



# 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

## NÁVRH VŘETENÍKU PRO OBRÁBĚCÍ CENTRUM

DESIGN OF A HEADSTOCK FOR A MACHINE TOOL

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Sehon

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský

BRNO 2019



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Tomáš Sehon</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>Ing. Dominik Hermanský</b>
Akademický rok:	2018/19

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

## Návrh vřeteníku pro obráběcí centrum

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vřeteník s vřetenem je nejdůležitější a zároveň z hlediska návrhu nejsložitější část obráběcího stroje. Proto je tomuto konstrukčnímu uzlu nutno věnovat náležitě úsilí. Úkolem studenta bude na základě zvolených parametrů navrhnout vřeteník pro frézovací operace. Konstrukce musí také počítat s možností umístit frézovací hlavu na konec vřeteníku. Nedílnou součástí návrhu je také konstrukce výsuvného pracovního vřetene.

### Cíle diplomové práce:

Rešerše v oblasti obráběcích center.  
Rešerše v oblasti vřeteníků obráběcích strojů.  
Na základě zadaných parametrů konstrukce s nezbytnými výpočty.  
Konstrukční návrh různých variant.  
Na základě vhodných kritérií, výběr optimálního provedení.  
Výkresová dokumentace hlavní sestavy + 3D CAD model.

### Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISBN 978-80-254-7980-3.

JANÍČEK, P., MAREK, J.: Expertní inženýrství v systémovém pojetí, ISBN 978-80-247-4127-7.

JANÍČEK, Přemysl a Emanuel ONDRÁČEK. Řešení problémů modelováním: téměř nic o téměř všem. Brno: PC-DIR, 1998. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1233-X.

JANÍČEK, Přemysl, Jan VRBKA a Emanuel ONDRÁČEK, 1987. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. Praha: Státní nakladatelství technické literatury.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

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 se zabývá konstrukčním návrhem vřeteníku pro obráběcí centrum. Teoretická část práce poskytuje základní popis strojů s vodorovnou osou vřetena. Dále se věnuje popisu vřeteníku strojů s výsuvným pracovním vřetenem. V konstrukční části je nejprve proveden výběr optimální varianty pomocí multikriteriální analýzy. Zvolená koncepce je rozpracována s využitím potřebných konstrukčních výpočtů. Výstupem práce je 3-D CAD model a výkresová dokumentace.

## **ABSTRACT**

This master's thesis deals with design of a headstock for a machine tool. Theoretic part of this thesis provides basic description of a horizontal machine tool. Further it is dedicated to description of a headstock of machines with extensionable work spindle. In a design part firstly optimal variant is chosen by using multicriterial analysis. Necessary calculations were done and chosen variant was developed. Design is realised by 3D CAD model and drawing documentantion.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Vyvrtávací stroj, vřeteník, vřeteno, lineární vedení, kuličkový šroub, odměřování

## **KEYWORDS**

Boring machine, headstock, spindle, linear guide, ball screw, measuring system



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SEHON, T. *Návrh vřeteníku pro obráběcí centrum*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2019, 97 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Dominik Hermanský.



## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych touto cestou poděkoval Ing. Dominiku Hermanskému za cenné rady, věcné připomínky a odborné vedení při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během studia.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Dominika Hermanského a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Bc. Sehon Tomáš



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>OBRÁBĚCÍ CENTRUM</b> .....	<b>17</b>
<b>3</b>	<b>VYVRTÁVACÍ STROJE</b> .....	<b>19</b>
3.1	Vyvrtávací stroj s vodorovnou osou vřetena .....	19
3.1.1	Stolový vyvrtávací stroj .....	20
3.1.2	Křížový vyvrtávací stroj .....	21
3.1.3	Deskový vyvrtávací stroj .....	22
3.2	Souřadnicový vyvrtávací stroj .....	23
3.3	Vyvrtávací stroj – obráběcí centrum .....	25
<b>4</b>	<b>VŘETENÍK VYVRTÁVACÍHO STROJE</b> .....	<b>27</b>
4.1	Skříň vřeteníku .....	28
4.2	Vřeteno .....	29
4.3	Uložení vřetena .....	30
4.3.1	Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem .....	31
4.3.2	Kuželíková ložiska .....	32
4.3.3	Předepnutí ložisek .....	33
4.3.4	Kluzná a elektromagnetická ložiska .....	33
4.4	Pohon vřetena .....	33
4.4.1	Nepřímý pohon .....	34
4.4.2	Přímý pohon .....	35
4.5	Periferie .....	36
4.5.1	Mazání .....	36
4.5.2	Chlazení .....	36
4.5.3	Těsnění .....	36
4.5.4	Indexování .....	37
4.5.5	Diagnostika .....	38
4.6	Výsuvné pracovní vřeteno .....	38
4.7	Kompenzace .....	39
4.8	Příslušenství pro vyvrtávací stroj .....	39
4.8.1	Frézovací hlavy .....	40
4.8.2	Lícni desky .....	41
4.8.3	Další příslušenství .....	41
4.9	Automatická výměna nástrojů a příslušenství .....	42
<b>5</b>	<b>TECHNOLOGICKÉ OPERACE</b> .....	<b>43</b>
5.1	Frézování .....	43
5.2	Vyvrtávání .....	43
5.3	Vrtání .....	44
<b>6</b>	<b>KONSTRUKČNÍ NÁVRH</b> .....	<b>45</b>
6.1	Stanovení výkonu a krouticího momentu .....	45
6.1.1	Frézování .....	45
6.1.2	Vyvrtávání .....	48
6.1.3	Vrtání do plného materiálu .....	49
6.2	Konstrukční varianty .....	51
6.2.1	Varianta 1 .....	51
6.2.2	Varianta 2 .....	52

6.2.3	Varianta 3 .....	52
6.2.4	Varianta 4 .....	53
6.2.5	Varianta 5 .....	53
6.2.6	Varianta 6 .....	53
6.3	Vyhodnocení variant .....	54
6.3.1	Popis metody .....	54
6.3.2	Hodnocení variant .....	55
6.4	Zvolené řešení .....	57
6.5	Vřetena .....	57
6.6	Motor a převodovka .....	58
6.7	Řemenový převod .....	60
6.8	Stanovení délky per .....	60
6.9	Uložení vřetena .....	61
6.9.1	Ložiska pro hlavní uložení .....	62
6.9.2	Optimální vzdálenost mezi ložisky .....	62
6.9.3	Celková deformace vřetena .....	64
6.9.4	Ložiska zadního konce vřetena .....	64
6.10	Reakční síly v ložiskách a průběh ohybového momentu .....	65
6.11	Trvanlivost ložisek .....	67
6.12	Pevnostní výpočet vřetena .....	69
6.12.1	Místo nejvyšší hodnoty ohybového momentu .....	69
6.12.2	Místa s koncentrátory napětí .....	70
6.13	Výsuv pracovního vřetena .....	71
6.13.1	Návrh kuličkového šroubu .....	71
6.13.2	Pohon šroubu .....	73
6.13.3	Lineární vedení .....	75
<b>7</b>	<b>ZVOLENÉ PROVEDENÍ .....</b>	<b>79</b>
<b>8</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>85</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>87</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>91</b>
10.1	Seznam použitých zkratk .....	91
10.2	Seznam použitých symbolů .....	91
10.3	Seznam tabulek .....	91
10.4	Seznam obrázků .....	94
<b>11</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>97</b>

# 1 ÚVOD

Obráběcí centra mají v dnešním světě stále své důležité místo. Jsou nenahraditelná pro výrobu mnoha různých druhů součástí. Zvláštní kategorií jsou pak obráběcí centra s vodorovnou osou vřetena, jejichž konstrukce umožňuje výsuv pracovního vřetena a využití příslušenství v podobě frézovacích hlav a dalšího příslušenství. Snahou je dosáhnout stále vyšší přesnosti a produktivity.

Diplomová práce se sestává ze dvou částí. První z nich je teoretická, která se zabývá úvodem do problematiky obráběcích center, zejména těch s vodorovnou osou vřetena. Dále je proveden rozbor a popis jednotlivých komponent, ze kterých se skládá konstrukční uzel vřeteníku obráběcího stroje. Stěžejní částí práce je konstrukční návrh vřeteníku obráběcího centra. Ten má být určen zejména pro frézovací operace, mimo to je vybaven výsuvným pracovním vřetenem.

Teoretická část práce začíná vymezením pojmu „obráběcí centrum“. Je stanoveno, jakých vlastností musí obráběcí stroj dosahovat, aby mohl být takto označen. Následuje základní rozdělení a popis strojů s vodorovnou osou vřetena, které jsou navíc vybaveny výsuvným pracovním vřetenem. Následně se rešerše zaměří na popis jednotlivých uzlů, z nichž se vřeteník takového stroje sestává. Jedná se zejména o pohon vřetena a jeho uložení, dále pak periferie, které jsou pro správnou funkci nezbytné. Pojednáno bude rovněž o příslušenství, které výrazně rozšiřuje technologické možnosti strojů. Jedná se například o frézovací hlavy nebo lící desky. Zmíněny a stručně popsány budou i základní operace, které mohou být na stroji provedeny.

Před samotným návrhem musí být ověřeno, která z operací bude nejnáročnější. Navrženo pak bude několik různých koncepcí. Vybrána musí být různá kritéria, která poslouží ke stanovení optimální varianty. Ta bude následně podrobněji rozpracována a ověřena potřebnými výpočty. Výstupem diplomové práce je CAD model a výkresová dokumentace.



## 2 OBRÁBĚCÍ CENTRUM

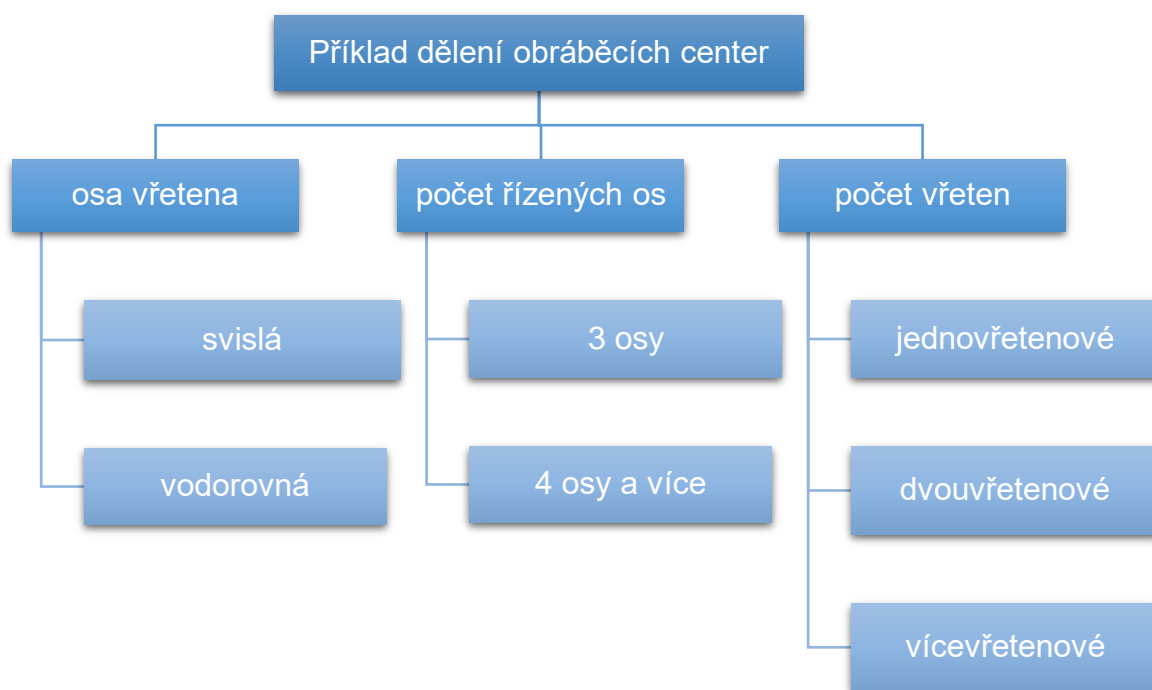
Výrobní stroj je takový stroj, pomocí kterého je vytvářen nebo opracováván polotovár do stavu s definovanou geometrií, definovaným tvarem, strukturou povrchu a rozměrem. Obráběcím strojem se rozumí stroj takový, který je vybaven řezným nástrojem. Ten má obvykle geometricky definovaný břit. Pomocí něj dochází k odebrání (subtrakci) materiálu ve formě třísky (hovoříme o třískovém obrábění) [1].

Je-li stroj řízen ručně, nazývá se konvenční stroj. Pokud je stroj vybaven číslicovým řízením os (řízení počítačem), nazývá se CNC obráběcím strojem [1].

Aby mohl být obráběcí stroj nazván obráběcím centrem, je nezbytné, aby splňoval následující [2]:

- Různé technologické operace (soustružení i frézování, vrtání ad.)
- Automatická výměna nástrojů
- Automatická výměna obrobků
- Práce v bezobslužném provozu
- Výbava prvky diagnostiky a měření
- Výbava prvky inteligence

Nezávisle na tom, jestli se jedná o centra určená k obrábění rotačních nebo nerotačních součástí, mohou být dělena podle mnoha kritérií, např. podle:



Obr. 1) Ukázka rozdělení obráběcích center, převzato a upraveno z [1]

Dále budou popsána obráběcí centra s jedním vřeteníkem vybaveným výsuvným pracovním vřetenem. Takové stroje jsou určeny zejména pro vyvrtávací operace. Avšak s ohledem na konstrukci je lze s výhodou použít např. i pro frézování, vrtání apod.



## 3 VYVRTÁVACÍ STROJE

Vyvrtačací stroje jsou významnou skupinou strojů, které jsou vhodné nejen pro výkonné ale i přesné obrábění. To probíhá obvykle jednobřítým nástrojem (technologie vyvrtačování). Mimo to je možné použít vyvrtačací stroje i pro obrábění nerotačních součástí, které jsou obvykle skříňového tvaru [1][2].

Dělení viz Obr. 2) vychází ze zdrojů [1], [2] a [7]. Následující části kapitoly z něj budou vycházet. Nicméně je obvyklé, že se může dělení ve firemních katalogích, případně v literatuře jiných autorů lišit.



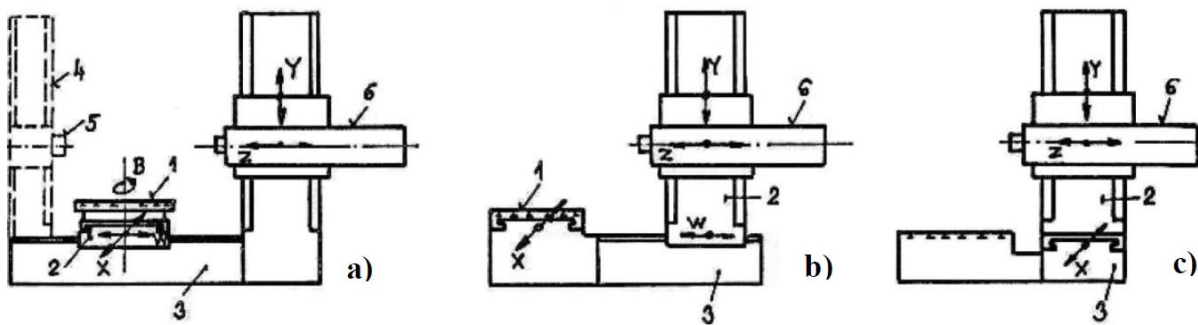
Obr. 2) Základní rozdělení vyvrtačacích strojů, překresleno z [1]

### 3.1 Vyvrtačací stroj s vodorovnou osou vřetena

Vyvrtačací stroj s vodorovnou osou vřetena, označovaný také jako horizontka, je univerzální stroj pro obrábění složitých výrobků. Svým uspořádáním je vhodný zejména pro kusovou a malosériovou výrobu. Pokud je stroj vybaven otočným stolem, je možné obrábění až z pěti stran obrobku na jedno upnutí. Pro vyvrtačáčku je také typické, že ve vřeteníku jsou uložena dvě vřetena, z nichž jedno je určeno k vyvrtačování (navíc může být výsuvné) a druhé k frézování [1].

Výrobci vyvrtačacích strojů nabízejí zákazníkům celou řadu různých doplňků a příslušenství, což z nich činí obráběcí centra vhodná vedle vyvrtačování i pro soustružení, frézování, vrtání, broušení a další operace [2].

Uspořádání horizontálních vyvrtačáček schematicky znázorňuje Obr. 3).



Obr. 3) Schémata vyvrtávacích strojů s vodorovnou osou vřeten: a) stolových, b) křížových, c) deskových [2]

### 3.1.1 Stolový vyvrtávací stroj

Koncepce stolového vyvrtávacího stroje je založena na pevném stojanu a křížovém stole. Po stojanu se vertikálně přesouvá vřeteník (osa Y). Ten je navíc vybaven výsuvným pracovním vřetenem (osa W). Křížový stůl se pohybuje ve dvou vzájemně kolmých směrech (osy X a Z), obvykle bývá proveden jako otočný (osa B). To umožňuje na jedno upnutí obrábět součást ze čtyř stran. Pokud obráběná součást nepřesahuje výškový rozměr stroje a pokud je ten vybaven úhlovou hlavou, lze navíc obrábět navíc shora, celkem tedy z pěti stran [2].

Samotný křížový stůl, i přes jeho výhody, je limitujícím prvkem konstrukce. Pohybuje-li se v ose X, dochází k velkému zatěžování vedení v ose Z. Tím dochází k naklánění obrobku. Je proto snahou dosáhnout maximální možné vzdálenosti vedení v ose Z.

Tento typ menších strojů je vybaven pracovním vřetenem s průměrem 100-130 mm. Výsuv vřeten v závislosti na jeho průměru dosahuje hodnoty nejvýše 800 mm. Z důvodu výše uvedených vlastností je stolový vyvrtávací stroj určen pro obrábění součástí o hmotnosti do cca 10 000 kg s tím, že obrys součástí nepřesahuje rozměry upínací desky křížového stolu [1].

Příkladem stolového vyvrtávacího stroje je WFC 10 CNC (Obr. 4) od výrobce Fermat Machinery, jehož parametry jsou uvedeny v Tab 1) [19].



Obr. 4) Stolový vyvrtávací stroj WFC 10 CNC výrobce Fermat Machinery [19]

Tab 1) Parametry stroje WFC 10 CNC [19]

Průměr pracovního vřetena	[mm]	100
Upínací rozhraní	[-]	ISO 50
Zdvih osy X	[mm]	1 250 / 2 500
Zdvih osy Y	[mm]	1 250 / 1 700 / 2 000
Zdvih osy Z	[mm]	1 250
Výsuv pracovního vřetena	[mm]	730
Rozsah otáček vřetena	[min <sup>-1</sup> ]	10 – 2 000
Rozměr upínací desky	[mm]	1 000 x 1 120 / 1 200 x 1 400
Max. hmotnost součásti	[kg]	3 000
Jmenovitý výkon motoru	[kW]	17 / 25 / 33

Tento stolový stroj je vybaven celkem šesti řízenými osami, z nichž čtyři jsou lineární a dvě rotační. V základu je vybaven nepřímým odměřováním enkodéry, podle požadavků zákazníka může být vybaven optoelektronickými lineárními pravítky. Samotná stavba stroje je provedena modulárně, což umožňuje stroj maximálně přizpůsobit požadavkům uživatele [19].

### 3.1.2 Křížový vyvrtávací stroj

Oproti stolovému vyvrtávacímu stroji se stůl pohybuje pouze v ose X. Tím je eliminováno velké zatížení vedení osy Z a naklápění obrobku, které může nastat u stroje s křížovým stolem. Ten je obvykle proveden otočný (osa B). Ve směru příčném – kolmém na osu X – se pohybuje stojan. Křížová vyvrtávačka bývá vybavena smýkadlovým vřeteníkem. Proto může být axiální posuv nástroje složen z celkem tří pohybů – stojanu, smýkadla a výsuvného pracovního vřetena. Pohyb v ose Y koná vřeteník, který se svisle posouvá po stojanu [2].

Vzhledem ke koncepci je stroj s výhodou využíván pro obrábění dlouhých obrobků. Je určen pro opracování středních polotovarů. Průměr pracovního vřetena činí 100-160 mm. Křížová vyvrtávačka může být vybavena automatickou výměnou nástrojů i obrobků, čímž splňuje předpoklady obráběcího centra [1].

Výrobcem křížových vyvrtávaček je např. společnost TOS Varnsdorf, v jejím portfoliu se nachází stroj WHR 13, viz Obr. 5). Základní technické parametry jsou uvedeny v Tab 2) .

Opět platí, že stroj je nabízen jako stavebnice tak, aby co nejlépe naplňoval požadavky zákazníka. Z toho důvodu je možné zvolit různě dlouhé posuvy u lineárních os, rovněž je možno stroj přizpůsobit různě těžkým obrobkům (nejvýše mohou vážit 25 000 kg). Vyvrtávačka může být vybavena automatickou výměnou nástrojů a výrobků. Řídicí systém umožňuje ovládat celkem šest os – z čehož jsou čtyři lineární a dvě rotační [22].

Základními prvky stavby stroje jsou odlitky z šedé i tvárné litiny, která zaručuje dobré tlumení. Vhodnou konstrukcí a žebrováním lze rovněž dosáhnout vysoké tuhosti, což má příznivý vliv na geometrickou přesnost obráběné součásti [22].

Tab 2) Parametry stroje WHR 13 [22]

Průměr pracovního vřetena	[mm]	130
Upínací rozhraní	[-]	ISO 50
Zdvih osy X	[mm]	3 500 / 4 000 / 5 000 / 6 000
Zdvih osy Y	[mm]	2 000 / 2 500 / 3 000
Zdvih osy Z	[mm]	1 250 / 1 600 / 2 500 / 3 000
Výsuv pracovního vřetena	[mm]	650
Rozsah otáček vřetena	[min <sup>-1</sup> ]	10-3 000
Rozměr upínací desky	[mm]	1 800 x 1 800 / 1 200 x 1 400
Nosnost	[kg]	12 000 / 16 000 / 25 000
Posuv os X, Y a Z	[mm·min <sup>-1</sup> ]	4 – 8 000
Otáčky osy B	[min <sup>-1</sup> ]	0,003 – 2
Max. hmotnost součásti	[kg]	3 000
Jmenovitý výkon motoru	[kW]	37



Obr. 5) Křížový vyvrtávací stroj WHR 13 výrobce TOS Varnsdorf [22]

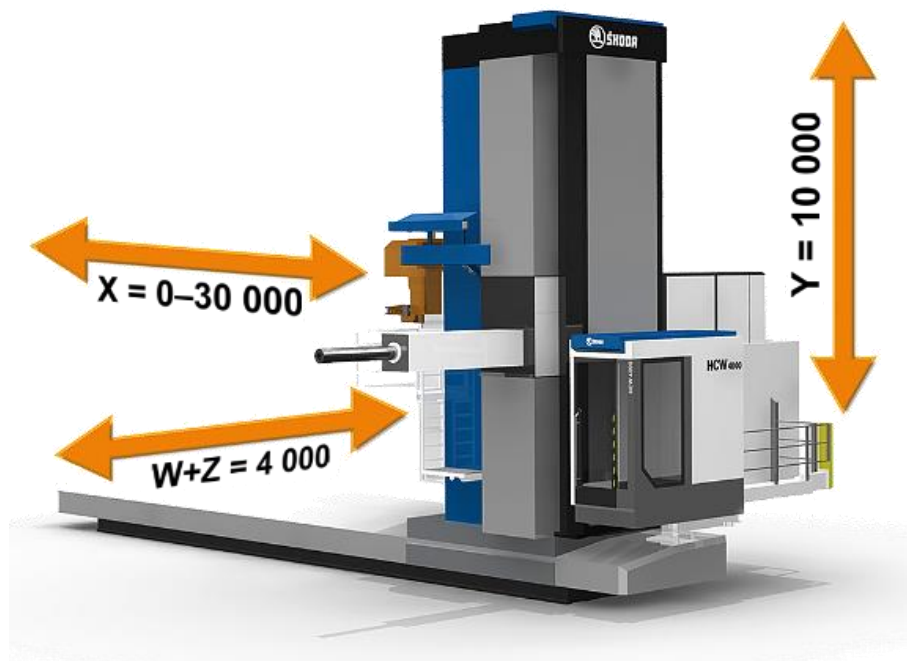
### 3.1.3 Deskový vyvrtávací stroj

Hlavním rozdílem mezi křížovým a deskovým vyvrtávacím strojem je, že u deskového koná pohyb v ose X stojan. Další pohyby jsou analogické jako u křížové vyvrtávačky (včetně axiálního pohybu nástroje vůči obrobku). Typickým uzlem konstrukce je vřeteník, který obsahuje dvě vřetena. Prvním je vřeteno frézovací (duté). To je nevýsuvně uloženo v ložiskách a je v něm uloženo výsuvné vyvrtávací vřeteno [1].

Obrobek je upevněn na litinovou desku nepohyblivého (základní výbava) nebo otočného stolu. To s sebou nese rozšíření výrobních možností stroje (zvýšení počtu řízených os). Deskové vyvrtávačky slouží pro obrábění velkých součástí. Vybaveny jsou vřetenem s průměrem 130-315 mm [2].

Výrobce deskových vyvrtávacích strojů je například plzeňská Škoda Machine Tool se svou řadou HCW viz Obr. 6). Zákazník má na výběr ze tří modelů, které se liší velikostí – tedy zdvihů os, instalovanými výkony motorů, průměrem výsuvného pracovního vřetena apod. [18]

Parametry stroje jsou uvedeny v Tab 3) .



Obr. 6) Vyvrtávací stroj HCW 4000 výrobce Škoda Machine Tool [18]

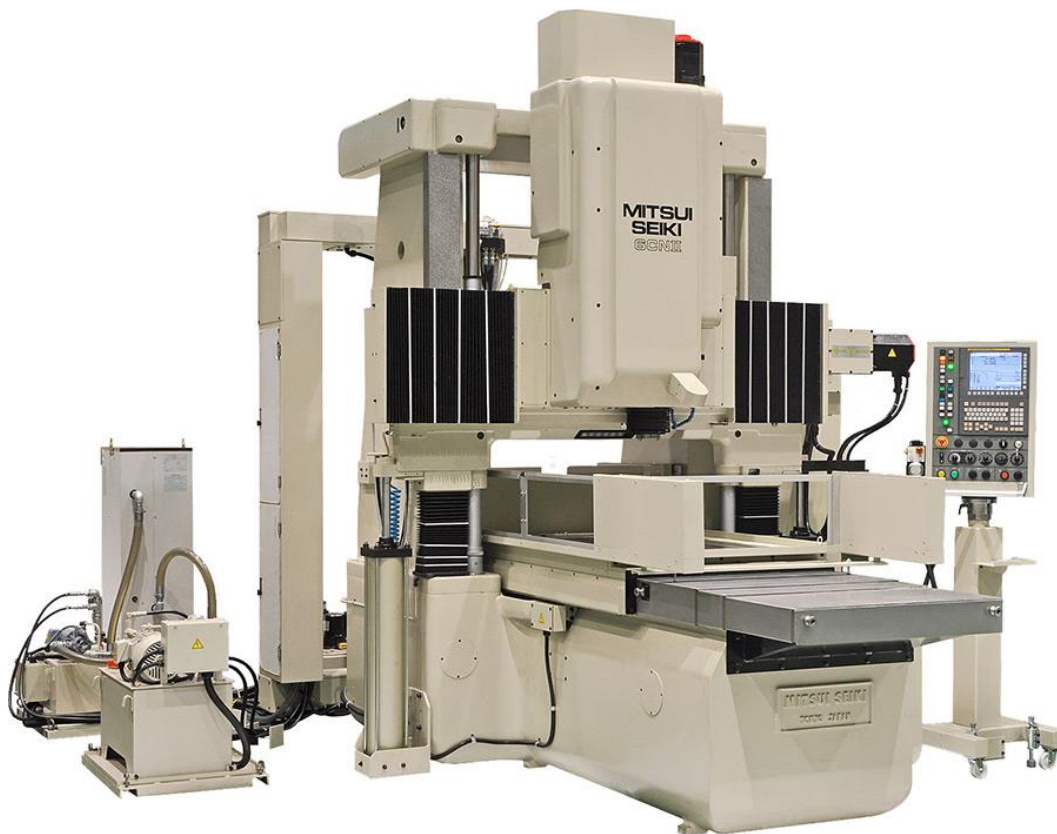
Tab 3) Parametry stroje HCW 4000 [18]

Průměr pracovního vřetena	[mm]	262
Zdvih osy X	[mm]	30 000
Zdvih osy Y	[mm]	10 000
Zdvih osy Z	[mm]	2 500
Výsuv pracovního vřetena	[mm]	1 500
Max. otáčky vřetena	[min <sup>-1</sup> ]	2 500
Jmenovitý výkon motoru	[kW]	120

### 3.2 Souřadnicový vyvrtávací stroj

Souřadnicový vyvrtávací stroj je určen k obrábění přesných otvorů (toleranční stupeň IT 4-IT 6) s přesnými osovými vzdálenostmi ( $\pm 0,01$  až  $\pm 0,002$  mm). Tento stroj je možné použít pro všechny typy operace, při nichž rotuje nástroj. Vzhledem ke koncepci mohou být využity i pro měření součástí obrobenech na jiných strojích. Pro dosažení požadované přesnosti musí být souřadnicové vyvrtávačky v místnosti, ve které je udržována stabilní teplota  $20 \pm 1$  °C. Rám těchto strojů musí být velmi tuhý. Poté je možno stroj ustavit na třech bodech (tři body určují rovinu). Mimo to musí být stroje uloženy dostatečně daleko od zdrojů vibrací. Také nemohou být umístěny ve vyšších podlažích. Odměrování těchto strojů je optické, obvyklé je pro řízení využití systému CNC [7][8].

Jedním z výrobců souřadnicových vyvrtávacích strojů je společnost Mitsui Seiki. Zástupcem portfolia je souřadnicová vyvrtávačka J6CN (Obr. 7) s jedním svislým vřeteníkem, její parametry jsou uvedeny v Tab 4) .

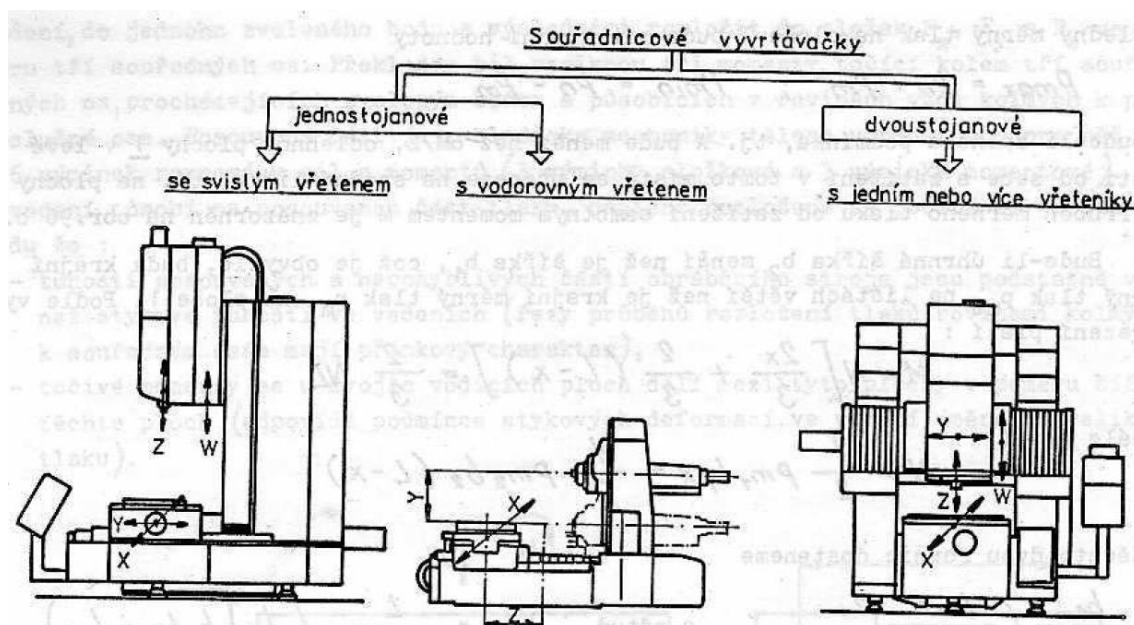


Obr. 7) Souřadnicový vyvrtávací stroj J6CN výrobce Mitsui Seiki [23]

Tab 4) Parametry stroje J6CN [24]

Průměr pracovního vřetena	[mm]	125 / 145
Zdvih osy X	[mm]	1 020
Zdvih osy Y	[mm]	760
Zdvih osy Z	[mm]	300
Zdvih osy W	[mm]	700
Nejmenší rozlišení os	[mm]	0,001
Rozsah otáček vřetena	[min <sup>-1</sup> ]	0,1 – 2 000 / 3 050
Max. rozměr vyvrtávacího nástroje	[mm]	300
Rozměr upínací desky	[mm]	1 280 x 960
Nosnost	[kg]	1 200
Posuv / rychloposuv os X, Y, Z a W	[mm·min <sup>-1</sup> ]	0,1 – 2 000 / 5 080
Max. hmotnost součásti	[kg]	3 000
Jmenovitý výkon motoru	[kW]	23

Základní koncepce souřadnicových vyvrtávacích strojů zobrazuje Obr. 8).



Obr. 8) Koncepce souřadnicových vyvrtávaček [8]

Jednostojanové souřadnicové stroje jsou vyráběny se svislou (častější) nebo vodorovnou osou vřeten. Využívány jsou pro menší obrobky, které jsou upínány na křížový stůl [1][8].

Dvoustojanové jsou vybaveny jedním vertikálním vřeteníkem, avšak počet může být i vyšší. Základní provedení je spodní gantry. Obrobek je umístěn na pohyblivý podélný stůl. Ten se nachází mezi dvěma stojany, které jsou spojeny nepohyblivým příčným [1][8].

### 3.3 Vyvrtávací stroj – obráběcí centrum

Jak již bylo zmíněno v 3.1, jsou dnes horizontální vyvrtávací stroje určeny pro širokou škálu operací. Mimo vyvrtávání se jedná zejména o frézování. Obráběny tak mohou být skříňové, deskové i rotační součásti. Důležité je, že stroje mohou být vybaveny i soustružnickými stoly a dalším potřebným příslušenstvím, což umožňuje vyvrtávací stroj využít jako svislý soustruh. Takovou výbavu nabízejí např. výrobci Škoda Machine Tool nebo TOS Varnsdorf. Jestliže je stroj vybaven automatickou výměnou nástrojů i obrobků, řídicím systémem a prvky diagnostiky, může být podle 3.1 považován za obráběcí centrum. Takový stroj má rám ve tvaru písmene „O”. Snahou je dosáhnout takové podoby, aby bylo zatížení rozděleno symetricky. Z důvodu vysokotlakého použití procesních kapalin během obrábění je nezbytné vybavit pracovní prostor stroje vhodným krytím [1][18][22].

Pro dosažení vyšší výrobnosti se obráběcí centra obvykle konstruují s větším počtem vřeten. Vodorovné vyvrtávačky však více vřeteníky vybaveny nebývají. Je tedy nutno zvýšit výkonnost jiným způsobem. Stroje jsou koncipovány jako skládačky, ze kterých je možno sestavit stroj přesně podle požadavků zákazníka [1].

Jedním z výrobců vodorovných obráběcích center je TOS Kuřim-OS, představitelem je stroj TOS FUT. Je určen zejména pro obrábění tvarově složitých dílců. Umožňuje i technologii vysokorychlostního obrábění. V základu je stroj vybaven podélným a příčným ložem, což je analogie křížové vyvrtávačky. Pro přizpůsobení požadavkům mohou být osazeny rozličné

nástrojové hlavy. Technické parametry verze FUT 150 jsou uvedeny v Tab 5) . Tento model není vybaven výsuvným vřeteníkem (osou W). Centrum znázorňuje Obr. 9) [24].

Tab 5) Parametry stroje TOS FUT 150 [24]

Zdvih osy X	[mm]	3 000 / 4 000 / 5 000
Zdvih osy Y	[mm]	2 000 / 2 500 / 3 000
Zdvih osy Z	[mm]	1 500
Rozměr upínací desky	[mm]	1 600 x 1 800 / 2 000 x 2 400
Otáčky stolu	[ $^{\circ}\cdot\text{min}^{-1}$ ]	1 – 1 440
Posuvy v osách X, Y a Z	[ $\text{mm}\cdot\text{min}^{-1}$ ]	1 – 30 000
Jmenovitý výkon motoru	[kW]	37

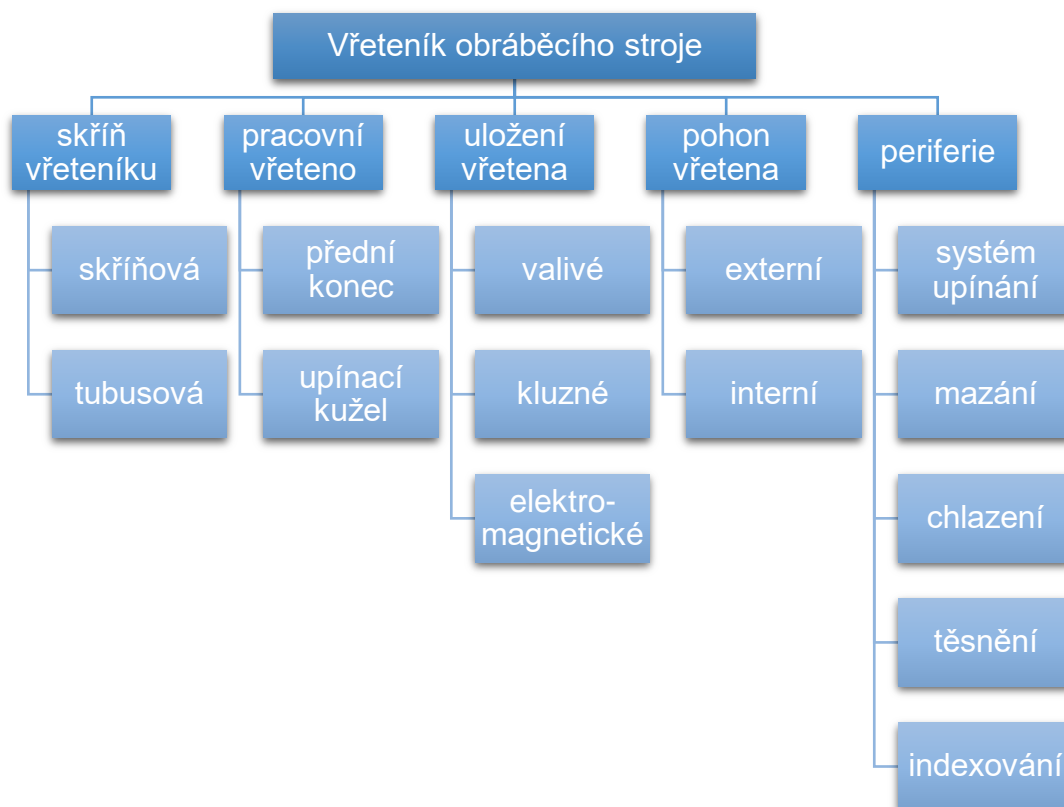


Obr. 9) Vodorovné obráběcí centrum TOS FUT výrobce TOS Kuřim-OS [24]

## 4 VŘETENÍK VYVRTÁVACÍHO STROJE

Hlavními kritérii kvality, podle kterých jsou hodnoceny obráběcí stroje, jsou přesnost a výrobnost. Způsobem pro zajištění požadované přesnosti je zejména tuhost celé soustavy. Výrobnost je přímo úměrná řezné rychlosti. Konstrukce vřeteníku má velký vliv na produktivitu, jelikož řezná rychlost je svázána s otáčkami vřetena. Z hlediska tuhosti soustavy je vřeteník obvykle nejslabším uzlem. Snahou je tuto tuhost maximalizovat, protože s ní přímo souvisí kvalita povrchu včetně tvarové a rozměrové přesnosti obráběné součásti [2].

Vřeteník je takový konstrukční uzel obráběcího stroje, jehož hlavním úkolem je zajistit, aby nástroj konal přesný rotační pohyb. Tedy takový pohyb, při kterém se trajektorie bodů nástroje liší od kružnic jen v mezích dovolené tolerance. [2].



Obr. 10) Stavba vřeteníku, překresleno z [2]

Dle rozdělení (viz Obr. 10) patří mezi hlavní části vřeteníku jeho skříň tvaru buď skříňového nebo tubusového a vřeteno s takovou úpravou jeho předního konce, která umožňuje upnutí nástrojové jednotky. Neméně důležité je způsob uložení vřetena a jeho pohon. Pro správnou funkci vřeteníku, potažmo obráběcího stroje, je nezbytný systém mazání a chlazení, přítomno je také těsnění a indexování. Všechny tyto části významně ovlivňují vedle pracovní přesnosti i výrobnost stroje. Konstrukční návrh vřeteníků vzniká s ohledem na požadavky kladené na projektovaný stroj, včetně jeho konstrukčních specifik [2].

V případě vodorovných vyvrtávaček se typicky jedná o výsuvné pracovní vřeteno. To je suvně uloženo v dutém frézovacím vřetenu nebo přímo ve skříni vřeteníku. Pohon je realizován motorem, který se nachází mimo osu vřetena. Za ním je řazena převodovka, na

kteřou navazuje převod synchronním řemenem. Takto řešený uzel je tedy poměrně složitý [2][12].

V následujících částech budou popsány nejdůležitější části vřeteníku vodorovné vyvrtávačky s ohledem na Obr. 10).

#### 4.1 Skříň vřeteníku

Skříň je základem konstrukčního uzlu vřeteníku, je v ní uloženo pracovní vřeteno, jeho pohon a další nezbytné části, je připojena k rámu (stojanu) stroje.

Z důvodů tepelné roztažnosti je vhodné při konstrukci využít maximální možné symetrie. Pro zvýšení tuhosti je důležité, aby byl návrh skříně staticky neurčitý. Nepříznivý vliv na tuhost má počet děr a otvorů, proto je snahou jejich počet minimalizovat [2].

Menší stroje (stolové horizontky) a stroje s pohyblivým stojanem nebývají vybaveny výsuvným frézovacím řemenem. Je-li vřeteník smýkadlového typu (typické pro křížové a deskové vyvrtávačky viz Obr. 11), je základem obvykle litinový odlitek tvaru písmene „L“, na který jsou přišroubovány kolejnice vedení smýkadla. Po těch se pohybuje skříň vřeteníku. Celá sestava (označovaná jako osa Y) se po stojanu pohybuje pomocí jednoho nebo dvou kuličkových šroubů [1].



Obr. 11) Vřeteník smýkadlového typu s výsuvným pracovním (vyvrtávacím) vřetenem, stroj MAXIMA výrobce TOS Varnsdorf [22]

Z hlediska zástavby sestavy vřetena do vřeteníku (příp. smýkadla) jsou obvyklé dvě možnosti. Buď je vřeteno s ložisky uloženo přímo do tělesa tvaru skříně, nebo do tělesa rotačního tvaru (tubusu). Výhodou uložení přímo do skříně je vyšší tuhost, oproti tomu tubus umožňuje snazší výměnu [2].

## 4.2 Vřeteno

Jak již bylo uvedeno, vřeteno má za úkol zaručit nástroji přesný rotační pohyb. Tedy pohyb takový, při kterém se dráhy bodů nástrojů liší od kružnic, jen jak dovoluje tolerance [9].

Hlavními parametry materiálu jsou modul pružnosti v tahu  $E$  a součinitel poměrného útlumu  $D$ . Základním materiálem pro výrobu vřeten je ocel. Taková vřetena mají vysokou statickou tuhost. Pro stroje s vysokými otáčkami vřetena může být použito kompozitních materiálů. Potom je vřeteno lehčí a může mít menší průřez [2].

Z hlediska konstrukce je snahou, aby geometrie vřetena byla co nejjednodušší. Proto je při návrhu minimalizován počet změn průměrů. Jejich počet a velikost určují zejména řady použitých ložisek. Na konstrukci vřetena jsou kladeny specifické požadavky. Vřeteno musí mít zaručenou přesnost chodu (minimální radiální a axiální házení) a musí být dokonale vedeno. Vůli, která provozem vzniká, musí být možné vymezit. Snahou je dosáhnout maximální tuhosti, jelikož ta má přímý vliv na přesnost obrábění [2][9].

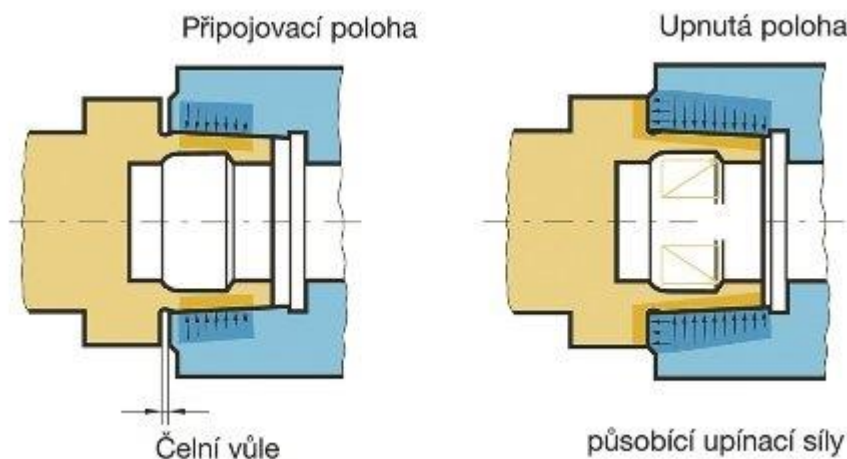
Ta část vřetena, která vyčnívá z vřeteníku ven, se nazývá přední konec. Její provedení koresponduje s typem a velikostí stroje a je normalizováno. Úprava konce vřetena musí být tedy taková, aby spojení s nástrojem bylo rychlé, přesné, dostatečně tuhé a spolehlivé [2][9].

Rotující nástroj je do vřetena upnut působením kombinace pružin a hydraulické síly. Nástrojové držáky jsou normalizovány např. s následujícími kužely:

- ISO, Big Plus – kuželovitost 7:24
- HSK – kuželovitost 1:10
- Coromant Capto – polygonální objímka

Rozdíl mezi kuželem ISO a Big Plus (Obr. 12) je ten, že zatím co kužel ISO dosedá do protikusu jen plochou kužele, u Big Plus se dotýká i příruba. Přenos krouticího momentu je zajištěn třením na kuželové ploše a kameny na vřetenu, které zapadají do odpovídajících výřezů v přírubě [11][25][13].

U kužele HSK je přenos krouticího momentu realizován unašečem na kuželi, třením na kuželové ploše a na čele, u Coromant Capto (Obr. 13) pak prostřednictvím polygonálního tvaru objímky [25].

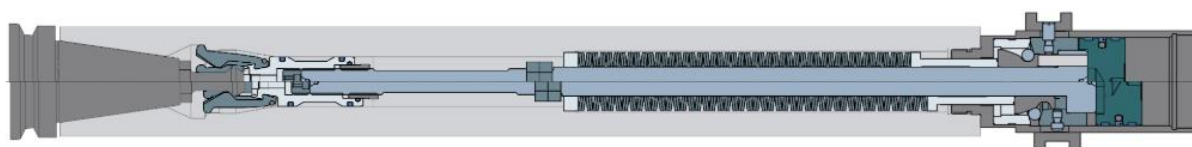


Obr. 12) Rozdíl mezi kuželem ISO (vlevo) a Big Plus (vpravo) [13]

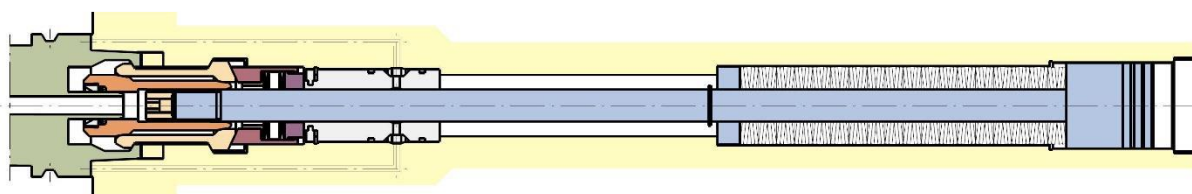


Obr. 13) Upínací rozhraní Coromant Capto [26]

Kužel ISO je vtahován do dutiny vřetena přes čep, který je zašroubován do stopky nástrojového držáku (Obr. 14), na rozdíl od držáku HSK (Obr. 15), který je vtahován táhly za vnitřní dutinu. Uvolnění nastává činností hydraulického válce, který přemůže talířové pružiny [2][11].



Obr. 14) Upnutí držáku s kuželem ISO (analogicky Big Plus) [20]



Obr. 15) Upnutí držáku s kuželem HSK [11]

V porovnání s ISO (Big Plus) nabízí kužel HSK kratší dobu výměny nástroje, jelikož je o třetinu kratší než kužel ISO. Navíc dosahuje poloviční hmotnosti [13].

### 4.3 Uložení vřetena

Problematika uložení vřetena do skříně vřeteníku nebo tubusu patří při návrhu k nejobtížnějším. Přímo totiž souvisí s přesností obrábění. Vzhledem k plánovanému využití obráběcího stroje lze uvažovat uložení kluzné, valivé nebo elektromagnetické. Přičemž kluzná a elektromagnetická uložení jsou využívána tehdy, budou-li kladeny vysoké nároky na tuhost systému nebo jeho maximální otáčky. V největším počtu aplikací (cca 90 %) jsou však využívána ložiska valivá. Mají velkou účinnost a jsou dostatečně spolehlivá [2].

Uložení vřetena vodorovného vyvrtávacího stroje je obvykle provedeno s využitím valivých ložisek, z nichž jsou dvě radiální a jedno, případně dvě axiální. Představitelem radiálního ložiska je jedno nebo víceřadé válečkové ložisko (Obr. 16). To je vyráběno rozebíratelné a s vůlí. Vnitřní kroužek je opatřen kuželovou dírou (kuželovitost 1:12) pro vymezení vůle a vyvození potřebného předpětí. V kombinaci s ním může být využito axiální kuličkové ložisko, příp. axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem. Pro přenos

kombinovaného zatížení je možno využít typicky radiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem (viz 4.3.1), případně ložisko kuželíkové. Ložisko, které je umístěno blíže přednímu konci vřetena, je označováno jako přední a má zásadní vliv na přesnost rotace vřetena. Je obvykle určeno k zachycování axiálního zatížení. Naproti tomu ložisko zadní umožňuje tepelnou dilataci vřetena [2][9][21].



Obr. 16) Dvouřadé válečkové ložisko SKF pro uložení vřetena [21]

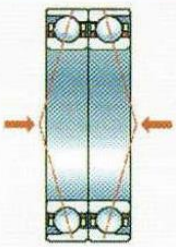
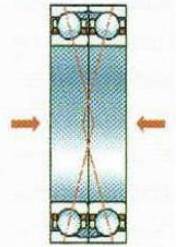
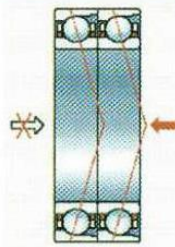
#### 4.3.1 Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem

Konstrukce a rozměry (velikost vnějšího a vnitřního kroužku, šířka ložiska, velikost stykového úhlu, velikost předpětí...) ložiska s kosoúhlým stykem (Obr. 17) umožňují najít přijatelný kompromis mezi tuhostí uložení a dosažitelnými maximálními otáčkami [2][11].



Obr. 17) Jednořadé radiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem [21]

Dalším způsobem, jak ovlivnit tuhost uložení, je sdružování ložisek (Obr. 18). Vhodná kombinace ložisek umožňuje najednou přenášet radiální i axiální zatížení [2][11].

Spôsoby združovania	Združenie do „O“	Združenie do „X“	Združenie do „T“
Schéma zobrazenia ložiska			
Príklad označenia	7204B O	7204B X	7204B T
Vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> <li>– veľká tuhosť proti nakloneniu</li> <li>– radiálne zaťaženie prenášajú obidve ložiská</li> <li>– tzv. „tvarové“ usporiadanie umožňuje prenášať obojsmerné axiálne zaťaženie</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– malá tuhosť proti nakloneniu</li> <li>– radiálne zaťaženie prenášajú obidve ložiská</li> <li>– tzv. „tvarové“ usporiadanie umožňuje prenášať obojsmerné axiálne zaťaženie</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– radiálne zaťaženie prenášajú obidve ložiská</li> <li>– tzv. „smerové“ usporiadanie umožňuje prenášať jednosmerné axiálne zaťaženie</li> </ul>

Obr. 18) Sdružování ložisek do dvojic [2]

Axiální únosnost ložiska je dána velikostí stykového úhlu (s rostoucí velikostí úhlu se zvyšuje únosnost). Pro zvýšení radiální i axiální únosnosti jsou ložiska uspořádána do sestav, tvořených větším počtem (až pěti kusů) viz Obr. 18). Současný trend vývoje směřuje ke zmenšování průřezu ložiska. Tedy snižuje se průměr vnějšího kroužku. Výhodou je zmenšení zástavbového prostoru a snížení rotujících hmot [2].

#### 4.3.2 Kuželíková ložiska

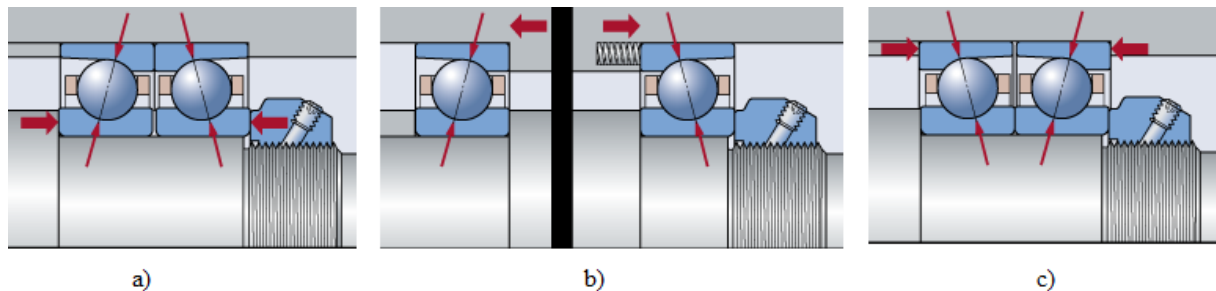
Valivé elementy mají tvar kuželíku. Funkční je jejich větší základna, která se stýká s přírubou vnitřního kroužku. Tato ložiska (Obr. 19) mají velkou radiální únosnost a zároveň dosahují vysoké tuhosti. Jsou-li vhodně uspořádána (analogicky k ložiskům s kosoúhlým stykem), jsou schopna přenášet i axiální zatížení. Nevýhodou těchto ložisek je zvýšené zahřívání v důsledku čárového styku a potřebného předpětí [2].



Obr. 19) Jednořadé kuželíkové ložisko [27]

### 4.3.3 Předepnutí ložisek

V případě aplikací, jako je uložení vřetena obráběcího stroje, je vhodné využít předepnutí ložisek. Na správném předpětí (Obr. 20) závisí i správná funkce vřetenových ložisek. Mezi další výhody předepnutých ložisek patří vyšší trvanlivost, nižší hlučnost apod. Pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem je možné předepnutí pouze axiální [21].



Obr. 20) Přepínání kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem: a) a c) pevné předpětí, b) předpětí pružinou [21]

### 4.3.4 Kluzná a elektromagnetická ložiska

Kluzná ložiska lze rozdělit na:

- Aerostatická
- Aerodynamická
- Hydrostatická
- Hydrodynamická

Ložiska aerostatická a hydrostatická je možno zatížit i při nulových otáčkách, jelikož je zde přítomno hospodářství, které mezi čep a pánev dodává médium pod tlakem. U ložisek aerodynamických a hydrodynamických se potřebný tlak vytváří až rotací čepu, proto je možné je zatížit až při určitých otáčkách. Ložiska, kde je médiem vzduch, dosahují sice vyšších otáček, avšak nižší tuhosti, proto jsou vhodné spíše pro brusky. Naproti tomu ložiska s olejem jsou vhodná pro těžší a přesné stroje, jelikož vzhledem k velmi malé stlačitelnosti média mají velkou tuhost. Nezbytná je však přítomnost olejového hospodářství, což s sebou nese vyšší náklady na provoz, nároky na těsnost apod. [2][11]

Základem činnosti magnetického ložiska jsou přitažlivé síly elektromagnetického pole. Největší výhodou je bezkontaktní uložení hřídele, tím odpadá veškeré tření, čímž odpadá ztráta. Z toho důvodu nemusí být přítomno olejové hospodářství, což zlevňuje konstrukci i provoz. Součástí magnetických ložisek jsou ovšem i ložiska valivá, která slouží k bezpečnému odstavení rotující součástí při poruše nebo při výpadku elektrického proudu. Magnetická ložiska jsou vhodná pro stroje, u kterých jsou nejvyšší požadavky na otáčky vřetena ( $100\ 000\text{--}150\ 000\ \text{min}^{-1}$ ) [2][11].

## 4.4 Pohon vřetena

V systému pohonu dochází ke změně vstupní energie (elektrické) na výstupní (mechanickou). Obecně se pohon skládá z hnacího členu (servomotoru) a z převodu (převodovka, řemenový převod, převod ozubenými koly apod.). Nedílnou součástí pohonů bývají různě konstrukčně řešené spojky [2][9].

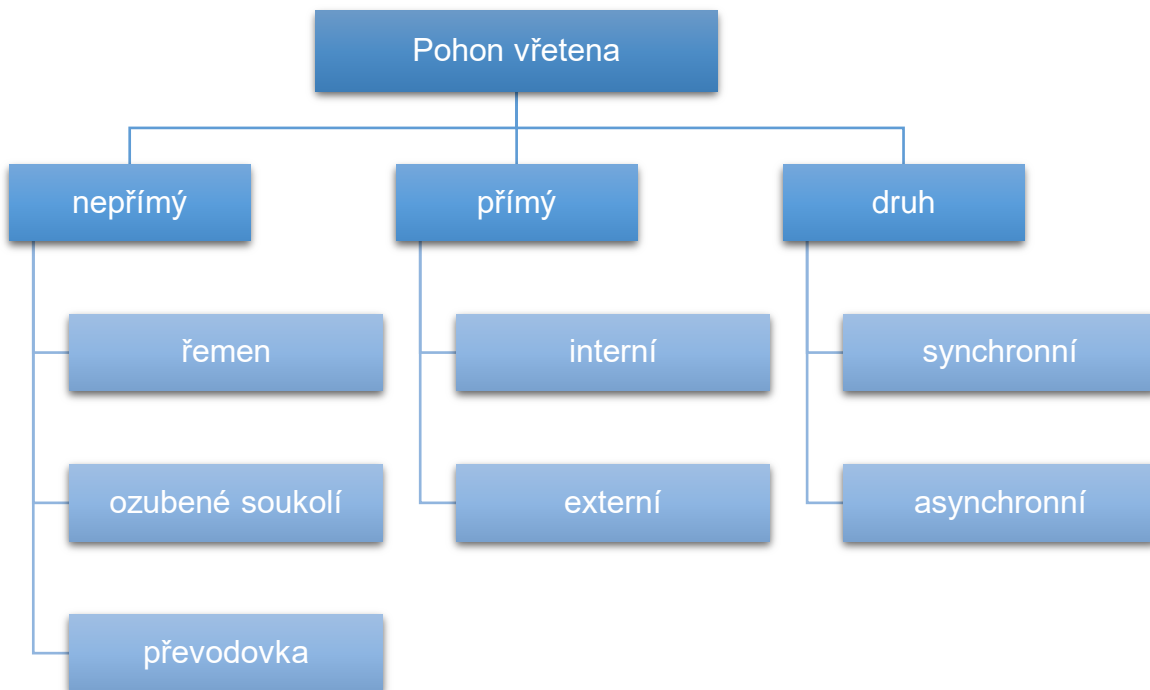
Pohon je charakterizován následujícími parametry:

- Úhlová rychlost  $\omega$  a krouticí moment  $M_k$
- Převodový poměr  $i_c$
- Celková účinnost  $\eta_c$
- Celková životnost  $L_h$

Základem pohonu je motor, ve kterém dochází k přeměně vstupní energie na výstupní mechanickou energii. Podle typu vstupní energie se motory dělí na elektrické a hydromotory, podle výstupního pohybu na točivé a lineární. Pro pohon vřetena u vodorovných vyvrtávaček jsou zpravidla používány točivé elektrické stroje. Parametry takového motoru je obvykle nutné pro různé operace prováděné na stroji upravovat. V praxi bývá běžné řízení motoru frekvenčním měničem. Za motor bývá řazena převodovka, která umožní další změnu parametrů, zejména krouticího momentu [2][12][11].

Jelikož je pohon součástí vřeteníku, je snahou dosáhnout co nejmenších zástavbových rozměrů a hmotnosti, která je v přímém rozporu s tuhostí celého konstrukčního uzlu [11].

Dělení pohonu viz Obr. 21) vychází z [2].



Obr. 21) Pohon vřetena, překresleno z [2]

#### 4.4.1 Nepřímý pohon

Základem nepřímého pohonu (příklad viz Obr. 22) je vložení kinematického řetězce mezi hřídel motoru a vřeteno. Umístění jeho posledního členu (řemenice nebo ozubeného kola) je možné buď mezi ložisky vřetena anebo až za zadním. První možnost je konstrukčně jednodušší, avšak dochází zde nejen k přenosu krouticího momentu na vřeteno, dalším zatížením je hnací síla od pohonu. Toto zatížení eliminuje druhý způsob, kdy je poslední člen kinematického řetězce umístěn až za zadní ložisko. Tento konstrukční přístup je však složitější, neboť řemenice musí být vybavena vlastními ložisky. Celá sestava pak musí být spojena pomocí příruby se skříní vřeteníku [2][11].

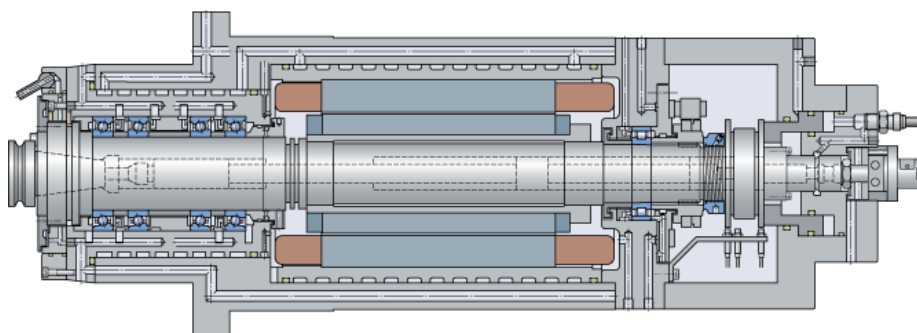
Provedení nepřímého pohonu může být realizováno s využitím ozubeného soukolí (převodovky, typicky planetové) nebo řemenového převodu. V případě ozubeného soukolí je možné přenášet vysoké krouticí momenty. Nevýhodou je vyšší hmotnost a větší zástavbový prostor. Ozubená soukolí navíc špatně tlumí vibrace, které mohou nepříznivě ovlivnit obráběný povrch. Převod řemeny (zejména synchronními) je z hlediska účinnosti lepší než ozubenými koly (dosahuje 95-98 %). Navíc výrazně lépe tlumí vibrace a rázy, které během řezného procesu vznikají. Při použití synchronního (ozubeného) převodu také nedochází k prokluzu. Mezi nevýhody patří hlavně další zatížení, které vzniká v důsledku potřebného napnutí řemenu. Materiál také podléhá degradaci, a proto je nutné ho měnit [2][28].



Obr. 22) Nepřímý pohon synchronním řemenem [16]

#### 4.4.2 Přímý pohon

Přímý pohon slouží zejména pro potřeby vysokorychlostního obrábění označovaného jako HSC. Jeho výhodou je hlavně dynamická stabilita. Princip pohonu spočívá v tom, že rotor elektromotoru je nalisován přímo na vřeteno. Stator jej pak obklopuje. Chlazení probíhá nejčastěji proudem vzduchu. V některých případech je součástí elektrovřetena i převodovka, která umožňuje upravit jeho parametry, aby více vyhovovaly technologii. Výhodou tohoto řešení je kompaktnost řešení, menší počet součástí a celkově je uzel pohonu vřetena jednodušší. Pohon může být řešen jako interní, tehdy je součástí skříně vřeteníku, anebo externí, kdy se pomocí příruby připojuje ke skříni [2][12].



Obr. 23) Elektrovřeteno pro horizontální obráběcí centrum [29]

## 4.5 Periferie

Periferie vřeteníku slouží k tomu, aby tento uzel obráběcího stroje umožňoval dosáhnout požadovaných technických parametrů a parametrů potřebných pro požadovanou technologii [2].

### 4.5.1 Mazání

Nejdůležitějším důvodem pro mazání je snižování tření. To umožňuje snížit opotřebení vznikající při styku valivých elementů s oběžnými drahami v kroužcích ložisek. Mimo zvýšení životnosti ložiska odvádí mazací médium z ložisek teplo. Také snižuje možnost výskytu mechanické poruchy za vysokých otáček. Zároveň dochází ke snížení hlučnosti [2][11].

Pro mazání ložisek se používají plastická maziva nebo se využívá oleje. V největším rozsahu jsou využívána plastická maziva (mazací tuky). Tato maziva jsou z 90 % tvořena minerálním nebo ropným olejem, zbylou část tvoří zahušťovadla (vápenaté, sodné, lithiové nebo barnaté látky) [2].

Pro konkrétní ložisko určuje výrobce množství a druh maziva. Tento údaj je uveden v katalogu. Životnost mazací náplně závisí zejména na množství a typu, konkrétním ložisku, provozních otáčkách a teplotě. Po naplnění je nezbytné ložiska zabíhat, přitom se mazivo dokonale roznese. Je-li požadována vysoká přesnost chodu vřetena, je nutno odvádět teplo, které při rotaci vzniká. Tehdy je vhodné využít mazání olejem. To může být realizováno protékajícím olejem nebo broděním, pro mazání vřetenových ložisek postačuje malé množství maziva. Další možností je olejová mlha, která se používá hlavně u vřeten dosahujících vysokých otáček. Olej může být rovněž do prostoru ložiska vstříkován pomocí trysky. Případně může být využit systém olej-vzduch, kdy je potřebné množství dopravováno k ložisku s využitím vzduchu [2][11].

### 4.5.2 Chlazení

Pro dosažení požadované přesnosti obráběcího stroje je nezbytné odvádět teplo z míst, kde je generováno.

Pro odvod tepla z ložisek je využíváno proudícího mazacího oleje, viz 4.5.1. Aby olej mohl správně plnit tuto svou funkci, musí být systém vybaven chladiči. Optimální teplota vřetena je udržována sofistikovanou soustavou čidel a chladiče. Z toho důvodu je minimalizována tepelná dilatace vřetena, proto je možné dosáhnout vyšší přesnosti obrábění. Mimo oleje může být vřeteno chlazeno proudem vzduchu, další možností je pak chlazení vodou [2].

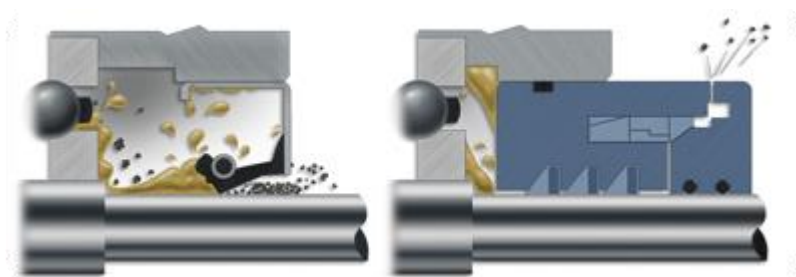
### 4.5.3 Těsnění

Hlavním účelem těsnění je, aby se nečistoty z pracovního prostoru nedostaly k ložiskům a tím nezneškodily mazivo nebo ložiska nepoškodily. Zároveň těsnění zabraňuje tomu, aby mazivo neuniklo z prostoru ložisek [30].

Těsnění se dělí na kontaktní a bezkontaktní (Obr. 24). Těsnění kontaktní má břit, který se dotýká rotující hřídele. V místě dotyku je v důsledku tření generováno množství tepla. V případě degradace materiálu (ztvrdnutí) těsnění může být navíc povrch poškozen vybroušenou drážkou [2][21].

Mezi kontaktní těsnění patří hřídelové těsnicí kroužky (gufery), V-kroužky nebo speciální těsnění. Tato těsnění jsou vhodná, je-li hodnota rychloběžnosti  $K$  (součin otáček a středního průměru ložiska) menší nebo rovna 200 000 [2].

Z hlediska eliminace tření je velmi výhodné bezkontaktní těsnění. Jeho hlavní nevýhodou je náročná výroba a tím vyšší pořizovací náklady. Labyrintové těsnění se skládá ze dvou částí. Jeden díl je pevně spojen se skříňí vřeteníku nebo tubusem, druhý díl je unášen vřetenem a rotuje, vzájemně se tyto části nijak nedotýkají. Vůle mezi „rotorem“ a „statorem“ se pohybuje kolem 0,1-0,2 mm. Z důvodu odvodu nečistot (procesní kapalina, olej...) musí být ve spodní části labyrintu vodorovně uloženého vřetena vyvrtány otvory. Pro zvýšení ochrany prostoru vřeteníku je vhodné přední labyrint plnit tlakovým vzduchem. Proti těsnění s břitem mají ta bezkontaktní výrazně vyšší životnost [2][30].



Obr. 24) Těsnění s břitem (gufero) a bezkontaktní (labyrint) [30]

#### 4.5.4 Indexování

Odměrování polohy vřetena je důležité pro maximální využití obráběcího stroje. Signál ze snímače je přenášen do řídicího systému stroje, což je vhodné například tehdy, je-li vřeteno využíváno např. jako osa C.

Základní dělení odměrování je na nepřímé a přímé. Nepřímé odměrování je založeno na snímání polohy pohybového mechanismu (např. enkodér na motoru). Výhodou je jednodušší konstrukce, nevýhodou pak náchylnost systému k chybám způsobeným tepelnými dilatacemi a všemi nepřesnostmi jednotlivých součástí. Tyto nevýhody eliminuje odměrování přímé, kdy jsou odměrovací prvky přímo spojeny s pohybujícími se částmi stroje. Tím je odměrování sice přesnější, avšak celý systém je složitější a tím dražší [14].

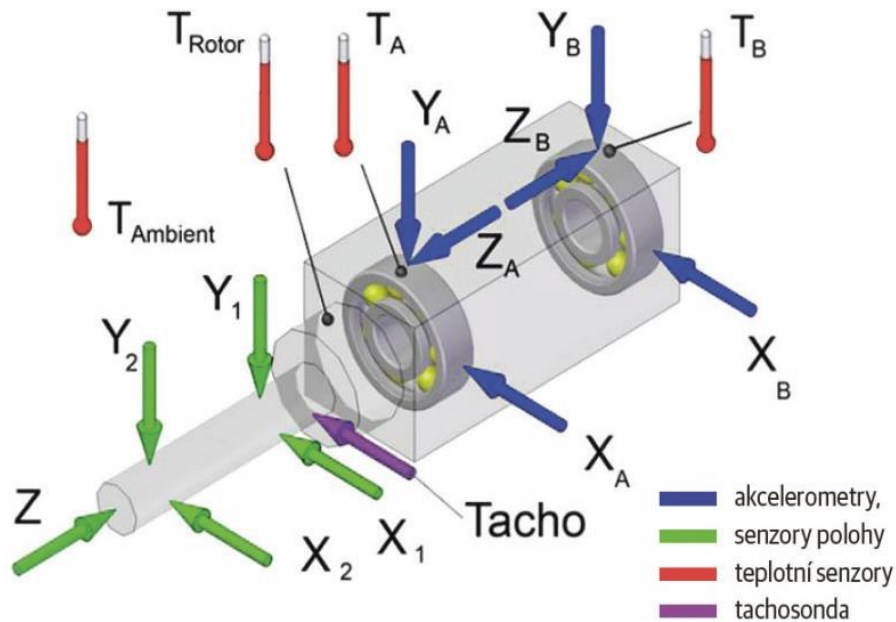
Další možné dělení je podle informace o poloze. Ta může být určována relativně nebo absolutně. Relativní odměrování spočívá v odečítání polohy od jedné známé, zvané referenční. Po každém zapnutí stroje je nutné, aby osa najela na referenční polohu. Absolutní odměrování používá kódový prvek (pravítka, kotouč), ze kterého snímač odečítá skutečnou polohu, aniž by bylo nutné najíždět na referenci, z toho důvodu nehrozí kolize a také je start stroje rychlejší. Příkladem je modulární úhlový snímač ERA 4282 C výrobce Heidenhain, viz Obr. 25) [14][31].



Obr. 25) Úhlový snímač Heidenhain ERA 4282 C s optickým snímáním [31]

#### 4.5.5 Diagnostika

Využití prvků diagnostiky je nutné, aby stroj splňoval požadavky označení jako obráběcí centrum, viz 2. Zároveň umožňuje použití senzorů (Obr. 26) sledovat chod vřetena za provozu stroje. Mezi důležité hodnoty patří zejména předpětí ložisek, teplota a případně i průtok maziva, stav ložisek apod. Horizontální vyvrtávací stroje mohou být navíc vybaveny dálkovou diagnostikou, což servisnímu technikovi umožňuje sledovat stav stroje, aniž by u něj musel být fyzicky přítomen [2][15].



Obr. 26) Senzory pro sledování chodu vřetena [15]

#### 4.6 Výsuvné pracovní vřeteno

Typickou součástí vodorovných vyvrtávaček je výsuvné pracovní vřeteno (Obr. 27). To je s minimální vůlí suvně uloženo v dutém (frézovacím) vřetenu. Obě tyto součásti jsou nitridovány [1][2].



Obr. 27) Výsuvné pracovní vřeteno stroje HCW 4000, Škoda Machine Tool [18]

Frézovací vřeteno je ve skříni vřeteníku nebo v tubusu uloženo ve velmi přesných kuličkových ložiskách s kosoúhlým stykem, která musí být dostatečně předepnuta. Výsuvné pracovní vřeteno je pak v dutém uloženo v kluzných ložiskách anebo hydrostaticky. Pohon vřeten je nejčastěji nepřímý. Krouticí moment je na duté vřeteno přenášen obvykle spojením s řemenicí, k přenosu na výsuvné pracovní vřeteno slouží přesná suvná pera [2].

Pro zajištění výsuvu pracovního vřetena je vřeteník vybaven zvláštním servomotorem, který otáčí kuličkovým šroubem, po kterém se pohybuje předepjatá matice. S ní je spojeno ložiskové těleso, které unáší konec vyvrtávacího vřetena. Těleso spojené s maticí je umístěno na lineárním vedení, což zabezpečuje výsuv pracovního vřetena.

Z důvodu požadované vysoké přesnosti se u vodorovných vyvrtávaček neobjevuje nepřímé odměřování, používána jsou lineární pravítka [2].

#### 4.7 Kompenzace

Konstrukční uzel vřeteníku včetně výsuvného pracovního vřetena má přímý vliv na přesnost obrábění. Zároveň se jedná o uzel dosahující značné hmotnosti. Je snahou při návrhu, aby skříň vřeteníku, uložení vřeten i vřetena byla co nejtěžší. Přesto však hmotnost vřeteníku a hmotnost vysouvajícího se pracovního vřetena způsobuje průhyb obou těchto částí. Mimo menší přesnosti obrábění dochází ke zvýšenému namáhání pohonu v ose Y [1][2].

Možností, jak kompenzovat deformace stojanu a vřeteníku, je celá řada. Hmotnost vřeteníku může být vyvažována hydraulickým teleskopickým válcem. Dále může být využita hmotnost přídavného závaží. Pokud je pro pohyb v ose Y využita dvojice kuličkových šroubů, lze polohu vřeteníku řídit natočením každého z nich, z toho důvodu musí být každý šroub vybaven vlastním lineárním pravítkem. Pokud jsou pohyblivé části uloženy hydrostaticky, je možné kompenzaci provádět změnou tlaku oleje v kapsách [1][2].

Pro zjištění odchylky skutečné polohy nástroje od požadované slouží laserové měření. Vysílač i přijímač se nacházejí v pracovním prostoru stroje. Pro správnou funkci jsou nezbytné další optické prvky jako odražeče apod. Odchylky jsou zanášeny do řídicího systému stroje [1].

#### 4.8 Příslušenství pro vyvrtávací stroj

Pro maximální využití vodorovného vyvrtávacího stroje nabízí výrobci velké množství různého příslušenství. To může být standardní, ale může se jednat i o příslušenství, které je zkonstruováno podle požadavků zákazníka [2].

Aby bylo možné takové příslušenství využít, musí být čelo skříně vřeteníku vhodně upraveno. Vliv na úpravu skříně má, jestli bude příslušenství na vřeteník pouze šroubováno (ruční výměna) nebo bude stroj vybaven automatickou výměnou hlav. Pak je nutné čelo vřeteníku vybavit potřebnými upínači a odepínači. Pro použití operačních hlav je nutné, aby byly na čele připraveny spojky pro hydraulickou kapalinu, tlakový vzduch a další média. Jestliže je stroj připraven na automatickou výměnu hlav a zároveň je vybaven výsuvným pracovním vřetenem, je nezbytné, aby, pokud je výsuvné vřeteno využíváno, bylo čelo vřeteníku chráněno krycí deskou. Ta zabrání znečištění upínacího rozhraní [1].

Pro operační hlavy s automatickou výměnou se obvykle používá systém kleština-čep, kdy kleština je součástí skříně vřeteníku a čep se nachází na operační hlavě. Důležité je zajistit středění hlavy vůči skříni vřeteníku. Možností, jak jí docílit, je více. Používají se např. broušené kameny nebo čepy. Alternativou je věnec s Hirthovým ozubením [1][2].

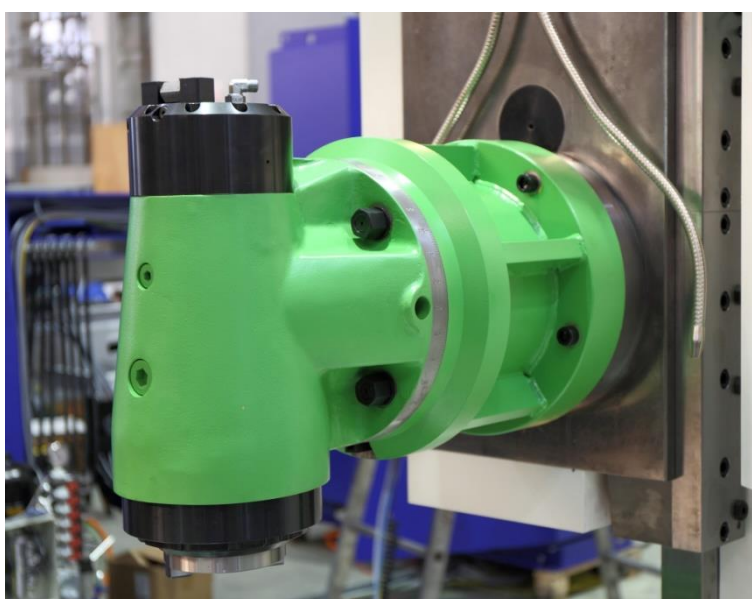
Jak může vypadat čelo skříně vřeteníku uzpůsobené pro umístění operačních hlav a dalšího příslušenství, znázorňuje Obr. 28)



Obr. 28) Čelo vřeteníku stroje FCW výrobce Škoda Machine Tool [18]

#### 4.8.1 Frézovací hlavy

Jednou z možností, jak výrazně rozšířit možnosti vodorovného vyvrtávacího stroje, je použití frézovacích hlav. Polohování může být manuální nebo automatické. V případě manuálního je nutné, aby obsluha vstupovala do pracovního prostoru. U automatického dochází k polohování buď za pomoci vřetena stroje anebo servomotorů, je-li hlava určena pro simultánní obrábění. Pohon vřetena v hlavě je realizován prostřednictvím ozubeného soukolí od pracovního vřetena vyvrtávačky, použito může být i elektrovřeteno.



Obr. 29) Manuální pravoúhlá frézovací hlava HPR50, RETOS Varnsdorf [31]

Základním modelem je pravoúhlá hlava (Obr. 29), díky níž je osa nástroje orientována vertikálně. Jedná se o zařízení jednoosé, může docházet k rotaci v ose C.

Sofistikovanějším zařízením je hlava univerzální (Obr. 30), která již nabízí polohování ve dvou osách (B a C). Rovina, ve které se natáčí poslední část, je skloněna pod úhlem  $45^\circ$  vůči čelu vřeteníku. Dalším typem je hlava ortogonální, u které jsou všechny osy na sebe kolmé.



Obr. 30) Univerzální automatická frézovací hlava výrobce Fermat Machinery [33]

#### 4.8.2 Lící desky

Lící deska (Obr. 31) je zařízení, které je možno využít pro čelní nebo podélné soustružení. Součástí desky je posuvné šoupátko. Na něm je uchycen nástroj. Pokud je šoupátko posuvné automaticky, lze při simultánním provozu obrábět kuželovou plochu. Průměr lící desky LD650 je, jak je z označení patrné, 650 mm, šoupátko lze přestavit o dalších 170 mm. Lící desky však mohou sloužit k obrábění otvorů o průměru až 2 000 mm [1][22]



Obr. 31) Lící deska LD650 výrobce TOS Varnsdorf [22]

#### 4.8.3 Další příslušenství

Mezi obvykle používané příslušenství vyvrtávacího stroje patří zpevňovací příruba. Jejím úkolem je podepřít pracovní vřeteno, je-li při obrábění více vysunuto. Využití nachází zejména u stolových vyvrtávaček [1].

Pro zvýšení produktivity lze v určitých případech použít vícevřetenovou hlavu. Ta umožňuje využít více stejných nebo několik různých nástrojů bez nutnosti výměny [1].

#### 4.9 Automatická výměna nástrojů a příslušenství

Z provozního hlediska je vybavení vyvrtávacího stroje automatickou výměnou nástrojů a technologického příslušenství nezbytné. Doplnění tohoto systému je také nutné, aby mohl být stroj považován za obráběcí centrum, viz 2.

Pro výměnu nástrojů v pracovním vřetenu slouží obvykle manipulátor, jehož součástí je dvouramenný výměník nástrojů. Vedení manipulátoru typicky sleduje tvar stojanu, připomíná proto tvar písmene L (Obr. 32). Jestliže má být prováděna výměna nástrojů v pravoúhlé hlavě, musí být výměník výklopný. Nástroje jsou umístěny v zásobnících, které mohou být pohyblivé (diskové, řetězové...) nebo pevné (regálové, maticové...) [1][2].



Obr. 32) Manipulátor ATC 6/150 pro vodorovná obráběcí centra, VÚTS Liberec [34]

Pokud je na stroji instalována operační hlava, lze výměnu nástroje v ní provést metodou Pick-Up. Ta je však možná jen tehdy, umožňuje-li konstrukce zajet hlavě do prostoru zásobníku nástrojů. Nástrojová (frézovací hlava) může být také do pracovního prostoru stroje přemístěna pomocí manipulátoru. Mimo zásobníku mohou být pro uložení hlav využita další zařízení jako např. upínací desky, palety, držáky apod. Pro výměnu nástrojů je možné použít i univerzálního robota, musí však být vybaven vhodným gripperem [1].

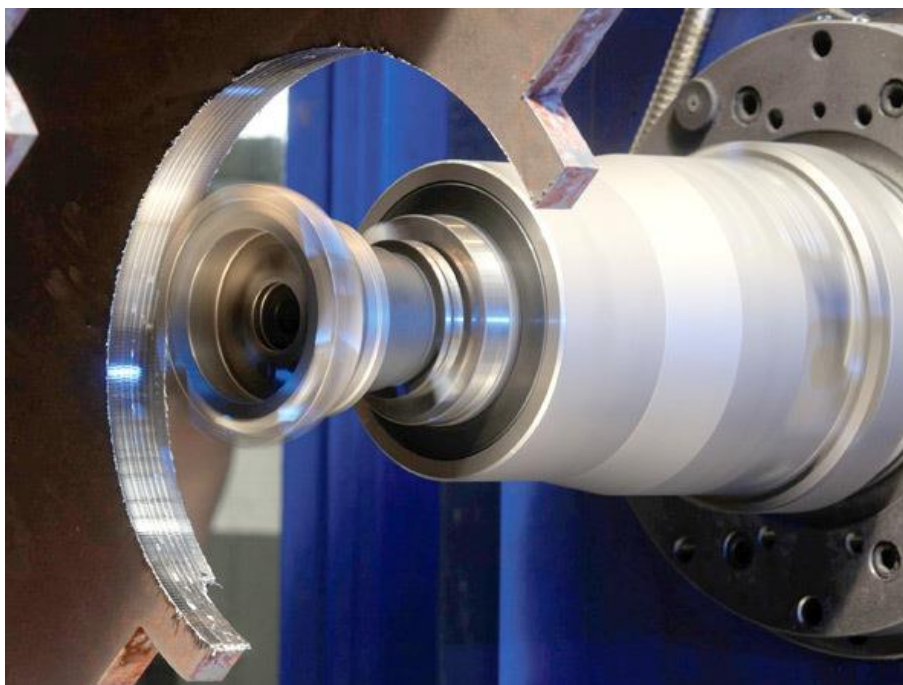
## 5 TECHNOLOGICKÉ OPERACE

Horizontální vyvrtávací stroje určené výhradně pro vyvrtávání se dnes objevují jen výjimečně. Obvyklá je konstrukce v provedení obráběcí centrum, kdy stroj umožňuje provádět řadu operací. Vedle vyvrtávání nebo vrtání do plna se jedná zejména o frézování. Pokud je stroj vybaven soustružnickým stolem, může zastoupit funkci svislého soustruhu.

### 5.1 Frézování

Frézování slouží k odebrání materiálu ve formě třísek z rovinných nebo tvarových ploch. Nástroj je obvykle vybaven více břity a má definovanou geometrii. Řez je přerušovaný (břity se postupně dostávají do záběru a vycházejí z něj, soustava stroj-nástroj-obrobek je zatížena dynamicky), třísky mají proměnnou šířku [6].

Řezný pohyb (rotaci) koná nástroj, posuvový pohyb koná buď obrobek nebo nástroj (u vodorovných vyvrtávaček jsou možné oba způsoby). Úběr materiálu může probíhat obvodem nástroje (válcové frézování) nebo jeho čelem (čelní frézování). Otáčí-li se nástroj směrem shodným s posuvem obrobku, nazývá se frézování sousledné (válcové) nebo sousměrné (čelní), pokud jsou směry opačné, hovoří se o nesousledném (válcovém) nebo nesousměrném (čelním) frézování [6].



Obr. 33) Válcové frézování na stroji WHN(Q) 13/15 CNC, TOS Varnsdorf [22]

### 5.2 Vyvrtávání

Vyvrtávání je taková metoda třískového obrábění, která slouží k úpravě rozměrů a tvaru předvrtaných, předdlitých, předkovaných či jinak předpracovaných děr. Obrobené plochy dosahují předepsaných tolerancí tvaru a polohy. Hlavní pohyb (rotaci) vykonává vyvrtávací nástroj, vedlejší pohyb koná výsuvné pracovní vřeteno (osa W). Pro dosažení většího zdvihu

může docházet k pohybu i v ose Z. Je-li použita lícni deska (viz 4.8.2), může být obráběn velký průměr. Vyvrtávací nástroje jsou umístěny ve vyvrtávacích tyčích nebo hlavách [7].

Ukázku vyvrtávání adaptérem na stroji WH 10 CNC ukazuje Obr. 34)



Obr. 34) Vyvrtávání na stroji WH 10 CNC, TOS Varnsdorf [38]

### 5.3 Vrtání

Vrtání, podobně jako vyvrtávání, slouží ke zvětšování již předpřipravených děr. Mimo to umožňuje vytvářet i díry do plného materiálu. Hlavní řezný pohyb koná nejčastěji nástroj, méně obvykle obráběná součást. Vedlejší pohyb (posuv) koná rovněž nástroj [7].

Jako řezná rychlost se u nástrojů (vrtáků, viz Obr. 35) označuje obvodová rychlost na největším průměru, jelikož směrem k ose se její velikost zmenšuje. V ose nástroje je rychlost nulová [7].



Obr. 35) Vrtání na stroji WHQ 13 CNC, TOS Varnsdorf [22]

Pro dosažení požadované geometrické tolerance je nezbytné po vrtání použít výstružník, u větších otvorů ještě výhrubník. Oba nástroje lze využít na témže obráběcím centru [7].

## 6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Vřeteník obráběcího centra s vodorovnou osou vřetena bude určen k obrábění součástí ze slitiny s obchodním názvem Inconel 718. Jedná se o vytvrditelnou slitinu niklu, chromu, molybdenu, železa a dalších prvků, viz chemické složení (Obr. 36). Tento materiál je velmi pevný, využití nachází např. v leteckém průmyslu, v oblasti spalovacích turbín nebo v jaderném průmyslu. Nevýhodou je velmi obtížná obrobitelnost. Hodnota specifické řezné síly  $k_{c1}$  je  $3\,000\text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$  [36][37].

Chemické složení			
Ni	50.00 -	55.00	%
Cr	17.00 -	21.00	%
Fe	Balance		
Nb	4.75 -	5.50	%
Mo	2.80 -	3.30	%
Ti	0.65 -	1.15	%
Al	0.20 -	0.80	%
Co	max.	1.00	%
Mn	max.	0.35	%
Si	max.	0.35	%
Cu	max.	0.30	%
C	max.	0.08	%
P	max.	0.015	%
S	max.	0.015	%
B	max.	0.006	%

Obr. 36) Chemické složení slitiny Inconel Alloy 718, upraveno z [37]

Před zahájením konstrukčního návrhu a stanovením různých konstrukčních variant je nutné určit výchozí hodnoty, ze kterých budou všechny uvažované koncepce vycházet.

### 6.1 Stanovení výkonu a krouticího momentu

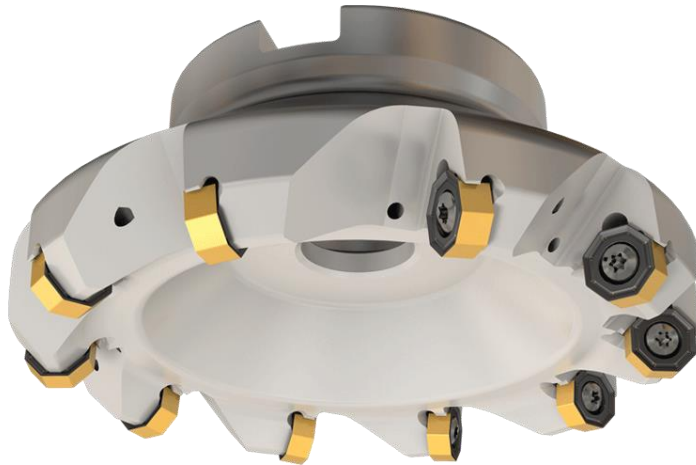
Prvním krokem návrhu je určení hodnot výkonu pohonu vřetena a zajištění potřebného krouticího momentu pro obrábění. Pro výpočty jsou uvažovány technologické operace uvedené v kapitole 5.

#### 6.1.1 Frézování

Jako výchozí operace pro stanovení výkonu a krouticího momentu pohonu vřetena bylo zvoleno čelní frézování. Vybrán byl nástroj z produkce firmy ISCAR. Jedná se o frézu ze série HELIDO SOF 26 LINE o průměru 200 mm (Obr. 37), která je určena pro produktivní čelní frézování. Výrobce nabízí k nástroji široké množství vyměnitelných břitových destiček. Vybrány byly destičky s označením S845 SNMU 2608. Jedná se o typ ISO S, který je určen pro obrábění žáruvzdorných slitin na bázi železa (Fe). Dále do této skupiny patří slitiny, jejichž základem je nikl (Ni), kobalt (Co) nebo titan (Ti).

Další výhodou zvoleného nástroje je pozitivní geometrie, která zajišťuje, že většina tepla generovaného při řezu odchází prostřednictvím třísek. Mimo to je dosaženo menších řezných sil. Nevýhodou je však nižší pevnost a tím kratší trvanlivost břitové destičky.

V Tab 6) jsou uvedeny výchozí parametry související se zvoleným nástrojem a vyměnitelnými břitovými destičkami. Z nich budou vycházet potřebné výpočty.

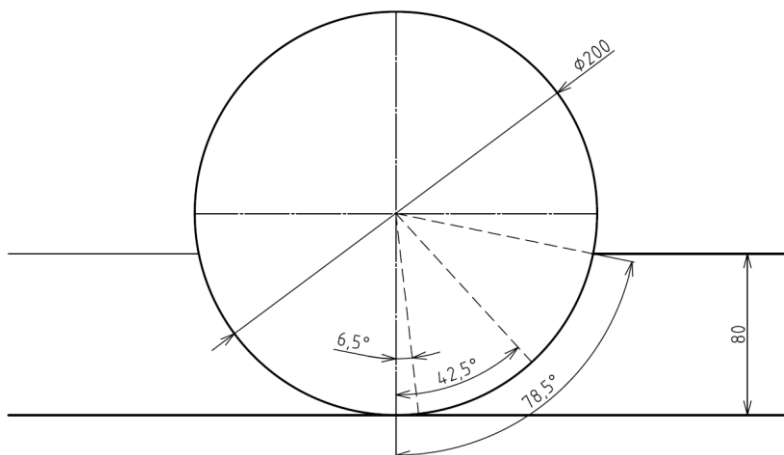


Obr. 37) Frézovací nástroj SOF45-265 výrobce ISCAR [39]

Tab 6) Parametry frézy SOF45-265 s destičkami S845 SNMU 2608 [39]

Průměr nástroje	$D_c$ [mm]	200
Počet řezných prvků	$z$ [mm]	10
Řezná rychlost	$v_c$ [ $\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$ ]	35
Posuv na zub	$f_z$ [mm]	0,40
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$ [°]	45
Hloubka řezu	$a_p$ [mm]	7,5
Šířka pracovního záběru	$a_e$ [mm]	80
Úhel opásání	$\psi_{\max}$ [°]	78,5

Před zahájením výpočtu je nezbytné zjistit počet zubů v záběru. Pokud má fréza 12 řezných prvků, které jsou rozmístěny pravidelně, je úhlová vzdálenost mezi jednotlivými zuby  $30^\circ$ . Úhel opásání  $\psi_{\max}$  vychází z průměru nástroje  $D_c$  a šířky záběru  $a_e$ , viz Obr. 38).



Obr. 38) Velikosti úhlů jednotlivých zubů v záběru

Stanovení počtu zubů v záběru:

$$z_e = \frac{z \cdot \psi_{max}}{360} = 2,18 \quad (1)$$

Jelikož je počet zubů vždy celé číslo, je nutné provést zaokrouhlení nahoru, a proto  $z_e = 3$ .

Pro určení celkové řezné síly  $F_c$  je nutné vypočítat jmenovitý průřez třísky pro všechny tři zuby v záběru. Nejprve je nutné zjistit jmenovitou šířku třísky  $b$ , která je konstantní (nezávisí tedy na natočení frézy).

$$b = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = 10,6 \text{ mm} \quad (2)$$

Dalším krokem je výpočet dílčích tloušťek třísek. Ty už závisí na natočení nástroje (Obr. 38). Využit je následující vztah:

$$h_i = f_z \cdot \sin \varphi_i \cdot \sin \kappa_r \quad (3)$$

Poté lze přikročit k výpočtu průřezů třísek:

$$A_{Di} = b \cdot h_i \quad (4)$$

Hodnoty tloušťky třísky a jejího průřezu pro každý zub v záběru jsou uvedeny v Tab 7)

Velikosti dílčích řezných sil je možno určit s využitím vztahu

$$F_{ci} = A_{di} \cdot K_{ci} = A_{di} \cdot \frac{k_{c1}}{h_i^{mc}} \quad (5)$$

kde exponent  $mc$  udává vliv tloušťky třísky na měrný řezný odpor (jeho hodnota je 0,25) [36].

Tab 7) Vypočtené dílčí hodnoty řezných sil

Úhel zubu	$\varphi$ [°]	6,5	42,5	78,5
Jmenovitá tloušťka třísky	$h_d$ [mm]	0,03	0,19	0,28
Jmenovitý průřez třísky	$A_d$ [mm <sup>2</sup> ]	0,34	2,03	2,94
Řezná síla	$F_c$ [N]	2 408,5	9 196,4	12 154,9

Výsledná tečná řezná síla se určí jako součet všech jednotlivých složek.

$$F_c = \sum_{i=1}^3 F_{ci} = 23 759,8 \text{ N} \quad (6)$$

Pokud je známa velikost řezné síly, je možné určit výkon potřebný pro obrábění.

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = 13,9 \text{ kW} \quad (7)$$

Krouticí moment na vřetenu lze vypočítat pomocí:

$$M_k = F_c \cdot \frac{D_c}{2} = 2 376 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

Hodnota radiální složky řezné síly se určí následovně:

$$F_r = 0,9 \cdot F_c = 21\,384\text{ N} \quad (9)$$

Důležité je znát i hodnotu axiální síly, která se určí podle vztahu:

$$F_a = 0,4 \cdot F_c = 9\,504\text{ N} \quad (10)$$

Poslední důležitou hodnotou jsou otáčky nástroje:

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D_c} = 56\text{ min}^{-1} \quad (11)$$

### 6.1.2 Vyvrtávání

Vyvrtávání je základní operace u vodorovných vyvrtávacích strojů, prováděna však může být i na stroji s vodorovnou osou vřeten v konfiguraci obráběcí centrum.

Zvoleným nástrojem je hrubovací vyvrtávací hlava ze série ITSBORE BHR se dvěma řeznými prvky (Obr. 39) z výrobního programu společnosti ISCAR. Je určena pro hrubování s maximální hloubkou řezu  $a_p = 3,5\text{ mm}$  (s destičkami typu S pro tvrdé slitiny). Rozsah průměru nástroje je 120-200 mm. Pro výpočet bude uvažován největší průměr.

Tab 8) obsahuje vstupní parametry pro výpočet hodnot nezbytných pro dimenzování pohonu.



Obr. 39) Vyvrtávací hlava ITS BORE BHR MB80 výrobce ISCAR [39]

Tab 8) Parametry hlavy BHR MB80-80X140 s destičkami CCMT 120408-SM [39]

Nejmenší průměr díry	D [mm]	193
Průměr nástroje	$D_c$ [mm]	200
Počet řezných prvků	z [mm]	2
Řezná rychlost	$v_c$ [mm $\text{min}^{-1}$ ]	35
Posuv	f [mm]	0,3
Nástrojový úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r$ [°]	80
Hloubka řezu	$a_p$ [mm]	3,5

Nejprve je potřeba určit jmenovitou šířku třísky  $b$ .

$$b = \frac{a_p}{\sin \kappa_r} = 3,6 \text{ mm} \quad (12)$$

Dalším krokem je stanovení jmenovité tloušťky třísky  $h$

$$h = f \cdot \sin \kappa_r = 0,3 \text{ mm} \quad (13)$$

Následuje výpočet jmenovitého průřezu třísky  $A$

$$A = b \cdot h = 1,1 \text{ mm}^2 \quad (14)$$

Před určením řezné síly  $F_c$  je nutné zjistit velikost měrné řezné síly  $k_c$ .

$$k_c = k_{c1} \cdot h^{-m_c} = 4\,069 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (15)$$

Nyní je již možné s využitím průřezu třísky  $A$  a hodnoty měrné řezné síly  $k_c$  stanovit velikost řezné síly  $F_c$ . Jelikož je však nástroj dvoubřitý, je nutné hodnotu jmenovitého průřezu uvažovat dvakrát.

$$F_c = 2 \cdot A \cdot k_c = 8\,545,2 \text{ N} \quad (16)$$

Pokud je známa velikost řezné síly  $F_c$ , je možné určit velikost potřebného výkonu pro úběr třísky.

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = 5 \text{ kW} \quad (17)$$

Z průměru nástroje a velikosti řezné síly je možné stanovit krouticí moment  $M_k$ .

$$M_k = F_c \cdot \frac{D_c}{2} = 855 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (18)$$

Otáčky nástroje lze zjistit z následujícího vztahu:

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D_c} = 56 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

Hodnota osové síly  $F_a$  se určí:

$$F_a = \frac{F_c}{4} = 2\,136,3 \text{ N} \quad (20)$$

### 6.1.3 Vrtání do plného materiálu

V pořadí třetí operací, která je pro návrh vřeteníku uvažována, je vrtání. Zvoleno bylo vrtání do plného materiálu vrtákem o průměru 20 mm s vyměnitelnou vrtací hlavicí vhodnou pro obrábění velmi tvrdých materiálů.

Vybraný vrták CHAMDRILL DCM-3D (Obr. 40) je z portfolia společnosti ISCAR a je vybaven vrtací hlavicí vhodnou pro obrábění superslitin, žáruvzdorných materiálů apod. Označení 3D značí, že pracovní délka nástroje je rovna trojnásobku průměru, činí tedy 60 mm [39].

Vstupní hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v Tab 9) .



Obr. 40) Vrták CHAMDRILL DCM-3D výrobce ISCAR [39]

Tab 9) Parametry vrtáku DM 200-060-25A-3D s hlavicí IDI 200-SG [39]

Průměr nástroje	$D_c$ [mm]	20
Počet řezných prvků	$z$ [mm]	2
Řezná rychlost	$v_c$ [mm $\cdot$ min $^{-1}$ ]	40
Posuv	$f$ [mm]	0,15
Úhel hlavního ostří	$\kappa_{re}$ [°]	71
Úhel čela	$\gamma_0$ [°]	33

Prvním krokem je stanovení jmenovité šířky třísky  $b$ .

$$b = \frac{D_c}{2 \cdot \sin \kappa_{re}} = 10,6 \text{ mm} \quad (21)$$

Následuje určení jmenovité tloušťky třísky  $h$ .

$$h = \frac{f}{2} \cdot \sin \kappa_{re} = 0,07 \text{ mm} \quad (22)$$

Dalším v pořadí je výpočet jmenovitého průřezu třísky  $A$ .

$$A = 10,6 \cdot 0,1 = 0,8 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

Pro stanovení řezné síly  $F_c$  je nutné určit hodnotu posuvu na zub  $f_z$ .

$$f_z = 0,5 \cdot f = 0,07 \text{ mm} \quad (24)$$

Zbývá zjistit velikost měrné řezné síly  $k_c$ , vztah z [36].

$$k_c = k_{c1} \cdot (f_z \cdot \sin \kappa_{re})^{-m_c} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = 7\,732 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (25)$$

Nyní jsou již známé všechny potřebné hodnoty pro stanovení řezné síly  $F_c$ . Analogicky jako v 6.1.2 je nutné násobit hodnotu jmenovitého průřezu třísky  $A$  počtem břitů (dvěma).

$$F_c = 2 \cdot A \cdot k_c = 11\,598 \text{ N} \quad (26)$$

Pokud je známa velikost řezné síly  $F_c$ , je možné určit velikost potřebného výkonu pro úběr třísky.

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{2 \cdot 6 \cdot 10^4} = 3,9 \text{ kW} \quad (27)$$

Z průměru nástroje a velikosti řezné síly je možné stanovit krouticí moment  $M_k$ .

$$M_k = F_c \cdot \frac{D_c}{2} = 116 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (28)$$

Otáčky nástroje lze zjistit z následujícího vztahu:

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D_c} = 637 \text{ min}^{-1} \quad (29)$$

Důležitá je i hodnota posuvové síly  $F_f$ , kterou lze určit z: [36]

$$F_c = 0,5 \cdot k_c \cdot 0,5 \cdot D_c \cdot f \cdot \sin \kappa_{re} = 5 \text{ 483 N} \quad (30)$$

## 6.2 Konstrukční varianty

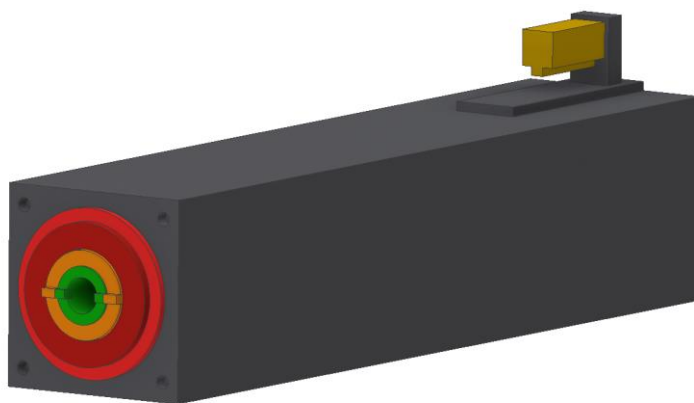
Na základě provedené rešerše byly vytipovány základní varianty pohonu vřeteníku (viz Tab 10) které budou vzájemně porovnány s využitím multikriteriální analýzy. Bude tedy nutné stanovit vhodná kritéria, která umožní zvolit optimální verzi. Ta bude dále rozpracována. Výstup pak bude realizován 3-D CAD modelem a výkresovou dokumentací.

Tab 10) Varianty návrhů

Varianta	Popis
1	Elektrovřeteno
2	Motor v ose vřetena s bezvůlovou převodovkou
3	Motor v ose vřetena s planetovou převodovkou
4	Motor mimo osu vřetena s převodem řemenem
5	Motor mimo osu vřetena s bezvůlovou převodovkou a převodem řemenem
6	Motor mimo osu vřetena s planetovou převodovkou a převodem řemenem

### 6.2.1 Varianta 1

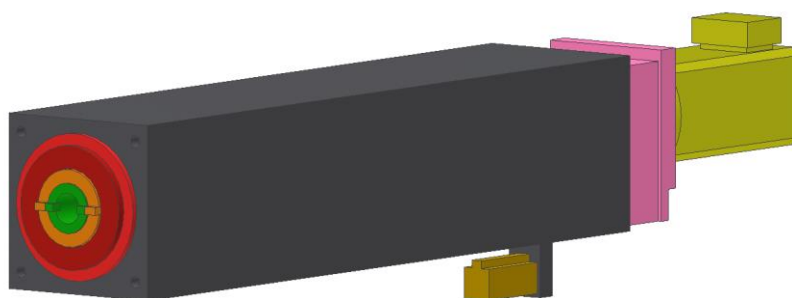
Využití elektrovřetená nabývá v poslední době na významu. Jedná se o kompaktní řešení, které obsahuje minimum dílů. Mimo obrys skříně vřeteníku obvykle vystupuje pouze motor výsuvu pracovního vřetena (Obr. 41). Výhodou je výborná dynamika pohonu, je vhodné pro vysokorychlostní obrábění. Možné je využít převodovku, která umožní dosáhnout vhodnějších hodnot výkonů a krouticích momentů pro danou technologii. Polohování v ose C je zajištěno přímo elektrovřetenem. Mezi jisté nevýhody patří vyšší pořizovací náklady a příliš nízké hodnoty výkonu a momentu pro náročnější operace.



Obr. 41) Varianta vřeteníku s elektrovřetenem

### 6.2.2 Varianta 2

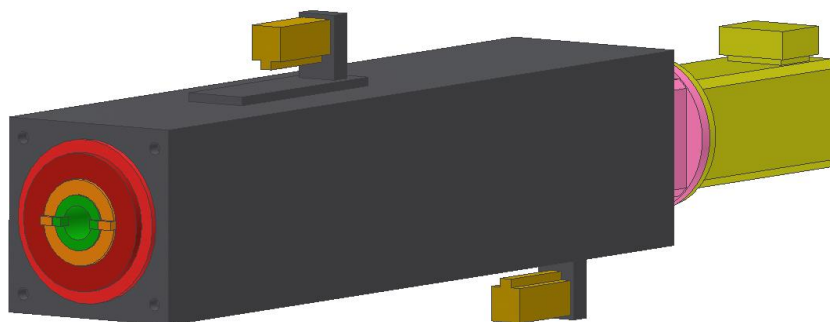
V tomto případě je mezi elektromotor a vřeteno vřazena bezvřlová převodovka (Obr. 42). Toto řešení umožňuje nejen přenos krouticího momentu pro technologické operace, ale i polohování bez přídatného kinematického řetězce. Výhodou je také velká dynamika celého řešení.



Obr. 42) Varianta vřeteníku s pohonem bezvřlovou převodovkou v ose vřetena

### 6.2.3 Varianta 3

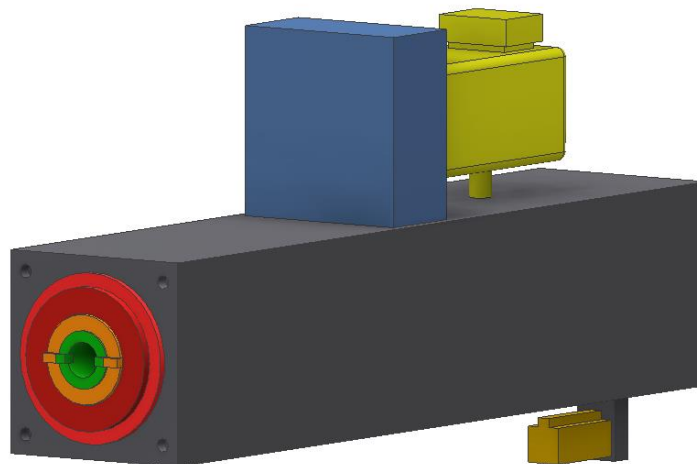
Ve variantě označené č. 3 se elektromotor nachází v ose vřetena, za ním je umístěna dvourychlostní planetová převodovka (Obr. 43). Ta umožňuje dosáhnout vysokého krouticího momentu. Jistou nevýhodou je vřle v ozubení. Proto je pro přesný otáčivý pohyb vřetena (osa C) instalován další motor s vřazeným převodem synchronním řemenem. Alternativou je využití přímého odměřování v podobě snímače úhlu natočení umístěném na vřetenu.



Obr. 43) Varianta vřeteníku s pohonem planetovou převodovkou v ose vřetena

### 6.2.4 Varianta 4

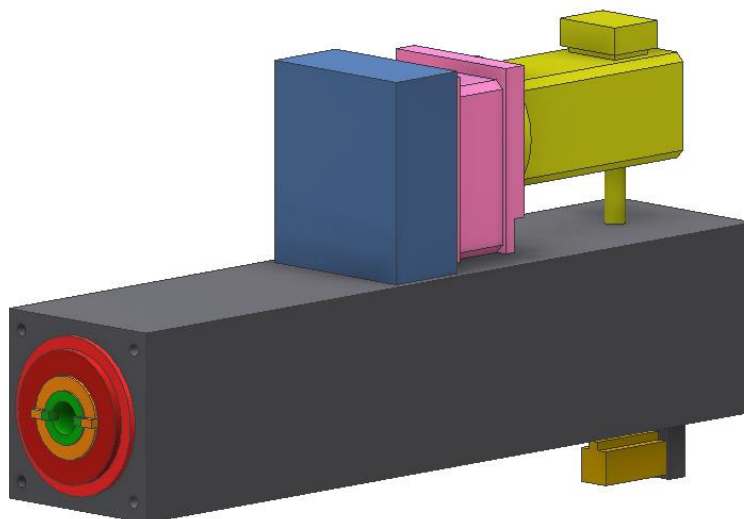
V tomto případě je pohon vřeten zajištěn elektromotorem umístěným mimo jejich osu (viz Obr. 44). Krouticí moment je přenášen synchronním (ozubeným) řemenem. Zastavěný prostor je zde větší. Převodový poměr je pevný a vychází z poměrů průměrů jednotlivých řemenic.



Obr. 44) Varianta vřeteníku kombinující elektromotor s řemenovým převodem

### 6.2.5 Varianta 5

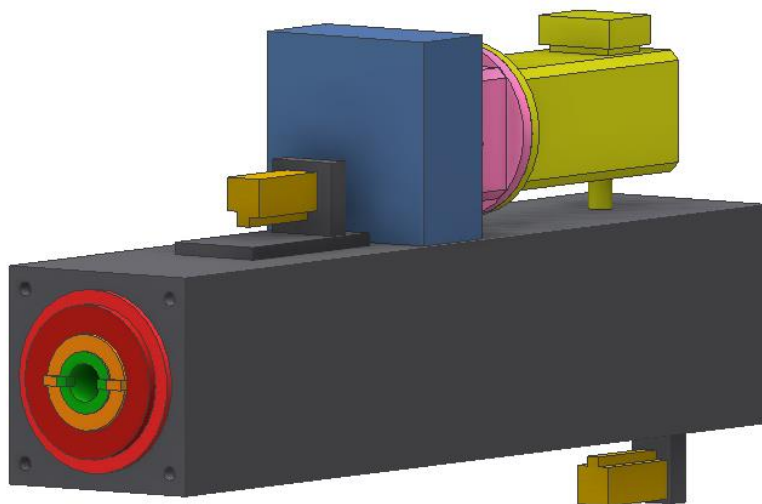
Pohon vřeten (Obr. 45) je zde realizován elektromotorem, za kterým je řazena převodovka v bezvúlovém provedení. Další částí kinematického řetězce je převod synchronním (ozubeným) řemenem. Toto provedení umožňuje polohování v ose C bez nutnosti instalace dalšího pohonu.



Obr. 45) Varianta vřeteníku s bezvúlovou převodovkou mimo osu vřeten

### 6.2.6 Varianta 6

V poslední variantě je mezi elektromotor a řemenový převod vřazena dvoustupňová planetová převodovka (Obr. 46). Výhodou je použití kupovaného dílu, nevýhodou jsou vůle v ozubení, z toho důvodu nelze tento systém přímo využít pro přesné polohování v ose C s nepřímým odměřováním. Z toho důvodu musí být vřeteník vybaven dalším servopohonem, který tuto nevýhodu eliminuje. Další možností je využít přímé odměřování snímačem úhlu natočení přímo na vřetenu.



Obr. 46) Varianta kombinující elektromotor s planetovou převodovkou mimo osu vřetena

### 6.3 Vyhodnocení variant

Z vytipovaných variant, viz 6.2, bude s využitím multikriteriální analýzy zvolena ta, která bude následně podrobně zpracována. Pro tento krok byla vybrána Saatyho metoda stanovení vah kritérií.

#### 6.3.1 Popis metody

První krok Saatyho metody je založen na zjištění preferenčních vztahů dvojic kritérií v tabulce, ve které jsou v řádcích a sloupcích řazena kritéria ve stejném pořadí. Mimo směru preference je zohledněna i velikost. Ta je vyjádřena určitým počtem bodů z bodové stupnice. Tyto deskriptory (popisy směrů preferencí) jsou uvedeny v Tab 11) [17].

Tab 11) Deskriptory pro Saatyho metodu

Počet bodů	Deskriptor
1	Kritéria jsou stejně významná
3	První kritérium je slabě významnější než druhé
5	První kritérium je dosti významnější než druhé
7	První kritérium je prokazatelně významnější než druhé
9	První kritérium je absolutně významnější než druhé

Sudé hodnoty (2, 4, 6 a 8) slouží pro jemnější určení preferencí dvojic kritérií. Snahou je pomocí hodnot získat matici  $S$  velikostí preferencí, která je v horním trojúhelníkovém tvaru. Matice  $S$  je rozměru  $n \times n$ , kde jsou ve sloupcích a řádcích zapsána vyhodnocovací kritéria ( $n$  je počet kritérií) [17].

$$S_{ji} = \frac{1}{S_{ij}} \text{ pro všechna } i \text{ a } j \quad (31)$$

$$S_{ii} = 1 \text{ pro všechna } i \quad (32)$$

Hodnoty vah kritérií se stanoví pomocí geometrických průměrů řádků Saatyho matice (matice  $S$ ).

$$G_i = \left( \prod_{i=1}^n S_i \right)^{\frac{1}{n}} \quad (33)$$

Výše uvedený vztah je využit pro výpočet normovaných vah souboru kritérií.

$$v_i = \frac{G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \quad (34)$$

### 6.3.2 Hodnocení variant

Pro hodnocení zvolených verzí pohonu vřeteníku byla zvolena následující kritéria, viz Tab 12)

Tab 12) Kritéria pro porovnání

Číslo	Kritérium	Popis
1	Zástavbový prostor	Maximální rozměry skříně vřeteníku s pohonem
2	Hmotnost	Vliv použitého řešení na hmotnost vřeteníku
3	Náklady	Náklady na pořízení daného řešení
4	Ekodesign	Náklady na provoz a údržbu konstrukčního uzlu
5	Počet součástí	Celkový počet součástí nutných pro funkci
6	Dynamika	Dynamika pohonu
7	Výkon	Možnost dosažení potřebného výkonu
8	Technologičnost	Náročnost výroby a sestavení vřeteníku

Tab 13) obsahuje určení váhy významnosti kritérií Saatyho metodou.

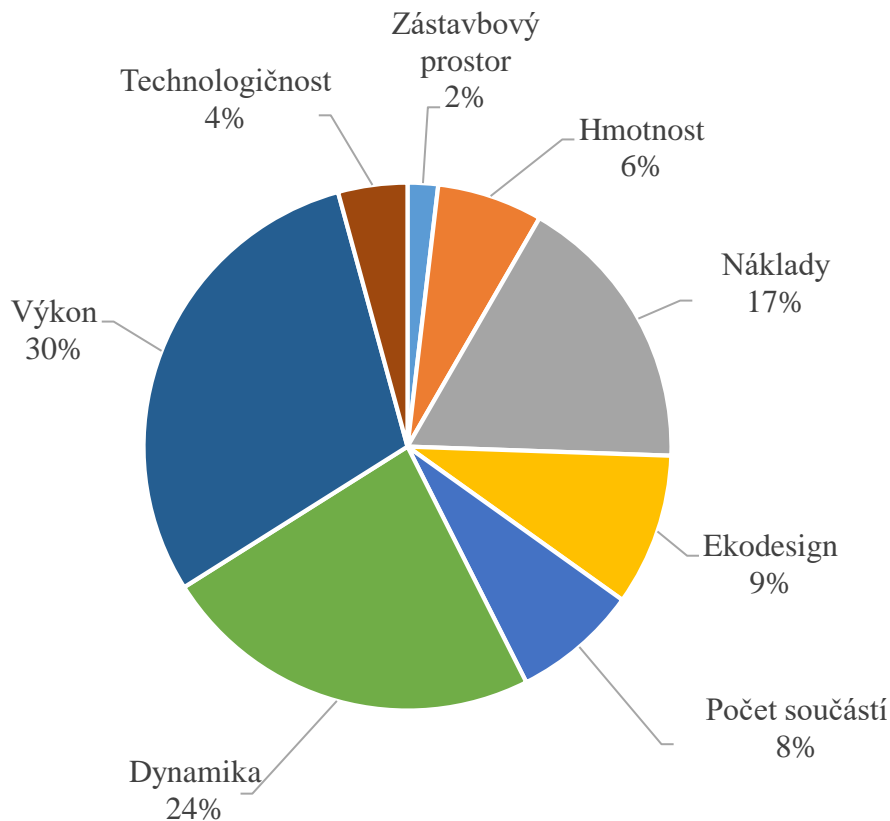
Tab 13) Váhy kritérií

Kritérium	1	2	3	4	5	6	7	8	Průměr	Váha
1	1	1/5	1/7	1/5	1/7	1/7	1/7	1/5	0,21	1,9 %
2	5	1	5	1/3	1/3	1/5	1/8	1	0,72	6,5 %
3	7	1/5	1	5	5	1/3	3	5	1,91	17,2 %
4	5	3	1/5	1	3	1/4	1/7	4	1,03	9,3 %
5	7	3	1/3	1/5	1	1/3	1/5	3	0,85	7,7 %
6	7	5	3	4	3	1	1/3	5	2,60	23,5 %
7	7	8	1/3	7	5	3	1	7	3,29	29,7 %
8	5	1	1/5	1/4	1/3	1/5	1/7	1	0,47	4,2 %
								Σ	11,08	100 %

Výsledné rozdělení vah jednotlivých kritérií zobrazuje graf v Obr. 47). Podle Saatyho metody jsou zvolená kritéria podle vah uspořádána v pořadí 7, 6, 3, 4, 5, 2, 8 a 1.

Nejdůležitějším kritériem je výkon potřebný k obrábění. Následován je dynamikou celého pohonu. V pořadí třetí dle důležitosti jsou náklady na pořízení. Rovněž dále jsou důležité

aspekty ekodesign a počet použitých součástí, s čímž souvisí hmotnost konstrukčního uzlu. Je třeba zohlednit i technologičnost konstrukce a zástavbový prostor.



Obr. 47) Zobrazení rozdělení vah kritérií

Tab 14) obsahuje hodnocení uvažovaných variant pohonu vřeteníku. Hodnocení kritérií je v rozsahu 1-9, kde č. 1 znamená nejhorší a č. 9 nejlepší. Jednotlivé hodnoty byly voleny ve spolupráci s vedoucím práce. Součin hodnocení a váhy kritéria dává výsledky, které jsou uvedeny v Tab 15)

Tab 14) Hodnocení variant vřeteníku

Kritérium	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5	Varianta 6
7	6	8	7	5	8	7
6	9	8	8	6	8	8
3	3	5	7	7	5	7
4	7	7	6	7	6	7
5	8	7	6	8	7	6
2	7	6	6	6	5	6
8	7	2	2	6	7	7
1	9	8	7	8	7	7

Na základě relativních úrovní uvedených v Tab 15) lze zvolit nejvhodnější variantu, která bude dále zpracována.

Tab 15) Relativní úrovně

Kritérium	Váha	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5	Varianta 6
7	29,7 %	1,78	2,38	2,08	1,49	2,38	2,08
6	23,5 %	2,11	1,88	1,88	1,41	1,88	1,88
3	17,2 %	0,52	0,86	1,21	1,21	0,86	1,21
4	9,3 %	0,65	0,65	0,56	0,65	0,56	0,65
5	7,7 %	0,62	0,54	0,46	0,62	0,54	0,46
2	6,5 %	0,45	0,39	0,39	0,39	0,32	0,39
8	4,2 %	0,30	0,08	0,08	0,25	0,30	0,30
1	1,9 %	0,17	0,15	0,13	0,15	0,13	0,13
Suma	100 %	6,60	6,93	6,79	6,16	6,94	7,09
Relativní úroveň		107 %	112 %	110 %	100 %	113 %	115 %
Pořadí		5	3	4	6	2	1

Z uvažovaných variant vychází nejlépe varianta č. 6. Pohon je umístěn mimo osu vřetena a za motorem je řazena dvourychlostní planetová převodovka. Excentricita je řešena převodem synchronním řemenem. Polohování v ose C je řešeno hlavním motorem a osazením přímého snímače úhlového natočení na vřeteno nebo může být řešeno přídavným pohonem a nepřímým snímáním natočení. V pořadí druhou je varianta č. 5, u které je krouticí moment z hřídele motoru upravován s využitím bezvůlové převodovky, což umožní polohování v ose C nepřímým odměřováním. Naopak nejméně vhodná je varianta č. 4, u které je pohon řešen nepřímo jen s využitím synchronního řemenu bez převodovky.

#### 6.4 Zvolené řešení

Na základě provedené analýzy byla zvolena varianta s nepřímým pohonem vřetena. Ten je realizován motorem řady 1PH8 výrobce Siemens. Využit bude i pro polohování v ose C. Na motor bezprostředně navazuje dvourychlostní planetová převodovka Duoplan z produkce společnosti ZF. Excentricita je řešena s využitím ozubeného řemenu s příslušnými řemenicemi. Důležité je v konstrukčním návrhu zohlednit nutnost napínání tohoto řemenu. Převodový poměr je volen 1.

#### 6.5 Vřetena

Konstrukční návrh je uvažován se dvěma vřeteny. První (duté, též frézovací) je uloženo v přesných kuličkových ložiskách s kosouhlým stykem a jeho vnější průměr je 200 mm, vnitřní pak 130 mm. Výsuvné pracovní vřeteno o průměru 130 mm je suvně uloženo ve vřetenu dutém. Přenos krouticího momentu mezi řemenicí a dutým vřetenem i mezi vřeteny navzájem je realizován dvojicí per.

## 6.6 Motor a převodovka

Pro návrh pohonu vřetena je uvažováno statické i dynamické hledisko, viz dále.

### Statické hledisko

Pro návrh motoru podle statického hlediska byla zvolena nejvyšší hodnota výkonu a krouticího momentu (podle 6.1).

Nejvyšší hodnota výkonu a krouticího momentu je 13,9 kW a 2 376 Nm.

Tab 16) Dílčí účinnosti

Účinnost kuličkového ložiska	$\eta_L [-]$	0,99
Účinnost válečkového ložiska	$\eta_V [-]$	0,90
Účinnost převodovky	$\eta_P [-]$	0,97
Účinnost převodu řemenem	$\eta_1 [-]$	0,99
Počet ložisek	$i [-]$	3

Celková účinnost se určí podle vztahu:

$$\eta_c = \eta_L^i \cdot \eta_V \cdot \eta_P \cdot \eta_1 = 0,84 \quad (35)$$

Moment na motoru lze určit jako (pro  $i = 5$ ):

$$M_m = \frac{M_k}{i \cdot \eta_c} = 565,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (36)$$

Pokud je převodový poměr  $i = 5$ , je hodnota momentu cca 566 Nm. Dále uvažován bude tento případ. Vytipován byl motor Siemens 1PH8184-2.C2 s jmenovitým momentem 573 Nm.

### Dynamické hledisko

Ve výpočtu dynamického hlediska jsou zohledněny hodnoty momentů setrvačnosti a čas, který je požadován pro roztočení vřetena na potřebné otáčky. Potřebné hodnoty momentů setrvačnosti jsou uvedeny v Tab 17) . Otáčky byly zvoleny pro vrtání ( $640 \text{ min}^{-1}$ ).

Tab 17) Vstupní hodnoty dynamického hlediska

Motor	$J_m$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	0,46
Převodovka	$J_P$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	0,02
Řemenice 1	$J_1$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	0,10
Řemenice 2	$J_2$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	0,08
Vřeteno	$J_V$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	1,87
Otáčky	$n_{vr}$	$[\text{min}^{-1}]$	640

Otáčky nástroje a jmenovité otáčky motoru ( $700 \text{ min}^{-1}$ ) jsou si blízko, proto je uvažován zařazený rychlostní stupeň s převodovým poměrem 1. První krok je určení redukovaného momentu setrvačnosti  $J_{red}$ .

$$J_{red} = J_m + J_P + J_1 + \frac{J_2 + J_V}{i_1^2 \cdot i_P^2} \quad (37)$$

Pokud jsou oba převodové poměry uvažovány rovny 1, pak se vztah zjednoduší na tvar:

$$J_{red} = J_m + J_P + J_1 + J_2 + J_V = 2,54 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (38)$$

Dalším důležitým vztahem je určení úhlového zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{vr}}{t_r} \quad (39)$$

Hodnota  $t_r$  je požadovaná doba rozběhu.

Posledním krokem je stanovení požadovaného momentu motoru za pomoci:

$$M_m = \frac{J_{red} \cdot \varepsilon_m}{\eta_c} \quad (40)$$

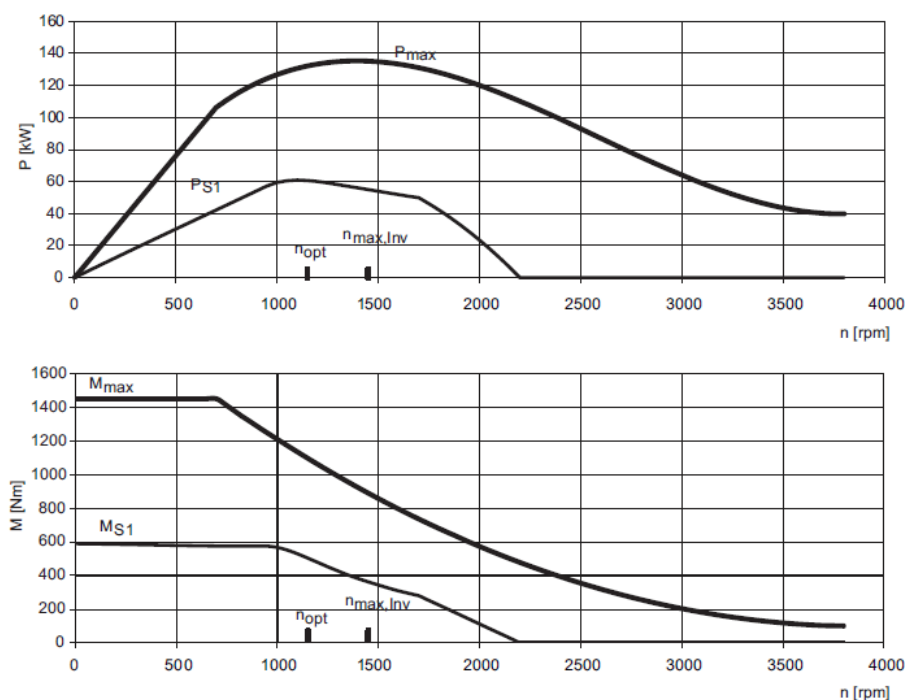
Bude-li dále uvažován vytipovaný motor s daným převodovým poměrem, je doba roztočení na požadované otáčky pro vrtání rovna 0,39 s. Moment potřebný pro tento úkon činí 569,9 Nm a proto motor vyhovuje.

### Vybrané řešení

Pro vyvození potřebného výkonu a krouticího momentu určeného v 6.1 byl vybrán třífázový synchronní motor typové řady Simotics 1PH8184-2.C2 s chlazením kapalinou. Tato řada je výrobcem předurčena pro hlavní pohon obráběcích strojů. Jeho parametry jsou uvedeny v Tab 18) a výkonová a momentová charakteristika pak v Obr. 48) [40]. Synchronní motor má v tomto případě oproti asynchronnímu výhodu v menší velikosti a nižší hmotnosti.

Tab 18) Parametry motoru 1PH8184-2.C2 [41]

$P_m$ [kW]	$M_m$ [Nm]	$n_m$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$n_{\max}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\eta_m$ [-]
42	573	700	5 000	0,919



Obr. 48) Výkonová a momentová charakteristika motoru 1PH8184-2.C2 [41]

Za motorem je v kinematickém řetězci řazena dvourychlostní planetová převodovka Duoplan 2K600 z produkce společnosti ZF Friedrichshafen (parametry viz Tab 19) . Pro obrábění, kdy jsou potřebné nižší hodnoty výkonu a krouticího momentu, avšak je třeba vyšších otáček

nástroje, disponuje převodovka převodovým poměrem  $i = 1$ . Pro náročné hrubovací operace nabízí ZF tento model s převodovým poměrem  $i = 5$ .

Tab 19) Parametry převodovky 2K600 [42]

$i_1$ [-]	$i_2$ [-]	$n_p$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$n_{p\_max}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$M_p$ [Nm]	$M_{p\_max}$ [Nm]
1	5	1 000	5 000	600	3 000

## 6.7 Řemenový převod

Pro překonání excentricity osy pohonu a osy vřetena je zvolen převod synchronním řemenem. Mezi jeho hlavní výhody patří vysoká účinnost (dosahuje až 99 %), nízká hmotnost a také malá hlučnost. Převodový poměr  $i$  je zvolen 1.

Pro přenos nezbytného krouticího momentu byl zvolen řemen 14M výrobce Continental v provedení Synchroforce Extreme, který je určen k přenosu velkých zatížení.

### Určení maximálních otáček vřetena

Je-li z katalogu známa maximální obvodová rychlost řemenu ( $v_{max} = 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ), je možné určit, jaké maximální hodnoty otáček  $n_{vr\_max}$  může vřeteno dosáhnout [43].

$$n_{vr\_max} = \frac{v_{max}}{\pi \cdot d_a} = 2\,028 \text{ min}^{-1} \quad (41)$$

### Návrh řemenu

Pro výpočet řemenového převodu byl kombinován postup viz [4] a [43]. Jelikož zvolená převodovka umožňuje dosáhnout na výstupu jmenovité hodnoty krouticího momentu 3 000 Nm (nejvýše však 4 200 Nm), je řemenový převod dimenzován právě na tuto hodnotu.

Aby bylo dosaženo převodového poměru 1, musí mít obě řemenice stejný počet zubů (v tomto případě 64). Tím se dosáhne průměru 282,42 mm, který je vhodný pro využití při tomto konstrukčním návrhu, jelikož umožňuje řemenice upravit podle potřeby. Nezbytné je také nalézt správnou délku řemene, jelikož jí je určena osová vzdálenost  $a_w$ . Výchozí hodnota byla stanovena na cca 500 mm, vypočtená hodnota činí 497 mm. Vzdálenost nutná pro napnutí řemenu  $x$  činí 2 mm. Další důležitou hodnotou je šířka řemenu  $B_w$ , ta přímo ovlivňuje velikost krouticího momentu a výkonu, který může být přenesen. Nejbližší katalogová šířka řemene je 170 mm, což umožňuje přenášet krouticí moment až 3 150 Nm. Je tedy možné mírné přetížení stroje.

Nejdůležitější parametry převodu jsou uvedeny v Tab 20) .

Tab 20) Parametry řemenového převodu

Převodový poměr	Počet zubů	Hlavový průměr	Osová vzdálenost	Délka řemenu	Šířka řemenu
$i$ [-]	$z$ [-]	$d_a$ [mm]	$a_w$ [mm]	$L_w$ [mm]	$B_w$ [mm]
1	64	282,42	497	1 890	170

## 6.8 Stanovení délky per

Jak již bylo uvedeno, pro přenos krouticího momentu mezi oběma vřeteny slouží dvojice výměnných per s jedním přídržným šroubem dle ČSN 02 2575. Pro přenos krouticího momentu

mezi řemenicí a dutým vřetenem slouží dvojice těsných per dle ČSN 02 2562. Jelikož převodovka ZF 2K600 má na výstupu jmenovitý moment až 3 000 Nm a řemenový převod umožňuje s daným řemenem přenést nejvýše 3 150 Nm, je délka per navrhována pro moment 3 200 Nm.

Pera jsou navrhována s ohledem na stříh a otláčení, avšak kontrola na stříh není zpravidla nutná, jelikož požadavky na pero s ohledem na otláčení jsou přísnější.

V obou případech je nejprve nutné stanovit z [10] pro daný případ šířku a výšku pera, viz Tab 21) .

Tab 21) Rozměry per

	Šířka pera	Výška pera	Průměr hřídele	Hloubka náboj	Dovolený tlak
Případ	b [mm]	h [mm]	d [mm]	t <sub>1</sub> [mm]	p <sub>0</sub> [MPa]
Řemenice-vřeteno	45	25	190	9,7	90
Vřeteno-vřeteno	32	18	130	6,9	150

Postup výpočtu pochází z [4].

Nejprve je nutné z krouticího momentu  $M_k$  určit obvodovou sílu  $F$  na obvodu hřídele.

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} \quad (42)$$

Z porovnání dovoleného a skutečného tlaku na bocích drážek lze určit minimální délku pera.

$$p_d \geq \frac{F}{t_1 \cdot (l - b)} \quad (43)$$

Hodnotu dovoleného tlaku je nutné nejprve zjistit z hodnoty  $p_0$  vynásobené součinitelem pro daný konkrétní případ. Ta v obou případech činí 0,6 pro jednosměrné zatížení s velkými rázy:

$$l = \frac{F}{p_d \cdot t_1} + b \quad (44)$$

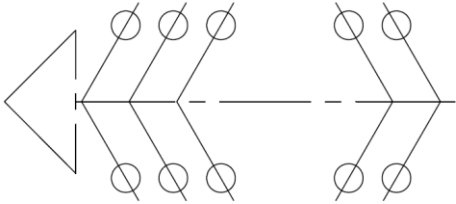
Stanovená délka pera mezi řemenicí a dutým vřetenem je 120 mm a mezi oběma vřeteny také 120 mm, Aby bylo dosaženo symetrie (a tím menší nevývahy), budou pera rozdělena napůl, a proto je označení následovné (délka 120 mm u těsného pera je zvolena hlavně z důvodu šířky řemenice, která činí 176 mm).

Označení per:

- Pero (těsné) ČSN 02 2562 45h9x25x100
- Pero (výměnné) ČSN 02 2570 32x18x63

## 6.9 Uložení vřetena

Pro hlavní uložení vřeten obráběcích strojů jsou určena přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Pro tento návrh se bude jednat o pěti ložisek 7040 s trvalou náplní mazacího tuku, které budou uspořádány viz Obr. 49) (jedná se o řešení vhodné pro frézování i vyvrtávání). Vedle vhodnosti pro osové i radiální zatížení jsou takto uspořádaná ložiska odolná i proti naklopení.

Uspořádání		Charakteristika	Použití
Přední ložiskový uzel	Zadní ložiskový uzel		
		vysoké axiální zátížení  střední radiální zátížení	frézování  vyvrtávání

Obr. 49) Zvolené uložení vřetena, překresleno z [2]

Konec výsuvného pracovního vřetena je uložen v jednořadém válečkovém ložisku kombinovaném s obousměrným kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem. Pomocí tohoto řešení dochází k výsuvu vyvrtávacího vřetena, jelikož ložiskové těleso je spojeno s lineárním vedením a maticí kuličkového šroubu.

### 6.9.1 Ložiska pro hlavní uložení

Pro uložení dutého vřetena do skříně vřeteníku byla vybrána jednořadá radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem 7040 CD/P4A výrobce SKF. Potřebné parametry jsou uvedeny v Tab 22) . Přední i zadní ložiskový uzel bude tvořen tímto typem ložiska.

Tab 22) Parametry ložiska 7040 CD/P4A [21]

Typ ložiska	SKF 7040 CD/P4A	
Vnitřní průměr d	$d_{A/B}$ [mm]	200
Vnější průměr D	$D_{A/B}$ [mm]	310
Šířka ložiska B	$B_{A/B}$ [mm]	51
Statická únosnost $C_{0_{A/B}}$	$C_{0_{A/B}}$ [kN]	210
Dynamická únosnost $C_{A/B}$	$C_{A/B}$ [kN]	159
Síla předpětí $F_v$	$F_{v_{A/B}}$ [N]	2 200
Tuhost ložiska k	$k_{A/B}$ [ $N \cdot \mu m^{-1}$ ]	1 450
Úhel styku	$\alpha_{A/B}$ [°]	15
Výpočtový součinitel	$f_0$	15,6

### 6.9.2 Optimální vzdálenost mezi ložisky

Vzdálenost mezi ložisky je důležitá hodnota, která přímo ovlivňuje deformaci vřetena během řezného procesu. Celková deformace vřetena  $\delta$  je dána: [9]

$$\delta = \delta_v + \delta_L + \delta_s \quad (45)$$

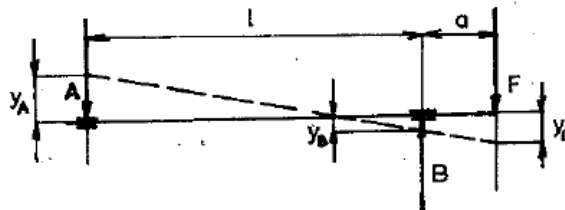
Analytický výpočet deformace skříně  $\delta_s$  je možný jen pro jednoduché tvary, pro složitější konstrukce je nutné vztahy odvodit vždy pro konkrétní případ. Výhodné je využít metody konečných prvků. Pro zjednodušení může být skříň považována za dokonale tuhou. Potom se výše uvedený vztah zjednoduší na tvar: [9]

$$\delta = \delta_v + \delta_L \quad (46)$$

Určit samostatně deformaci vřetena je možné za podmínky, že radiální tuhost ložisek bude nekonečně velká (jejich naklopení je však dovoleno). Poté lze vřeteno rozdělit na část mezi podporami (s kvadratickým momentem průřezu  $J_1$ ) a převislý konec (s kvadratickým momentem průřezu  $J_2$ ). Deformaci způsobenou silou  $F_r$  lze poté určit s využitím vztahu: [9]

$$\delta_V = \delta_{1V} + \delta_{2V} \quad (47)$$

Potom  $\delta_{1V}$  je rovno součinu  $\varphi_B$  (úhlu natočení v podpoře B) a vzdálenosti  $a$  (viz Obr. 50). Analogicky je  $\delta_{2V}$  roven součinu  $\varphi_A$  a vzdálenosti  $l$ . Deformace  $\delta_A$  je myšlená deformace pro případ, že by vřeteno bylo v místě B vetknuto a působila by na něj síla  $F_r$  [9].



Obr. 50) Vliv poddajnosti ložisek [9]

Dalšími úpravami lze dosáhnout finálního vztahu pro deformaci  $\delta_V$  obou úseků vřetena [9].

$$\delta_V = \frac{F_c \cdot a^2}{3E} \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \quad (48)$$

Neméně důležitá je otázka deformace vřetenových ložisek. Pokud jsou známy tuhosti ložisek  $k_A$  a  $k_B$  (případně poddajnosti  $C_A$ ,  $C_B$ ), lze určit deformaci ložisek  $\delta_L$  s využitím následujícího vztahu: [9]

$$\delta_L = \frac{F_c}{L^2} [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (49)$$

Dosazením výše uvedených vztahů pro výpočet  $\delta_V$  a  $\delta_L$  do (46) vznikne vztah finální:

$$\delta = \frac{F_c \cdot a^2}{3E} \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F_c}{L^2} [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (50)$$

Deformace  $\delta$  je uvažována jako funkce vzdálenosti ložisek  $L$ , proto je nutno pro nalezení minima provést derivaci  $\frac{\partial \delta}{\partial L} = 0$  a dalšími úpravami dosáhnout rovnice [9]:

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (51)$$

$$\text{kde } q = -\frac{6E \cdot J_1}{a} C_B \text{ a } r = -6E \cdot J_1 (C_A + C_B).$$

Tato kubická rovnice má tři kořeny, jen jeden z nich je reálný, a proto má význam.

$$x_1 = u + v \quad (52)$$

$$\text{kde } u = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r + \sqrt{z}}, v = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}r - \sqrt{z}} \text{ a } z = \frac{1}{4}r^2 + \frac{1}{27}q^3 \text{ [9].}$$

Neméně důležitý je vztah pro určení poddajnosti ložisek, pokud je známa jejich tuhost.

$$C_i = \frac{1}{k_i} \quad (53)$$

V Tab 23) jsou uvedeny všechny hodnoty nezbytné pro určení optimální vzdálenosti podpor.

Tab 23) Hodnoty pro výpočet vzdálenosti ložisek

Modul pružnosti v tahu	E [GPa]	210
Vnější průměr vřetena (mezi ložisky)	D <sub>1</sub> [mm]	200
Vnitřní průměr vřetena (mezi ložisky)	d <sub>1</sub> [mm]	30
Vnější průměr vřetena (převislá část)	D <sub>2</sub> [mm]	200
Vnitřní průměr vřetena (převislá část)	d <sub>2</sub> [mm]	40
Délka převislé části vřetena	a [mm]	150
Působící síla	F <sub>r</sub> [N]	21 384

Pro výpočet je nutné nejprve znát hodnoty kvadratických momentů průřezů a poddajností ložisek.

$$J_1 = \frac{\pi}{64} (D_1^4 - d_1^4) = 7,85 \cdot 10^{-5} m^4 \quad (54)$$

$$J_2 = \frac{\pi}{64} (D_2^4 - d_2^4) = 7,84 \cdot 10^{-5} m^4 \quad (55)$$

$$C_A = \frac{1}{k_A} = 6,9 \cdot 10^{-4} \mu m \cdot N^{-1} \quad (56)$$

$$C_B = \frac{1}{k_B} = 6,9 \cdot 10^{-4} \mu m \cdot N^{-1} \quad (57)$$

Nyní jsou známy všechny hodnoty pro určení optimální vzdálenosti ložisek. Dosazením do vztahů (52) a (53) je získán výsledek  $x_1 = 0,8$  m.

### 6.9.3 Celková deformace vřetena

Když je známa vzdálenost vřetenových ložisek, může být určena celková velikost deformace vřetena dosazením do vztahu (51),  $L = x_1$ .

Celková deformace vřetena je tedy  $\delta = 3,1 \cdot 10^{-5}$  m.

Z této hodnoty je možné s využitím vztahu (58) určit tuhost vřetena  $k_v$

$$k_v = \frac{F_C}{\delta} = 7 \cdot 10^8 N \cdot m^{-1} \quad (58)$$

### 6.9.4 Ložiska zadního konce vřetena

Pro uložení zadního konce výsuvného pracovního vřetena byla zvolena dvojice ložisek z produkce SKF. Prvním z nich je obousměrné kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem (stykový úhel je 40°), které však umožňuje přenášet pouze axiální zatížení. Proto k němu výrobce doporučuje využít radiální válečkové ložisko, které má stejné rozměry vnějšího i vnitřního

kroužku. Pro tuto aplikaci bylo zvoleno jednořadé válečkové ložisko, jelikož radiální zatížení zde není nijak velké. Parametry ložisek nutné pro další výpočty jsou uvedeny v Tab 24) .

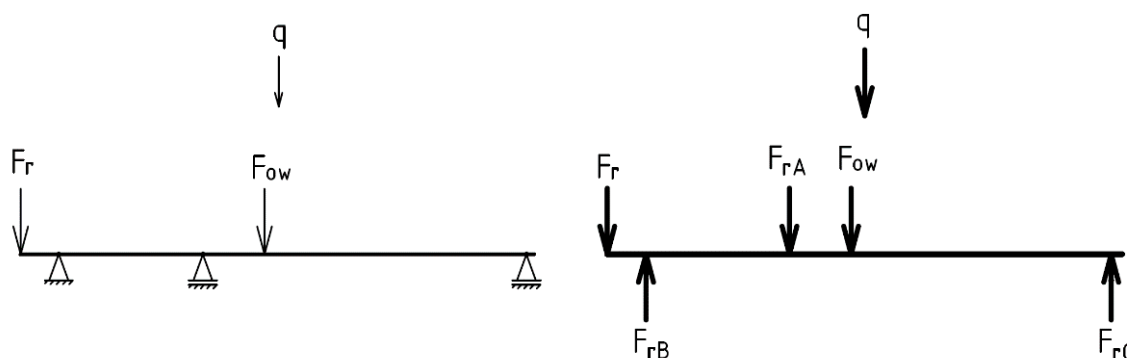
Tab 24) Parametry ložisek výsuvného pracovního vřetena [21]

Typ ložiska	BTM 110 ATN9/P4CDB		N 1022 KTN9/SP	
Vnitřní průměr	$d_{C1}$ [mm]	110	$d_{C2}$ [mm]	110
Vnější průměr	$D_{C1}$ [mm]	170	$D_{C2}$ [mm]	170
Šířka ložiska	$H_{C1}$ [mm]	54	$B_{C2}$ [mm]	28
Statická únosnost	$C_{0C1}$ [kN]	137	$C_{0C2}$ [kN]	180
Dynamická únosnost	$C_{C1}$ [kN]	57	$C_{C2}$ [kN]	128
Síla předpětí	$F_{vC1}$ [N]	600	$F_{vC2}$ [N]	600
Tuhost ložiska	$k_{C1}$ [ $N \cdot \mu m^{-1}$ ]	357	$k_{C1}$ [ $N \cdot \mu m^{-1}$ ]	1 310
Úhel styku	$\alpha_{C1}$ [°]	40	$\alpha_{C2}$ [°]	-

## 6.10 Reakční síly v ložiskách a průběh ohybového momentu

Určení velikosti reakcí v ložiskových uzlech je důležité zejména pro výpočet trvanlivosti ložiskových uzlů. Sestava vřetena je zatížena radiální složkou řezné síly  $F_r$ , viz kapitola 6.1.1. Soustava je také zatížena tíhovou silou, která je vyvozena tíhovým zrychlením ( $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ). Další působící silou je obvodová síla  $F_{ow}$ , která vzniká v důsledku rotace řemenice umístěné na dutém vřetenu. Schematicky jsou síly znázorněny na Obr. 51).

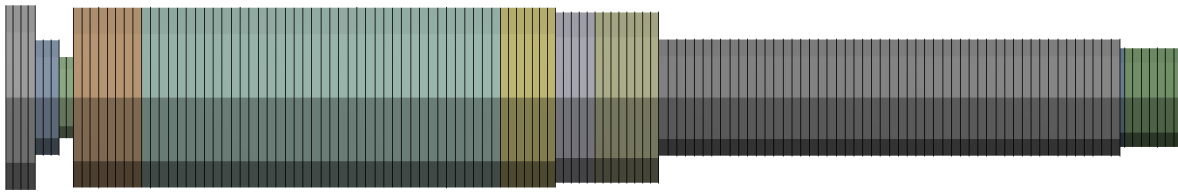
Nosník (vřeteno) je uložen na třech podporách (ložiskách). Pro zjednodušení jsou ložiskové uzly považovány za jednu podpěru. Jedná se o rovinnou úlohu a soustavu s rovnoběžnými silami. Proto je pro řešení k dispozici jedna silová a jedna momentová rovnice. Neznámé reakce jsou však tři, proto se jedná o jedenkrát staticky neurčitou úlohu. Pro analytické řešení by bylo nutné provést částečné uvolnění a sepsat deformační podmínku.



Obr. 51) Reakce v ložiskách

Pro řešení je však využít software ANSYS Workbench ve verzi 19.2. Z nabídky modulů pro řešení různých systémů byl zvolen „Static Structural“. Pro zjednodušení byl pro výpočet použit prvek typu „Beam“. Geometrie byla vytvořena pomocí nástroje DesignModeler, kde byly jednotlivým částem nosníku přiřazeny jejich průřezy (Cross Section).

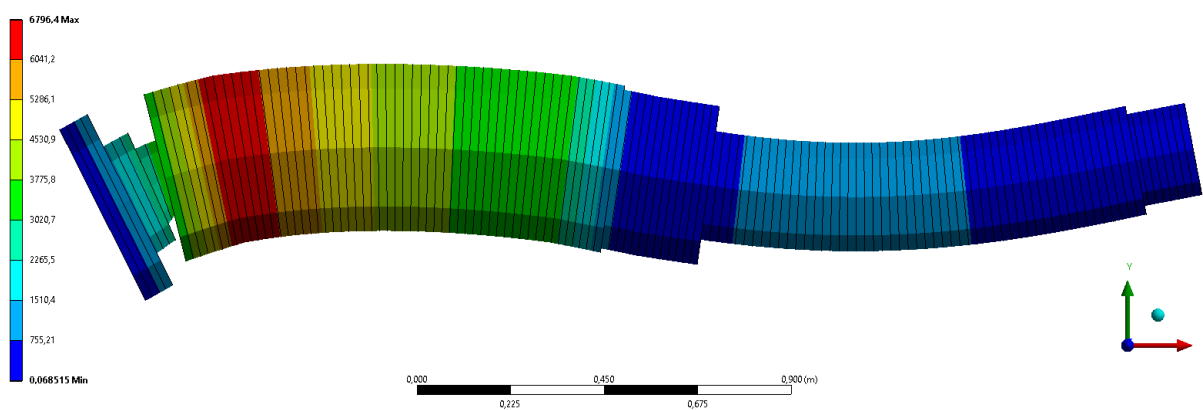
Dalším krokem je přepnutí do části model (nástroj Mechanical) a vytvoření sítě (Mesh). Nastavení sítě bylo ponecháno výchozí, jen velikost prvku byla upravena na 20 mm viz Obr. 52).



Obr. 52) Nasíťovaný nosník (vřeteno)

Poté je možno přistoupit k umístění vazeb do míst podpor (ložisek). Použity byly vazby typu „Remote Displacement” s nutným omezením pohybu v daných osách. Nutné je i nastavení zatížení (řezná síla, obvodová síla řemenice) včetně nastavení gravitace.

V části Solution je možné zvolit, které hodnoty se budou vyčíslovat. Pro určení velikostí a směru reakcí slouží nástroj Probe > Force Reaction. Dalším vhodným nástrojem je pro objekty typu „Beam” určený Bending Moment a Shear-Moment Diagram. První z nich umožní vykreslit na deformovaném nosníku ohybový moment (Obr. 53), druhý pak slouží k vykreslení výsledných vnitřních účinků (VVÚ), které budou ještě dále v práci využity.



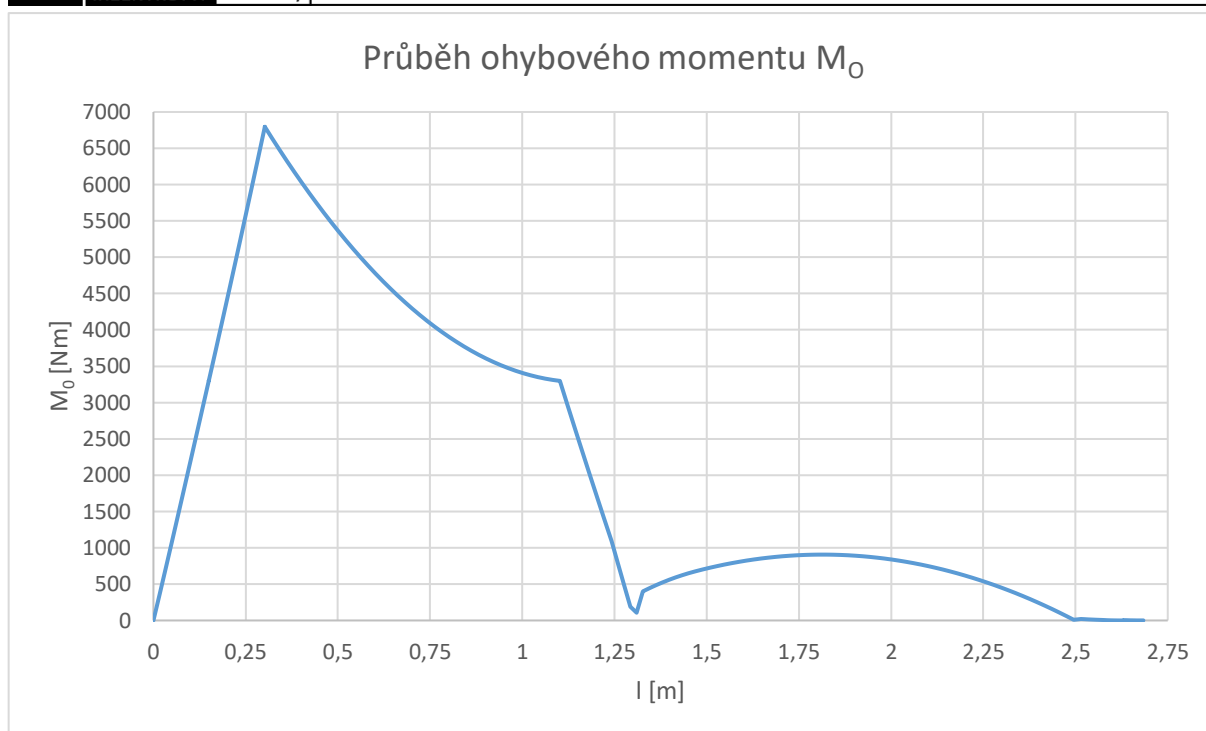
Obr. 53) Hodnoty ohybového momentu

Hodnoty vypočtených reakcí v ložiskách jsou uvedeny v Tab 25)

Tab 25) Reakce v ložiskách

Podpora	Radiální síla	Velikost	Axiální síla	Velikost
A	$F_{rA}$ [N]	31 852	$F_{aA}$ [N]	2 200
B	$F_{rB}$ [N]	17 881	$F_{aB}$ [N]	2 200
C	$F_{rA}$ [N]	2 973	$F_{aA}$ [N]	9 504

Průběh ohybového momentu po délce vřetena je vidět na Obr. 54). Nejvyšší hodnota (6 796 Nm) se nachází v místě podpory B, kde bude vyšetřována bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti (MSP).



Obr. 54) Průběh ohybového momentu

## 6.11 Trvanlivost ložisek

Trvanlivost ložisek udává počet otáček nebo provozních hodin, které může ložisko za daných provozních podmínek vykonat, než se na valivých elementech nebo oběžných drahách objeví stopy v důsledku kontaktní únavy (pittingu) [4].

Výpočet trvanlivosti pro všechny ložiskové uzly bude proveden pro nejnáročnější operaci, tedy čelní frézování materiálu Inconel 718, viz 6.1.

Pro výpočet základní trvanlivosti ložisek slouží vztah [4]:

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (59)$$

Součinitel  $p$  vyjadřuje, jedná-li se o ložisko se stykem bodovým (pak  $p = 3$ ) nebo se stykem čárovým (pak  $p = \frac{10}{3}$ ).

Jelikož uložení vřetena obráběcího stroje zachytává nejen radiální, ale i axiální zatížení, je pro výpočet důležité určit ekvivalentní dynamické zatížení  $P$ , které udává podíl radiálního a axiálního zatížení. Koeficienty  $X$  a  $Y$  udává výrobce ložiska [4].

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (60)$$

Důležitým parametrem je i mezní hodnota  $e$ , která je dána poměrem axiální síly  $F_a$  a radiálního zatížení  $F_r$ . Výrobce ložiska udává pro dané podmínky hodnotu parametru  $e$ , která se porovnává s vypočteným poměrem axiální a radiální síly. To umožní správně zohlednit jejich vliv v rámci  $P$ .

Jelikož jsou ložiska skupin A a B uvažována se stykovým úhlem  $15^\circ$ , předepíše výrobce pro určení součinitele  $e$  vztah: [21]

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = 0,149 \quad (61)$$

Je-li výše uvedený poměr menší nebo roven 0,178, je hodnota  $e$  rovna 0,38.

### Trvanlivost skupiny ložisek A

Ložiska ve skupině A jsou řazena do dvojice v tandemu. Toto uspořádání má vliv na dynamickou únosnost ložisek  $C_0$ .

$$C_{A,sk} = 1,62 \cdot C_A = 257,58 \text{ kN} \quad (62)$$

$$e_A = \frac{F_{vA}}{F_{rA}} = 0,12 \quad (63)$$

Protože je  $e_A \leq e$ , sestává se  $P_A$  pouze z radiální reakce  $F_{rA}$  ( $X = 1; Y = 0$ ).

Nyní je již možno přistoupit k výpočtu trvanlivosti skupiny ložisek A.

$$L_{h10_A} = \left( \frac{C_{A,sk}}{P_A} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 342\,854 \text{ hod} \quad (64)$$

Hodnota trvanlivosti je dost vysoká, to je dáno zejména velkou únosností ložiska, které má velký průměr vnitřního kroužku.

### Trvanlivost skupiny ložisek B

Ložiska ve skupině A jsou řazena do dvojice v tandemu. Toto uspořádání má vliv na dynamickou únosnost ložisek  $C_0$ .

$$C_{A,sk} = 1,62 \cdot C_A = 343,44 \text{ kN} \quad (65)$$

$$e_B = \frac{F_{vB}}{F_{rB}} = 0,07 \quad (66)$$

Protože je  $e_B \leq e$ , sestává se  $P_A$  pouze z radiální reakce  $F_{rB}$  ( $X = 1; Y = 0$ ).

Nyní je již možno přistoupit k výpočtu trvanlivosti skupiny ložisek B.

$$L_{h10_B} = \left( \frac{C_{B,sk}}{P_B} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 159\,872 \text{ hod} \quad (67)$$

Hodnota trvanlivosti je dost vysoká, to je dáno zejména velkou únosností ložiska, které má velký průměr vnitřního kroužku.

### Trvanlivost skupiny ložisek C

Výpočet trvanlivosti ložisek C je nutno rozdělit na dvě části, jelikož se tento uzel skládá z radiálního válečkového ložiska (s čarovým stykem) a obousměrného axiálního kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem, které zachytává axiální sílu od obrábění.

Jelikož je válečkové ložisko určeno jen pro přenos radiální zatížení, je ekvivalentní dynamické zatížení  $P_{C2}$  rovno velikosti radiální reakce.

$$L_{h10_{C2}} = \left(\frac{C_{C2}}{P_{C2}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 84,1 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (68)$$

Zde je vypočtená trvanlivost velmi vysoká. To je dáno tím, že radiální zatížení je poměrně malé, nicméně obousměrné axiální kuličkové ložisko ho není schopné přenést, a proto musí být kombinováno s ložiskem radiálním.

$$L_{h10_{C1}} = \left(\frac{C_{C1}}{P_{C1}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 64\,205 \text{ hod} \quad (69)$$

Trvanlivost axiálního ložiska je stále dosti vysoká, je to dáno zejména vysokou únosností, která je dána velkým průměrem vnitřního kroužku, podobně jako u hlavního uložení.

Výpočet trvanlivosti pro obousměrné axiální ložisko je však nutné provést ještě jednou pro případ, kdy by bylo na stroji prováděno vrtání, jelikož axiální zatížení dosahuje vyšší hodnoty, totéž platí i pro otáčky vnitřního kroužku. Potom:

$$L_{h10_{C1,2}} = \left(\frac{C_{C1}}{P_{C1,2}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 29\,395 \text{ hod} \quad (70)$$

V tomto případě je stále počet provozních hodin vyšší než 20 000, avšak trvanlivost je již výrazně nižší než v předchozím případě, zatímco ložiska radiální budou při operaci vyvrtávání i vrtání méně namáhána z důvodu menšího ohybového momentu.

## 6.12 Pevnostní výpočet vřetena

Vřeteno obráběcího stroje je během procesu obrábění zatíženo zejména ohybovým momentem, jehož velikost se po délce mění, dále pak krouticím momentem, jehož velikost je konstantní. Proto je důležité určit bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti v místě, kde je hodnota ohybového momentu nejvyšší, případně kde dochází ke změně průměru, nebo je umístěna např. drážka pro pero.

Tab 26) Materiál vřetena [10]

Materiál vřetena	1.8159	
Mez kluzu	$R_e$ [MPa]	600
Mez pevnosti	$R_m$ [MPa]	950

### 6.12.1 Místo nejvyšší hodnoty ohybového momentu

Nejvyšší hodnota ohybového momentu činí 6 796 Nm, viz Obr. 54) v části 6.10.

Napětí v ohybu  $\sigma_o$  je definováno jako poměr hodnoty ohybového momentu  $M_o$  a modulu průřezu v ohybu  $W_o$ , ten je nutno nejprve určit. Jelikož vřeteno má v průřezu tvar mezikruží, je vztah pro výpočet  $W_o$  následující [5]

$$W_o = \frac{\pi}{32 \cdot D} (D^4 - d^4) \quad (71)$$

Pro výpočet smykového napětí  $\tau_k$  je nutno určit modul průřezu v krutu  $W_k$ , kdy vztah pro průřez tvaru mezikruží má tvar [5]

$$W_k = \frac{\pi}{16 \cdot D} (D^4 - d^4) \quad (72)$$

Poté už je možno určit napětí v ohybu a napětí smykové s využitím: [5]

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (73)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (74)$$

Posledním krokem je stanovení redukovaného napětí  $\sigma_{red}$ , které zohledňuje napětí od ohybového i krouticího momentu. Podle podmínky HMM se redukované napětí určí za pomoci vztahu: [4]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (75)$$

Nyní je již možné určit bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti  $k_k$ . Určí se jako podíl meze kluzu materiálu  $R_e$  a redukovaného napětí  $\sigma_{red}$ .

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (76)$$

Hodnoty napětí a bezpečností u jednotlivých vřeten jsou uvedeny v Tab 27) .

Tab 27) Bezpečnosti v místě nejvyšší hodnoty  $M_o$

	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_k$ [MPa]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_k$ [-]
Vyvrťovací vřeteno	32,2	5,6	33,7	17,8
Duté vřeteno	18,0	1,81	18,3	28,8

### 6.12.2 Místa s koncentratory napětí

Pro výpočty v místech, kde se nacházejí vruby (změny průměrů, drážky, zápichy...) platí stejné vztahy jako výše, jen je nutné koncentratory napětí zohlednit pomocí součinitele tvaru vrubu  $\sigma_i$ , který lze určit například pomocí [4]. Součinitele vrubů se rozlišují podle druhu zatížení, které na součást působí.

Pro určení součinitelů vrubů  $\alpha_i$  jsou důležité poměry  $\frac{D}{d}$  a  $\frac{r}{d}$ . Na základě těch je možné v příslušných grafech zjistit hodnotu součinitele tvaru.

Příkladem vrubu je místo, kde na výsuvném pracovním vřetenu začínají drážky pro suvná pera, hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v Tab 28) .

Vztahy (77) a (78) udávají, jak součinitel tvaru vrubu ovlivňuje hodnoty ohybového i smykového napětí.

$$\sigma_{o\_max} = \alpha_o \cdot \sigma_o \quad (77)$$

$$\tau_{k\_max} = \alpha_k \cdot \tau_k \quad (78)$$

Tab 28) Parametry nebezpečného místa (drážka pro pero)

Ohybový moment	$M_o$ [Nm]	800
Napětí v ohybu	$\sigma_o$ [MPa]	3,8
Součinitel tvaru vrubu pro ohyb	$\alpha_0$ [-]	2,2
Maximální napětí v ohybu	$\sigma_{o\_max}$ [MPa]	8,4
Krouticí moment	$M_k$ [Nm]	2 376
Napětí v krutu	$\tau_k$ [MPa]	5,6
Součinitel tvaru vrubu pro krut	$\alpha_k$ [-]	2
Maximální napětí v krutu	$\tau_{k\_max}$ [MPa]	11,2
Redukované napětí	$\sigma_{red\_max}$ [MPa]	21,1
Bezpečnost	$k_{k\_max}$	28,4

V případě drážek pro suvná pera u výsuvného pracovního vřetena nedosahuje redukované napětí takové hodnoty, která by měla zásadní vliv na bezpečnost.

Dalším nebezpečným místem je zápich D3,4x0,4 (viz Tab 29) pro oddělení ploch pro ložiska na frézovacím (dutém) vřetenu. Je umístěn v blízkosti nejvyšší hodnoty ohybového momentu  $M_o$ .

Tab 29) Parametry nebezpečného místa (zápich D3,4x0,4)

Ohybový moment	$M_o$ [Nm]	6 650
Napětí v ohybu	$\sigma_o$ [MPa]	17,6
Součinitel tvaru vrubu pro ohyb	$\alpha_0$ [-]	1,9
Maximální napětí v ohybu	$\sigma_{o\_max}$ [MPa]	33,4
Krouticí moment	$M_k$ [Nm]	2 376
Napětí v krutu	$\tau_k$ [MPa]	1,8
Součinitel tvaru vrubu pro krut	$\alpha_k$ [-]	1,6
Maximální napětí v krutu	$\tau_{k\_max}$ [MPa]	2,9
Redukované napětí	$\sigma_{red\_max}$ [MPa]	33,8
Bezpečnost	$k_{k\_max}$	16,4

V případě zápichu je díky vysoké hodnotě ohybového momentu poměrně výrazný vliv na bezpečnost, i když stále vychází dostatečně vysoká. Pokud lze, je vhodné volit větší poloměry vrubů, čímž se hodnota součinitele tvaru vrubu sníží.

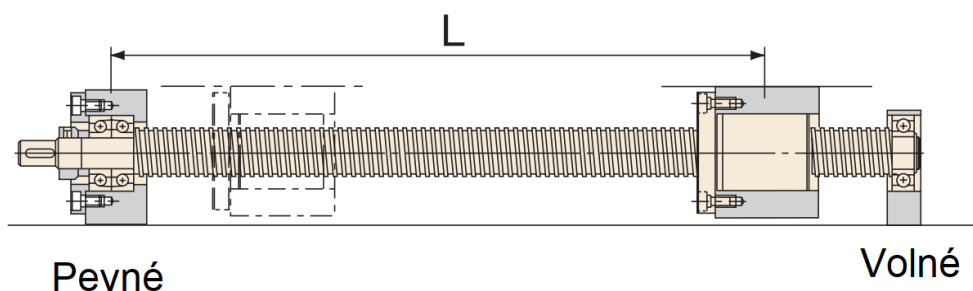
### 6.13 Výsuv pracovního vřetena

Vřeteníky pro horizontální vyvrtávací stroje jsou obvykle vybaveny mechanismem pro výsuv pracovního vřetena. Pro konstrukční návrh byla zvolena koncepce s kuličkovým šroubem, který je poháněn servomotorem a maticí, která je pevně spojena s ložiskovým tělesem. To se pohybuje v ose vřetena po dvojici kolejnič lineárního vedení.

#### 6.13.1 Návrh kuličkového šroubu

Kuličkový šroub pro pohon výsuvu pracovního vřetena je uložen ve dvou podpěrách. Aby však byla možná dilatace z důvodu zahřívání šroubu, je na jednom konci šroub uložen axiálně

i radiálně, na konci druhém je uvažováno uložení pouze radiální, což umožní šroubu dilatovat, viz Obr. 55).



Obr. 55) Schéma uložení kuličkového šroubu [43]

Rychlosti posuvů jsou:

- Vrtání:  $96 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  (síla od obrábění  $F_f = 5\,483 \text{ N}$ )
- Rychloposuv:  $12\,000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$

Tab 30) Parametry zvoleného šroubu PS 32x10 a matice DEB 3210-R [43]

Jmenovitý průměr šroubu	$d_0$ [mm]	32
Vnitřní průměr šroubu	$d_2$ [mm]	26,4
Vzdálenost středů kuliček	$d_p$ [mm]	33,75
Stoupání	$s$ [mm]	10
Statická únosnost	$C_{0s}$ [kN]	69,7
Vzdálenost mezi ložisky	$l_d$ [mm]	1 110
Součinitel uložení	$k_d$ [-]	1,88

### Kontrola šroubu

Kuličkové šrouby nemají být provozovány v oblasti kolem kritických otáček. Mohlo by nastat nebezpečné kmitání šroubu, který by tím mohl být poškozen. Pro výpočet je důležité znát koeficient uložení a také délku mezi podpěrami. Kontrola šroubu je prováděna pro případ výsuvu osy  $W$  během vrtání (parametry viz 6.1.3).

Důležité je ověřit, jestli poměr  $\frac{L}{d} < 40$ , což je v tomto případě splněno.

Pro výpočet kritických otáček je použit vztah: [46]

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_0}{l_d^2} \cdot 10^8 = 4\,882 \text{ min}^{-1} \quad (79)$$

Podle [46] by nemělo dojít k situaci, kdy nejvyšší otáčky šroubu dosáhnou hodnoty 80 %  $n_k$ .

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_k = 3\,906 \text{ min}^{-1} \quad (80)$$

Nejvyšší hodnota otáček, kterých může šroub za provozu dosáhnout, je dána následujícím vztahem: [46]

$$n_{s,max} = \frac{f_{max}}{s} = 1\,200 \text{ min}^{-1} \quad (81)$$

Jelikož je šroub při všech operacích namáhán tlakem, je nutné provést kontrolu vůči meznímu stavu vzpěrné stability.

$$F_k = k_u \cdot \frac{d_0^4}{l_d^2} \cdot 10^5 = 174,5 \text{ kN} \quad (82)$$

Nejvyšší hodnota axiální síly působící na šroub by měla být 50 %  $F_k$  [46].

$$F_{kmax} = 0,5 \cdot F_k = 87,2 \text{ kN} \quad (83)$$

Jelikož je nejvyšší osově zatížení šroubu cca 5,5 kN, k meznímu stavu vzpěrné stability nedochází.

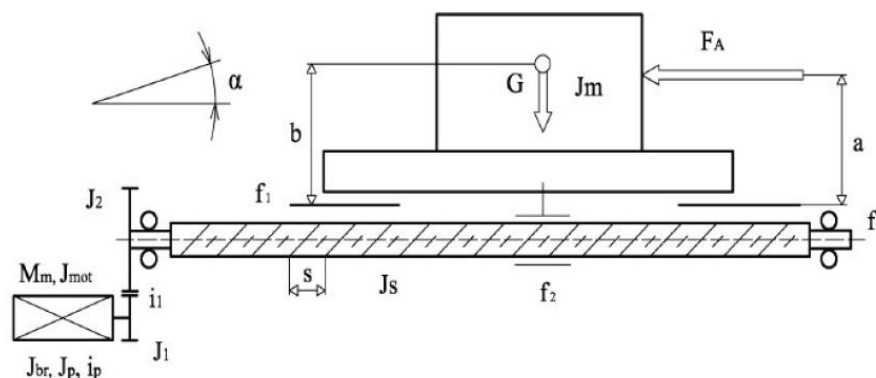
Trvanlivost kuličkového šroubu je dána vztahem ( $p=3$ , bodový styk)

$$L_{h10_A} = \left( \frac{C_{0S}}{F_f} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 53 \text{ 747 hod} \quad (84)$$

Trvanlivost šroubu byla uvažována pro výpočet zatížením při výsuvu osy W během vrtání a je vysoká.

### 6.13.2 Pohon šroubu

Obr. 56) schematicky ukazuje lineární osu obráběcího stroje, v tomto případě se může jednat např. o posuv stolu, nicméně posuv osy W (výsuvného pracovního vřetena) je analogií s tím rozdílem, že úhel  $\alpha$  je vždy 0, osa kuličkového šroubu je tedy stále vodorovná.



Obr. 56) Lineární osa s kuličkovým šroubem [2]

Výpočet pohonu je rozdělen na část statickou a dynamickou, lze předpokládat, že dynamické hledisko bude náročnější na výkon pohonu z důvodu zrychlení.

#### Statické hledisko

Do výpočtu vstupuje silové zatížení od obrábění, v tomto případě vrtání. Pokud by osa byla nakloněna, důležitou roli by pak hrála i hmotnost přesouvaných součástí.

Ve vztahu pro výpočet momentu se objevuje veličina označená  $\eta_C$ . Jedná se o celkovou účinnost soustavy, která se skládá z účinností dílčích, viz Tab 31) .

Tab 31) Účinnost komponent

Účinnost lineárního vedení	$\eta_v$ [-]	0,98
Účinnost KŠM	$\eta_s$ [-]	0,92
Účinnost ložiska	$\eta_L$ [-]	0,99
Účinnost převodovky	$\eta_P$ [-]	0,90
Účinnost převodu	$\eta_1$ [-]	0,99
Počet ložisek	I [-]	3

Celková účinnost se určí podle vztahu:

$$\eta_C = \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L^i \cdot \eta_P \cdot \eta_1 = 0,78 \quad (85)$$

Potom se potřebný moment na motoru určí následovně:

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot i_1 \cdot \eta_C} = 2,33 \text{ Nm} \quad (86)$$

### Dynamické hledisko

Pro dynamický návrh se uvažuje působení sil z důvodů přesouvaných hmot a rychloposuvem. Před samotným výpočtem je důležité stanovit všechny potřebné momenty setrvačnosti (určením z katalogu nebo pomocí CAD software).

Tab 32) Vstupní momenty setrvačnosti

Motor	$J_m$ [kg·m <sup>2</sup> ]	$1,36 \cdot 10^{-4}$
Převodovka	$J_P$ [kg·m <sup>2</sup> ]	$7,8 \cdot 10^{-5}$
Řemenice 1	$J_1$ [kg·m <sup>2</sup> ]	$2,86 \cdot 10^{-4}$
Řemenice 2	$J_2$ [kg·m <sup>2</sup> ]	$4,81 \cdot 10^{-4}$
Kuličkový šroub	$J_s$ [kg·m <sup>2</sup> ]	$7,72 \cdot 10^{-4}$

Celkovou přesouvanou hmotnost  $m$  je nutno redukovat do osy kuličkového šroubu pomocí vztahu:

$$J_{hm} = m \cdot \left( \frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 7,73 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (87)$$

V dalším kroku je třeba přepočítat celkový moment setrvačnosti na hřídel motoru vztahem:

$$J_{red} = J_m + J_P + J_1 + \frac{J_2 + J_s + J_{hm}}{i_1^2 \cdot i_P^2} = 5,88 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (88)$$

Moment tíhové složky je v tomto případě nulový, jelikož úhel sklonu je roven 0°.

Maximální jsou naopak momenty pasivních odporů (např. moment třecí síly):

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot i_1 \cdot \eta_P \cdot \eta_1} = 5,57 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m} \quad (89)$$

Maximální je i moment pasivních odporů mezi šroubem a maticí a také v uložení kuličkového šroubu. Předepínací síla  $F_p$  je uvažována jako 0,35násobek síly  $F_A$ .

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_P \cdot \eta_1} (1 - \eta_S^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_0 \cdot f_2}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_P \cdot \eta_1} \quad (90)$$

$$M_{KSM} = 0,11 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový redukovaný moment na hřídel motoru činí:

$$M_{red} = M_{GT} + M_{KSM} = 0,11 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (91)$$

Požadované zrychlení osy W je  $a = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Úhlové zrychlení je potom:

$$\varepsilon_S = \frac{2 \cdot \pi \cdot a}{s} = 1 \, 885 \text{ s}^{-2} \quad (92)$$

Úhlové zrychlení šroubu je při započítání převodových poměrů

$$\varepsilon_m = \varepsilon_S \cdot i = 6 \, 786 \text{ s}^{-2} \quad (93)$$

Posledním krokem je určení momentu na motoru z úhlového zrychlení a redukovaného momentu setrvačnosti  $J_{red}$ .

$$M_m = J_{red} \cdot \varepsilon_m + M_{red} = 4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (94)$$

Na základě této hodnoty byl zvolen servomotor Siemens 1FK7061-4CH74 s jmenovitým momentem 4,3 Nm a jmenovitým výkonem 2,05 kW. Maximální otáčky motoru jsou  $7 \, 500 \text{ min}^{-1}$ . Doplněn je planetovou převodovkou AB 115 výrobce Apex Dynamics, která má převodový poměr 4. Převodová skříň umožní dosáhnout požadované hodnoty momentu i otáček.

### Řemenový převod

Pro výpočet řemenového převodu byl využit stejný postup jako u převodu pro pohon vřetena. Zvolen byl řemen Continental Synchrochain s roztečí zubů C8M. Šířka řemenu je 12 mm. Osová vzdálenost činí 240 mm. Tento typ řemenu je vhodný pro přenos vysokého (zejména dynamického) zatížení. Převodový poměr činí 1,2. Krouticí moment (20,8 Nm) je z řemenice na šroub přenášán těsným perem (výpočet je analogický části 6.8). Rozměry pera jsou:

- Pero (těsné) ČSN 02 2562 6h9x6x10

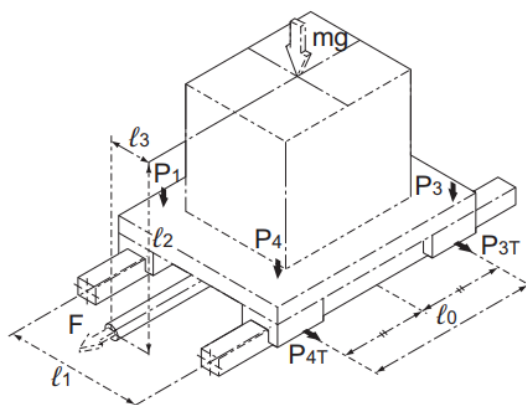
### 6.13.3 Lineární vedení

Použité vedení je vedení RGR výrobce HIWIN s označením RGR 35R. Jedná se o vedení válečkové s uspořádáním valivých elementů do „O”. Šířka vedení je 34 mm. Rozteč kolejnič činí 310 mm a délka zdvihu osy W je 900 mm. Celková délka každé kolejnič je pak 1 250 mm. Požadované nejvyšší zrychlení je  $a = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  a maximální rychlost  $f = 12 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Tab 33) Hodnoty pro výpočet

Vzdálenost	$l_0$ [mm]	174
Vzdálenost	$l_2$ [mm]	145
Vzdálenost	$l_3$ [mm]	0

## Zatížení rychloposuvem



Obr. 57) Zatížení vozíku při rychloposuvu [47]

Pro výpočet zatížení jednotlivých vozíků (viz Obr. 57) během rychloposuvu při rozjíždění jsou využity následující vztahy: [47]

$$P_1 = P_4 = \frac{m \cdot g}{4} - \frac{m \cdot a \cdot l_2}{2 \cdot l_0} \quad (95)$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot g}{4} + \frac{m \cdot a \cdot l_2}{2 \cdot l_0} \quad (96)$$

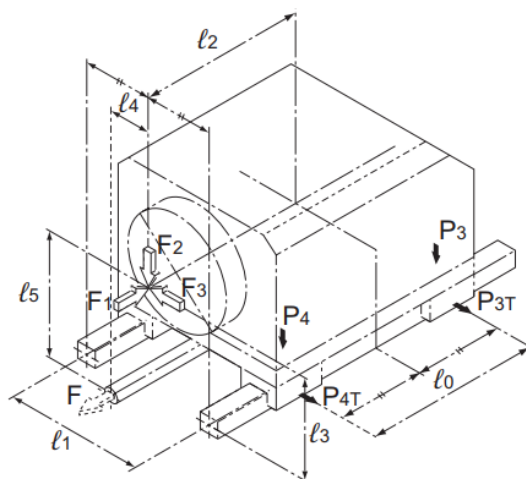
Hodnoty  $P_{1T}$ - $P_{4T}$  není nutné vyčíslovat, jsou nulové, protože vzdálenost  $l_3 = 0$  (působí síly i síly od obrábění je ve středové rovině). To platí pro toto uspořádání obecně.

Pokud se vozík pohybuje rovnoměrným přímočarým pohybem, jsou využity vztahy tyto:

$$P_1 - P_4 = \frac{m \cdot g}{4} \quad (97)$$

Pokud vozík zpomaluje, vztahy pro určení zatížení jsou analogické vztahům pro rozjezd s tím rozdílem, že jsou prohozena znaménka + a -.

## Zatížení při obrábění



Obr. 58) Zatížení vozíku během řezného procesu [47]

Pro výpočet zatížení během obrábění je využito schéma Obr. 58). Podstatná je v tomto případě jen síla  $F_1$ . Jedná se o posuvovou sílu  $F_f$ , která vzniká při vrtání a její velikost byla určena v 6.1.3. Vzdálenost  $l_5$  je v tomto případě rovna vzdálenosti  $l_2$ , viz Tab 33)

Vztahy pro výpočet jsou následující: [47]

$$P_1 = P_4 = -\frac{F_f \cdot l_2}{2 \cdot l_0} \quad (98)$$

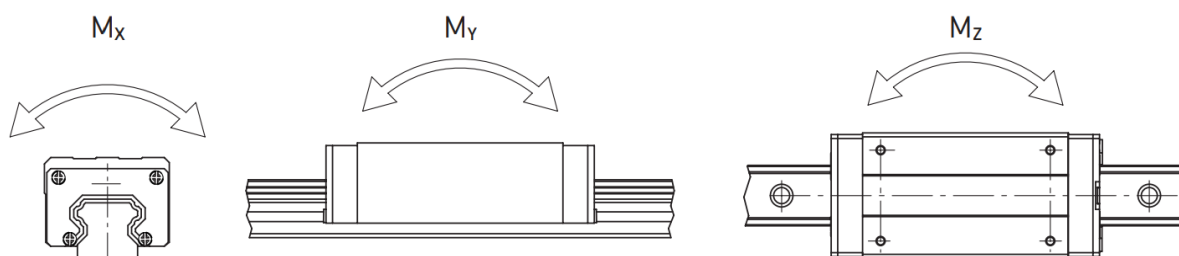
$$P_2 = P_3 = \frac{F_f \cdot l_2}{2 \cdot l_0} \quad (99)$$

Síly  $P_{1T}$ - $P_{4T}$  jsou v tomto případě opět nulové, síla působí ve střední rovině mezi vozíky.

Tab 34) Hodnoty zatížení vozíků

Vozík	Rychloposuv			Obrábění
	Zrychlování [N]	Rovnoměrný pohyb [N]	Zpomalování [N]	Vrtání [N]
1	366,8	748	1 129,3	2 284,6
2	1 129,3	748	366,8	2 284,6
3	1 129,3	748	366,8	2 284,6
4	366,8	748	1 129,3	2 284,6

Z Tab 34) je zřejmé, že největší zatížení působí na vozíky při obrábění (vrtání do plného materiálu) a zatížení všech vozíků je stejné.



Obr. 59) Momenty působící na vozíky [48]

Největší moment, který na vozík působí, je  $M_Y$ . Určí se následovně:

$$M_Y = F_f \cdot l_2 = 795 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (100)$$

Limitní hodnota klopného momentu  $M_Y$  pro vozík RGH 35CA je 1 440 Nm.

### Kontrola vedení

Zvolené vedení je nutno zkontrolovat (zejména trvanlivost a statický bezpečnostní faktor). Hodnoty faktorů by měly dosáhnout alespoň 1,5.

Hodnotu silového bezpečnostního faktoru je možné stanovit s využitím následujícího vztahu

$$f_s = \frac{C_0}{P_{max}} = 46 \quad (101)$$

Momentový bezpečnostní faktor

$$f_s = \frac{M_{Y\_max}}{M_Y} = 1,8 \quad (102)$$

### Trvanlivost

Nezbytné je pro určení trvanlivosti vedení zjistit dráhu ujetou během rozjezdu a brždění. Tyto dvě délky jsou si rovny, jelikož hodnota zrychlení (zpomalení je stejná).

Nejprve je potřeba převést hodnotu rychloposuvu z  $\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$  na  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$f_{m\_s} = \frac{f}{60 \cdot 1000} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (103)$$

Z hodnoty rychlosti posuvu a zrychlení lze stanovit dobu, za kterou bude této rychlosti dosaženo.

$$t = \frac{f_{m\_s}}{a} = 7 \cdot 10^{-2} \text{ s} \quad (104)$$

Nyní již lze přistoupit k určení dráhy za využití vztahu:

$$s_{1/2} = \frac{1}{2} a \cdot t^2 = 7 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (105)$$

Je-li zdvih osy W celkem 900 mm, pak je dráha rovnoměrného přímočarého pohybu 886 mm.

Před určením trvanlivosti vedení je také nutné vyčíslit průměrné zatížení jednotlivých vozíků dle vztahu: [47]

$$P_{mi} = \sqrt{\frac{10}{3} \sum_{i=1}^n \left( P_n^{\frac{10}{3}} \cdot s_n \right)} \quad (106)$$

Hodnoty průměrných jmenovitých zatížení jsou  $P_{m1} = P_{m2} = P_{m3} = P_{m4} = 751,4 \text{ N}$ .

Do vztahu pro výpočet trvanlivosti lineárního vedení vstupuje součinitel zatížení  $f_w$ . Zohledňuje rychlost pohybu a vibrace s rázy. Je-li  $v \leq 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , je hodnota tohoto koeficientu  $f_w = 1-1,2$ . Avšak jsou-li zohledněny vibrace a rázy jako normální až silné, je hodnota součinitele cca 3 [47].

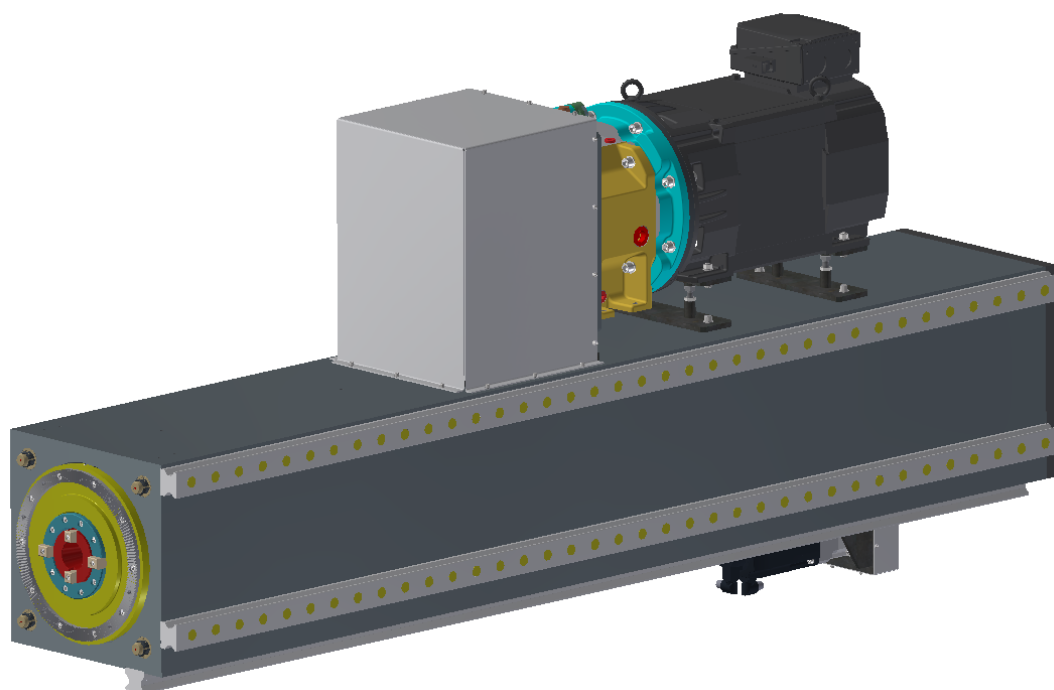
Trvanlivosti se určí pomocí vztahu [47]:

$$L_i = \left( \frac{C_{dyn}}{f_w \cdot P_{mi}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 \text{ km} = 100\,002 \text{ km} \quad (107)$$

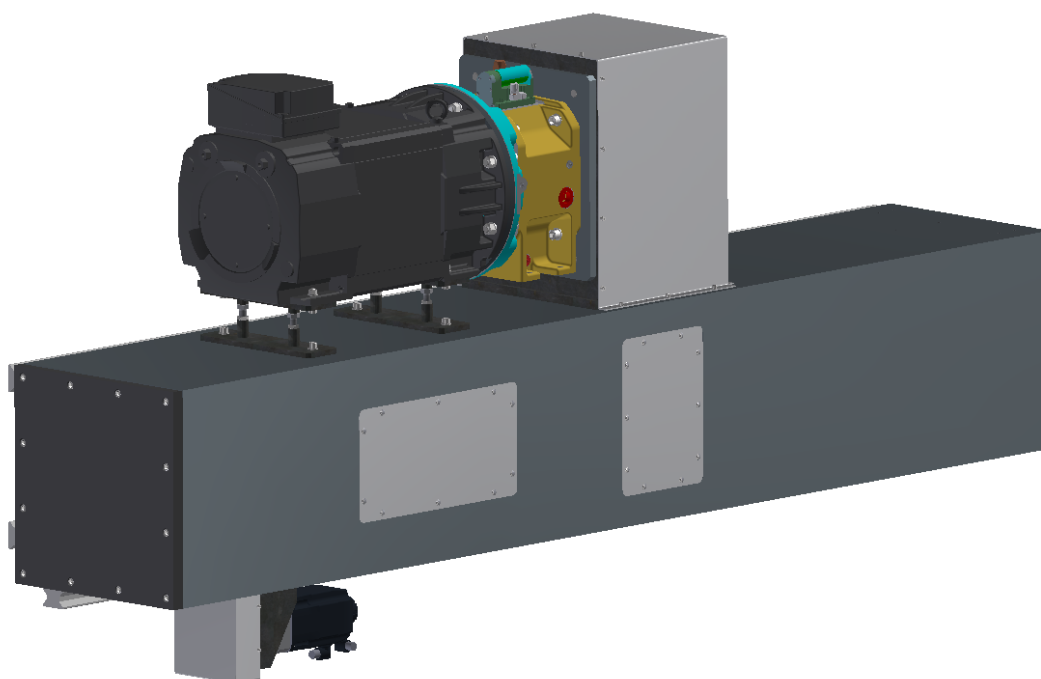
Nominální trvanlivost každého z vozíku 1-4 činí 100 002 km. Hodnota je poměrně vysoká, avšak snahou bylo mít dostatečnou rezervu zejména pro klopné momenty.

## 7 ZVOLENÉ PROVEDENÍ

Jedním z výstupů práce je 3-D CAD model, který vznikl na základě výpočtů v části 6, případně byla konstrukční řešení těmito výpočty ověřena. Celkový pohled na konstrukční řešení nabízí Obr. 60) a Obr. 61). Pravá strana skříně je opatřena otvory, které slouží pro snazší montáž vnitřních částí.

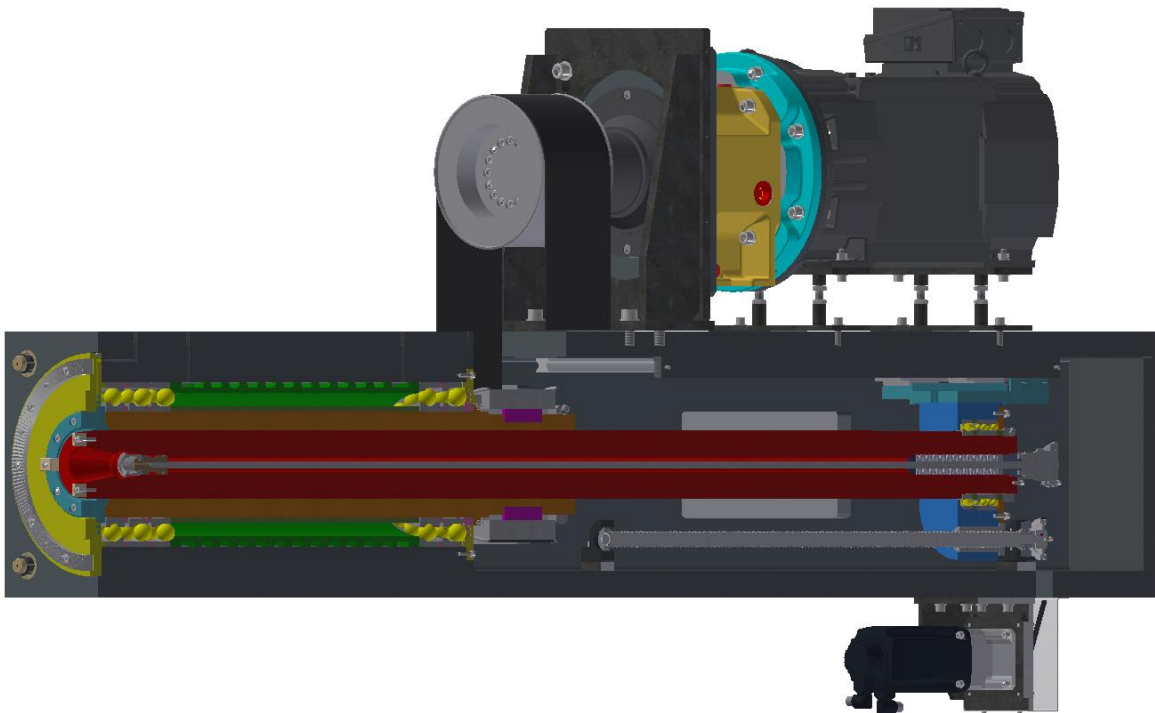


Obr. 60) Pohled na vřeteník (zepředu)



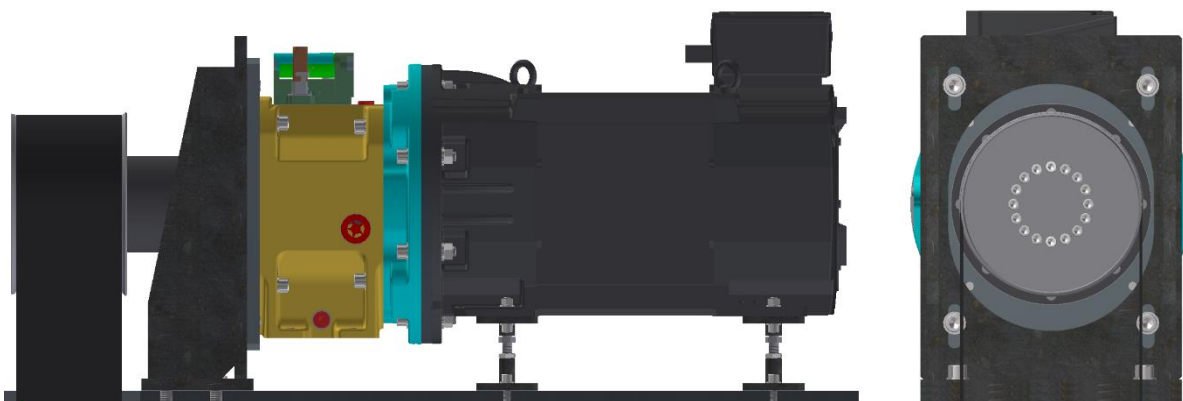
Obr. 61) Pohled na vřeteník (zezadu)

Obr. 62) zobrazuje podélný řez skříní navrhovaného vřeteníku. Důležité části budou následně popsány.



Obr. 62) Podélný řez skříní vřeteníku

Prvním řešeným uzlem je pohon vřetena. Ten je navrhnut jako nepřímý se synchronním, kapalinou chlazeným motorem následovaným dvourychlostní planetovou převodovkou, na jejíž výstupní hřídeli je přišroubována řemenice synchronního řemenu, viz Obr. 63).

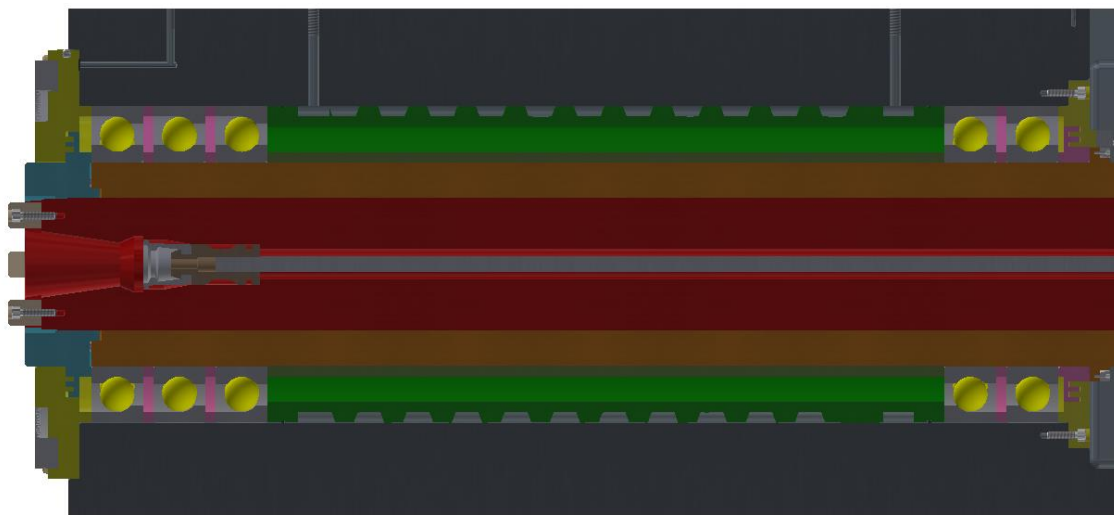


Obr. 63) Pohon s výškovým přestavením

Jelikož je řemenový převod nutno pro správnou funkci dostatečně napnout, je konzola pohonu vybavena deskou s drážkami, která umožňuje výškové přestavení. Stavitelné jsou pak i obě podpěry motoru.

Uložení předních (vřetenových) ložisek (viz Obr. 64) odpovídá schématu na Obr. 49) z části 6.9. Jedná se o pětici shodných radiálních kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem (stykový úhel činí  $15^\circ$ ). Vřetenová ložiska jsou uložena přímo ve skříní. To zvyšuje tuhost, avšak komplikuje výrobu a montáž. Mezi ložiskovými uzly A a B je umístěna rozpěra, která

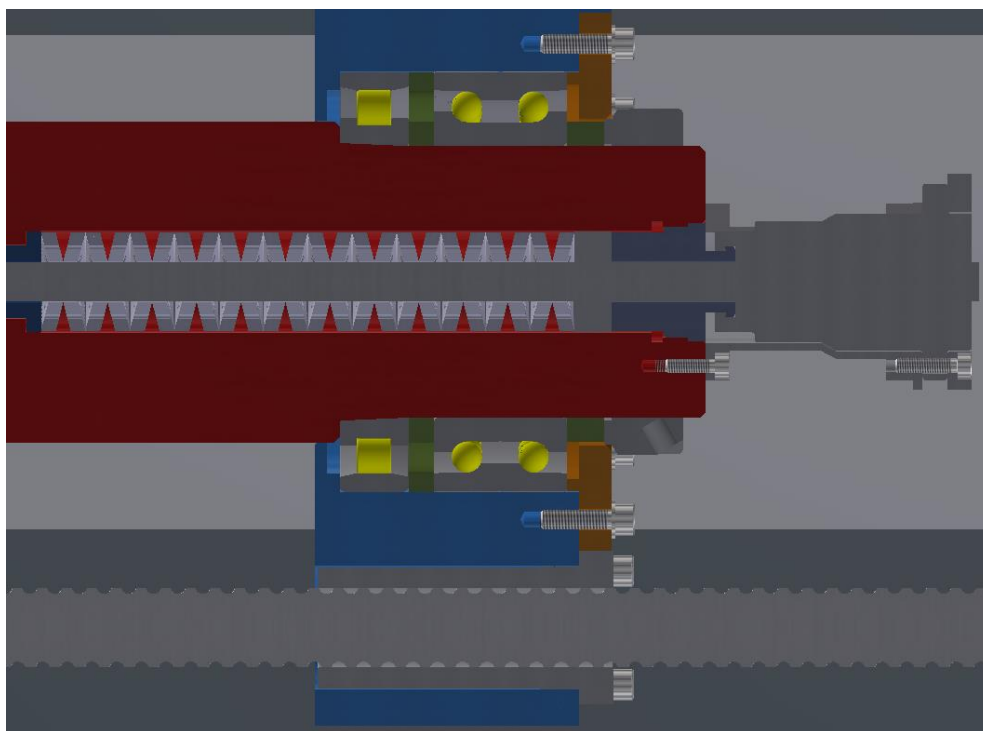
zároveň slouží jako chlazení (drážkou ve tvaru závitů protéká chladicí kapalina). Těsnění je na každé straně zajištěno pryžovými O-kroužky.



Obr. 64) Uložení vřetena (přední)

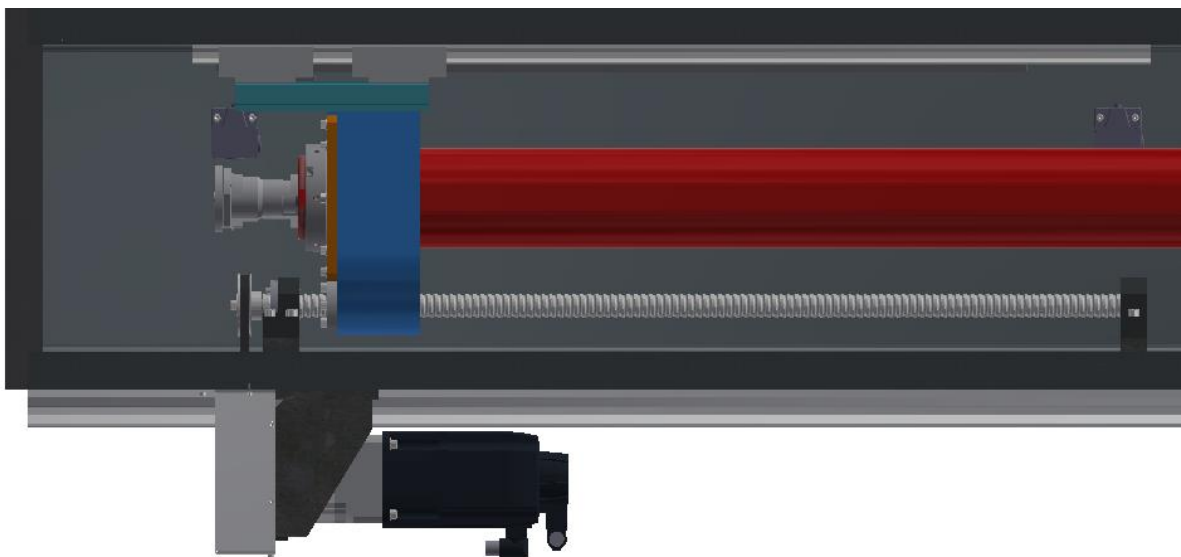
Těsnění bylo zvoleno bezkontaktní. Do předního labyrintu je zajištěn přívod tlakového vzduchu, což zamezí vniku nečistot do prostoru ložisek. Všechny kanály jsou opatřeny trubkovým závitem pro připojení šroubení.

Uložení konce výsuvného pracovního vřetena zobrazuje Obr. 65). Použito je jednořadé válečkové ložisko, které přenáší čistě radiální zatížení. V pořadí druhé je obousměrné axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem (stykový úhel  $40^\circ$ ) přenášející axiální zatížení, které vzniká při obrábění. Podobně jako u hlavního uložení je mazání provedeno trvalou tukovou náplní.



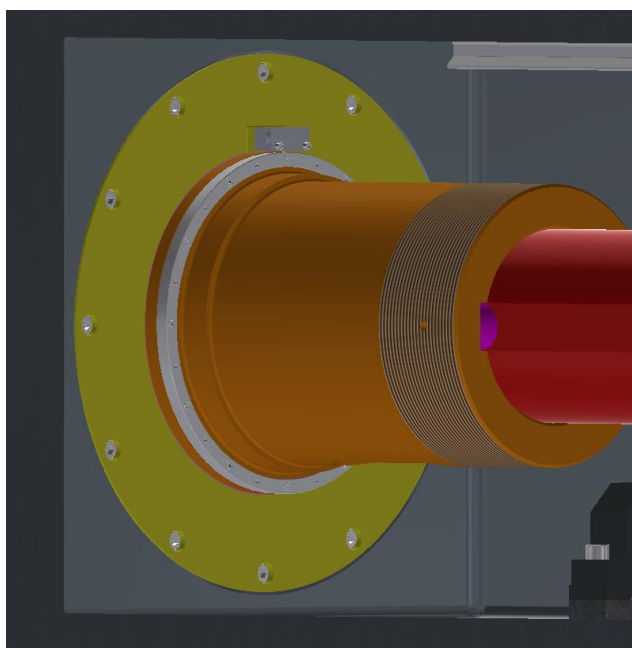
Obr. 65) Uložení zadního konce vřetena

Obvyklým konstrukčním prvkem je u vřeteníků vodorovných vyvrtávacích strojů výsuvné pracovní vřeteno (označované jako osa W). Nejinak je tomu i u tohoto konstrukčního návrhu. Výsuv je realizován pomocí profilového válečkového vedení s uspořádáním valivých elementů do „O“. Po kolejnicích vedení se pohybují vozíky spojené s deskou ložiskového tělesa. Pro pohon je zvolena koncepce poháněného šroubu a posouvající se matice, která je také spojena s ložiskovým tělesem. Kuličkový šroub je poháněn servomotorem s planetovou převodovkou. Hřídele jsou opatřeny řemenicemi pro synchronní řemen. Konzola motoru umožňuje, podobně jako u pohonu hlavního, provést napnutí řemenu.



Obr. 66) Výsuv pracovního vřetena

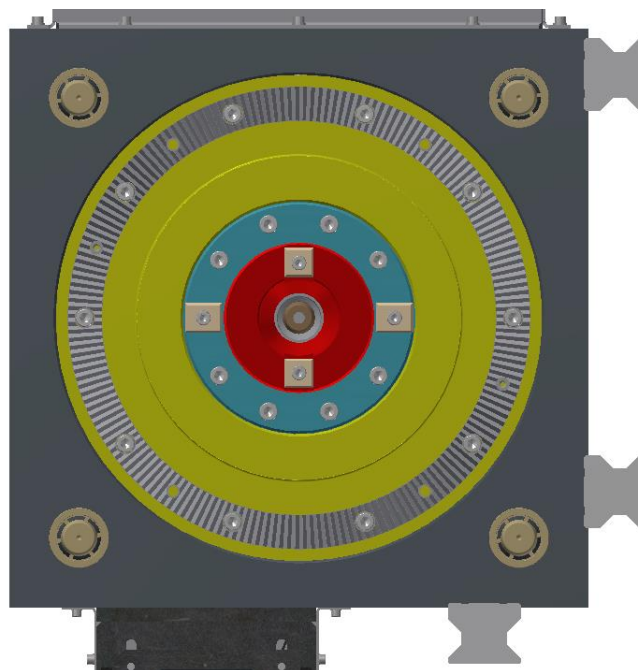
Zdvih osy W činí celkem 900 mm, průměr pracovního vřetena je 130 mm. Je vybaveno dutinou s kuželem ISO 50, což je u strojů tohoto typu standardní.



Obr. 67) Odměřovací obruč RESM A se snímačem Signum

Osa W je také vybavena mechanickými koncovými spínači od výrobce Euchner s označením N11D-M. Ovládány jsou ocelovým stříškovým plunžrem, maximální nájezdová rychlost činí  $40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Pro odměřování osy W je zvoleno lineární pravítko Heidenhain LF 485. To při přesnosti  $\pm 3 \text{ } \mu\text{m}$  dosahuje rozlišení  $0,005 \text{ } \mu\text{m}$ . Pro přímé odměřování polohy vřetena byl využit inkrementální snímač Renishaw Signum kombinovaný s obručí A RESM o průměru 229 mm (rozlišení této obruče je  $0,0025^\circ$ ) [49][50].



Obr. 68) Čelo skříně vřeteníku

Součástí zadání závěrečné práce bylo, že přední konec vřeteníku musí být přizpůsoben pro instalaci frézovacích hlav, které výrazně rozšiřují technologické možnosti stroje. Z toho důvodu je čelo skříně vřeteníku (viz Obr. 68) vybaveno čtveřicí hydromechanických upínačů Hydrodock 40 z nabídky společnosti Berg Spanntechnik. Pro zpevnění jsou doplněny věncem s Hirthovým ozubením od firmy Baruffaldi.

Skříň vřeteníku je tvořena odlitkem z litiny s lupínkovým grafitem. Její rozměry jsou  $500 \times 500 \times 2800 \text{ mm}$ . Je navržena jako uzavřená. To sice výrazně komplikuje obrábění vnitřních ploch a montáž, nicméně dochází ke zvýšení tuhosti. Skříň je doplněna po levém boku dvojicí profilových kolejnic. Ve spodní části se pak nachází třetí, proto je konzola pohonu výsuvu vřetena umístěna poněkud excentricky. S využitím těchto tří kolejnic je možné skříň vřeteníku připojit k saním obráběcího stroje.

Mezi neřešené části patří zejména rozvody vzduchu, řezné kapaliny a hydraulického oleje. Pro použití by také bylo nutné osadit čidla, která sledují vibrace, teplotu jednotlivých uzlů apod.



## 8 ZÁVĚR

Předmětem této diplomové práce bylo provést konstrukční návrh vřeteníku pro obráběcí centrum. Vřeteník měl umožnit frézovací operace, měl být vybaven výsuvným pracovním vřetenem a měl umožnit použití frézovací hlavy. Návrhu předcházela rešerše v oblasti obráběcích center vodorovných, pozornost byla věnována i konstrukčnímu uspořádání vřeteníku s výsuvným pracovním vřetenem.

V první části závěrečné práce je vymezen pojem „obráběcí centrum“. Následně je provedena rešerše těchto obráběcích strojů, které mají vodorovnou osu vřetena. Popsáno je jejich kinematické uspořádání, zmíněna jsou i specifika jejich konstrukce a využití. Podrobně byl rozebrán vřeteník, který je u strojů tohoto typu obvykle využit. Pozornost byla věnována zejména pohonu vřetena a jeho uložení, které má zásadní vliv na přesnost stroje. Zmíněny jsou i periferie, které použití vřeteníku umožňují (např. mazání nebo těsnění prostoru ložisek). Důležité je i odměřování, které je využito např. pro osu C (polohování v ose vřetena) nebo pro osu W (výsuv pracovního vřetena). Popsána je rovněž možnost a provedení výsuvu pracovního vřetena. Okrajově je zmíněno využití příslušenství v podobě např. frézovacích hlav nebo lícnic desek, které výrazně rozšiřují možnosti vyvrtávacího stroje. Stručně jsou popsány i technologické operace, které je možno na stroji provádět.

Konstrukční část začíná výpočtem potřebných řezných výkonů a momentů u různých operací, jedná se o čelní frézování, vyvrtávání a vrtání do plného materiálu. Vřeteník je navrhován pro hrubovací operace. Zvolený výchozí materiál s obchodním označením Inconel 718 (slitina na bázi niklu) patří mezi materiály těžko obrobitelné. Navrženo bylo celkem šest různých variant uspořádání pohonu vřeten, z nichž byla vybrána pomocí Saatyho metody hodnocení vah optimální koncepce. Pohon je v tomto případě realizován jako nepřímý, osa motoru se nachází mimo osu vřetena a excentricita je vyřešena převodem synchronním řemenem. Mezi elektromotor a řemenový převod je vřazena dvourychlostní planetová převodovka, která zvyšuje rozsah krouticích momentů. Jistou nevýhodou tohoto řešení je složitější kinematický řetězec pohonu a zatížení vřetena silou od řemenového převodu. Mezi výhody patří vyšší podíl sériově vyráběných součástí a také jednodušší řešení výsuvu pracovního vřetena, které by v případě instalace pohonu do jeho osy bylo komplikované.

Návrh pohonu (motoru, převodovky i řemenového převodu) byl proveden na základě statického i dynamického hlediska. Zvolený elektromotor Siemens řady 1PH8 je v synchronní verzi, jelikož má oproti asynchronnímu výhodu v menších rozměrech a nižší hmotnosti při podobných hodnotách jmenovitého výkonu a krouticího momentu. Kapalínou chlazené provedení zajišťuje výkonné chlazení. Za motorem je řazena dvourychlostní planetová převodovka Duoplan z produkce společnosti ZF. Je zvolena verze s převodovými poměry 1 a 5, což zajistí krouticí moment potřebný pro obrábění. Hlavní výhodou je využití typizovaného prvku, rozsah otáček a momentů je dostatečný pro danou aplikaci. Pozornost byla věnována i převodu synchronním řemenem, zvolen byl typ s označením Synchroforce Extreme (výrobce Continental), protože umožňuje přenést velké zatížení (nejvýše 3 150 Nm). Mírným deficitem je nižší maximální obvodová rychlost řemene. Proto jsou nejvyšší možné otáčky vřetene 2 000 min<sup>-1</sup>. Určena byla i pera, která přenášejí krouticí moment. Na výsuvném pracovním vřetenu jsou z toho důvodu dvě drážky rozmístěné po 180°, což s sebou nese výhodu symetrie. Obě vřetena jsou pro zvýšení tvrdosti nitridována.

Dále byla zvolena ložiska pro uložení vřeten, byla stanovena vzdálenost, při které je deformace vřetena při obrábění nejmenší. Vřeteno je uloženo v pětici kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem z produkce SKF, velikost stykového úhlu byla zvolena 15°. Toto uspořádání umožňuje zachytávat velká radiální i axiální zatížení, vysoká je i odolnost proti naklopení. Mazání ložisek je řešeno trvalou náplní mazacího tuku. Po určení reakcí v ložiskách bylo možno stanovit jejich trvanlivosti. Pro pevnostní výpočet vřeten bylo třeba určit průběh ohybového momentu, což umožnilo stanovit nebezpečná místa a v nich určit bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti.

Jelikož vřeteník vodorovného vyvrtávacího stroje je obvykle vybaven mechanismem pro výsuv pracovního vřetena, byl proveden návrh a kontrola kuličkového šroubu, který je pro pohon výsuvu využit. Koncepce byla zvolena taková, při níž se šroub axiálně otáčí, čímž se posouvá matice spojená s ložiskovým tělesem, v němž je pomocí obousměrného axiálního kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem (stykový úhel je 40°). Radiální zatížení zachytává jednořadé válečkové ložisko. Axiální-radiální válečkové ložisko nebylo možno použít z důvodu nízkých maximálních otáček (do 300 min<sup>-1</sup>). Důležité bylo provést kontrolu lineárního válečkového vedení, které samotný výsuv umožňuje. Systém výsuvu pracovního vřetena byl z bezpečnostních důvodů vybaven mechanickými koncovými spínači. Pro odměřování osy W (výsuv pracovního vřetena) bylo vybráno lineární pravítko Heidenhain LF 485. Odměřování polohy vřetena je zvoleno přímé s využitím inkrementálního snímače RESM a obruče se stupnicí z nabídky společnosti Renishaw. Výhodou obou těchto snímačů je vysoké rozlišení a malé nároky na zástavbový prostor. Pro rozšíření možností stroje je čelo skříně vřeteníku vybaveno čtveřicí hydromechanických upínačů Hydrodock 40 od společnosti Berg Spanntechnik. Doplněny jsou věncem s Hirthovým ozubením z nabídky firmy Baruffaldi. Skříň samotná je vyrobena jako odlitek z litiny s lupínkovým grafitem a je navržena jako uzavřená. To sice komplikuje obrábění vnitřních ploch a montáž, avšak má příznivý vliv na tuhost soustavy. Na její pravé straně jsou pro usnadnění instalace vnitřních částí vytvořeny dva otvory.

Mezi neřešené části patří zejména rozvody médií, které s provozem vřeteníku souvisí. Jedná se hlavně o přívod procesní kapaliny, chlazení vřetenových ložisek nebo přívod vzduchu do předního labyrintu. Totéž platí pro hydraulické upínače. Řešeny také nebyly prvky diagnostiky jako jsou např. čidla vibrací, čidla teploty apod.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0*. Praha: MM publishing, 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-247-4127-7.
- [3] MAREK, Jiří, et al. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK a Jan VRBKA. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [6] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění - 1. část* [online]. 2004. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI\\_TO-1cast.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf)
- [7] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění - 2. část* [online]. 2004. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI\\_TO-2cast.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf)
- [8] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. Brno: VUT, 1992. ISBN 80-214-0470-1.
- [9] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [11] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů*. In. [www.zcu.cz](http://www.zcu.cz) [online]. 2012 [cit. 2019-01-27]. Dostupné z: [https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Zaklady\\_stavby.pdf](https://www.zcu.cz/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf)
- [12] KOLÁŘ, Petr a Jan MORAVEC. Vřetena a jejich komponenty. *MM průmyslové spektrum* [online]. 2010, (5), 1 [cit. 2019-01-26]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vretena-a-jejich-komponenty.html>
- [13] PLÁNIČKA, František. Precizní upínače zvyšují přesnost i produktivitu. *MM průmyslové spektrum* [online]. 2015, (6), 1 [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/precizni-upinace-zvysuji-presnost-i-produktivitu.html>
- [14] KOPAL, Miroslav. Odměrovací systémy a jejich vliv na přesnost. *MM průmyslové spektrum* [online]. 2013, (3), 50 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://www.cnckonstrukce.cz/clanek-118/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [15] BORO VAN, Petr. Vibrodiagnostika a obráběcí stroje. *Technický týdeník* [online]. 2016 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: [https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/ze-zivota-vyzkumneho-centra/vibrodiagnostika-a-obrabeci-stroje\\_37024.html](https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/ze-zivota-vyzkumneho-centra/vibrodiagnostika-a-obrabeci-stroje_37024.html)
- [16] KOLOUCH, Sacha. *MM spektrum* [online]. 2014, (6), 52 [cit. 2019-02-20]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/specifika-remenovych-prevodu-u-obrabecich-stroju.html>
- [17] OLIVKOVÁ, Ivana. *Aplikace metod vícekritériálního rozhodování při hodnocení kvality veřejné dopravy* [online]. 2011, 6(IV), 293-303 [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: [http://pnerscontacts.upce.cz/23\\_2011/Olivkova.pdf](http://pnerscontacts.upce.cz/23_2011/Olivkova.pdf)
- [18] Výrobní program Škoda Machine Tool. *Škoda Machine Tool* [online]. [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <https://www.skodamt.com/cs/produkty>

- [19] WFC 10 CNC. *Fermatmachinery.com* [online]. [cit. 2019-01-23]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/wfc-10-cnc>
- [20] *OTT-JAKOB Spanntechnik* [online]. [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <https://www.ott-jakob.de/en/>
- [21] Rolling Bearings Catalogue. *SKF* [online]. 2018 [cit. 2019-02-20]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [22] Výrobní program TOS Varnsdorf. *TOS Varnsdorf* [online]. [cit. 2019-01-23]. Dostupné z: <https://www.tosvarnsdorf.cz/files/machines/tos-varnsdorf-vyrobni-program-cz.pdf>
- [23] Jig Borer Model J6CN. *Mitsui Seiki USA* [online]. [cit. 2019-01-24]. Dostupné z: <http://www.mitsuiiseiki.com/products/6cn-ii.asp>
- [24] TOS FUT. *TOS Kuřim-OS* [online]. [cit. 2019-01-23]. Dostupné z: <http://www.toskurim.cz/cz/produktove-portfolio/horizontalni-obrabeci-centra/tos-fut>
- [25] Jak zvolit vřeteno obráběcího stroje. *Sandvik Coromant* [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/machine-tooling-solutions/tooling-considerations/pages/spindle-selection.aspx>
- [26] Sandvik Coromant Turning tools 2012. *Direct Industry* [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/sandvik-coromant-usa/turning-tools-general-turning/35541-255631.html#open>
- [27] Jednořadé kuželíkové ložisko 30211. *SOKO* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://www.zemedelske-nahradni-dily.cz/produkt/30211-kuzelikove-lozisko-jednorade-2/>
- [28] Jaká je účinnost řemenového převodu? *TYMA CZ* [online]. [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/caste-dotazy/ucinnost-remenu/>
- [29] Uspořádání ložisek pro větší tuhost a vyšší otáčky. *SKF* [online]. [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/bearing-arrangements/for-great-rigidity-and-high-speeds/index.html>
- [30] Labyrintové těsnění. *E-konstruktor* [online]. [cit. 2019-02-05]. Dostupné z: <https://e-konstruktor.cz/novinka/labyrintove-tesneni>
- [31] Úhlové snímače. *Heidenhain* [online]. [cit. 2019-02-20]. Dostupné z: [https://www.heidenhain.cz/cs\\_CZ/produkty/uhlove-snimace/](https://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty/uhlove-snimace/)
- [32] HPR50. *RETOS* [online]. [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: <http://www.retos.cz/hpr50>
- [33] Frézovací hlavy. *Fermat Machinery* [online]. [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: <http://www.fermatmachinery.com/frezovaci-hlavy>
- [34] Manipulátory nástrojů pro obráběcí centra. *VÚTS Liberec* [online]. [cit. 2019-02-13]. Dostupné z: <http://www.vuts.cz/manipulatory-nastroju-pro-obrabeci-centra.html>
- [35] Základní způsoby frézování. *ELUC* [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1226>
- [36] Rotační nástroje. In: *Sandvik Coromant* [online]. 2017 [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: [https://www.sandvik.coromant.com/\\_layouts/15/tibp/downloadhandler.ashx?url=http://gen-sandvik.ecbook.se/eccatalogues/download/1404/?lt=False&filename=Rotating\\_Tools\\_2017&lt=false](https://www.sandvik.coromant.com/_layouts/15/tibp/downloadhandler.ashx?url=http://gen-sandvik.ecbook.se/eccatalogues/download/1404/?lt=False&filename=Rotating_Tools_2017&lt=false)
- [37] INCONEL® Alloy 718. *Bibus Metals* [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: [https://www.bibusmetals.cz/fileadmin/materials/PDF/Inconel\\_718.pdf](https://www.bibusmetals.cz/fileadmin/materials/PDF/Inconel_718.pdf)
- [38] NavosMT. Horizontální vyvrtávačka WH 10 CNC. In: *Youtube* [online]. 2016 [cit. 2019-02-27]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=TTLgp-mYuE8>

- [39] Rotating Tool Lines. In: *Iscar Cutting Tools* [online]. 2017 [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: [https://www.iscar.cz/Catalogs/publication-2017/Rotating\\_Tools\\_catalog-2017.pdf](https://www.iscar.cz/Catalogs/publication-2017/Rotating_Tools_catalog-2017.pdf)
- [40] Hlavní pohony SIMOTICS M 1PH8. *Siemens.cz* [online]. 2019 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <http://www1.siemens.cz/ad/current/?ctxnh=d22048185f&ctxp=home>
- [41] SIMOTICS M-1PH8 Main Motor: Configuration Manual. *Industry.siemens.com* [online]. 2012 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: [https://support.industry.siemens.com/cs/attachments/46484744/PH8S\\_0512\\_en\\_en-US.pdf?download=true](https://support.industry.siemens.com/cs/attachments/46484744/PH8S_0512_en_en-US.pdf?download=true)
- [42] Two-Speed Gearbox for Machine Tools ZF Duoplan 2K. *Zf.com* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/media/industrial/industrial\\_drives/brochures\\_4/Duoplan\\_EN\\_new.pdf](https://www.zf.com/products/media/industrial/industrial_drives/brochures_4/Duoplan_EN_new.pdf)
- [43] Technical Manual: Delta Chain Carbon. *Optibelt.com* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-pu/optibelt-DELTA-CHAIN-Carbon-TM.pdf>
- [44] CONTI SYNCHROFORCE: Heavy-Duty Timing Belts. *Tyma.cz* [online]. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [https://www.tyma.cz/files/katalogy/contitech\\_synchroforce\\_d\\_e.pdf](https://www.tyma.cz/files/katalogy/contitech_synchroforce_d_e.pdf)
- [45] Precision Ball Screws. In: *THK.com* [online]. 2015 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: [https://tech.thk.com/upload/catalog\\_claim/pdf/335-2E.pdf](https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/335-2E.pdf)
- [46] Kuličkové šrouby: katalog. In: *Hiwin.com* [online]. 2018 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/download/cd5d1a50e11cb4e2503bd18e3571c20d>
- [47] General Description: THK General Catalog. *Thk.ru* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [http://www.thk.ru/cataloguespdf/General\\_catalogue\\_510E.pdf](http://www.thk.ru/cataloguespdf/General_catalogue_510E.pdf)
- [48] Lineární vedení. *Hiwin* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/download/f15e7f7288ce2f9b68bdea6ad92df5e5>
- [49] Linear Encoders for Numerically Controlled Machine Tools. *Heidenhain.cz* [online]. 2017 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2B\\_Linear\\_Encoders\\_For\\_Numerically\\_Controlled\\_Machine\\_Tools.pdf](https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2B_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf)
- [50] SIGNUM RESM angle encoder system. *Renishaw.com* [online]. 2019 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://resources.renishaw.com/en/details/signum-resm-angle-encoder-system--86186>



## 10 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

### 10.1 Seznam použitých zkratk

3-D	three-dimensional	trojrozměrný
CNC	computer numerical control	počítačové číslicové řízení
HSC	high speed cutting	vysokorychlostní obrábění
KŠM	-	kuličkový šroub s maticí
TOS	-	továrny obráběcích strojů
SP	super precision	super přesné

### 10.2 Seznam použitých symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
a	délka převislé části vřetena	[mm]
$C_i$	poddajnost ložiska	$[\mu\text{m}\cdot\text{N}^{-1}]$
$C_{sk\_i}$	dynamická únosnost skupiny ložisek	[N]
D	poměrný útlum	[-]
$d_k$	průměr šroubu	[mm]
E	modul pružnost v tahu	[MPa]
E	modul pružnosti v tahu	[Pa]
$F_{ai}$	axiální reakce ložiska	[N]
$F_c$	řezná síla	[N]
$F_k$	kritická síla	[N]
$F_{max}$	mezní síla	[N]
$F_{ow}$	obvodová síla	[N]
$F_{ri}$	radiální reakce ložiska	[N]
$i_i$	převodový poměr	[-]
$J_1$	moment setrvačnosti části vřetena mezi ložisky	$[\text{mm}^4]$
$J_2$	moment setrvačnosti převislé části vřetena	$[\text{mm}^4]$
$J_i$	moment setrvačnosti	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
$k_c$	specifická řezná síla	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$k_d$	součinitel uložení	[-]
$k_i$	tuhost ložiska	$[\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1}]$
$k_k$	součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu	[-]
$k_u$	součinitel uložení	[-]
$k_v$	tuhost vřetena	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$
L	vzdálenost mezi ložisky	[mm]
$l_d$	vzdálenost mezi ložisky	[mm]
$L_{h10}$	životnost ložiska	[hod.]
$l_k$	nepodepřená délka hřídele	[mm]

$l_{nj}$	délka nástrojové jednoty	[mm]
$m_i$	hmotnost	[kg]
$M_k$	krouticí moment	[N·m]
$M_m$	jmenovitý moment motoru	[N·m]
$M_{oi}$	ohybový moment	[N·m]
$n$	otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_k$	kritické otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{max}$	mezní otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$p$	exponent ložiska	[-]
$P$	dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
$p_0$	základní hodnota tlaku	[MPa]
$P_c$	řezný výkon	[kW]
$p_d$	dovolený tlak na bocích drážek	[MPa]
$P_i$	zatížení vozíku	[N]
$P_m$	výkon motoru	[kW]
$P_{mi}$	průměrné zatížení vozíku	[N]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_m$	mez pevnosti	[MPa]
$s_i$	dráha	[m]
$t$	čas	[s]
$v_f$	posuvová rychlost	[mm·min <sup>-1</sup> ]
$X$	radiální součinitel	[-]
$Y$	axiální součinitel	[-]
$\delta$	celková deformace vřetena	[mm]
$\delta_{1V}$	složka průhybu mezi ložisky	[mm]
$\delta_{2V}$	průhyb převislého konce vřetena	[mm]
$\delta_A$	myšlený průhyb části vřetena mezi ložisky	[mm]
$\delta_L$	deformace podpor (ložisek)	[mm]
$\delta_S$	deformace skříně	[mm]
$\delta_V$	deformace vřetena	[mm]
$\varepsilon$	úhlové zrychlení	[s <sup>-2</sup> ]
$\eta_i$	účinnost	[-]
$\sigma_i$	ohybové napětí	[MPa]
$\tau_i$	smykové napětí	[MPa]

### 10.3 Seznam tabulek

<b>TAB 1) PARAMETRY STROJE WFC 10 CNC [19].....</b>	<b>21</b>
<b>TAB 2) PARAMETRY STROJE WHR 13 [22].....</b>	<b>22</b>
<b>TAB 3) PARAMETRY STROJE HCW 4000 [18].....</b>	<b>23</b>
<b>TAB 4) PARAMETRY STROJE J6CN [24].....</b>	<b>24</b>
<b>TAB 5) PARAMETRY STROJE TOS FUT 150 [24].....</b>	<b>26</b>

TAB 6) PARAMETRY FRÉZY SOF45-265 S DESTIČKAMI S845 SNMU 2608 [39] 46	
TAB 7) VYPOČTENÉ DÍLČÍ HODNOTY ŘEZNÝCH SIL.....	47
TAB 8) PARAMETRY HLAVY BHR MB80-80X140 S DESTIČKAMI CCMT 120408-SM [39].....	48
TAB 9) PARAMETRY VRTÁKU DM 200-060-25A-3D S HLAVICÍ IDI 200-SG [39] 50	
TAB 10) VARIANTY NÁVRHŮ .....	51
TAB 11) DESKRIPTORY PRO SAATYHO METODU.....	54
TAB 12) KRITÉRIA PRO POROVNÁNÍ.....	55
TAB 13) VÁHY KRITÉRIÍ.....	55
TAB 14) HODNOCENÍ VARIANT VŘETENÍKU .....	56
TAB 15) RELATIVNÍ ÚROVNĚ .....	57
TAB 16) DÍLČÍ ÚČINNOSTI .....	58
TAB 17) VSTUPNÍ HODNOTY DYNAMICKÉHO HLEDISKA .....	58
TAB 18) PARAMETRY MOTORU 1PH8184-2.C2 [41] .....	59
TAB 19) PARAMETRY PŘEVODOVKY 2K600 [42].....	60
TAB 20) PARAMETRY ŘEMENOVÉHO PŘEVODU.....	60
TAB 21) ROZMĚRY PER .....	61
TAB 22) PARAMETRY LOŽISKA 7040 CD/P4A [21] .....	62
TAB 23) HODNOTY PRO VÝPOČET VZDÁLENOSTI LOŽISEK .....	64
TAB 24) PARAMETRY LOŽISEK VÝSUVNÉHO PRACOVNÍHO VŘETENA [21] 65	
TAB 25) REAKCE V LOŽISKÁCH.....	66
TAB 26) MATERIÁL VŘETENA [10] .....	69
HODNOTY NAPĚTÍ A BEZPEČNOSTÍ U JEDNOTLIVÝCH VŘETEN JSOU UVEDENY V TAB 27) .....	70
TAB 27) BEZPEČNOSTI V MÍSTĚ NEJVYŠŠÍ HODNOTY $M_o$ .....	70
TAB 28) PARAMETRY NEBEZPEČNÉHO MÍSTA (DRÁŽKA PRO PERO) ....	71
TAB 29) PARAMETRY NEBEZPEČNÉHO MÍSTA (ZÁPICH D3,4X0,4).....	71
TAB 30) PARAMETRY ZVOLENÉHO ŠROUBU PS 32X10 A MATICE DEB 3210-R [43] .....	72
TAB 31) ÚČINNOST KOMPONENT .....	74
TAB 32) VSTUPNÍ MOMENTY SETRVAČNOSTI .....	74
TAB 33) HODNOTY PRO VÝPOČET.....	75
TAB 34) HODNOTY ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ.....	77

## 10.4 Seznam obrázků

OBR. 1) UKÁZKA ROZDĚLENÍ OBRÁBĚCÍCH CENTER, PŘEVZATO A UPRAVENO Z [1].....	17
OBR. 2) ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ VYVRTÁVACÍCH STROJŮ, PŘEKRESLENO Z [1] .....	19
OBR. 3) SCHÉMATA VYVRTÁVACÍCH STROJŮ S VODOROVNOU OSOU VŘETENA: A) STOLOVÝCH, B) KŘÍŽOVÝCH, C) DESKOVÝCH [2] .....	20
OBR. 4) STOLOVÝ VYVRTÁVACÍ STROJ WFC 10 CNC VÝROBCE FERMAT MACHINERY [19] .....	20
OBR. 5) KŘÍŽOVÝ VYVRTÁVACÍ STROJ WHR 13 VÝROBCE TOS VARNSDORF [22].....	22
OBR. 6) VYVRTÁVACÍ STROJ HCW 4000 VÝROBCE ŠKODA MACHINE TOOL [18] .....	23
OBR. 7) SOUŘADNICOVÝ VYVRTÁVACÍ STROJ J6CN VÝROBCE MITSUI SEIKI [23].....	24
OBR. 8) KONCEPCE SOUŘADNICOVÝCH VYVRTÁVAČEK [8] .....	25
OBR. 9) VODOROVNÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM TOS FUT VÝROBCE TOS KUŘIM-OS [24].....	26
OBR. 10) STAVBA VŘETENÍKU, PŘEKRESLENO Z [2] .....	27
OBR. 11) VŘETENÍK SMÝKADLOVÉHO TYPU S VÝSUVNÝM PRACOVNÍM (VYVRTÁVACÍM) VŘETENEM, STROJ MAXIMA VÝROBCE TOS VARNSDORF [22].....	28
OBR. 12) ROZDÍL MEZI KUŽELEM ISO (VLEVO) A BIG PLUS (VPRAVO) [13] 29	
OBR. 13) UPÍNACÍ ROZHŘANÍ COROMANT CAPTO [26] .....	30
OBR. 14) UPNUTÍ DRŽÁKU S KUŽELEM ISO (ANALOGICKY BIG PLUS) [20]	30
OBR. 15) UPNUTÍ DRŽÁKU S KUŽELEM HSK [11] .....	30
OBR. 16) DVOUŘADÉ VÁLEČKOVÉ LOŽISKO SKF PRO ULOŽENÍ VŘETENA [21] .....	31
OBR. 17) JEDNOŘADÉ RADIÁLNÍ KULIČKOVÉ LOŽISKO S KOSOÚHLÝM STYKEM [21].....	31
OBR. 18) SDRUŽOVÁNÍ LOŽISEK DO DVOJIC [2].....	32
OBR. 19) JEDNOŘADÉ KUŽELÍKOVÉ LOŽISKO [27] .....	32
OBR. 20) PŘEPÍNÁNÍ KULIČKOVÝCH LOŽISEK S KOSOÚHLÝM STYKEM: A) A C) PEVNÉ PŘEDPĚTÍ, B) PŘEDPĚTÍ PRUŽINOU [21] .....	33
OBR. 21) POHON VŘETENA, PŘEKRESLENO Z [2].....	34
OBR. 22) NEPŘÍMÝ POHON SYNCHRONNÍM ŘEMENEM [16].....	35
OBR. 23) ELEKTROVŘETENO PRO HORIZONTÁLNÍ OBRÁBĚCÍ CENTRUM [29]	35

<b>OBR. 24) TĚSNĚNÍ S BŘÍTEM (GUFERO) A BEZKONTAKTNÍ (LABYRINT) [30]</b>	<b>37</b>
<b>OBR. 25) ÚHLOVÝ SNÍMAČ HEIDENHAIN ERA 4282 C S OPTICKÝM SNÍMÁNÍM [31]</b>	<b>37</b>
<b>OBR. 26) SENZORY PRO SLEDOVÁNÍ CHODU VŘETENA [15]</b>	<b>38</b>
<b>OBR. 27) VÝSUVNÉ PRACOVNÍ VŘETENO STROJE HCW 4000, ŠKODA MACHINE TOOL [18]</b>	<b>38</b>
<b>OBR. 28) ČELO VŘETENÍKU STROJE FCW VÝROBCE ŠKODA MACHINE TOOL [18]</b>	<b>40</b>
<b>OBR. 29) MANUÁLNÍ PRAVOÚHLÁ FRÉZOVACÍ HLAVA HPR50, RETOS VARNSDORF [31]</b>	<b>40</b>
<b>OBR. 30) UNIVERZÁLNÍ AUTOMATICKÁ FRÉZOVACÍ HLAVA VÝROBCE FERMAT MACHINERY [33]</b>	<b>41</b>
<b>OBR. 31) LÍCNÍ DESKA LD650 VÝROBCE TOS VARNSDORF [22]</b>	<b>41</b>
<b>OBR. 32) MANIPULÁTOR ATC 6/150 PRO VODOROVNÁ OBRÁBĚCÍ CENTRA, VÚTS LIBEREC [34]</b>	<b>42</b>
<b>OBR. 33) VÁLCOVÉ FRÉZOVÁNÍ NA STROJI WHN(Q) 13/15 CNC, TOS VARNSDORF [22]</b>	<b>43</b>
<b>OBR. 34) VYVRTÁVÁNÍ NA STROJI WH 10 CNC, TOS VARNSDORF [38]</b>	<b>44</b>
<b>OBR. 35) VRTÁNÍ NA STROJI WHQ 13 CNC, TOS VARNSDORF [22]</b>	<b>44</b>
<b>OBR. 36) CHEMICKÉ SLOŽENÍ SLITINY INCONEL ALLOY 718, UPRAVENO Z [37]</b>	<b>45</b>
<b>OBR. 37) FRÉZOVACÍ NÁSTROJ SOF45-265 VÝROBCE ISCAR [39]</b>	<b>46</b>
<b>OBR. 38) VELIKOSTI ÚHLŮ JEDNOTLIVÝCH ZUBŮ V ZÁBĚRU</b>	<b>46</b>
<b>OBR. 39) VYVRTÁVACÍ HLAVA ITS BORE BHR MB80 VÝROBCE ISCAR [39]</b>	<b>48</b>
<b>OBR. 40) VRTÁK CHAMDRILL DCM-3D VÝROBCE ISCAR [39]</b>	<b>50</b>
<b>OBR. 41) VARIANTA VŘETENÍKU S ELEKTROVŘETENEM</b>	<b>52</b>
<b>OBR. 42) VARIANTA VŘETENÍKU S POHONEM BEZVŮLOVOU PŘEVODOVKOU V OSE VŘETENA</b>	<b>52</b>
<b>OBR. 43) VARIANTA VŘETENÍKU S POHONEM PLANETOVOU PŘEVODOVKOU V OSE VŘETENA</b>	<b>52</b>
<b>OBR. 44) VARIANTA VŘETENÍKU KOMBINUJÍCÍ ELEKTROMOTOR S ŘEMENOVÝM PŘEVODEM</b>	<b>53</b>
<b>OBR. 45) VARIANTA VŘETENÍKU S BEZVŮLOVOU PŘEVODOVKOU MIMO OSU VŘETENA</b>	<b>53</b>
<b>OBR. 46) VARIANTA KOMBINUJÍCÍ ELEKTROMOTOR S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU MIMO OSU VŘETENA</b>	<b>54</b>
<b>OBR. 47) ZOBRAZENÍ ROZDĚLENÍ VAH KRITÉRIÍ</b>	<b>56</b>

<b>OBR. 48) VÝKONOVÁ A MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA MOTORU 1PH8184-2.C2 [41] .....</b>	<b>59</b>
<b>OBR. 49) ZVOLENÉ ULOŽENÍ VŘETENA, PŘEKRESLENO Z [2] .....</b>	<b>62</b>
<b>OBR. 50) VLIV PODDAJNOSTI LOŽISEK [9] .....</b>	<b>63</b>
<b>OBR. 51) REAKCE V LOŽISKÁCH .....</b>	<b>65</b>
<b>OBR. 52) NASÍŤOVANÝ NOSNÍK (VŘETENO) .....</b>	<b>66</b>
<b>OBR. 53) HODNOTY OHYBOVÉHO MOMENTU .....</b>	<b>66</b>
<b>OBR. 54) PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU .....</b>	<b>67</b>
<b>OBR. 55) SCHÉMA ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU [43] .....</b>	<b>72</b>
<b>OBR. 56) LINEÁRNÍ OSA S KULIČKOVÝM ŠROUBEM [2] .....</b>	<b>73</b>
<b>OBR. 57) ZATÍŽENÍ VOZÍKU PŘI RYCHLOPOSUVU [47] .....</b>	<b>76</b>
<b>OBR. 58) ZATÍŽENÍ VOZÍKU BĚHEM ŘEZNÉHO PROCESU [47] .....</b>	<b>76</b>
<b>OBR. 59) MOMENTY PŮSOBÍCÍ NA VOZÍKY [48] .....</b>	<b>77</b>
<b>OBR. 60) POHLED NA VŘETENÍK (ZEPŘEDU) .....</b>	<b>79</b>
<b>OBR. 61) POHLED NA VŘETENÍK (ZEZADU) .....</b>	<b>79</b>
<b>OBR. 62) PODÉLNÝ ŘEZ SKŘÍNÍ VŘETENÍKU .....</b>	<b>80</b>
<b>OBR. 63) POHON S VÝŠKOVÝM PŘESTAVENÍM .....</b>	<b>80</b>
<b>OBR. 64) ULOŽENÍ VŘETENA (PŘEDNÍ) .....</b>	<b>81</b>
<b>OBR. 65) ULOŽENÍ ZADNÍHO KONCE VŘETENA .....</b>	<b>81</b>
<b>OBR. 66) VÝSUV PRACOVNÍHO VŘETENA .....</b>	<b>82</b>
<b>OBR. 67) ODMĚŘOVACÍ OBRUČ RESM A SE SNÍMAČEM SIGNUM .....</b>	<b>82</b>
<b>OBR. 68) ČELO SKŘÍNĚ VŘETENÍKU .....</b>	<b>83</b>

## 11 SEZNAM PŘÍLOH

- Konstrukční výpočty (v programech Mathcad a Excel)
- CAD model
- Výkresová dokumentace