



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH ZRYCHLOVACÍ HLAVY PRO VŘETENÍK HORIZONTÁLNÍ VYVRTÁVAČKY

DESIGN OF SPINDLE SPEEDER HEAD FOR HEADSTOCK OF HORIZONTAL BORING
MACHINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAKUB TOCHÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing., Dipl.-Ing. MICHAL HOLUB, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Jakub Tocháček
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	Ing., Dipl.-Ing. Michal Holub, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh zrychlovací hlavy pro vřeteník horizontální vyvrtávačky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vřeteník horizontální vyvrtávačky slouží k vyvození rotačního a translačního pohybu nástroje (frézy, vrtáku, apod.), jehož cílem je odebrání materiálu z obrobku upnutého na otočném stole stroje. Maximální otáčky vřetená jsou pro některé technologické operace příliš nízké. To je dáno specifickou konstrukcí vřeteníku horizontální vyvrtávačky.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je navržení příslušenství vřeteníku, které dosáhne zvýšení otáček rotujícího nástroje na požadované parametry:

- Otáčky vřetene zrychlovací hlavy až 6000/min.
- Přenášený krouticí moment přibližně 200Nm.
- Nízké náklady na výrobu, údržbu a provoz.
- Chlazení středem vřetená.
- Automatické upínání nástroje.
- Nástrojová dutina SK 50.

Součástí práce bude vypracována:

- podrobná rešerše řešeného tématu,
- 3D model, výkresová dokumentace sestavy, výkresová dokumentace vybrané komponenty,
- výpočtová zpráva dle specifikace zadání.

Seznam literatury:

WECK, Manfred, BRECHER, Christian. Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Berechnung. 2006. überarb. Auflage. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2006. 701 s. ISBN 3-540-22502-1.

Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: . ISSN 1212-2572.

BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.

interní dokumenty firmy FERMAT, s.r.o.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 30. 11. 2015



doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 1
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem zrychlovací hlavy pro vřeteník horizontální vyvrtávačky společnosti FERMAT. Práce obsahuje rešeršní část, která je zpočátku věnována horizontálním vyvrtávačkám, jejich příslušenství a z toho vycházející technologické využitelnosti těchto strojů. Rešerše dále obsahuje přehled a srovnání zrychlovacích hlav, které jsou momentálně na trhu. Součástí práce je technická zpráva zabývající se návrhem řemenového převodu, včetně napínací kladky, který je podložen výstupem z výpočetního programu výrobce ozubených řemenů. Výpočtovou část, zaměřenou převážně na vřeteno a jeho uložení, předchází část, ve které jsou počítány řezné síly pro dvě technologické operace, sloužící pro stanovení zátěžného spektra hlavy. Výpočet vřetenové části obsahuje pevnostní výpočet vřetene a trvanlivosti vřetenových ložisek. V poslední řadě je proveden výpočet radiální tuhosti na konci vřetene, doplněný o výpočet optimální vzdálenosti vřetenových ložisek. V závěru technické zprávy je finanční zhodnocení, popis použitých komponent a zvolené konstrukční řešení. Výkresová dokumentace, která je podložena modelovým zpracováním ve 3D CAD systému, poté obsahuje výkres sestavy celého zařízení a výkresy vybraných komponent.

KLÍČOVÁ SLOVA


zrychlovací hlava, horizontální vyvrtávačka, příslušenství vřeteníku, převod ozubeným řemenem, vřetenová ložiska, výpočet vřetena

ABSTRACT

This thesis deals with conceptual design of spindle speeder head for headstock of horizontal boring machine of FERMAT Company. The thesis includes research part, which is initially given to horizontal boring machines and their accessories and continues with an overview and comparison of spindle speeders that are currently on the market. The work includes technical report, which is aimed on design of the belt drive including the idler pulley. Design of belt drive based on the output of the calculation program developed by manufacturer of synchronous belts. Calculation part, mainly focused on the spindle and its bearings, is preceded by a part in which are calculated cutting forces for two technological operations. Calculation of the spindle part contains strength calculation of the spindle and equivalent basic rating life of spindle bearings, including calculating of radial stiffness at the spindle nose and calculation of optimal distance between the spindle bearings. At the end of the technical report is a financial summary, description of used components and the chosen design solution. The drawings which are based on model assembly processed in 3D CAD system, contains a drawing of the entire device and drawings of selected components.


KEYWORDS

spindle speeder head, horizontal boring machines, accessories of headstock, synchronous belt drive, spindle bearings, strength calculation of spindle

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TOCHÁČEK, J. *Návrh zrychlovací hlavy pro vřeteník horizontální vyvrtávačky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D..

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing., Dipl.-Ing Michala Holuba, Ph.D. a s použitím literatury a informačních zdrojů uvedených v seznamu citací.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Jakub Tocháček

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

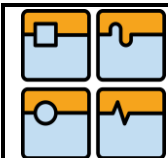
PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing., Dipl.-Ing. Michalu Holubovi, Ph.D. a panu Ing. Michalu Dosedlovi, Ph.D. za jejich odbornou pomoc, cenné rady a připomínky. Dále bych rád poděkoval své rodině za důvěru a podporu. Největší poděkování však patří mé ženě Blance, za její trpělivost a neskutečnou podporu během mého studia.

OBSAH

Obsah	5
Úvod	7
1 Horizontální vyvrtávací stroje	8
1.1 Stolové vyvrtávačky	8
1.2 Křížové vyvrtávačky	9
1.3 Deskové vyvrtávačky	9
1.4 Příslušenství	10
1.4.1 Upínací desky	10
1.4.2 Upínací úhelníky a kostky	10
1.4.3 Obrobkové a nástrojové sondy	11
1.4.4 Frézovací hlavy a lícni desky	11
1.4.5 AVO (APC) - automatický systém výměny obrobků	11
1.4.6 AVN (ATC) - automatická výměna nástrojů	12
1.4.7 Pick-Up stanice - automatická výměna pro obráběcí hlavy	12
2 Zrychlovací hlavy (spindle speeders)	13
2.1 Zrychlovací hlava s mechanickým převodem	15
2.2 Zrychlovací hlava s elektromotorem	16
2.3 Zrychlovací hlava s tekutinovým pohonem	17
2.4 Porovnání variant	18
3 Návrh řešení	20
3.1 Volba vhodného mechanického převodu	20
3.2 Uložení vřetene zrychlovací hlavy	22
3.2.1 Vřeteno a upínač	22
3.2.2 Vřetenová ložiska	23
3.3 Návrh řemenového převodu	24
3.3.1 Vstupní parametry pro návrh řemenového převodu	24
3.3.2 Určení základního bezpečnostního faktoru	25
3.3.3 Určení vypočteného výstupního výkonu	26
3.3.4 Zvolení rozteče ozubeného řemene	26
3.3.5 Výběr kombinace ozubených řemenic, délky a šířky řemene	26
3.3.6 Parametry řemenového převodu	28
3.4 Návrh napínací kladky	29
3.4.1 Napínací kladky	29
3.4.2 Navržená koncepce napínací kladky	30
3.5 Uložení náhonové hřídele s řemenicí	31
3.6 Kinematické schéma zrychlovací hlavy	32
4 Návrhový výpočet zrychlovací hlavy	33
4.1 Stanovení řezných sil při obrábění	33
4.1.1 Výpočet řezných sil od vrtání	34
4.1.2 Výpočet řezných sil od čelního frézování	39
4.2 Výpočet vřetene	46
4.2.1 Volba materiálu vřetene	46

4.2.2	Výpočet dovolených napětí	46
4.2.3	Výpočet reakcí v podporách	48
4.2.4	Pevnostní výpočet vřetena	51
4.2.5	Kontrola pera pod hnanou řemenicí.....	60
4.2.6	Výpočet trvanlivosti vřetenových ložisek	61
4.2.7	Přesnost chodu a tuhost vřetena.....	71
4.2.8	Deformace a tuhost předního konce vřetene	72
4.2.9	Výpočet optimální vzdálenosti ložisek vřetene	74
5	Popis konstrukce a použitých komponent.....	75
	Závěr.....	79
	Použité informační zdroje	81
	Seznam použitých zkratk a symbolů	85
	Seznam obrázků.....	89
	Seznam tabulek.....	91
	Seznam příloh	92

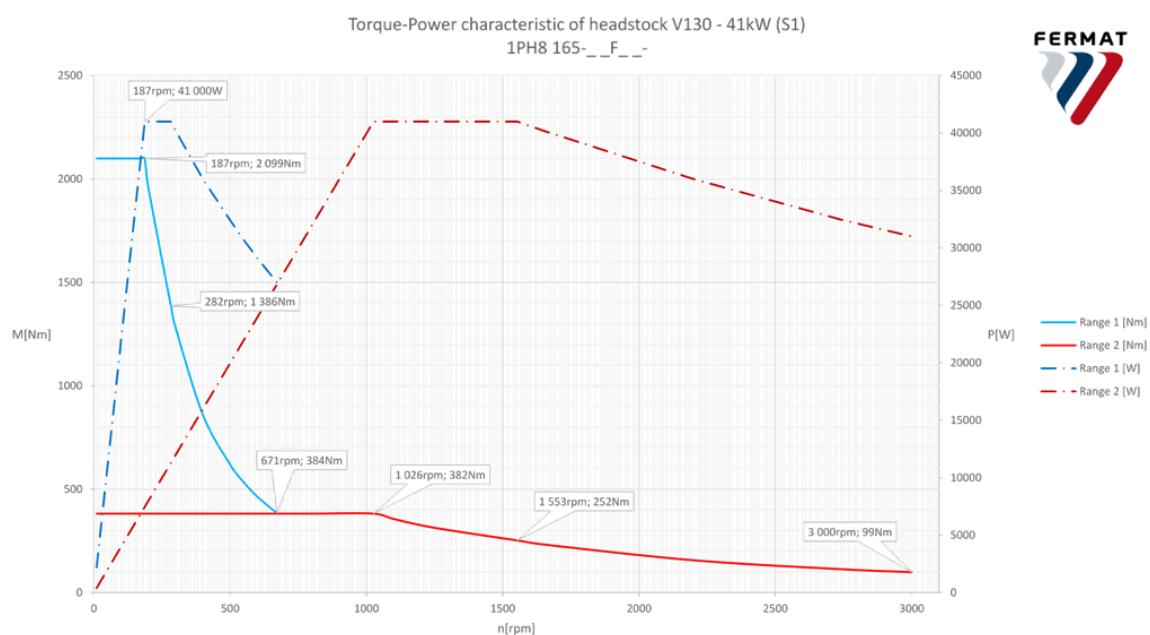


ÚVOD

Horizontální vyvrtávací stroje slouží převážně pro přesné vrtací a vyvrtávací operace na středně velkých až velkých obrocích. V dnešní době již není výjimkou, že horizontální vyvrtávačky zastávají práci technologicky odlišnou, než k jaké byly určeny a to z důvodu neustále rostoucího tlaku ze strany zákazníků, kteří požadují co největší technologickou využitelnost, přesnost a samozřejmě nízké náklady.

Chceme-li plně využít ekonomicko-technologický potenciál stroje, je nutné se zaměřit na samotný řezný proces. Řezná rychlost je spolu s tvrdostí materiálu nejdůležitějším faktorem, který ovlivňuje životnost nástroje a potřebný příkon. Vysoké řezné rychlosti napomáhají k lepšímu utváření třísek při obrábění měkkých materiálů tvořících dlouhé třísky, např. nízkouhlíkových ocelí. Příliš nízká řezná rychlost má pak za následek vytváření nárůstku na břitu, špatné odvádění třísek, delší čas v řezu.

Praktická část práce je zaměřena na větší technologickou využitelnost vřeteníků horizontálních vyvrtávacích strojů Fermat s ohledem na jeho maximální otáčky. Momentální výkonové parametry vřeteníku V130 firmy Fermat (Obr. 1):



Obr. 1 Výkon-momentová charakteristika vřeteníku V130 [1]

Cílem diplomové práce je navržení příslušenství vřeteníku, které dosáhne zvýšení otáček rotujícího nástroje na požadované parametry:

- Otáčky vřetene zrychlovací hlavy až 6000 min^{-1}
- Jmenovitý kroutící moment přibližně 200 Nm
- Nízké náklady na výrobu, údržbu a provoz
- Chlazení středem vřetena
- Automatické upínání nástroje
- Nástrojová dutina SK 50

1 HORIZONTÁLNÍ VYVRTÁVACÍ STROJE

Hlavní řezné pohyby (rotační řezný pohyb, přímočarý posuvový pohyb ve třech osách) vykonává zpravidla nástroj upnutý v pracovním vřetenu, nebo je alespoň jeden z translačních pohybů realizován obrobkem. [2]

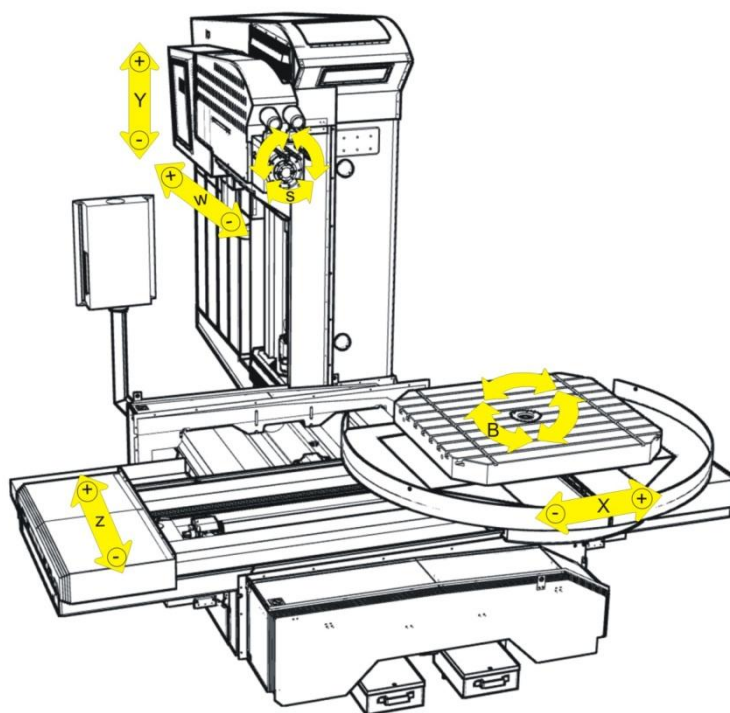
Výsuvné pracovní vřeteno je uloženo v přesných ložiskách a nebo suvně a rotačně spojeno s dutým frézovacím vřetenem uloženým nevýsuvně, které navíc při vyložení pracovního vřetena umožňuje jeho podepření, čímž je dosažena vyšší tuhost a přesnost při obrábění. Při frézování dále dochází ke snížení kmitání a vibrací. Duté vřeteno navíc může být osazeno zpevňovací přírubou. Hlavní části stroje jsou uvedeny v tabulce (tab.1). Vhodnou kombinací uvedených hlavních částí dostaneme tři základní typy horizontálních vyvrtávaček.

Tab. 1 Hlavní části horizontálních vyvrtávaček

Stůl	Stojan	Vřeteník
otočný	pevný	pevný
naklápěcí	s přestavením v ose X	s přestavením v ose Z
otočný - naklápěcí	s přestavením v ose Z	(naklápěcí v ose A)

1.1 STOLOVÉ VYVRTÁVAČKY

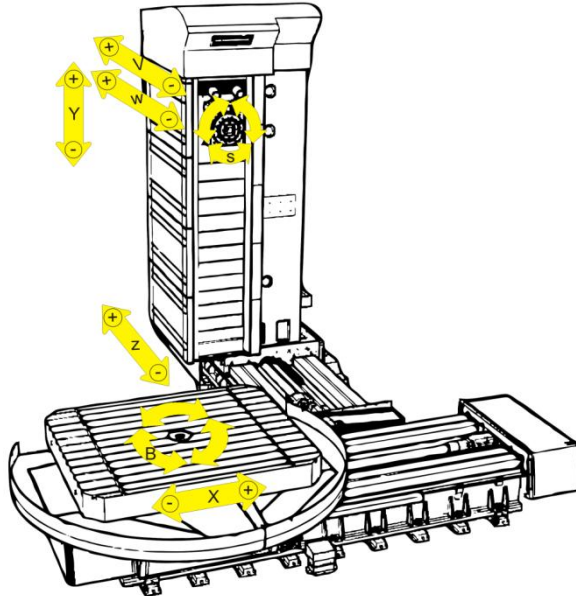
Mají pevný stojan, v němž se svisle posouvá vřeteník (osa Y) s výsuvným vřetenem (osa W). Jsou vybaveny křížovým stolem, který umožňuje posuv ve dvou na sebe kolmých osách (X a Z). Křížový stůl bývá proveden jako otočný (osa B).



Obr. 2 Stolová vyvrtávačka [1]

1.2 KŘÍŽOVÉ VYVRTÁVAČKY

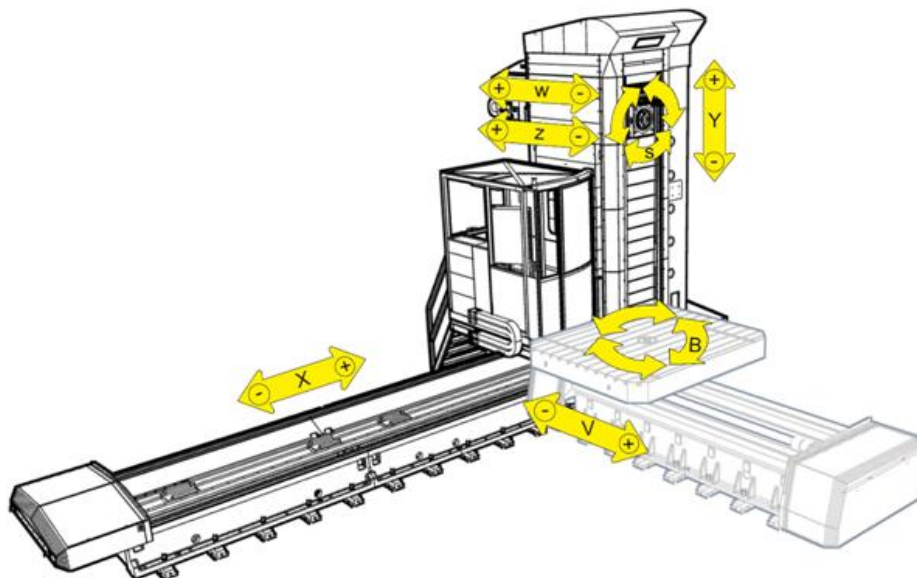
Stojan s přestavením v ose Z, v němž se svise vřeteník (osa Y) s výsuvným vřetenem (osa W), který navíc je možné provést jako výsuvný (osa V). Stůl pohyblivý pouze v ose X opět s možností otočné varianty (osa B).




Obr. 3 Křížová vyvrtávačka [1]

1.3 DESKOVÉ VYVRTÁVAČKY

Stojan s vřeteníkem mají stejnou kinematiku jako křížové vyvrtávačky s tím rozdílem, že je přestavitelný v ose X. Obrobek je upínán na nepohyblivé deskové pole s možností dodání otočného (osa B) případně naklápěcího stolu (osa A) nebo kombinaci otočného-naklápěcího stolu.



Obr. 4 Desková vyvrtávačka [1]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Horizontální vyvrtávačky jsou univerzální stroje vhodné k obrábění složitých součástí v kusové a malosériové výrobě. Umožňují při jednom upnutí provést současně nebo postupně různé operace až z pěti stran obrobku. Je na nich možno vrtat, vystruhovat, zahlubovat, vyvrtávat, soustružit, frézovat, někdy i protahovat a obrážet, případně brousit. Pro tyto obráběcí stroje je typické použití, běžného i zvláštního a „na míru“ konstruovaného příslušenství a přídavného zařízení, jež vytváří velmi bohatou škálu technologického vybavení těchto strojů. [2]

1.4 PŘÍSLUŠENSTVÍ

Volbou vhodného příslušenství lze dosáhnout vyšší produktivity, přesnosti a technologické využitelnosti stroje. A to díky neustále se rozšiřující automatizaci obráběcího procesu a tím eliminaci selhání vlivem lidského faktoru.

1.4.1 UPÍNACÍ DESKY

Upínací desky, stejně jako otočný stůl, slouží pro upnutí obrobku na tuhou stabilní základnu. Používají se u horizontálních vyvrtávaček deskového typu.



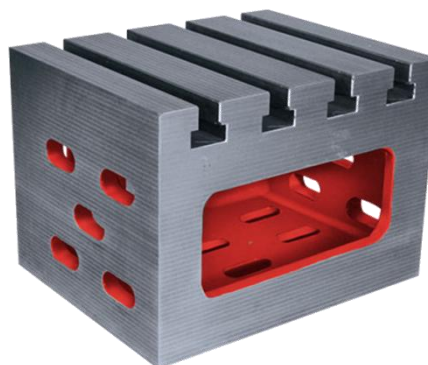
Obr. 5 Upínací deska [3]

1.4.2 UPÍNACÍ ÚHELNÍKY A KOSTKY

Slouží především jako pomocné upínací prvky, upnuté na stole nebo stolní desce. Používají se pro upnutí obrobku ve vertikální poloze, která je specifická právě pro vrtání a vyvrtávání horizontálním vřetenem.



Obr. 6 Upínací uhelník [4]



Obr. 7 Upínací kostka [4]

1.4.3 OBROBKOVÉ A NÁSTROJOVÉ SONDY

Obrobkové sondy se používají na pracovní ustavení a měření obrobku. Nástrojové sondy slouží pro automatické a přesné korekce nástrojů, případně detekce poškození nebo zlomení nástroje.



Obr. 8 Obrobková sonda [5]



Obr. 9 Nástrojová sonda [5]

1.4.4 FRÉZOVACÍ HLAVY A LÍCNÍ DESKY

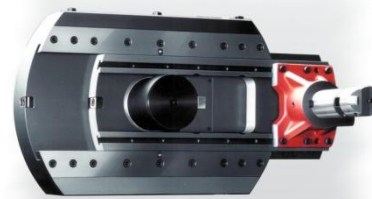
Frézovací hlavy značným způsobem rozšiřují technologické možnosti vyvrtávacího stroje. Nabízejí se v několika provedení, viz tabulka (Tab. 2).

Tab. 2 Konstrukční provedení frézovacích hlav

Upnutí na vřeteník	manuální
	automatické
	poloautomatické
Polohování	bez indexace
	s pevnou indexací
	mikroindexovavé
Počet os	jednoosé
	víceosé
Náhon	bez vlastního náhonu
	s vlastním náhonem
Upínání nástroje	ruční
	automatické
Chlazení nástroje	oplachem
	s vnitřním chlazením



Obr. 10 Frézovací hlava HUI 50 [6]

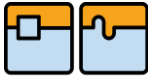



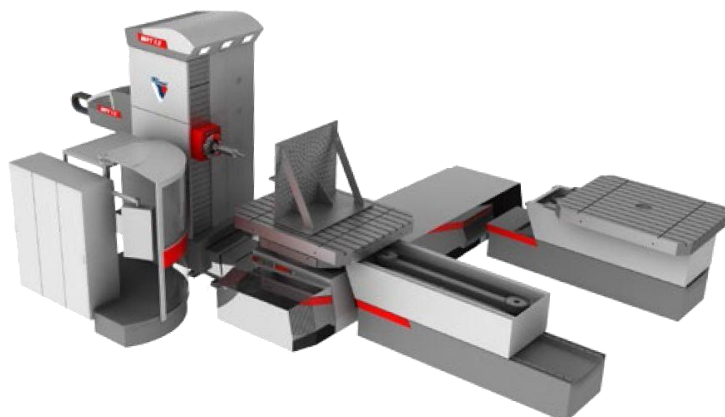
Obr. 11 Lícni deska LD 650 [6]

Lícni desky se výborně hodí na čelní soustružení a obrábění vnitřních i vnějších válcových, kuželových i jinak tvarovaných ploch velkých průměrů.

1.4.5 AVO (APC) - AUTOMATICKÝ SYSTÉM VÝMĚNY OBROBKŮ

Automatický systém výměny obrobků redukuje neproduktivní vedlejší časy při obrábění. V průběhu obrábění obrobku na jedné paletě může být z druhé palety odebraný obrobek a následně upnutý další polotovar pro obrábění.

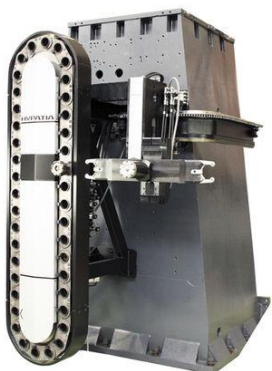
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	



Obr. 12 Automatický paletizační systém [3]

1.4.6 AVN (ATC) - AUTOMATICKÁ VÝMĚNA NÁSTROJŮ

AVN stejně jako AVO slouží k redukci neproduktivních vedlejších časů při obrábění. AVN se skládá z centrálního zásobníku, výměníku a koncového efektoru. Zásobník slouží pro bezpečné uložení a zajištění nástrojů v blízkosti pracovního prostoru. Výměník může být realizován formou manipulačního ramene otočného o 180° nebo jako robotický manipulátor.



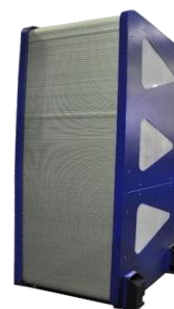
Obr. 13 ATC – automatic tool changer [7]




Obr. 14 RTC – robotic tool changer [8]

1.4.7 PICK-UP STANICE - AUTOMATICKÁ VÝMĚNA PRO OBRÁBĚCÍ HLAVY

Pick-Up stanice je v podstatě systém AVN ale pro obráběcí hlavy. Frézovací hlavy jsou z Pick-up stanice nabírány přímo vřeteníkem. Toto zařízení je výhodné zejména pro automatický obráběcí cyklus. Přináší výrazné zvýšení produktivity a zkrácení času obrábění bez nutnosti dalšího seřizování hlav a jejich polohy. Používá se převážně u vyvrtávaček deskového typu. Konstrukční úpravou (pojezd stanice) jsou použitelné i pro křížový typ.



Obr. 15 Pick-Up[3]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2 ZRYCHLOVACÍ HLAVY (SPINDLE SPEEDERS)

Vřetena univerzálních obráběcích strojů pro konvenční obrábění dosahují maximálních otáček do 18000 min^{-1} , což se týče horizontálních vyvrtávaček je tato hodnota ještě o dost nižší a to limitních 5000 min^{-1} . Tyto limitní hodnoty jsou dány konstrukcí a typem použitých komponent. Běžné vyvrtávací vřeteno vyvrtávačky má průměr 130 mm, toto vřeteno je uloženo většinou ještě v dutém frézovacím vřetenu, které je uloženo v přesných kosoúhlých ložiskách o vnitřním průměru cca 180 mm. Takto velká ložiska jsou rychlostně limitována jejich maximální operační teplotou. Obecně platí čím větší ložisko, tím nižší jsou dosažitelné otáčky, z důvodu odstředivých sil vyvozených od valivých elementů. Vyšší odstředivá zatížení jsou příčinou vyšších teplot ložiska. Operační teplota ložiska tedy záleží na teple, které je generováno třením v ložisku a množství tepla, které je z ložiska odvedeno. Existuje několik možností jak snížit tření generované v ložisku:


1. **Použití ložisek s menšími valivými elementy** – pro tyto velikosti se řada s menšími valivými elementy nenabízí
2. **Použití ložisek s menším úhlem kontaktu** – vhodné zejména pro ložiska frézovacího vřetena, kde nepůsobí v takovém rozsahu axiální síly
3. **Použití ložisek z hybridních materiálů** – velmi vhodné řešení k dosažení vyšších otáček bez ztráty výkonu a spolehlivosti ložiska, avšak nevýhodou je výrazně vyšší cena ložiska
4. **Jiné uspořádání ložisek** – touto cestou se dá zvýšit otáčkový faktor ložisek ale za cenu snížení tuhosti celého uložení
5. **Zpřesnění vyráběných dílů** – potřeba přesnějších strojů, delší strojní časy, kvalifikovaná obsluha

Odvedení tepla z ložiska je možné docílit těmito způsoby:

6. **Použití mazání olej-vzduch místo plastického maziva** – kombinací vzduchu a minimálního množství maziva lze docílit vyššího odvodu tepla z ložiska a tím i zvýšení otáčkového faktoru, nevýhodou je pořizovací cena komponent pro mazání olej-vzduch ale hlavně velmi náročné seřízení tohoto systému mazání
7. **Použití distančních kroužků** – jednoduché distanční kroužky mezi jednotlivými ložisky v sadě umožňují odvod tepla z ložiskových kroužků
8. **Použití přídavného chlazení uložení ložisek**

Otáčky do 5000 min^{-1} mohou být dostačující např. pro použití výstružníku s průměrem 20 mm s ohledem na jeho doporučené řezné rychlosti, to už ale neplatí pro výstružník s průměrem 2 mm, jelikož na tomto průměru bude řezná rychlost desetkrát menší a čím menší průměr nástroje, tím vyšší jsou doporučené řezné rychlosti. Takto nízké řezné rychlosti se poté projeví na životnosti nástroje, drsnosti obroběného povrchu a hlavně na produktivitě. To je hlavní motivace pro navýšení otáček stroje. Nabízí se dvě možnosti jak získat na stroji vyšší otáčky a to:

- A. Konstrukční úpravou hlavního uložení vřetena (viz body 1. - 8.)
- B. Použití příslušenství pro zvýšení otáček tzv. **zrychlovací hlava**

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

Zmíněné limitní otáčky 5000 min^{-1} tedy platí pro variantu A., neboť standardní konstrukce většiny výrobců horizontálních vyvrtávaček s vřetenem o průměru 130 mm dosahují otáček kolem 3000 min^{-1} . Pouze s úpravou A. lze dosáhnout tohoto navýšení, avšak jde o velice nákladný způsob a často i s velmi nejistým výsledkem. Samotná úprava konstrukce uložení pro vyšší otáčky má za následek snížení maximálních řezných sil, v opačném případě trvanlivost ložisek se výrazně snižuje. Obecně totiž platí, že vysokootáčkové stroje, respektive ložiska, jsou uzpůsobeny pro vysoké otáčky za cenu nižší únosnosti ložisek (menší kuličky, menší předpětí, menší úhel kontaktu).

Pro zachování univerzality stroje s dostatečnou trvanlivostí ložisek a možností navýšení otáček pro určité technologické operace se jeví jako ideální možnost použití příslušenství pro navýšení otáček tedy varianta B. zrychlovací hlava. Tímto způsobem je možné standardní technologické operace, při kterých vznikají velké řezné síly, provádět se samotným vřeteníkem a pracovním vřetenem (např. hrubovací operace) a zároveň při nasazené zrychlovací hlavě provádět operace dokončovací, které vyžadují vyšší otáčky při menších řezných silách. Touto cestou se tedy dosáhne vyšší životnosti nástroje, menší drsnosti povrchu a obecně vyšší produktivity při zachování optimální trvanlivosti ložisek.

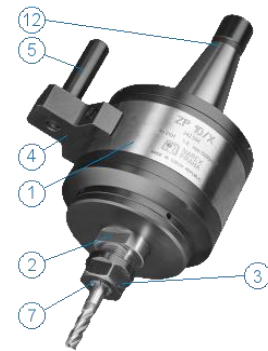
2.1 ZRYCHLOVACÍ HLAVA S MECHANICKÝM PŘEVODEM

Zrychlovací hlava s mechanickým převodem (Obr. 16) je ve své podstatě přesný kleštinový upínač vrtáků a stopkových fréz, vybavený mechanickou planetovou převodovkou s pevným převodem do rychla. Vřeteno (2) je uzpůsobeno pro upínání válcových stopek nástrojů pomocí kleštin (7) typu ER20/ESX DIN 6499-B. Přístroj se upíná do vřetena obráběcího stroje za upínací kuželovou stopku (12) a pomocí aretačního členu (4,5) se udržuje skříň planetové převodovky - věnec (1) v klidu.

Přístroj lze použít ve svislé nebo vodorovné poloze na frézovacích, vrtacích a vyvrtávacích strojích k obrábění oceli, litiny, barevných kovů, lehkých slitin a plastických hmot. V případě jeho nasazení na CNC obráběcím centru lze využít zásobníku náradí, pokud tomu odpovídají možnosti stroje, max. ukládací hmotnost a rozměry. [9]

Tab. 3 Parametry NAREX-ZP

NAREX produktová řada ZP	
Maximální otáčky	20000 min ⁻¹
Připojení ke stroji	CAT / BT / DIN69871 / Mk
Upínání nástroje	ER kleština
Možnost použití ATC	ANO
Chlazení středem nástroje	NE



Obr. 16 NAREX-ZP [9]

Tab. 4 Parametry OMG-MO

OMG produktová řada MO	
Maximální otáčky	35000 min ⁻¹
Připojení ke stroji	CAT / HSK / BT / DIN69871 / CAPTO
Upínání nástroje	ER kleština
Možnost použití ATC	ANO
Chlazení středem nástroje	ANO



Obr. 17 OMG-MO [10]

Tab. 5 Parametry BENZ-SLI

BENZ produktová řada SLI	
Maximální otáčky	40000 min ⁻¹
Připojení ke stroji	CAT / HSK / BT / DIN69871 / CAPTO
Upínání nástroje	ER kleština
Možnost použití ATC	ANO
Chlazení středem nástroje	ANO



Obr. 18 BENZ-SLI [11]

2.2 ZRYCHLOVACÍ HLAVA S ELEKTROMOTOREM

Jedná se o samostatnou vřetenovou jednotku, která se upíná na stacionární vřeteno stroje. Je poháněno vlastním přídavným elektromotorem, které je potřeba externě napájet. Disponují vlastním ovládacím zařízením, které zobrazuje otáčky a ostatní parametry. Připojovací kabel, mezi jednotkou a řízením, je opatřen rychlo-odepínacím mechanismem pro případ, že by došlo k protočení jednotky. Jelikož tyto jednotky během obrábění generují nezanedbatelné množství tepla, jsou opatřeny vstupem pro vzduchové chlazení.

Tab. 6 Parametry PARFAITE-MZ

PARFAITE produktová řada MZ	
Princip	Elektrické
Maximální otáčky	60000 min ⁻¹
Připojení ke stroji	BT / HSK / DIN69871
Upínání nástroje	PFK kleština
Možnost použití ATC	NE
Chlazení středem nástroje	NE



Obr. 19 PARFAITE-MZ [12]

Tab. 7 Parametry NAKANISHI-HES

NAKANISHI produktová řada HES	
Princip	Elektrické
Maximální otáčky	80000 min ⁻¹
Připojení ke stroji	BT / NT / HSK A / ST
Upínání nástroje	CHA kleština
Možnost použití ATC	NE
Chlazení středem nástroje	NE



Obr. 20 NAKANISHI-HES [13]

2.3 ZRYCHLOVACÍ HLAVA S TEKUTINOVÝM POHONEM

Tyto zrychlovací hlavy pracují na principu turbíny, která je roztáčena silou proudící tekutiny a to buď stlačeným vzduchem, nebo vysokotlakou kapalinou. Jednotky poháněné vzduchem se upínají na stacionární vřeteno a jsou externě zásobovány stlačeným vzduchem potřebným pro jejich chod. Vzduchové jednotky jsou svojí nezávislostí podobné elektrickým ale s tou výhodou že jim pro provoz stačí přivést stlačený vzduch a tím pádem jsou lépe včlenitelné do procesu automatické výměny. Otáčky jsou regulovatelné tlakem přiváděného vzduchu. Maximální otáčky mohou dosahovat až 150000 min^{-1} a to díky aerostatickým ložiskům.

Kapalinové jednotky jsou v principu stejné, rozdíl je ale v tom, že není nutné externě přivádět kapalinu do jednotky, nýbrž postačí vysokotlaké chlazení, které je vedeno středem vřetena obráběcího stroje. Tyto jednotky kombinují výhody mechanických a vzduchových jednotek. Nejsou omezovány otáčkami vřetena stroje, otáčky jsou regulovatelné, umožňují použití ATC a hnací médium potřebné pro pohon těchto jednotek je využito k chlazení v místě řezu.

Tab. 8 Parametry NAKANISHI-HTS

NAKANISHI produktová řada HTS	
Princip	Vzduchové
Maximální otáčky	150000 min^{-1}
Připojení ke stroji	BT / HSK E-A-F
Upínání nástroje	CHA kleština
Možnost použití ATC	ČÁSTEČNĚ
Chlazení středem nástroje	NE



Obr. 21 NAKANISHI-HTS [14]

Tab. 9 Parametry AIR TURBINE SPINDLES-602

AIR TURBINE SPINDLES produktová řada 602	
Princip	Vzduchové
Maximální otáčky	90000 min^{-1}
Připojení ke stroji	CAT / BT / DIN69871 / HSK
Upínání nástroje	CHA kleština
Možnost použití ATC	ČÁSTEČNĚ
Chlazení středem nástroje	NE



Obr. 22 ATS-602 [15]

Tab. 10 Parametry COLIBRI SPINDLES-Typhoon



COLIBRI SPINDLES produktová řada Typhoon	
Princip	Kapalinné
Maximální otáčky	50000 min^{-1}
Připojení ke stroji	CAT / BT / DIN69871 / HSK A / C / ST
Upínání nástroje	ER kleština
Možnost použití ATC	ANO
Chlazení středem nástroje	NE



Obr. 23 COLIBRI SPINDLES-Typhoon [16]


2.4 POROVNÁNÍ VARIANT

Tab. 11 Porovnání zrychlovacích hlav

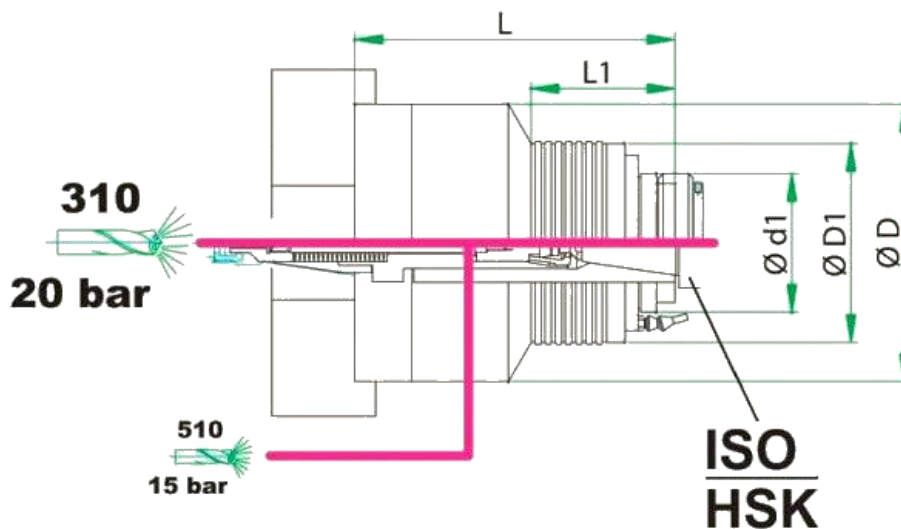
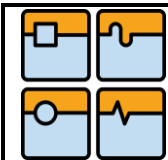
Mechanické	Elektro	Tekutinové
		
Max. 40 000 min ⁻¹ (dle max. otáček vřetena)	Max. 80 000 min ⁻¹	Max. 150 000 min ⁻¹ (vzduchové)
Nízké pořizovací náklady	Vysoké pořizovací náklady	Střední pořizovací náklady
Otáčky řízené dle vřetena obráběcího stroje	Otáčky řízené řídicím systémem	Otáčky řízené tlakem proudící tekutiny
	Nemožnost použití ATC	Částečná adaptace do ATC
Automatická výměna pomocí ATC	Komplexní integrace do CNC řízení stroje	Komplexní využití přiváděného média

Každé z těchto uvedených zařízení má své výhody a nevýhody. Avšak s ohledem na zadání diplomové práce jsou všechny zmíněné varianty nevyhovující s výjimkou jednoho výrobce, kterého jsem ponechal na závěr porovnání jednotlivých typů jako možné nakupované řešení. Jedná se o zrychlovací hlavu s mechanickým převodem do rychla od výrobce Pibomulti.

Tab. 12 Parametry PIBOMULTI - FX300-04

PIBOMULTI model FX300-04		
Princip	Mechanický - planetový převod do rychla	
Převodový poměr	4	
Maximální otáčky	6000 min ⁻¹ (krátkodobě 8000 min ⁻¹)	
Připojení ke stroji	Připojovací adaptér	
Upínání nástroje	ISO 50 / HSK 100	
Automatická výměna	ANO	
Chlazení středem	ANO	

Obr. 24 PIBOMULTI - FX300-04 [17]



Obr. 25 Rozměrové schéma řady FX300 [17]

Rozměry

d1 [mm]	D [mm]	D1 [mm]	L [mm]	L1 [mm]	[kg]
150	300	220	346	156	110

Zmíněný model FX300-04 disponuje oproti jiným výrobcům kuželem pro upínání nástrojů ISO 50, který ostatní výrobci nabízejí pouze pro připojení do vřeten stroje, v souvislosti s automatickou výměnou pomocí ATC. V tomto případě je výměna realizována přes automatický proces výměny a to prostřednictvím Pick-Up stanice, ve které je hlava uskladněna. Speciálně vyrobený adaptér na míru pak umožňuje spojení hlavy s téměř jakýmkoliv vřeteníkem. Cena hlavy byla zjištěna formou poptávky na dealera těchto technologických vybavení.

POŘIZOVACÍ CENA HLAVY FX300-04

FX300-04 - zrychlovací hlava <ul style="list-style-type: none"> • vstup kameny ISO50 • výstup - ISO50 • převod 1:4 • max.ot. 6000 (8000) min⁻¹ • max.ot. nepřetržitě 4800 min⁻¹ • max. výkon 20 kW • max. krouticí moment 405 Nm • mazání stálou tukovou náplní • integrované strojní upínání nástrojů 	1 143 693 Kč
FX300-04 - aretace (blokování polohy vstupního kužele)	40 615 Kč
FX300-04 - chlazení option 510 <ul style="list-style-type: none"> • úprava hlavy pro přívod chladicí kapaliny 	271 385 Kč
CELKEM BEZ DPH	1 455 693 Kč

3 NÁVRH ŘEŠENÍ

Smyslem zrychlovací hlavy je zrychlení otáček vřetene horizontální vyvrtávačky. Tohoto zrychlení lze dosáhnout mechanickým převodem např. jako hlava FX300-4. Pro porovnání mechanických převodů se jako první nabízí převod ozubeným soukolím. Přestože hlava FX300-4 pracuje na principu planetového převodu, do porovnání a následného výběru vhodné varianty bude uvažováno použití jednoduché ozubeného soukolí s šikmými zuby, z důvodu jednodušší a levnější výroby a požadavku na relativně malý převodový poměr. Jako druhý mechanický převod do porovnání je uvažován řemenový převod. Do porovnání lze poté zařadit synchronní ozubené řemeny, které pracují bez prokluzu, a proto jsou schopny zajistit stálý počet otáček či přesný převodový poměr. U klínových řemenů a třecích převodů může dojít k prokluzu, což má velmi negativní důsledek při automatické výměně nástroje, kde je potřeba znát přesnou polohu vřetene.



Obr. 26 Čelní soukolí s šikmými zuby [39]



Obr. 27 Převod synchronním řemenem [40]

3.1 VOLBA VHODNÉHO MECHANICKÉHO PŘEVODU

Pro zvolení správné varianty mechanického převodu je použita jednoduchá, ale účinná vyhodnocovací metoda - metoda vážených hodnot.

Volba kritérií a hodnocení jednotlivých variant bylo konzultováno a sestaveno po poradě s oddělením nákupu, montáže, servisu a v neposlední řadě s konstrukčním a aplikačním oddělením.

POSTUP PRO SESTAVENÍ METODY VÁŽENÝCH HODNOT

- Sepíšeme kritéria, která vyžadují návrh mechanického převodu
- Určíme závažnost nebo relativní hodnotu důležitosti každého činitele tak, že postupujeme od nejvýznamnějšího – hodnotíme váhou 10. Další hodnotíme podle důležitosti váhami 9 až 1.
- Každou variantu popíšeme do jednoho sloupce
- Hodnotíme vždy jednoho činitele pro všechny varianty a použít můžeme přitom následující hodnocení (tab. 13):

Tab. 13 Hodnocení

Známka	Hodnota
A – absolutorium – výborně	4
E - evidentně dobrá - velmi dobře	3
I – imperativní – dobré	2
O – obvyklé – dostatečné	1
U – slabý – nedůležitý	0

Tab. 14 Hodnotící kritéria

Váha kritéria	Kritérium	Hodnocení		
		3 body	2 body	1 bod
		Velmi dobré	Neutrální	Špatné
9	Požizovací cena	do 20 000 Kč	20 000 - 40 000 Kč	nad 40 000 Kč
8	Dosažitelné otáčky	nad 60 m/s	20 - 60 m/s	do 20 m/s
7	Složitost konstrukce	Jednoduchá	Normální	Složitá
6	Zatížení ložisek	Malé	Střední	Velké
5	Údržba	Snadná (bez nutnosti)	Střední	Náročná (častá)
4	Zástavbové rozměry	Malé	Střední	Velké
3	Přesnost	Přesné (bez vůle)	Standardní	Velké vůle
2	Účinnost	nad 97%	85-97%	do 85%
1	Hlučnost chodu	Velmi tiché	Normálně hlučné	Hlučné

- e) Každé hodnocení převedeme na číselnou hodnotu tak, že hodnotu závažnosti kritéria vynásobíme jeho hodnocením
- f) Sečteme ve svislém směru číselné hodnoty pro každou variantu a nejlepší výsledek má nejvyšší celkovou bodovou hodnotu

Tab. 15 Hodnocení jednotlivých variant

Kritérium	Řemenový převod			Převod ozubenými koly		
	Váha kritéria	Hodnocení	Součin	Váha kritéria	Hodnocení	Součin
Požizovací cena	9	2	18	9	1	9
Dosažitelné otáčky	8	2	16	8	2	16
Složitost konstrukce	7	3	21	7	2	14
Zatížení ložisek	6	1	6	6	2	12
Údržba	5	3	15	5	1	5
Zástavbové rozměry	4	1	4	4	3	12
Přesnost	3	3	9	3	1	3
Účinnost	2	3	6	2	2	4
Tichý chod	1	3	3	1	2	2
Suma			98			77

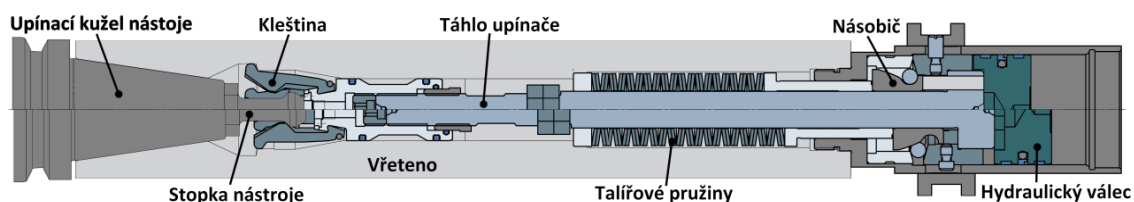
Z výsledku je patrné, že optimální mechanický převod, pro tuto aplikaci, je řemenový s ozubeným synchronním řemenem. Tento výsledek navíc potvrzují dosavadní dlouhodobé dobré zkušenosti společnosti FERMAT s využitím synchronních řemenů pro náhon vřeten.

3.2 ULOŽENÍ VŘETENE ZRYCHLOVACÍ HLAVY

Pro další návrh a dimenzování řemenového převodu je nutné nejdříve navrhnout uložení vřetene zrychlovací hlavy a s tím i rozměry hnané řemenice, které budou určující pro další návrh.

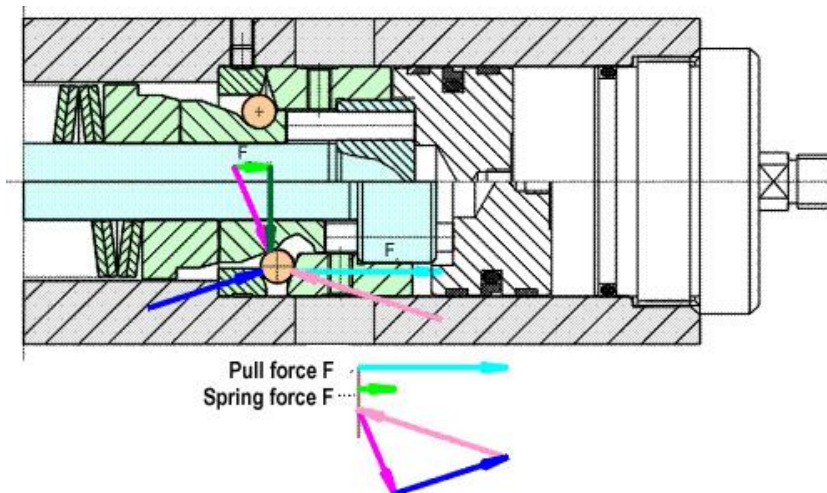
3.2.1 VŘETENO A UPÍNAČ

Vřeteno je navrženo pro automatické upínání do nástrojové dutiny ISO50 s možností chlazení středem nástroje. Vnitřní rozměry vřetena, včetně nástrojové dutiny ISO50 jsou přizpůsobeny pro nakupovaný upínač od firmy Berg-Spanntechnik. Součástí upínače je i rotační přívod pro vysokotlaké chlazení středem vřetena. Vnější rozměry vřetena jsou pak navrženy s ohledem na co nejmenší průměr hnané řemenice. Obdobný upínač je zobrazen na obrázku (Obr. 28).



Obr. 28 Upínač ES fa. OTT-JAKOB [18]

Nástroj je upnut v upínací dutině vřetena prostřednictvím upínací kleštiny. Upínací síla je vyvozena talířovými pružinami. Pro zvětšení upínací síly je v některých případech použit upínač s násobičem upínací síly (Obr. 29). Násobič je posuvný člen v ose upínací síly, po které se pohybují násobící elementy, které se v koncové poloze zapřou o pevné plochy s vhodnou kombinací úhlů. Tím je dosaženo požadovaného zvýšení upínací síly. Uvolnění nástroje je provedeno pomocí tlakové kapaliny přivedené do hydraulického válce, který talířové pružiny stlačí, odblokuje elementy násobiče, uvolní kleštinu a umožní vyjmutí nástroje z dutiny vřetena.



Obr. 29 Násobič upínací síly [19]

3.2.2 VŘETENOVÁ LOŽISKA

Vřeteno bude uloženo ve dvou sadách vysoce přesných kuličkových ložisek s kosouhlým stykem. Kuličková ložiska s kosouhlým stykem mají oběžné dráhy vnitřních a vnějších kroužků vzájemně vůči sobě přesazené ve směru osy ložiska. Tato ložiska jsou tedy obzvláště vhodná pro přenášení kombinovaných zatížení, tzn. současně působících radiálních a axiálních zatížení. [20]

Přední sada 3 ložisek SKF 7018 CD/P4A TBTA v uspořádání <>>

Zadní sada 2 ložisek SKF S7016 CD/P4A DBA v upořádání <>

Toto uspořádání ložisek zajišťuje vysokou tuhost uložení se zvýšenou únosností axiálních i radiálních zatížení. Pro zadní sadu byla vybrána ložiska s bezkontaktním těsněním, s ohledem na možné znečištění ze strany řemenů. Dále byla zvolena vnitřní konstrukce v provedení „CD“, kde „D“ znamená provedení s vysokou únosností, tzn. velké kuličky v menším počtu, což se pozitivně projeví na celkové únosnosti ale negativně na maximálních otáčkách. Proto byl zvolen kontaktní úhel 15° „C“, který má v porovnání s úhlem 25° „AC“ vyšší otáčkový faktor, ovšem za cenu nižší axiální tuhosti. Další označení znamená, že se jedná o ložiska v toleranční třídě P4A, výrobce deklaruje rozměrovou přesnost podle třídy přesnosti ISO 4 a přesnost chodu lepší než je třída přesnosti ISO 4. „TBT“ a „DB“ poté označuje sadu spárovaných ložisek, ty jsou spárována již z výroby tak, že pokud se namontují těsně vedle sebe v určeném pořadí, tak je dosaženo předem stanoveného rozsahu předpětí a účinného rozložení zatížení. Vnitřní a vnější průměry ložisek v jedné sadě jsou zvolena tak, aby ležely nejvýše v jedné třetině přípustné tolerance průměru, což přispívá k rovnoměrnějšímu rozložení zatížení [20]. Poslední písmeno „A“ určuje míru předpětí ložiska přednastavenou výrobcem, přičemž písmeno „A“ reprezentuje velmi lehké předpětí celé ložiskové sady. Předpětím lze zvýšit tuhost uložení, avšak předpětí se mění s otáčkami a při velmi vysokých otáčkách dochází k výraznému zvýšení předpětí. Je to způsobeno především velkými odstředivými silami působícími na kuličky, což se projeví změnou jejich polohy na oběžných drahách, nárůstem tření a tím i snížením maximálních otáček [20].

Kontrola dosažitelných otáček sady ložisek 7018 při mazání plastickým mazivem

$$n_{Lmax} = n_{1Gmax} \cdot n_{R TBT} \quad [min^{-1}] \quad (1)$$

$$n_{Lmax} = 9000 \cdot 0,69$$

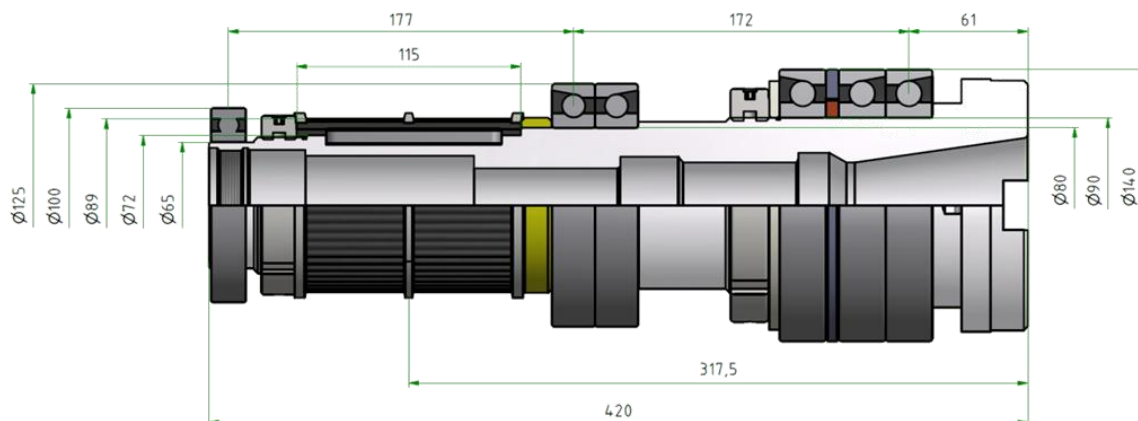
$$n_{Lmax} = 6210 \text{ min}^{-1}$$

$n_{1Gmax} [min^{-1}]$...dosažitelné otáčky na plastickém mazivu viz Tab. 24 dle [20]

$n_{R TBT} [-]$...redukční faktor otáček pro sady ložisek viz Tab. 24 dle [20]

Přední sada ložisek mazaná stálou tukovou náplní (mazivem ISOFLEX NBU 15) a v této skladbě vyhovuje otáčkově dané aplikaci. Pro zadní sadu je limit ještě větší a to až 8000 min^{-1} , je to dáno především menšími ložisky a menším redukčním faktorem pro sadu dvou ložisek v daném uspořádání.

Konec vřetena je navíc podepřen jednořadým kuličkovým radiálním ložiskem SKF 6013-2Z, z důvodu namáhání vřetene silou od předpětí řemenů. Ložiska budou axiálně zajištěna přesnými maticemi typu ZM. Závit těchto matic je vyráběn společně se sérií pojistných elementů umístěných po obvodu závitů. Matice jsou navíc vybaveny stavěcími šrouby, které po dotažení matice dotlačují zmíněné elementy do kontaktu s vnějším závitem a tím vymezují vůli v závitě a pojišťují matici proti povolení.



Obr. 30 Uložení vřetene

3.3 NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Výběr vhodného řemenového systému podléhá technickým a ekonomickým požadavkům. Základem pro stanovení rozměru ozubeného řemen je metoda výpočtu, která zohledňuje následující vlivy:

- výkon
- kroutící momenty
- rychlost
- doba běhu pohonu
- pracovní charakteristiku
- počet zabírajících zubů
- převodový poměr
- vzdálenost os

3.3.1 VSTUPNÍ PARAMETRY PRO NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

HNACÍ PARAMETRY

Jsou dány vřeteníkem a je možné je vyčíst z výkonové charakteristiky (Obr. 1). Na vřeteníku je použita dvoustupňová automaticky řaditelná převodovka pro co nejefektivnější využití hlavního motoru, co se týče otáček a kroutícího momentu. První stupeň se využívá převážně pro hrubovací operace, kdy je potřeba vysokého kroutícího momentu. V případě že bude nasazena na vřeteníku zrychlovací hlava, uvažuje se pouze o využití druhého stupně, který je charakteristický vyššími otáčkami ale nižším kroutícím momentem. Hnací parametry pro návrh řemenového převodu jsou dva pracovní body charakteristiky a to:

- A) bod nejvyššího kroutícího momentu [$n_A = 1026 \text{ min}^{-1}$; $M_A = 382 \text{ Nm}$]
 B) bod nejvyšších otáček [$n_B = 3000 \text{ min}^{-1}$; $M_B = 99 \text{ Nm}$]

HNANÉ PARAMETRY

$n_{\max} = 6000 \text{ min}^{-1}$...Maximální dosažitelné otáčky	dle zadání
$M_{\max} = 200 \text{ Nm}$...Požadovaný kroutící moment	dle zadání
$d_{v2\min} = 72 \text{ mm}$...Průměr vřetene pod hnanou řemenicí	dle obr. 28

PROVOZNÍ PODMÍNKY

Pracovní cyklus: 3-8 hodin/den – 5dní/týden

KONSTRUKČNÍ PODMÍNKY

$d_{r1\max} = 200 \text{ mm}$...Maximální průměr hnací řemenice	dle návrhu
$a_o = 200 \text{ mm}$...Osová vzdálenost	dle návrhu
Napínací kladka	...Použita	dle návrhu

3.3.2 URČENÍ ZÁKLADNÍHO BEZPEČNOSTNÍHO FAKTORU

Životnost pohonu ozubenými řemeny závisí na intenzitě používání a typu aplikace. V tabulce viz [21, str. 35, tab. 41] (Load factor c_2) můžeme určit vhodný provozní faktor (základní bezpečnostní faktor). Pokud je navíc užitá napínací kladka, musí být bezpečnostní faktor navýšen. Pro převodové poměry do rychla se navíc přidává hodnota bezpečnosti, podle velikosti převodového poměru.

Převodový poměr	$i = \frac{n_{\max}}{n_B} \quad [-] \quad (2)$ $i = \frac{6000}{3000}$ $i = 2$
-----------------	--

Základní faktor	$c_2 = 1,3$ [21, str. 35, tab. 41]
-----------------	------------------------------------

Faktor zrychlení	$c_3 = 0,2$ [21, str. 36, tab. 42]
------------------	------------------------------------

Únavový faktor	$c_4 = 0,4$ [21, str. 36, tab. 43]
----------------	------------------------------------

Celkový bezpečnostní faktor	$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 \quad [-] \quad (3)$ $c_0 = 1,3 + 0,2 + 0,4$ $c_0 = 1,9$
-----------------------------	---

3.3.3 URČENÍ VYPOČTENÉHO VÝSTUPNÍHO VÝKONU

Pro určení výstupního výkonu, nebo-li výkonu který bude řemen muset zvládnou bezpečně přenést, je nutno znát maximální přenášený kroutící moment. Maximální kroutící moment je znám z výkonové charakteristiky a je to bod nejvyššího kroutícího momentu M_A .

$$M_{Af} = M_A \cdot c_0 \quad [Nm] \quad (4)$$

$$M_{Af} = 382 \cdot 1,9$$

$$M_{Af} = 725,8 Nm$$

Vypočtený výkon

$$P_{Af} = \frac{M_{Af} \cdot n_A}{9,55 \cdot 10^3} \quad [kW] \quad (5)$$

$$P_{Af} = \frac{725,8 \cdot 1026}{9,55 \cdot 10^3}$$

$$P_{Af} = 78 kW$$

3.3.4 ZVOLENÍ ROZTEČE OZUBENÉHO ŘEMENE

Pro zvolení rozteče řemene je možno využít tabulku viz [21, str. 42, tab. 53]. Z tabulky lze vyčíst, že požadovaného výkonu 78kW při otáčkách hnací řemenice 2052min^{-1} a minimálním roztečným průměrem (dle d_{v2min}) je možno dosáhnout s řemenem o profilu HTD a rozteči 8mm . Proto je možné zvolit řemen typu CONTI SYNCHROFORCE EXTREME o profilu HTD a rozteči 8M t = 8 mm.

3.3.5 VÝBĚR KOMBINACE OZUBENÝCH ŘEMENIC, DÉLKY A ŠÍŘKY ŘEMENE

VÝBĚR OZUBENÝCH ŘEMENIC

Výběr závisí na limitujících rozměrech ozubené řemenice a to buď hnací, nebo hnané. Hlavové a roztečné průměry lze vyčíst z tabulky [21, str. 18, tab. 21].

$d_{r1max} = 200 \text{ mm}$...Maximální průměr hnací řemenice	dle návrhu
76 (z_1) - 8M	...Největší možná hnací řemenice	viz [21]
$d_{v2min} = 72 \text{ mm}$...Průměr hřídele pod hnanou řemenicí	dle návrhu
38 (z_2) - 8M	...Nejmenší možná hnaná řemenice	viz [21]

VÝBĚR DÉLKY ŘEMENE

Factory ovlivňující délku řemene jsou velikost hnací a hnané řemenice, rozteč zubů a osová vzdálenost. Délku řemene je možné vypočítat podle vztahu [21, str. 29], které zahrnují tyto parametry.

$$L_w \approx 2 \cdot a_o + \frac{t}{2} \cdot (z_1 + z_2) + \frac{\left[\frac{t}{\pi} \cdot (z_1 - z_2)\right]^2}{4 \cdot a_o} \quad [mm] \quad (6)$$

$$L_w \approx 2 \cdot 200 + \frac{8}{2} \cdot (76 + 38) + \frac{\left[\frac{8}{\pi} \cdot (76 - 38)\right]^2}{4 \cdot 200}$$

$$L_w \approx 868 \text{ mm}$$

Tento výpočet však nezahrnuje do sebe velikost a polohu napínací kladky, z tohoto důvodu využijí možnost návrhu celého řemenového systému v jednom z několika nabízených programů pro návrh řemenových převodů. Jedná se konkrétně o programu CONTITECH SUITE.

Program CONTITECH SUITE umožňuje kompletní řešení návrhu řemenových převodů. Pomocí programu lze řešit velice spolehlivě a rychle výpočty všech běžných druhů a typů řemenů. Ve výpočtech je však počítáno pouze s produkty Continental, což může být v určitých případech omezující. Pro základní výpočet a návrh geometrie převodu je naprosto dostačující. Při návrhu byla dostupná verze 7.4, která obsahuje dva výpočtové moduly a to: TRANSMISSION DESIGNER - Program pro výpočet převodu se dvěma řemenicemi a DRIVE ALIVE - Program pro výpočet převodu s více hřídelemi, umožňuje výpočet řemenového převodu s ozubeným řemenem nebo drážkovým řemenem a to maximálně 10 hřídelů tzn. až 10 řemenic nebo napínacích kladek. A protože předběžně navržený řemenový převod není osově stavitelný a počítá se tedy s napínací kladkou, použijí pro návrh modul DRIVE ALIVE.

Vstupními parametry potřebné pro rozměrové schéma jsou druh řemenu, rozteč zubů a předběžně i profil a typ řemenu. Profil a typ řemenu je volen podle velikosti zatížení a obvodových rychlostí řemenu. Dále pak počet řemenic a napínacích kladek včetně jejich vlastností, rozměrů a jejich předběžné polohy. Výstupem je pak rozměrové schéma se zadanou polohou a velikostí řemenic, směrem otáčení, včetně úhlu opásání. Program pak podle zadaných parametrů a tolerance polohy napínací kladky nabídne řemen o standardní délce. Dle konstrukčních podmínek a zvolených řemenic vychází délka řemene takto:

HTD - 8M	...Zvolený profil zubu	dle návrhu
CONTI SYNCHROFORCE EXTREME	...Zvolený typ řemenu	dle návrhu
$L_w = 880 \text{ mm}$...Délka řemene	dle DRIVE ALIVE

VÝBĚR ŠÍŘKY OZUBENÉHO ŘEMENE

Pro výběr šířky ozubeného řemene je opět možno použít program DRIVE ALIVE. Po zobrazení rozměrového schématu s nabídnutou délkou řemenu, následuje dialogové okno pro zadání výkonových parametrů potřebných pro výběr šířky ozubeného řemene. Pro výpočet šířky řemene je určující opět bod A) z výkonové charakteristiky, což je bod nejvyššího kroutícího momentu [$n_A = 1026 \text{ min}^{-1}$; $M_A = 382 \text{ Nm}$]. Po zadání těchto výkonových parametrů zbývá ještě zadat celkový bezpečnostní faktor (viz kapitola 3.3.2) $c_0 (= c_{0gef}) = 1,9$. Pro zvolený typ řemenu pak program vypočítá minimální šířku řemene, včetně maximální a dovolené síly předpětí řemenu.

$b_{err} = 75 \text{ mm}$...Minimální šířka pro 1 řemen dle DRIVE ALIVE

Program navrhuje jeden řemen o takové šířce, aby byl schopen bezpečně přenášet zatížení dle zadaných parametrů. Problém je ten, že pro vysoké zatížení vychází relativně velká šířka řemene a ta se velmi negativně projevuje v nárůstu hlučnosti převodu. Proto volím použití dvou stejných řemenů standardní šířky o minimální šířce vycházející z poloviny hodnoty $b_{err} = 75 \text{ mm}$.

$b_{n2} = 40 \text{ mm}$...Navržená šířka pro jeden ze dvou řemenů dle návrhu

V případě použití jednoho řemenu o šířce 75 mm jsou výsledky výpočtu v pořádku jak z hlediska únosnosti zatížení, rychlosti řemenu ale i dovoleného účinného tahu řemenu. Pokud se však zvolí řemeny dva o jednotlivé šířce 40 mm, nevychází pak výpočet řemenu na dovolený účinný tah $F_{u\text{dov}}$, kde byla překročena hodnota $F_{u\text{dov}(40)} = 3900 \text{ N}$ [21, str. 38, tab. 47]. Je proto nutné zvolit větší šířku řemenu. Nejbližší vyšší standardizovaná šířka řemene je 50 mm, což je zbytečně mnoho. Výrobci ozubených řemenů běžně nabízejí možnost vlastních šířek řemenů, bez extra zvýšených finančních nákladů, z tohoto důvodu volím šířku řemenu 45 mm. Dovolenu tahovou sílu lze vypočítat lineární interpolací z hodnot pro šířku 40 a 50 mm [21, str. 38, tab. 47].

$F_u = 3943,5 \text{ N}$...Účinná tahová síla řemenu dle DRIVE ALIVE

$b_2 = 45 \text{ mm}$...Zvolená šířka pro jeden ze dvou řemenů dle návrhu

$F_{u\text{dov}(45)} = 4400 \text{ N}$...Dovolená účinná tahová síla řemenu [21, str. 38, tab. 47]

3.3.6 PARAMETRY ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

76 - 8M - HTD ...Hnací řemenice

$d_k = 70 \text{ mm}$...Průměr kladky

38 - 8M - HTD ...Hnaná řemenice

2x CONTI HTD 880 – 8M – 45 ...Řemen
SYNCHROFORCE EXTREME

$n_{r1max} = 3000 \text{ min}^{-1}$...Max. otáčky hnací řemenice
$F_{Lstat1} = 3940,5 \text{ N}$...Statická síla na ložiska hnací řemenice
$F_{Ldyn1} = 4262 \text{ N}$...Dynamická síla na ložiska hnací řemenice
$n_{r2max} = 6000 \text{ min}^{-1}$...Max. otáčky hnané řemenice
$F_{Lstat2} = 4324 \text{ N}$...Statická síla na ložiska hnané řemenice
$F_{Ldyn2} = 4324 \text{ N}$...Dynamická síla na ložiska hnané řemenice
$n_{kmax} = 7950 \text{ min}^{-1}$...Max. otáčky napínací kladky
$F_{Lstat3} = 1734 \text{ N}$...Statická síla na ložiska napínací kladky
$F_{Ldyn3} = 152,5 \text{ N}$...Dynamická síla na ložiska napínací kladky

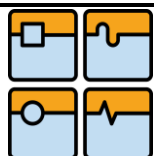
Parametry jsou výstupem z programu DRIVE ALIVE a jejich kompletní výpis je mezi přílohami.

3.4 NÁVRH NAPÍNACÍ KLADKY

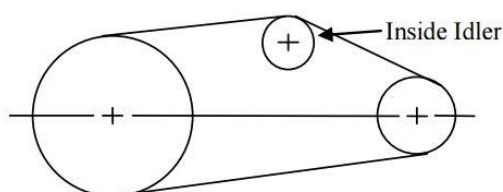
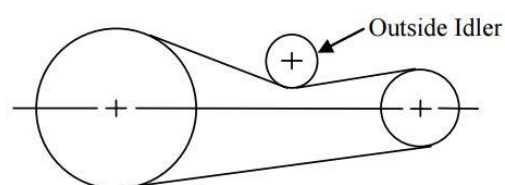
Ozubené řemeny nevyžadují velké předepínací síly, které jsou běžné u převodů plochými nebo klínovými řemeny. Vhodným předpětím je ovšem nutno zamezit kmitání volné větve převodu, jenž může být zdrojem hluku a vibrací, v krajním případě až důvodem k přeskoku zubu na ozubené řemenici. Optimální předpětí řemene zabezpečuje plné využití jeho výkonnosti a dosažení maximální životnosti. Škodlivé je jak příliš nízké, tak i nepřiměřené vysoké předpětí. Velikost předpětí ozubeného řemene je uvedeno pro každý druh řemene v konstrukčních katalozích. Prakticky se velikost předpětí většinou nastavuje nejdříve na předepsané hodnoty a následně se koriguje praktickou zkouškou na nejmenší kmitání volné větve, případně na optimální hlukovou frekvenci rychloběžných převodů [22]. V případech kdy není možno docílit přepětí řemenu nastavitelnou osovou vzdáleností, je potřeba využít napínací kladku.

3.4.1 NAPÍNACÍ KLADKY

Kladky v systémech převodů ozubenými řemeny jsou používány pro případy kdy je potřeba vést volnou větev převodu, docílit požadovaného předpětí řemenu nebo kvůli vyhnutí se překážkám v systému. Převážně se používání napínacích kladek nedoporučuje, z důvodu zvýšeného namáhání řemenu, pokud se však dodrží všechny konstrukční postupy a doporučení nehrozí zvýšené riziko poškození, či zkrácení životnosti řemenového systému.

**UVNITŘ/VNĚ ŘEMENU**

Napínací kladka může být umístěna uvnitř nebo vně řemenového převodu. Pro napínání zevnitř je doporučeno vždy používat ozubené kladky a to s minimálním počtem zubů jako nejmenší řemenice v systému. Případně může být využito i hladké kladky s průměrem, který je ekvivalentní roztečnému průměru 40-ti zubové řemenice. Měla by být umístěna ve volné větvi a to co nejbližší velké řemenice, aby zbytečně nezmenšovala úhel opásání malé řemenice. Vnější kladky se doporučují hladké, bez bočnic a s velikostí průměru rovnajícího se minimálně vnějšímu průměru nejmenší řemenice. Umístění se doporučuje ve volné větvi řemene co nejbližší k malé řemenici, pro zvětšení úhlu opásání [23].

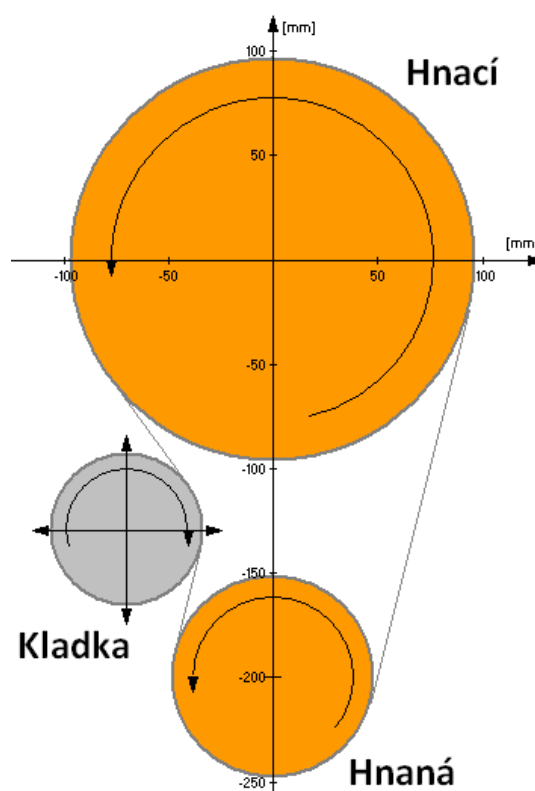
**Figure 1 – Inside Idler****Figure 2 – Backside Idler**

Obr. 31 Umístění napínacích kladek [23]

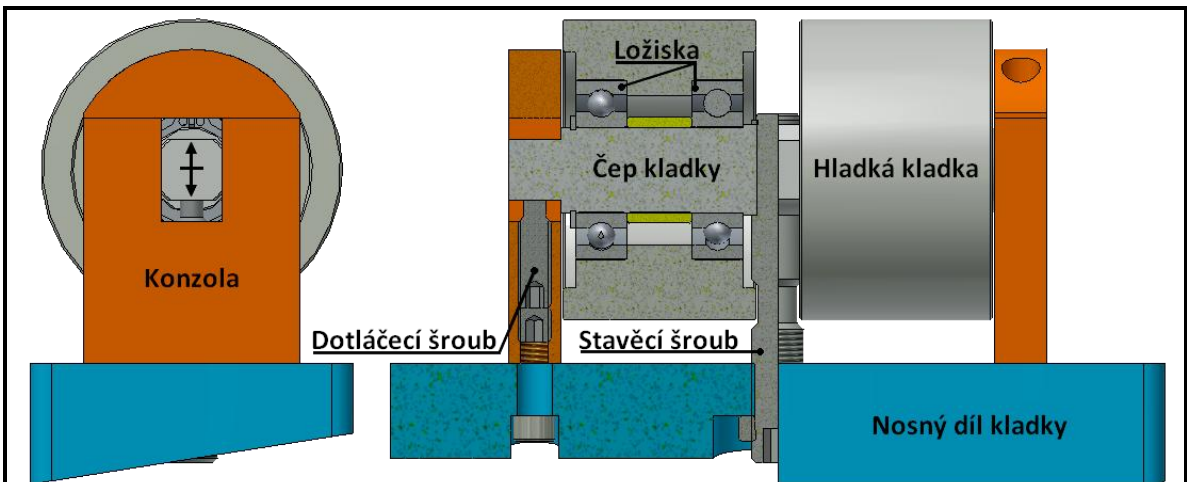
3.4.2 NAVRŽENÁ KONCEPCE NAPÍNACÍ Kladky

Navržená koncepce zrychlovací hlavy nedovoluje nastavitelnou osovou vzdálenost řemenic, z toho důvodu je pro dosažení správného předpětí řemene nutno použít napínací kladku. Konstrukce kladky je navržena s ohledem na osové vzdálenosti a velikost řemenic, tudíž jako hladká a to z vnější strany řemenu, umístěna ve volné větvi. Pro případné doladění správného předpětí, je poloha kladky vůči řemenu nastavitelná. Geometrické schéma převodu včetně umístění kladky je na obrázku (Obr. 32).

Náhled na samotnou konstrukci kladky, včetně vyznačených hlavních částí je na obrázku (Obr. 33).



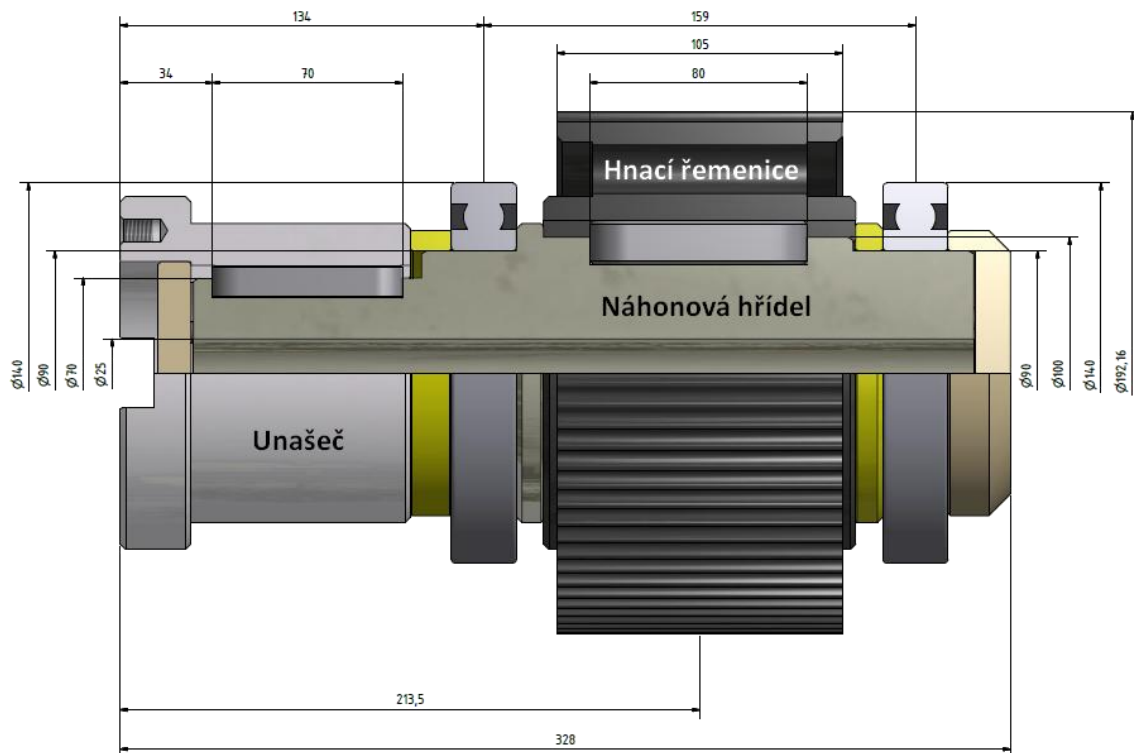
Obr. 32 Schéma převodu



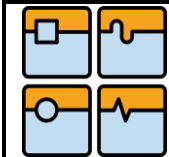
Obr. 33 Konstrukce napínací kladky

Poloha kladky je nastavitelná a to pomocí stavěcího šroubu, který je závitově veden v nosném dílu a točně uložený v čepu, který se může společně s kladkou posouvat ve směru kolmém k řemenu. Po dosažení požadované polohy se stavěcí šroub zajistí kontra maticí a navíc se poloha pojistí dvěma dotlačecími šrouby, které jsou pak ještě pojištěny stavěcími šrouby proti uvolnění. Rotační část kladky se pak skládá ze dvou identických hladkých válců, které jsou uloženy ve dvojici zakrytovaných ložisek SKF 6004-2Z. Tato konstrukce umožňuje relativně snadnou a rychlou montáž a nastavení.

3.5 ULOŽENÍ NÁHONOVÉ HŘÍDELE S ŘEMENICÍ



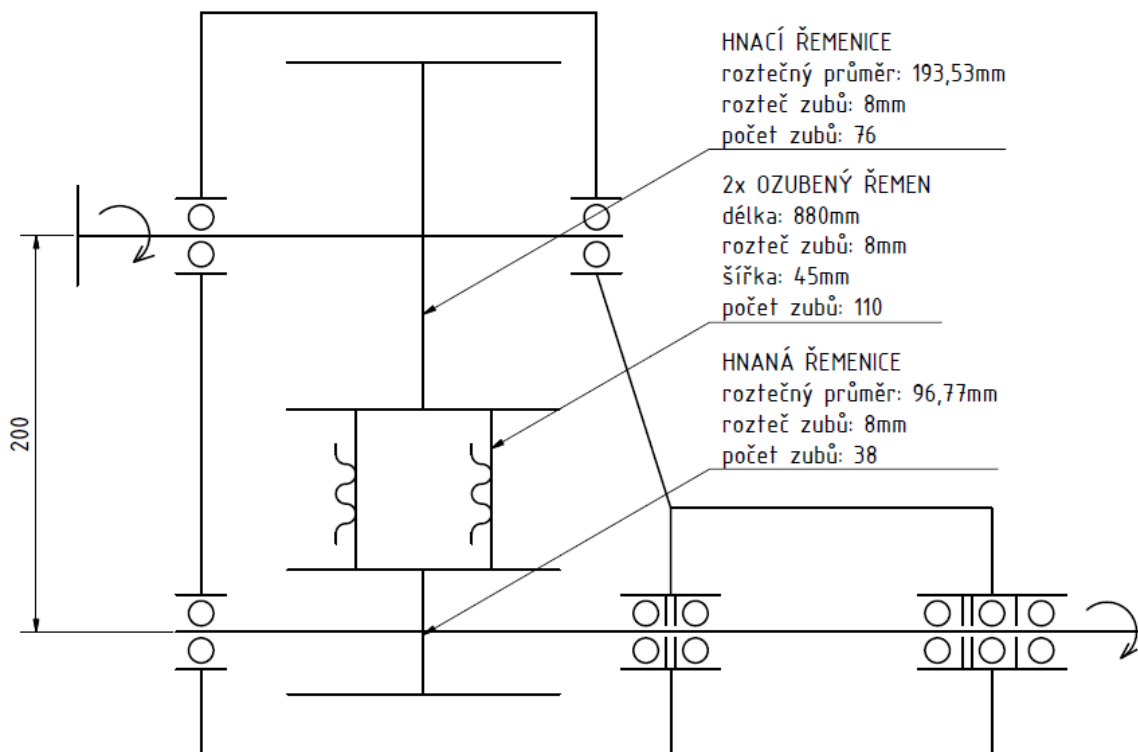
Obr. 34 Uložení náhonové hřídele



Uložení náhonové hřídele s hnací řemenicí je navrženo tak, jak je uvedeno na obrázku (Obr. 34). Náhon zrychlovací hlavy je poté realizován pracovním (vyvrtávacím) vřetenem vřeteníku, které je z čela vybaveno unášecími kameny. Tyto kameny zapadají do drážek unášeče a přenášejí skrze perový spoj kroutící moment a otáčky na hnací řemenici. Hřídel je uložena ve dvojici zakrytovaných ložisek SKF 6018-2Z. Hnací řemenice není osazena bočnicemi ani dělicím kroužkem pro boční vedení řemenů, jelikož je dostačující vedení na jedné řemenici ze systému, kde se doporučuje osazení malé řemenice.

3.6 KINEMATICKÉ SCHÉMA ZRYCHLOVACÍ HLAVY

Na obrázku (Obr. 35) je přehledně a zjednodušeně znázorněno uspořádání a funkční princip zrychlovací hlavy s vypsány parametry řemenového převodu.



Obr. 35 Kinematické schéma zrychlovací hlavy

4 NÁVRHOVÝ VÝPOČET ZRYCHLOVACÍ HLAVY

4.1 STANOVENÍ ŘEZNÝCH SIL PŘI OBRÁBĚNÍ

Při návrhu a následné kontrole jednotlivých uzlů zrychlovací hlavy je nutno znát kompletní zátěžové spektrum hlavy. To je charakterizováno především vstupním kroutícím momentem, silou od napnutí řemenů, tíhovou silou a řeznou silou od obrábění.

Zrychlovací hlava je určena pro obrábění různých materiálů při rozdílných řezných podmínkách a nástrojů. V běžném případě se nebude jednat o žádné hrubovací operace, spíš půjde o vrtání menších otvorů a rychlostní frézování frézami o menších průměrech. Běžné hrubovací a silově náročnější operace zastane pracovní vřeteno stroje.

Po poradě s hlavním aplikačním technologem společnosti FERMAT Bc. Janem Svobodou bylo zvoleno maximální zatížení od obrábění následovně:

$F_{cx} = 2800 \text{ N}$...Maximální tečná síla od frézování v ose X
$F_{cy} = 2800 \text{ N}$...Maximální radiální síla od frézování v ose Y
$F_{cz} = 4000 \text{ N}$...Maximální axiální síla od vrtání v ose Z

Pro další výpočty je nutné stanovit zátěžové spektrum, které bude vycházet z řezných podmínek stanovených pro čelní frézování a vrtání, zohledňující největší možné zatížení vznikající při obrábění, které nepřekročí zvolené maximální síly.

Tab. 16 Nástroje pro sestavení zátěžového spektra

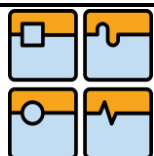
Nástroj	Typ nástroje	Průměr nástroje	Katalogové označení	Výrobce
V1	Vrták	6,5 mm	DCN 065-033-12A-5D	Iscar
V2	Vrták	17 mm	DCN 170-136-20R-8D	Iscar
F1	Čelní fréza	16 mm	T290 ELN D16-05-C16-05	Iscar
F2	Čelní fréza	40 mm	SOF45 8/16-D040-04-22R	Iscar



Obr. 36 Čelní fréza T290 ELN Iscar [24]

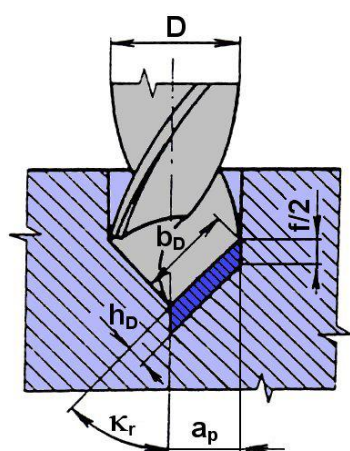


Obr. 37 Vrták DCN Iscar [24]

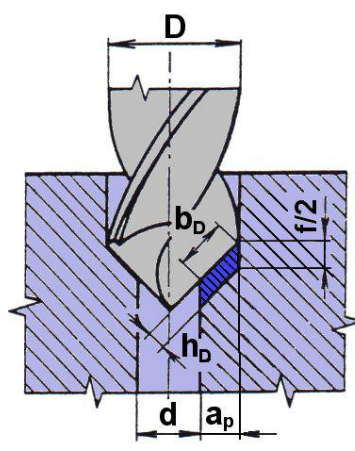


4.1.1 VÝPOČET ŘEZNÝCH SIL OD VRTÁNÍ

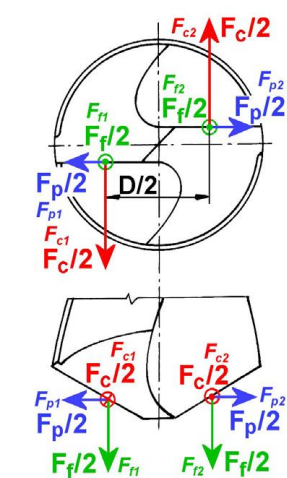
Vrtání je výrobní metoda, kterou se zhotovují díry do plného materiálu, nebo zvětšují již předpracované díry (předvrtané, předlité, předlisované, předkované, atd.), čemuž se říká vyvrtávání. Hlavní pohyb je rotační a vykonává ho obvykle nástroj (vrták), méně často obrobek. Osa vrtáku je zpravidla kolmá k obráběné ploše, na které vrták vstupuje do obráběného materiálu. Posuvový (vedlejší) pohyb, ve směru své osy, vykonává zpravidla vrták. Charakteristickou vlastností všech nástrojů na díry je, že řezná rychlost se podél hlavního ostří, ve směru od obvodu ke středu nástroje, zmenšuje (v ose nástroje dosahuje nulovou hodnotu). Za řeznou rychlost se proto považuje obvodová rychlost na jmenovitém (největším) průměru nástroje. [26]



Obr. 38 Průřez třísky při vrtání [26]



Obr. 39 Průřez třísky při vyvrtávání [26]



Obr. 40 Analýza silového působení při vrtání [26]

VÝPOČET ŘEZNÝCH SIL PRO NÁSTROJ V1

Tab. 17 Parametry vrtání pro nástroj V1

Parametr	Symbol	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	D_{V1}	[m]	0,0065
Počet ostří nástroje	Z_{V1}	[-]	2
Úhel nastavení hlavního ostří	K_{V1}	[°]	70
Řezná rychlost	v_{cV1}	[m.min ⁻¹]	110
Posuv na otáčku	f_{V1}	[mm.ot.]	0,17
Obráběný materiál			ocel 11 353
Měrná řezná síla [27]	$k_{c1\ 11353}$	[N.mm ⁻²]	1350
Korekční exponent tloušťky třísky [27]	$m_{c\ 11353}$		0,21

Otáčky nástroje [26]

$$n_{V1} = \frac{v_{cV1}}{D_{V1} \cdot \pi} \quad [min^{-1}] \quad (7)$$

$$n_{V1} = \frac{110}{0,0065 \cdot \pi}$$

$$n_{V1} = 5387 \text{ min}^{-1}$$

Posuv na zub [26]

$$f_{zV1} = \frac{f_{V1}}{z_{V1}} \quad [mm/zub] \quad (8)$$

$$f_{zV1} = \frac{0,17}{2}$$

$$f_{zV1} = 0,085 \text{ mm/zub}$$

Jmenovitá tloušťka třísky [26]

$$h_{dV1} = f_{zV1} \cdot \sin \kappa_{V1} \quad [mm] \quad (9)$$

$$h_{dV1} = 0,085 \cdot \sin 70$$

$$h_{dV1} = 0,079 \text{ mm}$$

Jmenovitá šířka třísky [26]

$$b_{dV1} = \frac{D_{V1}}{2 \cdot \sin \kappa_{V1}} \quad [m] \quad (10)$$

$$b_{dV1} = \frac{0,0065}{2 \cdot \sin 70}$$

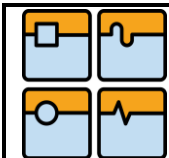
$$b_{dV1} = 0,003 \text{ m} = 3,45 \text{ mm}$$

Jmenovitý průřez třísky [26]

$$A_{dV1} = h_{dV1} \cdot b_{dV1} \quad [mm^2] \quad (11)$$

$$A_{dV1} = 0,079 \cdot 3,45$$

$$A_{dV1} = 0,276 \text{ mm}^2$$



Měrná řezná síla při daném materiálu a jmenovité tl. třísky [27]

$$k_{c0,079} = k_{c1\ 11353} \cdot h_{dV1}^{-m_c\ 11353} \quad [MPa] \quad (12)$$

$$k_{c0,079} = 1350 \cdot 0,079^{-0,21}$$

$$k_{c0,079} = 2295\ MPa$$

Řezná síla na jeden břit [26]

$$F_{c1V1} = \frac{k_{c0,079} \cdot A_{dV1}}{2} \quad [N] \quad (13)$$

$$F_{c1V1} = \frac{2295 \cdot 0,276}{2}$$

$$F_{c1V1} = 316,7\ N$$

Celková řezná síla [26]

$$F_{cV1} = 2 \cdot F_{c1V1} \quad [N] \quad (14)$$

$$F_{cV1} = 2 \cdot 316,7$$

$$F_{cV1} = 633,5\ N$$

Řezný kroutící moment [26]

$$M_{cV1} = 2 \cdot \frac{F_{cV1}}{2} \cdot \frac{D_{V1}}{4} \quad [Nm] \quad (15)$$

$$M_{cV1} = 2 \cdot \frac{633,5}{2} \cdot \frac{0,0065}{4}$$

$$M_{cV1} = 1,03\ Nm$$

Posuvová síla na vrták [27]

$$F_{fV1} \approx 0,63 \cdot \frac{D_{V1}}{2} \cdot f_{V1} \cdot k_{c0,079} \cdot \sin \kappa_{V1} \quad [N] \quad (16)$$

$$F_{fV1} \approx 0,63 \cdot \frac{6,5}{2} \cdot 0,17 \cdot 2295 \cdot \sin 70$$

$$F_{fV1} \approx 750,6\ N$$

VÝPOČET ŘEZNÝCH SIL PRO NÁSTROJ V2

Tab. 18 Parametry vrtání pro nástroj V2

Parametr	Symbol	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	D_{V2}	[m]	0,017
Počet ostří nástroje	Z_{V2}	[-]	2
Úhel nastavení hlavního ostří	κ_{V2}	[°]	70
Řezná rychlost	v_{cV2}	[m.min ⁻¹]	110
Posuv na otáčku	f_{V2}	[mm/ot.]	0,3
Obráběný materiál			Litina GG30
Měrná řezná síla [27]	$k_{c1\ GG30}$	[N.mm ⁻²]	1350
Korekční exponent tloušťky třísky [27]	$m_c\ GG30$		0,28

Otáčky nástroje [26]

$$n_{V2} = \frac{v_{cV2}}{D_{V2} \cdot \pi} \quad [min^{-1}] \quad (17)$$

$$n_{V2} = \frac{110}{0,017 \cdot \pi}$$

$$n_{V2} = 2060 \text{ min}^{-1}$$

Posuv na zub [26]

$$f_{zV2} = \frac{f_{V2}}{Z_{V2}} \quad [mm/zub] \quad (18)$$

$$f_{zV2} = \frac{0,3}{2}$$

$$f_{zV2} = 0,15 \text{ mm/zub}$$

Jmenovitá tloušťka třísky [26]

$$h_{dV2} = f_{zV2} \cdot \sin \kappa_{V2} \quad [mm] \quad (19)$$

$$h_{dV2} = 0,15 \cdot \sin 70$$

$$h_{dV2} = 0,141 \text{ mm}$$

Jmenovitá šířka třísky [26]

$$b_{dv2} = \frac{D_{v2}}{2 \cdot \sin \kappa_{v2}} \quad [m] \quad (20)$$

$$b_{dv2} = \frac{0,017}{2 \cdot \sin 70}$$

$$b_{dv2} = 0,009 \text{ m} = 9 \text{ mm}$$

Jmenovitý průřez třísky [26]

$$A_{dv2} = h_{dv2} \cdot b_{dv2} \quad [mm^2] \quad (21)$$

$$A_{dv2} = 0,141 \cdot 9$$

$$A_{dv2} = 1,27 \text{ mm}^2$$

Měrná řezná síla při daném materiálu a jmenovité tl. třísky [27]

$$k_{c0,14} = k_{c1GG30} \cdot h_{dv2}^{-m_{cGG30}} \quad [MPa] \quad (22)$$

$$k_{c0,14} = 1350 \cdot 0,141^{-0,28}$$

$$k_{c0,14} = 2336,4 \text{ MPa}$$

Řezná síla na jeden břit [26]

$$F_{c1v2} = \frac{k_{c0,14} \cdot A_{dv2}}{2} \quad [N] \quad (23)$$

$$F_{c1v2} = \frac{2336,4 \cdot 1,27}{2}$$

$$F_{c1v2} = 1483,5 \text{ N}$$

Celková řezná síla [26]

$$F_{cv2} = 2 \cdot F_{c1v2} \quad [N] \quad (24)$$

$$F_{cv2} = 2 \cdot 1483,5$$

$$F_{cv2} = 2967 \text{ N}$$

Řezný krouticí moment [26]

$$M_{cv2} = 2 \cdot \frac{F_{cv2}}{2} \cdot \frac{D_{V2}}{4} \quad [Nm] \quad (25)$$

$$M_{cv2} = 2 \cdot \frac{2967}{2} \cdot \frac{0,017}{4}$$

$$M_{cv2} = 12,6 Nm$$

Posuvová síla na vrták [27]

$$F_{fV2} \approx 0,63 \cdot \frac{D_{V2}}{2} \cdot f_{V2} \cdot k_{c0,14} \cdot \sin \kappa_{V2} \quad [N] \quad (26)$$

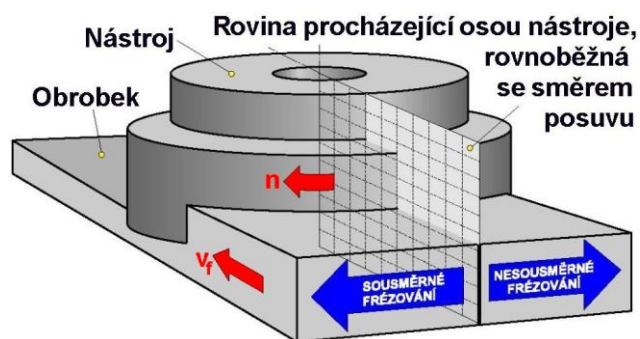
$$F_{fV2} \approx 0,63 \cdot \frac{17}{2} \cdot 0,3 \cdot 2336,4 \cdot \sin 70$$

$$F_{fV2} \approx 3527 N$$

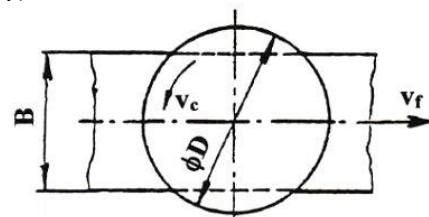
4.1.2 VÝPOČET ŘEZNÝCH SIL OD ČELNÍHO FRÉZOVÁNÍ

Frézování je obráběcí metoda, při které je materiál obrobku odebrán břity rotujícího nástroje. Posuv nejčastěji koná obrobek (u horizontálních vyvrtávaček koná posuv nástroj), převážně ve směru kolmém k ose nástroje. Řezný proces je přerušovaný, každý zub frézy odřezává krátké třísky proměnné tloušťky. [25]

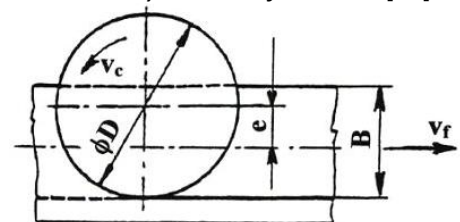
Čelní frézování se uplatňuje při práci s čelními frézami, které mají břity vytvořeny na obvodě i čele nástroje. Podle polohy osy frézy vzhledem k frézované ploše se rozlišuje symetrické (osa nástroje prochází středem frézované plochy) – obr. 42 a nesymetrické frézování (osa nástroje je mimo střed frézované plochy) - obr. 43. [25]



Obr. 41 Čelní frézování [25]



Obr. 42 Symetrické frézování [25]



Obr. 43 Nesymetrické frézování [25]

VÝPOČET ŘEZNÝCH SIL PRO NÁSTROJ F1

Tab. 19 Parametry frézování pro nástroj F1

Parametr	Symbol	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	D_{F1}	[m]	0,016
Počet zubů nástroje	z_{F1}	[-]	5
Úhel nastavení hlavního ostří	κ_{F1}	[°]	90
Řezná rychlost	v_{cF1}	[m.min ⁻¹]	262
Posuv na zub	f_{zF1}	[mm/ot.]	0,05
Hloubka záběru	a_{pF1}	[mm]	0,5
Šířka záběru	a_{eF1}	[mm]	5
Úhel posuvového pohybu	φ_{max}	[°]	90
Obráběný materiál			ocel 11 353
Měrná řezná síla [28]	$k_{c1\ 11353}$	[N.mm ⁻²]	1350
Korekční exponent tloušťky třísky [28]	$m_{c\ 11353}$		0,21

Otáčky nástroje [25]

$$n_{F1} = \frac{v_{cF1}}{D_{F1} \cdot \pi} \quad [min^{-1}] \quad (27)$$

$$n_{F1} = \frac{262}{0,016 \cdot \pi}$$

$$n_{F1} = 5212 \text{ min}^{-1}$$

Posuvová rychlost [25]

$$v_{fF1} = n_{F1} \cdot z_{F1} \cdot f_{zF1} \quad [mm \cdot min^{-1}] \quad (28)$$

$$v_{fF1} = 5212 \cdot 5 \cdot 0,05$$

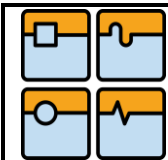
$$v_{fF1} = 1303 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$$

Maximální velikost jmenovitého průřezu třísky [25]

$$A_{dF1} = f_{zF1} \cdot a_{pF1} \cdot \sin \varphi_{max} \quad [mm^2] \quad (29)$$

$$A_{dF1} = 0,05 \cdot 0,5 \cdot \sin 90$$

$$A_{dF1} = 0,025 \text{ mm}^2$$



Úhlová rozteč zubů

$$\varphi_{tF1} = \frac{360^\circ}{z_{F1}} \quad [^\circ] \quad (30)$$

$$\varphi_{tF1} = \frac{360}{5}$$

$$\varphi_{tF1} = 72^\circ$$

Úhel záběru frézy

$$\psi = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{a_{eF1}}{D_{F1}} \right) \quad [^\circ] \quad (31)$$

$$\psi = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{10}{16} \right)$$

$$\psi = 77,36^\circ$$

Počet zubů v záběru

$$n_{zF1} = \frac{\psi}{\varphi_{tF1}} \quad [-] \quad (32)$$

$$n_{zF1} = \frac{77,36}{72}$$

$$n_{zF1} = 1,07 \Rightarrow 2$$

Úhly jednotlivých zubů v záběru

$$\varphi_{z1F1} = \frac{180^\circ - \varphi_{tF1}}{2} = \frac{180 - 72}{2} = 54^\circ \quad [^\circ] \quad (33)$$

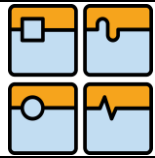
$$\varphi_{z2F1} = \varphi_{z1F1} + \varphi_{tF1} = 54 + 72 = 126^\circ$$

Výpočet průměrné tloušťky třísky [28]

$$h_{mF1} = \frac{360 \cdot f_{zF1} \cdot a_{eF1}}{\pi \cdot D_{F1} \cdot \psi} \cdot \sin \kappa_{F1} \quad [mm] \quad (34)$$

$$h_{mF1} = \frac{360 \cdot 0,05 \cdot 10}{\pi \cdot 16 \cdot 77,36} \cdot \sin 90$$

$$h_{mF1} = 0,046 \text{ mm}$$



Měrná řezná síla při daném materiálu a průměrné tl. třísky [28]

$$k_{c0,046} = k_{c1\ 11353} \cdot h_{mF1}^{-m_c\ 11353} \quad [MPa] \quad (35)$$

$$k_{c0,046} = 1350 \cdot 0,046^{-0,21}$$

$$k_{c0,046} = 2574\ MPa$$

Celková řezná síla [25]

$$F_{cF1} = \sum_{i=1}^{n_z} F_{ciF1} = k_{c0,046} \cdot A_{dF1} \cdot \sum_{i=1}^{n_z} \sin^{1-m_c} \varphi_{zi} \quad [N] \quad (36)$$

$$F_{cF1} = \sum_{i=1}^{n_z} F_{ciF1} = 2574 \cdot 0,025 \cdot [(\sin 54)^{0,79} + (\sin 126)^{0,79}]$$

$$F_{cF1} = 109\ N$$

Řezný kroutící moment [25]

$$M_{cF1} = F_{cF1} \cdot \frac{D_{F1}}{2} \quad [Nm] \quad (37)$$

$$M_{cF1} = 109 \cdot \frac{0,016}{2}$$

$$M_{cF1} = 0,87\ Nm$$

VÝPOČET ŘEZNÝCH SIL PRO NÁSTROJ F2

Tab. 20 Parametry frézování pro nástroj F2

Parametr	Symbol	Jednotka	Hodnota
Průměr nástroje	D_{F2}	[m]	0,04
Počet zubů nástroje	Z_{F2}	[-]	4
Úhel nastavení hlavního ostří	κ_{F2}	[°]	45
Řezná rychlost	v_{cF2}	[m.min ⁻¹]	255
Posuv na zub	f_{zF2}	[mm/ot.]	0,28
Hloubka záběru	a_{pF2}	[mm]	2
Šířka záběru	a_{eF2}	[mm]	30
Úhel posuvového pohybu	φ_{max}	[°]	90
Obráběný materiál			litina GG30
Měrná řezná síla [28]	$k_{c1\ GG30}$	[N.mm ⁻²]	1350
Korekční exponent tloušťky třísky [28]	$m_c\ GG30$		0,28

Otáčky nástroje [25]

$$n_{F2} = \frac{v_{cF2}}{D_{F2} \cdot \pi} \quad [min^{-1}] \quad (38)$$

$$n_{F2} = \frac{255}{0,04 \cdot \pi}$$

$$n_{F2} = 2029 \text{ min}^{-1}$$

Posuvová rychlost [25]

$$v_{fF2} = n_{F2} \cdot Z_{F2} \cdot f_{zF2} \quad [mm \cdot min^{-1}] \quad (39)$$

$$v_{fF2} = 2029 \cdot 4 \cdot 0,28$$

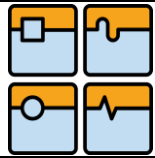
$$v_{fF2} = 2273 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$$

Maximální velikost jmenovitého průřezu třísky [25]

$$A_{dF2} = f_{zF2} \cdot a_{pF2} \cdot \sin \varphi_{max} \cdot \sin \kappa_{F2} \quad [mm^2] \quad (40)$$

$$A_{dF2} = 0,28 \cdot 2 \cdot \sin 90 \cdot \sin 45$$

$$A_{dF2} = 0,396 \text{ mm}^2$$



Úhlová rozteč zubů

$$\varphi_{tF2} = \frac{360^\circ}{z_{F2}} \quad [^\circ] \quad (41)$$

$$\varphi_{tF2} = \frac{360}{4}$$

$$\varphi_{tF2} = 90^\circ$$

Úhel záběru frézy

$$\psi = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{a_{eF2}}{D_{F2}} \right) \quad [^\circ] \quad (42)$$

$$\psi = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{30}{40} \right)$$

$$\psi = 97,18^\circ$$

Počet zubů v záběru

$$n_{zF2} = \frac{\psi}{\varphi_{tF1}} \quad [-] \quad (43)$$

$$n_{zF2} = \frac{97,18}{90}$$

$$n_{zF2} = 1,08 \Rightarrow 2$$

Úhly jednotlivých zubů v záběru

$$\varphi_{z1F2} = \frac{180^\circ - \varphi_{tF2}}{2} = \frac{180 - 90}{2} = 45^\circ \quad [^\circ] \quad (44)$$

$$\varphi_{z2F2} = \varphi_{z1F1} + \varphi_{tF1} = 45 + 90 = 135^\circ$$

Výpočet průměrné tloušťky třísky [28]

$$h_{mF2} = \frac{360 \cdot f_{zF2} \cdot a_{eF2}}{\pi \cdot D_{F2} \cdot \psi} \cdot \sin \kappa_{F2} \quad [mm] \quad (45)$$

$$h_{mF2} = \frac{360 \cdot 0,28 \cdot 30}{\pi \cdot 40 \cdot 97,18} \cdot \sin 45$$

$$h_{mF2} = 0,175 \text{ mm}$$

Měrná řezná síla při daném materiálu a průměrné tl. třísky [28]

$$k_{c0,175} = k_{c1\ GG30} \cdot h_{mF2}^{-m_c\ GG30} \quad [MPa] \quad (46)$$

$$k_{c0,175} = 1350 \cdot 0,175^{-0,28}$$

$$k_{c0,175} = 2199\ MPa$$

Celková řezná síla [25]

$$F_{cF2} = \sum_{i=1}^{n_z} F_{ciF2} = k_{c0,175} \cdot A_{dF2} \cdot \sum_{i=1}^{n_z} \sin^{1-m_c} \varphi_{zi} \quad [N] \quad (47)$$

$$F_{cF2} = \sum_{i=1}^{n_z} F_{ciF2} = 2199 \cdot 0,396 \cdot [(\sin 45)^{0,72} + (\sin 135)^{0,72}]$$

$$F_{cF2} = 1357\ N$$

Řezný kroutící moment [25]

$$M_{cF2} = F_{cF2} \cdot \frac{D_{F2}}{2} \quad [Nm] \quad (48)$$

$$M_{cF2} = 1357 \cdot \frac{0,04}{2}$$

$$M_{cF2} = 27\ Nm$$

Tyto výpočty slouží jednak jako příklad možného technologického využití pro dvě odlišné technologické operace ve dvou stupních zatížení, dokončovací vysokootáčkové a střední hrubovací operace ale také tyto vypočtené hodnoty (shrnuté v tabulce tab. 21) budou sloužit jako vstupní parametry pro návrh a výpočet uložení vřetena.

Tab. 21 Silové zatížení od obrábění

Operace	Materiál	ØD nástroje [mm]	Otáčky [min ⁻¹]	Kroutící moment [Nm]	Zatěžující síla [kN]
Vrtání	11 353	6,5	5387	1	0,75
	GG 30	17	2060	12,6	3,5
Čelní frézování	11 353	16	5212	0,87	0,1
	GG 30	40	2029	27	1,35

4.2 VÝPOČET VŘETENE

4.2.1 VOLBA MATERIÁLU VŘETENE

Volba materiálu závisí především na požadované funkci vřetene a zatěžování. Pro správnou funkci automatického upínače nástroje výrobce požaduje, aby dutina vřetena byla odolná vůči opotřebení, a to znamená tvrdost povrchu minimálně 58 HRC. Tvrdý povrch je vyžadován i pro čelní část vřetena vystavenou veškerým vnějším vlivům, které působí ať už při obrábění nebo při samotné manipulaci s hlavou. Samotná tvrdost však nestačí a materiál musí být i houževnatý a zůstat při momentovém zatížení a nárazech bez deformací.

Proto byl zvolen materiál 14 220 (16MnCr5, 1.7131), který se používá na všeobecné strojní součásti vhodné k cementování. Využívá se velmi tvrdého povrchu po kalení při zachování velmi pevného jádra. Jeho další výhodou je velmi dobrá dostupnost na trhu.

Tab. 22 Parametry materiálu 14 220

Materiál	ocel 14 220	
Mez pevnosti	$R_{mmin} = 780 \text{ MPa}$ [29]	
Mez kluzu	$R_{emin} = 550 \text{ MPa}$ [29]	
Chem. zpracování	cementováno do hl. 0,8 +0,2 mm	
Tep. zpracování	kaleno na 58 ±2 HRC	
Koef. bezpečnosti viz. [30]	tah/tlak	$k_t=0,5$
	ohyb	$k_o=0,6$
	smyk	$k_s=0,4$
	otlačení	$k_d=0,9$
	míjivé namáhání	$k_{cII}=0,7$
	střídavé namáhání	$k_{cIII}=0,45$

4.2.2 VÝPOČET DOVOLENÝCH NAPĚTÍ

Dovolené napětí v tahu/tlaku

$$\sigma_{tD} = k_t \cdot R_e \quad [MPa] \quad (49)$$

$$\sigma_{tD} = 0,5 \cdot 550$$

$$\sigma_{tD} = 275 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{oD} = k_o \cdot R_e \quad [MPa] \quad (50)$$

$$\sigma_{oD} = 0,6 \cdot 550$$

$$\sigma_{oD} = 330 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve smyku

$$\tau_{sD} = k_s \cdot R_e \quad [MPa] \quad (51)$$

$$\tau_{sD} = 0,4 \cdot R_e$$

$$\tau_{sD} = 220 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v míjivém tahu/tlaku

$$\sigma_{tD}^{cII} = k_{cII} \cdot \sigma_{tD} \quad [MPa] \quad (52)$$

$$\sigma_{tD}^{cII} = 0,7 \cdot 275$$

$$\sigma_{tD}^{cII} = 192,5 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v míjivém ohybu

$$\sigma_{oD}^{cII} = k_{cII} \cdot \sigma_{oD} \quad [MPa] \quad (53)$$

$$\sigma_{oD}^{cII} = 0,7 \cdot 330$$

$$\sigma_{oD}^{cII} = 231 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v míjivém smyku

$$\tau_{sD}^{cII} = k_{cII} \cdot \tau_{sD} \quad [MPa] \quad (54)$$

$$\tau_{sD}^{cII} = 0,7 \cdot 220$$

$$\tau_{sD}^{cII} = 154 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve střídavém tahu/tlaku

$$\sigma_{tD}^{cIII} = k_{cIII} \cdot \sigma_{tD} \quad [MPa] \quad (55)$$

$$\sigma_{tD}^{cIII} = 0,45 \cdot 275$$

$$\sigma_{tD}^{cIII} = 123,75 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve střídavém ohybu

$$\sigma_{oD}^{cIII} = k_{cIII} \cdot \sigma_{oD} \quad [MPa] \quad (56)$$

$$\sigma_{oD}^{cIII} = 0,45 \cdot 330$$

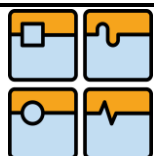
$$\sigma_{oD}^{cIII} = 148,5 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve střídavém smyku

$$\tau_{sD}^{cIII} = k_{cIII} \cdot \tau_{sD} \quad [MPa] \quad (57)$$

$$\tau_{sD}^{cIII} = 0,45 \cdot 220$$

$$\tau_{sD}^{cIII} = 99 \text{ MPa}$$

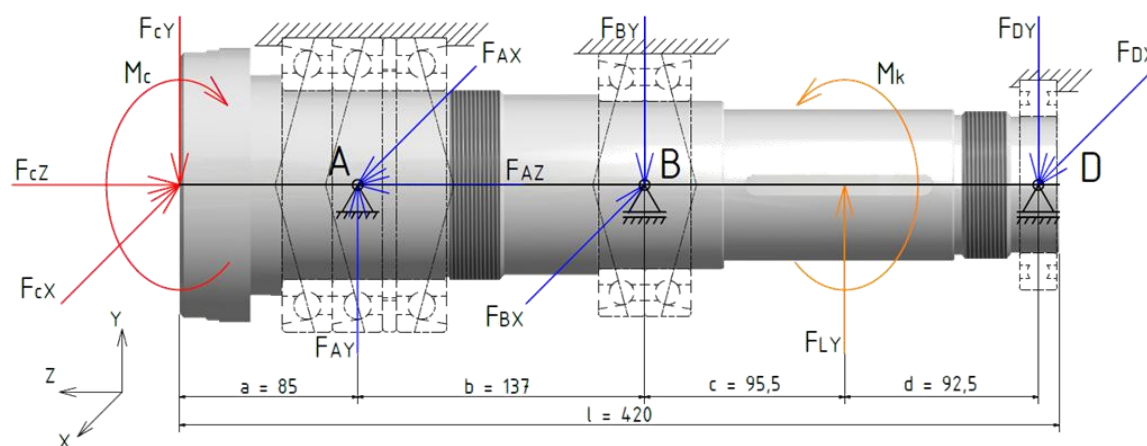


4.2.3 VÝPOČET REAKCÍ V PODPORÁCH

Pro pevnostní výpočet vřetene a trvanlivosti ložisek je nejprve nutné zjistit, jaké reakční síly vyvolají síly od obrábění a předepnutí řemenů. Tyto reakční vznikají v podporách, ve kterých je vřeteno uloženo. Podpory jsou dány rozmístěním, uspořádáním a typem použitého ložiska.

Vřeteno bude pro další výpočty uvažováno jako nosník uložený ve třech podporách. V jedné pevné podpoře, kterou představuje trojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Druhá podpora posuvná, v podobě dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem a třetí podpora realizována jedním radiálním kuličkovým ložiskem.

Zatížení vřetena od obrábění představují složky řezné síly F_c , které která bude mít pro zjednodušení působí na čele vřetena v ose rotace. Pro další zjednodušení bude zatížení bráno jako konstantní, bez ohledu na cyklické namáhání víceřitého nástroje s proměnným počtem zubů v záběru. Maximální velikost sil od obrábění byla stanovena v kapitole 4.1. Zatížení od řemene je dáno maximálním přenášených kroutícím momentem M_k a silou od předpětí řemenů F_L (viz kapitola 3.3.6).



Obr. 44 Zatížení vřetena

PODMÍNKY STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum F_X = 0 \quad -F_{cX} + F_{AX} - F_{BX} + F_{DX} = 0 \quad (58)$$

$$\sum F_Y = 0 \quad -F_{cY} + F_{AY} - F_{BY} + F_{LY} - F_{DY} = 0 \quad (59)$$

$$\sum F_Z = 0 \quad -F_{cZ} + F_{AZ} = 0 \quad (60)$$

$$\sum M_{oAX} = 0 \quad F_{cY} \cdot a - F_{BY} \cdot b + F_{LY} \cdot (b + c) - F_{DY} \cdot (b + c + d) = 0 \quad (61)$$

$$\sum M_{oAY} = 0 \quad -F_{cX} \cdot a + F_{BX} \cdot b - F_{DX} \cdot (b + c + d) = 0 \quad (62)$$

$$\sum M_{oBX} = 0 \quad F_{cY} \cdot (a + b) - F_{AY} \cdot b + F_{LY} \cdot c - F_{DY} \cdot (c + d) = 0 \quad (63)$$

$$\sum M_{oBY} = 0 \quad -F_{cX} \cdot (a + b) + F_{AX} \cdot b - F_{DX} \cdot (c + d) = 0 \quad (64)$$

$$\sum M_{kZ} = 0 \quad -M_c + M_k = 0 \quad (65)$$

Jedná o soustavu sedmy lineárních rovnic o sedmi neznámých. Použitím Gaussovi eliminační metody lze tedy soustavu efektivně vyřešit. Pro samotné vyřešení soustavy je možné využít počítačové podpory a to v podobě matematického softwaru (Maple, Matlab, Mathcad) anebo v tomto případě doplňkový výpočtový software programu Inventor pro výpočet nosníků.

VÝSLEDNÉ REAKČNÍ SÍLY V PODPORÁCH

Pevná podpora A: $F_{AX} = 4903,382 \text{ N}$
 $F_{AY} = 5531,935 \text{ N}$
 $F_{AZ} = 4000 \text{ N}$

Volná podpora B: $F_{BX} = 2370,209 \text{ N}$
 $F_{BY} = 5616,308 \text{ N}$

Volná podpora D: $F_{DX} = 266,827 \text{ N}$
 $F_{DY} = 1469,712 \text{ N}$

KONTROLA SPRÁVNOSTI DAT

Získaná data z programu lze jednoduše zkontrolovat zpětným dosazením do rovnic statické rovnováhy např. do rovnice (58) a (62).

$$\sum F_X = 0 \quad -F_{CX} + F_{AX} - F_{BX} + F_{DX} = 0 \quad (66)$$

$$-2800 + 4903,38 - 2370,21 + 266,83 = 0$$

$$0 = 0$$

$$\sum M_{OAY} = 0 \quad -F_{CX} \cdot a + F_{BX} \cdot b - F_{DX} \cdot (b + c + d) = 0 \quad (67)$$


$$-2800 \cdot 85 + 2370,21 \cdot 137 - 266,83 \cdot (137 + 95,5 + 92,5) = 0$$

$$0 = 0$$

Rovnice splňují podmínku statické rovnováhy, lze tedy předpokládat, že získaná data jsou správná.

VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Pro další postup ve výpočtech je nutno znát VVÚ (výsledné vnitřní účinky), které představují explicitní vyjádření analytických vztahů pro souřadnice silové a momentové výslednice a dále jejich grafické znázornění po délce střednice. Pro grafické znázornění a vyčíslení lokálních extrémů, je možné opět využít doplňkového modulu programu Inventor. Číselné hodnoty extrémů lze použít s ohledem na rovnice statické rovnováhy, ale, co se týče grafického výstupu, je nutné jej brát s rezervou a řídit se základními konvencemi pro určování VVÚ.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Pro pozdější výpočty je třeba vyjádřit radiální složky sil v jednotlivých působištích jedinou osamělou silou, čehož lze dosáhnout vektorovým součtem neboli využitím principu superpozice.

Působiště řezné síly: $F_{cXY} = \sqrt{F_{cX}^2 + F_{cY}^2}$ (68)

$$F_{cXY} = \sqrt{2800^2 + 2800^2}$$

$$F_{cXY} = 3960 \text{ N}$$

Pevná podpora A: $F_{AXY} = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2}$ (69)

$$F_{AXY} = \sqrt{4903,382^2 + 5531,935^2}$$

$$F_{AXY} = 7392 \text{ N}$$

Volná podpora B: $F_{BXY} = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2}$ (70)

$$F_{BXY} = \sqrt{2370,209^2 + 5616,308^2}$$

$$F_{BXY} = 6096 \text{ N}$$

Volná podpora D: $F_{DXY} = \sqrt{F_{DX}^2 + F_{DY}^2}$ (71)

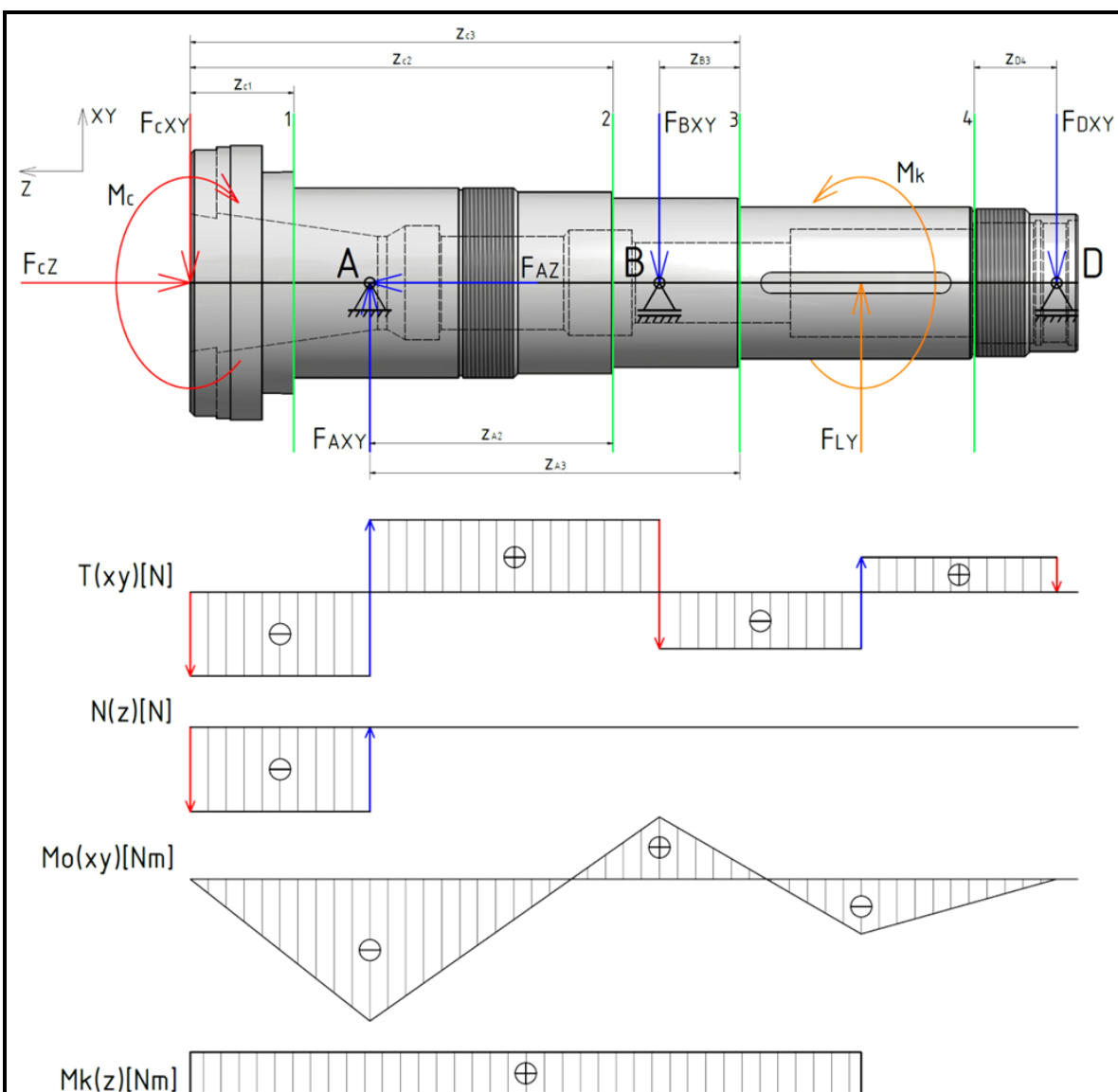
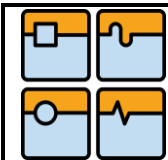
$$F_{DXY} = \sqrt{266,827^2 + 1469,712^2}$$

$$F_{DXY} = 1494 \text{ N}$$

Grafické znázornění těchto sil a výsledných vnitřních účinků je na následujícím obrázku. Spolu s nimi jsou na obrázku vyznačeny 4 nebezpečné průřezy, které budou kontrolovány v pevnostním výpočtu.

Z VVÚ je vidět, že se jedná převážně o kombinované namáhání, pro které je třeba vypočítat redukované napětí a porovnat je s mezním stavem napjatosti.

Protože vřeteno obsahuje náhlé změny příčného průřezu, jako jsou drážky, zápichy a osazení je třeba oblast takové změny průřezu posoudit z hlediska možnosti dosažení některého z mezních stavů. Kontrolu provedu v několika průřezech, ve kterých předpokládám největší napětí. Přítomnost vrubů má za důsledek přerozdělení průběhu napětí v průřezu, vruby způsobují místní koncentraci přetvoření a tím i koncentraci napětí. Velikost koncentrace napětí se zjednodušeně určuje pomocí součinitele koncentrace napětí. Součásti, které jsou navíc vystaveny velkým provozním otáčkám, trpí únavou materiálu. Na jejich únavovou životnost má přitom velký vliv jejich tvar a to především množství vrubů. [31]



Obr. 45 Výsledné vnitřní účinky vřetene

4.2.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VŘETENA

Pro kontrované nebezpečné průřezy budou vypočítány zatěžující napětí povýšené o vrubové součinitele podle velikosti a tvaru vrubu. Ve většině případů se bude jednat o kombinované namáhání, čili působení normálového a smykového napětí.

V případě působení jednoosé napjatosti by pro posouzení bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti stačilo znát dané napětí v kritickém místě a to porovnat s mezí kluzu. V místech, kde působí kombinované namáhání, se používá redukované napětí.

σ_{red} je fiktivní hodnota jednoosého tahového napětí, přiřazena dané víceosé napjatosti, která má stejnou prostou bezpečnost vůči vyšetřovanému meznímu stavu jako tato víceosá napjatost. Posouzení mezního stavu pružnosti pomocí redukovaného napětí je pak již stejné jako u jednoosé napjatosti. [31]

VÝPOČET BEZPEČNOSTI VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI PRO PRŮŘEZ 1

Vnitřní průměr v průřezu 1:	$d_1 = 55,5 \text{ mm}$
Vnější průměr v průřezu 1:	$D_1 = 90 \text{ mm}$
Poloměr zaoblení přechodu v průřezu 1:	$r_1 = 1,5 \text{ mm}$
Vrubový součinitel pro namáhání krutem [31]:	$\alpha_{\tau 1} = 1,9$
Vrubový součinitel pro namáhání ohybem [31]:	$\alpha_{\sigma 1} = 2,8$

Modul průřezu v krutu

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1} \quad [\text{mm}^3] \quad (72)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{90^4 - 55,5^4}{90}$$

$$W_{k1} = 122439 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_{kmax}}{W_{k1}} \quad [\text{MPa}] \quad (73)$$

$$\tau_{k1} = \frac{200000}{122439}$$

$$\tau_{k1} = 1,63 \text{ MPa}$$

Extrémní smykové napětí

$$\tau_{ex1} = \alpha_{\tau 1} \cdot \tau_{k1} \quad [\text{MPa}] \quad (74)$$

$$\tau_{ex1} = 1,9 \cdot 1,63$$

$$\tau_{ex1} = 3,1 \text{ MPa}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1} \quad [\text{mm}^3] \quad (75)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{90^4 - 55,5^4}{90}$$

$$W_{o1} = 61219 \text{ mm}^3$$

Ohybový moment v daném průřezu

$$M_{o1} = F_{cXY} \cdot z_{c1} \quad [\text{Nmm}] \quad (76)$$

$$M_{o1} = 3960 \cdot 49$$

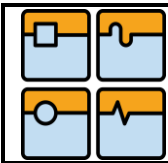
$$M_{o1} = 194040 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} \quad [\text{MPa}] \quad (77)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{194040}{61219}$$

$$\sigma_{o1} = 3,17 \text{ MPa}$$



Napětí v tlaku

$$\sigma_{t1} = \frac{F_{cz}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - d_1^2)} \quad [MPa] \quad (78)$$

$$\sigma_{t1} = \frac{4000}{\frac{\pi}{4} \cdot (90^2 - 55,5^2)}$$

$$\sigma_{t1} = 1 \text{ MPa}$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{ex1} = \alpha_{\sigma 1} \cdot (\sigma_{o1} + \sigma_{t1}) \quad [MPa] \quad (79)$$

$$\sigma_{ex1} = 2,8 \cdot (3,17 + 1)$$

$$\sigma_{ex1} = 11,6 \text{ MPa}$$

Redukované napětí podle podmínky plasticity max τ (Trescova)

$$\sigma_{red1}^{max\tau} = \sqrt{\sigma_{ex1}^2 + 4 \cdot \tau_{ex1}^2} \quad [MPa] \quad (80)$$

$$\sigma_{red1}^{max\tau} = \sqrt{11,6^2 + 4 \cdot 3,1^2}$$

$$\sigma_{red1}^{max\tau} = 13,1 \text{ MPa}$$

Redukované napětí podle podmínky HMM (Misesova)

$$\sigma_{red1}^{HMH} = \sqrt{\sigma_{ex1}^2 + 3 \cdot \tau_{ex1}^2} \quad [MPa] \quad (81)$$

$$\sigma_{red1}^{HMH} = \sqrt{11,6^2 + 3 \cdot 3,1^2}$$

$$\sigma_{red1}^{HMH} = 12,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

$$k_{k1}^{max\tau} = \frac{R_e}{\sigma_{red1}^{max\tau}} = \frac{550}{13,1} = 42 \quad (82)$$

$$k_{k1}^{HMH} = \frac{R_e}{\sigma_{red1}^{HMH}} = \frac{550}{12,8} = 43$$

VÝPOČET BEZPEČNOSTI VŮČI MEZNÍMU STAVU ÚNAVY PRO PRŮŘEZ 1

Součinitel vrubu pro normálové napětí [32]

$$\beta_{\sigma 1} = \frac{\alpha_{\sigma 1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma 1} - 1)}{\alpha_{\sigma 1}} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r_1}}} \quad [-] \quad (83)$$

$$\beta_{\sigma 1} = \frac{2,8}{1 + \frac{2 \cdot (2,8 - 1)}{2,8} \cdot \frac{139}{780 \cdot \sqrt{1,5}}}$$

$$\beta_{\sigma 1} = 2,36$$

Součinitel vrubu pro smykové napětí [32]

$$\beta_{\tau 1} = \frac{\alpha_{\tau 1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau 1} - 1)}{\alpha_{\tau 1}} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r_1}}} \quad [-] \quad (84)$$

$$\beta_{\tau 1} = \frac{1,9}{1 + \frac{2 \cdot (1,9 - 1)}{1,9} \cdot \frac{139}{780 \cdot \sqrt{1,5}}}$$

$$\beta_{\tau 1} = 1,67$$

Mez únavy při ohybu za rotace [32]

$$\sigma_{Co1} = 0,504 \cdot R_m \quad [MPa] \quad (85)$$

$$\sigma_{Co1} = 0,504 \cdot 780$$

$$\sigma_{Co1} = 393 \text{ MPa}$$

Součinitel vlivu jakosti povrchu a velikosti tělesa [32]

$$k_{a1} = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 780^{-0,085} = 0,897 \quad (86)$$

$$k_{b1} = 1,51 \cdot D_1^{-0,157} = 1,51 \cdot 90^{-0,157} = 0,745$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování, teploty a součinitel zahrnující další vlivy [32]

$$k_c = k_d = k_f = 1 \quad (87)$$

Součinitel spolehlivosti zvolen pro spolehlivost 99,9% [32]

$$k_e = 0,753 \quad (88)$$

Korigovaná mez únavy v kritickém místě [32]

$$\sigma'_{Co1} = k_{a1} \cdot k_{b1} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co1} \quad [MPa] \quad (89)$$

$$\sigma'_{Co1} = 0,897 \cdot 0,745 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 1 \cdot 393$$

$$\sigma'_{Co1} = 197,7 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy (Gerberovo kritérium ve spojení s teorií HMM) [32]

$$k_{u1} = \frac{1}{\frac{16 \cdot \beta_{\sigma 1} \cdot M_{o1}}{\pi \cdot D_1^3 \cdot \sigma'_{Co1}} \cdot \left\{ 1 + \left[1 + 3 \cdot \left(\frac{\beta_{\tau 1} \cdot M_{k1} \cdot \sigma'_{Co1}}{\beta_{\sigma 1} \cdot M_{o1} \cdot R_m} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}} \quad [-] \quad (90)$$

$$k_{u1} = \frac{1}{\frac{16 \cdot 2,36 \cdot 194040}{\pi \cdot 90^3 \cdot 197,7} \cdot \left\{ 1 + \left[1 + 3 \cdot \left(\frac{1,67 \cdot 200000 \cdot 197,7}{2,36 \cdot 194040 \cdot 780} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}}$$

$$k_{u1} = 30,144$$

VÝPOČET BEZPEČNOSTI VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI PRO PRŮŘEZ 2

Vnitřní průměr v průřezu 2:	$d_2 = 50 \text{ mm}$
Vnější průměr v průřezu 2:	$D_2 = 80 \text{ mm}$
Poloměr zaoblení přechodu v průřezu 2:	$r_2 = 1 \text{ mm}$
Vrubový součinitel pro namáhání krutem [31]:	$\alpha_{\tau 2} = 1,7$
Vrubový součinitel pro namáhání ohybem [31]:	$\alpha_{\sigma 2} = 2,6$

Modul průřezu v krutu

$$W_{k2} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_2^4 - d_2^4}{D_2} \quad [\text{mm}^3] \quad (91)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{80^4 - 50^4}{80}$$

$$W_{k2} = 85191 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k2} = \frac{M_{kmax}}{W_{k2}} \quad [\text{MPa}] \quad (92)$$

$$\tau_{k2} = \frac{200000}{85191}$$

$$\tau_{k2} = 2,35 \text{ MPa}$$

Extrémní smykové napětí

$$\tau_{ex2} = \alpha_{\tau 2} \cdot \tau_{k2} \quad [\text{MPa}] \quad (93)$$

$$\tau_{ex2} = 1,7 \cdot 2,35$$

$$\tau_{ex2} = 4 \text{ MPa}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o2} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_2^4 - d_2^4}{D_2} \quad [\text{mm}^3] \quad (94)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{80^4 - 50^4}{80}$$

$$W_{o2} = 42595 \text{ mm}^3$$

Ohybový moment v daném průřezu

$$M_{o2} = -F_{cXY} \cdot z_{c2} + F_{AXY} \cdot z_{A2} \quad [\text{Nmm}] \quad (95)$$

$$M_{o2} = -3960 \cdot 200 + 7392 \cdot 115$$

$$M_{o2} = 58080 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} \quad [\text{MPa}] \quad (96)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{58080}{42595}$$

$$\sigma_{o2} = 1,36 \text{ MPa}$$



Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{ex2} = \alpha_{\sigma2} \cdot \sigma_{o2} \quad [MPa] \quad (97)$$

$$\sigma_{ex2} = 2,6 \cdot 1,36$$

$$\sigma_{ex2} = 3,54 \text{ MPa}$$

Redukované napětí podle podmínky plasticity max τ (Trescova)

$$\sigma_{red2}^{max\tau} = \sqrt{\sigma_{ex2}^2 + 4 \cdot \tau_{ex2}^2} \quad [MPa] \quad (98)$$

$$\sigma_{red2}^{max\tau} = \sqrt{3,54^2 + 4 \cdot 4^2}$$

$$\sigma_{red2}^{max\tau} = 8,75 \text{ MPa}$$

Redukované napětí podle podmínky HMM (Misesova)

$$\sigma_{red2}^{HMM} = \sqrt{\sigma_{ex2}^2 + 3 \cdot \tau_{ex2}^2} \quad [MPa] \quad (99)$$

$$\sigma_{red2}^{HMM} = \sqrt{3,54^2 + 3 \cdot 4^2}$$

$$\sigma_{red2}^{HMM} = 7,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

$$k_{k2}^{max\tau} = \frac{R_e}{\sigma_{red2}^{max\tau}} = \frac{550}{8,75} = 62 \quad (100)$$

$$k_{k2}^{HMM} = \frac{R_e}{\sigma_{red2}^{HMM}} = \frac{550}{7,8} = 70$$

VÝPOČET BEZPEČNOSTI VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI PRO PRŮŘEZ 3

Vnitřní průměr v průřezu 3:	$d_3 = 38 \text{ mm}$
Vnější průměr v průřezu 3:	$D_3 = 72 \text{ mm}$
Poloměr zaoblení přechodu v průřezu 3:	$r_3 = 0,3 \text{ mm}$
Vrubový součinitel pro namáhání krutem [31]:	$\alpha_{\tau_3} = 2$
Vrubový součinitel pro namáhání ohybem [31]:	$\alpha_{\sigma_3} = 3,8$

Modul průřezu v krutu

$$W_{k3} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_3^4 - d_3^4}{D_3} \quad [\text{mm}^3] \quad (101)$$

$$W_{k3} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{72^4 - 38^4}{72}$$

$$W_{k3} = 67600 \text{ mm}^3$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k3} = \frac{M_{kmax}}{W_{k3}} \quad [\text{MPa}] \quad (102)$$

$$\tau_{k3} = \frac{200000}{67600}$$

$$\tau_{k3} = 2,96 \text{ MPa}$$

Extrémní smykové napětí

$$\tau_{ex3} = \alpha_{\tau_3} \cdot \tau_{k3} \quad [\text{MPa}] \quad (103)$$

$$\tau_{ex3} = 2 \cdot 2,96$$

$$\tau_{ex3} = 5,92 \text{ MPa}$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o3} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_3^4 - d_3^4}{D_3} \quad [\text{mm}^3] \quad (104)$$

$$W_{o3} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{72^4 - 38^4}{72}$$

$$W_{o3} = 33800 \text{ mm}^3$$

Ohybový moment v daném průřezu

$$M_{o3} = -F_{cXY} \cdot z_{c3} + F_{aXY} \cdot z_{A3} - F_{bXY} \cdot z_{B3} \quad [\text{Nmm}] \quad (105)$$

$$M_{o3} = -3960 \cdot 260 + 7392 \cdot 175 - 6096 \cdot 38$$

$$M_{o3} = 32352 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} \quad [\text{MPa}] \quad (106)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{32352}{33800}$$

$$\sigma_{o3} = 0,95 \text{ MPa}$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{ex3} = \alpha_{\sigma3} \cdot \sigma_{o3} \quad [MPa] \quad (107)$$

$$\sigma_{ex3} = 3,8 \cdot 0,95$$

$$\sigma_{ex3} = 3,63 \text{ MPa}$$

Redukované napětí podle podmínky plasticity max τ (Trescova)

$$\sigma_{red3}^{max\tau} = \sqrt{\sigma_{ex3}^2 + 4 \cdot \tau_{ex3}^2} \quad [MPa] \quad (108)$$

$$\sigma_{red3}^{max\tau} = \sqrt{3,63^2 + 4 \cdot 5,92^2}$$

$$\sigma_{red3}^{max\tau} = 12,4 \text{ MPa}$$

Redukované napětí podle podmínky HMM (Misesova)

$$\sigma_{red3}^{HMM} = \sqrt{\sigma_{ex3}^2 + 3 \cdot \tau_{ex3}^2} \quad [MPa] \quad (109)$$

$$\sigma_{red3}^{HMM} = \sqrt{3,63^2 + 3 \cdot 5,92^2}$$

$$\sigma_{red3}^{HMM} = 10,9 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

$$k_{k3}^{max\tau} = \frac{R_e}{\sigma_{red3}^{max\tau}} = \frac{550}{12,4} = 44 \quad (110)$$

$$k_{k3}^{HMM} = \frac{R_e}{\sigma_{red3}^{HMM}} = \frac{550}{10,9} = 50$$

VÝPOČET BEZPEČNOSTI VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI PRO PRŮŘEZ 4

Vnitřní průměr v průřezu 4: $d_4 = 57 \text{ mm}$
 Vnější průměr v průřezu 4: $D_4 = 67 \text{ mm}$
 Poloměr zaoblení přechodu v průřezu 4: $r_4 = 1 \text{ mm}$
 Vrubový součinitel pro namáhání ohybem [31]: $\alpha_{\sigma 4} = 2,4$

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o4} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_4^4 - d_4^4}{D_4} \quad [\text{mm}^3] \quad (111)$$

$$W_{o4} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{67^4 - 57^4}{67}$$

$$W_{o4} = 14060 \text{ mm}^3$$

Ohybový moment v daném průřezu

$$M_{o4} = F_{DXY} \cdot z_{D4} \quad [\text{Nmm}] \quad (112)$$

$$M_{o4} = 1494 \cdot 40$$

$$M_{o4} = 59760 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} \quad [\text{MPa}] \quad (113)$$

$$\sigma_{o4} = \frac{59760}{14060}$$

$$\sigma_{o4} = 4,25 \text{ MPa}$$

Extrémní normálové napětí

$$\sigma_{ex4} = \alpha_{\sigma 4} \cdot \sigma_{o4} \quad [\text{MPa}] \quad (114)$$

$$\sigma_{ex4} = 2,4 \cdot 4,25$$

$$\sigma_{ex4} = 10,2 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

$$k_{k4} = \frac{R_e}{\sigma_{ex4}} = \frac{550}{10,2} = 54 \quad (115)$$

ZHODNOCENÍ PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU VŘETENA

Nejmenší hodnota bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti byla zjištěna v průřezu 1 a to $k_{k1}^{maxr} = 42$. Pro tento průřez byla navíc spočítána bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy s výsledkem $k_{u1} = 30,144$.

S ohledem na mnohé zjednodušení při výpočtu, materiálové charakteristiky a způsob zatěžování lze považovat vypočítané hodnoty bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti za vyhovující.

4.2.5 KONTROLA PERA POD HNANOU ŘEMENICÍ

Pro přenos kroutícího momentu a otáček z řemenice na vřeteno bylo zvoleno pero ČSN 02 2562 10e7 x 8 x 90 na vnějším průměru $D_3 = 72 \text{ mm}$ o rozměrech:

$b_p = 10 \text{ mm}$...šířka pera

$h_p = 8 \text{ mm}$...výška pera

$l_p = 90 \text{ mm}$...délka pera

$t_1 = 3,3 \text{ mm}$...hloubka drážky v náboji

$t_0 = 4,7 \text{ mm}$...hloubka drážky v hřídeli

Kontrola na otláčení

$$p_p = \frac{F_p}{S'_p} = \frac{2 \cdot M_k}{D_v \cdot t_1 \cdot (l_p - b_p)} \quad [\text{MPa}] \quad (116)$$

$$p_p = \frac{2 \cdot 200000}{72 \cdot 3,3 \cdot (90 - 10)}$$

$$p_p = 21 \text{ MPa} < p_D^{\text{II}} = 165 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$$p_D^{\text{II}} = 165 \text{ MPa} \quad \dots \text{dovolené napětí v tlaku} \quad \text{dle [30, str. 54]}$$

Kontrola na stříh

$$\tau_{sp} = \frac{F_p}{S_p} = \frac{2 \cdot M_k}{D_v \cdot \left(\frac{\pi \cdot b_p^2}{4} + (l_p - b_p) \cdot b_p \right)} \quad [\text{MPa}] \quad (117)$$

$$\tau_{sp} = \frac{2 \cdot 200000}{72 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 10^2}{4} + (90 - 10) \cdot 10 \right)}$$

$$\tau_{sp} = 62 \text{ MPa} < \tau_{kD}^{\text{II}} = 105 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$$\tau_{kD}^{\text{II}} = 105 \text{ MPa} \quad \dots \text{dovolené napětí ve smyku} \quad \text{dle [30, str. 55]}$$

4.2.6 VÝPOČET TRVANLIVOSTI VŘETENOVÝCH LOŽISEK

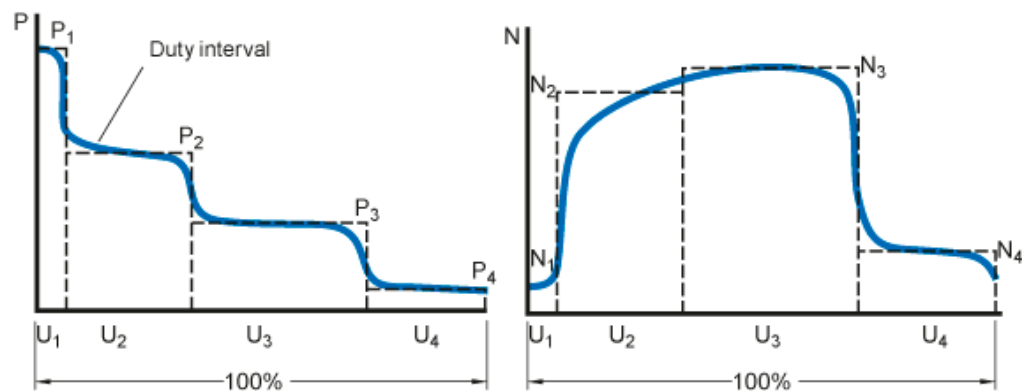
Jelikož zrychlovací hlava není jednocelové zařízení a tudíž nemá přesně definované jakou technologickou operaci a za jakých podmínek bude pracovat, je nutné s tímto počítat při výpočtu trvanlivosti ložisek. Technologie (vrtání, frézování), vysokootáčkové nebo silové obrábění a různé procentuální vytížení jednotlivých provozních režimů, to jsou faktory ovlivňující výslednou trvanlivost ložisek.

Pro výpočet ekvivalentního zatížení bylo sestaveno 6 provozních režimů, s ohledem na mezní zatížení a technologické operace z kapitoly (4.1). Z rovnic statické rovnováhy v kapitole (4.2.3) byly následně vypočítány reakce v jednotlivých podporách s uvažovaným zatížením od předpětí řemenů. Reakce v podporách poté byly rozloženy na každé ložisko v sadě a s tím i výsledné ekvivalentní dynamické zatížení je pro každé ložisko vypočítáno zvlášť. To samé platí i pro hodinové trvanlivosti jednotlivých ložisek pro každý provozní stupeň. Po výpočtu hodinové trvanlivosti v každé podpoře, v každém provozním stupni, poslouží tyto hodnoty pro výpočet ekvivalentní hodinové trvanlivosti ložisek (sady) v jednotlivých podporách.

Minimální požadovaná trvanlivost ložiska (sady) je 20 000 provozních hodin.

Tab. 23 Ekvivalentní zatížení ložisek vřetene

Provozní stupeň	Otáčky n_i [min^{-1}]	Radiální složka řezné síly F_{cx} [N]	Axiální složka řezné síly F_{cz} [N]	Vytížení q_i [%]	Reakce v podporách [N]		
					R_{Ai}	R_{Bi}	R_{Di}
1	2000	4000	0	5	7466	6130	1491
2	2000	0	4000	5	4050	3246	1736
3	4000	2500	0	25	4841	4972	1577
4	4000	0	2500	25	2578	3246	1736
5	6000	1000	0	20	2240	3890	1670
6	6000	0	1000	20	1182	3246	1736



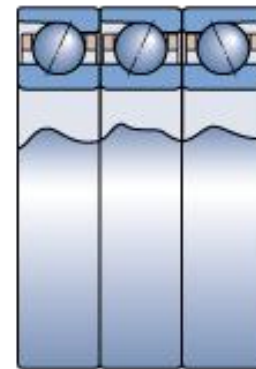
Obr. 46 Pracovní intervaly s konstantním zatížením ložiska P a počtem otáček N [20]



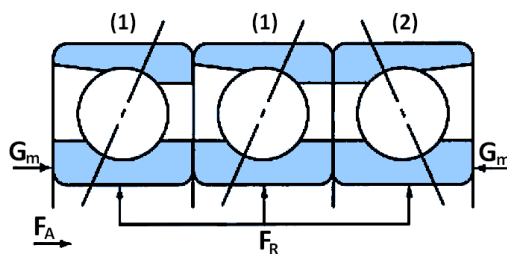
VÝPOČET SADY LOŽISEK V PODPOŘE A

Tab. 24 Parametry sady ložisek A (7018)

Ložisko	7018	CD/P4A	TBT A
Úhel styku	α	15	[°]
Základní dynamická únosnost	C	79300	[N]
Základní statická únosnost	C_0	76500	[N]
Součinitel dynam. únosnosti pro sadu ložisek	u_3	2,16	
Součinitel stat. únosnosti pro sadu ložisek	u_{03}	3	
Dosažitelné otáčky na plastickém mazivu	n_{1Gmax}	9000	[min ⁻¹]
Redukční faktor otáček pro sadu ložisek	n_{RTBT}	0,69	
Výpočtový faktor	f_0	15,60	
Třída předpětí	G_A	300	[N]
Výpočtový faktor	f	1,14	
Výpočtový faktor	f_1	1,00	
Výpočtový faktor	f_{2A}	1,00	
Výpočtový faktor	f_{HC}	1,00	
Statická axiální tuhost	K_A	103,00	[N.μm ⁻¹]



Obr. 47 Sada TBT [20]



Obr. 48 Silové působení na sadu TBT

Předpětí v ložiskách montovaných v sadě [20]

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_{2A} \cdot f_{HC} \cdot G_A \quad [N] \quad (118)$$

$$G_m = 1,14 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 300$$

$$G_m = 342 \text{ N}$$

Celkové axiální předpětí vlivem radiální zátěže [33]

$$P_{a1} = \frac{F_{RA} \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} \alpha + G_m}{4} \quad [N] \quad (119)$$

$$P_{a1} = \frac{7466 \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ + 342}{4}$$

$$P_{a1} = 685,6 \text{ N}$$

$$P_{a2} = \frac{F_{RA} \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} \alpha + G_m}{2} \quad [N] \quad (120)$$

$$P_{a2} = \frac{7466 \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ + 342}{2}$$

$$P_{a2} = 1371,3 \text{ N}$$

Celkové axiální zatížení každého ložiska od zatížení vnější axiální silou [33]

$$F_{a1} = 0,4 \cdot F_{AA} + P_{a1} \quad [N] \quad (121)$$

$$F_{a1} = 0,4 \cdot 0 + 685,6$$

$$F_{a1} = 685,6 \text{ N}$$

$$F_{a2} = P_{a2} - 0,2 \cdot F_{AA} \quad [N] \quad (122)$$

$$F_{a2} = 1371,3 - 0,2 \cdot 0$$

$$F_{a2} = 1371,3 \text{ N}$$

Celkové radiální zatížení každého ložiska [33]

$$F_{r1} = \frac{F_{a1}^{2/3}}{2 \cdot F_{a1}^{2/3} + F_{a2}^{2/3}} \cdot F_{RA} \quad [N] \quad (123)$$

$$F_{r1} = \frac{685,6^{2/3}}{2 \cdot 685,6^{2/3} + 1371,3^{2/3}} \cdot 7466$$

$$F_{r1} = 2081 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \frac{F_{a2}^{2/3}}{2 \cdot F_{a1}^{2/3} + F_{a2}^{2/3}} \cdot F_{RA} \quad [N] \quad (124)$$

$$F_{r2} = \frac{1371,3^{2/3}}{2 \cdot 685,6^{2/3} + 1371,3^{2/3}} \cdot 7466$$

$$F_{r2} = 3303,6 \text{ N}$$

Určení vhodné rovnice pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení [20]

Určení koeficientů e, X a Y pro ložiska s úhlem styku 15°

$$(1): \frac{f_0 \cdot 2 \cdot F_{a1}}{C_0} = \frac{15,6 \cdot 2 \cdot 685,6}{76500} = 0,28 \quad [-] \quad (125)$$

$$(2): \frac{f_0 \cdot F_{a2}}{C_0} = \frac{15,6 \cdot 1371,3}{76500} = 0,28 \quad [-] \quad (126)$$

Tab. 25 Výpočtové součinitele ekvivalentního dynamického zatížení [20]

Výpočtové součinitele				
f0 Fa/C0	e	X ₂	Y ₂	Y ₀
Stykový úhel 15° (Přídavné označení CD, CE nebo CB)				
≤ 0,178	0,38	0,44	1,47	0,46
0,357	0,4	0,44	1,4	0,46
0,714	0,43	0,44	1,3	0,46
1,07	0,46	0,44	1,23	0,46

Z tabulky (Tab. 25) lze získat požadované koeficienty e a Y lineární interpolací.

$$e^{0,28} = \frac{e^{0,357} - e^{0,178}}{0,357 - 0,178} \cdot (0,28 - 0,178) + 0,38 \quad [-] \quad (127)$$

$$e^{0,28} = \frac{0,4 - 0,38}{0,357 - 0,178} \cdot (0,28 - 0,178) + 0,38$$

$$e^{0,28} = 0,391$$

$$Y_2^{0,28} = \frac{Y^{0,357} - Y^{0,178}}{0,357 - 0,178} \cdot (0,28 - 0,178) + 1,47 \quad [-] \quad (128)$$

$$Y_2^{0,28} = \frac{1,4 - 1,47}{0,357 - 0,178} \cdot (0,28 - 0,178) + 1,47$$

$$Y_2^{0,28} = 1,43$$

Koeficienty X a Y jsou závislé na poměru axiálního a radiálního zatížení ložiska, který je porovnáván s koeficientem e a to je určující faktor pro výběr vhodné rovnice pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení.

Rovnice pro jednotlivá ložiska a ložiska spárovaná do tandemu [20]

$$(1): \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{685,6}{2081} = 0,33 \leq e = 0,391 \quad [-] \quad (129)$$

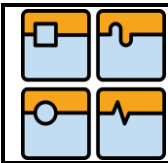
$$P_{A1}^{1(DT/2)} = F_{r1} = 2081 \text{ N} \quad [N] \quad (130)$$

$$(2): \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1371,3}{3303,6} = 0,41 > e = 0,391 \quad [-] \quad (131)$$

$$P_{A1}^2 = X_2 \cdot F_{r2} + Y_2 \cdot F_{a2} \quad [N] \quad (132)$$

$$P_{A1}^2 = 0,44 \cdot 3303,6 + 1,43 \cdot 1371,3$$

$$P_{A1}^2 = 3414,5 \text{ N}$$



Rovnice hodinové trvanlivosti jednotlivých ložisek [33]

$$L_{10hA1}^{1(DT/2)} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C \cdot u_3}{P_{A1}^{1(DT/2)}} \right)^3 \quad [hod] \quad (133)$$

$$L_{10hA1}^{1(DT/2)} = \frac{10^6}{60 \cdot 2000} \cdot \left(\frac{79300 \cdot 2,16}{2081} \right)^3$$

$$L_{10hA1}^{1(DT/2)} = 4647207 \text{ hod}$$

$$L_{10hA1}^2 = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C \cdot u_3}{P_{A1}^2} \right)^3 \quad [hod] \quad (134)$$

$$L_{10hA1}^2 = \frac{10^6}{60 \cdot 2000} \cdot \left(\frac{79300 \cdot 2,16}{3414,5} \right)^3$$

$$L_{10hA1}^2 = 1051565 \text{ hod}$$

Rovnice hodinové trvanlivosti pro celou sadu ložisek [33]

$$L_{10hA1} = \frac{1}{\left(\frac{2}{L_{10hA1}^{1(DT/2)1,11}} + \frac{1}{L_{10hA1}^2 1,11} \right)^{0,9}} \quad [hod] \quad (135)$$

$$L_{10hA1} = \frac{1}{\left(\frac{2}{4647207^{1,11}} + \frac{1}{1051565^{1,11}} \right)^{0,9}}$$

$$L_{10hA1} = 773993 \text{ hod}$$

Výpočet hodinové trvanlivosti v podpoře A se provede obdobným způsobem pro všechny provozní stupně. Výsledky jsou uvedeny v tabulce (Tab. 29). Tyto hodnoty poslouží pro výpočet ekvivalentní hodinové trvanlivosti ložiskové sady v různých provozních režimech s ohledem na čas strávený v jednotlivých režimech, vyjádřený v procentech.

Ekvivalentní hodinová trvanlivost pro celou sadu ložisek [33]

$$L_{V10hA} = \frac{100}{\left(\frac{q_1}{L_{10hA1}} + \frac{q_2}{L_{10hA2}} + \dots + \frac{q_6}{L_{10hA6}} \right)} \quad [hod] \quad (136)$$

$$L_{V10hA} = \frac{100}{\left(\frac{5}{773993} + \frac{5}{1077633} + \dots + \frac{20}{8447827} \right)}$$

$$L_{V10hA} = 1,9 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

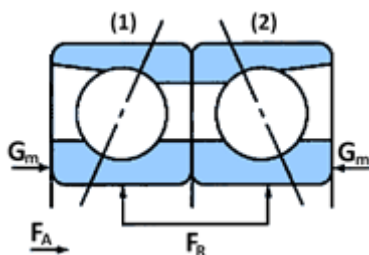
VÝPOČET SADY LOŽISEK V PODPOŘE B

Tab. 26 Parametry sady ložisek B (7016)

Ložisko	S7016	CD/P4A	DB A
Úhel styku	α	15	[°]
Základní dynamická únosnost	C	65000	[N]
Základní statická únosnost	C_0	61000	[N]
Součinitel dynam. únosnosti pro sadu ložisek	u_2	1,62	
Součinitel stat. únosnosti pro sadu ložisek	u_{02}	2	
Dosažitelné otáčky na tuku	n_{1Gmax}	10000	[min ⁻¹]
Redukční faktor otáček pro sadu ložisek	n_{RDB}	0,8	
Výpočtový faktor	f_0	15,50	
Třída předpětí	G_A	240	[N]
Výpočtový faktor	f	1,13	
Výpočtový faktor	f_1	1,00	
Výpočtový faktor	f_{2A}	1,00	
Výpočtový faktor	f_{HC}	1,00	
Statická axiální tuhost	K_A	92,00	[N· μm^{-1}]



Obr. 49 Sada DB [20]



Obr. 50 Silové působení na sadu DB

Předpětí v ložiskách montovaných v sadě [20]

$$G_m = f \cdot f_1 \cdot f_{2A} \cdot f_{HC} \cdot G_A \quad [N] \quad (137)$$

$$G_m = 1,13 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 240$$

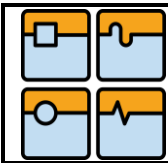
$$G_m = 271,2 \text{ N}$$

Celkové axiální předpětí vlivem radiální zátěže [33]

$$P_a = \frac{F_{RB} \cdot 1,2 \cdot \text{tg } \alpha + G_m}{2} \quad [N] \quad (138)$$

$$P_a = \frac{6130 \cdot 1,2 \cdot \text{tg } 15^\circ + 271,2}{2}$$

$$P_a = 1121 \text{ N}$$



Celkové axiální zatížení každého ložiska od zatížení vnější axiální silou [33]

$$F_{a1} = \frac{2}{3} \cdot F_{AB} + P_a \quad [N] \quad (139)$$

$$F_{a1} = 0,667 \cdot 0 + 1121$$

$$F_{a1} = 1121 \text{ N}$$

$$F_{a2} = P_a - \frac{1}{3} \cdot F_{AB} \quad [N] \quad (140)$$

$$F_{a2} = 1121 - 0,333 \cdot 0$$

$$F_{a2} = 1121 \text{ N}$$

Celkové radiální zatížení každého ložiska [33]

$$F_{r1} = \frac{F_{a1}^{2/3}}{F_{a1}^{2/3} + F_{a2}^{2/3}} \cdot F_{RB} \quad [N] \quad (141)$$

$$F_{r1} = \frac{1121^{2/3}}{1121^{2/3} + 1121^{2/3}} \cdot 6130$$

$$F_{r1} = 3065 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \frac{F_{a2}^{2/3}}{F_{a1}^{2/3} + F_{a2}^{2/3}} \cdot F_{RB} \quad [N] \quad (142)$$

$$F_{r2} = \frac{1121^{2/3}}{1121^{2/3} + 1121^{2/3}} \cdot 6130$$

$$F_{r2} = 3065 \text{ N}$$

Určení vhodné rovnice pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení [20]

Určení koeficientů e, X a Y pro ložiska s úhlem styku 15° v páru DB nebo DF

$$(1): \frac{2 \cdot f_0 \cdot F_{a1}}{C_0} = \frac{2 \cdot 15,5 \cdot 1121}{61000} = 0,57 \quad [-] \quad (143)$$

$$(2): \frac{2 \cdot f_0 \cdot F_{a2}}{C_0} = \frac{2 \cdot 15,5 \cdot 1121}{61000} = 0,57 \quad [-] \quad (144)$$

Tab. 27 Výpočtové součinitele pro ložiska párovaná do sady DB nebo DF [20]

2 f ₀ Fa/C ₀	Výpočtové součinitele				
	e	X ₂	Y ₁	Y ₂	Y ₀
Stykový úhel 15°					
(Přídavné označení CD, CE nebo CB)					
≤ 0,178	0,38	0,72	1,65	2,39	0,92
0,357	0,4	0,72	1,57	2,28	0,92
0,714	0,43	0,72	1,46	2,11	0,92
1,07	0,46	0,72	1,38	2	0,92

Z tabulky (Tab. 27) lze získat požadované koeficienty e a Y opět lineární interpolací.

$$e^{0,57} = 0,417$$

$$Y_1^{0,57} = 1,504$$

$$Y_2^{0,57} = 2,17$$

Rovnice pro ložiska párovaná do sady DB nebo DF [20]

$$(1): \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1121}{3065} = 0,365 \leq e = 0,417 \quad [-] \quad (145)$$

$$P_{B1}^{1(DB/2)} = F_{r1} + Y_1 \cdot F_{a1} \quad [N] \quad (146)$$

$$P_{B1}^{1(DB/2)} = 3065 + 1,504 \cdot 1121$$

$$P_{B1}^{1(DB/2)} = 4751 \text{ N}$$

$$(2): \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1121}{3065} = 0,365 \leq e = 0,417 \quad [-] \quad (147)$$

$$P_{B1}^{2(DB/2)} = F_{r2} + Y_1 \cdot F_{a2} \quad [N] \quad (148)$$

$$P_{B1}^{2(DB/2)} = 3065 + 1,504 \cdot 1121$$

$$P_{B1}^{2(DB/2)} = 4751 \text{ N}$$

Rovnice hodinové trvanlivosti jednotlivých ložisek [33]

$$L_{10hB1}^{1(DB/2)} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C \cdot u_2}{P_{B1}^{1(DB/2)}} \right)^3 \quad [hod] \quad (149)$$

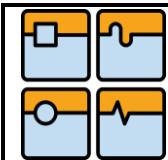
$$L_{10hB1}^{1(DB/2)} = \frac{10^6}{60 \cdot 2000} \cdot \left(\frac{65000 \cdot 1,62}{4751} \right)^3$$

$$L_{10hB1}^{1(DB/2)} = 90731 \text{ hod}$$

$$L_{10hB1}^{2(DB/2)} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C \cdot u_2}{P_{B1}^{2(DB/2)}} \right)^3 \quad [hod] \quad (150)$$

$$L_{10hB1}^{2(DB/2)} = \frac{10^6}{60 \cdot 2000} \cdot \left(\frac{65000 \cdot 1,62}{4751} \right)^3$$

$$L_{10hB1}^{2(DB/2)} = 90731 \text{ hod}$$



Rovnice hodinové trvanlivosti pro celou sadu ložisek [33]

$$L_{10hB1} = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_{10hB1}^{1(DB/2)^{1,11}}} + \frac{1}{L_{10hB1}^{2(DB/2)^{1,11}}} \right)^{0,9}} \quad [hod] \quad (151)$$

$$L_{10hB1} = \frac{1}{\left(\frac{1}{90731^{1,11}} + \frac{1}{90731^{1,11}} \right)^{0,9}}$$

$$L_{10hB1} = 48070 \text{ hod}$$

Výpočet hodinové trvanlivosti v podpoře B se provede obdobným způsobem pro všechny provozní stupně. Výsledky jsou uvedeny v tabulce (Tab. 29). Tyto hodnoty poslouží pro výpočet ekvivalentní hodinové trvanlivosti ložiskové sady v různých provozních režimech s ohledem na čas strávený v jednotlivých režimech, vyjádřený v procentech.

Ekvivalentní hodinová trvanlivost pro celou sadu ložisek [33]

$$L_{V10hB} = \frac{100}{\left(\frac{q_1}{L_{10hB1}} + \frac{q_2}{L_{10hB2}} + \dots + \frac{q_6}{L_{10hB6}} \right)} \quad [hod] \quad (152)$$

$$L_{V10hB} = \frac{100}{\left(\frac{5}{48070} + \frac{5}{274964} + \dots + \frac{20}{91755} \right)}$$

$$L_{V10hB} = 67486 \text{ hod}$$

VÝPOČET LOŽISKA V PODPOŘE D

Tab. 28 Parametry ložiska D (6013)

Ložisko	6013-2Z		
Základní dynamická únosnost	C	31900	[N]
Základní statická únosnost	C ₀	25000	[N]
Mezní únavové zatížení	P _u	1100	[N]
Dosažitelné otáčky na tuku	n _{1Gmax}	7000	[min ⁻¹]
Výpočtový faktor	f ₀	15,8	



Obr. 51 6013-2Z [20]

Ekvivalentní dynamické zatížení pro toto ložisko představuje pouze radiální síla na toto ložisko působící.

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 6013 [20]

$$P_{D1} = F_{RD} = 1491 \text{ N} \quad [N] \quad (153)$$

Rovnice hodinové trvanlivosti ložiska [33]

$$L_{10hD1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P_{D1}} \right)^3 \quad [hod] \quad (154)$$

$$L_{10hD1} = \frac{10^6}{60 \cdot 2000} \cdot \left(\frac{31900}{1491} \right)^3$$

$$L_{10hD1} = 81614 \text{ hod}$$

Výpočet hodinové trvanlivosti v podpoře D se provede obdobným způsobem pro všechny provozní stupně. Výsledky jsou uvedeny v tabulce (Tab. 29). Tyto hodnoty poslouží pro výpočet ekvivalentní hodinové trvanlivosti ložiska v různých provozních režimech s ohledem na čas strávený v jednotlivých režimech, vyjádřený v procentech.

Ekvivalentní hodinová trvanlivost ložiska [33]

$$L_{V10D} = \frac{100}{\left(\frac{q_1}{L_{10hD1}} + \frac{q_2}{L_{10hD2}} + \dots + \frac{q_6}{L_{10hD6}} \right)} \quad [hod] \quad (155)$$

$$L_{V10D} = \frac{100}{\left(\frac{5}{81614} + \frac{5}{51707} + \dots + \frac{20}{17235} \right)}$$

$$L_{V10D} = 24733 \text{ hod}$$

SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ

Tab. 29 Hodinové trvanlivosti ložisek na vřetenu

Provozní stupeň	L_{10Ai} [hod]	L_{10Bi} [hod]	L_{10Di} [hod]
1	773933,16	48069,84	81614,36
2	1077633,84	274964,14	51707,12
3	1257058,79	41701,30	34488,51
4	1642677,55	137577,40	25853,56
5	6159322,69	55495,17	19361,05
6	8447827,02	91755,46	17235,71
	L_{V10A} [hod]	L_{V10B} [hod]	L_{V10D} [hod]
	1929696,05	67486,42	24732,82

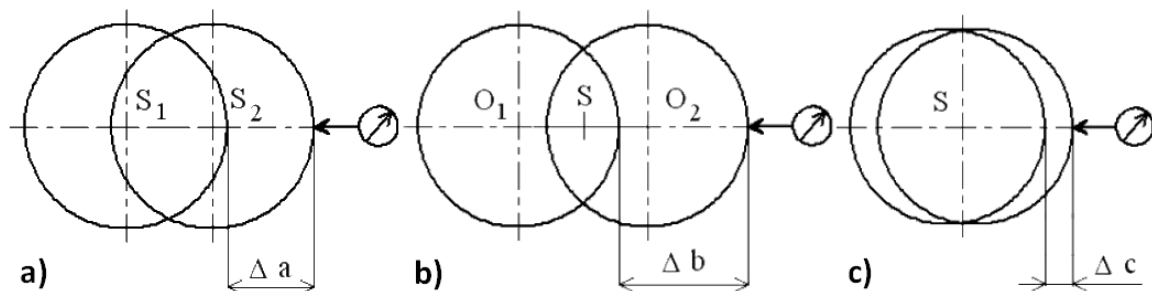
Z uvedených výsledků vyplývá, že navrhované uložení vřetene zrychlovací hlavy je z hlediska dimenzování ložisek a jejich kinematiky v pořádku. Nejvyšší provozní otáčky, bez nutnosti mazání olejem (případně aktivního chlazení), jsou limitovány sadou ložisek A, kde ložisko 7018 CD/P4A má katalogové limitní otáčky pro mazání plastickým mazivem 9000 min^{-1} a v daném uspořádání je potřeba počítat se snížením otáčkového limitu vlivem oteplení (faktor $n_{RTBT} = 0,69$). Nejvyšší provozní otáčky jsou tedy 6200 min^{-1} . Požadovaná minimální trvanlivost 20 000 hodin byla dodržena u každého ložiska.

4.2.7 PŘESNOST CHODU A TUHOST VŘETENA

Přesnost chodu vřetena je dána radiálním a axiálním házením vřetena a kontroluje se na funkční ploše vřetena, která má přímý vliv na přesnost otáčení nástroje.

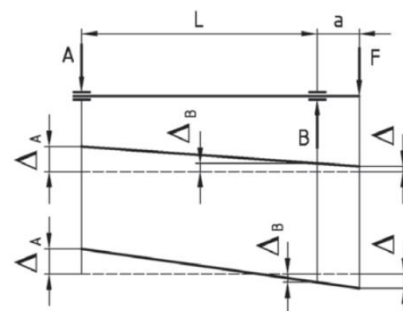
Radiální házení vřetena má tyto příčiny:

- osa vřetena během jedné otáčky mění svou polohu (zdrojem je házení ložisek)
- nesouosost měřené plochy s osou otáčení
- neokrouhlý tvar měřené plochy



Obr. 52 Radiální házení vřetena [34]

Celkové radiální házení vřetena je tedy složeno z těchto tří házení, přičemž házení b) a c) lze ovlivnit přesností obrábění funkční plochy. U házení a) jde o nepřesnost otáčení vřetena, na kterou má přímý vliv přesnost ložisek a poměr délky vyložení vřetena ke vzdálenosti mezi ložiskami, ve kterých je vřeteno uloženo. Obrázek (Obr. 53) poté ukazuje jaký má velikost a orientace nepřesností ložisek vliv na radiální házení na konci vřetena, vzhledem k ideální ose.



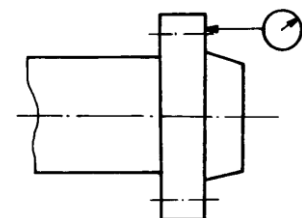
Obr. 53 Vliv házení ložisek na přesnost chodu vřetena [35]

Z obrázku vyplývá, že je vhodné montovat ložiska tak, aby obě házela v jedné rovině a ve stejném smyslu. Ideálně pak zvolit přední ložisko přesnější a zoptimalizovat vzdálenosti ložisek L a délku vyložení a . Tím se dá teoreticky docílit nulového házení.

Axiální házení je způsobeno:

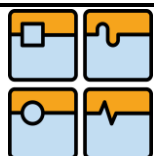
- axiálním házením ložisek
- nekolmostí čelní plochy vřetena k ose jeho otáčení

Axiální házení čelní plochy vřetena se zdánlivě odstraní, obrobí-li se příslušná plocha po montáži na vlastním stroji.



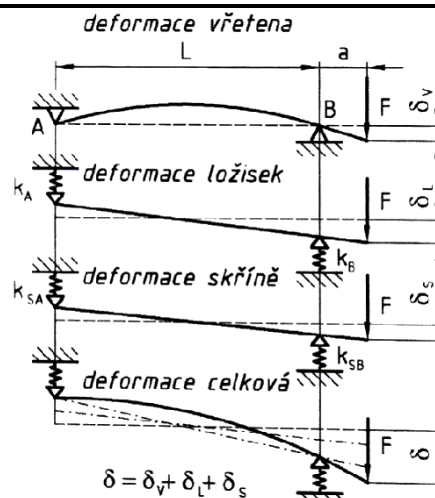
Obr. 54 Axiální házení vřetena [36]

Zásadní vliv na přesnost obrábění i na dynamickou stabilitu obráběcího stroje má tuhost vřetena. Tuhost vřetena se udává na jeho předním konci, v místě kde se upíná nástroj a tudíž má deformace v tomto místě přímý vliv na jakost práce.



Průhyb (deformace) konce vřetena se skládá z dílčích deformací jednotlivých komponent uložení, přičemž největší vliv na tuhost má deformace vřetena, ložisek a nejméně pak deformace skříně, ve které je vřeteno uloženo. Pro relativně zanedbatelný vliv na tuhost a složitost výpočtu deformace skříně, který vychází ze staticky neurčitýho systému, kde výsledkem jsou nelineární deformace, se deformace skříně zanedbává.

Radiální tuhost k_r se vypočítá z celkové deformace δ na předním konci vřetena způsobené zatěžující radiální silou F_r za předpokladu, že součásti systému (vřeteno, ložiska, skříň) jsou nahrazeny sériovým uspořádáním pružin. Je tedy zřejmé, že celková tuhost systému je limitována tuhostí nejslabšího článku.[37]



Obr. 55 Deformace vřetena [35]

4.2.8 DEFORMACE A TUHOST PŘEDNÍHO KONCE VŘETENE

Tab. 30 Parametry pro výpočet tuhosti vřetena

Vnější průměr převíslé části vřetena	D_a	130	[mm]
Vnitřní průměr převíslé části vřetena	d_a	60	[mm]
Vnější průměr mezi ložisky	D_L	86	[mm]
Vnitřní průměr mezi ložisky	d_L	47	[mm]
Vzdálenost mezi ložisky	L	137	[mm]
Délka převíslé části vřetena	a	85	[mm]
Radiální zátěžná síla	F_K	4000	[N]
Axiální tuhost předního ložiska [20]	K_A	103000	$[N \cdot mm^{-1}]$
Axiální tuhost zadního ložiska [20]	K_B	92000	$[N \cdot mm^{-1}]$
Modul pružnosti v tahu pro ocel	E	210000	$[N \cdot mm^{-2}]$
Koeficient radiální tuhosti [33]	q_{15°	6,5	[-]
Koeficient radiální tuhosti sady [33]	q_{TBT}	1,54	[-]

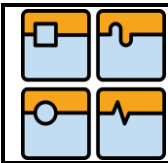
Radiální tuhost ložisek [33]

$$K_{rA} = K_A \cdot q_{15^\circ} \cdot q_{TBT} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (156)$$

$$K_{rA} = 103 \cdot 6,5 \cdot 1,54 = 1031 N \cdot mm^{-1}$$

$$K_{rB} = K_B \cdot q_{15^\circ} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (157)$$

$$K_{rB} = 92 \cdot 6,5 = 598 N \cdot mm^{-1}$$



Poddajnost ložisek

$$p_A = \frac{1}{K_{rA}} \quad [mm \cdot N^{-1}] \quad (158)$$

$$p_A = \frac{1}{1031} = 9,7 \cdot 10^{-4} mm \cdot N^{-1}$$

$$p_B = \frac{1}{K_{rB}} \quad [mm \cdot N^{-1}] \quad (159)$$

$$p_B = \frac{1}{598} = 1,67 \cdot 10^{-3} mm \cdot N^{-1}$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_a = \frac{\pi \cdot (D_a^4 - d_a^4)}{64} \quad [mm^4] \quad (160)$$

$$J_a = \frac{\pi \cdot (130^4 - 60^4)}{64} = 1,34 \cdot 10^7 mm^4$$

$$J_L = \frac{\pi \cdot (D_L^4 - d_L^4)}{64} \quad [mm^4] \quad (161)$$

$$J_L = \frac{\pi \cdot (86^4 - 47^4)}{64} = 0,244 \cdot 10^7 mm^4$$

Deformace na konci vřetene je rovna deformací vřetene δ_v a ložisek δ_l [37]

$$\delta = \delta_v + \delta_L \quad [mm] \quad (162)$$

$$\delta = \frac{F_K \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_a} + \frac{a}{J_L} \right) + \frac{F_K}{L^2} \cdot [a^2 \cdot p_B + (a + L)^2 \cdot p_A]$$

$$\delta = \frac{4000 \cdot 85^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{137}{1,34 \cdot 10^7} + \frac{85}{0,244 \cdot 10^7} \right) +$$
$$+ \frac{4000}{137^2} \cdot [85^2 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} + (85 + 137)^2 \cdot 9,7 \cdot 10^{-4}]$$


$$\delta = 0,0148 mm$$

Tuhost předního konce vřetene

$$k_r = \frac{F_K}{\delta} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (163)$$

$$k_r = \frac{4000}{0,0148} = 2,7 \cdot 10^5 N \cdot mm^{-1}$$

$$k_r = 2,7 \cdot 10^8 N \cdot m^{-1}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 74
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Výsledná radiální tuhost předního konce vřetene je vyhovující, s ohledem na minimální požadovanou hodnotu $1,75 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$. Pro případné zvýšení této hodnoty je možné vypočítat optimální vzdálenost mezi ložisky. Z rovnice deformace na konci vřetene lze vyjádřit takové L , kterému přísluší nejmenší úhrnné deformace na konci vřetene a to stanovením minima funkce $y = f(L)$.

4.2.9 VÝPOČET OPTIMÁLNÍ VZDÁLENOSTI LOŽISEK VŘETENE

$$L_o = \left[6 \cdot E \cdot J_L \cdot \left(\frac{1}{K_{rA}} + \frac{1}{K_{rB}} \right) + \left(\frac{6 \cdot E \cdot J_a}{a \cdot K_{rA}} \right) \cdot Q \right]^{1/3} \quad [mm] \quad (164)^{[38]}$$

Kde: Q [mm] je proměnná hodnota pro iterační výpočet optimální vzdálenosti L_o . Počáteční hodnotu lze stanovit např. $Q = 5 \cdot a = 5 \cdot 85 = 425 \text{ mm}$

Pro první iterační krok se dosadí hodnota $Q = 425 \text{ mm}$. Dosazením do rovnice (164) vyjde hodnota:

$$L_1 = 448 \text{ mm}$$

Pro druhý iterační krok se dosadí hodnota $Q = 448 \text{ mm}$. Dosazením do rovnice (164) vyjde hodnota:

$$L_2 = 455 \text{ mm}$$

Pro třetí iterační krok se dosadí hodnota $Q = 455 \text{ mm}$. Dosazením do rovnice (164) vyjde hodnota:

$$L_3 = 457,4 \text{ mm}$$

Po osmém iteračním kroku se velikost Q a L_8 ustálila na stejné hodnotě. Optimální vzdálenost ložisek se rovná:

$$L_8 = 458,45 \text{ mm}$$

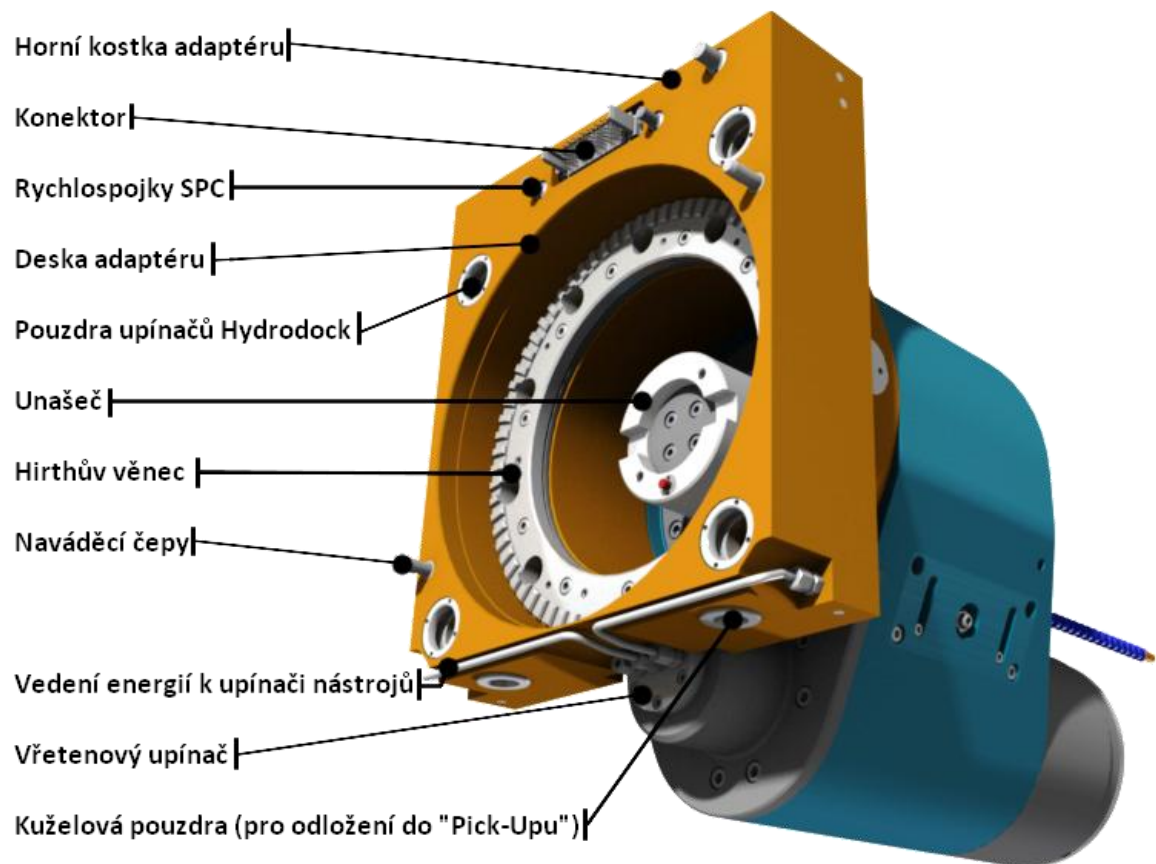
Zpětným dosazením hodnoty L_8 do rovnice (162) a následně (163) lze dostat hodnoty:

- deformace konce vřetene $\delta = 0,0088 \text{ mm}$
- radiální tuhost předního konce vřetene $k_r = 4,5 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$

V případě že by byl požadavek na větší dosah zrychlovací hlavy je možné koncept přepracovat a tím i prodloužit vzdálenost mezi ložisky na optimálních 458 mm, tím by se docílilo i značného zvýšení radiální tuhosti předního konce vřetene.

5 POPIS KONSTRUKCE A POUŽITÝCH KOMPONENT

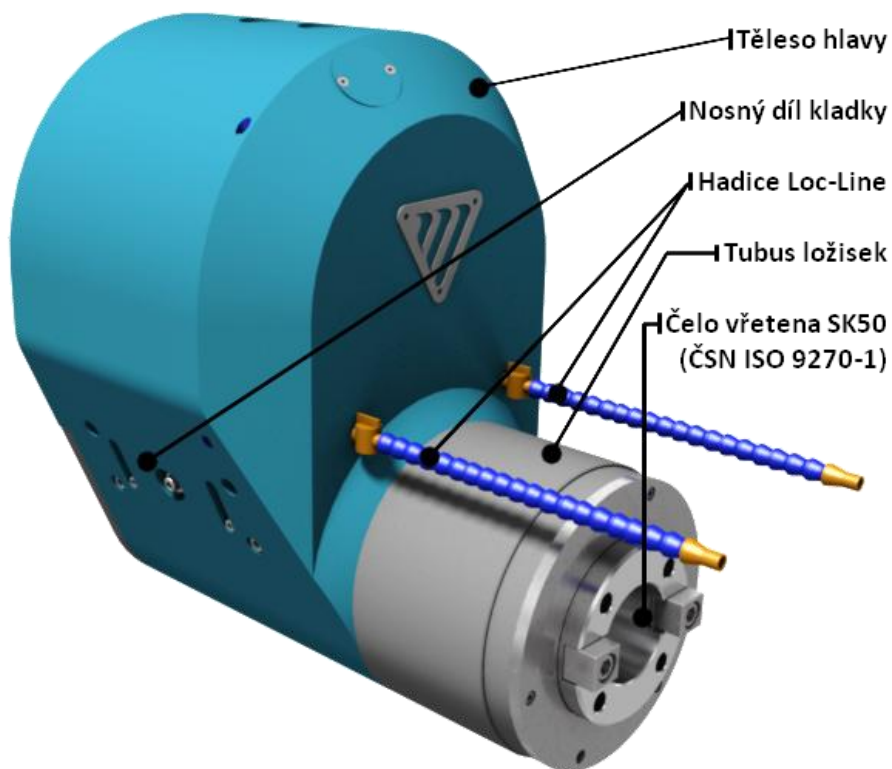
Hlava se skládá se dvou základních částí, ze samotné zrychlovací hlavy a připojovacího adaptéru. Navržený připojovací adaptér slouží pro spojení hlavy s vřeteníkem horizontální vyvrtávačky typu WFT13 s automatickou výměnou frézovacích hlav. Je ale prakticky možné přizpůsobit adaptér na typově a velikostně odlišný vřeteník, je ale nutné dodržet maximální výkonové vstupní parametry zrychlovací hlavy. Adaptér se skládá z desky adaptéru a horní kostky adaptéru. Adaptér slouží jako nosný díl a zároveň slouží pro přívod energií ke zrychlovací hlavě ve spojení s horní kostkou adaptéru, která je osazena konektorem od firmy Multicontact a rychlospojkami od firmy Stäubli. Deska adaptéru je dále osazena pouzdry hydromechanických samosvorných upínačů Hydrodock 40, které jsou umístěny na vřeteníku a zajišťují pevné spojení vřeteníku s adaptérem. Přesnou polohu a geometrii hlavy na vřeteníku zajišťuje věnec s Hirthovým ozubením (spojka s čelními zuby), který přesně vymezí polohu hlavy vůči vřeteníku (s pomocí dolícovací podložky). Samotná hlava se tedy neopírá o čelo vřeteníku, jelikož výrobně a montážně by bylo velmi obtížné dosáhnout přesné polohy a geometrie hlavy, zvláště když vřeteník může využívat více frézovacích hlav. Z toho důvodu, je pod Hirthem lícovací podložka, jejíž tloušťka se upravuje pro dosažení předepsané vzdálenosti mezi čelem vřeteníku a desky adaptéru. Pro přesnou geometrii se podložka a Hirth zaškrabávají. Pro přesné nasazení hlavy jsou na adaptéru, použity dva naváděcí čepy.



Obr. 56 Pohled na hlavu s adaptérem



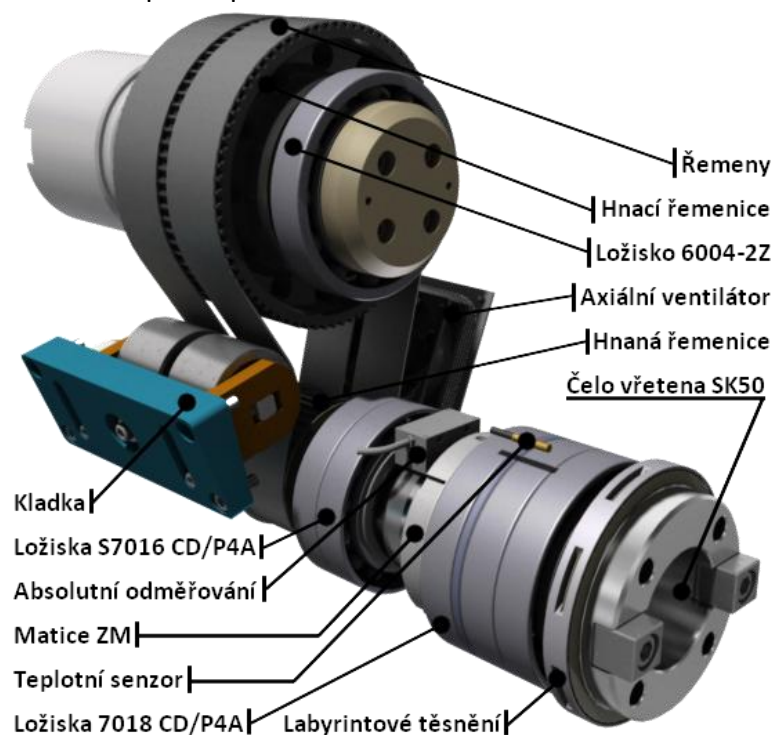
Vnější kontura zrychlovací hlavy se skládá z komponent, viz obrázek (Obr. 54). Hlavního tělesa je odlitek z tvárné litiny (GGG60). Tubus ložisek vřetena není součástí hlavního tělesa z důvodu možného použití delšího vřetena a pak také z výrobního hlediska. Válcový tubus lze snáze a tedy přesněji brousit na menší brusce. Zadní část hlavy je plně demontovatelná a je tedy uzpůsobena pro snadnou montáž i demontáž vnitřních komponent hlavy. Z hlavy pak vyčnívá unášec, který je po nasazení hlavy na vřeteník spojen s vyvrtávacím vřetenem a zajišťuje přenos krouticího momentu a otáček. Unášec je primárně navržen bez aretace polohy. Je to dáno způsobem odkládání a nabírání automaticky upínaných hlav do odkládací tzv. Pick-Up stanice. Při první aplikaci hlavy na stroji se nejdříve upne z jeřábu a v systému stroje se zreferuje základní poloha natočení unášče, respektive vřetene zrychlovací hlavy. Jakmile stroj zaznamená referenční polohu, tak poté je hlava odložena v Pick-Up stanici a její vřeteno je zde pevně aretováno. Další nabírání hlavy je dáno automatickým cyklem na stroji a vřeteno je aretováno až do doby, než je unášec spojen s vřetenem stroje a tudíž nemůže dojít ke ztrátě reference a případné kolizi při automatické výměně nástroje do hlavy. V případě že by se však jednalo o manuální nasazování hlavy na stroj, je navržena aretace unášče aby nedošlo ke ztrátě reference polohy. Avšak i v případě manuálního nasazení hlavy na stroj není nutná tato aretace, správným postupem lze hlavu nasadit a zreferovat polohu jednoduše tím, že než se hlava nasadí, musí být vřeteno natočeno ve správném úhlu, který je předem definován a zaveden v návodu. Tento princip je ověřen a používán na všech hlavách, které má společnost Fermat v portfoliu. Proto je aretace unášče (Obr. 59) uvažována jako opce.





Obr. 57 Pohled na zrychlovací hlavu

Ve své podstatě ze stejného důvodu může být hlava doplněna o další opci a to absolutní odměřování polohy (natočení) vřetene hlavy. V případě, že by převodový poměr nebyl celé číslo, docházelo by po každé otáčce vřetene k určité chybě (zaokrouhlování) a po několika otočeních by systém stroje ztratil referenci a došlo by k tomu, že poloha natočení vřetena by neodpovídala poloze natočení, která by figurovala v systému a v případě automatické výměny nástroje do hlavy by došlo ke kolizi nástrojového držáku a unášecích kamenů na vřetenu. Dalším možným důvodem pro aplikaci odměřování by bylo použití řemenů na třecím principu, kde dochází k prokluzu. Navržený převodový poměr 1:2 a ozubené (synchronní) řemeny, umožňují bezproblémovou funkci bez potřeby absolutního odměřování polohy natočení vřetene.

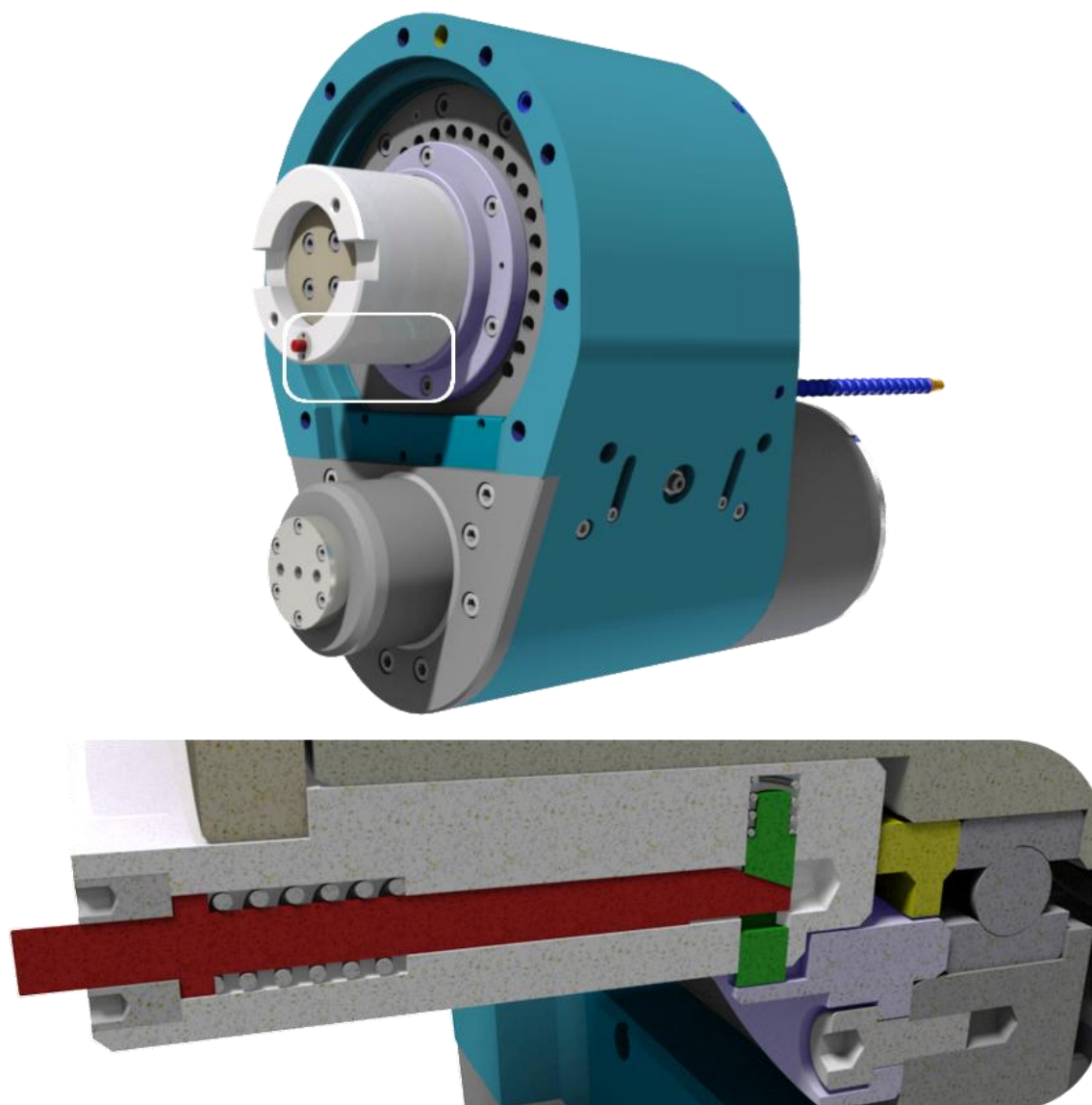
I přes svoji vysokou účinnost (98 - 99%) mají synchronní řemeny určité ztráty způsobené třením. Při tření dochází k zahřívání řemenů až o 20°C než je teplota okolí. Dostatečně velký prostor okolo řemenů umožňuje stabilizaci teploty a zabraňuje dalšímu nárůstu teploty. V případě, kdy je okolní prostor relativně malý může nastat problém se stabilizací teploty, což může být potenciální problém pro vřetenová ložiska. Z toho důvodu je v blízkosti vřetenových ložisek umístěn teplotní senzor. Za předpokladu, že by byl problém se stabilizací teploty, je možné aplikovat axiální ventilátor do otvoru na boku tělesa hlavy a tím odvést přebytečné teplo z řemenového prostoru ven. Tento ventilátor by měl mít vysoký stupeň krytí a to minimálně IP68 a dodatečnou ochranu proti znečištění například mřížku s filtrem, kvůli agresivnímu prostředí během obrábění. Je tedy otázkou testování, zdali bude opravdu nutné využívat ventilátor ke stabilizaci teploty. Určujícím faktorem je teplota ložisek, kterou lze však snížit a stabilizovat chladícím okruhem vnějšího průměru, ve kterém jsou ložiska uložena. Tato varianta chlazení však není v této práci zpracována.




Obr. 58 Pohled na pohyblivé komponenty hlavy

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 78
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Rozvody energií po hlavě jsou zprostředkovány skrze adaptér s horní kostkou, která je osazena rychlospojkami a konektorem. Rychlospojka s označením SPC08 přivádí nízkotlakou chladicí emulzi, vedenou přes adaptér a těleso hlavy sestavou vývrtů až na čelo tělesa, které je opatřeno o flexibilní článkové hadice firmy Loc-Line. Pro vysokotlaké chlazení středem nástroje je kapalina přivedena jednou z rychlospojek s označení SPC05 a to do upínače nástrojů od firmy BERG, který umožňuje přivedení vysokotlakého média skrze upínač až do nástroje. Poslední z rychlospojek SPC05 přivádí tlakový hydraulický olej do upínače nástroje a skrze hydraulický válec slouží k přetlačení mechanických pružin, které vyvozují upínací sílu. Elektrický konektor slouží pro případné napájení axiálního ventilátoru a pro přenos informací z teplotního senzoru a absolutního odměřování od firmy Amo.



Obr. 59 Pohled na aretaci unašeče

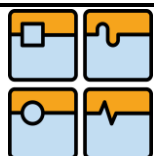
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 79
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ZÁVĚR

Cílem práce byl koncepční návrh zrychlovací hlavy vřeteníku horizontální vyvrtávačky společnosti FERMAT, za účelem větší technologické využitelnosti tohoto stroje. S ohledem na stav techniky a parametry zadání byl pro navýšení otáček vřeteníku, zvolen mechanický převod do rychla. Důkladný průzkum trhu odhalil, že pouze jediný výrobce nabízí zrychlovací hlavu, která se přibližuje parametrům zadání. Tím výrobcem je firma Pibomulti, která nabízí zrychlovací hlavu ZX300-04 a to za cenu cca 1 400 000 Kč bez DPH, ve výbavě odpovídající zadání. Tato cena však není konečná a je nutno si k této ceně připočítat i cenu za konstrukci a výrobu připojovacího adaptéru, která může být cca 150 000 Kč. Jedná se tedy o zrychlovací hlavu s mechanickým planetovým převodem do rychla. Přestože převodový poměr této hlavy je 1:4, tak je konstrukčně limitována na maximální otáčky 6000 min^{-1} . Tento limit je dán bezpochyby tím, že planetový převod a ložiska jsou mazány stálou tukovou náplní, což na jednu stranu snižuje nároky na údržbu a provoz ale na tu druhou omezuje maximální dosažitelné otáčky a životnost planetového soukolí.

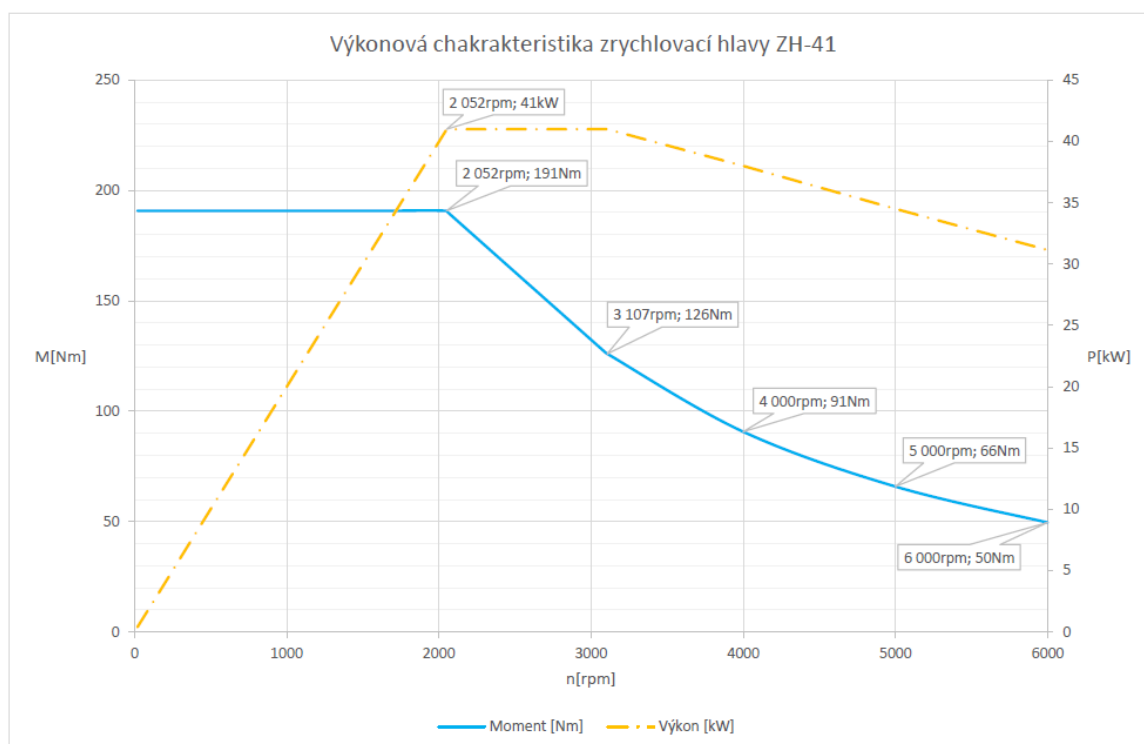
Volba vhodného mechanického převodu byla provedena pomocí metody vážených hodnot, kde s ohledem na skutečnosti zjištěné o hlavě ZX300-04 a po poradě s pracovníky společnosti FERMAT, byl zvolen vhodný mechanický převod a to řemenový převod ozubeným řemenem. Dle výkonových parametrů byl zvolen řemen typu HTD s roztečí zubů 8mm. Tento typ řemenu je velice rozšířený a v případě budoucí výměny řemenů, ať už z důvodu nadměrného opotřebení, či jinak poškozených řemenů nehrozí zvýšené náklady za servis. Jelikož téměř celý návrh řemenového převodu byl vytvořen v programu DRIVE ALIVE od výrobce řemenů Continental, byl zvolen řemen tohoto výrobce a to konkrétně řemen HTD SYNCHROFORCE EXTREME. Jako adekvátní náhrada tohoto řemenu může být použit řemen POWERGRIP® GTX od výrobce Gates. Výhody řemenového převodu s ozubením oproti převodu ozubenými koly jsou především nízká pořizovací cena, spolehlivost, bezúdržbovost (bez potřeby mazání), bezvůlový chod, vysoká účinnost a snadný servis.

Zátěžné spektrum, potřebné pro výpočet vřetenové části, vycházelo z řezných podmínek a nástrojů volených s ohledem na charakter použití zrychlovací hlavy. Pevnostní výpočet byl zaměřen pouze na vřeteno, jakožto nejnamáhanějšího a nejslabšího článku celé hlavy. Vřeteno bylo počítáno na bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti a v nejkritičtějších místě i na bezpečnost vůči meznímu stavu únavy s vyhovujícím výsledkem. Při výpočtu trvanlivosti ložisek bylo uvažováno ekvivalentní dynamické zatížení, které je charakterizováno měnící se provozními podmínkami. V tomto případě bylo potřeba definovat proměnné provozní podmínky a stanovit jednotlivé velikosti zatížení a zatěžovací spektrum, včetně procentuálního vytižení v jednotlivých provozních stavech. Při výpočtu trvanlivosti vřetenových ložisek se došlo k závěru, že všechna ložiska dosahují minimální trvanlivosti 20 000 hodin. Poslední výpočet byl zaměřen na celkovou radiální tuhost na čele vřetena, včetně výpočtu optimální vzdálenosti ložisek vzhledem k minimální deformaci na konci vřetene. Samotný výsledek radiální tuhosti vyšel vyhovujících $2,7 \cdot 10^8 \text{ N.m}^{-1}$, tato hodnota může být však navýšena až na $4,5 \cdot 10^8 \text{ N.m}^{-1}$ za předpokladu že by vzdálenost mezi vřetenovými



ložisky byla cca 458 mm. Vzdálenost mezi ložisky je však relativně definována použitým upínačem nástrojů od firmy BERG, který přesně definuje vnitřní rozměry vřetene pro správnou funkci upínače, včetně čela vřetene s nástrojovým kuželem SK50 dle normy ČSN ISO 9270-1. Vřetenový upínač umožňuje automatickou výměnu nástroje a možnost přívodu chladicí kapaliny středem nástroje, je tedy plně v souladu se zadáním.

Výsledné výkonové parametry zrychlovací hlavy jsou dány především výkonovými parametry vřeteníku. V zásadě ale platí, že při použití na výkonnějším stoji je nutné omezit výkonové parametry stroje, aby výstupní parametry ze zrychlovací hlavy nepřekročili hodnoty uvedené ve výkonové charakteristice, viz obrázek (Obr. 60).




Obr. 60 Výkonová charakteristika zrychlovací hlavy

Na závěr je vhodné zmínit finanční stránku věci, která z velké části určuje konkurenceschopnost a prodejnost tohoto příslušenství na trhu. Celkové náklady na výrobu této hlavy se skládají ze tří základních a jedné opční položky (aretače vřetene a odměřování polohy vřetene). Cena vyráběných dílů, byla odhadnuta technologickým a výrobním oddělením Fermatu a cenu nakupovaných dílů zajistilo nákupní oddělení Fermatu. Tímto způsobem byly odhadnuty náklady jednotlivých položek a tedy i celkové náklady na výrobu a montáž zrychlovací hlavy.


Vyráběné díly	337 000 Kč
Nakupované díly	152 500 Kč
Montáž	40 000 Kč
Opce	60 000 Kč
CELKEM	589 500 Kč

Lze tedy konstatovat, že požadovaných cílů bylo dosaženo. V případě realizace zrychlovací hlavy je nutné dořešit otázku možného oteplení řemenů a to kontrolním měřením při záběhu a aplikací ventilátoru pro odvod tepla z hlavy ven nebo návrhem chladicího okruhu pro uložení ložisek.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE



- [1] FERMAT CZ. Technická dokumentace ke stroji. Brno, 2015.
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [3] Příslušenství. *Horizontální vyvrtávačky | Fermat machinery* [online]. 2010 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/prislusenstvi>
- [4] Individuální a normalizovaná upínací technika. *Upínací prvky a desky přímo od výrobce STOLLE* [online]. 2015 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.stolle-plates.cz/obory-pusobnosti/upinaci-technika/>
- [5] Sondy a software pro obráběcí stroje. *Renishaw: zvyšování efektivnosti výroby a zdravotní péče* [online]. ©2001-2015 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.renishaw.cz/cs/sondy-a-software-pro-obrabeci-stroje--6073>
- [6] Frézovací hlavy. *TOS Varnsdorf* [online]. 2014 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/frezovaci-hlavy/>
- [7] ATC Pista curva. *HYPATIA* [online]. 2015 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.gnchypatia.com/index.php/en/>
- [8] Systém výměny nástrojů. *Demmeler.cz* [online]. 2011 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.demmeler.cz/system-vymeny-nastroju.html>
- [9] ZP-10/X - zrychlovací přístroj. *NAREX MTE s.r.o. - výrobce přesných nástrojů* [online]. 2008 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: http://www.narexmte.cz/system/czMTE_vcc2C3_01BB.htm
- [10] OMG speed increaser, spindle increaser: MO Series. *OMG* [online]. 2011 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.omgnet.eu/drilling-systems/spindle-speeders>
- [11] *High speed spindle* [online]. 2012 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: http://www.benz-inc.com/upload/BM_RAPIDOhighspeedspindles.pdf
- [12] SPINDLE SPEEDERS. *PARFAITE TOOL CO., LTD.* [online]. 2010 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.parfaite.com.tw/electrical-speed-boster.html>
- [13] High Precision Motor Spindles: HES. *NAKANISHI Industrial* [online]. 2014 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <https://www.nsk-nakanishi.co.jp/industrial-eng/hpms/hes/>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 82
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

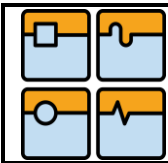
- [14] High Precision Motor Spindles: HTS. *NAKANISHI Industrial* [online]. 2014 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <https://www.nsk-nakanishi.co.jp/industrial-eng/hpms/hts/>
- [15] High Speed Spindles: 602HSK-A63. *Air Turbine Tools®* [online]. 2015 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.airturbinetools.com/spindles/specs/602hska63.html>
- [16] High Speed Auxiliary Spindle. Colibri Spindles [online]. 2014 [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: http://www.colibrispindles.com/HSM_Jet_spindle/Typhoon_products_spindles.asp
- [17] PIBOMULTI. *Pibomulti catalog* [online]. ©2007, 52 s. [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.pibomulti-na.com/catalogs/Pibomulti-Catalog.pdf>
- [18] Automatic tool clamping technology: Steep taper. *OTT-JAKOB Spanntechnik GmbH* [online]. 2015 [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: http://www.ott-jakob.de/en/steep_taper/
- [19] OTT-JAKOB: INSIDE SPINDLE INTENSIFIER. *OTT-JAKOB* [online]. 2010 [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://www.ott-jakob.com.pl/e/spk.htm>
- [20] Super-precision bearings. *SKF* [online]. ©2014 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/111-129877/13383-EN---Super-precision-bearings.pdf>
- [21] CONTI® SYNCHROFORCE: Heavy-Duty Timing Belts. *ContiTech AG* [online]. Copyright©2012 [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: https://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Synchroforce_de_en.pdf
- [22] Převody ozubenými řemeny. *Walther Flender CZ* [online]. 2011 [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://www.walther-flender.cz/catalogs/Prevody-ozubenymi-remeny.pdf>
- [23] Using Gates Idler Hardware in Belt Drive Systems. *Gates Corporation: Power Transmission & Belt Drive Design* [online]. 2011 [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <https://ww2.gates.com/ptdesign/downloads/Idler%20PA%20Note.pdf>
- [24] ISCAR Cutting Tools: Metal Working Tools. *ISCAR Cutting Tools* [online]. ©2016 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.iscar.com/eCatalog/Index.aspx>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 83
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [25] HUMÁR, Anton. VUT V BRNĚ, FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ. *TECHNOLOGIE I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 1. část* [online]. 2003 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf
- [26] HUMÁR, Anton. VUT V BRNĚ, FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ. *TECHNOLOGIE I: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 2. část* [online]. 2004 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf
- [27] OBRÁBĚNÍ OTVORŮ. *Seco Tools* [online]. 2011 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: https://www.secotools.com/CorpWeb/Downloads/seconews2_2011/MN/holemaking/LR_CZ_Holemaking.pdf
- [28] FRÉZOVÁNÍ: KATALOG A TECHNICKÝ PRŮVODCE 2015. *Seco Tools* [online]. 2015 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: https://www.secotools.com/CorpWeb/Czech%20Republic/katalogy/2015/CZ_Catalog_Milling_2015_Inlay_LR.pdf
- [29] Přehled vlastností oceli 16MnCr5: 1.7131 (1.7139). *Bolzano* [online]. 2015 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10084/MOP_16MnCr5.pdf
- [30] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005. ISBN 80-736-1011-6.
- [31] HORNÍKOVÁ, Jana. *Pružnost a pevnost: Interaktivní učební text* [online]. 1. vyd. Brno: CERM, 2003 [cit. 2016-04-05]. ISBN 80-720-4268-8.
- [32] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [33] NSK-RHP: Super precision bearings. *PK SERVIS: LOŽISKA, LINEÁRNÍ TECHNIKA* [online]. 2008 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://www.pkservis.com/data/web/upload/nsk/RHPSuper%20Precision%20Bearings.pdf>
- [34] Výrobní stroje 1: Obráběcí stroje. *Katedra výrobních systémů* [online]. Technická univerzita v Liberci Fakulta strojní, 2007 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobní_stroje/obrabeci.pdf
- [35] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. vyd. Brno: VUT, 1991. ISBN 80-214-0361-6.

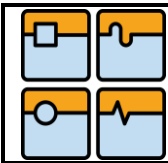
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 84
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [36] VÝROBNÍ STROJE A ZAŘÍZENÍ: Syllabus přednášek pro kombinované bakalářské studium. *Odbor technologie obrábění: Ústav strojírenské technologie* [online]. 2002 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/?page=opory>
- [37] ŠOOŠ, Ľubomír. Radial Ball Bearings with Angular Contact in Machine Tools. In: *Performance Evaluation of Bearings* [online]. InTech, 2012 [cit. 2016-04-07]. DOI: 10.5772/51004. ISBN 978-953-51-0786-6. Dostupné z: <http://www.intechopen.com/books/performance-evaluation-of-bearings/radial-ball-bearings-with-angular-contact-in-machine-tools>
- [38] TELANG, Anandkumar. STATIC STIFFNESS ANALYSIS OF HIGH FREQUENCY MILLING SPINDLE. In: *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology* [online]. May2014 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://esatjournals.net/ijret/2014v03/i15/IJRET20140315108.pdf>
- [39] Krishna Transmission: Helical Gear. *Krishna Transmission* [online]. Vadodara, 2014 [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: <http://www.krishnatransmission.com/gears.php>
- [40] HTD Timing Belts. *TONSON Australia Pty. Ltd: Specialised Air Motors and Transmission* [online]. Sydney, 2013 [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: http://www.tonson-motor.com.au/Product_Details.aspx?proCode=BLT004

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

CAD		Computer Aided Design
HTD		High Torque Drive
VVÚ		Výsledné Vnitřní Účinky
a	[mm]	Délka převislé části vřetena
A_{dF}	[mm ²]	Maximální velikost jmenovitého průřezu třísky (frézy)
A_{dV}	[mm ²]	Jmenovitý průřez třísky (vrtáku)
a_{eF}	[mm]	Šířka záběru
a_o	[mm]	Osová vzdálenost
a_{pF}	[mm]	Hloubka záběru
b_2	[mm]	Zvolená šířka pro jeden ze dvou řemenů
b_{dV}	[mm]	Jmenovitá šířka třísky (vrtáku)
b_{err}	[mm]	Minimální šířka jednoho řemenu
b_{n2}	[mm]	Navržená šířka pro jeden ze dvou řemenů
b_p	[mm]	Šířka pera
C	[N]	Základní dynamická únosnost ložiska
C_0	[-]	Celkový bezpečnostní faktor řemenů
C_0	[N]	Základní statická únosnost ložiska
C_2	[-]	Základní bezpečnostní faktor
C_3	[-]	Faktor zrychlení
C_4	[-]	Únavový faktor
D	[mm]	Vnější průměr průřezu vřetene
d	[mm]	Vnitřní průměr průřezu vřetene
D_a	[mm]	Vnější průměr převislé části vřetena
d_a	[mm]	Vnitřní průměr převislé části vřetena
D_F	[mm]	Průměr nástroje (frézy)
D_L	[mm]	Vnější průměr mezi ložisky
d_L	[mm]	Vnitřní průměr mezi ložisky
d_{r1max}	[mm]	Maximální průměr hnací řemenice
D_V	[mm]	Průměr nástroje (vrtáku)
d_{v2min}	[mm]	Průměr vřetene pod hnanou řemenicí
e	[-]	Koeficient poměru axiálního a radiálního zatížení ložiska
E	[N.mm ⁻²]	Modul pružnosti v tahu pro ocel
F_a	[N]	Celkové axiální zatížení ložiska
F_A	[N]	Reakční síla v podpoře A
F_B	[N]	Reakční síla v podpoře B
F_{c1V}	[N]	Řezná síla na jeden břit (vrtáku)
F_{cF}	[N]	Celková řezná síla (frézy)
F_{cV}	[N]	Celková řezná síla (vrtáku)
F_{cX}	[N]	Maximální tečná síla od frézování v ose X
F_{cY}	[N]	Maximální radiální síla od frézování v ose Y
F_{cZ}	[N]	Maximální axiální síla od vrtání v ose Z

F_D	[N]	Reakční síla v podpoře D
F_{FV}	[N]	Posuvová síla na vrták
F_K	[N]	Maximální radiální složka síly od obrábění
F_{Ldyn1}	[N]	Dynamická síla na ložiska hnací řemenice
F_{Ldyn2}	[N]	Dynamická síla na ložiska hnané řemenice
F_{Ldyn3}	[N]	Dynamická síla na ložiska napínací kladky
F_{Lstat1}	[N]	Statická síla na ložiska hnací řemenice
F_{Lstat2}	[N]	Statická síla na ložiska hnané řemenice
F_{Lstat3}	[N]	Statická síla na ložiska napínací kladky
F_r	[N]	Celkové radiální zatížení ložiska
$F_{u\ do v}$	[N]	Dovolený účinný tah řemenu
F_u	[N]	Účinná tahová síla řemenu
f_v	[mm/ot.]	Posuv na otáčku (vrtáku)
f_{zF}	[mm/zub]	Posuv na zub (frézy)
f_{zV}	[mm/zub]	Posuv na zub (vrtáku)
G_A	[N]	Velmi lehké předpětí ložiska
G_m	[N]	Předpětí v ložiskách namontovaných v sadě
h_{dV}	[mm]	Jmenovitá tloušťka třísky (vrtáku)
h_{mF}	[mm]	Průměrná tloušťka třísky
h_p	[mm]	Výška pera
i	[-]	Převodový poměr
J_a	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu převislé části vřetena
J_L	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu mezi ložisky
K_A	[N.mm ⁻¹]	Axiální tuhost předního ložiska
$k_{a,b}$	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu a velikosti tělesa
K_B	[N.mm ⁻¹]	Axiální tuhost zadního ložiska
k_c	[N.mm ⁻²]	Měrná řezná síla
k_{cII}	[-]	Koeficient bezpečnosti pro míjivé namáhání
k_{cIII}	[-]	Koeficient bezpečnosti pro střídavé namáhání
k_d	[-]	Koeficient bezpečnosti pro otláčení
k_k	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
k_o	[-]	Koeficient bezpečnosti pro namáhání ohybem
k_r	[N.mm ⁻¹]	Radiální tuhost předního konce vřetene
K_{rA}	[N.mm ⁻¹]	Radiální tuhost předního ložiska
K_{rB}	[N.mm ⁻¹]	Radiální tuhost zadního ložiska
k_s	[-]	Koeficient bezpečnosti pro namáhání smykem
k_t	[-]	Koeficient bezpečnosti pro namáhání tahem/tlakem
k_u	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu únavy
L	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky
L_0	[mm]	Optimální vzdálenost ložisek vřetene
L_{10h}	[hod]	Hodinová trvanlivost ložiska
l_p	[mm]	Délka pera
L_{V10h}	[hod]	Ekvivalentní hodinová trvanlivost ložiskové sady
L_w	[mm]	Délka řemene
M_A	[Nm]	Jmenovitý kroutící moment vřeteníku v bodě A




DIPLOMOVÁ PRÁCE

M_{Af}	[Nm]	Výpočtový vstupní moment
M_B	[Nm]	Kroutící moment vřeteníku při maximálních otáčkách
m_c	[-]	Korekční exponent tloušťky třísky
M_{cF}	[N]	Řezný kroutící moment (frézy)
M_{cV}	[N]	Řezný kroutící moment (vrtáku)
M_{max}	[Nm]	Požadovaný kroutící moment
M_o	[Nmm]	Ohybový moment
n_{1Gmax}	[min ⁻¹]	Dosažitelné otáčky na plastickém mazivu
n_A	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky vřeteníku při nasazené zrychlovací hlavě
n_B	[min ⁻¹]	Maximální otáčky vřeteníku
n_F	[min ⁻¹]	Otáčky nástroje (frézy)
n_{kmax}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky napínací kladky
n_{Lmax}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky ložiskové sady 7018
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky zrychlovací hlavy
n_{RDB}	[-]	Redukční faktor otáček pro sadu ložisek DB
n_{RTBT}	[-]	Redukční faktor otáček pro sadu ložisek TBT
n_{r1max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky hnací řemenice
n_{r2max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky hnané řemenice
n_V	[min ⁻¹]	Otáčky nástroje (vrtáku)
n_{zF}	[-]	Počet zubů frézy v záběru
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
p_A	[mm.N ⁻¹]	Poddajnost předních ložisek
P_a	[N]	Celkové axiální předpětí ložisek
P_{Af}	[Nm]	Výpočtový vstupní výkon
p_B	[mm.N ⁻¹]	Poddajnost zadních ložisek
p_p	[MPa]	Tlak na pero
q	[%]	Doba provozu daného režimu
Q	[mm]	Proměnná hodnota pro výpočet optimální vzdálenosti ložisek
q_{15°	[-]	Koeficient radiální tuhosti
q_{TBT}	[-]	Koeficient radiální tuhosti sady ložisek
r	[mm]	Poloměr zaoblení přechodu
R	[N]	Reakce v podpoře
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
t	[mm]	Rozteč zubů řemene
t_0	[mm]	Hloubka drážky v hřídeli
t_1	[mm]	Hloubka drážky v náboji
u_{02}	[-]	Součinitel statické únosnosti pro sadu 2 ložisek
u_{03}	[-]	Součinitel statické únosnosti pro sadu 3 ložisek
u_2	[-]	Součinitel dynamické únosnosti pro sadu 2 ložisek
u_3	[-]	Součinitel dynamické únosnosti pro sadu 3 ložisek
v_{cF}	[m.min ⁻¹]	Řezná rychlost (frézy)
v_{cV}	[m.min ⁻¹]	Řezná rychlost (vrtáku)
v_{fF}	[m.min ⁻¹]	Posuvová rychlost (frézy)
W_k	[mm ³]	Modul průřezu v krutu

W_o	[mm ³]	Modul průřezu ohybu
X	[-]	Součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	[-]	Součinitel axiálního zatížení ložiska
z_1	[mm]	Počet zubů hnací řemenice
z_2	[mm]	Počet zubů hnané řemenice
z_F	[-]	Počet zubů nástroje (frézy)
z_v	[-]	Počet ostří nástroje (vrtáku)
α	[°]	Úhel styku ložisek
α_σ	[-]	Vrubový součinitel normálového napětí
α_τ	[-]	Vrubový součinitel smykového napětí
β_σ	[-]	Únavový vrubový součinitel normálového napětí
β_τ	[-]	Únavový vrubový součinitel smykového napětí
φ	[°]	Úhel posuvového pohybu
ψ	[°]	Úhel záběru frézy
φ_{tF}	[°]	Úhlová rozteč zubů (frézy)
φ_{zF}	[°]	Úhel jednotlivých zubů v záběru
δ	[mm]	Deformace na konci vřetene
κ_F	[°]	Úhel nastavení hlavního ostří nástroje (frézy)
κ_V	[°]	Úhel nastavení hlavního ostří nástroje (vrtáku)
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ'_{Co}	[MPa]	Korigovaná mez únavy
σ_{Co}	[MPa]	Mez únavy při ohybu za rotace
σ_{ex}	[MPa]	Extrémní normálové napětí
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{oD}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_t	[MPa]	Napětí v tlaku
σ_{tD}	[MPa]	Dovolené napětí v tahu/tlaku
τ_{ex}	[MPa]	Extrémní smykové napětí
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
τ_{sD}	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
τ_{sp}	[MPa]	Smykové napětí působící na pero

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1 Výkon-momentová charakteristika vřeteníku V130 [1]</i>	7
<i>Obr. 2 Stolová vyvrtávačka [1]</i>	8
<i>Obr. 3 Křížová vyvrtávačka [1]</i>	9
<i>Obr. 4 Desková vyvrtávačka [1]</i>	9
<i>Obr. 5 Upínací deska [3]</i>	10
<i>Obr. 6 Upínací uhelník [4]</i>	10
<i>Obr. 7 Upínací kostka [4]</i>	10
<i>Obr. 8 Obrobková sonda [5]</i>	11
<i>Obr. 9 Nástrojová sonda [5]</i>	11
<i>Obr. 10 Frézovací hlava HUI 50 [6]</i>	11
<i>Obr. 11 Lící deska LD 650 [6]</i>	11
<i>Obr. 12 Automatický paletizační systém [3]</i>	12
<i>Obr. 13 ATC – automatic tool changer [7]</i>	12
<i>Obr. 14 RTC – robotic tool changer [8]</i>	12
<i>Obr. 15 Pick-Up[3]</i>	12
<i>Obr. 16 NAREX-ZP [9]</i>	15
<i>Obr. 17 OMG-MO [10]</i>	15
<i>Obr. 18 BENZ-SLI [11]</i>	15
<i>Obr. 19 PARFAITE-MZ [12]</i>	16
<i>Obr. 20 NAKANISHI-HES [13]</i>	16
<i>Obr. 21 NAKANISHI-HTS [14]</i>	17
<i>Obr. 22 ATS-602 [15]</i>	17
<i>Obr. 23 COLIBRI SPINDLES-Typhoon [16]</i>	17
<i>Obr. 24 PIBOMULTI - FX300-04 [17]</i>	18
<i>Obr. 25 Rozměrové schéma řady FX300 [17]</i>	19
<i>Obr. 27 Převod synchronním řemenem [40]</i>	20
<i>Obr. 26 Čelní soukolí s šikmými zuby [39]</i>	20
<i>Obr. 28 Upínač ES fa. OTT-JAKOB [18]</i>	22
<i>Obr. 29 Násobič upínací síly [19]</i>	22
<i>Obr. 30 Uložení vřetene</i>	24
<i>Obr. 31 Umístění napínacích kladek [23]</i>	30
<i>Obr. 32 Schéma převodu</i>	30
<i>Obr. 33 Konstrukce napínací kladky</i>	31
<i>Obr. 34 Uložení náhonové hřídele</i>	31
<i>Obr. 35 Kinematické schéma zrychlovací hlavy</i>	32
<i>Obr. 36 Čelní fréza T290 ELN Iscar [24]</i>	33
<i>Obr. 37 Vrták DCN Iscar [24]</i>	33
<i>Obr. 38 Průřez třísky při vrtání [26]</i>	34
<i>Obr. 39 Průřez třísky při vyvrtávání [26]</i>	34
<i>Obr. 40 Analýza silového působení při vrtání [26]</i>	34
<i>Obr. 41 Čelní frézování [25]</i>	39
<i>Obr. 42 Symetrické frézování [25]</i>	39

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 90
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

<i>Obr. 43 Nesymetrické frézování [25]</i>	<i>39</i>
<i>Obr. 44 Zatížení vřetena.....</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 45 Výsledné vnitřní účinky vřetene</i>	<i>51</i>
<i>Obr. 46 Pracovní intervaly s konstantním zatížením ložiska P a počtem otáček N [20]....</i>	<i>61</i>
<i>Obr. 47 Sada TBT [20]</i>	<i>62</i>
<i>Obr. 48 Sílové působení na sadu TBT</i>	<i>62</i>
<i>Obr. 49 Sada DB [20].....</i>	<i>66</i>
<i>Obr. 50 Sílové působení na sadu DB</i>	<i>66</i>
<i>Obr. 51 6013-2Z [20].....</i>	<i>69</i>
<i>Obr. 52 Radiální házení vřetena [34]</i>	<i>71</i>
<i>Obr. 53 Vliv házení ložisek na přesnost chodu vřetena [35]</i>	<i>71</i>
<i>Obr. 54 Axiální házení vřetena [36]</i>	<i>71</i>
<i>Obr. 55 Deformace vřetena [35].....</i>	<i>72</i>
<i>Obr. 56 Pohled na hlavu s adaptérem</i>	<i>75</i>
<i>Obr. 57 Pohled na zrychlovací hlavu</i>	<i>76</i>
<i>Obr. 58 Pohled na pohyblivé komponenty hlavy</i>	<i>77</i>
<i>Obr. 59 Pohled na aretaci unašeče</i>	<i>78</i>
<i>Obr. 60 Výkonová charakteristika zrychlovací hlavy</i>	<i>80</i>

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1 Hlavní části horizontálních vyvrtávaček.....</i>	<i>8</i>
<i>Tab. 2 Konstrukční provedení frézovacích hlav.....</i>	<i>11</i>
<i>Tab. 3 Parametry NAREX-ZP</i>	<i>15</i>
<i>Tab. 4 Parametry OMG-MO.....</i>	<i>15</i>
<i>Tab. 5 Parametry BENZ-SLI</i>	<i>15</i>
<i>Tab. 6 Parametry PARFAITE-MZ</i>	<i>16</i>
<i>Tab. 7 Parametry NAKANISHI-HES.....</i>	<i>16</i>
<i>Tab. 8 Parametry NAKANISHI-HTS.....</i>	<i>17</i>
<i>Tab. 9 Parametry AIR TURBINE SPINDLES-602</i>	<i>17</i>
<i>Tab. 10 Parametry COLIBRI SPINDLES-Typhoon</i>	<i>17</i>
<i>Tab. 11 Porovnání zrychlovacích hlav</i>	<i>18</i>
<i>Tab. 12 Parametry PIBOMULTI - FX300-04.....</i>	<i>18</i>
<i>Tab. 13 Hodnocení</i>	<i>21</i>
<i>Tab. 14 Hodnotící kritéria</i>	<i>21</i>
<i>Tab. 15 Hodnocení jednotlivých variant</i>	<i>21</i>
<i>Tab. 16 Nástroje pro sestavení zátěžového spektra</i>	<i>33</i>
<i>Tab. 17 Parametry vrtání pro nástroj V1</i>	<i>34</i>
<i>Tab. 18 Parametry vrtání pro nástroj V2</i>	<i>37</i>
<i>Tab. 19 Parametry frézování pro nástroj F1</i>	<i>40</i>
<i>Tab. 20 Parametry frézování pro nástroj F2</i>	<i>43</i>
<i>Tab. 21 Silové zatížení od obrábění.....</i>	<i>45</i>
<i>Tab. 22 Parametry materiálu 14 220.....</i>	<i>46</i>
<i>Tab. 23 Ekvivalentní zatížení ložisek vřetene</i>	<i>61</i>
<i>Tab. 24 Parametry sady ložisek A (7018).....</i>	<i>62</i>
<i>Tab. 25 Výpočtové součinitele ekvivalentního dynamického zatížení [20].....</i>	<i>64</i>
<i>Tab. 26 Parametry sady ložisek B (7016).....</i>	<i>66</i>
<i>Tab. 27 Výpočtové součinitele pro ložiska párovaná do sady DB nebo DF [20]</i>	<i>67</i>
<i>Tab. 28 Parametry ložiska D (6013).....</i>	<i>69</i>
<i>Tab. 29 Hodinové trvanlivosti ložisek na vřetenu</i>	<i>70</i>
<i>Tab. 30 Parametry pro výpočet tuhosti vřetene</i>	<i>72</i>

SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

1. Výkres sestavy zrychlovací hlavy s adaptérem (A2)
2. Seznam položek (A4)
3. Výkres tubusu ložisek (A3)

OSTATNÍ DOKUMENTACE

4. Výpočtová zpráva z programu DriveAlive (pro jeden řemen) (2 listy)

PŘÍLOHY NA CD

1. Elektronická verze diplomové práce (PDF dokument)
2. 3D model zrychlovací hlavy včetně adaptéru (STEP formát)
3. Výkres sestavy zrychlovací hlavy s adaptérem (+ kusovník) (PDF dokument)
4. Výkres tubusu ložisek (PDF dokument)
5. Výkres zástavbového prostoru upínače nástrojů (PDF dokument)
6. Výpočtová zpráva z programu DriveAlive (pro jeden řemen) (PDF dokument)