

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

## MULTIFUNKČNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM PRO ROTAČNÍ I NEROTAČNÍ OBROBKY

MULTIFUNCTIONAL MACHINING CENTRES FOR MACHINING ROTATING AND PRISMATIC PARTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ GRÄTZ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

prof. Ing. JIŘÍ MAREK, Dr.

BRNO 2014



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/2014

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Grätz

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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:

### **Multifunkční obráběcí centrum pro rotační i nerotační obrobky**

v anglickém jazyce:

### **Multifunctional machining centers for machining rotating and prismatic parts**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte skladbu multifunkčního obráběcího centra pro obrábění rotačních a nerotačních obrobků. Stroj musí být vytvořen stavebnicově pro obrobky různých velikostí. Obráběním materiálem jsou všechny druhy ocelí a litin, tepelně i netepelně zpracované, dále pak materiály pro letecký průmysl (Inconel, Titan, René). Navržený stroj musí vykazovat znaky novosti oproti již známým řešením.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte:

1. Technickou zprávu
2. Rozbor a popis vlivů které působí na stroj
3. Navrhněte uspořádání stroje s nejméně třemi ideovými návrhy a výběr optimální varianty na základě technicko - ekonomického hodnocení
4. Stavebnicovou soustavu pro vámi navržené velikosti stroje spolu s navrženými technickými parametry
5. Nejméně tři ideové návrhy (pokud existují) a výběr optimální varianty uspořádání včetně nástrojové soustavy
6. Sestavní výkres vybrané varianty
7. Detailní výrobní vybraného prvku

Seznam odborné literatury:

- [1] firemní literatura dodavatelů komponent pro stavbu obráběcích strojů
- [2] firemní literatura výrobců obráběcích strojů
- [3] MAREK, J., et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2nd ed. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010. 420 p. ISBN 978-80-254-7980-3.

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 5.12.2013

L.S.

---

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

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## **ABSTRAKT**

V této diplomové práci je zpracován návrh, výpočty a výkresová dokumentace k multifunkčnímu obráběcímu centru. Je zde použito řešení svislého karuselu zkombinovaného s horní gantry frézku. Snahou mé části práce je vytvořit návrh kompaktního frézovacího smykadla umožňující obrábění, jak soustružením, tak frézováním v hlubokých otvorech či u vysokých stěn obrobku. Dále navržena automatická výměna nástrojů se zásobníkem a návrh výměny a upnutí frézovacích hlav. Důraz je kladen na výrobitelnost a spolehlivost konstrukce.

### **KLÍČOVÁ SLOVA**

Obráběcí stroj, multifunkční, frézka, soustruh, smykadlo

## **ABSTRACT**

In this master's thesis is elaborated lay-out, calculations and technical drawings to multi-function machining center. Here is applied solution with vertical carousel combined together with the upper gantry milling machine. The aim of my work is to design a compact milling ram allowing turning and milling in deep slots or next to the tall walls of the workpiece. Furthermore here is elaborated lay-out of automatic tool change with magazine and lay-out of clamping exchangeable milling heads. Emphasis is placed on the manufacturability and reliability of the whole structure.

### **KEYWORDS**

Machining machine, multifunctional, mill, turn, ram





## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

GRÄTZ, T. Multifunkční obráběcí centrum pro rotační i nerotační obrobky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 126 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Marek, Dr.







## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně (kromě označené společné části) pod vedením prof. Ing. Jiřího Marka, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2014

.....

Tomáš Grätz





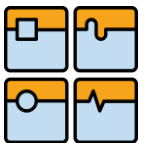
## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce prof. Ing. Jiřímu Markovi, Dr. za kvalitní odborné vedení, předání znalostí z praxe konstruování obráběcích strojů a také za sdělení a naučení nejnovějších trendů v oblasti obráběcích strojů. Za cenné rady a nápady také děkuji svým kolegům, se kterými jsem psal společnou část diplomové práce.



**OBSAH**


Úvod .....	17
1 Definice multifunkčního obráběcího centra .....	17
2 Rozbor vlivů působících na obráběcí stroj .....	18
2.1 Vlastnosti stroje .....	18
2.2 Obráběcí proces .....	18
2.3 Vlastnosti obrobku .....	18
2.4 Okolí stroje .....	19
3 Návrh vstupních parametrů stroje.....	20
4 Výběr optimální kinematiky stroje.....	21
4.1 Možné kinematické uspořádání stroje .....	21
4.2 Výběr nejvhodnějšího kinematického uspořádání z technického hlediska - metoda PATTERN .....	25
4.2.1 Výběr parametrů .....	25
4.2.2 Párové porovnání parametrů pro obrábění středních obrobků .....	26
4.2.3 Stanovení váhy významnosti porovnávaných parametrů .....	26
4.2.4 Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů.....	27
4.3 Vyhodnocení výsledků analýzy .....	29
5 Vyráběné konstrukce .....	30
5.1 TAJMAC- ZPS .....	30
5.2 Zimmermann.....	31
5.3 TRIMILL .....	32
6 Předběžný návrh a výpočet obráběcích sil působících na stroj při obrábění.....	33
6.1 Soustružení.....	33
6.2 Frézování .....	34
6.3 Vrtání .....	35
7 Návrh stavebnicové struktury stroje.....	37
7.1 Délka pojezdu os.....	37
7.2 Typ stolu .....	38
7.2.1 NC soustružnický stůl s ozubeným převodem .....	38
7.2.2 NC soustružnický stůl s přímým pohonem.....	38
7.2.3 NC indexovací stůl .....	38
7.2.4 Pevný frézovací stůl .....	38
7.2.5 Výměna palet na soustružnickém stole .....	39

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

7.3	Pohon vřetene.....	40
7.3.1	Změna motoru vřetene s jinou charakteristikou.....	40
7.3.2	Vřeteno pro obrábění Al a dokončovací operace.....	40
7.3.3	System výměnných frézovacích NC hlav .....	41
7.4	Zásobník a výměna nástrojů.....	41
7.4.1	Řetězový zásobník .....	41
7.4.2	Tool arena s robotickým manipulátorem .....	42
7.4.3	Policový zásobník .....	42
7.4.4	Diskový zásobník.....	43
8	Volba rozměrů pracovního prostoru stroje .....	44
	Tímto je ukončena hlavní společná část práce.....	44
9	Výběr nejvhodnějšího typu uspořádání vřetene.....	45
9.1	Výběr parametrů.....	45
9.2	Párové porovnání parametrů .....	46
9.3	Stanovení váhy parametrů podle vzdálenosti hodnoty .....	46
9.4	Určení pořadí vhodnosti konstrukce.....	46
10	Tvar konce smykadla .....	50
11	Uložení vřetene .....	51
11.1	Způsoby uložení ložisek ve vřeteni .....	51
11.2	Návrh uložení a výpočet ložisek vřetene .....	53
11.2.1	Výsledné vnitřní účinky .....	53
11.3	Kontrola pevnosti vřetene.....	56
11.4	Volba typu vhodných ložisek .....	58
11.5	Výpočet trvanlivosti ložisek vřetene pro případ obrábění frézováním oceli.....	59
11.5.1	Výpočet řezných sil pro určení trvanlivosti vřetene .....	59
11.5.2	Výpočet trvanlivosti ložiska A NN 3020KTN9/SP .....	60
11.5.3	Výpočet trvanlivosti ložiska A2 BTW 100 CTN9/SP .....	60
11.5.4	Výpočet trvanlivosti ložiska B NN 3018KTN9/SP .....	61
11.6	Optimalizace vzdálenosti ložisek .....	62
12	Konstrukční řešení vlastního vřetene.....	65
13	Upínač nástrojů .....	68
13.1	Výběr typu upínače nástrojů.....	68
13.2	Volba mechanismu upnutí nástroje .....	69
13.3	Komponenty zvoleného upínače.....	71



13.4	Umístění jednotlivých komponent a schéma funkčnosti použitého upínače .....	72
14	Návrh pohonu vřetene .....	74
14.1	Požadavky a omezující parametry .....	74
14.2	Výpočet požadovaného pohonu .....	76
14.3	Kontrola zvoleného pohonu .....	76
14.3.1	Statické hledisko.....	77
14.3.2	Dynamické hledisko .....	78
14.3.3	Kontrola výpočtu .....	79
14.3.4	Výsledný pohon.....	80
14.4	Volba a popis vložené převodovky .....	81
14.5	Konstrukce konzole motoru .....	82
14.6	Volba a výpočet řemenového převodu.....	83
14.7	Napínání řemenového převodu .....	84
14.8	Torzní trubka VM .....	84
15	Návrh aretační brzdy vřetene.....	86
15.1	Požadavky a výběr řešení.....	86
15.1.1	Aretace řezného držáku napřímo .....	86
15.1.2	Sériové připojení brzdy na volném konci smykadla .....	86
15.1.3	Aretace vřetene paralelně připojenou brzdou.....	87
15.1.4	Sériově umístěná brzda na vřeteni.....	88
15.2	Návrh konstrukce .....	88
15.3	Výpočet velikosti hirthova věnce.....	89
15.4	Konstrukce a řešení .....	91
16	Návrh mechanismu výměny nástrojů .....	92
16.1	Požadavky a omezující parametry .....	92
16.2	Návrh.....	93
16.3	Výpočet pohonu AVN.....	96
16.4	Shrnutí.....	100
17	Návrh mechanismu výměny NC hlav.....	102
17.1	Požadavky a omezující parametry .....	102
17.2	Uvažované varianty.....	102
17.2.1	Ruční výměna.....	102
17.2.2	Uskladnění NC hlavy v obráběcím prostoru .....	103
17.2.3	Uskladnění v zásobníkovém koši .....	103

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

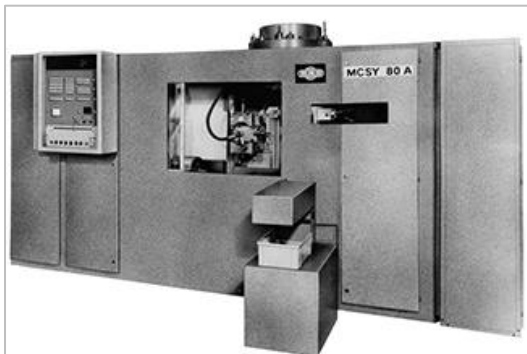
17.2.4	Uskladnění na vozíku ve výsuvném koši .....	104
17.3	Řešení .....	105
17.4	Shrnutí .....	109
18	Přívod energií a médií do těla smykadla .....	110
19	Příklad technologie obrábění na navrhnutém stroji .....	111
19.1	Popis obráběného dílce .....	111
19.2	Mechanické vlastnosti obráběného dílu.....	112
19.3	Soustružnická operace .....	113
19.4	Frézovací operace .....	114
	Závěr .....	115
	Použité informační zdroje .....	116
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	119
	Seznam obrázků .....	122
	Seznam tabulek .....	125
	Seznam příloh .....	126





## ÚVOD

Historie obráběcích strojů sahá do daleké minulosti. Mezi nejstarší technologie patří vrtání a soustružení, které se svou jednoduchostí daly provádět i s nejobyčejnějšími nástroji a materiály. Frézování díky své složitosti bylo vynalezeno až v 19. století a první univerzální frézka byla vyvinuta v roce 1862. Technologie obrábění se za poslední století velmi vyvinula díky potřebám společnosti a průmyslové revoluci. Tendence vývoje obráběcích strojů směřovala k vyšším přesnostem a produktivitě.



*Obr. 1 Multifunkční soustružnické centrum MCSY80A [1]*



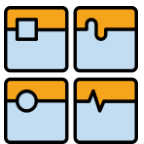
*Obr. 2 Multifunkční soustružnické centrum MTC 500 [1]*

Multifunkční obráběcí stroje zažily svůj velký rozkvět až díky rozvoji výpočetních technologií ve 20. století, které se starají o řízení těchto strojů. Prvním multifunkčním obráběcím strojem se stal v roce 1983 MCSY od firmy KOVOSVIT MAS, který vyvinul přední český konstruktér L. Borkovec se svým týmem [1]. Přechod k multifunkčním strojům není dnes již problémem, protože jsou vyvinuta dostatečně silná výpočtová jádra, která tyto stroje uřídí. Cílem této práce je navrhnutí multifunkčního obráběcího stroje.

Protože je toto téma obsahově velmi rozsáhlé, je tato práce skupinovým dílem. Kapitoly 1. – 7. jsou zpracovány společně. V následujících kapitolách zpracovával pohybové osy nástroje a jejich pohony Ondřej Merenus. Michal Kunorza má na starosti návrh pohybových os obrobku a já jsem zpracoval uspořádání vřetena a nástrojové soustavy.

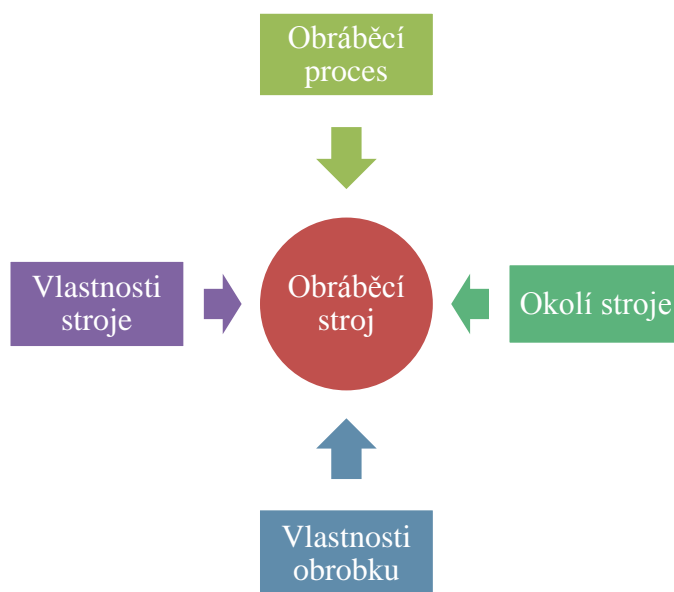
## 1 DEFINICE MULTIFUNKČNÍHO OBRÁBĚCÍHO CENTRA

Co je to vlastně multifunkční obráběcí centrum? Jde o obráběcí stroj, který umožňuje obrábět více technologiemi třískového obrábění, jako je například soustružení, frézování, vrtání nebo broušení, v 3 až 6osém CNC režimu. Všechny tyto technologie by měly mít vyrovnanou velikost výkonů. Dále by tyto stroje měly umožňovat automatickou výměnu nástrojů, která je na těchto strojích požadována, především kvůli zvýšení produktivity stroje. U menších až středních strojů je také základním požadavkem automatická výměna obrobků. Stroje by měly umožňovat HSC a HPC obrábění. [1]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 2 ROZBOR VLIVŮ PŮSOBÍCÍCH NA OBRÁBĚCÍ STROJ

Kvalitu funkce stroje ovlivňuje při práci mnoho různých fyzikálních i nefyzikálních vlivů. Obráběcí stroj je ovlivňován vlivy, které vznikají přímo ve stroji nebo v jeho blízkém i vzdáleném okolí. Mezi hlavní skupiny vlivů patří: vlastnosti stroje, okolí stroje, vlastnosti obrobku a obráběcí proces.



Obr. 3 Technické faktory ovlivňující obráběcí stroj

### 2.1 VLASTNOSTI STROJE

Mezi hlavní vlivy této kategorie spadá tepelná odolnost stroje, kinematické uspořádání, statická a dynamická odolnost, geometrie stroje a elektrická vybavenost. Tyto vlastnosti jdou ve značné míře určit kvalitou zpracování konstrukce a kvalitou použitých komponent či materiálů.

### 2.2 OBRÁBĚCÍ PROCES

Na multifunkčních strojích je možné obrábět více typy třískového obrábění, které se v základu velice liší a každá vyžaduje specifické řezné podmínky. Dále do obráběcího procesu spadá použití řezných a chladicích kapalin, mazání a tepelné podmínky.

### 2.3 VLASTNOSTI OBROBKU

Mezi vlastnosti obrobku, které ovlivňují stroj jsou obrobiteľnosť, rozměry, hmotnost, tuhost a způsob upnutí.



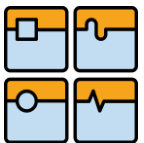
Obr. 4 Upnutí nerotačního obrobku na soustružnickém stole [4]



Obr. 5 Upnutí těžkého obrobku [4]

## 2.4 OKOLÍ STROJE

Okolí výrazně ovlivňuje pracovní přesnost stroje. Patří sem teplotní stabilita, základ stroje, nečistoty a zdroje rušení. Teplotní stabilita je ovlivňována vnitřním teplem budovy a jeho změnou, slunečním zářením nebo například okolními zařízeními. Dalšími negativními vlivy jsou vibrace přenášené přes základ stroje, které vznikají v blízkém i vzdáleném okolí. Tyto vibrace mohou být produkovány jinými stroji, hlukem nebo jinou lidskou činností.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 20
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### 3 NÁVRH VSTUPNÍCH PARAMETRŮ STROJE

Z pohledu konstrukčního procesu obráběcího stroje je nutné zvažovat následující faktory:

- technické faktory vlastního řezného procesu třískového obrábění
- legislativa a normy pro daný typ stroje
- ekonomické hledisko (náklady na vývoj a tvorbu)
- ekologický provoz a likvidace po uplynutí technického života
- ergonomie a uživatelská přívětivost
- snadná montáž a demontáž
- snadný servis a údržba [1]

Mezi hlavní vstupní parametry jsou zařazeny rozměry obrobku, požadované technologie třískového obrábění, rychlosti a zrychlení os. Určením maximálních rozměrů obrobku jsou definovány rozměry pracovního prostoru stroje a potřebné velikosti posuvů v jednotlivých osách, které se liší podle použité kinematiky stroje. Požadované technologie třískového obrábění, které se mají na stroji provádět, určují výsledné uspořádání kinematiky stroje. Pro návrh konstrukce stroje jsou zvoleny jako stěžejní tyto technologie třískového obrábění: soustružení, frézování a vrtání. Výsledkem této práce by měl být komplexní návrh konstrukce multifunkčního obráběcího stroje, nikoli kompletní řešení stroje i s příslušenstvím.

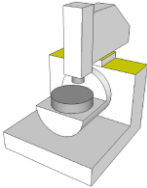
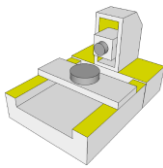
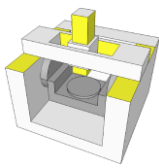


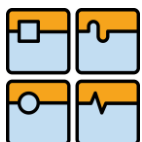
## 4 VÝBĚR OPTIMÁLNÍ KINEMATIKY STROJE

Základ konstrukce multifunkčních strojů vždy vychází z koncepce soustruhu nebo frézky. Z tohoto důvodu jsme pro obě výchozí koncepce zvolili 6 variant, které budeme porovnávat mezi sebou a následně vybereme nejvhodnější pomocí metody PATTERN.

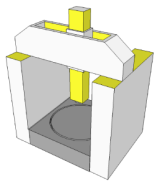
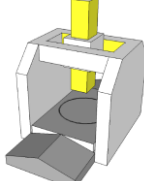
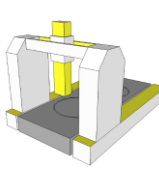
### 4.1 MOŽNÉ KINEMATICKÉ USPOŘÁDÁNÍ STROJE

Tabulka 1: Možné uspořádání stroje pro převážně nerotační obrobky, část A

Rozměr obrobku [mm]	Hmotnost obrobku [kg]	Typový obrobek	Kinematika		
			NO 1. – Vertikální frézka s naklápěcím stolem	NO 2. – Horizontální frézka s otočným stolem	NO 3. – Horní gantry s kolíbkou
400x400 x400	500	Zápustky, tvarově složitě součástky			
800x800 x500	2 500	Zápustky, tvarově složitě součástky			
1500x1500 x1000	17 000	Zápustky, tělesa ventilů ropovodů, části obráběcích strojů			
2000x3000 x1000	50 000	Podvozky stavebních a těžebních vozidel, části obráběcích strojů			
2000x3000 x1000 a více	50 000 a více	Podvozky železničních vozidel, části strojů			

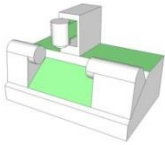
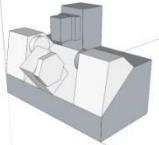
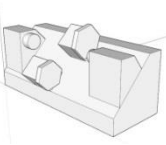


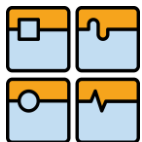
Tabulka 2: Možné uspořádání stroje pro převážně nerotační obrobky, část B

Rozměr obrobku [mm]	Hmotnost obrobku [kg]	Typový obrobek	Kinematika		
			NO 4. – Horní gantry s otočným stolem	NO 5. – Portálová frézka s otočným stolem	NO 6. – Spodní gantry s otočným stolem
					
400x400 x400	500	Zápustky, tvarově složitě součástky			
800x800 x500	2 500	Zápustky, tvarově složitě součástky			
1500x1500 x1000	17 000	Zápustky, tělesa ventilů ropovodů, části obráběcích a tvářecích strojů			
2000x3000 x1000	50 000	Bloky lodních motorů, podvozky stavebních a těžebních vozidel			
2000x3000 x1000 a více	50 000 a více	Podvozky železničních vozidel, části strojů			

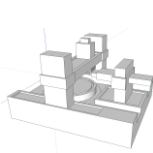
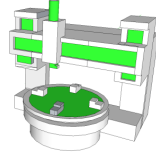
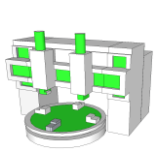


Tabulka 3: Možné uspořádání stroje pro převážně rotační obrobky, část A

Průměr obrobku [mm]	Hmotnost obrobku [kg]	Typový obrobek	Kinematika		
			RO 1. – Soustruh s frézovací hlavou	RO 2. – Vodorovný soustruh s frézovací a revolverovou hlavou	RO 3. – Vodorovný soustruh se dvěma revolverovými hlavami
					
do Ø 50	2	Čepy, podložky, pouzdra			
Ø 300	50	Příruby, řemenice, hřídele			
Ø 450	300	Řemenice, kulové ventily, vřeteníky			
Ø 800	1 000	Hřídele, posuvové šrouby			
Ø 2000	35 000	Příruby a další části svislých soustruhů			
Ø 2000 a více	35 000 a více	Prstence rotorů větrných elektráren, polotovary ozubených kol			



Tabulka 4: Možné uspořádání stroje pro převážně rotační obrobky, část B

Průměr obrobku [mm]	Hmotnost obrobku [kg]	Typový obrobek	Kinematika		
			RO 4. – Svislý soustruh s frézovací a soustružnickou hlavou	RO 5. – Svislý soustruh s jedním suportem	RO 6. – Svislý soustruh se dvěma suporty
					
do Ø 50	2	Čepy, podložky, pouzdra			
Ø 300	50	Příruby, řemenice, hřídele			
Ø 450	300	Řemenice, kulové ventily, vřeteníky			
Ø 800	1 000	Hřídele, posuvové šrouby			
Ø 2000	35 000	Příruby a další části svislých soustruhů			
Ø 2000 a více	35 000 a více	Prstence rotorů větrných elektráren, polotovary ozubených kol			





## 4.2 VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍHO KINEMATICKÉHO USPOŘÁDÁNÍ Z TECHNICKÉHO HLEDISKA - METODA PATTERN

Metoda PATTERN (Planning Planning Assistance Through Technical Evaluation of Relevance Numbers) (Bradley, 1990) je multikriteriální metoda založená na metodě SAW (Simple additive weighting), která je vhodná pro výběr strojů či technologií. Metoda poskytuje řešení na základě komplexního porovnání vybraných parametrů řešeného objektu. Metoda je vhodná pro porovnání na úrovni:

- technické
- technologické
- ekonomické

Celý postup metody PATTERN se skládá z těchto kroků:

- výběr porovnávacích parametrů
- definování požadované tendence změny parametru
- stanovení váhy významnosti vybraných parametrů
- výpočet indexů změn vybraných parametrů pro srovnávané prvky
- stanovení pořadí srovnávaných prvků

### 4.2.1 VÝBĚR PARAMETRŮ

Pro porovnání metodou PATTERN byly vybrány parametry z tabulky č. 5. Výběr parametrů je dán názorem hodnotitelů, kteří se danou problematikou zabývají a nejsou nijak předem stanovené. Níže jsou uvedeny výsledky pouze pro kategorii středních obrobků, kterou jsme si zvolili jako nejpodstatnější. Porovnání pro ostatní kategorie obrobku jsou popsány v elektronické příloze č. 1.

Tabulka 5: Tabulka porovnávacích parametrů s tendencí změny

č. parametru	parametr	tendence změny
p.1	přesnost	rostoucí
p.2	dynamika	rostoucí
p.3	tuhost	rostoucí
p.4	energetická náročnost	klesající
p.5	seřiditelnost ve výrobě	klesající
p.6	zástavbový prostor	klesající
p.7	technologičnost konstrukce	rostoucí
p.8	hmotnost	klesající
p.9	čas montáže a servisu	klesající

#### 4.2.2 PÁROVÉ POROVNÁNÍ PARAMETRŮ PRO OBRÁBĚNÍ STŘEDNÍCH OBROBKŮ

V párovém porovnání parametrů se porovnávají všechny parametry mezi sebou. Hodnotitel posoudí, který parametr má větší význam a následně se spočítá počet hlasů přidělených každému parametru a jejich pořadí.

Tabulka 6: Párové porovnání parametrů

Parametr	p.1	p.2	p.3	p.4	p.5	p.6	p.7	p.8	p.9	Suma	Pořadí
p.1	p.1	p.1	p.3	p.1	p.1	p.1	p.1	p.1	p.1	8	2.
p.2		p.2	p.3	p.2	p.2	p.2	p.7	p.2	p.2	6	4.
p.3			p.3	p.3	p.3	p.3	p.3	p.3	p.3	9	1.
p.4				p.4	p.4	p.4	p.7	p.4	p.4	5	5.
p.5					p.5	p.5	p.7	p.5	p.5	4	6.
p.6						p.6	p.7	p.6	p.6	3	7.
p.7							p.7	p.7	p.7	7	3.
p.8								p.8	p.8	2	8.
p.9									p.9	1	9

#### 4.2.3 STANOVENÍ VÁHY VÝZNAMNOSTI POROVNÁVANÝCH PARAMETRŮ

Postup hodnocení váhy významnosti pomocí kvantifikované porovnávací matice:

1. Sestavení tabulky parametrů dle pořadí tabulky 6
2. Číselné hodnocení parametrů podle jejich vzájemného vztahu
3. Určení bodové hodnoty významnosti  $BHV_j$  pro každý parametr
4. Výpočet váhy významnosti  $q_j$

#### Stupnice číselného hodnocení parametrů

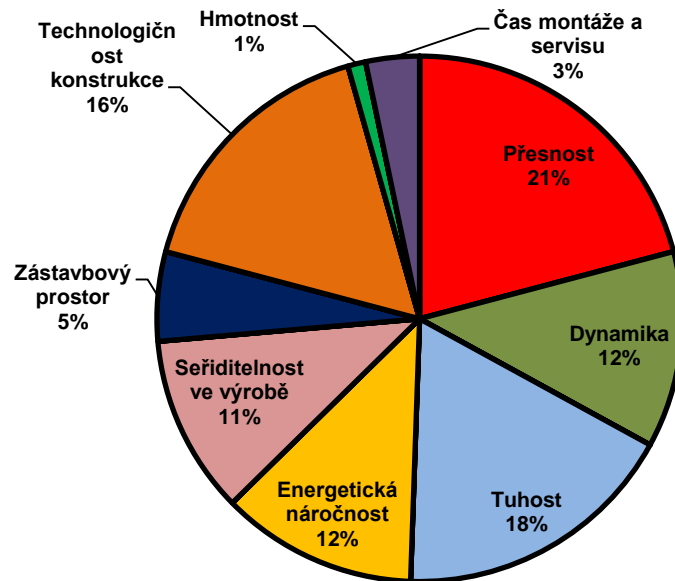
- 1- blízko
- 2- středně
- 3- daleko

#### Stanovení váhy významnosti

$$q_j = \frac{BHV_j}{\sum_{j=1}^m BHV_j}$$

Tabulka 7: Kvantifikovaná porovnávací matice (váhy parametrů)

Parametr	p.3	p.1	p.7	p.2	p.4	p.5	p.6	p.9	p.8	Suma(BHV <sub>j</sub> )	Váha(q <sub>j</sub> )
p.3	1	1	2	1	3	3	2	3	1	17	19%
p.1		1	3	1	3	2	3	2	3	18	20%
p.7			1	3	3	2	2	2	2	15	16%
p.2				1	1	3	2	3	1	11	12%
p.4					1	3	3	3	1	11	12%
p.5						1	3	3	3	10	11%
p.6							1	3	1	5	5%
p.9								1	2	3	3%
p.8									1	1	1%
									Součet	91	100%



Graf 1: Váha porovnávacích parametrů pro obrobky střední velikosti

#### 4.2.4 STANOVENÍ POŘADÍ SROVNÁVANÝCH KINEMATIK STROJŮ

Pro stanovení pořadí se využívá indexů změn, které se vypočítávají samostatně pro parametry s rostoucí a klesající tendencí.

##### Výpočet indexů změn pro parametry s rostoucí tendencí

$$I_{jx} = \frac{H_{jx}}{H_{jMIN}}$$

$H_{jx}$  – hodnota j-tého parametru x-tého prvku (v tabulce 8 zvýrazněno červeně)

$H_{jMIN}$  – nejmenší hodnota j-tého parametru

##### Výpočet indexů změn pro parametry s klesající tendencí

$$I_{jx} = \frac{H_{jMAX}}{H_{jx}}$$

$H_{jx}$  – hodnota j-tého parametru x-tého prvku

$H_{jMAX}$  – největší hodnota j-tého parametru

##### Výpočet vážených indexů

$$I_{jx}^v = I_{jx} \cdot q_j$$

$q_j$  – váha významnosti j-tého parametru


**Stanovení pořadí**

Součtem se určí relativní úroveň i-tě varianty j-tého prvku

$$S_x = \sum_{j=1}^k I_{jx} v$$

**Stupnice číselného hodnocení parametrů**

- 1- Nízká
- 2- Střední
- 3- Vysoká
- 4- Vemni vysoká
- 5- Mimořádně vysoká

Tabulka 8: Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů pro nerotační obrobky

P. č.	Parametr	Jednotka	Váha	Typ stroje											
				NO 1.		NO. 2		NO 3.		NO 4.		NO 5.		NO 6.	
1.	Přesnost	μm	21%	3 1,00	0,21	4 1,33	0,28	3 1,00	0,21	4 1,33	0,28	4 1,33	0,28	4 1,33	0,28
2.	Dynamika	m/s <sup>2</sup>	12%	2 1,00	0,12	3 1,50	0,18	3 1,50	0,18	4 2,00	0,24	4 2,00	0,24	4 2,00	0,24
3.	Tuhost	μm/kN	18%	2 1,00	0,18	3 1,50	0,26	3 1,50	0,26	4 2,00	0,35	4 2,00	0,35	3 1,50	0,26
4.	Energetická náročnost	kW	12%	3 1,33	0,16	2 2,00	0,24	3 1,33	0,16	3 1,33	0,16	4 1,00	0,12	4 1,00	0,12
5.	Seřiditelnost ve výrobě	min	11%	4 1,00	0,11	3 1	0,15	4 1,00	0,11	3 1,33	0,15	3 1,33	0,15	3 1,33	0,15
6.	Zástavbový prostor	m <sup>2</sup>	5%	4 1,00	0,05	3 1,33	0,07	3 1,33	0,07	3 1,33	0,07	4 1,00	0,05	3 1,33	0,07
7.	Technologičnost konstrukce	-	16%	3 1,00	0,16	4 1,33	0,22	3 1,00	0,16	4 1,33	0,22	4 1,33	0,22	4 1,33	0,22
8.	Hmotnost	kg	1%	4 1,00	0,01	3 1,33	0,01	4 1,00	0,01	3 1,33	0,01	3 1,33	0,01	3 1,33	0,01
9.	Čas montáže a servisu	min	3%	4 1,00	0,03	3 1,33	0,04	4 1,00	0,03	3 1,33	0,04	2 2,00	0,07	2 2,00	0,07
Celkem S <sub>x</sub>			100%	1,04		1,46		1,21		1,53		1,49		1,42	
Relativní technická úroveň				100%		141%		116%		147%		144%		137%	
Pořadí z konstrukčního hlediska				6.		3.		5.		1.		2.		4.	



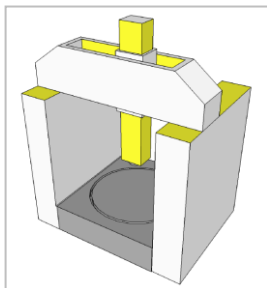
Tabulka 9: Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů pro rotační obrobky

P. č.	Parametr	Jednotka	Váha	Typ stroje											
				RO 1.		RO 2.		RO 3.		RO 4.		RO 5.		RO 6.	
1.	Přesnost	μm	21%	<u>3</u> 1,00	0,21	<u>3</u> 1,00	0,21	<u>3</u> 1,00	0,21	<u>4</u> 1,33	0,28	<u>4</u> 1,33	0,28	<u>4</u> 1,33	0,28
2.	Dynamika	m/s <sup>2</sup>	12%	<u>3</u> 1,00	0,12	<u>3</u> 1,00	0,12	<u>3</u> 1,00	0,12	<u>4</u> 1,33	0,16	<u>4</u> 1,33	0,16	<u>4</u> 1,33	0,16
3.	Tuhost	μm/kN	18%	<u>3</u> 1,00	0,18	<u>3</u> 1,00	0,18	<u>3</u> 1,00	0,18	<u>4</u> 1,33	0,23	<u>4</u> 1,33	0,23	<u>4</u> 1,33	0,23
4.	Energetická náročnost	kW	12%	<u>3</u> 1,67	0,20	<u>3</u> 1,67	0,20	<u>3</u> 1,67	0,20	<u>4</u> 1,25	0,15	<u>4</u> 1,25	0,15	<u>5</u> 1,00	0,12
5.	Seřiditelnost ve výrobě	min	11%	<u>3</u> 1,67	0,18	<u>3</u> 1,67	0,18	<u>3</u> 1,67	0,18	<u>4</u> 1,25	0,14	<u>3</u> 1,67	0,18	<u>5</u> 1,00	0,11
6.	Zástavbový prostor	m <sup>2</sup>	5%	<u>2</u> 2,50	0,14	<u>2</u> 2,50	0,14	<u>2</u> 2,50	0,14	<u>3</u> 1,67	0,09	<u>3</u> 1,67	0,09	<u>5</u> 1,00	0,05
7.	Technologičnost konstrukce	-	16%	<u>3</u> 1,50	0,25	<u>2</u> 1,00	0,16	<u>2</u> 1,00	0,16	<u>2</u> 1,00	0,16	<u>3</u> 1,50	0,25	<u>2</u> 1,00	0,16
8.	Hmotnost	kg	1%	<u>2</u> 2,50	0,03	<u>3</u> 1,67	0,02	<u>2</u> 2,50	0,03	<u>3</u> 1,67	0,02	<u>3</u> 1,67	0,02	<u>5</u> 1,00	0,01
9.	Čas montáže a servisu	min	3%	<u>3</u> 1,67	0,06	<u>3</u> 1,67	0,06	<u>3</u> 1,67	0,06	<u>4</u> 1,25	0,04	<u>3</u> 1,67	0,06	<u>5</u> 1,00	0,03
Celkem Sj			100%	1,36		1,27		1,27		1,28		1,42		1,17	
Relativní technická úroveň				116%		108%		109%		109%		122%		100%	
Pořadí z konstrukčního hlediska				2.		5.		3.-4.		3.-4.		1.		6.	

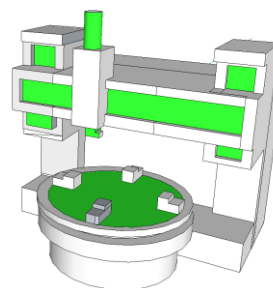
### 4.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ANALÝZY

Z výsledků PATTERN analýzy je patrné, že pro obrábění středních nerotačních obrobků vychází nejvhodnější varianta číslo 4. (horního gántry s otočným stolem) a pro obrábění rotačních obrobků vychází nejvhodnější varianta číslo 5. (svislý soustruh s jedním suportem).

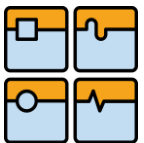
Cílem diplomové práce má být multifunkční obráběcí stroj. Kombinací výsledných kinematik jsme dospěli k výslednému kinematickému uspořádání stroje, které je horní gántry se soustružnickým stolem.



Obr. 6 Horní gantry s otočným stolem



Obr. 7 Svislý soustruh s jedním suportem

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 5 VYRÁBĚNÉ KONSTRUKCE

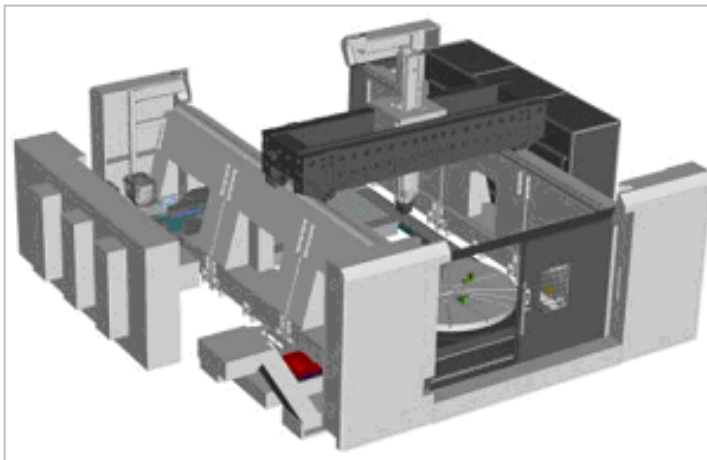
Konstrukce, která bude mnou a kolegy řešena není v základu jedinečná, a už jsou firmy, které s touto technologií pracují a tyto stroje vyrábí. Jde o přední strojírenské firmy, které se konstrukcí těchto strojů zabývají dlouhodobě, a investují nemalé finanční prostředky do jejich vývoje.

### 5.1 TAJMAC-ZPS

Tajmac-ZPS nabízí mnoho typů frézovacích strojů a soustružnických automatů. Z jejich portfolia je zajímavý stroj z řady INFINITY. Jedná se o víceúčelová portálová obráběcí centra, která jsou určena pro komplexní obrábění rozměrných, tvarově a technologicky náročných, těžko obrobitelných dílců s vysokou hmotností a velmi rozdílných materiálů [2]. Stroj je vyráběn podle požadavků zákazníka v určité velikostní řadě. Jedná se hlavně o velikosti podélného posuvu a volby počtu řízených os. Z hlediska konstrukce jde o kinematické uspořádání horního gántry a příčnicku typu Box-in-Box. Podélný posuv X je pomocí ozubeného hřebene a pastorku, osy Y a Z jsou poháněny kuličkovými šrouby. Rámové dílce jsou převážně řešeny jako odlitky. Náskres stroje je zobrazen na obrázku č. 8. K základní variantě stroje s rovnou deskou je možné dodat otočný stůl. Všechny lineární vedení jsou na stroji řešena použitím lineárních profilových vedení. O pohony se starají motory firmy Siemens. Výkon hlavního vřetene rotačních nástrojů je 38-48 kW.

Tabulka 10: Rozměrová řada stroje Infinity [2]

Pojezdy		MCV 2515	MCV 4015	MCV 4022	MCV 5022	MCV 5032
osa X	mm	2 500	4 000	4 000	5 000	5 000
osa Y	mm	1 400	1 400	2 200	2 200	3 200
osa Z	mm	1 250	1 250	1 250	1 500	1 500
Upínací deska						
rozměr X*Y / průměr	mm	2500x1400	4000x1450	4000x2200	5000x2200	5000x3200
maximální zatížení	kg/m <sup>2</sup>	5 000	5 000	5 000	5 000	5 000
Pracovní prostor						
max. oběžný průměr	mm	1 450	1 450	2 200	2 200	3 200
max. výška obrobku	mm	840	840	840	1 090	1 090

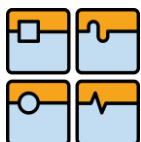
*Obr. 8 Stroje řady MCV [1]*

## 5.2 ZIMMERMANN

Firma Zimmermann se zabývá výrobou portálových obráběcích center. Všechny stroje vychází z modulární koncepce a je tedy možné pro jednotlivé stroje volit různé velikosti pojezdů, pohonů a dalšího vybavení. Stroj FZ 37 je koncepce horní gantry, jednotlivé osy jsou poháněny dvojicí pastorků a hřebene v režimu master-slave. Ke stroji jsou dodávány různé typy dvouosých frézovacích hlav dle obráběných materiálů.

*Tabulka 11: Velikostní řada stroje FZ 37 [3]*

Pojezdy		FZ 37
osa X	mm	3000-40000
osa Y	mm	2500-6000
osa Z	mm	1250-3000
Upínací deska		
rozměr X*Y	mm	3000-40000
maximální zatížení	kg/m <sup>2</sup>	5 000

*Obr. 9 Zimmermann FZ37[3]*

### 5.3 TRIMILL

Firma TriMill vyrábí horizontální a vertikální obráběcí centra, v 3 až 7osém provedení. I u této firmy jsou pro tuto práci zajímavé vertikální obráběcí centra typu horního gantry s rotačním stolem pro obrobky s hmotností okolo 15t. Jedná se o řady VU, VF a VM. Stroje VU jsou pouze 3osé, stroje VF a VM mají 5 až 6os.

*Tabulka 12: Rozměrová řada strojů TriMill VM [3]*

Pojezdy	VM 4525	VM 5525	VM 6525	VM4535	VM 5535	VM 6535
osa X mm	4500	8500	6500	5000	5000	6500
osa Y mm	2500	2500	2500	3500	3500	3500
osa Z mm	1250	1250	1250	1250	1250	1250

*Obr. 10 Trimill VM (TriMill) [7]*



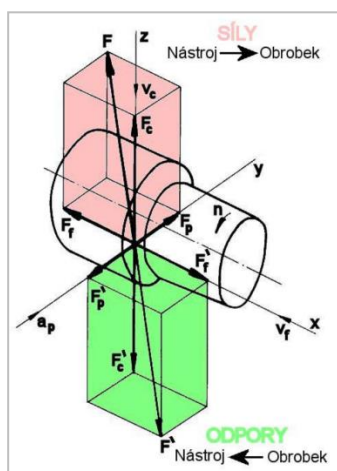


## 6 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH A VÝPOČET OBRÁBĚCÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA STROJ PŘI OBRÁBĚNÍ

Pro další návrh stroje byla vypracována pro každý typ obrábění tabulka zatěžujících sil, abychom získali výchozí parametry zatížení. Na našem stroji jsme uvažovali tři základní technologie obrábění, a těmi jsou: soustružení, frézování a vrtání. Pro výpočet jednotlivých případů obrábění jsou použity nástroje od firmy GARANT [8].

### 6.1 SOUSTRUŽENÍ

Jedná se o třískové obrábění vnějších a vnitřních rotačních ploch, při kterém hlavní pohyb koná obrobek a vedlejší nástroj. Obrábí se většinou jednobřitým nástrojem. Pro vytvoření řezných parametrů byla vybrána situace podélného soustružení na průměru 1600 mm s hloubkou řezu 6 mm.



Obr. 11 Řezné síly při podélném soustružení,  $F_c$  – řezná síla,  $F_f$  – posuvová síla,  $F_p$  – pasivní síla [6]



Obr. 12 Nástrojový držák pro CNMG destičku [10]

#### Nástroj pro soustružení:

Pro soustružení jsou uvažovány vyměnitelné břitové destičky typu CCMT pro obrábění slitin hliníku, typ CNMG pro obrábění mosazi, automatových ocelí, konstrukčních ocelí a litiny a typ SNMG pro obrábění Ni slitin a Ti slitin.

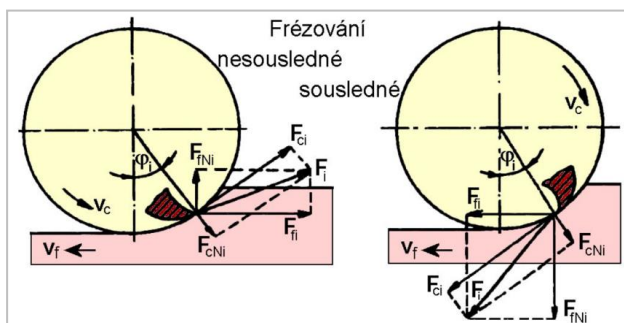


Tabulka 13: Tabulka řezných parametrů pro soustružení

Obráběný materiál		Posuv [mm/min]	Otáčky [1/min]	Řezná rychlost [m/min]	Řezná síla na břit [N]	Krouticí moment [Nm]	Výkon [kW]
Slitiny hliníku	3.1324 - AlCuMg1	36	119	600	3 398	2 720	34,0
Mosaz	2.0321 - CuZn37	19	32	160	6 921	5 540	18,5
Automatová ocel	1.0715 - 11 SMn30	25	32	160	10 308	8 251	27,5
Konstrukční ocel	1.0570 - St 52-3	29	36	180	17 489	13 998	52,5
Středně tvrdá litina	0.6015 - GG-15	30	50	250	6 557	5 249	27,3
Ni slitiny	2.4668 - Inconel 718	4	14	70	9 123	7 302	10,6
Ti slitiny	3.7115 - TiAl5Sn2	4	14	70	3 646	2 918	4,3

## 6.2 FRÉZOVÁNÍ

Technologie třískové obrábění vnějších a vnitřních ploch rotačních i nerotačních obrobků vícebřitými nástroji, při kterém hlavní pohyb koná nástroj a vedlejší obrobek. Mezi základní obráběcí metody patří čelní a obvodové frézování, které se dále dělí na sousledné a nesousledné. Pro vytvoření řezných parametrů byla vybrána situace: **čelně-obvodového frézování nesymetrické**.



Obr. 13 Řezné síly při frézování válcovou frézou

$F_i$  – celková řezná síla,  $F_{ci}$  – řezná síla,  $F_{cNi}$  – kolmá řezná síla,

$F_{fi}$  – posuvová síla,  $F_{fNi}$  – kolmá posuvová síla [6]

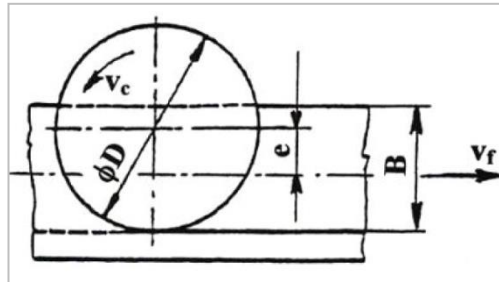
Obr. 14 45° frézovací hlava [8]

**Nástroj pro frézování:**

Pro frézování je uvažována 45° frézovací hlava pro rovinné frézování (Kat. č. 214400) s vyměnitelnými břitovými destičkami SDH.0903 viz obr. 7.

*Tabulka 14: Zadané parametry pro frézování*

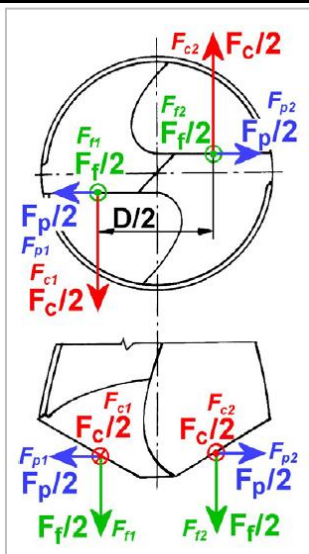
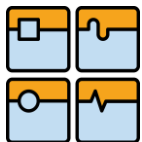
Průměr frézy (D)	100 mm
Hloubka záběru (B)	70 mm
Počet zubů	12
Hloubka řezu	3 mm

*Obr. 15 čelně-obvodové frézování nesymetrické [9]**Tabulka 15: Tabulka řezných parametrů pro frézování*

Obráběný materiál		Posuv [mm/min]	Otáčky [1/min]	Řezná rychlost [m/min]	Řezná síla [N]	Kroucí moment [Nm]	Výkon [kW]
Slitiny hliníku	3.1324 - AlCuMg1	19 099	6 366	2 000	1 474	218	145,6
Mosaz	2.0321 - CuZn37	3 514	1 273	400	1 696	251	33,5
Automatová ocel	1.0715 - 11 SMn30	3 514	1 273	400	1 816	269	35,9
Konstrukční ocel	1.0570 - St 52-3	3 820	1 273	400	3 735	553	73,7
Středně tvrdá litina	0.6015 - GG-15	2 636	955	300	1 523	226	22,6
Ni slitiny	2.4668 - Inconel 718	535	223	70	5 039	747	17,4
Ti slitiny	3.7115 - TiAl5Sn2	497	207	65	1 967	291	6,3

**6.3 VRTÁNÍ**

Vrtání je výrobní metoda, při které se vyhotovují díry a otvory do plného materiálu, nebo se zvětšují již předvrtané otvory. 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 vrták.



Obr. 16 Technologie vrtání:  $F_c$  – řezná síla,  $F_f$  – posuvová síla,  $F_p$  – pasivní síla [6]

Obr. 17 Vrták do plného materiálu s VBD [8]

### Nástroj pro vrtání:

Pro vrtání je uvažován vrták do plného materiálu (Kat. č. 235507 (GARANT)) s vyměnitelnými břitovými destičkami (Kat. č. 23 6520 [10], průměr vrtáku  $D=30$  mm

Tabulka 16: : Tabulka řezných parametrů pro vrtání

Obráběný materiál		Posuv [mm/min]	Otáčky [1/min]	Řezná rychlost [m/min]	Řezná síla [N]	Krouticí moment [Nm]	Výkon [kW]
Slitiny hliníku	3.1324 - AlCuMg1	543	3 395	320	3 037	23	16,2
Mosaz	2.0321 – CuZn37	700	3 183	300	4 724	35	23,6
Automatová ocel	1.0715 - 11 SMn30	849	3 395	320	5 777	43	30,8
Konstrukční ocel	1.0570 - St 52-3	573	2 865	270	9 075	68	40,8
Středně tvrdá litina	0.6015 - GG-15	584	2 334	220	4 768	36	17,5
Ni slitiny	2.4668 - Inconel 718	80	796	75	8 605	65	10,3
Ti slitiny	3.7115 - TiAl5Sn2	74	743	70	3 334	25	3,9

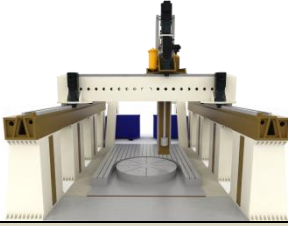


## 7 NÁVRH STAVEBNICOVÉ STRUKTURY STROJE

Návrh stavebnicové struktury strojů se provádí kvůli variabilitě stroje vzhledem k zákazníkovi. U strojů, které jsou navrženy stavebnicovou strukturou, lze poměrně jednoduše měnit určité parametry. Části strojů, které lze navrhovat stavebnicově jsou například:

- Délka posuvové osy
- Typ upínacího stolu
- Konstrukce smykadla
- Typ vřetena
- Volba příslušenství
- Výměna nástrojů
- Pohon vřetene

Tabulka 17: Tabulka rozměrů navrhovaného stroje

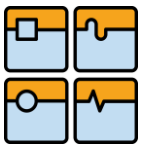
	Řada stroje Průměr upínací desky [mm]				
	1000	1250	1600	2000	2500
Maximální průměr obrobku [mm]	1000	1250	1600	2000	2500
Maximální výška obrobku [mm]	1000	1250	1500	1800	2000
Max. posuv v x [mm]	1700	1950	2300	2700	3200
Max. posuv v y [mm]	3600	3850	4200	4600	5100
Max. posuv v z [mm]	1650	1650	1650	2150	2650
Maximální otáčky upínací desky [1/min]	450	380	280	180	100
Maximální hmotnost obrobku [kg]	5 000	10 000	15 000	20 000	25 000

### 7.1 DÉLKA POJEZDU OS

X – posuv kolmý ke stěnám stroje. Jeho úprava vyžaduje pevnostní kontrolu nebo překonstruování příčníků kvůli větším ohybovým momentům.

Y – posuv podél stěn stroje. Tento rozměr bývá upravován za použití dalších sloupů a zvětšením délky lineárního vedení stroje.

Z – posuv ve směru smykadla. Řešeno úpravou konstrukce smykadla.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 38
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

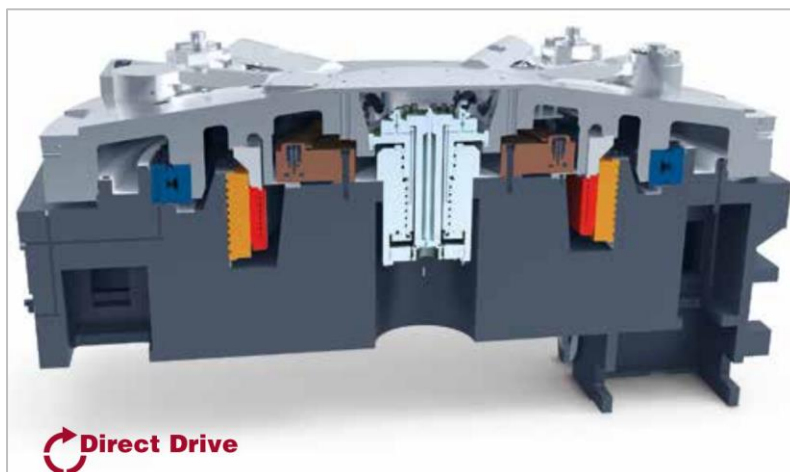
## 7.2 TYP STOLU

### 7.2.1 NC SOUSTRUŽNICKÝ STŮL S OZUBENÝM PŘEVODEM

Navržená standardní varianta stroje s pohonem stolu za pomoci dvou motorů v režimu Master-Slave. Tato optimální varianta je navržena pro svoji univerzálnost, kdy je umožněno zákazníkovi provozovat, jak těžké hrubování, tak i dokončovací soustružení.

### 7.2.2 NC SOUSTRUŽNICKÝ STŮL S PŘÍMÝM POHONEM

Pokud zákazník nevyužije nebo nepotřebuje vysoký krouticí výkon soustružnického stolu, lze s úspěchem využít řešení přímé integrace pohonu do tělesa stolu. Tento přímý pohon, skládající se ze statoru připevněného k základně stolu a rotoru připevněného k desce stolu, dosahuje podstatně vyšších maximálních otáček, zrychlení a také vyšší účinnosti celého pohonu. Avšak jeho primární nevýhodou je násobně menší krouticí výkon a tím i menší maximální velikost třísky. Tento typ pohonu však splňuje všechny požadavky pro obrábění lehkých slitin, či pro dokončovací operace.



Obr. 18 Soustružnický stůl s přímým pohonem od firmy DMG [11]

### 7.2.3 NC INDEXOVACÍ STŮL

Pro požadavky zákazníka obrábění velmi těžkého obrobku a otáčením obrobku kolem C osy, lze na místo navrženého soustružnického stolu navrhnout pomaluběžný indexovací stůl. Tento stůl bude dosahovat podstatně vyšší maximální únosnosti, avšak zachová si možnost otáčení obrobku pro technologické účely. Konstrukční úpravy vysoké nosnosti však zamezí použití tohoto stroje jako svislého soustruhu. Jako pohon může sloužit například výkonný motor spojený se stolem šnekovým převodem.

### 7.2.4 PEVNÝ FRÉZOVACÍ STŮL

V některých případech směřují požadavky zákazníka k potřebě klasického portálového stroje s pevným stolem, tedy jeho klasickou verzi bez soustružnického otočného stolu. Na tento stůl lze pak například umístit speciální vodorovný otočný stůl s pinolou. Tato varianta stroje s tímto speciálním příslušenstvím, lze využít například pro obrábění vrtulí či lopatek lodních šroubů.



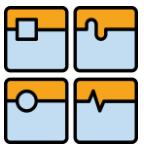
*Obr. 19 4 osé obrábění vrtule [12]*

#### **7.2.5 VÝMĚNA PALET NA SOUSTRUŽNICKÉM STOLE**

Pro případy obrábění větších sérií nebo tam, kde to vyžaduje a umožňuje tvar obrobku, lze i na soustružnický vodorovný stůl nainstalovat systém výměny palet. Tento systém by však vyžadoval poměrně velké úpravy konstrukce stroje, například vytvoření dráhy výměníku palet přímo do stroje. Dále lze také očekávat, že takto vybavený soustružnický stůl bude dosahovat menších výkonových parametrů. A to konkrétně nižší nosnost, menší maximální otáčky stolu a také menší upínací prostor.



*Obr. 20 Systém výměny palet na portálovém stroji DMG [11]*

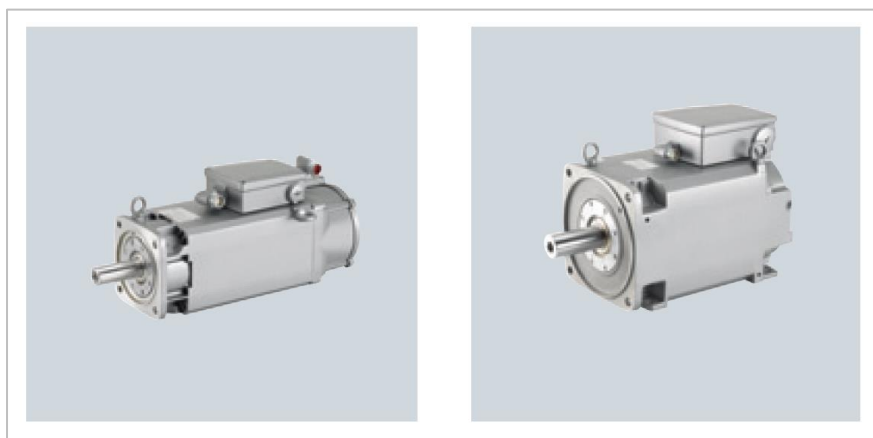
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### 7.3 POHON VŘETENE

Pohon vřetene lze podle požadavků zákazníka a technologie obrábění měnit. Lze například využít výkonnějšího motoru se zachováním většiny komponent smykadla.

#### 7.3.1 ZMĚNA MOTORU VŘETENE S JINOU CHARAKTERISTIKOU

Výkonnější motor s větším krouticím momentem bude podstatně více namáhat soustavu pohonu osy Z, a tato varianta stroje bude tedy nabízet menší rychlosti a zrychlení posuvů os.



Obr. 21 Výkonová řada pohonů firmy Siemens [13]

#### 7.3.2 VŘETENO PRO OBRÁBĚNÍ AL A DOKONČOVACÍ OPERACE

S podstatně více se lišící konstrukcí stroje v oblasti smykadla lze také nabídnout zákazníkovi pohon vřetene za pomoci přímo zabudovaného synchronního elektromotoru. Tento způsob pohonu by zákazník využil pouze při obrábění obrobků z lehkých slitin. Takto navržené vřeteno nabízí vysoké maximální otáčky, vysoký maximální výkon, avšak násobně menší maximální krouticí moment. Tento druh vřetene není tedy vhodný pro hrubování ocelí a obrábění těžkoobrobitelných slitin.



Obr. 22 Obrázek 23: Built-in motor od firmy Siemens [13]





### 7.3.3 SYSTÉM VÝMĚNNÝCH FRÉZOVACÍCH NC HLAV

Stroj může být také vybaven zařízením pro upnutí frézovacích NC hlav s jeho automatickou výměnou. Stroj s touto úpravou se tedy stává plnohodnotně 5osým. Systém výměnných hlav lze však také využít při potřebě obrábění v těžce dostupných otvorech.



Obr. 23 Alternativní typy frézovacích hlav jako příslušenství stroje DMG [11]

## 7.4 ZÁSOBNÍK A VÝMĚNA NÁSTROJŮ


Prostorová orientace zásobníku nástrojů je daná konstrukčním uspořádáním stroje. U stroje řešeného v této práci, můžeme použít libovolnou variantu, protože se zásobník nachází mimo prostor stroje. Avšak konstrukčně a ekonomicky vhodné jsou varianty, jako je řetězový zásobník nástrojů s manipulátorem pro výměnu nástroje. Dále také Tool arena s robotickým manipulátorem pro výměnu nástrojů, policový zásobník s pick-up manipulátorem a mnou v této práci zpracovaný diskový zásobník nástrojů. Všechny tyto varianty se liší kapacitou nástrojů, prostorovým záborem a také v neposlední řadě cenou celého řešení.

### 7.4.1 ŘETĚZOVÝ ZÁSOBNÍK

Druh zásobníku nástrojů používaný u většiny konvenčních CNC. Tento typ zásobníku má výhodu poměrně levné konstrukce při středně velké kapacitě nástrojů. Nevýhodou je jeho prostorově náročné řešení. Tento typ zásobníku nástrojů je vhodný u tohoto stroje pro středně sériovou výrobu součástí.



Obr. 24 Standardní řetězový zásobník nástrojů u stroje DMG [11]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 42
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

#### 7.4.2 TOOL ARENA S ROBOTICKÝM MANIPULÁTOREM

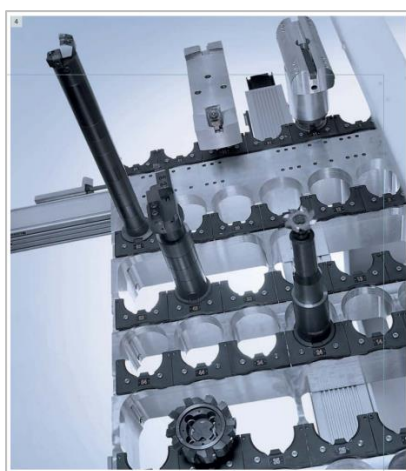
Moderní druh zásobníku nástrojů využívá antropomorfního manipulátoru. Tento manipulátor může zakládat nástroj do vřetene na přímo nebo pomocí dalšího jednoduchého manipulátoru s pick-up řešením. Tento typ je prostorově úsporný a umožňuje skladování velkého množství nástrojů na poměrně malém prostoru. Tato varianta je vhodná pro velkosériovou výrobu nebo pro výrobu obrobku s velkým množstvím technologických nástrojů.



*Obr. 25 Extrémní kapacita zásobníku nástrojů u stroje DMG [11]*

#### 7.4.3 POLICOVÝ ZÁSObNÍK

Tento typ zásobníku nástrojů lze využít i jako druhý zásobník nástrojů na stroji, v tomto zásobníku by se skladovaly tvarově a prostorově náročnější nástroje. Nástroje jako jsou vyvrtávací hlavy, obrážecí a protahovací trny, frézy s kotoučovým nástrojem. U tohoto zásobníku musí být navržen speciální manipulátor, který by byl schopen takto velký nástroj umístit do pracovního prostoru stroje. Takto řešený zásobník je prostorově náročný a je tedy vhodný, pokud je potřeba sériového obrábění se speciálními nástroji.



*Obr. 26 Policový zásobník DMC Portal firmy DMG [11]*



#### 7.4.4 DISKOVÝ ZÁSOBNÍK

Zpracovávaná varianta zásobníku nástrojů. Tento zásobník umožňuje nejrychlejší možnou výměnu nástrojů, ale je o něco méně kapacitní než například Tool Arena.



*Obr. 27 Diskový násobný zásobník stroje DMG 210 P [11]*

Toto řešení obsahuje otočný manipulátor, který přiveze do prostoru vřetene nový nástroj a při jednom kroku vloží nový nástroj a zároveň odebere starý nástroj z vřetene. Příprava nového nástroje a umístění starého nástroje se děje ve vedlejším čase stroje. Tento typ AVN je tedy vhodný i pro větší série obrobků nebo pro obrábění s často se měnícím nástrojem.



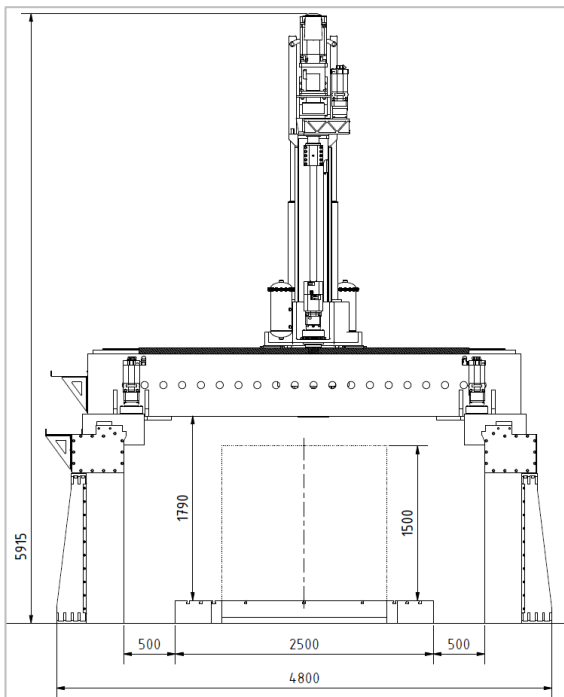
## 8 VOLBA ROZMĚRŮ PRACOVNÍHO PROSTORU STROJE

Prvním krokem k návrhu stroje je zvolení velikosti pracovního prostoru, podle kterého se přizpůsobují navazující rozměry stroje. Výchozí varianta pro rozpracování byla zvolena z tabulky č. 18. Jde o řadu stroje 1600. **Výchozími parametry jsou:**

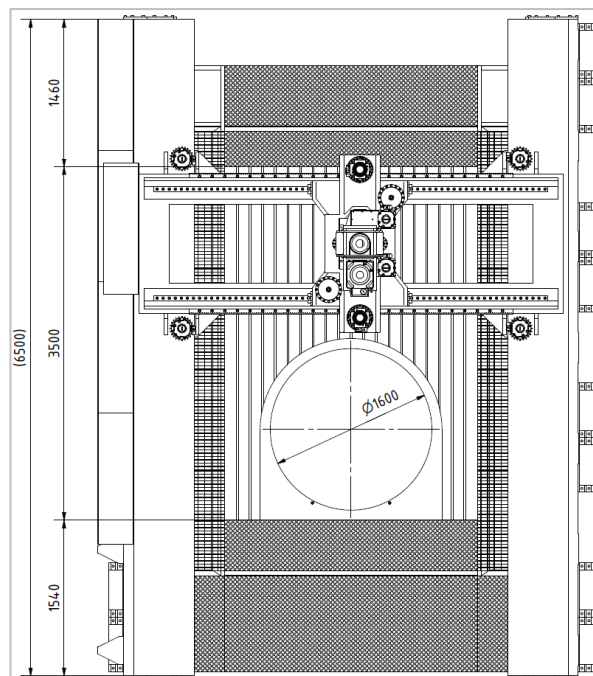
Tabulka 18: Parametry stroje 1600

Maximální průměr obrobku [mm]	1600
Maximální výška obrobku [mm]	1500
Max. posuv v x [mm]	2300
Max. posuv v y [mm]	4200
Max. posuv v z [mm]	1650
Maximální otáčky upínací desky [1/min]	280
Maximální hmotnost obrobku [kg]	15 000

Podle výše uvedených parametrů byly určeny potřebné rozměry pracovního prostoru a rozměry stroje.



Obr. 28 Přední pohled pracovního prostoru



Obr. 29 Horní pohled pracovního prostoru

**TÍMTO JE UKONČENA HLAVNÍ SPOLEČNÁ ČÁST PRÁCE**



## 9 VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍHO TYPU USPOŘÁDÁNÍ VŘETENE

Na výběr je z několika koncepčních variant uspořádání. Aby byl zaručen výběr té nevhodnější, je použito metody Pattern. Základní konstrukční uspořádání vřeten frézovacích strojů je umístění motoru nad vřetenem, s kterým je spojeno za pomoci ozubeného řemenu. Tato varianta se vyznačuje ekonomickou konstrukcí a nulovou možností poškodit motor v důsledku kolize vřetene. Tato varianta má však výrazná výkonová omezení a dynamika zrychlení vřetene je také značně limitována. Tímto omezením netrpí další z běžně používaných konstrukčních řešení a to pohon na přímo za pomoci dutého elektrovřetene. Takto poháněná vřetena se používají především u strojů obrábějící hliník, nebo u strojů s vysokými maximálními provozními otáčkami. Při použití spolu s keramickými nebo kompozitními ložisky, lze dnes běžně dosáhnout i 30.000 ot/min vřetene.

Hlavním požadavkem na konstrukci tohoto pohonu je však obrábění ocelí, litin a hliníku, dále také obrábění těžkoobrobitelných slitin, jako jsou Titan, Inconel a René. Dále je potřeba zohlednit také umožnění obrábění soustružením vzhledem k požadované multifunkčnosti stroje. Jako řešení upnutí soustružnických nástrojů bude použito speciálních soustružnických držáků s HSK kužely upínaných napřímo do vřetene. Tímto se jeví předem využití torzního motoru vřetene jako nevhodné.

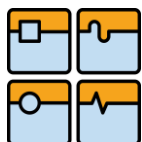
### 9.1 VÝBĚR PARAMETRŮ

Do porovnávacích parametrů pro výběr vhodného konstrukčního uspořádání bylo zvoleno 9 parametrů s ohledem na požadované vlastnosti systému.

Tabulka 19 Porovnávací parametry konstrukce vřeten

č. parametru	parametr	tendence změny
p.1	Maximální otáčky	rostoucí
p.2	Maximální krouticí moment	rostoucí
p.3	Zrychlení vřetene	rostoucí
p.4	Rozsah krouticího momentu	rostoucí
p.5	Cena vřetene	klesající
p.6	Průměr vřetene	klesající
p.7	Složitost konstrukce	klesající
p.8	Odolnost	rostoucí
p.9	Složitost přívodu médií	klesající

Maximální otáčky jsou zvoleny s rostoucí tendencí, protože je požadavek obrábění leteckých slitin v zadání. Maximální krouticí moment závisí na výkonu pohonu a otáčkách, požadavek je vysoký krouticí moment pro obrábění těžkoobrobitelných slitin. Zrychlení vřetene je z produkčních důvodů voleno také jako rostoucí parametr. Rozsah krouticího momentu je parametr vložen za účelem rozlišení pohonné soustavy s převodovkou a bez převodovky. Cena vřetene by měla odpovídat efektivnosti a celkové kvalitě stroje avšak čím menší, tím větší spokojenost zákazníka. Průměr vřetene je parametr zvolen za účelem požadavku možnosti obrábět s co nejmenším vyložením nástroje. Složitost konstrukce je volena jako



klesající parametr za účelem co nejnižší komplexnosti konstrukce, spolehlivosti provozu a také snadné možnosti opravy stroje. Odolnost konstrukce by měla být co nejvyšší s ohledem na pravděpodobnost havarijních stavů během obrábění, jak z příčiny selhání obsluhy, programu, nebo upínání. Složitost přívodu médií by měla být také co nejmenší z důvodu spolehlivosti.

## 9.2 PÁROVÉ POROVNÁNÍ PARAMETRŮ

Dále následuje párové porovnání parametrů konstrukce. Každý parametr se posoudí s druhým, a významnější parametr se započítá do celkové sumace pořadí.

Tabulka 20 Porovnání parametrů párově

Parametr	p.1	p.2	p.3	p.4	p.5	p.6	p.7	p.8	p.9	Suma	Pořadí
p.1	p.1	p.2	p.3	p.4	p.1	p.6	p.1	p.1	p.1	5	5.
p.2		p.2	p.2	p.2	p.2	p.6	p.2	p.8	p.2	7	3.
p.3			p.3	p.3	p.3	p.6	p.3	p.8	p.3	6	4.
p.4				p.4	p.5	p.6	p.4	p.8	p.4	4	7.
p.5					p.5	p.6	p.5	p.8	p.5	4	6.
p.6						p.6	p.6	p.8	p.6	8	1.
p.7							p.7	p.8	p.7	2	8.
p.8								p.8	p.8	8	2.
p.9									p.9	1	9.

## 9.3 STANOVENÍ VÁHY PARAMETRŮ PODLE VZDÁLENOSTI HODNOTY

Podle vzájemné odlišnosti jednotlivých parametrů se určí parametr vzájemnosti. Pro blízkost jednotlivých parametrů je 1, pro vzdálenost je 3.

Parametr	p.6	p.8	p.2	p.3	p.1	p.5	p.4	p.7	p.9	Suma(BHV <sub>j</sub> )	Váha(q <sub>j</sub> )
p.6	1	1	3	3	3	3	3	3	2	22	25%
p.8		1	3	3	3	2	3	2	3	20	22,73%
p.2			1	1	1	2	1	2	2	11	12,5%
p.3				1	1	2	2	2	3	11	12,5%
p.1					1	2	2	2	3	10	11,36%
p.5						1	2	2	1	6	6,82%
p.4							1	1	3	5	5,68%
p.7								1	1	2	2,27%
p.9									1	1	1,14%
									Součet	88	100%

## 9.4 URČENÍ POŘADÍ VHODNOSTI KONSTRUKCE

V této kapitole se k jednotlivým variantám konstrukce přiřadí číselné hodnocení dle souvislosti. Pokud má porovnávaná konstrukce v daném parametru malou hodnotu, volí se 1-nížká, pokud má daná konstrukce vysokou určitost s parametrem, volí se 5-mimořádně vysoká.

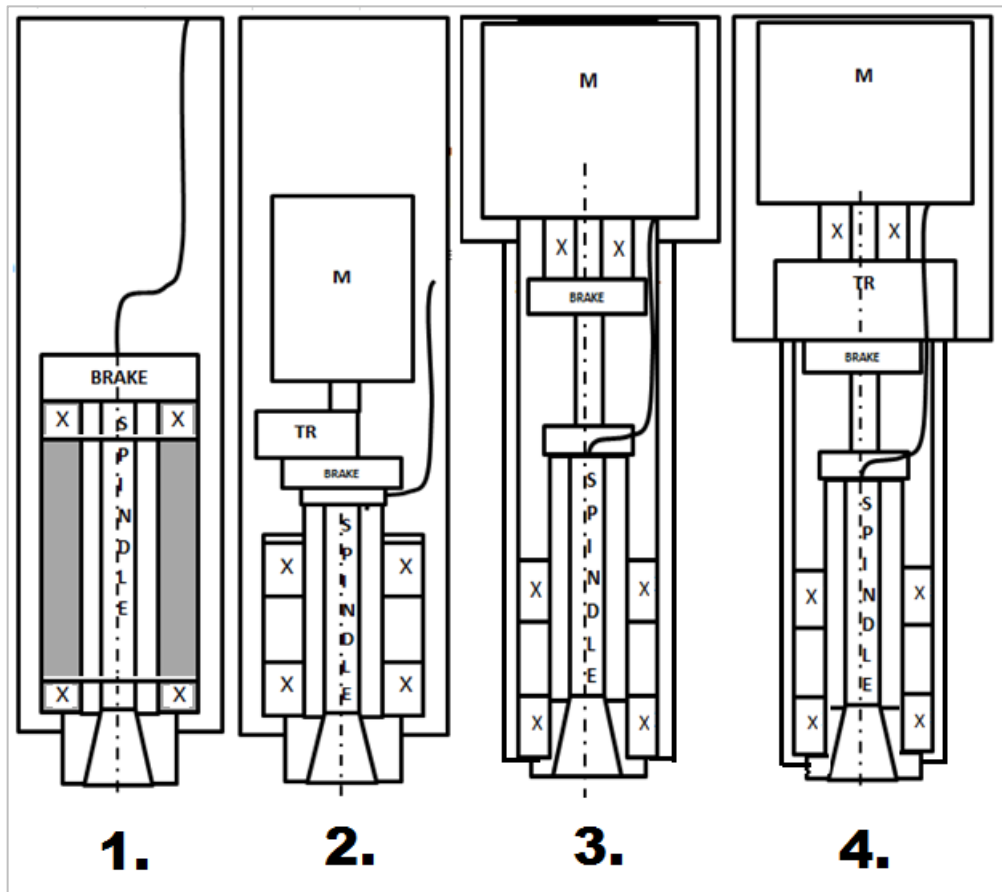


Stupnice číselného hodnocení parametrů

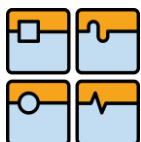
- 1- Nízká
- 2- Střední
- 3- Vysoká
- 4- Velmi vysoká
- 5- Mimořádně vysoká

Typy konstrukcí

1. Duté vřeteno poháněné napřímo průvlakovým elektromotorem
2. Duté vřeteno poháněné elektmotorem přes vloženou převodovku
3. Duté vřeteno spojené s motorem dlouhou hřídelí
4. Duté vřeteno spojené s motorem dlouhou hřídelí a vloženou převodovkou



Obr. 30 Varianty konstrukce vřeten



Tabulka 21 Určení pořadí konstrukce dle parametrů

P. č.	Parametr	Jednotka	Váha	Typ konstrukce							
				1.		2.		3.		4.	
1.	Max. otáčky	1/min	11,36%	3	0,114	3	0,114	3	0,14	5	0,189
				1,00		1,0		1,00		1,67	
2.	Max. kr. mom.	Nm	12,5%	2	0,125	4	0,250	3	0,188	5	0,313
				1,00		2,00		1,50		2,50	
3.	Zrychlení vřetene	m/s <sup>2</sup>	12,5%	5	0,625	1	0,125	3	0,375	2	0,250
				5,00		1,00		3,00		2,00	
4.	Rozsah kr. mom.	Nm	5,68%	2	0,142	4	0,071	3	0,095	5	0,057
				2,5		1,25		1,67		1,00	
5.	Cena vřeten	Kč	6,82%	5	0,068	3	0,114	2	0,171	3	0,114
				1,00		1,67		2,50		1,67	
6.	Průměr vřeten	Mm	25%	5	0,250	4	0,313	2	0,625	1	1,25
				1,00		1,25		2,50		5,00	
7.	Složitost kontr.	-	2,27%	2	0,023	5	0,057	2	0,023	3	0,034
				1,00		2,50		1,00		1,5	
8.	Odolnost	-	22,73%	2	0,568	3	0,379	5	0,227	4	0,284
				2,50		1,67		1,00		1,25	
9.	Slož. přívod. Med.	-	1,14%	1	0,034	3	0,011	2	0,017	2	0,017
				3,00		1,00		1,00		1,5	
Celkem S <sub>x</sub>			100%	1,949	1,433	1,833	2,508				
Relativní technická úroveň				136%	100%	128%	175%				
Pořadí z konstrukčního hlediska				2.	4.	3.	1.				

Výsledná zvolená konstrukce pohonu vřetene je typu připojeného motoru vřetene přes planetovou převodovku. Vložený řemenový převodem je s poměrem  $i=1$ . Tento řemenový převod slouží pouze pro radiální přesunutí motoru od osy vřetene. Toto posunutí je nutné z důvodu lepší dostupnosti umístění upínače nástrojů, přívodu vnitřního chlazení a z nedostatku prostoru zapříčiněným vyvažováním smykadla. Tato konstrukce se zároveň vyznačuje samočinným tlumením vibrací od motoru směrem k místu řezu nástroje na vřeteni.

Vložená planetová převodovka je typu two-speed, tento typ převodovky je přímo určen pro pohony obráběcích strojů. Vyznačuje se rychlou změnou rychlosti, velkým převodovým poměrem a vysokým maximálním krouticím momentem. Převodovka slouží zejména pro změnu otáček a krouticího momentu mezi hrubovací a dokončovací operací. V případě tohoto stroje zároveň slouží i pro dosažení potřebných řezných parametrů pro obrábění ocelí, tak také i hliníkových slitin.

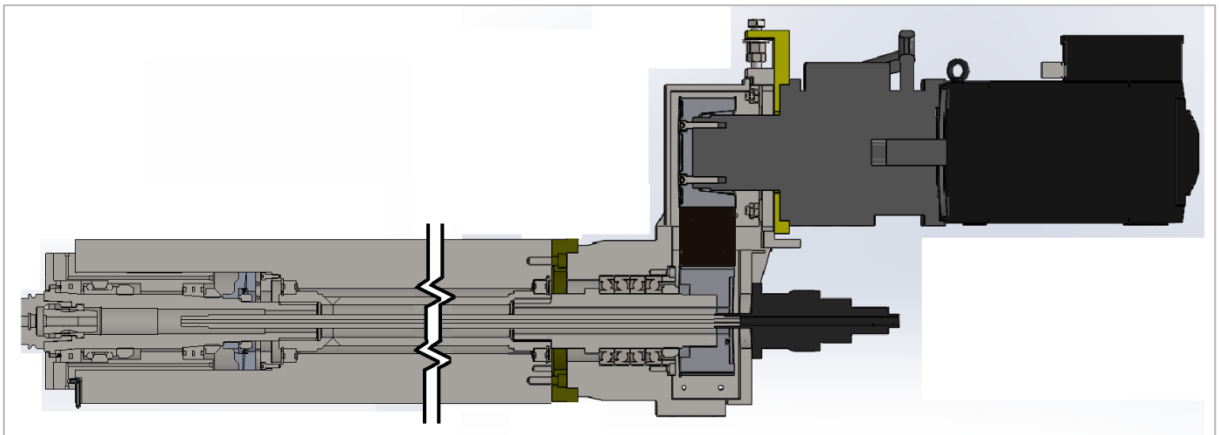




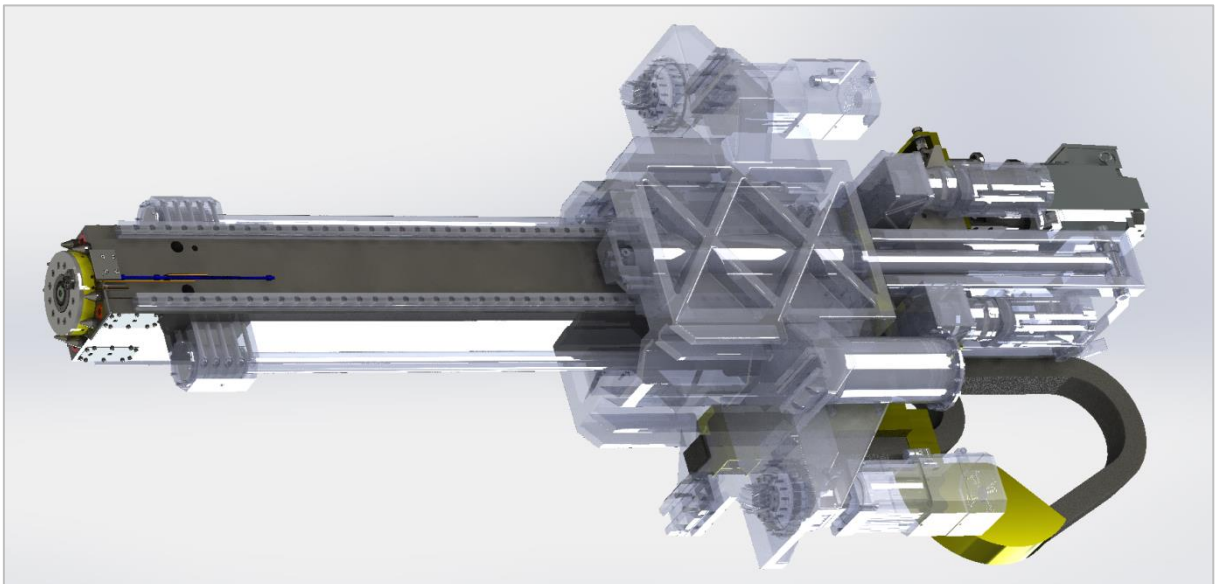
Přenos krouticího momentu od motoru ke vřetení musí být zajištěn dlouhou dutou hřídelí.

Tato přenosová torzní hřídel je připojena k motoru a k převodovce za pomoci ozubeného řemene a je uložena na vlastních válečkových ložiscích. Tyto ložiska nepřenášejí žádné axiální síly od řezných sil či od zatížení. Toto je zaručeno posuvným drážkováním s přímým evolventním ozubením.

Vzhledem k použití řemenového převodu je nutno zajistit jeho napínání. Toto je zajištěno napínacím mechanismem na posuvné desce s drážkami.



*Obr. 31 Řez navrhnutou konstrukcí vřetene*



*Obr. 32 Zvýrazněné řešené celky s navazujícími průhlednými celky*



## 10 TVAR KONCE SMYKADLA

Na výběr je několik možností závislých na konkrétním typu uložení ložisek, způsobu jejich mazání, přístupu médií, chlazení vřetene a celkovém typu konstrukce.

Na konec kovaného smykadla lze umístit kalenou přírubu obsahující uložení vřetene, včetně ložisek. Tato sestava je spojena lícovanou plochou na konec dutého smykadla. Chlazení vřetene je vyrobeno přímo v této přírubě.

Výhody: není nutno vytvářet mnoho přesných rozměrů na veliké, těžko obrobitelné součásti-smykadle

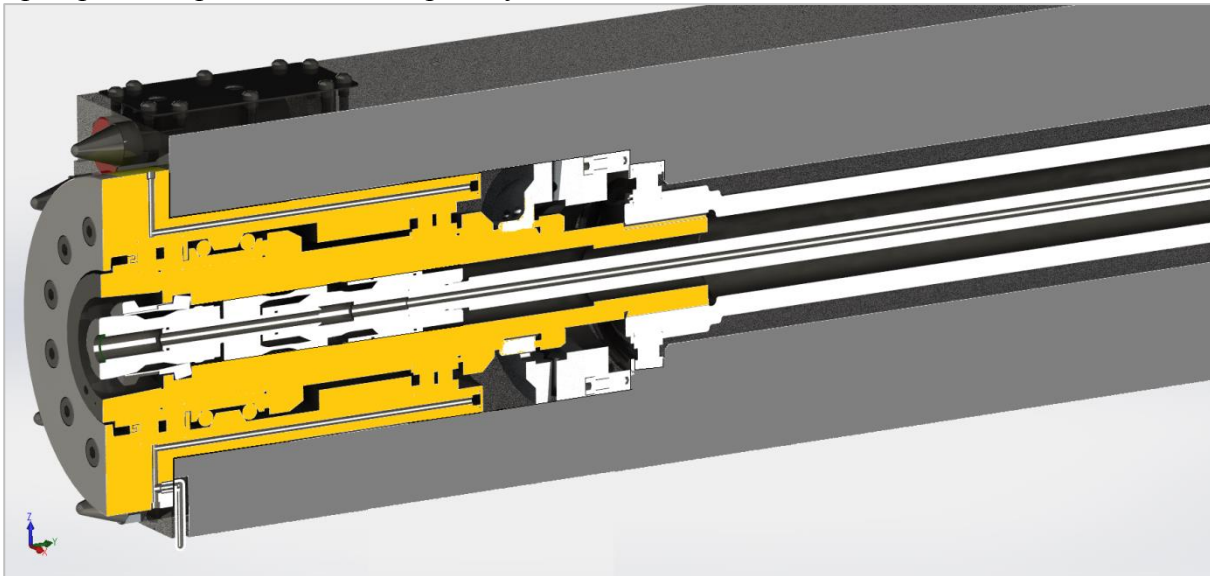
Nevýhody: méně celkově tužší soustava

Na konec smykadla lze také umístit pouze koncovou kalenou přírubu, která bude sloužit jako uložení ložisek a vřeteno upevňovat ve smykadle. Toto uložení napřímo je teoreticky jednodušší a levnější na výrobu, avšak v případě větších rozměrů smykadla, je tato varianta podstatně náročnější na výrobu.

Výhody: jednodušší konstrukce a servis vřetene, uložení vřetene je podstatně tužší

Nevýhody: pracnější a rizikovější výroba prvků v rozměrné součásti a tím dražší výroba

Kompromisní varianta mezi oběma stavy je konstrukce vloženého tubusu, obsahující uložení vřetene, do kovaného smykadla. V tomto případě není nutno vyrábět všechny nezbytné komponenty vřetene ve dlouhém tělese smykadla, ale lze je vytvořit v podstatně menší součástce tubusu. Vzhledem k požadavkům stroje a návaznosti komponent volím poslední variantu s vloženým tubusem. Tento tubus musí být umístěn v lícovaném otvoru a zajištěn s předpětím za pomoci šroubů či přírub.



Obr. 33 Oranžově vyznačený vložený tubus vřetene



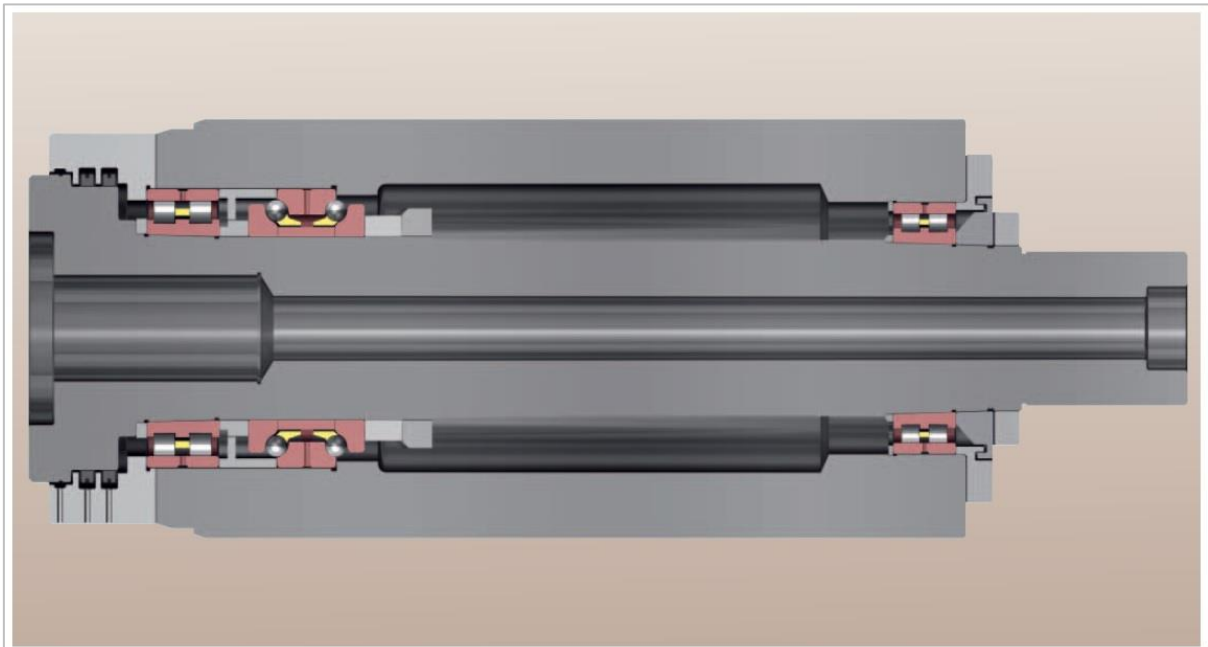
## 11 ULOŽENÍ VŘETENE

Pro uložení vřeten obráběcích strojů se běžně využívá valivých ložisek přesných sérií, kluzného uložení v hydrodynamickém nebo hydrostatickém provedení. Hydrostatické provedené je povětšinou pro specifické případy, jako jsou pomalu běžná vřetena s vysokým zatížením. Dále je také možnost uložení na elektromagnetickém nebo vzduchovém polštáři pro extrémně vysoké otáčky s menším zatížením.

Pro případ použití v soustružnicko-frézovacím obráběcím centru s vysokými požadavky na tuhost a přenesení velkých řezných sil, je vhodné použití klasického stylu uložení za použití valivých ložisek s kovovými elementy. Je vhodné využít osvědčených variant uložení a rozmístění ložisek a to z důvodu, jak kompatibility jednotlivých komponent, tak z důvodu jejich dostupnosti. Odzkoušené varianty lze nalézt například v katalogu od firmy FAG – Super přesná ložiska.

### 11.1 ZPŮSOBY ULOŽENÍ LOŽISEK VE VŘETENI

Varianta s předním dvojitým válečkovým ložiskem, axiálně obousměrným kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem a zadním dvojitým válečkovým ložiskem. Tento typ uložení má vysokou **axiální** i **radiální tuhost**, vysokou **přesnost** a schopnost dosažení vysokých **otáček** i s velkým **radiálním zatížením**. Radiální tuhost a zatížitelnost je dána vysokou únosností válečkových ložisek, axiální obousměrná zatížitelnost použitím speciálního vřetenového ložiska. Tato varianta je optimální volbou pro uložení tubusového vřetene ve smýkadle.

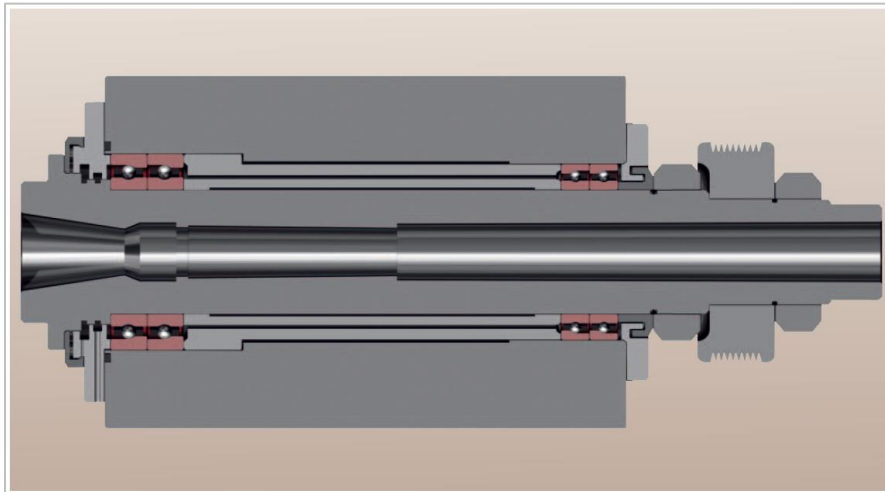


Obr. 34 Uložení vřeten obráběcích strojů, vysoká zatížení [14]

Běžně používaná varianta pro uložení vřeten obráběcích center a frézek, toto uložení umožňuje dosažení vysokých maximální **otáček**, ale vzhledem k malé styčné ploše valivých

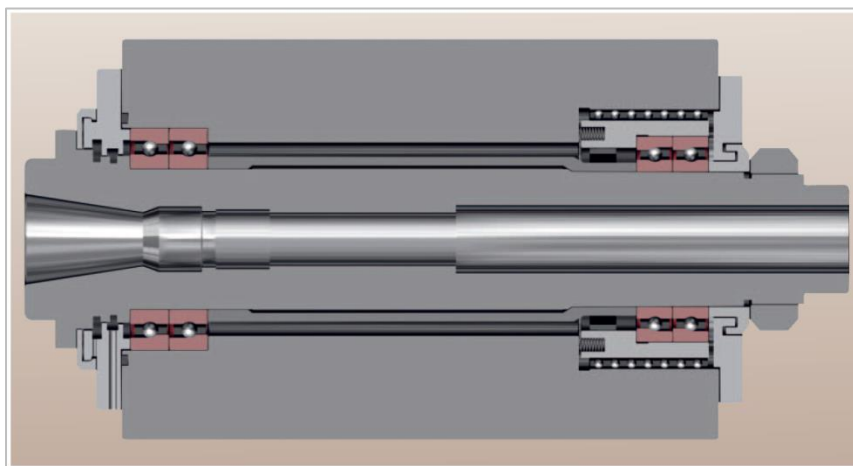


elementů také menší únosnosti. **Radiální tuhost** uložení a jeho maximální **zatížení** je poměrně malé a tím toto uspořádání není příliš vhodné pro operace, jako jsou těžké hrubování a soustružení. **Axiální tuhost** je vzhledem k existenci limitům zatížení nástroje dostatečná. Naopak maximální dosažitelná **přesnost** uložení je i za použití běžně kvalitních ložisek poměrně velká.



Obr. 35 Uložení vřetene frézky, vysoké otáčky [14]

Vysokootáčkové uložení se speciálním typem zadního axiálně volného jednostranného ložiska s kosoúhlým stykem. Tento typ ložiska s integrovanými pružinami je schopen udržet vymezenou vůli uložení i při velké teplotní dilataci způsobenou vysokými **otáčkami** při HSC obrábění. **Axiální tuhost** je tedy vysoká, naopak **radiální tuhost** a **zatížitelnost** je menší. Toto však při vysokootáčkovém obrábění příliš nevádí. **Přesnost** je z principu použití vysoce kvalitních a specializovaných ložisek vysoká.



Obr. 36 Uložení vřeten obráběcích strojů, pro nejvyšší otáčky [14]

Dle parametrů zadání, výpočtů zatížení, zástavbových rozměrů a typu využití vřetene je voleno uložení s dvojitým radiálním válečkovým ložiskem, axiálně obousměrným

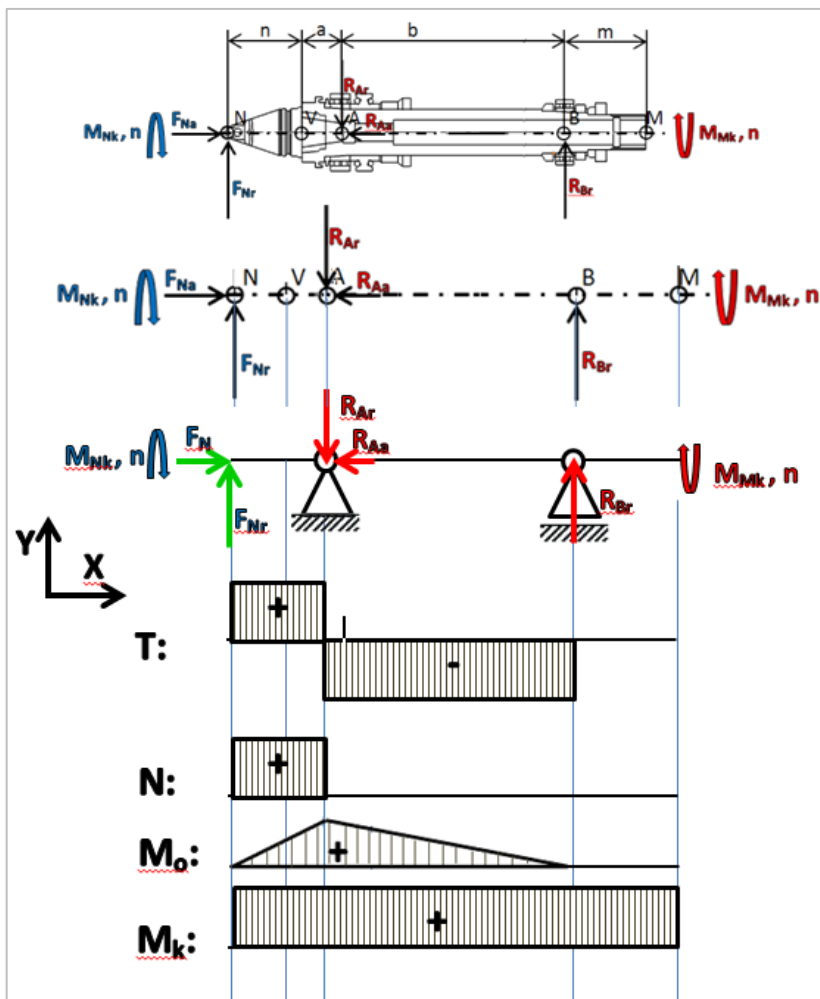


kuličkovým ložiskem s kosouhlým stykem a zadním dvojitým radiálním válečkovým ložiskem obr. 34. Vzhledem k dostupnosti a kvalitě katalogů je voleno využití ložisek od společnosti SKF, avšak téměř totožná ložiska, včetně příslušenství je možno využít i například od výrobce INA Schaeffler.

## 11.2 NÁVRH ULOŽENÍ A VÝPOČET LOŽISEK VŘETENE

Vstupní hodnoty pro výpočet uložení je maximální řezná síla  $F=17500\text{N}$ , tato síla působí od soustružení. Tedy vřeteno se neotáčí. Tato řezná síla je však násobně větší než řezné síly od frézování a vrtání. Proto budeme uložení vřetene dimenzovat nejdříve na tento případ na maximální sílu od soustružení. Poté uložení zkontrolujeme s uvažováním řezných sil od frézování a vrtání, kde maximální axiální řezná síla od vrtáku je  $9075\text{N}$  a maximální dovolená radiální řezná síla od frézy  $5039\text{N}$ . V celém konstrukčním řešení budeme uvažovat limitní maximální otáčky použitých komponent, jako jsou například ložiska, těsnění a převodníky. Po zkontrolování všech komponent jsou tedy limitní otáčky  $5000\text{ ot/min}$  dané největším ložiskem.

### 11.2.1 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 37 Výsledné vnitřní účinky



$F_{Na}$  ... složka řezné síly v axiálním směru, nebo také  $F_f$  - řezná síla - feed

$F_{Nr}$  ... složka řezné síly v radiálním směru, nebo také  $F_c$  - řezná síla - cut

$M_{Mk}, n$  ... krouticí moment od řezného procesu, při otáčkách  $n$

$R_{Aa}$  ... axiální složka reakce na ložisku A

$R_{Ar}$  ... radiální složka reakce na ložisku A

$R_{Br}$  ... radiální složka reakce na ložisku B

$M_{Mk}, n$  ... krouticí moment na konci vřetena, při otáčkách  $n$

$n$  ... délka vyložení nástroje

$a$  ... vzdálenost ložiska od čela vřetene

$b$  ... vzdálenost ložiska B od předního ložiska A

$m$  ... délka konce vřetene od zadního ložiska B

*Obr. 38 Popis VVÚ*

### Sílové působení od řezné síly

Celková řezná síla  $F_N=17000\text{N}$  z toho:

Radiální řezná síla  $F_{Nr}=8750\text{N}$

Axiální řezná síla  $F_{Na}=4380\text{N}$

### Předběžné rozměry vřetene jsou:

Délka vyložení nástroje  $n=120\text{mm}$

Rozteč ložiska A od konce vřetene  $a=80\text{mm}$

Rozteč mezi ložisky A a B  $b=180\text{mm}$

Rozteč mezi ložiskem B a koncem  $m=230\text{mm}$

### Rovnice momentové a silové rovnováhy:

$$\sum T: F_{Nr} - R_{Ar} + R_{Br} = 0$$

$$\sum N: F_{Na} - R_{Aa} = 0$$

$$\sum M_{oA} = 0$$

$$-F_{Nr} \cdot (n + a) + R_{Br} \cdot b = 0$$

### Výsledná reakce v ložisku B

$$R_{Br} = \frac{F_{Nr} \cdot (n+a)}{b} = \frac{8750 \cdot (120+80)}{180} = 9722,22\text{N}$$



**Výsledná axiální reakce v ložisku A**

$$R_{Aa} = -F_{Na} = 4380N$$

**Výsledná radiální reakce v ložisku A**

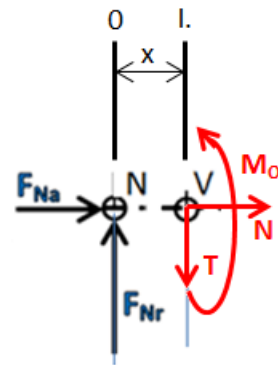
$$R_{Ar} = F_{Nr} + R_{Br} = 8750 + 9722,22 = 18472,22N$$

**VVÚ v první části**

$$\sum F_y: T(x) = F_{Nr}$$

$$\sum F_x: N(x) = -F_{Na}$$

$$\sum M_{Oz}: M_O = F_{Nr} \cdot x$$



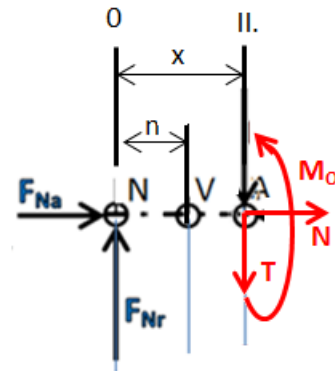
Obr. 39 VVÚ I. část

**VVÚ v druhé části**

$$\sum F_y: T(x) = F_{Nr}$$

$$\sum F_x: N(x) = -F_{Na}$$

$$\sum M_{Oz}: M_O = F_{Nr} \cdot x$$



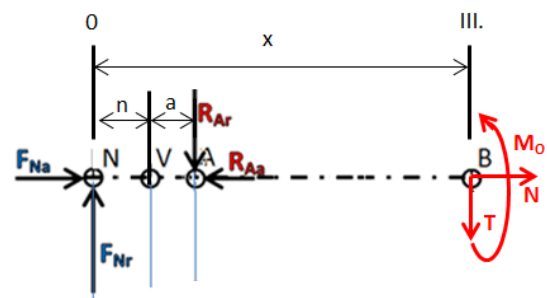
Obr. 40 VVÚ II. část

**VVÚ v třetí části**

$$\sum F_y: T(x) = F_{Nr} - R_{Ar}$$

$$\sum F_x: N(x) = -F_{Na} + R_{Aa}$$

$$\sum M_{Oz}: M_O = F_{Nr} \cdot x - R_{Ar} \cdot [x - (n + a)]$$



Obr. 41 VVÚ III. část



### 11.3 KONTROLA PEVNOSTI VŘETENE

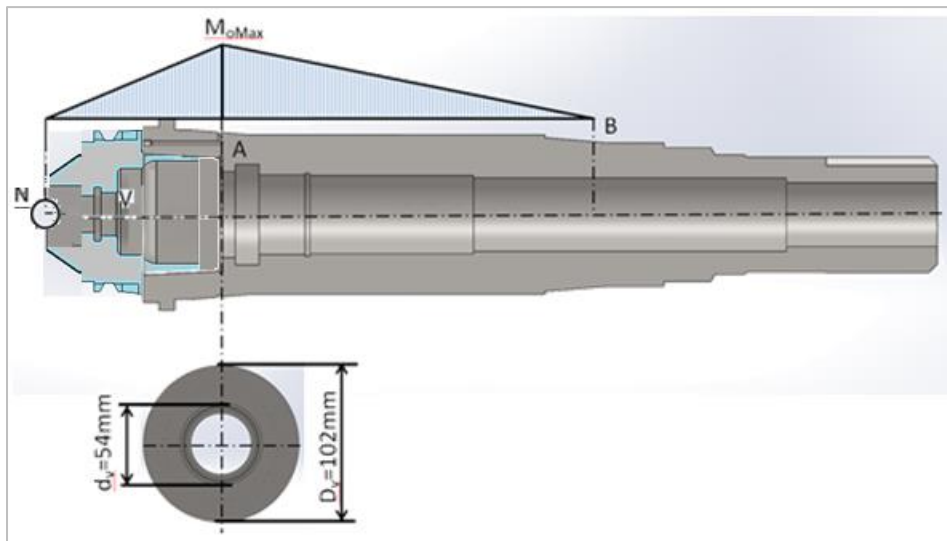
Pokud má vřeteno přenášet všechny požadované síly a reakce od nich musí jeho velikost a průřez splňovat pevnostní podmínku. Proto je dále provedena pevnostní kontrola kritického místa, kde je nejvyšší ohybový moment a zároveň nejmenší průřez.

Výpočet nejvyššího ohybového momentu

$$M_o \max (I.) = 1050 \text{ Nm}$$

$$M_o \max (II.) = 1750 \text{ Nm}$$

$$M_o \max (III.) = 4 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$$



Obr. 42 Průřez nejkritičtějším místem vřetene

Výpočet modulu průřezu ohybu v místě výpočtu

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_v^4 - d_v^4}{D_v} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,102^4 - 0,054^4}{0,102} = 9,96 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Výpočet napětí v ohybu v místě výpočtu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1750}{9,96 \cdot 10^{-5}} = 17,57 \text{ MPa}$$



**Výpočet modulu průřezu v krutu**

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_V^4 - d_V^4}{D_V} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,102^4 - 0,054^4}{0,102} = 1,919 \cdot 10^{-4} m^3$$

**Výpočet napětí v krutu v místě kritického řezu**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{1600}{1,919 \cdot 10^{-4}} = 8,3376 MPa$$

**Výpočet tlakového napětí od vrtání v místě průřezu**

$$\sigma_d = \frac{F_{Na}}{S} = \frac{F_{Na}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_V^4 - d_V^4)} = \frac{4380}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,102^2 - 0,054^2)} = \frac{4380}{5,881 \cdot 10^{-3}} = 0,744 MPa$$

**Sloučené kombinované napětí dle HMM**

$$\sigma = \sigma_o + \sigma_d = 17,57 \cdot 10^6 + 0,744 \cdot 10^6 = 18,314 MPa$$

**Redukované napětí v průřezu dle HMM**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{(18,314 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (8,3376 \cdot 10^6)^2} = 23,323 MPa$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov}$$

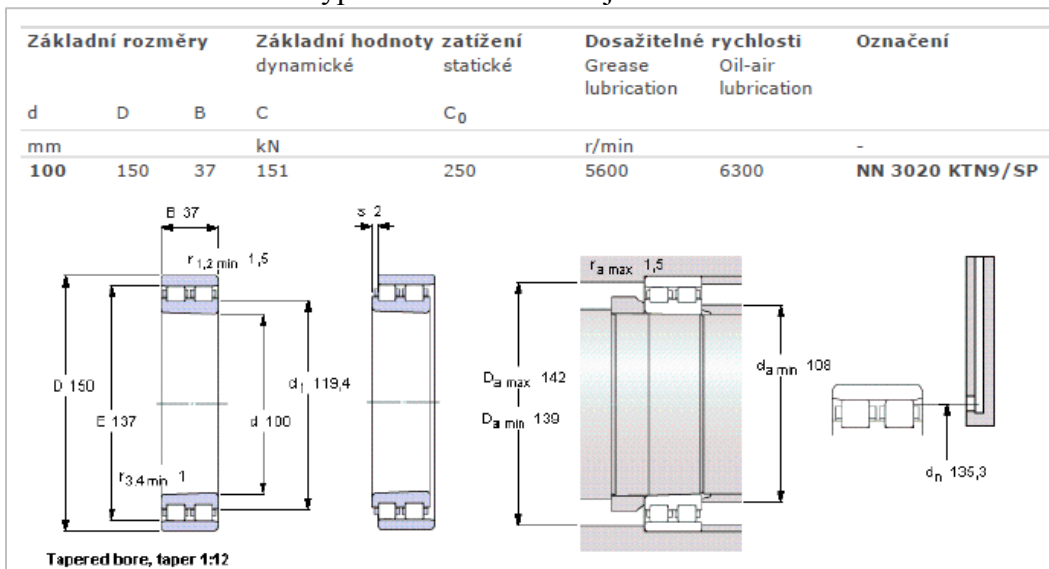
například  $\sigma_{Rp0,2} = 640 MPa$ , vhodný materiál vřetene 1.5752 – 15NiCr13 – 16 420



### 11.4 VOLBA TYPU VHODNÝCH LOŽISEK

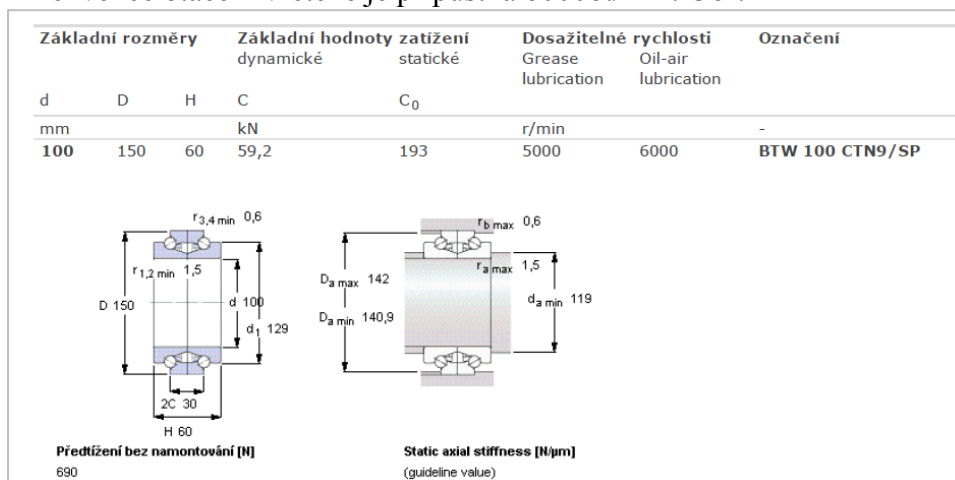
Vzhledem k rozměrovým omezením uvnitř tubusu vřetene a rozměrům upínacího kužele volím předběžně tyto typy ložisek:

NN 3020 KT9/SP – Radiální dvouřadé válečkové ložisko, speciálně určené svojí přesností a spolehlivostí pro zástavbu do vřetene obráběcích strojů. Ložiska této řady volím od výrobce SKF. Na tomto ložisku je vysoce přesný kuželový otvor sloužící pro přesné vymezení vůlí v uložení. Toto ložisko dosahuje maximální frekvence otáčení 6300ot/min při mazání olejovou mlhou. Obr. 43. Ve výpočtech označováno jako ložisko A1.



Obr. 43 Výpis z tabulky ložisko NN 3020 KTN9/SP [15]

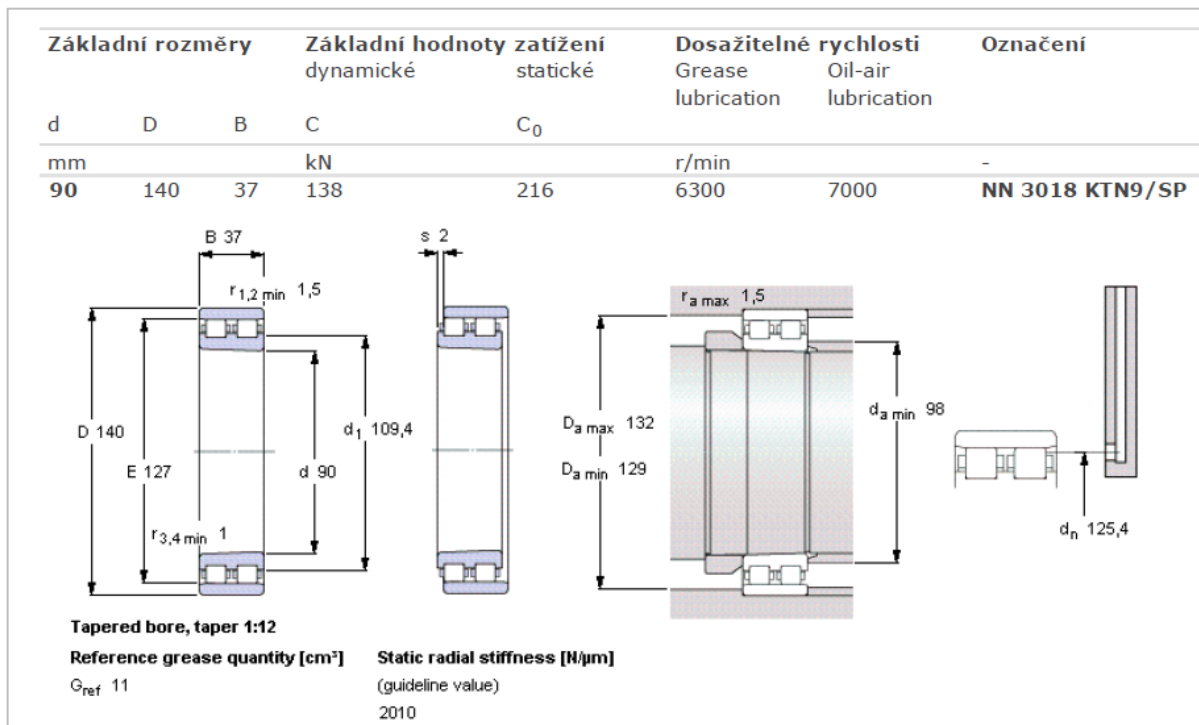
BTW 100 CTN9/SP – Obousměrné axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, dále označováno jako ložisko A2. Taktěž speciálně určené pro použití ve vřetenech obráběcích strojů. Toto ložisko svými limitními otáčkami určuje maximální otáčky celé soustavy, tedy maximální frekvence otáčení vřetene je přípustná 6000ot/min. Obr. 44



Obr. 44 Výpis z tabulky ložisko BTW 100 CTN9/SP [16]



NN 3018 KT9/SP – Radiální dvouřadé válečkové ložisko stejného typu jako ložisko A1. Obr. 45. Všechny tři ložiska jsou navrženy výrobcem pro použití v sadě na vřetena obráběcích strojů. Tímto je zaručena jejich vzájemná tvarová kompatibilita, zejména vnější průměr pro stupňovitost konstrukce vlastního uložení. Toto ložisko taktéž obsahuje kuželovou díru sloužící pro vymezení vůle.



Obr. 45 Výpis z tabulky ložisko NN 3018 KTN9/SP [17]

## 11.5 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK VŘETENE PRO PŘÍPAD OBRÁBĚNÍ FRÉZOVÁNÍM OCELI

### 11.5.1 VÝPOČET ŘEZNÝCH SIL PRO URČENÍ TRVANLIVOSTI VŘETENE

Řezná síla při frézování je	$F_c=5039N$
Z toho axiální složka	$F_{ca}=1259,75N$
Radiální složka	$F_{cr}=2519,5N$
Délka vyložení nástroje	$n=120mm$
Rozteč ložiska A od konce vřetene	$a=80mm$
Rozteč mezi ložisky A a B	$b=180mm$

**Výsledná reakce v ložisku B**

$$R_{Br} = \frac{F_{Cr} \cdot (n+a)}{b} = \frac{2519,5 \cdot (0,120+0,080)}{0,180} = 2799,44N$$

**Výsledná axiální reakce v ložisku A**

$$R_{Aa} = -F_{Ca} = 1259,75N$$

**Výsledná radiální reakce v ložisku A**

$$R_{Ar} = F_{Cr} + R_{Br} = 2519,5 + 2799,44 = 5318,944N$$

**11.5.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA A NN 3020KTN9/SP****Vstupní hodnoty:**

ostatní parametry dle obr. 43

 $R_{Ar}=5318,944N$  Zatěžující radiální síla v ložisku $C_{10Ar}=151 \text{ kN}$  Základní dynamická únosnost $C_{0Ar}=250 \text{ kN}$  Základní statická únosnost $n=5000 \text{ min}^{-1}$  Maximální otáčky vřetene $p=3,33$  Exponent pro určení životnosti, válečkové ložisko**Výpočet trvanlivosti:**

$$L_{10A} = \left( \frac{C_{10Ar}}{P_A} \right)^p = \left( \frac{151000}{5318,944} \right)^{3,33} = 69838,6 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$$L_{10Ahr} = \left( \frac{C_{10Ar}}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 232795,3 \text{ hod}$$

**11.5.3 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA A2 BTW 100 CTN9/SP****Vstupní hodnoty:**

ostatní parametry dle obr. 44

 $R_{Aa}=1259,75N$  Zatěžující axiální síla v ložisku $C_{10Ar}=59,2 \text{ kN}$  Základní dynamická únosnost $C_{0Ar}=193 \text{ kN}$  Základní statická únosnost $n=5000 \text{ min}^{-1}$  Maximální otáčky vřetene $p=3$  Exponent pro určení životnosti, kuličkové ložisko

**Výpočet trvanlivosti:**

$$L_{10A} = \left( \frac{C_{10Ar}}{P_A} \right)^p = \left( \frac{59,2}{1259,75} \right)^3 = 103779,6 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$$L_{10Ahr} = \left( \frac{C_{10Ar}}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 345932 \text{ hod}$$

**11.5.4 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA B NN 3018KTN9/SP****Vstupní hodnoty:**

ostatní parametry dle obr. 45

 $R_{Br}=2799,44\text{N}$  Zatěžující radiální síla v ložisku $C_{10Ar}=138 \text{ kN}$  Základní dynamická únosnost $C_{0Ar}=216 \text{ kN}$  Základní statická únosnost $n=5000\text{min}^{-1}$  Maximální otáčky vřetene $p=3,33$  Exponent pro určení životnosti, válečkové ložisko**Výpočet trvanlivosti:**

$$L_{10A} = \left( \frac{C_{10Ar}}{P_A} \right)^p = \left( \frac{138000}{2799,442} \right)^{3,33} = 438990,6 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$$L_{10Ahr} = \left( \frac{C_{10Ar}}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 1463302 \text{ hod}$$

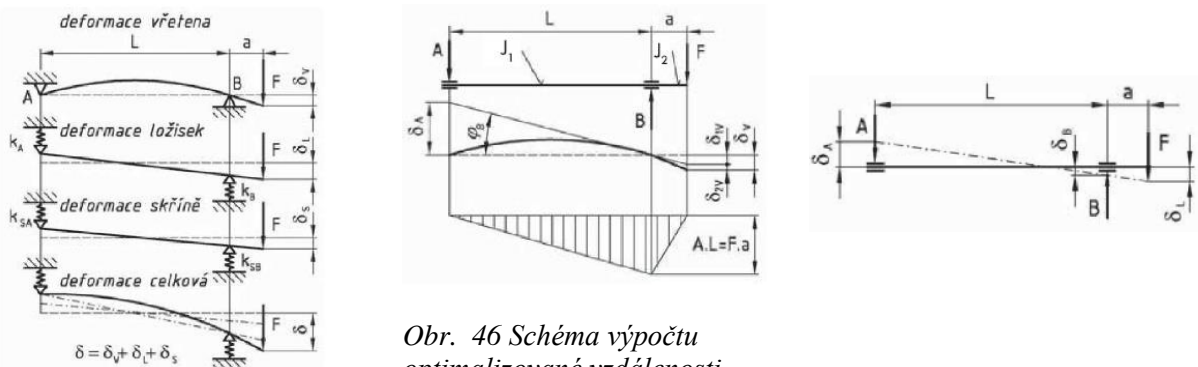
**Zhodnocení trvanlivosti ložisek**

Z vypočtených hodnot trvanlivostí ložisek vyplývá, že životnost uložení vřetene při plné zátěži při frézování oceli, je 345 932 hodin do první poruchy. V případě soustružení při zabrzděném vřetení, kdy je řezná síla  $F_c=17\,500\text{N}$ , ložiska svojí statickou únosností taktéž přenesou zátěž do rámu stroje. V případě používání stroje pro dlouhotrvající těžké hrubovací vrtání, tedy při axiální řezné síle až  $F_c=9\,075\text{N}$ , by byla uvažovaná životnost ložisek vřetene pouze 1850h. Tedy navržená soustava ložisek v běžném režimu obrábění obsahující, jak hrubovací provoz, tak dokončovací provoz, bude mít optimální životnost ložisek. Podle přibližných výpočtů 2-3 roky.



## 11.6 OPTIMALIZACE VZDÁLENOSTI LOŽISEK

Vzhledem k existenci jednoznačné rozteče ložisek s výslednou maximální tuhostí celé soustavy vřetene, je potřeba vypočítat jednotlivé tuhosti komponent. Poté lze za pomoci rovnice pro výpočet vzdálenosti určit rozmístění ložisek na vřetení s maximální přesností celkového řešení. Při tomto výpočtu se zanedbává výpočet axiálního ložiska A2, protože má na celkovou radiální tuhost nepatrný vliv. Všechny výpočty pochází ze skript prof. Jiřího Marka a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů [2]



Obr. 46 Schéma výpočtu optimalizované vzdálenosti ložisek vřetene [2]

Vstupní hodnoty výpočtu jsou:

$E := 210000 \text{ MPa}$  Modul pružnosti vřetene

$F_{Nr} = F_c := 8750 \text{ N}$  Zatěžující síla

$k_A := 2350 \cdot \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$  Tuhost ložiska A1

$k_B := 2010 \cdot \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$  Tuhost ložiska B

$C_A := k_A^{-1} = 4.255 \times 10^{-10} \frac{\text{s}^2}{\text{kg}}$  Poddajnost ložiska A1

$C_B := k_B^{-1} = 4.975 \times 10^{-10} \frac{\text{s}^2}{\text{kg}}$  Poddajnost ložiska B

$a = (n + a') = 200 \text{ mm}$  Délka převislé části

$l = 180 \text{ mm}$  rozteč ložisek

Průměr vřetene v místě ložiska A1

$d_{v1} = 70 \text{ mm}$

$D_{v1} = 103 \text{ mm}$



Průměr vřetene v místě ložiska B

$$d_{V2} = 46 \text{ mm}$$

$$D_{V2} = 93 \text{ mm}$$

**Kvadratický moment průřezu v místě ložisek A1 a B**

$$J_1 := \frac{\pi \cdot (D_{V1}^4 - d_{V1}^4)}{64} = 4346240 \cdot \text{mm}^4$$

$$J_2 := \frac{\pi \cdot (D_{V2}^4 - d_{V2}^4)}{64} = 3452205 \cdot \text{mm}^4$$

**Výpočet odchylky na vyloženém konci vřetene**

**Výpočet odchylky od ložisek**

$$\delta_L := \frac{F_c}{L_V^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L_V)^2 \cdot C_B] = 23.998 \cdot \mu\text{m}$$

**Výpočet odchylky tělesa vřetene**

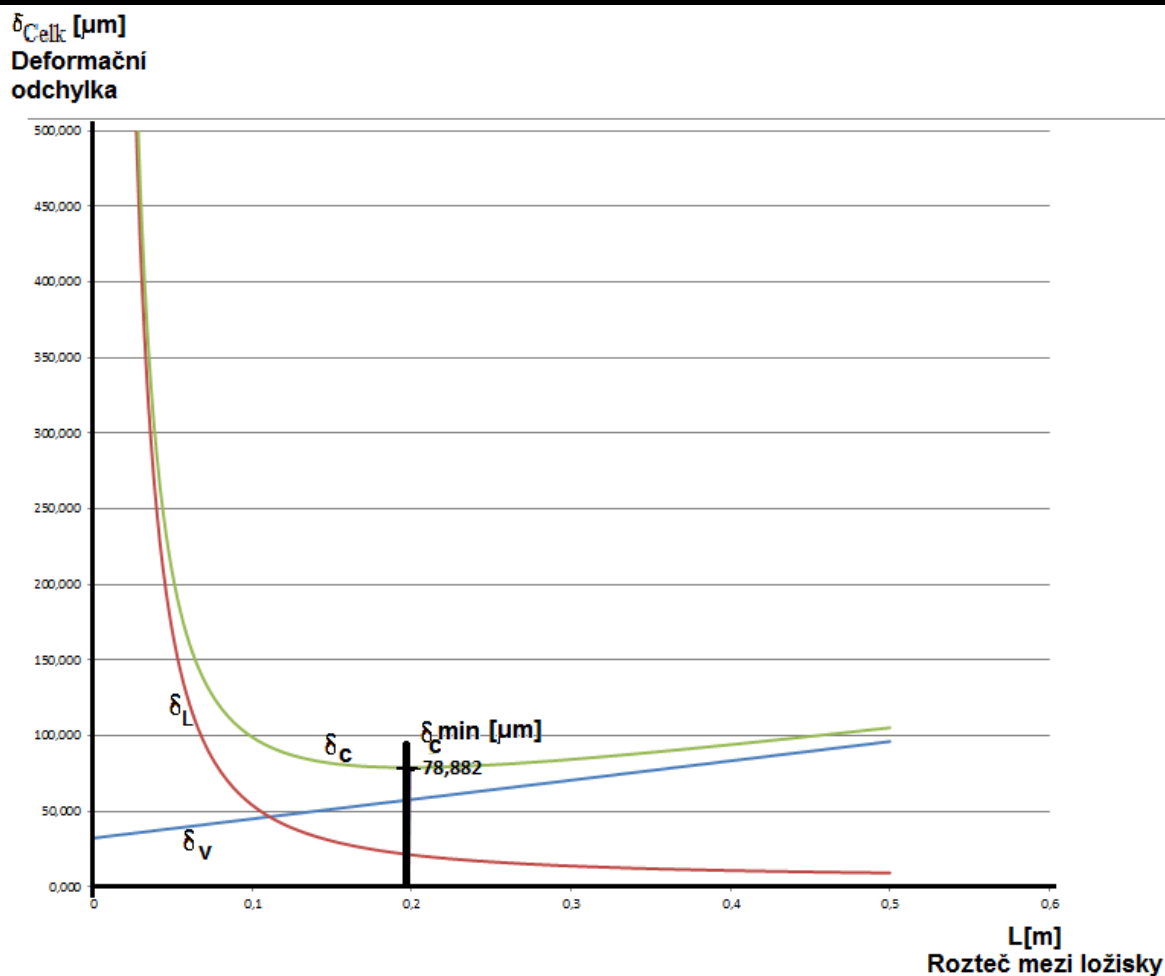
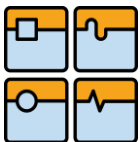
$$\delta_V := \frac{F_c \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L_V}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) = 55.194 \cdot \mu\text{m}$$

**Celková odchylka na konci vřetene**

$$\delta_{\text{Celk}} := \delta_V + \delta_L = 79.192 \cdot \mu\text{m}$$

**Hledání vzdálenosti L pro minimální výslednou celkovou deformaci**

Vřeteno při maximálním zatížení se zvolenými ložisky a tvarem vřetene má maximální deformační úchylku v počítaném bodě vřetene 0,07882 mm. A to ve vzdálenosti 120mm od čela vřetene a celkové vzdálenosti 200mm od prvního ložiska A. Tato výsledná deformace platí při rozteči ložisek 198mm viz graf 2.



Graf 2 Celková minimální deformace vřetene při rozteči  $L$

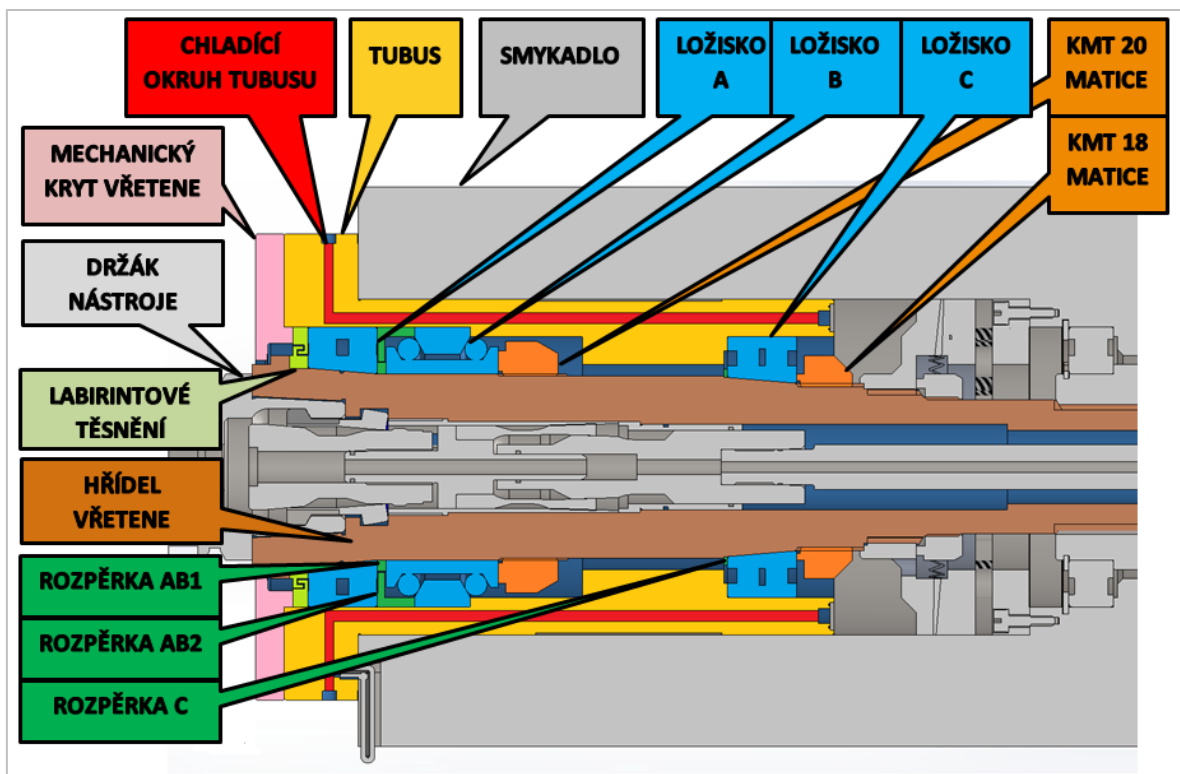
Výsledná rozteč je velice blízko uvažované rozteči, se kterou se počítali reakce v ložiscích, není je proto nutno znovu přepočít.





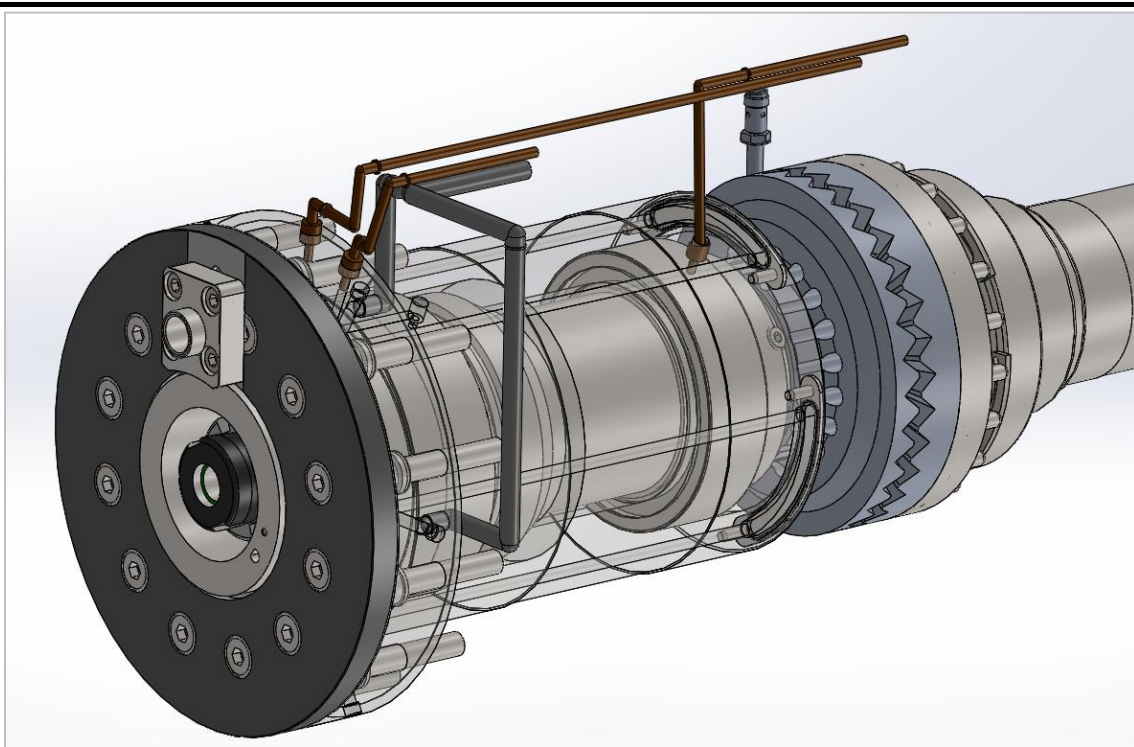
## 12 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VLASTNÍHO VŘETENE

Vřeteno, jak už bylo zmíněno, je navrženo jako vsunutá sestava tubusu do kovaného tělesa smykadla. Tato koncepce zaručuje vysokou tuhost celé konstrukce, snadnou případnou opravu vřetene a celkově levnější výrobu vřetene. Smykadlo je vyrobeno z kované oceli a poté vyvrtávacími nástroji obrobena pro vsazení tubusu vřetene. Na obr. 47 jsou zobrazeny základní konstrukční a technologické celky. Je zde znázorněno uložení ložisek na kuželových plochách, které jsou poté předepnuty a zajištěny KMT maticemi. Těsnění vřetene proti vnikající vlhkosti a řezné kapalině je řešeno labyrintovým těsněním a mírným přetlakem vzduchu uvnitř vřetene. Uprostřed hřídele vřetene je zde již znázorněn upínací systém nástrojů, s kuželovou stopkou HSK 100 pro obrábění velkých obrobků a pro těžké hrubování. Tento systém HSK-A100 zároveň umožňuje dostatečně produkční a kvalitní obrábění soustružnickými nástroji upnutými ve vřeteni. Ložiska jsou od sebe vzájemně odděleny rozpěrnými kroužky sloužící jako vymežovací segment při montáži. Zároveň také jako prostorové oddělení ložisek pro zlepšení mazacího prostředí jednotlivých ložisek. Tubus se po oddělení smontování vloží do otvoru tubusu, kde se umístí do drážkované trubky pro přenos krouticího momentu k motoru stroje.



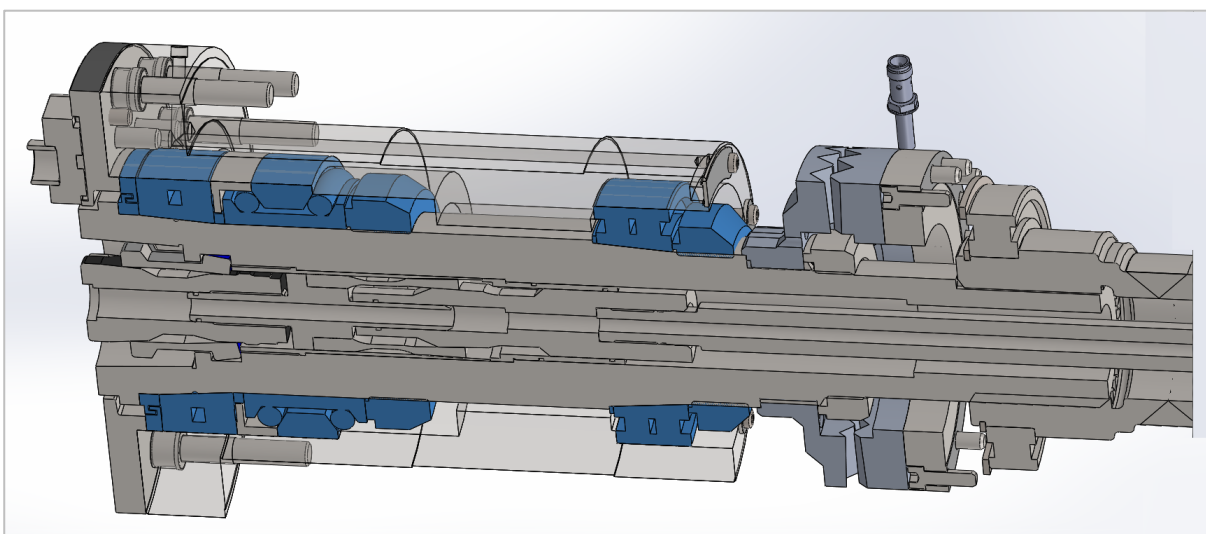
Obr. 47 Popis funkčních celků v sestavě vřetene

Celý tubus je v otvoru smykadla zajištěn dvanácti vysoko pevnostními šrouby M12x70 12.8. Tímto šroubovým spojem se zajistí potřebné předpětí uložení tubusu. Těleso tubusu je dělovým vrtáním rozvrtáno pro zajištění vnitřního chlazení vřetene před přehřátím. Tento okruh chlazení viz obr. 48 ústí na čele smykadla, kde je poté radiálně odveden na povrch smykadla.



Obr. 48 Mazací, chladičí a informační okruh kolem vřetene

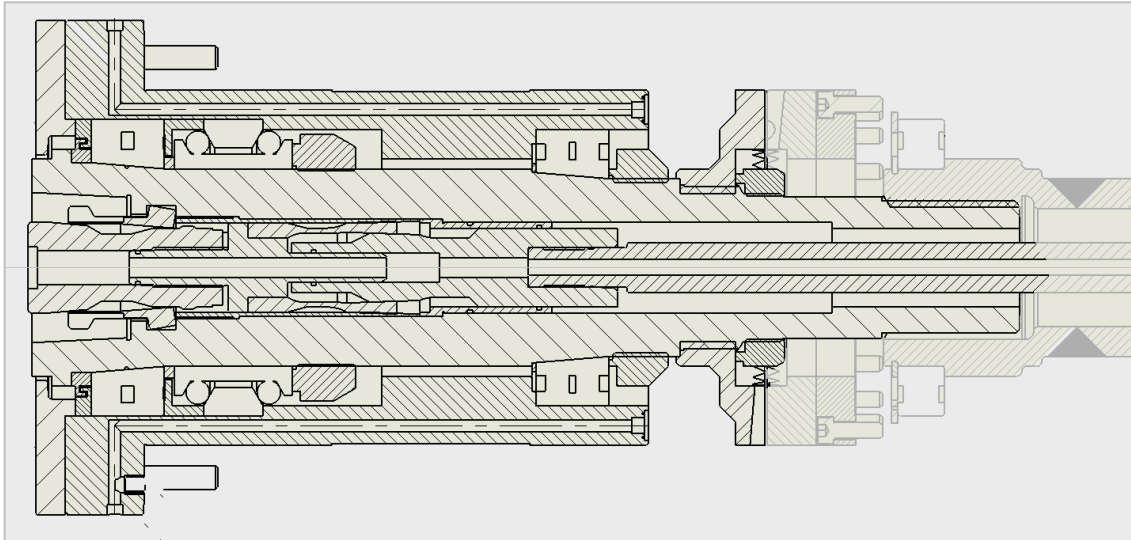
Na konci hlavní hřídele vřetene se nachází přídatná brzda, tvořená otočným Hirthovým věncem, který je ke hřídeli spojen přímočarým drážkováním a pojistnou KMT maticí. Celková hmotnost rotujících hmot ve vřeteni je cca 55kg, další rotující hmota přímo připojená ke vřeteni je hřídel vřeteno-motor. Ta je vyrobená ze silnostěnné trubky s navařenými koncovými přírubami cca 65kg.



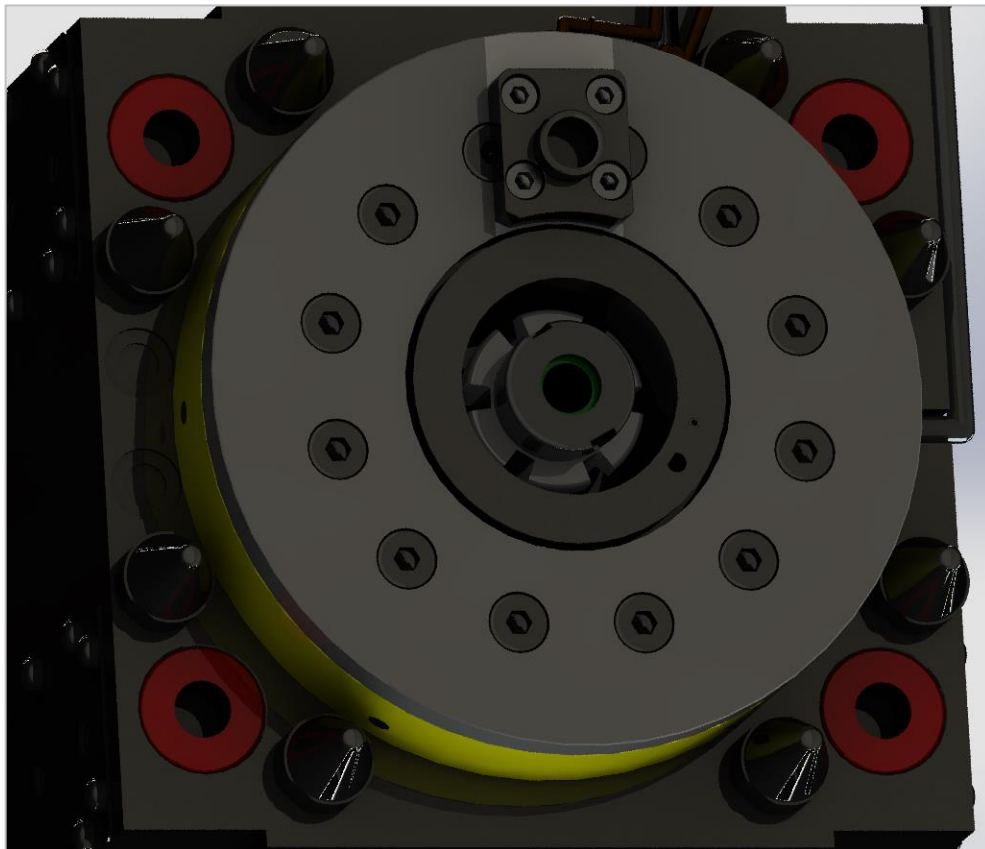
Obr. 49 Usazený tubus uvnitř skrytého smykadla



Na obr. 50 jsou zakresleny všechny části sestavy tubusu. Tento funkční celek je v případě servisování stroje možný celý ihned vyměnit, tímto lze výrazně zkrátit doby odstávek porouchaných strojů.



Obr. 50 Výkresový pohled na těleso tubusu



Obr. 51 Detail čela vřetene s krycí přírubou



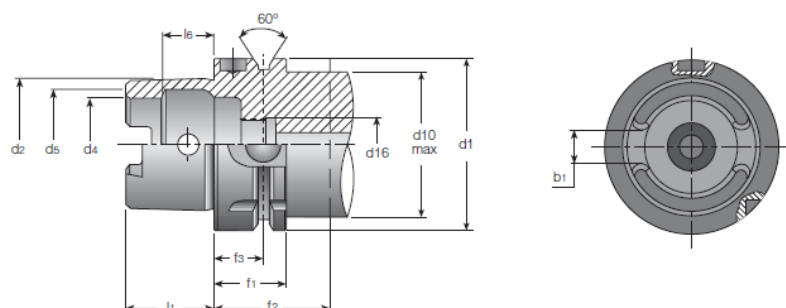
## 13 UPÍNAČ NÁSTROJŮ

### 13.1 VÝBĚR TYPU UPÍNAČE NÁSTROJŮ

K upínání nástrojů do frézovacích hlav a frézovacích vřeten obráběcích strojů se dnes využívají mnohé typy upínačů. Liší se, jak typem zajišťování, tvarem a rozměrem upínací plochy, stoupáním kužele, tak i maximálním přenášeným krouticím momentem včetně přesností upnutí.

V našem případě horního gantry frézovacího stroje se soustružnickým stolem je nutné použít upínače vhodné i pro upínání speciálních soustružnických držáků do frézovacího vřetene. Například ISO DIN69871, BT DIN MAS 403, HSK DIN69893. Jako nejvhodnější typ upínače pro zpracovávanou variantu stroje je upínač HSK-A 100 DIN-69893. Jedná se o největší běžně dodávaný upínač typu HSK a jako takový umožňuje těžké hrubování či úběr velkých třísek za stabilního řezného procesu.

V dnešní době je však samozřejmostí, že výrobce strojů nabízí do svého stroje možnost výběru většiny typů upínačů. Limitní jsou vždy jen maximální rozměry kužele či stopky nástroje, který se musí „vejít“ do hřídele vřetene. Pro následující zpracování je tedy rozpracována varianta vřetene s upínačem HSK-A 100, s tím že je možnost vyrobit stroj i s menší variantou upínače. Na obr. 52 jsou zobrazeny rozměry celé řady upínače HSK-A. Pro potřeby návrhu rozměru konce vřetene je nejdůležitější rozměr stopky kužele. Vnější velký průměr  $d_2=75\text{mm}$ , který přenáší největší část řezné síly u držáku HSK-A-100, musí být obklopen ještě dostatečnou hmotou materiálu pro tuhé upnutí předepnutého držáku.

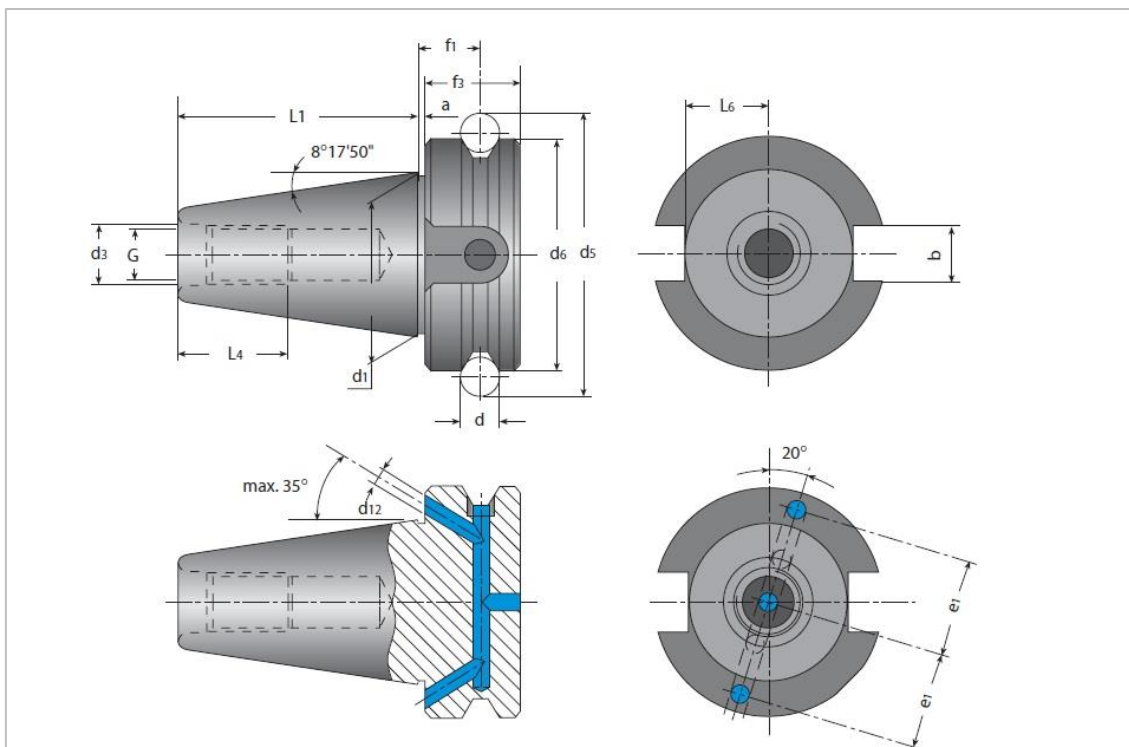


HSK-A	$d_1$	$d_2$	$d_4$	$d_5$	$d_{10}$	$d_{16}$	$l_1$	$l_6$	$b_1$	$f_1$	$f_2$	$f_3$
40	40	30	21	25.5	34	M12x1	20	11.42	8.05	20	35	16
50	50	38	26	32.0	42	M16x1	25	14.13	10.54	26	42	18
63	63	48	34	40.0	53	M18x1	32	18.13	12.54	26	42	18
80	80	60	42	50.0	67	M20x1.5	40	22.85	16.04	26	42	18
100	100	75	53	63.0	85	M24x1.5	50	28.56	20.02	29	45	20

Obr. 52 Rozměry stopky nástroje HSK-A [18]



Pro zákaznickou variabilitu musí být konec hřídele včetně kompatibilní i pro rozměry upínače BT50, viz obr. 53. Toto je však vzhledem k rozměru  $d_1=69,85\text{mm}$  (BT50) <  $d_2=75\text{mm}$  (HSK-A-100) u upínače BT50 předem zaručeno.



**BT MAS 403**

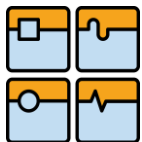
Shank	a	b (H <sub>12</sub> )	d	d <sub>1</sub>	G	d <sub>3</sub> (H <sub>9</sub> )	d <sub>5</sub>	d <sub>6</sub> (H <sub>9</sub> )	f <sub>1</sub> ±0.1
BT 30	2	16.1	8	31.75	M12	12.5	56.144	46	13.6
BT 40	2	16.1	10	44.45	M16	17.0	75.679	63	16.6
BT 50	3	25.7	15	69.85	M24	25.0	119.020	100	23.2

Shank	f <sub>3</sub>	L <sub>1</sub> ±0.2	L <sub>1</sub> MIN	L <sub>4</sub> ±0.2	e <sub>1</sub> ±0.1	d <sub>12</sub>	TAPER AT3
BT 30	20	48.4	24	16.3	21	4	0.002
BT 40	25	65.4	30	22.6	27	4	0.003
BT 50	35	101.8	45	35.4	42	6	0.004

Obr. 53 Rozměry stopky nástroje BT [18]

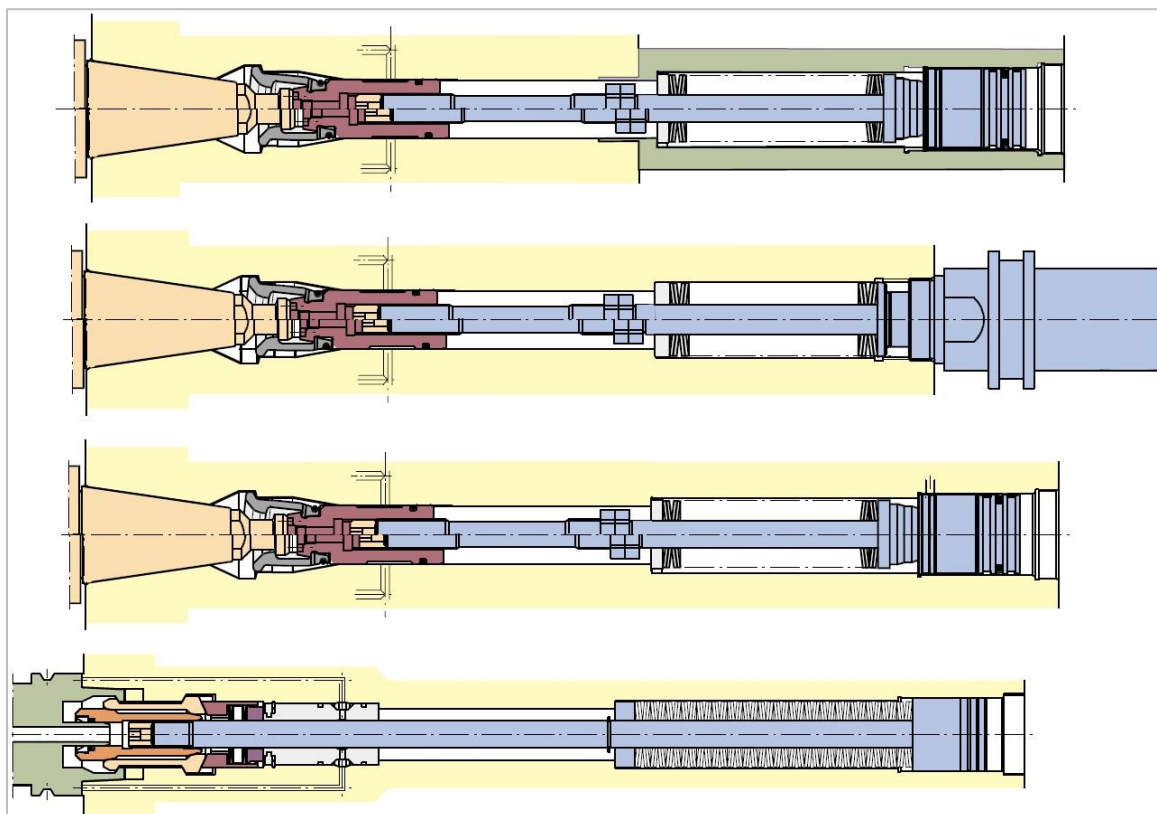
**13.2 VOLBA MECHANISMU UPNUTÍ NÁSTROJE**

Z hlavních výrobců upínací techniky jako jsou firmy Berg & Co. GmbH, RÖHM GmbH, OTT-Jakob Spanntechnik GmbH volím technologii od firmy ROHM, tato firma měla nejlépe zpracované technické listy a katalogy se všemi potřebnými rozměry a informacemi. Z druhů systémů upnutí jsou programy všech firem velmi podobné.



Nejčastější mechanismy upnutí nástroje ve vřetení pracují s tažnou tyčí umístěnou uprostřed vřetene. Tato tyč je poháněna nejčastěji hydraulickým pístem, ale může být také poháněna pneumatickým pístem. Ten zatáhne za upínací mechanismus, který sevře držák nástroje do lůžka nástroje. Toto upnutí je vždy jištěno a to buď sadou talířových pružin, mechanickým sevřením klínů nebo napřímo přes hydraulický zámek. Takto vyvozené sevření neslouží pouze k dostatečnému upnutí nástroje ve vřetení, ale také pro vyvození mechanického předpětí na kužely upínací plochy. Toto vyvozené předpětí je nezbytné pro stabilní přenos řezné síly od nástroje do vřetene. Pro pohony těchto upínacích mechanismů může být také využito elektricky poháněným přímočarým motorem, kde pohyb tažné tyče vyvozuje pouze elektrický lineární motor.

Na následujícím obrázku č. 54 jsou znázorněny principy funkčnosti běžně používaných řešení upínání nástrojů. První provedení je vhodné pro krátká vřetena, s pohonem za pomoci převodu nebo s přímým elektrovřetenem. V druhé části obrázku je znázorněno dlouhé vřeteno, ve kterém je možné umístit i samotnou sestavu talířových pružin, hydraulický pohon je připojen externě na konzoly. Předposlední způsob konstrukce upínání nástrojů ve vřetení je vhodný pouze pro vysoce výkonné stroje, kde se dá předpokládat vysoký kroučící moment pohonu, protože zde celá hmotnost upínače nástrojů rotuje spolu s vřetenem. Poslední vyobrazení znázorňuje klínový mechanismus poháněný hydraulicky jištěný sestavou pružin.



Obr. 54 Způsoby zástavby upínacích jednotek s tažnou tyčí a talířovými pružinami [19]



### 13.3 KOMPONENTY ZVOLENÉHO UPÍNAČE

Při řešení upínání nástrojů tohoto konkrétního stroje je zvolen speciální způsob upnutí nástroje za pomoci mechanického sebezajištění. Tento mechanismus s názvem SUPER-LOCK [20] od německé firmy Röhm. Toto řešení bylo zvoleno s ohledem na vnitřní uspořádání vřetene, úsporu hmotnosti vřetene a také pro snahu o co nejspolehlivější řešení. Díky absenci pneumatických nebo hydraulických komponent je zaručena vyšší spolehlivost systému. V neposlední řadě výrobce udává úsporu spotřebované energie, nižší tepelné ovlivňování konstrukce stroje. Výrobce slibuje bezpečnost upnutí trvalým monitorováním systému za pomoci snímačů.



Obr. 55 Mechanický upínač SUPER-LOCK s dvojitým klínovým převodem od firmy RÖHM [20]

Použitý upínač se instaluje z přední strany vřetene, kde se za vnější závit M52x2 zašroubuje do hřídele vřetene. Poté se z druhého konce hřídele připojí tažná tyč (Draw bar), která se připojuje závitěm M20x2. Nakonec je zapotřebí za pomoci speciálního přípravku od výrobce upínače nainstalovat přidruženou upínací kleštinu obr. 56.



Obr. 56 Upínací kleština pro upínač HSK-A-100 [21]



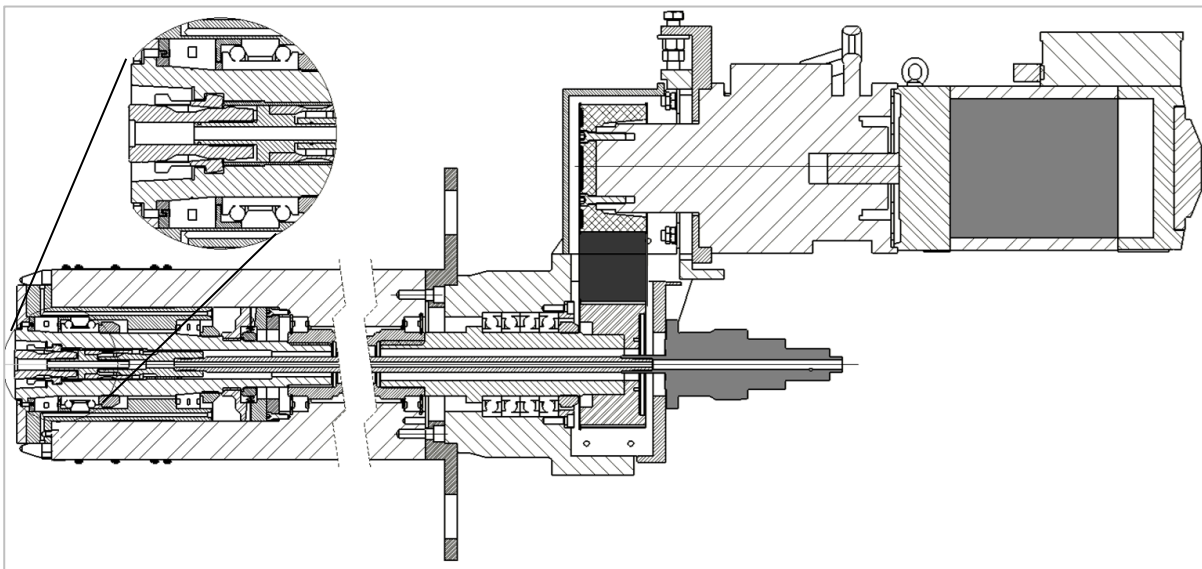
Tažný a tlačný pohyb ovládací tyče je vyvozován lineárním elektromotorem (Elektro-Spann-Löseinheit) obr. 57. Tento ovládací prvek se vyznačuje vysokou spolehlivostí upnutí.



Obr. 57 Ovládací jednotka upínače Elektro-Spann-Löseinheit [22]

### 13.4 UMÍSTĚNÍ JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT A SCHÉMA FUNKČNOSTI POUŽITÉHO UPÍNAČE

Na vyobrazené části řezu smykadla, obr. 58, je znázorněno umístění jednotlivých komponent, jejich návaznosti a jejich celkové vzájemné proporční rozměry.



Obr. 58 Vnitřní zástavba upínače SUPER-LOCK

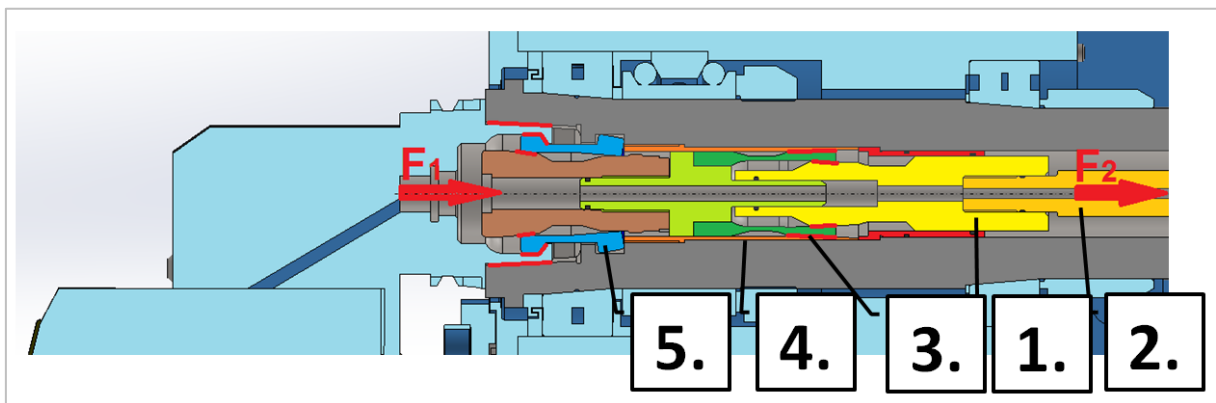
Na následujícím obrázku je vysvětlen princip funkčnosti bez pružinového upínacího mechanismu. V každém případě upnutí nástroje je nutno zajistit bezpečné a trvalé upnutí stopky kužele nástroje ve vřetení. Upínací síla použitého systému je  $F_1=50\,000\text{N}$ , zatímco





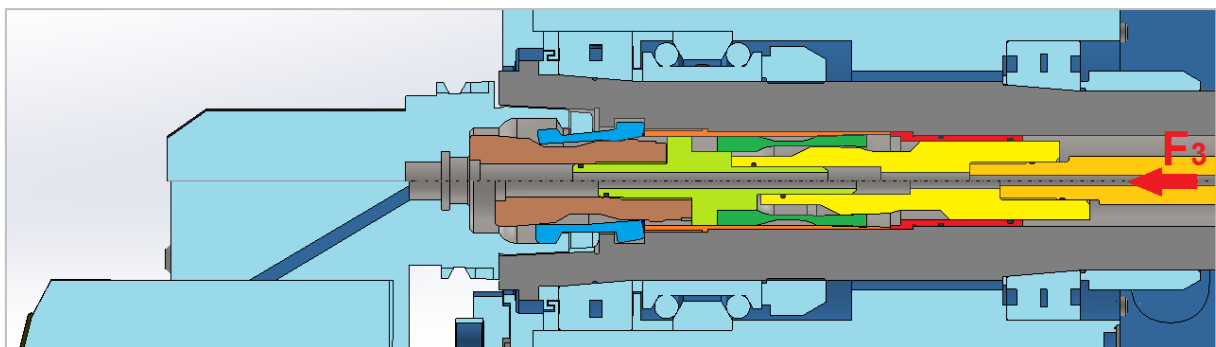
ovládací síla, tedy tažná síla potřebná posunu tažné tyče je pouze  $F_2=10\,000\text{N}$  a síla potřebná k odemčení mechanismu dokonce jen  $F_3=4500\text{N}$  [20]. Toto je zapříčiněno využitím dvojitěho zpřevodování síly, viz obr. 59. První převod je řešen za pomoci styku klínové rotační plochy mezi žlutou (č. 1) součástí ovládanou tyčí (č. 2, oranžová barva) a dutou zelenou součástí (č. 3). Tato součástka se opře šikmou válcovou plochou o vnitřní průměr hřídele vřetene. Při tomto pohybu zároveň dochází k posunu světle zelené součástky, která je spojena závitem M20x1,5 s upínací kleštinou (č. 4, hnědá barva). Tato kleština (obr. 56) obsahuje druhou klínovou válcovou plochu, která sevřením rozevře poslední modrou (č. 5) ovládanou část kleštiny. Ta vytvoří finální upínací sílu znásobenou klínovými převody.

Stav upnuto/upínání. Ovládací tyč je tažena silou  $F_2$  a vyvozuje upínací sílu  $F_1$ .



Obr. 59 a) Schématický náčrt funkčnosti dvojitěho klínu systému SUPER-LOCK

Stav odepnuto/odepínání. Ovládací tyč tlačí přes mezisegmenty na dno lůžka nástroje, který se uvolněním stahovací kleštiny uvolní od sevření.



Obr. 60 b) Schématický náčrt funkčnosti dvojitěho klínu systému SUPER-LOCK

Z principu funkce konkrétního upínače je vyloučeno spouštět otáčky vřetene bez upnutého nástroje. Roztočení vřetene by mělo za následek poškození pohyblivých silově nepřítažených součástí. Tento stav musí být zabráněn elektronicky řídicím systémem stroje.



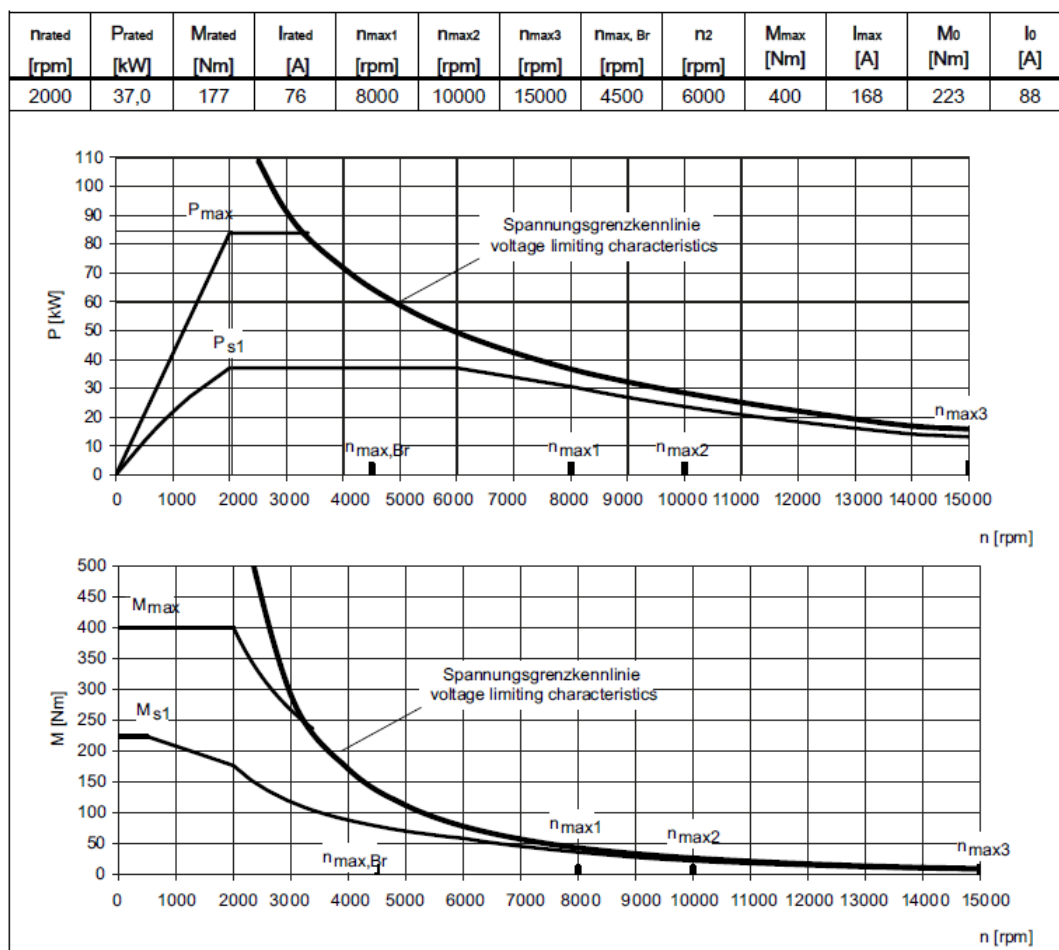
## 14 NÁVRH POHONU VŘETENE

Podle vypočtených řezných podmínek byla předběžně zvolena řada motoru pohonu vřetene. Tento pohon musí splňovat požadavky vysokého výkonu, vhodných maximálních otáček a s tím související krouticí moment. V ohledu dynamiky roztáčení vřetene musí vybraný motor splňovat také dostatečný statický rozběhový krouticí moment.

### 14.1 POŽADAVKY A OMEZUJÍCÍ PARAMETRY

Hlavními požadavky bylo splnění řezných parametrů vypočtených z maximálních úběrových třísek zvolenými nástroji. Pro hrubovací operace frézování je požadovaný krouticí moment 747Nm při 223 ot/min. Vzhledem ke koncepci tohoto stroje musí vřeteno být schopno obrobít zároveň dokončovací operaci s minimálním úběrem třísky, ale zato s vysokou řeznou rychlostí. Tyto dvě požadované schopnosti se vzhledem k výkonovým charakteristikám asynchronních motorů vylučují, viz obr. č. 61 a obr. č. 62. Na těchto obrázcích lze jednoznačně vyčíst protichůdné požadavky na pohon vřetene při hrubovacích a dokončovacích operacích, případně podobně při obrábění ocelí anebo hliníkových slitin.

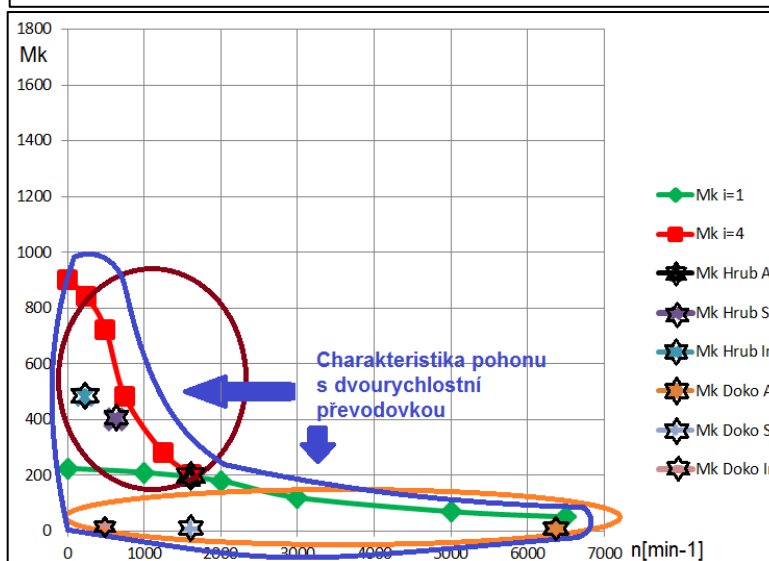
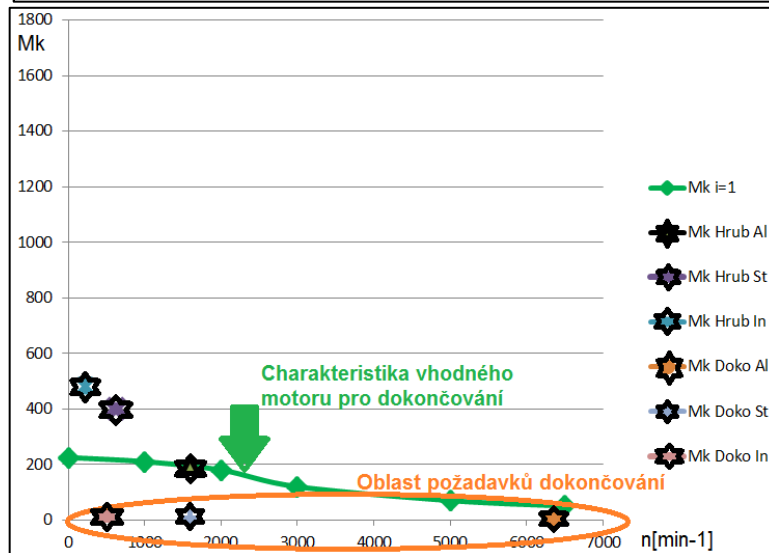
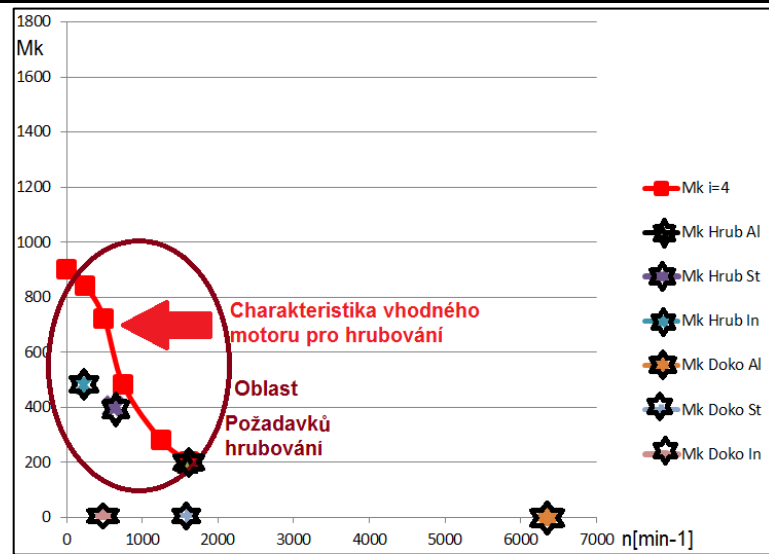
Table 4- 486 SINAMICS, 3-ph. 480 V AC, Smart/Basic/Active Line Module, (SLM/BLM/ALM), 1PH8138-□□F2□



Obr. 61 Zvolený motor Siemens 1PH8138-1F2 [23]



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 62 Vysvětlení nutnosti použití dvou rychlostní převodovky



## 14.2 VÝPOČET POŽADOVANÉHO POHONU

Podle vypočtených řezných parametrů, byl porovnáváním výkonových charakteristik uvažovaných pohonů a se započtením dvou rychlostní převodovky vybrán motor pohonu vřetene. Tento motor je řady Siemens 1PH – Main drives, pro hlavní pohony obráběcích strojů. Vybraný typ 1PH8138-1F2 má výkonové parametry dle charakteristiky na obr. 62.

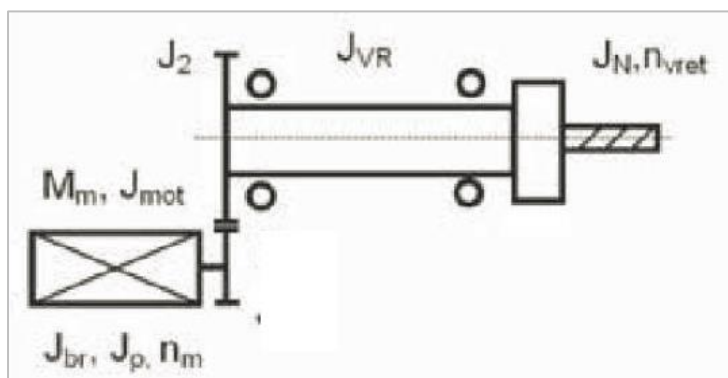
Jedná se o asynchronní vodou chlazený elektromotor, s aktivním řízením 480V AC. Tento druh motorů se vyznačuje především nejvyšším krouticím momentem už od nulových otáček. Toto se zejména hodí pro dynamické operace či pomalu běžné obrábění s velkým průměrem nástroje.



Obr. 63 Motor řady pro hlavní pohony strojů Siemens 1PH8 [24]

## 14.3 KONTROLA ZVOLENÉHO POHONU

Navržený motor je potřeba zkontrolovat zda splňuje všechny požadované schopnosti a to zejména rychlý rozjezd otáček celé soustavy vřetene, dosažení požadovaných otáček a udržení si jich během obráběcího procesu.



Obr. 64 Schéma počítaných prvků pohonu [2]

**Vstupní hodnoty**

Účinnost řemenového převodu	$\eta_p := 0.99$
Účinnost jednoho kuličkového ložiska	$\eta_{Lk} := 0.99$
Účinnost jednoho válečkového ložiska	$\eta_{Lv} := 0.95$
Počet kuličkových ložisek	$i_{Lk} := 5$
Počet válečkových ložisek	$i_{Lv} := 4$
Účinnost převodovky při $i=1$	$\eta_{pře.i1} := 0.98$
Účinnost převodovky při $i=4$	$\eta_{pře.i2} := 0.91$
Převodový poměr pohonu	$i_1 := 1 \quad i_2 := 4$
Výchozí řezné parametry při hrubování	
	$M_{h,max} := 553.4 \text{ N}\cdot\text{m}$
	$n_{h,max} := 1273 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

**14.3.1 STATICKÉ HLEDISKO**

Potřebný výkon vřetene při hrubování

$$P_{h,max} := M_{h,max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{h,max} = 73.773 \cdot \text{kW}$$

Potřebný kroutící moment motoru při hrubování

$$\eta_C := \eta_p \cdot \left( \eta_{Lk}^{i_{Lk}} \right) \left( \eta_{Lv}^{i_{Lv}} \right) \cdot \eta_{pře.i1} = 0.752$$

Celková účinnost soustavy

$$M_{m,max} := \frac{M_{h,max}}{i_2 \cdot \eta_C} = 184.097 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Potřebný výkon motoru

$$n_m := n_{h,max} \cdot i_2 = 5092 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Potřebné otáčky motoru

$$P_m := M_{m,max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m = 98.167 \cdot \text{kW}$$

**14.3.2 DYNAMICKÉ HLEDISKO*****Momenty setrvačnosti komponent***

$$J_{\text{mot}} := 0.109 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti motoru včetně brzdy motoru

$$J_{\text{p}} := 0.08 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti převodovky

$$J_1 := 0.03611 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti řemenice u motoru

$$J_2 := 0.038 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti řemenice u vřetene

$$J_{\text{vřet}} := 0.03611 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti hřídele vřetene

$$J_{\text{tr}} := 0.09197 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti torq trubky

$$J_{\text{up}} := 0.0012 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti upínače+drawbar

$$J_{\text{hřid}} := 0.025513 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti zadní hřídele

$$J_{\text{nástr}} := 0.005563 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti nástroje

Momenty setrvačnosti ložisek

$$J_{\text{lož}} := 0.09038 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

***Redukovaný moment setrvačnosti***

Rozběh při převodu  $i_1=1$

$$J_{\text{rhm1}} := J_{\text{mot}} + J_{\text{p}} + \frac{J_1}{i_1^2} + \frac{J_2}{i_1^2} + \frac{J_{\text{vřet}}}{i_1^2} + \frac{J_{\text{tr}}}{i_1^2} + \frac{J_{\text{up}}}{i_1^2} + \frac{J_{\text{hřid}}}{i_1^2} + \frac{J_{\text{nástr}}}{i_1^2} + \frac{J_{\text{lož}}}{i_1^2} = 0.514 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Rozběh při převodu  $i_2=4$

$$J_{\text{rhm2}} := J_{\text{mot}} + J_{\text{p}} + \frac{J_1}{i_2^2} + \frac{J_2}{i_2^2} + \frac{J_{\text{vřet}}}{i_2^2} + \frac{J_{\text{tr}}}{i_2^2} + \frac{J_{\text{up}}}{i_2^2} + \frac{J_{\text{hřid}}}{i_2^2} + \frac{J_{\text{nástr}}}{i_2^2} + \frac{J_{\text{lož}}}{i_2^2} = 0.209 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

***Zrychlení soustavy daným pohonem***

$$\epsilon_{\text{m}} := \frac{M_{\text{m,max}} \cdot \eta_{\text{C}}}{J_{\text{rhm1}}} = 269.244 \frac{1}{\text{s}^2}$$

**Doba rozběhu do max. otáček**

$$t_r := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot i_1}{\epsilon_m} = 1.98 \text{ s}$$

**Počet otáček do max. rozběhu**

$$\varphi_r := \frac{1}{2} \cdot \epsilon_m \cdot t_r^2 = 528.029 \text{ rad}$$

$$n_r := \frac{\varphi_r}{2 \cdot \pi} = 84.038 \text{ ot}$$

**14.3.3 KONTROLA VÝPOČTU**

Dle zadaných požadovaných je předběžně zvolen motor 1PH8138-3X-F2X-XXX1 firmy Siemens

**Parametry**

Nominální otáčky  $n_{\text{rated}} := 2000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Maximální otáčky n2  $n_{\text{max2}} := 6000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Maximální otáčky  $n_{\text{max}} := 8000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$

Nominální výkon  $P_{\text{rated}} := 37 \text{ kW}$

Maximální výkon při 2000-3200 otáčkách  $P_{\text{max}} := 84 \text{ kW}$

Moment setrvačnosti  $J_m := 0.109 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$   
Výpočet výkonu motoru při 5000ot/min

Kroutící moment motoru při 5000ot/min odečteno z grafu str.580 1PH8 Configuration Manual Siemens  
 $M_{m5000} := 120 \text{ N} \cdot \text{m}$

Výkon motoru při 5000ot/min odečteno z grafu str.580 1PH8 Configuration Manual Siemens  
 $P_{m5000} := 58 \cdot \text{kW}$

**Celková účinnost pohonu vřetene**

$$\eta_{SC} := \eta_p \cdot \left( \eta_{Lk}^{i_{Lk}} \right) \left( \eta_{Lv}^{i_{Lv}} \right) \cdot \eta_{\text{pře.il}} = 0.752$$

**Skutečný krouticí momenty na vřetení při 5000ot/min**

$$M_{Sv.5000} := M_{m5000} \cdot i_1 \cdot \eta_C = 90.181 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

**Skutečné výkony a momenty na vřetení při 5000ot/min**

$$P_{Sm} := M_{Sv.5000} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m = 48.087 \cdot \text{kW}$$

**Zrychlení soustavy skutečným pohonem**

$$\epsilon_{ms} := \frac{M_{Sv.5000} \cdot \eta_C}{J_{rhm1}} = 131.89 \frac{1}{s^2}$$

**Doba rozběhu do max. otáček skutečná**

$$t_{rs} := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot i_1}{\epsilon_{ms}} = 4.043 \text{ s}$$

**Počet otáček do max. rozběhu s finálním pohonem**

$$\varphi_{rs} := \frac{1}{2} \cdot \epsilon_{ms} \cdot t_r^2 = 258.656 \text{ rad}$$

$$n_{rs} := \frac{\varphi_{rs}}{2 \cdot \pi} = 41.166 \text{ ot}$$

Předběžně navržený motor tedy skutečně vyhovuje a může být použit na tomto stroji s požadovanými řeznými schopnostmi.

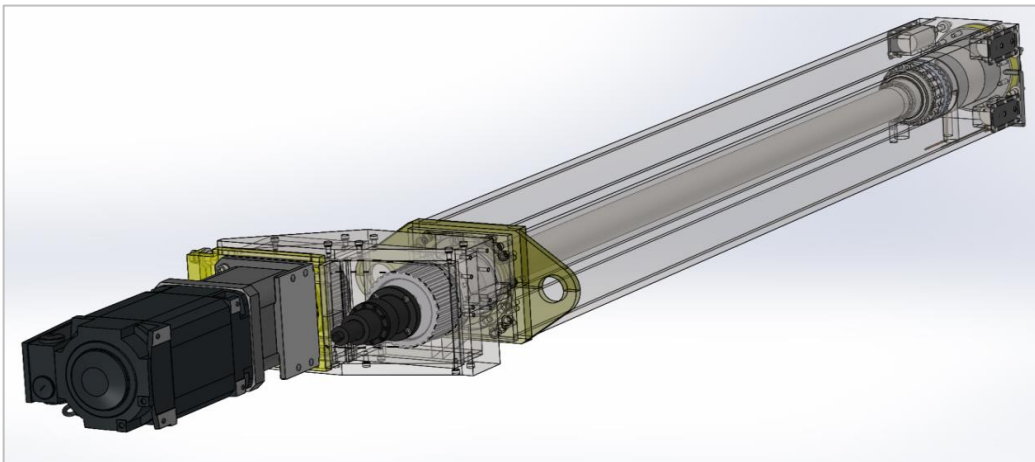
**14.3.4 VÝSLEDNÝ POHON**

Vypočtené a zkontrolované dynamické parametry vřeteně :

Čas do dosažení maximálních otáček 4,04s

Výkon dosažitelný na vřetení při maximálních otáčkách 48,087 kW, při 91,67Nm





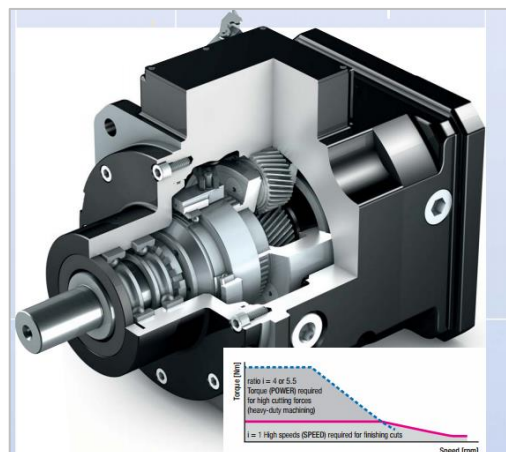
Obr. 65 Navržený pohon vřetene

Navržená sestava pohonu pro tento konkrétní stroj bude tedy nezbytně obsahovat tyto hlavní prvky:

- Asynchronní motor 1PH8138-1F2 firma Siemens
- Dvojrychlostní převodovku PS 25 firma Stober
- Konzole motoru a převodovky
- Řemenový převod ozubeným řemenem CONTI Synchroforce
- Napínání řemenového převodu
- Přenosovou trubku Mk mezi vřetenem a motorem, včetně uložení
- Zadní uložení řemenice na hřídeli vřetene

#### 14.4 VOLBA A POPIS VLOŽENÉ PŘEVODOVKY

Speciální dvoustupňová PS převodovka se vyznačuje vysokou účinností a minimálními ztrátami v přímém převodovém stupni  $i=1$ . Je speciálně konstruovaná pro zařazení do pohonu vřeten obráběcích strojů. Jako taková je plně elektronicky řaditelná s minimální spotřebou energie. Maximální přípustné konstrukční otáčky jsou 10 000ot/min, max.  $M_k=2200\text{Nm}$ , a výkon  $P_{\text{max}}=47\text{kW}$



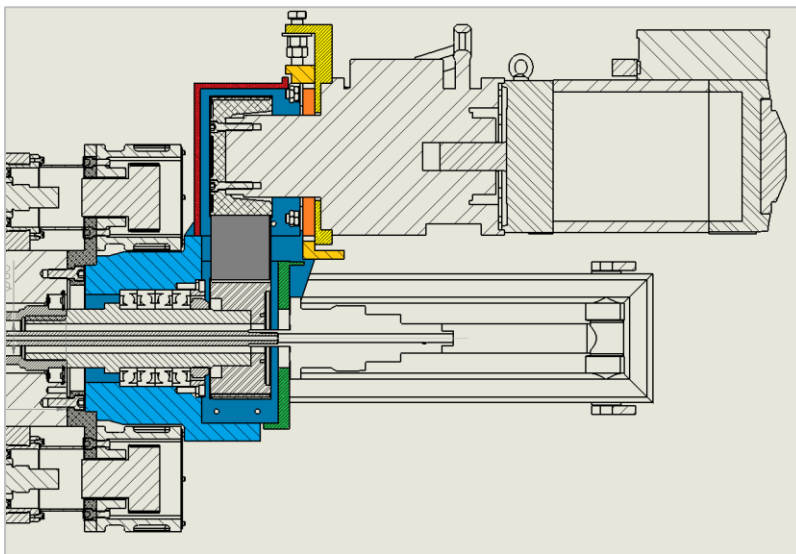
Obr. 66 Dvojrychlostní převodovka PS od firmy STOBER [25]



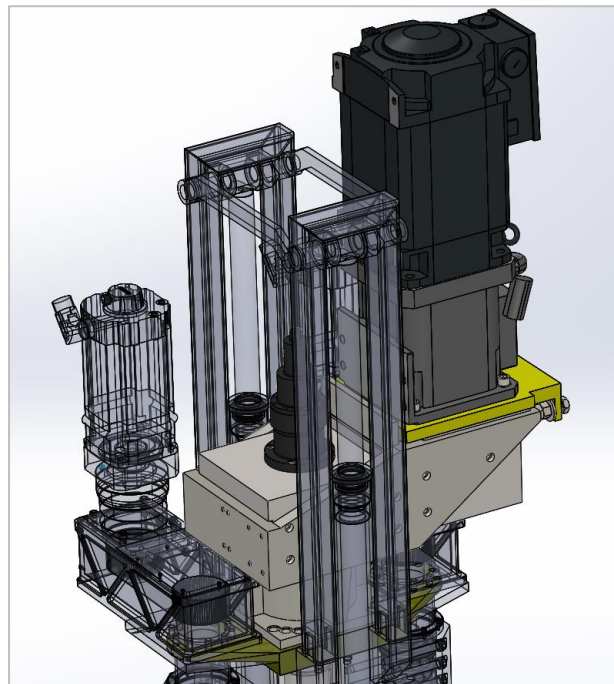
### 14.5 KONSTRUKCE KONZOLE MOTORU

Posunutí motoru s převodovkou mimo osu vřetene je z důvodu, jak lepšího přístupu upínače nástrojů, lepšího přístupu chlazení do středu vřetene, tak také z nedostatku místa kolem konce smykadla. V tomto malém prostoru na vršku stroje se nachází také systém vyvažování hmoty smykadla a dva pohony s převodovkou pro pohon kuličkových šroubů osy Z.

Samotná konzole motoru se skládá z tří částí, první částí je svařenec, kterým je celá sestava přišroubována ke konci kovaného smykadla. Další dvě části na obr. 66 jsou samostatné kryty rotujících řemenic a ozubeného řemene.



Obr. 67 Barevně zvýrazněné komponenty konzole motoru



Obr. 68 Konzole motoru a převodovky



## 14.6 VOLBA A VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Ve výpočetním softwaru, dodávaném přímo od výrobce ozubených řemenů od firmy Continental lze jednoduše navrhnout velikost a typ ozubeného řemene s přihlédnutím na požadované vlastnosti, přenášené výkony a rozteče řemenových kol.

Tabulka 22 Volba synchronního ozubeného řemenu v programu Transmission Designer 7.1 [26]

Belt			
Belt nature	Timing belt	Belt profile	HTD
Belt type	CONTI SYNCHROFORCE EXTR	Tooth pitch	14M

Geometry				Delete input fields			
Small pulley		Large pulley					
Pitch diameter	dwk	209,45	mm	Pitch diameter	dwg	209,45	mm
Number of teeth	zk	47		Number of teeth	zg	47	
Speed	nk	1273,00	rpm	Speed	ng	1273,00	rpm
Transmission ratio	i	1,00		Required belt length	Lwgef		mm
Centre distance	a	266,00	mm	Belt length	Lw	1190,00	mm

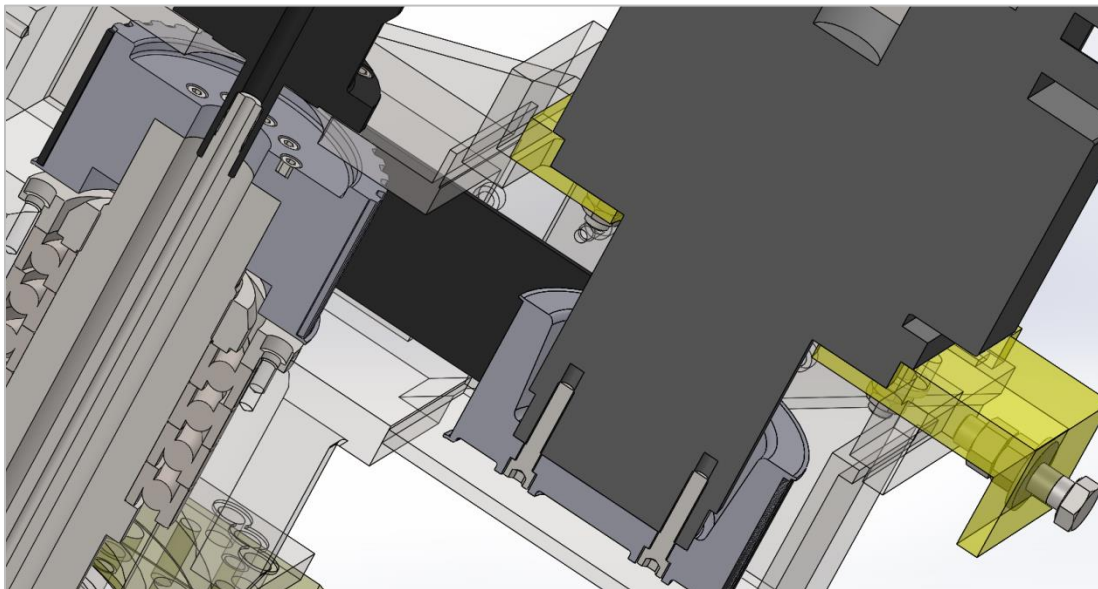
Power				Delete input fields			
Small pulley		Large pulley					
Torque	Mk	553,4	Nm	Torque	Mg	553,40	Nm
Transmission power	P	73,773	kW	Required belt width	bgef	100	mm
Given service factor	C0gef	2,50	Ajd	Service condition	Average loading		

Result				Show total result			
Calculated belt width	berr	77,93	mm	Total span tension	Fu	5284,37	N
Chosen belt width	baus	100,00	mm	Total axle load	Fv	7141,68	N
Overall service factor	C0er	3,26		Static belt tension	Fstat	3570,84	N
Power rating	Pr	240,71	kW	Ideal value frequency	f	114,05	Hz

**CONTI HTD 1190 - 14M - 100 - SYNCHROFORCE EXTREME**

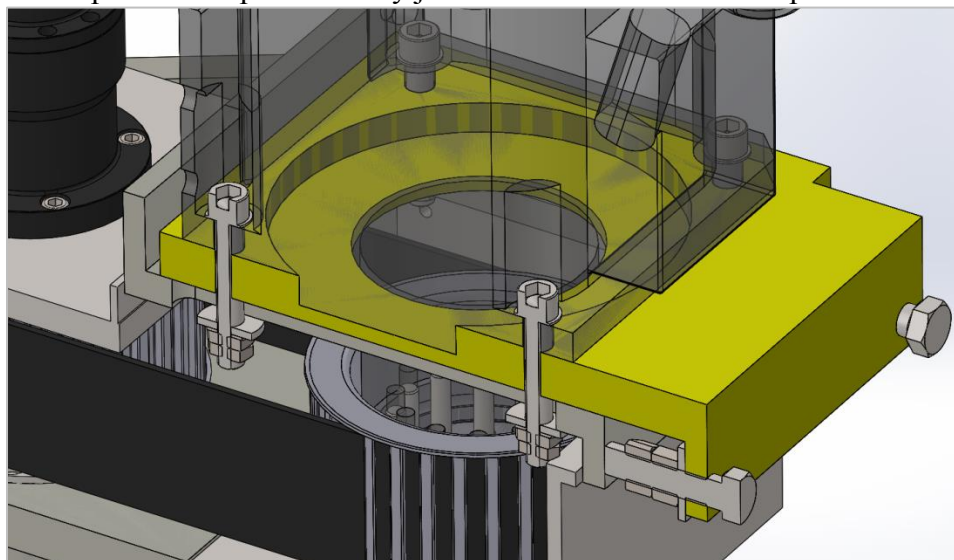
Řemenice jsou vyrobeny ze slitiny hliníku pro dosažení co nejmenší hmotnosti a tím i co nejmenších momentů setrvačnosti. Řemenice A je uložena přímo v doporučeném uložení výrobce převodovky. Řemenice B je uložena v konzole motoru za pomoci 4 šikmých kuličkových ložisek. Toto uložení zaručuje dostatečnou pevnost v ohybu při namáhání silou v řemenu.



Obr. 69 Uložení řemenic primárního převodu

#### 14.7 NAPÍNÁNÍ ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Jako každý převod pružnými spoji nebo řetězy musí být pro správnou funkci převodu vyvozena potřebná přepjatost v systému. Tato síla zaručuje správnou funkci a neumožní přeskočení řemene. Napínání se provádí ručně ve vypnutém stavu stroji. Potřebná síla napnutí je dle výpočtů 5284N. Tato síla by měla jít vyvodit za pomoci 2 šroubů M20 s pojistnými maticemi. Směr posunutí napínané desky je veden dvěma drážkami na ploše tělesa.



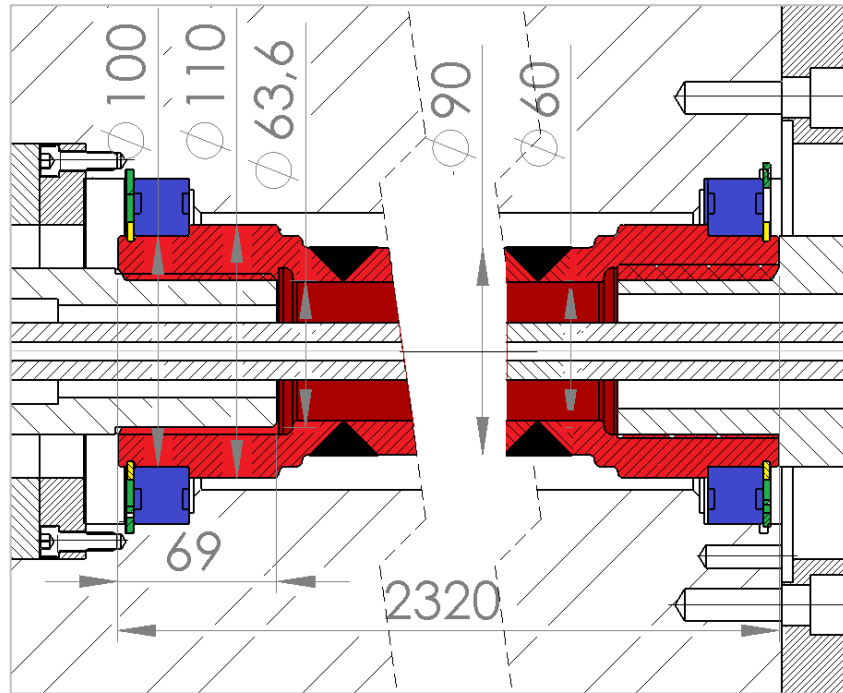
Obr. 70 Systém napínání řemene primárního převodu

#### 14.8 TORZNÍ TRUBKA VM

Pro přenos krouticího momentu od motoru k místu řezu, tedy vřetenu musí být navržena součást, která toto splní i přes poměrně velkou vzdálenost obou strojních součástí. Tato součástka se z důvodu úspory hmotnosti skládá z tlustostěnné ocelové trubky s navařenými



límci pro snazší vyrobení dosedacích ploch. Tato součást přenáší díky plovoucímu provedení pouze krouticí moment. Podle tohoto je součást pojmenována „torzní trubka Vřeteno-Motor“.



Obr. 71 Návrh a uložení trubky VM

Tuto součást je potřeba zkontrolovat na pevnost v krutu, aby nedošlo v žádném provozním stavu k jejímu poškození či zcela k zničení.

### Vstupní hodnoty

Ocel 12060:

Maximální dovolené napětí v krutu při mříjivém cyklickém namáhání:  $\tau_{c,dov} := 55\text{MPa}$

Modul v krutu:  $G_{12060} := 8.25 \cdot 10^4 \text{MPa}$

Rozměry torq tyče:  $D := 90\text{mm}$

$d := 60\text{mm}$

$L_t := 2320\text{mm}$

### Kontrola hřídele na krut

Průřezový modul v krutu:

$$W_k := \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Maximální přenositelný moment:

$$M_k := \tau_{c,dov} \cdot W_k = 6318 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Polární moment:

$$I_p := \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4) = 5.169 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

Natočení torq tyče na délce L:

$$\varphi_{\text{rad}} := \frac{M_k \cdot L_t}{G_{12060} \cdot I_p} = 0.0343704 \cdot \text{rad} \quad \varphi := \frac{\varphi_{\text{rad}} \cdot (180.^\circ)}{\pi} = 1.969.^\circ$$



## 15 NÁVRH ARETAČNÍ BRZDY VŘETENE

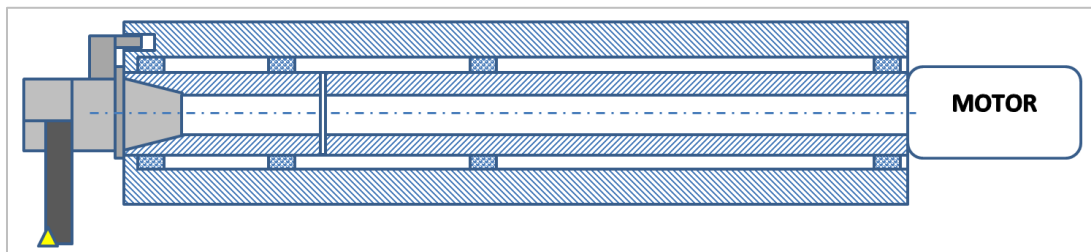
### 15.1 POŽADAVKY A VÝBĚR ŘEŠENÍ

U multifunkčních obráběcího stroje je pro potřeby soustružení zajistit tuhé zabrzdění vřetene stroje, ve kterém je upnut soustružnický nástroj. Toto zaaretování musí splňovat podmínky, jak statické, tak také dynamické. Statická podmínka je určena přímo z maximální předpokládané a dovolené řezné síly na soustružnickém noži při určitém vyložení nástroje od osy vřetene. Dynamická podmínka je dána nutností zajistit polohu nástroje bez toho, aby se nástroj s vřetenem chvěl. Toto chvění by mělo přímý důsledek na kvalitu, drsnost a přesnost obrobku. Zároveň také zásadní na životnost řezného nástroje.

Pro návrh zabrzdění vřetene přicházejí v úvahu několik způsobů provedení. Vzhledem k požadavku na rozměr vnějšího konce smykadla, je však nutno zvolit řešení, které nebude zasahovat svým provedením do vnějšího prostoru smykadla v blízkosti nástroje.

#### 15.1.1 ARETACE ŘEZNÉHO DRŽÁKU NAPŘÍMO

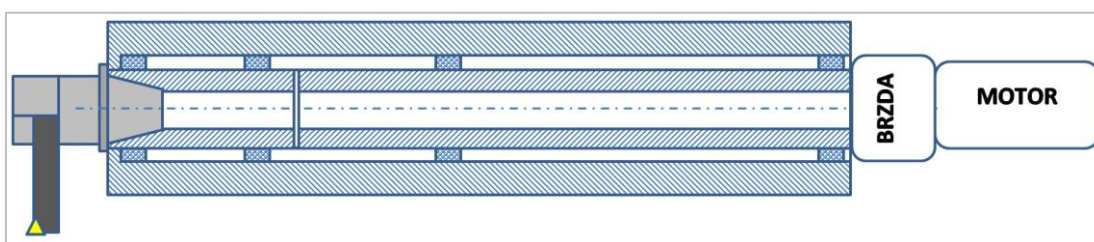
Jako „ideálně“ tuhé a konstrukčně jednoduché by připadala možnost přímého zafixování držáku nástroje na čele smykadla. Toto řešení by však nespĺňovalo požadavky všeobecně dostupně prodejného prvku příslušenství stroje, protože takovéto nástrojové držáky nejsou běžného provedení. Zároveň by toto řešení výrazným způsobem překázelo manipulátoru výměny nástrojů a posléze také v zásobníku nástrojů stroje.



Obr. 72 Brzda stacionárního nástroje napřímo

#### 15.1.2 SÉRIOVÉ PŘIPOJENÍ BRZDY NA VOLNÉM KONCI SMYKADLA

Další varianta brzdění vřetene, která je zároveň běžně používaná u konvenčních obráběcích CNC strojů, je mít brzdu umístěnou těsně před motorem vřetene. Tato varianta však u vřetene smykadlového typu nepřichází v úvahu, z důvodu torzní tuhosti dlouhého hřídele. Toto dokazuje následující výpočet.



Obr. 73 Smykadlo s brzdou v sérii u motoru



## Kontrolní výpočet

Ocel 12060:

$$\tau_{c,dov} := 55 \text{ MPa}$$

Maximální dovolené napětí v krutu při míjivém cyklickém namáhání:

$$G_{12060} := 8.25 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Modul v krutu:

$$D := 90 \text{ mm}$$

$$d := 60 \text{ mm}$$

$$L_t := 2300 \text{ mm}$$

Rozměry torq tyče:

$$W_k := \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Průřezový modul v krutu:

$$M_k := \tau_{c,dov} \cdot W_k = 6318 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Maximální přenositelný moment:

$$I_p := \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4) = 5.169 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Polární moment:

$$\varphi_{\text{rad}} := \frac{M_k \cdot L_t}{G_{12060} \cdot I_p} = 0.0340741 \cdot \text{rad}$$

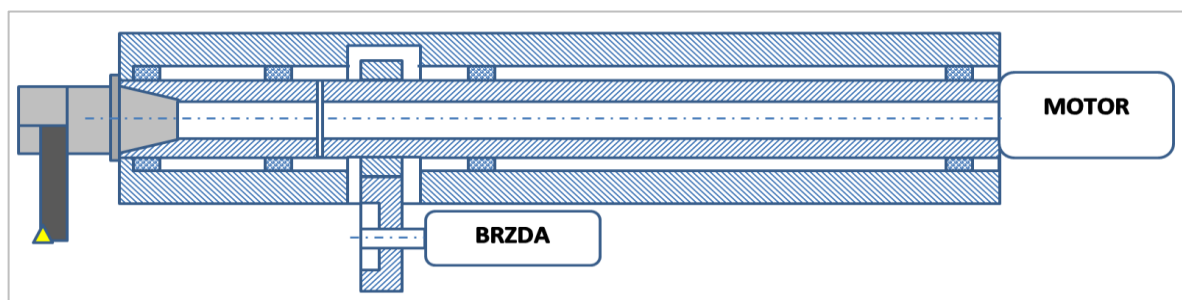
Natočení torq tyče na délce L:

$$\varphi := \frac{\varphi_{\text{rad}} \cdot (180.^\circ)}{\pi} = 1.952.^\circ$$

Toto natočení konce hřídele se soustružnickým nástrojem je z hlediska kvality řezného procesu naprosto nepřijatelné.

### 15.1.3 ARETACE VŘETENE PARALELNĚ PŘIPOJENOU BRZDOU

U strojů s výsuvným smykadlem je také často používané řešení paralelního připojení brzdy, buď zároveň přímo s pohonem, nebo samostatně. A to buď za pomoci ozubeného řemene, nebo ozubených kol. Tato varianta se však hodí pouze u konstrukce smykadla svařeného typu větších rozměrů. U zde navrženého kovaného smykadla kompaktních rozměrů by tato varianta přílišně oslabovala celkovou pevnost smykadla.

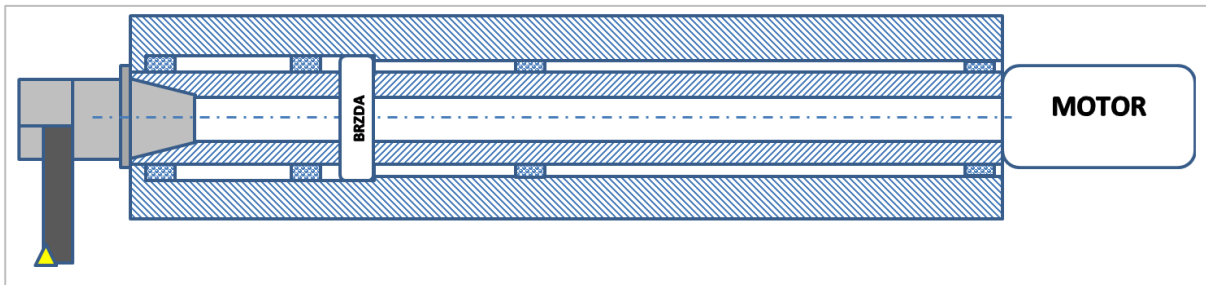


Obr. 74 Smykadlo s paralelní brzdou



#### 15.1.4 SÉRIOVĚ UMÍSTĚNÁ BRZDA NA VŘETENI

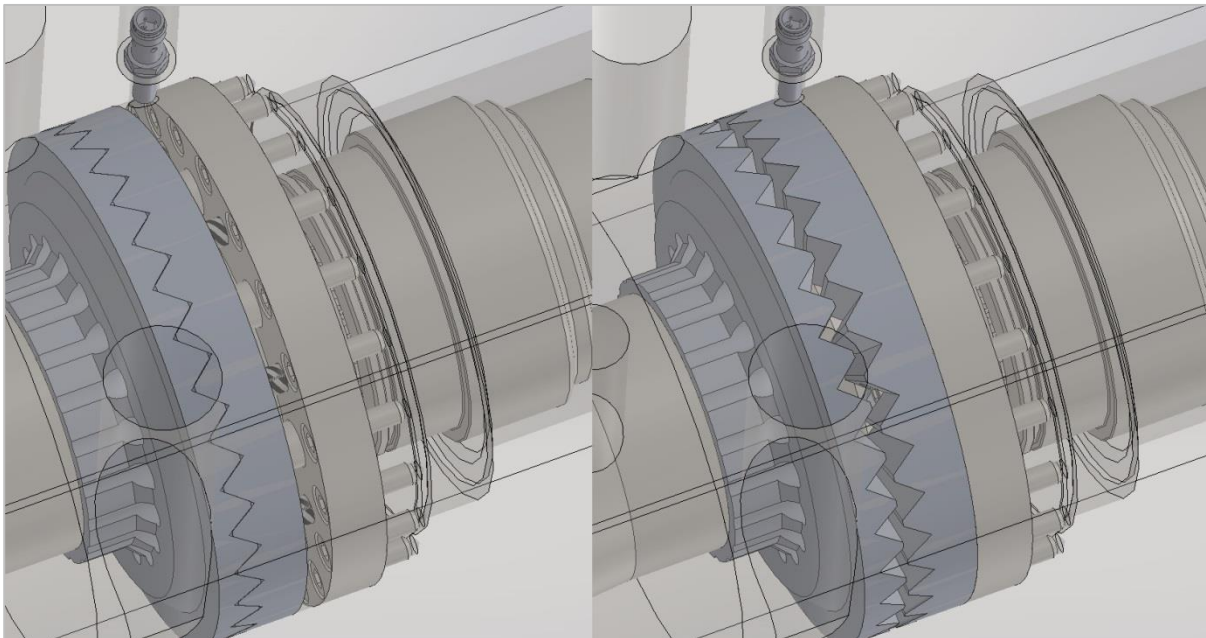
Z běžně dostupných a konstrukčně vhodných řešení tedy volím variantu přenosu řezné síly od soustružnického nástroje do tělesa smykadla za pomoci Hirthova věnce. Vzhledem k nárokům na kompaktnost je volena varianta s dvěma protiběžnými věnci.



Obr. 75 Brzda přímo u vřetene

#### 15.2 NÁVRH KONSTRUKCE

Dle požadavku na minimální zástavbový prostor, vysokou spolehlivost a tuhost konstrukce tedy volím umístění Hirthových věnců do prostoru za tubusem vřetene. Toto řešení splňuje požadavek, na co nejkratší silový řetězec mezi nástrojem a statickým prvkem pohlcující řeznou sílu.



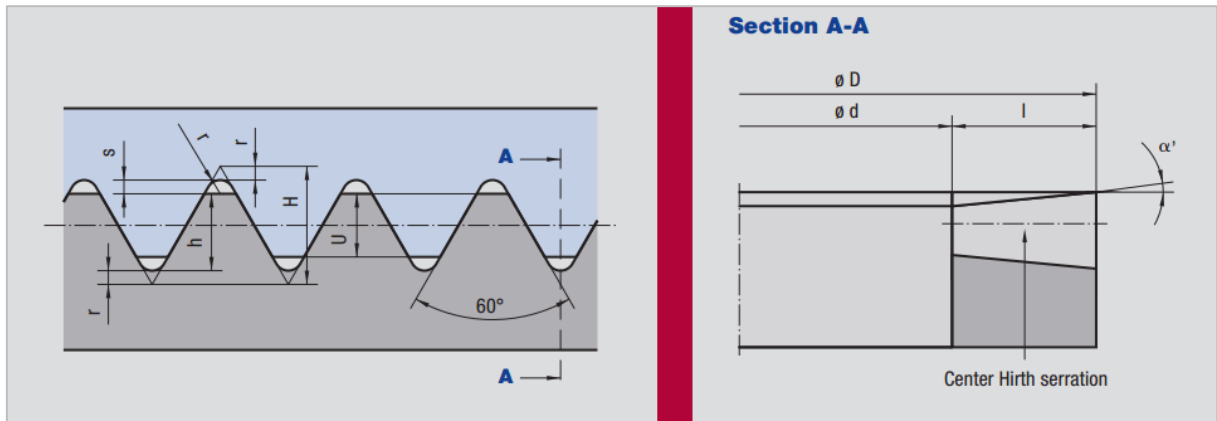
Obr. 76 Sepnutá a rozepnutá brzda





### 15.3 VÝPOČET VELIKOSTI HIRTHOVA VĚNCE

Návrh, výpočet a kontrola Hirthova spoje je dle publikace výrobce Hirthového ozubení firmy Voith Turbo GmbH & Co. KG [27].



Obr. 77 Rozměry Hirthova ozubení [27]

#### Vstupní hodnoty

$$F_C := 17500\text{N}$$

Maximální řezná síla při soustružení

$$r := 200\text{mm}$$

Vyložení soustružnického

$$d_h := 120\text{mm}$$

Malý průměr Hirthova věnce

$$D_h := 180\text{mm}$$

Velký průměr Hirthova věnce

#### Výpočet zatížení

$$M_{kC} := r \cdot F_C = 3.5 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Krouticí moment vyvolaný soustružením

$$F_u := 4 \cdot \frac{M_{kC}}{D_h + d_h} = 4.667 \times 10^4 \text{N}$$

Výpočet obvodové síly

$$F_a := F_u \cdot \tan(30^\circ) = 2.694 \times 10^4 \text{N}$$

Potřebná axiální síla pro zajištění přenesení obvodové síly  $F_u$

$$v = 1.8 \dots 3.0$$

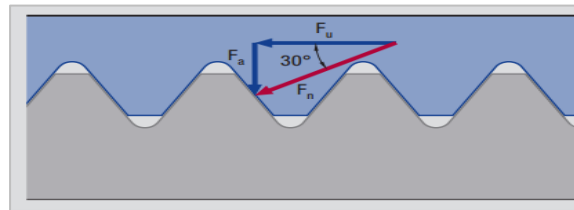
Rozsah koeficientu předpětí

$$v := 1.8$$

Zvolený koeficient předpětí

$$F_{va} := v \cdot F_a = 4.85 \times 10^4 \text{N}$$

Bezpečnostní axiální síla s předpětím



Obr. 78 Působící síly na ozubení [27]

$d_o := 10.5\text{mm}$  Průměr technologických otvorů na ploše věnce

$n_o := 8$  Počet otvorů na ploše věnce

### Volené vstupní parametry dle katalogu VOITH

$z := 48$  Počet zubů na věnci

$c_h := 0.056$  Faktor zubů

$r_h := 0.3\text{mm}$  Mezera mezi hlavou zubu a patou drážky protizubu

$s_h := 0.4\text{mm}$  Mezera mezi patou zubu a hlavou zubu protizubu

$\eta_z := 0.65$  Koefficient zatížení podle typu výroby zubů

### Výpočet rozměrů věnců

$L_h := \frac{D_h - d_h}{2} = 30\text{mm}$  Délka zubu

$h_h := c_h \cdot D_h - (2 \cdot r_h + s_h) = 9.08\text{mm}$  Čistá výška zubu

$$A_z := \left( D_h - d_h - \frac{n_o \cdot d_o^2}{D_h + d_h} \right) \cdot \left[ \frac{\pi}{4} \cdot (D_h + d_h) - 1.155 \cdot z \cdot (r_h + s_h) \right] \cdot \eta_z = 7.3 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

$p_{\max} := \frac{F_{va} + F_a}{A_z} = 10.335\text{MPa}$  Maximální styčný tlak

### Výpočet hydraulického ovládání věnce

#### Vstupní hodnoty

$F_{va} := v \cdot F_a = 4.85 \times 10^4\text{N}$  Celková potřebná přitlačná síla

$n_p := 8$  Počet ovládacích pístů

$p_h := 30\text{MPa}$  Ovládací tlak hydraulického oleje

**Výpočet hydraulického ovládání**

Celková síla na jeden píst  $F_{p1} := \frac{F_{va}}{n_p} = 6.062 \times 10^3 \text{ N}$

Průměr pístu  $d_p := \sqrt[4]{\frac{F_{p1}}{p_h \cdot \pi}} = 16.04 \text{ mm}$

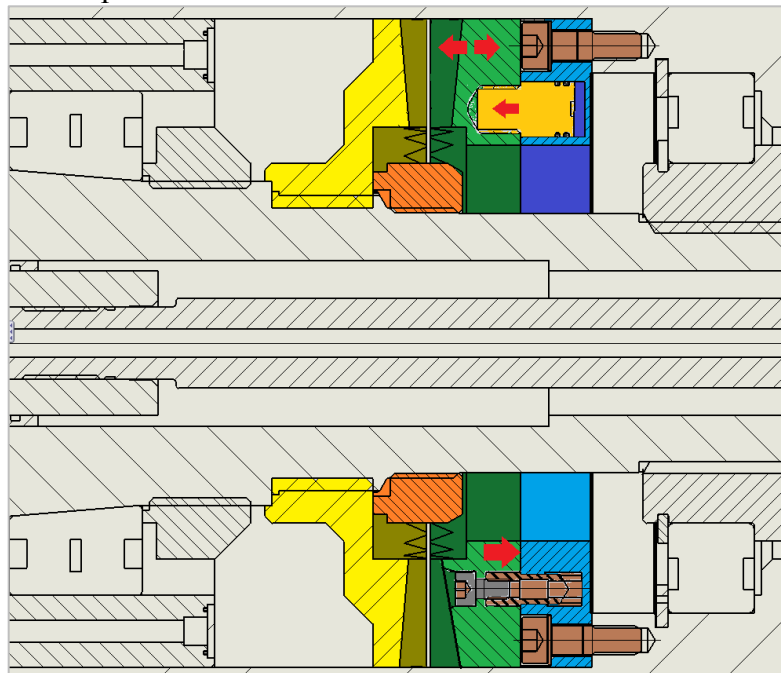
Zvolený průměr pístu  $d_{pS} := 16 \text{ mm}$

Obsah funkční plochy pístu  $S_{pS} := \pi \cdot \frac{d_{pS}^2}{4} = 201.062 \text{ mm}^2$

Ovládací síla se zvoleným průměrem pístu  $F_{p1S} := p_h \cdot S_{pS} = 6.032 \times 10^3 \text{ N}$

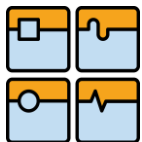
**15.4 KONSTRUKCE A ŘEŠENÍ**

Pevně spojený rotující věnec s hřídelí vřetene je spojen za pomoci pojistné KMT matice. Tento rotující věnec je vyroben ze slitiny EN AW-7075 s tvrdou povrchovou úpravou proti opotřebení odíráním a opotřebením otláčením.



Obr. 79 Barevně zvýrazněné detailní řešení brzdy vřetene

Na tento věnec je hydraulicky přitlačován osmi písty věnec posuvný. Tyto písty jsou pouze jednočinné s hydraulickým zámekem připojeným k obvodu. Zpětné odbrzdění se provádí za pomoci osmi tažných pružin. Tyto pružiny musí překonat zbytkový tlak v hydraulickém systému a odemčenými výtoky vytlačit jeho kapalinu. Toto odbrzdění je signalizováno indukčním snímačem Balluff umístěným radiálně nad tímto posuvným věncem. Teprve poté může řídicí systém opět povolit start otáček vřetene. Přívod hydraulické tlakové kapaliny k pístům je řešen vyvrtáním přívodních kanálů a vytvořením hlavního vstupního kanálu radiálně na tento věnec.



## 16 NÁVRH MECHANISMU VÝMĚNY NÁSTROJŮ

### 16.1 POŽADAVKY A OMEZUJÍCÍ PARAMETRY

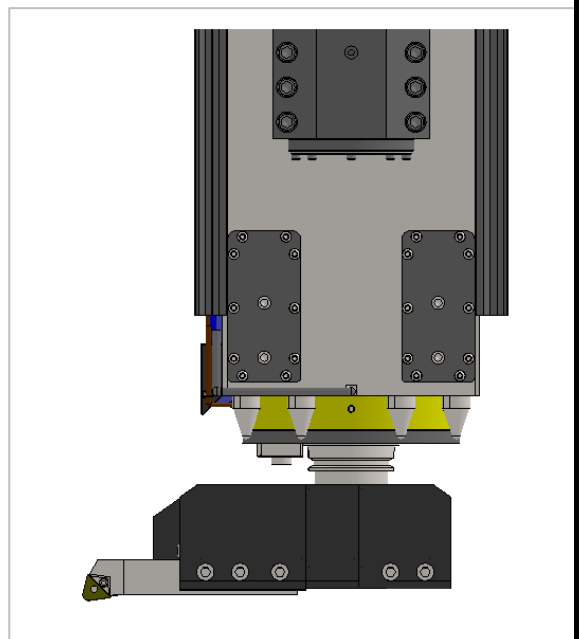
Klíčovým požadavkem při návrhu automatické výměny nástrojů, je její rychlost výměny a hodnotící parametr, tzv. čas nástroje od řezu k řezu. Zlepšování tohoto parametru lze docílit několika způsoby. Především přípravou vyměňovaného nástroje, k čemu nejblíže místu výměny. Dále lze také zvyšovat dynamiku jednotlivých komponent výměny nástrojů, jako jsou pojezdové rychlosti manipulátoru, nebo rychlost posunu a otáčení zásobníku nástrojů. Dalším klíčovým parametrem je schopnost pojmout dostatečné množství nástrojů na co nejmenším zástavbovém prostoru.

Specifickým požadavkem navrhnutého stroje je nutnost automatické výměny nástrojů i soustružnických nožů (obr. 81). Tyto nožové držáky se svým tvarem mohou často plést do cesty manipulátoru, proto je nutné mít čelisti manipulátoru, co nejužší, viz obr. 82.

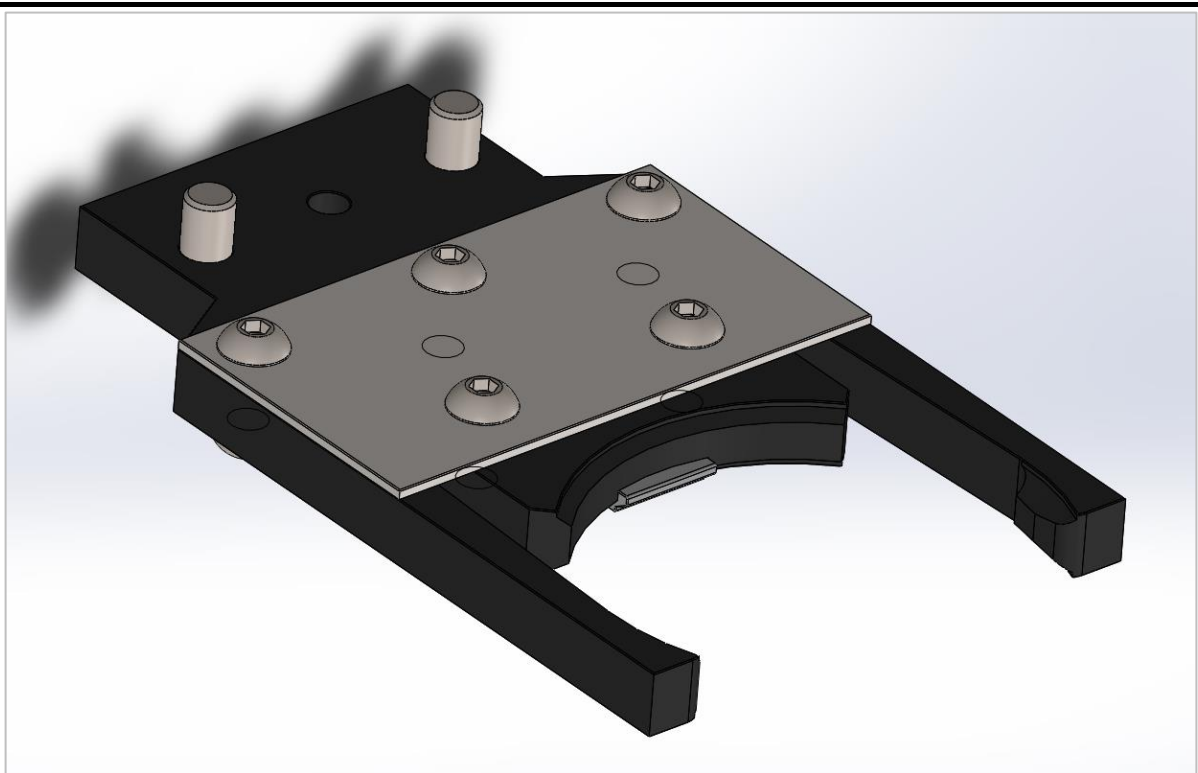
Dále je vřetenou stroje navrženo pro upnutí lehkých pevných úhlových nástrojových hlav (obr. 80). Tyto hlavy nemají zdaleka obráběcí vlastnosti řízených NC hlav, ale pro svou cenu a vhodnost pro jednodušší aplikace je třeba zajistit jejich automatickou výměnu a uskladnění v zásobníku při návrhu tohoto stroje.



Obr. 80 Pevná úhlová hlava [28]



Obr. 81 Široký soustružnický nástroj



Obr. 82 Úzké odpružené kleště manipulátoru AVN

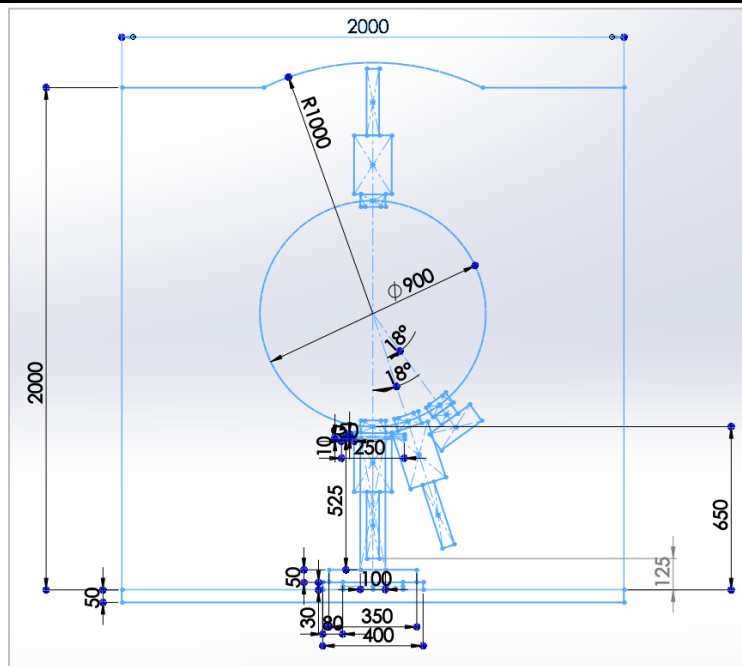
## 16.2 NÁVRH

Pro splnění tohoto požadavku jsem zvolil typ výměny nástrojů za pomoci otočného manipulátoru. Ten během jedné otáčky, kterou navíc provede v pracovním prostoru stroje, vymění starý nástroj za nový. Jako systém uskladňování nástrojů volím diskový zásobník s možností jeho násobného rozšíření. Vzhledem k velikosti jednotlivých nástrojů, jsem vybral jako standardní uspořádání zásobníku nástrojů, 3 disky.

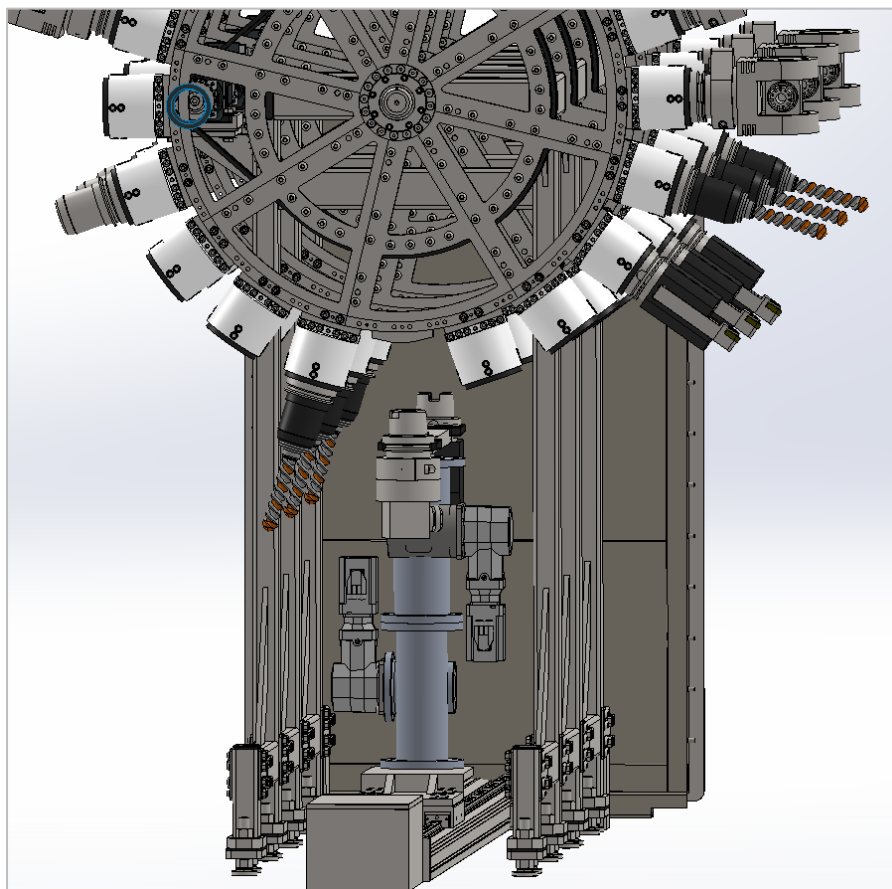
Kapacita jednoho disku zásobníku je dána geometrickým uspořádáním, viz obr. 83. Při nejmenší možné úhlové rozteči  $18^\circ$  vychází do  $360^\circ$  celkem 19 pozic + 1 neobsaditelná. Tato neobsaditelná vždy prázdná pozice slouží jako prostor pro projetí manipulátoru. Po natočení všech potřebných disků do téže nulové pozice, může manipulátor projet, viz obr. 84. Celkem tedy bude mít standardní zásobník stroje kapacitu 57 nástrojů. S tím, že každá pozice zásobníku je vhodná pro uskladnění nástroje s šířkou až 250mm. Tento maximální průměr nástroje je počítán cca 150 mm od kužele upínače.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



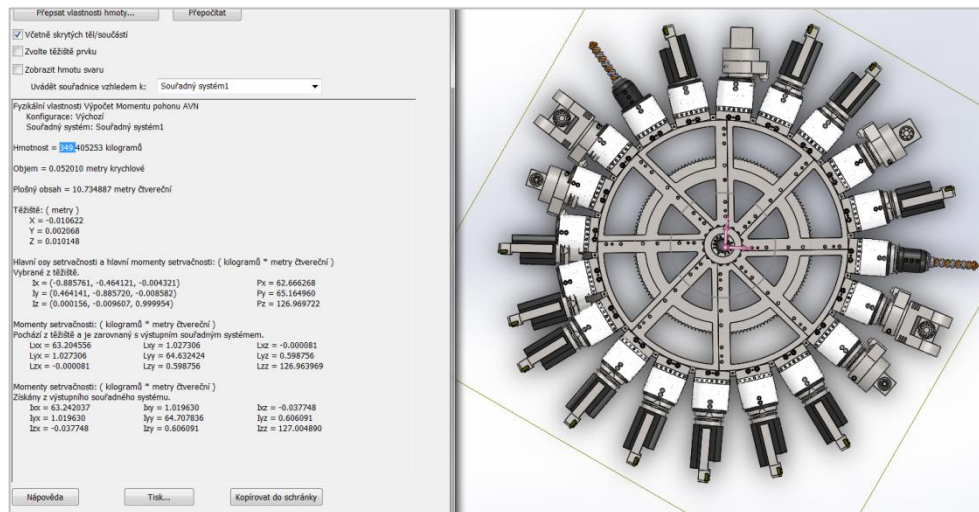
Obr. 83 Geometrické uspořádání nástrojů na disku zásobníku



Obr. 84 Nulová pozice zásobníků pro projetí manipulátoru

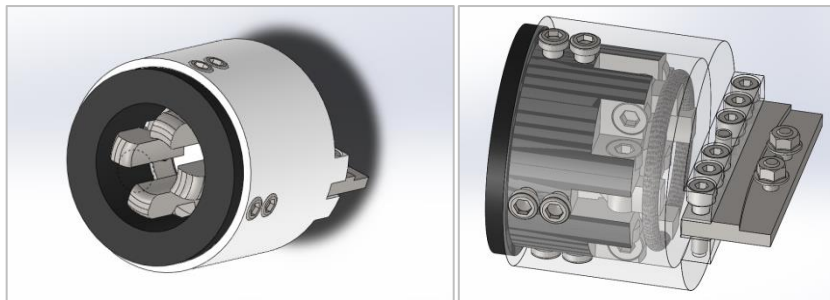


Celková hmotnost plně obsazeného disku s 19 běžnými uvažovanými nástroji je 349kg.

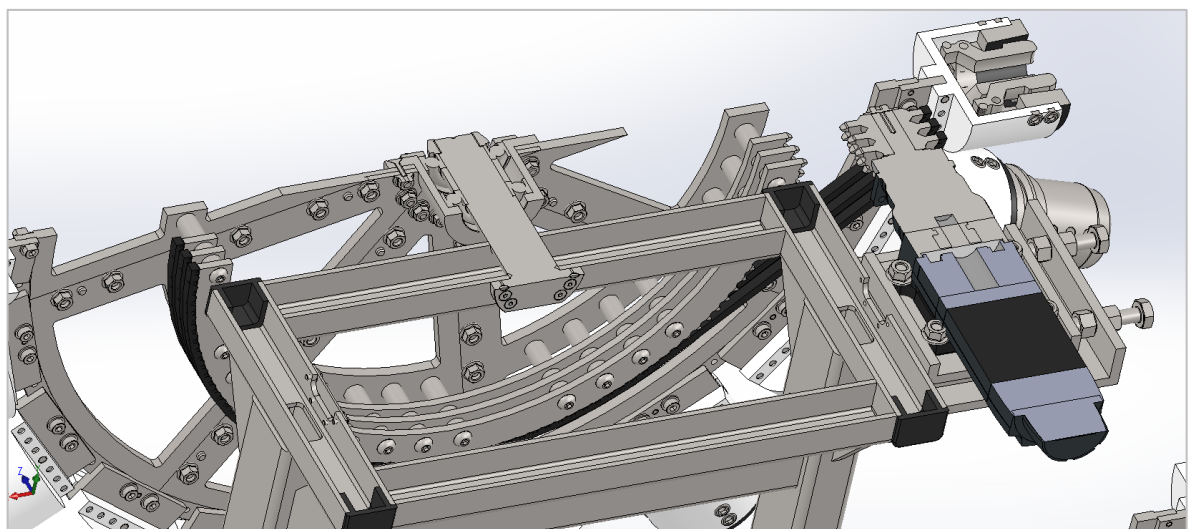


Obr. 85 Výpočet celkové hmotnosti obsazeného jednoho disku a jeho moment setrvačnosti.

Všechny nástroje musí udržet na místě pouzdro zásobníku, toto pasivně ovládané pouzdro drží tělo nástroje za pomoci rozpěrných kladek a jejich stažením pružinami.



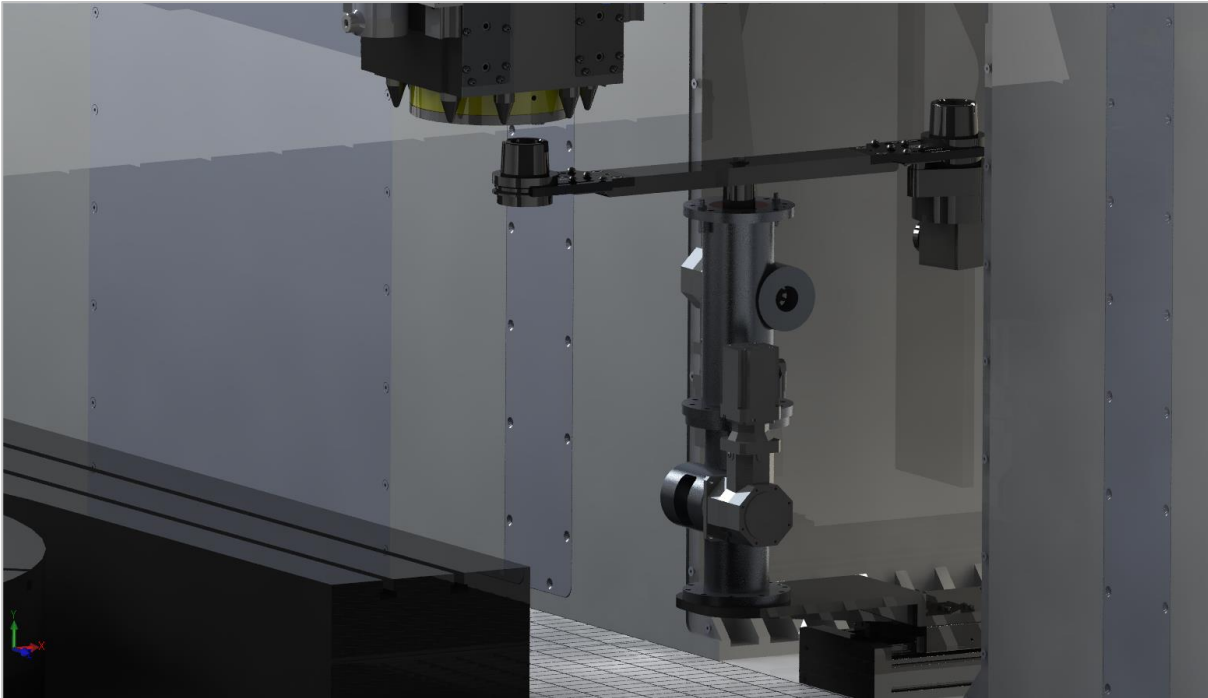
Obr. 86 Pouzdro zásobníku nástrojů



Obr. 87 Uložení středu disku a řetězových kol



Vzhledem k rozsahu pojezdu os X a Y stroje, dochází ke vzniku mezery mezi stěnou a osou vřetene. Tuto vzdálenost cca 650mm je potřeba překonat výsuvem ramene manipulátoru na konzoly do obráběcího prostoru stroje.



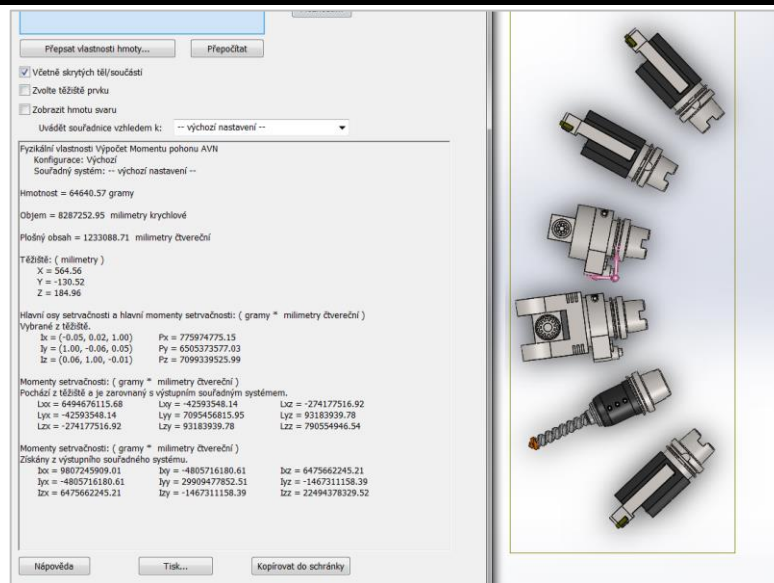
*Obr. 88 Rameno manipulátoru v pracovním prostoru stroje*

### 16.3 VÝPOČET POHONU AVN

#### Vstupní hodnoty

Průměr malého řetězového kola	$d_1 := 75\text{mm}$
Průměr velkého řetězového kola	$d_2 := 600\text{mm}$
Hmotnost maximální nevývahy obr. 88	$m_{\text{max1}} := 65\text{kg}$
Celková hmotnost kola a všech nástrojů maximální	$m_{\text{max2}} := 350\text{kg}$
Rameno maximální nevývahy nevývahy	$r_{\text{m.max}} := 600\text{mm}$
Max. rychlost otáčení velkého kola	$n_{\text{ot}} := 30 \cdot \frac{1}{\text{min}}$
Účinnost řetězového převodu	$\eta_p := 0.97$
Účinnost řetězového převodu	$\eta_i := 0.95$





Obr. 89 Maximální nevyvaha zásobníku nástroje

## Výpočet Statické hledisko

Hlavní převodový poměr

$$i_{12} := \frac{d_2}{d_1} = 8$$

Celková účinnost soustavy

$$\eta_c := \eta_p \cdot \eta_i = 0.921$$

Statický moment maximální nevyvaha

$$M_{\text{stat.m.max}} := m_{\text{max1}} \cdot g \cdot r_{\text{m.max}} = 382 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Potřebný výkon pro plynulé otáčení s max. nevyvahou

$$P_{\text{stat.M}} := \frac{M_{\text{stat.m.max}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ot}}}{\eta_c} = 1.304 \cdot \text{kW}$$

Potřebný krouticí moment statické hledisko s max. nevyvahou

$$M_{\text{stat.m.skut}} := \frac{P_{\text{stat.M}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ot}}} = 415 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Potřebný krouticí moment motoru statické hledisko s max. nevyvahou

$$M_{\text{stat.M}} := \frac{M_{\text{stat.m.skut}}}{i_{12} \cdot \eta_c} = 56.3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

## Dynamické hledisko

### Vstupní hodnoty

#### Momenty setrvačnosti komponent

Moment setrvačnosti motoru včetně brzdy motoru

$$J_{\text{mot}} := 0.02 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti převodovky

$$J_p := 0.02 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setr. celé sestavy bez motoru a převodovky s maximálním osazením

$$J_{\text{m.max2}} := 127 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{\text{rhm}} := J_{\text{mot}} + J_p + \frac{J_{\text{m.max2}}}{i_{12}^2} = 2.024 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{kg}$$

#### Výpočet redukováného momentu setrvačnosti

#### Zrychlení soustavy daným pohonem

Krouticí moment v nulových otáčkách

$$M_{\text{dyn.m.max}} := 150 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



$$\varepsilon_m := \frac{M_{\text{dyn.m.max}} \cdot \eta_c}{J_{\text{rhm}}} = 68.28 \frac{1}{\text{s}^2}$$

Doba rozběhu do max. otáček

$$t_r := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ot}} \cdot i_{12}}{\varepsilon_m} = 0.368 \text{ s}$$

Počet otáček do max. rozběhu

$$\varphi_r := \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_m \cdot t_r^2 = 4.625 \text{ rad}$$

$$n_r := \frac{\varphi_r}{2 \cdot \pi} = 0.736 \text{ ot}$$

### Výpočet řetězového převodu

dle: [http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/\\_sablony/SPS\\_III/VY\\_32\\_INOVACE\\_C-08-03.pdf](http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-03.pdf)

#### Vstupní hodnoty

Počet zubů na pastorku	$z_1 := 20$
Převodový poměr řetězového převodu	$i_r := 7.5$
Přenášený výkon	$P_{\text{řet}} := P_{\text{stat.M}} = 1.304 \text{ kW}$
Součinitel výkonu, počet zubu 20, převod poměr 7,5	$\kappa := 1.225$
Součinitel mazání bez znečištění, nedostatečné mazání	$\mu := 0.8$
Součinitel provedení řetězu, typ B	$\varphi := 1$

#### Výpočet

Počet zubů velkého kola	$z_2 := i_r \cdot z_1 = 150$
Jmenovitý výkon přenášený řetězem	$P_j := \frac{P_{\text{řet}}}{\kappa \cdot \mu \cdot \varphi} = 1.33 \text{ kW}$
Max. otáčky pastorku	$n_1 := n_{\text{ot}} \cdot i_r = 225 \frac{1}{\text{min}}$

Dle tabulky pro volbu řetězu,  $n_1=225$ , 3 řady řetěz, přenášený jmenovitý výkon  $P_j=1,75\text{kW}$  volím typ: **08 B**

### Kontrola pevnosti řetězu

hmotnost jednoho metru řetězu, 3 řady 08 B	$m_{\text{ř}} := 2 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$
Obvodová rychlost řetězu	$v_{\text{ř}} := (\pi \cdot d_1 \cdot n_{\text{ot}}) = 0.118 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Obvodová síla řetězu	$F_{\text{obv}} := \frac{P_{\text{řet}}}{v_{\text{ř}}} = 1.107 \times 10^4 \text{ N}$
Odstředivá síla řetězu	$F_{\text{odstř}} := m_{\text{ř}} \cdot v_{\text{ř}}^2 = 0.028 \text{ N}$
Celková tahová síla v řetězu	$F_c := F_{\text{obv}} + F_{\text{odstř}} = 1.107 \times 10^4 \text{ N}$
Maximální povolená statická tahová síla v řetězu 08B 3 řady	$F_{\text{pt}} := 46000 \text{ N}$



bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení  
součinitel vyplývající z podmínek, bezrázový provoz

$$k_s := \frac{F_{pt}}{F_c} = 4.156$$

$$Y := 1$$

bezpečnost proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d := \frac{F_{pt}}{F_c \cdot Y} = 4.156$$

### Kontrola řetězu na otláčení

Dovolený tlak na řetěz

$$p_{dov} := 32 \text{ MPa}$$

Plocha článku řetězu

$$S_f := 50 \text{ mm}^2$$

Celkový tlak na článek řetězu

$$p_{odac} := \frac{F_c}{3S_f} = 28.785 \text{ MPa}$$

## Výpočet ložisek velkého řetězového kola - disku AVN

### Vstupní hodnoty

Pro uložení volím dle katalogu, jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Malý průměr hřídele pod ložiskem  $d_{h1} := 45 \text{ mm}$

Zástavbový prostor ložiska  $D_{h1} := 85 \text{ mm}$

Předběžný návrh ložiska 7209B

Základní dynamická únosnost  $C_r := 38000 \text{ N}$

Celková hmotnost zatěžující ložiska  $G_c := 4000 \text{ N}$

Počet symetrických ložisek v uložení  $n_{lož} := 2$

mocnitél pro kuličková ložiska  $p := 3$

### Výpočet

Axiální síla působící na ložiska  $F_a := 0 \text{ N}$

$X := 1$

Radiální síla celková působících na ložiska  $F_r := \sqrt{F_c^2 + G_c^2} = 11.768 \text{ kN}$

Ekvivalentní zatížení ložiska  $P := X \cdot \frac{F_r}{2} + Y \cdot F_a = 5.884 \times 10^3 \text{ N}$

Ekvivalentní zatížení ložiska

Základní trvanlivost ložiska v otáčkách  $L_{10} := \left( \frac{C_r}{P} \right)^p = 269.332 \cdot 10^6 \text{ ot}$

Základní trvanlivost v h  $L_{10h} := \left( \frac{C_r \cdot P}{p} \right) \cdot 10^6 \cdot 60 \cdot n_{lož} = 149664 \text{ h}$

Základní trvanlivost v h

$a_1 := 98\%$

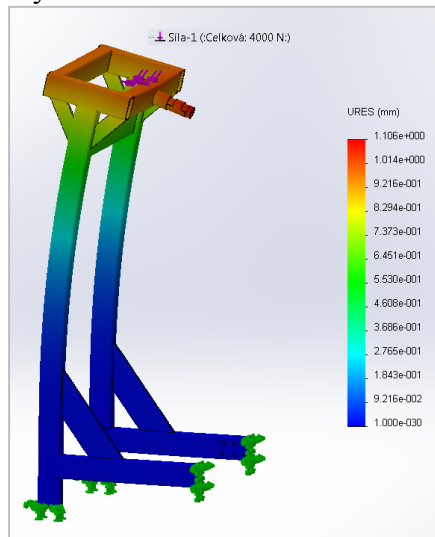
$a_{23} := 0.2$

Celková upravená spolehlivost obsahující podmínky a mazání  $L_{na} := a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} = 17.8 \cdot 10^6 \text{ ot}$



### Kontrola pevnosti nosné konstrukce zásobníku nástrojů

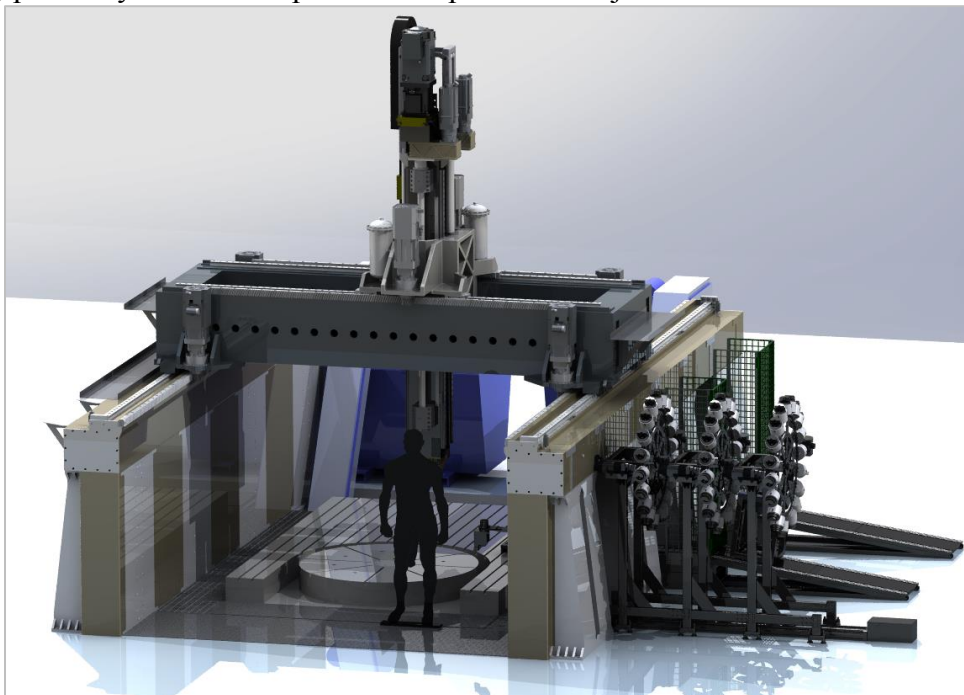
V případě plného zatížení zásobníku disku, je maximální odchylka rámu vypočtená v programu SimulationXpress  $x = 1,106\text{mm}$ . Toto je hraniční hodnota a konstrukce by potřebovala vyztužit přidáním výztuh.



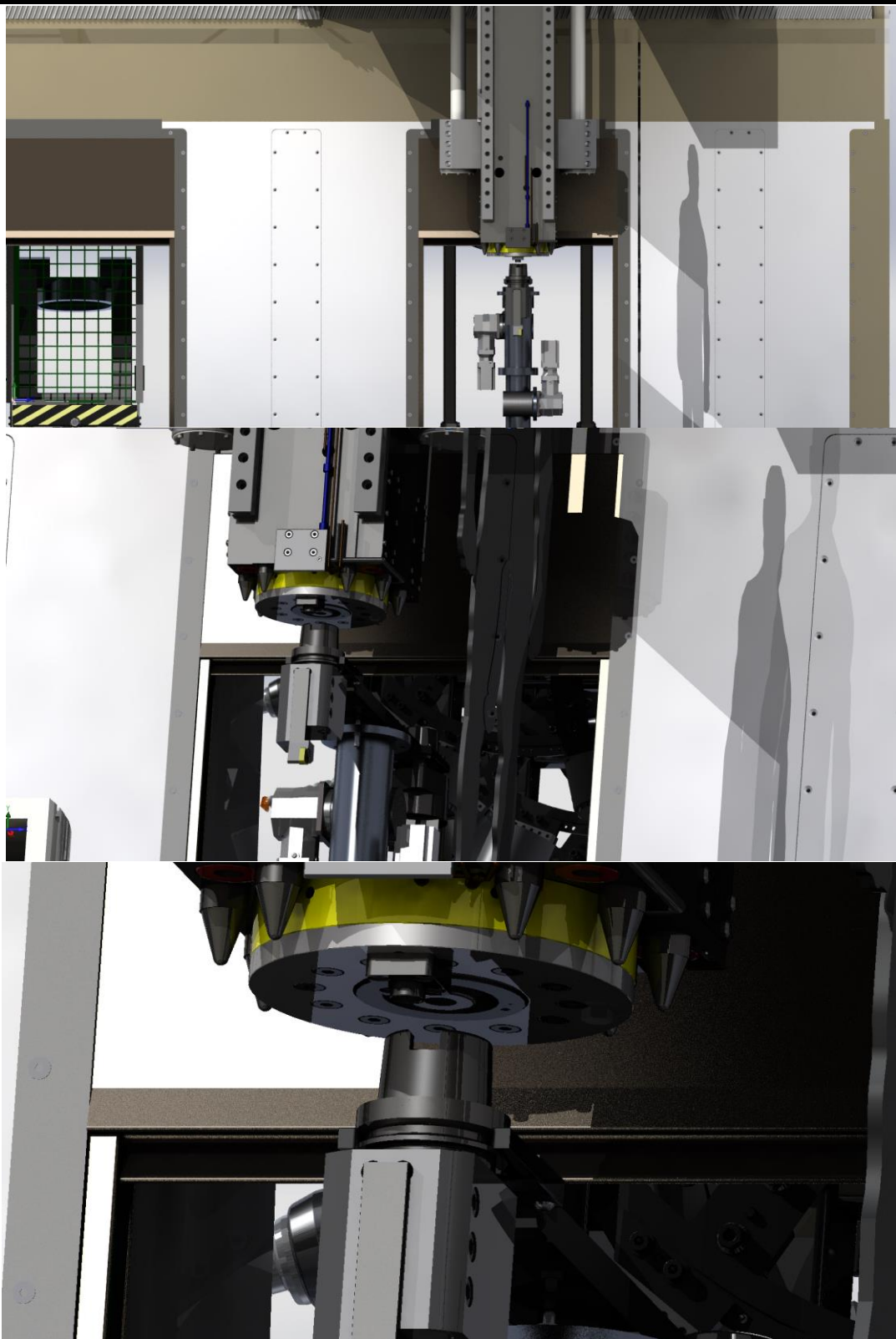
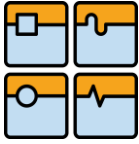
Obr. 90 Pevnostní analýza stojanu zásobníku nástrojů

### 16.4 Shrnutí

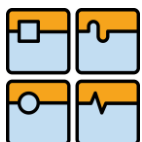
Takto navržený zásobník splňuje všechny požadované parametry, je schopný rychlé výměny nástroje, jeho provoz je energeticky úsporný a v případě potřeby je možnost jeho dalšího rozšíření, pokud by si zákazník přál větší kapacitu nástrojů.



Obr. 91 Celkový pohled na řešené strojní celky AVN a AVH



*Obr. 92 Postup výměny nástrojů*



## 17 NÁVRH MECHANISMU VÝMĚNY NC HLAV

### 17.1 POŽADAVKY A OMEZUJÍCÍ PARAMETRY

Pro účely výměny řízené nástrojové NC hlavy je potřeba zajistit její odebrání z obráběcího prostoru stroje. Tato NC hlava, která je upnuta na konci smykadla stroje, se musí bezpečně odepnout a bez větších rázů uskladnit v chráněném prostoru.

Tento prostor jí musí zároveň chránit před případným znečištěním od třísek z procesu obrábění.

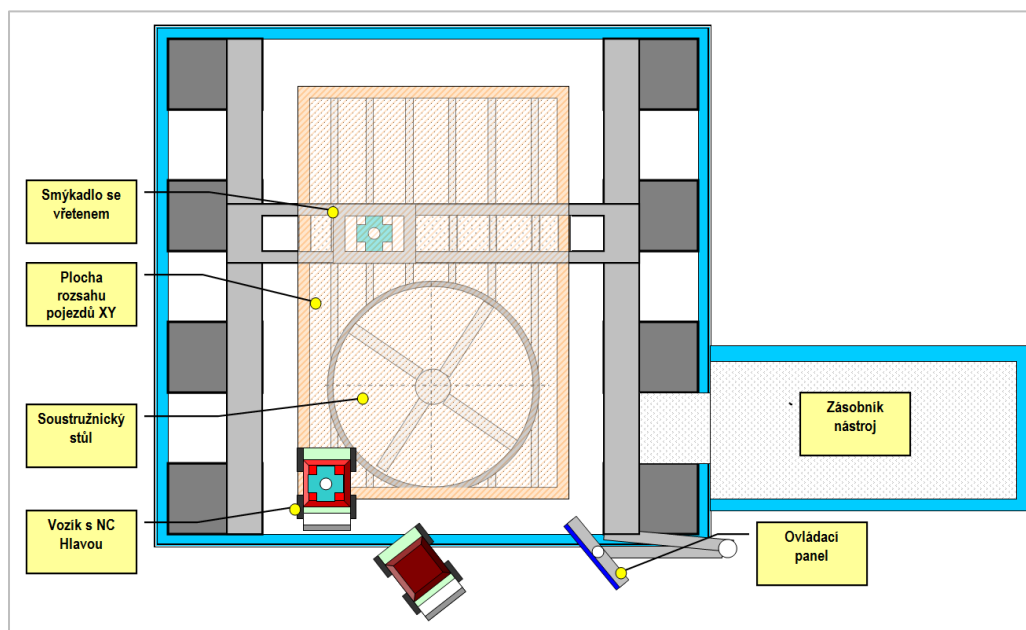
### 17.2 UVAŽOVANÉ VARIANTY

Aby byly splněny základní požadavky na uskladnění a výměnu, může být NC hlava skladována, buď pod krytem přímo v obráběcím prostoru, nebo může být uložena mimo obráběcí prostor stroje za zástěnou. Možných variant je hned několik a tyto se od sebe liší základní koncepcí, její pořizovací cenou a úsporou vedlejších neproduktivních časů při výměně hlavy.

#### 17.2.1 RUČNÍ VÝMĚNA

Ekonomicky nejvýhodnější řešení výměny nástrojové hlavy je její manuální zavezení na kolečkovém vozíku do prostoru stroje. Tento princip je však vhodný pouze pro stroje, na kterých se neprovádí výměna hlav vícečetně při obrábění jednoho obrobku a při zároveň větším počtu obrobků. Časová ztráta produkčního času takovéto výměny eliminuje jakoukoliv úsporu při pořízení automatické výměny nástrojových hlav.

Speciální vozík s upevněnou nástrojovou hlavou se v seřizovacím režimu stroje zaveze přímo pod smykadlo, kde se poté ručním posunem vřeteně osy-Z umístí NC hlava na smykadlo.



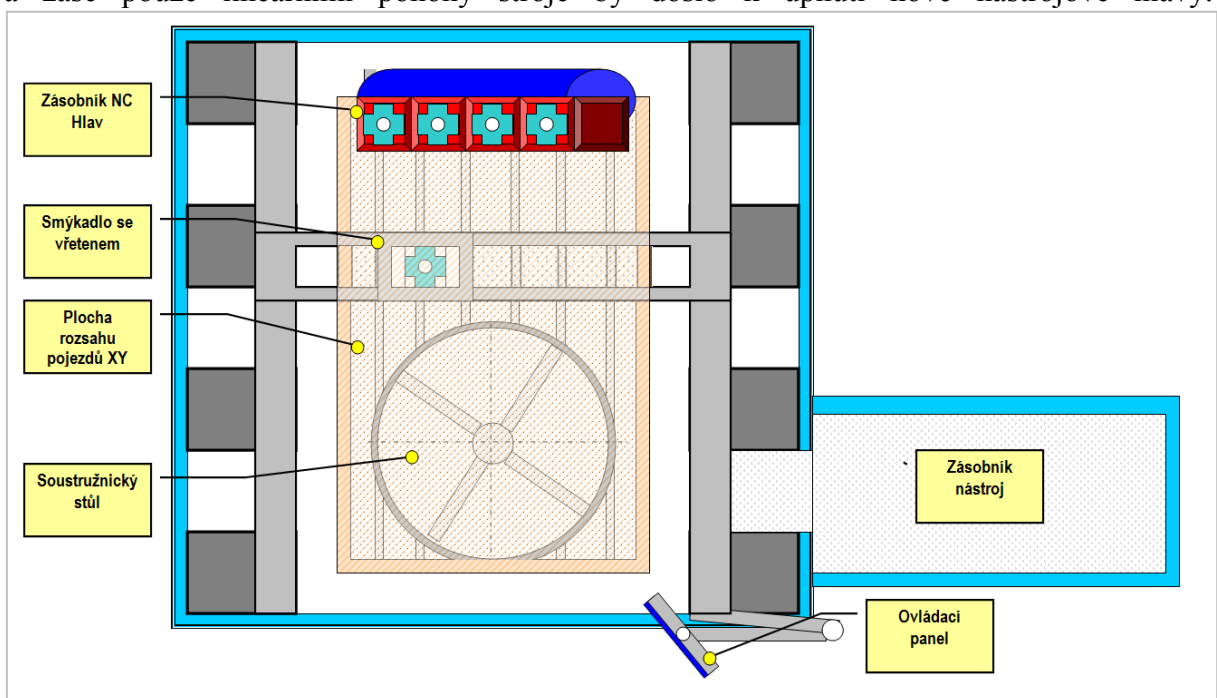
Obr. 93 Manuální výměna NC hlav



### 17.2.2 USKLADNĚNÍ NC HLAVY V OBRÁBĚCÍM PROSTORU

Tato varianta je koncepčně nejjednodušší, ale zároveň nejméně výhodná z pohledu výhodnosti pro zákazníka. Zásobník nástrojových hlav totiž ze své podstaty zmenšuje obráběcí prostor a jeho využitelnost. Tímto přichází stroj o část své hodnoty, a pokud je třeba zajistit stejnou velikost pracovního prostoru stroje jako ve variantě stroje bez nástrojových hlav, musí se stroj rozšířit a tím se zároveň stává méně konkurenceschopný.

V případě této varianty by byla výměna řešena přímou pick-up koncepcí, kdy již nepotřebná nástrojová hlava se přímo pohonem stroje umístí nad skladovací prostor, který se odkrytuje, a pohonem Z osy stroje se hlava umístí do držáku. Dále by se odsunul kryt následující hlavy a zase pouze lineárními pohony stroje by došlo k upnutí nové nástrojové hlavy.



Obr. 94 Odklápěcí zásobník v obráběcím prostoru

### 17.2.3 USKLADNĚNÍ V ZÁSOBNÍKOVÉM KOŠI

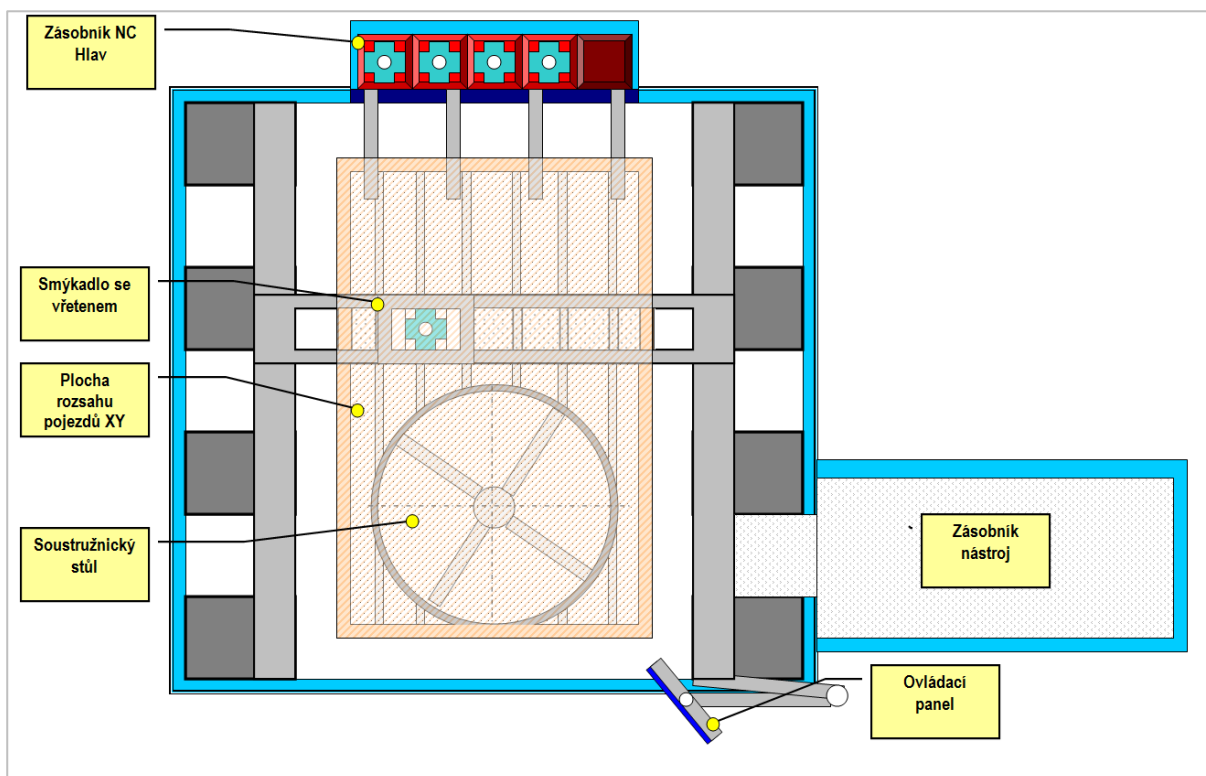
V této plnoautomatické variantě zásobníku nástrojových hlav je nutno zajistit volný prostor po celé jedné délce strany stroje.

Toto je vzhledem k požadavku univerzality, konkrétně možnosti otevření krytů na obou stranách stroje neideální. Dále by tato varianta znemožňovala snadný přístup a umístění kontejnerů na třískový odpad. Tuto variantu zásobníku NC hlav lze považovat jako alternativní k rozpracované variantě. A to pro případy zajištění vícečetné rychlé výměny nástrojových hlav během procesu obrábění, např. u komplexního obrobku.



V této variantě je zásobník hlav umístěn za koncem pracovního prostoru stroje za výsuvnou roletou. V případě výměny NC hlavy dojde k vysunutí rolety zakrývající zásobník.

Tento zásobník je poté pneumatickým pístem vysunut po kolejnicích do pracovního prostoru stroje. Tento mechanismus výsuvu zásobníku, by musel splňovat nároky na vysokou nosnost, protože zde dochází k vetknutému výsuvu až 5 nástrojových NC hlav najednou do prostoru stroje. Toto by bylo možno vyřešit zavedením kolejnic přímo do pracovního prostoru stroje až do prostoru stolu.



Obr. 95 Výsuvný zásobník NC hlav

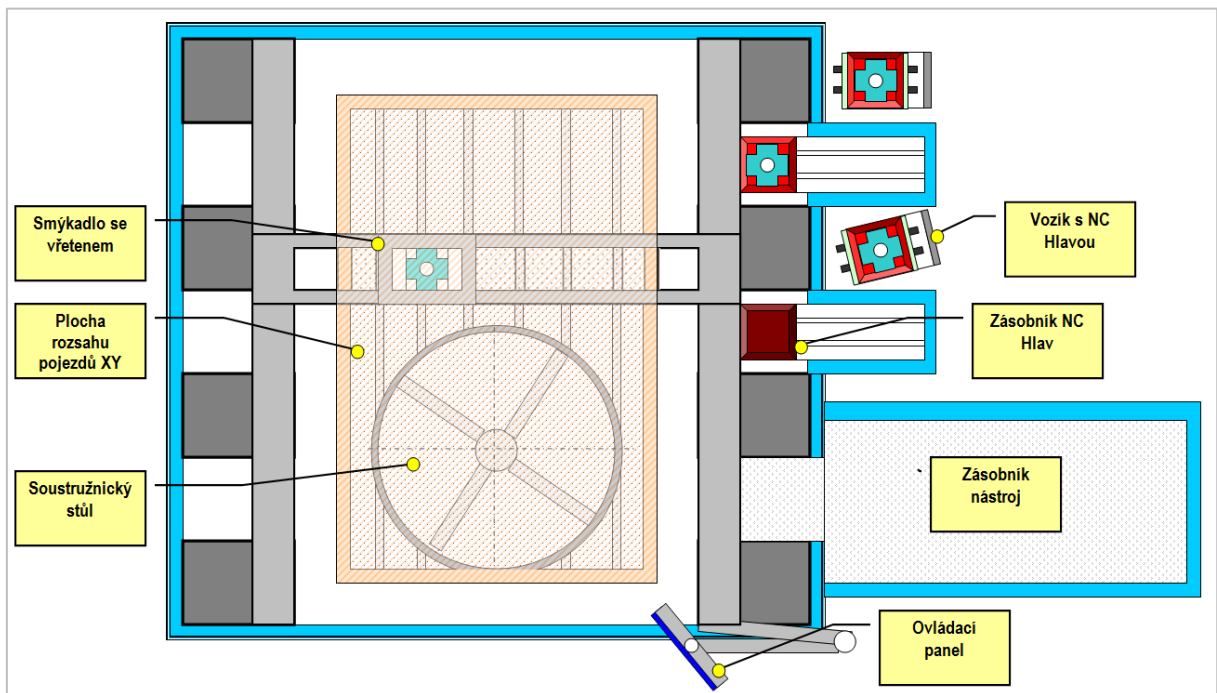
#### 17.2.4 USKLADNĚNÍ NA VOZÍKU VE VÝSUVNÉM KOŠI

Tato varianta je vzhledem k prostorovému využití nejvíce vhodná a tudíž jsem jí zvolil do řešení diplomové práce. Zásobník částečně využívá hluchý prostor mezi sloupy stroje a nepřekáží tím ani možnosti podélného otevření stroje pro obrobení obrobku většího, než je pracovní prostor stroje. Zároveň je toto řešení ekonomické, protože neobsahuje komplikovanou mechaniku a konstrukci, avšak zachovává možnost automatické výměny hlavy během obrábění součásti. Ve standardním provedení stroje je kapacita nástrojových hlav v počtu dvou. Toto se dá rozšířit využitím zbývajících volných prostorů mezi sloupy. Avšak standardně se kapacita rozšiřuje ruční výměnou nástrojové hlavy se speciálním vozíkem za jinou během obráběcí operace. Tímto tedy nevzniká žádný další ztrátový čas stroje.





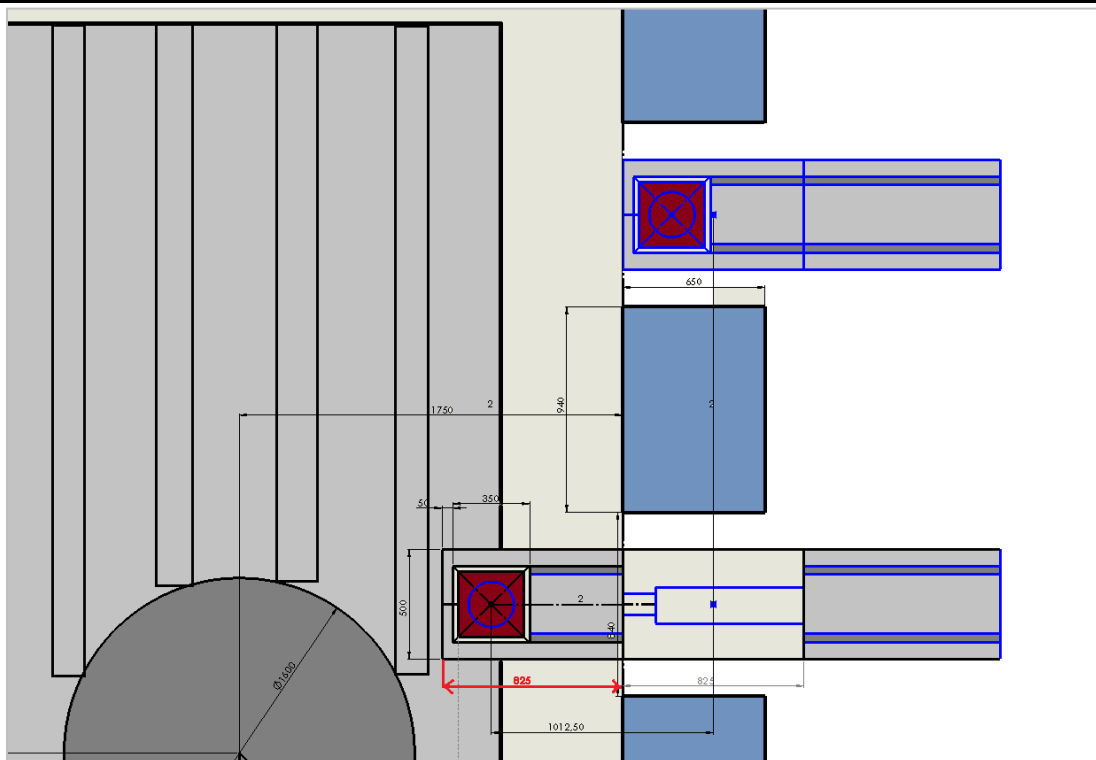
Při operaci výměny hlav v tomto řešení nejdříve odkryje roleta prostoru výměníku, poté se pneumaticky vysune prázdný vozík na teleskopických lištách. Poté se celé smykadlo s nástrojovou hlavou posune pohonem stroje nad tento vozík a pomalým strojním posuvem osy-Z se hlava umístí do vozíku. Poté se toto celé opakuje s vedlejší roletou a zásobníkem nástrojové hlavy umístěné v jiném prostoru mezi sloupy.



Obr. 96 Poloautomatická výměna NC hlav

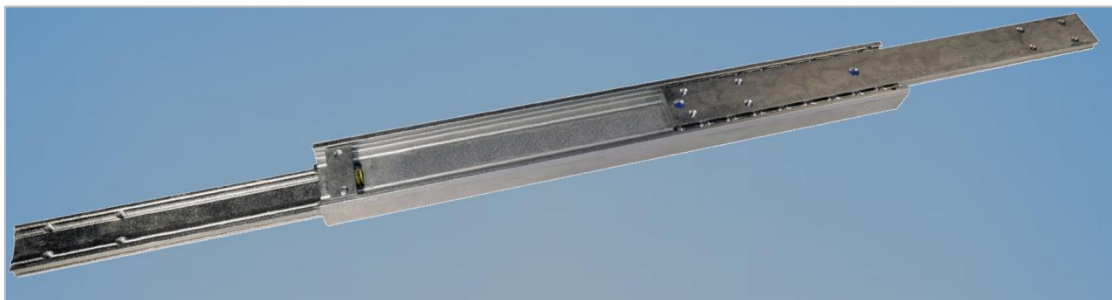
### 17.3 ŘEŠENÍ

Ke konstrukci zvoleného řešení je potřeba vyřešit několik konstrukčních záležitostí a to konkrétně potřeby dlouhého výsunu nástrojové hlavy z prostoru mimo stroj do pojezdového prostoru stroje. Stroj je navržen s technickou mezerou 600mm mezi krajní polohou smykadla a stěnou stroje v pracovním prostoru. O tuto osovou vzdálenost je potřeba vysunout nástrojovou hlavu ze zásobníku do prostoru výměny. Tato vzdálenost je ještě zvětšena o velikost nástrojové hlavy z jejího středu po okraj. Celková velikost výsunu vozíku na výsuvné desce je, viz obr. 97, 850mm. Uvažovaná hmotnost nástrojové hlavy použitelné pro tento typ stroje je cca 250kg. S vozíkem a výsuvnou deskou musí výsuvné lišty mít nosnost minimálně 300kg. Pro tento účel jsem zvolil výsuvné teleskopické lišty od výrobce Chambrelan, viz obr. 98. Lišta vhodného typu od tohoto francouzského výrobce existuje s nosností až 550kg při zatížení v páru kolmo k desce výsuvu. Na tyto lišty bude připevněna výsuvná deska s částí kolejnic, ve kterých bude upnut vozík s nástrojovou hlavou. Tato deska je poháněna pneumatickým válcem umístěným vespod desky, viz obr. 101.



Obr. 97 Náčrt požadovaného vysunutí desky výsunu NC hlavy

### Výsuvná teleskopická lišta E1700

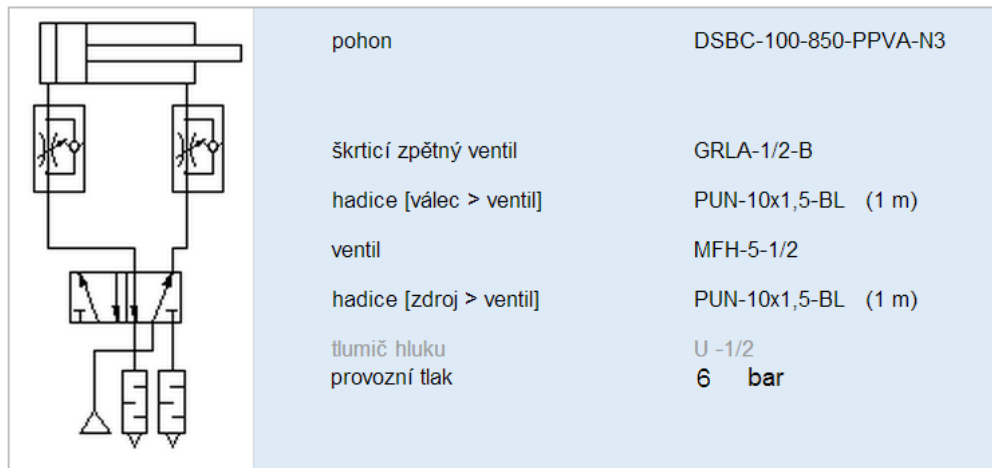


Obr. 98 Vzhled vysokodolné lišty od firmy Chamberlan [29]

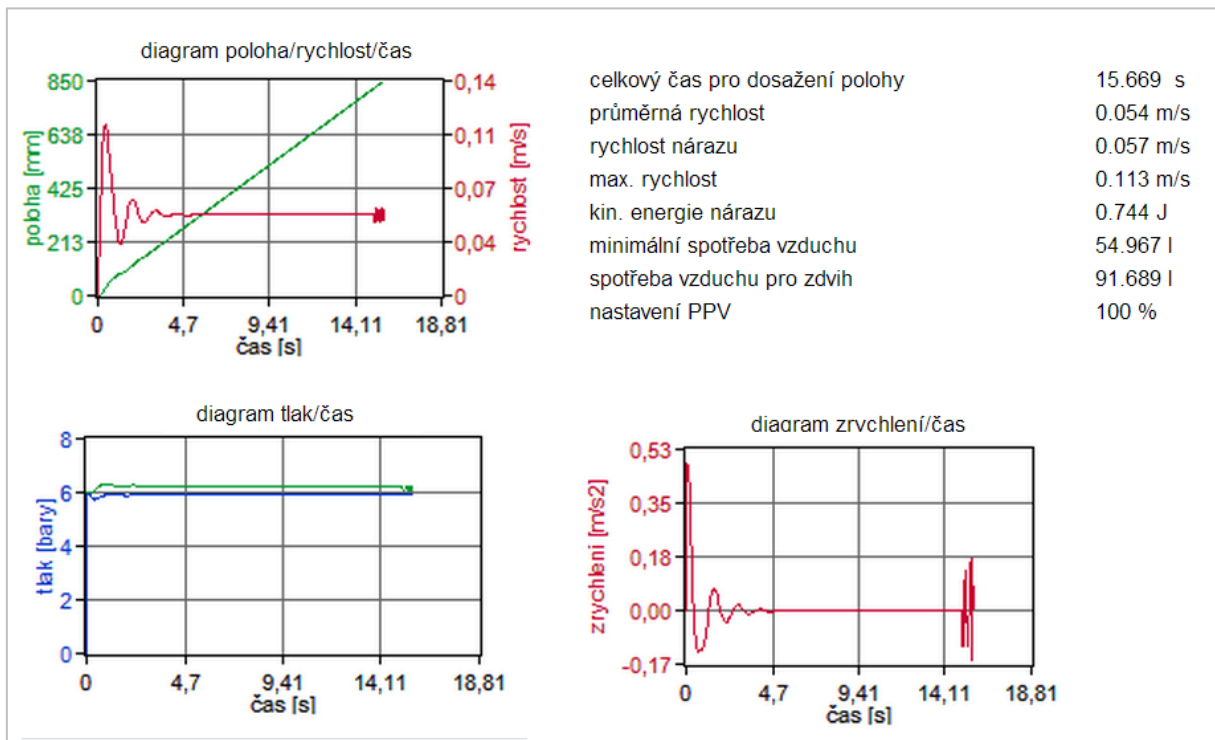
Vzhledem ke konstrukci stroje a jeho umístění lze předpokládat výškový rozdíl mezi rovinou podlahy a rovinou desky, do které bude zasunut vozík. Výškový rozdíl, který bude nutno překonat při výměně vozíku s nástrojovou hlavou, bude překonán za pomoci šikmé roviny nájezdu s úhlem stoupání  $8^\circ$ . Jednoduchým výpočtem, ( $F = G \cdot \sin \alpha$ ) s ideálními podmínkami a délkou nájezdu plošiny cca 1700mm, vychází potřebná síla k vytlačení vozíku 417 N, tedy 42kg. Vzhledem ke zvýšenému riziku úrazu při manipulaci s obsazeným vozíkem bude muset být toto riziko uvedeno v manuálu stroje a obsluha stroje s tímto seznámena.



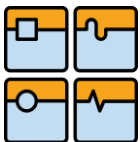
Systém pneumatického pohonu lze navrhnout v kalkulačním programu výrobce firmy FESTO. Vstupní požadavky na pohony jsou, zdvih 850mm, polohovaná hmotnost 450kg, čas pro dosažení polohy do 20s. Navržený pneumatický dvojčinný pneumotor je DSBC-100-850. Průměr pístu je tedy 100mm a délka pístnice 850mm. Spotřeba vzduchu pro jedno vysunutí je přibližně 92l. Toto se musí brát v úvahu při navrhování pneumatického rozvodu stroje a pneumatického rozvodu u zákazníka.



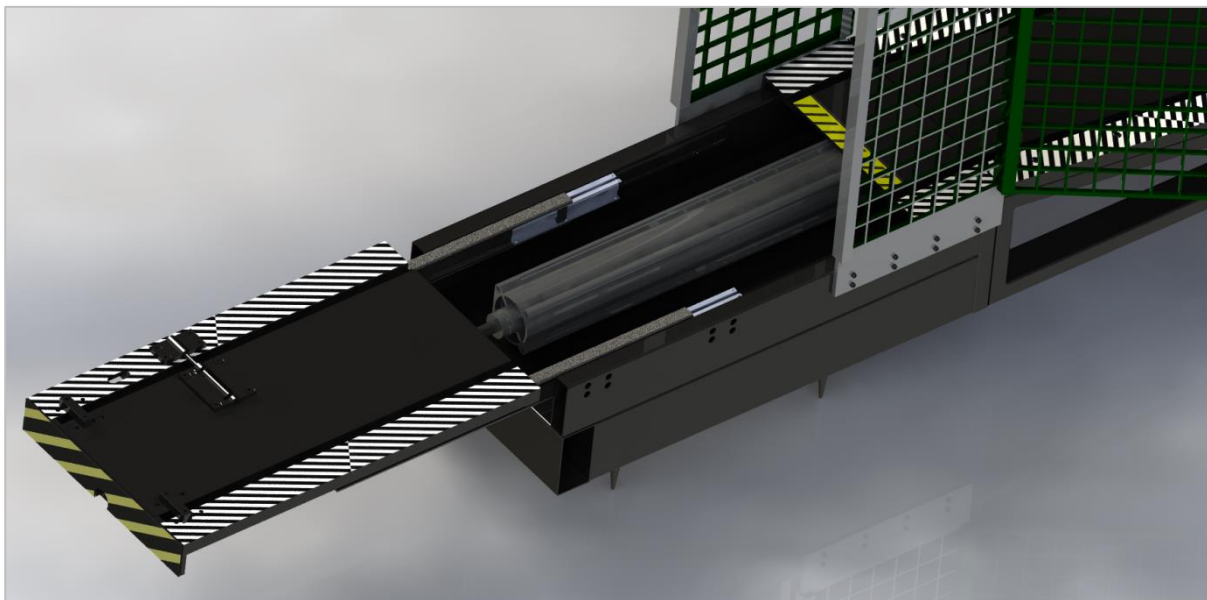
Obr. 99 Schéma pohonu výsuvu v simulačním systému engineering [www.festo.com]



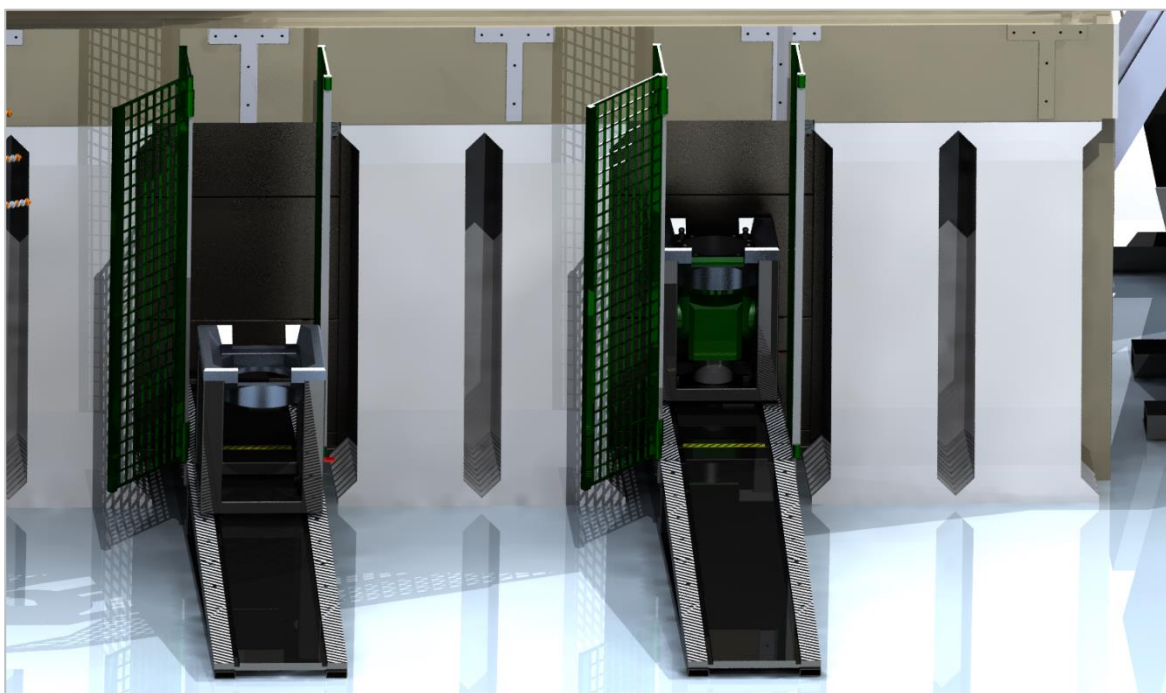
Obr. 100 Výsledné parametry pneumatického pohonu v systému engineering [www.festo.com]



Zvolený pneumotor umístěný naspod výsuvné desky. Tento pneumotor je přišroubován k základu rámu výměny NC hlav a ke stěně výsuvu za pomoci matice a závitu na pístnici. Celková hmotnost lineárního pneumotoru je cca 16kg dle specifikace výrobce. Doba pro dosažení výsuvu je v zatíženém stavu 16s, toto je akceptovatelná hodnota.



*Obr. 101 Vysunutá deska výměny*

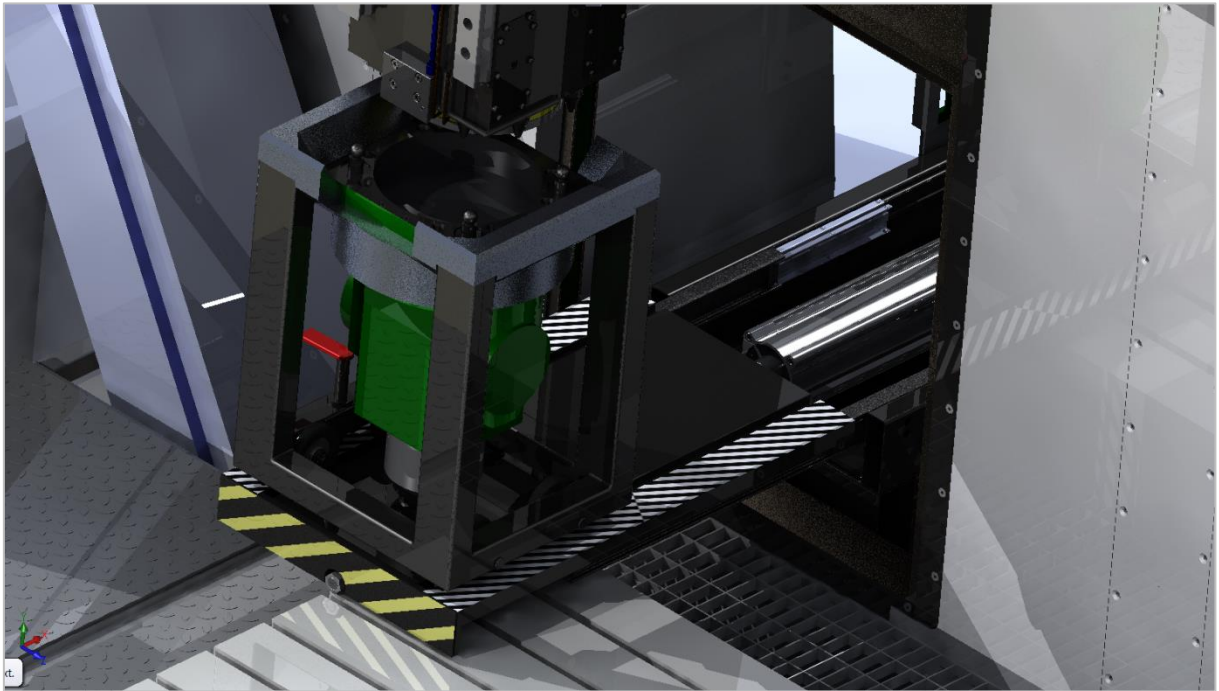


*Obr. 102 Zásobník NC hlav*

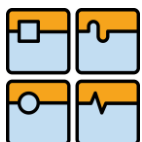


### 17.4 SHRNUÍ

Vzhledem ke koncepci stroje, plnohodnotného soustružnického stolu, tedy že zákazník bude jako nástroj především používat soustružnický nůž umístěný napřímo ve vřetení, není potřeba uvažovat příliš častou změnu nástrojových hlav během procesu obrábění. Bude tedy ve většině případů používána pouze klasická výměna nástroje stroje. Toto navržené řešení lze tedy považovat v poměru výkonnosti/ceně jako nejvíce vhodné a splňující požadavky na multifunkčnosti stroje.



*Obr. 103 Výsuvný koš s připravenou NC hlavou*



## 18 PŘÍVOD ENERGIÍ A MÉDIÍ DO TĚLA SMYKADLA

Jako přívod všech médií a elektrické energie poslouží nejlépe energořetězy. Tento prvek musí být umístěn na bezpečném místě stroje a zároveň musí umožňovat přívod ke všem potřebným komponentům. Nosič energořetězu je připevněn na box příčnicku.

**H2O - chlazení pohony**

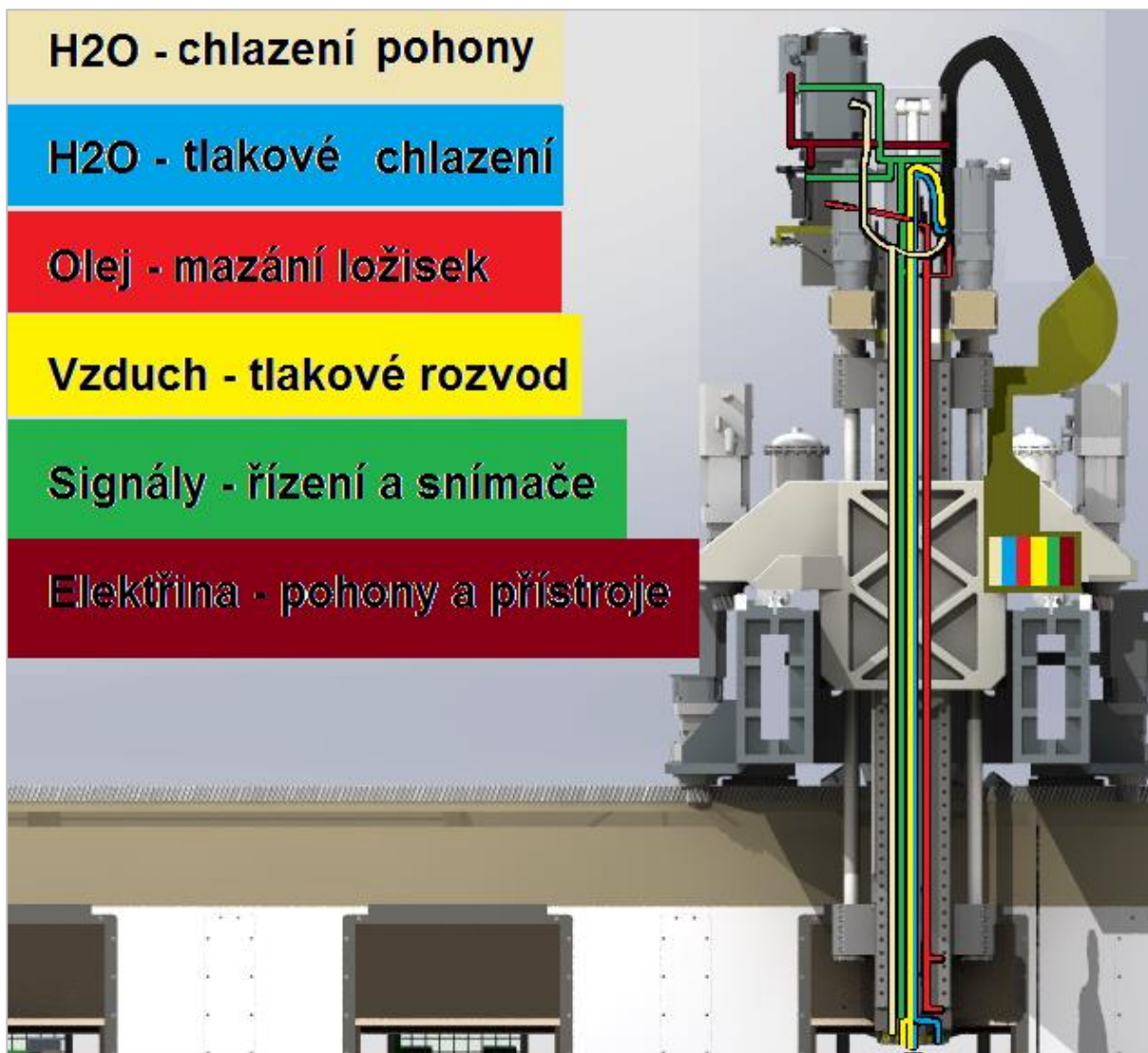
**H2O - tlakové chlazení**

**Olej - mazání ložisek**

**Vzduch - tlakové rozvod**

**Signály - řízení a snímače**

**Elektrina - pohony a přístroje**



*Obr. 104 Schéma rozvodu médií do smykadla finálním energořetězem*

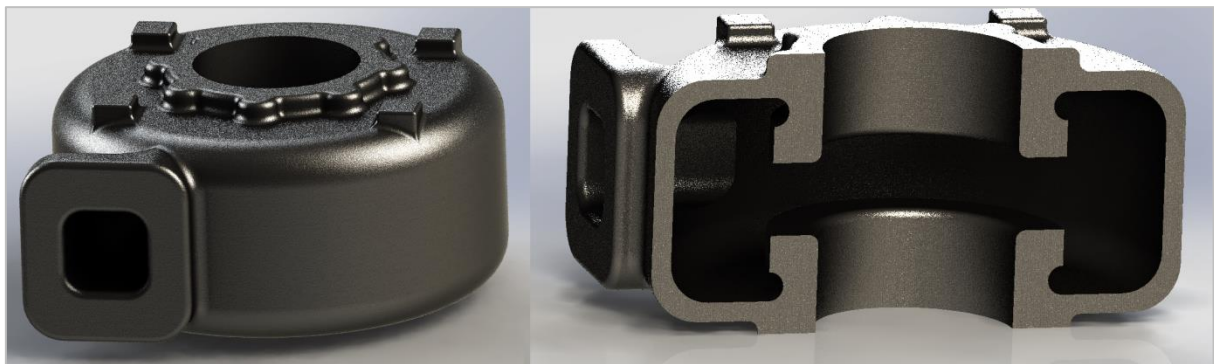


## 19 PŘÍKLAD TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ NA NAVRHNUTÉM STROJI

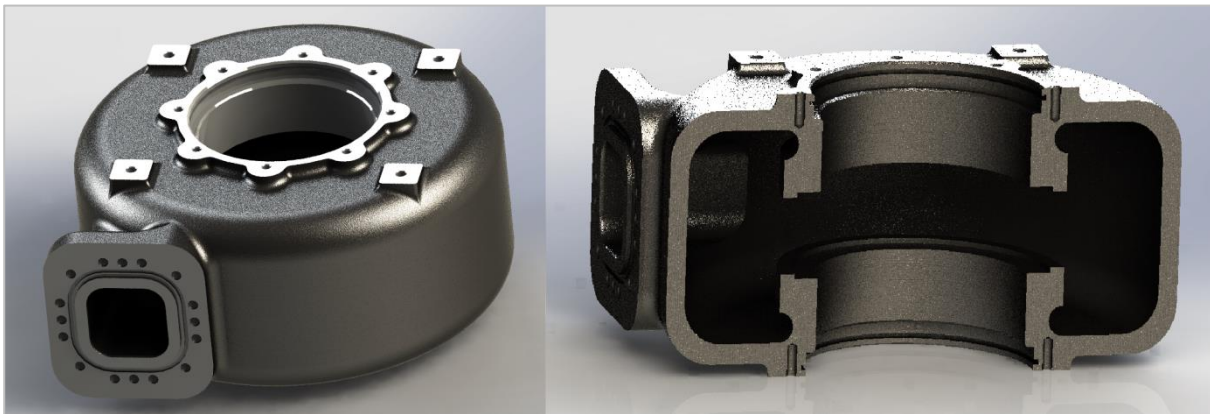
V dnešní době existují v podstatě dva hlavní přístupy dodávky obráběcích strojů zákazníkovi od výrobce. Prvním z nich je postup, kdy zákazník jako odběratel stroje přijde s požadovanými vlastnostmi na vlastní obráběcí stroj a výrobce stroje nabídne zákazníkovi konkrétní stroj nebo řadu stroje. V tomto případě musí zákazník spolehlivě znát svoje potřeby, budoucí provozované technologie na stroji, nároky na příslušenství stroje a celkový finanční objem prostředků, které chce do pořízení nového stroje investovat. Druhý přístup je specifický v tom, že zákazník přijde k výrobcí nebo zprostředkovateli stroje s konkrétním požadavkem na obrobení jednoho nebo řady obrobků. V této kapitole je nastíněn příklad konkrétní dodávky stroje s požadovanou technologií.

### 19.1 POPIS OBRÁBĚNÉHO DÍLCE

Jedná se o těleso radiálního vstupu vzduchu do turbodmychadla. Celkové rozměry obrobku jsou 1140x1100x560mm, viz náčrtek (obr. 107). Zákazníkem tohoto příkladu takto velkého obrobku turbodmychadla, by mohl být například jeden z mnoha výrobců diesel-elektrických lokomotiv. Pokud by se jednalo o zákazníka z bývalého Sovětského svazu požadavek na vyrobení cca 200ks ročně není nereálný. Polotovár uvažovaného tělesa turbodmychadla je odlitek z vysoko pevnostní litiny s mechanickými vlastnostmi, viz tab. 23. Jedná se o temperovanou litinu s kuličkovým grafitem, označovaná jako GTS55-04, DIN0.8155, ČSN 422555 s pevností v tahu  $\sigma=550\text{MPa}$  a tvrdostí podle Brinella 170MPa. Tento materiál se vyznačuje velkým rezným odporem při obrábění a vysokým opotřebením rezných nástrojů v řezu. Hmotnost polotovaru je cca 1345kg. Koncová hmotnost po obrobení cca 1160kg. Přídavky na stěnách obráběných ploch polotovaru jsou přibližně 20-40mm.



Obr. 105 Příklad obrobku turbodmychadlo - polotovár



Obr. 106 Příklad obrobku turbodmychadlo – obrobek

## 19.2 MECHANICKÉ VLASTNOSTI OBRÁBĚNÉHO DÍLU

Příklad obráběného dílce je z materiálu GTS55-04, pro produktivní obrábění tohoto materiálu je zapotřebí tuhého upnutí všech nástrojů a minimálního vyložení. Toto vše navržený stroj splňuje a při využití vysokého výkonu soustružnického stolu, vysokého výkonu vřetene, vnitřního chlazení nástrojů, automatické výměny nástrojů a NC hlav, lze předpokládat produktivní obrobení celého dílu během dvou operací.

Tabulka 23 Mechanické vlastnosti obráběného materiálu [30]

### CHARACTERISTICS FOR GRADE KCH55-4 (K455-4).

Grade :	KCH55-4 (K455-4)
Classification :	Malleable cast iron

#### Chemical composition in % for grade KCH55-4 (K455-4)

C	Si	Mn	S	P	Cr	-
2.5 - 2.8	1.1 - 1.3	0.3 - 1	max 0.2	max 0.1	max 0.08	C+Si=3.6 - 3.9

#### Mechanical properties under T=20°C for grade KCH55-4 (K455-4)

Assortment	Dimension	Direct.	$\sigma_s$	$\sigma_T$	$\delta_5$	$\psi$	KCU	Heat treatment
-	mm	-	MPa	MPa	%	%	kJ/m <sup>2</sup>	-
Casting, GOST 1215-79			539		3-4			



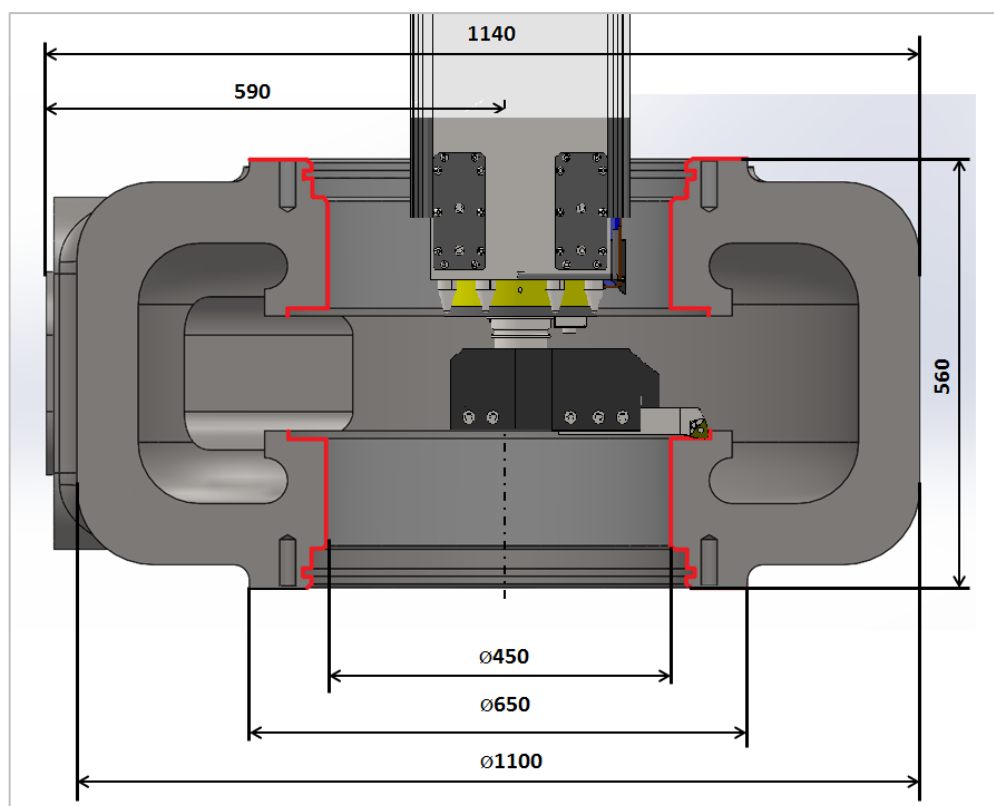


Tabulka 24 Mechanické vlastnosti obráběného materiálu [30]

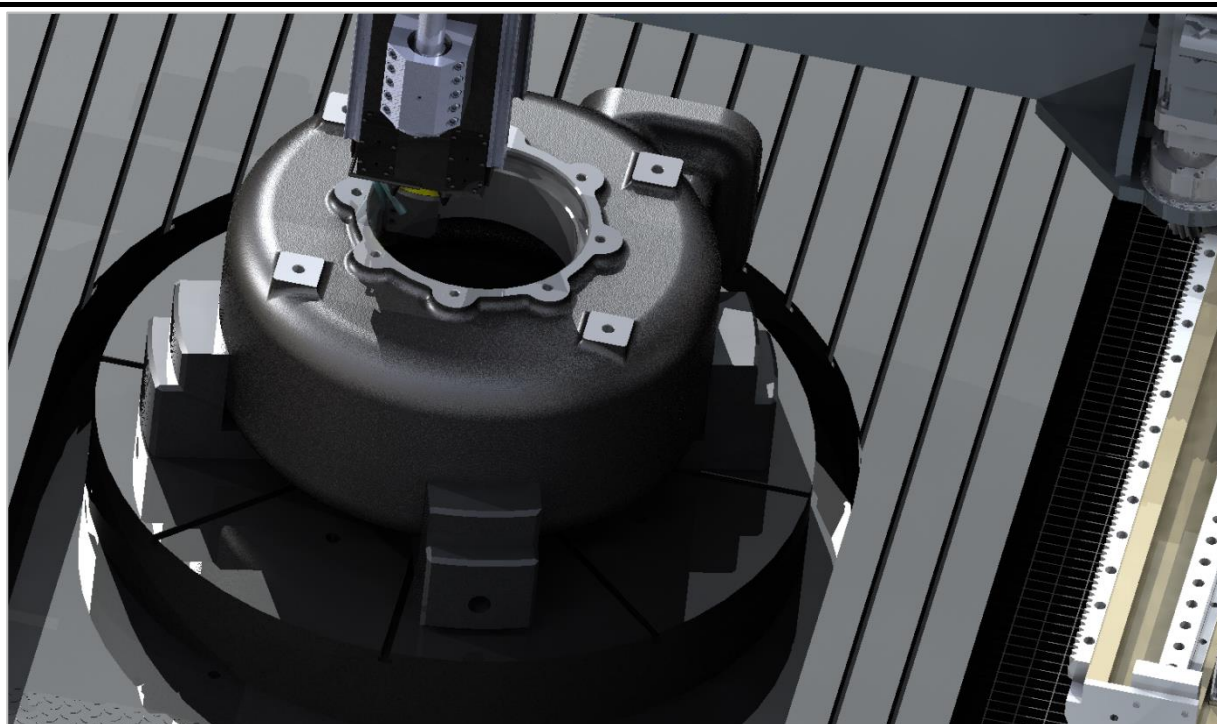
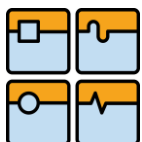
Brinell hardness for KCH55-4 (K455-4), GOST 1215-7		HB 10 <sup>-1</sup> = 192 - 241 MPa					
Equivalent steels for grade KCH55-4 (K455-4 ) Warning! Indicated both exact and nearest equivalents.							
USA	Germany	Japan	France	England	Italy	Poland	Czechia
-	DIN, WNr	JIS	AFNOR	BS	UNI	PN	CSN
6004	GTS55-04	FCMP540	MN550-4	P55-04	P55-04	Zcp55004	422555

### 19.3 SOUSTRUŽNICKÁ OPERACE

Při obrábění vnitřních ploch skříňových obrobků lze v plné míře využít rozsah a schopnosti stroje, kdy v ose Z dostatečný zdvih zaručuje bezproblémový posuv nástroje až do místa řezu, i v případě dlouhých nástrojů, jako jsou například dělové vrtáky, vyvrtávací hlavy apod. Zároveň úzký konec smykadla zaručuje minimální vyložení nástrojů, a tím celkové zlepšení kvality řezného procesu. Současně lze rozměr smykadla využít i pro kompletní obrobení vnitřních soustružených ploch najednou při jednom upnutí. Toto zaručí dokonalou sousost rozměrů a zároveň významně zkrátí seřizovací čas.



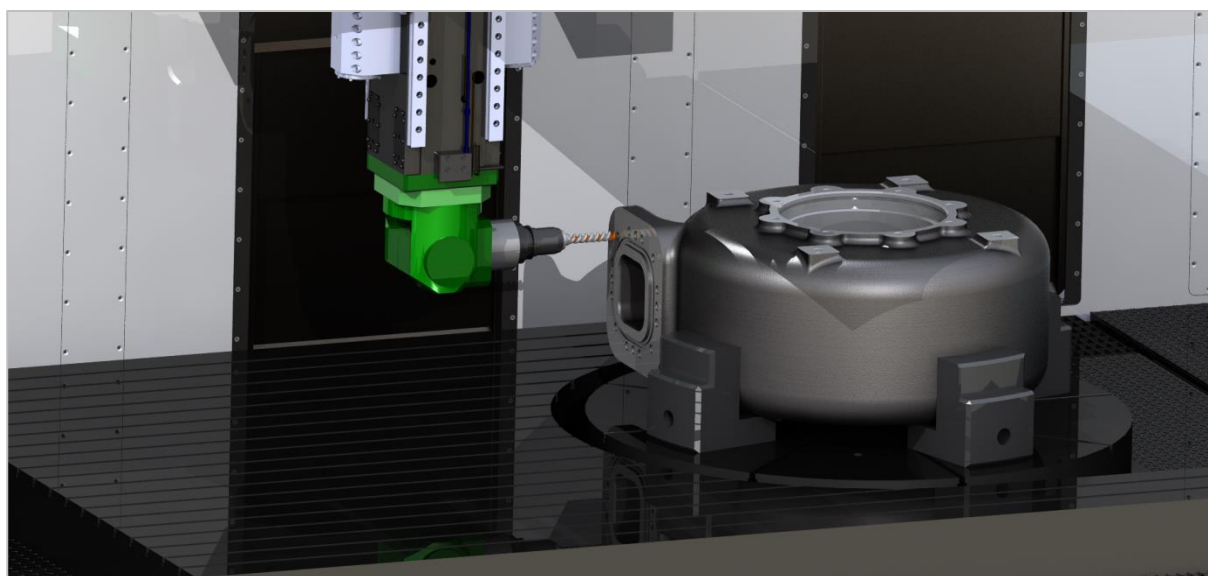
Obr. 107 Soustružení všech vnitřních ploch na jedno upnutí obrobku



*Obr. 108 Soustružnická operace*

#### **19.4 FRÉZOVACÍ OPERACE**

V případě za aretování soustružnického stolu lze naopak plně využít frézovací schopnosti stroje. Rychlá výměna nástrojů umožní produktivní obrobení rovinných ploch a rychlé vytvoření všech otvorů včetně závitů a drážek. Systém výměny NC hlav pak zaručí obrobení i boční plochy včetně výroby plocha otvorů s přesnou roztečí.



*Obr. 109 Frézovací a vrtací operace*



## ZÁVĚR

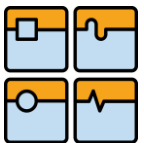
Cílem této diplomové práce bylo navrhnout multifunkční obráběcí centrum, které by splňovalo veškeré moderní požadavky na obrábění v současné technologii. Návrh stroje se podařilo vyřešit za pomoci již existujících technologií a také za použití nejnovějších technologických prvků. Jako je například systém SuperLock na upínání nástrojů, dále za použití výkonnějších a efektivních řešení a pohonů.

Nejdůležitější celek-vřeteno se podařilo vyřešit v kompaktním tubusovém provedení. Toto řešení má za výhodu minimální rozměry konce vřetene se zachováním celkové tuhosti skupiny. Tato úspora místa se dá využít zejména pro zmenšení vyložení nástrojů při obrábění. Tímto dochází ke značnému navýšení produktivity a úspory řezných nástrojů během obráběcího procesu.

Další část stroje, automatická výměna nástrojů, je navržena podobně jako u moderních produkčních obráběcích center. Tedy pokud možno s co nejmenším ztrátovým časem.

Automatická výměna NC hlav je z části kompromisním řešením, protože se na tomto navrženém stroji předpokládají z větší míry spíše soustružnické operace. Četnost výměny NC hlav se tedy nepředpokládá vysoká.

Jedním z hlavních cílů při návrhu tohoto stroje bylo ekonomické řešení všech funkčních celků a to, jak z pohledu nakupovaných technologií, tak samostatných vyráběných součástí. Tento stroj by tedy měl splňovat všechny požadavky současného trhu a být konkurenceschopný.

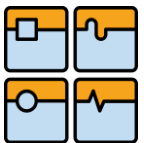
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 116
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAS, Kovosvit. Kovosvit MAS. [Online] [cit. 2014-05-03.] Dostupné z: <http://www.kovosvit.cz>.
- [2] kol., Jirí Marek a. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Praha : MM publishing, s.r.o., 2010. 978-80-254-7980-3
- [3] CERTAZIT. [online]. 2008. vyd. [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: [http://www.ceratazit.com/pr\\_davy-markham\\_ENG\\_HTML.htm](http://www.ceratazit.com/pr_davy-markham_ENG_HTML.htm)
- [4] Bradley, Jim. Evaluation methods in environmental assessment. Internet Archive. [Online] 1990. [[cit. 2014-10-1.] Dostupné z [http://archive.org/stream/evaluationmethod00vhbruoft/evaluationmethod00vhbruoft\\_djvu.txt](http://archive.org/stream/evaluationmethod00vhbruoft/evaluationmethod00vhbruoft_djvu.txt). ISBN 0-7729-7316-4
- [5] Tajmac-ZPS. INFINITY řada. TAJMAC-ZPS. [Online] [cit. 2014-05-02] Dostupné z <http://www.tajmac-zps.cz/cs/INFINITY>
- [6] Zimmermann. FZ 37 Portal Milling Machine - 5 axis. Zimmermann Portal Milling Machines. [Online] [cit. 2014-04-05] Dostupné z <http://www.f-zimmermann.com/index.php?id=699&L=0index.php%253F1%253D281>
- [7] TRIMILL. 5 OSÁ S VÝMĚNOU HLAV. [Online] Trimill a.s.[cit. 2014-04-05] Dostupné z <http://www.trimill.cz/produkty/vertikalni-obrabeci-centra/5-osa-s-vymenou-hlav/>
- [8] GARANT. Příručka obrábění. str. 843. ISBN 3-00-016882-6
- [9] Doc.Ing. Anton Humár, CSc. Technologie I. TEchnologie obrábění. 2003
- [10] GARANT. PŘÍRUČKA OBRÁBĚNÍ. místo neznámé : Garant, 2014. ISBN 3-00-016882-6
- [11] DMG Mori Seiki. [Online] [cit. 2014-05-05] Dostupné z <http://en.dmgmori.com/products/milling-machines/universal-milling-machines-for-5-sided-5-axis-machining/dmu-p-portal/dmu-210-p#Download>
- [12] Mechaniker - Obrábka CNC Szlifowanie Polerowanie. [online]. 2008. vyd. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.mechaniker.pl/cnc.html>
- [13] PRO AUTOMATICA. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.promautomatic.ru/catalog/shpindel.pdf> l
- [14] SCHAFFLER. [online]. [cit. 2014-03-10]. Dostupné z: [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/brochure/downloads\\_1/ac\\_41130\\_7\\_de\\_cz.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/ac_41130_7_de_cz.pdf)



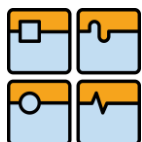
- [15] VÁLEČKOVÁ LOŽISKA, DVOUŘADÁ, VYSOCE PŘESNÁ. [online]. [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/cylindrical-roller-bearings/crb-double-row-super-precision/index.html?prodid=142052020&imperial=false>
- [16] OBOUSMĚRNÁ AXIÁLNÍ KULIČKOVÁ LOŽISKA S KOSOÚHLÝM STYKEM. [online]. [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: [http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/double\\_direction\\_acthbb/actbb-dbl-dir-skf-high-and-super-precision/index.html?prodid=167314620&imperial=false](http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/double_direction_acthbb/actbb-dbl-dir-skf-high-and-super-precision/index.html?prodid=167314620&imperial=false)
- [17] VÁLEČKOVÁ LOŽISKA, DVOUŘADÁ, VYSOCE PŘESNÁ. [online]. [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/cylindrical-roller-bearings/crb-double-row-super-precision/index.html?prodid=142052018&imperial=false>
- [18] INGERSOLL. [online]. [cit. 2014-02-05]. Dostupné z: [http://www.ingersoll-imc.com/en/products/cat-013\\_toolholders.pdf](http://www.ingersoll-imc.com/en/products/cat-013_toolholders.pdf), Ingresoll-cat-013\_toolholders.pdf
- [19] OTT-JAKOB. [online]. [cit. 2014-03-15]. Dostupné z: [http://www.ott-jakob.de/images/katalog\\_e.pdf](http://www.ott-jakob.de/images/katalog_e.pdf), katalog\_e.pdf
- [20] ROEHM. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.roehm.biz/fileadmin/products/media/de/DC0000369.PDF>
- [21] BALANCED HSK TOOL HOLDER. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: [http://www.directindustry.com/prod/rohm/balanced-hsk-tool-holders-15881-1312509.html#product-item\\_1312493](http://www.directindustry.com/prod/rohm/balanced-hsk-tool-holders-15881-1312509.html#product-item_1312493)
- [22] ROEHM. [online]. [cit. 2014-05-15]. Dostupné z: <http://www.roehm.biz/fileadmin/products/media/de/DC0000019.PDF>
- [23] SIEMENS – INDUSTRY SECTOR. [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: [http://www.industry.usa.siemens.com/drives/us/en/electric-motor/mc-motors/servo-motors/1ph8-servo-motors/Documents/MTR-MAN-1PH8\\_Induction\\_Servo\\_SH80-280-Configuration\\_Manual.pdf](http://www.industry.usa.siemens.com/drives/us/en/electric-motor/mc-motors/servo-motors/1ph8-servo-motors/Documents/MTR-MAN-1PH8_Induction_Servo_SH80-280-Configuration_Manual.pdf)
- [24] AUTOMATION TECHNOLOGY. [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.automation.siemens.com/mcms/mc-solutions/de/motoren/motion-control-motor/hauptmotor-simotics-m/simotics-m-1ph8/PublishingImages/simotics-m.jpg>
- [25] DVOJRYCHLOSTNÍ PŘEVODOVKY PS. [online]. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/prevodovky/prevodovky-pro-servomotory/dvourychlostni-prevodovky-ps-vysoka-energeticka-ucinnost-842.html>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 118
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [26] CONTITECH SUITE. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: [http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/contitech-suite\\_en.html](http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/contitech-suite_en.html)
- [27] VOITH. [online]. [cit. 2014-03-20]. Dostupné z: <http://voith.com/en/products-services/power-transmission/hirth-couplings/hirth-rings-46774.html>
- [28] ERI-AMERICA. [online]. [cit. 2014-04-21]. Dostupné z: [http://www.eri-america.com/catalogs/Right\\_Angle\\_Head\\_Catalog.pdf](http://www.eri-america.com/catalogs/Right_Angle_Head_Catalog.pdf)
- [29] E1700 CHAMBERLAN. [online]. [cit. 2014-04-22]. Dostupné z: <http://www.chambrean.cz/CZ/produkt/E1700/telescopic-slide/total/extension/steel/>
- [30] KЧ55-4. [online]. 20013. vyd. [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: [http://www.splav.kharkov.com/en/e\\_mat\\_start.php?name\\_id=1506](http://www.splav.kharkov.com/en/e_mat_start.php?name_id=1506)

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

a	[mm]	Hloubka řezu
a	[mm]	Rozteč ložiska A od konce vřetene
B	[mm]	Hloubka záběru
b	[mm]	Rozteč mezi ložisky A a B
$C_{0Ar}$	[N]	Základní statická únosnost
$C_{10Ar}$	[N]	Základní dynamická únosnost
$C_a$	[s <sup>2</sup> /kg]	Poddajnost ložiska A1
$C_b$	[s <sup>2</sup> /kg]	Poddajnost ložiska B
D	[mm]	Průměr frézy
dh	[mm]	Malý průměr Hirthova věnce
Dh	[mm]	Velký průměr Hirthova věnce
do	[mm]	Průměr technologických otvorů
dp	[mm]	Průměr pístu
E	[Mpa]	Modul pružnosti vřetene
Fa	[N]	Potřebná axiální síla pro zajistění
Fc	[N]	Řezná síla při frézování
Fca	[N]	Z toho axiální složka
Fcr	[N]	Radiální složka
$F_N$	[N]	Celková řezná síla
$F_{Na}$	[N]	Axiální řezná síla
$F_{Nr}$	[N]	Radiální řezná síla
$F_{Nr}$	[N]	Zatěžující síla



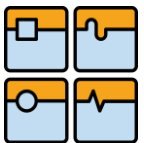
## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Fp1	[N]	Celková síla na jeden píst
Fp1S	[N]	Ovládací síla se zvoleným průměrem pístu
Fu	[N]	Výpočet obvodové síly
Fva	[N]	Bezpečnostní axiální síla s předpětím
Fva	[N]	Celková potřebná přitlačná síla
hh	[mm]	Čistá výška zubu
ch	[-]	Faktor zubů
J	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu
kA	[N/um]	Tuhost ložiska A1
kB	[N/um]	Tuhost ložiska B
Lh	[mm]	Délka zubu
m	[mm]	Rozteč mezi ložiskem B a koncem
Mk	[Nm]	Krouticí moment vyvolaný soustružením
n	[mm]	Délka vyložení nástroje
n	[min-1]	Maximální otáčky vřetene
no	[-]	Počet otvorů na ploše věnce
p	[-]	Exponent pro určení životnost
ph	[Mpa]	Ovládací tlak hydraulického oleje
pmax	[Mpa]	Maximální styčný tlak
r	[mm]	Vyložení soustružnického
v	[-]	Rozsah koeficientu předpětí
v	[-]	Zvolený koeficient předpětí
z	[-]	Počet zubů
z	[-]	Počet zubů na věnci





$\delta$	[um]	Výpočet odchylky od ložisek
$R_{Br}$	[N]	Výsledná reakce v ložisku
$R_{Aa}$	[N]	Výsledná axiální reakce v ložisku A
$R_{Ar}$	[N]	Výsledná radiální reakce v ložisku A
$W_o$	[m <sup>3</sup> ]	Výpočet modulu průřezu ohybu v místě výpočtu
$\sigma_o$	[Mpa]	Výpočet napětí v ohybu v místě výpočtu
$W_k$	[m <sup>3</sup> ]	Výpočet modulu průřezu v krutu
$\tau_k$	[Mpa]	Výpočet napětí v krutu v místě kritického řezu
$\sigma_d$	[Mpa]	Výpočet tlakového napětí od vrtání v místě průřezu
$\sigma$	[Mpa]	Sloučené kombinované napětí dle HMM
$\sigma_{red}$	[Mpa]	Redukované napětí v průřezu dle HMM
$L_{10A}$	[min-1]	Trvanlivost ložiska ot
$L_{10Ahr}$	hod	Trvanlivost ložiska hod

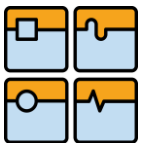
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 122
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Multifunkční soustružnické centrum MCSY80A [1] .....	17
Obr. 2 Multifunkční soustružnické centrum MTC 500 [1].....	17
Obr. 3 Technické faktory ovlivňující obráběcí stroj .....	18
Obr. 4 Upnutí nerotačního obrobku na soustružnickém stole [4] .....	19
Obr. 5 Upnutí těžkého obrobku [4].....	19
Obr. 6 Horní gantry s otočným stolem.....	29
Obr. 7 Svislý soustruh s jedním suportem .....	29
Obr. 8 Stroje řady MCV [1] .....	31
Obr. 9 Zimmermann FZ37[3] .....	32
Obr. 10 Trimill VM (TriMill) [7].....	32
Obr. 11 Řezné síly při podélném soustružení [6].....	33
Obr. 12 Nástrojový držák pro CNMG destičku [10] .....	33
Obr. 13 Řezné síly při frézování válcovou frézou .....	34
Obr. 14 45° frézovací hlava [8].....	34
Obr. 15 čelně-obvodové frézování nesymetrické [9].....	35
Obr. 16 Technologie vrtání: Fc – řezná síla, Ff – posuvová síla, Fp – pasivní síla [6] .....	36
Obr. 17 Vrták do plného materiálu s VBD [8].....	36
Obr. 18 Soustružnický stůl s přímým pohonem od firmy DMG [11].....	38
Obr. 19 4 osé obrábění vrtule [12] .....	39
Obr. 20 Systém výměny palet na portálovém stroji DMG [11].....	39
Obr. 21 Výkonová řada pohonů firmy Siemens [13].....	40
Obr. 22 Obrázek 23: Built-in motor od firmy Siemens [13].....	40
Obr. 23 Alternativní typy frézovacích hlav jako příslušenství stroje DMG [11] .....	41
Obr. 24 Standardní řetězový zásobník nástrojů u stroje DMG [11] .....	41
Obr. 25 Extrémní kapacita zásobníku nástrojů u stroje DMG [11] .....	42
Obr. 26 Policový zásobník DMC Portal firmy DMG [11] .....	42
Obr. 27 Diskový násobný zásobník stroje DMG 210 P [11] .....	43
Obr. 28 Přední pohled pracovního prostoru.....	44
Obr. 29 Horní pohled pracovního prostoru.....	44
Obr. 30 Varianty konstrukce vřeten.....	47
Obr. 31 Řez navrhnoutou konstrukcí vřetene .....	49
Obr. 32 Zvýrazněné řešené celky s navazujícími průhlednými celky .....	49
Obr. 33 Oranžově vyznačený vložený tubus vřetene.....	50
Obr. 34 Uložení vřeten obráběcích strojů, vysoká zatížení [14].....	51
Obr. 35 Uložení vřetene frézky, vysoké otáčky [14] .....	52
Obr. 36 Uložení vřeten obráběcích strojů, pro nejvyšší otáčky [14] .....	52
Obr. 37 Výsledné vnitřní účinky.....	53
Obr. 38 Popis VVÚ .....	54
Obr. 39 VVÚ I. část .....	55
Obr. 40 VVÚ II. část.....	55
Obr. 41 VVÚ III. Část.....	55
Obr. 42 Průřez nejkritičtějším místem vřetene .....	56
Obr. 43 Výpis z tabulky ložisko NN 3020 KTN9/SP [15] .....	58
Obr. 44 Výpis z tabulky ložisko BTW 100 CTN9/SP [16] .....	58



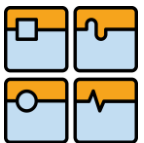
Obr. 45	Výpis z tabulky ložisko NN 3018 KTN9/SP [17].....	59
Obr. 46	Schéma výpočtu optimalizované vzdálenosti ložisek vřetene [2].....	62
Obr. 47	Popis funkčních celků v sestavě vřetene .....	65
Obr. 48	Mazací, chladicí a informační okruh kolem vřetene .....	66
Obr. 49	Usazený tubus uvnitř skrytého smykadla.....	66
Obr. 50	Výkresový pohled na těleso tubusu.....	67
Obr. 51	Detail čela vřetene s krycí přírubou .....	67
Obr. 52	Rozměry stopky nástroje HSK-A [18] .....	68
Obr. 53	Rozměry stopky nástroje BT [18] .....	69
Obr. 54	Způsoby zástavby upínacích jednotek s tažnou tyčí a talířovými pružinami [19] .....	70
Obr. 55	Mechanický upínač SUPER-LOCK od firmy RÖHM [20] .....	71
Obr. 56	Upínací kleština pro upínač HSK-A-100 [21] .....	71
Obr. 57	Ovládací jednotka upínače Elektro-Spann-Löseinheit [22].....	72
Obr. 58	Vnitřní zástavba upínače SUPER-LOCK .....	72
Obr. 59 a)	Schématický náčrt funkčnosti dvojitého klínu systému SUPER-LOCK .....	73
Obr. 60 b)	Schématický náčrt funkčnosti dvojitého klínu systému SUPER-LOCK.....	73
Obr. 61	Zvolený motor Siemens IPH8138-1F2 [23] .....	74
Obr. 62	Vysvětlení nutnosti použití dvou rychlostní převodovky .....	75
Obr. 63	Motor řady pro hlavní pohony strojů Siemens 1PH8 [24] .....	76
Obr. 64	Schéma počítaných prvků pohonu [2] .....	76
Obr. 65	Navržený pohon vřetene .....	81
Obr. 66	Dvojrýchlostní převodovka PS od firmy STOBBER [25].....	81
Obr. 67	Barevně zvýrazněné komponenty konzole motoru .....	82
Obr. 68	Konzole motoru a převodovky .....	82
Obr. 69	Uložení řemenic primárního převodu.....	84
Obr. 70	Systém napínání řemene primárního převodu.....	84
Obr. 71	Návrh a uložení trubky VM.....	85
Obr. 72	Brzda stacionárního nástroje napřímo .....	86
Obr. 73	Smykadlo s brzdou v sérii u motoru.....	86
Obr. 74	Smykadlo s paralelní brzdou .....	87
Obr. 75	Brzda přímo u vřetene .....	88
Obr. 76	Sepnutá a rozepnutá brzda.....	88
Obr. 77	Rozměry Hirthova ozubení [27].....	89
Obr. 78	Působící síly na ozubení [27] .....	90
Obr. 79	Barevně zvýrazněné detailní řešení brzdy vřetene .....	91
Obr. 80	Pevná úhlová hlava [28] .....	92
Obr. 81	Široký soustružnický nástroj .....	92
Obr. 82	Úzké odpružené kleště manipulátoru AVN.....	93
Obr. 83	Geometrické uspořádání nástrojů na disku zásobníku .....	94
Obr. 84	Nulová pozice zásobníků pro projetí manipulátoru .....	94
Obr. 85	Výpočet celkové hmotnosti obsazeného jednoho disku a jeho momentsetrvačnosti. ....	95
Obr. 86	Pouzdro zásobníku nástrojů.....	95
Obr. 87	Uložení středu disku a řetězových kol .....	95
Obr. 88	Rameno manipulátoru v pracovním prostoru stroje .....	96
Obr. 89	Maximální nevyvaha zásobníku nástroje .....	97
Obr. 90	Pevnostní analýza stojanu zásobníku nástrojů .....	100

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 124
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obr. 91 Celkový pohled na řešené strojní celky AVN a AVH .....	100
<i>Obr. 92 Postup výměny nástrojů</i> .....	101
Obr. 93 Manuální výměna NC hlav .....	102
Obr. 94 Odklápečí zásobník v obráběcím prostoru.....	103
Obr. 95 Výsuvný zásobník NC hlav .....	104
Obr. 96 Poloautomatická výměna NC hlav .....	105
Obr. 97 Náčrt požadovaného vysunutí desky výsuvu NC hlavy .....	106
Obr. 98 Vzhled vysokokodolné lišty od firmy Chamberlan [29] .....	106
Obr. 99 Schéma pohonu výsuvu v simulačním systému engineering [www.festo.com].....	107
Obr.100 Výsledné parametry pneumatického pohonu[www.festo.com].....	107
Obr. 101 Vysunutá deska výměny .....	108
Obr. 102 Zásobník NC hlav .....	108
Obr. 103 Výsuvný koš s připravenou NC hlavou .....	109
Obr. 104 Schéma rozvodu médií do smykadla finálním energořetězem .....	110
Obr. 105 Příklad obrobku turbodmychadlo - polotovár.....	111
Obr. 106 Příklad obrobku turbodmychadlo – obrobek .....	112
Obr. 107 Soustružení všech vnitřních ploch na jedno upnutí obrobku .....	113
Obr. 108 Soustružnická operace .....	114
Obr. 109 Frézovací a vrtací operace .....	114

**SEZNAM TABULEK**

Tabulka 1: Možné uspořádání stroje pro převážně nerotační obrobky, část A .....	21
Tabulka 2: Možné uspořádání stroje pro převážně nerotační obrobky, část B.....	22
Tabulka 3: Možné uspořádání stroje pro převážně rotační obrobky, část A .....	23
Tabulka 4: Možné uspořádání stroje pro převážně rotační obrobky, část B .....	24
Tabulka 5: Tabulka porovnávacích parametrů s tendencí změny .....	25
Tabulka 6: Párové porovnání parametrů .....	26
Tabulka 7: Kvantifikovaná porovnávací matice (váhy parametrů).....	26
Tabulka 8: Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů pro nerotační obrobky.....	28
Tabulka 9: Stanovení pořadí srovnávaných kinematik strojů pro rotační obrobky.....	29
Tabulka 10: Rozměrová řada stroje Infinity [2] .....	30
Tabulka 11: Velikostní řada stroje FZ 37 [3] .....	31
Tabulka 12: Rozměrová řada strojů TriMill VM [3].....	32
Tabulka 13: Tabulka řezných parametrů pro soustružení .....	34
Tabulka 14: Zadané parametry pro frézování.....	35
Tabulka 15: Tabulka řezných parametrů pro frézování.....	35
Tabulka 16: : Tabulka řezných parametrů pro vrtání .....	36
Tabulka 17: Tabulka rozměrů navrhovaného stroje .....	37
Tabulka 18: Parametry stroje 1600.....	44
Tabulka 19 Porovnávací parametry konstrukce včetně .....	45
Tabulka 20 Porovnání parametrů párově.....	46
Tabulka 21 Určení pořadí konstrukce dle parametrů .....	48
Tabulka 22 Volba synchronního ozubeného řemenu v programu Transmission Designer 7.1 [26] .....	83
Tabulka 23 Mechanické vlastnosti obráběného materiálu [30].....	112
Tabulka 24 Mechanické vlastnosti obráběného materiálu [30].....	113

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 126
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## **SEZNAM PŘÍLOH**

### **VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE**

03-00-14-01 SESTAVA TUBUSU

03-02-14-02 HŘÍDEL VŘETENE

### **ELEKTRONICKÁ PODOBA PLAKÁTU A1**

Prezentace diplomové práce formou velkoplošného plakátu A1

### **DVD**

Obsah všech použitých objektů, včetně náčrtů a modelů.