

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Radu práce

Fakulta strojní

Obor 23 - 43 - 8
výrobné stroje a zariadenia

zameranie

textilné stroje

Katedra textilných a odevných strojov

K I N E M A T I K A P R Í D A V N É H O
R E G U L O V A N É H O P R I E Ť A Ž N É H O P O Ľ A

Miroslav Gála

Vedúci diplomovej práce: Doc.Ing.Jaroslav Charvát, CSc
VŠST Liberec

Konzultant: Ing.Bohumil Gregor, Elitex, k.p. Nitra

Rozsah práce a príloh

Počet strán 79

Počet príloh 3

Počet obrázkov ... 16

Počet výkresov ... 7

KTG/TS

Dátum: 28.12.1980

Vysoká škola: strojní a textilní

Katedra: textilních a oděvních strojů

Fakulta: strojní

Školní rok: 1979/80

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Miroslava Gála

obor Výrobní stroje a zařízení 23-34-8

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: Kinematika přidavného regulovaného průtažného pole

Pokyny pro vypracování:

- 1) Analyzujte po kinematické stránce převodové ústrojí přidavného průtažného pole včetně pohonů a vypracujte kinematické schéma ústrojí pro základní nastavení průtahu 1,5 s možností regulace $\pm 25\%$.
- 2) Kinematické řešení proveďte pro odváděcí rychlost 600 m/min.
- 3) Proveďte výpočet diferenciálu, přezkoumejte přitom možnosti použití alternativních typů diferenciálu vzhledem k existujícímu typu stroje NOVOS R.
- 4) Zhodnoťte ekonomický přínos navrhovaného zařízení.

Autorské právo se řídí směrnicemi
MŠK pro státní záv. zkoušky č.j. 31
727/62 ze dne 13. července
1962-VOL. XXVII - č. 24 ze
dne 31. 12. 1962

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

Rozsah grafických laboratorních prací: Kinematická schemata diferenciálu, výkres
konstrukčních úprav diferenciálu

Rozsah průvodní zprávy: 10 stran strojopisu formátu A4

Seznam odborné literatury: Firemní literatura a konstrukční podklady podn.
Elitex Nitra

Vedoucí diplomové práce: Doc.Ing.Jaroslav Charvát,CSc

Konsultanti: Ing.Bohumil Gregor - Elitex,k.p.Nitra

Datum zahájení diplomové práce: 1. 2.1980

Datum odevzdání diplomové práce: 31.12.1980



Doc.Ing.Jaroslav Charvát,CSc
Vedoucí katedry

Doc.RNDr.Bohuslav Stríž,CSc
Děkan

Miestoprísažne prehlasujem, že som diplomovú prácu vy-
pracoval samostatne s použitím uvedenej literatúry.

V Nitre dňa 28.12.1980

Miroslav Gála
.....

O B S A H

	Str.
1. ÚVOD	10
2. NEROVNOMERNOSŤ PRADIARSKYCH PRODUKTOV	12
2.1. Druženie	12
2.2. Regulovaný prietah	13
3. RÝCHLOBEŽNÝ PREŤAHOVACÍ STROJ S REGULAČNÝM ADAPTOROM	15
3.1. Dôvody zavádzania	15
3.2. Charakteristika výrobku a súčasný stav	16
3.2.1. Hlavné technické parametre stroja NOVPOS 1R .	17
3.2.2. Výkon stroja	18
3.2.3. Spracovávané materiály	18
3.3. Použitie a technologická návaznosť výrobku	18
4. PRÍDAVNÉ REGULOVANÉ PRIEŤAHOVÉ POLE	19
4.1. Súčasný stav	19
4.1.1. Činnosť regulácie	20
4.1.2. Princíp činnosti	20
5. POROVNANIE PARAMETROV AUTOMATICKEJ REGULÁCIE STROJA NOVPOS R SO ZAHRANIČNÝMI STROJMI	22
6. POSTUP ANALYTICKÉHO RIEŠENIA	23
7. ZÁKLADNÉ VZŤAHY REGULOVANÉHO PREŤAHOVANIA	25
7.1. Regulácia časti prameňov	25
7.2. Regulácia všetkých prameňov	28
8. KINEMATIKA PREVODOVÉHO ÚSTROJENSTVA PRÍDAVNÉHO PRIEŤAŽNÉHO POLA A POHONU	29
8.1. Výpočet priemeru remenice meny A	29
8.2. Určenie kinematických pomerov v prídavnom regulačnom poli - návrh prevodov	29
8.3. Kinematika akčného člena	32

9. PRIESKUM MOŽNOSTÍ POUŽITIA ALTERNATÍVNYCH TYPOV	
DIFERENCIÁLU	33
9.1. Určenie kinematických pomerov	33
9.1.1. Kuželový diferenciál	33
9.1.2. Čelné diferenciály	37
9.1.2.1. Čelný diferenciál s jednoduchým satelitom, vonkajším a vnútorným ozubením	37
9.1.2.2. Čelný diferenciál s dvojitým satelitom a vonkajším ozubením	38
9.1.2.3. Čelný diferenciál s dvojitým satelitom, vonkajším a vnútorným ozubením	40
9.2. Zhodnotenie možností použitia alternatívnych typov diferenciálu vzhľadom k existujúcemu typu na stroji NOVPOS R	41
10. SILOVÉ POMERY V PRÍDAVNOM REGULAČNOM ADAPTORE	43
10.1. Výpočet prietahovej sily	43
10.2. Zataženie od pasívnych odporov	44
10.3. Zataženie od setrvačných síl	46
10.3.1. Výpočet momentu setrvačnosti v regulačnom adaptore	46
10.3.2. Redukovaný moment setrvačnosti	49
10.3.3. Určenie redukovanej dvojice na hriadeľ výstupu z diferenciálu	50
10.3.4. Moment na hriadeľ hnacieho člena diferenciálu	

10.3.5. Moment

9. PRIESKUM MOŽNOSTÍ POUŽITIA ALTERNATÍVNYCH TYPOV	
DIFERENCIÁLU	33
9.1. Určenie kinematických pomerov	33
9.1.1. Kuželový diferenciál	33
9.1.2. Čelné diferenciály	37
9.1.2.1. Čelný diferenciál s jednoduchým satelitom, vonkajším a vnútorným ozubením	37
9.1.2.2. Čelný diferenciál s dvojitém satelitom a vonkajším ozubením	38
9.1.2.3. Čelný diferenciál s dvojitém satelitom, vonkajším a vnútorným ozubením	40
9.2. Zhodnotenie možností použitia alternatívnych typov diferenciálu vzhľadom k existujúcemu typu na stroji NOVPOS R	41
10. SILOVÉ POMERY V PRÍDAVNOM REGULAČNOM ADAPTORE	43
10.1. Výpočet prietahovej sily	43
10.2. Zataženie od pasívnych odporov	44
10.3. Zataženie od zotrvačných síl	46
10.3.1. Výpočet momentu zotrvačnosti v regulačnom adaptore	46
10.3.2. Redukovaný moment zotrvačnosti	49
10.3.3. Určenie redukovanej dvojice na hriadeľ výstupu z diferenciálu	50
10.3.4. Moment na hriadeľ hnacieho člena diferenciálu	51
10.3.5. Moment na unášači	52
10.3.6. Moment na hriadeľ elektromotora	52
10.3.7. Stratový výkon v regulačnom adaptore	52
11. KONTROLA PRIEMERU HRIADEĽA CENTRÁLNEHO ČLENA	
DIFERENCIÁLU	52

12. VÝPOČET OZUBENIA KUŽELOVÉHO DIFERENCIÁLU	53
12.1. Výpočet normálneho modulu	54
12.2. Geometrické parametre a rozmery OK	55
12.3. Rýchlostné, silové a energetické pomery	56
12.4. Pevnostný výpočet na ohyb a otláčenie	57
13. KONTROLA TRVANLIVOSTI LOŽÍSK DIFERENCIÁLU	58
13.1. Výpočet reakcií v ložiskách na centrálnom člene p	58
13.2. Kontrola ložísk	60
14. KONTROLA PIER NA OTLAČENIE	62
15. NÁVRH ZÁVITOVKOVÉHO PREVODU	63
15.1. Výpočet prevodového pomeru	63
15.2. Výpočet závitovkového súkolesia	64
15.3. Pevnostný výpočet na ohyb a otláčenie	66
16. KONTROLA TRVANLIVOSTI LOŽÍSK ZÁVITOVKOVÉHO PREVODU .	68
16.1. Silové pomery v závitovkovom súkolesí	68
16.2. Výpočet reakcií v ložiskách	69
16.3. Kontrola ložísk	70
17. NÁVRH REMEŇOVÉHO PREVODU	71
17.1. Určenie rozmeru remeňa	71
17.2. Návrh rozmeru remeníc	71
17.3. Návrh šírky remeňa	72
18. KONŠTRUKČNÉ ÚPRAVY DIFERENCIÁLU	73
19. EKONOMICKÝ PRÍNOS NAVRHOVANÉHO RIEŠENIA	74
19.1. Prínosy /účinky/ u realizátora	74
19.2. Prínosy /účinky/ u užívateľa	75
19.3. Celkové spoločenské účinky	76
20. ZÁVER	77

Zoznam použitých značiek a symbolov

- a - osová vzdialenosť, dĺžka, hnací člen
- b - šírka ozubeného remeňa, hnací člen
- c - merné zaťaženie, materiálová konštanta, hlavová vôľa
- d - priemer, druženie
- e - rameno valivého odporu, hrúbka chrbta zuba, medzný rozmer
- f - súčiniteľ trenia
- f_k - súčiniteľ prídavných síl od nepresnosti ozubenia
- f_d - súčiniteľ prídavných síl od prevodov
- i - prevodový pomer
- i_{xy}^z - kinematický prevodový pomer medzi členmi x,y a pri nehybnom člene z
- k - centrálné koleso diferenciálu /centrálnej člen/
- l - dĺžka, rozstupová vzdialenosť valčekov regulačného poľa
- m - hmotnosť, modul
- n - otáčky, hnaný člen
- p - prietah, centrálné koleso, merný tlak
- p_R - regulovaný prietah
- r - polomer, unášač
- s - satelit
- t - čas
- v - rýchlosť
- u - vzdialenosť osi lanka od päty zubu
- q - tlak na vlákna
- x - jednotkové posunutie základného profilu
- z - počet zubov
- C - dynamická únosnosť
- D - priemer
- F - sila, F_a - axiálna, F_r - radiálna, F_n - normálová

- G - tiažová sila
- I - moment zotrvačnosti, I_{red} - redukovaný
- K_F - súčiniteľ prídavných zatažení v ohybe, súčinitele:
 K_I - rázový, K_L - mazania, K_V - dynamický, K_Z - charakter zataženia, $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ - rozdelenie zataženia medzi zuby, $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$ - rozdelenie zataženia po šírke, K_{Fx} , K_{Hx} - charakter zataženia
- M - moment, indexy: 01 - od pasívnych odporov v prietahovom páre, 02 - od pasívnych momentov v podávaacom páre, f - trecí moment ložísk, v - valivý moment ložísk, red - redukovaný
- P - výkon, ekvivalentné dynamické zataženie
- Q - prítlačná sila
- R - reakcia
- S - plocha, počet vlákien, miera bezpečnosti
- V - rotačný súčiniteľ
- W - merné zataženie šírkové
- W_K - prierezový modul v krútení
- X - radiálny súčiniteľ
- Y - axiálny súčiniteľ, tvarový súčiniteľ pevnosti v ohybe, Y_ε - záberový, Y_S - vrubový
- Z - tvarový súčiniteľ pevnosti povrchu, Z_M - materiálu, Z_V - rýchlosti, Z_R - drsnosti povrchu
- OK - kužeľové ozubenie
- α - uhol záberu
- β - uhol sklonu
- γ - uhol stúpania skrutkovice
- δ - uhol rozstupného kužeľa
- ε - uhlové zrýchlenie
- η - účinnosť

- γ - uhol zubov kužeľového ozubenia
- κ - momentový pomer, súčiniteľ času chodu
- λ - súčiniteľ napriamivosti
- ν - viskozita
- π - Ludelfovo číslo
- ρ - merná hmotnosť
- σ - normálové napätie, stredný povrch vlákna, $\sigma_{F\infty}$ - medza únavy ozubenia v ohybe pri pulzujúcom namáhaní,
 $\sigma_{H\infty}$ - medza únavy povrchu
- φ - trecí uhol
- γ - súčiniteľ šírky ozubenia
- ω - uhlová rýchlosť

1. Ú V O D

Pre výstavbu rozvinutej socialistickej spoločnosti, pre rast jej bohatstva a vzostup životnej úrovne nášho ľudu má rozhodujúci význam hospodárska politika našej strany. V šiestej päťročnici sme vstúpili do novej etapy, v ktorej sa naša ekonomika vyvíjala za zložitejších vnútorných a vonkajších hospodárskych podmienok.

Rast spoločenskej výroby si vyžaduje stále väčšie nároky na využívanie intenzívnych rastových faktorov, na efektívny chod celého hospodárstva a na rozvoj výrobných a nevýrobných oblastí. Túto vnútornú náročnosť ďalej zvyšujú závažné zmeny, ku ktorým v posledných rokoch došlo vo svetovom hospodárstve. Vzrástli svetové ceny surovín, palív a energie. Zvyšujú sa požiadavky na kvalitu a technickú úroveň výrobkov. Preto je našou hlavnou úlohou vyrovnať sa s týmito novými podmienkami a požiadavkami, zdokonaľiť štruktúru a zvýšiť úroveň našej výroby.

Správa Predsedníctva ÚV KSČ o prípravách 7. päťročného plánu sa zameriava na rozhodujúcejšie presadzovanie prechodu k využívaniu intenzívnych faktorov ekonomického rastu, najmä technického rozvoja. Z toho vychádzajú predbežné direktívy, kde hlavný dôraz v 7. päťročnici sa bude klásť, okrem iného, na rýchlejšie a širšie uplatňovanie technického rozvoja a na nevyhnutné zvýšenie exportnej schopnosti našej ekonomiky.

Kľúčové postavenie v rozvoji národného hospodárstva i v 7. päťročnici a v celom období osemdesiatych rokov bude mať strojárstvo. Pôjde o to, aby ďalej bola posilnená úloha strojárstva tak z hľadiska uspokojovania vnútorných potrieb pri presadzovaní vedeckého rozvoja v spoločnosti a zabezpečovaní ži-

votnej úrovne, ako aj pri plnení vývozných úloh. Jeho výroba má vzrásť zhruba o polovicu. Preto pre nasledujúce obdobie bude rozhodujúce v praxi intenzívne uplatňovať výsledky vedecko technického rozvoja, intenzívne inovovať pre zvýšenie konkurenčnej schopnosti našich výrobkov na zahraničných trhoch. Všeobecne platí, že dovoz surovín, techniky, potravín a spotrebného tovaru z kapitalistických a rozvojových krajín závisí od našich vývozných možností. Vzhľadom k tomu, že splnenie celkových vývozných zámerov bude čoraz viac závisieť od strojárstva, ukazuje sa potreba, aby rast strojárskoho vývozu bol podstatne väčší ako v šiestej päťročnici.

Koncernový podnik Elitex v Nitre patrí do rezortu strojárstva. Jeho hlavný výrobný program tvorí výroba textilných strojov skáčich prstencových rady SKP 140 S, SKP 225 K, SKP 100 S, pretahovacích strojov rady NOVPOS a výroby niektorých komponentov do iných zariadení v rámci koncernu Elitex. Priamy export v podniku predstavuje cca 10% z celkovej výroby. Pre urýchlené získanie ďalších zahraničných trhov platí nevyhnutnosť inovovať vyrábané zariadenia.

K dosiahnutiu náročných cieľov slúži i zadanie diplomovej práce "Kinematika prídavného regulovaného prietahového poľa". Riešenie tejto úlohy zapadá do celkového inovačného procesu na stroji NOVPOS R, kde hlavný dôraz sa kladie na zvýšenie výkonu resp. produkcie, zvýšenie kvalitatívnych parametrov spracovávaného produktu a zvýšenie prevádzkovej spoľahlivosti stroja.

2. NEROVNOMERNOSŤ PRADIARSKYCH PRODUKTOV

Konečným cieľom každého spriadacieho procesu je vyrobiť, pokiaľ možno, rovnomerné pradiivo. Pod rovnomernosťou rozumieme tú hlavnú požiadavku, aby počet vlákien v každom ľubovoľnom priereze vlákenného produktu bol prakticky konštantný. Toto sa vzťahuje ako na dlhé, tak i na krátke úsečky. Odchýlky smerom k väčšiemu alebo menšiemu počtu vlákien v priereze musia byť čo najviac obmedzené.

Strojová výroba priadze v priemyslovom merítku sa prevádza viac ako 100 rokov a doteraz existujú dva vyskúšané spôsoby, ako dosiahnuť v medziproduktoch i v hotovej priadzi konštantný počet vlákien v priečnom priereze. Tieto spôsoby sú druženie a regulácia.

2.1. DRUŽENIE

Druženie je veľmi jednoduchý, ale účinný prostriedok, aby pradiarske poloprodukty, hlavne pramene, mali stálu jemnosť a súčasne sa dosiahlo dobré premiešanie vlákien. Čo sa týka druženia, to je jednoznačne výhodné, na druhej strane má však aj nedostatky.

/ 9 /

- Mnohonásobné druženie je spojené s mnohonásobným pretahovaním, čím sa vlákna mimoriadne napriamujú, čo neprispieva súdržnosti prameňa. Vznikajú ťažkosti s okrajovými vláknami, chlpatosťou priadze a so značnou nábalovosťou na valčeky pretahovacieho ústrojenstva.
- Každé pretahovanie a jednotlivé prvky pretahového ústrojenstva vnáša nové chyby do prameňa.
- Mnohonásobné pretahovanie je pre vlákna z hľadiska ich

pružnosti prípadne skučeravenia v mnohých prípadoch nežiadúce.

V súčasnosti, keď sa kladú veľké nároky na dosiahnutie kvality, hľadajú sa možnosti na dosiahnutie konštantnej jemnosti polotovaru pri prechode pradiarňou pomocou regulačného zariadenia, čím sa počet družení obmedzí. O týchto snahách, použiť v procese pretahovania regulačného systému, svedčí bohatá patentová literatúra. Z uvedeného spôsobu spracovávania technických vlákien vyplýva nutnosť plynule kontrolovať množstvo vlákien v priečnom priereze polotovaru a na základe týchto údajov prevádzkať príslušné opravy.

2.2. REGULOVANÝ PRIETIAH

Regulácia rovnomernosti vlákenných prameňov je dôsledok zvyšujúcich sa požiadaviek v textilnej výrobe, aby pri racionálnej výrobe sa stále zlepšovala kvalita výrobkov. Znamená to, aby v pradiarňach bola dosahovaná väčšia rovnomernosť pri súčasnom skracovaní výrobného procesu.

Zvýšenie rovnomernosti i hospodárnosti pri získavaní vlákenných polotovarov a priadze je možné dosiahnuť použitím vhodných zariadení na pretahovacích strojoch, kde sa rozdiely hmotnej nerovnomernosti vyrovnávajú zmenou prietahu. Princíp každého regulačného systému spočíva v tom, že kontrolné zariadenie získava informácie o odchýlke rovnomernosti prameňa a na základe nej riadiace a regulačné zariadenie úmerne mení hodnotu veličiny akčného člena. U pretahovacích strojov je to otáčavá rýchlosť pretahovacieho valca.

Bežne používané pretahovacie stroje v dôsledku konštantne zriadenej hodnoty prietahu nie sú schopné úplne zlepšiť rovnomernosť vyrábaného prameňa, predpriadze, či priadze. Keď sa pretahovaciemu ústrojenstvu predloží vlákenný materiál, ktorý

má v priečnom priereze rôzne množstvo vlákien, prejaví sa táto nerovnomernosť i po pretahovaní, ovšem bude úmerná tomuto pretahovaniu. Okrem toho, každé pretahovacie ústrojenstvo ako také, vytvára ďalšiu nerovnomernosť na krátkych úsečkách.

Podľa doterajšieho stavu techniky môžeme u pretahovacích strojov rozdeliť reguláciu rovnomernosti vlákenných produktov:

a/ Podľa spôsobu získavania a vyhodnocovania informácií o nerovnomernosti prameňa.

Každé regulačné zariadenie má dve podstatné časti. Je to snímač, t.j. kontrolné a meracie ústrojenstvo a riadiace a regulačné zariadenie.

S n í m a č kontroluje priečny prierez vlákenného produktu, ktorý sa má v pretahovom poli pretahovacieho stroja zrovnomeniť. Podľa princípu merania prierezu vlákenného produktu to môžu byť:

- mechanické snímače s rôznymi tvarmi valčekov,
- meranie odporu vzduchu zhusteným vlákenným produktom,
- meranie hrúbky fotobunkou,
- meranie hrúbky kapacitné,
- meranie pomocou β - žiariča.

Najčastejšie sa používa na kontrolu prierezu valec s drážkou, do ktorej zasahuje pohyblivá kladička, ktorá vytvára v drážke štvoruholníkový prierez vyplnený vláknami prechádzajúceho produktu.

R i a d i a c e a **r e g u l a č n é** zariadenie sa používa v spojení s kontrolným. Býva mechanické, pneumatické, hydraulické, elektrické alebo elektronické. Rozhodujúcim pre druh riadiaceho a regulačného systému je vo väčšine prípadoch princíp, podľa ktorého je použité meracie a kontrolné ústrojenstvo, lebo to poskytuje merané hodnoty už

vo vhodnej forme. Všeobecne platí, že merací článok /snímač/ je o jeden stupeň, t.j. o rádovú veličinu presnejší, než nasledujúci element riadiaceho a regulačného zariadenia.

b/ Podľa polohy akčného člena.

U pretahovacích strojov je to regulačný pretahovací valec, ktorý môže byť umiestnený na vstupe alebo výstupe prietahového poľa, alebo pred hlavným prietahovým poľom v prídavnom regulačnom poli.

c/ Podľa pohonu akčného člena.

Môže byť pohon s priamou väzbou na hlavný pohon /cez variátor/, so samostatným pohonom /špeciálnymi regulačnými elektromotormi/, kombinovaným spôsobom pohonu /sčítaním otáčok hlavného pohonu s otáčkami regulačného elektromotora cez diferenciál/.

d/ Podľa voľby počtu regulovaných prameňov.

Používa sa regulácia časti prameňov /pri družení 6 sa používa regulácia dvoch alebo troch prameňov/ a regulácia všetkých prameňov.

Praktické použitie zariadení slúžiacich k pretahovaniu a samočinnému zrovnomeneniu vlákenného prameňa je podmienené požiadavkami s ohľadom na presnosť, hospodárnosť, jednoduchosť, a spoľahlivosť prevádzky.

3. R Ý C H L O B E Ž N Ý P R E Ť A H O V A C Í S T R O J S R E G U L A Č N Ý M A D A P T O R O M

3.1. DŮVODY ZAVÁDŽANIA

Technológia bezvretenového pradenia kladie veľké nároky na rovnomernosť predkladaného prameňa, hlavne jemnosti v dlhých a krátkych úsečkách.

Obdobne je to však i v klasickom pradení.

Pri zásobovaní mykacích strojov surovinou sa v súčasnosti čoraz viac používa vložkové zásobovanie /bezstočková dodávka/. Odpadnutím pedálového regulátora odpadol tiež podstatný element pre výrobu rovnomerného mykaného prameňa, čo spôsobuje, že sa dosahuje menšia stabilita jemnosti výstupného prameňa od mykacích strojov. Z toho dôvodu sa regulácia prevádza na inom mieste v spriadacom procese. Ak sa uskutočňuje proces regulácie jemnosti prameňa vo výstupe stroja, kde sú z technologického hľadiska vysoké ťahové rýchlosti, sú kladené vysoké nároky na obvody automatickej regulácie, predovšetkým pokiaľ sa týka dynamických vlastností a nárokov na energiu a to do istej miery obmedzuje i rozsah dosažiteľných parametrov. Tie-to vysoké nároky na reguláciu sa nepriaznivo premietajú do ceny stroja.

Z uvedených dôvodov sa u popredných výrobcov komplexných technologických strojných zariadení pradiarní prejavuje snaha presunúť reguláciu jemnosti prameňa do oblastí nižších rýchlostí, t.j. na začiatok výrobného procesu a to na mykanie stroje, alebo na vstup do pretahovacieho stroja v I. pasáži pretahovania.

3.2. CHARAKTERISTIKA VÝROBKU A SÚČASNÝ STAV

Stroj NOVPOS R je dvojvývodový rýchlobežný pretahovací stroj, na oboch vývodoch vybavený samostatnými regulačnými adaptérmí s chrbticovým navádzacím rámom a automatickou výmenou kanví. Súfázovosť prídavného zariadenia s vlastným pretahovacím strojom je zabezpečená pripojením prídavného zariadenia na hlavný pohon.

Jeho funkciou je družením a reguláciou zlepšiť rovnomernosť

hmotnosti mykaného prameňa v dlhých úsečkách /1 m a dlhšie/
a pretahovania v pretahovacom poli dosiahnuť vyšší stupeň pa-
ralelizácie jednotlivých vlákien vo vnútornej štruktúre vyrá-
baného prameňa. Regulačný adaptor je umiestnený na navádzacom
ráme pred vstupom zväzku mykaných prameňov do hlavného prie-
ťahového pola.

Stroj je možné prevádzkovať aj s vypnutou automatickou re-
guláciou. Potom prídavné regulované prietahové pole pracuje
iba so základným prietahom.

V súčasnosti je stroj NOVPOS R v štádiu príprav pre sério-
vú výrobu v prevedení pre I. pasáž.

3.2.1. Hlavné technické parametre stroja NOVPOS 1R.

Počet vývodov stroja	2
Celkový prietah stroja	3,5 - 10
Druženie	6
Počet regulovaných prameňov	6
Jemnosť prameňa na vstupe	2,85 - 5,9 ktex
Jemnosť prameňa na výstupe	2,85 - 5,9 ktex
Odvádzacia rýchlosť pre ba	85 - 450 m/min
Pre chemické materiály	85 - 350 m/min
Dĺžka spracov. štapľu resp. strihu	27 - 65 mm
Prietahové pole hlavné	3/4
Prietahové pole regulačné	2/2
Regulačný rozsah	±20%
Kanve na vstupe	ø 400 - 1000 x 1 200 mm
Kanve na výstupe	ø 400; 500 x 1 200 mm
Počet zásobných kaniev na výstupe	1 x 2
Hmotnosť stroja	cca 3 230 kg
Prítlak prítlačných valcov	pružinový

3.2.2. Výkon stroja.

Produkcia stroja je závislá na voľbe jemnosti vyrábaného prameňa a použitej odvádzacej rýchlosti.

Pre maximálnu odvádzacu rýchlosť podľa druhu spracovávaného materiálu je maximálny výkon stroja:

- Pre prameň 100% ba s výstupnou jemnosťou 5 ktex max. výkon stroja je 200 - 210 kg/hod.
- Pre prameň 100% ba s výstupnou jemnosťou 2,85 ktex max. výkon stroja je 110 - 120 kg/hod.
- Pre prameň 100% PESs s výstupnou jemnosťou 5 ktex max. výkon stroja je 155 kg/hod.
- Pre prameň 100% PESs s výstupnou jemnosťou 2,85 ktex max. výkon stroja je 90 kg/hod.

3.2.3. Spracovávané materiály.

Na stroji sa spracovávajú mykané a pretahované pramene zo štapľových alebo strižových vlákien s dĺžkou štapľu resp. strihu v rozmedzí 27 - 65 mm.

Druhy spracovávaných materiálov: 100% ba, 100% VSs, 100% PESs a ich zmesi v rôznom percentuálnom zložení.

Jemnosť predkladaných prameňov v rozmedzí:

- Pre 100% ba 2,85 - 5,9 ktex.
- Pre zmesi ba/VSs s prevahou ba 2,85 - 5,9 ktex.
- Pre ostatné 2,85 - 5,0 ktex.

Jemnosť výstupného prameňa po pretahovaní je shodná s jemnosťou predkladaných prameňov v rozmedzí podľa uvedených materiálov.

3.3. POUŽITIE A TECHNOLOGICKÁ POUŽITELNOSŤ VÝROBKU

Pretahovací stroj NOVA R je v technologickom procese pra-

denia zaradený ako nasledujúca pasáž spracovania textilných prameňov zo štaplových a strižných vlákien z mykacích strojov. Jeho hlavnou funkciou je reguláciou a družením zvýšiť rovnomernosť a zaistiť stabilitu výstupnej hmotnosti vyrábaných prameňov, ako aj paralelizácia jednotlivých vlákien v prameni. Na stroji je tiež možné prevádzať miešanie prameňov z rôznych druhov textilných vlákien, napr. prírodných so syntetickými a iné. Pri použití pretahovacích strojov na miešanie je nutné previesť niekoľko pasáží pretahovania a je závislé na danej technológii a požadovaných vlastnostiach produktu. Obvykle pretahovací stroj s reguláciou je zaradený v 1. pasáži pretahovania a za ním nasledujúce pasáže sú neregulované. Je však možné použitie oboch pasáží s reguláciou. Naväzujúcou operáciou na pretahovanie je predpriadanie na krídlových strojoch pri klasickom pradení, alebo dopriadanie na bezvretenových dopriadacích strojoch pri bezvretenovom pradení. Stroje sa obvykle zaraďujú do prípravárenských liniek pre pradiarne.

4. P R Í D A V N Ě R E G U L O V A N Ě

P R I E Ť A H O V Ě P O L E

4.1. S U Č A S N Ý S T A V

Prídavné regulované prietahové pole je adaptačným zariadením k neregulovanému pretahovaciemu stroju NOVPOS umiestneným pred vstupom do hlavného prietahového poľa, ktorého hlavnou úlohou je vyrovnať hmotnú nerovnomernosť mykaného prameňa v dlhých úsečkách v rozmedzí $\pm 20\%$ tak, aby odchýlky hmotnosti v dlhých úsečkách výstupného prameňa zo stroja boli menšie ako $\pm 2\%$. Regulované prietahové pole po družení reguluje všetky spracovávané pramene. Základné nastavenie prietahu je $P_R = 1,38$.

kinematické riešenie prevodu a pohonu regulačného adaptora je prevedené pre odvádzaciu rýchlosť $450 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

Regulačné prietahové pole pozostáva:

- z nosného rámu
- prietahového poľa s premennou veľkosťou prietahu
- navádzacieho zariadenia
- mechanického snímača
- regulátora prameňa
- regulačného elektromotora s prevodovkou
- kuželového diferenciálu
- elektrických riadiacich a silových obvodov
- elektrických zarážok
- kapotáže

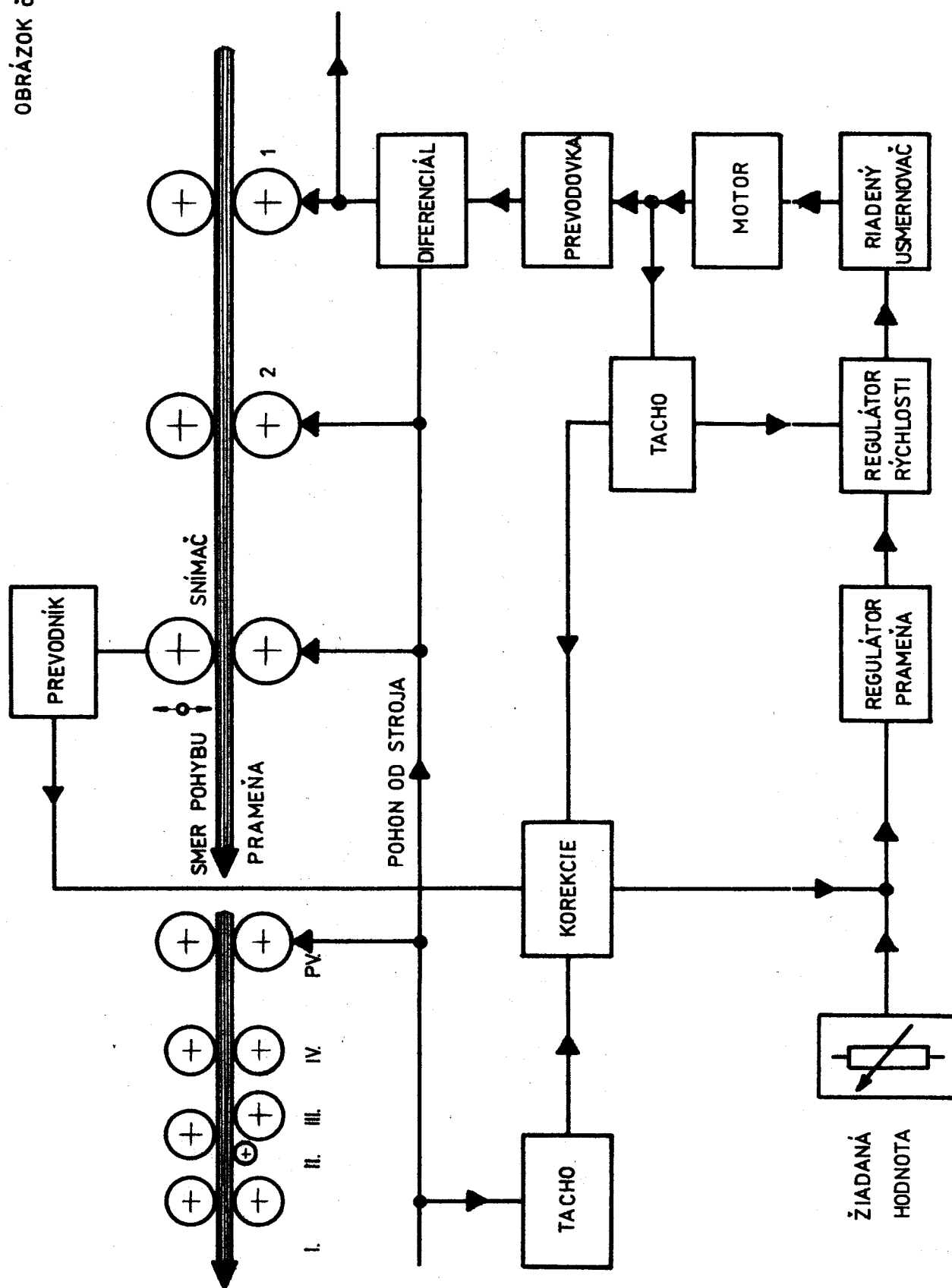
4.1.1. Činnosť regulácie.

Regulačné prietahové pole ako regulovanú sústavu tvorí dvojica vstupných a výstupných valčekov, teda prietahové pole typu 2/2. Výstupné valčeky sú poháňané od hlavného pohonu prietahovacieho stroja konštantnou otáčavou rýchlosťou pomocou prevodu zubovými remeňmi. Akčnou veličinou regulovaného poľa je otáčavá rýchlosť vstupného páru valčekov poháňaných cez mechanický diferenciál. Jednu zložku otáčavej rýchlosti tvorí rýchlosť konštantná od hlavného pohonu a druhú premenlivá otáčavá rýchlosť regulačného elektromotora. Pre využitie otáčok regulačného elektromotora je medzi diferenciálom a regulačným elektromotorom použitý samosvorný závitovkový prevod s hodnotou prevodového pomeru $i = 22$.

4.1.2. Princíp činnosti /Obrázok č. 1/

Snímač regulovanej veličiny, ktorým je dvojica valčekov, sníma okamžitý prierez /geometrickú polohu/ prameňa. V pre-

OBRÁZOK č.1



vodníku neelektrická veličina /prierez prameňa/ sa prevádza na elektrickú veličinu, napätie, ktoré je na výstupe z prevodníka úmerné snímanému prierezu. V pomocných obvodoch je toto napätie upravené /korigované/ v závislosti na odvádzacej rýchlosti a prietahu regulačného poľa. Takto upravené napätie sa na vstupe regulátora prameňa porovnáva s napätím úmerným veľkosti žiadanej hodnoty prameňa. Tým vzniká regulačná odchýlka pre riadenie regulátora otáčavej rýchlosti. Regulátor otáčavej rýchlosti tvorí s riadeným usmerňovačom, jednosmerným motorom a tachodynamom uzavretú regulačnú slučku. Potrebný zásah do regulačného poľa je prevedený regulačným motorom cez závitkovú prevodovku a kužeľový diferenciál. Regulácia stroja teda tvorí uzavretú slučku.

5. POROVNANIE PARAMETROV AUTOMATICKEJ REGULÁCIE STROJA NOVPOS R SO ZAHRAŇIČNÝMI STROJMI

Na výstave ITMA 1979 v HANNOVERI vystavovalo 13 firiem pretahovacie stroje spracovávajúce mykaný prameň / 10 /.

U jednotlivých strojov boli použité regulácie, ktoré možno rozdeliť podľa použitého snímača a miesta regulačného páru valčekov do týchto skupín:

- Pneumatický snímač zabudovaný v zhusťovači prameňa. Regulovaný je výstupný ryhovaný valček prietahového poľa. Tento spôsob vyvinula firma Zellweger Uster a používa ho viacero výrobcov /Rietter, VOUK a iné/.
- Mechanický kladkový snímač umiestnený na vstupe do stroja. Regulovaný je valček prietahového poľa prvý zo strany vstupu. Tento spôsob regulácie používa firma Schubert - Salzer.

- Mechanický kladkový snímač umiestnený na vstupe do stroja, pred ktorým je prídavné regulačné prietahové pole /systém 2/2/ Reguluje sa vstupný pár valčekov a následne celý vstup. Princíp používa firma Zinser a je použitý i na stroji NOVPOS R.
- Dva snímače - jeden pneumatický v zhusťovači prameňa na výstupe zo stroja, druhý kapacitný na vstupe do stroja. Reguluje sa výstupný ryhovaný valček a aj vstupný. Tento princíp regulácie predstavuje vyšší stupeň oproti predchádzajúcim systémom.

Odvádzacie rýchlosti u stroja NOVPOS R pre 100% ba 450 m.miň¹ a pre 100% PESs 300 m.miň¹ sú na rovnakej úrovni ako väčšina konkurenčných strojov, len firmy Platt S.L. a Schubert - Salzer so svojimi strojmi uvádzajú odvádzaciu rýchlosť 500 m.miň¹.

Regulačný rozsah $\pm 20\%$ používajú okrem stroja NOVPOS R firmy Schubert - Salzer a Zinser. Ďalší výrobcovia udávajú zväčša rozsah regulácie $\pm 25\%$ a viac.

Z porovnania parametrov automatickej regulácie pretahovacieho stroja NOVPOS R so zahraničnými pretahovacími regulačnými strojmi možno konštatovať, že stroj NOVPOS R svojimi parametrami zodpovedá obdobným konkurenčným strojom predvedeným na výstave IFMA 1979.

6. P O S T U P A N A L Y T I C K É H O R I E Š E N I A

V úvodnej kapitole analytického riešenia zavádzame obecné vzťahy pre regulované pretahovanie. Riešenie základných vzťahov regulačného pretahovania pre reguláciu častí prameňov uvádzame z toho dôvodu, že v doterajších literárnych publikáciách pre prietah v našej literatúre nebola regulácia častí prameňov matematicky popísaná.

Podľa zadania riešime kinematiku prídavného regulačného

prietahového poľa včítane pohonov. Pri výpočte uvažujeme s existujúcimi prevodmi od hlavného stroja na regulačný adaptor včítane prevodu v regulačnom adaptore. Pre nové kinematické pomery prevádzame potrebné meny prevodu pre štandardné nastavenie celkového prietahu stroja.

Z vypočítaných kinematických pomerov od hlavného pohonu určujeme kinematické pomery v diferenciále pre základné nastavenie prietahu $p_R = 1,5$ a pre reguláciu prietahu $\pm 25\%$. Súčasne prevádzame prieskum možností použitia alternatívnych typov diferenciálu vzhľadom k existujúcemu typu na stroji NOVPOS R.

Pri výpočte silových pomerov v regulačnom adaptore vychádzame z existujúcich hodnôt /rozmerov, hmotností, atď/ použitých strojových súčiastok v regulačnom adaptore a výpočet prevádzame za najnepriaznivejšieho stavu, ktorý môže v zariadení nastať.

Po zistení silových pomerov v regulačnom adaptore prevedieme kontrolný geometrický a pevnostný výpočet ozubenia kužeľového diferenciálu, pevnostnú kontrolu hriadeľa najviac namáhaného centrálného člena v kužeľovom diferenciále, kontrolu trvanlivosti ložísk v diferenciále a kontrolu najviac namáhaných pier v diferenciále.

Pre využitie rozsahu otáčok regulačného elektromotora medzi elektromotorom a diferenciálom navrhujeme geometricky a pevnostne závitovkový prevod.

Po zistení silových pomerov v závitovkovom súkolesí kontrolujeme trvanlivosť ložísk závitovkového prevodu.

Z výsledkov analytického riešenia navrhujeme konštrukčné úpravy diferenciálu.

7. Z Á K L A D N É V Z Ť A H Y R E G U L O V A N É H O P R E Ť A H O V A N I A

Spôsob riešenia bude prevedený alternatívne tak, že budú regulované v prvej alternatíve dva pramene, zostávajúce budú vstupovať do stroja ako neregulované. V druhej alternatíve bude regulovaných všetkých šesť prameňov. Z výsledkov analytického riešenia posúdime možnosť použitia regulácie časti prameňov pre základné nastavenie prietahu $p_R = 1,5$.

7.1. REGULÁCIA ČASTI PRAMEŇOV

I. alternatíva.

Základný vzťah pre prietah

$$p = \frac{\text{Tex}_1}{\text{Tex}_2} \quad / 1 /$$

Pre ideálne regulované prietahové pole musí platiť podmienka pre výstupný prameň

$$\text{Tex}_2 = \text{konštanta}$$

Výstupná hodnota sumárnej jemnosti prameňa je daná súčtom hmotnosti prameňov neprechádzajúcich regulačným prietahovým poľom / X / a hmotnosti prameňov prechádzajúcich regulačným poľom / Y /.

$$\text{Tex}_2 = X \cdot \text{Tex}_1 + \frac{Y \cdot \text{Tex}_1}{p_R}$$

Potom celkový prietah v regulačnom poli

$$p = \frac{X + Y}{X + \frac{Y}{p_R}} \cdot \text{Tex}_1$$

Pre druženie s počtom prameňov $/d/ = 6$ a voľbe počtu regulovaných prameňov $Y = 2$, nadobudne obecný vzťah pre celkový prietah regulovaného poľa

$$p = \frac{4 + 2 \cdot \text{Tex}_1}{4 \cdot \text{Tex}_1 + \frac{2 \cdot \text{Tex}_1}{p_R}}$$

po úprave

$$p = \frac{3}{2 + \frac{1}{p_R}}$$

Z obecnej rovnice určíme definičný obor a priebeh funkcie

$$y = \frac{k_1}{k_2 + \frac{1}{x}} \quad \text{kde } y = p, x = p_R \quad (1)$$

$k_1, k_2 - \text{konšt.}$

potom

$$k_2 + \frac{1}{x} \neq 0 \Rightarrow x \neq -\frac{1}{k_2} = -\frac{1}{2}$$

$$x \in (-\infty, -\frac{1}{k_2}) \cup (-\frac{1}{k_2}, \infty)$$

Hodnota celkového prietahu, keď $x \rightarrow \infty$

Funkcia má asymptotu - dotyčnicu v nekonečnu, keď

$$\lim_{x \rightarrow \infty} \frac{k_1}{k_2 + \frac{1}{x}} = \frac{k_1}{k_2} = \frac{3}{2} = 1,5$$

Pre pretahovanie platí podmienka, že minimálny prietah musí byť $p = 1$.

$$\text{Potom } y = 1$$

dosadením do vzťahu (1) dostaneme

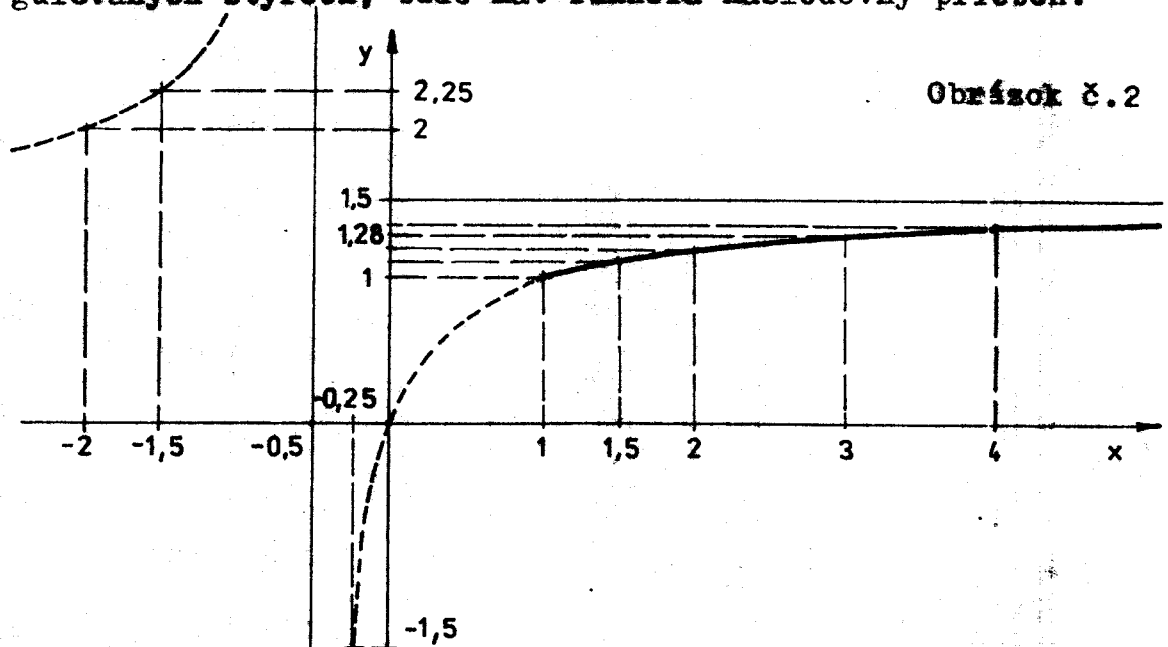
$$y = \frac{k_1}{k_2 + \frac{1}{x}}, \quad \text{teda } 1 = \frac{k_1}{k_2 + \frac{1}{x}} \Rightarrow \frac{1}{x} = k_1 - k_2$$

$$\text{potom } x = \frac{1}{k_1 - k_2} = \frac{1}{3 - 2} = 1 \quad x \in \langle 1, 2, 3, \dots \rangle$$

Tabuľka č.1

x	-2	-1,5	-1	-0,5	-0,2	0	1	1,5	2	3	4
y	2	2,2	3	∞	-1,5	0	1	1,12	1,2	1,28	1,33

Pre zvolenú alternatívu regulovania dvoch prameňov a neregulovaných štyroch, bude mať funkcia nasledovný priebeh:



Obrázok č.2

Vzhľadom na základné nastavenia celkového regulovaného prietahu $p = 1,5$ s možnosťou regulácie $\pm 25\%$ dané sadaním diplomovej práce, je uvedený regulačný systém podľa I. alternatívy nevyhovujúci. Už pre dosiahnutie základného prietahu, by musel prietah regulovaných dvoch prameňov dosiahnuť nekonečno.

Analogicky sa dá usúdiť, že všetky možné varianty s reguláciou obmedzeného počtu prameňov vedú k obmedzeným možnostiam voľby základného prietahu a tým aj regulačných medzí. Ako príklad uvádzame regulačný pretahovací stroj firmy Zinser, ktorý pri regulácii dvoch prameňov a drážení šiestich, pracuje so základným prietahom $p = 1,28$ a jemu odpovedá prietah regulačného poľa $p_R = 3$. Rozsah regulácie pri $d = 6$ je $\pm 21\%$.

7.2. REGULÁCIA VŠETKÝCH PRAMEŇOV

II. alternatíva:

Základný vzťah pre prietah

$$p = p_R = \frac{\text{Tex}_1}{\text{Tex}_2} \quad (2)$$

Pre ideálne regulované prietahové pole musí platiť podmienka pre výstupný prameň: $\text{Tex}_2 = \text{konštanta}$.

Podľa zadania diplomovej práce je stanovené základné nastavenie regulačného prietahu $p = p_R = 1,5$ s regulačným rozsahom $\pm 25\%$.

7.2.1. Hodnota regulačného prietahu pri zmene jemnosti prameňov na vstupe o -25% .

$$p_{\min} = \frac{\text{Tex}_1 - 0,25 \cdot \text{Tex}_1}{\text{Tex}_2} = \frac{0,75 \text{ Tex}_1}{\text{Tex}_2} \Rightarrow \text{Tex}_2 = \frac{0,75 \text{ Tex}_1}{p_{\min}}$$

Dosadením vzťahu (2) dostaneme:

$$\frac{0,75 \text{ Tex}_1}{p_{\min}} = \frac{\text{Tex}_1}{p} \Rightarrow p_{\min} = 0,75 \cdot p = 0,75 \cdot 1,5 = 1,125$$

7.2.2. Hodnota regulačného prietahu pri zmene jemnosti prameňov na vstupe o $+25\%$.

$$p_{\max} = \frac{\text{Tex}_1 + 0,25 \cdot \text{Tex}_1}{\text{Tex}_2} = \frac{1,25 \text{ Tex}_1}{\text{Tex}_2} \Rightarrow \text{Tex}_2 = \frac{1,25 \text{ Tex}_1}{p_{\max}}$$

Dosadením do vzťahu (2) dostaneme:

$$\frac{1,25 \text{ Tex}_1}{p_{\max}} = \frac{\text{Tex}_1}{p} \Rightarrow p_{\max} = 1,25 \cdot p = 1,25 \cdot 1,5 = 1,875$$

Z uvedeného vyplýva, že regulácia všetkých prameňov podľa alternatívy II. vyhovuje pre základné nastavenie prietahu podľa zadania diplomovej práce.

8. KINEMATIKA PREVODOVÉHO ÚSTROJENSTVA PRÍDAVNÉHO PRIETIAŽNÉHO POLA A POHONU

8.1. VÝPOČET PRIEMERU REMENICE - MENY "A"

Príloha č. 1

Pre splnenie podmienky sadania pre odvádzaciu rýchlosť
kalandra $v_k = 600 \text{ m.min}^{-1}$, musí byť mena "A" osadená remenicou:

$$d = n_m \cdot R_1 \cdot i_{43} \cdot i_{65} \cdot \frac{1}{n_k}$$

$$n_m = 2\,930 \text{ 1.min}^{-1}$$

$$R_1 = \phi 125 \text{ mm}$$

$$i_{43} = \frac{z_3}{z_4} = \frac{45}{27} = 1,67; \quad i_{65} = \frac{z_5}{z_6} = \frac{38}{57} = 0,67$$

Otáčky kalandra:

$$n_k = \frac{v_k}{\pi \cdot d_k} = \frac{600}{\pi \cdot 0,06} = 3\,183 \text{ 1.min}^{-1}$$

$$d_k = 0,06 \text{ m}$$

$$\text{potom } d = 2\,930 \cdot 125 \cdot 1,67 \cdot 0,67 \cdot \frac{1}{3\,183} = 127,8 \text{ mm}$$

Volíme mena "A" = $\phi 125 \text{ mm}$ z dôvodu, že daný rozmer remenice
je vo vybavení stroja.

Potom skutočné otáčky kalandra

8. K I N E M A T I K A P R E V O D O V Ě H O Ú S T R O J E N S T V A P R Í D A V N Ě H O P R I E Ť A Ž N Ě H O P O L Ā A P O H O N U

8.1. VÝPOČET PRIEMERU REMENICE - MENY „A“

Príloha č. 1

Pre splnenie podmienky zadania pre odvádzaciu rýchlosť kalandra $v_k = 600 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, musí byť mena „A“ osadená remenicou:

$$d = n_m \cdot R_1 \cdot i_{43} \cdot i_{65} \cdot \frac{1}{n_k} \quad \begin{array}{l} n_m = 2\,930 \text{ } 1 \cdot \text{min}^{-1} \\ R_1 = \phi 125 \text{ mm} \end{array}$$

$$i_{43} = \frac{z_3}{z_4} = \frac{45}{27} = 1,67; \quad i_{65} = \frac{z_5}{z_6} = \frac{38}{57} = 0,67$$

Otáčky kalandra:

$$n_k = \frac{v_k}{\pi \cdot d_k} = \frac{600}{\pi \cdot 0,06} = 3\,183 \text{ } 1 \cdot \text{min}^{-1} \quad d_k = 0,06 \text{ m}$$

potom
$$d = 2\,930 \cdot 125 \cdot 1,67 \cdot 0,67 \cdot \frac{1}{3\,183} = 127,8 \text{ mm}$$

Volíme mena „A“ = $\phi 127 \text{ mm}$ z dôvodu, že daný rozmer remenice je vo vybavení stroja.

Potom skutočné otáčky kalandra

$$n_k = n_m \cdot i_{21} \cdot i_{43} \cdot i_{65} = 2\,930 \cdot 0,98 \cdot 1,67 \cdot 0,67 = 3\,204 \text{ } 1 \cdot \text{min}^{-1}$$

Skutočná odvádzacia rýchlosť

$$v_k = \pi \cdot d_k \cdot n_k = \pi \cdot 0,06 \cdot 3\,204 = 604,9 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

8.2. URČENIE KINEMATICKÝCH POMEROV V PRÍDAVNOM REGULÁČNOM POLI - NÁVRH PREVODOV

Od hlavného pohonu stroja sa konštantná rýchlosť otáčavej rýchlosti prenáša prostredníctvom prevodov ozubenými remeňmi na predlokový hriadeľ adaptoru, z ktorého je ďalej prenos

otáčavej rýchlosti zabezpečovaný na pohon kladiek snímača, pohon unášača diferenciálu a pohon regulačného prietahového valca s konštantnou otáčavou rýchlosťou. Hodnota otáčavej rýchlosti je daná celkovou odvádzacou rýchlosťou stroja a prietahom v hlavnom prietahovom poli. Pre zabezpečenie regulačného rozsahu $\pm 25\%$ pri maximálnej odvádzacej rýchlosti $v_k = 600 \text{ m.min}^{-1}$ pri výpočte uvažujeme so štandardným nastavením prietahu stroja $p_s = 6$ pri družení $d = 6$.

8.2.1. Výpočet priemeru remenic meny „D₁, D₂“ / príloha č.1 / pre štandardné nastavenie prietahu.

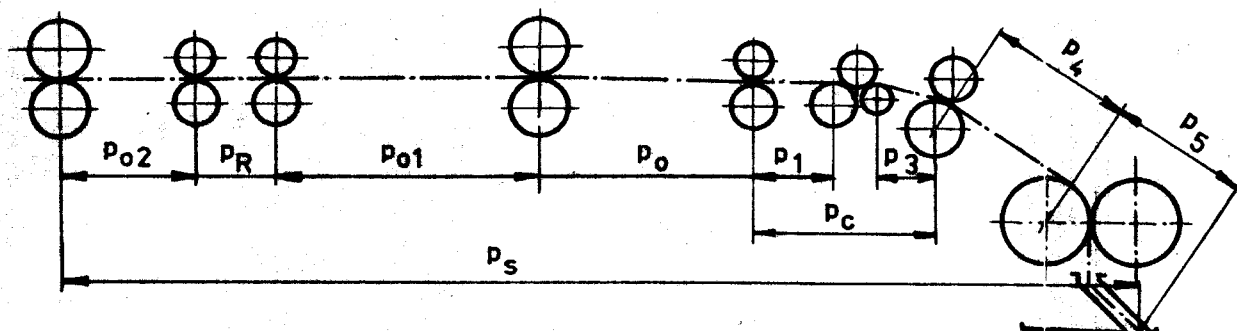
Výpočet remenic meny „D₁, D₂“ je nutný pre výpočet zložky konštantnej otáčavej rýchlosti pre pohon regulačného prietahového poľa.

Volíme napínacie prietahy: $p_{o2} = 1,02$; $p_{o1} = 1,01$; $p_o = 1,01$

$p_4 = 1,00$ podľa meny „G“ = 57

$p_5 = 1,02$ podľa meny „H“ = 48

Obrázok č. 3



Celkový prietah stroja: $p_s = p_{o2} \cdot p_R \cdot p_{o1} \cdot p_o \cdot p_c \cdot p_4 \cdot p_5$ / 2 / (3)

Prietah v hlavnom prietahovom poli:

$$p_c = \frac{p_s}{p_{o2} \cdot p_R \cdot p_{o1} \cdot p_o \cdot p_4 \cdot p_5} = \frac{6}{1,02 \cdot 1,5 \cdot 1,01 \cdot 1,01 \cdot 1,0 \cdot 1,02} = 3,77$$

Z vypočítanej hodnoty / $p_c = 3,77$ / volíme remenicu meny „D₁, D₂“ podľa nomogramu prevádzkových výpočtov stroja. / 2 /

D₁ = 65 zubov

D₂ = 71 zubov

8.2.2. Výpočet otáčok prietahového valca s konštantnou otáčkovou rýchlosťou.

Príloha č.1

$$\phi D_{pv} = 0,0485 \text{ m}; \quad \phi D_{R2} = 0,035 \text{ m}$$

$$\text{Volíme napínací prietah } p_{01} = 1,01$$

Napínací prietah:

$$p_{01} = \frac{v_{pv}}{v_{R2}} = \frac{\pi \cdot D_{pv} \cdot n_{pv}}{\pi \cdot D_{R2} \cdot n_{R2}} = 1,01 \quad (4)$$

Otáčky podávacieho valca:

$$n_{pv} = \frac{n_m}{i_{1,12}}$$

$$n_{pv} = \frac{2\,930}{2,851} =$$

$$= 1\,027 \text{ 1.min}^{-1}$$

kde prevodový pomer $i_{1,12}$ v hlavnom prietahovom poli:

$$i_{1,12} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{78} \cdot i_{9,10} \cdot i_{11,12} =$$

$$= \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{z_{10}}{z_9} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} =$$

$$= \frac{127 \cdot 27 \cdot 71 \cdot 79 \cdot 80}{125 \cdot 45 \cdot 65 \cdot 41 \cdot 36} = 2,851$$

Obvodová rýchlosť podávacieho valca:

$$v_{pv} = \pi \cdot D_{pv} \cdot n_{pv} = \pi \cdot 0,0485 \cdot 1\,027 = 156,581 \text{ m.min}^{-1}$$

Otáčky prietahového valca:

$$n_{R2} = \frac{\pi \cdot D_{pv} \cdot n_{pv}}{p_{01} \cdot \pi \cdot D_{R2}} = \frac{\pi \cdot 0,0485 \cdot 1\,027}{1,01 \cdot \pi \cdot 0,035} = 1\,410 \text{ 1.min}^{-1}$$

Prevodový pomer:

$$i_{13,14} = \frac{n_{pv}}{n_{R2}} = \frac{1\,027}{1\,410} = 0,7283$$

Pre vypočítaný prevodový pomer volíme remenice s počtom zubov

$$z_{13} = 22; \quad z_{14} = 16,$$

$$\text{potom skutočný prevodový pomer: } i_{13,14} = \frac{z_{14}}{z_{13}} = \frac{16}{22} = 0,7272$$

Skutočné otáčky prietahového valca:

$$n_{R2} = \frac{1\,027}{0,7272} = 1\,413 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

Skutočný napínací prietah:

$$p_{o1} = \frac{v_{pv}}{v_{R2}} = \frac{156,58}{155,37} = 1,0078$$

Prevodový pomer medzi prietahovým valcom a predlohovým hriadeľom $i = 1$.

8.3. KINEMATIKA AKČNÉHO ČLENA

Akčnou veličinou regulačného adaptéra je otáčavá rýchlosť vstupného páru valčekov, ktoré sú poháňané cez mechanický diferenciál. Jej jednou zložkou je konštantná otáčavá rýchlosť od hlavného pohonu a druhou, zložka premenlivej otáčavej rýchlosti ako akčná rýchlosť výkonného člena regulátora, ktorým je jednosmerný elektromotor typ 3 SPT 71.

8.3.1. Konštantná otáčavá rýchlosť od hlavného pohonu.

Platí pre základný prietah $p_R = 1,5$

$$n_{R1} = n_{R2} \cdot \frac{1}{p_R} = 1\,413 \cdot \frac{1}{1,5} = 942 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1} \quad (5)$$

8.3.2. Minimálna hodnota otáčavej rýchlosti.

Platí pri prietahu $p_{R\max} = 1,875$

$$n_{R1\min} = n_{R2} \cdot \frac{1}{p_{R\max}} = 1\,413 \cdot \frac{1}{1,875} = 753 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1} \quad (6)$$

8.3.3. Maximálna hodnota otáčavej rýchlosti

Platí pri prietahu $p_{R\min} = 1,125$

$$n_{R1\max} = n_{R2} \cdot \frac{1}{p_{R\min}} = 1\,413 \cdot \frac{1}{1,125} = 1\,256 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1} \quad (7)$$

9. PRIESKUM MOŽNOSTÍ POUŽITIA ALTERNATÍVNYCH TYPOV DIFERENCIÁLU

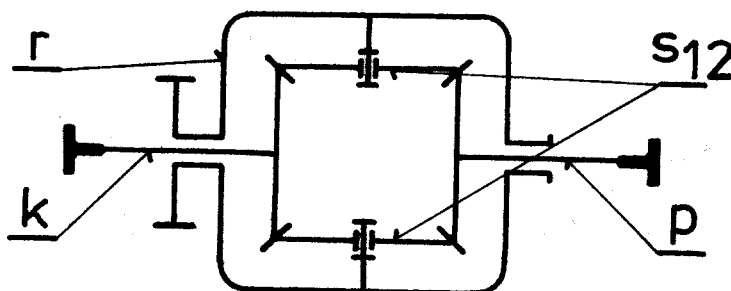
9.1. URČENIE KINEMATICKÝCH POMEROV

/ 3 /

9.1.1. Kuželový diferenciál - typ D / $2k + r$ /

Obrázok č. 4

Dané: $i^r = -1$



$n_r = 1413 \text{ } 1.\text{mi}\dot{\text{n}}^{-1}$
 $n_k = 942 \text{ } 1.\text{mi}\dot{\text{n}}^{-1}$
 $n_{k\text{min}} = 753 \text{ } 1.\text{mi}\dot{\text{n}}^{-1}$
 $n_{k\text{max}} = 1256 \text{ } 1.\text{mi}\dot{\text{n}}^{-1}$

1. alternatíva

1. Pri nastavení základného regulačného prietahu $p_R = 1,5$ bez regulovania, centrálné koleso p je nehybné, potom ide o typ súkolesia $P / 2k + r$ /.

2. Označenie členov: p, k - centrálna kolesá

r - unášač

$s/s_1, s_2$ - satelity

a, b - hnacie členy

n - hnany člen

α - reakčný člen

3. Označenie členov z hľadiska funkcie:

$a = r \quad \alpha = p \quad n = k$

4. Pohybový stav: $/ r \rightarrow k / p$

5. Základný prevodový pomer:

$$i^r = i_{pk}^r = -1$$

Prevodový pomer:

$$i = \frac{i^r}{i^r - 1} = \frac{-1}{-1 - 1} = \frac{1}{2}$$

Otáčky člena $\underline{k}$:

$$n_k = \frac{n_r}{1} = \frac{1\,413}{\frac{1}{2}} = 2\,826 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

Vzhľadom na vypočítané otáčky člena $\underline{k}$, ktoré sú totožné s otáčkami prietahového regulačného valca, pre základný prietah volíme prevod zubovým remeňom medzi predlohovým hriadeľom a unášačom.

Prevodový pomer: $i_{an} = \frac{n_n}{n_a} = \frac{942}{2\,826} = 0,3333$

Volíme počet zubov na remenici predlohového hriadeľa $z_1 = 16$ a na unášači $z_2 = 48$.

Otáčky na unášači: $n_r = 1\,413 \cdot 0,3333 = 471 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$

Potom otáčky člena $\underline{k}$: $n_k = \frac{471}{\frac{1}{2}} = 942 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$

Pri regulácii, teda pri zmene otáčok na člene $\underline{k}$ ide o typ súkolesia $D/2k + r /$

1. Pohybový stav $/ r + p \rightarrow k /$

2. Základný prevodový pomer $i^r = i_{pk}^r = -1$

Pri regulevaní meníme hodnotu otáčavej rýchlosti podľa (5,6)

3. Určenie otáčok na člene $\underline{p}$

$$n_p = i_{pk}^r \cdot n_k + i_{pr}^k \cdot n_r = i^r \cdot n_k + 1 - i^r/n_r = i^r/n_k - n_r/+ n_r \quad (8)$$

$$n_p^{753} = -1/753 - 471/+ 471 = 189 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

$$n_p^{1\,256} = -1/1\,256 - 471/+ 471 = -314 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

4. Momentové pomery

$$\alpha_{kp} = \frac{M_p}{M_k} = |i^r| \cdot \eta^r = 1 \cdot 0,90 \approx 1$$

K diferenciálu pre využitie rozsahu otáčok regulačného elektromotora je nutné pripojenie prevodovky.

II. alternatíva

1. Označenie členov z hľadiska funkcie

$$a = p \quad \mathcal{K} = r \quad n = k \quad \text{súkolesie } P/2k + r/$$

2. Pohybový stav $/p \rightarrow k/$

3. Základný prevodový pomer $i^r = i_{pk}^r = -1$

4. Určenie prevodu zubovým remeňom

pre $P_R = 1,5$ je prevodový pomer $i = \frac{1\ 413}{942} = 1,5$

Volíme počet zubov remenice na predlohovom hriadeľi

$$z = 16, \text{ na člene } p \quad z = 24$$

5. Otáčky členov p, k

$$n_p = \frac{n_{pH}}{i} = \frac{1\ 413}{1,5} = 942 \text{ } 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}; \quad n_k = i^r \cdot n_p = -1.942 = -942 \text{ } 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

Pre reguláciu platí typ súkolesia $D/2k + r/$

1. Funkcia členov $a = p \quad b = r \quad n = k$

2. Pohybový stav $/p + r \rightarrow k/$

3. Základný prevodový pomer $i^r = -1$

4. Otáčky na člene r

$$n_r = i_{rp}^k \cdot n_p + i_{rk}^p \cdot n_k = \frac{1}{1-i^r} n_p + \frac{i^r}{i^r-1} n_k \quad (9)$$

$$n_r^{753} = \frac{1}{1-/-1/} 942 + \frac{-1}{-1-1} /-753/ = 94,5 \text{ } 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

$$n_r^{1\ 256} = 0,5.942 + 0,5 /-1\ 256/ = -157 \text{ } 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

5. Momentové pomery

$$\mathcal{K}_{rp} = \frac{M_p}{M_r} = i^r \cdot \eta_l^r + 1 = /-1/0,9-1 \pm 2$$

Pre pohybový stav $/p + r \rightarrow k/$ vychádza opačný zmysel otáčania. K diferenciálu je nutná prevodovka. Moment na unášači je približne dvakrát väčší, ako na centrálnom člene.

III. alternatíva

1. Typ súkolesia $D/2k + r/$

2. Funkcia členov

$$a = k \quad b = p \quad n = r$$

3. Pohybový stav $/k + p \rightarrow r/$

4. Prevodový pomer

$$i = 1 - \frac{1}{i^r} = 1 - \frac{1}{-1} = 2$$

5. Otáčky člena r

$$n_r = \frac{n_k}{i} = \frac{1\,413}{2} = 706,5 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

Pre dosiahnutie základného prietahu volíme prevod zubovým remeňom medzi unášačom a prietahovým hriadeľom. Remenica na unášači $z = 20$ zubov, remenica na regulačnom valci $z = 15$. Potom otáčky regulačného valca :

$$n_{Rr} = n_r \cdot \frac{20}{15} = 706,5 \cdot \frac{20}{15} = 942 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

6. Pri regulácii otáčky člena p

$$n_p = i_{pk}^r \cdot n_k + i_{pr}^k \cdot n_r = i^r/n_k - n_r/+ n_r$$

$$n_p^{753} = -1/1\,413 - 564/+ 564 = -285 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

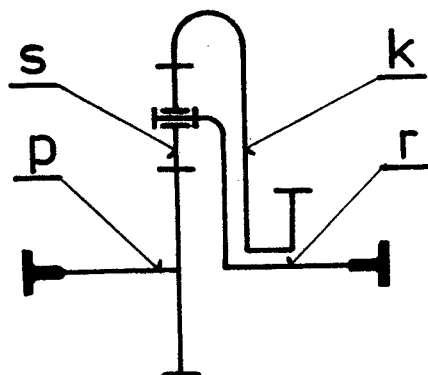
$$n_p^{1\,256} = -1/1\,413 - 942/+ 942 = 471 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^{-1}$$

Pre pohybový stav $/k + p \rightarrow r/$ k diferenciálu pre využitie otáčok regulačného elektromotora je nutné pripojenie prevodovky.

9.1.2. Čelné diferenciály

9.1.2.1. Čelný diferenciál s jednoduchým satelitom, vonkajším a vnútorným ozubením.

Obrázok č.5



Dané: $i = i_{kr}^p = 1,5$
 $n_k = 1413 \text{ } 1.\text{min}^{-1}$
 $n_r = 942 \text{ } 1.\text{min}^{-1}$
 $n_{rmin} = 753 \text{ } 1.\text{min}^{-1}$
 $n_{rmax} = 1256 \text{ } 1.\text{min}^{-1}$

Riešenie:

1. Typ súkolesia pre základný prietah $P/2k + r/$

2. Označenie členov z hľadiska funkcie

$$a = k \quad \mathcal{K} \equiv p \quad n = r$$

3. Pohybový stav $/k \rightarrow r/p$

4. Základný prevodový pomer $i^r = i_{pk}^r$

Prevodový pomer

$$i = 1 - \frac{1}{i^r} \Rightarrow i^r = i_{pk}^r = -\frac{z_k}{z_p} = \frac{1}{1-1} \frac{1}{1-\frac{3}{2}} = -2$$

Počet zubov určíme z podmienky:

- kinematickej $i_{pk}^r = -\frac{z_k}{z_p} = -2$

- geometrickej $z_p + 2z_s = z_k$

Potom: $\frac{z_p + 2z_s}{z_p} = 2 \Rightarrow z_s = \frac{1}{2} z_p$

Volíme: $z_p = 28$ zubov, $\Rightarrow z_s = 14$ a $z_k = 56$ zubov.

Kontrola prevodového pomeru

$$i = 1 - \frac{1}{i^r} = 1 + \frac{z_p}{z_k} = 1 + \frac{28}{56} = 1,5$$

Otáčky člena r
$$n_r = \frac{n_k}{1} = \frac{1\,413}{1,5} = 942 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^1$$

Pre reguláciu platí:

1. Typ súkolesia $D/2k + r/$

2. Funkcia členov

$$a = k \quad b = p \quad n = r$$

3. Pohybový stav $/k + p \longrightarrow r/$

4. Otáčky člena p

$$n_p = i_{pk}^r \cdot n_k + i_{pr}^k \cdot n_r = i^r/n_k - n_r/+ n_r$$

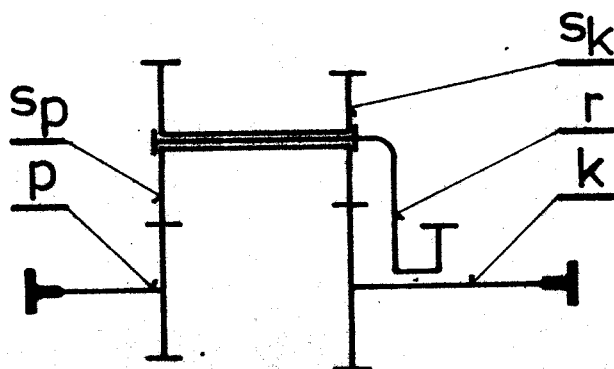
$$n_p^{753} = -2/1\,413 - 753/+ 753 = -567 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^1$$

$$n_p^{1\,256} = -2/1\,413 - 1\,256/+ 1\,256 = 942 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^1$$

K diferenciálu pre využitie rozsahu otáčok regulačného elektromotora je nutná prevodovka. Riešenie pre pohybový stav $/p + k \longrightarrow r/$ neuvádzame, nakoľko vedie k rovnakému výsledku. Pre pohybový stav $/p + r \longrightarrow k/$ vychádza opačný zmysel otáčania, teda k zariadeniu musí byť pridaný prevod pre zmenu zmyslu otáčania.

9.1.2.2. Čelný diferenciál s dvojitým satelitom a vonkajším ozubením.

Obrázok č. 6



Dané: $n_a = 1\,413 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^1$
 $n_n = 942 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^1$
 $n_{n\min} = 753 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^1$
 $n_{n\max} = 1\,256 \quad 1.\text{mi}\bar{n}^1$
 I.alt.: $i_{pr}^k = -1,5$
 II.alt.: $i_{pk}^r = 1,5$

I.alternatíva

II.alternatíva

Typ súkolesia

$$D/2k + r/$$

Funkcia členov

$$a = p \quad b = k \quad n = r$$

Pohybový stav $/p + k \rightarrow r/$

Základný prevodový pomer

$$i^r = i_{pk}^r = \frac{z_k \cdot z_{sp}}{z_{sk} \cdot z_p}$$

Prevodový pomer

$$i = 1 - i^r \Rightarrow i^r = 1 - /-1,5/ = 2,5$$

Otáčky akčného člena

$$n_k = i_{kp}^r \cdot n_p + i_{kr}^p \cdot n_r =$$

$$= \frac{n_p - n_r}{i^r} + n_r \quad (10)$$

$$n_k^{753} = \frac{1 \ 413 - /-753/}{2,5} + /-753/ =$$

$$= 113,4 \quad 1.\text{min}^{-1}$$

$$n_k^{1256} = \frac{1 \ 413 - /-1 \ 256/}{2,5} + /-1256/ =$$

$$= -188,4 \quad 1.\text{min}^{-1}$$

Počty zubov určime z podmienky

-kinematickej

$$i^r = \frac{z_k \cdot z_{sp}}{z_{sk} \cdot z_p} = 2,5$$

-geometrickej

$$z_k + z_{sk} = z_{sp} + z_p$$

$$i^r = \frac{38 \cdot 38}{24 \cdot 24} = 2,507$$

$$a = p \quad b = r \quad n = k$$

$$/p + r \rightarrow k/$$

$$i^r = i_{pk}^r = \frac{z_k \cdot z_{sp}}{z_{sk} \cdot z_p} = 1,5$$

$$i = i_{rk}^p = \frac{i^r}{i^r - 1} = \frac{1,5}{1,5 - 1} = 3$$

$$n_r = i_{rp}^k \cdot n_p + i_{rk}^p \cdot n_k =$$

$$= \frac{1}{1 - i^r} n_p + \frac{i^r}{i^r - 1} n_k$$

$$n_r^{753} = \frac{1}{1 - 1,5} 1 \ 413 +$$

$$+ 753 \frac{1,5}{1,5 - 1} = -567 \quad 1.\text{min}^{-1}$$

$$n_r^{1256} = -2,5 \cdot 1 \ 413 +$$

$$+ 3 \cdot 1 \ 256 =$$

$$= 942 \quad 1.\text{min}^{-1}$$

$$i^r = \frac{z_k \cdot z_{sp}}{z_{sk} \cdot z_p} = 1,5$$

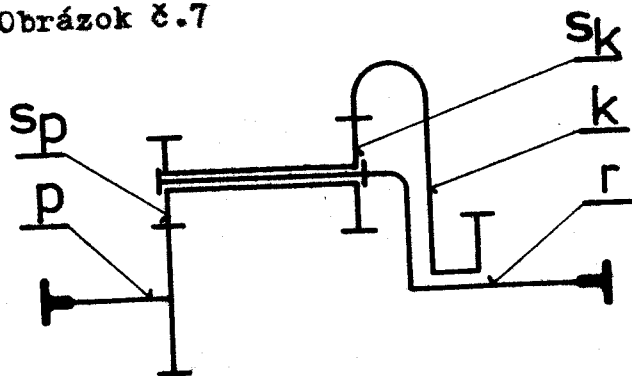
$$i^r = \frac{22 \cdot 22}{18 \cdot 18} = 1,494$$

K diferenciálu je nutné pridať prevodovku a prevod pre zmenu zmyslu otáčania. Z počtu zubov súkolesia vychádza korigovaný základný prietah $p_R = 1,507$.

K diferenciálu je nutné pridať prevodovku. Z počtu zubov súkolesia vychádza korigovaný základný prietah $p_R = 1,494$.

9.1.2.3. Čelný diferenciál s dvojitým satelitom, vonkajším a vnútorným ozubením.

Obrázok č.7



Dané: $n_a = 1413 \text{ } 1.\text{min}^{-1}$

$n_n = 942 \text{ } 1.\text{min}^{-1}$

$n_{nmin} = 753 \text{ } 1.\text{min}^{-1}$

$n_{nmax} = 1256 \text{ } 1.\text{min}^{-1}$

$i = i_{kr}^p = 1,5$

1. Typ súkolesia $D/2k + r/$

2. Funkcia členov

$a = k \quad b = p \quad n = r$

3. Pohybový stav $/k + p \rightarrow r/$

4. Základný prevodový pomer

$$i^r = i_{pk}^r = - \frac{z_k \cdot z_{sp}}{z_{sk} \cdot z_p}$$

Prevodový pomer

$$i = 1 - \frac{1}{i^r} \Rightarrow i^r = \frac{1}{1-i} = \frac{1}{1-1,5} = -2$$

Počty zubov súkolesia určíme z podmienky

- kinematickej $\frac{z_k \cdot z_{sp}}{z_{sk} \cdot z_p} = 2 = \frac{600}{300} \quad (11)$

- geometrickej $z_p + z_{sp} + z_{sk} = z_k \quad (12)$

Volíme: $z_p = 20$ zubov, potom $z_{sk} = \frac{300}{20} = 15$ zubov

Dosadením do (12) dostaneme: $20 + 15 + z_{sp} = z_k$

Dosadením do čitateľa (11) dostaneme $z_{sp}/35 + z_{sp}/ = 600$

Zo všeobecného tvaru kvadratickej rovnice

$$z_{sp}^2 + 35z_{sp} - 600 = 0$$

počítame
$$z_{sp12} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} = \frac{-35 \pm \sqrt{35^2 - 4/-600/}}{2} = \begin{cases} 12 \\ 47 \end{cases}$$

$$z_k = 35 + 12 = 47$$

Otáčky člena R podľa (8)

$$n_p^{753} = -2/1 \ 413 - 753/+ \ 753 = -567 \quad 1.\text{miň}^1$$

$$n_p^{1 \ 256} = -2/1 \ 413 - 1 \ 256/+ \ 1 \ 256 = 942 \quad 1.\text{miň}^1$$

K diferenciálu je nutné pridať prevodovku. Riešenie pre pohybový stav $/p + k \rightarrow r/$ vedie k obdobnému výsledku. Pre pohybový stav $/p + r \rightarrow k/$ vychádza opačný zmysel otáčania.

9.2. ZHODNOTENIE MOŽNOSTI POUŽITIA ALTERNATÍVNYCH TYPOV DIFERENCIÁLU VZHLÁDOM K EXISTUJÚCEMU TYPU NA STROJI NOVPOS R

Na stroji NOVPOS R je použitý kuželový diferenciál $D/2k + r/$ s pohybovým stavom $/r + p \rightarrow k/$, ktorého kinematické pomery sú riešené v I.alternatíve diplomovej práce. Vyžaduje prevodovku s hodnotou prevodu, ktorý poskytujú závitovkové prevodovky.

Výhody použitia tohoto diferenciálu spočívajú :

- a/ v možnosti použitia samosvorného závitovkového prevodu, čím odpadne nutnosť použitia elektromagnetickej brzdy;

b/ v priaznivých momentových pomeroch na akčnom člene diferenciálu $/M_p + M_k/$, čo je z hľadiska zataženia regulačného elektromotora výhodné.

Riešenie kuželového diferenciálu podľa II. alternatívy nevyhovuje z nasledovných dôvodov:

a/ vychádza opačný zmysel otáčania, teda okrem prevodu na využitie regulačného rozsahu elektromotora je nutný prevod na zmenu zmyslu otáčania,

b/ v nepriaznivých momentových pomeroch na akčnom člene diferenciálu $/M_r = 2M_p/$, čo je nevýhodné pre zataženie regulačného elektromotora.

Kuželový diferenciál podľa III. alternatívy má nevýhodnejšie kinematické pomery, ako použitý diferenciál.

Čelné diferenciály nespĺňajú kinematické požiadavky bez použitia prevodovky. Z vypočítaných otáčok je zrejmé, že nie je možné použiť samosvorný závitovkový prevod, nakoľko prevodový pomer z regulačného elektromotora na akčný člen diferenciálu pre najnepriaznivejší stav $i > 4 / 5 /$. Danému prevodovému pomeru vyhovuje prevod čelným ozubením.

Nevýhoda použitia čelného ozubenía je v tom, že:

a/ čelný prevod nemôže byť prevedený ako samosvorný, čo núti pre daný prípad použiť na brzdenie regulačného motora brzdú,

b/ čelný prevod oproti závitovkovému kladie väčšie nároky na rozmery prevodovky a pre daný prípad konkrétne i na umiestnenie regulačného elektromotora s prevodovkou,

c/ pri maximálnych otáčkach motora sa zvýši hlučnosť prevodu oproti tichému chodu závitovkového prevodu.

Znamená to, že regulácia s použitím čelných diferenciálov by zvýšila zložitosť, pracnosť, veľkosť a hlučnosť zariadenia.

10. S I L O V É P O M E R Y V P R Í D A V N O M R E G U L A Č N O M A D A P T O R E

Prešetrenie silivých pomerov v prídavnom regulačnom adaptore je nutné pre pevnostný výpočet strojových súčiastok diferenciálu. Pri výpočte počítame s najnepriaznivejšími podmienkami, ktoré môžu v adaptore nastať. Tento stav nastane pri rozbehu zariadenia, keď hlavný elektromotor, ktorý poháňa regulačný adaptor zložkou konštantnej otáčavej rýchlosti strieda II. s III. behom t.j. s otáčok 1 450 na 2 930 1.miň^{-1} a súčasne regulačný elektromotor sa rozbieha z 0 na maximálne otáčky t.j. 3 611 1.miň^{-1} pri čase rozbehu $t = 0,$ sekundy.

Zaťaženie celého systému pozostáva:

- zo zaťaženia od síl potrebných na pretahovanie,
- zo zaťaženia od pasívnych odporov
- zo zaťaženia od setrvačných síl

10.1. VÝPOČET PRIETAHOVEJ SILY

$$F_p = 6 \cdot \mu \cdot \lambda \cdot q \cdot l \cdot S \cdot \frac{2}{3} / 1 - \sqrt{\frac{p}{p+1}} / 4 / (13)$$

kde $\mu = 0,001$; $q = 0,5 \text{ MPa}$; $l = 0,08 \text{ m}$; $\lambda = 0,56$

Priemerná jemnosť vlákna ba 0,2 tex

Priemer vlákna

$$\gamma_v = 1,69 \text{ g.cm}^3$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot \text{tex}_v}{\gamma_v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2}{1\,000 \cdot 1,69 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 1,228 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Priemer prameňa

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot \text{tex}_p}{\gamma_v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5\,900}{1\,000 \cdot 1,69 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,0021 \text{ m}$$

Počet vlákien v prameni

$$n = \frac{d_p^2}{d_v^2} = \frac{2,1^2}{0,0128^2} = 29\,150$$

Stredný jednotkový povrch dĺžky vlákna

$$\delta = \pi \cdot d_v = \pi \cdot 1,23 \cdot 10^{-5} = 3,86 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Počet vlákien vo vstupnom páre valčekov pri drúžení $d = 6$

$$S = n \cdot d = 29\,150 \cdot 6 = 174\,900$$

potom

$$F_p = 3,86 \cdot 10^{-5} \cdot 0,001 \cdot 0,56 \cdot 0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot 174\,900 \cdot \frac{2}{3} \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{1 - \sqrt{\frac{1,125}{1,125 + 1}}} = 16,5 \text{ N}$$

Pre prietah $p = 1,875$ je prietahová sila $F_p = 11,6 \text{ N}$

Moment od prietahovej sily na prietahovom valci

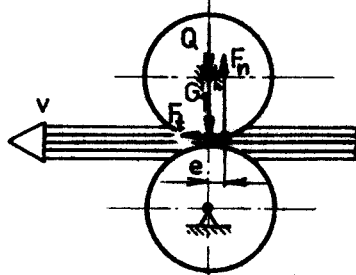
$$M_p = F_p \cdot R_{R1} = 16,5 \cdot 0,0175 = 0,2975 \text{ Nm}$$

10.2. ZATAŽENIE OD PASÍVNYCH ODPOROV

10.2.1. Výpočet valivého momentu:

- regulačného prietahového páru valčekov

Obrázok č.8



$e_1 = 1,2 \text{ mm}$ rameno valivého odporu

pre pogumovaný valček
s prameňom

$e_2 = 0,3 \text{ mm}$ pre ocelový valček

$G_1 = 9 \text{ N}$; $G_2 = 13 \text{ N}$; $Q = 400 \text{ N}$

$$M_{v1} = (G_1 + Q) \cdot e_1 = (9 + 400) \cdot 0,0012 = 0,4908 \text{ Nm} \quad (14)$$

- podávacích párov na navádzacom ráme

$$M_{v2} = \sum_{i=1}^3 M_i$$

kde $M_1 = M_2 = M_3$

$$M_{v2} = 3 \cdot M_1 = 3 \cdot G_2 \cdot e_2 = 3 \cdot 13 \cdot 0,0003 = 0,011 \text{ Nm}$$

10.2.2. Výpočet momentu od pasívnych odporov prietahového páru a podávacích párov valcov.

$$M_0 = M_{01} + M_{02}$$

$f_1 = 0,003$ pre jednoradové
guličkové ložisko

$$M_0 = \sum_{i=1}^n / M_{fi} + M_{vi} / \quad (15)$$

$f_2 = 0,009$ pre ihlové lož.

$$M_f = F \cdot f_{1,2} \cdot \frac{d}{2}$$

$f_3 = 0,02$ pre čisté valenie

Tiažové sily a priemery ložísk

$$M_v = F \cdot f_3 \cdot \frac{d}{2}$$

$Q = 400$ N prítlak

$G_1 = 15$ N prietahový valec

$d_1 = 0,016$ m

$G_2 = 9$ N prítláčny valec

$d_2 = 0,012$ m

$G_3 = 29$ N podávací valec /stredná hmotnosť/

$d_3 = 0,03$ m

$G_4 = 13$ N prítláčny valec

$d_4 = 0,022$ m

$G_5 = 1,3$ N hriadeľ prítláčného valca

$$M_0 = [G_1 + G_2 + Q / (f_2 + f_3) / \frac{d_1}{2} + Q / (f_2 + f_3) / \frac{d_2}{2}] + 3 [G_3 + G_4 / (f_1 + f_3) / \frac{d_3}{2} + G_5 / (f_1 + f_3) / \frac{d_4}{2}] \quad (15)$$

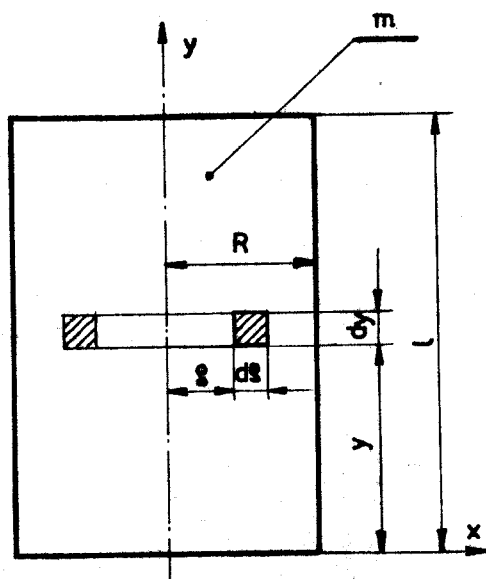
$$M_0 = [15 + 9 + 400 / (0,009 + 0,02) / \frac{0,016}{2} + 400 / (0,009 + 0,02) / \frac{0,012}{2}] + 3 [29 + 13 / (0,003 + 0,02) / \frac{0,03}{2} + 1,3 / (0,003 + 0,02) / \frac{0,022}{2}] =$$

$$= 0,168 + 0,042 = 0,21 \text{ Nm}$$

10.3. ZATIAŽENIE OD ZOTRVAČNÝCH SÍL

10.3.1. Výpočet momentov zotrvačnosti v regulačnom adaptore.

Obrázok č.9



Výpočet pre rotačný valec

$$I_y = \int s^2 \cdot dm$$

$$dm = 2\pi \cdot \rho \cdot s \cdot ds \cdot dy$$

$$I_y = 2\pi \cdot \rho \cdot \int_0^R \int_0^l s^2 \cdot s \cdot ds \cdot dy$$

$$I_y = \frac{2\pi \cdot \rho \cdot R^4}{4} \int_0^l dy$$

$$I_y = \frac{\pi}{2} \rho \cdot R^4 \cdot l$$

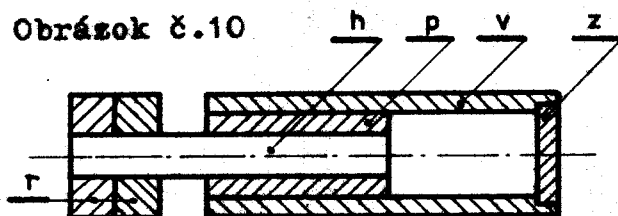
Keď $m = \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot l$ dostaneme obecný vzťah pre moment zotrvačnosti

$$I_y = \frac{1}{2} m \cdot R^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (16)$$

Vo výpočtoch momentov zotrvačnosti v regulačnom adaptore postupujeme podľa prílohy č.2.

- Podávacie valce a

Obrázok č.10



$$I_a = \sum_{i=1}^3 I_i, \text{ kde } I_1 = I_2 = I_3$$

$$I_1 = I_v + I_z + I_p + I_h + 2 \cdot I_r$$

m_v		m_z	m_p		m_h	m_r		m
1,3		0,1	0,7		0,6	0,2		[kg]
R_1	R_2	R	R_1	R_2	R	R_1	R_2	R
0,024	0,019	0,02	0,019	0,011	0,011	0,025	0,012	[m]

$$I_v = \frac{1}{2} m_v / R_1^2 + R_2^2 = \frac{1}{2} 1,3 / 0,024^2 + 0,019^2 = 0,0006 \text{ kgm}^2$$

$$I_z = \frac{1}{2} m_z \cdot R^2 = \frac{1}{2} 0,1 \cdot 0,02^2 = 0,00002 \text{ kgm}^2$$

$$I_p = \frac{1}{2} 0,7 / 0,019^2 + 0,011^2 = 0,00017 \text{ kgm}^2$$

$$I_h = \frac{1}{2} 0,6 \cdot 0,011^2 = 0,000036 \text{ kgm}^2$$

$$I_r = \frac{1}{2} 0,2 / 0,025^2 + 0,012^2 = 0,000077 \text{ kgm}^2$$

Z vypočítaných hodnôt zotrvačných momentov na člene a navrhujeme zmenu materiálu remenic z pôvodne použitej ocele 11 500 na dural ČSN 42 4250 s mernou hmotnosťou $\gamma = 2800 \text{ kgm}^{-3}$. Potom sa zmení hmotnosť remenice z 0,2 kg na 0,06 kg a moment zotrvačnosti

$$I_r = \frac{1}{2} 0,06 / 0,025^2 + 0,012^2 = 0,000022 \text{ kgm}^2$$

Potom

$$I_1 = 0,0006 + 0,00002 + 0,00017 + 0,000036 + 2 \cdot 0,000022 = 0,00087 \text{ kgm}^2$$

$$I_a = 3 \cdot I_1 = 3 \cdot 0,00087 = 0,0026 \text{ kgm}^2$$

Pri ďalšom výpočte momentov zotrvačnosti v regulačnom adaptore postupujeme zjednodušeným výpočtom, nakoľko výpočtové hodnoty sú malé a redukováním momentu zotrvačnosti na hriadeľ centrálného kola diferenciálu, resp. na hriadeľ motora, sa hodnota momentu zotrvačnosti zmenší kvadrátom rýchlosti, takže malé nepresnosti vo výpočte u jednotlivých členov adaptora sú prakticky zanedbateľné. Označenie jednotlivých členov je podľa prílohy č.2

- Prítlačné valce b

$$I_b = \sum_{i=1}^3 I_i, \text{ kde } I_1 = I_2 = I_3 \quad m = 1,1 \text{ kg}, R_1 = 0,028 \text{ m}$$

$$I_1 = \frac{1}{2} m / R_1^2 + R_2^2 / = \frac{1}{2} 1,1 / 0,028^2 + 0,016^2 / = 0,00048 \text{ kgm}^2$$

$$I_b = 3 \cdot I_1 = 3 \cdot 0,00048 = 0,00144 \text{ kgm}^2$$

- Predlohový hriadeľ c, d

$$m_{h1} = 0,33 \text{ kg}, R_{h1} = 0,009 \text{ m}$$

$$m_{h2} = 0,89 \text{ kg}, R_{h2} = 0,009 \text{ m}$$

$$I_c = I_{h1} + 2I_r = \frac{1}{2} 0,33 \cdot 0,009^2 +$$

$$+ 2 \cdot 0,000022 = 0,0000576 \text{ kgm}^2$$

$$I_d = I_{h2} + 2I_r = \frac{1}{2} 0,89 \cdot 0,009^2 + 0,000044 = 0,0000796 \text{ kgm}^2$$

- Prietahový valec e

$$I_e = I_{pv} + I_r = 0,0001686 + 0,000022 = 0,00019 \text{ kgm}^2$$

m_1	R_1	m_2	R_2	m_3	R_3	m	R
1,01	0,0175	0,2	0,012	0,3	0,008	[kg]	[m]

$$I_{pv} = \frac{1}{2} / 1,01 \cdot 0,0175^2 + 0,2 \cdot 0,012^2 + 0,3 \cdot 0,008^2 / = 0,0001686 \text{ kgm}^2$$

- Prítlačný valec f

m_1	R_1	m_2	R_2	m_3	R_3	m_4	R_4	m	R
0,578	0,0135	0,154	0,01	0,058	0,006	0,1	0,018	[kg]	[m]

$$I_f = \frac{1}{2} / 0,578 \cdot 0,0135^2 + 0,154 \cdot 0,01^2 + 0,058 \cdot 0,006^2 +$$

$$+ 0,1 \cdot 0,018^2 / = 0,0000869 \text{ kgm}^2$$

- Napínacie remenice g

$$I_g = 2 \cdot I_r = 2 \cdot 0,000022 = 0,000044 \text{ kgm}^2$$

- Výstup z diferenciálu h

$$I_h = I_{hr} + 2I_r + I_{ok}$$

$$m_{hr} = 0,185 \text{ kg}, R_{hr} = 0,0075 \text{ m}; m_{ok} = 0,0568 \text{ kg}; R_{ok} = 0,016 \text{ m}$$

$$I_h = \frac{1}{2} / 0,185 \cdot 0,0075^2 + 0,0568 \cdot 0,016^2 / + 0,000044 =$$

$$= 0,0000546 \text{ kgm}^2$$

- Satelity i $m_{hr} = 0,04 \text{ kg}, R_{hr} = 0,006 \text{ m}$

$$I_i = 2 / I_{ok} + I_{hr} / = 2 / 7,2 \cdot 10^{-6} + 4,2 \cdot 10^{-8} / = 0,000016 \text{ kgm}^2$$

$$I_{hr} = \frac{1}{2} 0,04 \cdot 0,006^2 = 4,2 \cdot 10^{-8} \text{ kgm}^2$$

- Vstup do diferenciálu j

$$I_{ok} = 7,2 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

$$I_j = I_{ok} + I_{hr} + I_{zk}$$

$$m_{hr} = 0,138 \text{ kg}, R_{hr} = 0,0075 \text{ m}$$

$$m_{zk} = 0,04 \text{ kg}, R_{zk} = 0,015 \text{ m}$$

$$I_j = \frac{1}{2} / 0,138 \cdot 0,0075^2 + 0,04 \cdot 0,015^2 / + 7,2 \cdot 10^{-6} = 0,000015 \text{ kgm}^2$$

- Závítovka k

$$m[\text{kg}] ; R[\text{m}]$$

m_1	R_1	m_2	R_2	m_3	R_3	m_4	R_4
0,022	0,005	0,038	0,0075	0,019	0,006	0,1	0,015

$$I_k = \frac{1}{2} / 0,022 \cdot 0,005^2 + 0,038 \cdot 0,0075^2 + 0,019 \cdot 0,006^2 +$$

$$+ 0,1 \cdot 0,015^2 / = 0,0000129 \text{ kgm}^2$$

- Spojka l

$$m_1 = 0,055 \text{ kg}, R_1 = 0,012 \text{ m}$$

$$R_2 = 0,005 \text{ m}$$

$$I_l = \frac{1}{2} 0,055 / 0,012^2 + 0,005^2 / = 0,0000046 \text{ kgm}^2$$

10.3.2. Redukovaný moment zotrvačnosti.

Na výstupnom bríadeli z diferenciálu - centrálny člen k a h

$$I_{red k} = I_h + I_g + I_f + I_e + I_d + I_o + I_b + I_a / \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \quad (17)$$

$$I_{\text{red } k} = 0,0000546 + 0,000044 + 0,0000869 + 0,00019 + 0,0000796 + \\ + 0,0000576 + 0,00144 + 0,0026 / \left(\frac{18}{25} \right)^2 = 0,00257 \text{ kgm}^2$$

- Na vstupnom hriadelí do diferenciálu - centrálny člen $p \equiv j$

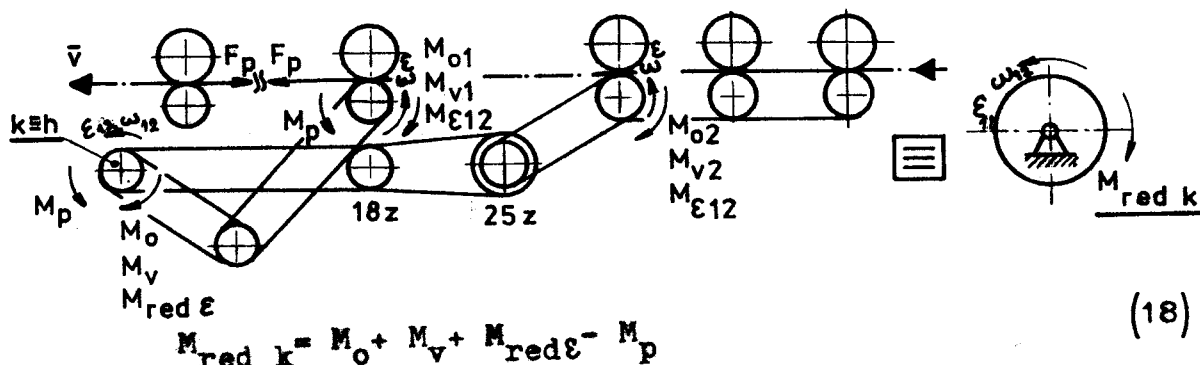
$$I_{\text{red } p} = I_{\text{red } k} + I_i + I_j = 0,00257 + 0,000016 + 0,000015 = \\ = 0,0026 \text{ kgm}^2$$

- Na hriadelí elektromotora $\underline{M}$

$$I_{\text{red } M} = I_k + I_l + I_{\text{red } p} \cdot \left(\frac{1}{1} \right)^2 = 0,0000129 + 0,0000046 + \\ + 0,0026 \left(\frac{1}{11,5} \right)^2 = 0,000037 \text{ kgm}^2$$

10.3.3. Určenie redukovanej dvojice /momentu/ na hriadelí výstupu z diferenciálu - centrálny člen $k \equiv h$

Obrázok č.11



- M_o - moment od pasívnych odporov na člene $\underline{k}$

$$M_o = M_{o1} + M_{o2} \frac{1}{i} = 0,168 + 0,034 \frac{1}{1,388} = 0,198 \text{ Nm}$$

- M_v - moment valivý na člene $\underline{k}$

$$i = \frac{25}{18} = 1,388$$

$$M_v = M_{v1} + M_{v2} \frac{1}{i} = 0,4908 + 0,011 \frac{1}{1,388} = 0,4987 \text{ Nm}$$

- $M_{red \varepsilon}$ - redukovaný moment od momentu zotrvačnosti na člene k
 Redukovaný moment od momentu zotrvačnosti počítame pre naj-
 nepriaznivejší stav pri rozbehu. Maximálny bude za podmienok,
 keď súčasne nabieha regulačný motor a hlavný mení II. s III.
 behom. Potom platí pre zrýchlenie:

- a/ že maximálne otáčky od regulačného motora na centrálnom
 člene k budú $n_1 = 314 \text{ 1.min}^{-1}$ a čas rozbehu $t_1 = 0,4 \text{ sek.}$
 b/ že otáčky od hlavného motora pri mene z II. do III. behu
 budú $n_2 = n_{III} - n_{II} = 942 - 467 = 475 \text{ 1.min}^{-1}$ na centrálnom
 člene k . Čas rozbehu motora z II. do III. behu $t_2 = 3 \text{ sek.}$

$$M_{red \varepsilon} = I_{red k} / \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = I_{red k} \left(\frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_1} + \frac{\pi \cdot n_2}{30 \cdot t_2} \right) =$$

$$= 0,00257 \left(\frac{\pi \cdot 314}{30 \cdot 0,1} + \frac{\pi \cdot 475}{30 \cdot 3} \right) = 0,889 \text{ Nm} \quad (19)$$

Potom

$$M_{red k} = 0,198 + 0,499 + 0,889 - 0,297 = 1,289 \text{ Nm}$$

10.3.4. Moment na hriadeľi hnacieho člena diferenciálu -

- centrálny člen $p = j$

Pre súkolesie $D / 2k + r /$ a pre tok energie $/k \rightarrow p/r$ pri
 $i^r = -1$ platí momentový pomer

$$\lambda_{kp} = \frac{M_p}{M_k} = - \frac{i^r}{\eta^r} \Rightarrow M_p = M_k \frac{-i^r}{\eta^r} \quad / 3 /$$

$\eta^r = 0,9$ - je približná hodnota základnej účinnosti súkolesia
 kuželového diferenciálu.

Po pripočítaní momentu od momentu zotrvačnosti členov 1,1 bude

$$M_{red p} = M_{red k} \frac{-i^r}{\eta^r} + /I_1 + I_j / \cdot / \varepsilon_1 + \varepsilon_2 / =$$

$$= 1,289 \frac{-/-1/}{0,9} + /0,000016 + 0,000015 / 345 = 1,443 \text{ Nm} \quad (20)$$

10.3.5. Moment na unášači diferenciálu - M_r

$$M_r = M_{red} p |\chi_{pr}| = 1,443 \cdot 2,1 = 3,04 \text{ Nm} \quad (21)$$

kde χ_{pr} - je momentový pomer:

$$\chi_{pr} = \frac{M_r}{M_p} = \frac{i^r}{\eta^r} - 1 = \frac{-1}{0,9} - 1 = -2,1$$

10.3.6. Moment na hriadeľi elektromotora M

$$M_M = M_{red} p \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta} + /I_k + I_1 // \varepsilon_1 + \varepsilon_2/ = \quad (22)$$

$$= 1,443 \frac{1}{11,5 \cdot 0,4} + 0,0000175 \cdot 345 = 0,3197 \text{ Nm}$$

kde $i = 11,5$ je prevodový pomer závitovkovým súkolesím

$\eta = 0,4$ je približná hodnota účinnosti závitovk. prevodu

10.3.7. Stratový výkon v regulačnom adaptore /vzťahovaný na hriadeľ elektromotora M /.

$$P_s = M_M \cdot \omega = M_M \frac{\pi \cdot n_M}{30} = 0,3197 \frac{\pi \cdot 3611}{30} = 121 \text{ W} \quad (23)$$

11. KONTROLA PRIEMERU HRIADEĽA CENTRÁLNEHO ČLENA DIFERENCIÁLU

Pri výpočte uvažujeme s namáhaním hriadeľa prostým krutom.

Maximálny moment je podľa (20) $M_p = 1,443 \text{ Nm}$, priemer $d_p = 12 \text{ mm}$.

Materiál: oceľ 14 220.4 ČSN 42 5515.11 $\tau_{dov k} = 80 \text{ MPa}$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{dov k} \quad \text{kde} \quad W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

$$\text{potom} \quad d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{dov k}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,443}{\pi \cdot 80 \cdot 10^6}} = 0,0045 \text{ m} \quad (24)$$

Vzhľadom na konštrukčné prevedenie diferenciálu použitý priemer hriadeľa $d = 12 \text{ mm}$ pevnostne vyhovuje pre centrálny člen p. Podobne pevnostnej podmienke vyhovuje i hriadeľ člena k.

12. V Ý P O Č E T O Z U B E N I A

K U Ź E Ľ O V É H O D I F E R E N C I Á L U

/ 3 /

Pre existujúci kužeľový diferenciál prevedieme kontrolný výpočet kužeľového ozubenia pre nové kinematické a silové pomery, ktoré boli vypočítané v predchádzajúcich výpočtoch diplomovej práce.

Pre výpočet kužeľového ozubenia /ďalej len OK/ poznáme:

- a/ Typ OK - ozubenie priame
- b/ Uhol osí $\Sigma = 90^\circ$
- c/ Základný prevodový pomer $i^r = -1$
- d/ Základné parametre $d_n = 20^\circ$, $z = 21$ zubov, $\beta = 0^\circ$
- e/ Maximálny krútiaci moment $M = 1,443$ Nm, otáčky centrálneho člena diferenciálu $n_{pmax} = 1\ 256\ 1.\text{min}^{-1}$
- f/ Materiál - oceľ 14 220.4 cementovaná a kalená $\sigma_{pt} = 900$ MPa
- g/ Požiadavka na vysokú spoľahlivosť
- h/ Počty zubov centrálnych kolies p, k , ktoré sú zhodné s počtom zubov satelitov $z_k = z_p = z_{s12}$ / $z_k = 21$ zubov/
- i/ Spôsob mazania - brodivé, druh maziva - olej K 12 viskozity $\nu\ 112 \cdot 10^{-6}\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ pri 50°C /pre kužeľový a závitovkový prevod je použitá spoločná olejová náplň/
- j/ Spôsob výroby - jemne frézovaný alebo ševingovaný, trieda presnosti (podľa tab. 0-2.53) je 7,6

ad.a/ Priame ozubenie je doporučené použiť vzhľadom na malú obvodovú rýchlosť $v = 2\ \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$. Výhoda OK s priamymi zubmi je v malej axiálnej sile pôsobiacej vždy od vrcholu ozubenia, pomerne jednoduché stroje a nástroje na ich výrobu a ich ľahké zopradenie. Je citlivé na výrobnú a montážnu nepresnosť, čo spôsobuje koncentráciu zaťaženia po šírke ozubenia, menšiu únosnosť a hluk. Pre nastavenie používame regulačné skrutky.

12.1. VÝPOČET NORMÁLNEHO MODULU

Veľkosť modulu určíme z pevnosti v ohybe zo vzťahu

$$m_n = 10 \sqrt[3]{\frac{2K_F M_1 \cos \beta}{z_1 \cdot \gamma} \cdot \frac{Y}{\sigma_F}} = 10 \sqrt[3]{\frac{K_F M_1 / 2 - \gamma_R / \sin \sigma_1 \cos^2 \beta}{z_1^2 \cdot \gamma_R} \frac{Y_1}{\sigma_{F1}}} \quad (25)$$

- Súčiniteľ prídavných zatažení v ohybe

$$K_F = K_I \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FS} = 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,03 = 2,16 \quad (26)$$

kde

$$K_I = 1,25 \quad (\text{Tab. O-6.1})$$

$$K_V = 1 + \frac{\sqrt{v}}{3,6} = 1 + \frac{\sqrt{2}}{3,6} = 1,4 \quad (\text{Obr. O-6.1, 1d})$$

$$K_{F\alpha} = 1,0 \quad K_{H\alpha} = 1,0 \quad (\text{Tab. O-6.2, obr. O-6.3}) \quad (27)$$

$$K_{F\beta} = 1,2 \quad K_{H\beta} = 1,5 \quad (\text{pre HB} \gg 350 \quad \text{Tab. O-6.3})$$

$$K_{FS} = 1,03 \quad K_{HS} = 1,04 \quad (\text{podľa O-6.20})$$

- Tvarový súčiniteľ pevnosti v ohybe

$$Y_1 = Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon v} \cdot Y_{\beta} \quad \text{kde } Y_{F1} = 2,25 \quad (\text{pre } x = 0,3) \quad (28)$$

$$Y_1 = 2,25 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 2,25 \quad \begin{array}{l} \text{a počet zubov virtuálneho kolesa} \\ z_v = 30 \text{ zubov, } Y_{\varepsilon v} = 1,0 \text{ /virtuálne OK/} \\ Y_{\beta} = 1,0 \text{ pre } \beta = 0^\circ \end{array}$$

- Dovoľené napätie v ohybe

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F\infty} \cdot Y_S \cdot K_{Fx} \cdot K_Z}{S_{Fmin}} \quad (29)$$

kde

$$\sigma_{F\infty} = 350 \text{ MPa} \quad (\text{Tab. O-2.6}), \quad K_Z = 0,75 \quad (\text{podľa C-7.9}),$$

$$K_{Fx} = 1 \quad (\text{podľa O-7.8}), \quad Y_S = 0,84 \quad (\text{Tab. O-7.1, obr. O-7.1})$$

$$\sigma_{F1} = \frac{350 \cdot 0,84 \cdot 1,0 \cdot 0,75}{2} = \frac{220,5}{2} = 110 \text{ MPa}$$

- Jednotková šířka ozubenia (podľa OK-3.5)

Volíme $\gamma_R = 0,2$ Dané $\delta_2 = 45^\circ$

$$\gamma = \frac{2\gamma_R \cdot z_2}{/2 - \gamma_R / \sin \delta_2 \cdot \cos \beta} = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 21}{1,8 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 0^\circ} = 6,5 \quad (30)$$

Potom $m_n = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,16 \cdot 1,443 / 2 - 0,2 / \sin 45^\circ \cdot \cos 0^\circ}{21^2 \cdot 0,2} \cdot \frac{2,25}{110}} = 0,97 \text{ mm}$

Vzhľadom k existujúcemu kolesu /OK/ volíme pre nasledujúci výpočet normalizovaný modul $m_n = 1,5$.

Pri výpočte súkolesia, prihliadajúc k rovnakému počtu zubov spoluzaberaajúcich kolies a rovnakého použitého materiálu OK, riešime iba parametre jedného kužeľového kolesa.

12.2. GEOMETRICKÉ PARAMETRE A ROZMERY OK

- Čelný modul $m_t = m_n = m = 1,5 \text{ mm}$

- Rozstup $t_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 1,5 = 4,712 \text{ mm}$

- Rozstupový uhol $\operatorname{tg} \delta = \frac{1}{1} = \frac{1}{1} \Rightarrow \delta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 1 = 45^\circ$

- Priemer rozstupovej kružnice

$$D = z \cdot m = 21 \cdot 1,5 = 31,5 \text{ mm}$$

- Stredná kužeľová vzdialenosť

$$R_d = \frac{D}{2 \cdot \sin \delta} = \frac{31,5}{2 \cdot \sin 45^\circ} = 22,274 \text{ mm}$$

- Výška hlavy zubu $h_a = m = 1,5 \text{ mm}$

- Hlavová vôľa $c_a = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 \text{ mm}$

- Výška päty zubu $h_f = h_a + c_a = 1,5 + 0,375 = 1,875 \text{ mm}$

- Výška zubu $h = h_a + h_f = 1,5 + 1,875 = 3,375 \text{ mm}$

- Priemer hlavovej kružnice vonkajší

$$D_{ae} = D + 2h_a \cdot \cos \delta = 31,5 + 2 \cdot 1,5 \cdot \cos 45^\circ = 33,621 \text{ mm}$$

- Uhol hlavy zubu $\operatorname{tg} \psi_a = \frac{h_a}{R_d} = 0,06743 \Rightarrow \psi_a = 3^\circ 51' 28''$

- Uhol päty zubu $\operatorname{tg} \psi_f = \frac{h_f}{R_d} = 0,84178 \Rightarrow \psi_f = 40^{\circ}48'43''$
- Uhol zubu $\psi = \psi_a + \psi_f = 3^{\circ}51'28'' + 4^{\circ}48'43'' = 8^{\circ}40'11''$
- Uhol hlavového kužela $\sigma_a = \sigma + \sigma_a = 45^{\circ} + 3^{\circ}51'28'' = 48^{\circ}51'28''$
- Uhol pätného kužela $\sigma_f = \sigma - \sigma_f = 45^{\circ} - 4^{\circ}48'43'' = 40^{\circ}11'17''$
- Uhol doplnkevého kužela $\gamma = \sigma = 45^{\circ}$
- Šírka ozubenia $b = \gamma \cdot m = 6,5 \cdot 1,5 = 9,75$, volíme $b = 9$ mm
- Vnútorný hlavový priemer

$$D_{ai} = D_{ae} - 2b \frac{\sin \sigma_a}{\cos \psi_a} = 33,621 - 2 \cdot 9 \frac{\sin 48^{\circ}51'23''}{\cos 3^{\circ}51'28''} = 20,1$$
 mm
- Počet zubov porovnávacieho kola $z_n = \frac{z}{\cos \sigma} = \frac{21}{\cos 45^{\circ}} = 30$

Ak nemá prísť k podrezávaniu päty zubov pri výrobe kužeľového kola odvalovacím spôsobom, nesmie klesnúť počet zubov porovnávacieho kola pod hodnotu praktického medzného počtu zubov.

Teda $z_n > z_p$ kde $z_p = 14 \cdot \cos \sigma = 14 \cdot \cos 45^{\circ} \approx 10$
 $30 > 10$, čo danej podmienke vyhovuje.

12.3. RÝCHLOSTNÉ, SILOVÉ A ENERGETICKE POMERY

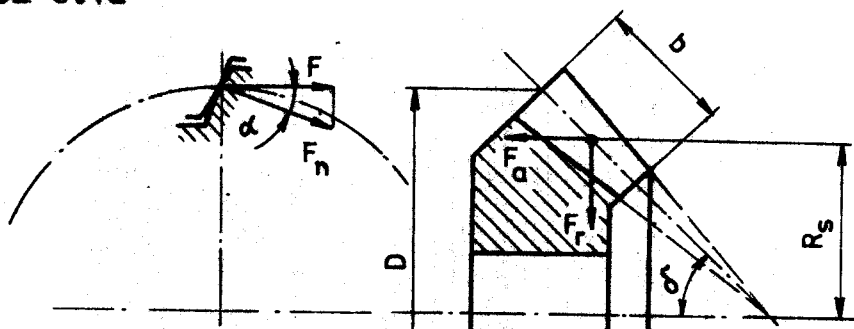
Maximálna hodnota otáčavej rýchlosti centrálného člena diferenciálu je podľa vzťahu (7) $n = 1\,256$ 1.min⁻¹ a uhlová rýchlosť $\omega = 131,5$ rad.s⁻¹

- Obvodová rýchlosť $v = \omega \cdot R_s = 131,5 \cdot 12,57 = 1,65$ m.s⁻¹

kde $R_s = \sin \sigma / R_d = 0,5 \cdot b / \sin 45^{\circ} / 22,27 = 4,5 / 22,27 = 12,57$ mm

- Maximálny moment na centrálnom člene podľa (20) $M = 1,443$ Nm

Obrázok č.12



- Obvodová sila $F = \frac{M_k}{R_s} = \frac{1,443}{0,01257} = 118 \text{ N}$
- Normálová sila $F_n = \frac{F}{\cos \delta} = \frac{118}{\cos 20^\circ} = 126 \text{ N}$
- Axiálna sila $F_a = F \cdot \operatorname{tg} \delta \cdot \sin \sigma = 118 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 45^\circ = 30 \text{ N}$
Pre $\delta = 45^\circ$ platí, že axiálna sila je rovná radiálnej.
- Radiálna sila $F_r = 30 \text{ N}$
- Merné zataženie šírkové $W_t = \frac{F}{b} = \frac{118}{9} = 13,1 \text{ N.m}^{-1}$
- Merné zataženie $c = \frac{W_t}{m} = \frac{13,1}{1,5} = 8,74 \text{ MPa}$
- Súčiniteľ zataženia povrchu - platia hodnoty (27)
 $K_H = K_I \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hs} = 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,04 = 2,73$ (31)

12.4. PEVNOSTNÝ VÍPOČET NA OHYB A OTLAČENIE

12.4.1. Ohyb

- Ohybové napätie $\sigma_F = K_F \cdot c \cdot Y_1 = 2,163 \cdot 8,74 \cdot 2,25 = 42,54 \text{ MPa}$ (32)
- Miera bezpečnosti $S_F = \frac{\sigma_{F\infty} \cdot Y_S \cdot K_{Fx} \cdot K_Z}{\sigma_F} =$ (33)
 $= \frac{350 \cdot 0,84 \cdot 1,0 \cdot 0,75}{42,54} = 5,1$

12.4.2. Otláčenie

- Dovoľené dotykové napätie

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{H\infty} \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot K_L \cdot K_{Hx}}{S_{Hmin}} \quad \text{kde } Z_V = 0,84 \text{ (Obr. 0-7.3)} \quad (34)$$

$$Z_R = 0,95 \text{ (pre } R_s = 4 \text{ Obr. 0-7.5)}$$

$$\sigma_{H\infty} = 1400 \text{ MPa (Tab. 0-2.6)} \quad K_L = 1 \text{ (Obr. 0-7.4)}$$

$$Z = 0,325 \text{ (podľa 0-5)} \quad Z_M = 269 \text{ (podľa 0-7.22)}$$

$$S_{Hmin} = 2 \text{ (podľa 0-7.10)} \quad K_{Hx} = 1 \text{ (podľa 0-7.29)}$$

$$\text{Potom } \sigma_H = \frac{1400 \cdot 0,84 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1}{2} = 558,6 \text{ MPa}$$

- Dotykové napätie

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z \sqrt{K_H \cdot c} = 269 \cdot 0,325 \sqrt{2,73 \cdot 8,74} = 427 \text{ MPa} \quad (35)$$

- Miera bezpečnosti

$$S_H = \frac{\sigma_{H\infty} \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot K_L \cdot K_{Hx}}{\sigma_H} = \frac{1400 \cdot 0,84 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1}{427} = 2,6 \quad (36)$$

Kuželové súkolesie diferenciálu vyhovuje našim požiadavkám na bezpečnosť, nakoľko výsledná bezpečnosť v ohybe $S_F > S_{Fmin} / 5,1 > 2/$ a v otlačení $S_H > S_{Hmin} / 2,6 > 2/$. Bezpečnosť v ohybe je väčšia ako v otlačení, čo je pre súkolesie priaznivý stav.

13. KONTROLA TRVANLIVOSTI LOŽÍSK DIFERENCIÁLU

Kuželový diferenciál je konštruovaný tak, že centrálné členy sú uložené na jednoradových ihličkových a jednoradových guľíčkových ložiskách. Centrálny člen k na dvoch ihličkových ložiskách RNA 4901 a v jednom guľíčkovom ložisku 6002 2Z. Centrálny člen p je uložený na jednom ihličkovom ložisku RNA 4901 a na jednom guľíčkovom ložisku 609. Na centrálnom člene p je osadené sávitkové koleso.

Pre kontrolu trvanlivosti ložísk prevedieme výpočet reakcií v ložiskách od zaťaženia OK a sávitkového osubenia.

13.1. VÝPOČET REAKCIÍ V LOŽISKÁCH NA CENTRÁLNOH ČLENE p / 6 /

Dané: $F = 118 \text{ N}$, $F_r = F_a = 30 \text{ N}$, $R_s = 12 \text{ mm}$, /viď 12.3./

$F_2 = 119 \text{ N}$, $F_{a2} = 23 \text{ N}$, $F_{r2} = 43 \text{ N}$, $R_2 = 14 \text{ mm}$, /viď 16.1./

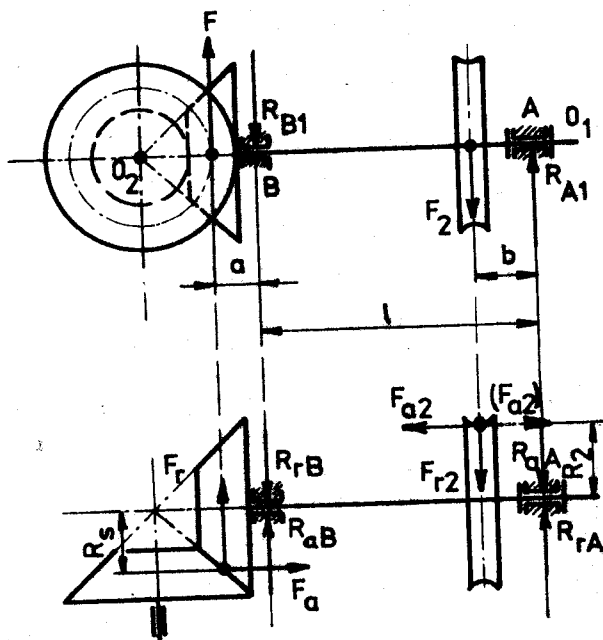
$a = 0,02 \text{ m}$, $b = 0,025 \text{ m}$, $l = 0,072 \text{ m}$.

Pre rovinnú silovú sústavu platia dve podmienky rovnováhy

$$F = \sum_{i=1}^n F_i = 0, \quad M = \sum_{i=1}^n M_i = 0$$

Obvodové sily F a F_2 spôsobujú v ložiskách A, B vertikálne reakcie.

Obrázok č. 13



$$\sum M_{1A} = 0$$

$$F/l+a/- R_{B1}l - F_2 \cdot b = 0$$

$$R_{B1} = \frac{F/l+a/- F_2 \cdot b}{1}$$

$$= \frac{118.0,092 - 119.0,025}{0,072}$$

$$= 109 \text{ N}$$

$$\sum F_1 = 0 \dots F - R_{B1} - F_2 + R_{A1} = 0$$

$$R_{A1} = 109 + 119 - 118 = 110 \text{ N}$$

Axiálne a radiálne sily
/ F_a , F_{a2} , F_r , F_{r2} / spôsobujú v ložiskách horizontálne reakcie.

$$R_{aA} = |R_{aB}| = \frac{F_a \cdot R_s + F_{a2} \cdot R_2}{1} = \frac{30.0,012 + 23.0,014}{0,072} = 9,4 \text{ N}$$

$$\sum M_{1A} = 0 \dots F_r/a+l/- R_{rB} \cdot l - F_{r2} \cdot b = 0$$

$$R_{rB} = \frac{F_r/a+l/- F_{r2} \cdot b}{1} = \frac{30.0,092 - 43.0,025}{0,072} = 23 \text{ N}$$

$$\sum F_1 = 0 \dots F_r - R_{rB} - F_{r2} + R_{rA} = 0$$

$$R_{rA} = 23 - 30 + 43 = 36 \text{ N}$$

Výsledné reakcie v ložiskách A, B centrálného člena p sú:

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{aA}^2 - R_{rA}^2} = \sqrt{110^2 + 9,4^2 - 36^2} = 113 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{aB}^2 - R_{rB}^2} = \sqrt{109^2 + 9,4^2 - 23^2} = 110 \text{ N}$$

Axiálna sila pôsobiaca na ložisko A pri zmene zmyslu otáčania motora /regulačného/ nadobudne hodnotu

$$F_A = F_a + F_{a2} = 30 + 23 = 53 \text{ N}$$

Podľa / 8 /, 2.4 pri výpočte ložísk počítame s prídavnými dynamickými silami. Potom zaťaženie ložísk bude

$$R_{As} = R_A \cdot f_k \cdot f_d = 113 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 190 \text{ N} \quad \text{kde } f_k = 1,2 \text{ (tab.č.7)}$$

$$R_{Bs} = R_B \cdot f_k \cdot f_d = 110 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 185 \text{ N} \quad f_d = 1,4 \text{ (tab.č.8)}$$

$$F_{As} = F_A \cdot f_k \cdot f_d = 53 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 89 \text{ N}$$

13.2. KONTROLA LOŽÍSK

A je jednoradové guľíčkové ložisko 609 ČSN 02 4634, C = 2800 N

B je jednoradové ihličkové ložisko RNA 4901, C = 8 300 N

Pri súčasnom pôsobení radiálneho a axiálneho zaťaženia ložiska A pre výpočet ekvivalentného dynamického zaťaženia platí

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Súčinitele X, Y závisia na pomere $\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{89}{1 \cdot 185} = 0,48 > e = 0,44$

Potom X = 0,56, Y = 1,00.

Dosadením dostaneme $P_A = 0,56 \cdot 1 \cdot 0,185 + 1 \cdot 0,89 = 193 \text{ N}$

$$\text{Pomer } \frac{C}{P} = \frac{2800}{193} = 14$$

Z tabuľky č.2 / 8 / je základná trvanlivosť ložiska L_h závislá na pomere C/P a otáčkach ložiska $L_h = 100\,000$ hodín.

Na ložisko B pôsobí radiálne zaťaženie. U ložiska je zaťažovaný vonkajší krúžok, potom V = 1,2.

$$P_B = V \cdot F_r = V \cdot F_{Bs} = 1,2 \cdot 185 = 222 \text{ N}$$

$$\text{Pomer } \frac{C}{P} = \frac{8300}{222} = 37$$

Z tabuľky č.2 / 8 / pre pomer C/P a otáčky $n_p = 314 \text{ 1.min}^{-1}$ prekračuje trvanlivosť ložiska maximálnu hodnotu $L_h = 200\,000$ hod.

Z výpočtov trvanlivosti ložísk člena p môžeme konštatovať, že sú predimenzované, nakoľko základná trvanlivosť pre tex-

tilné stroje prekračuje hodnotu trvanlivosti doporučenú v /8/ tabuľka č.4, kde $L_h = 30\ 000$ hodín. Tento nedostatok však vyvracia nutnosť uvedeného uloženia centrálneho člena vzhľadom na konštrukciu diferenciálu, kde rozmerové požiadavky kladli podmienku použitia ihličkových ložísk.

Nakoľko z uvedeného výpočtu trvanlivosti ložísk na člene p vychádza trvanlivosť značne väčšia ako je požadovaná, môžeme predpokladať, vzhľadom na podobné silové pomery na centrálnych členoch diferenciálu p , k , že i trvanlivosť ložísk na člene k má podobnú hodnotu ako na člene p , teda pre danú konštrukciu vyhovuje.

Satelity kužeľového diferenciálu sú uložené v klzných ložiskách. Vzhľadom na predpokladané opotrebenie klzných ložísk je uloženie satelitov v klzných ložiskách jedno z kritických miest, ktoré môže ovplyvniť správnosť funkcie a trvanlivosť kužeľových kolies. Podmienkou správnej funkcie a trvanlivosti OK je ich správny uhol záberu. Tento vyžaduje presnú výrobu a montáž. Pre správne nastavenie je diferenciál konštruovaný tak, že vymedzenie axiálnej vôle je prevediteľné pomocou regulačných skrutiek a vymedzovacích podložiek.

Pre správne nastavenie nemá byť bočná vôla menšia ako 0,1 mm a väčšia ako 0,3 mm od správneho záberu / 6 /.

Prihliadajúc k tomu, že v súčasnosti je prototyp regulačného pretahovacieho stroja NOVPOS 1R v štádiu interných overovacích skúšok, je potrebné po skúšobnej prevádzke zistiť bočnú vôlu ozubenia a na jej základe stanoviť cyklus zoradovania kužeľového ozubenia, prípadne cyklus výmeny trecích ložísk.

14. KONTROLA PIER NA OTLAČENIE

Kontrolujeme perá, ktoré su v diferenciáli najviac namáhané. Podľa výpočtu maximálne krútiace momenty v diferenciáli sú na unášači podľa (21) $M_r = 3,04 \text{ Nm}$ a na centrálnom člene p (20), kde $M_p = 1,443 \text{ Nm}$.

Pero

na unášači

na centrálnom člene p

Rozmer pera

$b \times h \times l$

$8 \times 7 \times 12$

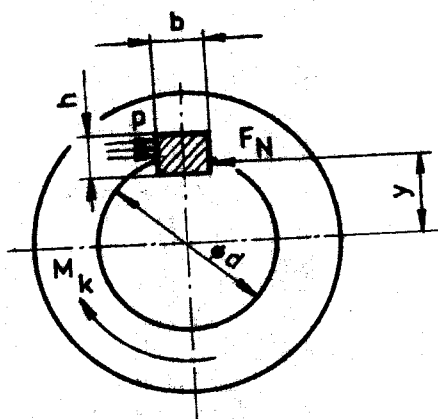
$5 \times 5 \times 12$

Priemer náboja $d_r = 0,038 \text{ m}$

$d_p = 0,013 \text{ m}$

Materiál pera - ocel 11 600.0. Pre neposuvný náboj z ocele je $p_{dov} = 110 \text{ MPa}$.

Obrázok č. 14



Zatažujúca sila

$$F_N = \frac{M_k}{y} = \frac{M_k}{0,45 \cdot d} = (37) / 5 /$$

$$F_{Nr} = \frac{M_r}{0,45 \cdot d_r} = \frac{3,04}{0,45 \cdot 0,038} = 178 \text{ N}$$

$$F_{Np} = \frac{M_p}{0,45 \cdot d_p} = \frac{1,443}{0,45 \cdot 0,013} = 274 \text{ N}$$

Merný tlak

$$p = \frac{F_N}{0,5 \cdot h \cdot l} \leq p_{dov} \quad (38)$$

$$p_r = \frac{F_{Nr}}{0,5 \cdot h \cdot l} = \frac{178}{0,5 \cdot 0,007 \cdot 0,012} = 4,24 \text{ MPa}$$

$$p_p = \frac{F_{Np}}{0,5 \cdot h \cdot l} = \frac{247}{0,5 \cdot 0,005 \cdot 0,012} = 8,23 \text{ MPa}$$

Kontrolované perá na unášači diferenciálu a na centrálnom člene p vyhovujú, nakoľko $p_{dov} \gg p / 110 > 4,2; 110 > 8,2 /$.

15. N Á V R H Z Á V I T O V K O V É H O P R E V O D U

Premenlivú zložku otáčavej rýchlosti akčného člena v regulačnom poli vyvodzuje regulačný elektromotor typ 3 SPT 71 s rozsahom otáčok $\pm 0 + 3\,800\text{ 1.miň}^{-1}$. Pre existujúci typ diferenciálu podľa kinematických pomerov je nutné navrhnúť nový prevod medzi regulačný elektromotor a diferenciál.

Volíme závitovkový prevod. Hlavným dôvodom voľby závitovkového prevodu je v možnosti prevedenia prevodu samosvorného, takže odpadne nutnosť použitia elektromagnetickej brzdy, v tichom chode prevodu a v dosiahnutí potrebného prevodového pomeru jedným súkolesím malých rozmerov.

15.1. VÍPOČET PREVODOVÉHO POMERU

$$i = \frac{n_m}{n_p} = \frac{3\,800}{314} = 12,1 \quad n_p = 314\text{ 1.miň}^{-1} \text{ podľa (8)}$$

Vzhľadom na využitie regulačného rozsahu elektromotora volíme prevodový pomer $i = 11,5$.

Potom otáčky elektromotora pri maximálnej rýchlosti regulačného valca budú

$$n_m^{1256} = n_p \cdot i = 314 \cdot 11,5 = 3\,611\text{ 1.miň}^{-1}$$

Týmto dosiahneme bezpečnostnej rezervy pre možný prípad prekročenia hodnôt základného nastavenia regulačného prietahu $p = 1,5 \pm 25\%$. Prevodový pomer spĺňa podmienky pre voľbu dvojhodového závitovkového súkolesia.

- a/ Pri $z_1 = 2$ má byť počet zubov závitovkového kola nepárny, aby sa zuby závitovkového kola rovnomerne opotrebovávali.
- b/ $z_2 = i \cdot z_1 > 22$, teda počet zubov závitovkového kola musí byť väčší ako 22 zubov.

/ 6 /

15.2. VÝPOČET ZÁVITOVKOVÉHO SÚKOLESIA

Volíme:

- a/ závitovku N - valcovú, materiál oceľ 14 220 cementovaná, kalená,
- b/ závitovkové koleso - globoidné, materiál cínový bronz kovový 42 3046.

Mazanie závitovkového súkolesia je brodivé olejom K 12, olejová náplň je po os závitovky a zabezpečuje i mazanie kuželového diferenciálu.

Súkolesie je konštruované ako samosvorné. Pre samosvornosť platí podmienka, že uhol stúpania je menší ako trecí uhol $\lambda < \varphi$. Pre zvolené spolupoberajúce materiály je súčiniteľ šmykového trenia za kludu $f/v = 0,1$.

15.2.1. Výpočet trecieho uhla a voľba uhla stúpania.

$$f = \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos d_n \Rightarrow \varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{f}{\cos d_n} \right) \quad (39)$$

$$\text{Volíme } d_n = 20^\circ, \quad \varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{0,1}{\cos 20^\circ} \right) = 6^\circ 04' 23''$$

Volíme uhol stúpania $\lambda = 5^\circ$, ktorý vyhovuje podmienke samosvornosti $\lambda < \varphi$, kde $\varphi = 6^\circ 04' 28''$.

15.2.2. Predbežný návrh modulu.

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 M_{k1} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_2}{\pi \cdot z_1 \cdot c \cdot \gamma_m}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 320 \cdot 0,99 \cdot 0,44}{\pi \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 12}} = 1,14 \quad (40)$$

kde $M_{k1} = 320 \text{ Nm}$, $c = 2 - 2,5 \text{ MPa}$ /volíme $2,5 \text{ MPa}$ /, $\gamma_m = 12$.

$$\text{účinnosť ozubenia } \eta_2 = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg} \lambda + \varphi} = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg} 11^\circ 04'} = 0,44$$

účinnosť ložísk $\eta_{11} = 0,99$ pre pár valivých ložísk závitov

Volíme normalizovaný modul $m_n = 1,25$.

15.2.3. Rozmerový výpočet valcového závitovkového súkolesia s obecným ozubením.

	Závitovka	Závitovkové koleso
- Počet zubov	$z_1 = 2$	$z_2 = i \cdot z_1 = 11,5 \cdot 2 = 23$
- Modul nástroja normálny	$m_n = m = 1,25$	
- Uhol záberu	$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$	
- Uhol stúpania skrutkovice	$\gamma = 5^\circ$	
- Normálový rozstup	$t_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 1,25 = 3,93 \text{ mm}$	
- Osový modul	$m_x = \frac{m}{\cos \gamma} = \frac{1,25}{\cos 5^\circ} = 1,254 \text{ mm}$	
- Uhol záberu v osovom reze	$\text{tg } \alpha_x = \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \gamma} = \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos 5^\circ} = 0,3654$	
	$\alpha_x = 20^\circ 04' 13''$	
- Osový rozstup	$t_x = \pi \cdot m_x = \pi \cdot 1,254 = 3,94 \text{ mm}$	
- Stúpanie skrutkovice	$L = \pi \cdot D_1 \cdot \text{tg } \gamma = \pi \cdot 28,66 \cdot \text{tg } 5^\circ = 7,87 \text{ mm}$	
- Priemer rozstupovej kružnice	$D_1 = \frac{z_1 \cdot m_x}{\text{tg } \gamma} = \frac{2 \cdot 1,254}{\text{tg } 5^\circ} = 28,66 \text{ mm}$	$D_2 = z_2 \cdot m_x = 23 \cdot 1,254 = 28,84 \text{ mm}$
- Výška hlavy zubu	$h_a = m_n = 1,25 \text{ mm}$	
- Výška päty zubu	$h_f = h_a + c_a = 1,167 \cdot 1,25 = 1,46 \text{ mm}$	
- Výška zubu	$h = h_a + h_f = 1,25 + 1,46 = 2,71 \text{ mm}$	
- Priemer hlavovej kružnice	$D_{a1} = D_1 + 2h_a = 28,66 + 2 \cdot 1,25 = 31,16 \text{ mm}$	$D_{a2} = D_2 + 2h_a = 28,84 + 2 \cdot 1,25 = 31,34 \text{ mm}$
- Priemer pätnovej kružnice	$D_{f1} = D_1 - 2h_f = 28,66 - 2,92 = 25,74 \text{ mm}$	$D_{f2} = D_2 - 2h_f = 28,84 - 2,92 = 25,92 \text{ mm}$
- Osová vzdialenosť	$a = 0,5(D_1 + D_2) = 28,75 \text{ mm}$	
- Zmysel stúpania	pravý	pravý

- Hrúbka zuba v normálovej rovine

$$\bar{s}_{n1} = \frac{t_n}{2} = \frac{3,93}{2} = 1,965 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \bar{s}_{n2} &= \frac{D_2}{\cos^2 \gamma} \cdot \sin \gamma \\ &= \frac{28,84}{\cos^2 5^\circ} \cdot \sin 3^\circ 53' = \\ &= 1,784 \text{ mm} \end{aligned}$$

kde $\text{arc } \gamma = \frac{\bar{s}_{u2} \cdot \cos^2 \gamma}{D_2} = 0,0678$

$$\bar{s}_{u2} = 0,5 \cdot t_n = 0,965 \text{ mm}$$

-Dĺžka závitovky $l_{\min} = 2 \cdot m_x / (1 + \sqrt{z_2}) = 2 \cdot 1,254 / (1 + \sqrt{23}) = 14,5 \text{ mm}$

-Vonkajší priemer venca koleasa $D_{ae} = D_2 + 2h_{ae} = 28,84 + 4,38 =$

kde $2h_{ae} = 3,5m_n = 3,5 \cdot 1,25 = 4,38 \text{ mm}; = 33,22 \text{ mm}$

- Zaoblenie pri hlave zubu $R_a = 0,1m_n = 0,1 \cdot 1,25 = 0,13 \text{ mm}$

- Zaoblenie pri päte zubu $R_f = 0,15m_n = 0,15 \cdot 1,25 = 0,19 \text{ mm}$

- Šírka venca

kde $\Delta b_c = 1,6m_n = 2 \text{ mm},$

$$\begin{aligned} b_c &= 2\sqrt{D_1 + m_n/m_n + \Delta b_c} = \\ &= 2\sqrt{28,66 + 1,25/1,25 + 2} = \\ &= 14,2 \text{ mm, volím } b_c = 16 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Uhol skosenia venca

$$\sin \varphi = \frac{b_c}{D_{a1}} = \frac{16}{31,16} = 0,51348$$

$$\varphi = 30^\circ 53', \text{ volím } \varphi = 30^\circ$$

- Uhol osí

$$\Sigma = 90^\circ$$

15.3. PEVNOSTNÝ VÍPOČET NA OHYB A OTLAČENIE

/ 7 /

15.3.1. Ohyb - dovolené zataženie

$$F_{Do1} = \frac{m_n \cdot b_o \cdot k_{Mo1} \cdot r_{o1}}{\chi_o} = \frac{1,25 \cdot 12,74 \cdot 310 \cdot 0,20}{1,1} = 898 \text{ N} \quad (41)$$

kde $b_o = D_{a1} + 2c_a / \text{arc } \gamma = 31,16 + 2 \cdot 0,167 \cdot 1,25 / \text{arc } 23^\circ 06' =$
 $= 12,74 \text{ mm}$

$$\cos \gamma = \frac{D_{a1} - 2m_n}{D_{a1}} = \frac{31,16 - 2,5}{31,16} = 0,91976 \Rightarrow \gamma = 23^\circ 06' 27''$$

$$k_{Mo1} = 310 \text{ MPa} \quad / \text{zo } / 7 / , \text{ tab.I.} /$$

$$r_{o1} = 0,20 \quad / \text{zo } / 7 / , \text{ tab.II.} / ; \chi_o = 1,1 \text{ pre 16 hod. chod}$$

$$F_{Do2} = \frac{m_n \cdot b_o \cdot k_{Mo2} \cdot r_{o2}}{z_o} = \frac{1,25 \cdot 12,74 \cdot 90 \cdot 0,34}{1,1} = 444 \text{ N} \quad (42)$$

kde $k_{Mo2} = 90 \text{ MPa}$ /zo /7/, tab.I./

$r_{o2} = 0,34$ /zo /7/, tab.II./

15.3.2. Otláčené - dovolené zataženie

$$F_{Dd1} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md1} \cdot r_{d1}}{z_d} = \frac{28,84^{0,8} \cdot 12,21 \cdot 31,5 \cdot 0,09}{1,1} = 463 \text{ N} \quad (43)$$

kde $b_d = D_{a1} \cdot \sin \gamma = 31,16 \cdot \sin 23^\circ 06' = 12,21 \text{ mm}$

$k_{Md1} = 31,5 \text{ MPa}$ /zo /7/, tab.I./

$r_{d1} = 0,09$ /zo /7/, pre $v_k = 5,42 \text{ m.s}^{-1}$ tab.III./

$z_d = 1,1$ pre 16 hodinový chod

$$F_{Dd2} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md2} \cdot r_{d2}}{z_d} = \frac{28,84^{0,8} \cdot 12,21 \cdot 9,6 \cdot 0,18}{1,1} = 282 \text{ N} \quad (44)$$

kde $k_{Md2} = 9,6 \text{ MPa}$ /zo /7/, tab.I./

$r_{d2} = 0,18$ /zo /7/, tab.III./

15.3.3. Výpočet dovoleného prenášaného výkonu

$$P_D = F_D \cdot v_2 = 282 \cdot 0,473 = 142,2 \text{ W} \quad (45)$$

kde F_D - je skutočné dovolené zataženie závitovkového súkolesia. Pri výpočte dovoleného prenášaného výkonu uvažujeme s najmenšou z hodnôt vypočítaných v (41, 42, 43, 44), teda s hodnotou (44) / $F_D = 282 \text{ N}$ /.

$$v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 = \pi \cdot 28,84 \cdot 5,23 = 0,473 \text{ m.s}^{-1}$$

Závitovkové súkolesie pevnostne vyhovuje, nakoľko skutočný výkon v regulačnom adaptore /stratový/ je menší, ako dovolený prenášaný výkon $P_D > P / 142 > 121 /$.

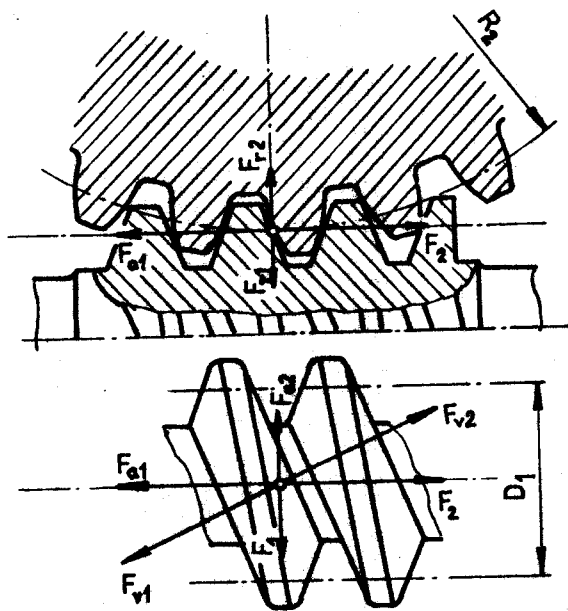
16. KONTROLA TRVANLIVOSTI LOŽISK ZÁVITOVKOVÉHO PŘEVODU

Závítovka je uložena v dvouh jednoradových guličkových lo-
žiskách 6002 ČSN 02 4633 a 609 ČSN 02 4634.

Krútiací moment na závítovke $M_{k1} = 0,3197 \text{ Nm}$, priemer
 $D_1 = 28,66 \text{ mm}$, účinnosť pre valivé ložiská $\eta_1 = 0,99$, otáčky
závitovky $n = 3\,611 \text{ 1.min}^{-1}$.

16.1. SILOVÉ POMERY V ZÁVITOVKOVOM SÚKOLESÍ

Obrázok č. 15



- Obvodová sila závítovky =
= axiálnej sile kola

$$F_1 = |F_{a2}| = \frac{2M_{k1}}{D_1} \cdot \eta_1 =$$

$$= \frac{2 \cdot 0,3197}{0,02866} \cdot 0,99 = 23 \text{ N}$$

- Obvodová sila kola =
= axiálnej sile závítovky

$$F_2 = |F_{a1}| = \frac{F_1}{\tan(\gamma + \varphi)} =$$

$$= \frac{23}{\tan(5^\circ + 6^\circ 04')} = 119 \text{ N}$$

- Radiálna sila kola = radiálnej sile závítovky

$$F_{r2} = |F_{r1}| = F_2 \cdot \frac{\tan \alpha_n \cdot \cos \varphi}{\cos(\gamma + \varphi)} = 119 \cdot \frac{\tan 20^\circ \cdot \cos 6^\circ 04'}{\cos(5^\circ + 6^\circ 04')} = 43 \text{ N}$$

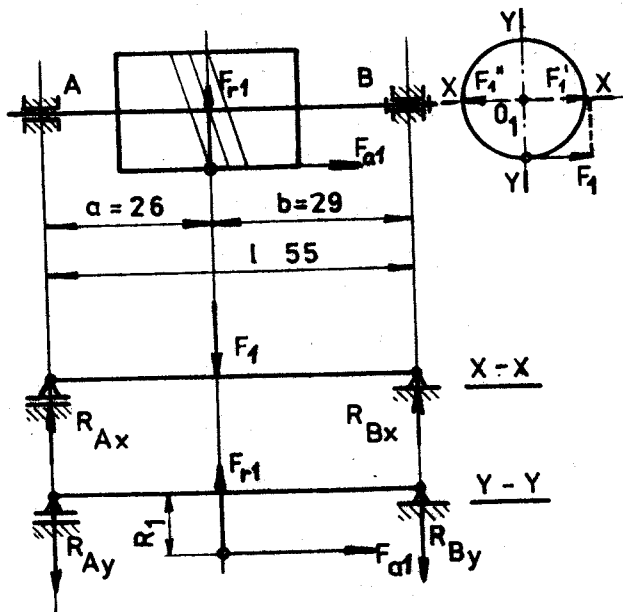
- Výsledná radiálna sila zatažujúca ložiská závítovky

$$F_{v1} = \sqrt{F_1^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{23^2 + 43^2} = 50 \text{ N}$$

- Výsledná radiálna sila zatažujúca ložiská kola

$$F_{v2} = \sqrt{F_2^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{119^2 + 43^2} = 127 \text{ N}$$

Obrázok č.16



$$\sum_{i=1}^n M_1 = 0 \dots R_{Ax} = \frac{F_1 \cdot b}{1} = \frac{23 \cdot 0,029}{0,055} = 12 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{1,a}}{1} = \frac{23.0,026}{0,055} = 11 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{x1} \cdot b - F_{a1} \cdot R_1}{l} = \frac{43.0,029 - 119.0,014}{0,055} = -8 \text{ N}$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot a + F_{a1} \cdot R_1}{l} = \frac{43.0,026 + 119.0,014}{0,055} = 51 \text{ N}$$

$$F_{RA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{12^2 + (-8)^2} = 14,4 \text{ N}$$

$$F_{RB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{11^2 + 51^2} = 52 \text{ N}$$

Axiálna reakcia v ložisku B

FAB- 119 N

Podľa /8/, 2.4 je treba u strojov v prevádzke počítať s prídavnými dynamickými silami, ktoré zväčšujú zaťaženie ložiska. Vzhľadom na to, že by bolo náročné tieto sily presne vypočítať, alebo odmerať, počítame s konštantným zaťažením, ktoré zväčšujeme o prídavné súčinitele. Týmto dosiahneme približnú hodnotu stredného nepremenného zaťaženia, ktoré má na ložisko rovnaké účinky ako pôsobiace dynamické sily. Zaťaženie ložísk

bude. $F_{\text{ras}} = F_{\text{ra}} \cdot f_k \cdot f_d = 14,4 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 24 \text{ N}$ kde $f_k = 1,2$

$$F_{rBa} = F_{rB} \cdot f_k \cdot f_d = 52 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 88 \text{ N} \quad f_d = 1,4$$

$$F_{aBs} = F_{aB} \cdot f_k \cdot f_d = 119,1 \cdot 2,1 \cdot 4 = 200 \text{ N} \quad (\text{viď bod 13.1.})$$

16.3. KONTROLA LOŽÍSK

Ložisko B závitovky je zatážené radiální a axiální silou. Při současném působení radiálního a axiálního zatážení pro výpočet ekvivalentního dynamického zatážení platí

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Súčinitele X, Y závisia na pomere $\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{200}{1.88} = 2,2 > e = 0,44$

Potom $X = 0,56, Y = 1, V = 1$ pri záťažení vnútorného krúžku.

Dosadením dostaneme $P_B = 0,56 \cdot 1.88 + 1 \cdot 200 = 249 \text{ N}$

$$\text{Pomer } \frac{C}{P} = \frac{4\,300}{249} = 17,2$$

Z tabuľky č. 2 / 8 / je základná trvanlivosť ložiska B $L_h = 25\,000$ hodín pre pomer $C/P = 17,2$ a priemerné otáčky závitovky $n_z = 3\,200 \text{ 1.min}^{-1}$. Teda ložisko vyhovuje podmienke trvanlivosti pre textilné stroje a 16 hodinovú prevádzku, kde podľa / 8 / tabuľka č.4 je základná trvanlivosť 20 000 - 30 000 hodín.

Na ložisko A závitovky pôsobí iba záťaženie od radiálnej sily, nakoľko ložisko sa môže axiálne posúvať. Záťaženie je vnútorný krúžok ložiska, potom $V = 1,0$.

Ekvivalentné dynamické záťaženie ložiska A:

$$P_A = V \cdot F_r = V \cdot F_{rAS} = 1 \cdot 24 = 24 \text{ N}$$

$$\text{Pomer } \frac{C}{P} = \frac{2\,800}{24} = 116$$

Podľa tabuľky č.2 / 8 / ložisko A prekračuje maximálnu základnú trvanlivosť udávanú v tabuľke $/L_h = 200\,000 \text{ hodín/}$.

Vzhľadom na konštrukciu závitovkového prevodu a na nízku cenu ložiska nie je predimenzovanie z ekonomického hľadiska na závažné.

17. N Á V R H R E M E Ň O V É H O P R E V O D U

/ 11 /

Vzhľadom na vypočítané kinematické pomery v regulačnom adaptore je pre pohon diferenciálu nutná zmena remeňového prevodu medzi predlohovým hriadeľom a diferenciálom. Diferenciál /unášač/ je podľa výpočtu 9.1.1. osadený ozubenou remenicou s počtom zubov $z_2 = 48$. Pre tento počet zubov remenice nevyhovuje pôvodný remeň 272 213 024 014. Navrhujeme ozubený remeň a remenicu pre pôvodnú osovú vzdialenosť $a = 81$ mm, pre remenicu s počtom zubov $z_1 = 16$, $z_2 = 48$ a rozstup zubov $t_B = 6,2$ mm.

17.1. URČENIE ROZMERU REMEŇA

$$a : t_B = 81 : 6,2 = 13,06$$

$$z_2 - z_1 = 48 - 16 = 32$$

Z tabuľky č.5 / 11 / hľadáme najbližšiu hodnotu pre $z_2 - z_1 = 32$ k číslu 13,06, t.j. 12,988 a odčítame $z_2 - z_1 = 44$ zubov.

$$\text{Potom } z_2 = 44 + 16 = 60 \text{ zubov}$$

K tomuto počtu zubov sa najviac blíži remeň 272 213 003.....,

ktorý má počet zubov $z_2 = 67$, $m = 1,9916$ mm, $t_B = 6,257$ mm.

Potom pre osovú vzdialenosť platí $z_2 - z_1 = 67 - 16 = 51$ zubov,

$z_2 - z_1 = 32$ zubov/ podľa tabuľky č.5

$$a = 16,718 \cdot t_B = 16,718 \cdot 6,257 = 104,6 \text{ mm}$$

17.2. N Á V R H R O Z M E R U R E M E N Í C

- Rozstupový priemer

$$d_{rt1} = m \cdot z_1 + d_d = 1,9916 \cdot 16 + 0,1 = 31,966 \text{ mm}$$

$$d_{rt2} = m \cdot z_2 + d_d = 1,9916 \cdot 48 + 0,1 = 95,70 \text{ mm}$$

- Hlavový priemer $d_{k1} = d_{rt1} - 2u = 31,966 - 2 \cdot 0,35 = 31,27 \text{ mm}$

$$d_{k2} = d_{rt2} - 2u = 95,70 - 2 \cdot 0,35 = 95 \text{ mm}$$

- Priemer príruby $d_{p2} = d_{k2} + 5e = 95,0 + 5 \cdot 1,5 = 102,5 \text{ mm}$

Volíme $\sigma_d = 0,1 \text{ mm}$, $u = 0,35 \text{ mm}$ /tab.č.1/, $e = 1,5 \text{ mm}$ /tab.č.1/

17.3. NÁVRH ŠÍRKY REMEŇA

Z grafu č. 2 odčítame pre $v = 2,4 \text{ m.s}^{-1}$ a $z < 20$ špecifický tlak na remeň $p = 1,0 \text{ MPa}$.

- Počet zaberaajúcich zubov z_z

$$\sin \alpha = \frac{d_{rt2} - d_{rt1}}{2a} = \frac{95 - 31,27}{2 \cdot 104,6} = 0,3046 \Rightarrow \alpha \approx 18^\circ$$

$$\beta = 180 - 2\alpha = 180 - 2 \cdot 18 = 144^\circ$$

Potom $z_z = \frac{z_1 \cdot \beta}{360} = \frac{18 \cdot 144}{360} = 6,4$ volíme 6 zubov

- Obvodová sila

Krútiaci moment na predlohovom hriadeli $M_k = 1,01 \text{ Nm}$

$$F = \frac{M_k}{R_1} = \frac{1,01}{0,016} = 63 \text{ N}$$

Volíme súčiniteľ druhu prevádzky $S = S_1 + S_2 = 0,8 + 1,1 = 1,9$

- Šírka remeňa $b = \frac{F}{z_z \cdot p \cdot h_z} \cdot S = \frac{63}{6 \cdot 1 \cdot 1,5} \cdot 1,9 = 13,3 \text{ mm}$

Volíme šírku remeňa $b = 14 \text{ mm}$.

- Šírka remenice medzi prírubami

$$b_1 = b + 1 + 3 \text{ mm} = 14 + 1 = 15 \text{ mm}$$

Tvar drážok ozubenía volíme podľa tabuľky vyrábaných rozmerov remeňov t.j. pre remenicu $z_1 = 16$ zubov, drážku 1,6/1,7 - 50, pre remenicu $z_2 = 48$ zubov, drážku 1,6/1,9 - 50.

Výsledné číslo remeňa je 272 213 003 014.

18. KONŠTRUKČNÉ ÚPRAVY DIFERENCIÁLU

Zo zadania diplomovej práce na existujúci diferenciál podľa predchádzajúcich výpočtov vychádza potreba prevedenia konštrukčných úprav diferenciálu. Konštrukčné úpravy vychádzajú z nových kinematických pomerov pre nové podmienky podľa zadania, kde základné nastavenie regulačného prietahu $p = 1,5$, rozsah regulácie $\pm 25\%$ a odvádzacia rýchlosť je 600 m.min^{-1} .

Z výpočtov, viď bod 9.1.1., pre existujúci kužeľový diferenciál vychádza nutná zmena prevodu ozubeným remeňom od predlobovej hriadele na unášač diferenciálu. Tento prevod zabezpečuje pohon diferenciálu konštantnou zložkou otáčavej rýchlosti od hlavného pohonu.

Z kinematického výpočtu, viď bod 9.1.1., pre počet zubov $z_1 = 16$ a $z_2 = 48$ navrhujeme remenice viď bod 17.2. Výkresy k tomuto návrhu príkladáme v prílohe č.3 a 4 pod číslom výkresu DP-05-01-04 a DP-05-02-04.

Pre pohon akčného člena zložkou premenlivej otáčavej rýchlosti je k diferenciálu podľa výpočtu viď bod 15. navrhnutý závitovkový prevod. Z výpočtu pre konštrukciu vyplývajú zmeny: závitovky /č.v. DP-05-03-03/, závitovkového koleša /č.v. DP-05-04-03/, skrinky prevodovky /č.v. DP-05-05-01/, dosky základnej pravej /č.v. DP-05-06-02/, dosky základnej pravej - vrtacej zostavy /č.v. DP-05-07-02/.

Vzhľadom k tomu, že regulačný preťahovací stroj NOVPOS R je dvojvývodový, kde je regulačný adaptor konštruovaný samostatne pre každý vývod zvlášť, nepokladáme za nutné prevádzať konštrukčné úpravy pre oba vývody, nakoľko sú symetrické. Konštrukčnú úpravu prevedieme len pre pravý vývod.

19. EKONOMICKÝ PRÍNOS

NAVROVANÉHO RIEŠENIA

Ekonomickú efektívnosť, prínosy, stanovujeme v dôsledku realizácie úlohy v porovnaní s predchádzajúcimi parametrami prídavného regulačného prietlačného poľa a regulačného stroja NOVPOS R.

Pre zistenie efektívnosti stanovujeme východzie technicko ekonomické údaje výsledkov riešenia úlohy podľa zadania pre základné nastavenie regulačného prietahu $p = 1,5$, pre rozsah regulácie hmotnej nerovnomernosti predkladaného mykaného prameňa $\pm 25\%$ a pre odvádzaciu rýchlosť $600 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

V dôsledku nových kinematických pomerov v prídavnom regulovanom prietlačnom poli boli prevedené konštrukčné úpravy voči stavu pred riešením úlohy.

- Zmena prevodu pre pohon diferenciálu /návrh dvoch nových ozubených remení a ozubeného remeňa/.
- Zmena závitovkového prevodu /závitovky, závitovkového kola, skrinky prevodovky, základnej dosky/.

Zhodnotenie efektívnosti spracovávame pre realizátora a pre užívateľa nového výrobku.

19.1. PRÍNOSY /ÚČINKY/ U REALIZÁTORA

Pri riešení konštrukčných úprav diferenciálu vychádzame z predchádzajúcich výpočtov, kde bolo našou snahou čo najviac sa pridržať pôvodného konštrukčného prevedenia tak, aby zmeny konštrukcie boli čo najmenšie. Z toho dôvodu bol závitovkový prevod navrhovaný s menším modulom ako pôvodný, čím sme dosiahli to, že pre uloženie závitovky a závitovkového kola do skrinky prevodovky môžeme použiť pôvodný odliatok

skrinky. Zmení sa iba osová vzdialenosť z pôvodnej $a = 25,16$ mm na $a = 28,75$ mm. Z tejto zmeny vyplýva nutnosť zmeniť i základnú dosku, kde podobne ako u skrinky prevodovky môžeme použiť pôvodný odliatok.

Vzhľadom k tomu, že v súčasnosti sa iba pripravuje sériová výroba pôvodného riešenia regulačného pretahovacieho stroja, nie je možné pri výpočte prínosov stanoviť u realizátora výsledný efekt. Z novej konštrukcie, ktorá je podobná pôvodnej, však možno konštatovať, že pre realizátora plynú pre nové riešenie podobné ekonomické nároky na výrobu diferenciálu ako u pôvodného riešenia.

Z pevnostných výpočtov diferenciálu pre nové podmienky vychádza, že tento vyhovuje požiadavkám pre vysokú spoľahlivosť strojného zariadenia. Prevádzková spoľahlivosť diferenciálu je oproti pôvodnému riešeniu na rovnakej úrovni.

19.2. PRÍNOSY /ÚČINKY/ U UŽÍVATEĽA

a/ Vyčíslenie produkcie stroja.

Je závislé na voľbe jemnosti vyrábaného prameňa, druhu použitého materiálu a použitej odvádzacej rýchlosti.

Výrobnosť zrovnateľných zariadení pre spracovávaný materiál

100% ba

	Pred zavedením	Po zavedení
Jemnosť prameňa na vstupe [tex]	5 000	5 000
Jemnosť na výstupe [tex]	5 000	5 000
Odvádzacia rýchlosť [m.min ⁻¹]	450	600
Využitie [%]	80	80
Počet vývodov	2	2
Výrobnosť [kg.hod ⁻¹]	200 - 210	267 - 280
Ročná výrobnosť v tisícoch [kg]	760 - 798	1 014 - 1 064

Rozsah regulácie [%]

± 20

± 25

Z uvedených parametrov vyplýva, že ročná výrobnosť stroja sa zavedením riešenia zvýši u užívateľa o 254 600 kg, čo predstavuje zvýšenie nárastu výroby o 33% oproti riešeniu pred zavedením.

b/ Ostatné spoločenské efekty a ekonomicky obtiažne vyjadriteľné účinky u užívateľa.

V dôsledku vyrovnaní hmotnej nerovnomernosti mykaného prameňa v rozsahu regulácie ±25%, môže užívateľ spracovávať mykaný prameň s väčším rozptýlením nerovnomernosti. Výstupný prameň bude mať odchýlky hmotnej nerovnomernosti v dlhých úsečkách rovné alebo menšie ako ± 2%, teda kvalitatívne na rovnakej úrovni ako pred zavedením.

Vyrovnanie nerovnomernosti prameňa v I. pasáži pretahovania spôsobuje kvalitatívne zmeny i na dopriadacích strojoch ED 200 R, kde sa uvažuje so znížením pretrhovosti o 20%, čo zvyšuje ich výrobnú produkciu.

19.3. CELKOVÉ SPOLOČENSKÉ ÚČINKY

Celkové spoločenské účinky /prínosy/ možno rozdeliť na:

- účinok u užívateľa,
- účinok u realizátora.

Účinok u užívateľa je podľa bodu 19.2.

Pre realizátora po zavedení vyplýva, že sa podstatne zlepšia parametre regulačného pretahovacieho stroja NOVPOS 1R, čo je predpokladom dosiahnutia väčšej účinnosti z hľadiska konkurenčnej schopnosti výrobku na zahraničných trhoch, teda zvýši sa exportná schopnosť výrobku.

20. Z Á V E R

Úlohou diplomovej práce bolo prešetrenie kinematických parametrov v prídavnom regulačnom prietlačnom poli pretahovacieho stroja NOVPOS R pre nové podmienky podľa zadania a návrh potrebných úprav diferenciálu.

Riešenie tejto úlohy zapadá do celkového inovačného procesu na stroji NOVPOS 1R.

Vzhľadom k tomu, že v súčasnosti je regulačný pretahovací stroj NOVPOS 1R v štádiu príprav pre sériovú výrobu, je správne, že už v tomto čase sa uvažuje s inováciou stroja pre dosiahnutie kvalitatívne lepších technicko - ekonomických parametrov.

V správe Predsedníctva ÚV KSČ o pripravách 7. päťročného plánu ekonomického a sociálneho rozvoja na 18. zasadaní ÚV KSČ prednesenej s. Lubomírom Štrougalom sa uvádza:

„Nemôžeme sa uspokojiť s tým, že dĺžka inovačného cyklu, ktorá sa vo svete stále skracuje, zostala u nás po celé uplynulé päťročie prakticky nezmenená a je v porovnaní s inými priemyselne vyspelými štátmi priemerne dvojnásobná, je nevyhnutne potrebné, vzhľadom k tomu, že morálna životnosť techniky progresívnych výrobkov je vo svete troj - štvorročná, účinnnejšie urýchľovať inovačné procesy pre získanie zahraničných trhov“

Z výsledkov ekonomického zhodnotenia je zrejmé, že pri urýchlenej realizácii inovačného procesu na stroji NOVPOS 1R je možné týchto cieľov dosiahnuť.

Zoznam použitej literatúry

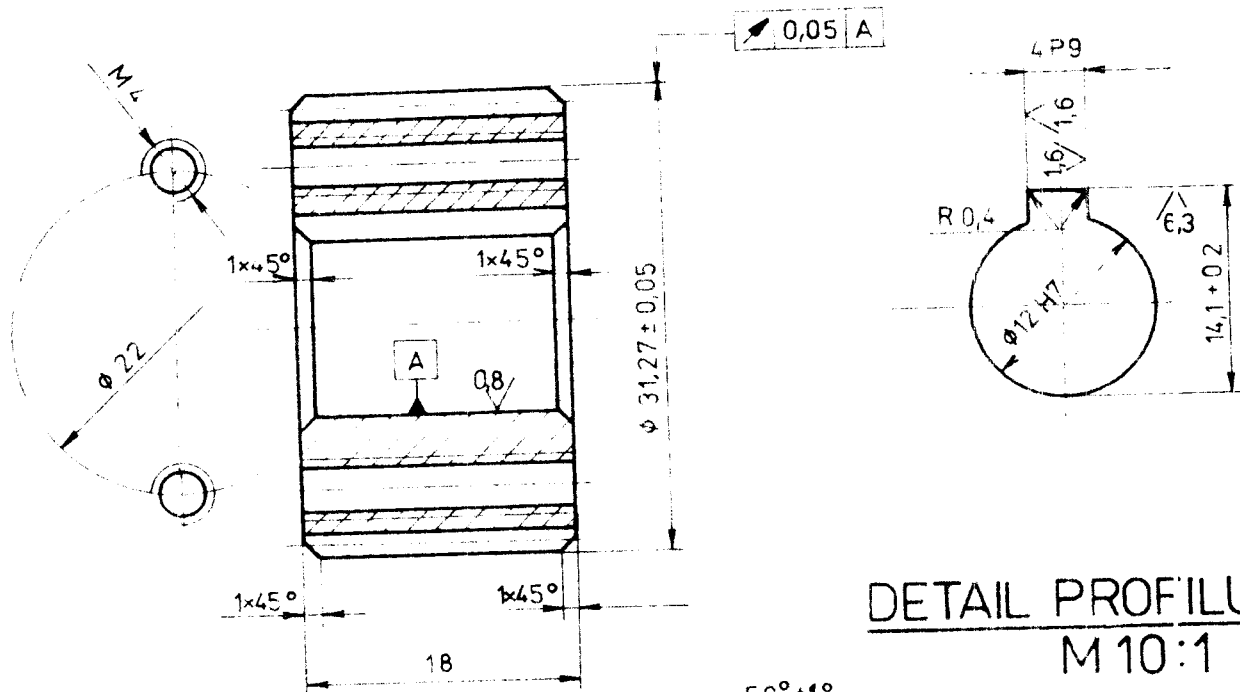
- / 1 / Simon, J.: Teorie předení, skriptá. VŠST Liberec, 1978
- / 2 / Nomogram převádzkových výpočtov. Koncernový podnik Elitex Nitra, 1980
- / 3 / Šalamoun, Č.: Prevody, skriptá. ČVUT Praha, 1976
- / 4 / Makarov a kol.: Rosčet a konstruирование машин приа-
delnovo proizvodstva. Moskva, 1969
- / 5 / Novák, Š.: Časti strojov, skriptá. VŠP Nitra, 1978
- / 6 / Němec, A.: Časti strojov II - Prevody, skriptá.
Praha, SNTL 1966
- / 7 / ČSN 01 4780
- / 8 / Frohlich, J.: Valivé ložiská, katalóg. Praha, SNTL 1980
- / 9 / Jura, J.: Teorie a stroje dopřádání, skriptá.
VŠST Liberec, 1978
- / 10 / Nedelka, J.: Zhodnotenie vývoja čs. posukovacích stro-
jov podľa poznatkov z ITMY 1979. Elitex Nitra, 1979
- / 11 / Katalóg osubených řemenu. Gumárna n.p. Zubří, 1975

Zoznam príloh

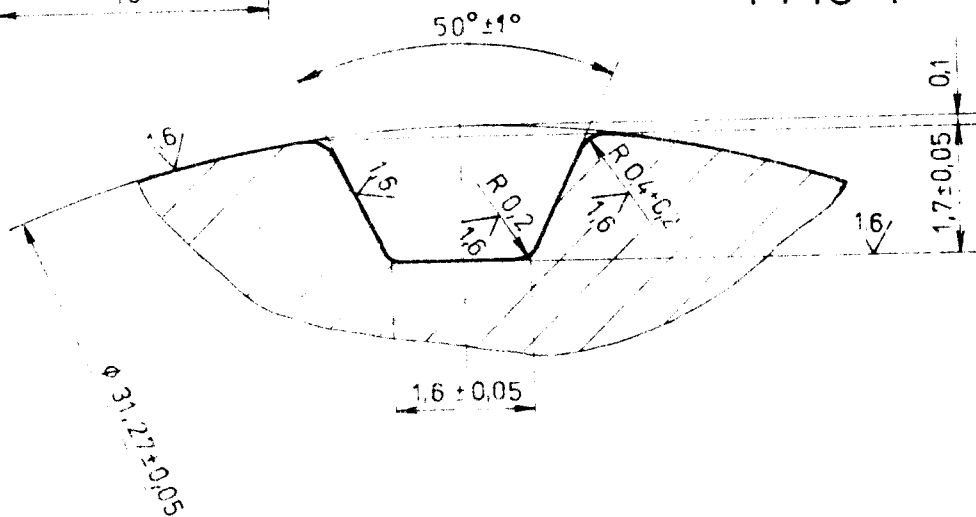
- Príloha č.1 Kinematické schéma stroja NOVPOS R
- č.2 Schéma členov regulačného adaptora
- č.3 Ozubená remenica č.v. DP-05-01-04
- č.4 Ozubená remenica č.v. DP-05-02-04
- č.5 Závitovka č.v. DP-05-03-03
- č.6 Závitovkové koleso č.v. DP-05-04-03
- č.7 Skrinka prevodovky č.v. DP-05-05-01
- č.8 Doska základná pravá č.v. DP-05-06-02
- č.9 Doska základná pravá /vrtacia zostava/
č.v. DP-05-07-02
- č.10 Kinematické schéma diferenciálu

P o ě a k o v a n i e

Dovoľujem si vysloviť poďakovanie vedúcemu diplomovej práce Doc. Ing. Jaroslavovi C h a r v á t o v i, CSc., konsultantovi Ing. Bohumilovi G r e g o r o v i za vecné pripomienky a pomoc poskytnutú pri riešení diplomovej práce.



DETAIL PROFILU ZUBU
M 10:1



ČSN 42 7010 02 42 43 44 45

GÁLA 1.00

2:1

(10:1)

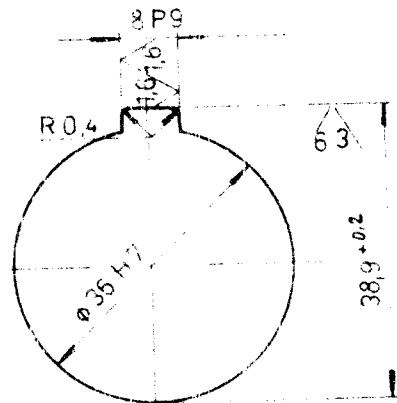
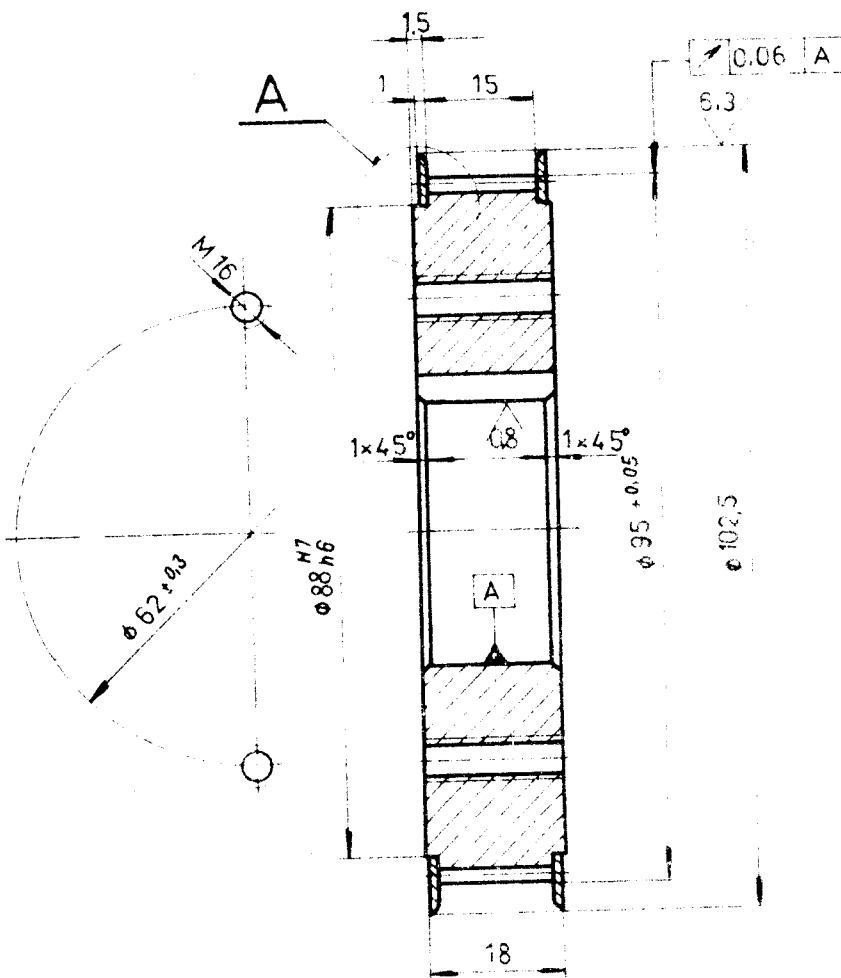
9.10.1980

VŠS1
LIBEREC

OZUBENÁ REMEN.

DP 05-01-04

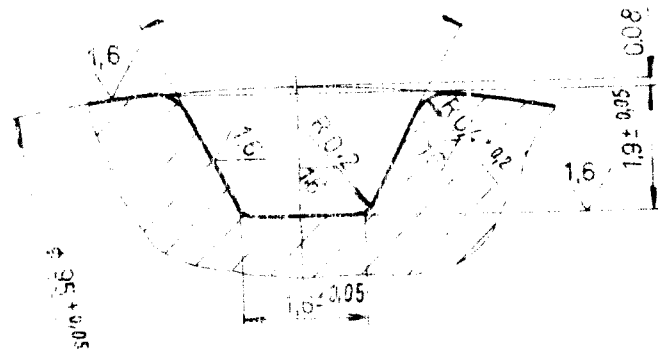
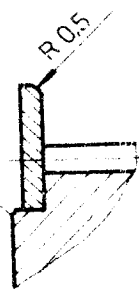
3,2 0,8 1,6 6,3
 ✓ ✓ ✓ ✓



DETAIL PROFILU ZUBU
 M 10:1

DETAILA
 M 2:1

ROZLIŠOVANÍM ZAISTIT
 PROTI UVOLNENÍ



ČÍSLO 407610 02 407610 02

GALA *Gala*

1:1
 (2:1)
 (10:1)

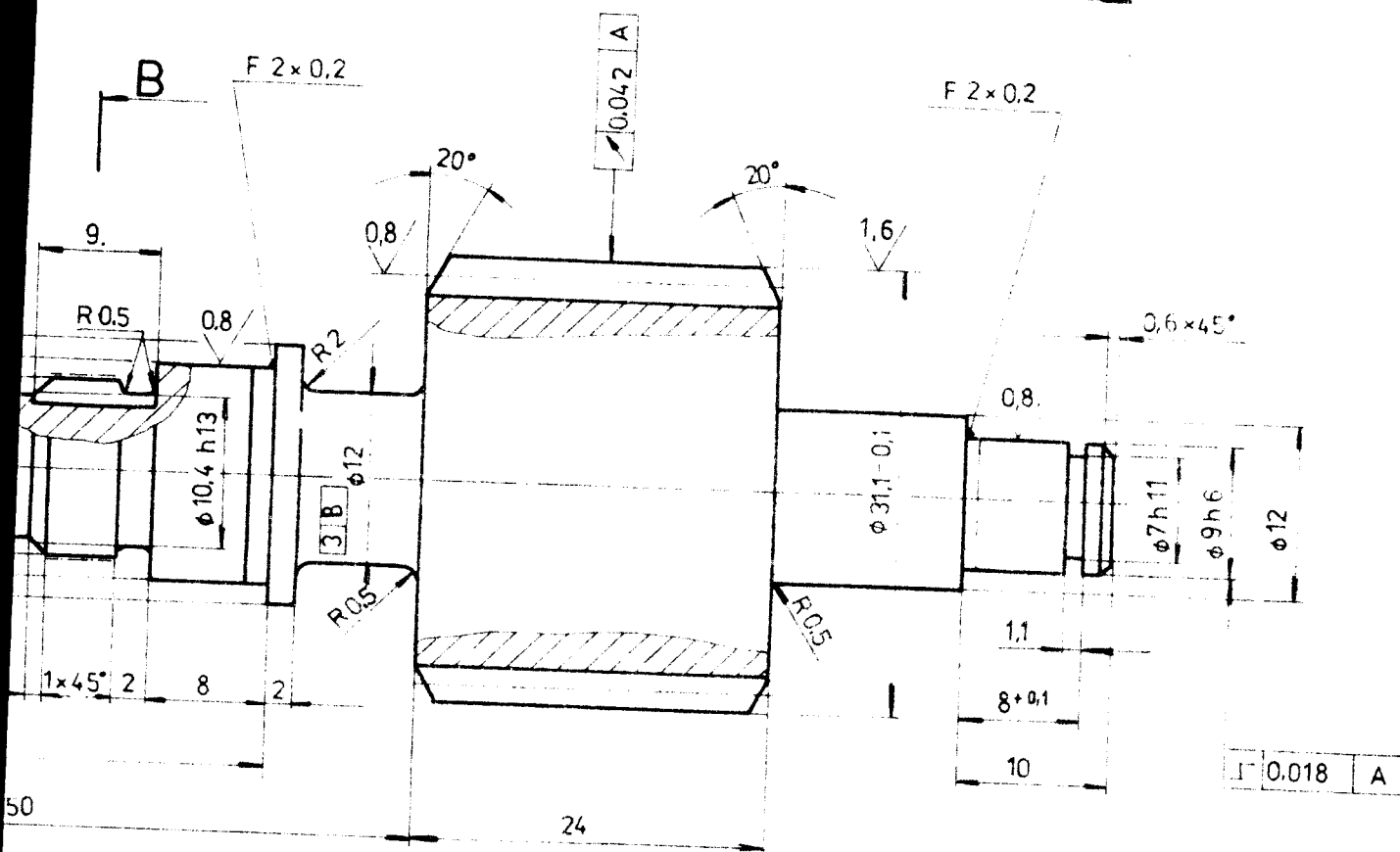
9 10 1980

VŠST

NORMÁLNÝ MODUL	m_n	1,25
OSOÝ MODUL	m_x	1,254
POČET ZUBOV	z	2

32 08 16 6.3

96



3 ————CHRÁNENÉ

2. KALITĚ NA HRC 63 ±1°

1. CEMENTOVATĚ DO HLĚPKY 0,1 - 0,3 mm

ČSN 42 5515 11

14 220 4

GALA Jala

2:1

9.10.1980

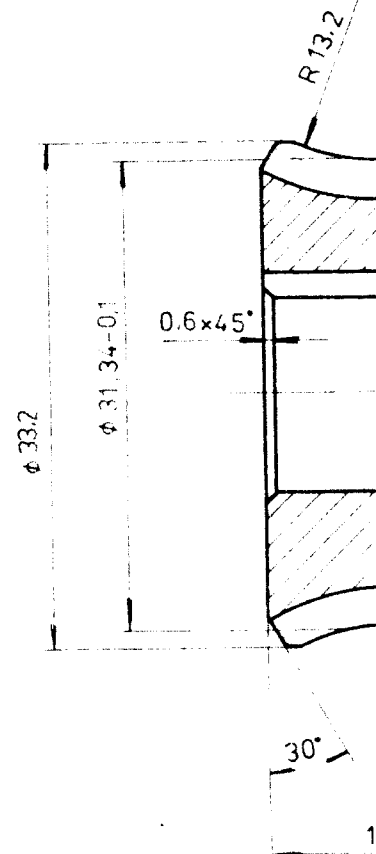
VŠST

LIBEREC

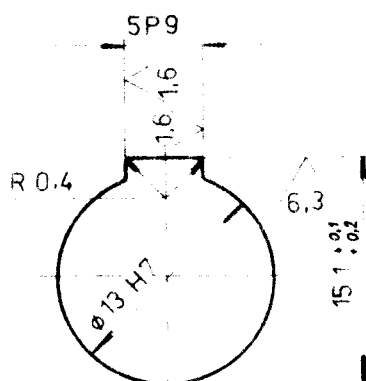
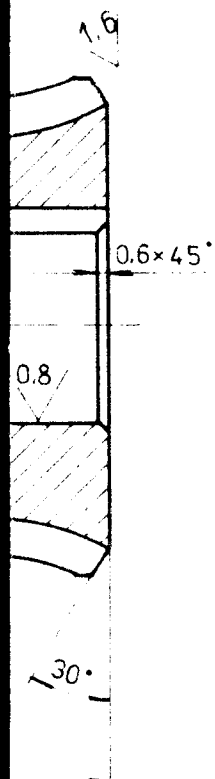
ZÁVITOVKA

DP 05-03-03

NORMÁLNY MODUL m_n		1,25
OSOÝ MODUL m_x		1,254
POČET ZUBOV z		23
ZÁKL. PROFIL	UHOL ZÁBERU α	20°
	JEDN. VÝŠKA HL. ZUBU- w	1
	JEDN. HLAVOVÁ VOLA	0,167
UHOL STÚPANIA ZÁVITU γ		
ZMYSEL SKRUTKOVNICE		PRAVÝ
KONTROLNÝ ROZMER V NOR.ROVINE	HRúbKA ZUBU	1,78- 0,07 0,14
	VÝŠKA HLAVY ZUBU	—
POLOHA TVORIACEJ PRIAMKY		
STUPEŇ PRESNOSTI		4 d
NORMÁLNY MODUL NASTROJA m_n		1,25
PRIEMER ROZTEČOVEJ KRUŽNICE D		28,84
TEORET. VÝŠKA ZUBU h		2,71
SKLON ZUBOV β		5°
UHOL OSI		
STÚPANIE SKRUTKOVNICE L		7,855
ŠNEK	ČÍSLO VÝKRESU	DP 05-03-03
	POČET ZUBOV	2
	OSOÁ VZDIAL a	28,75 $\pm$ 0,05
ROZMER CEZ VALČEKY M_d		
PRIEMER MER. VAL. d_{1D}		



3,2 1,6 0,3



ČSN 42 8611 02 42 3046

GÁLA *gála*

2:1

9 10 1980

VŠST
LIBEREC

ZÁVITOVKOVÉ KOLESO

DP 05-04-03