

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra katedra textilních
a oděvních strojů

Školní rok: 1993/94

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro TRIEU THI HAI MAY

obor 23 178 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření: Textilní a oděvní stroje

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu:

Pevnostní analýza rozváděcího mechanismu stroje BDA 10N

Zásady pro vypracování:

- 1) Proveďte kinematickou analýzu rozváděcího mechanismu stroje BDA 10N
- 2) Experimentálně určete průběh zrychlení na rozváděcí tyči a vypočtete její podélnou deformaci
- 3) Na základě dynamického řešení rozváděcího mechanismu určete zatížení běžce
- 4) Proveďte kontrolní pevnostní výpočet rozváděcího běžce

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PSC 461 17

V 165/94 e

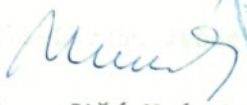
KTS/ST

Rozsah grafických prací: průběhy zrychlení kinematických
Rozsah průvodní zprávy: 40 stran strojopisu formátu A4
Seznam odborné literatury:

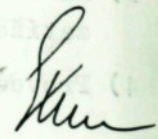
- 1/ KUBEŠ, V.: Konstrukce rozváděcího mechanismu bezvřetevového dopravního stroje BDA 20. /Diplomová práce/.
Liberec, VŠST 1993.
- 2/ Výkresová dokumentace stroje BDA 10N
- 3/ Manual programu AROM

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Beran, CSc.
Konzultant: Doc.Ing. Jiří Mrázek, CSc.

Zadání diplomové práce: 27. 10. 1993
Termín odevzdání diplomové práce: 27. 05. 1994


Doc.Ing. Jiří Mrázek, CSc.
Vedoucí katedry




Prof.Ing. Jaroslav Exner,
Děkan

V Liberci

dne 27. 10. 19 93

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ

V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

obor:

KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

zaměření:

TEXTILNÍ A ODĚVNÍ STROJE

Pevnostní analýza rozváděcího mechanismu stroje BDA 10N

TRIEU THI HAI MAY

KTS - 94

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav BERAN, Csc.

Rozsah práce a příloh:

Počet stran: 50

Počet příloh: 6

Počet obrázků: 20

Počet tabulek: 5

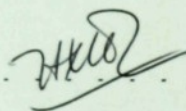
UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146075470

PROHLÁŠENÍ:

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

A handwritten signature in black ink, consisting of stylized, cursive letters, likely representing the author's name.

podpis

V Liberci, 24. 5. 1994

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

Obsah.....	1
Použité zkratky.....	3
1. Úvod.....	5
2. Současný stav.....	8
3. Princip stroje BD 10N.....	9
3.1. Všeobecný popis stroje.....	9
3.2. Hlavní části stroje.....	10
3.2.1. Nosná část.....	10
3.2.2. Bočnice pohonu.....	10
3.2.3. Bočnice čištění.....	11
3.2.4. Spřádací jednotka.....	11
3.2.5. Odtahové zařízení.....	11
3.2.6. Navíjecí zařízení.....	12
4. Mechanismus navíjení cívek.....	12
4.1. Mechanismus rušení pásmového vinutí.....	14
4.2. Mechanismus překládání okrajů.....	15
4.3. Spodní rozvádění.....	17
4.4. Regulace tvrdosti návinu.....	17
4.5. Rozváděcí mechanismus.....	18
5. Další varianty rozváděcího mechanismu.....	18
6. Kinematická analýza běžce rozváděcího mechanismu.....	20
6.1. Teoretická část.....	20
6.2. Měření kinematických veličin běžce.....	25
7. Zatížení běžce.....	31
7.1. Zatížení při teoretickém zrychlení běžce.....	34
7.2. Skutečné zatížení běžce.....	35
8. Deformace rozváděcí tyče.....	37

9. Pevnostní výpočet běžce.....	37
9.1. Výpočtový model běžce.....	38
9.1.1. Vytvoření modelu.....	38
9.1.2. Okrajové podmínky.....	39
9.1.3. Zatížení modelu.....	39
9.2. Pevnostní výpočty.....	45
9.2.1. Pevnostní výpočty stávajícího běžce.....	45
9.2.2. Rekonstruovaný běžec.....	48
10. Závěr.....	48
11. Seznam literatury.....	50

POUŽITÉ ZKRÁTKY

- a_B - zrychlení běžce
 a_{BSK} - maximální skutečné zrychlení běžce
 a_{BT} - maximální teoretické zrychlení běžce
 a_T - zrychlení rozváděcí tyče
 a_{TSK} - skutečné zrychlení roz. tyče
 $a_{max1.2}$ - měřené zrychlení roz. tyče v úvratích
 d_T - průměr roz. tyče
 e_K - úhlové zrychlení ozubeného kola
 f_1 - součinitel tření ve vedení roz. tyče
 F_2 - síla působící od běžce na čep
 F_{2SK} - skutečná síla působící od běžce na čep
 F_{IJ} - síla působící od tělesa i na těleso j
 F_{DK} - dynamická síla ozub. kola
 F_{DT} - dynamická síla roz. tyče
 F_P - odporná síla příze
 J_K - moment setrvačnosti ozub. kola
 l_T - délka roz. tyče
 m_K - hmotnost ozub. kola
 m_T - hmotnost roz. tyče
 M_{DK} - dynamický moment ozub. kola
 n_1 - vstupní otáčky variátoru
 n_2 - vystupní otáčky variátoru
 n_v - otáčky vačky
 n_{vm} - otáčky vačky při měření
 r_K - poloměr ozub. kola
 T - odporná síla roz. tyčeve vedení

τ - úhel otáčení vačky

v_B - rychlost běžce

Z - zdvih vačky

σ_{red} - redukované napětí

σ_{co} - mez únavy běžce při střídavém ohybovém namáhání

1. ÚVOD

České textilní strojírenství má dvěstěletou tradici. První továrna na výrobu textilních strojů byla založena již v roce 1827. Od té doby vznikly další závody, které získaly nejen dobré jméno v Čechách ale i na celém světě svými dobrými výrobky. České stroje dosahují světovou špičku jako stroje pro přípravný přádelen, tkalcoven a plétáren, stroje pro úpravny, textilní tiskárny a šicí stroje pro konfekce. České textilní strojírenství přineslo světu řadu novinek, to byly tryskové stavy, stroje ARACHNE na výrobu netkaných textilií a rotorové stroje na výrobu příze. V tuzemsku a téměř ve všech vyspělých a mnoha rozvojových státech se denně zpracují miliony tun příze vyrobených na českých bezvřetenových dopřádacích strojích. Do konce roku 1987 bylo vyrobeno v Československu již více než 7 milionů spřádacích míst strojů BD.

Za 37 let své existence získalo rotorové předení v přádelně krátkého staplu pozoruhodný podíl na trhu. K roce 1991 dosáhlo z celosvětového hlediska cca 20% kapacity těchto přádelen. Např. se rotorové příze vyrábějí v ČSFR 50%, Belgii 45%, SRN 25%, Itálii, Španělsku, Řecku 15-20%, v Jižní Americe teprve 8% a v Asii 5%. Pro potenciální uplatnění rotorového předení je tedy ještě velký prostor. Díky vysoké produktivitě a kvalitě příze pokrývají rotorové příze v praxi široký rozsah čísel příze při různých materiálech. Velký počet konečných artiklů ukazuje přizpůsobivost rotorového

předení. Rotorová přádelna přesvědčuje svou přizpůsobivostí a širí použití. Množství artiklů a materiálů opravňuje k výroku, že rotorový způsob předení je nejuniverzálnější. Druhou změnou spřádací jednotky, jako je rotor, odtahová nálevka nebo vyčesávací váleček, jsou všechny materiály krátkého staplu zpracovatelné na jednom a totéž stroji tak technologicky, tak ekonomicky v rozsahu jemnosti příze od 13-200 tex.

Vůči prstencovému předení má bezvřetenové předení řadu výhod, které umožňují několikanásobné zvýšení výrobnosti strojů v úseku dopřádání. Tyto výhody jsou:

1. Přízi je možno navinovat na válcové nebo kuželové cívky podobně jako na soukacím stroji, jejich váha závisí na konstrukci navinovacího mechanismu a může být libovolná.

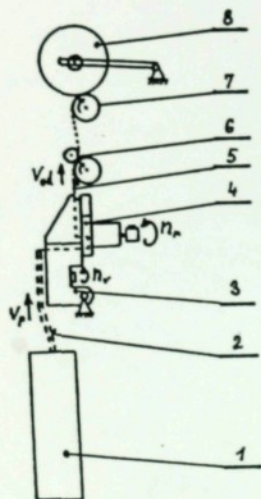
2. Velká váha příze na cívce umožňuje vypustit z procesu dalšího zpracování příze operaci soukání.

3. Rotoruje pouze konec příze, což umožňuje, aby rotující těleso mělo malé rozměry i váhu a jeho otáčky mohou být několikanásobně vyšší než otáčky klasického předení.

4. Není technicky obtížné plně automatizovat jak výměny cívek s pramenem, tak i cívek s přízí a hlavně automatizovat i odstranění přetrhu při předení, což je u

prstencového dopřádacího stroje složitější problém.

PRINCIP BEZVŘETENOVÉHO STROJE



Obrázek č. (1)

Z konve (1) je pramen (2) podáván do ojednovacího zařízení (3). Na tento blok navazuje zákrutové ústrojí (4) se spřádacím rotorem (otáčky n_r). Z rotoru je příze odtahována odtahovým ústrojím (6) a navíjena navíjecím válcem (7) na cívku (8).

2. SOUČASNÝ STAV

Současné světové trendy v technickém rozvoji akcentují automatizaci provozně technologických funkcí stroje, kontinuizaci a zkracování technologických procesů i automatizaci okolí ústrojů. Z toho hlediska má nejbližší ke komplexní automatizaci provoz přádelen. Při kompletování technologických provozních souborů dochází k prohlubování spolupráce nejen výrobců kapitálově a organizačně provázaných, ale i výrobců relativně nezávislých, pokud jejich výrobní program napomáhá efektivní agregaci strojů do výrobních linek. Pro tuto agregaci jsou využívány stroje špičkové technické úrovně. Z toho hlediska je česká automatická linka nejkonceptnější technickým řešením, neboť ve srovnání s konkurenčními linkami nejvíce zkracuje technologický proces výroby při nesnížené kvalitě příze. Její součástí je rozvolňovací zařízení typu Quadrafeed s vložkovým zásobníkem, strojem na výrobu pramene Sliver Machine a stroje BDA 10N.

Většina strojů je vybavena komplexně prostředky automatizace obsluhy, sběru dat a řízení provozu počínaje automatizací zahajování předení, přes odstraňování přetrhů, přísun dutinek, výměnu cívek, odsun plných cívek ke konci stroje až k odsunu cívek od stroje a jejich balení či patelizaci. Elektronické řízení vesměs integruje sběr dat a navazuje na nadřízený řídicí systém. U D1 a u BDA 10N je uvedena nabídka sady spřádacích prvků pro různé otáčky rotorů, materiály a jemnosti přízí, vč. prostředků pro někce kroucené pří-

ze, samočisticích rotorů a excentrických seperátorů.

3. PRINCIP STROJE BD 10N

3.1. VŠEOBECNÝ POPIS STROJE

Stroj BDA 10N je dalším typem českých dopřádacích strojů třetí generace, který doplňuje vývojovou řadu těchto strojů. Splňuje veškeré požadavky zákazníků jak po stránce předlohy pramene, výkonu, kvality příze, hmotnosti finální cívky včetně plné automatizace odstraňování přetrhů a smekání plných cívek. Stroj je určen pro výpřed jemností přízí od 14.5 do 166 tex při značně vysokém procentu znečištění pramene s vysokou odtahovou rychlostí (do 160 m/min.). U stroje je ponechána možnost ruční obsluhy při odstraňování přetrhů pomocí poloautomatického zapřádacího zařízení a možnost ručního smekání plných cívek, včetně vytvoření zálohy na pravé straně dutiny pomocí speciálního pneumomechanického zařízení.

Stroj BDA 10N má řešeny automatizační prvky čištění - zapřádání a smekací zařízení jako samostatné pojízdné agregáty. Automat pro čištění a zapřádání le jednostrané pojízdné zařízení, které zjišťuje při pojezdu přetrhy na spřádacích místech, provádí jejich likvidaci včetně předchozího vyčištění spřádacího rotoru, sítěk a úpravu konce zapředené příze pro zvýšení účinnosti a kvality zapředení. Smekací zařízení je jednostrané s možností

pojízďení po obou stranách. Provádí smekání plných cívek a jejich vyklopení na pás dopravníku, založení nové dutinky po navíjecích ramen a vytvoření zálohy na pravé straně dutinky. Smekání je řízeno buď navolenou délkou návínů nebo průměrovým čidlem.

3.2. HLAVNÍ ČÁSTI STROJE

Hlavní části stroje jsou: nosná část, bočnice pohonu, bočnice čištění, spřádací jednotka, odtah příze, navíjení příze.

3.2.1. NOSNÁ ČÁST

Kostra je stabilní, sestavená z odlitek a profilů. Kostra stroje má zaručovat klidný chod stroje bez vibrací, který je důležitý pro udržení vysoké životnosti všech částí stroje.

3.2.2. BOČNICE POHONU

V bočnici pohonu je umístěn elektromotor pro pohon spřádacích rotorů jedné strany stroje a elektromotor pro pohon vyčesávacích válečků této strany stroje. Na hřídelech odtahu jsou namontované skříně na rozvádění příze před navíjecím zařízením s mechanismy rozvádění příze před odtahovými válečky (spodní rozvádění), mechanismem pro překládání okrajů a rušení pásmového vinutí.

3.2.3. BOČNICE ČIŠTĚNÍ

V bočnici čištění je umístěn pohon dopravníků a pomocný krátký dopravník (výškově stavitelný). Vícestupňový ventilátor vytváří potřebný podtlak pro ruční nebo automatické smekání cívek a odsávání nečistot při automatickém čištění a zapřádání. Transportní ventilátor zajišťuje obvod nečistot ze spřádacích jednotek do sběračů nebo do centrálního kanálu. Dále jsou v bočnici čištění umístěna napínací zařízení řemenů pohonu spřádacích rotorů, vyčesávacích válečků, pohon tažné větve pohonu vyčesávacích válečků, brzdy navíjecích hřídelů a klapka obvodu technologického vzduchu.

3.2.4. SPŘÁDACÍ JEDNOTKA

Spřádací jednotka je samostatný montážní celek, který je možné ze stroje vyjmout a namontovat za chodu stroje. Spřádací jednotka je složena z "velkého tělesa" (tlakového hliníkového odlitku), ve kterém je umístěna podávací ústrojí, ojednovací ústrojí, vodítko s kanálem odvodu nečistot, dále z čidla přetrhu.

3.2.5. ODTAHOVÉ ZAŘÍZENÍ

Příze je odváděna ze spřádacích rotorů konstantní rychlostí a je zajišťována tak, aby se při závadách v navíjecím zařízení nevypřádala příze jiné jemnosti.

Samozaváděcí válečky a rozváděče příze pro spodní rozvádění zabraňují opotřebení průžných potahů přítlačných váleček.

3.2.6. NAVÍJECÍ ZAŘÍZENÍ

Navíjecí zařízení se skládá z ocelového navíjecího válce, rozváděče příze, navíjecích ramen se zařízením pro konstantní přítlak cívky k navíjecímu válci.

Pro rozvádění navíjené příze se používá rozváděcí tyče, průběžné po celé délce stroje. Jejíž pohyb je odvozen od rozváděcí (srdcové) vačky. Poháněcí ústrojí rozváděcí vačky je přitom doplněno pomocnými mechanismy pro rušení pásmového vinutí a pro překládání okrajů na čelech cívky. Rozváděcí ústrojí je pro každou stranu stroje samostatné.

Kvůli vysoké navíjecí rychlosti působují na rozváděcí tyč a běžec značné dynamické síly, které způsobují změnu délky rozváděcího tyče v důsledku její elasticity a značné délky.

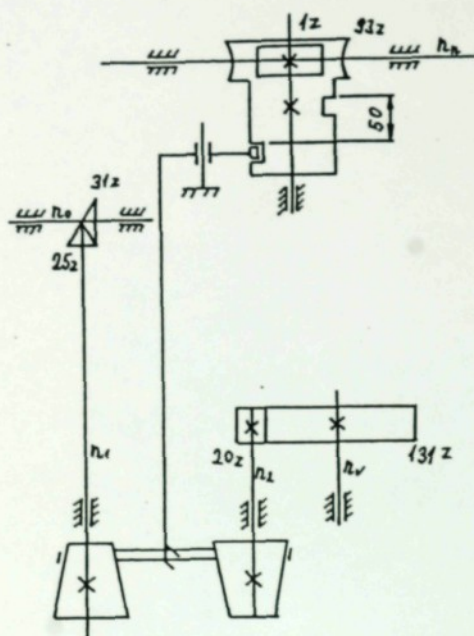
V této diplomové práci nám počítat napětí běžce zvolené dynamickou silou na základě kinematické analýzy a dynamického řešení rozváděcího mechanismu.

4. MACHANISMUS NAVÍJENÍ CÍVEK

4.1. MECHANISMUS RUŠENÍ PÁSMOVÉHO VINUTÍ

Pásmového vinutí vzniká na tzv. kritických průměrech cívky D_k , na kterých se při určitém počtu dvojzdvihů kladou oviny na sebe. Na jeho velikost má vliv počet otáček cívky na jeden dvojzdvih. Důsledkem pásmového vinutí je přepad ovinuů na čelech v místě, kde se příze klade na stejné místo. Tato skutečnost má negativní vliv při dalším zpracování navinuté příze, hlavně při jejím barvení a odvinu. Pro kvalitu cívky je rušení pásmového vinutí jedním hlavním úkolem při navíjení příze.

Rušení pásmového vinutí je zajištěno variátorem a bubnovou vačkou, která posouvá řemen variátoru, čímž mění jeho převodový poměr, a tím se neustále periodicky mění otáčky rozváděcí vačky. V důsledku tohoto zrychlování a zpomalování otáčení vačky se mění úhel navíjení příze, protože navíjecí otáčky zůstávají stejné, a tím dochází k rušení pásmového vinutí. Schema tohoto mechanismu je na obr. 3.



Obrázek 3.

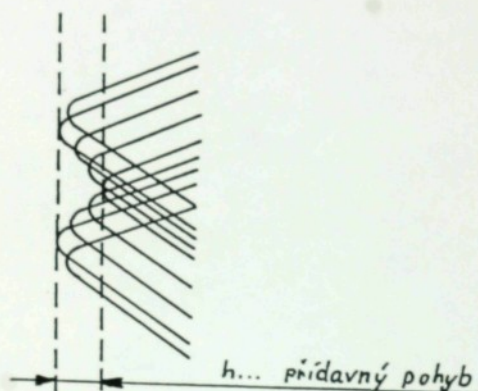
4.2. MECHANISMUS PŘEKLÁDÁNÍ OKRAJŮ

Překládání okrajů zlepšuje samostatnou stavbu cívky. Podstata překládání okrajů je to, že v úvratích se oviny nekladou na sebe ale vedle sebe (Obr. 4.). Tím se odstraní rychlejší narůstání průměru na čelech cívky. Překládání okrajů se uskuteční přidavným pohybem rozváděče příze.

Mechanismus překládání okrajů je znázorněn schematic-ky na obr. 5. Ozubená kola 1 a 2 jsou uložena excentricky. Otáčení kola 1 s $e=2.5$ mm způsobuje periodický výkyv vidlice

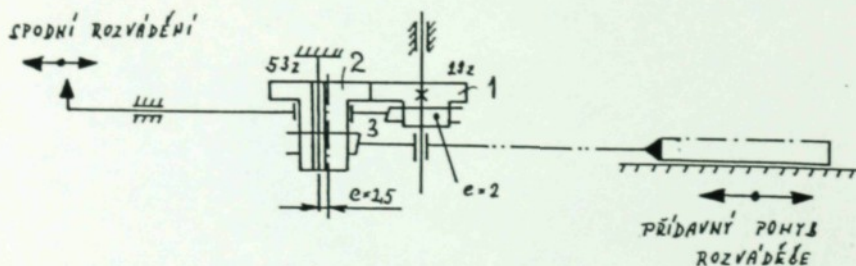
3 okolo hřídele kola 2 s $e=2\text{ mm}$. Tento výkyv se pomocí dalších ozubených převodů přenáší až na ozubený hřeben mechanismu, který zdvojnásobuje zdvih běžce, čímž je zajištěn přídatný pohyb vlastního rozvádění příze.

PŘEKLÁDÁNÍ OKRAJŮ



Obrázek 4.

MECHNISMUS PŘEKLÁDÁNÍ OKRAJŮ



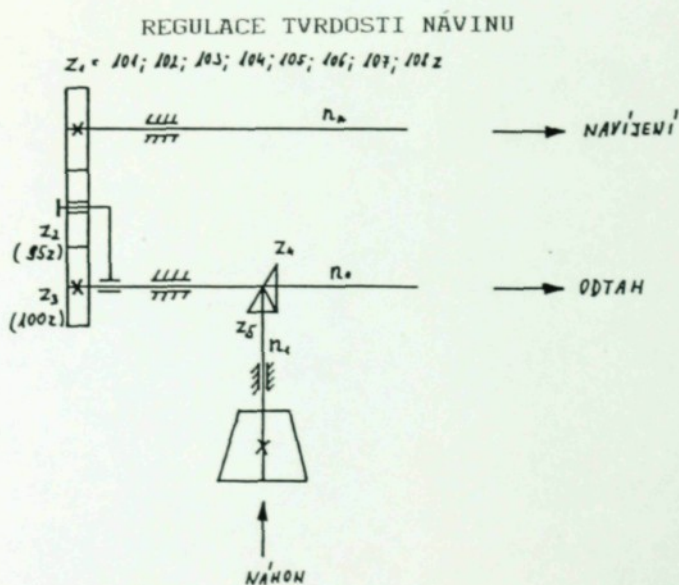
Obrázek 5.

4.3. SPODNÍ ROZVÁDĚNÍ

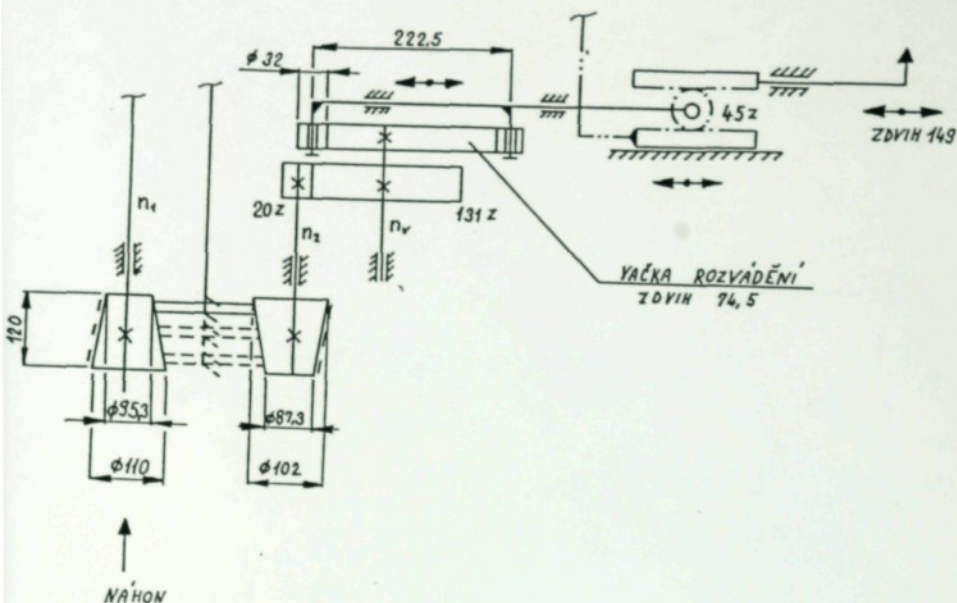
Spodní rozvádění příze zabraňuje předčasnému opotřebení přítlačného vulkanového válečku pro odtah příze. Rozvádění zabezpečuje excentrický pohyb kola 2 (viz. Obr. 5.).

4.4. REGULACE TVRDOSTI NÁVINU

Regulace se provádí pomocí soustavy ozubených kol, z nich je jedno výměnné (počet zubů výměnného kola je možno volit ze 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108 zubů). Tím dochází ke změně převodového poměru a důsledek toho je změna poměru mezi odtahovou rychlostí (v_{od}) a obvodovou rychlostí (v_o).



4.5. ROZVÁDĚCÍ MECHANISMUS



Obrázek 7.

Běžec je poháněn srdcovou vačkou, která je poháněna od vstupního hřídele přes kuželový soukolí a ozubené soukolí (viz. obr. 7.). Na druhém konci běžce je čepem spojováno ozubené kolo, které spolu s hřebeny zdvojnásobuje zdvih běžce, pohání rozváděcí tyč.

5. DALŠÍ VARIANTY ROZVÁDĚCÍHO MECHANISMU

U dnes ve světě vyráběných bezvřetenových doprůvážacích strojů se pro rozvádění navíjené příze vesměs používá vačkový mechanismus jako u stroje BD 10N, jak jsem

popisovala v předchozí části (viz. 3.2.5. a 4.5.), na těchto strojích je navíjecí rychlost do 180 m.min^{-1} , vyjímečně i 200 m.min^{-1} . Technický vývoj se snaží směřovat k dalšímu zvyšování výrobnosti cestou zvyšování otáček spřádacích rotorů až na $140\,000 \text{ min}^{-1}$ a snižování počtu zákrutů. Tyto parametry znamenají, že budou vyžadovat navíjecí rychlost kolem 240 m.min^{-1} . Při takové vysoké rychlosti neumožňuje současné zařízení pro rozvádění příze. Při zkušebním provozu stroje při maximální odtahové rychlosti 200 m.min^{-1} se ukazuje, že zařízení pro rozvádění příze je zdrojem značného hluku a chvění, způsobených jednak nerovnoměrnou rotací značné nevyvážené hmoty rozváděcí vačky, jednak značnými dynamickými silami v úvratích rozváděcího mechanismu. Hluk a chvění se ještě periodicky zesilují v době, kdy se obě rozváděcí tyče pohybují ve stejné fázi a prakticky znemožňují navíjení příze při nejvyšších rychlostech.

Pro odstranění výše uvedených jevů, které by umožnilo dosážení požadovaných parametrů, byly hledány nové možnosti řešení celého rozváděcího zařízení.

Průzkum byl zaměřen zejména na zjištění nedostatků stávajícího zařízení na rozvádění příze a na hledání nových možností řešení. Z výpočtu mechanických charakteristik rozváděcího tyče stroje BDA 20 vyplývá, že podélná deformace tyče činí $+ 3.5 \text{ mm}$, a že toto prodloužení se nedá změnou průřezu tyče příliš ovlivnit. Dále byla měření hledána souvislost mezi kmitavým pohybem rozváděcího mechanismu a

kmitáním celého stroje. Vzhledem k tomu, že měření mohlo být provedeno teprve po uvedení druhého prototypu stroje BDA 20 do provozu, a dále vzhledem k tomu, že vyhodnocení měření je časově náročné, nebyly k datu vypracování této studie výsledky vyhodnocení známy.

Na hledání nových možností řešení byly navrženy tři varianty řešení: kloubový mechanismus, vačkový mechanismus s ocelovým lankem a hydraulický mechanismus, z nich se jako nejperspektivnější jeví kloubový mechanismus a vačkový mechanismus. Podrobnější popis těchto navržených rozváděcích mechanismů je v literatuře " Výzkumná zpráva 1988 ".

6. KINEMATICKÁ ANALÝZA BĚŽCE ROZVÁDĚCÍHO MECHANISMU

6.1. TEORETICKÁ ČÁST

Schema rozváděcího mechanismu stroje BD 10N je na obr. 7. Vstupní otáčky variátoru n_1 se pohybují od 156.3 do 1059.4 ot.min⁻¹. Vzhledem k tomu, že potom mám počítat pevnost běžce, budu tedy uvažovat maximální vstupní otáčky: $n_1 = 1059.4 \text{ ot.min}^{-1}$.

Otáčky druhého kužele variátoru n_2 jsou:

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{d_1}{d_2}$$

$$d_1 = 108 \text{ mm}$$

$$d_2 = 90.3 \text{ mm}$$

$$n_2 = 1266,4 \text{ ot.min}^{-1}$$

Otáčky vačky jsou:

$$n_v = n_2 \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

$$z_1 = 20 \text{ zubů}$$

$$z_2 = 131 \text{ zubů}$$

$$n_v = 3.223 \text{ ot.s}^{-1}, \text{ jsou to maximální otáčky}$$

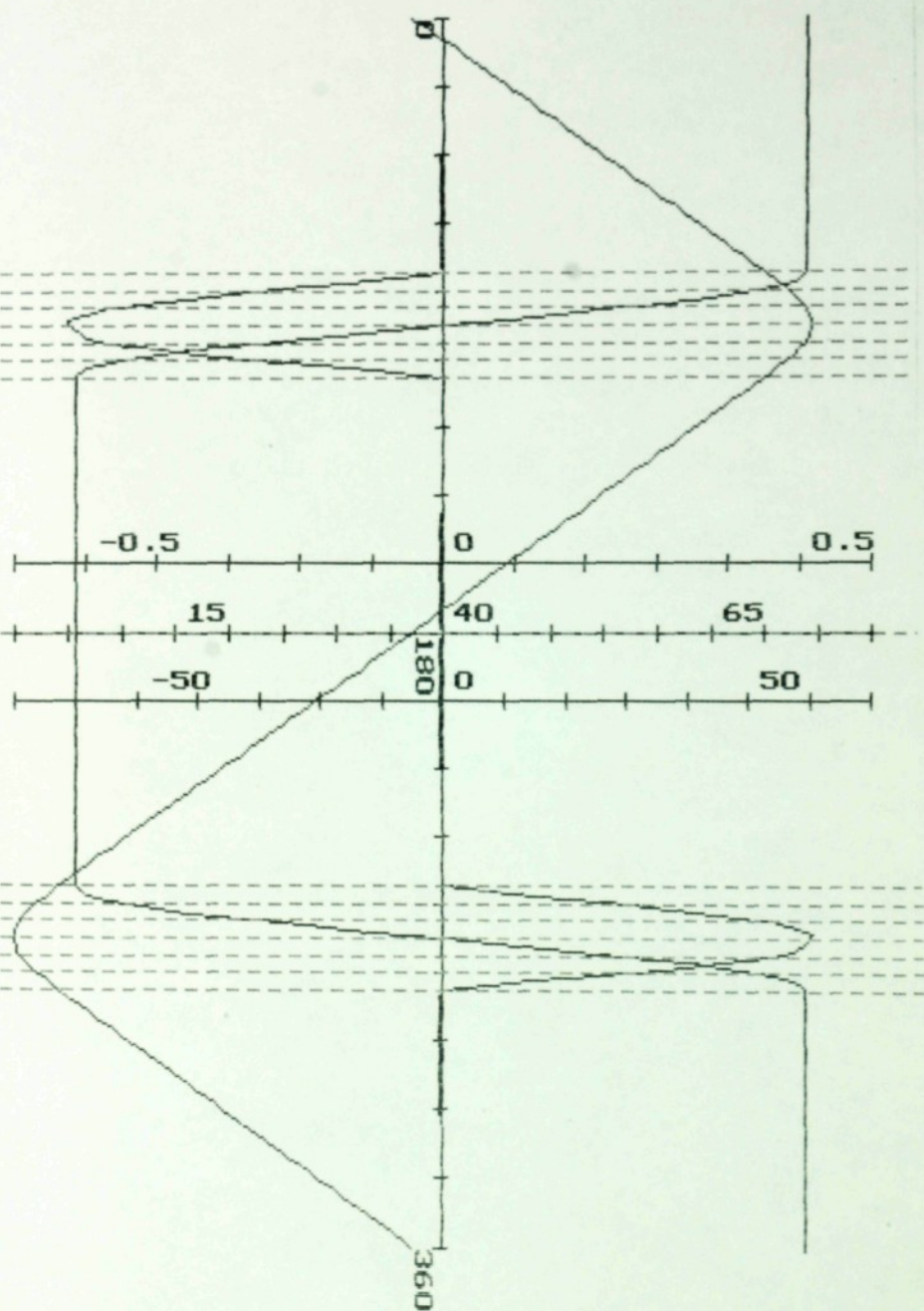
srdcové vačky.

Kinematické veličiny běžce jsem řešila na počítači PC 386 pomocí programu AROM, který obsahuje moduly pro různé úlohy rovinných mechanismů. Je zejména vhodný pro řešení vačkových mechanismů. Modul AROM Z mi umožnil určit průběh zrychlení a rychlosti běžce, když jsem namodelovala požadovanou zdvihovou závislosti vačky a zadala otáčky vačky. Zdvihová závislost vačky je na obr. 8. a kinematické veličiny běžce jsou v tabulce 2. Na obrázku 9. je úhel tlaku vačky.

ÚHEL TLAKU VAČKY V ÚVRATÍCH

TAU (°)	80	85	90	95	100	260	265	270	275	280
δ (°)	15,9	9,4	0,0	-9,4	-15,9	15,9	9,4	0,0	-9,4	-15,9

Tabulka 1.



Obrázek 8.

KINEMATICKÉ VELIČINY BĚŽCE PŘI
MAXIMÁLNÍCH OTÁČKÁCH VAČKY

TAU (°)	Z (mm)	v_B (m.s ⁻¹)	a_B (m.s ⁻²)
0	32,250	0,511	0,000
75	70,293	0,511	0,000
80	72,398	0,443	-30,961
85	73,939	0,256	-54,231
90	74,500	0,000	-60,588
95	73,940	-0,255	-54,300
100	72,398	-0,444	-30,980
105	70,293	-0,511	0,000
180	37,250	-0,511	0,000
255	4,207	-0,511	0,000
260	2,102	-0,443	30,961
265	0,561	-0,256	54,213
270	0,000	0,000	60,590
275	0,560	0,255	54,299
280	2,102	0,444	30,981
285	4,027	0,511	0,000
360	37,25	0,511	0,000

TAU je úhel otáčení vačky

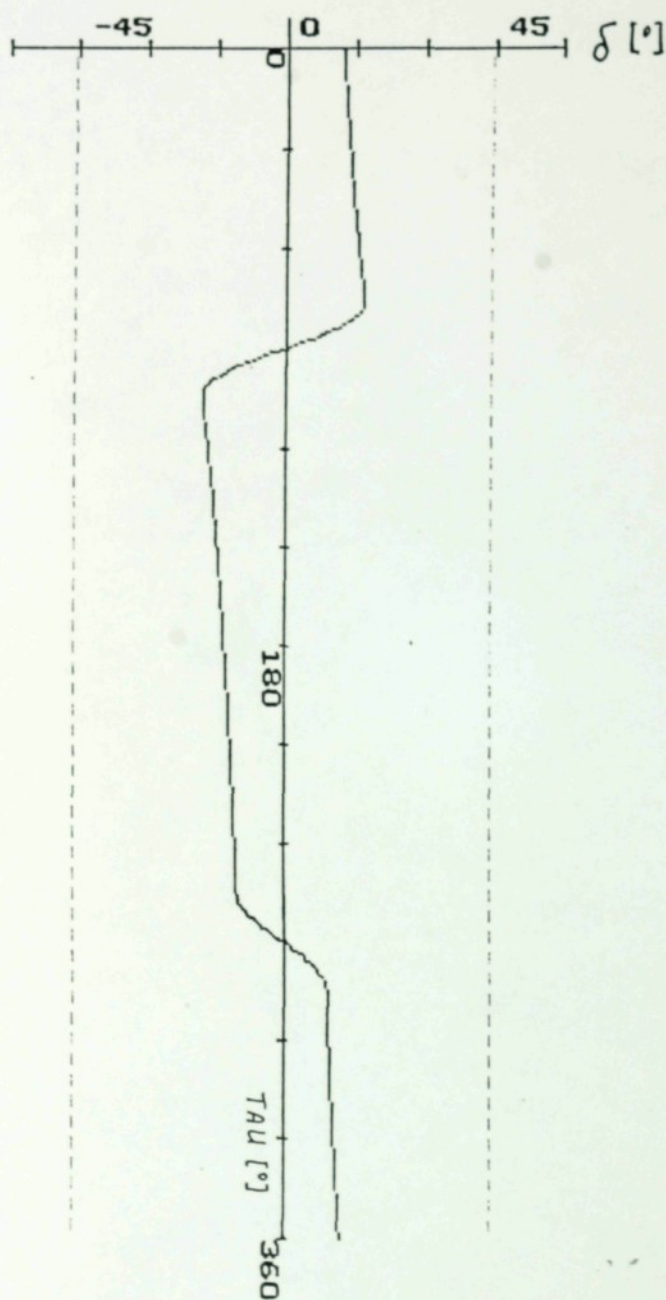
Z je zdvih vačky

v_B je rychlost běžce

a_B je zrychlení běžce

Tabulka 2.

ÚHEL TLAKU VAČKY



Obrázek 9.

6.2. MĚŘENÍ KINEMATICKÝCH VELIČIN BĚŽCE

Ve skutečně není zrychlení běžce tak nízké jak jsem počítala v teoretické části 6.1. Vlivem vůlí mezi vačkou a kladkami, vůlí v uložení ozubeného kola a zubové vůle v ozubení bude skutečné zrychlení mnohem větší než teoretické zrychlení. Dynamická síla, která působí na běžec, je úměrná jeho zrychlení. Proto je nutné určit skutečné zrychlení pro přesnější výpočet pevnosti běžce.

Měření zrychlení rozváděcího tyče bylo prováděno na stroji BD 10N v VÚTS Liberec.

ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ:

a. piezorezistivní snímač BWH 201 č.41148 se citlivostí $0.490 \text{ ms}^{-2}/\text{mV}$

b. zesilovač a filtr - výrobek VŠST (viz. příloha 6.)

c. osciloskop TEKTRONIK 2230

d. zpracování signálů na počítači PC 386

e. graficky vytisknuto tiskárnou ARITMA 0502

Výsledkem měření jsem získala průběh zrychlení rozváděcího tyče, který je graficky znázorněn na obrázku

10. Na obrázkách 11. a 12. jsou zrychlení rozváděcího tyče v úvratích vačky. Jak vidíme na těch obrázkách, hned vidíme, že je na stroji značné chvění. Může tady být vliv rotorové nebo ozubené frekvence, to můžeme zjistit analyzátozem, ale v této diplomové práci takové posouzení nebudu dělat. Z obrázku 10. mohu počítat, při jakých otáčkách vačky jsem prováděla měření:

$$n_{vm} = 1 / (2.T)$$

T...doba mezi dvěma sousedními úvratěmi

$$n_{vm} = 1.198 \text{ ot.s}^{-1}$$

Na obrázku 11 je průběh zrychlení rozváděcího tyče v jedné úvratě vačky. Maximální zrychlení podle záznamu a citlivostí snímače je v místě označené X:

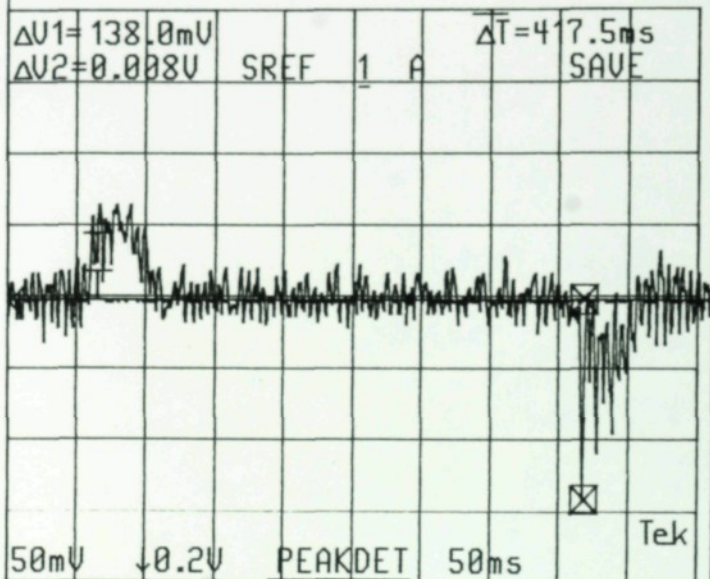
$$a_{max1} = 78 \times 0.490 = 38.2 \text{ m.s}^{-2}$$

Záznam zrychlení rozváděcího tyče v opačné úvratě je na obrázku 12. Ze záznamu vychází maximální zrychlení v této úvratě:

$$a_{max2} = 132 \times 0.490 = 64.7 \text{ m.s}^{-2}$$

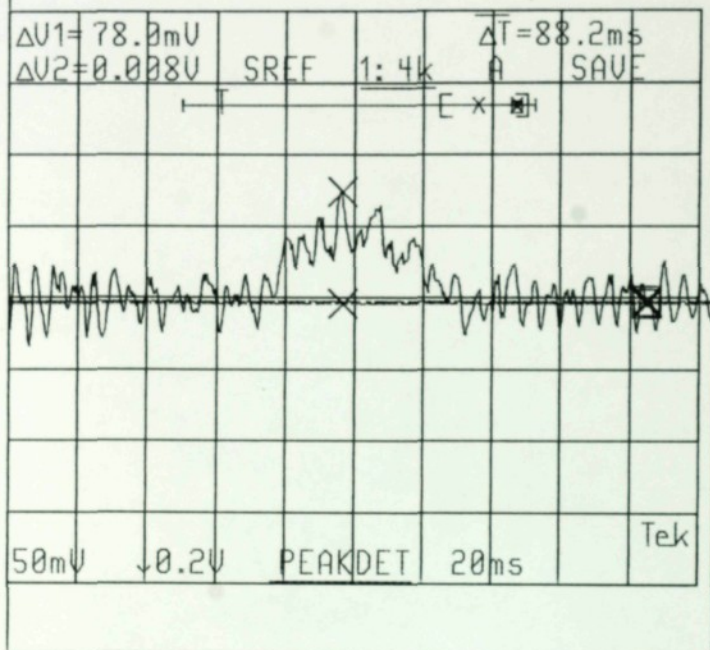
Pro pevnostní výpočet běžce budu uvažovat větší zrychlení z těch dvou a_{max1} a a_{max2} , znamená to, že bude

TEKTRONIX 2230

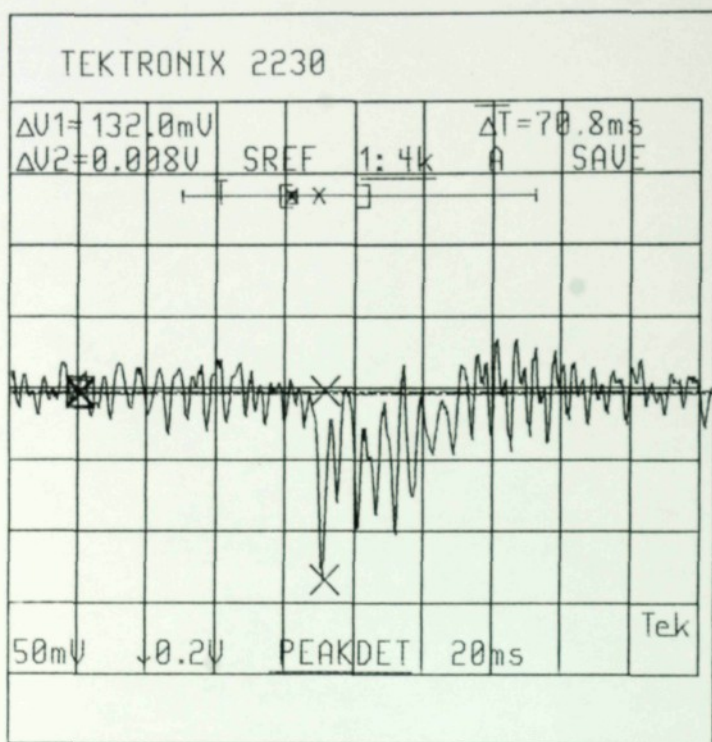


Obrázek 10.

TEKTRONIX 2230



Obrázek 11.



Obrázek 12.

KINEMATICKÉ VELIČINY BĚŽCE

PŘI OTÁČKÁCH VAČKY $n_{vm} = 1,198 \text{ ot.min}^{-1}$

TAU (°)	$v_B \text{ (m.s}^{-1}\text{)}$	$a_B \text{ (m.s}^{-2}\text{)}$
0	0,190	0,000
75	0,190	0,000
80	0,165	-4,218
85	0,095	-7,490
90	0,000	-8,371
95	-0,095	-7,502
100	-0,165	-4,280
105	-0,190	0,000
180	-0,190	0,000
255	-0,190	0,000
260	-0,165	4,278
265	-0,095	7,490
270	0,000	8,371
275	0,095	7,502
280	0,165	4,281
285	0,190	0,000
360	0,190	0,000

Tabulka 3.

uvažovat $a_{\max 2}$.

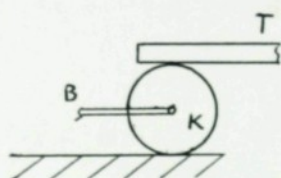
Pro otáčky vačky n_{vm} , při kterých jsem měřila zrychlení rozváděcího tyče, určím teoretické zrychlení běžce pomocí AROMu, výsledky jsou uvedené v tabulce 3.

Původně jsem chtěla měřit zrychlení při maximálních otáčkách vačky, protože potřebuji potom určit maximální dynamickou sílu, ale z technického důvodu nebylo to možné. Nebylo možné i měření zrychlení při různých otáčkách vačky.

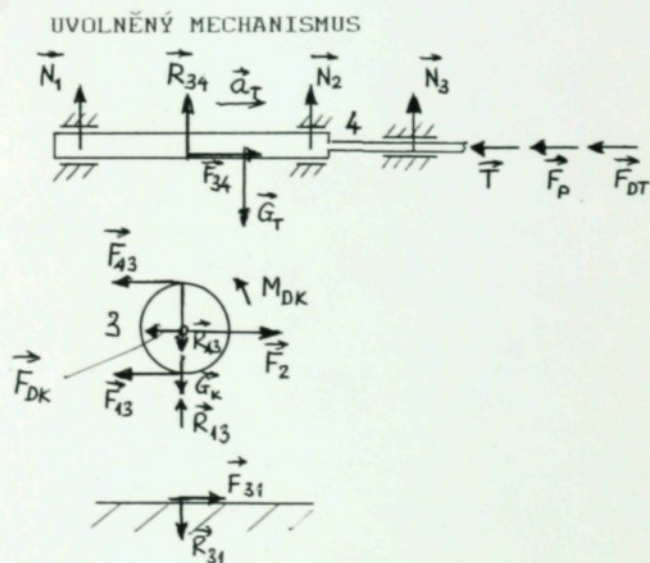
7. ZATÍŽENÍ BĚŽCE

Výpočet silových poměrů jsem počítala uvolňovací metodou. Výpočtový mechanismus je schematicky znázorněn na obrázku 13., kde je pro jednodušší výpočet spodní ozubený hřeben zajišťující přídavný pohyb pro překládání okrajů uvažován jako nepohyblivý. K tomuto kroku je přistoupeno, protože rychlost pohybu je ve srovnání s rychlostí rozváděcího tyče velmi malá a malý je zdvih (asi 5 mm).

VÝPOČTOVÉ SCHEMA MECHANISMU



Obrázek 13.



Obrázek 14.

Těleso 4 (rozdávěcí tyč):

$$\text{Ve směru } x: F_{34} - T - F_P - F_{DT} = 0 \quad (1)$$

F_{34} ...síla působující od kola ve směru x

T ...odporná síla tyče ve vedení: $T = m_T \cdot f_1$

f_1 je koeficient tření, $f_1 = 0,25$

m_T je hmotnost tyče, určila jsem ji

podle výkresu, $m_T = 7,167 \text{ Kg}$.

$T = 17,577 \text{ N}$.

F_p ...odporná síla od příze: $F_p = 25 \text{ N}$

F_{DT} ...dynamická síla tyče: $F_{DT} = m_T \cdot a_T$

a_T je zrychlení tyče: $a_T = 2 \cdot a_B$

a_B je zrychlení běžce

Těleso 3 (ozubená kola):

Ve směru x : $F_2 - F_{43} - F_{13} - F_{DK} = 0$ (2)

Momentová rovnice:

$F_{43} \cdot r_K - F_{13} \cdot r_K + M_{DK} = 0$ (3)

F_2 ...síla působující na čep od běžce

F_{43} ...síla od tyče: $F_{43} = F_{34}$

F_{13} ...reakce od rámu ve směru x

F_{DK} ...dynamická síla kola: $F_{DK} = m_K \cdot a_B$

m_K je hmotnost kola, podle výkresu

je $m_K = 0,468 \text{ Kg}$.

M_{DK} ...dynamický moment kola: $M_{DK} = J_K \cdot e_K$

J_K je moment setrvačnosti kola

kolem osy otáčení.

e_K je úhlové zrychlení: $e_K = a_B / r_K$

r_K je poloměr kola, podle výkresu

je $r_K = 0,045 \text{ m}$.

Řešení soustavu tří rovnic (1), (2) a (3) určí

velikost síly F_2 , která působí na čep kola:

$$F_2 = 2 \cdot F_{43} + F_{DK} + M_D/r_K \quad (4)$$

VÝPOČET MOMENTU SETRVAČNOSTI KOLA

Považuji kolo za válec o vnějším průměru $D = 90$ mm a vnitřním průměru $d_o = 26$ mm. Mám počítat moment setrvačnosti k ose otáčení.

$$J_K = 0,5 \cdot \pi \cdot h \cdot (R^4 - r_o^4)$$

$$= 0,5 \cdot m_K \cdot (R^2 + r_o^2)$$

$$R = D/2 \quad r_o = d_o/2$$

$$J_K = 5,134 \cdot 10^{-4} \text{ Kg.m}^2.$$

7.1. ZATÍŽENÍ PŘI TEORETICKÉM ZRYCHLENÍ BĚŽCE

Počítám sílu působující na čep kola F_2 podle rovnice (4) při maximální otáčce vačky a v různém úhlu otáčení. Hodnoty jsou v tabulce 4.

Tabulka 4.

TAU (°)	F ₂ (N)
0	42,577
75	42,577
80	995,223
85	1678,445
90	1865,803
95	1681,002
100	995,638
105	42,577
180	42,577
255	42,577
260	995,223
265	1678,445
270	1865,856
275	1680,972
280	995,671
285	42,577
360	42,577

Maximální síla je v úvratě $F_2 = 1865,856 \text{ N}$.

7.2. SKUTEČNÉ ZATÍŽENÍ BĚŽCE

Již v předchozí části jsem počítala teoretické zrychlení při stejných otáčkách vačky, při kterých jsem

měřila zrychlení rozváděcího tyče (viz.6.2. a tab.2.). Tedy je maximální teoretické zrychlení 3,865 krát menší než skutečné: $a_{max2} = 64,7 \text{ m.s}^{-2}$, z toho je skutečné zrychlení běžce $a_{B1SK} = 32,35 \text{ m.s}^{-2}$, přičemž je teoretické zrychlení $a_{B1T} = 8,371 \text{ m.s}^{-2}$.

Potřebuji počítat zatížení běžce při maximálních otáčkách vačky. Mám maximální teoretické zrychlení běžce $a_{BT} = 60,59 \text{ m.s}^{-2}$. Na základě experimentálního měření lze uvažovat, že skutečné zrychlení bude 3 - 4 krát větší oproti teoretickém zrychlení. Jak bylo uvedeno (viz.6.2.), neměla jsem možnost měřit zrychlení ani při maximálních otáčkách ani při různých otáčkách vačky, proto jsem nemohla přesně určit největší skutečné zrychlení. Uvažuji, že skutečné zrychlení bude 3,9 krát větší než teoretické zrychlení při stejných maximálních otáčkách vačky. Při dalších výpočtech používám slovo " skutečnou " pro veličiny, které budou vypočítány s uvažováním a_{BSK} :

$$a_{BSK} = 3,9 \cdot a_{BT} = 236,3 \text{ m.s}^{-2}$$

a_{BT} ...maximální teoretické zrychlení běžce

a_{BSK} ...maximální skutečné zrychlení běžce

Zrychlení rozváděcí tyče je:

$$a_{TSK} = 2 \cdot a_{BSK} = 472,6 \text{ m.s}^{-2}$$

Skutečná síla působující na čep kola je:

$$F_{2SK} = 2 \cdot m_T \cdot a_{TSK} + m_K \cdot a_{BSK} + (J_K \cdot a_{BSK}) / (r_K)^2$$

$$F_{2SK} = 6944,75 \text{ N}$$

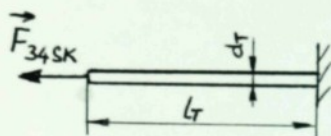
8. DEFORMACE ROZVÁDĚCÍ TYČE

Rozváděcí tyč je deformován silou F_{34SK} :

$$F_{34SK} = m_T \cdot a_{TSK}$$

$$F_{34SK} = 3387,12 \text{ N}$$

Pro výpočet deformace je rozváděcí tyč vektutá na jednom konci, na druhém konci působí síla F_{34SK} (viz. obr. 15.).



Obrázek 15.

$$l_T = 22\,200 \text{ mm}$$

$$d_T = 7 \text{ mm}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\text{Průřez tyče: } S = \pi \cdot (d_T/2)^2$$

Rozváděcí tyč je prodloužena o délku Δl :

$$\Delta l = (F_{34SK} \cdot l_T) / (E \cdot S) = 9,31 \text{ mm}$$

9. PEVNOSTNÍ VÝPOČET BĚŽCE

Pevnostní výpočet jsem počítala pomocí metody konečných prvků v programu ALGORu. Je to vhodný program pro řešení úkoly mechanicky, sdělení tepla..., kde je možno řešit metodou konečných prvků.

V preprocesingu se vytváří geometrický model běžce a na něj se aplikuje generace sítě konečných prvků. Další krok přiřazení okrajových podmínek, definování souboru vlastností běžce (zatížení, typ elementu, materiál...)

V procesingu je vlastní výpočet, pro různé úlohy jsou různé moduly.

V postprocesingu zobrazuje výsledky číselně a graficky, animaci snímání.

9.1. VÝPOČTOVÝ MODEL BĚŽCE

9.1.1. VYTVOŘENÍ MODELU

Pro řešení jsem měla k dispozici geometrický model běžce, na kterém jsem provedla následující úpravy: zjemnění sítě v oblasti čepu a okrajové podmínky byly změněny tak, aby lépe vystihovaly uložení běžce. V geometrickém modelu běžce jsou uvažovány rovněž čepy kladek a ozubeného kola, protože síla působí na čep ohzubeného kola a běžec je zatížen přes čep kladky. Protože nejde o symetrické těleso,

byl vytvořen celý model.

9.1.2. OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro metodou konečných prvků je okrajová podmínka důležitá. Okrajové podmínky přiřazeny k modelu musejí odpovídat co nejvíce skutečnosti. Na modelu jsem zadala okrajové podmínky takto:

V oblasti I. a II. je dovolen pohyb pouze ve směru podélné osy běžce (ve směru osy x). V ostatních směrech je pohybu zabráněno.

V oblasti III. je zamezeno pohybu ve směru kolmém na podélnou osu běžce, to znamená, že je zabráněno pohybu ve směru osy y . Ve směru osy x a z je pohyb umožněn. viz. obr. 16.

V oblasti IV. jsou použity okrajové elementy, ve kterých bylo přihlédnuto k tuhosti kladek.

9.1.3. ZATÍŽENÍ MODELU

Zatěžující síla na čep ozubeného kola je v tabulce 3. Mohu do uzlů čepu dát tuto sílu, to však nebude přesný výsledek, protože ve skutečnosti styk ploch čepu a kola není přímkový ale plošný. Proto bude vhodnější, když přepočítám sílu na tlak, pak místo síly přiřadím k modelu tlak.

Přepočítám maximální sílu v úvratí rozváděcího mechanismu na tlak

$$p = F_{2\max} / S$$

$$S = (\pi \cdot d_c \cdot b) / 8 = 125,6 \text{ mm}^2$$

$$d_c = 20 \text{ mm}$$

$$b = 16 \text{ mm}$$

Při teoretickém zatížení je tlak:

$$p_T = F_{2\max} / S = 14,856 \text{ MPa}$$

Tlak při skutečném zatížení je:

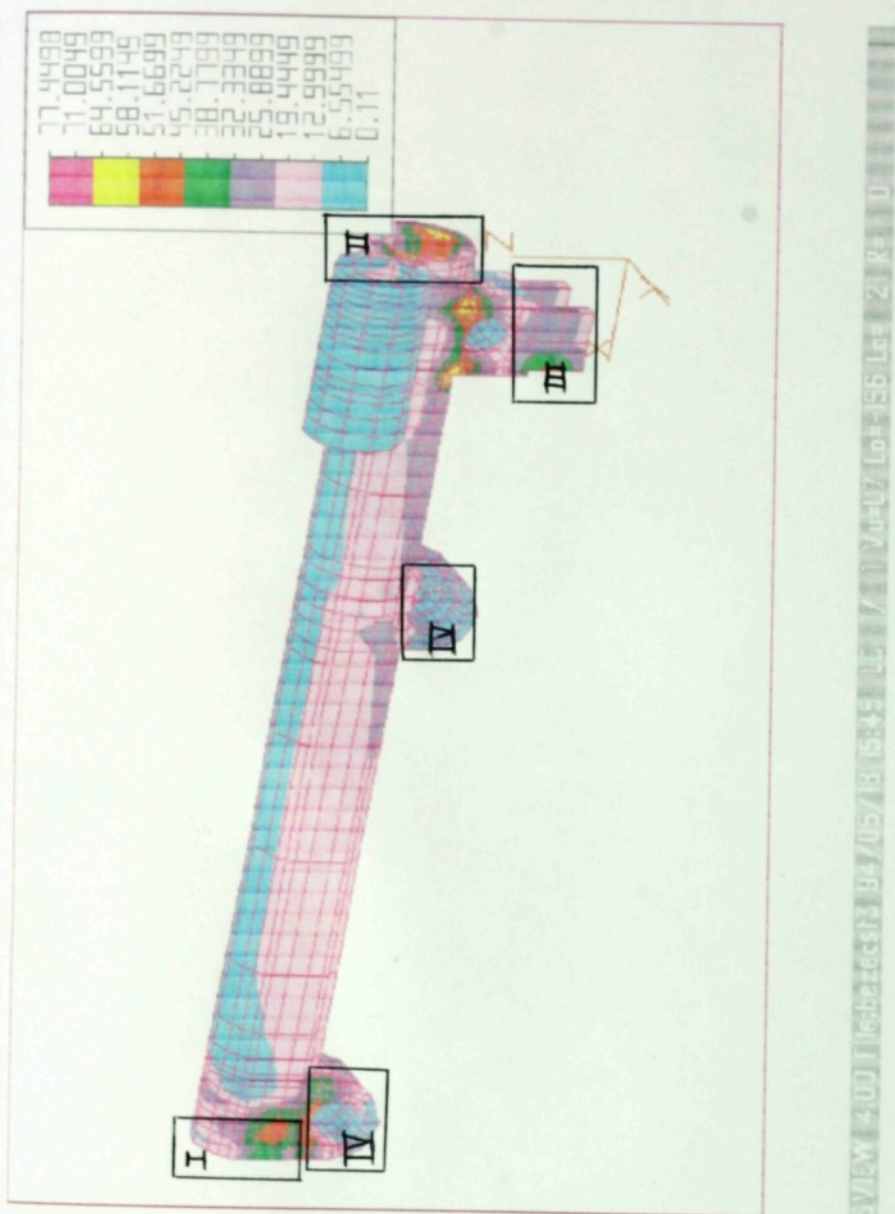
$$p_{SK} = F_{2SK} / S = 55,293 \text{ MPa}$$

Model je zatížen tlakem na čepu ozubeného kola a podepřen na čepu kladky. V jedné úvratí je jedna kladka v záběru, v další úvratí je v záběru druhá kladka. Proto je potřeba rozlišit dva způsoby zatížení:

A. na čep ozubeného kola působí tlak a čep K2 je podepřen.

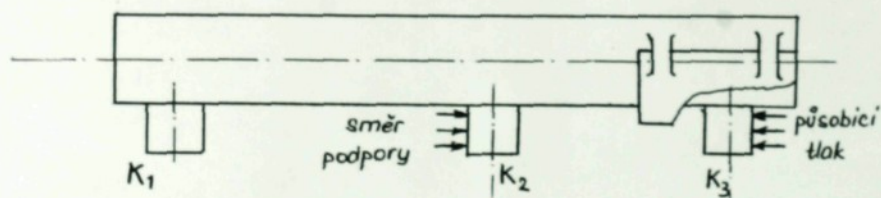
B. na čep ozubeného kola působí tlak a podepřen je čep K1.

Tyto dva způsoby zatížení jsou schematicky znázorněn na obrázku 17.

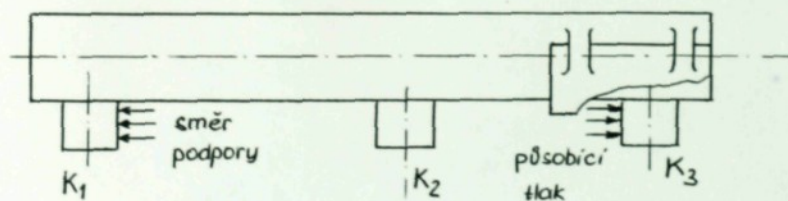


Obrázek 16.

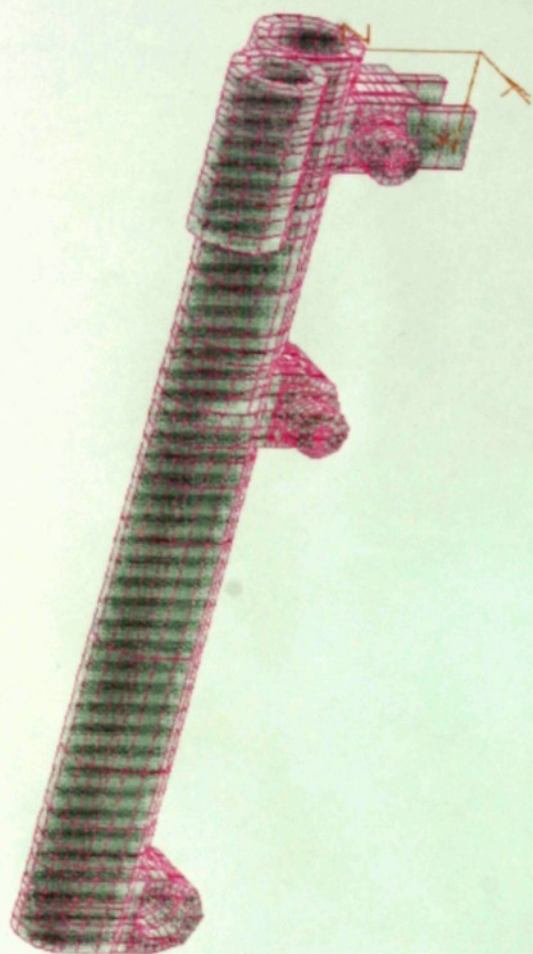
ZATÍŽENÍ A



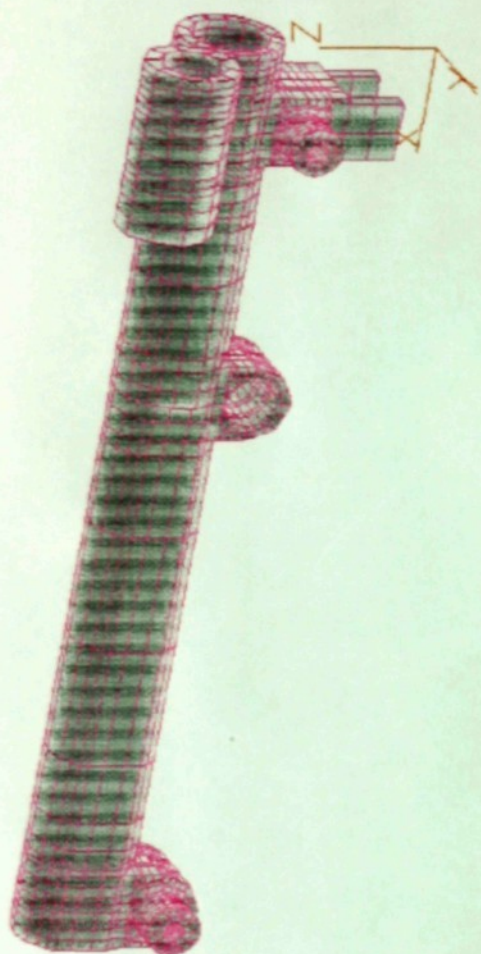
ZATÍŽENÍ B



Obrázek 17.



Obrázek 18.



SVIEW 4.00 | 11.06.2023 | B4/05/B 15:45 | LC 1/ 1 V.07 | Os=155 | Un= 21 | R= 0

Obrázek 19.

Na obrázcích 18. a 19. je model vytvořen v ALGORu pro zatížení A a B.

9.2. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

9.2.1. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY STÁVAJÍCÍHO BĚŽCE

V případě namáhání běžce se jedná o víceosou napjatost, a proto je použito pro pevnostní analýzu redukované napětí podle hypotézy " Miseses ", která převádí trojosou napjatost na ekvivalentní napjatost jednoosou:

$$\sigma_{red} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}$$

kde σ_1 , σ_2 , σ_3 jsou hlavní napětí.

V tabulce 5. jsou maximální teoretické a skutečné hodnoty redukovaného napětí běžce při obou způsobech zatížení vypočítány pomocí programu ALGOR. Průběhy napětí v celém běžci jsou popsány v přílohách 2. - 4. Největší napětí se vyskytuje v blízkosti oka pro čep kladky, toto místo lze označit jako kritické místo na běžci. Z tabulky vyplývá, že největší redukované napětí je při zatížení A.

Běžec je odlitek z hořčíkové slitiny MgAl (materiál 42 4911.10 ČSN 42 1430.00), která má minimální mez pevnosti $R_m = 230$ MPa a minimální mez kluzu $R_e = 90$ MPa. Mez

únavy při střídavém namáhání ohybu σ_{co} je v rozmezí (0,31 - 0,48). R_m

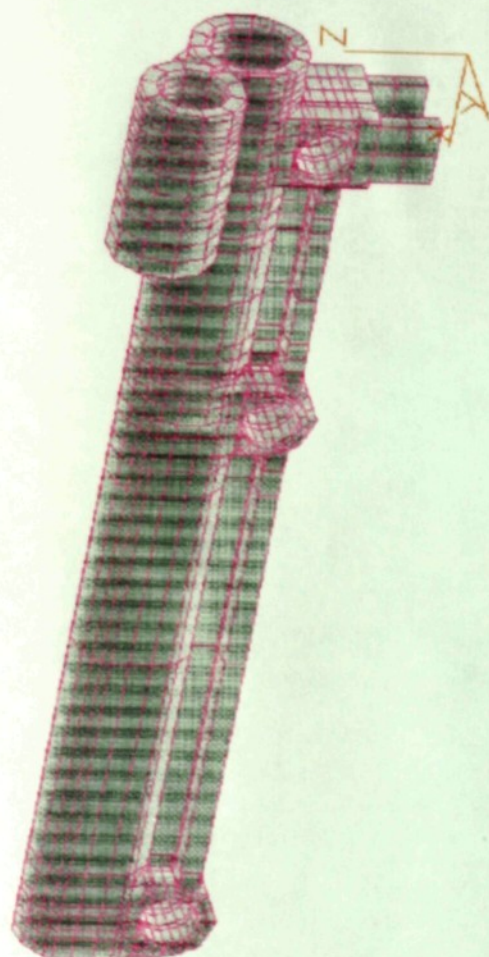
Běžec je cyklicky namáhán střídavým ohybovým namáháním a střídavým namáháním v tah-tlaku. Vzhledem k tomu, že je tahové napětí třikrát menší než ohybové napětí a pro zjednodušení výpočtu budu uvažovat jen ohybové namáhání při určení meze únavy běžce. Zvolím přibližně mez únavy $\sigma_{co} = 0,4 \cdot R_m$, což v případě použitého materiálu je 93 MPa.

Redukovaná napětí vypočtena programem již zahrnují vliv vrubu součásti, proto mohu přímo porovnat maximální hodnoty redukovaného napětí σ_{red} s hodnotou meze únavy σ_{co} . Poměr $k = \sigma_{co} / \sigma_{red}$ udává bezpečnost běžce.

	Zatížení A		Zatížení B	
	σ_{red} (MPa)	k	σ_{red} (MPa)	k
teoretické	29,5	3,15	22,6	4,12
skutečné	110,0	0,85	77,5	1,2

Tabulka 5.

Z tabulky 5. je vidět, že při skutečném zatížení A maximální napětí v kritickém místě běžce přesahuje mez únavy a mez kluzu. Tím je časově omezena životnost běžce. Je potřeba rekonstruovat běžec tak, aby největší napětí bylo menší než mez kluzu a mez únavy.



SVIEW 4.00 File:Bezecn04 93/05/12 12:58 LT 17.1 Vu=07 Lo=-14.5 Lo# 13.0# 0

Obrázek 20.

9.2.2. REKONSTRUOVANÝ BĚŽEC

Rekonstrukce starého běžce byla provedena pomocí vystuženého žebra tvaru L v dolní části tělesa běžce mezi okem pro čep kladky a okem pro čep ozubeného kola. Rekonstruovaný model je zobrazen na obrázku 20. Opět počítám redukované napětí pomocí programu ALGOR. Maximální napětí v tomto případě klesá na $\sigma_{\max} = 58,5 \text{ MPa}$, což ve srovnání se starým běžcem představuje snížení maximálního napětí o 47%. U běžce s žebrem je koeficient bezpečnosti $k = 1,59$.

10. ZÁVĚR

V této diplomové práci jsem řešila kinematickou analýzu běžce rozváděcího mechanismu stroje BDA 10N, jednak teoreticky, jednak experimentálně. Na základě toho jsem počítala zatížení běžce a provedla jeho pevnostní výpočet.

V kapitole 6.1. jsou uvedeny teoretické kinematické veličiny běžce při maximálních otáčkách vačky vypočítány pomocí programu AROM, kde zdvihová závislost vačky je dána. V kapitole 6.2. jsem popsala měření zrychlení rozváděcí tyče a její výsledky. Na základě porovnání teoretických a naměřených hodnot při stejných otáčkách vačky jsem odhadla, kolikrát bude větší skutečné zrychlení než teoretické.

V kapitole 7. jsem určila teoretickou a skutečnou sílu působící na čep ozubeného kola, které pak potřebuji pro pevnostní výpočet. Deformace rozváděcí tyče byla vypočítána v kapitole 8.

V kapitole 9. jsem zjistila rozložení napětí na běžci pomocí programu ALGOR. Zjistila jsem kritickou oblast běžce, kde dochází k únavovému lomu při zatížení běžce. Snažila jsem se provést rekonstrukci běžce tak, aby snížilo napětí v kritické oblasti. Podařilo mi snížit maximální napětí o 47%, čímž se zvýší bezpečnosti běžce skoro dvakrát.

Z měření zrychlení roz. tyče jsem odhadla, že skutečné zrychlení je téměř čtyřikrát větší než teoretické zrychlení. Z výpočty sil vyplývá, že běžec je zatížen hlavně dynamickou silou, která je úměrná zrychlení. Ta síla je tak vysoká, že pro starý běžec je koeficient bezpečnosti menší než 1. Hledala jsem možnost rekonstruovat starý běžec tak, aby měl lepší uplatnění. Navrhovala jsem vystužení běžce. Rekonstruovaný běžec opravdu má vyšší bezpečnost než starý, ale koeficient bezpečnosti je pořád ještě nízký. Pro stroj BDA 10N, který má maximální odtahovou rychlost 160 m.n^{-1} , je ten rekonstruovaný běžec zcela uplatněn. Ale pro stroje s větší odtahovou rychlostí už nebude vhodný, protože dynamická síla značně zvýší. Pro tyto stroje je potřeba najít nový materiál pro běžec, který má lepší mechanické vlastnosti, nebo najít nové řešení rozváděcího mechanismu, ve kterém je potlačen vliv vůlí.

10. SEZNAM LITERATURY

Elitex Ústí n. Orlicí

Výzkumná zpráva 1988

Kubeš V.

Diplmová práce. VŠST 1993

Manual programu AROM

Výkresová dokumentace stroje BDA 10N

PODĚKOVÁNÍ

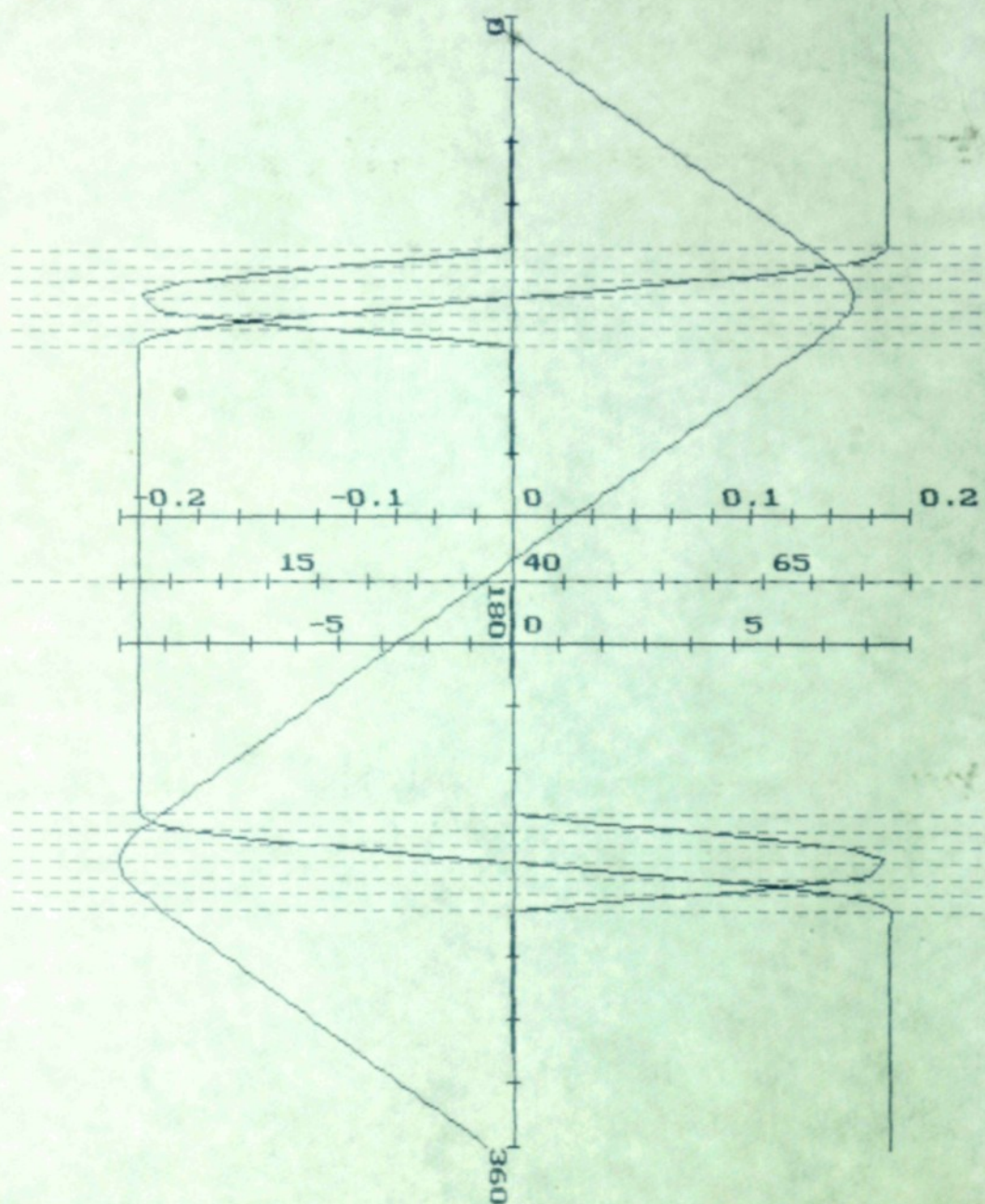
Na závěr bych chtěla poděkovat Ing. J. BERANOVÍ
vedoucím mé diplomové práce za projevenou ochotu a cenné
připomínky.

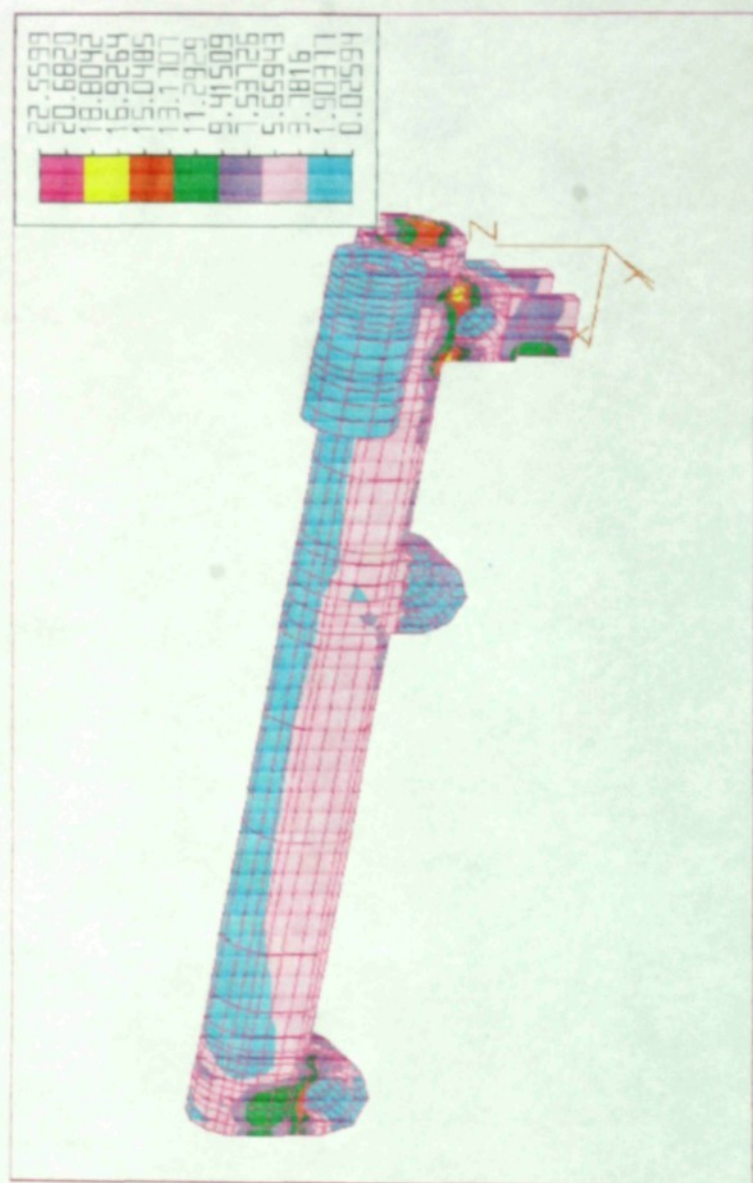
Zároveň děkuji Ing. Zd. VITAMVÁSOVI za pomoc při
experimentální části mé diplomové práce.

SEZNAM PŘÍLOH

1. Graf teoretických veličin běžce při otáčkách vačky n_{vm}
2. Výsledky pevnostního výpočtu původního běžce při zatížení
B - teoreticky
3. Výsledky pevnostního výpočtu původního běžce při zatížení
A - skutečně
4. Výsledky pevnostního výpočtu původního běžce při zatížení
B - skutečně
5. Výrobní výkres původního běžce
6. Zesilovač tenzometrických snímačů

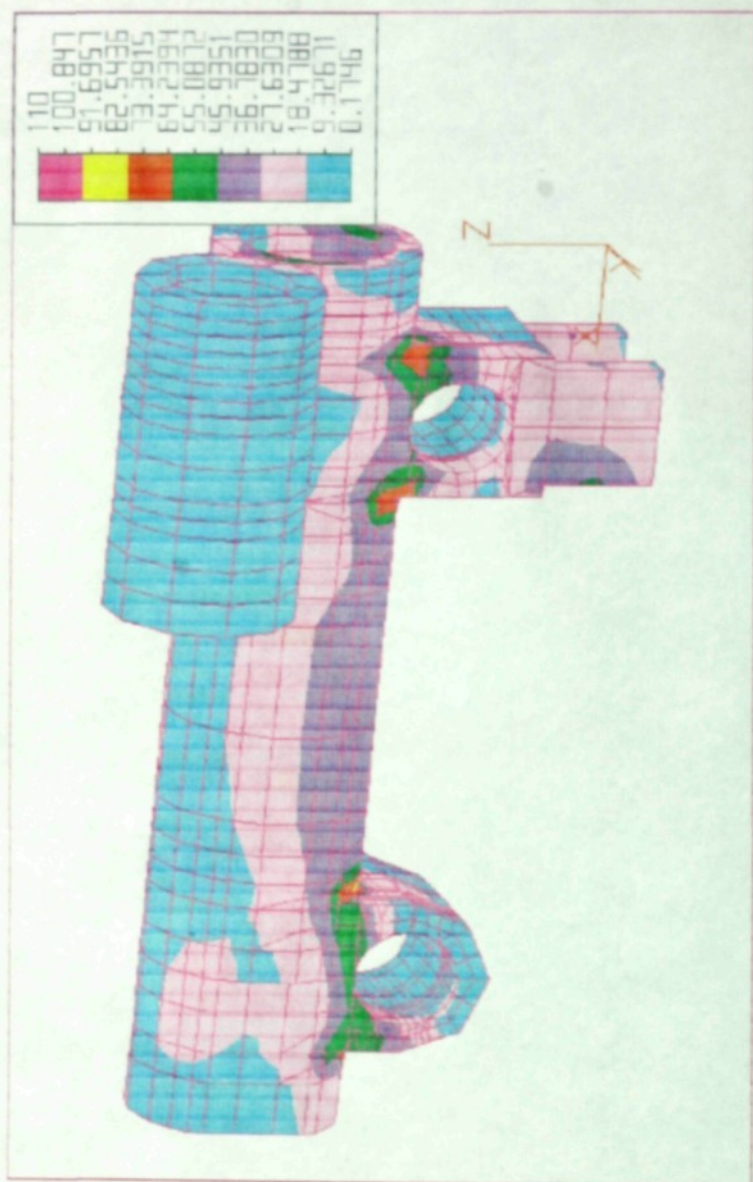
vacka





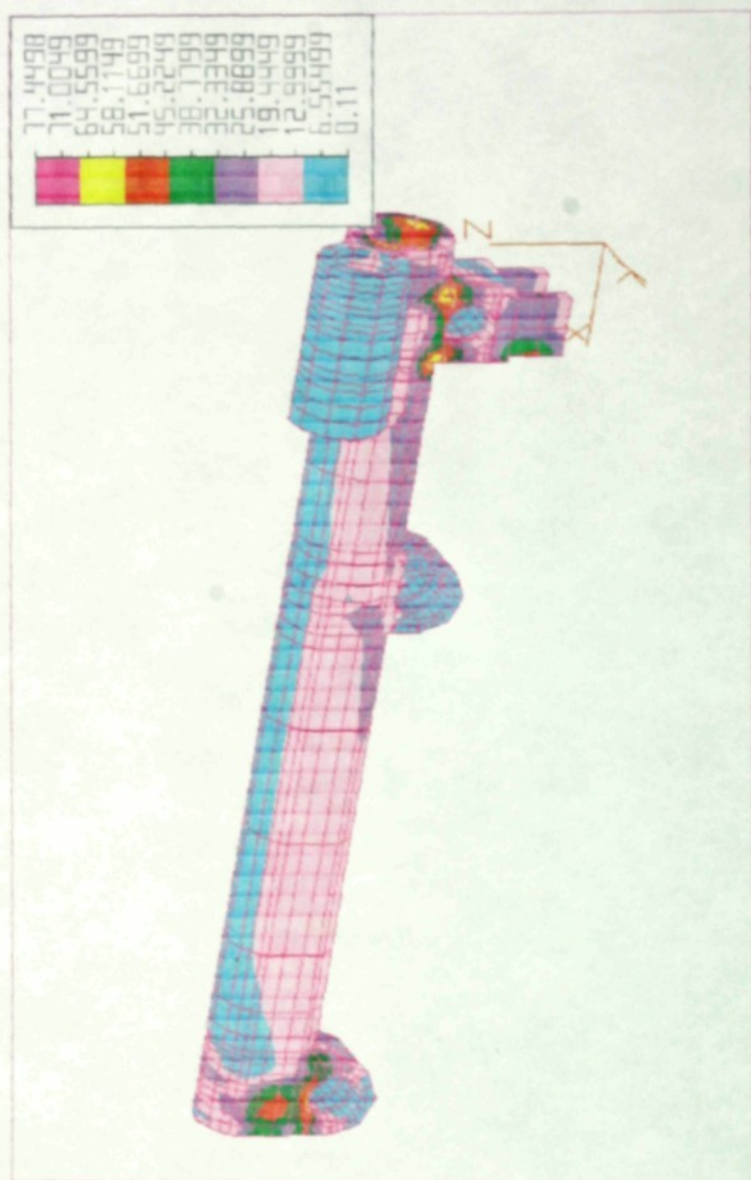
VIEW 4.00 | Element: 1794 / 05 / 8 13:28 | U V | 1 M=17 | L=157 | L=24 | K=0

Příloha 2 : ZATÍŽENÍ B : teoreticky



VIEW: 4:00 T16c8az6c3f E4/L5/16 1547 LF / 1 M107 L04-63 L04 6 P# 0

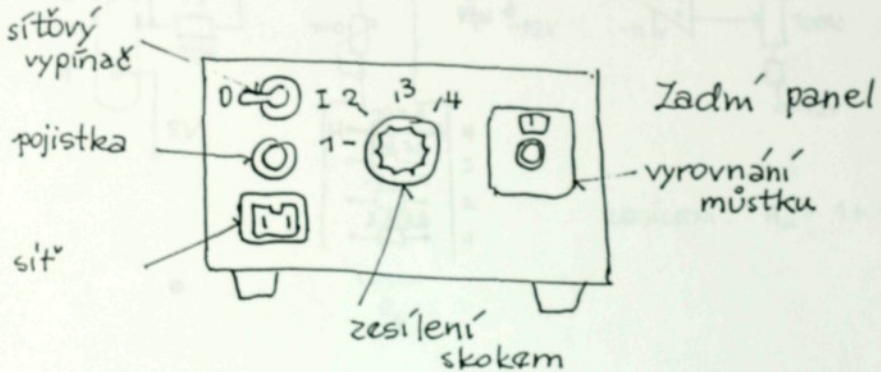
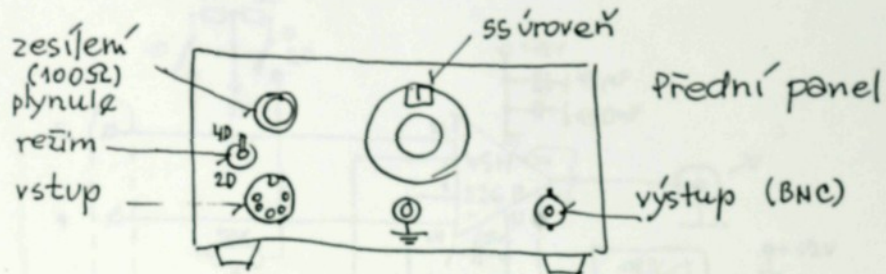
Příloha 3: ZATÍŽENÍ A - skutečně



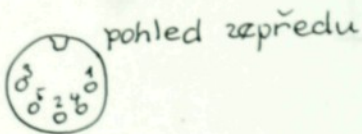
SVIEW 4.10 File Edit View B4/05/B B345 LL 1/1 VJ=U7 Lo=-S5 Lo= 21 R= 1

Příloha 4: ZATÍŽENÍ B - skutečně

ZESILOVAČ TENZOMETRICKÝCH SVÍMAČŮ



VSTUPNÍ KONEKTOR :



- 1 napětí +5V
- 2 zem (kostra)
- 3 nezapojen
- 4 vstup -
- 5 vstup +

VAPÁJENÍ :

SÍŤ 220V 50Hz

pojistka tavná 0,1 A

ODBĚR: méně než 5 VA

