



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## C OSA PRO VÝMĚNNÉ HLAVY U FRÉZOVACÍCH OBRÁBĚCÍCH CENTER S VODOROVNOU OSOU VŘETENA CENTER SMYKADLOVÉHO TYPU

C AXIS FOR INTERCHANGEABLE HEADS FOR MILLING MACHINING CENTERS WITH HORIZONTAL SPINDLE CENTER OF THE SLIDE TYPE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Mojmír Pekárek

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA

BRNO 2020





# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Mojmír Pekárek</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA</b>
Akademický rok:	2019/20

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:

## **C osa pro výměnné hlavy u frézovacích obráběcích center s vodorovnou osou vřetena center smykadlového typu**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Obráběcí centra tohoto typu jsou jedním z moderních koncepcí CNC obráběcích strojů. Umí využívat frézovací i soustružnické operace, čímž se stávají universálním výrobním prostředkem. Jedním z možných konstrukčních řešení které zvyšuje jejich technologickou adaptibilitu je automatický systém výměnných hlav. K tomu aby mohl být systém automaticky výměnných hlav realizován je potřebná C osa, která je vestavěná do smykadla tohoto typu stroje.

### **Cíle diplomové práce:**

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrhy nejméně tří konstrukčních variant C osy vestavěné do smykadla, zdůvodnění výběru optimální varianty řešení a stanovení jeho technických parametrů.

Výkres sestavy C osy, kusovník a min. 5 výkresů vyráběných dílů.

Potřebné technické výpočty.

Komentář k přiložené výkresové dokumentaci.

Vlastní závěry a doporučení pro praxi.

### **Seznam doporučené literatury:**

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, s.r.o., 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.

JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. Praha: Grada, 2013. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Brno: Vysoké učení technické, 1986.

Firemní literatura a www stránky výrobců obráběcích strojů.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce pojednává o návrhu C osy pro výměnné hlavy u frézovacích obráběcích center s vodorovnou osou vřetena center smykadlového typu. Je rozdělena do tří částí, přičemž první z nich obsahuje teoretický úvod do problematiky. Druhá část se zabývá systémovým rozbohem tématu a výběrem vhodné varianty ke zpracování. Poslední část tvoří konstrukční návrh zvolené varianty, který obsahuje poznámky k postupu řešení, výpočty a vizualizaci v podobě 3D modelů.

## **ABSTRACT**

This thesis deals with designing of C axis for interchangeable heads for milling machining centres with horizontal spindle centre of the slide type. It's divided into three parts, whereas the first part contains theoretical introduction to the problematic. The second part deals with systematic analysis of the topic and choosing the right variant for elaboration. The last part forms construction design of the chosen variant, which contains notes on the solution procedure, calculations and visualization in form of 3D models.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Horizontální frézovací obráběcí centra, obráběcí centra smykadlového typu, výměnné obráběcí hlavy, rotační osy obráběcích strojů, C osa, pětiosé obrábění.

## **KEYWORDS**

Horizontal milling machining centres, slide type machining centres, interchangeable machining heads, rotary axis of producing machines, C axis, five-axis machining.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PEKÁREK, Mojmir. *C osa pro výměnné hlavy u frézovacích obráběcích center s vodorovnou osou vřetena center smykadlového typu*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124673>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Marek.



## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval panu prof. Dr. Ing. Jiřímu Markovi, Ph.D., DBA za jeho vedení a odborné rady, kterými mi pomohl během zpracování této práce.





## **ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Dr. Ing. Jiřího Marka, Ph.D., DBA a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26.06.2020

.....

Bc. Pekárek Mojmír



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>ROZBOR ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY</b>	<b>17</b>
2.1	Definice obráběcího centra	17
2.2	Obráběcí centra smykadlového typu	18
2.3	Popis souřadnicových systémů frézovacích obráběcích center	19
2.4	Příslušenství obráběcích center s vodorovnou osou vřetena	22
2.4.1	Výměnné obráběcí hlavy	22
2.4.2	Strojní stoly	27
2.4.3	Upínací zařízení	29
2.4.4	Paletizace	29
2.4.5	Výměna nástrojů a hlav	30
2.5	Pětiosé obrábění	31
2.5.1	Tříosé hrubování	31
2.5.2	Dokončování/superfinishing	32
2.6	Popis řešení pohonu osy C	33
2.6.1	Manuálně indexovatelné	33
2.6.2	Automaticky indexovatelné	33
2.6.3	Kontinuálně naháněné	34
<b>3</b>	<b>METODIKA ŘEŠENÍ PRÁCE</b>	<b>35</b>
<b>4</b>	<b>SYSTÉMOVÝ ROZBOR ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY, NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A JEJICH VÝBĚR</b>	<b>36</b>
4.1	Systémový rozbor řešené problematiky	36
4.2	Parametry řešení	38
4.3	Varianty řešení	39
4.3.1	Varianta 1	39
4.3.2	Varianta 2	40
4.3.3	Varianta 3	40
4.4	Výběr varianty	41
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVOLENÉ VARIANTY</b>	<b>44</b>
5.1	Volba torzního motoru	44
5.2	Volba ložiska	47
5.3	Upínání výměnných hlav	50
5.4	Zpevňovací mechanismus	53
5.5	Spojení motoru a desky	62
5.6	Převod médií	64
5.7	Odměřování	68
5.8	Mazání a provozní kapaliny	69
5.9	Celková sestava	70
<b>6</b>	<b>TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ</b>	<b>72</b>
<b>7</b>	<b>POZNÁMKY K VÝKRESOVÉ DOKUMENTACI</b>	<b>74</b>
<b>8</b>	<b>ZHODNOCENÍ A DISKUZE</b>	<b>77</b>
<b>9</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>79</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>81</b>

<b>11 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>85</b>
11.1 Seznam tabulek.....	85
11.2 Seznam obrázků.....	85
<b>12 SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>87</b>

# 1 ÚVOD

Frézovací centra jsou multifunkční obráběcí stroje, které zvládají frézování, soustružení, ale i další operace. Pro dosažení jejich vysoké technologické adaptability se využívá například obráběcích hlav, které díky své rozmanitosti a rozdílné topologii nabízí širokou škálu možností. Jejich technologičnost ještě více rozšiřuje nasazení rotačních os, jako je například osa C. Rotační osy si, stejně jako osy lineární, prošly velkým přerodem díky zavedení CNC řízení, které umožnilo přechod z režimu polohování do režimu kontinuálního řízení a zapříčinilo tak vznik kontinuálního pětiosého obrábění.

Pětiosé obrábění je v oblasti obráběcích strojů sice nesčetněkrát probírané téma, ale i tak stále nevyčerpané. Výhodou pětiosého obrábění je nejen dostupnost k obrobku až z pěti stran, ale i možnost výroby prostorových a tvarově složitých ploch, což vkládá CNC obráběcím strojům do rukou v podstatě neomezené možnosti. Samotná schopnost provozu obráběcího procesu v pěti a více osách již však nestačí, jelikož požadavky na rozměrovou přesnost, kvalitu povrchu a udržení kroku s vývojem nových řezných materiálů zvyšují nároky na provedení stroje

Moderní pojetí obráběcího stroje klade důraz na dynamiku stroje, schopnost provozu za vysokých řezných sil a rychlostí, technologickou adaptabilitu, a to vše za dodržení přesných tolerancí, které vycházejí zejména ze statické a dynamické tuhosti stroje. Cílem této práce je tedy navrhnout C osu pro obráběcí hlavy vestavěnou do smykadla, která by splňovala požadavky na moderní obráběcí stroje.

Na začátku práce bude uveden stručný úvod do problematiky, který poslouží k lepšímu porozumění danému tématu a vytvoří základ pro následující kapitoly. Po seznámení s dosavadním poznáním v této oblasti bude uveden systémový rozbor řešené situace, který umožní lepší zasazení C osy do kontextu stroje a porozumění vazbám na okolní součásti. V následujícím kroku budou vybrány tři možné varianty provedení, které jsou schopny pracovat tak, jak je v případě moderních obráběcích strojů požadováno a z nich bude vybrána nejlepší varianta na základě zvolených kritérií.

Tato zvolená varianta pak bude dále podrobněji rozpracována v podobě konstrukčního návrhu tak, aby co možná nejlépe splňovala zadané a zvolené parametry. Výstupem konstrukčního návrhu bude série výkresů vybraných dílů a výkres celkové sestavy, které se nachází v příloze práce.



## 2 ROZBOR ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Tato kapitola slouží k uvedení do řešené tematiky a seznámení se současným stavem poznání vědy a techniky v oblasti daného tématu.

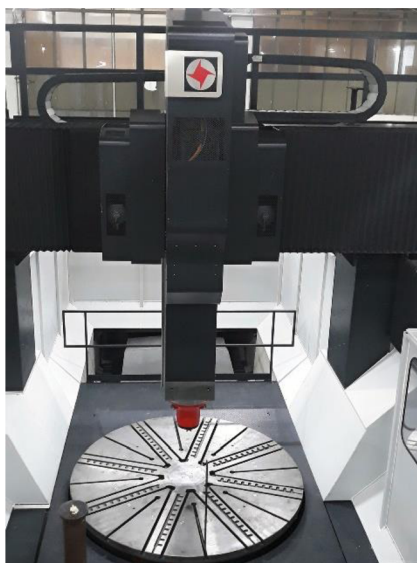
### 2.1 Definice obráběcího centra

Za obráběcí centrum považujeme obráběcí stroj, který může provádět různé druhy třískových operací, pracuje v automatickém cyklu, je vybaven automatickou výměnou nástrojů, automatickou výměnou obrobků, může pracovat v bezobslužném provozu, je vybaven prvky diagnostiky a měření a je vybaven prvky inteligence. [1]

V průmyslové oblasti se užívají zejména dvě operace třískového obrábění, a to soustružení a frézování. Pro snížení počtu strojů nutných k obrobení různorodých součástí se vývoj vydal cestou zmíněných obráběcích center. Pro tato centra je charakteristické, že jedna ze dvou třískových operací je dominantní. V případě, že dominantní operací je soustružení, mluvíme o obráběcích centech na rotační součásti, nebo také o centrech soustružnických. V obráceném případě se jedná o obráběcí centra na nerotační součásti neboli centra frézovací. [1]

Ve snaze o zefektivnění výroby přišla na scénu multifunkční obráběcí centra. Na rozdíl od běžných obráběcích center mají různé druhy třískového obrábění přibližně stejnou velkou instalovanou velikost výkonu. Další vlastností je velká kinematická adaptabilita v nástroji a obrobku a umožnění tak v co největší míře obrábět různé tvary obrobku na jedno upnutí a na jednom stroji. Ukázka multifunkčního obráběcího stroje, pod zkratkou MFOC (FRP) v provedení TOS Kuřim můžeme vidět na obrázku 1. Jedná se o stroj s pevným portálem a pojízdným karuselovacím stolem. [1]

U výrobců se vyskytuje i velký počet obráběcích center, které leží na pomezí mezi obráběcími centry a multifunkčními obráběcími centry. Do jejich pohybových os je vložen soustružnický stůl (v případě frézovacího stroje), nebo frézovací vřeteno (v případě soustružnického stroje), ale výkonostní parametry nejsou v rovnováze. V takovém případě mluvíme o semi-multifunkčním obráběcím centru. [1]



Obr. 1) MFOC (FRP), TOS Kuřim [2]

## 2.2 Obráběcí centra smykadlového typu

Obráběcí centra smykadlového typu mohou spadat jak do kategorie soustružnických, tak frézovacích obráběcích center. Jejich společnou charakteristikou je výsuvný vřeteník v podobě smykadla, který se může pohybovat ve dvou nebo třech osách. Nás ovšem budou zajímat pouze frézovací obráběcí centra, neboli obráběcí centra na nerotační součásti. Tato obráběcí centra lze dělit do několika kategorií dle jejich vlastností, a to podle: [1]

- polohy osy vřetena:
  - svislá,
  - vodorovná.
- počtu řízených os:
  - tříosá,
  - víceosá (4,5).
- počtu vřeten:
  - jednovřetenová,
  - dvouvřetenová,
  - vícevřetenová.
- provedení:
  - pevný stojan,
  - pevný stojan v Box in Box provedení,
  - pohyblivý stojan,
  - výsuvný vřeteník (smykadlového typu),
  - portálové,
  - nevýměnná univerzální hlava,
  - speciální.

Jednotlivé body tohoto dělení se nutně musí prolínat, avšak existuje pár ustálených kombinací, které se v praxi používají: [1]

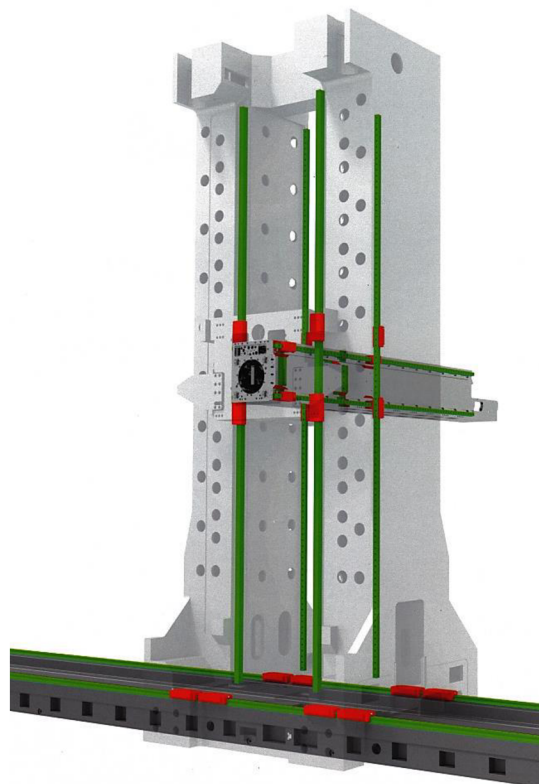
- s vodorovnou osou, čtyřosá s jedním vřetenem a pevným stojanem, takzvané Box in Box provedení,
- s vodorovnou osou, jedním vřetenem a pohyblivým stojanem s výsuvným vřeteníkem,
- se svislou osou v tříosém nebo víceosém provedení s pohyblivým portálem, takzvané spodní gantry,
- se svislou osou ve víceosém provedení a pohyblivým příčnickem, takzvané horní gantry,

Konstrukce s vodorovnou osou vřetena a výsuvným vřeteníkem čtvercového či obdélníkového průřezu označujeme jako horizontální obráběcí stroje smykadlového typu. Stroje s touto konstrukcí mohou snadno připomínat vyvrtávací stroje, ovšem s tím rozdílem, že na rozdíl od vyvrtávacích strojů ne vždy disponují výsuvným vřetenem (pinolou).

Výsuvné smykadlo se pohybuje v konzole, která je připevněna na stojanu a vykonává po něm lineární pohyb ve vertikálním směru. V případě, že smykadlo vykonává všechny tři lineární pohyby, je pohyblivý i stojan, a to ve směru kolmém na osu vřetena neboli podélném. Není ovšem pravidlem, že se stojan musí pohybovat. V případě využití posuvného stolu, který vykonává podélný pohyb na místo stojanu, může být stojan statický, nebo navíc vykonávat ještě pohyb příčný (rovnoběžný s osou vřetena) a zvyšovat tak variabilitu pohybu nástroje a úpravu



vyložení smykadla. Pro popis stroje takového typu je vhodný například stroj Kenta od výrobce Fpt, který se nachází na obrázku 2. [1]



Obr. 2) Skelet stroje Kenta, Fpt [1]

Kinematika tohoto stroje by se dala brát jako typická pro horizontální stroje smykadlového typu. Jeho vřeteník se příčně pohybuje v konzole, která vykonává vertikální pohyb po stojanu. Konstrukce tohoto stojanu je netypická díky svému rozdělení a symetrickému uložení konzoly. Ve většině případů je totiž konzola upevněna pouze z jedné strany stojanu a ten pak tvoří ucelený kus.

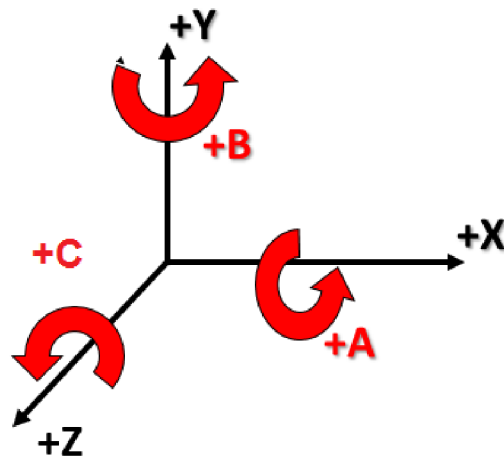
Veškeré hmoty, které konají vertikální pohyb jsou hydraulicky vyvažovány, aby došlo k odlehčení a nebylo nutné dimenzovat pohybové mechanismy na příliš vysokou zátěž. Pohyb ve vertikální ose bývá z pravidla zajišťován kuličkovým šroubem. Uložení tohoto stroje je ve všech tří osách vyřešeno pomocí vozíků s valivými elementy, ale není neobvyklé, že podobné stroje disponují osami s hydrostatickým uložením nebo uložením kluzně-valivým. Celý stojan poté vykonává pohyb po podélném loži a tím je ucelena kinematika tříosého řetězce.

Mezi stojan a podélné lože bývají vloženy podélné saně, které slouží snadnějšímu ustavení stojanu, a ty se pohybují právě po onom loži. V případě stroje Kenta jsou stojan i podélné saně spojeny v jeden monolitický díl a tím zvyšují pevnost celé konstrukce. [1]

### 2.3 Popis souřadnicových systémů frézovacích obráběcích center

Souřadnicový systém je pro orientaci v pracovním prostoru nezbytně důležitý, i když naráží na velmi obtížnou standardizaci napříč výrobci obráběcích strojů. První problém nastává v důsledku označování souřadnicových systémů dle interních norem jednotlivých podniků, které se ne vždy shodují. Pro standardizaci označování souřadnicových systémů slouží norma ISO 841, která definuje souřadnicové systémy pro průmyslově využívané stroje.

Pohyb tělesa v trojrozměrném prostoru je plně definován pomocí tří přímočarých a tří rotačních pohybů. Ke snazší identifikaci těchto pohybů slouží takzvaný osový kříž. Osový kříž obsahuje 3 navzájem kolmé osy X, Y, Z, které představují pravotočivý souřadný systém. Následné rotace A, B, C jsou definovány jako rotace okolo zmíněných tří os a kladný smysl jejich otáčivého pohybu odpovídá otáčení pravotočivého šroubu, který se tímto otáčením posouvá v kladném smyslu os X, Y, Z. <sup>1</sup> Přičemž rotace A náleží rotaci kolem osy X, B rotuje kolem osy Y a C zastává rotaci okolo osy Z. Znárodnění osového kříže se nachází na obrázku 3 včetně rotací kolem os. [3] [4]



Obr. 3) Pravotočivý osový kříž [3]

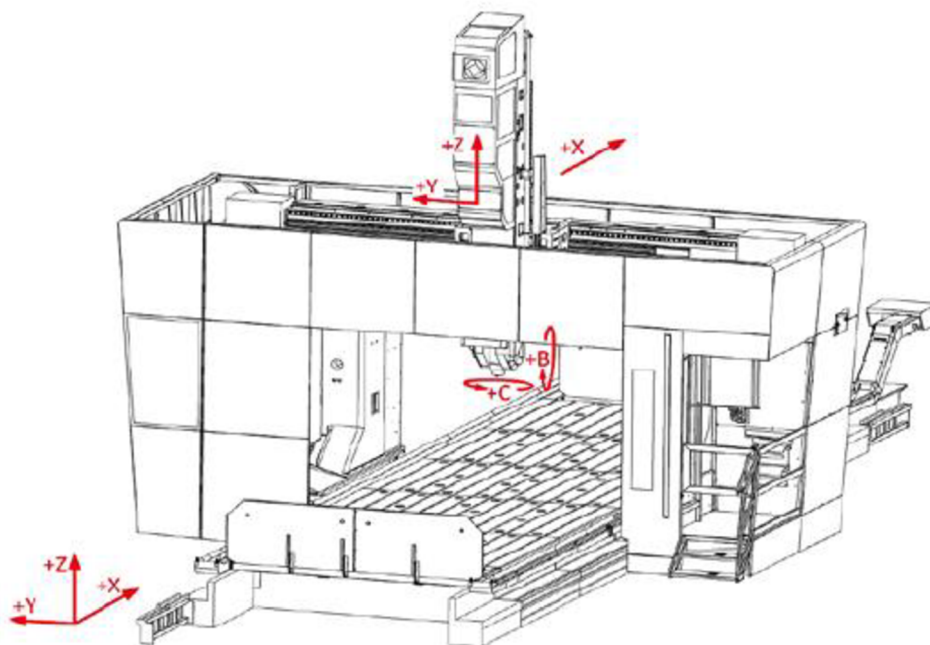
Tento souřadnicový systém je ovšem nutno aplikovat na stroj a definovat dle jeho součástí. Jedním z užívaných pravidel je orientace osy Z. Osa Z je vždy rovnoběžná s osou hlavního vřetena a její kladný smysl je definovaný jako ten, který při pohybu výstupní části stroje způsobuje zvětšování rozměru obrobku. Pokud je stroj používán pro vrtání nebo vyvrtávání (přičemž jsou používány pouze tři základní lineární pohyby), odpovídá pohyb do materiálu zápornému smyslu pohybu v ose Z. Pokud má stroj více vřeten, má být vybráno jedno jako hlavní přednostně to, jehož osa je kolmá k ploše pro upínání obrobku. Kde je to možné, je osa pohybu X vodorovná a leží v rovině s upínací deskou stolu.

Je-li osa Z vodorovná, odpovídá kladný smysl pohybu ve směru osy X pohybu vpravo při pohledu od hlavního nástrojového vřetena na obrobek. Kladný smysl pohybu směru Y je určen tak, aby odpovídal pravotočivému souřadnicovému systému. Všechny osy jsou definovány v základním postavení stroje, případně natáčení os samozřejmě koordinaci mění, ovšem ne jejich definici. [4]

Je zřejmé, že souřadné systém horizontálních a vertikálních frézovacích strojů musí být odlišně orientovány. Pro demonstraci souřadného systému stroje s vertikální osou vřetena nám poslouží stroj FRF od výrobce TOS Kuřim. Jedná se o portálové centrum s pohyblivým stojanem a výsuvným vřeteníkem (obr. 4). Jak již bylo zmíněno, osa Z se nachází v rovnoběžném směru osy vřeteníku, a to v záporném smyslu. Osa x potom musí ležet v rovině upínací desky a vyznačuje směr pojezdu celého portálu. Pohyb ve směru Y zajišťuje konzola, ve které je uložen vřeteník, a ta se pohybuje po příčniku. V této konfiguraci obsahuje také osu B a C. Osa C

<sup>1</sup> Pro určení smyslu rotace zle užít i takzvaného pravidla pravé ruky. V takovém případě palec pravé ruky směřuje v kladném směru dané osy a zbylé prsty stočené do oblouku ukazují smysl rotace osy.

je realizována mechanismem, který natáčí celou výměnnou hlavou okolo osy Z a osa B je zde znázorněna na výměnné vidlicové hlavě, a to naklápěním okolo osy Y. [5]

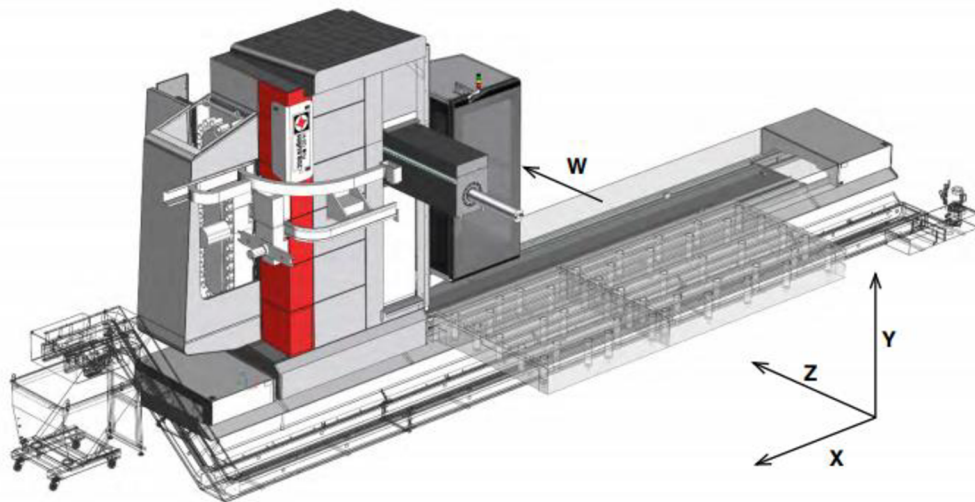


Obr. 4) Souřadnicový systém stroje FRF, TOS Kuřim [5]

Pro popis souřadnicového systému horizontálního frézovacího stroje využijeme kinematickou strukturu stroje FU taktéž od firmy TOS Kuřim (obr. 5). Jedná se o horizontální frézovací centrum s vyvrtávacím vřetenem, což nutně znamená, že oproti předchozímu případu bude osa hlavního vřetená pootočená do vodorovné polohy. Vřeteno je uloženo ve vřeteníku smykadlového typu, který se v záporném směru osy Z vysouvá do pracovního prostoru. Dle již zmíněného pravidla leží osa X v rovině desky upínacího stolu a pohyb v této ose vykonává stojan při posuvu po podélném loži. Dle koordinace pravotočivého souřadného systému ose Y náleží vertikální směr. Tento pohyb vykonává konzola nesoucí vřeteník, která se pohybuje po stojanu. Často používané písmeno při označování os je písmeno W. V případě strojů s horizontální osou je používán buď pro výsuv střední části vřeteníku, která se nazývá pinola,<sup>2</sup> nebo pro posuv celého stojanu ve směru osy Z, kterým doplňuje výsuv vřeteníku. [6]

Další komplikace při identifikaci os vzniká v případě multifunkčních obráběcích center. Při kombinaci horizontálního frézovacího stroje a karuselovacího stolu, které budou mít přibližně stejně velké instalované výkony, není lehké určit, která osa má být považována za hlavní, aby tak bylo možné následně pokračovat s označováním dle výše zmíněných pravidel. V takovém případě je výběr hlavního vřetená čistě na výrobcu stroje.

<sup>2</sup> Pinola je vyvrtávací vřeteno, které je uloženo v přesných ložiscích v dutém frézovacím vřetenu a spolu s ním se v tělese vřeteníku vysouvá. Využívá se zejména u vyvrtávacích strojů. [1]



Obr. 5) Souřadnicový systém stroje FU, TOS Kuřim [7]

## 2.4 Příslušenství obráběcích center s vodorovnou osou vřeten

Příslušenství obráběcích center má nemalý podíl na jejich univerzalitě a výkonnosti. Ve své podstatě se dá říct, že jejich přítomnost umožňuje strojům splnit podmínky pro získání statusu obráběcího centra.

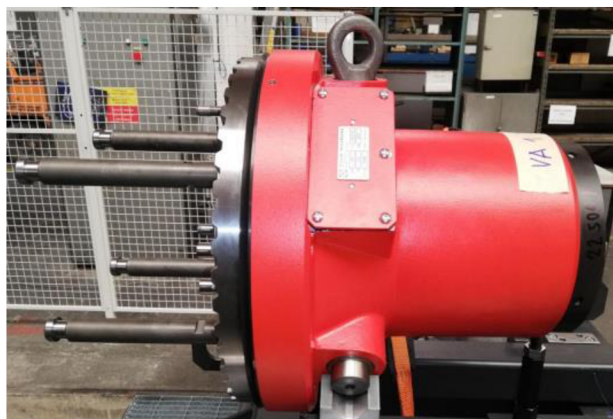
### 2.4.1 Výměnné obráběcí hlavy

K výraznému navýšení technologičnosti obráběcích strojů slouží výměnné obráběcí hlavy. Obráběcí hlavy se upínají na čelo vřeteníku stroje a na svém konci nesou upínač nástrojových jednotek, na který z vřetená přenášejí kroučící moment. Mezi jejich základní funkce patří například prodloužení vyložení vřetená, změna směru vřete nebo přidání dalších říditelných os nástrojů. Různých mutací a druhů obráběcích hlav existuje nepřehledné množství, ale ustálilo se ovšem několik základních typů těchto hlav.

**Přímá hlava** – Osa vřetená takové hlavy je totožná s osou vřetená stroje a je naháněna přímo. Hlava tak slouží zejména k prodloužení vyložení vřeteníku, a umožňuje tak stroji dosáhnout hlouběji do pracovního prostoru. Využití této hlavy při možnosti upnutí nástroje přímo do vřeteníku stroje by se mohlo zdát zbytečné. Mezi její další výhody ovšem patří schopnost přenášet síly z obráběcího procesu přímo do nosné části vřeteníku a šetřit tak uložení vřeteníku. Tento fakt má za následek skutečnost, že při opotřebení dojde ke zničení uložení vřeteníku v přímě hlavě namísto vřeteníku stroje a eliminuje se tak nutná odstávka celého stroje. Hlava v takovém případě může být nahrazena jiným typem hlavy.

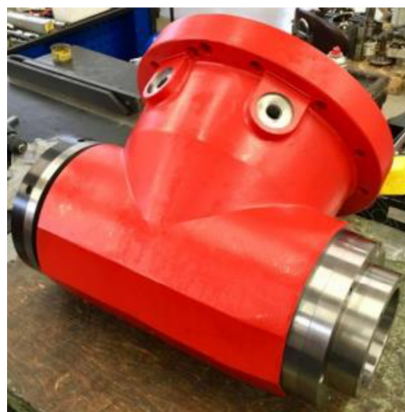
Přímá hlava se vyrábí v rozličných délkách i šířkách a různé modely se tak liší jak v rychlosti otáčení, tak i v přenášeném kroučícím momentu. Ve většině případů je však naháněna od hlavního motoru stroje. Pouze v případech, že stroj nemá centrální pohon jsou hlavy naháněny vlastním elektrovřetenem. Na obrázku 6 můžeme vidět přímou hlavu firmy TOS Kuřim s označením VA1-A, což je kratší varianta hlavy nižší výkonnostní skupiny. Její maximální přenesený výkon je 37 kW, maximální kroučící moment 2 000 Nm a maximální otáčky 6 000 ot/min.





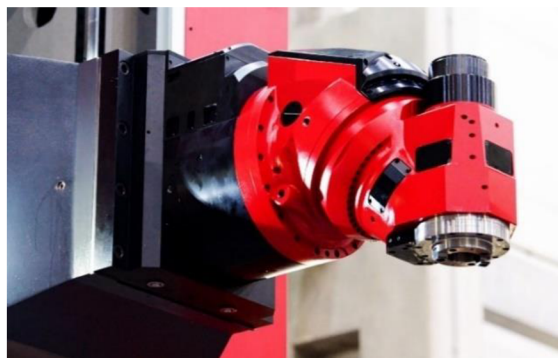
Obr. 6) Hlava VA1-A, TOS Kuřim [8]

**Pravouhlá hlava** – tato hlava má osu vřetena uspořádanou kolmo na osu hlavního vřetena. Značná výhoda vzniká zejména u strojů s horizontální osou vřetena, jelikož je díky ní možné obrábět vodorovné plochy. Pro zvýšení funkcionality se pravouhlé hlavě předřazuje rotační osa C, která umožňuje její natáčení okolo osy hlavního vřetena. Zmíněné natáčení osy může být realizováno buď manuálně, indexovatelně po určitém počtu stupňů, nebo kontinuálně. Samotný mechanismus osy C bývá umístěn buď přímo v hlavě, nebo ve vřeteníku stroje. Náhon pravouhlé hlavy bývá zprostředkován buď náhonem od hlavního vřetena nebo samostatným elektrovřetenem. Na obrázku 7 je vyobrazena hlava VP1-A od firmy TOS Kuřim, která přenáší maximální výkon 37 kW, maximální krouticí moment 2 000 Nm a dosahuje maximálních otáček 6 000 ot/min.



Obr. 7) Hlava VP1-A, TOS Kuřim [8]

**Univerzální hlava** – často je také nazývána jako hlava diagonální, neboť má osu rotace A sklopenou o  $45^\circ$  vůči ose rotace C. Tato skutečnost jí umožňuje nastavit osu rotace nástroje jak do vodorovné, tak do svislé polohy a je jí tak možné nahradit hlavu přímou i pravouhlou. Její nevýhodou oproti dvěma zmíněným hlavám je její větší prostorová náročnost a menší tuhost díky polohovacímu mechanismu. Značnou výhodou je však možnost polohování, a to buď po určité stupňové škále s využitím zpevňování pomocí ozubeného věnce, nebo kontinuálně v případě použití samostatného náhonu osy. V druhém případě je hlava plně schopna kontinuálního pětiosého obrábění. Na obrázku 8 se nachází hlava UHAmi SDHS od firmy Fermat, která pracuje s maximálním výkonem 53 kW, maximálním kroučícím momentem na nástroji 1 500 Nm a je schopna dosáhnout 5 000 ot/min. Má říditelné dvě osy, a to A a C. Obě osy jsou natáčeny pomocí servopohonů nezávisle na hlavním vřetení a je tak vhodná pro kontinuální obrábění. [9] Značení otočné osy u tohoto typu hlavy se liší napříč výrobci. V některých případech je označována jako osa A, v jiných jako osa B.



Obr. 8) Univerzální hlava UHAmi SDHS, Fermat [10]

**Vidlicová hlava** – tento typ hlav je hojně užívaný zejména u portálových obráběcích strojů s vertikální osou vřetena, ale mají dobré využití i v případě horizontálních strojů. Náhon těchto hlav je většinou řešen pomocí elektrovřetena svíraného tělesem hlavy ve tvaru vidlice a jsou tak vhodné pro vysokorychlostní obrábění a dokončovací operace. Na trhu se však vyskytují i typy s náhonem od hlavního vřetena a ty jsou pak vhodné i pro těžké hrubování. Ve velké řadě případů jsou elektrovřetena vyměnitelná za jiná s různou momentovou a výkonnostní charakteristikou, což umožňuje větší technologickou variabilitu. Hlava T30M od výrobce Trimill se nachází na obrázku 9. Jedná se o hlavu, která má dvě kontinuálně řízené osy a elektrovřeteno o maximálním výkonu 50 kW, maximálním kroučícím momentu 314 Nm a maximálních otáčkách 12 000 ot/min. Při této konfiguraci je ideální pro pětiosé obrábění. [11]



Obr. 9) Vidlicová hlava T30M, Trimill [11]

**Ortogonalní hlava** – ortogonalní neboli kolmá hlava je mutací pravoúhlé hlavy, u které je přidána rotace kolem osy B. Hlava svou kinematickou strukturou poskytuje možnost obrábění z pozic, do kterých by se jiné hlavy nemohly dostat. Pro náhon nástroje je možné buď využít náhonu hlavního vřetena nebo vlastního elektrovřetena zabudovaného v hlavě. V kombinaci s osou C je možné ji využít pro pětiosé obrábění. Na obrázku 10 se nachází frézovací hlava HOI 50 od firmy TOS Varnsdorf, která má implementovány 2 rotační osy, a to s indexovatelným polohováním po  $1^\circ$ . Přenese maximální krouticí moment 1200 Nm, maximální výkon 37 kW a dosahuje maximálních otáček 4 000 ot/min. [12]



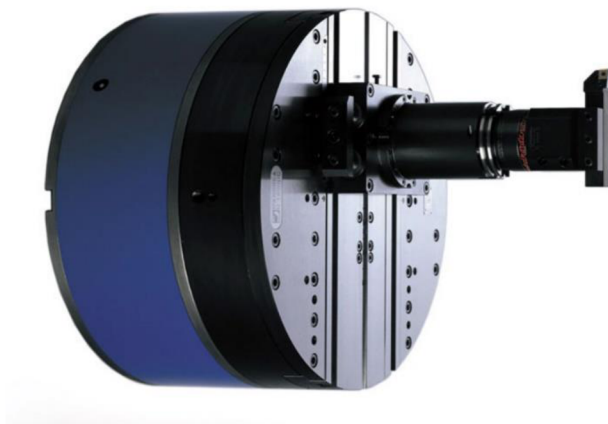
Obr. 10) Ortogonalní hlava HOI 50, TOS Varnsdorf [12]

**Tříosá hlava** – ve snaze zdokonalování vznikají koncepty nových hlav, které vycházejí z hlav výše zmíněných. Za zmínku stojí například tříosá frézovací hlava, která poskytuje stroji možnost až šestiosého obrábění. Vhodným příkladem je frézovací hlava M3ABC od firmy Zimmermann, která umožňuje nástroji tři rotační pohyby. Její koncepce vychází z klasické vidlicové hlavy, ke které přidává třetí rotaci, čímž dochází k podstatnému zrychlené prostorového obrábění. Tato výhoda vzniká díky zkrácení mezioperačních časů během změny polohy nástroje, jelikož není nutné přetáčet zbylé dvě osy, ale pouze dojde k naklonění oné přidané osy. Pohon této hlavy je řešen pomocí elektrovřetena umístěného přímo v hlavě, jelikož při dané konstrukci není náhon od hlavního vřetena možný. Hlavu je možno osadit jedním z dvou elektrovřeten, a to buď o výkonu 74 kW, nebo 100 kW. Hlava M3ABC se nachází na obrázku 11. [13]



Obr. 11) Frézovací hlava M3ABC, Zimmermann [13]

**Lícní desky (plánovací hlavy, hlavy čelně soustružící)** – lícní desky jsou jedním z prvků, které slouží k vytvoření semi-multifunkčního centra z centra frézovacího. Jedná se o speciální hlavu, která nese nožový držák a rotací kolem své osy je tak schopná soustružení. Náhon těchto desek je zajišťován náhonem z hlavního vřetena stroje. Pro posun nožového držáku využívá buď vlastní pohon, nebo je nastavován manuálně. Tyto lícní desky, bývají buď připevněny souose s osou hlavního vřetena, nebo bývají kombinovány s jinými typy hlav. Například hlavou pravouhlou. Jedním z výrobců těchto desek je italský výrobce D`ANDREA s řadou U-tronic, kterou vyrábí v průměrovém rozsahu od 360 do 1 600 mm. Příklad takové hlavy můžeme vidět na obrázku 12. [14]

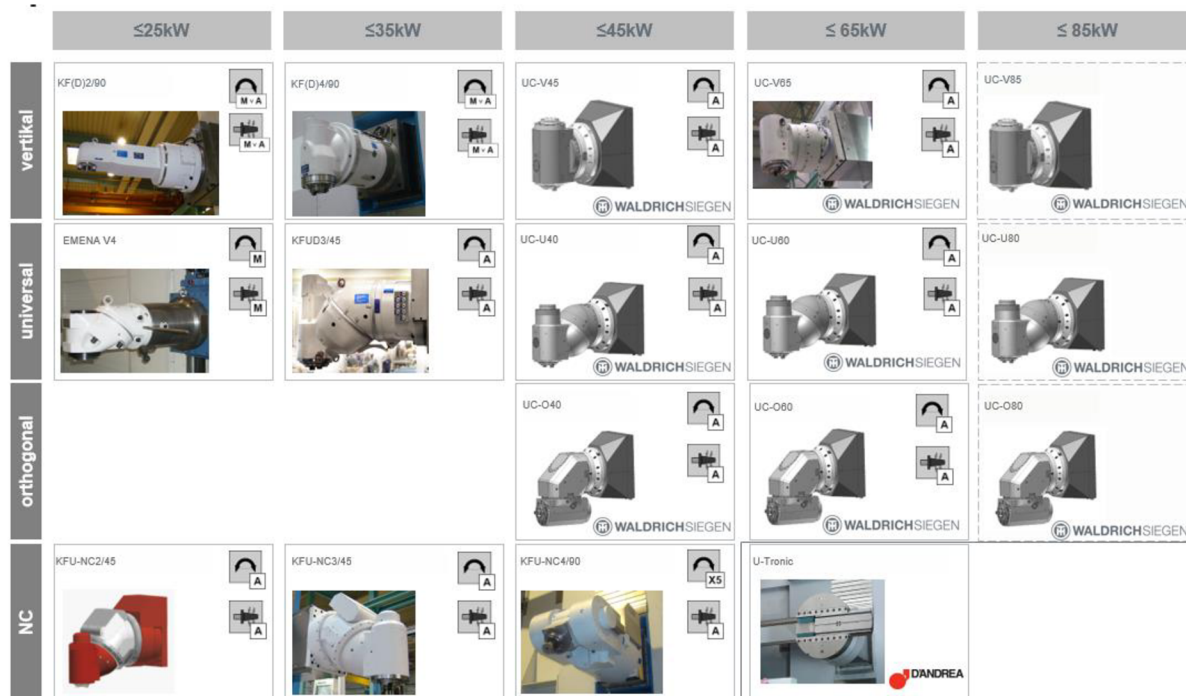


Obr. 12) Lícní deska U-tronic, D`ANDREA [14]

**Nožové držáky** – dalším příslušenstvím pro rozšíření technologické variability stroje jsou nožové držáky. Jedná se o statické hlavy, které slouží k upnutí soustružnických nožů a v případě vybavení stroje karuselovacím stolem, vytvářejí ze stroje multifunkční obráběcí centrum. Výhodou těchto nožových držáků, oproti upínání nožových jednotek do běžných frézovacích hlav, je jejich vyšší tuhost.



Výše uvedený přehled obráběcích hlav je pouze ukázka základních typů. Jednotlivé typy se díky speciálním úpravám a mutacím různě liší výrobce od výrobce. Ukázka série hlav od výrobce WaldrichSiegen se nachází na obrázku 13.



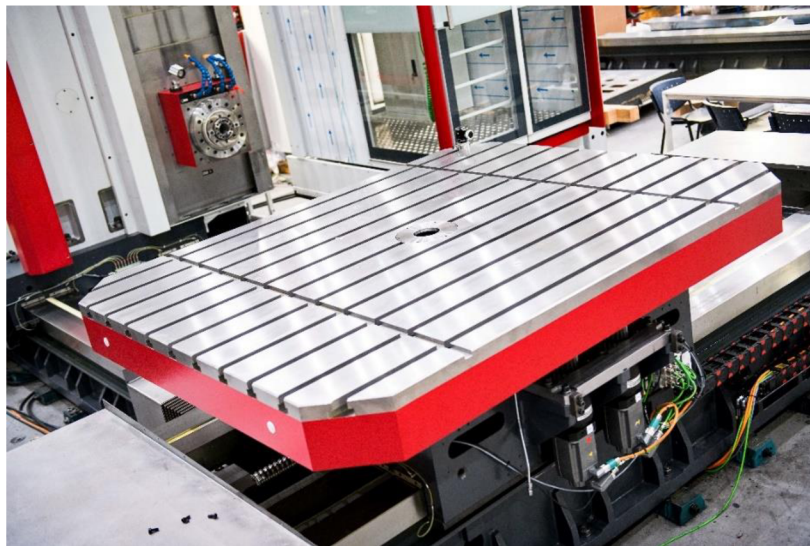
Obr. 13) Portfolio obráběcích hlav firmy WaldrichSiegen [15]

## 2.4.2 Strojní stoly

Nedílnou součástí obráběcích center s vodorovnou osou vřetena jsou strojní stoly. Jedná se o celek, který rozšiřuje technologičnost těchto strojů. Dle konstrukce, ale hlavně výkonu dělíme otočné stoly dvou skupin: soustružnické a polohovací. [1]



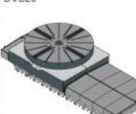
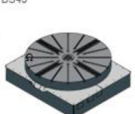
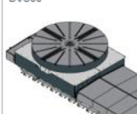
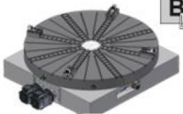
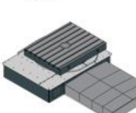
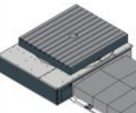
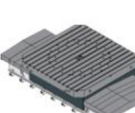
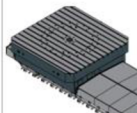

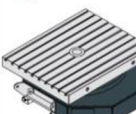
**Soustružnické stoly:** tyto stoly, které jsou z pravidla kruhového tvaru, mají výkon i kroutící moment dostatečný pro soustružnické operace a zvyšují tak obráběcí centra na semi-multifunkční až multifunkční. Jejich konstrukční provedení je většinou bez posuvové osy, ale i tak umožňují lepší využití stroje pro víceosé obrábění a obrobení obrobku až z pěti stran na jedno upnutí. Jejich natačecí mechanismus většinou umožňuje jak kontinuální natačení, tak indexovatelné polohování se zpevněním. Uložení těchto stolů bývá buď valivé nebo hydrostatické.

**Polohovací stoly:** Na rozdíl od soustružnických stolů není jejich instalovaný výkon dostatečný pro soustružnické operace, ale je dimenzovaný pouze na polohování obrobku požadované váhy a rozměrů. Časté provedení těchto stolů je čtvercového tvaru s rovnoběžnými T – drážkami. Pro zvýšení technologické variability bývá často stůl upevněn na pojízdě ose, či na naklápěcím mechanismu. Jeho užití je zejména pro pětiosé obrábění a zvýšení dostupnosti horizontálního stroje k obrobku až z pěti stran. Polohování je prováděno buď kontinuálním natačením nebo indexací se zpevněním. Otočný stůl na obrázku 14, který ke svým strojům dodává firma Fermat, umožňuje kontinuální natačení, ale i lineární pojezd a naklápění do úrovně 10 stupňů. Otočný mechanismus je uložený na křížovém ložisku. [16]



Obr. 14) Otočný stůl Fermat [16]

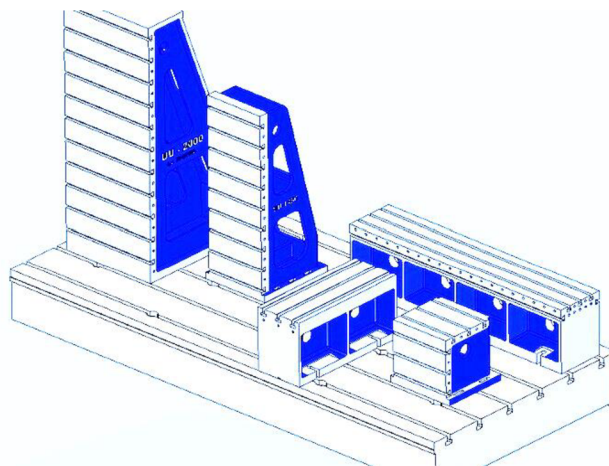
Variací strojních stolů existuje nepřeborné množství co se týče velikostí, únosnosti, či funkcí. Pro představu o běžně využívaných stolech se na obrázku 15 nachází produktové portfolio strojních stolů od firmy WaldrichSiegen.

	≤ 12t	≤ 25t	≤ 45t	≤ 65t	≤ 150t
nachýlit + nastavit + posunovat		DVK5/20  B A V			
soustružit + posunovat	DVS10  B V	DVS20  B V	DS45  B	DVS60  B V	 B WALDRICH-SIEGEN
nastavit + posunovat	DV12  B V	DV25  B V	DV45  B V	DV75  B V	
nastavit	D10  B	D20  B			

Obr. 15) Portfolio strojních stolů firmy WaldrichSiegen [15]

### 2.4.3 Upínací zařízení

Důležitým vybavením pro horizontální stroje jsou samozřejmě upínací zařízení. Základním upínacím prvkem je upínací deska. Jedná se v prostou vodorovně umístěnou desku s T-drážkami, na kterou se buď přímo upíná obrobek, nebo další upínací zařízení. Dalším prvkem jsou upínací kostky, tyto kostky slouží buď k zvednutí upínací roviny obrobku, nebo upnutí obrobku ve svislém směru. Příslušenstvím, používaným zejména u horizontálních strojů, jsou upínací úhelníky. Úhelníky umožňují upnutí rozměrných obrobků ve vertikálním směru a obrábět tak jejich hlavní plochy bez použití speciálních obráběcích hlav. Výrazně se také zlepšuje dostupnost do jejich hlubších otvorů. Příklad upínacího zařízení firmy TOS Varnsdorf se nachází na obrázku 16.



Obr. 16) Upínací zařízení, TOS Varnsdorf [17]

### 2.4.4 Paletizace

Automatická výměna palet zkracuje mezioperační časy a zefektivňuje tak pracovní proces. Princip paletizace spočívá v možnosti přípravy a manipulace s obrobkem na jedné paletě, zatím co na další paletě probíhá obrábění. Počet palet samozřejmě není limitován.

Jednou z využívaných možností je systém Zero point. Tento systém spočívá v upínání technologických palet na přesně definované upínací body, které jsou umístěny na pracovní desce. Aretace palet probíhá pomocí čepů, které se vsunou do upínací jednotky a jsou drženy v pozici pomocí mechanismu, který využívá například vtažení za pomoci kuliček. Ve většině případů tato upínací jednotka vyvozuje přitlačnou sílu pomocí pružin a hydraulický olej využívá pouze pro odepnutí. Díky tomu není potřeba zajišťovat přívod tlakového oleje po dobu obrábění. Přesnost upnutí se pohybuje v řádech mikrometrů a je možné dosáhnout přesnosti i menší než 0,005 mm. Výhodou tohoto systému je ekonomičnost, jelikož duplicita komponent zahrnuje pouze technologickou patelu, a ne samotné polohovací zařízení. [18]

Další možností je automatická posuvná paletizace. V tomto případě jsou obrobky upnuty na běžných upínacích deskách, či otočných stolech a ty postupně vjíždějí do pracovního prostoru. Pracovní prostor a místo pro výměnu obrobku jsou odděleny bezpečnostní přepážkou a není tak nijak ohrožena bezpečnost obsluhy během výměny obrobku. Nevýhodou jsou dražší pořizovací náklady, vzhledem k duplicitě polohovacích zařízení. Výhodou je rychlost a jednoduchost výměny. Toto provedení je možné aplikovat s náhradou posuvného mechanismu za otočný.



Levnější variantou je výměna upínacích palet, přičemž polohovací zařízení zůstává pouze jedno. Náročnost této konstrukce se promítá v problematice automatického upnutí desky na přesnou pozici a její manipulace při zatížení obrobkem.

#### 2.4.5 Výměna nástrojů a hlav

Automatická výměna nástrojů je jednou z podmínek, které musí splňovat stroj, aby mohl být označován jako obráběcí centrum. Většina dnešních CNC strojů je automatickou výměnou nástrojů vybavena, avšak liší se v jejím provedení. Pro obráběcí stroje smykadlového typu se ustálilo využití dvou a více ramenného manipulátoru, nebo výměny pomocí průmyslového robotu.

V případě dvouramenného manipulátoru je nabrání potřebného nástroje ze zásobníku zprostředkováváno přímo manipulátorem a poté buď on najíždí do pozice pro výměnu, nebo tento pohyb vykonává vřeteník. Vše záleží na tom, zda je manipulátor připevněn na stojanu stroje fixně nebo přes pojezdovou dráhu. V případě, že manipulátor je připevněn přes pohyblivou dráhu, vykonává nájezd do polohy on. Výměna pak probíhá velice rychle. Rameno s volnou pozicí nabere nástroj, který byl upnut ve stroji, dojde k přetočení manipulátoru a upnutí nového nástroje. Zásobníky jsou využívány buď řetězového nebo bubnového typu. Komplikace nastává při použití různých obráběcích hlav a rozdílnou délkou a orientací. V takovém případě je nutno manipulátor vybavit mechanismem pro náročnější polohování.

V poslední době se s velkou oblibou setkává využití průmyslového robotu jako manipulátoru pro výměnu nástrojů. Robot obsluhuje zásobník, který se podobá policové skříni, kde jsou vyskládány nástroje. Jako koncový efektor mu slouží dvě čelisti, natočené vůči sobě o ostrý úhel, či přímo 180°. Jednou z čelistí nabere potřebný nástroj ze zásobníku a najede do polohy pro výměnu. Volným chapadlem pak vyjme původní nástroj, přetočí koncový efektor a upne nástroj nový. Výhodou je jednoduché přizpůsobení robotu na různé typy nástrojů a výměnných hlav. Nevýhodou je jejich cena a požadavek větší manipulační prostor.

Výměna obráběcích hlav probíhá většinou také v automatickém cyklu. Jako zásobník hlav se v případě strojů s vodorovnou osou využívá policová skříň, ve které jsou hlavy uloženy a mohou tak být jednoduše nabrány vřeteníkem. Výměna obráběcí hlavy je časově mnohem náročnější než výměna nástroje. Nárůst času nastává zejména u strojů s dlouhým pojezdem v ose X, jelikož musí urazit značnou vzdálenost od místa obrábění k místu se zásobníkem. Snahou výrobců je tyto časy zkracovat, a proto vytvářejí odkládací místa pro hlavy v blízkosti prostoru obrábění.

Příklad obráběcího stroje s výměnou nástrojů pomocí robotu a zásobníkem obráběcích hlav je stroj FUT od firmy TOS Kuřim (obr.17).



Obr. 17) FUT, TOS Kuřim [19]

## 2.5 Pětiosé obrábění

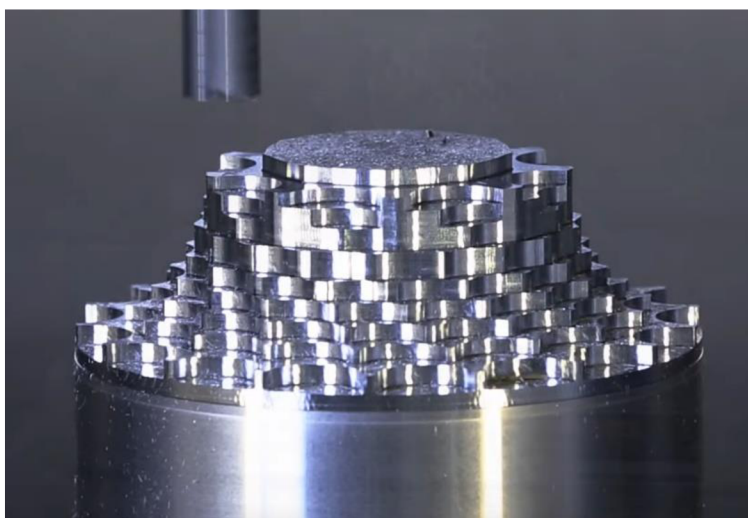
Zvyšování úrovně kinematické struktury obráběcího stroje, kam spadá i využití osy C, nemá za cíl jen lepší dostupnost k obrobku při konvenčním obrábění, ale také možnost využití pětiosého obrábění. Pětiosé obrábění umožňuje výrobu tvarově složitých obrobků, ale také může díky časové úspoře zvýšit produktivitu stroje.

V oblasti pětiosého obrábění se ustálily dva pojmy, a to takzvané obrábění 3+2 a kontinuální pětiosé obrábění. V případě 3+2 obrábění se přidavné dvě rotační osy, které doplňují tři lineární osy, používají pouze pro indexaci nástroje v prostoru. To znamená, že pohon rotační osy pouze natočí nástroj do požadované polohy a dojde ke zpevnění osy pomocí aretačního prvku (často se používá buď Hirtova věnce či kotoučové brzdy). Úhel, o který je možno indexovat závisí na konstrukci zpevňovacího mechanismu. Následný pohyb při obrábění obstarávají opět pouze tři lineární osy. Tento způsob obrábění je schopen pojmut velkou část komerčně obráběných součástí. Výhodou je například i možnost použití kratších nástrojů, což umožňuje lepší dostupnost k obrobku, a tím zvýšit celkovou tuhost.

V případě kontinuálního pětiosého obrábění je využíváno všech pět (případně více) os jako současně říditelných. Tato operace vyžaduje využití CAM softwarů pro vytváření složitých drah nástrojů a také uvaluje vyšší nároky na řídicí systém stroje. Umožňuje ovšem vytváření složitých prostorových ploch. Při pětiosém obrábění se ustálil postup, při kterém dojde nejdříve k vyhrubování předběžného tvaru v tříosém režimu a až poté se s použitím pěti os doobrobí požadovaný tvar.

### 2.5.1 Tříosé hrubování

Vstupním polotovarem pro pětiosé obrábění je obrobek zubovitého tvaru (obr.18), který je vytvořen pomocí tříosého obrábění za použití konvenčních nástrojů. Účelem této operace je dostat se co možná nehlouběji do polotovaru a co možná nejbliže ke stěnám, aby následné dokončování nezabralo zbytečně mnoho času. Hlavním důvodem aplikace tohoto hrubování je možnost rychlého úběru materiálu, jelikož klasické nástroje dovolují přenos větších řezných sil, narozdíl od nástrojů s kulovým čelem, které jsou určeny pro tvarové obrábění. Další výhodou je absence rotačních os, které díky tomu nemusí být dimenzovány na tak velké kroučící momenty, čímž snižují cenu a energetickou náročnost stroje. V případě tvarové náročnosti obrobku je nutné přikročit k hrubování v režimu 3+2, nebo dokonce kontinuálnímu pětiosému hrubování. [20]

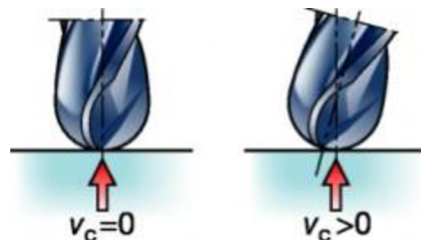


Obr. 18) Turbína vyhrubovaná v tříosém režimu [21]

### 2.5.2 Dokončování/superfinishing

Dokončovací operace již probíhá v plnohodnotném pětiosém režimu. Využívá se zejména nástrojů s kulovým čelem, a to menších průměrů. Úlohu této operace je odebrání zbylých přídavků po hrubování a vytvoření požadovaných tvarů v daných tolerancích. Nároky kladené na rotační osy stroje v tomto režimu často leží na rychlosti otáčení a zrychlení, neboť se často stává, že pro malý posun nástroje je nutné přeorientovat polohu celého kinematického řetězce.

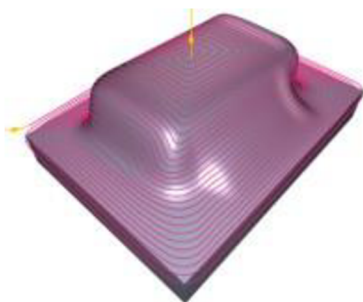
Další významnou funkcí rotačních os při použití kulových nástrojů je udržení konstantní řezné rychlosti. Při použití stopkových fréz s kulovým čelem se nejkritičtější místo břitu nalézá v ose nástroje, kde se řezná rychlost blíží nule (obr,19), což je pro obráběcí proces krajně nepříznivé. Odvádění třísek v blízkosti osy nástroje představuje mezní stav, jelikož prostor kolem příčného břitu je velmi úzký. Z tohoto důvodu je doporučeno naklonění vřetena nebo obrobku o 10 až 15 stupňů, čímž se docílí posunutí oblasti řezu směrem od osy nástroje. Tím dojde ke zvýšení minimální hodnoty řezné rychlosti, prodlouží se životnost nástroje, zlepší se utváření třísky a zlepší se i kvalita obrobené plochy. [20]



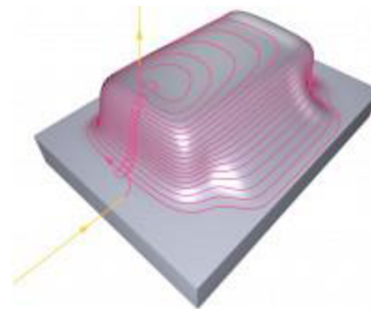
Obr. 19) Vliv náklonu nástroje na řeznou rychlost [20]

V mnoha případech konturovacího frézování je pětiosé frézování nahrazováno konvenčním tříosým frézováním za pomoci použití tvarových nástrojů. Jedná se o konturování po vrstevnici s konstantní hodnotou v ose Z a řízením dalších dvou lineárních os. Jedná se o běžně používaný postup, který vyžaduje užití CAM softwaru, který kontroluje maximální výšky nerovnosti povrchu a generuje dráhy nástroje. Výhodou je plynulý vstup a výstup nástroje ze záběru, snadné programování a široký sortiment vhodných nástrojů. [20]

Naproti tomu je možné využít konturování pomocí šroubovicové interpolace v tří až pětiosém režimu. Jedná se o konturování se současným postupným zahlubováním. Výhodou této metody je dobrá tvarová přesnost a kvalita povrchu, kontrovaná výška nerovností povrchu, konstantní velikost záběru a použití krátkých nástrojů. Hlavní výhodou se ovšem zjevuje v časové náročnosti programu. Při porovnání drah nástroje na obrázku 20 a 21 je zřejmé, že v případě využití šroubovicové interpolace (obr. 21) se razantně sníží počet nutných projektí nástroje pro dokončení stejné plochy, a tak i výsledný čas obrábění. [20]



Obr. 20) Dráha nástroje při konturování s konstantní hodnotou v ose Z [20]



Obr. 21) Dráha nástroje při šroubovicové interpolaci [20]

## 2.6 Popis řešení pohonu osy C

Osa C v oblasti frézovacích strojů smykadlového typu se dá popsat jako mechanismus, který natáčí obráběcí hlavu okolo osy vřeteníku. Jejich konstrukce se dá rozdělit do dvou celků.

Jedním z případů je osa C integrovaná přímo ve vřeteníku stroje. Obráběcí hlavy takových strojů jsou připevněny na část dělicí roviny vřeteníku, kterou představuje upínací deska. Tato deska obstarává přenos sil mezi hlavou a vřeteníkem, a dále také přenos potřebných medií pro funkci obráběcí hlavy. Natáčení osy C je realizováno otáčením celé desky v dělicí rovině, a tak i veškerého příslušenství k ní upnutému.

Další možností je instalace osy C do obráběcí hlavy. V tomto případě je styk obráběcí hlavy s vřeteníkem zprostředkovávám statickou deskou, která nese upínače a potřebné přívody pro média. Dělicí rovina rotace se nachází v hlavě stejně jako uložení celé osy. Nevýhodou je nutnost implementace osy do každé hlavy, který by chtěla tuto osu využívat. Další nevýhodou je prodloužení celkového vyložení, což vede k vyšší deformaci vřeteníku od působení tíhové síly a zmenšení pracovního prostoru. Výhodou je snazší konstrukce vřeteníku v porovnání s osou integrovanou do vřeteníku.

Hlavním parametrem osy C je schopnost polohování. Tato schopnost polohování závisí na mechanismu, který je pro polohování použit, a jejich vlastnosti rozdělují rotační osy do několika režimů, ve kterých jsou schopny pracovat.

### 2.6.1 Manuálně indexovatelné

Nejjednodušší variantou je manuální náhon se zpevněním. Využívaná je hlavně pro obráběcí stroje, které jsou určeny k obrábění v dlouhých pracovních cyklech, a nepotřebují velkou technologickou variabilitu. V případě potřeby natočení obráběcí hlavy obsluha uvolní zpevňovací mechanismus a ručně natočí hlavu do požadované polohy. Poté hlavu opět zpevní.

Úhel, o který je hlavu možné indexovat, je závislý na použitém zpevňovacím prvku. Často používaným prvkem je Hirtovo ozubení, které má podobu dvou souosých věnců. Ty umožňují polohování po určitém počtu stupňů v závislosti na počtu jejich zubů. Pro natáčení o libovolný počet stupňů slouží mechanismy na bázi tření, jako je například kotoučová brzda, nebo jiné přítlačné obložení. Problémem je schopnost přesného nastavení úhlu v manuálním režimu.

Výhodou manuálně indexovatelných os je schopnost přenosu velkých kroutících momentů, spolehlivost a jejich cena díky jednoduchosti natáčecího mechanismu. V současné době jsou však na ústupu kvůli požadavkům na bezobslužný provoz stroje.

### 2.6.2 Automaticky indexovatelné

V zásadě na stejné principu jako osy manuálně indexovatelné pracují i osy indexovatelné automaticky. K jejich natáčení dochází také při přerušení řezného procesu, ovšem s tím rozdílem, že natáčení a zpevnění probíhá v automatickém režimu.

Pro natáčení těchto os se využívá buď náhonu od hlavního vřetená, za použití spojko-  
vého mechanismu, nebo pomocí vlastního náhonu. Kroutící moment, využívaný pro natáčení osy nemusí být vysoký a pohon tak nezabírá velké zástavbové prostory. Výhodou vlastního náhonu osy může být na rozdíl od náhonu od hlavního vřetená přesnost a rozlišení polohování. V případě použití zpevňovacího mechanismu na třecí bázi je rozlišení nastavitelného úhlu omezeno pouze rozlišením polohovacího mechanismu.

### 2.6.3 Kontinuálně naháněné

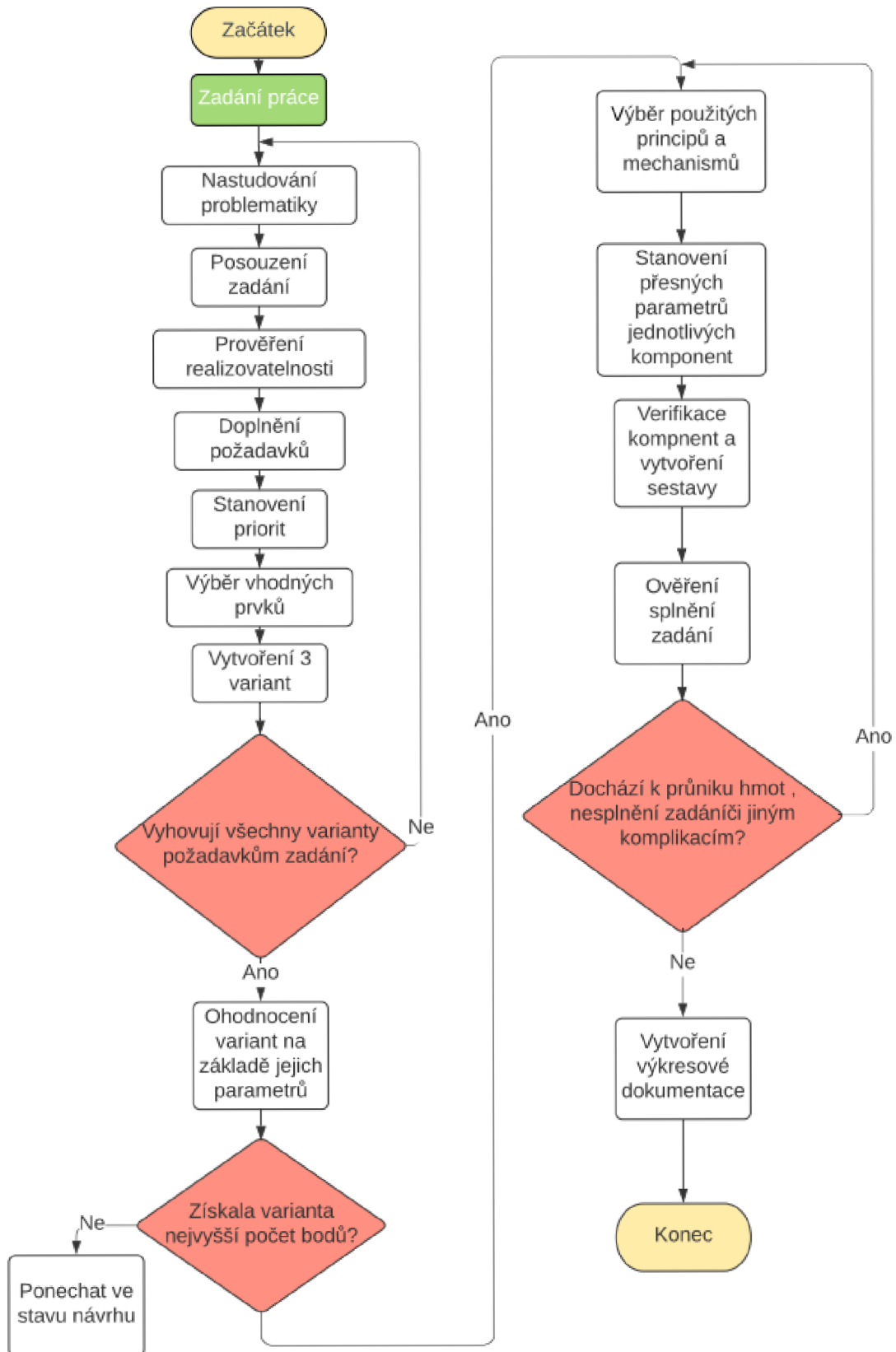
Kontinuálně naháněné osy mají také vlastní pohon, ale jejich kroutící moment je dostatečný na to, aby byly schopny polohovat i v průběhu řezné operace. Tato skutečnost umožňuje strojům jimi vybavenými provádět kontinuální pětiosé obrábění. I tento typ os bývá většinou vybaven zpevňovacím mechanismem. Důvodem je snížení energetické náročnosti a zvýšení tuhosti stroje v případech, kdy není kontinuální pohyb os potřebný. Díky tomu je možné dimenzovat pohony kontinuálních os na nižší výkonové parametry, jelikož slouží zejména pro dokončovací operace.

Pro náhon tohoto typu os neodmyslitelně patří schopnost bezvúlového pohybu. Existuje několik možností, pomocí kterých je možné bezvúlového chodu dosáhnout:

- **Dvojitě předepruté ozubení** – jedná se o mechanismus s jedním náhonem, jehož kroutící moment je převáděn přes dva pastorky nebo jejich sérii na konečné ozubené kolo. Tyto pastorky jsou vůči sobě mechanicky předepruté, aby došlo k vymezení vůle. Vymezování se provádí mechanicky při montáži, kdy dojde k prosté deformaci řetězce.
- **Master Slave** – metoda předeprnutí, která využívá pro náhon dvou současně zabírajících servomotorů. Jeden motor funguje jako hlavní (Master) a druhý motor (Slave) vytváří předeprnutí a částečně pomáhá hlavnímu motoru. Tento způsob předeprnutí má vysoké nároky na řídicí systém stroje, ale dosahuje dobrých výsledků.
- **Šnekový převod** – pro vymezení vůle lze použít šnekového soukolí s rozdílným stoupáním závitu na šneku. Tento mechanismus má výhodu ve velkém převodovém poměru a samosvornosti. Je taky možné použít dva běžné šnekové převody v režimu Master Slave.
- **Torzní motor** – moderní způsob řešení rotačních os, u kterého je využito prstencových torzních motorů. Jedná se o pomaloběžné mnohapólové motory s velkým průměrem a malou stavební výškou. S jejich nasazením u rotačních os se dosahuje vyšších přesností a dynamiky než při použití převodů. O udržení kroutícího momentu a vymezení vůle se stará pouze elektrická vazba mezi statorem a rotorem. [22]



### 3 METODIKA ŘEŠENÍ PRÁCE



# 4 SYSTÉMOVÝ ROZBOR ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY, NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A JEJICH VÝBĚR

## 4.1 Systémový rozbor řešené problematiky

Pro podchycení souvislostí a okolních vlivů na řešený problém bude proveden systémový rozbor problematiky.

### Problémová situace

Při návrhu osy C pro horizontální obráběcí centra smykadlového typu vyvstává hned několik zásadních problémů, které způsobuje zejména její okolí, jak bude popsáno dále. Pro zpracování této diplomové práce bude nutné nejdříve vypracovat 3 vhodné varianty řešení, ze kterých bude následně vybrána nejvhodnější pro další zpracování. Pro jejich vyhodnocení je však nutné vybrat kritéria, které ji nejvíce ovlivňují.

### Formulace problému

Návrh C osy pro výměnné hlavy u horizontálních obráběcích center smykadlového typu.

### Formulace cílů řešení

Cíle diplomové práce jsou následující:

- návrhy nejméně tří konstrukčních variant C osy vestavěné do smykadla, zdůvodnění výběru optimální varianty řešení a stanovení jeho technických parametrů,
- výkres sestavy C osy, kusovník a min. 5 výkresů vyráběných dílů,
- potřebné technické výpočty,
- komentář k přiložené výkresové dokumentaci,
- vlastní závěry a doporučení pro praxi.

### Popis řešené soustavy

Soustava se skládá z rotační osy umístěné uvnitř vřeteníku smykadlového typu. Stěžejním bodem soustavy je upínací deska, která slouží jako dělící rovina pro upínání výměnných hlav, převod médií, ale také přenos veškerých sil. Upínací deska je uložena ve vřeteníku pomocí ložiska a její pohyb obstarává samostatný pohon. Dále je na ní upevněn zpevňovací mechanismus, rotační přívod pro média a jiné potřebné periferie.

### Systém podstatných veličin

Systém podstatných veličin by měl zahrnovat veličiny popisující podstatné situace z hlediska řešení daného problému. Entita s určitými vlastnostmi je ovlivněna okolím, a také entita ovlivňuje své okolí. Charakteristiky entity vytváří podmnožiny S0 až S8. Tyto podmnožiny jsou popsány níže. Vynechání některé z podmnožin by mohlo vést k nedostačujícím výsledkům. [23]

- **S0 – Veličiny popisující okolí entity**

Entita je obklopena tělem vřeteníku. Její prostředí, zejména kondice vzduchu je proměnlivá v závislosti na provozu stroje. Mezi proměnlivé veličiny patří teplota a tlak vzduchu. Entita se nachází na konci kinematického řetězce obráběcího stroje a je tak vystavována významnému pohybu v prostoru. Entita přichází do kontaktu se silami z obráběcího procesu. Dle předpokladu s ní zachází vyškolený personál.

- **S1 – Struktura, geometrie a topologie entity**

Entita je vnímána jako trojrozměrný objekt, který je navržen na základě výpočtů a zadaných parametrů. Rozměrové a tvarové veličiny, které objekt popisují, jsou navrženy tak, aby umožňovaly chování entity tak, jak je od ní očekáváno.

- **S2 – Podstatné vazby a interakce entity s okolím**

Entita je vázána k tělesu vřeteníku pomocí ložiska. Ložisko podléhá deformaci a jeho tuhost je definována výrobcem. Její hlavní funkcí je polohování obráběcí hlavy v prostoru. Pro správnou funkci entity je nutné přivést elektrickou energii.

- **S3 – Aktivace entity s okolím**

K aktivaci entity dochází při přijetí aktivačního impulzu z řídicího systému. Ten umožní rozpořívování částí entity dle naprogramovaných funkcí.

- **S4 – Ovlivňování entity s okolím**

Stejně jako na všechny entity v tíhovém poli země působí i na tuto entitu tíhová síla. Při pohybu na entitu působí setrvační síly, se kterými je nutné počítat. Významnými silami, které na entitu působí jsou síly od obráběcího procesu. Stejně tak entita silově ovlivňuje obráběcí proces za definovaných podmínek.

- **S5 – Oborové vlastnosti prvků struktury entity**

Entita se skládá převážně z ocelových částí, které jsou popsány následujícími charakteristikami: modul pružnosti v tahu, hustota, tepelná vodivost, modul pružnosti ve smyku a součinitel délkové roztažnosti. Ocelové materiály jsou uvažovány jako homogenní, izotropní a lineárně pružné. Minoritní podíl tvoří jiné materiály jako je například guma či měď.

- **S6 – Veličiny popisující procesy a stavy entity**

Procesy a stavy entity jsou popsány napěťovými charakteristikami. Působením kroutícího momentu vznikají napětí, která ovlivňují jednotlivé součásti entity.

- **S7 – Veličiny popisující projevy entity**

Projevy entity jsou popsány pomocí posuvů v jednotlivých bodech entity.

- **S8 – Důsledky projevů**

Důsledky projevů mohou být rozměrové a geometrické deformace, jako je přímost, rovnoběžnost, kolmost, rovinnost atd., které by měly nepříznivý vliv na funkci entity. V mezních stavech deformace by mohlo dojít až k porušení soudržnosti entity.

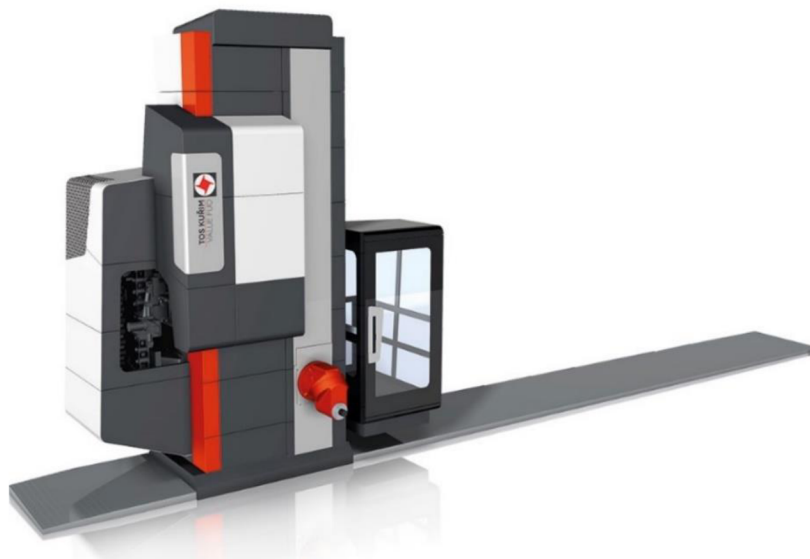
## 4.2 Parametry řešení

Zadání diplomové práce nemluví podrobně o požadovaných parametrech obráběcího stroje, pro který by osa C měla být využitelná, ovšem zmiňuje kategorii, do které se dá stroj zařadit. Horizontální obráběcí centra smykadlového typu s výměnnými hlavami spadají do kategorie středně těžkých až těžkých obráběcích strojů. Jejich odstupňování se liší zejména jejich rozměry a instalovanými výkony, ale druhy použitých prvků zůstávají většinou stejné.

Jako vstup pro ohraničení zadané problematiky byl zvolen stroj FU od firmy TOS Kuřim s vřetenkem výkonové řady A. Jedná se o středně velký horizontální obráběcí stroj, který umožňuje širokou paletu obráběcích operací. Mezi příslušenství stroje patří řada různých obráběcích hlav. Jako východisko pro upínací rovinu bylo použito rozložení upínací roviny stroje FU a C osa tak bude kompatibilní se všemi obráběcími hlavami TOS Kuřim. Ilustrační foto stroje FU (TOS Kuřim) se nachází na obrázku 22. V tabulce 1 se nachází kombinace hodnot převzatých ze stroje FU a jiných standartních strojů, které jsou zvoleny jako vhodné.

Tab 1) Vstupní a doplněné parametry zadání

Vnější rozměry vřeteníku	500x500 mm
Maximální točivý moment vřetená	2 000 Nm
Moment zpevnění osy C	10 000 Nm
Moment osy C v kontinuálním režimu	2 000 Nm
Rychlost rotace osy C	360°/s
Zrychlení osy C	700°/s <sup>2</sup>
Úhel natočení	∞
Maximální řezná síla	20 000 N



Obr. 22) Horizontální obráběcí centrum FU, TOS Kuřim [19]

Mezi další požadované parametry patří například schopnost převodu provozních a procesních kapalin do obráběcích hlav. Dále je nutné zajistit přenos elektrické energie, pro případnou elektroinstalaci v hlavách a v neposlední řadě přenos dat a signálů od senzorů či odměřování.

### 4.3 Varianty řešení

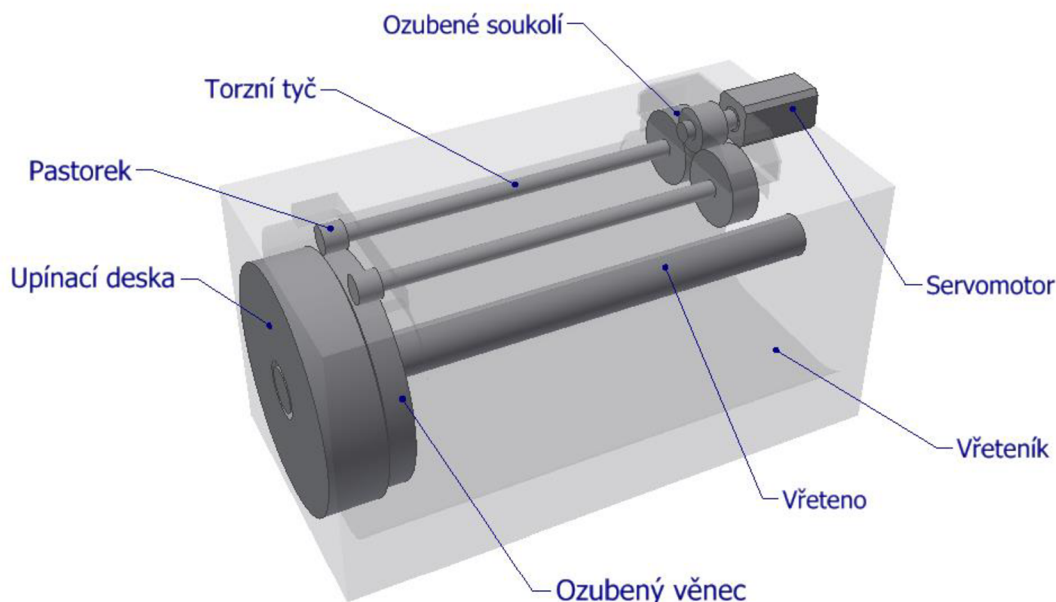
V souladu se zadáním byly zvoleny tři možné varianty řešení. Všechny tři varianty jsou schopny dosáhnout přibližně stejných provozních vlastností a lze je tak považovat do určité míry za adekvátní.

#### 4.3.1 Varianta 1

První z možností řešení je využití náhonu dvou mechanicky předepnutých pastorků, které jsou naháněny jedním servomotorem. Jedná se o hojně využívanou, i když starší konstrukci, která je plně schopna bezvúlového pohybu.

Aby osa dosahovala požadovaného kroutícího momentu, je třeba značného převodového poměru. Ten z velké části tvoří ozubený věnec upevněný na desku v dělicí rovině. Aby ozubený věnec mohl mít co největší průměr a dosahovat většího převodového poměru, jsou pastorky upevněny až v tělese vřeteníku. Převodový poměr je pak navýšen ještě sérií dalších ozubených kol. V případě portálových strojů je motor umístěn přímo na konci vřeteníku. V případě horizontálních center s výsuvným vřeteníkem je ale nutné, aby byl vřeteník hladký po celé délce výsuvu, a proto se spojení motoru a ozubeného věnce musí provádět pomocí torzních tyčí.

Nevýhodou nasazení torzních tyčí je jejich torzní tuhost, která snižuje přesnost polohování. Další nevýhodou je náročnost na instalaci a údržbu převodového mechanismu a narušení struktury vřeteníku implementací torzních tyčí. V neposlední řadě pak může být nevýhodou menší dynamika osy z důvodu velkého převodového poměru. Výhodou je cena, jelikož lze použít pouze jeden servomotor s relativně malým výkonem, ovšem je nutné počítat s vyššími náklady na výrobu a montáž složitější mechanické části. Hrubý návrh pohonu u varianty jedna je vykreslen na obrázku 23.<sup>3</sup>



Obr. 23) Návrh pohonu varianty 1

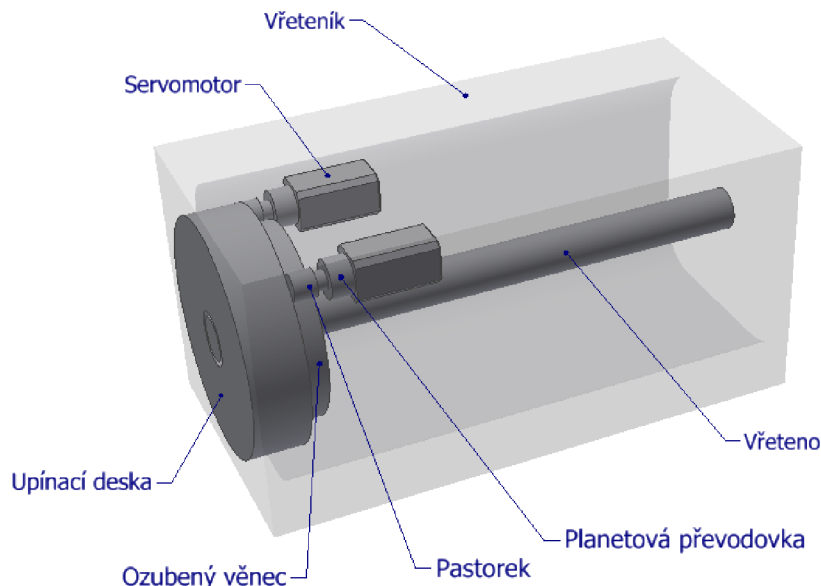
<sup>3</sup> Uložení pohonů ani jiných elementů nebylo v prvotním návrhu řešeno. To platí pro všechny 3 varianty.

### 4.3.2 Varianta 2

Další variantou je využití náhonu dvou servomotorů v režimu Master Slave. Jedná se o novější prvek, který k vymezení vůle využívá softwarově řízené předepnutí právě díky nasazení dvou pohonů.

V případě této varianty by bylo možné uložit oba motory do těla vřeteníku a přiblížit je tak dělicí rovině osy. K dosažení potřebného točivého momentu by byl využit převod ozubeného věnce a dvou pastorků, přičemž by každý pastorek poháněl samostatný motor. Aby se předešlo nasazení příliš rozměrných pohonů, bylo by nutné pro každý motor nasadit další převod, například pomocí planetové převodovky. Tím by bylo možné dosáhnout potřebného krouťacího momentu.

Pohon v režimu Master Slave je náročný na výkonnost řídicího systému a navyšuje cenu z důvodu duplicity pohonů a frekvenčních měničů. Výhodou je však jeho přesnost a schopnost programového ladění. S ohledem na velikost převodového poměru by tato varianta taktéž snižovala dynamiku osy. Náročnost převodových mechanismů na údržbu a jejich deformace či případné nepřesnosti znamenají taktéž nevýhodu. Hrubý návrh pohonu u varianty 2 je na obrázku 24.



Obr. 24) Návrh pohonu varianty 2

### 4.3.3 Varianta 3

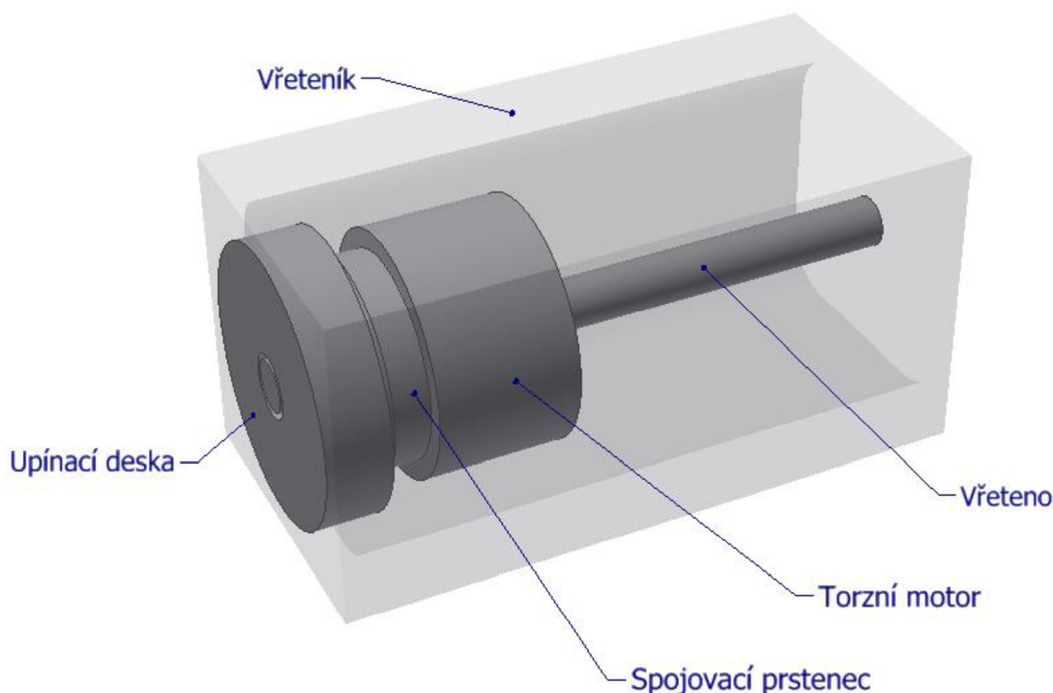
Třetí variantou je využití pohonu prstencovým torzním motorem. Je to moderní možnost pohonu, která se postupně prosazuje v oblasti obráběcích strojů.

K vymezení vůle a pohybu osy se v tomto případě využívá pouze vazba magnetického pole mezi rotorem a statorem motoru. Charakteristikou těchto pohonů je schopnost vyvinout vysokého točivého momentu. Tím pádem není nutné vkládat převodový mechanismus a je tak možné vytvořit jednodotový mechanický systém. Výhodou těchto systémů je vysoká přesnost polohování a dobrá dynamika.

Problém u torzních motorů nastává při jejich výběru. Parametr točivého momentu u nich totiž narůstá zejména s jejich průměrem, a proto jsou limitující zejména zástavbové prostory

pro pohon. Výhodou však je jejich schopnost přetěžování, kdy v případě využití vodního chlazení statoru dokáží jmenovitý moment značně znásobit.

Připojení torzního motoru je možné přímo na desku dělicí roviny osy, a to v její bezprostřední blízkosti. Dochází tak k malým deformacím celého mechanismu, což značně zvyšuje přesnost. Díky prstencovému tvaru navíc umožňují prostup hlavního vřetena a jiných nutných přívodů přímo jejich otvorem. Nevýhodou je jejich vyšší cena. Hrubý návrh pohonu varianty 3 se nachází na obrázku 25.



Obr. 25) Návrh pohonu varianty 3

#### 4.4 Výběr varianty

Všechny tři varianty jsou schopny dosahovat v zásadě stejné funkce, která se liší pouze rozdílem hodnot určitých parametrů. Pro posouzení variant a výběru té nejlepší byl využit výpočet hodnoty variant. Jedná se o metodu, která vyhodnocuje výsledné pořadí variant na základě součtu hodnot, které se skládají ze součtin bodů z hodnocení kritéria a jeho váhy. Při vyhodnocování variant je třeba postupovat přesně a systematicky. Běžným postupem je tato posloupnost:

**identifikace** → **stanovení kritérií** → **stanovení vah kritérií** → **stanovení hodnot kritérií jednotlivých variant** → **výběr varianty**

**Identifikace rozhodovacího problému:** k ohraničení problematiky slouží zejména první kapitola této práce, která definuje základní okolí řešené úlohy. K přesnému vytyčení cílů a účelů řešení slouží kapitola 4.1 a 4.2, kde jsou definovány hlavní parametry a vliv okolního systému na řešený subsystém.

**Stanovení kritérií:** prvním z vytyčených cílů, který vyplývá se vstupních parametrů je vysoká dynamika osy. Tabulka hodnot dále definuje požadovaný kroutící moment, kterého má osa



dosahovat, a to jak v kontinuálním režimu, tak při zpevnění. Další parametry vyplývají ze všeobecných požadavků na strojní součásti a pohonů os: výrobní náročnost, přesnost polohování, požadavky na údržbu, cena, prostorová náročnost, spotřeba energie.

**Stanovení vah kritérií:** ke stanovení vah kritérií bude využita Metoda párového srovnání kritérií. Při použití této metody jsou váhy kritérií odvozeny z preferenční relace expertně definované pro danou množinu kritérií. Pokud nepředpokládáme možnost stejně hodnocených kritérií, vycházíme z incidenční matice relace ostré preference  $P$  definované na množině kritérií  $K$ , pro jejíž prvky platí:

$$P_{j,k} = 1 \text{ je-li } j\text{-té kritérium významnější než } k\text{-té, } 0 \text{ není-li tomu tak.}$$

Významnost  $j$ -tého kritéria, jeho nenormovaná váha  $w_j$ , je pak odvozena z počtu kritérií, před kterými je dané kritérium preferováno, a vypočtena ze vzorce: [24]

$$w_j = \sum_{k=1}^m p_{j,k} + 1$$

Přičtená jednička u každé váhy zabraňuje tomu, aby nejméně významné kritérium dostalo nulovou váhu. Výpočet normovaných vah  $v_j$  se pak provádí standardně podle vzorce:

$$v_j = \frac{w_j}{\sum_{k=1}^n w_k}$$

#### Seznam kritérií:

- K1 – Dynamika osy
- K2 – Kroutící moment v kontinuálním režimu
- K3 – Kroutící moment při zpevnění
- K4 – Výrobní náročnost
- K5 – Přesnost polohování
- K6 – Požadavky na údržbu
- K7 – Cena
- K8 – Prostorová náročnost
- K9 – Spotřeba energie

Tab 2) Přiřazení vah parametrům

	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>	K <sub>5</sub>	K <sub>6</sub>	K <sub>7</sub>	K <sub>8</sub>	K <sub>9</sub>	$w_j$	$v_j$
K1	0	1	1	1	0	1	1	1	1	8	0,18
K2	0	0	1	1	0	1	1	1	1	7	0,16
K3	0	0	0	1	0	1	1	1	1	6	0,13
K4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0,02
K5	1	1	1	1	0	1	1	1	1	9	0,20
K6	0	0	0	1	0	0	1	1	0	4	0,09
K7	0	0	0	1	0	0	0	1	1	4	0,09
K8	0	0	0	1	0	0	0	0	0	2	0,04
K9	0	0	0	1	0	1	0	1	0	4	0,09



**Stanovení hodnot kritérií jednotlivých variant:** jednotlivá kritéria budou ohodnocena u všech tří variant řešení známkou na stupnici jedna až pět, kde pět je nejlepší a jedna nejhorší. Jednotlivé známky budou vynásobeny vahou daného kritéria a tyto hodnoty budou sečteny pro každou variantu. Výsledná hodnota bude udávat vhodnost variant a určí jejich pořadí výběru, přičemž nejvyšší ohodnocení určí nejvhodnější variantu.

Tab 3) Hodnocení variant

Parametry	Váhy parametrů	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Dynamika osy	0,18	3	3	5
Kroutící moment v kont. režimu	0,16	5	5	4
Kroutící moment při zpevnění	0,13	5	5	5
Výrobní náročnost	0,02	2	3	4
Přesnost polohování	0,20	3	3	5
Požadavky na údržbu	0,09	1	3	5
Cena	0,09	4	3	3
Prostorová náročnost	0,04	2	4	4
Spotřeba energie	0,09	5	4	3
Počet bodů		30	33	38
Vážený výsledek		3,6	3,7	4,4
<b>Pořadí variant</b>		<b>3</b>	<b>2</b>	<b>1</b>

**Výběr varianty:** z hodnocení variant vyplývá, že nejvíce splňuje požadavky zadání varianta 3, tedy využití náhonu torzním motorem. Je zřejmé, že hodnocení není a ani nemůže být zcela objektivní, jelikož je postaveno na hodnocení autora práce, které nutně musí obsahovat i subjektivní aspekty, tudíž hodnocení nelze brát jako všeobecně platné.

## 5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVOLENÉ VARIANTY

Po úvodu do řešení problematiky a výběru vhodného řešení nastává čas pro konkrétní řešení problému. V této kapitole budou postupně probrány jednotlivé části řešení, u kterých bude v případě nutnosti přidán teoretický úvod a následně bude provedena jejich volba a dimenzace.

### 5.1 Volba torzního motoru

Jako stěžejní část, od které se budou odvíjet specifikace ostatních součástí musí být v první řadě zvolen pohon osy. Jak již bylo zmíněno výše, bude se jednat o prstencový torzní motor.

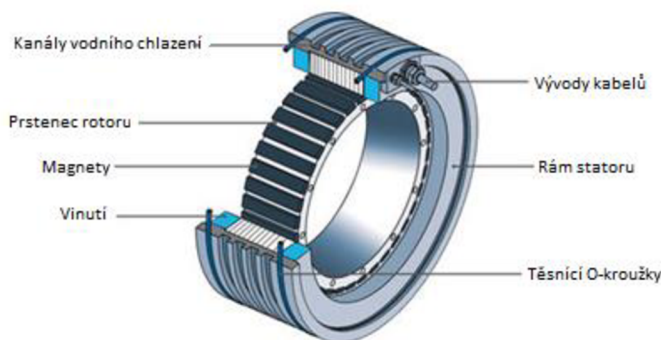
Momentové motory jsou zvláštním druhem bezkartáčových synchronních motorů s permanentními magnety. Poněvadž je zátěž přímo spojena s rotorem bez použití převodových mechanismů, označujeme tyto pohony jako přímé.

Podle úhlu pohledu můžeme momentový motor považovat buď za stočený lineární motor nebo klasický servomotor s velkým počtem pólů. Je to právě velký počet pólů, který umožňuje dosáhnout vysoký kroučící moment v malých otáčkách. Další atraktivní vlastností je jejich kompaktní konstrukce zahrnující úzkou zástavbu a velký vnitřní průměr.

Stejně jako lineární motory, řadíme momentové motory k nezapouzdřeným motorům. To znamená, že motor nezahrnuje kryt, ložiska, ani zpětnovazební snímač. Tyto komponenty si může zvolit výrobce stroje a optimalizovat podle požadovaného výkonu, nebo mohou být koupeny jako součást sestavy.

Momentové motory produkují vysoký kroučící moment na nízkých rychlostech, a dokonce i v klidu. Narozdíl od tradičních pohonů se dimenzují čistě podle momentu, nikoliv výkonu. Špičkový moment v zásadě udává maximální kroučící moment, který motor může fyzicky produkovat, a trvalý moment definuje velikost momentu, který je motor schopen dodávat trvale. Pracovní cyklus aplikace bude definovat závislost na špičkovém nebo trvalém momentu. [25]

Popis torzního motoru se nachází na obrázku 26, kde můžeme vidět celou jeho strukturu v řezu. Základ motoru tvoří prstencový stator. Ten nese trojfázové (v případě motorů Etel dvoufázové) vinutí s mnoha póly, stejně tak jako vstupy po potřebnou kabeláž nebo prvky vodního chlazení. Vodní chlazení bývá provedeno buď pomocí chladících kanálků, jak je tomu na obrázku, kdy motor musí být uložen v přesně vyrobené válcové ploše, která tyto kanálky utěsňuje pomocí těsnících kroužků, nebo obsahuje samotnou chladicí jednotku, která vyžaduje pouze připojení vstupu a výstupu chladicí kapaliny a nevyžaduje speciální uložení. Stator je pak tvořen druhým prstencem, na kterém jsou upevněny permanentní magnety.



Obr. 26) Princip momentového motoru [25]

## Volba motoru

Jak již bylo řečeno, torzní motory se navrhují na hodnotu maximálního kroučícího momentu. Je však nezbytně nutné, aby došlo k identifikaci všech konzumentů kroučícího momentu v systému.

### a) Statické hledisko

Nejlépe determinované kroučící momenty jsou momenty statické. Jedná se o momenty, které jsou v čase konstantní. Takový zástupce je v tomto případě maximální moment 2 000 Nm v kontinuálním režimu, který se nachází v tabulce 1 (Vstupní parametry). Tato hodnota určuje maximální moment, kterého by osa mohla dosáhnout při překonávání sil z řezného procesu.

### b) Dynamické hledisko

Další moment, který je nutné pohonem vyvinout je moment nutný pro rozběh. Tento moment je přímo závislý na momentu setrvačnosti rotačních hmot a velikosti zrychlení. Momenty setrvačnosti součástí vlastního návrhu byly vypočteny pomocí CAD softwaru a momenty setrvačnosti ostatních částí byly vyčteny z katalogů nebo jiných dostupných zdrojů. Mezi další ztráty kroučícího momentu při rozběhu patří pasivní odpory vnitřních mechanismů. Velkým konzumentem kroučícího momentu u rotačních os bývá rotační přívod médií (viz kap. 5.6). Tato hodnota je velice těžce zjistitelná, neboť silně záleží na výrobních tolerancích, provozních tlacích médií, počtu třecích elementů atd. Z toho důvodu se v praxi stává, že naměřená hodnota u různých kusů stejného typu přívodu bývá různá. Proto bude pro účely této práce použita hodnota 80 Nm, která odpovídá průměrné hodnotě podobně rozměrných rotačních přívodů použitých v praxi. Dalším nezanedbatelným konzumentem je valivý odpor ložiska (viz kap. 5.2). Odpor zvoleného ložiska dosahuje hodnoty 13 Nm.<sup>4</sup> Výpočty v této práci jsou prováděny formou matematického přístupu, u kterého jsou nejdříve uvedeny vstupní veličiny a až za nimi se nachází výpočtové rovnice. Tento přístup byl zvolen z důvodu využití programu Mathcat, který nabízí snadnou možnost iterací výpočtu a je pro konstrukční návrhy více než vhodný.

Moment setrvačnosti ložiska	$J_l := 0.5 \cdot kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti rozvodu	$J_r := 0.112388 \cdot kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti hlavy	$J_h := 3 \cdot kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti motoru	$J_m := 0.434 \cdot kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti prstence	$J_p := 0.108495 \cdot kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti desky	$J_d := 1.117478 \cdot kg \cdot m^2$
Celkový moment setrvačnosti	$J_{celk} := J_l + J_r + J_h + J_m + J_p + J_d = 5.272 \cdot kg \cdot m^2 \quad (1)$

<sup>4</sup> Je zřejmé, že návrh části stroje nelze praktikovat dimenzováním jednotlivých součástí a následně je pouze spojit, neboť se jedná o provázaný systém. Proto je nutné posuzovat součásti v souvislostech a provádět výpočetní iterace. To v textové formě není možné, a proto bude na jednotlivé kapitoly odkazováno.

Úhlové zrychlení	$\alpha := 1.95 \cdot \frac{1}{s^2}$	
Valivý odpor ložiska	$M_l := 13 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Odpor těsních kroužků	$M_{kr} := 80 \text{ N} \cdot \text{m}$	
Moment nutný pro rozběh	$M_{rozběh} := M_l + M_{kr} + \alpha \cdot J_{celk} = 103.281 \text{ N} \cdot \text{m}$	(2)

### c) Celkový moment

Celkový maximální moment vychází ze součtu momentu statického a dynamického a dosahuje hodnoty 2 104 Nm. Tato hodnota je čistě teoretická a je proto vhodné ji vynásobit bezpečnostním koeficientem 1,2, který zaručí funkčnost i při mírných odchylkách při výrobě či provozu. Moment po vynásobení pak dosahuje hodnoty 2 525 Nm.

Bylo by zbytečné dimenzovat motor na dosahování vypočteného momentu v nepřetržitém cyklu. Jak již bylo zmíněno, torzní motory s vodním chlazením dosahují vysokých točivých momentů při jejich přetěžování. Již z podstaty pětiosého obrábění (kap. 2.5) je zřejmé, že tvarové nástroje využívají zejména výkonu pohonu nikoliv točivého momentu a ani maximálního točivého momentu osy C tak nevyužívají dlouhodobě.

Jako vhodný pohon byl vybrán torzní motor od firmy Etel TMB+0360-200 s vinutím typu TF. Ve své rozměrové kategorii dosahuje oproti konkurenci nejvyššího točivého momentu. Jedná se o provedení s uzavřeným chladicím okruhem s axiálními přívody, což umožňuje snadnou montáž do nitra vřeteníku. Fotografie motoru se nachází na obrázku 27.



Obr. 27) Etel TMB+0360 [26]

Tab 4) Parametry motoru Etel TMB+ [26]

Etel TMB+0360-200-TF		
Charakteristika	Hodnota	Jednotka
Špičkový moment	2950	Nm
Dlouhodobý moment	2350	Nm
Kontinuální moment	1720	Nm
Klidový moment	1380	Nm
Minimální rychlost	0,22	ot/min
Maximální rychlost bez FW <sup>5</sup>	189	ot/min
Maximální rychlost s FW	380	ot/min
Cyklus dlouhodobého momentu	40	%
Cyklus špičkového momentu	5	%
Příkon při kontinuálním momentu	9,93	kW
Příkon při špičkovém momentu	39.8	kW

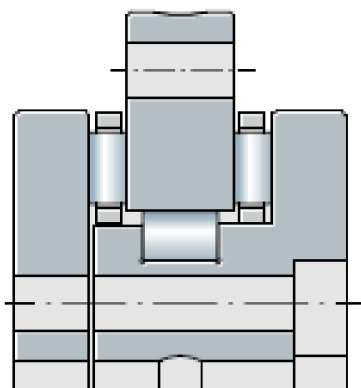
## 5.2 Volba ložiska

Dalším důležitým prvkem je ložisko, které umožňuje rotaci osy ve vřeteníku. Jelikož nosnou část osy tvoří upínací deska, bude ložisko spojovat právě ji s vřeteníkem. K usnadnění montáže a výroby je na čelo odlitku vřeteníku připevněna příruba, která má stejné vnější rozměry jako vřeteník a v ní je upevněna většina funkčních částí osy. Pro toto řešení lze využít hned několika typů ložisek:

- **Kluzné ložisko:** jednoduché řešení, které využívá kluzných elementů k umožnění otáčení a přenosu sil. Dokáže dosahovat i vysokých parametrů z hlediska přenosu sil, avšak jeho nevýhodou je omezená rychlost otáčení, nižší životnost a nižší přesnost uložení.
- **Valivé ložisko:** v případě valivého ložiska umožňuje otáčení valivý pohyb jeho vnitřních elementů ať už se jedná o kuličky, válečky či jiné. Tato ložiska dosahují vyšších rychlostí otáčení, jsou schopna přenést relativně velké síly a umožňují velice přesný pohyb.
- **Hydrostatické ložisko:** tento typ ložisek k otáčení a přenosu sil využívá hydrostatickou mezeru z oleje. Tyto ložiska jsou schopna přenést vysoké síly a nepodléhají opotřebením. Jsou však náročná na instalaci, údržbu a provoz. Zejména z energetického hlediska, neboť je nutné, aby během provozu neustále běžel hydrostatický agregát, který vytváří potřebný tlak.

<sup>5</sup> FW – z anglického Flux weakening, znamená ztrátu magnetického toku a tím doprovázený pokles točivého momentu.

Jako vhodné řešení bylo zvoleno ložisko valivé. Konkrétně se jedná o ložisko YRTC325-XL. Toto axiálně-radiální ložisko využívá válečků jako valivých elementů uložených ve dvou směrech. Viz obrázek 28.



Obr. 28) Uložení valivých elementů u YRTC325-XL [27]

Tab 5) Parametry ložiska YRTC325-XL [27]

YRTC325-XL		
Charakteristika	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	450	mm
Vnitřní průměr	325	mm
Šířka	60	mm
Hmotnost	24.7	kg
Maximální otáčky	200	1/min
Valivý odpor	13	Nm
Axiální statická únosnost	1 900 000	N
Axiální dynamická únosnost	247 000	N
Radiální statická únosnost	530 000	N
Radiální dynamická únosnost	183 000	N
Limitní axiální únavová únosnost	164 000	N
Limitní radiální únavová únosnost	62 000	N
Axiální tuhost ložiska	7100	N/ $\mu$ m
Radiální tuhost ložiska	6300	N/ $\mu$ m
Klopná tuhost ložiska	159 000	Nm/mrad

Z hlediska parametrů únosnosti ložiska se jedná o silně předimenzovaný prvek. Jeho velikost je však nutná z důvodu zástavbových rozměrů ve vřeteníku. Síla, která namáhá toto ložisko je pouze síla řezná. Jak víme z tabulky 1, tato síla dosahuje hodnoty 20 kN. Vzhledem k variabilitě obráběcích operací je nutné počítat s více druhy namáhání.

V případě, že řezná síla bude mít charakter statického zatěžování, bude důležitým parametrem statická únosnost ložiska. V případě axiálního namáhání dosahuje tato únosnost hodnoty 1,9 MN, což odpovídá koeficientu bezpečnosti 95.<sup>6</sup> V případě radiálního namáhání je hodnota statické únosnosti 0,53 MN, která odpovídá koeficientu bezpečnosti 26,5.

<sup>6</sup> Koeficient bezpečnosti je definován jako podíl hodnoty mezní ku hodnotě reálné.

Síly, které působí na stroj z obráběcího procesu však mají většinou charakteristiku proměnlivou, z důvodu postupného záběru zubů nástroje či přerušovaného řezu, což odpovídá namáhání dynamickému. Hodnota dynamické únosnosti pro toto ložisko v axiálním směru nabývá hodnoty 247 kN odpovídající koeficientu bezpečnosti 12,35. V radiálním směru je hodnota dynamické únosnosti 183 kN, a ta odpovídá koeficientu bezpečnosti 9,15.

K poškození ložisek ve většině případů nedochází jejich okamžitým poškozením zatěžující silou, ale díky únavě materiálu. Únava materiálu vzniká při cyklickém namáhání součásti, a to i při napětí nepřesahující mez kluzu materiálu. Výrobce ložiska udává limitní hodnotu zatěžující síly, při které by nemělo dojít k únavě materiálu. Ta činí v axiálním směru 165 kN a v radiálním směru 62 kN. Ani v jednom případě maximální síla nepřekračuje limitní únavovou únosnost a nemělo by tak docházet k únavovému porušování materiálu.

I v případě, že by do výpočtu byla započtena tíhová síla působící od obráběcí hlavy a upínací desky osy, dojde k navýšení síly přibližně o hodnotu 7 000 N (v závislosti na typu použité obráběcí hlavy), která nezapříčiní přesazení únosnosti v radiálním směru.

V oblasti obráběcích strojů však není důležitá jen životnost komponent stroje, ale je kladen i důraz na velikost jejich deformace při zatížení. Výrobce ložiska udává tuto informaci v podobě tuhosti ložiska opět v axiálním a radiálním směru. Tato hodnota udává velikost síly, která je potřebná k vyvození dané deformace. Další udávanou hodnotou je klopná tuhost ložiska. Tato hodnota má stejný charakter jako tuhost, ale je vztažena na klopný moment, kterým je ložisko namáháno. Klopný moment bude vypočten z maximální řezné síly působící kolmo na rameni ležícím v ose otáčení ložiska. Průběh úhlové deformace, kterou klopný moment způsobí, bude graficky vyobrazen na rozmezí jednoho metru. Hodnoty tuhostí jsou vztaženy na celý ložiskový systém, který zahrnuje valivé elementy, ložiskové kroužky a šroubové spojení.

Maximální řezná síla	$F_c := 20000 \text{ N}$
----------------------	--------------------------

Axiální tuhost ložiska	$c_{aL} := 7100 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$
------------------------	---

Radiální tuhost ložiska	$c_{rL} := 6300 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$
-------------------------	---

Deformace ložiska v axiálním směru	$u_{aL} := \frac{F_c}{c_{aL}} = 2.817 \mu\text{m} \quad (3)$
------------------------------------	--

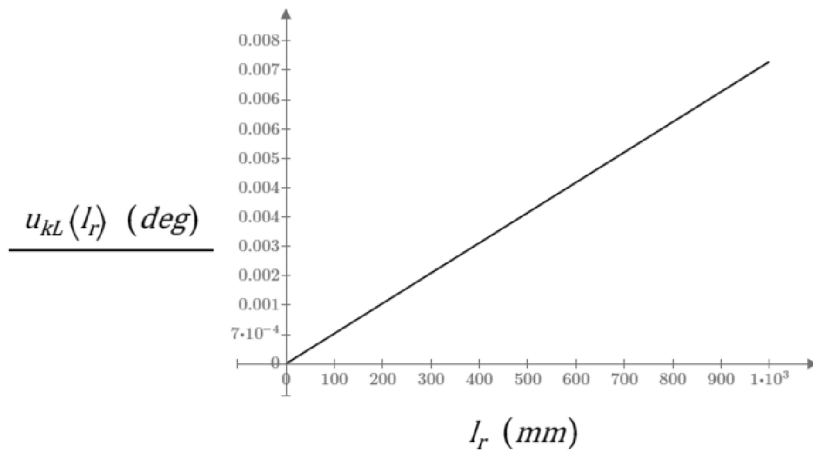
Deformace ložiska v radiálním směru	$u_{rL} := \frac{F_c}{c_{rL}} = 3.175 \mu\text{m} \quad (4)$
-------------------------------------	--

Délka ramene	$l_r := 0 \cdot m, 0.1 \cdot m \dots 1 \cdot m$
--------------	---

Klopná tuhost ložiska	$c_{kL} := 159 \cdot 10^6 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$
-----------------------	---

Klopná deformace ložiska	$u_{kL}(l_r) := \frac{F_c \cdot l_r}{c_{kL}} \quad (5)$
--------------------------	---





Lineární deformace se v obou směrech pohybují v řádech jednotek mikrometrů, což se při maximálním zatížení dá považovat za zanedbatelnou hodnotu. Moment zkroucení ložiska na rameni jednoho metru dosahuje hodnoty  $0,007^\circ$ , což je také velmi malá hodnota. Vysoká tuhost ložiska ovšem není na škodu. Ložisko se nachází na exponovaném místě stroje a podporuje tak jeho celkovou tuhost.

### 5.3 Upínání výměnných hlav

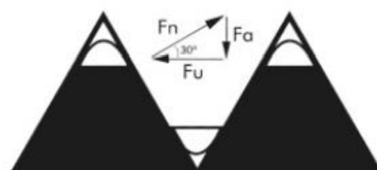
Jelikož se jedná o osu C pro výměnné hlavy, je nezbytně nutná přítomnost mechanismu upínání výměnných hlav. Tento mechanismus má za úkol dvě funkce. První je schopnost automatické výměny obráběcí hlavy, což znamená její nabrání a upnutí, a druhou přenos sil od obrábění z hlavy do osy C a následně vřeteníku.

K přenosu kroutících sil se využívá Hirtova ozubení. Jedná se o dvojici ozubených věnců, přičemž jeden je připevněn na obráběcí hlavě a druhý v dělicí rovině vřeteníku. Toto speciální ozubení umožňuje nejen přenos velkých sil, ale i přesné polohování s vysokou opakovatelností, a to jak v radiálním, tak axiálním směru.

Hirtovo ozubení se dimenzuje pouze na kroutící moment. Maximální kroutící moment, který může být na osu přiváděn má hodnotu 10 000 Nm (viz tab. 1, Moment zpevnění osy C). K udržení dvou ozubených věnců v sepnutém stavu slouží pouze přítlačná síla v axiálním směru.

#### Výpočet přítlačné síly

$$F_u = \frac{4 M}{D + d} \quad F_a = F_u \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \quad F_a = 2,31 \frac{M}{D + d}$$



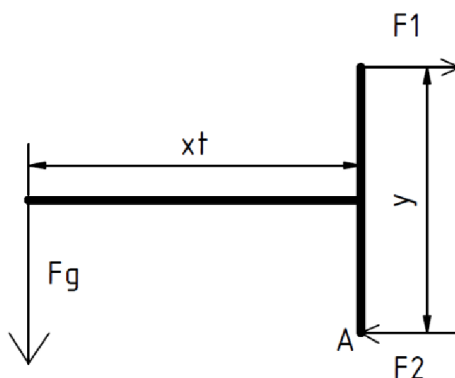
Obr. 29) Rozklad sil působících na ozubení [28]



Tento rozklad sil (obr. 29) platí pro sklon zubu  $30^\circ$ . Axiální síla však musí být vynásobena bezpečnostním koeficientem, který zajišťuje sepnutí ozubení i při působení nečekaných sil z venkovního systému (nesymetričnost obráběcí hlavy, kolize atd.). Bezpečnostní koeficient byl zvolen 2,8 vzhledem k vysokému namáhání spojení.

Kroutící moment	$M_n := 10000 \cdot N \cdot m$
Bezpečnostní koeficient	$v := 2.8 \quad (1.8 - 3)$
Velký průměr	$D := 410 \cdot mm$
Malý průměr	$d := 368 \cdot mm$
Potřebná axiální síla	$F_{va} := 2.31 \cdot v \cdot \frac{M_n}{D + d} = 83136.247 \text{ N} \quad (6)$

Kromě síly nutné k přenosu kroutícího momentu je ovšem nutné započítat i sílu potřebnou k udržení obráběcí hlavy ve vodorovné poloze. Jedná se o jednoduchou statickou úlohu (viz obr. 30). Rameno  $x_t$  představuje vzdálenost těžiště od upínací roviny a vzdálenost  $y$  pak vzdálenost dvou dvojic upínačů. Výsledná síla  $F_1$  je vypočtena za pomoci momentové rovnice pro bod A. Ze silové rovnice je zřejmé, že síly  $F_1$  a  $F_2$  budou stejně velké ale opačné hodnoty.



Obr. 30) Statické hledisko obráběcí hlavy

Hmotnost obráběcí hlavy	$m_h := 700 \text{ kg}$
Vzdálenost těžiště od roviny	$x_t := 150 \text{ mm}$
Rozteč upínačů	$y := 184 \text{ mm}$
Tíhová síla hlavy	$F_g := m_h \cdot g = 6864.655 \text{ N} \quad (7)$
Síla 1	$F_1 := \frac{F_g \cdot x_t}{y} = 5596.186 \text{ N} \quad (8)$
Síla 2	$F_2 := -F_1 = -5596.186 \text{ N} \quad (9)$

Bezpečnostní koeficient  $u_h := 1.4$

Síla pro jeden upínač  $F_u := \frac{F_1}{2} \cdot u_h = 3917.33 \text{ N}$  (10)

Uspořádání upínačů do čtverce umožňuje podělit nominální sílu  $F_1$  hodnotou 2 a až tuto sílu  $F_u$  přidělit jednotlivým upínačům. V případě, které je na obrázku 28, kde se vždy dva upínače nacházejí v jedné vodorovné rovině, působí oba upínače zároveň na stejném rameni a vyvozují tak potřebný moment pro udržení hlavy. V případě pootočení o  $90^\circ$  působí na rameni pouze jeden upínač, který je podporován dvojicí upínačů působících sice na polovičním rameni, ale zato dvojnásobnou silou.

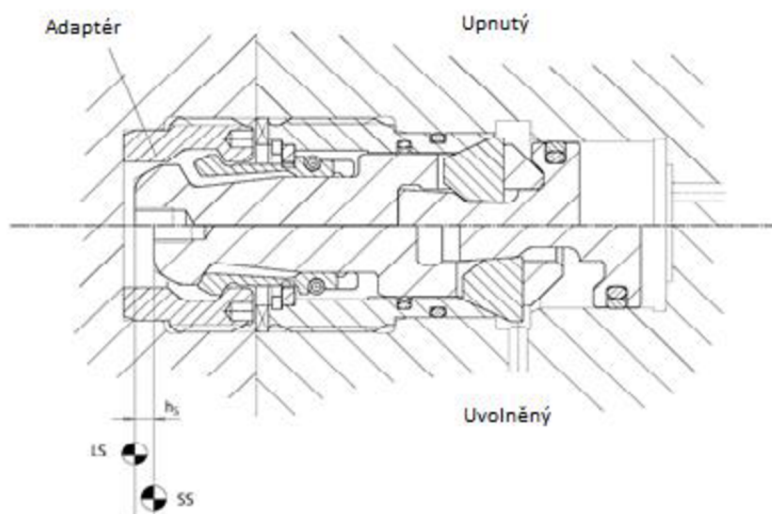
Další významnou silou je řezná síla, která působí od obráběcího procesu. Dle zadaných parametrů (tab. 1) tato veličina dosahuje hodnoty 20 000 N. K největšímu ovlivnění upínací síly dojde v případě, že síla působí v ose hlavního vřeten a odtahuje hlavu od upínací desky vřeteníku. Tuto sílu je samozřejmě nutné kompenzovat upínací silou. Po přičtení této hodnoty lze vyjádřit celkovou sílu, která je nutná k upnutí hlavy. Upínací síla na jeden upínač je pak celková hodnota podělená počtem upínačů.

Maximální řezná síla  $F_o := 20000 \text{ N}$

Celková potřebná síla  $F_{celk} := F_{va} + 4 \cdot F_u + F_o = 118805.568 \text{ N}$  (11)

Celková síla na jeden upínač  $F_{celk1} := \frac{F_{celk}}{4} = 29701.392 \text{ N}$  (12)

Vzhledem k potřebné upínací síle byl vybrán upínač od firmy Berg, a to konkrétně Hydrodock 30. Jedná se o hydromechanickou samozamykací jednotku, která poskytuje vysokou mechanickou stabilitu upnutí i bez potřeby permanentního přísunu tlakového oleje. Tento upínač dosahuje upínací síly 30 kN, která lehce přesahuje vypočtenou upínací sílu, což zajišťuje určitou bezpečnost. Pro upnutí je nutný přísun tlakového oleje o hodnotě tlaku 100 bar. Princip upínání se nachází na obrázku 31.



Obr. 31) Princip upínání Hydrodock [29]

## Kontrola otlačení ozubení

Kroutící moment působící na stěny ozubení věnce vytváří vysoký tlak, který musí toto ozubení snést. Pro ujištění, že při působení tlaku nedojde k plastickým deformacím, je nutné provést kontrolu otlačení ozubení. Tato kontrola spočívá v porovnání tlaku působícího s tlakem dovoleným pro daný materiál. Působící tlak lze určit ze síly, která působí kolmo na boky ozubení a plochy ozubení, která sílu přenáší. Pro vstupní sílu do výpočtu byla využita vypočtená hodnota ze vztahu (6).

$$\text{Počet drážek zazubení} \quad i := 48$$

$$\text{Aktivní výška zazubení} \quad a := 4 \text{ mm}$$

$$\text{Součinitel využití drážek} \quad \eta_z := 0.7$$

$$\text{Dovolený tlak} \quad p_d := 80 \text{ MPa}$$

$$\text{Efektivní kontaktní plocha} \quad A_z := \frac{(D^2 - d^2) \cdot 0.289 \cdot i \cdot a \cdot \eta_z}{D} = 3095.581 \text{ mm}^2 \quad (13)$$

$$\text{Síla působící na bok zubu} \quad F_n := \frac{F_{va}}{\tan(30^\circ)} = 143996.203 \text{ N} \quad (14)$$

$$\text{Tlak na ozubení} \quad p_{oz1} := \frac{F_n}{A_z} = 46.517 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$\text{Koeficient bezpečnosti otlačení} \quad k_{o1} := \frac{p_d}{p_{oz1}} = 1.72 \quad (16)$$

Koeficient bezpečnosti pro otlačení ozubení dosahuje hodnoty 1,72. Tato hodnota je dostatečně velká i pro případné přetížení stroje, jelikož vstupní síla, z které je tato bezpečnost počítána, sama podléhá vysokému bezpečnostnímu koeficientu.

## 5.4 Zpevňovací mechanismus

Zpevňovací mechanismu je prvek, který rotační ose umožňuje aretaci v určitém úhlu natočení. Tato vlastnost otočných os je výhodná, jelikož umožňuje práci stroje bez zapojení pohonu dané osy. Využití tento mechanismus nalézá v případech, kdy není kontinuální natáčení osy nutné, například práce v tříosém režimu, či pětiosé obrábění v indexovacím režimu 3+2. Odpojení pohonu v těchto případech přináší úsporu energie a možnost zatížení osy větším kroutícím momentem, než na jaký je pohon dimenzován. Pro zpevňování os se využívá několik principů, přičemž každý má svá specifika:

- **Kotoučová brzda:** první z možností zpevnění je využití tření. Je možné využít i jiný prvek, který taktéž pracuje na třecí bázi, ale v praxi je z důvodu její snadné konstrukce a dostupnosti využívána právě kotoučová brzda. Mechanismus je aplikován podobně jako u automobilu. Brzdový kotouč je připevněn na otočnou část mechanismu a přitlačná kleština k pevné části stroje. Při zpevnění dojde k přitlačení třecích elementů v kleštině na brzdový kotouč a tím je vyvozena potřebná třecí síla ke zpevnění. Výhodou tohoto typu zpevnění je prakticky neomezené rozlišení úhlu, ve kterém je možno osu zpevnit. Přesnost polohovaného úhlu, jeho rozlišení i opakovatelnost závisí pouze na přesnosti polohování pohonu. Nevýhodou je náchylnost mechanismu na mastnotu a požadavek na čistotu prostředí.

- **Hirtův věnec:** jedná se o stejný princip, jaký byl využit k přenosu kroutícího momentu pro výměnné hlavy (kap. 5.3). Výhodou Hirtova věnce je schopnost přenášet velké točivé momenty a polohovat s velkou přesností i opakovatelností. Nevýhodou je nutnost zdvihu všech hmot, které jsou na věnci připevněny, při rozepnutí a vyšší cena. Tento problém by bylo možné odstranit v případě, že by jeden věnec byl upevněn na otočnou část osy a druhý by byl schopen přímočarého pohybu po tělese vřeteníku. Případná vůle v pohybovém mechanismu by však snižovala schopnost přesného polohování.
- **Trojvěncový mechanismus:** tato modifikace zpevnování pomocí Hirtova věnce řeší problém popsany v předchozím odstavci. Řešení spočívá v přidání dalšího věnce, přičemž je jeden věnec opět připevněn k otočné části osy, druhý nehybně připevněn k vřeteníku a třetí protilehlý věnec slouží jako spojka, která dosednutím zpevní dva první věnce. Tímto je dosaženo maximální přesnosti polohování, jakou umožňuje přesnost výroby ozubení. Ta dosahuje hodnoty až v řádech jednotek mikrometrů.

Jako vhodná varianta byl vybrán trojvěncový mechanismus pro jeho přesnost polohování a schopnost přenosu velkého kroutícího momentu. Mechanismus bude aplikován pomocí jednoho věnce na vnitřní straně upínací desky a druhého většího věnce, který bude upevněn na tělese vřeteníku. Výpočet potřebné přítláčné síly bude prováděn pouze pro menší z dvou věnců, neboť právě ten musí díky menšímu průměru přenášet větší síly při stejném kroutícím momentu. Princip výpočtu je stejný jako v kapitole 5.3.

### Výpočet axiální síly

Maximální kroutící moment	$M_n := 10000 \cdot N \cdot m$
Bezpečnostní koeficient	$v := 2.5 \quad (1.8 - 3)$
Velký průměr věnce	$D_2 := 360 \cdot mm$
Malý průměr věnce	$d_2 := 340 \cdot mm$
Potřebná axiální síla	$F_{va2} := 2.31 \cdot v \cdot \frac{M_n}{D_2 + d_2} = 82500 \text{ N} \quad (17)$

Axiální přítláčná síla bude v tomto případě vyvozována pomocí pružin. V praxi se využívají dva přístupy k získání síly pro přitlačení. Prvním způsobem je vyvození síly pomocí hydraulického či pneumatického válce. Pružiny jsou využívány pouze pro odtlačení věnců. Výhodou tohoto způsobu je vysoká přítláčná síla, kterou snadno vyvíjí tlakové médium. Druhou možností je pro přítláčnou sílu využít pružiny a hydraulický válec pouze pro odtlačení. Tato varianta nabízí výhodu z hlediska bezpečnosti, neboť při výpadku dodávky elektrické energie dojde k samovolnému zpevnění a zamezí se tak otáčení obráběcí hlavy.

Jako vhodná byla vybrána talířová pružina, která bude nasazena sériově do celkem osmi tlačných bodů, pro dosažení potřebné přítláčné síly. Parametry konkrétní pružiny jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab 6) Parametry talířové pružiny [30]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr	20	mm
Vnitřní průměr	10,2	mm
Síla materiálu	1,25	mm
Nestlačená výška	1,75	mm
Stlačení $s_1$	0,13	mm
Síla při stlačení $s_1$	890	N
Stlačení $s_2$	0,25	mm
Síla při stlačení $s_2$	1 708	N
Stlačení $s_3$	0,38	mm
Síla při stlačení $s_3$	2 470	N
Síla při celkovém stlačení	3 222	N

Ve stlačeném režimu budou pružiny předepnuty na hodnotu stlačení  $s_1$ . Tím se docílí dobrého využití pružin při zachování dostatečného prostoru pro následné stlačení při rozepínání mechanismu. Výhodou tohoto způsobu zpevnění je nárůst přitlačné síly v případě, že by byl překročen maximální krouticí moment a došlo by k případnému oddálení dvojice věnců. Určení počtu potřebných pružin vychází z požadované přitlačné síly. Počet pružin je následně rozdělen na jednotlivé tlačné body. Výška zdvihu určuje vzdálenost, o kterou musí být pružiny stlačeny, aby došlo k bezpečnému oddálení ozubení. Proložení polynomu zadanými hodnotami sil při určitém stlačení pružiny byla sestavena funkce, z které je možné vyčíslit nominální sílu nutnou pro odtlačení.

### Výpočet talířových pružin

Stlačení  $s_1$   $s_1 := 0.13 \text{ mm}$

Síla při stlačení  $s_1$   $F_p := 890 \text{ N}$

Počet pružin  $n_{p1} := \frac{F_{va2}}{F_p} = 92.697$  (18)

Zaokrouhlení  $n_p := \text{ceil}(n_{p1}) = 93$

Počet tlačných bodů  $i := 8$

Počet pružin na bod  $i_p := \frac{n_p}{i} = 11.625$  (19)

Zaokrouhlení nahoru  $I_p := \text{ceil}(i_p) = 12$

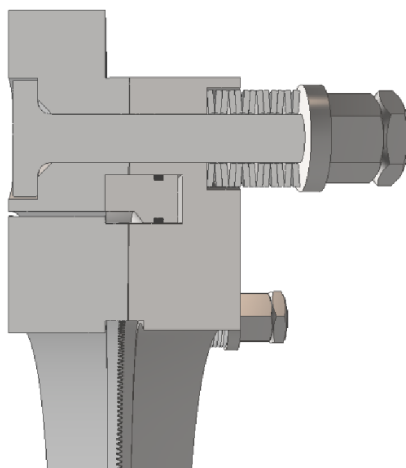
Výška odtlačení  $h_z := 2 \text{ mm}$

Stlačení jedné pružiny  $stl_1 := \frac{h_z}{i_p} = 0.172 \text{ mm}$  (20)

$$\text{Celkové stlačení pružiny} \quad stl := s_1 + stl_1 = 0.302 \text{ mm} \quad (21)$$

$$\text{Síla rozeprnutí na jednu pružinu} \quad F_r := QF \left( \frac{stl}{\text{mm}} \right) = 2012.178 \quad (22)$$

$$\text{Jmenovitá síla} \quad F_a := i_p \cdot i \cdot F_r \cdot N = 187132.554 \text{ N} \quad (23)$$



Obr. 32) Řez zpevňovacím mechanismem

Na obrázku 32 se nachází řez navrženým zpevňovacím mechanismem. Pohyb při odtlačování je veden kolíkem, který je uložený ve věnci připevněném k vřeteníku, a ten díky uložení s malou vůlí umožňuje dostatečně přesný pohyb. Na vodícím kolíku jsou taktéž navlečeny talířové pružiny a předepnuty na požadovanou hodnotu pomocí matice s nákrůžkem. Ta je zabezpečena proti povolení pomocí kontramatice. Sílu pro odtlačení zajišťuje hydraulický píst, volně uložený v pohyblivém věnci. Velikost síly je rovna jmenovité síle vypočtené ve vztahu (23) a díky ploše pístu, kterou definují zejména prostorové limity, můžeme určit potřebný tlak hydraulického oleje.

### Výpočet odtlačovacího pístu

$$\text{Vnější průměr pístu} \quad D_p := 360 \text{ mm}$$

$$\text{Vnitřní průměr pístu} \quad d_p := 340 \text{ mm}$$

$$\text{Plocha pístu} \quad S_p := \pi \cdot \left( \left( \frac{D_p}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_p}{2} \right)^2 \right) = 10995.574 \text{ mm}^2 \quad (24)$$

$$\text{Pracovní tlak oleje} \quad P_p := \frac{F_a}{S_p} = 170.189 \text{ bar} \quad (25)$$

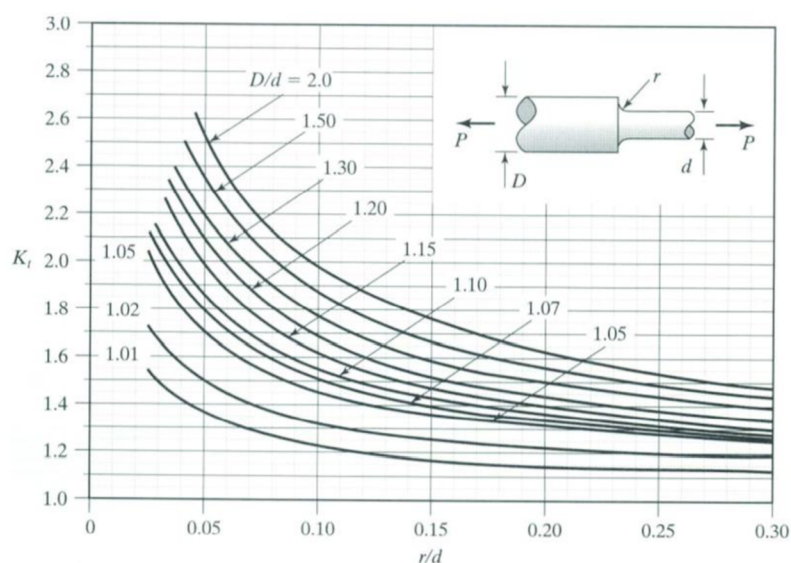
Po zaokrouhlení je tedy 171 bar hodnota tlaku, který musí být schopen hydraulický agregát vyvinout. Pro bezpečný chod je ovšem lepší nasazení agregátu s maximální hodnotou aspoň o 10 procent vyšší, aby nebyl provozován na hranici svých možností.

## Kontrola vodícího kolíku

Vodící kolík je v tomto případě součást silně namáhaná na tah. Proto by měl být zkontrolován, zda je schopen tak velkou sílu unést. Výpočet vychází z klasického výpočtu pro prostý tah, kde figuruje průřez materiálu a síla, která součást namáhá. Je ovšem nutné do výpočtu zahrnout součinitel koncentrace napětí, které narůstá v místě osazení. Bezpečnost pro danou součást byla zvolena na hodnotu 1,5 vzhledem k dobré znalosti namáhání.

K určení hodnoty součinitele koncentrace napětí slouží výpočty či MKP analýza.<sup>7</sup> V případě hřídele s osazením je hodnota součinitele závislá na průměru hřídele, který je v tomto případě 10 mm, průměru osazení 24 mm a poloměru zaoblení 2,9 mm. Závislost těchto veličin můžeme vidět na obrázku 33. Již z tohoto grafického znázornění lze s určitou přesností odhadnout hodnotu součinitele, ale mnohem přesnější i příjemnější metodou je využití webového kalkulátoru, jako například AmesWeb [31], který byl použit v tomto případě.

Označování součinitelů koncentrace napětí není jednotné. V některých literaturách je užíváno označení  $\alpha$ , v jiných označení  $K$  či jiné.



Obr. 33) Součinitel koncentrace napětí pro hřídel s osazením [32]

## Výpočet vodícího kolíku

Průměr kolíku  $D_k := 10 \text{ mm}$

Počet kolíků  $n_k := 8$

Požadovaná bezpečnost  $k_b := 1.7$

Síla na jeden kolík  $F_k := \frac{F_a}{n_k} = 23391.569 \text{ N}$  (26)

<sup>7</sup> MKP – Metoda konečných prvků. Numerická metoda, která slouží k simulaci průběhu napětí, deformací, vlastních frekvencí atd.

$$\text{Plocha průřezu kolíku} \quad S_k := \pi \cdot \left(\frac{D_k}{2}\right)^2 = 78.54 \text{ mm}^2 \quad (27)$$

$$\text{Napětí} \quad \sigma_1 := \frac{F_k}{S_k} = 297.831 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$\text{Součinitel koncentrace napětí} \quad \alpha_t := 1.51 \quad (\text{pro } r=2,9\text{mm})$$

$$\text{Nominální napětí} \quad \sigma_n := \sigma_1 \cdot \alpha_t = 449.724 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$\text{Mez kluzu materiálu} \quad R_{e_s} := \sigma_n \cdot k_b = 764.531 \text{ MPa} \quad (30)$$

Pro výrobu vodícího čepu byl vybrán materiál s označením 34CrMo4 (15 131 dle ČSN). Jedná se o nízkolegovanou ocel, která po zušlechtní dosahuje hodnoty meze kluzu 800 MPa, která splňuje požadavky kladené na tuto exponovanou součást. Po zušlechtní navíc dosahuje relativně vysoké tvrdosti, a to mezi 315 až 465 HV, která napomáhá snížení otěru součástí při kontaktu s posouvajícím věncem. [33]

Jelikož je čep předepnut a držen pomocí matice, je nutné zkontrolovat i použitý závit. Závity se kontrolují na silové namáhání i otláčení. Výpočet pro silové namáhání vychází z průřezu šroubu, jehož hodnota je dohledatelná v odborné literatuře [34], a axiální síly, která na danou plochu působí. Hodnota napětí se pak porovnává s mezí kluzu šroubu.

### Výpočet napětí v závitové části kolíku

$$\text{Průřez šroubu} \quad A_s := 58 \text{ mm}^2 \quad (\text{Pro M10})$$

$$\text{Napětí šroubu} \quad \sigma_s := \frac{F_k}{A_s} = 403.303 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$\text{Mez kluzu šroubu} \quad Re_s := 800 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost šroubového spoje} \quad k_s := \frac{Re_s}{\sigma_s} = 1.984 \quad (32)$$

Výpočet otláčení vychází taktéž ze síly působící na šroub a dále z průměru závitu, počtu závitů v matici, což při délce matice 15 mm a rozteči závitu 1,5 mm činí 10, a dále rozteče závitů.

### Výpočet otláčení závitu

$$\text{Průměr závitu} \quad d_z := 10 \text{ mm}$$

$$\text{Dovolený tlak} \quad p_{d\bar{s}} := 150 \text{ MPa} \quad (\text{pro třídu 8.8})$$



Počet závitů v matici  $n_z := 10$

Rozteč závitu  $P_z := 1.5 \text{ mm}$

$$\text{Tlak na závit} \quad p_z := \frac{2 \cdot F_k}{\pi \cdot d_z \cdot n_z \cdot P_z} = 99.277 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$\text{Bezpečnost otláčení} \quad k_o := \frac{p_{dš}}{p_z} = 1.511 \quad (34)$$

Jak bezpečnost napětí, tak bezpečnost otláčení závitu nabývají dostatečné hodnoty a šroubový spoj se tak dá považovat za dostatečně dimenzovaný.

### Kontrola věnců na otláčení

Celý mechanismus se skládá ze tří věnců, přičemž všechny mají stejný počet zubů a spojovací věnec je spojený ze dvou, které mají stejné rozměrové parametry jako věnce protilehlé. Kontrola tak proběhne pouze pro dva věnce, tedy bez věnce spojovacího. Tento spojovací věnec se skládá ze dvou rozměrově stejných věnců, jako jsou věnce protilehlé. Díky absenci děr pro šrouby však přenáší stejné síly přes větší plochu.

### Věnec 1 – vnitřní

První věnec je z dvojice ten menší. Proto se dá očekávat, že výsledný tlak na ozubení bude vyšší než v případě věnce druhého, jelikož je stejný kroutící moment přenášen přes menší průměr. Zpevňovací mechanismus je navrhnout pro indexování po jednom stupni, z čehož vyplývá, že v případě obou věnců musí být počet zubů 360. Do výpočtu je třeba zahrnout otvory pro šrouby, kterými je věnec připevněn, jelikož jejich přítomnost zmenšuje plochu ozubení.

Vnější průměr ozubení  $D_1 := 340 \text{ mm}$

Vnitřní průměr ozubení  $d_1 := 300 \text{ mm}$

Počet drážek zaubení  $i_1 := 360$

Aktivní výška zazubení  $a_1 := 1.6 \text{ mm}$

Součinitel využití drážek  $\eta_{z1} := 0.7$

Počet šroubů na zajištění  $n_1 := 10$

Průměr zahloubení pro šrouby  $d_{s1} := 18 \text{ mm}$

Dovolený tlak	$p_d := 80 \text{ MPa}$	
Efektivní kontaktní plocha	$A_{z1} := \frac{(D_1^2 - d_1^2 - n_1 \cdot d_{s1}^2) \cdot 0.289 \cdot i_1 \cdot a_1 \cdot \eta_{z1}}{D_1} = 7663.219 \text{ mm}^2$	(35)
Síla působící na bok zubu	$F_n := \frac{F_{va2}}{\tan(30^\circ)} = 142894.192 \text{ N}$	(36)
Tlak na ozubení	$p_1 := \frac{F_n}{A_{z1}} = 18.647 \text{ MPa}$	(37)
Koeficient bezpečnosti	$k_{h1} := \frac{p_d}{p_1} = 4.29$	(38)

## Věvec 2 – vnější

Druhý věvec je ten větší z dvojice v mechanismu. Díky většímu průměru by byl tento věvec schopen stejný kroutící moment přenášet i za působení menší přítláčné síly, ale protože jsou věnce spojovány, je třeba působit stejnou přítláčnou silou na oba, a to tou vyšší. Na rozdíl od prvního věnce však plochu ozubení společně se šrouby zmenšují i vodící kolíky, které jsou v tomto věnci uchyceny, a plochy pro snímání vzdálenosti pomocí kapacitních snímačů.

Vnější průměr ozubení	$D_2 := 400 \text{ mm}$
Vnitřní průměr ozubení	$d_2 := 360 \text{ mm}$
Počet drážek zaubení	$i_2 := 360$
Aktivní výška zazubení	$a_2 := 1.8 \text{ mm}$
Součinitel využití drážek	$\eta_{z2} := 0.7$
Počet šroubů na zajištění	$n_2 := 10$
Průměr zahloubení pro šrouby	$d_{s2} := 17 \text{ mm}$
Počet vodících kolíků	$n_{k2} := 8$
Průměr děr pro vodící kolíky	$d_{k2} := 10.1 \text{ mm}$
Počet snímačů	$n_3 := 2$
Průměr plochy pro snímač	$d_{s3} := 21 \text{ mm}$
Dovolený tlak	$p_d := 80 \text{ MPa}$

Efektivní kontaktní plocha

$$A_{z2} := \frac{\left( D_2^2 - d_2^2 - n_2 \cdot d_{s2}^2 - \frac{1}{4} n_{k2} \cdot d_{k2}^2 - n_3 \cdot d_{s3}^2 \right) \cdot 0.289 \cdot i_2 \cdot a_2 \cdot \eta_{x2}}{D_2} = 8659.825 \text{ mm}^2 \quad (39)$$

Síla působící na bok zubu  $F_n := \frac{F_{va2}}{\tan(30^\circ)} = 142894.192 \text{ N} \quad (40)$

Tlak na ozubení  $p_2 := \frac{F_n}{A_{z2}} = 16.501 \text{ MPa} \quad (41)$

Koeficient bezpečnosti  $k_{h2} := \frac{p_d}{p_2} = 4.848 \quad (42)$

V obou případech tlak na ozubení nepřesahuje dovolenou hodnotu. Jejich nízká hodnota zajišťuje i dostatečnou bezpečnost.

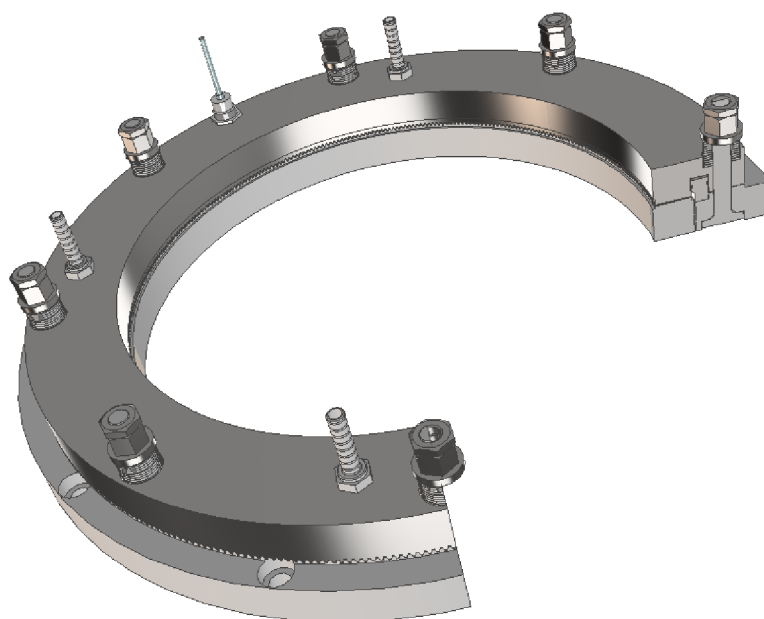
### Hledisko bezpečnosti

I v případě rotačních os je nutné dbát na bezpečnost provozu stroje při výpadku elektrické energie, či jiných poruchách provozu. U toho návrhu C osy spočívá funkce bezpečnostního prvku právě na zpevňovacím mechanismu.

Jedním z důvodů, proč byly pro vyvození přitlačné síly vybrány pružiny, a ne hydraulický válec, je právě bezpečnost provozu. Během provozu může nastat chvíle, kdy bude na ose upnuta hlava s výraznou hmotnostní asymetrií, a v takové konfiguraci by při výpadku proudu a následnému odpojení motorů mohlo dojít k jejímu samovolnému pohybu. Pokud taková chvíle nastane, dojde k uvolnění tlaku v okruhu pro odtlačovací píst pomocí speciálního ventilu a pružiny osu zpevní do bezpečné polohy. Pokud by se otočný věnec zrovna nacházel v poloze, která by způsobovala kolizi zubů, dojde nanejvýše k pootočení o jeden zub, než by ozubení zapadlo do správné polohy.

Po nouzového sepnutí zpevňovacího mechanismu je nutné ověřit správné zpevnění a funkčnost celého mechanismu. Pro tyto účely je spojovací věnec osazen dvojicí kapacitních snímačů, které neustále měří vzdálenost odtlačovaného věnce a dávají informaci řídicímu systému. Snímače jsou usazeny v protilehlé pozici, aby byly schopny zaznamenat případnou asymetričnost odtlačení.

Na obrázku 34 se nachází tříčtvrtinový řez modelem zpevňovacího mechanismu, který byl vytvořen pomocí programu Autodesk Inventor. Na obrázku jsou vidět jak tlačné body, tak příklady pro hydraulickou kapalinu a jeden z kapacitních snímačů.



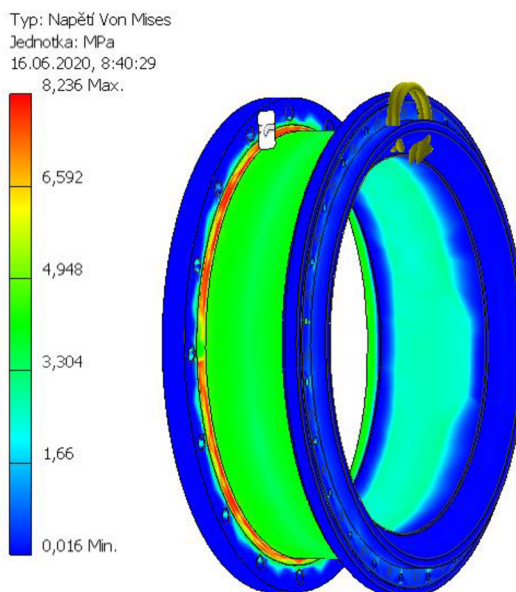
Obr. 34) Řez zpevňovacím mechanismem

## 5.5 Spojení motoru a desky

Motor nelze k upínací desce osy připevnit na přímo, a to zejména z prostorových důvodů. Zpevňovací mechanismus zabírá výraznou část upínací desky a kolidoval by se státorem motoru. Z toho důvodu bude motor usazen hlouběji do vřeteníku. Spojení bude realizováno pomocí prstence, který umožní přenos kroutícího momentu.

Přenos kroutícího momentu, kterého je motor schopen dosáhnout je ovšem pouze jeden z kritických faktorů. Torzní motory nemají vlastní uložení. To znamená, že vzduchovou mezeru mezi rotorem a státorem udržují pouze okolní prvky, ve kterých je motor uložen, a magnetický tok, který je přítomen pouze při aktivaci pohonu. Z toho vyplývá, že spojovací kus musí mít nejen přesné rozměrové a geometrické tolerance, ale také musí odolávat tíhové síle, která vzniká působením nejen jeho váhy, ale i váhy rotoru.

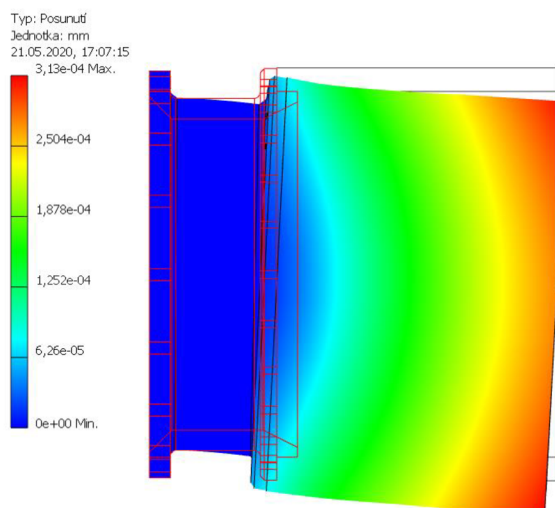
Z důvodu snadnější iterace výpočtu bude pevnostní výpočet proveden pomocí MKP analýzy. V prvním kroku analýzy bylo počítáno pouze zatížení od kroutícího momentu. Maximální moment, který je motor schopen vyvinout (tab. 4), dosahuje hodnoty 2 950 Nm. Při tomto namáhání bylo maximální napětí v místech zaoblení hodnoty 8,235 MPa, což se je hodnota více než přípustná. Úhlová deformace pak dosahovala hodnoty 0,00124 °. Jedná se o maximální chybu, kterou tento díl do obráběcího procesu vnáší. Vzhledem k minimální deformaci prstence by se dalo uvažovat o optimalizaci dílu směrem ke snížení momentu setrvačnosti, a tak i snížení momentu nutného pro rozběh. Díky velkému momentu, který je torzní motor schopen vyvinout, však není optimalizace nutná a je mnohem výhodnější využít odfiltrování dynamických sil působících s vysokou frekvencí. Toto filtrování způsobuje vyšší moment setrvačnosti a umožňuje tak zlepšit jakost povrchu, kterého bude stroj schopen dosahovat. Výsledek této analýzy se nachází na obrázku 35.



Obr. 35) Výsledné napětí ve spojovacím prstence při maximálním zatížení

V dalším kroku byla analýza zaměřena na zatížení od tíhové síly pro kontrolu schopnosti udržení rotoru v bezpečné poloze. Pro tyto účely byl na spojovací kus upevněn válec, který ve zjednodušené podobě simuluje daný rotor, při stejných rozměrových a hmotnostních parametrech.

Celkové posunutí konce rotoru od tíhové síly dosahuje hodnoty 0,000313 mm. Tato hodnota je jistě bezpečná. Vzhledem k velikosti této hodnoty by se dala tato analýza považovat za zbytečnou, avšak absenci uložení v motoru není radno podceňovat. Grafický výsledek se nachází na obrázku 36.



Obr. 36) Výsledek posunutí rotoru od tíhové síly

## 5.6 Převod médií

Pro obráběcí proces a provoz obráběcích hlav je nutný přísun potřebných médií. Mezi ty můžeme zařadit například řeznou kapalinu, tlakový vzduch, tlakový olej, vodu na chlazení ložisek, ale také elektrickou energii a komunikační data. Všechna zmíněná média jsou většinou převáděna pomocí hadic, trubek, či kabelů, což v případě rotační osy vytváří problém. Při rotaci by došlo k deformaci a poškození těchto prvků, a proto je nutné nasazení rotačních přívodů médií.

### Tekutá média

V případě kapalných médií, jako je olej, voda, nebo vzduch slouží jako rotační přívod dvojice vložených válců, přičemž jeden je statický, do kterého média vstupují od zdroje, a druhý, který se v něm otáčí a vyvádí tekutiny na otočnou část mechanismu. Samotný převod zajišťují drážky v jednom z válců, utěsněné pomocí těsnících kroužků. Přehled převáděných tekutin pro zpracovávanou osu C se nachází v tabulce 7. Tento seznam vychází z převáděných médií pro obráběcí hlavy TOS Kuřim.

Tab 7) Tabulka tekutin převáděných přes osu C

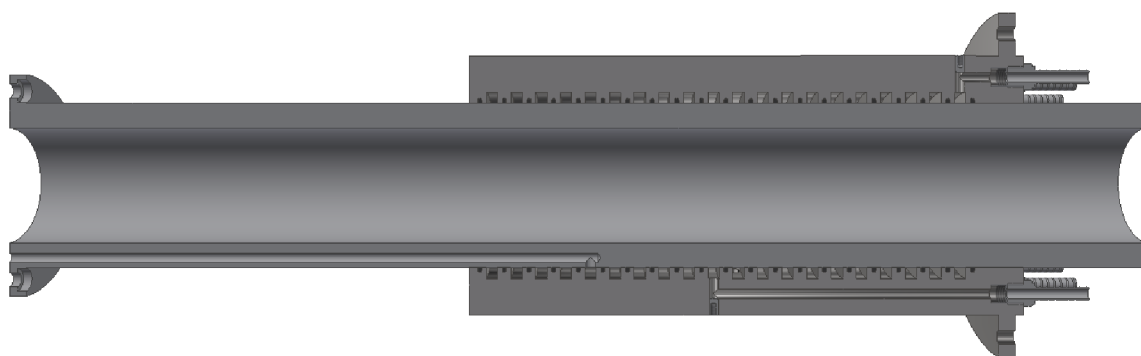
Pořadí	Funkce	Médium
1	Uvolnění nástroje výměnná hlava	Olej
2	Zpevnění osy B	Olej
3	Ofuk labyrintu	Vzduch
4	Chlazení nástroje nízkotlak výměnná hlava	Voda
5	Chlazení ložisek přívod	Voda
6	Chlazení ložisek odpad	Voda
7	Zpevnění hlavy O	Olej
8	Uvolnění hlavy O	Olej
9	Uvolnění upínacích válců hlav	Olej
10	Upnutí upínacích válců hlav	Olej
11	Chlazení nástroje vysokotlak výměnná hlava	Voda
12	Ofuk dutiny	Vzduch
13	Centrální mazání	Tuk
14	Upnutí nástroje výměnná hlava	Olej
15	Přívod chlazení ložisek Kardan	Voda
16	Odpad chlazení ložisek kardan	Voda
17	Prosak Deublin <sup>8</sup>	Voda

Každá jednotlivá tekutina vyžaduje svoji drážku na rotačním přívodu. V případě tlakových olejů je vhodné v jejich okolí nechat volné drážky pro případný prosak a zabránění kontaminaci ostatních médií.

<sup>8</sup> Rotační přívod chladicí kapaliny do dutiny vřetena.

Řez rotačním přívodem tekutin se nachází na obrázku 37. Tekutiny vstupují z pravé strany do statického válce, který je připevněn šrouby k žebro ve vřeteníku. Výstupem jsou hluboké otvory v rotační části, která je přes přírubu připevněna k upínací desce.

Kritickým parametrem rotačních přívodů tekutin je odpor těsnících kroužků. Jedná se o problematiku a výpočetně v podstatě neurčitelnou hodnotu. Její velikost závisí zejména na výrobních tolerancích, ale také na provozním tlaku tekutin a kvalitě montáže. Pro zlepšení kluzných vlastností a odolnosti vůči otěru bývá vnitřní válec pochromován. I přes to se však třecí odpor liší enormními rozdíly. Při výrobě stejného typu nastává situace, kdy je třecí odpor zanedbatelný, až po extrém, kdy motor není schopen rotačním přívodem pootočit. Hodnota zvolená jako reálně dosažitelná je 80 Nm, což je průměrná hodnota dle informací z praxe.



Obr. 37) Řez rotačním přívodem tekutin

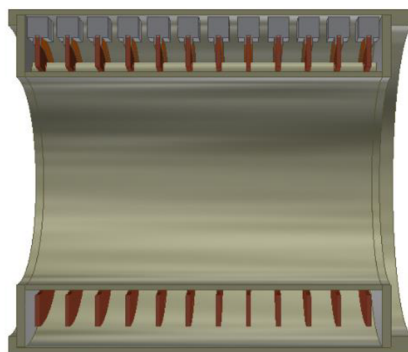
### Silová elektřina

Dalším médiem, které je potřeba pro provoz obráběcích hlav je silová energie. Ta slouží zejména pro napájení elektromotorů pohybových os, či elektrovřeten v hlavě. Z hlediska druhů motorů, které se pro tyto účely využívají, se v drtivé většině se jedná o napájení trojfázovou sítí. Tento fakt značně zvyšuje počet jednotlivých kabelů nutných k převedení.

Kromě motorů obsahují obráběcí hlavy i snímače, jako jsou snímače teploty, vibrací, polohy atd. I tyto snímače vyžadují napájení, avšak v tomto případě se jedná většinou o napětí stejnosměrné. Požadavky různých snímačů na různé provozní napětí či proud také navyšuje počet jednotlivých kabelů.

Rotační převod elektrické energie je běžně prováděn pomocí rotujících prstenců, na které přiléhají kartáče, či jiné pružné prvky, a jejich kontaktem dochází k přenosu z pevné části na pohyblivou. Rozměrové parametry těchto přívodů se liší stroj od stroje v závislosti na tom, jaké obráběcí hlavy má stroj využívat a také na požadavcích zákazníka na elektrickou výbavu stroje. Firmy si je pak buď vyrábí sami, nebo si je nechávají vyrábět zakázkově. Pro účely této práce byl vymodelován zjednodušený rotační přívod, který svým počtem dvanácti rotačních prstenců odpovídá potřebám podobného stroje. Jeho řez se nachází na obrázku 38.





Obr. 38) Rotační přívod pro silovou elektřinu

## Data

V neposlední řadě je pro provoz obráběcích hlav nutný přenos dat, a to v obou směrech. Tato data jsou využívána pro komunikaci snímačů s řídicím systémem.

Datový tok má sice charakteristiku elektrické energie, ale jejich přenos přes rotační prvky není možné provádět stejně jako u silové elektřiny. Při smýkání kartáčů či plochých vodičů po rotujícím kotouči totiž dochází k jiskření, které data znehodnocuje. Z tohoto důvodu většina výrobců přikročila k přenosu dat pomocí kabelové smyčky, která je uložena v kabelovém nosiči a umožňuje tak rotaci o určitý úsek (například o jednu otáčku). Po uražení této vzdálenosti je nutné osu přetočit zpátky, což v některých případech může značně zpomalovat obráběcí proces. Pro odstranění tohoto problému byl v této práci nasazen speciální rotační přívod. Jedná se o produkt značky Spinner, který umožňuje bezkontaktní přenos datových kanálů pomocí rotačních kapacitních spojů. Disponuje taktéž kluzným kroužkem, který obstarává napájení připojených zařízení pomocí stejnosměrného proudu. Data jsou přenášena v digitální formě pomocí průmyslových protokolů. Z tohoto důvodu je nutné veškerá data zpracovat do jednotné digitální formy (například z analogových snímačů) a až poté je převádět přes rotační osu. Technická data toho prvku se nachází v tabulce 8 a jeho fotografie pak na obrázku 39. [35]

Tab 8) Parametry rotačního převodníku dat [35]

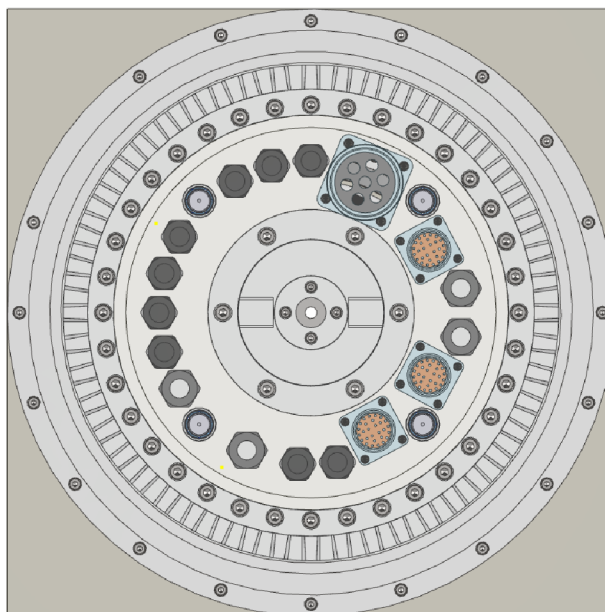
Parametr	Hodnota	Jednotka
Vnitřní průměr	100	mm
Maximální otáčky	120	ot/min
Živostnost	$10 \times 10^{16}$	Otáček
Provozní teploty	-30 až 71	°C
Podporované protokoly	Powerlink, EtherCAT, Sercos III, Ethernet/IP, Varan, IEEE-1588 v2	-
Komunikační kabely	2 x 100BASE-TX real-time full duplex	-



Obr. 39) Rotační převodník dat od firmy Spinner [35]

### Spojení s obráběcí hlavou

Poté co všechna média projdou jednotlivými rotačními přívody jsou připojeny do upínací desky osy. V té jsou pomocí kanálů či otvorů dopravena až k dělicí rovině. Na dělicí rovině osy se nachází potřebné množství rychlospojek a elektrických zásuvek, které převádějí média do obráběcí hlavy. Jejich rozestavení je přesně dané a veškeré kompatibilní obráběcí hlavy je musí cítit. Použité rozložení vychází z rozložení dělicí roviny vřeteníku firmy TOS Kuřim výkonostní třídy A. Náhled na dělicí rovinu osy C vytvořeného modelu se nachází na obrázku 40.



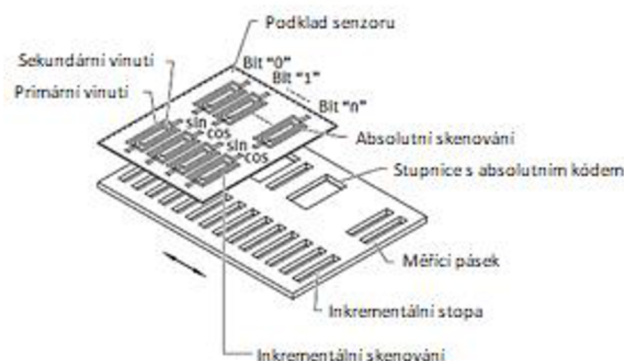
Obr. 40) Dělicí rovina osy C

## 5.7 Odměrování

Pro schopnost polohování a přesného řízení pohybu rotační osy je nutné nasazení odměrování polohy. Odměrování poskytuje řídicímu systému zpětnou vazbu o aktuální poloze, respektive natočení, mechanismu. Torzní motory nemívají vlastní enkodéry a je tak nutné využít samostatného odměrování. V oblasti odměrování polohy je v první řadě nutné zvolit mezi odměrováním inkrementálním či absolutním.

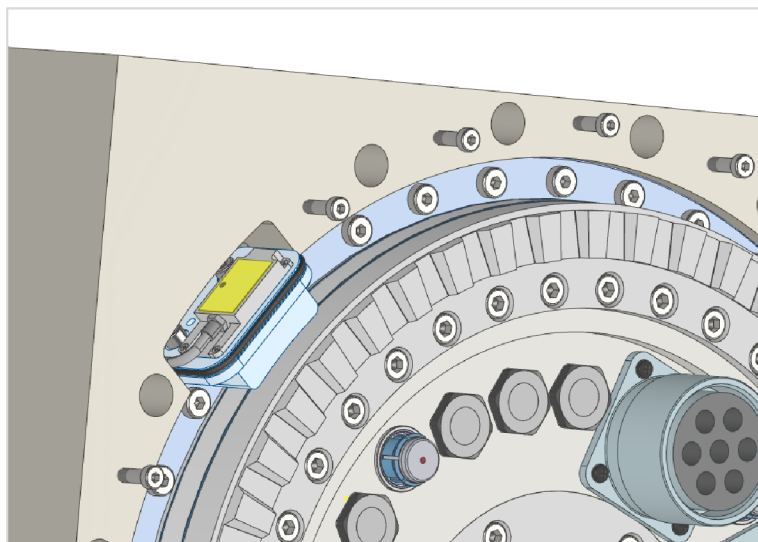
- **Inkrementální snímače polohy:** tyto snímače pracují na principu přičítání přesně definovaných pulzů ve vztahu k referenčnímu bodu. Měřený rozsah, který v případě rotační osy tvoří kruh, je rozdělen na několik menších úseků, v závislosti na rozlišení snímače, a ty tvoří jednotlivé pulzy. V případě optického snímání polohy se jedná o díry či odrazky. U magnetického odměrování se jedná o přechody mezi severním a jižním pólem permanentních magnetů. Pro induktivní odměrování je možné využít otvorů rozmístěných po obvodu kruhu. Tyto magnety nebo otvory jsou snímány a při rotaci vytváří již zmíněné pulzy. Díky přesně definované vzdálenosti mezi jednotlivými pulzy je řídicí systém schopen vyhodnotit pohyb mechanismu přičítáním pulzů. Nevýhodou inkrementálních snímačů je nutné najetí na referenční značku při zapnutí systému. Moderní snímače polohy však mají na měřeném rozmezí vícero absolutních značek pro referování a není tak nutné urazit velké vzdálenosti.
- **Absolutní snímače polohy:** na rozdíl od inkrementálních snímačů mají absolutní snímače neustálou informaci o své poloze a není tak nutné jejich referování při startu systému. Výhodou je také zachování informace o poloze například při výpadku elektrické energie. Informace o poloze je získávána ze speciálního kódu, který je tvořen stejnými elementy jako v případě inkrementálního snímání, avšak rozmístěnými v takových polohách, aby vytvářely kódovanou informaci. V případě rotačních enkodérů se využívá kódování pomocí více stop. V případě lineárního a úhlového odměrování se využívá kódování pomocí speciální stupnice podobné čárovému kódu. K absolutní stopě se přidává také stopa inkrementální, která se využívá pro aproximaci polohy a zpřesnění.

Vzhledem ke zvolenému ložisku bylo vybráno jako ideální absolutní magnetické odměrování, které firma Shaeffler dodává jako součást ložiska. Odměrování využívá bezkontaktního induktivního odměrování absolutní stopy, která je připevněna na vnější straně ložiska. Princip odměrování se nachází na obrázku 41. [36]



Obr. 41) Princip bezkontaktního induktivního snímání [36]

Přesnost úhlových enkodérů roste s jejich průměrem díky vyššímu rozlišení. V případě ložiska YRTCMA 325 dosahuje přesnost odměřování hodnoty 6 arcsec. Výhodou uložení odměřování přímo na ložisko je minimální vzdálenost od dělicí roviny osy C. Do přesnosti měření tak nebudou zanášeny nepřesnosti deformací celého mechanismu. Absolutní enkodéry pracují na sériovém přenosu, což znamená, že je nutné využití některých z průmyslových protokolů. Vybrané odměřování je schopno pracovat s protokoly SSI + 1 Vpp, Fanuc, Mitsubishi nebo EnDat22. Na obrázku 42 je vyobrazeno uložení skenovací hlavičky ve vřeteníku.



Obr. 42) Uložení skenovací hlavičky ve vřeteníku

## 5.8 Mazání a provozní kapaliny

Při návrhu části stroje je nutné myslet taky na jeho provozuschopnost. Výrobní stroje by měly být navrhovány tak, aby byly schopny fungovat v nepřetržitém provozu. Z toho důvodu je nutné myslet na jejich mazání a chlazení.

Díky jednoduchosti návrhu, kterou zapříčiňuje zejména nasazení přímého pohonu, je mazání nutné pouze v případě ložiska YRTC (kap. 5.2), neboť torzní motory vlastní uložení nemají a návrh neobsahuje další převody či jiné pohyblivé součásti. Pro mazání ložisek se využívá buď náplň plastickým mazivem, nebo mazání pomocí oleje.

Mazání olejem, ať už se jedná o ztrátové mazání, řízenou cirkulaci, či olejovou mlhu, se využívá pro případy provozu ložisek na vysokých otáčkách nebo za vysokých teplot. Jednou z výhod olejového mazání je možnost odvádění mikročástic, které vznikají opotřebením ložiska. Mazání plastickým mazivem je bezúdržbová varianta, která je vhodná pro ložiska pracující při nižších otáčkách a za nižších provozních teplot. Vzhledem k nízké náročnosti údržby, provozu a dobrému udržení maziva v uložení se jedná o častěji využívanou variantu. Pro udržení maziva v uložení a zabránění vniku nečistot je vhodné nasazení ochranných krytů či těsnění. [37]

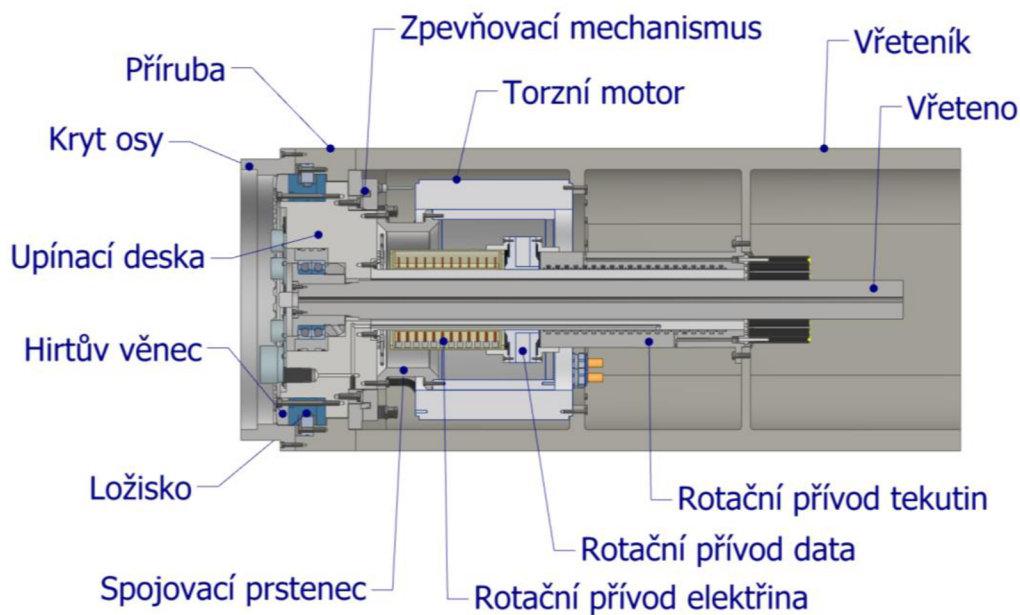
V případě zpracovávané osy C se jedná o ložisko provozované na nízkých otáčkách za běžných teplot, a proto je za vhodnou variantu zvoleno mazání plastickým mazivem s vyšší viskozitou na bázi minerálního oleje, jako je například SKF LGMT3. Tato náplň bude brána jako stálá a její výměna či doplnění bude záviset čistě na posouzení při prováděném servisu stroje.

Mezi provozně nutné kapaliny patří například tlakový olej. Ten je využíván pro rozepínání zpevňovacího mechanismu a upínání obráběcích hlav pomocí upínačů Hydrodock, a to o hodnotách 100 a 180 bar. Výběr typu oleje a provedení hydraulické sítě je nutné koordinovat s ostatními částmi stroje, které tlakový olej využívají, aby nebylo potřeba nasazení příliš mnoha různých agregátů a obvodů.

Pro provoz torzního motoru je nezbytný přívod chladicí kapaliny. Dle parametrů výrobce vyžaduje motor přívod vody a teplotě 20 °C a minimálním průtokem 31 L/min. Z toho důvodu je nutné vybavit stroj chladicím agregátem, který by tuto vodu dodával.

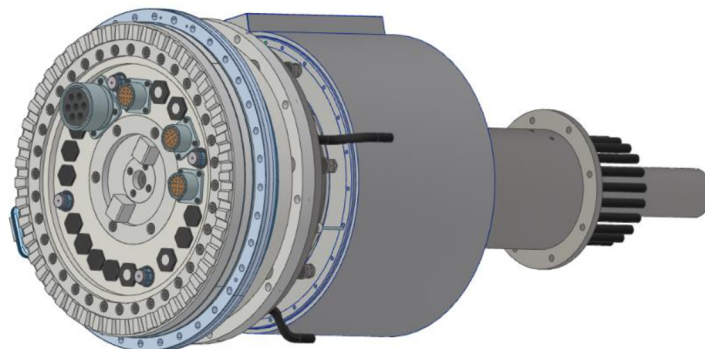
## 5.9 Celková sestava

Všechny komponenty byly spojeny do jedné sestavy, jejíž výsledek se nachází na obrázku 43. Pro verifikaci rozměrů a smontovatelnosti byl do sestavy vložen model vřeteníku a vřetena včetně jeho uložení, které vytvářejí okrajové podmínky osy C. 3D model byl vytvořen v aplikaci Autodesk Inventor.



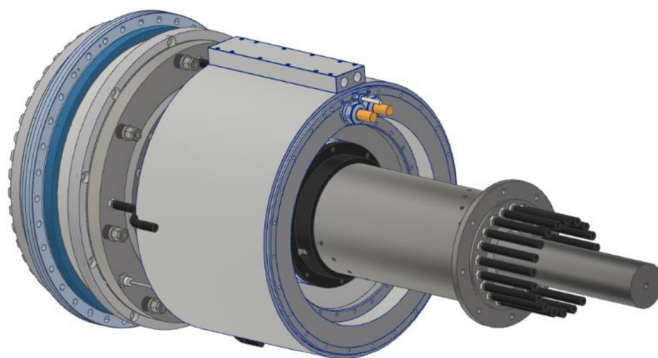
Obr. 43) Celková sestava

Samostatné součásti osy C bez vřeteníku a jiných okolních součástí se nachází na obrázku 44 a 45.



Obr. 44) Osa C-1





Obr. 45) Osa C-2

## 6 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

V neposlední řadě je v oblasti výrobních strojů důležitá otázka ekonomiky. Není problém navrhnout stroj, který bude technologicky na nejvyšší dosavadně možné úrovni za pomoci použití nejkvalitnějších komponent. Může se však snadno stát, že se takový stroj stane v podstatě neprodejný, jelikož pro zákazníka překročí hranici rentability díky vstupním nákladům.

Při stavbě obráběcího stroje je vždy nutné myslet na rozumný poměr kvality a ceny. Existují levné a méně kvalitní stroje, které si snadno své zákazníky najdou a stejně tak stroje vysoce kvalitní v dražší cenové kategorii. Vždy je však nutné, aby si cena a kvalita odpovídala. V případě této diplomové práce nebylo v zadání definováno, v jaké cenové kategorii či v jaké výrobní přesnosti by se stroj, na který by daná C osa měla aplikovat, měl pohybovat. Dle uvážení se jedná o stroj, který je schopen ve své kategorii středně velkých obráběcích strojů dosahovat velice slušných výsledků, co se přesnosti týče, být schopen technologicky konkurovat nejmodernějším strojům své kategorie, ale zároveň být schopen se udržet na přiměřené ceně.

Pro dosažení těchto výsledků bylo přistoupeno k nasazení přímého pohonu osy ve formě torzního motoru. Tyto motory sice v přímých nákladech převyšují pohony nepřímé, které díky převodovým poměrům nemusí dosahovat tak vysokých výkonů a kroutícího momentu, ale tuto nevýhodu dokáží lehce dovézt. Jednoduchá konstrukce okolních součástí, které jsou nutné pro jejich provoz, dokáží ušetřit nejen při stavbě stroje na vstupních materiálech komponent, ale také na nízké náročnosti montáže. Jejich další výhodou je jejich provoz. Při porovnání rozdílných komponent u všech tří uvažovaných variant (kap. 4.3) je zvolená varianta jediná, která neobsahuje navíc žádnou součást podléhající mechanickému opotřebení. Všechny pohyblivé části, které tato varianta využívá, jsou pro tyto tři varianty společné a dají se považovat za nevyhnutelné. Jako je například radiálně axiální ložisko. Díky absenci těchto uložení a převodů podstatně snižuje pravděpodobnost nutných servisních zásahů, čímž zvyšuje užitnost stroje a spokojenost zákazníka. Díky své vysoké dynamice také snižuje mezioperační časy stroje a tím celkové časy na obrobění součástí.

Pro představu o finančních nákladech na stavbu této C osy byly zjištěny a v některých případech zhruba odhadnuty ceny komponent. Pro realistickou hodnotu byla celková částka násobena koeficientem 1,2.



Tab 9) Odhad nákladů na osu C

Komponenta	Množství [ks]	Cena [Kč]	Celkem [Kč]
Motor Etel TMB plus 360	1	190 000	190 000
Upínací deska	1	20 000	20 000
Ložisko YCRTMA 325 XL	1	100 000	100 000
Hirtův věnec dělicí rovina	1	10 000	10 000
Odtlačovací píst	1	5 000	5 000
Hirtův věnec zpevňovací mechanismus	3	15 000	45 000
Spojovací prstenec	1	20 000	20 000
Talířová pružina	96	100	9 600
Konektor Veppoor (elektro)	4	1 200	4 800
Rychlospojka DN6 (tekutiny)	13	3 000	39 000
Hydrodock 30	4	7 000	28 000
Rotační přívod tekutin	1	40 000	40 000
Rotační přívod elektro	1	20 000	20 000
Ratory Joint - Spinner	1	7 000	7 000
Hydraulika	1	5 000	5 000
Spojovací materiál	150	7	1 050
Kapacitní snímač	2	4 000	8 000
CNC řízení	1	100 000	100 000
Těsnící kroužky	15	25	375
<b>Celkem</b>		<b>*1,2</b>	<b>783 390</b>

## 7 POZNÁMKY K VÝKRESOVÉ DOKUMENTACI

Výkresová dokumentace je stěžejní výstup každého konstrukčního návrhu, jelikož slouží k výrobě a montáži jednotlivých prvků. Dle zadaných cílů práce bylo vypracováno pět výkresů součástí a výkres celkové sestavy. Způsob vypracování výkresové dokumentace v praxi vychází zejména z požadavků technologického oddělení firmy a možností výrobního a montážního úseku. Důležité je také zahrnout zkušenosti z montáže podobných strojů. V tomto případě byla výkresová dokumentace vypracována dle všeobecných požadavků na výkresovou dokumentaci s tolerancemi určenými pro provozuschopnost a smotovatelnost. V následujících odstavcích budou jednotlivé součásti na výkresech popsány a bude doplněn komentář k jejich funkci a funkčním plochám a prvkům.

### Výkres 1: Prstenec

První výkres s číslem 10001 je výkres prstence, který spojuje rotor torzního motoru a upínací desky. Jedná se tedy o součást přenášející kroutící moment motoru a starající se o pozici rotoru z důvodu absence jeho uložení.

Ke spojení součástí slouží série šroubů, která v případě připojení motoru (řez A-A levá část) vytváří kruhové pole dvaceti čtyř šroubů velikosti M6. Velikost a počet šroubů uvádí výrobce v technické dokumentaci. Při jejich uložení slouží otvory o průměru 8 mm, které poskytují dostatečnou vůli pro montáž a ustavení. Díky této vůli je dostatečně přesná tolerance polohy děr o hodnotě 0,2. V případě připojení na upínací desku se jedná o kruhové pole šestnácti šroubů o velikosti M8 (řez A-A pravá část), které jsou uloženy v dírách o průměru 10 mm. Díky této vůli je opět dostatečná tolerance polohy o hodnotě 0,2.

Rotor nejen dosedá na čelo prstence, ale také musí být nasunut na hřídel o průměru 265 mm. Tento rozměr je tolerován jako h7, aby se v kombinaci s dírou rotoru jednalo o uložení s malou vůlí. Pro dobrou funkčnost je jeho plocha tolerována pomocí tolerance válcovitosti. K dobrému uložení rotoru, je tolerováno osazení, na které rotor dosedá, geometrickou tolerancí kolmosti. Jednou z nejdůležitějších tolerancí je pak rovnoběžnost, která se vztahuje na plochy dosedající jak na rotor, tak na upínací desku. Ty zajišťují, aby nedocházelo ke kolizím rotoru a statoru při chodu motoru.

### Výkres 2: Vodící kolík

Druhý výkres, který nese číslo 10002, je výkres vodícího kolíku. Tento kolík je součástí upínacího mechanismu a slouží jak k uložení talířových pružin, tak k vedení pohyblivého Hirtova věnce.

Je osazen závitem o velikost M10, přes který pomocí utahování matice dochází k předpínání pružin. Zbytek válcové plochy o průměru 10 mm je tedy kluzné vedení pohyblivých elementů, a proto je nutná nízká hodnota jeho drsnosti povrchu (Ra 1,6).

### Výkres 3: Kryt osy

Třetí výkres je výkres krytu osy a je označen číslem 10003. Tato součást brání vnikání nečistot do dělicí roviny osy, jelikož ohraničuje místo spojení obráběcí hlavy a vřeteníku a také funguje jako deformační kus pro případné kolize.

Součást má tvar prstence, který je v provozním režimu přišroubován na čelo vřeteníku pomocí devatenácti šroubů se zápusťnou hlavou o velikosti M6. Plocha, která dosedá na čelo vřeteníku je tolerována na hodnotu rovinnosti 0,02 a drsnosti povrchu Ra 1,6. Tím by mělo být zajištěno dobré utěsnění osy. Druhá plocha označená hodnotou drsnosti Ra 1,6 slouží jako

dosedací plocha těsnění, která se nachází na obráběcí hlavě. Vyfrézovaná kapsa, která narušuje symetričnost součásti, je otvor pro uložení snímací hlavy polohového odměřování.

#### **Výkres 4: Příruba vřeteníku**

Výkres označený číslem 10004 je výkres příruby, která bude přimontována na čelo vřeteníku a je v ní uložena většina částí osy C. Využití této příruby nachází smysl ve snazší výrobě a montáži, než kdyby se jednalo o část samotného vřeteníku.

Připojení příruby k vřeteníku se provádí pomocí devatenácti zápusných šroubů s válcovou hlavou, které leží v kruhovém poli o průměru 480 mm a jsou usazeny v poli děr o velikosti 11 mm. Na stejném průměru se nachází závitové díry o velikosti M6, které slouží k připojení krytu osy (viz výkres 10003). Závitové díry o počtu 36 s velikostí M8 jsou určeny pro montáž ložiska (viz kap. 4.2) a k tomu jsou přizpůsobeny i dosedací plochy. Díry na průměru 410 mm, které se nachází na zadní straně příruby a slouží jako uložení pevného Hirtova věnce zpevňovacího mechanismu. Vyfrézovaný otvor slouží stejně jako u krytu osy (10003) pro uložení snímací hlavy polohového odměřování.

#### **Výkres 5: Píst**

Posledním výkresem součástí je výkres pístu (10005), který se nachází ve zpevňovacím mechanismu (viz kap. 4.4) a slouží zde k jeho odtlačování. Jeho funkcí je konverze tlaku hydraulického oleje na axiální sílu a utěsnění dutiny.

K utěsnění dutiny slouží jeho uložení s minimální vůlí, na které je tolerován vnější i vnitřní rozměr pístu, a jejich požadavek na nízkou drsnost povrchu, ale také drážky pro těsnící o-kroužky (viz detail A).

#### **Výkres sestavy**

Výkres sestavy pod názvem Vrcholová sestava – Osa C a číslem 10006 obsahuje nejen součásti samotné osy C, ale také těleso vřeteníku, jelikož se jedná o jeden montážní celek. Kusovník sestavy se nachází přímo na výkrese, což není vždy zvyklostí.



## 8 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Při zpětném pohledu na vstupní požadavky se dá zcela jistě říci, že navrhovaná C osa všechny splňuje a v některých případech i částečně převyšuje. Vše, co bylo zde uvedeno je čistá teorie doplněná o některé poznatky z praxe a dá se tedy očekávat, že v případě výroby, montáže a provozu by mohlo dojít ke komplikacím a následným úpravám. Tomu kroku se však v praxi vyhne málokterý návrh. Výsledné parametry osy C se nachází v tabulce 10.

Tab 10) Výsledné parametry osy C

Moment zpevnění osy C	10 000 Nm
Kontinuální moment motoru	1 720 Nm
Špičkový moment motoru	2 950 Nm
Klidový moment motoru	1 380 Nm
Maximální otáčky osy C	120 ot/min
Zrychlení osy C	700°/s <sup>2</sup>
Úhel natočení	∞
Maximální řezná síla	20 000 N

Při pohledu na výslednou konstrukci vyvstává otázka využití této osy. Primárním a původně zamýšleným účelem bylo pouhé polohování obráběcích hlav, ale díky schopnosti otočení osy o takřka neomezený úhel (s přihlédnutím k životnosti dílů), rychlosti otáčení, krouticímu momentu a výkonu by se dalo uvažovat o využití pro obrábění. Využití by se dalo nalézt zejména pro čelní soustružení pomocí speciální hlavy, která by umožňovala nasazení této technologie i u strojů, které jsou vybaveny elektrovřetenem v obráběcích hlavách a nikoli hlavním vřetenem, a není tak možné nasazení klasických čelně soustružících hlav (viz kap. 1.4.1 - Lícni desky). Myšlenka spočívá ve vytvoření speciální hlavy, která by byla upnuta na dělicí rovinu osy C a byla vybavena polohovatelným nožovým držákem stejně jako například čelně soustružící hlavy D'andrea (obr. 12). Na rozdíl od ní by však docházelo k otáčení celé hlavy, a nejen části naháňené od hlavního vřetená. Limitující je však obráběcí průměr. Obrábění touto osou by bylo využitelné pouze pro větší průměry, aby došlo k dodržení potřebné řezné rychlosti vzhledem k limitovaným otáčkám na hodnotu 120 ot/min. Výhodou je dostatečná dimenzace ložiska osy, které by napomohlo k dosažení vysoké přesnosti.



## 9 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvořit konstrukční návrh C osy pro obráběcí hlavy pro horizontální frézovací centra smykadlového typu, a to v moderním pojetí obráběcích strojů. Pro upřesnění zadání byla zvolena koncepce obráběcích hlav firmy TOS Kuřim, se kterými měla být výsledná C osa plně kompatibilní. Při zpracovávání dané problematiky se tento nápad však ukázal jako ne zcela efektivní a muselo dojít k drobné úpravě konceptu.

V první kapitole byl uveden teoretický úvod týkající se definice obráběcích center, horizontálních center smykadlového typu a souřadných systému obráběcích strojů. V hlubším nahlédnutí do problematiky byly uvedeny příklady základních typů obráběcích hlav od různých výrobců a příklady dalšího příslušenství, kterého je u obráběcích center využíváno. Dále byla nastíněna problematika pětiosého obrábění, které slouží k pochopení využití osy C, a příklady možných řešení pohonu C osy.

Jedním z požadavků na obsah práce bylo zpracování systémového rozboru řešení problematiky a návrh tří variant řešení, z kterých byla vybrána nejvhodnější varianta. Oba tyto body byly zpracovány v kapitole 3. Výběr variant byl proveden s ohledem na přibližně stejnou funkčnost všech tří možností. Dle hodnocení parametrů byla vybrána varianta s torzním motorem.

Tato varianta se ukázala jako velice jednoduchá a také velice efektivní s ohledem na splnění požadovaných parametrů. Konkrétním důvodem této skutečnosti je eliminace převodů a uložení. Tato skutečnost má však kladný vliv na mechanické vlastnosti návrhu, jako je vyšší statická i dynamická tuhost, lepší dynamika osy a díky nízkému počtu mechanických částí i snížení pravděpodobnosti poruchovosti.

Výše zmíněná úprava zamýšleného konceptu spočívala ve změně typu upínače pro obráběcí hlavy. Obráběcí hlavy TOS Kuřim, se kterými měla být C osa kompatibilní využívá pro upínání tyče (viz obr. 6). Ty se vsouvají do dělicí roviny a zde jsou upnuty pomocí nástrojových upínačů, jelikož jejich konec má stejný tvar, jako nástrojové držáky typu HSK. Velikost pružinových i hydraulických upínačů pro tyto účely vytvořily tak velké narušení konstrukce, že by bylo nerozumné je použít. Jejich nahrazení bylo provedeno pomocí hydraulicko-mechanických upínačů Hydrodock od firmy Berg, které je možné instalovat přímo do dělicí roviny osy a celkově zjednodušit konstrukci.

Za jeden z největších přínosů této práce se zcela zřejmě dá považovat bezkontaktní přenos dat, který umožňuje otáčení osy o neomezený úhel. S tímto problémem se potýká každý výrobce obráběcích strojů s prvky řízení v obráběcích hlavách a ve většině případů je tato otázka řešena omezeným úhlem otočení. To samozřejmě značně zvyšuje čas na obrobění součásti a vytváří komplikace při programování obráběcího procesu.

Pro vylepšení návrhu této C osy by mohla dobře posloužit simulace, díky které by bylo možné optimalizovat momenty setrvačnosti a tuhosti jednotlivých součástí tak, aby došlo ke zlepšení odezvy na vnější síly, ať už se skokovou či frekvenční charakteristikou, čímž by došlo k výraznějšímu potvrzení výhod jemnohmotných systémů.





## 10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0*. IV. Praha: mm publishing, 2018. mm speciál. ISBN ISBN978-80-906310-8-3.
- [2] TOS FRPNZQ 250/4: MFOC. In: *TOS Kuřim* [online]. 2020 [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/reference/portalo-va-obra-beci-centra>
- [3] ELUC- souřadnicové systémy. *ELUC* [online]. [cit. 2020-03-31]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1293>
- [4] *Číslíkové řízení strojů: Terminologie os a pohybů*. I. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [5] TOS Kuřim FRF katalog. *Pilsenimports* [online]. Pilsen, 2020 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: [https://www.pilsenimports.com/wp-content/uploads/2019/09/TOS\\_FRF\\_ENG\\_III.pdf](https://www.pilsenimports.com/wp-content/uploads/2019/09/TOS_FRF_ENG_III.pdf)
- [6] Frézovací stroj WRM, Fermat. *Fermatmachinery* [online]. Praha, 2020 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: <https://www.fermatmachinery.com/produkt/wrm>
- [7] FU TOS Kuřim. *Pilsenimports* [online]. [cit. 2020-06-04]. Dostupné z: [https://www.pilsenimports.com/wp-content/uploads/2019/07/BORING-SPINDLE\\_Pilsen.pdf](https://www.pilsenimports.com/wp-content/uploads/2019/07/BORING-SPINDLE_Pilsen.pdf)
- [8] RYŠAVÝ, Radek. *Návrh obrábění součásti včetně její montáže*. Brno, 2019, 66 s.. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Ing. Milan Kalivoda.
- [9] FermatMachinery\_Příslušenství. *Fermatmachinery* [online]. [cit. 2020-03-29]. Dostupné z: <https://www.fermatmachinery.com/produkt/frezovaci-hlavy-licni-desky>
- [10] UHAMi SDHS. In: *Normanmachinetool* [online]. [cit. 2020-03-29]. Dostupné z: <https://www.normanmachinetool.com/product/lucas-precision-universal-milling-head-uhami-sdhs/>
- [11] Trimill VF3021. *Trimill* [online]. [cit. 2020-03-29]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/produkty/vertikalni-obra-beci-centra/5osa-s-pevnym-stolem/vf-3021>
- [12] Frézovací hlavy TOS Varnsdorf. *TOS Varnsdorf* [online]. [cit. 2020-03-29]. Dostupné z: <https://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/frezovaci-hlavy/>
- [13] Frézovací hlavy Zimmermann. *F-zimmermann* [online]. [cit. 2020-03-29]. Dostupné z: <https://www.f-zimmermann.com/en/milling-heads/m3abc/>
- [14] Příslušenství D`andrea. *Dandrea* [online]. [cit. 2020-03-29]. Dostupné z: <http://www.dandrea.com/en/contents.asp?c=10>
- [15] *WaldrichSiegen* [online]. 2020 [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: <https://www.waldrichsiegen.com/>

- [16] Otočné stoly Fermat. *Fermatmachinery* [online]. Praha, 2020 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: <https://www.fermatmachinery.com/produkt/otocne-stoly-deskova-pole>
- [17] Upínací zařízení TOS Varnsdorf. *Tosvarnsdorf* [online]. Varnsdorf, 2020 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: <https://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/upinaci-zarizeni/>
- [18] Zero point mounting system. *Jergensinc* [online]. [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.jergensinc.com/showcase-zps-features-benefits>
- [19] Horizontální stroje TOS Kuřim. *TOS Kuřim* [online]. Kuřim, 2020 [cit. 2020-04-06]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/horizontalni-obrabeci-centra>
- [20] Tvarové frézování. *Sandvik.Coromant* [online]. [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/milling/pages/profile-milling.aspx>
- [21] Tříosé hrubování turbíny. *Youtube- SolidCAM* [online]. [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: [https://www.youtube.com/watch?time\\_continue=69&v=3Wy7LXA7XkA&feature=emb\\_logo](https://www.youtube.com/watch?time_continue=69&v=3Wy7LXA7XkA&feature=emb_logo)
- [22] SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. I. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2902-6.
- [23] JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. *Expertní inženýrství v systémovém pojetí*. I. Praha: Grada, 2013. Expert (Grada). ISBN ISBN978-80-247-4127-7.
- [24] *Matematické metody zhodnocování* [online]. In: . [cit. 2020-04-16]. Dostupné z: <http://www.kae.cz/wp-content/uploads/2013/10/MMR.pdf>
- [25] Princip torzních motorů. *Etel* [online]. 2020 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.etel.ch/cz/momentove-motory/princip/>
- [26] Etel TMB+. *Etel* [online]. 2020 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.etel.ch/cz/momentove-motory/tmb-plus/>
- [27] YRTCMA325-XL. *Medias.schaeffler* [online]. [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br/pr/YRTCMA\\*YRTCMA325-XL](https://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br/pr/YRTCMA*YRTCMA325-XL)
- [28] Tedisa- standardní série: Výpočet sil. *Tedisa-hirt* [online]. 2020 [cit. 2020-04-21]. Dostupné z: <http://www.tedisa-hirth.com/standard.php>
- [29] Hydrodock. *Berg-spanntechnik* [online]. [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.berg-spanntechnik.de/wAssets/docs/produkte/sonderanwendung/hydrodock.pdf>
- [30] Talířové pružiny: Tabulka parametrů. *Hennlich* [online]. [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://www.hennlich.cz/fileadmin/\\_migrated/cz\\_Tal%C3%AD%C5%99ov%C3%A9\\_pru%C5%BEiny\\_-\\_tabulky\\_nerez.pdf](https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/cz_Tal%C3%AD%C5%99ov%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_nerez.pdf)
- [31] Kalkulátor pro součinitele koncentrace napětí. *AmesWeb* [online]. 2020 [cit. 2020-05-04]. Dostupné z: <https://amesweb.info/stress-concentration-factor-calculator/shaft-shoulder-fillet.aspx>

- [32] Součinitel koncentrace napětí hřídele s osazením: Graf. *Researchgate* [online]. [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Stress-concentration-factor-for-a-shaft-with-a-shoulder-fillet-in-axial-tension\\_fig2\\_272788206](https://www.researchgate.net/figure/Stress-concentration-factor-for-a-shaft-with-a-shoulder-fillet-in-axial-tension_fig2_272788206)
- [33] SIKORA, Marek. *Metalografické parametry oceli pro extrémní podmínky*. Ostrava, 2014. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/104419>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. Diplomová práce.
- [34] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [35] Rotační přívod dat. *Spinner-group* [online]. [cit. 2020-05-20]. Dostupné z: <https://products.spinner-group.com/1-channel-ethernet-rotary-joint-2x-100base-tx-real-time-multiplexed-full-duplex-inner-diameter-100-mm-with-slip-ring-bn637427C0007>
- [36] Absolutní odměřování Schaeffler. *Schaeffler* [online]. 2020 [cit. 2020-05-20]. Dostupné z: [https://www.schaeffler.cz/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/reprint/downloads\\_16/ssd\\_39\\_de\\_en.pdf](https://www.schaeffler.cz/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/reprint/downloads_16/ssd_39_de_en.pdf)
- [37] Mazání ložisek. *ZKL* [online]. 2020 [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/9-mazani-lozisek>



# 11 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

## 11.1 Seznam tabulek

TAB 1)	VSTUPNÍ A DOPLNĚNÉ PARAMETRY ZADÁNÍ .....	38
TAB 2)	PŘÍRAZENÍ VAH PARAMETRŮM .....	42
TAB 3)	HODNOCENÍ VARIANT .....	43
TAB 4)	PARAMETRY MOTORU ETEL TMB+ [26].....	47
TAB 5)	PARAMETRY LOŽISKA YRTC325-XL [27] .....	48
TAB 6)	PARAMETRY TALÍŘOVÉ PRUŽINY [30].....	55
TAB 7)	TABULKA TEKUTIN PŘEVÁDĚNÝCH PŘES OSU C.....	64
TAB 8)	PARAMETRY ROTAČNÍHO PŘEVODNÍKU DAT [35] .....	66
TAB 9)	ODHAD NÁKLADŮ NA OSU C.....	73
TAB 10)	VÝSLEDNÉ PARAMETRY OSY C.....	77

## 11.2 Seznam obrázků

OBR. 1)	MFOC (FRP), TOS KUŘIM .....	17
OBR. 2)	SKELET STROJE KENTA, FPT .....	19
OBR. 3)	PRAVOTOČIVÝ OSOVÝ KŘÍŽ .....	20
OBR. 4)	SOUŘADNICOVÝ SYSTÉM STROJE FRF, TOS KUŘIM .....	21
OBR. 5)	SOUŘADNICOVÝ SYSTÉM STROJE FU, TOS KUŘIM .....	22
OBR. 6)	HLAVA VA1-A, TOS KUŘIM .....	23
OBR. 7)	HLAVA VP1-A, TOS KUŘIM.....	23
OBR. 8)	UNIVERZÁLNÍ HLAVA UHAMI SDHS, FERMAT .....	24
OBR. 9)	VIDLICOVÁ HLAVA T30M, TRIMILL.....	24
OBR. 10)	ORTOGONÁLNÍ HLAVA HOI 50, TOS VARNSDORF .....	25
OBR. 11)	FRÉZOVACÍ HLAVA M3ABC, ZIMMERMANN.....	25
OBR. 12)	LÍCNÍ DESKA U-TRONIC, D'ANDREA .....	26
OBR. 13)	PORTFOLIO OBRÁBĚCÍCH HLAV FIRMY WALDRICHSIEGEN .....	27
OBR. 14)	OTOČNÝ STŮL FERMAT .....	28
OBR. 15)	PORTFOLIO STROJNÍCH STOLŮ FIRMY WALDRICHSIEGEN .....	28
OBR. 16)	UPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ, TOS VARNSDORF .....	29
OBR. 17)	FUT, TOS KUŘIM.....	30
OBR. 18)	TURBÍNA VYHRUBOVANÁ V TŘÍOSÉM REŽIMU .....	31
OBR. 19)	VLIV NÁKLONU NÁSTROJE NA ŘEZNOU RYCHLOST.....	32

OBR. 20) DRÁHA NÁSTROJE PŘI KONTUROVÁNÍ S KONSTATNÍ HODNOTOU V OSE Z .....	32
OBR. 21) DRÁHA NÁSTROJE PŘI ŠROUBOVICOVÉ INTERPOLACI.....	32
OBR. 22)HORIZONTÁLNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM FU, TOS KUŘIM .....	38
OBR. 23)NÁVRH POHONU VARIANTY 1 .....	39
OBR. 24)NÁVRH POHONU VARIANTY 2 .....	40
OBR. 25)NÁVRH POHONU VARIANTY 3 .....	41
OBR. 26)PRINCIP MOMENTOVÉHO MOTORU .....	44
OBR. 27)ETEL TMB+0360 .....	46
OBR. 28)ULOŽENÍ VALIVÝCH ELEMENTŮ U YRTC325-XL .....	48
OBR. 29)ROZKLAD SIL PŮSOBÍCÍCH NA OZUBENÍ.....	50
OBR. 30)STATICKE HLEDISKO OBRÁBĚCÍ HLAVY .....	51
OBR. 31)PRINCIP UPÍNANÍ HYDRODOCK.....	52
OBR. 32)ŘEZ ZPEVŇOVACÍM MECHANISMEM.....	56
OBR. 33)SOUČINITEL KONCENTRACE NAPĚTÍ PRO HŘÍDEL S OSAZENÍM..	57
OBR. 34)ŘEZ ZPEVŇOVACÍM MECHANISMEM.....	62
OBR. 35) VÝSLEDNÉ NAPĚTÍ VE SPOJOVACÍM PRSTENCE PŘI MAXIMÁLNÍM ZATÍŽENÍ .....	63
OBR. 36) VÝSLEDEK POSUNUTÍ ROTORU OD TÍHOVÉ SÍLY .....	63
OBR. 37)ŘEZ ROTAČNÍM PŘÍVODEM TEKUTIN.....	65
OBR. 38)ROTAČNÍ PŘÍVOD PRO SILOVOU ELEKTRINU .....	66
OBR. 39) ROTAČNÍ PŘEVODNÍK DAT OD FIRMY SPINNER.....	67
OBR. 40)DĚLÍCÍ ROVINA OSY C.....	67
OBR. 41)PRINCIP BEZKONTAKTNÍHO INDUKTIVNÍHO SNÍMÁNÍ .....	68
OBR. 42)ULOŽENÍ SKENOVACÍ HLAVICE VE VŘETENÍKU .....	69
OBR. 43)CELKOVÁ SESTAVA.....	70
OBR. 44)OSA C-1 .....	70
OBR. 45) OSA C-2 .....	71

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

### 1. Výkresová dokumentace

Výkres prstence	10001
Výkres vodícího kolíku	10002
Výkres krytu osy	10003
Výkres příruby vřeteníku	10004
Výkres pístu	10005
Výkres sestavy	10006

### 2. 3D model ve formátu. STEP