

Uvedený systém reverzácie vyhovuje, pri danej dĺžke odvádzacej trubičky, do odťahovej rýchlosti podľa tabuľky 5.

Juaj Pauk

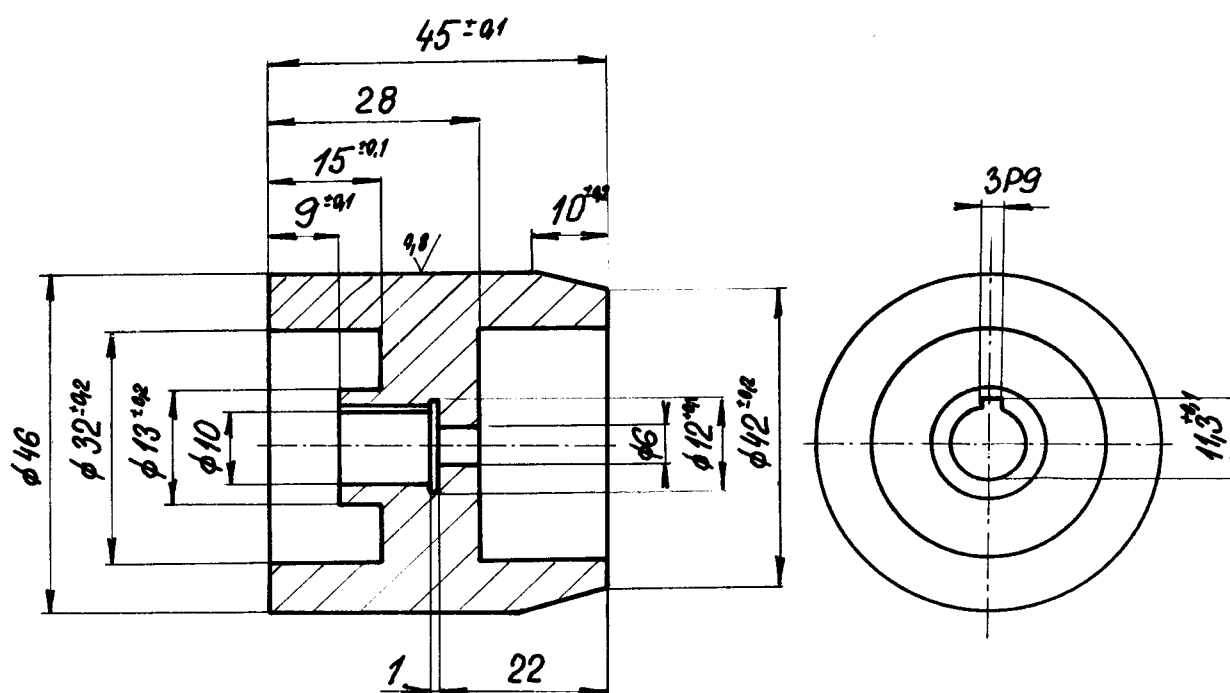
VŠST Liberec	Reverzačná jednotka bezvretenového dopriadacieho stroja	KTS	
		1975	Str. 40

Fakulta strojní

Literatúra

- /I/ Brát : Dynamika, Praha, ČVUT, 1967
- /II/ Dubbel : Inžinierska príručka pre stavbu strojov,
Praha 1961, Štátne nakladateľstvo tech-
nickej literatúry.
- /III/ Hýbl : Súčasná situácia na úseku bezvretenového
pradenia a bezvretenové stroje vyrábané
vo svete, prednáška, Ústí nad Orlicí, 1973.

3,2 / (0,8 /)

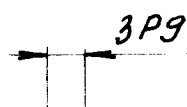
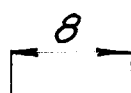


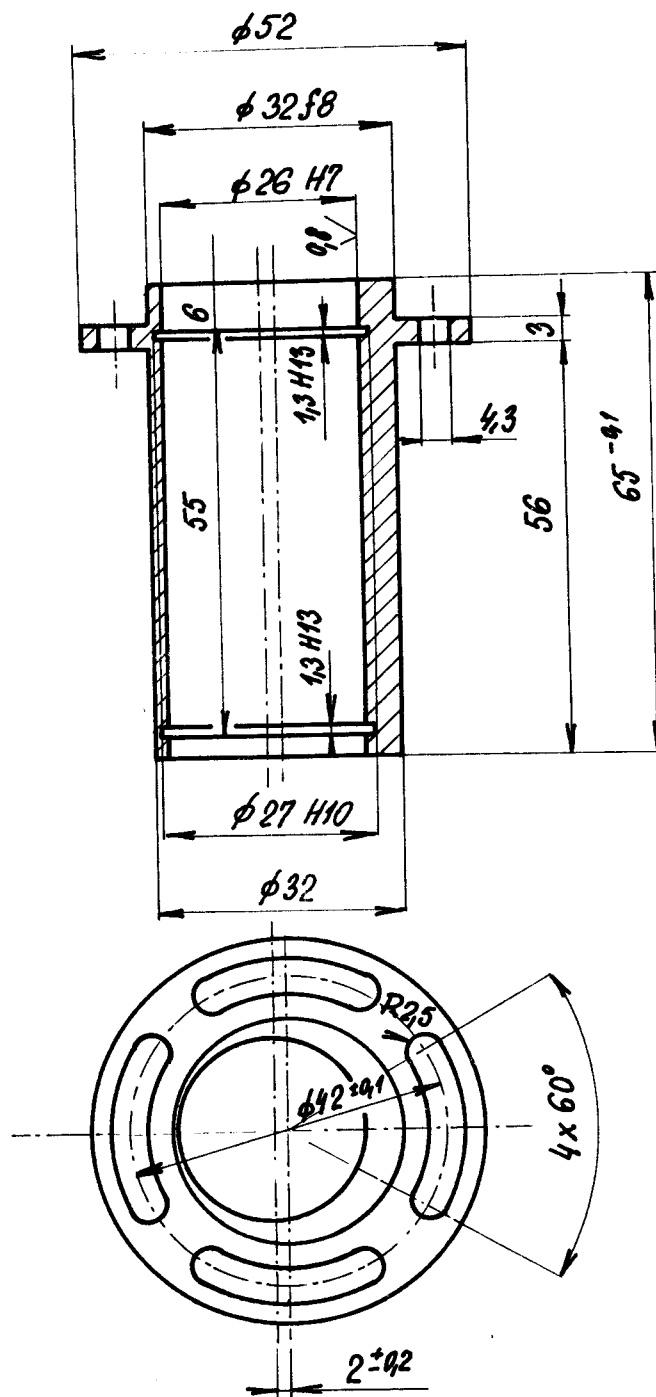
1 ODŤAHOVACÍ VALČEK

11 500

00-1 001

3,2 / (0,8 /)





1 PRÍRUBA

11 420

PR-2.001

RACEK

1:1

PRÍRUBA

PR-2.001

1	SPOJKA							PR-45.001	45
1	OZUBENÝ REMEŇ							PR - 44.001	44
1	ROTOKONER							PR - 43.001	43
1	VALČEK		PVC					PR - 42.001	42
2	LOŽISKO 6000	ČSN 02 46 42						PR - 41.001	41
2	LOŽISKO 6000	ČSN 02 46 33						PR - 40.001	40
2	KRÚŽOK $\phi 24$	ČSN 02 29 31						PR - 39.001	39
2	KRÚŽOK $\phi 26$	ČSN 02 29 31						PR - 38.001	38
3	PERO 3x5	ČSN 30 13 85						PR - 37.001	37
2	PODLOŽKA 10,5	ČSN 02 17 01						PR - 36.001	36
4	SKRUTKA M5x22	ČSN 02 11 43 52						PR - 35.001	35
6	SKRUTKA M5x6	ČSN 02 11 51						PR - 34.001	34
1	SKRUTKA M5x8	ČSN 02 10 24						PR - 33.001	33
12	SKRUTKA M4x8	ČSN 02 11 51						PR - 32.001	32
1	SKRUTKA M4x4	ČSN 02 11 51						PR - 31.001	31
1	PRUŽINA		13 250		002			PR - 30.001	30
2	SKRUTKA M10		11 110		001			PR - 29.001	29

							28
1	VODIČ	11 428	001		PR - 27.001	27	
1	PRÍTLAČNÝ VALČEK	11 500	001		PR - 26.001	26	
1	TRUBKA $\phi 12 \times 1,5 - 25$	11 350	001		PR - 25.001	25	
1	TRUBKA $\phi 10 \times 2 - 6$	11 350	001		PR - 24.001	24	
1	TRUBKA $\phi 10 \times 2 - 16$	11 350	001		PR - 23.001	23	
1	TRUBKA $\phi 10 \times 2 - 35$	11 350	001		PR - 22.001	22	
1	REMENICA $\phi 46$	12 010	002		PR - 21.001	21	
1	PRÍRUBA	11 500	001		PR - 20.001	20	
1	VEKO	11 500	001		PR - 19.001	19	
1	BOČNICA	11 428	001		PR - 18.001	18	
1	BOČNICA	11 428	001		PR - 17.001	17	
1	BOČNICA	11 428	001		PR - 16.001	16	
1	BOČNICA	11 428	001		PR - 15.001	15	
1	HRIADEL' $\phi 10$	11 420	001		PR - 14.001	14	
1	HRIADEL' $\phi 10$	11 420	001		PR - 13.001	13	
1	HRIADEL' $\phi 12$	11 420	001		PR - 12.001	12	
1	HRIADEL' $\phi 14$	11 420	001		PR - 11.001	11	
1	KRYT - PLECH 12	11 331	001		PR - 10.001	10	
1	KRYT - PLECH 12	11 331	001		PR - 9.001	9	
1	KRYT - PLECH 12	11 331	001		PR - 8.001	8	
1	KRYT - PLECH 12	11 331	001		PR - 7.001	7	
1	KRYCÍ PLECH 12	11 331	001		PR - 6.001	6	
1	PÁKA	42 24 15	213		PR - 5.001	5	
1	RÁM	42 24 15	213		PR - 4.001	4	
1	REMENICA $\phi 26$	12 010	002		PR - 3.001	3	
1	PRÍRUBA	11 420	001		PR - 2.001	2	
1	ODŤAH. VALČEK $\phi 46$	11 500	001		PR - 1.001	1	

RAČEK

KUSOVNÍK

TS-75-PR-0.001

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového	KSM	
Fakulta strojní	dopriaďacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	1975	str. 1

VŠST LIBEREC - Fakulta strojní

Stavba výrobných strojov - textilné stroje

Obor 23-34-8

Vedúci diplomovej práce: Ing.Miroslava Hýblová,
VŠST Liberec

Konzultanti: Ing.Stanislav Škoda,
VÚB, Ústí nad Orlicí
Ing.Vladimír Wasserbauer,
VŠST Liberec

Počet strán: 40

Počet obrázkov: 13

Počet výkresov: 4

DP: 677.052.001.7

Vysoká škola: strojní a textilní
v Liberci

Katedra: textilních strojů a
teorie mechanismů

Fakulta: strojní

Školní rok: 1974/75

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Štefan L a n c z

obor 23-34-8 Výrobní stroje a zařízení - textilní stroje

Protože jste splnil... požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: Navíjecí mechanismus bezvřetenového dopřádacího
stroje opatřeného reverzačními jednotkami

Pokyny pro vypracování:

Proveďte rozbor silových poměrů mezi rotokonerem a cívkou /pro maximální $\emptyset$ cívky/ při plynulé změně pracovní rychlosti z hodnot kladných do záporných a jejich závislost na kinematickém uspořádání. Způsob a místo zavěšení cívky musí vyhovovat pro měnící se $\emptyset$ cívky od minimální do maximální hodnoty.

Proveďte rozbor dynamiky uvedeného systému, výběr optimálního systému, jeho kinematické schema, návrhovou sestavu a zhodnocení. Výsledky teoretického rozboru aplikujte pro konkrétní hodnoty získané v diplomové práci "Reverzační jednotky bezvřetenového dopřádacího stroje" s. Juraje Račka.

Zadané hodnoty:

1. Kinematické schema a momenty setrvačnosti určete dle dokumentace VŮB Ústí n. Orli.
2. Odtahová rychlost do 3,4 m/s.
3. $\emptyset$ cívky od 56 do 230 mm

Autorité práce se řídí schválením MŠK pro státní
závěrečné zkoušky z. j. 21. 7. 72-HI/2 ze dne
13. července 1972 a z. j. 21. 7. 72, rozř. 24 ze dne
21. 8. 1962 § 76 odst. 2 zákona č. 115/53.

Rozsah grafických laboratorních prací:

Výkres sestavy, dílenské výkresy 3 součástí

Rozsah průvodní zprávy:

10 listů A4

Seznam odborné literatury:

Šrejtr, J.: Teorie složení mechanismů, NČAV, Praha 1963
Brát, V, Brousil, Jar.: Dynamika, ČVUT, 1971

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Miroslava Hýblová

Konsultanti:

Ing. Stanislav Škoda, VÚB, Ústí n. Orł.
Ing. Vladimír Wasserbauer

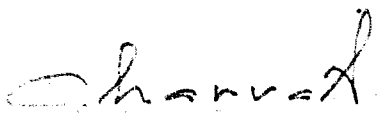
Datum zahájení diplomové práce:

15. 10. 1974

Datum odevzdání diplomové práce:

30. 5. 1975




Doc. Ing. Jaroslav Charvát CSc

Vedoucí katedry


Doc. Ing. Oldřich Krejčíř CSc

Děkan

Miestoprísažne prehlasujem, že som diplomovú
prácu vypracoval samostatne s použitím uvedenej
literatúry.

V Liberci dňa 30.V.1975

Štefan Lanož

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového	KSM	
Fakulta strojní	dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	1975	str. 4

Obsah.

Strana:

Zadanie diplomovej práce	2
1.1. Všeobecný úvod	5
2.1. Súčasný stav techniky v ČSSR	7
3.1. Návrh mechanizmu navíjacích ramien	10
3.2. Riešenie silových pomerov medzi rotokonerom a cievkou	11
3.2.1. Riešenie závislosti prítlačnej sily $N = N/\psi$.	18
3.3. Riešenie vhodného umiestenia závesu navíjacích ramien	23
3.3.1. Výber optimálneho uloženia závesu navíjacieho mechanizmu	30
3.3.2. Návrh navíjacieho mechanizmu	33
4.1. Záver	39
5.1. Zoznam použitej literatúry	40

Prílohy:

- 1 výkres zostavy navíjacieho zariadenia
- 3 dielenské výkresy

1.1. Všeobecný úvod.

Nová technika prináša spoločnosti vyšší dôchodok a je tak aktívnym činiteľom vo zvyšovaní životnej úrovne. Bezprostredný účinok majú stroje s vyššou výrobnosťou, zvlášť v spotrebnom priemysle. Vlastnosti nových strojov musia byť na úrovni doby a primerané ekonomickým podmienkam spoločnosti.

V súčasnej dobe sa realizujú významné projekty, ktoré umožnia ďalší kvalitatívny i kvantitatívny rozvoj výrobných síl a ďalší rast životnej úrovne ľudu. Sú to o to náročnejšie úlohy, že ekonomika už prevažne vyčerpala extenzívne zdroje rastu a nemôže svoj ďalší vzostup zakladať na zvyšovaní počtu pracovníkov, ktorých zdroje sú obmedzené, a na ďalšom neúmernom raste spotreby surovín a energie.

V textilnom priemysle sa má zvýšiť výroba v tejto päťročnici zhruba o jednu štvrtinu s tým, že rozvoj je zameraný na uspokojovanie vnútorného trhu a na ďalšie rozšírenie vývozu. Zvýšenie výroby sa zaistuje hlavne intenzívnejším prevádzaním rekonštrukcií a modernizáciou doterajších už zastaralých kapacít.

Najzávažnejšou úlohou v textilnom priemysle je modernizácia pradiarní bavlny zavádzaním vysoko produktívnych bezvretenových dopriadacích strojov. V tomto roku produkcia priadze vyrobenej bezvretenovým dopriadaním má dosiahnuť zhruba 22% z celkovej výroby bavlnárskych priadzí. V tejto úlohe je treba vidieť štart k rozsiahlej modernizácii bavlnárskych pradiarní, ktorá jediná môže viesť k rozhodnému zefektívneniu výroby bavlnárskej priadze.

V porovnaní s tradičnými strojmi, kde sú skutočné zábrany nielen technického rázu, ale tiež rázu ekonomického, má bezvretenový systém najlepšie predpoklady ku komplexnej automatizácii dopriadacieho procesu. Dnes sa už pracuje na riešení automatickej likvidácie pretrhov a automatickej výmene priadzových cievok.

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	KSM	
Fakulta strojní		1975	str. 6

Možno očakávať, že tento problém bude v najbližšom období úspešne vyriešený a pre blízku budúcnosť sú teda dobré výhľady v smere k plne automatizovaným prevádzkam pradiarní.

Úlohou tejto diplomovej práce je riešenie navíjacieho mechanizmu bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného	KSM	
Fakulta strojní	reverzačnými jednotkami.	1975	str. 7

2.1. Súčasný stav techniky v ČSSR.

Bezvretenový dopriadací stroj, ktorý vyvinuli v spolupráci VÚB a národný podnik KOVOSTAV v Ústí nad Orlicí, predstavuje vrchol súčasnej techniky a technológie v oblasti pradenia vlákien bavlnárskeho typu. Vývojom tohoto stroja sa dosiahlo veľkého pokroku na úseku dopriadania, pretože konvenčné dopriadacie stroje v dôsledku obmedzujúceho technologického uzlu vreteno-prstenec-bežec, sú už na hraniciach technických možností. Ďalšie zvyšovanie otáčok u nich je už prakticky nemožné.

Bezvretenový spôsob tvorby priadze umožňuje až niekoľkonásobné zvýšenie výrobnosti strojov. Je to ovplyvnené týmito vlastnosťami stroja:

- 1/ stroj, pracujúci bezvretenovým spôsobom, môže v nepretržitej prevádzke byť v dôsledku výmeny predlohy i hotovej priadze za chodu stroja,
- 2/ priadzu možno navíjať na valcové cievky podobne ako u súkacích strojov a ich váha môže byť takmer ľubovoľná,
- 3/ veľká váha priadze na cievke umožňuje vypustiť z procesu ďalšieho spracovania priadze operáciu súkania,
- 4/ vzhľadom k princípu bezvretenového pradenia a skutočnosti, že rotuje voľný koniec priadze a materiál rotujúcim telesom iba prechádza, umožňuje, aby teleso malo malé rozmery i váhu a jeho otáčky môžu byť niekoľkonásobne vyššie než otáčky konvenčného dopriadacieho stroja,
- 5/ bezvretenový spôsob tvorby priadze umožňuje automatickú výmenu cievok, predlohy i automatickú likvidáciu pretrhov pri pradení.

Obsahom tejto diplomovej práce je riešenie silových pomerov medzi rotokonerom a cievkou pri zmene pracovnej rýchlosti z hodnôt kladných do záporných a výber optimálneho umiestenia závesu mechanizmu navíjacích ramien, ktorý musí vyhovovať pre celý priebeh navíjania priadze, to znamená, pre prázdnu i plnú cievku.

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového	KSM	
Fakulta strojní	dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami	1975	str. 8

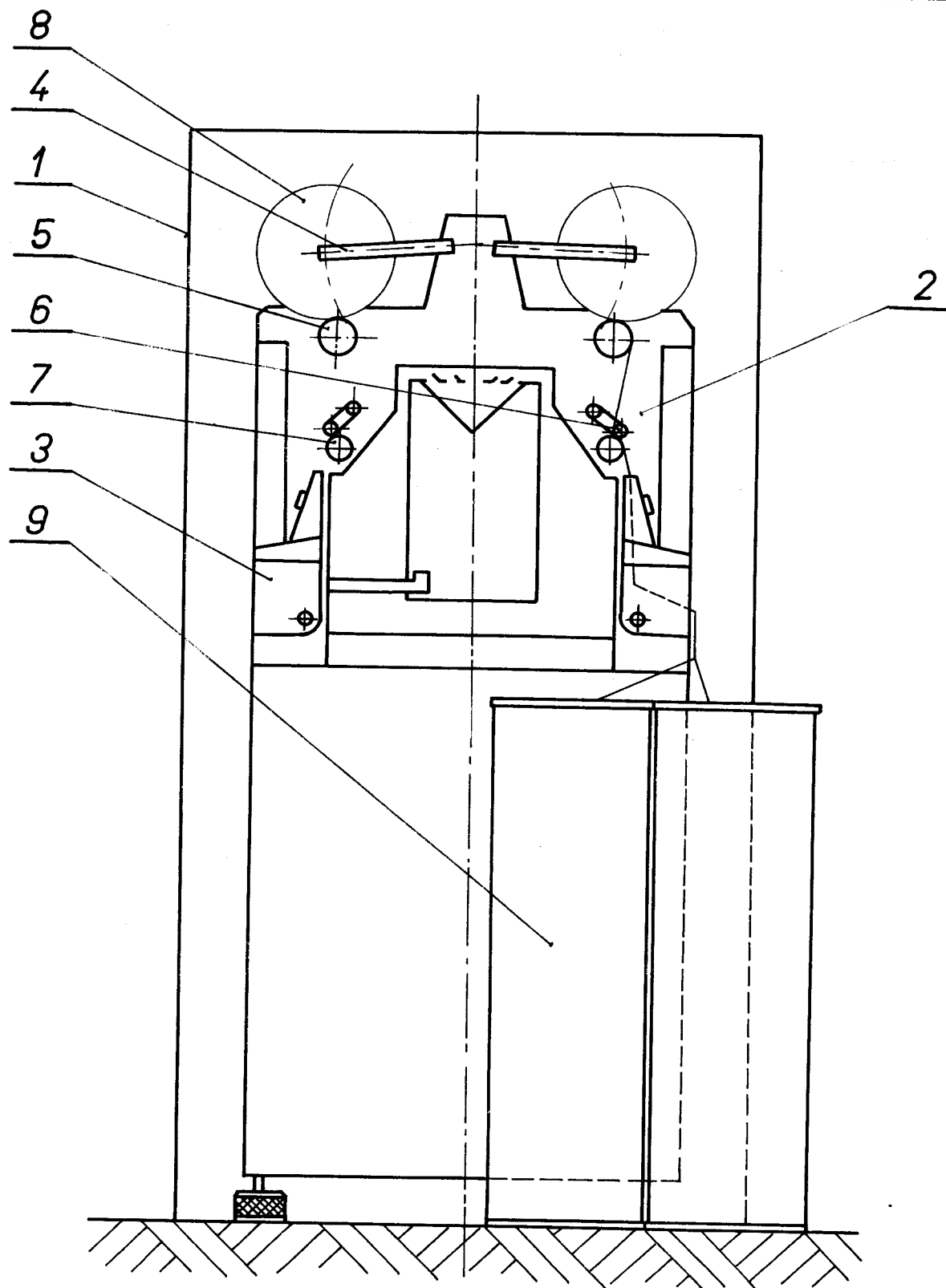
Najnepriaznivejšie podmienky pri brzdení nastávajú vtedy, ak je na cievke plný návin. Vtedy vzhľadom k veľkej zotrvačnej hmote cievky sa doba brzdenia nepriaznivo predlžuje a mnohokrát dochádza k preklzovaniu cievky po rotokoneru. Snahou je docieľiť pomocou vhodného umiestenia závesu mechanizmu navíjacích ramien takej prítlačnej sily N , aby doba brzdenia bola čo najkratšia a nedochádzalo k žiadnemu preklzovaniu.

Riešenie má tri hlavné časti:

- 1/ Návrh mechanizmu navíjacích ramien.
- 2/ Rozbor silových pomerov medzi rotokonerom a cievkou.
- 3/ Riešenie vhodného umiestenia mechanizmu navíjacích ramien.

Popis k schéme bezvretenového dopriadacieho stroja /obr.1/:

- 1 - Skriňa náhonu
- 2 - kostra stroja
- 3 - zapriadacia jednotka
- 4 - navíjacie rameno
- 5 - rotokoner
- 6 - odťahovací valec
- 7 - prítlačný valček
- 8 - navinutá priadza
- 9 - konva s predkladaným materiálom



Obr. 1 - Schéma bezvretenového dopriadacieho stroja

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami	KSM	
		1975	str.10

3.1. Návrh mechanizmu navíjacích ramien.

Pri návrhu mechanizmu navíjacích ramien som vychádzal z prevedenia doteraz vyrábaných bezvretenových dopriadacích strojov so snahou zachovať približne rovnaké umiestnenie jednotlivých častí vzhľadom k stroju, ako i čo najväčší počet pôvodných súčiastok.

Hlavnou požiadavkou pre správnu funkciu mechanizmu je dosiahnuť čo najrovnomernejší prítlak medzi rotokone-rom a cievkou v procese navíjania, teda v intervale, keď sa mení priemer cievky od minimálneho po maximálny a tým vzrastá i váha cievky. Postupné zvyšovanie váhy cievky musí vyrovnávať sila od ramien navíjacieho mechanizmu.

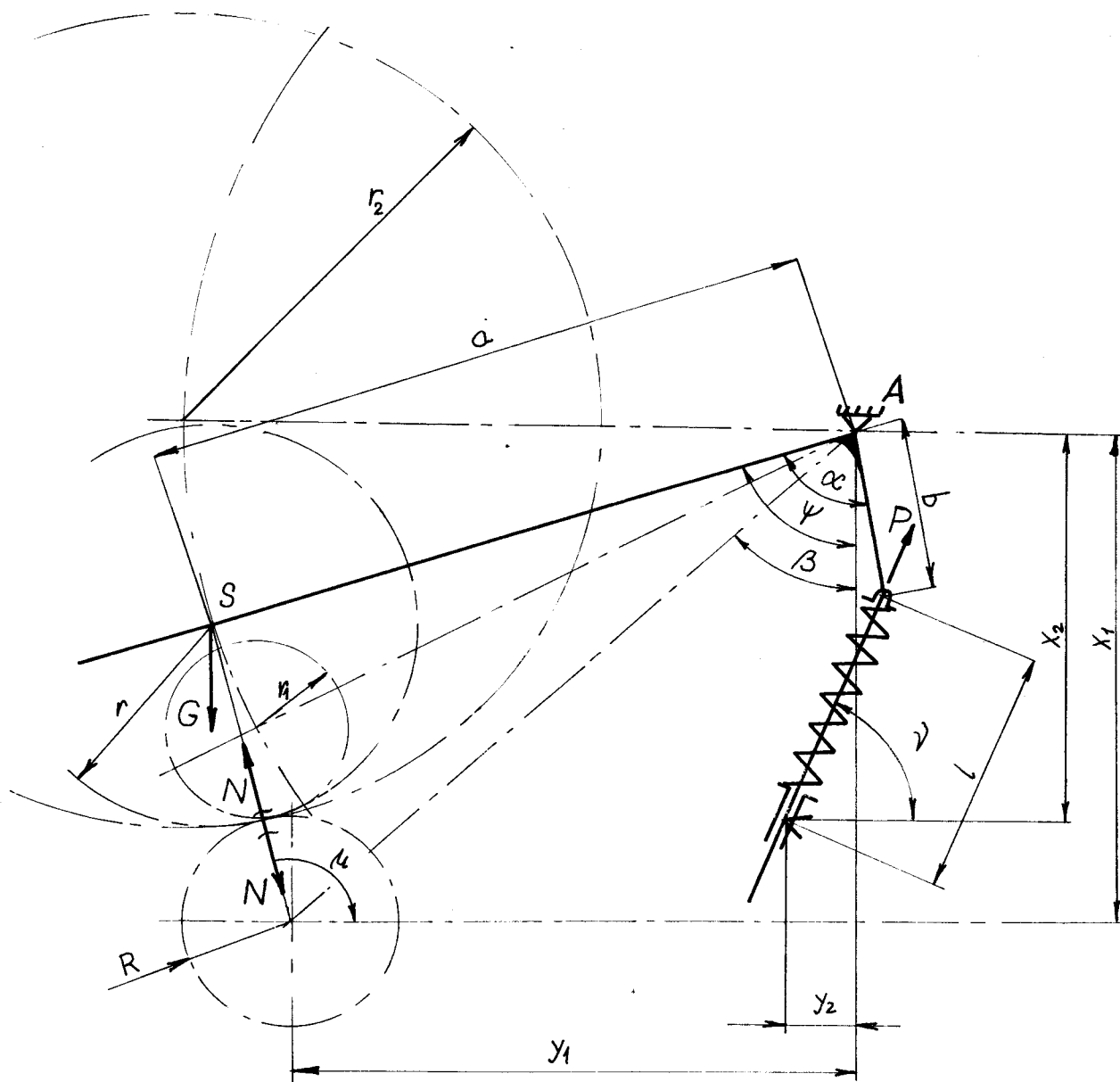
Pomocou schématu /obr.2/ som vyjadril závislosť jednotlivých dôležitých uhlov na uhle ψ . Stred súradnicového systému je umiestnený v strede otáčania navíjacích ramien. Zo schémy sú zrejmé tieto vzťahy:

$$\sin \mu = \frac{x_1 - a \cdot \cos \psi}{\sqrt{(x_1 - a \cdot \cos \psi)^2 + (y_1 - a \cdot \sin \psi)^2}}$$

$$\cos \mu = \frac{y_1 - a \cdot \sin \psi}{\sqrt{(x_1 - a \cdot \cos \psi)^2 + (y_1 - a \cdot \sin \psi)^2}} \quad /1/$$

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{\sin \mu}{\cos \mu} = \frac{x_1 - a \cdot \cos \psi}{y_1 - a \cdot \sin \psi} \quad /2/$$

$$\sin \nu = \frac{x_2 - b \cdot \cos / \psi - \alpha /}{\sqrt{[x_2 - b \cdot \cos / \psi - \alpha /]^2 + [y_2 - b \cdot \sin / \psi - \alpha /]^2}}$$



Obr.2 - Schéma mechanismu navíjacích ramien.

$$\cos \vartheta = \frac{y_2 - b \cdot \sin / \psi - \alpha /}{\sqrt{[x_2 - b \cdot \cos / \psi - \alpha /]^2 + [y_2 - b \cdot \sin / \psi - \alpha /]^2}}$$

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{\sin \vartheta}{\cos \vartheta} = \frac{x_2 - b \cdot \cos / \psi - \alpha /}{y_2 - b \cdot \sin / \psi - \alpha /} \quad /3/$$

Zistenie závislosti $\psi = \psi / r /$:

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{y_1}{x_1}$$

$$/R + r/2 = a^2 + x_1^2 + y_1^2 - 2a \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \cdot \cos / \psi - \beta / \quad /4/$$

$$\cos / \psi - \beta / = \frac{a^2 + x_1^2 + y_1^2 - /R + r/2}{2a \sqrt{x_1^2 + y_1^2}}$$

$$\psi = \beta + \arccos \frac{a^2 + x_1^2 + y_1^2 - /R + r/2}{2a \sqrt{x_1^2 + y_1^2}}$$

Získané vzťahy budú použité ďalej pri vlastnom riešení silových pomerov medzi rotokonerom a cievkou a pri návrhu uloženia závesu mechanizmu navíjacích ramien.

VŠST Liberec Fakulta strojní	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	KSM	
		1975	str.13

3.2. Riešenie silových pomerov medzi rotokonerom a cievkou.

Vzájomný vzťah síl medzi rotokonerom a cievkou je veľmi závažným problémom u bezvretenových dopriadacích strojov, pretože má vplyv na prítlačnú silu N , ktorá v priebehu navíjania ovplyvňuje stavbu cievky a tým i kvalitu priadze.

Zameriavam sa na riešenie silových pomerov pri zmene pracovnej rýchlosti z hodnôt kladných do záporných. Pri tejto zmene dochádza na menší časový úsek k rapíd- nemu zväčšeniu prítlačnej sily N oproti prítlačnej sile N_0 , ktorá pôsobí na cievku v priebehu navíjania. Je to spôsobené tým, že zotrvačná hmota cievky sa snaží prekonať odpor brzdeného rotokoneru a má snahu ďalej sa otáčať v pôvodnom smere. Vzrast tejto sily o príliš vysokú hodnotu by negatívne ovplyvnil nielen stavbu cievky, ale i pretrhovosť priadze a tým i efektívny výkon celého stroja. Snahou je zamedziť prílišnému vzrastu prítlačnej sily vhodným umiestením ramien navíjacieho mechanizmu.

V schéme na obr.3 je znázornená uvoľnená cievka, záves a sily pôsobiace na túto sústavu.

Zložková rovnica síl pôsobiacich na cievku v ose x :

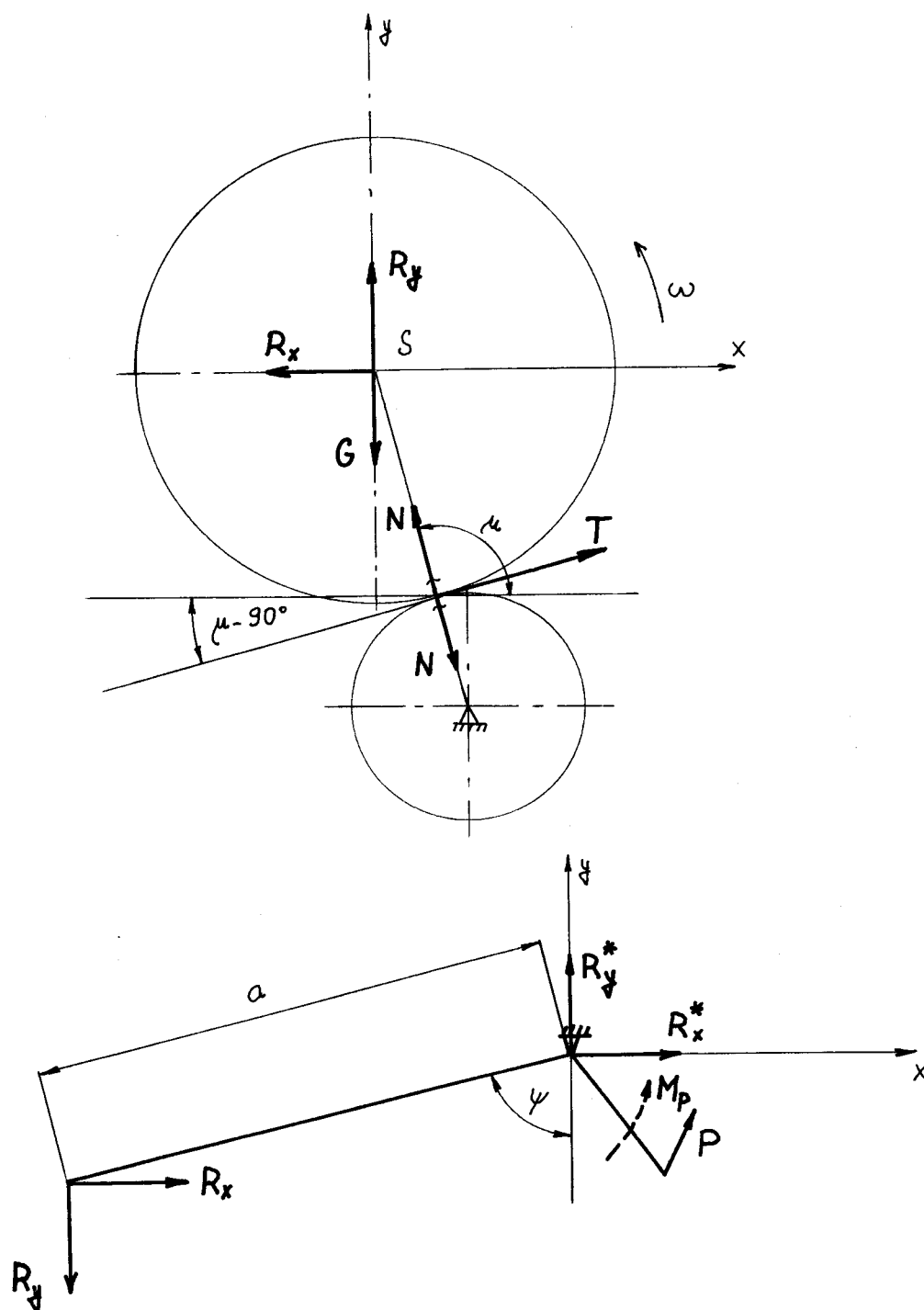
$$- R_x - N \cdot \cos/180^\circ - \mu/ + T \cdot \cos/\mu - 90^\circ / = 0 \quad /5/$$

Zložková rovnica síl pôsobiacich na cievku v ose y :

$$R_y - G + N \cdot \sin/180^\circ - \mu/ + T \cdot \sin/\mu - 90^\circ / = 0 \quad /6/$$

Momentová rovnica k bodu S :

$$T \cdot r - I_s \cdot \xi = 0 \quad /7/$$



Obr.3 - Schéma síl pôsobiacich na sústavu rotokoner, cievka.

Momentová rovnica síl, pôsobiacich na ramená navíjacieho mechanizmu, k bodu A:

$$R_x \cdot a \cdot \cos \psi + R_y \cdot a \cdot \sin \psi + M_p = 0 \quad /8/$$

Moment od sily P sa nahradí momentom M_p .

R_x, R_y - reakcie od mechanizmu navíjacích ramien na cievku a naopak

G - váha cievky

N - normálová sila pôsobiaca od rotokoneru na cievku

T - hnacia sila cievky pôsobiaca od rotokoneru

I_s - moment zotrvačnosti cievky

ϵ - uhlové zrýchlenie cievky

Vhodnou úpravou rovníc /5/, /6/, /7/ a /8/ pri použití matematických závislostí:

$$\cos / \mu - 90^\circ / = - \sin \mu$$

$$\sin / 180^\circ - \mu / = \sin \mu$$

$$\sin / \mu - 90^\circ / = - \cos \mu$$

$$\cos / 180^\circ - \mu / = - \cos \mu$$

dostaneme vzťah:

$$N / \sin \mu - \frac{\cos \mu}{\operatorname{tg} \psi} / + T / \frac{\sin \mu}{\operatorname{tg} \psi} - \cos \mu / - \frac{\frac{M_p}{a \cdot \cos \psi}}{\operatorname{tg} \psi} - G = 0$$

$$N = \frac{G + \frac{M_p}{a \cdot \sin \psi} - T / \frac{\sin \mu}{\operatorname{tg} \psi} - \cos \mu /}{\sin \mu - \frac{\cos \mu}{\operatorname{tg} \psi}}$$

Pri konštantnej uhlovej rýchlosti ω musí moment M_p od sily P na pružine vyvažovať vzájomné pôsobenie vlastnej váhy cievky G a normálovej sily N_0 :

$$G + \frac{M_p}{a \cdot \sin \psi} = N_0 \quad /9/$$

$$N = \frac{N_0 - T / \frac{\sin \mu}{\operatorname{tg} \psi} - \cos \mu /}{\sin \mu - \frac{\cos \mu}{\operatorname{tg} \psi}}$$

Vhodným dosadením za $\text{tg} \mu$ a $\cos \mu$ z rovnice /1/ a /2/ získame:

$$N_0 = T \cdot \frac{x_1 - a \cdot \cos \psi}{y_1 - a \cdot \sin \psi \cdot \text{tg} \psi} - 1$$

$$N = \frac{\frac{x_1 - a \cdot \cos \psi}{y_1 - a \cdot \sin \psi} - 1}{\text{tg} \psi}$$

Ako vyplýva zo schémy /obr.2/ dĺžkové veličiny x_1 a y_1 sú závislé na uhle ψ a menia sa tiež s meniacim sa polomerom cievky r . Z uvedenej schémy sú pre tieto veličiny zrejmé vzťahy:

$$y_1 = \sin \psi \cdot a + R + r \cdot \cos \mu$$

$$x_1 = \frac{a}{\cos \psi} + R + r \cdot \sin \mu$$

Po dosadení za y_1 a x_1 do rovnice pre výpočet prítlačnej sily N získavame výsledný vzťah $N = N / \psi$:

$$N = \frac{N_0 - T \left[\frac{a / \frac{1}{\cos \psi} - \cos \psi / + R + r \cdot \sin \mu}{R + r \cdot \cos \mu \cdot \text{tg} \psi} - 1 \right]}{\frac{a / \frac{1}{\cos \psi} - \cos \psi / + R + r \cdot \sin \mu}{R + r \cdot \cos \mu} - 1} \quad /10/$$

N_0 - prítlak medzi rotokonerom a cievkou pri konštantnej uhlovej rýchlosti cievky. Z údajov VÚB vyplýva, že je vhodné dodržiavať prítlak $N_0 = 17 - 22$ [N]

T - sila medzi rotokonerom a cievkou pri brzdení. Snahou je, aby táto sila bola čo najväčšia. Z diplomovej práce s. Račeka: "Reverzačné jednotky bezvretenového dopriadacieho stroja" som zistil, že maximálna sila T ,

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového	KSM	
Fakulta strojní	dopriadacieho stroja opatreného	1975	str.17
	reverzačnými jednotkami.		

ktorú môžeme dosiahnuť je $T = 20 \text{ [N]}$

a - dĺžka ramena navíjacieho mechanizmu. Je to volená hodnota, ktorá je obmedzená stavbou stroja a podmienkou, aby vyhovovala pre maximálny a minimálny priemer cievky. Používané dĺžky sú $a = 0,26 \text{ [m]}$.

R - polomer rotokoneru. Z údajov VÚB $R = 0,039 \text{ [m]}$.

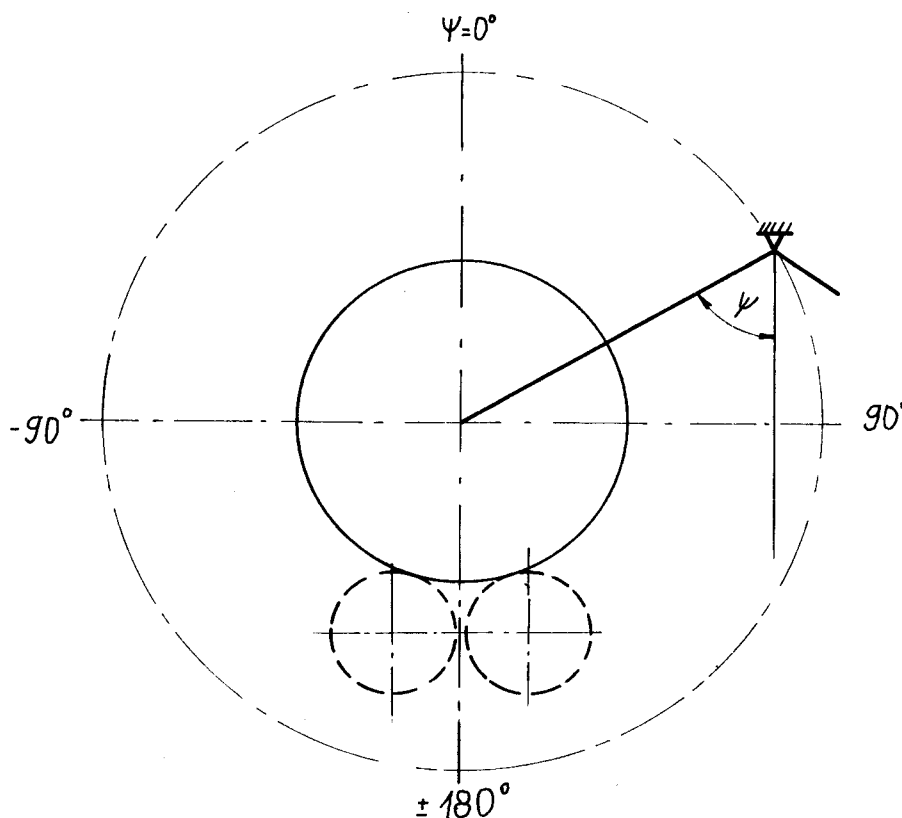
r - meniaci sa polomer cievky podľa veľkosti návinu. Pretože najnepriaznivejší prípad pre vzrast sily N je vtedy, ak nastáva brzdenie cievky o maximálnom priemere, uvažujem polomer r pri plnej cievke, to znamená, že $r = 0,115 \text{ [m]}$.

μ - uhol, ktorý vytvára prítlačná sila N k ose x pri plnom návine cievky $/r = r_2/$. Veľkosť uhlu vyplýva z doteraz vyrábaných typov bezvretenových dopriadacích strojov. Na presnej hodnote tohoto uhlu príliš nezáleží, pretože vychýlenie o niekoľko stupňov od volených hodnôt, zapríčiní iba zanedbateľnú zmenu veľkosti prítlačnej sily N.

Volím uhol $\mu = 1/ 103^\circ$
 $2/ 77^\circ$

3.2.1. Riešenie závislosti prítlačnej sily $N = N/\psi$.a/ Uhol $\mu = 103^\circ$

Snahou je zistiť prítlačnú silu N medzi rotokonerom a cievkou pri plnom návine. Prítlačná sila sa mení vzhľadom na uloženie závesu navíjacieho mechanizmu, ktoré je v závislosti na uhle ψ . Zmena uhlu ψ po obvode 360° je zrejmá zo schémy /obr.4/.

Obr.4 - Schéma označenia uhlu ψ .

Vypočítaná sila N má pri daných veličinách:

$$N_0 = 17 - 22 \text{ [N]}$$

$$T = 20 \text{ [N]}$$

$$R = 0,039 \text{ [m]}$$

$$r = 0,115 \text{ [m]}$$

a volených veličinách:

$$a = 0,260 \text{ [m]}$$

$$\mu = 103^\circ$$

v závislosti na meniacom sa uhle ψ tieto hodnoty zoradené v tabuľke /1/ a /2/:

Hodnoty uhlu ψ boli volené v rozmedzí od $0^\circ - 180^\circ$ a od $0^\circ - /-180^\circ/$ po intervale 15° .

$\psi [^\circ]$	15	30	45	60	75	105	120	135	150	165
N [N]	-49,2	-42,4	-22,1	-13,6	-6,65	7,13	16,2	31,2	78,2	598

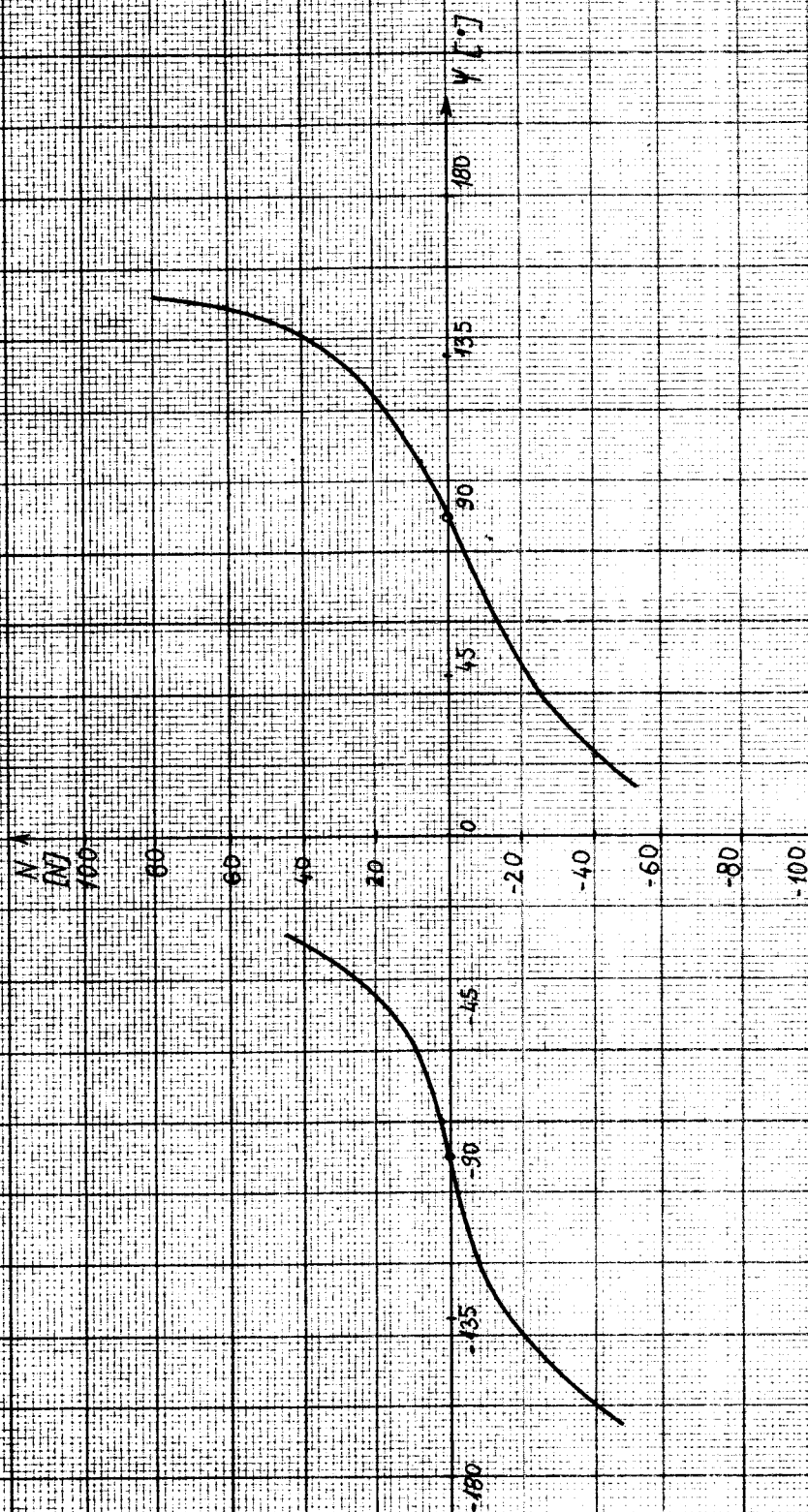
tab. 1

$\psi [^\circ]$	-15	-30	-45	-60	-75	-105	-120	-135	-150	-165
N [N]	216	38,5	17,5	9,16	4,06	-3,5	-5,9	-15,9	-30	-45,6

tab.2

Závislosť sily N je tiež veľmi dobre vidieť na grafe /obr.5/.

Hodnoty sily N pri uhloch 0° , 90° , 180° a -90° nie je možno presne vypočítať, pretože pri uhloch 0° a 180° sa hodnota N blíži k nekonečnu a pri uhloch 90° a -90° k nule.

Obr. 5 - Závislost přitlačnéj síly N na uhle ψ .

b/ Uhol $\mu = 77^\circ$

Postup výpočtu je taký istý ako v prvom prípade, zmenil sa iba uhol μ . Hodnoty ostatných veličín zostali nezmenené.

Pri výpočte sa vychádza zo vzorca /10/. Získané veľkosti sily N sú zoradené v tabuľke /3/ a /4/ a sú zaokrúhlené na stotiny.

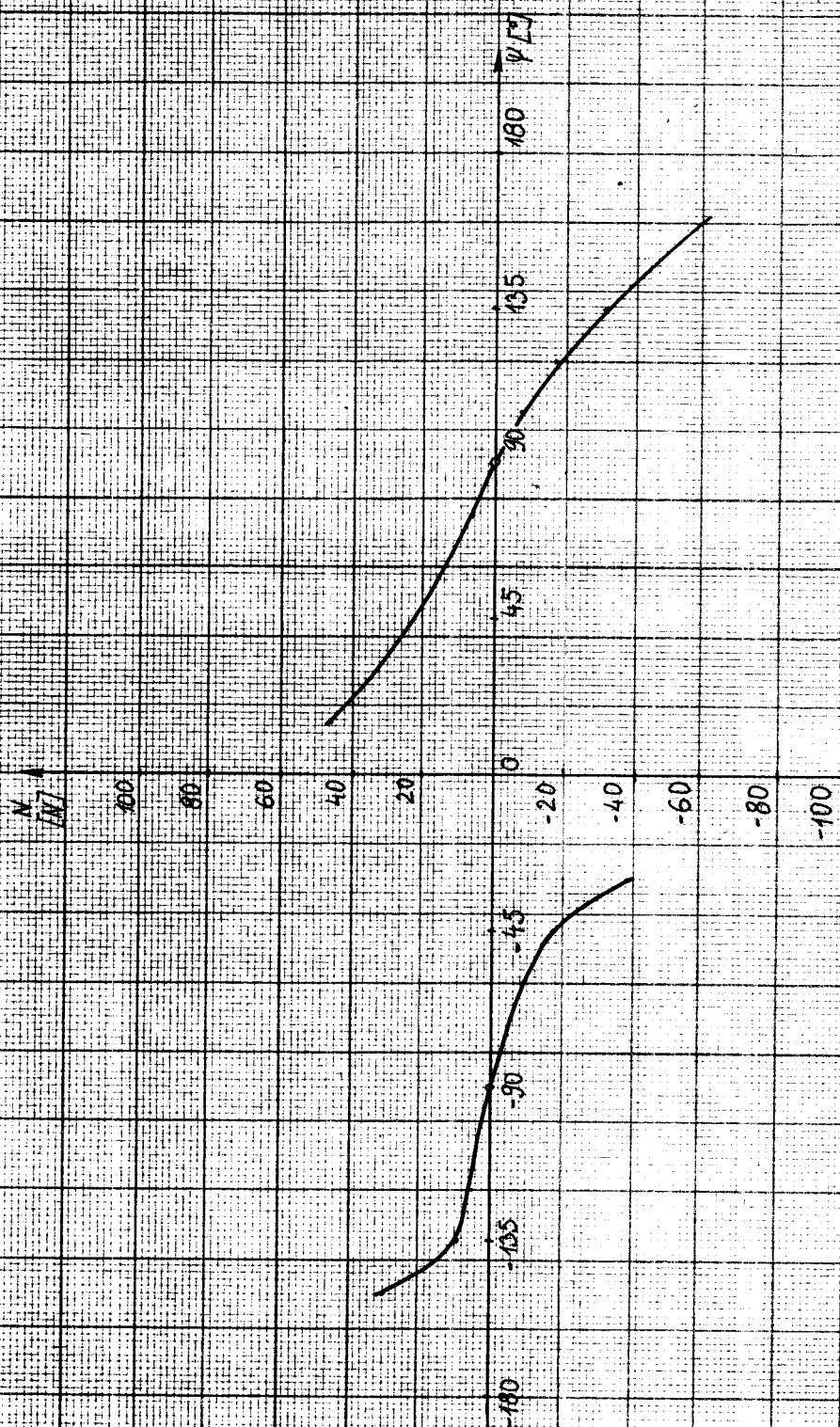
$\psi [^\circ]$	15	30	45	60	75	105	120	135	150	165
$N [N]$	45,5	32,5	22,1	13,6	6,6	-7,13	-16,1	-31,1	-88,5	-359

tab. 3

$\psi [^\circ]$	-15	-30	-45	-60	-75	-105	-120	-135	-150	-165
$N [N]$	-405	-38,5	-17,5	-9,2	-4,0	3,55	5	8,94	30	2020

tab. 4

Závislosť $N = N/\psi$ je zakreslená v grafe /obr.6/.

Obr. 6 - závislosť prítlačnej sily N na uhle ψ .

3.3. Riešenie vhodného umiestenia závesu navíjacích ramien.

Z diplomovej práce s. Račeka vyplýva, že k zabezpečeniu potrebného spomalenia cievky pri brzdení je potrebné docieľiť prítlačku medzi rotokonerom a cievkou v rozmedzí 35 - 40 [N]. V tomto prípade zostane priadza v navádzacej trubičke ešte v dosahu podtlaku spriadacej komory a pretrh je možno likvidovať automaticky.

Ak do vzorca /10/ za brzdiacu silu dosadíme hodnotu $T = f \cdot N$, získame vzťah:

$$N = \frac{N_0 - f \cdot N \left[\frac{a / \frac{1}{\cos \psi} - \cos \psi}{R+r} + \sin \mu \right]}{\frac{a / \frac{1}{\cos \psi} - \cos \psi}{R+r} + \sin \mu - \frac{1}{\operatorname{tg} \psi}}$$

Snahou je zistiť, koľkonásobok prítlačnej sily N pri brzdení je prítlačná sila pri konštantnej uhlovej rýchlosti N_0 pri rôznom uhle ψ .

$$N_0 = N \cdot \left\{ \left[\frac{a / \frac{1}{\cos \psi} - \cos \psi}{R+r} + \sin \mu \right] - \frac{1}{\operatorname{tg} \psi} \right\} + f \cdot \left\{ \left[\frac{a / \frac{1}{\cos \psi} - \cos \psi}{R+r} + \sin \mu \right] - 1 \right\}$$

f - súčiniteľ trenia medzi rotokonerom a cievkou.

Vzhľadom k tomu, že materiálom rotokoneru je luko-prén S 9410, je $f = 0,4$

$$N_0 = N \cdot k,$$

$$k = \left[\frac{a / \frac{1}{\cos \psi} - \cos \psi / + /R+r/. \sin \mu}{/R+r/. \cos \mu} - \frac{1}{\operatorname{tg} \psi} \right] +$$

$$+ f \left[\frac{a / \frac{1}{\cos \psi} - \cos \psi / + /R+r/. \sin \mu}{/R+r/. \cos \mu \cdot \operatorname{tg} \psi} - 1 \right]$$

a/ Uhol $\mu = 103^\circ$

V tabuľke /5/ a /6/ sú uvedené hodnoty $k = k / \psi /$ pre uhol ψ v rozmedzí $0^\circ - 180^\circ$ a $0^\circ - /-180^\circ/$ v intervaloch po 15° . Hodnoty sú zaokrúhlené na stotiny.

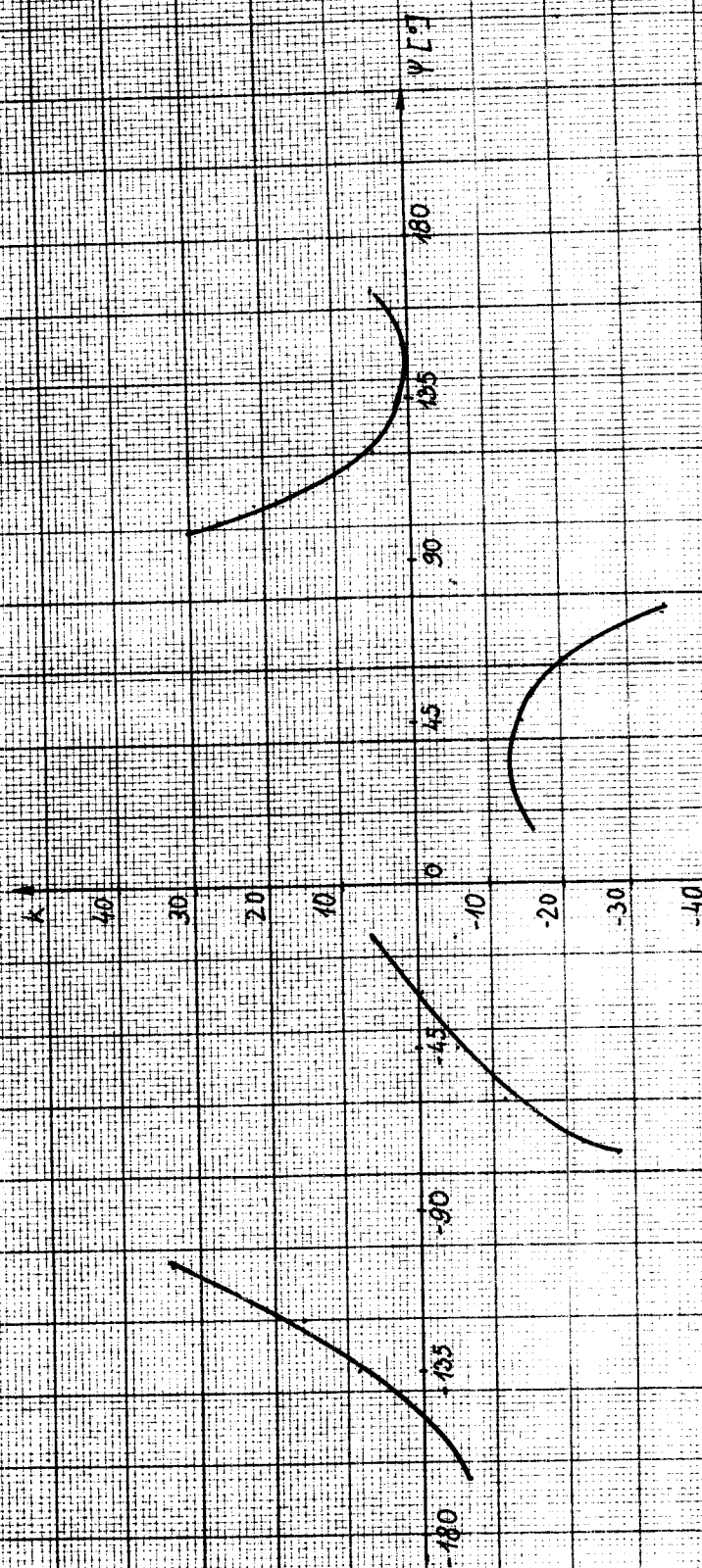
$\psi [^\circ]$	15	30	45	60	75	105	120	135	150	165
k	-16,5	-13,1	-14,9	-20,2	-35	20,1	5,5	1,23	0,67	5,03

tab. 5

$\psi [^\circ]$	-15	-30	-45	-60	-75	-105	-120	-135	-150	-165
k	6,05	0,7	-5,2	-11,8	-28,1	33,1	15,9	8,64	-2,3	-6,2

tab. 6

V tabuľkách nie sú uvedené hodnoty k , ak $\psi = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ - 90^\circ, -180^\circ$, pretože tieto hodnoty sa dajú matematicky obtiažne vyjadriť a pre náš výpočet nie je podstatné ich presné vyčíslenie, čo vyplýva z nasledujúceho výpočtu. Závislosť $k = k / \psi /$ je jasne vidieť na grafe /obr.7/.

Obr. 7 - Závislost konstanty k na uhle ψ .

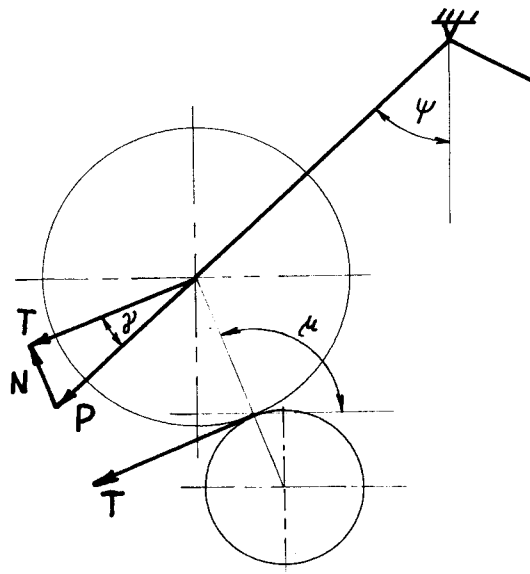
VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	KSM	
		1975	str.26

Fakulta strojní

Podmienka zabezpečenia proti vzpriecheniu.

Pri určitom uhle γ by pri brzdení došlo k vzpriecheniu cievky. Toto je veľmi nepriaznivý jav, ktorého vzniku musíme zabrániť, pretože pri vzpriechení sa cievka od rotokoneru odpruží a nedotýka sa ho.

Výpočet uhlu γ a jeho veľkosť je zrejmá zo schémy /obr.8/. Z vypočítaného uhlu γ sa dá zistiť uhol ψ a tým i oblasť, v ktorej nemôže byť záves navíjacieho mechanizmu realizovaný.



Obr.8 - Schéma zistenia uhlu γ .

Podmienka k zamedzeniu vzpriechenia:

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{N}{T}$$

Za silu T môžeme dosadiť $T = f \cdot N$

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{N}{f \cdot N}$$

Po dosadení za súčiniteľ trenia $f = 0,4$, je získaná hodnota uhlu γ :

$$\gamma < 68^\circ$$

Uhol ψ sa získa z rovnice, ktorá vyplýva zo schématu /obr.8/:

$$\gamma + \mu - 90^\circ + 90^\circ + \psi = 180^\circ \quad /11/$$

Z uvedeného výpočtu sa získal uhol :

$$\psi > 9^\circ$$

b/ Uhol $\mu = 77^\circ$.

Výpočet je ten istý ako pri prvom prípade, zmenil sa iba uhol μ . Ostatné hodnoty zostali zachovalé. Získané hodnoty $k = k / \psi /$ sú uvedené v tabuľke /7/ a /8/.

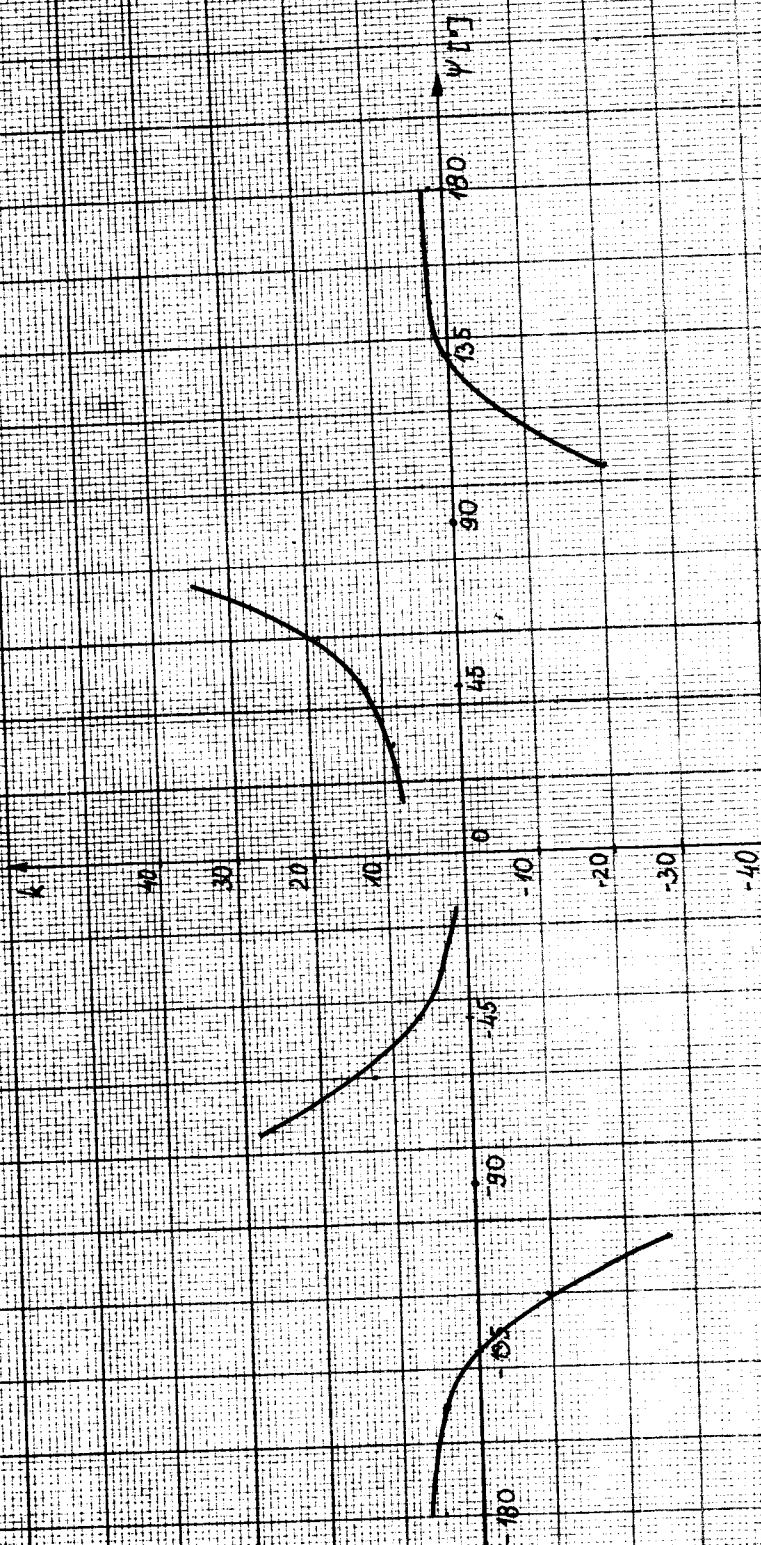
$\psi [^\circ]$	15	30	45	60	75	105	120	135	150	165
k	7,73	8,86	12,1	18,2	34,2	-20,4	-6,36	0,01	2,0	2,1

tab. 7

$\psi [^\circ]$	-15	-30	-45	-60	-75	-105	-120	-135	-150	-165
k	1,25	3,38	6,39	12,3	27,9	-25,8	-9,6	-2,8	4,8	4,9

tab. 8

Závislosť $k = k / \psi /$ je v grafe /obr.9/.

Obr. 9 - Závislosť konštanty k na uhle ψ .

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového	KSM	
Fakulta strojní	dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	1975	str.29

Podmienka zabezpečenia proti vzpriečeniu.

Výpočet je opäť ten istý ako v predchádzajúcom prípade, iba do rovnice /11/ dosadíme za uhol $\mu = 77^\circ$.

$$\vartheta + 77^\circ - 90^\circ + 90^\circ + \psi = 180^\circ$$

Ak uhol $\vartheta \leq 68^\circ$, tak získame uhol ψ :

$$\psi > 35^\circ$$

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	KSM	
		1975	str.30
Fakulta strojní			

3.3.1. Výber optimálneho uloženia závesu navíjacieho mechanizmu.

Z predchádzajúceho výpočtu sa získala konštanta k závislosti na meniacom sa uhle závesu ψ . Samotná hodnota k sa získa z daných veličín:

$$N_0 = 20 \text{ [N]}$$

$$N = 35 - 40 \text{ [N]}$$

$$K_1 = \frac{N_0}{N} = \frac{20}{35} = 0,61$$

$$K_2 = \frac{N_0}{N} = \frac{20}{40} = 0,5$$

Z výpočtu vyplýva, že hodnota k má byť v rozmedzí $0,5 - 0,61$. Z tabuľky /5/, /6/, /7/ a /8/ sa zistia uhly ψ odpovedajúce danej hodnote k :

Pri uhle $\mu = 103^\circ$ sú to uhly:

$$\psi = 148^\circ$$

$$\psi = -26^\circ; \text{ a } -138^\circ$$

Pri uhle $\mu = 77^\circ$ sú to uhly:

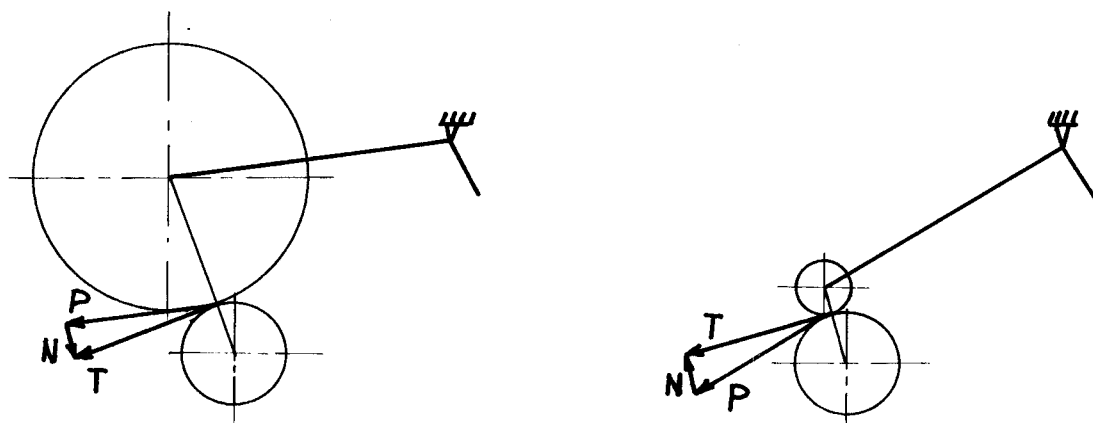
$$\psi = 138^\circ$$

$$\psi = -143^\circ 30'$$

Tieto hodnoty uhlov ψ sú zistené pri počítaní plným návinom na cievke, to znamená, že $r = r_2$. Uloženie závesu však musí vyhovovať i pre minimálny návin, teda ak je $r = r_1$.

Rozkladom trecej sily T , ktorý je zrejmý zo schémy /obr.10/, som zistil ako pôsobí normálová sila N v jednotlivých kvadrantoch uhlu ψ pre polomery cievky r_1 a r_2 a uhly $\mu = 103^\circ$ a $\mu = 77^\circ$.

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného	KSM	
Fakulta strojní	reverzačnými jednotkami.	1975	str.31



Obr. 10 - Rozklad trecej sily T.

Zistené výsledky sú zoradené do tabuľky /9/ a /10/, pričom v tabuľke /9/ sú hodnoty sily N pri uhle pre plný návin na cievke $\mu = 103^\circ$ a v tabuľke /10/ hodnoty sily N pre plný návin na cievke a uhol $\mu = 77^\circ$. Uhol ψ je meraný ako v schéme /obr.4/.

V tabuľke /9/ a /10/ znamenajú hodnoty:

- N + - normálová sila medzi rotokonerom a cievkou, pri-
tláča cievku k rotokoneru
- N - - normálová sila medzi rotokonerom a cievkou nad-
ťahčuje cievku

Ako vyplýva z podmienky proti vzpriecheniu, zo získaných uhlov ψ , zo závislosti $k = k/\psi/$ a tabuľky /9/ a /10/, jediným uhlom, ktorý vyhovuje všetkým týmto podmienkam je uhol $\psi = 138^\circ$. V tomto uhle bude uložený záves navíjacieho mechanizmu.

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového	KSM	
Fakulta strojní	dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	1975	str.32

ψ [°]	r_1	r_2
-13 - 32	cievka sa nedotýka rotokoneru	N-
32 - 77	cievka sa nedotýka rotokoneru od 62° N-	N-
77 - 122	do 114° N- od 114° N+	N+
122 - 167	cievka sa nedotýka rotokoneru	N+
-13 - -58	cievka sa nedotýka rotokoneru	N+
-58 - -103	cievka sa nedotýka rotokoneru od -89° N+	N+
-103 - -148	do 109° N+ od 109° N-	N-
-148 - 167	cievka sa nedotýka rotokoneru	N-

tab.9

ψ [°]	r_1	r_2
13 - 58	cievka sa nedotýka rotokoneru	N-
58 - 103	cievka sa nedotýka rotokoneru od 89° N-	N-
103 - 148	do 109° N- od 109° N+	N+
148 - -167	cievka sa nedotýka rotokoneru	N+
13 - - 32	cievka sa nedotýka rotokoneru	N+
-32 - -77	cievka sa nedotýka rotokoneru od -64° N+	N+
-77 - -122	N+	N-
-122 - -167	cievka sa nedotýka rotokoneru	N-

tab.10

VŠST Liberec	Navíjací mech. bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	KSM	
		1975	str. 33
Fakulta strojná			

3.3.2. Návrh navíjacieho mechanizmu.

Navíjací mechanizmus umožňuje umiestnenie cievky v takej polohe, aby bola v styku s rotokonerom a tým aby bolo zabezpečené nepretržité navíjanie priadze na cievku. Momentom M_p , vyvolaným tlakom sily P od pružiny na rameno, je pri konštantnej uhlovej rýchlosti pri navíjaní udržiavaná rovnováha medzi váhou cievky G a prítlakom N_o .

Z rovnice /9/ získame hodnotu momentu M_p :

$$M_p = /N_o - G/ \cdot a \cdot \sin \psi \quad /12/$$

Moment M_p sa mení pri navíjaní cievky od polomeru r_1 až po polomer r_2 . Pre uhol ψ to je rozmedzie $/113^\circ - 138^\circ/$. V tomto rozmedzí sa však mení vzhľadom k rastúcemu polomeru i váha cievky.

$$G = G_1 + \gamma \cdot h \cdot \pi \cdot /r^2 - r_1^2/ \quad /13/$$

G_1 - váha prázdnej dutinky

γ - merná váha návinu

h - stredná šírka návinu

$$G_1 = / \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} / \cdot l \cdot \gamma_1$$

d_1 - vonkajší priemer dutinky

d_2 - vnútorný priemer dutinky

l - dĺžka dutinky

γ_1 - merná hmota dutinky - materiál bakelit

Pre dané hodnoty:

$$d_1 = 0,056 \text{ [m]}$$

$$d_2 = 0,051 \text{ [m]}$$

$$l = 0,098 \text{ [m]}$$

$$\gamma_1 = 13\,000 \text{ [N / m}^3\text{]}$$

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného	KSM	
Fakulta strojní	reverzačnými jednotkami.	1975	str.34

Vychádza nám váha dutinky:

$$G_1 = 0,535 \text{ [N]}$$

Rast polomeru r pri navíjaní vzhľadom na meniaci sa uhol ψ sa získa z rovnice /4/. Veličiny x_1 , y_1 , β sú zrejmé zo schémy /obr.2/. V našom prípade pre uhol $\psi = 138^\circ$:

$$x_1 = 0,044 \text{ [m]}$$

$$y_1 = 0,209 \text{ [m]}$$

$$\beta = 102^\circ$$

Výsledky rastu polomeru r , ktoré sa dajú zistiť tak isto i grafickou metódou, sú zoradené v tabuľke /11/. Hodnoty uhlu ψ sú volené v intervale po 5° .

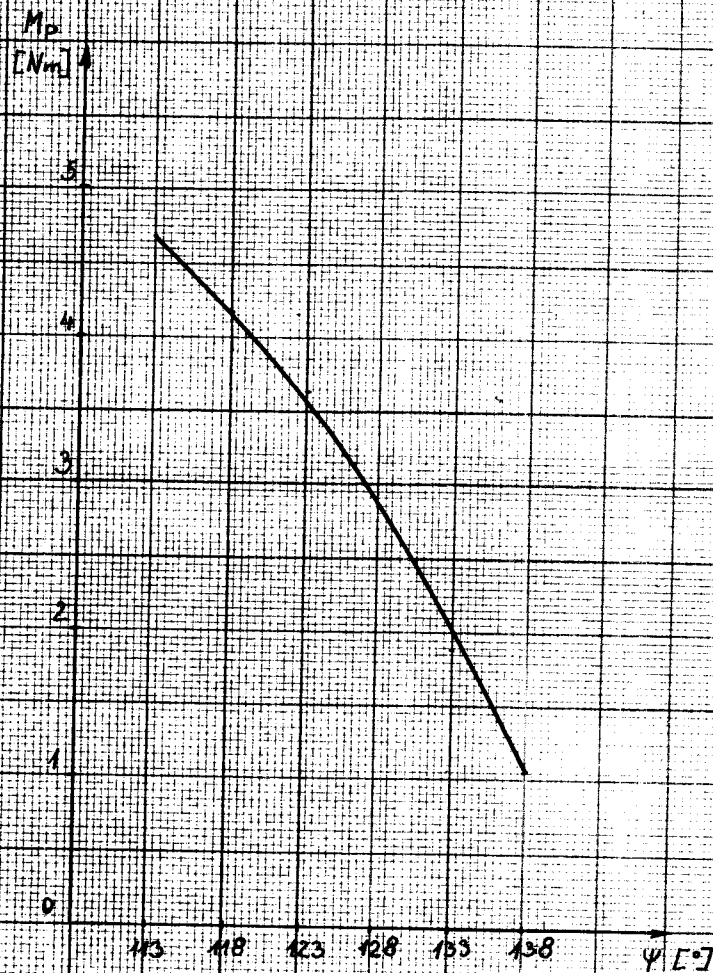
$\psi /^\circ/$	113	118	123	128	133	138
$r \text{ [m]}$	0,028	0,044	0,062	0,079	0,0985	0,115

tab.11

Po dosadení do rovníc /12/ a /13/ získame hodnoty váhy G a momentu M_p v závislosti na meniacom sa uhle ψ . Výsledky sú uvedené v tabuľke /12/. Priebeh momentu M_p je zrejmý i z grafu /obr.11/.

$\psi /^\circ/$	113	118	123	128	133	138
$G \text{ [N]}$	0,535	1,825	3,363	6,117	9,994	13,94
$M_p \text{ [Nm]}$	4,656	4,158	3,634	2,844	1,899	1,056

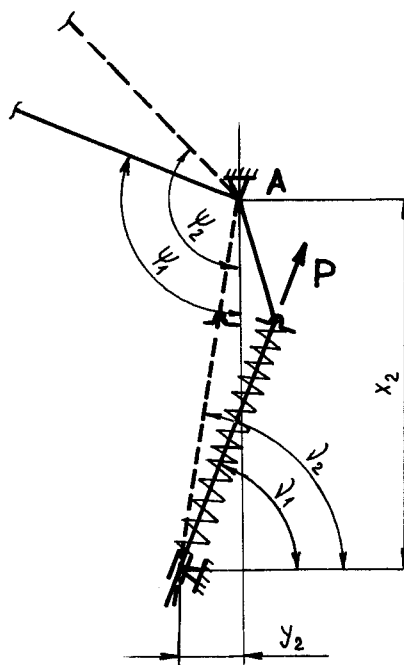
tab.12

Obr. 11 - Závislost momentu M_p na uhle ψ .

VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriadacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	KSM	
		1975	str.36

Výpočet a návrh pružiny pôsobiacej na rameno.

Pružina pôsobí na rameno silou P , ktorá sa pri zmene uhlu ψ vykláňa o uhol $\nu = \nu / \psi$, čo je zrejmé zo schémy /obr.12/ pre krajné polohy uhlu ψ .



Obr.12 - Schéma pružiny pôsobiacej na rameno.

Veličiny x_2 , y_2 , α , b , boli volené vzhľadom ku konštrukcii stroja, k možnosti umiestenia pružiny s ramenom tak, aby zaberali čo možno najmenší priestor.

$$x_2 = 0,118 \text{ [m]}$$

$$y_2 = 0,028 \text{ [m]}$$

$$b = 0,050 \text{ [m]}$$

$$\alpha = 128^\circ$$

Pri väčších hodnotách x_2 a y_2 sa iba málo zlepšia hodnoty pružiny, ale rapídne sa zväčší množstvo zabratého priestoru.

Moment M_p , ktorý pôsobí na rameno sa dá vyjadriť pomocou sily P :

$$M_p = P \cdot x_2 \cdot \cos \vartheta - P \cdot y_2 \cdot \sin \vartheta$$

$$P = \frac{M_p}{x_2 \cdot \cos \vartheta - y_2 \cdot \sin \vartheta}$$

Uhol ϑ v závislosti na meniacom sa uhle ψ sa získa z rovnice /3/:

$$\vartheta = \arctg \frac{x_2 - b \cdot \cos / \psi - \alpha /}{y_2 - b \cdot \sin / \psi - \alpha /}$$

Hodnoty $\vartheta = \vartheta / \psi /$ ako i sily $P = P / \vartheta /$ sú vyjadrené v tabuľke /13/.

$\psi / ^\circ /$	113	118	123	128	133	138
$\vartheta / ^\circ /$	58	61	64	67	71	75
$P / N /$	120	127	137	140	158	300

tab.13

Návrh pružiny vyvodzujúcu silu P :

Pri návrhu pružiny sú volené hodnoty vzhľadom ku konštrukcii uchytenia:

$$\tau_{\text{dov}} = 500 \cdot 10^6 \left[\text{N} / \text{m}^2 \right]$$

$$D_s = 0,02 \left[\text{m} \right] \quad - \text{priemer vinutia}$$

$$K_1 = 1 \quad - \text{konštanta}$$

Priemer drôtu pružiny sa získa zo vzťahu:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot k_1 \cdot 16 \cdot r_s}{\pi \cdot \tau_{\text{dov}}}} = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 1 \cdot 16 \cdot 0,01}{\pi \cdot 500 \cdot 10^6}} = 0,00313 \text{ [m]}$$

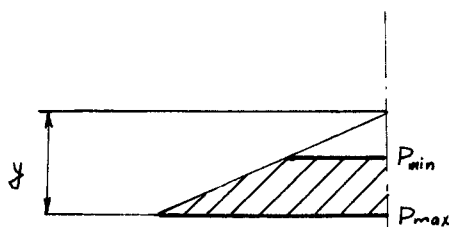
Podľa ČSN 02 6003 volím drôt $d = 0,00315 \text{ [m]}$.

Počet závitov pružiny:

$$n = \frac{y \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot P \cdot D_s^3}$$

$$G = 8 \cdot 10^{10} \text{ [N/m}^2\text{]}$$

y - hodnota, ktorá je zrejmá zo schémy/obr.13/ a je rovná $0,014 \text{ [m]}$.



Obr.13 - Charakteristika pružiny.

$$n = \frac{0,014 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 0,00315^4}{8 \cdot 30 \cdot 0,02^3} = 6 \text{ závitov}$$

Dĺžka pružiny:

$$l = n \cdot d + y = 6 \cdot 0,00315 + 0,014 = 0,0339 \text{ [m]}$$

Ostatné súčiastky v mechanizme navíjania som volil podľa doteraz používaných súčiastok na bezvretenových dopriaďacích strojoch typu BD 200.

4.1. Záver.

Úlohou tejto diplomovej práce bolo riešenie silových pomerov medzi rotokonerom a cievkou v najnepriaznivejšom prípade, teda pri brzdení plnej cievky a výber optimálneho uloženia navíjacieho mechanizmu ako pre prázdnu, tak i pre plnú cievku. Pretože pri brzdení prítlačná sila na cievku podstatne vzrastie, bolo snahou zistiť také uloženie navíjacieho mechanizmu, aby pri brzdení nedošlo k preklzovaniu medzi rotokonerom a cievkou a tým aby sa zamedzilo dlhšie trvajúcemu pôsobeniu zväčšenej prítlačnej sily, ktorá by mohla negatívne ovplyvniť stavbu návinu cievky. Pri výpočte som vychádzal z podmienky, aby sa pre toto najvýhodnejšie uloženie nemuseli previesť veľké konštrukčné zmeny na doteraz vyrábaných bezvretenových dopriadacích strojoch. Výpočet nebol prevedený pre zapriadanie, pretože pri ňom sa rotokoner pohybuje opačne pomalou rýchlosťou a výpočet síl a ich pôsobenie nie je dôležité. V miestach uloženia, kde vyšla prítlačná sila N záporná, sa uloženie navíjacieho mechanizmu nemôže voliť, pretože tu cievka pri brzdení nadskakuje. Jediným uhlom ktorý pre horeuvedené podmienky vyhovuje je uhol $\psi = 138^\circ$.

Záverom ďakujem Ing.M.Hýblovej a Ing.S.Škodovi za cenné informácie a poskytnuté podklady.

V Liberci 30.mája 1975

✓
Štefan Lauce

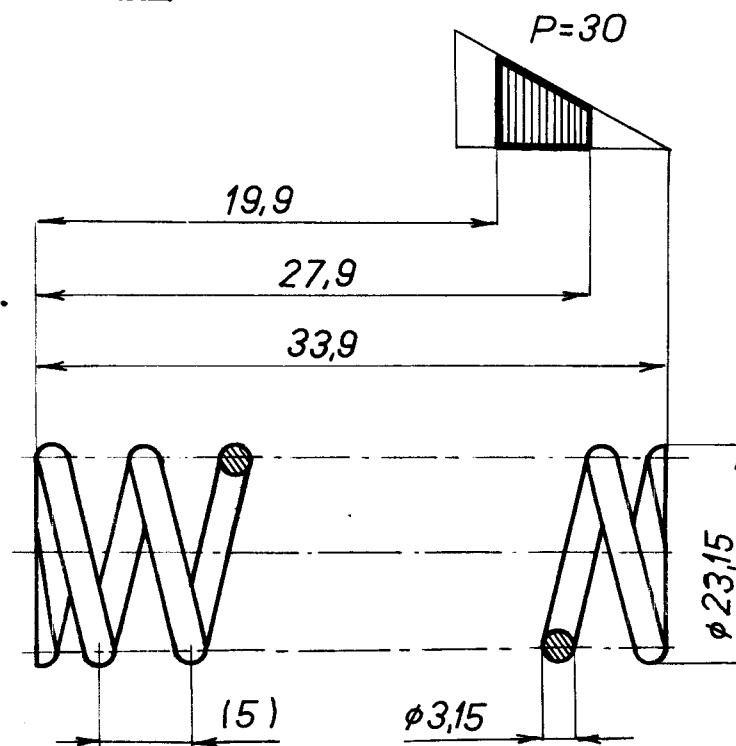
VŠST Liberec	Navíjací mech.bezvretenového dopriaďacieho stroja opatreného reverzačnými jednotkami.	KSM	
		1975	str.40
Fakulta strojní			

5.1. Zoznam použitej literatúry.

- /1/ Šrejtr, J.: Teorie složení mechanismů, NČAV,
Praha, 1963
- /2/ Brát, V., Brousil, Jar.: Dynamika, ČVUT, 1971
- /3/ Kolektív: Technické vzorce, Alfa, Bratislava, 1971
- /4/ Bartoš, J.: Strojnícke tabulky, SNTL, Praha, 1966
- /5/ Černoch, S.: Strojně technická příručka, SNTL,
Praha, 1968

POČET ČINNÝCH ZÁVITOV	6
CELKOVÝ POČET ZÁVITOV	8
ZMYSEL VINUTIA	PRAVÝ
PRIEMER VODIČAPU PRAC. DUTINY	—
PRIEMER KONTROL. TRŇU KONTR. PUZDRA	—
ROZV. DĹŽKA PRUŽINY	502,4

6,3
√(~)



1. ČIERNENÉ

1 DRÔT $\phi 3,15-502,4$ ČSN 42 6450.30

2

Lance

30.5.1975

PRUŽINA

DP75-KMS-01-20

1	NOSNÍK PLECH 3	ČSN 42 5302.21	11 330.30		1			1
1	NOSNÉ RAMENO	ČSN 42 5302.21	11 300.20		1			2
1	RAMENO PLECH 2	ČSN 42 5302.21	11 300.20		1			3
1	ZÁKLADŇA PLECH 3	ČSN 42 5302.21	11 330.20		1		DP75-KSM-01	4
1	KRYT PLECH 1	ČSN 42 5302.21	11 330.30		1			5
1	DOSKA PLECH 3	ČSN 42 5302.21	11 330.30		1			6
1	KRABÍČKA PLECH 2	ČSN 42 5302.21	11 330.30		1			7
1	ČELO PLECH 2	ČSN 42 5302.21	11 300.20		1			8
2	PODLOŽKA PLECH 3	ČSN 42 5302.21	11 330.30		1			9
2	ČAP Ø 8 x 10	ČSN 42 6510.12	11 110.0		3			10
1	PODLOŽKA Ø 25x4	ČSN 42 6510.12	11 110.0		3			11
1	ČAP Ø 10 x 14	ČSN 42 6510.12	11 110.0		3			12
1	TRUBKA Ø 25x100	ČSN 42 6510.12	11 107.0		3			13
1	TIAHLO Ø 14x125	ČSN 42 6510.12	11 107.0		3			14
1	ČAP Ø 5 - 30	ČSN 42 6510.12	11 107.0		3			15
1	KRUŽOK Ø 25x5	ČSN 42 6510.12	11 107.0		3			16
1	TRUBKA Ø 12-40	ČSN 42 6510.12	11 107.0		1			17
1	HRIADEĽ Ø 8-120	ČSN 42 6510.12	11 110.0		3			18
1	PRUŽINA Ø 1,6-360	ČSN 42 6450.30			2			19
1	PRUŽINA Ø 3,15-502	ČSN 42 6450.30			2		DP75-KSM-01	20
2	PODLOŽKA	ČSN 42 5350	11 343.25		1			21
1	KOLÍK 6x45	ČSN 02 2140.1						22
4	SKRUTKA M3x6	ČSN 02 1131						23
1	SKRUTKA M5x45	ČSN 02 1101						24
3	SKRUTKA M6x22	ČSN 02 1101						25
2	MATICA M5	ČSN 02 1403						26
3	MATICA M6	ČSN 02 1401						27

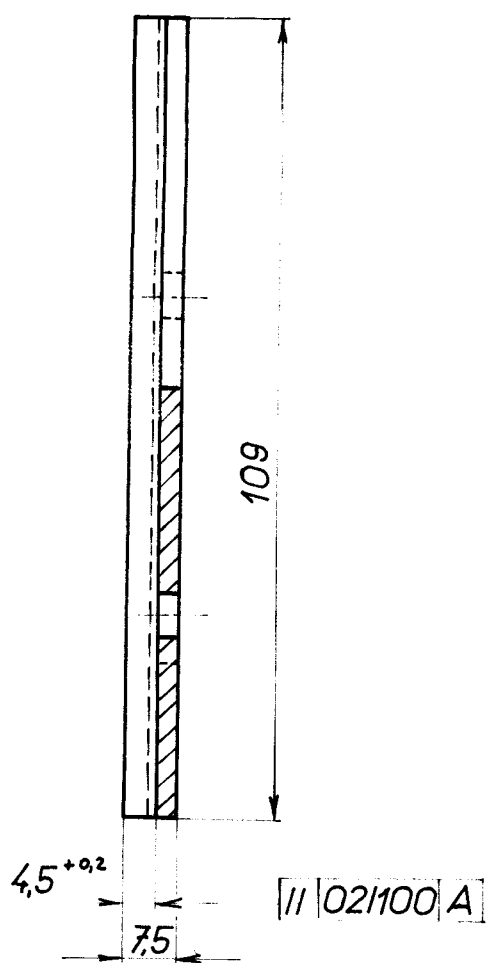
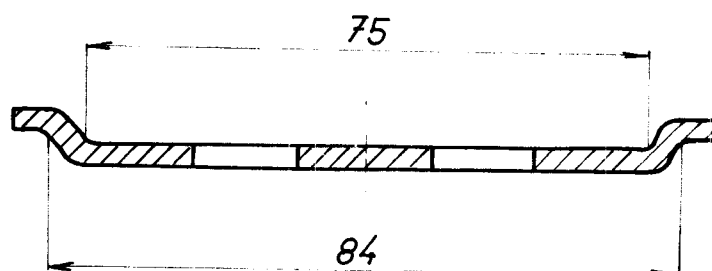
2 MATICA M 12 ČSN 02 1403

28

Lance

30.5.1975

KUSOVNÍK DP75-KSM-01

REZ A-AREZ C-C

1. VNÚTORÉ POLOMERY OHYBOV R 1,5

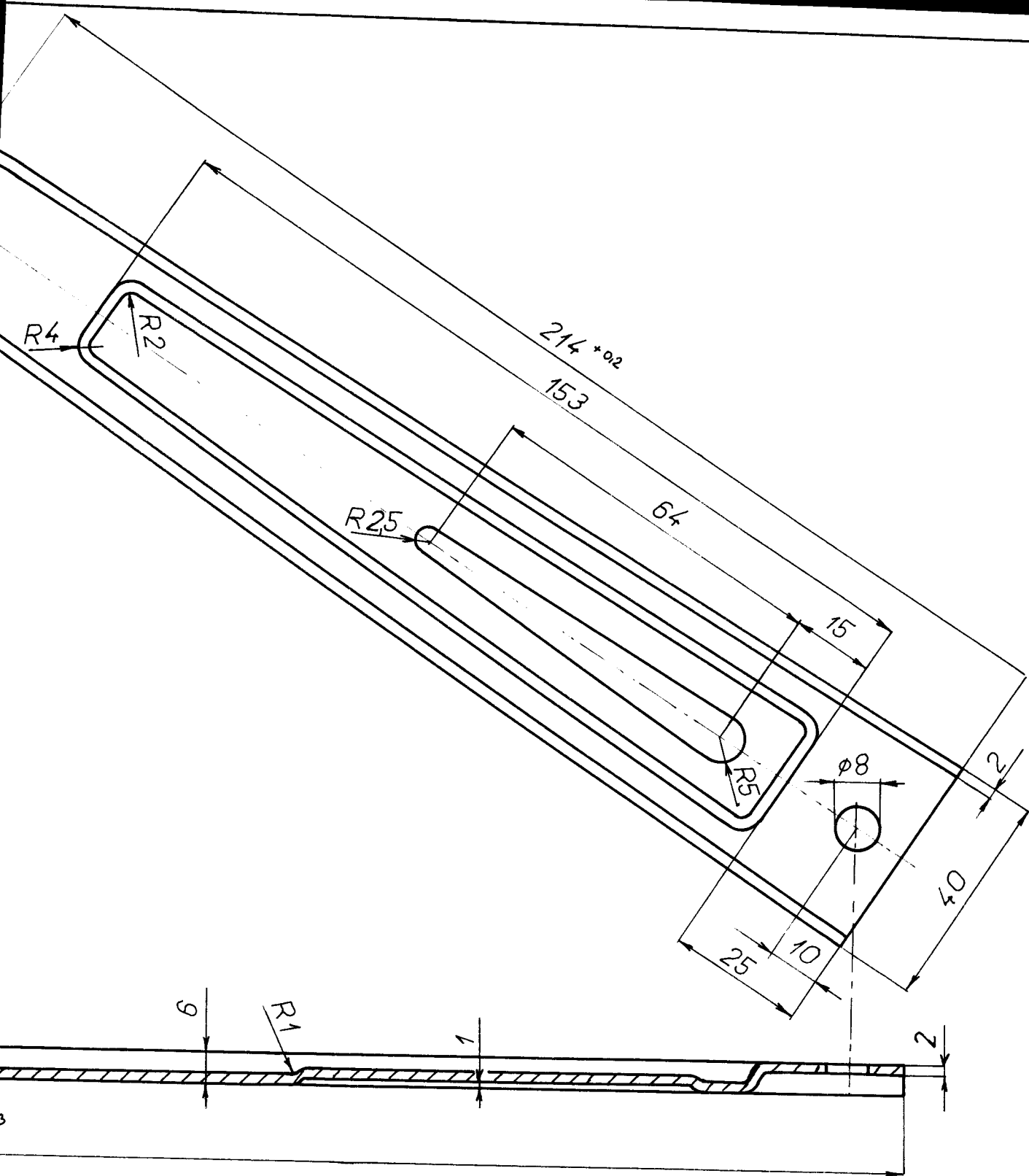
1 PLECH 3,125x143 ČSN 42 5302 11 330.30

1

Lancz

30.5.1975

ZÁKLADŇA DP75-KSM-01-04



1 PLECH 2 ČSN 425302 11 300.20 1

Lamox

30.5.1975

RAMENO

DP75-KSM-01-03

