

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23-20-8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

Zaměření

jednoučelové obráběcí a montážní stroje

Katedra obrábění a montáže

DVOUVŘETENOVÁ VRTACÍ HLAVA

KOM - OS - ■

191

Libuše Palová

Vedoucí práce: Doc. Ing. Vojtěch Dráb, CSc.

Konzultant: Milan Heřmánek

Rozsah práce a příloh:

Počet stran: 57

Počet tabulek: 3

Počet obrázků: 13

Počet výkresů: 9

Počet jiných příloh: 2

1. 6. 1989

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKT, UVEDENÍ DO DÍLA, UVEDENÍ DO VÝKONU)

pro P. L. v. s. Liberec

obor 23 - 20 - 0 Stroj. a zařízení pro strojírenskou výrobu

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1969 Sb., o státních závazných zkouškách a státních závazných diplomcích, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Brusňáková vrtací hlava

Způsoby pro vypracování:

1. Zhodnocení významu zadání
2. Analýza současných stavů v Silesien-akláry Kavalier k-p
3. Návrh konstrukce
4. Ekonomické zhodnocení

V 230/89 S

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TĚŽKÁ
Ústřední knihovna
LIBEREC I, STUDENTSKÁ 5
PŠČ 461 17

Handwritten signatures and notes

Pracovní listy z předmětu: *Pracovní listy z předmětu: ...*

Pracovní listy z předmětu: *Pracovní listy z předmětu: ...*

Pracovní listy z předmětu: *Pracovní listy z předmětu: ...*

Pracovní listy z předmětu: *Pracovní listy z předmětu: ...*



[Handwritten signature]

[Handwritten signature]
Prof. Ing. Vladimír Práhl, DrSc.

Místopřísežné prohlášení

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

V Liberci 1. 6. 1989

Litva Palová
.....

Poděkování

Děkuji Doc. Ing. Vojtěchu Drábovi, CSc.
a s. Milanu Heřmánkovi za cenné připomín-
ky, náměty a rady při vzniku této diplomové
práce.

Lukáš Palouš
.....

OBSAH

1.	Zhodnocení významu zadání	6
2.	Analýza současného stavu	7
2.1	Teoretická část	8
2.1.1	Obecné schema procesu	8
2.1.1.1	Opracováváný materiál	8
2.1.1.2	Nástroj	10
2.1.1.3	Okolní prostředí	13
2.1.1.4	Strojní zařízení	15
2.1.2	Technologie vrtání skla	16
2.1.2.1	Volba výstupních veličin	17
2.1.3	Jednovřetenová vrtačka VS 32 A	18
2.1.4	Vřetena pro obráběcí stroje	20
2.1.4.1	Požadavky na vřetena	20
2.1.4.2	Uložení vřeten	21
2.1.4.3	Pracovní konce vřeten	22
2.1.5	Řemeny	22
3.	Návrh konstrukce	25
3.1	Parametry víceklínového řemene	29
3.2	Základní parametry a rozměry řemenic pro víceklínové řemeny	33
3.3	Silové poměry řemenového převodu	35
3.4	Zatížení ložisek radiální silou	39
3.5	Pevnostní výpočet jednotlivých součástí	41
4.	Ekonomické zhodnocení	52
	Závěr	54
	Seznam použitých označení	55
	Použitá literatura	57

1. ZHODNOCENÍ VÝZNAMU ZADÁNÍ

Bozhodujícím úkolem socialistické společnosti je zabezpečit růst životní úrovně obyvatelstva cestou zvyšování efektivnosti a kvality veškeré práce. Její zajištění spolu s celkovou intenzifikací naší ekonomiky je prvořadým úkolem současnosti.

Jako základního zdroje k zvyšování intenzifikace a tím i růstu společenské produktivity práce je urychlené využití vědy a techniky v praxi.

Zkušenosti vyspělých průmyslových států ukazují, že soustavné zdokonalování organizace práce v současných i nově vznikajících procesech využívajících poznatků vědecko-technického rozvoje, představují nenasedbatelný a v podstatě setrvalý zdroj ekonomických přínosů.

Charakteristickým jevem současnosti je zvyšující se ekonomický tlak zejména na chozrasčotní sféru především směrem zvyšování výrobní dynamiky a snižování materiálové a fondové pracovní náročnosti.

Proto musí proces intenzifikace naší ekonomiky vést k urychlenému růstu společenské užitečnosti výroby a pozitivního vývoje její hospodárnosti.

O jednom z problémů, který je nutno řešit ve sklářském průmyslu pojednává tato diplomová práce, která řeší zvýšení produktivity práce při vrtání otvorů do skleněných desek.

2. ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU

Vrtání otvorů do skla je ve většině případů možné provést až po získání konečného tvaru výrobku, tedy nikoliv v průběhu tvarování. Dosud bylo vyvinuto několik způsobů vytvoření otvorů ve skle. Ale volba nejvhodnějšího způsobu pro určitý druh skla, výrobek a tvar je dána konkrétními specifickými požadavky.

V současné době probíhá u zadavatele vrtání otvorů do skleněných desek pomocí klasické vrtačky VS 32 A, která je velmi rozšířena v našich závodech pro svůj dostatečný výkon, spolehlivost provozu a všestranné využití.

Současný technologický proces je nevýhodný, protože jednotlivé manipulační dávky skleněných desek se opracovávají postupně a na několikrát. Náročnost tohoto úkolu spočívá v neustálé manipulaci s obráběným materiálem - tj. skleněnou deskou. Při vrtání více děr na kruhové skleněné desce je nutno vždy před každým vrtáním nového otvoru obráběný materiál přestavit do žádoucí polohy pro další vrtání. Pokud je nutné vrtat do skleněných desek otvory o různých průměrech, pak se množství manipulace s obráběným materiálem ještě zvětšuje a snižuje se produktivita práce na tomto zařízení. Zároveň jsou kladeny větší požadavky na obsluhu vrtačky a na přesnost a kvalitu její práce.

Chladicí kapalina je do řezu přiváděna z vnější strany diamantového vrtáku a v důsledku toho není dodrženo dostatečné chlazení v pracovní části a chladicí kapalina neplní požadovanou funkci.

2.1 TEORETICKÁ ČÁST

Mechanické opracování skla vrtáním pomocí vázaného brusiva je charakterizováno tím, že pracovní povrch nástroje je tvořen pevně spojenými brusnými zrny, jejichž ostré hrany se při vrtání dostávají do styku se sklem a naručují jeho povrch.

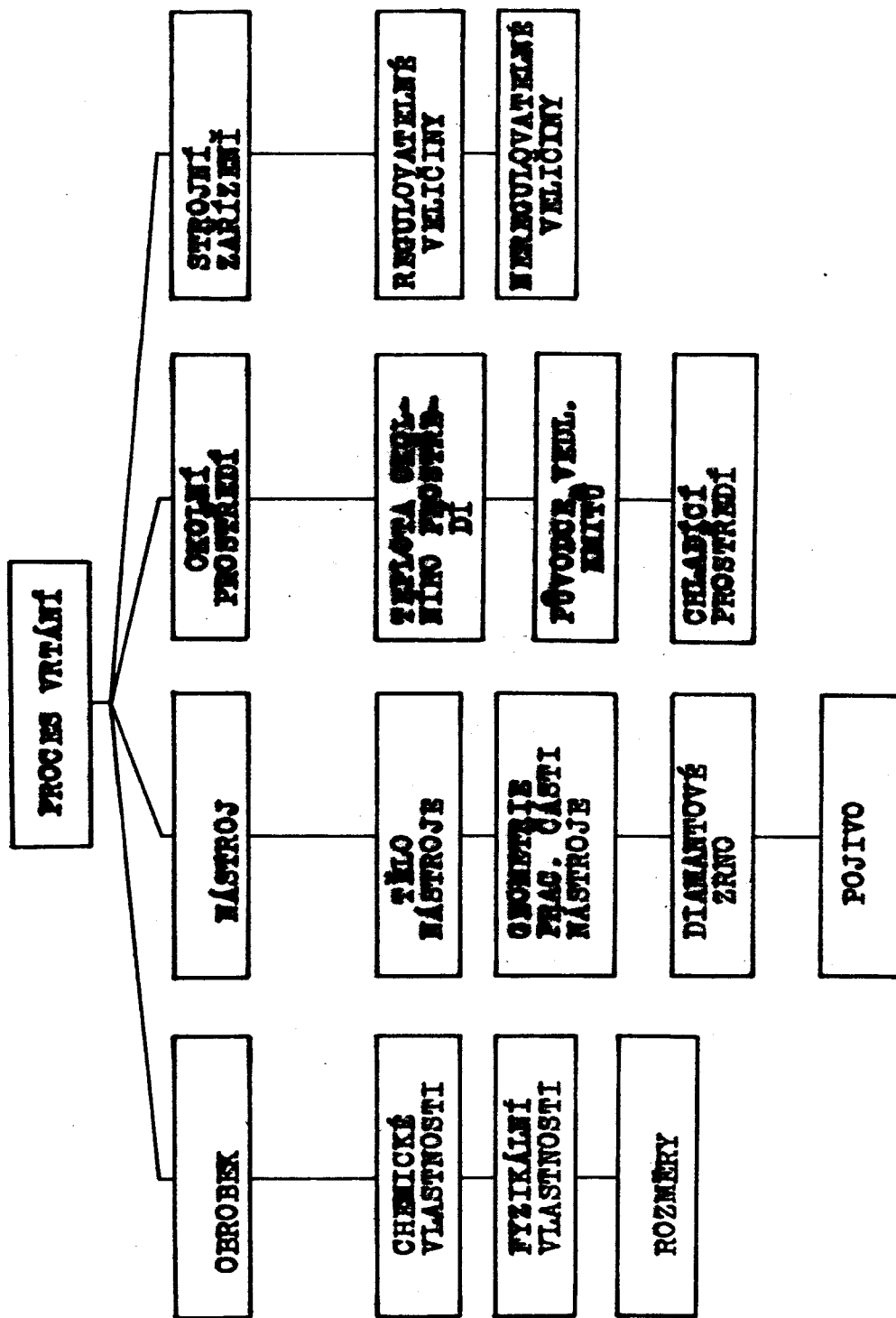
2.1.1 Obecné schéma procesu vrtání

Podrobný rozbor procesu vrtání je možno provést na základě obecného členění, které je uvedeno na obr. 1. Z obrázku je zřejmé, že proces vrtání skla je ovlivňován čtyřmi kvalitativně odlišnými skupinami parametrů.

Pomocí uvedeného členění na obr. 1 lze tedy provést rozbor všech technologií, které se využívají pro opracování skla nástrojem s vázaným diamantovým brusivem.

2.1.1.1 Opracovávaný materiál

Při studiu vlastností skla významných pro proces jeho mechanického opracování je nutno vycházet z jeho pevnosti, která je určena silou vazeb mezi sklotvornými atomy. V technologické praxi se však setkáváme s hodnotami podstatně nižšími. Toto snížení se vysvětluje existencí mikro vad ve struktuře skla, charakteristikou působících sil, chemickým složením skla, statickou únavou, kvalitou povrchu a vlivem okolního prostředí.



Obr. 1 Obecné členění procesu vrtání

Chemické vlastnosti jsou dány chemickým složením vrtaného skla. Při studiu procesu vrtání je možné vycházet z toho, že při bezprostředním styku nástroje a skla /případně sem přistupuje i účinek chladicí kapaliny/ nedochází prakticky k chemickým reakcím, které by průběh operace mohly výrazným způsobem ovlivnit. Do této skupiny můžeme zahrnout i vlastnosti fyzikální.

Patří sem například tvrdost, křehkost, odolnost vůči otěru a některé další.

Nástroje jsou vyráběny univerzální a pro jejich použití jsou doporučeny technologické parametry bez zřetele k charakteristice vrtaného skla.

Běžně se vrtají plochá skla, méně často jiné tvary. Rozdílnost tvaru a velikosti je třeba brát v úvahu zejména při volbě strojního zařízení nebo při jeho přizpůsobení specifickým požadavkům /konstrukce jednoúčelových upínacích přípravků, stolů s mechanickým posuvem aj./. Při vrtání plochého skla se vrtané tabule pokládají na desku stolu a jejich poloha se fixuje přitlačením na jednom nebo více místech.

2.1.1.2 Nástroj

Při mechanickém opracování skla je použitý nástroj jedním z rozhodujících činitelů.

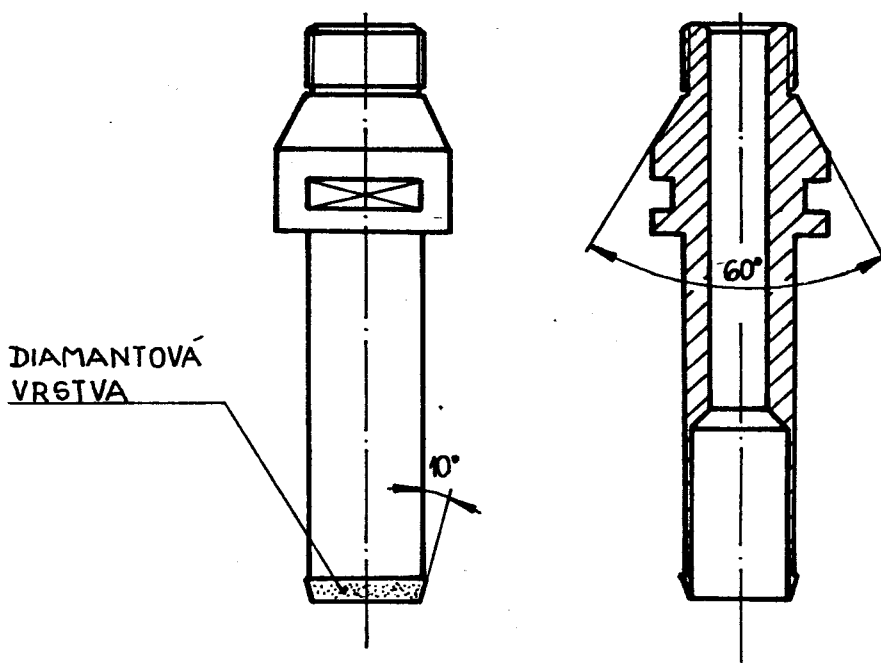
Při volbě technologických parametrů opracování je třeba sledovat výkon vrtání s minimálním opotřebením nástroje za účelem dosažení ekonomického optima.

Výkon nástroje s diamantovou vrstvou roste s růstem řezné rychlosti /asi do 25 m.s⁻¹/, současně však se zvyšuje stupeň opotřebením nástroje. Vlivem pracovního

tlaku je složitější. Musí být takový, aby vznikaly základní mikrolomy.

Důležitým činitelem je rovněž tvarová stálost nástroje, která souvisí s přesností opracování a s ekonomikou využití nástroje v souvislosti s obnovou jeho přesného tvaru.

Nástroj je schematicky znázorněn na obr. 2. Tělo nástroje je tvořeno trubkovou částí s aktivní vrstvou, samostředící kuželovou hlavou a sávitkem pro uchycení do vřetene vrtačky.



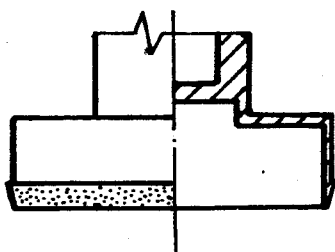
Obr. 2 Diamantový vrták

Tělo nástroje je vyrobeno z běžné nástrojové oceli anebo je opatřeno antikorozií povrchovou úpravou, zejména pro speciální účely. Průměr trubkové části je zhruba o 0,4 mm menší než průměr korunky. Tento rozdíl je nutno dodržet proto, aby nástroj mohl vrtat do větší hloubky, než odpovídá rozměru korunky, která se postupně, i když velmi pomalu obrušuje. Samostředicí kuželová hlava zajišťuje dodržení souososti nástroje a včetně vrtačky. Vřeteno je na konci opatřeno kuželovým sedlem, s nímž samostředicí kuželová hlava nástroje přesně lícuje.

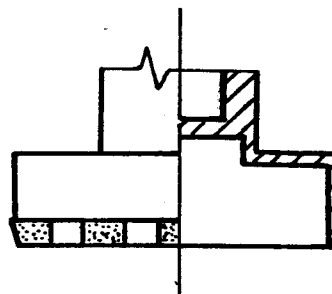
Pracovní část nástroje je tvořena korunkou obsahující diamantová zrna rovnoměrně rozptýlená ve vhodném pojivu. Pro účely vrtání skla jsou charakteristické radiální zářezy /dva i více podle průměru korunky/ v čelní stěně korunky, které usnadňují odvod chladicí kapaliny a tím zvyšují intenzitu ochlazování nástroje. Současně slouží k transportu odbroušeného materiálu ze zóny kontaktu. Geometrie pracovní části nástroje je dána průměrem aktivní části /odpovídá požadované velikosti otvoru/, její výškou /obvykle 5 nebo 10 mm/ a tloušťkou stěny /obvykle 1 mm/. Někdy je provedení excentrické /zvýšení chladicího účinku/. Aktivní část nástroje může být vyrobena jako nepřerušovaná nebo segmentová obr. č. 3. Pro volbu je určující velikost styčné plochy mezi sklem a nástrojem. Pro vrtání velkých průměrů se používají obvykle vrtáky segmentové, které umožňují snížení celkového tlaku při vrtání za současného dodržení specifického tlaku na jednotlivá diamantová zrna. Tak je možno vrtat např. sklo o malé tloušťce, které by jinak vysokým tlakem mohlo být poškozeno.

Obr. 3 Pracovní část diamantového vrtáku

A/ nepřerušovaná



B/ segmentová



2.1.1.3 Okolní prostředí

Do této skupiny parametrů se řadí teplota okolního prostředí, původce vedlejších kmitů a chladicí prostředí. Vliv prvních dvou faktorů se významnějším způsobem projevuje zejména u dokončovacích operací, kde mohou působit kvalitativně jak na účinnost procesu, tak na kvalitu získaného povrchu.

Chladicí prostředí je při použití nástrojů s vázaným diamantem nezbytně nutné. Vyplyvá to z vlastností brusiva, které při teplotě 600 - 800° C podléhá oxidaci.

Prakticky se k chlazení používá řezných kapalin. Tyto kapaliny nemají pouze účinek chladicí, ale zprostředkují i transport odbroušeného materiálu z místa řezu, mazání styčných ploch nástroje a skla a konečně tzv. uvolňování struktury povrchu skla.

Chladicí účinek kapaliny spočívá v její schopnosti odvádět teplo z místa řezu. Intenzita ochlazování je dána nejen některými vlastnostmi chladicí kapaliny

/smáčivost, měrné teplo, viskozita, tepelná vodivost/, ale i vlastnostmi skla, nástroje a v neposlední řadě způsobem přivádění této kapaliny do místa řezu.

Čistící účinek řezné kapaliny spočívá v odplavování odbroušeného materiálu z místa řezu. Jedná se o drobné úlomky skla, ale i brusiva a pojiva. Význam tohoto nepřetržitého transportu je v tom, že umožňuje intenzivní chlazení, odstraňuje vzniklý kal, který zpomaluje proces vrtání a způsobuje zanášení nástroje.

Mazací účinek spočívá ve snižování velikosti třecí síly, snižování teploty i spotřeby energie vynaložené na vrtání.

Kromě toho, že řezné kapaliny mají mít výše popsané účinky, jsou na ně kladeny ještě další požadavky. Je to např. nízká korozivnost při působení na nástroj a zařízení, dobrá sedimentační schopnost v případě uzavřeného okruhu oběhu řezné kapaliny, nízká pěnivost, dostatečně vysoká bezpečnost z hlediska možnosti vznícení, nemá mít nepříznivé fyziologické účinky na lidskou pokožku. Vhodná řezná kapalina dále prodlužuje i životnost nástroje, snižuje spotřebu energie, ovlivňuje mikromorfologii povrchu a přesnost opracování. Kromě toho přistupuje ještě faktor ekonomický - cena kapaliny. To je zhruba souhrn požadavků a je z něho zřejmé, že pouze s velkými obtížemi je možné vybrat optimální řeznou kapalinu.

Při vrtání skla se jako řezné kapaliny používá prakticky výhradně vody. Důvodem je snadná dostupnost, žádné škodlivé účinky na pokožku, nehořlavost, nízká cena a v neposlední řadě skutečnost, že chladicí kapa-

lina musí být při vrtání přiváděna do místa řezu pod tlakem, jehož velikost souvisí s průměrem nástroje a tedy s rychlostí vrtání. Tlak vody ve vodovodní síti se ve velké většině případů blíží požadovanému tlaku a odpadá další přídavné zařízení /tlakové čerpadlo, případně sedimentační nádrž a filtr u uzavřeného okruhu/.

2.1.1.4 Strojní zařízení

Při studiu technologie opracování skla nástroji s diamantovou vrstvou se setkáváme s různými typy strojního zařízení. Podle toho, jestli jejich funkce je možno v průběhu operace měnit či ne, dělíme tyto funkce do dvou základních skupin.

Do první z nich se řadí regulovatelné veličiny /metoda vrtání, řezná rychlost, rychlost posuvu, způsob upínání, upínací síla/, které představují souhrn technologických parametrů, jejichž vliv je možno studovat v souvislosti s komplexním stanovením optimálních podmínek.

Do druhé skupiny se řadí veličiny neregulovatelné. Rozumí se jimi parametry strojního zařízení, které jsou dány jeho konstrukcí. Patří sem tuhost stroje, vlastní knuty a jejich tlumení, deformační vlastnosti, přesnost a seřízení všech pohyblivých částí, způsob přívodu chladící kapaliny.

Při vrtání se včetně s nástrojem otáčí kolem osy a současně vykonává posuvný pohyb v axiálním směru. Úběr materiálu je prováděn čelem nástroje opatřeného diamantovou vrstvou, přičemž celá čelní plocha nástroje je vstálém kontaktu s obrobkem. Mezi veličiny, které

je možno měnit, patří otáčky nástroje a pak rychlost a posuv nástroje v axiálním směru.

2.1.2 Technologie vrtání skla

Princip technologie vrtání skla diamantovým nástrojem spočívá v tom, že do skla vniká za současného působení rotace a axiální přítláčné síly dutý trubkový nástroj opatřený na čelní straně korunkou obsahující diamantová zrna stejnoměrně rozptýlená v kovovém pojivu. Tělo nástroje je tvořeno trubkovou částí opatřenou na jedné straně samostředící kuželovou hlavou a závitem pro uchycení do vřetene vrtačky, na opačné straně je připevněna korunka. Dutina nástroje slouží k přivádění chladicí kapaliny, která je vedena dutým vřetenem vrtačky. Čelní strana korunky je opatřena radiálními zářezy, které umožňují odvod chladicí kapaliny, která současně unáší odbroušený materiál. Diamantové zrno může být přírodního anebo syntetického původu, je uchyceno v kovovém pojivu vhodného složení, které musí být voleno tak, aby v průběhu vrtání docházelo k jeho postupnému obroušování a tím byla uvolňována již otupená diamantová zrna a obnažována zrna nová s ostrými hranami.

Strojní zařízení používaná pro vrtání skla jsou charakterizována částečně dutými vřeteny, která umožňují přívod tlakové chladicí kapaliny při vrtání dovnitř nástroje a jeho intenzivní ochlazování, dále poměrně vysokou tuhostí celého systému a přesným uložením. Vyrábějí se obvykle tak, aby byla umožněna stupňovitá změna otáček s ovládním rychlosti posuvu nástroje do řezu a to mechanicky, případně ručně.

Z popsaného principu operace vrtání skla je zřejmé, že se jedná o jednu z řady technologií, které využívají účinku diamantových zrn uložených v kovovém pojivu.

2.1.2.1 Volba výstupních veličin

Výstupní veličiny, nazývané též parametry optimalizace, je třeba volit tak, aby jejich znalost umožnila posouzení, případně ovlivnění zkoumaného procesu v hlavních směrech. Pro výzkum technologie vrtání skla nástroji s diamantovou vrstvou byly parametry optimalizace voleny takto:

Axiální /přítlačná/ síla vyvolaná nástrojem při vrtání.

Pro volbu této výstupní veličiny lze uvést toto:

- zahrnuje faktor poklesu pracovní schopnosti nástroje /otupení/, který se projevuje nárůstem axiální síly za jinak stejných podmínek,
- znalost průběhu této síly při vrtání různých výrobků nebo polotovárů umožní vymezit podmínky použitelnosti tohoto způsobu vzhledem k hodnotám mechanické pevnosti v tlaku jak nástroje, tak opracovaného výrobku,
- je jedním z podkladů, které je třeba zahrnout do souboru parametrů pro konstrukci strojního zařízení.

Kromě axiální síly je rovněž důležitý kroučící moment, který je úměrný řeznému odporu. Tato veličina má však praktický význam jen pro volbu upínacího přípravku. A to proto, aby se obráběný materiál nezačal otáčet.

2.1.3 Jednovřetenová vrtačka VS 32 A

Vrtačka VS 32 A je určena k vrtání materiálů všech běžných druhů v kusové i seriové výrobě.

Vřeteník je svisle přestavitelný a otočný na sloupu. Otáčivý pohyb je přenášen do rychlostní skříně klínovým řemenem od elektromotoru. Dvě řady otáček se nastaví přesunutím řemene na dvoustupňových řemenicích. Jednotlivé stupně otáček se řadí dvěma ručními pákami. Posuv je ruční i strojní. Strojní posuvy se řadí ruční pákou. Zapínají a vypínají se pákou automatické spojky, která též samočinně vypne posuv při dojetí na nastavedou náražku, nebo při překročení dovoleného axiálního tlaku při otupení nebo zalomení vrtáku. Hloubka vrtání se nastavuje na milimetrové stupnici.

Pracovní vřeteno je uloženo v posuvové objímce v kuličkových ložiskách. Pružina vrací vřeteno samočinně do horní polohy. Stůl je otočně uložen na konzole, která je svisle přestavitelná a natáčivá na sloupu stroje.

Stůl má vodorovnou upínací plochu se třemi upínacími drážkami a svislou plochou se dvěma drážkami. Elektrovybavení je soustředěno ve skříně pod elektromotorem. Elektromotor je ovládán tlačítky na čele vřeteníku. Stroj má chladicí zařízení s elektročerpadlem.

Zvláštní příslušenství:

- osvětlení stroje,
- upínací deska 440 x 540 mm.

Technické údaje viz tab. č. 1

mazacího prostředku. Tepelné dilatace způsobují změnu polohy vřetena, změnu přesnosti jeho chodu a mohou i zhoršovat funkci - změna vůle. Oteplení mazacího prostředku mění jeho základní vlastnosti a může způsobit v souvislosti se změnami vůlí a polohy vřetena v uložení poškození ložiska.

5. Tuhost - vřeteno musí být velmi tuhé, neboť jeho deformace má rozhodující vliv na přesnost práce obráběcího stroje. Přesnost chodu vřetena, získaná vysokou přesností výroby a uložení, může být ztracena jeho malou tuhostí, tj. velkou deformací při zatížení. Tuhost vřetena tedy rozhodující měrou určuje dosažitelnou hospodárnou přesnost práce obráběcího stroje.
6. Dynamická stabilita - odolnost vřetena proti chvění, schopnost chvění utlumit, má opět rozhodující vliv na práci obráběcího stroje, zejména na dosažitelnou kvalitu povrchu obrobene plochy.

2.1.4.2 Uložení vřeten

Vzhledem k velké přesnosti, s jakou je dnes možné průmyslově vyrobit valivá ložiska, používá se k uložení vřeten převážně valivých ložisek, a to i pro uložení velmi náročná na přesnost. Pouze ve zvláštních případech, kde jsou velmi vysoké požadavky na přesnost chodu, používá se speciálních kluzných ložisek.

Valivá ložiska

Pro své výhody /možnost vymezení, případně úplného odstranění vůle, předepnutí, vysoká tuhost, vy-

měnitelnost, jednoduché mazání/ a vzhledem k tomu, že se v současné době vyrábí s velkou přesností, je jejich použití k uložení vřeten velmi rozšířeno. Jejich jedinou nevýhodou je neschopnost tlumení kmitání.

Se zřetelem na vysoké požadavky, které se kladou na přesnost chodu vřeten a jeho tuhost, je třeba věnovat návrhu a výrobě vřeten a jeho uložení velkou pozornost. Pro vysokou tuhost musí být uložení vnitřního kroužku ložisek na čepu a vnějšího v díře těsnější než obvykle. Z toho důvodu musí být jak čep pro vnitřní kroužek, tak i díra pro vnější kroužek přesně kruhové, neboť valivé dráhy kroužků kopírují do jisté míry jejich tvar. Čelní plocha nákrůžků a pouzder, o níž se ložisko opírá, musí být přesně kolmá k ose, jinak dojde po dosednutí k šikmému postavení vnitřního kroužku, což má za následek porušení přesnosti chodu ložiska a zkrácení trvanlivosti.

2.1.4.3 Pracovní konce vřeten

Pracovní konce vřeten na něž se upevňuje upínač obrobku nebo nástroje jsou normalizovány dle ČSN. Vřeten jsou opatřena Morse nebo metrickým kuželem pro upínání nástrojů nebo unášecího zařízení.

2.1.5 Řemeny

Materiály i provedení řemenů jsou velmi různé a správná volba závisí na provozních podmínkách. Požaduje se dostatečná odolnost proti cyklickému zatížení, odolnost proti opotřebení, dostatečně velký koeficient tření a malá tuhost ohybu, aby nevznikala velká ohybová napětí.

Podle velkého rozvoje řemenů ze syntetických materiálů se předpokládá, že budou stále více nahrazovat všechny ostatní druhy řemenů pro své výhodné vlastnosti, zejména větší pevnost a životnost. Nevýhodou současných řemenů tkaných ze syntetických vláken je nižší koeficient tření. Pro zvýšení tření se obvod řemenic pokrývá plasty nebo se užívají pryží impregnované řemeny s polyamidovým kordem. Speciální výrobci dodávají řemeny pro obvodové rychlosti až $v=60 \text{ m.s}^{-1}$, výkony $P=3\ 000 \text{ kW}$, při maximálním převodovém poměru $i_{\text{max}} = 20$. Výhodou polyamidů je velká pevnost. Přitom nedochází k výraznému trvalému prodloužení a proto není nutné časté nastavování předpětí.

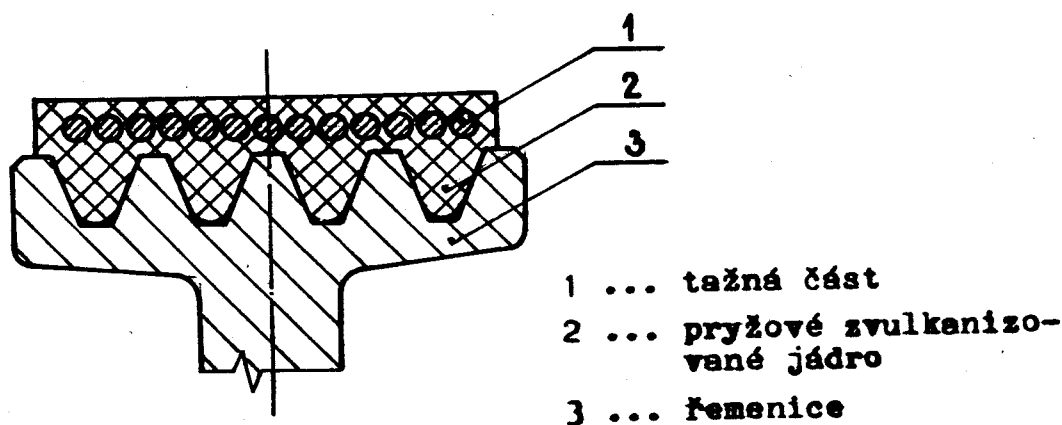
Ploché řemeny impregnované pryží se vyrábějí z více vrstev pevné tkaniny navzájem propojené vulkanizací. Povrch řemene bývá obvykle z olejuvzdorné pryže. Pro velké obvodové rychlosti jsou tyto řemeny tenké. Vyrábějí se převážně jako uzavřené v řadě odstupňovaných délek s tolerancí $\pm 0,4 \approx 1,5\%$. Jsou vhodné pro obvodové rychlosti $v = 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Při velmi malém průměru řemenic může dojít k odlepování vrstev.

V průmyslu se značně rozšířilo užívání klínových řemenů. Dovolují přenos větších výkonů při menší osové vzdálenosti i při větších převodových poměrech. Pracují spolehlivě i v mechanismech, kde se ploché řemeny neosvědčily. Řemeny se vyrábějí z různorodých vrstev. Kromě nosné vrstvy v oblasti neutrálního vlákna má ostatní materiál malý modul pružnosti, což zlepšuje ohebnost. Ohebnost klínového řemene je velmi důležitá, protože je snaha používat malých řemenic, aby nerostly rozměry mechanismů.

Klínové řemeny se vyrábějí téměř výhradně uzavřené a jejich rozměry jsou normalizovány. Nosnou částí klínových řemenů je obvykle kordová tkanina ve více vrstvách, nad ní a pod ní jsou vrstvy pryže. Obal chrání před mechanickým a chemickým poškozením. Všechny vrstvy jsou spojeny vulkanizací.

Na obr. 4 je znázorněn víceklínový řemen. Tyto řemeny spojují výhody plochých a klínových řemenů. Vyrábějí se jako uzavřené a v porovnání se sadou běžných klínových řemenů mají stálejší převodový poměr a menší kmitání. Užívají se pro obvodové rychlosti $v \leq 40 \text{ m.s}^{-1}$ a převodové poměry $i \leq 10$. Počet klínů bývá 4 - 20.

Obr. 4 Zvláštní typ řemenů - víceklínový řemen



J. NÁVRH KONSTRUKCE

Konstrukční návrh je zaměřen na zvýšení produktivity práce a zároveň na úsporu elektrické energie potřebné pro uskutečnění této technologické operace.

Zadavatel diplomové práce přednesl tyto požadavky na dvouvřetenovou vrtací hlavu:

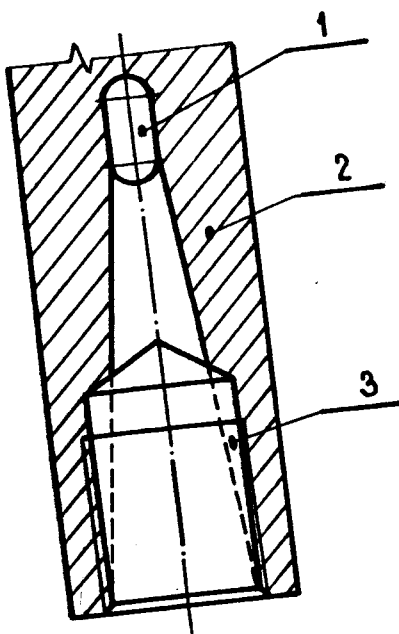
- zachovat původní vrtačku VS 32 A, možnost úpravy pouze hlavního vřetene,
- převod kroutícího momentu z hlavního vřetene na dvě vedlejší vřetena pomocí plochého řemene popř. klínového,
- zajistit přívod chladicí kapaliny vnitřkem vrtáku,
- možnost regulace polohy jednoho z vedlejších pracovních vřeten - změna osové vzdálenosti vřeten.

Na základě zadaných požadavků jsem přistoupila ke koncepci dvouvřetenové vrtací hlavy s jedním vřetenem pevným a druhým stavitelným - osová vzdálenost pracovních vřeten se pohybuje od 110 mm - 290 mm. Rozměr 110 mm vyplývá z krajní polohy otočné vidlice. Rozměr 290 mm pak určuje druhou krajní polohu, do které je možno vřetena nastavit. Na otočné vidlici můžeme nastavit roztečný úhel mezi oběma vrtáky od 40° - 180° . Stavitelné vřeteno umožňuje vrtání děr, které jsou rovnoměrně rozmístěny.

Náhon obou pracovních vřeten je veden z hlavního vřetene, které zůstává až na malé úpravy stejné jako u stávajícího řešení. Původní návrh uchycení vrtací hlavy na hlavní vřeteno vyplývá z obr. č. 5.

Obr. 5
Původní úprava
hlavního vřetene vrtačky

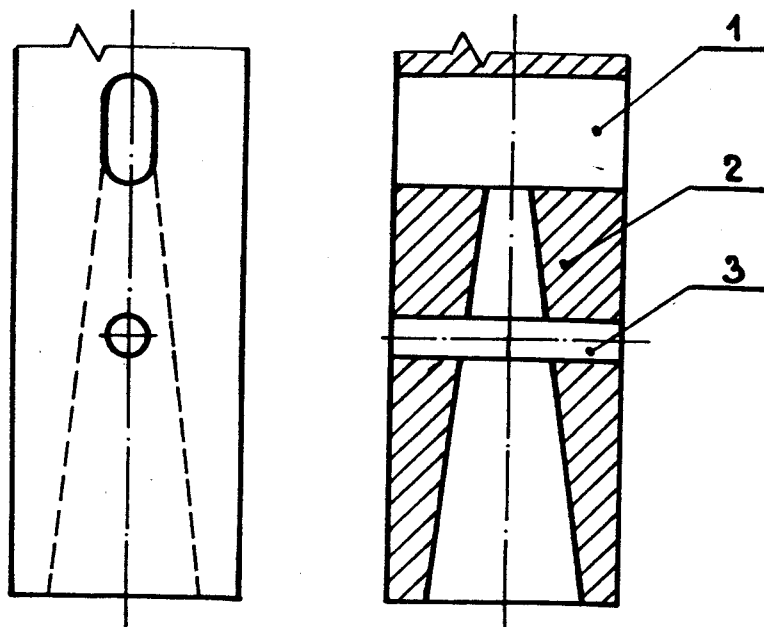
- 1 ... vyrážecí díra
2 ... vřeteno
3 ... otvor se závitem



Řešení je nevhodné, protože by bylo nutno do vřetene vyrobit vnitřní závit. Toto opatření by pak znemožnilo případné další použití vřetene pro původní účel. Po následné konzultaci bylo dohodnuto s vedoucím a konzultantem diplomové práce řešení, které tento nedostatek odstraňuje. Konečný návrh spočívá v tom, že je použit k připevnění vrtací hlavy na vřeteno klín a dva kolíky. Hlavní vřeteno se upraví pouze tak, že do něj vyvrtáme otvor o průměru 9 mm. Do vřetene pak zasadíme klín, který zajistíme kolíkem. Kroučící moment bude přenášet pomocí dalšího kolíku o průměru 12 mm, který bude umístěn ve vyrážecí díře hlavního vřetene viz obr. 6. Celou dvouvřetenovou hlavu zajistíme šroubem M 12.

Pohon pracovních vřeten hlavy je zajištěn více-klínovými řemeny. Jsou to nekončité řemeny průřezu dle obr. 7. složené z tažné části, příčně vyztužené vrstvy a pryžového jádra, zvulkanizovaných v jeden celek. Tažnou část tvoří v jedné vrstvě navinutý

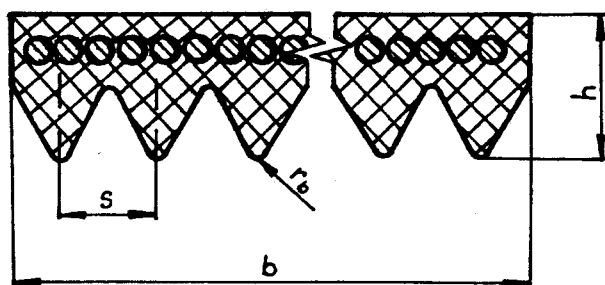
Obr. 6 Konečný návrh úpravy hlavního vřetene vrtačky



- 1 ... vyrážecí otvor
 2 ... vřeteno
 3 ... otvor pro pojistný kolík

provazec. Víceklínové řemeny jsou určeny k použití v průmyslu, např. pro pohon pásových dopravníků, obráběcích strojů, praček, čerpadel, ventilátorů, textilních a papírenských strojů.

Obr. 7 Průřez víceklínovým řemenem



- b ... šířka řemene
 h ... výška řemene
 s ... roztečná šířka klínů
 r_b ... poloměr zaoblení

Řemeny jsou určeny pro teploty pracovního prostředí od $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ při relativní vlhkosti $65 \pm 15\%$. Zajišťují klidný chod a minimální kmitání vrtáku, což je zvláště důležité při vrtání do skleněných materiálů.

Při návrhu konstrukce bylo nutno vzít v úvahu i opotřebování víceklínových řemenů. Po delším provozu dochází k prodloužení jejich délky a tím by se celý řemenový převod stal výrazným zdrojem kmitů, což by mělo za následek negativní provozní vlastnosti. Tento nedostatek bylo nutno odstranit pomocí napínací kladky umístěné na vnitřní straně víceklínového řemene.

Napínací kladky se u víceklínových řemenů umísťují výhradně jen na vnitřní straně v odlehčené větvi, asi uprostřed osové vzdálenosti řemenic. Umístění napínací kladky na vnější straně řemene by způsobilo jeho oboustranné ohýbání a tím podstatné snížení životnosti. Kladka je stavitelná podle potřeby a podle stupně opotřebení řemene. Nastavování polohy je možné poměrně jednoduchým montážním zásahem.

Aby byl zajištěn přívod chladicí kapaliny vnitřkem vrtáku bylo nutno vyrobit speciální vřetena pro upevnění obráběcího nástroje, tj. vrtáku. Přes otvor ve vřetenech bude přiváděna chladicí kapalina na vnitřní plochy vrtáku a zároveň bude odvádět třísku z místa řezu. Chlazení vnitřkem vrtáku je nutné proto, aby nedocházelo k nežádoucím změnám fyzikálně-chemických vlastností obráběného materiálu tzn., aby byla zachována "teplota řezání". Přívod chladicí kapaliny z vnějšku není právě z těchto důvodů doporučován a zároveň není tento způsob vhodný z hlediska bezpečnosti práce, protože při rozstříknutí chladicí kapaliny by mohlo docházet k nežádoucímu ohrožení obsluhy drobnými úlomky skla.

Dvouřetenová vrtací hlava je opatřena krytem, který chrání vlastní mechanismus před nečistotami a zároveň plní i bezpečnostní funkci.

Navrhované řešení by v budoucnosti mělo zefektivnit výrobu děr do skleněných desek, které je v současné době značně náročné jak z hlediska manipulace s obráběným materiálem, tak i z hlediska energetického.

3.1. Parametry víceklínového řemeně

Pro výpočet parametrů víceklínového řemeně bylo nutno zvolit jmenovité efektivní průměry malé d_e a velké D_e řemenice. Tyto průměry řemenic byly voleny podle normy PN 21 047 75 /Barum - Rudý Mjén, Otrokovice/.

Počet otáček malé řemenice $n_d = 1200 \text{ ot. min}^{-1}$ byl požadován od zadavatele diplomové práce.

a/ Výpočet převodů a přenášených výkonů víceklínovými řemeny

Převodový poměr

$$i = \frac{n_d}{n_D} \quad //$$

$$i = \frac{1200}{600} = 2$$

n_d ... počet otáček
malé řemenice
[min⁻¹]

n_D ... počet otáček
velké řemenice
[min⁻¹]

Obvodová rychlost řemenice

$$v = \frac{\pi \cdot d_e \cdot n_d}{60\,000} \cdot \frac{\pi \cdot D_e \cdot n_D}{60\,000} \quad [\text{m.s}^{-1}] \quad /2/$$

d_e ... efektivní průměr malé řemenice [mm]

D_e ... efektivní průměr velké řemenice [mm]

n_d ... počet otáček malé řemenice [min^{-1}]

n_D ... počet otáček velké řemenice [min^{-1}]

$$v = \frac{\pi \cdot 56 \cdot 1200}{60\,000} \cdot \frac{\pi \cdot 112 \cdot 600}{60\,000}$$

$$v = 12,4 \text{ m.s}^{-1}$$

Obvodová rychlost řemenice $v = 12,4 \text{ m.s}^{-1}$.

Výpočtová efektivní délka řemenice - obr. č. 8

$$L_{ev} = 2A \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_e + d_e) + \frac{\pi \cdot (180 - \beta)}{180} \cdot \frac{D_e - d_e}{2} \quad [\text{mm}] \quad /3/$$

A ... osová vzdálenost [mm]

β ... úhel opásání řemenice na malé řemenici [$^\circ$]

D_e ... efektivní průměr velké řemenice [mm]

d_e ... efektivní průměr malé řemenice [mm]

Úhel opásání řemenice β na malé řemenici se vypočítá podle vztahu:

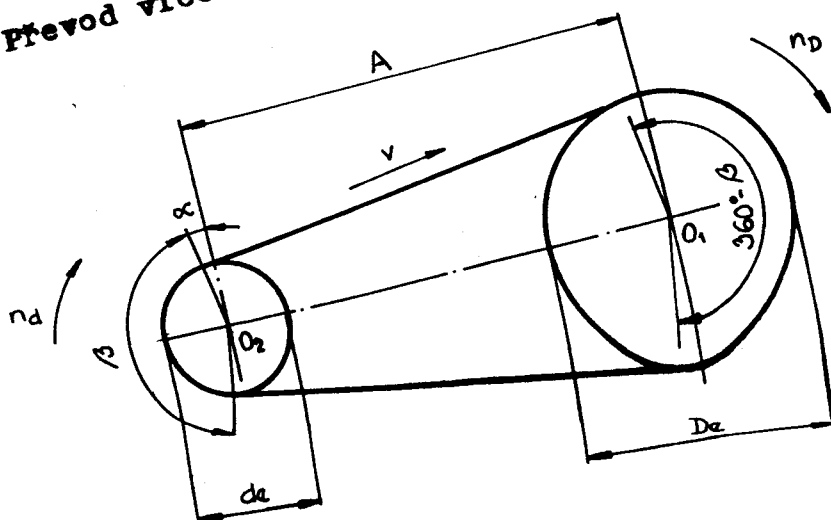
$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_e - d_e}{2A} \quad /4/$$

D_e ... efektivní průměr velké řemenice [mm]

d_e ... efektivní průměr malé řemenice [mm]

A ... osová vzdálenost [mm]

Obr. 8 Převod víceklínovými řemeny



- A ... osová vzdálenost [mm]
 d_e ... efektivní průměr malé řemenice [mm]
 D_e ... efektivní průměr velké řemenice [mm]
 n_d ... počet otáček malé řemenice [min⁻¹]
 n_D ... počet otáček velké řemenice [min⁻¹]
 v ... rychlost řemene [m.s⁻¹]
 β ... úhel opásání řemene na malé řemenici [°]
 α ... $90^\circ - \frac{\beta}{2}$ [°]

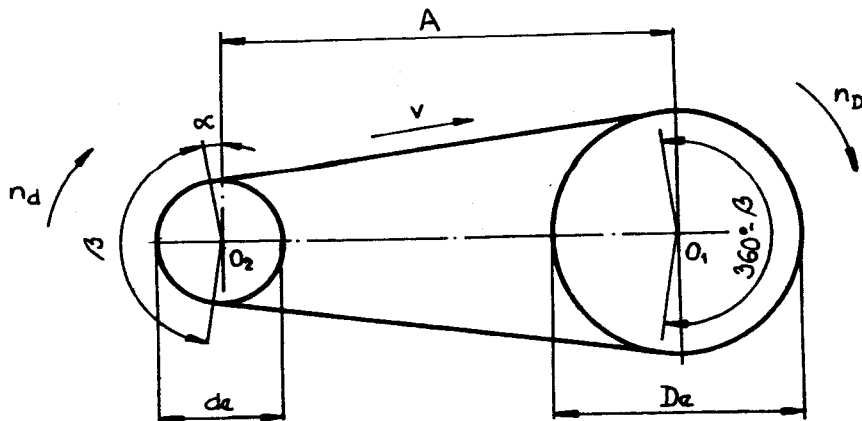
Úhel opásání řemene β na malé řemenici podle vztahu /4/

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{112 - 56}{2 \cdot 145}$$

$$\frac{\beta}{2} = 78,866^\circ$$

Osová vzdálenost řemenic byla volena $A = 145$ mm podle požadavků zadavatele diplomové práce.

Obr. 8 Převod víceklínovými řemeny



- A ... osová vzdálenost [mm]
 d_e ... efektivní průměr malé řemenice [mm]
 D_e ... efektivní průměr velké řemenice [mm]
 n_d ... počet otáček malé řemenice [min⁻¹]
 n_D ... počet otáček velké řemenice [min⁻¹]
 v ... rychlost řemene [m.s⁻¹]
 β ... úhel opásání řemene na malé řemenici [°]
 α ... $90^\circ - \frac{\beta}{2}$ [°]

Úhel opásání řemene β na malé řemenici podle vztahu /4/

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{112 - 56}{2 \cdot 145}$$

$$\frac{\beta}{2} = 78,866^\circ$$

Osová vzdálenost řemenic byla volena $A = 145$ mm podle požadavků zadavatele diplomové práce.

Výpočtová efektivní délka řemene podle vztahu /3/

$$L_{ev} = 2.145 \cdot \sin 78,866 + \frac{\pi}{2} \cdot (112+56) + \frac{\pi \cdot (180-2 \cdot 78,866) \cdot 112-56}{180}$$

$$L_{ev} = 559,2 \text{ mm}$$

Hodnota efektivní délky řemene $L_e = 560 \text{ mm}$ je volena podle řady délek řemenů z PN 21 047 75. Napnutí řemene bude realizováno pomocí napínací kladky.

b/ Počet klínů řemene

Hodnoty součinitelů přenášených výkonů a ostatních parametrů jsou voleny podle normy PN 21 047 75.

$$Z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3}$$

/5/

- c_1 ... součinitel úhlu opásání
- c_2 ... součinitel provozního zatížení
- c_3 ... součinitel délky řemene

P ... přenášený výkon

Výpočtová efektivní délka řemene podle vztahu /3/

$$L_{ev} = 2 \cdot 145 \cdot \sin 78,866 + \frac{\pi}{2} \cdot (112 + 56) + \frac{\pi \cdot (180 - 2 \cdot 78,866) \cdot 112 - 56}{180 \cdot 2}$$

$$L_{ev} = 559,2 \text{ mm}$$

Hodnota efektivní délky řemene $L_e = 560 \text{ mm}$ je volena podle řady délek řemenů z PN 21 047 75. Napnutí řemene bude realizováno pomocí napínací kladky.

b/ Počet klínů řemene

Hodnoty součinitelů přenášených výkonů a ostatních parametrů jsou voleny podle normy PN 21 047 75.

$$Z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} \quad /5/$$

- c_1 ... součinitel úhlu opásání
- c_2 ... součinitel provozního zatížení
- c_3 ... součinitel délky řemene
- P ... přenášený výkon převodu [kW]
- P_r ... přenášený výkon jedním klínem [kW]

Počet klínů řemene podle vztahu /5/

$$Z = \frac{2,2 \cdot 1,2}{0,985 \cdot 0,94 \cdot 1} = 2,85$$

Nejnižší standardní počet klínů $Z = 4$ odpovídá řemenu průřezu J.

Základní parametry víceklínového řemene průřezu J viz tab. 2 a obr. 7.

Tab. 2 Parametry víceklínového řemene průřezu J

Jednotlivé parametry řemene průřezu J	Velikost parametru
Horizontální šířka klínů s mm	$2,34 \pm 0,2$
Poloměr zaoblení r_b min. mm	0,40
Výška řemene h mm	4
Šířka řemene $b = Z \cdot s$ mm	9,36
Počet klínů řemene Z	4
Efektivní délka řemene L_e mm	$560 \begin{smallmatrix} +5 \\ 0 \end{smallmatrix}$

3.2 Základní parametry a rozměry řemenic pro víceklínové řemeny - výpočet podle FND 21 047 75

Šířka řemenic

$$B = (Z - 1) \cdot s + 2f \quad [\text{mm}] \quad /6/$$

Z ... počet klínů řemene

s ... roztečná vzdálenost mezi osami drážek [mm]

f ... vzdálenost osy krajní drážky od okraje řemenice [mm], viz. tab.3

$$B = (4 - 1) \cdot 2,34 + 2 \cdot 3$$

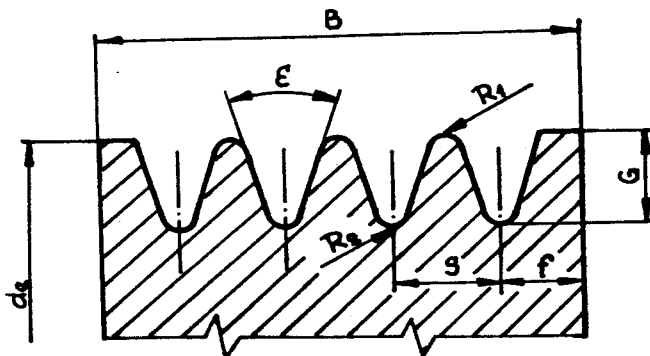
$$B = 13,02 \text{ mm}$$

Rozměry profilů drážek musí odpovídat hodnotám uvedeným v tab. 3 a na obr. 9.

Tab. 3 Parametry řemenic

Jednotlivé parametry řemenic		Velikost parametru
Roztečná vzdálenost drážek s	mm	$2,24 \pm 0,025$
Úhel pracovních ploch $\alpha \pm 0,25$	$^{\circ}$	40
Poloměr $R_1 + 0,1$	mm	0,20
Poloměr $R_2 - 0,1$	mm	0,35
Hloubka drážky G	mm	2,2
Vzdálenost krajní drážky od okraje řemenice f	mm	$3 \begin{matrix} +0,8 \\ -0,4 \end{matrix}$
Šířka řemenice B	mm	13,02
Efektivní průměr řemenice d_e	mm	56

Obr. 9 Rozměry profilů drážek



- s ... osová vzdálenost os sousedících drážek [mm]
- f ... vzdálenost mezi osou krajní drážky a okrajem řemenice [mm]
- α ... úhel drážky řemenice [$^{\circ}$]
- G ... hloubka drážky [mm]

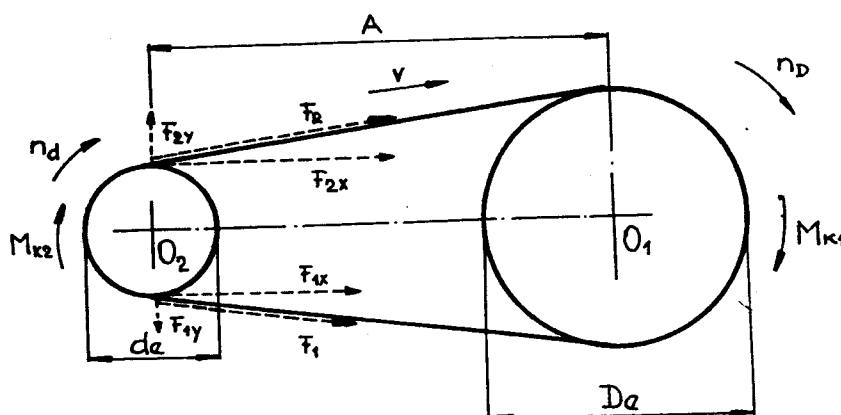
- d_e ... efektivní průměr malé řemenice [mm]
 D_e ... efektivní průměr velké řemenice [mm]
 R_1, R_2 .. poloměry zaoblení [mm]
 B ... šířka řemenice [mm]

3.3 Silové poměry řemenového převodu

Výpočet podle Prof. Ing. Fr. Boháček, DrSc. a kol.
 - Části a mechanismy strojů III - Převody, Brno, VÚT,
 1982.

Z hnacího hřídele O_1 s velkou řemenicí o průměru D_e se přenáší výkon P na hnany hřídel O_2 s malou řemenicí průměru d_e obr. 10

Obr. 10 Silové poměry u řemenového převodu



P	$= 2,2$	kW	... přenášený výkon převodu
n_d	$= 1200$	min^{-1}	.. počet otáček malé řemenice
n_D	$= 600$	min^{-1}	.. počet otáček velké řemenice
d_e	$= 56$	mm	... efektivní průměr malé řemenice
D_e	$= 112$	mm	... efektivní průměr velké řemenice
A	$= 145$	mm	... osová vzdálenost
v	$= 12,4$	m.s^{-1}	.. obvodová rychlost řemene
F_1, F_2		 síly ve větvích řemene [N]
M_{K1}, M_{K2}		 kroutící momenty [Nm]

Kroutící moment

$$M_K = \frac{P \cdot 60\,000}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [\text{Nm}] \quad /7/ \quad \begin{array}{l} P \dots \text{výkon} \quad [\text{kW}] \\ n \dots \text{počet otáček} \quad [\text{min}^{-1}] \end{array}$$

$$M_{K1} = \frac{2,2 \cdot 60\,000}{2 \cdot \pi \cdot 600} = 35,02 \quad \text{Nm}$$

$$M_{K2} = \frac{2,2 \cdot 60\,000}{2 \cdot \pi \cdot 1200} = 17,51 \quad \text{Nm}$$

Obvodová hnací síla na řemenicích

$$F_h = \frac{2 \cdot M_{K1} \cdot 1000}{D_e} = \frac{2 \cdot M_{K2} \cdot 1000}{d_e} \quad [\text{N}] \quad /8/$$

M_{K1}, M_{K2} ... kroutící momenty [Nm]

D_e, d_e ... efektivní průměry řemenic [mm]

$$F_h = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 35,02}{112} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 17,51}{56}$$

$$F_h = 625,36 \quad \text{N}$$

Síly ve větvích

$$\text{Tažená větev: } F_1 = F_h \cdot \frac{e^{f_T \cdot \beta}}{e^{f_T \cdot \beta} - 1} \quad [\text{N}] \quad /9/$$

$$\text{Odlehčená větev: } F_2 = F_h \cdot \frac{1}{e^{f_T \cdot \beta} - 1} \quad [\text{N}] \quad /10/$$

F_h ... obvodová hnací síla [N]

e základ přirozených
logaritmů

f_T ... součinitel tření mezi
řemenem a řemenicí

β ... úhel opásání řemene na
malé řemenici [rad]

$$\beta = 2 \cdot \pi \cdot \frac{\beta^\circ}{360^\circ}$$

Součinitel tření mezi řemenem a řemenicí u víceklínových řemenů

$$f_T = \frac{f'}{\sin \beta/2 + f' \cos \beta/2} \quad /11/$$

f' ... součinitel tření plo-
chého řemene

$$f' = 0,35 + 0,012 \cdot v \quad /12/$$

v obvodová rychlost
řemene [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

β ... úhel opásání řemene na
malé řemenici [$^\circ$]

Výpočet součinitele tření mezi řemenem a řemenicí podle vztahů /11/ a /12/

$$f' = 0,35 + 0,012 \cdot 12,4$$

$$f' = 0,499$$

$$f_T = \frac{0,499}{\sin 78,866 + 0,499 \cdot \cos 78,866}$$

$$f_T = 0,463$$

Podle vztahů /9/ a /10/ vypočítáme síly v tažené a odlehčené větvi

$$F_1 = 625,35 \cdot \frac{0,463 \cdot 2,753}{0,463 \cdot 2,753 - 1}$$

$$F_1 = 867,99 \text{ N}$$

$$F_2 = 625,35 \cdot \frac{1}{0,463 \cdot 2,753 - 1}$$

$$F_2 = 242,64 \text{ N}$$

Rozklad sil podle obr. 10

$$F_{1x} = F_1 \cdot \cos \alpha \text{ [N]} \quad /12/ \quad F_1 \dots \text{ síla v tažené větvi řemene [N]}$$

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad /13/ \quad F_2 \dots \text{ síla v odlehčené větvi řemene [N]}$$

$$\alpha \dots 90^\circ - \beta/2 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \cos \alpha \text{ [N]} \quad /14/$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad /15/$$

Na hřídle řemenic působí od tahů řemene výsledné síly F_I a F_{II}

$$F_I = F_{1x} + F_{2x} \text{ [N]} \quad /16/$$

$$F_{II} = F_{1y} - F_{2y} \text{ [N]} \quad /17/$$

Výpočet výsledných sil podle vztahů /12/, /13/, /14/, /15/, /16/ a /17/

$$F_{1x} = 867,99 \cdot \cos 11,134^\circ = 851,65 \text{ N}$$

$$F_{1y} = 867,99 \cdot \sin 11,134^\circ = 167,61 \text{ N}$$

$$F_{2x} = 242,64 \cdot \cos 11,134^\circ = 238,07 \text{ N}$$

$$F_{2y} = 242,64 \cdot \sin 11,134^\circ = 46,85 \text{ N}$$

$$F_I = 851,65 + 238,07 = 1089,72 \text{ N}$$

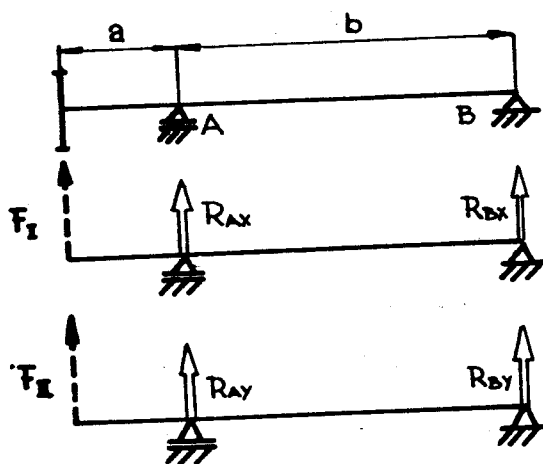
$$F_{II} = 167,61 - 46,85 = 120,76 \text{ N}$$

3.4 Zatížení ložisek radiální silou

a/ Výpočet zatížení ložisek na hřídeli s malou řemenicí

Obr. 11 Rozklad sil na hřídeli s malou řemenicí

Zatížení ložisek plyne z obr. 11



$$R_{AX} = -F_I - R_{EX} \quad [N] \quad /18/$$

$$R_{EX} = \frac{a \cdot F_I}{b} \quad [N] \quad /19/$$

$$R_{AY} = -F_{II} - R_{BY} \quad [N] \quad /20/$$

$$R_{BY} = \frac{a \cdot F_{II}}{b} \quad [N] \quad /21/$$

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} \quad [N] \quad /22/$$

$$R_B = \sqrt{R_{EX}^2 + R_{BY}^2} \quad [N] \quad /23/$$

Výsledné hodnoty zatížení ložisek - pevná vidlice podle vztahů /18/, /19/, /20/, /21/, /22/, /23/.

Vzdálenosti a, b :
 $a = 15 \text{ mm}$
 $b = 70 \text{ mm}$

$$R_{AX} = -1089,72 - 233,51 = -1323,23 \text{ N}$$

$$R_{EX} = \frac{15 \cdot 1089,72}{70} = 233,51 \text{ N}$$

$$R_{AY} = -120,76 - 25,88 = -146,63 \text{ N}$$

$$R_{BY} = \frac{15 \cdot 120,76}{70} = 25,88 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{1323,23^2 + 146,63^2} = 1331,33 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{233,51^2 + 25,88^2} = 234,94 \text{ N}$$

Výsledné hodnoty zatížení ložisek - posuvná vidlice
podle vztahů /18/, /19/, /20/, /21/, /22/, /23/

Vzdálenosti a, b:
a = 30 mm
b = 70 mm

$$R_{AX} = -1089,72 - 467,02 = -1556,74 \text{ N}$$

$$R_{BX} = \frac{30 \cdot 1089,72}{70} = 467,02 \text{ N}$$

$$R_{AY} = -120,76 - 51,75 = -172,51 \text{ N}$$

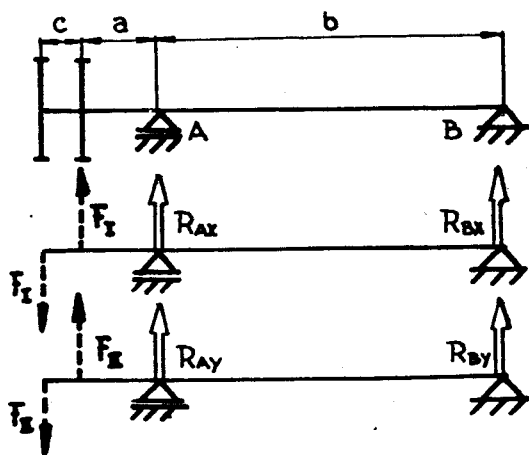
$$R_{BY} = \frac{30 \cdot 120,76}{70} = 51,75 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{1556,74^2 + 172,51^2} = 1566,27 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{467,02^2 + 51,75^2} = 469,88 \text{ N}$$

b/ Výpočet zatížení ložisek na hřídeli s velkou řemenicí

Obr. 12 Rozklad sil na
hřídeli s velkou
řemenicí



Zatížení ložisek plyne
z obr. 12

$$R_{AX} = -R_{BX} \quad [N] /24/$$

$$R_{BX} = \frac{F_I \cdot a - F_I \cdot (a+c)}{b} \quad [N] /25/$$

$$R_{AY} = -R_{BY} \quad [N] /26/$$

$$R_{BY} = \frac{F_{II} \cdot (a-a-c)}{b} \quad [N] /27/$$

Hodnoty zatížení ložisek na hřídeli s velkou řemenicí podle vztahů /22/, /23/, /24/, /25/, /26/, /27/.

Vzdálenosti a, b, c:

$$a = 1 \text{ mm}$$

$$b = 96 \text{ mm}$$

$$c = 14 \text{ mm}$$

$$R_{AX} = 158,92 \quad \text{N}$$

$$R_{BX} = \frac{-1089,72 \cdot 14}{96} = -158,92 \quad \text{N}$$

$$R_{AY} = 17,61 \quad \text{N}$$

$$R_{BY} = \frac{-120,76 \cdot 14}{96} = -17,61 \quad \text{N}$$

$$R_A = \sqrt{158,92^2 + 17,61^2} = 159,89 \quad \text{N}$$

$$R_B = \sqrt{158,92^2 + 17,61^2} = 159,89 \quad \text{N}$$

$$R_A = R_B$$

3.5. Pevnostní výpočet jednotlivých součástí

Po konzultaci se zadavatelem a vedoucím diplomové práce byl dohodnut pevnostní výpočet následujících součástí.

a/ Kontrola ložiska 7206 /kuličková ložiska jednořadá s kosohlým stykem/ podle ČSN 02 4607 a ČSN 02 4610.

Skutečné zatížení ložiska:

$$\text{radiální síla } F_r = 1566,27 \text{ N}$$

Podle požadavku zadavatele volena

$$\text{axiální síla } F_a = 1000 \text{ N.}$$

Ekvivalentní zatížení ložisek:

$$F_e = VX \cdot F_r + YF_a \quad [N] \quad /28/$$

F_r ... radiální síla [N]

F_a ... axiální síla [N]

X, Y, V ... součinitele, kde

X = 1; Y = 0; V = 1

$$F_e = 1 \cdot 1 \cdot 1566,27 + 0 \cdot 1000 = 1566,27 \quad N$$

Trvanlivost ložiska 7206

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_e} \right)^3 \quad [\text{hod}] \quad /29/$$

C ... dynamická únosnost ložiska [N]

F_e .. ekvivalentní zatížení ložiska [N]

n ... počet otáček hřídele [min^{-1}]

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1200} \cdot \left(\frac{17\,600}{1\,566,27} \right)^3$$

$$L_h = 19\,706,3 \text{ hod.}$$

Při dvousměrném provozu /tzn. 16 hodin denně/ bude ložisko 7206 teoreticky pracovat asi 5 let.

b/ Kontrola ložiska 7013

Skutečné zatížení ložiska:

radiální silou $F_r = 159,89 \quad N$

axiální silou $F_a = 1000 \quad N$

Výpočet ekvivalentního zatížení podle vztahu /28/

$$X = 0,41$$

$$Y = 0,85$$

$$V = 1$$

$$L_e = 1 \cdot 0,41 \cdot 156,89 + 0,85 \cdot 1000 = 914,32 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska 7013 podle vztahu /29/

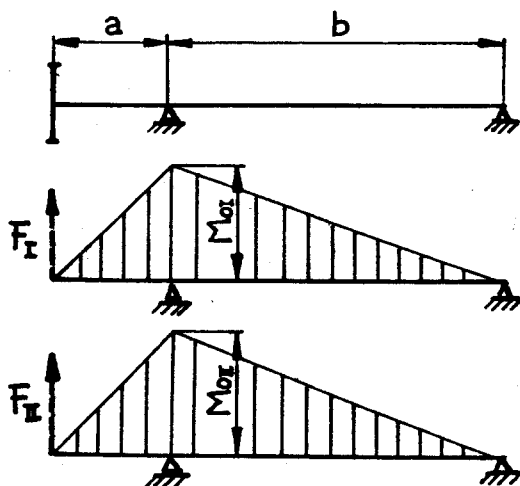
$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 600} \cdot \left(\frac{26\,500}{914,32} \right)^3 = 676\,290,8 \text{ hod}$$

Teoretická životnost ložiska 7013 při dvousměnném provozu je dostačující.

c/ Kontrola včetně - výpočet provedení dle Černoch, S.
- Strojné technická příručka, Praha, SNTL 1977

Obr. 13 Ohybový moment

Výpočet maximálního ohybového momentu dle obr. 13



$$M_{0I} = F_I \cdot a \quad [\text{Nm}] \quad /30/$$

$$M_{0II} = F_{II} \cdot a \quad [\text{Nm}] \quad /31/$$

$$M_{0\max} = \sqrt{M_{0I}^2 + M_{0II}^2} \quad [\text{Nm}] \quad /32/$$

$F_I, F_{II} \dots$ výsledné síly působící na včetně na [N]

$a \dots$ vzdálenost od řemenice k ložisku [m]

$$M_{0I} = 1089,72 \cdot 0,030 = 32,69 \text{ Nm}$$

$$M_{0II} = 120,76 \cdot 0,030 = 3,62 \text{ Nm}$$

$$M_{0\max} = \sqrt{32,69^2 + 3,62^2} = 32,89 \text{ Nm}$$

Namáhání vřetene

materiál: 14 220.J, $R_m = 900 \text{ MPa}$

na ohyb:

Skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_{co} = \frac{M_{omax}}{W_o} \quad [\text{MPa}] \quad /33/$$

M_{omax} ... maximální ohybový moment [Nm]

W_o ... průřezový modul v ohybu [m^3]

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad [\text{m}^3] \quad /34/ \quad d \dots \text{průměr vřetene [m]}$$

$d = 0,030 \text{ m}$

Dovolené ohybové napětí

$$\sigma_{DOV} = 0,43 \cdot R_m \quad [\text{MPa}] \quad /35/ \quad R_m \dots \text{mez pevnosti [MPa]}$$

Bezpečnost vřetene na ohyb

$$k_o = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{co}} \quad /36/$$

σ_{DOV} ... dovolené ohybové napětí [MPa]
 σ_{co} ... skutečné ohybové napětí [MPa]

Pro výpočet vřeten na ohyb byly použity vztahy /33/, /34/, /35/, /36/

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0,03^3}{32} = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\sigma_{co} = \frac{32,89}{2,6 \cdot 10^{-6}} = 12,65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = 0,43 \cdot 900 = 387 \text{ MPa}$$

$$k_o = \frac{387}{12,65} = 30,59$$

na krut:

Skutečné napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \quad [\text{MPa}] \quad /37/$$

M_K ... krouticí moment [Nm]
 W_K ... průřezový modul v krutu [m³]

Průřezový modul v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad [\text{m}^3] \quad /38/$$

d ... průměr vřetene [m]

Dovolené napětí v krutu

$$\tau_c = 0,25 \cdot R_m \quad [\text{MPa}] \quad /39/$$

R_m ... mez pevnosti [MPa]

Bezpečnost vřetene na krut

$$k_K = \frac{\tau_c}{\tau_K} \quad /40/$$

τ_c ... dovolené napětí v krutu [MPa]
 τ_K ... skutečné napětí v krutu [MPa]

Pro výpočet vřeten na krut byly použity vztahy /37/, /38/, /39/, /40/

$$W_K = \frac{\pi \cdot 0,03^3}{16} = 5,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau_K = \frac{17,51}{5,3 \cdot 10^{-6}} = 3,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = 0,25 \cdot 900 = 225 \text{ MPa}$$

$$k_K = \frac{225}{3,3} = 68,18$$

Celková bezpečnost při kombinovaném namáhání vřetene

$$k = \frac{k_o \cdot k_K}{\sqrt{k_o^2 + k_K^2}} \quad /41/ \quad \begin{array}{l} k_o \dots \text{bezpečnost na ohyb} \\ k_K \dots \text{bezpečnost na krut} \end{array}$$

$$k = \frac{30,59 \cdot 68,18}{\sqrt{30,59^2 + 68,18^2}} = 27,91$$

Celková bezpečnost vřetene při kombinovaném namáhání vyhovuje.

d/ Kontrola šroubu M 12

materiál: 14 220; $R_m = 900 \text{ MPa}$

Výpočet proveden podle Prof. Ing. Fr. Boháček, DrSc. a kol.
- Části mechanismů strojů I. - Zásady konstruování,
spoje, Brno, VÚT 1984

Tahová síla

$$F_Q = \frac{M_u}{\frac{D_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varrho) + f_z \cdot \frac{D_s}{2}} \quad [N] \quad /42/$$

M_u ... utahovací moment [Nm]

D_2 ... stř. průměr závitu [m]

D_s ... střední průměr dose-
dací plochy [m]

$$D_s = 0,019 \text{ m}$$

γ ... úhel stoupání závitu [°]

f_z ... součinitel tření

ϱ ... třecí úhel [°]

Utahovací moment

$$M_u = F \cdot \frac{l}{2} \quad [\text{Nm}] \quad /43/ \quad F \dots \text{utahovací síla} \quad [\text{N}]$$

$$F = 150 \text{ N}$$

 $l \dots \text{předpokládaná délka klíče} \quad [\text{m}]$

$$M_u = 150 \cdot 0,25 = 37,5 \text{ Nm}$$

$$l = 0,5 \text{ m}$$

Součinitel tření

$$f_z = \frac{f_1}{\cos \alpha_1} \quad /44/$$

 $\alpha_1 \dots \text{úhel zdvihu} \quad [^\circ]$

$$\alpha = 30^\circ$$

 $f_1 \dots \text{součinitel tření povrchu plochy}$

$$f_z = \frac{0,25}{\cos 30^\circ} = 0,29$$

$$f_1 = 0,25$$

Třecí úhel

$$\varphi = \arctg f_z \quad [^\circ] \quad /45/$$

 $f_z \dots \text{součinitel tření}$

$$\varphi = \arctg 0,29 = 16,17^\circ$$

Úhel stoupání

$$\gamma = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \quad [^\circ] \quad /46/$$

 $\varphi \dots \text{třecí úhel} \quad [^\circ]$

$$\gamma = \frac{180}{4} - \frac{16,17}{2} = 36,915^\circ$$

Střední průměr závitu

$$D_2 = \frac{s}{\pi \cdot \tg \gamma} \quad [\text{m}] \quad /47/ \quad s \dots \text{stoupání} \quad [\text{m}]$$

$$s = 0,001 \text{ m}$$

 $\gamma \dots \text{úhel stoupání} \quad [^\circ]$

$$D_2 = \frac{0,001}{\pi \cdot \tg 36,915} = 0,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Podle vztahu /42/ výpočet tahové síly

$$F_Q = \frac{37,5}{\frac{0,42 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \operatorname{tg}(36,915 + 16,17) + 0,29 \cdot \frac{0,019}{2}} = 9603,3 \text{ N}$$

Namáhání šroubu M 12 na tah

Skutečné tahové napětí

$$\sigma_c = \frac{4 F_Q}{\pi \cdot d^2} \quad [\text{MPa}] \quad /48/$$

F_Q ... tahová síla [N]
 d ... nosný průměr šroubu [mm]
 $d = 10 \text{ mm}$

Dovolené tahové napětí

$$\sigma_{DOV} = 0,35 \cdot R_m \quad [\text{MPa}] \quad /49/ \quad R_m \dots \text{mez pevnosti} [\text{MPa}]$$

Bezpečnost šroubu na tah

$$k = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_c} \quad /50/$$

σ_{DOV} ... dovolené tahové napětí [MPa]
 σ_c ... skutečné tahové napětí [MPa]

Výpočet bezpečnosti šroubu na tah podle vztahů /48/, /49/, /50/

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot 9603,3}{\pi \cdot 10^2} = 122,27 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = 0,35 \cdot 900 = 315 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{315}{122,27} = 2,576$$

Výsledná bezpečnost šroubu M 12 vyhovuje.

e/ Kontrola kolíku průměru 9 mm na stříh
materiál 14 220.3; $R_m = 900 \text{ MPa}$

Skutečné napětí ve stříhu

$$\sigma_s = \frac{4 \cdot F_Q}{\pi \cdot d^2} \quad [\text{MPa}] \quad /51/$$

F_Q ... síla působící na kolík [N]
 d ... průměru kolíku [mm]

Dovolené napětí stříhu

$$\sigma_{DOV} = 0,35 \cdot R_m \quad [\text{MPa}] \quad /52/ \quad R_m \dots \text{mez pevnosti} [\text{MPa}]$$

Bezpečnost kolíku

$$k = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_s} \quad /53/$$

σ_{DOV} ... dovolené napětí ve stříhu [MPa]
 σ_s ... skutečné napětí ve stříhu [MPa]

Výpočet bezpečnosti kolíku podle vztahu /51/, /52/, /53/

$$\sigma_s = \frac{4 \cdot 2603,3}{\pi \cdot 9^2} = 150,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = 0,35 \cdot 900 = 315 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{315}{150,9} = 2,09$$

Kontrola kolíku průměru 9 mm na bezpečnost vyhovuje.

f/ Kontrola drážkování

Hodnoty drážkování byly vypočteny pomocí Prof. Ing.
Fr. Boháček, DrSc. a kol. - Části a mechanismy strojů I
- Zásady konstruování, spoje, Brno, VÚT 1984

materiál 14 220.3; $R_m = 900 \text{ MPa}$

Volené hodnoty:

- $d = 23 \text{ mm}$... vnitřní průměr drážkového hřídele
 $D = 28 \text{ mm}$... vnější průměr drážkového hřídele
 $l_n = 13 \text{ mm}$... délka náboje
 $Z_n = 6$... počet drážek

Výpočet vnitřního průměru drážkového hřídele

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_K}{\tau_D}} \quad [\text{m}] \quad /52/$$

M_K ... kroučící moment [Nm]

τ_D ... dovolené napětí v krutu [Pa]

Délka náboje

$$l_n \geq \frac{4M_K}{(D+d) \cdot p_D \cdot f'} \quad [\text{m}] \quad /53/$$

M_K ... kroučící moment [Nm]

D ... vnější průměr drážkování [m]

d ... vnitřní průměr drážkování [m]

p_D ... dovolený měrný tlak [Pa]

f' ... účinná plocha drážek [m]

Účinná plocha drážek

$$f' = \gamma \cdot Z_n \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) \quad [\text{m}] \quad /54/$$

γ ... součinitel zmenšení nosné plochy drážek

Z_n ... počet drážkování

D ... vnější průměr drážkování [m]

d ... vnitřní průměr drážkování [m]

c ... srovnání hrany [m]

Výpočet drážkování podle vztahů /52/, /53/, /54/

Hodnoty volené dle uvedené literatury:

$$p_D = 130 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\gamma = 0,75$$

$$e = 0,001$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 17,5}{0,25 \cdot 900 \cdot 10^6}} = 7,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$f' = 0,75 \cdot 6 \cdot \left(\frac{0,028 - 0,023}{2} - 2 \cdot 0,001 \right) = 2,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$l_n = \frac{4 \cdot 17,5}{(0,028 + 0,023) \cdot 130 \cdot 10^6 \cdot 2,25 \cdot 10^{-3}} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Volené hodnoty drážkování $d = 23 \text{ mm}$, $D = 28 \text{ mm}$,

$l_n = 13 \text{ mm}$, $Z_n = 6$ jsou vyhovující pro daný typ zatížení.

4. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Ekonomické zhodnocení navrhovaného řešení jsem provedla v následujících třech oblastech:

- a/ pracnost
- b/ materiálové náklady
- c/ užité vlastnosti.

a/ Pracnost

Ekonomické optimum spotřeby práce je ta spotřeba práce, která odpovídá hospodářsky nejvýhodnější spotřebě živé a šmetné práce, nutné pro splnění daného pracovního úkolu. Ke stanovení ekonomického optima spotřeby práce se často používá pomocný ukazatel, který slouží k převedení spotřeby živé a šmetné práce na společnou míru. Tímto ukazatelem jsou peněžní /mzdové/ náklady, nutné ke splnění pracovního úkolu.

Při stanovení pracnosti jsem provedla rozbor jednotlivých pracovních procesů a na základě jednotlivých dílců, které se budou vyrábět jsem stanovila pracnost u těchto dílců. Součtem pracností jednotlivých dílců jsem vypočetla celkovou pracnost na výrobu jedné dvouvrátenové vrtačí hlavy ve výši 329,60Kčs.

Je předpoklad, že uvedená pracnost, po zavedení navrhovaného řešení dvouvrátenové hlavy do seriové výroby, se bude snižovat na základě lepších technicko-organizačních podmínek, které jsou u této výroby na vyšším stupni než u výroby kusové.

b/ Materiálové náklady

Při stanovení materiálových nákladů jsem postupovala následujícím způsobem:

- provedením detailního rozboru na jednotlivé dílce;
- rozčleněním dílců na dílce, které se budou vyrábět a na dílce, které se budou nakupovat;
- u dílců, které se budou vyrábět stanovením výchozích rozměrů materiálu před zpracováním;
- výpočtem hrubé hmotnosti u dílců, které se budou vyrábět;
- na základě jakosti materiálu a hmotnosti byla z celostátních ceníků materiálu vypočítána cena materiálů u dílců, které se budou vyrábět;
- z celostátních ceníků byla stanovena cena u dílců, které se budou nakupovat.

Součtem veškerých materiálových nákladů u jednotlivých dílců byly vypočítány celkové materiálové náklady ve výši 856,90Kčs.

c/ Užitné vlastnosti

Předpokládaná úspora z užitných vlastností navrhované dvouvřetenové vrtací hlavy se v plné míře projeví u uživatele ve zvýšení produktivity práce na dvouvřetenové vrtací hlavě o 30 - 40 % a tím dojde ke snížení provozních nákladů při používání dvouvřetenové vrtací hlavy.

Rekapitulace

Navrhované řešení "Dvouvřetenové vrtací hlavy" má následující ekonomické zhodnocení:

- pracnost ve výši 329,60 Kčs
- materiálové náklady ve výši 856,90Kčs
- užitné vlastnosti ve zvýšení produktivity práce o 30 - 40 %.

ZÁVĚR

Při řešení diplomové práce jsem postupovala v souladu s požadavky zadavatele a podle dostupných norem.

Nejprve jsem zhodnotila zadání a v analýze současného stavu jsem se zaměřila na rozbor procesu vrtání z hlediska opracovávaného materiálu, nástroje, okolního prostředí a strojního zařízení. V další části jsem věnovala pozornost vřetenům obráběcích strojů, uložením a požadavkům na tyto vřetena.

Vlastní konstrukce vycházela ze zvoleného víceklínového řemeně a ze zvolených průměrů řemenic pro víceklínové řemeny. Ze silového rozboru řemenového převodu jsem určila zatížení ložisek. Na vlastní konstrukci navazuje pevnostní výpočet součástí, požadovaných zadavatelem.

V poslední části jsem se věnovala ekonomickému zhodnocení navrhovaného řešení jak z hlediska praktičnosti, materiálových nákladů, tak z hlediska užitých hodnot.

Seznam použitého označení

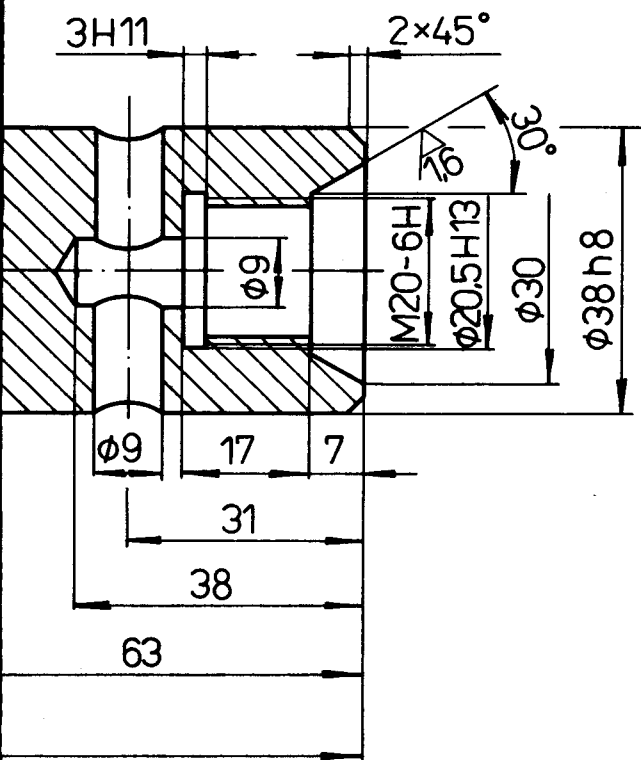
b	šířka řemene [mm]
d_e	efektivní průměr malé řemenice [mm]
C_1	součinitel úhlu opásání
C_2	součinitel provozního zatížení
C_3	součinitel délky řemene
f	vzdálenost osy krajní drážky od okraje řemenice [mm]
f_T	součinitel tření mezi řemenem a řemenicí
f_Z	součinitel tření
h	výška řemene [mm]
i	převodový poměr
k	celková bezpečnost
k_k	bezpečnost v krutu
k_o	bezpečnost v ohybu
n_d	počet otáček malé řemenice [min^{-1}]
n_D	počet otáček velké řemenice [min^{-1}]
s	rostečná vzdálenost mezi osami drážek [mm]
v	obvodová rychlost řemene [m.s^{-1}]
Z	počet klínů řemene
A	osová vzdálenost [mm]
B	šířka řemenice [mm]
D_e	efektivní průměr velké řemenice [mm]
F_I, F_{II}	síly působící na ložiska [N]
F_1, F_2	síly ve větvích řemene [N]
F_a	axiální síla [N]
F_e	ekvivalentní zatížení ložiska [N]
F_h	obvodová hnací síla [N]
F_Q	tahová síla [N]
F_r	radiální síla [N]
G	hloubka drážky [mm]
L_e	efektivní délka řemene [mm]
L_{ev}	výpočtová efektivní délka řemene [mm]
L_h	trvanlivost ložiska [hod]

M_k	kroucí moment	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
M_u	utahovací moment	[Nm]
P	přenášený výkon převodu	[kW]
P_r	přenášený výkon jedním klínem	[kW]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
W_k	průřezový modul v krutu	[mm ³]
W_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
α	$90^\circ - \frac{\beta}{2}$	[°]
β	úhel opásání řemene na malé řemenici	[°]
γ	úhel stoupání	[°]
ϵ	úhel drážky řemenice	[°]
φ	třecí úhel	[°]

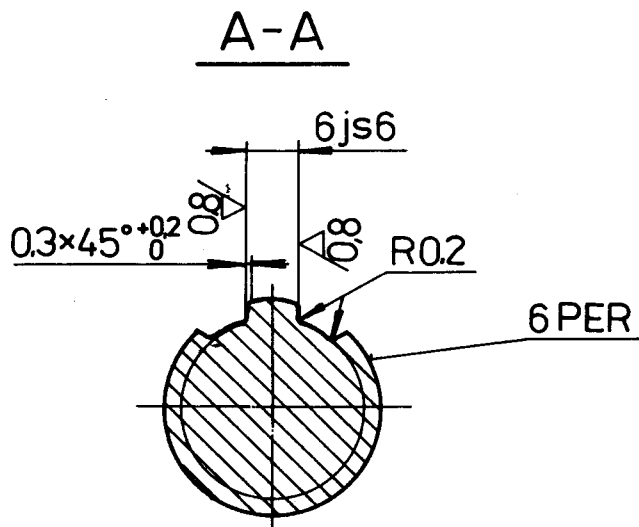
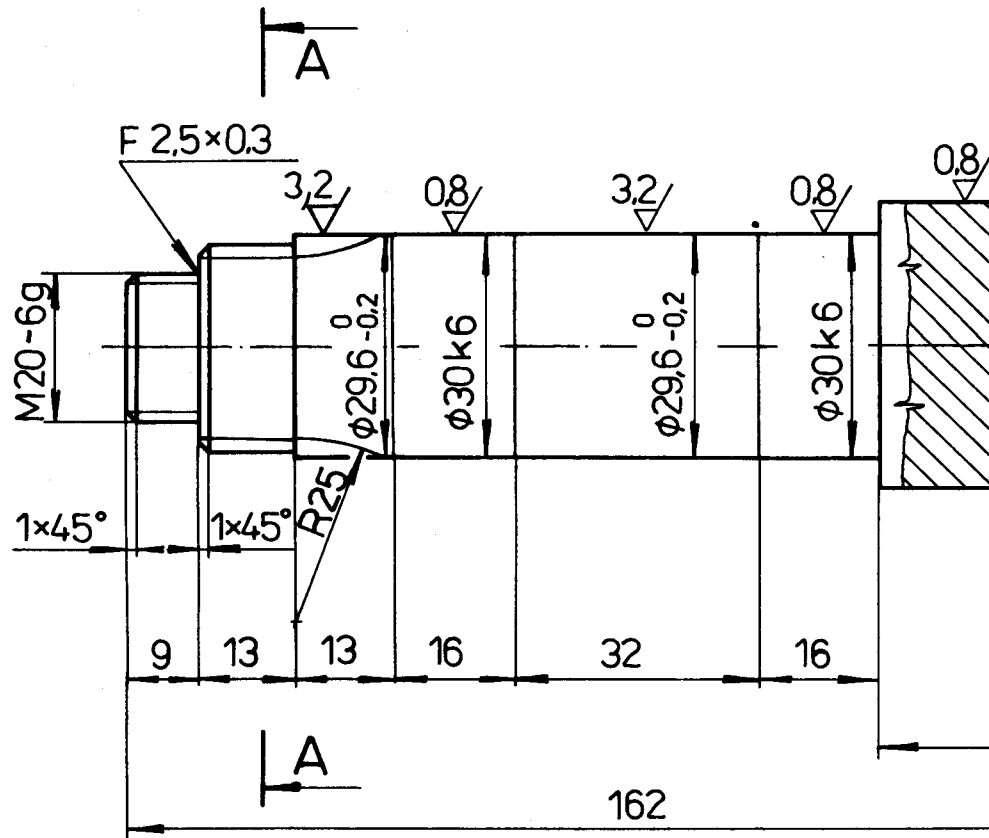
Použitá literatura

- Boháček, Fr. a kol.: Části a mechanismy strojů I - Základy konstruování, spoje, 2. vydání, Brno, VUT 1984
- Boháček, Fr. a kol.: Části a mechanismy strojů III - Převody, 1. vydání, Brno, VUT 1982
- Píč, J., Breník, P.: Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty, 1. vydání, PRAHA, SNTL 1982
- Černocho, S. : Strojně technická příručka I,II 13. vydání, Praha, SNTL 1977
- Dráb, V. a kol. : Technologie I., 2. vydání, Liberec, VŠST 1984
- Práčil, L.,
Olešková, M. : Části strojů a mechanismů /ovíšení/, 1. vydání, Liberec, VŠST 1984
- Klepca, V. : Vliv vybraných faktorů na technologii vrtání skla diamantovými nástroji, Liberec, VŠST 1977
- Klepca, V.,
Širák, J. : Mechanické opracování skla diamantovými nástroji. Sklář a keramik, 1973, č. 5
- Kolektiv autorů : Opracování křehkých materiálů
- Kolektiv autorů : Opracování skla diamanty
- Podniková norma : Víceklínové řemeny
- Fröhlich, J. : Valivá ložiska, 3. vydání, Praha, SNTL 1980

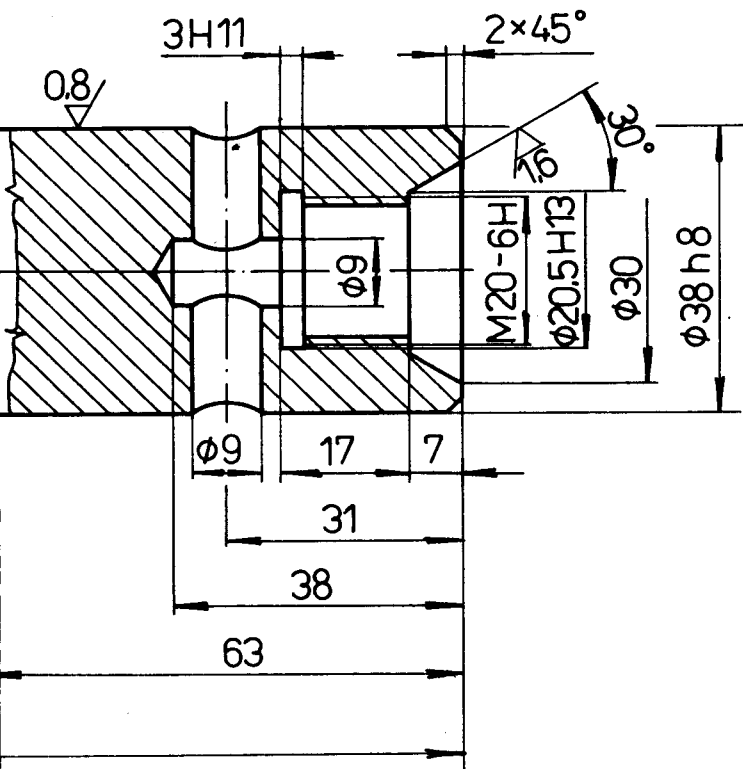
6,3 (∇)



14 220.1		021	2,06	1:1	OS - 253 - 00
PALOVÁ Libuše					
HŘÍDEL					OS - 253 - 03
					Lista



6,3 (✓)

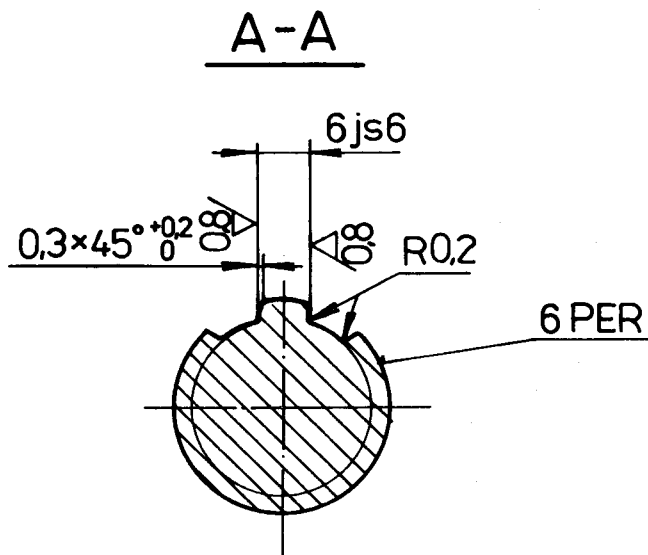
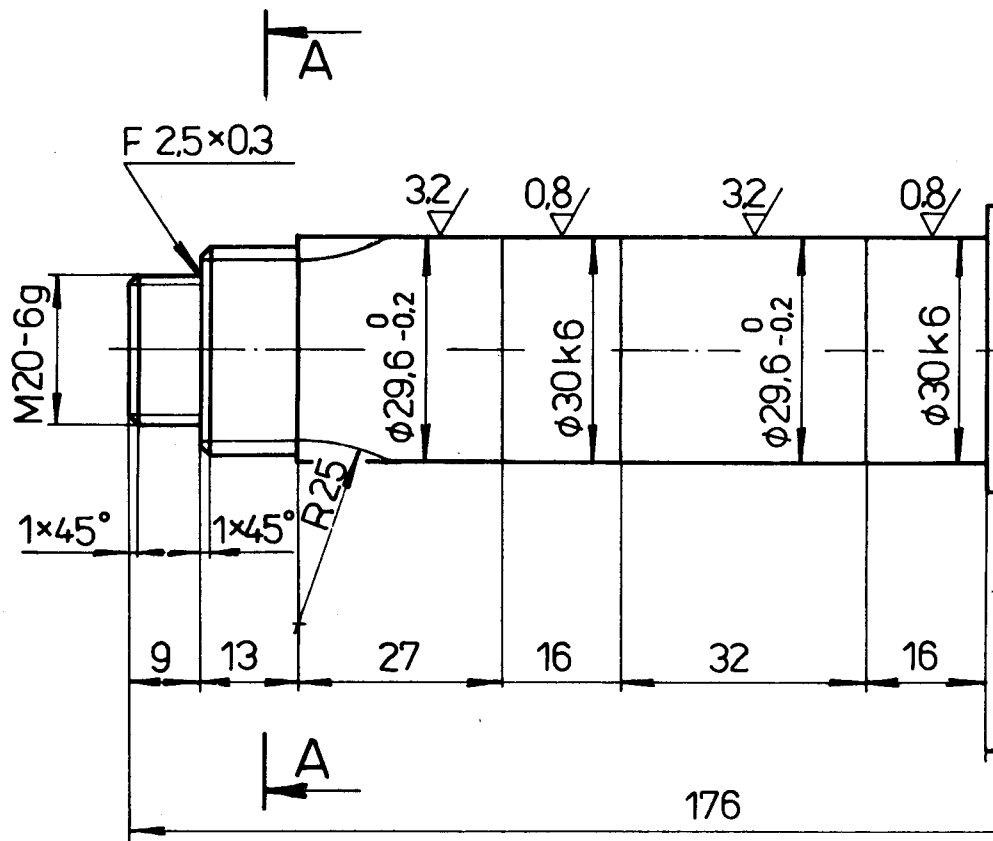


					OS - 253 - 00
14 220.1		021	2,23		1:1

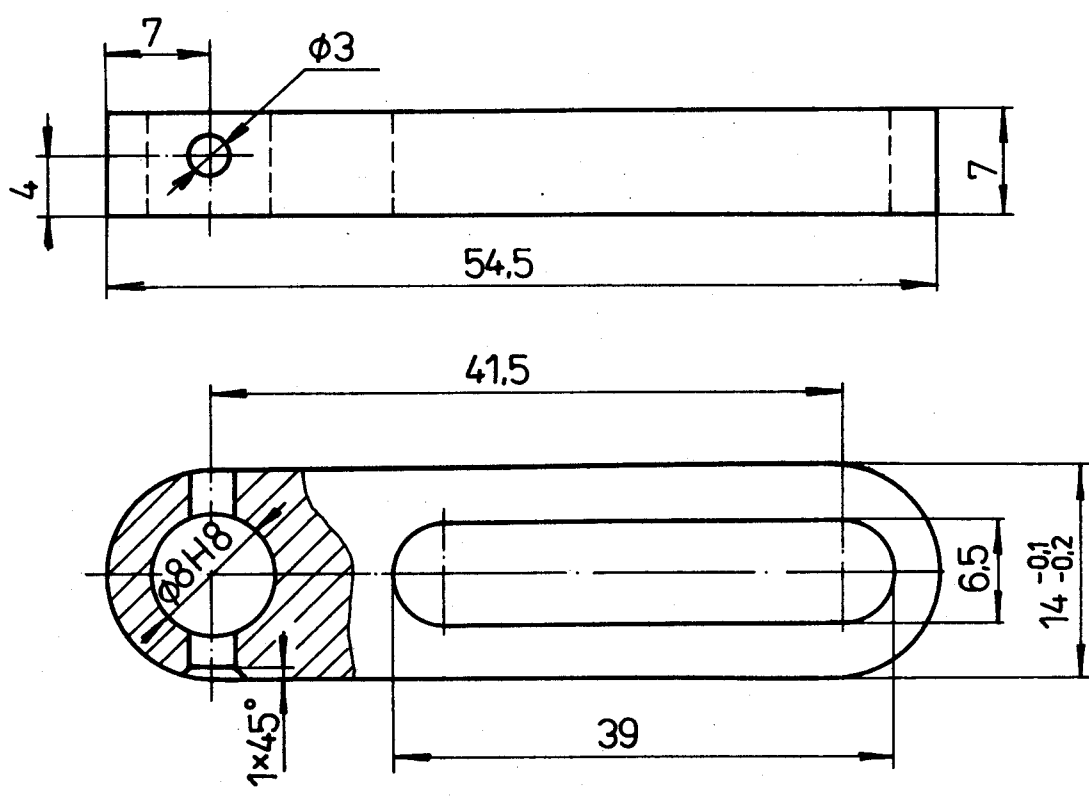
PALOVÁ Libuše

HŘÍDEL

OS-253-04

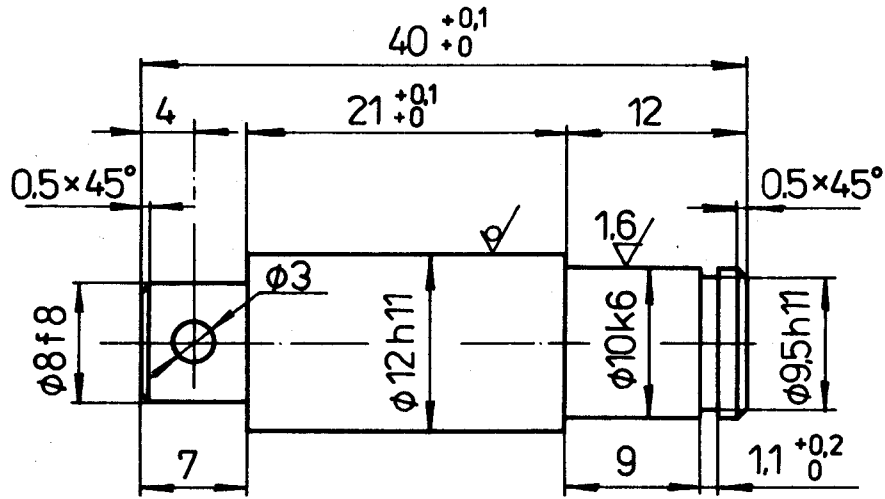


63
▽



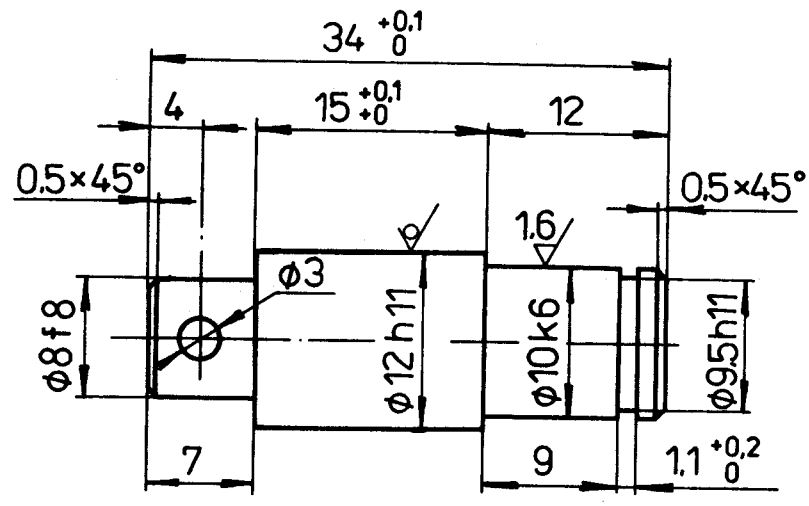
INDEX	ZOBRA	POUŽITÍ	POUŽITÍ	NOVA MONT. J. 11	OS-253-00
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
25					
26					
27					
28					
29					
30					
31					
32					
33					
34					
35					
36					
37					
38					
39					
40					
41					
42					
43					
44					
45					
46					
47					
48					
49					
50					
51					
52					
53					
54					
55					
56					
57					
58					
59					
60					
61					
62					
63					
64					
65					
66					
67					
68					
69					
70					
71					
72					
73					
74					
75					
76					
77					
78					
79					
80					
81					
82					
83					
84					
85					
86					
87					
88					
89					
90					
91					
92					
93					
94					
95					
96					
97					
98					
99					
100					
KONSTRUKTOR		11600.0		T. O. 001	
VYPR.		PALOVA Libuše		MONT. 1, 0,11	
PROJEKT		SCHVALL		2:1	
NÁZEV		DRŽÁK		OS-253-05	
LISU		List		List	

6.3 / (✓)

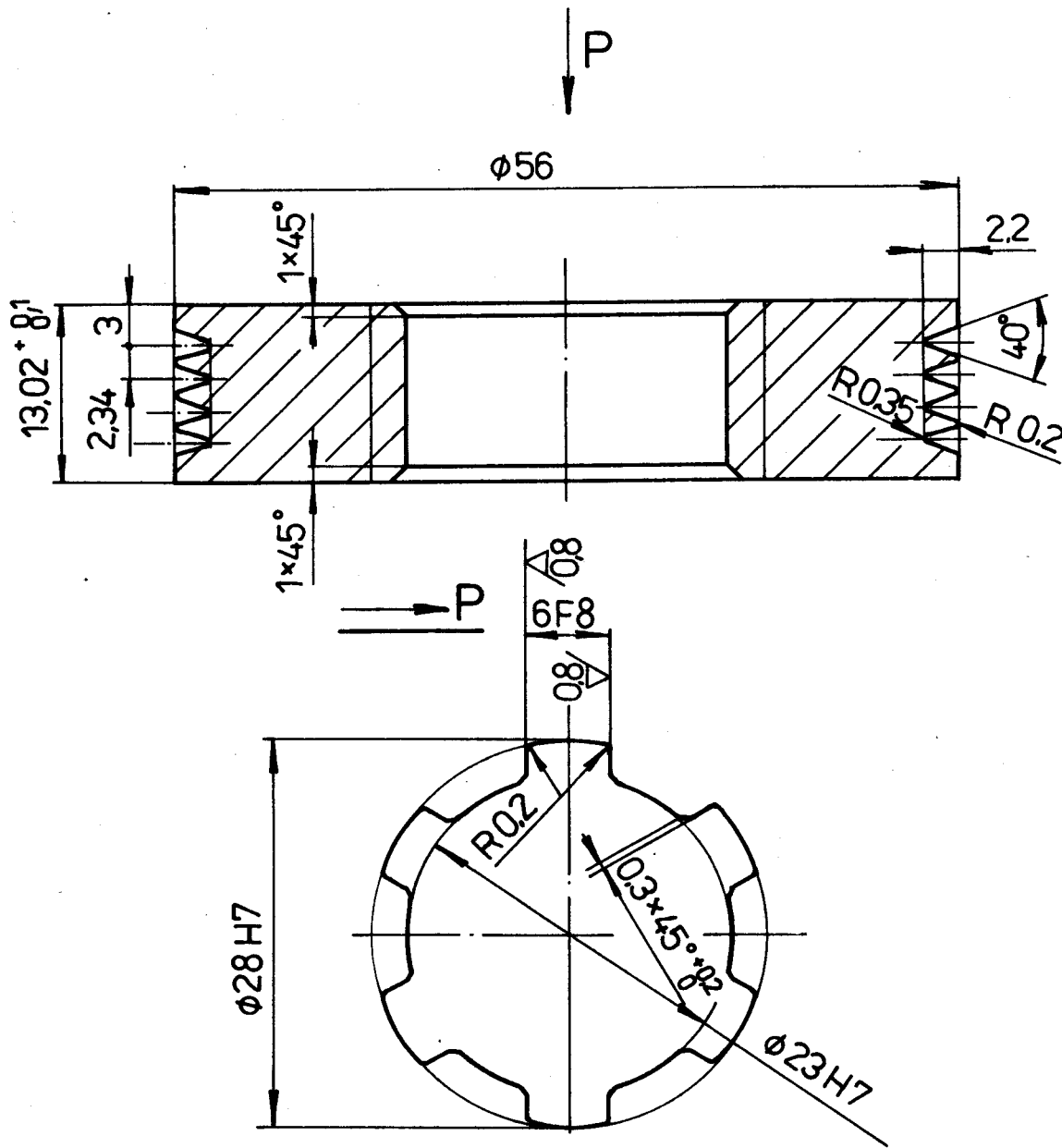


Index	Změna	Dat.	Pos.	OS-253-00
11500.0		I. 0.001	0,08	2:1
VYPR. PALOVÁ Libuše		POZN.		
TECHNOL.		PROV.	ASR	
PROJEKT		SCHVAHL	PROV.	
NAZEV		OS-253-06		
HŘÍDEL		List		

6.3 (✓)



				OS-253-00	
11500.0		001		0,07	
PALOVA Libuše				2:1	
NAZEV		HŘÍDEL		OS-253-07	



14 220.3		1.0.021	0.67	2:1	OS-253-00
PALOVA Libuše					
NAZEV		ŘEMENICE		OS-253-08	