



# 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

## NC OTOČNÝ STŮL S LINEÁRNÍ OSOU

NC ROTARY TABLE WITH LINEAR AXIS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Patrik Axmann

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Vladimír Dokoupil, CSc.

BRNO 2020

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Patrik Axmann</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>Ing. Vladimír Dokoupil, CSc.</b>
Akademický rok:	2019/20

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

## **NC otočný stůl s lineární osou**

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

NC otočný stůl s lineární osou představuje základní konstrukční skupinu horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů.

### **Cíle diplomové práce:**

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

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

Návrh variant konstrukce zadaných strojních skupin a zdůvodnění výběru optimální varianty řešení.

Technické výpočty.

Výkresy sestav zadaných strojních skupin, kusovníky a minimálně 5 výkresů vyráběných dílů.

Komentář k přiložené výkresové dokumentaci.

Závěr a doporučení pro praxi.

### **Seznam doporučené literatury:**

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. v Brně: VUTIUUM, 2010. ISBN 978-8-214-2629-0.

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

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí NC otočného stolu s lineární osou. V první části se věnuje rozboru současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky a to použití různých pohonů, mechanismů pro převod točivého momentu, vedení pro lineární posuv, odměřováním a přehledu stolů různých výrobců. Dále se práce věnuje vytvoření 4 variant konstrukce následně volbě nejlepší varianty a technickými výpočty. Na konci se práce věnuje detailnímu popisu stroje.

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with the construction of an NC rotary table with a linear axis. The first part is devoted to the analysis of the current state of science and technology in the problem, the use of various drives, mechanisms for torque transmission, linear feed lines, measuring and an overview of tables from various manufacturers. Furthermore, the work is devoted to the creation of 4 variants of construction, then the selection of the best variant and technical calculations. At the end, the work deals with a detailed description of the machine.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Otočný stůl, lineární osa, posuvová soustava, rotační soustava, obráběcí stroj, polohování.

## **KEYWORDS**

Rotary table, linear axes, linear moving systém, rotary systém, machine tool, positioning



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

AXMANN, Patrik. NC otočný stůl s lineární osou [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124310>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Vladimír Dokoupil.



## **PODĚKOVÁNÍ**

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Vladimíru Dokoupilovi, CSc. za odborné vedení práce a cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ**

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

V Brně dne 9.6.2020

.....

Bc.Patrik Axmann

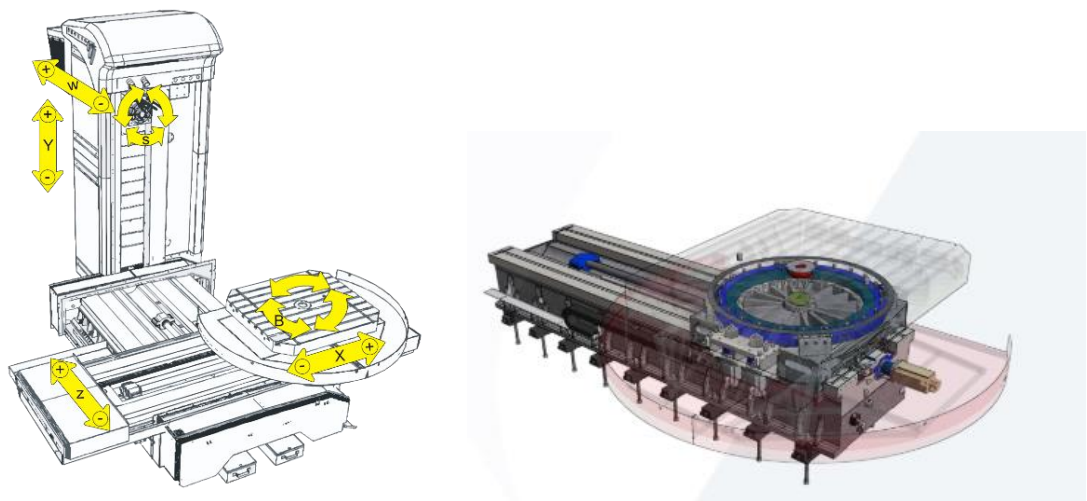
# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>POHONY STOLU</b> .....	<b>16</b>
2.1	Pohon otočného stolu .....	16
2.1.1	Přímý náhon otočného stolu .....	16
2.1.2	Nepřímý náhon otočného stolu .....	17
2.2	Pohon lineárního posuvu .....	20
2.2.1	Přímý náhon lineárního posuvu .....	20
2.2.2	Nepřímý náhon lineárního posuvu .....	21
<b>3</b>	<b>VEDENÍ</b> .....	<b>22</b>
3.1	Vedení kluzné .....	22
3.2	Valivé vedení .....	23
3.3	Vedení kombinované .....	24
3.4	Aerostatické vedení .....	24
<b>4</b>	<b>ODMĚŘOVÁNÍ</b> .....	<b>25</b>
4.1	Lineární vedení s magnetickým odměřováním typu MAGIC od firmy HIWIN .....	26
4.2	Axiálně-radiální ložiska s integrovaným měřícím systémem .....	26
<b>5</b>	<b>PŘEHLED STOLŮ RŮZNÝCH VÝROBCŮ</b> .....	<b>27</b>
5.1	Otočné stoly s lineárním posuvem firmy FERMAT .....	27
5.2	Otočné stoly s lineárním posuvem firmy CZ MOOS TRADING s.r.o. ....	28
5.3	Otočné stoly s lineárním posuvem firmy Demmeler .....	29
<b>6</b>	<b>KONSTRUKČNÍ NÁVRHY VARIANT</b> .....	<b>30</b>
6.1	První konstrukční návrh .....	30
6.2	Druhý konstrukční návrh .....	31
6.3	Třetí konstrukční návrh .....	32
6.4	Čtvrtý konstrukční návrh .....	33
<b>7</b>	<b>VOLBA NEJLEPŠÍ KONSTRUKČNÍ VARIANTY</b> .....	<b>34</b>
<b>8</b>	<b>VÝPOČTOVÁ ČÁST</b> .....	<b>36</b>
8.1	Volba základních parametrů .....	36
8.2	Znázornění sil a momentů působících na otočný stůl .....	37
8.3	Výpočet maximální rezné síly při frézování .....	37
8.4	Výpočet síly vzniklé při vrtání .....	38
8.5	Výpočet potřebného kroutícího momentu motoru otočného stolu .....	39
8.6	Volba motoru pro otočnou desku .....	40
8.7	Výpočet sil působících na uložení desky stolu .....	40
8.8	Volba ložiska pro uložení desky stolu .....	41
8.8.1	Kontrolní výpočet ložiska desky stolu .....	42
8.9	Návrh lineárního vedení .....	44
8.9.1	Výpočet maximálního zatížení vozíku .....	45
8.10	Návrh kuličkového šroubu .....	47
8.11	Volba motoru lineární osy .....	49
8.12	Výpočet životnosti ložiska uložení kuličkového šroubu u motoru .....	49
<b>9</b>	<b>DETAILNÍ POPIS STROJE</b> .....	<b>52</b>
9.1	Otočný stůl .....	52
9.2	Lineární osa a její komponenty .....	53

9.3	Ustavení stroje .....	56
9.4	Krytování stroje .....	57
<b>10</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>59</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>60</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>63</b>
12.1	Seznam tabulek.....	63
12.2	Seznam obrázků.....	64
12.3	Seznam symbolů.....	66
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>71</b>

# 1 ÚVOD

Jako stůl obráběcího zařízení lze označit část stroje zpravidla plochého tvaru s vodorovnou upínací plochou různých tvarů a to hlavně obdélníkového, čtvercového nebo kruhového tvaru. Na tuto plochu se upíná obrobek k provádění různých technologických operací od obráběcích operací až po měřicí operace. Stoly se koncipují v několika provedeních a to podle pohybů, kterými se mohou stoly pohybovat. Stůl obráběcího zařízení může být Otočný případně natáčivý je-li možno stolem posouvat ve dvou směrech navzájem k sobě kolmých nazývá se stůl křížový. Dále je možná kombinace těchto variant například otočný stůl s lineárními posuvy. Otočné stoly se skládají z lože, saní a otočné upínací desky. Otočná deska se díky saním pohybuje po ose V a je umístěna na křížovém ložisku, což zajišťuje vysokou nosnost a minimální pasivní odpor. Přídavné otočné pracovní stoly s vodorovným představením jsou určeny jako zvláštní výbava pro vodorovné vyvrtávačky deskové a obráběcí centra. Přídavné otočné pracovní stoly s vodorovným přestavením sestávají z pevného lože, po kterém zpravidla podélně pojíždí stůl s vodorovnou upínací plochou uložený otočně na saních. CNC řízený stůl slouží k upínání a polohování obrobků u technologických pracovišť a může být aplikován též vícenásobně. Umožňuje interpolovat v podélné ose, v rotační ose i v obou současně, s dalšími souvisle řízenými osami příslušného stroje. Rotační osu lze využívat klasicky k polohování, či obrábění za rotace stolu, kdy hlavní řezný pohyb koná rotující nástroj upnutý v pracovním vřetenu stroje. Řízení a ovládání přídavných stolů včetně výbavy elektrickými servopohony bývá integrováno do CNC řízení, ovládání a elektro výbavy stroje [1] [2]



Obr. 1) Vyvrtávačka s otočným NC stolem s lineárním posuvem WFC 10 (L) od firmy FERMAT [3]

## 2 POHONY STOLU

U NC otočného stolu s lineárním posuvem je potřeba pohánět otočení upínací desky a lineární posuv celé této upínací otočné desky. Pohon otáčení upínací desky lze zabezpečit například přímým náhonem a to vestavěným prstencovým elektromotorem, nebo nepřímým a to externě uloženým elektromotorem nebo v případě použití systému master slave dvěma elektromotory. Při použití nepřímého pohonu musí být vložen převodový mechanismus a to ozubený převod nebo šnekový převod. Pro pohon lineárního posuvu lze použít opět přímý způsob a to lineární elektromotory nebo nepřímý jako externě uložený elektromotor a použití převodového mechanismu jako kuličkový šroub, nebo ozubený hřeben upevněn na loži a pastorek na elektromotoru připevněném na pohyblivé části.

### 2.1 Pohon otočného stolu

Pohon otočného stolu lze realizovat na přímým náhonem a to vestavěným prstencovým elektromotorem, nebo nepřímým a to externě uloženým elektromotorem za použití převodového mechanismu.

#### 2.1.1 Přímý náhon otočného stolu

Při použití přímého náhonu se používají vestavěné momentové elektromotory. Prstencové motory jsou servomotory poskytující velký kroučící moment v klidové poloze nebo při malých otáčkách. Jsou vyráběny jako "bezrámové" vestavné, tzn. že jsou umístěny přímo do konstrukce stroje například rámu. Velmi se tak zmenšuje potřebný zástavbový prostor, někdy až na jednu sedminu oproti použití klasického motoru. Základní díly, stator a rotor, mají tvar prstenců a jsou určeny pro přímou zástavbu do stroje. Skládají se ze statorového vinutí upevněného na vnější konstrukci motoru a rotorového prstence, na jehož vnějším obvodu jsou připevněny permanentní magnety z materiálu NdFeB. Magnety jsou proti korozi chráněny vrstvou slitiny niklu nebo epoxidem. Principem činnosti jde o motory bezkartáčové včetně řídicí i výkonové elektroniky. Statorové vinutí obsahuje velký počet pólpárů, motory dosahují velkých kroučících momentů a velké torzní tuhosti při regulaci polohy. Mají dobré dynamické charakteristiky a celkově nízkou hmotnost. Rovnoměrný chod těchto motorů se udává od jedné otáčky za několik dní až po několik stovek otáček za minutu. Vinutí je většinou opět třífázové ve hvězdě, výjimečně dvoufázové. Počet pólů dosahuje u velkopřůměrových motorů několik set. Minimální krok polohy je omezen pouze krokem (inkrementem - nejmenší hodnotou rozlišení) odměřovacího zařízení. Přesnost polohování je závislá na řídicím a regulačním systému. Motor je chlazen vzduchem nebo vodou. Chlazení vodou je mnohem účinnější než vzduchem a umožňuje velké momentové přetížení. [4]

## Hlavní výhody těchto pohonů jsou

- vysoké úhlové zrychlení;
- velká tuhost při polohovém řízení;
- oproti klasickým pohonům nejsou nutné redukční převody pro snížení otáček pohonu;
- bezvúlové spojení se strojem;
- malé hmotnosti a setrvačné momenty;
- přesné polohování;
- vysoký výkon při 5x až 7x menším zastavěném prostoru;
- možnost velmi nízkých otáček

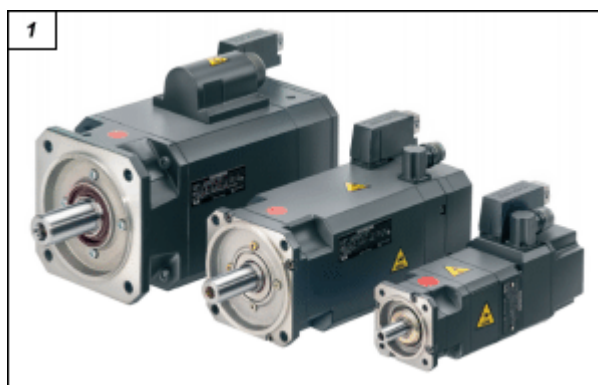
Nevýhodou těchto pohonů je vyšší pořizovací cena než u klasických pohonů a nutnost chlazení motoru [4]



Obr. 2) prstencový motor TMB 0290-070 od firmy Etel [5]

### 2.1.2 Nepřímý náhon otočného stolu

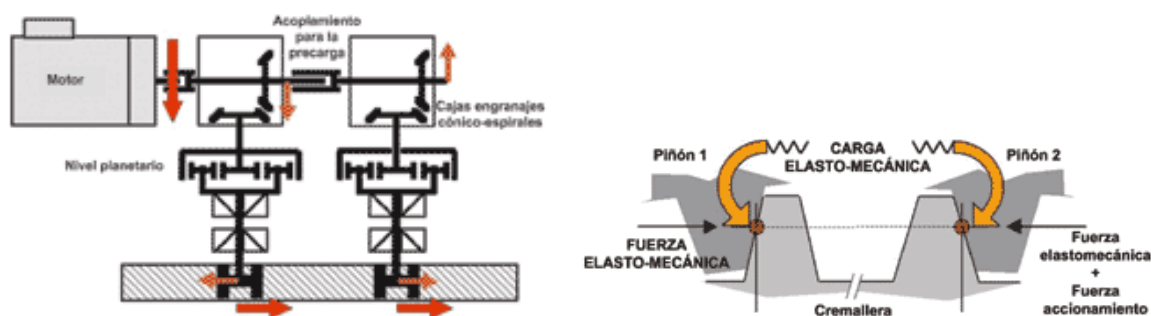
Nepřímý náhon otočného stolu se řeší pomocí externě uloženého elektromotoru u kterého ovšem musíme vyřešit přenos kroutícího momentu na hnaný člen v tomto případě otočnou desku stolu. Elektrický servopohon je regulační pohon, sestávající z elektromotoru, výkonového polovodičového měniče pro napájení a řízení motoru a z regulátoru otáček, resp. polohy. Součástí motoru bývají obvykle snímače rychlosti a polohy. Pohon musí umožňovat čtyřkvadrantový provoz, t.j. oba směry točení a oba směry momentu. Servopohon pracuje v uzavřené zpětné vazbě. Dále můžeme nepřímý pohon stolu rozdělit podle druhu přenosu kroutícího momentu a to na náhon přes ozubená kola, šnekové soukolí, řemenem, nebo vloženou převodovkou. [6]



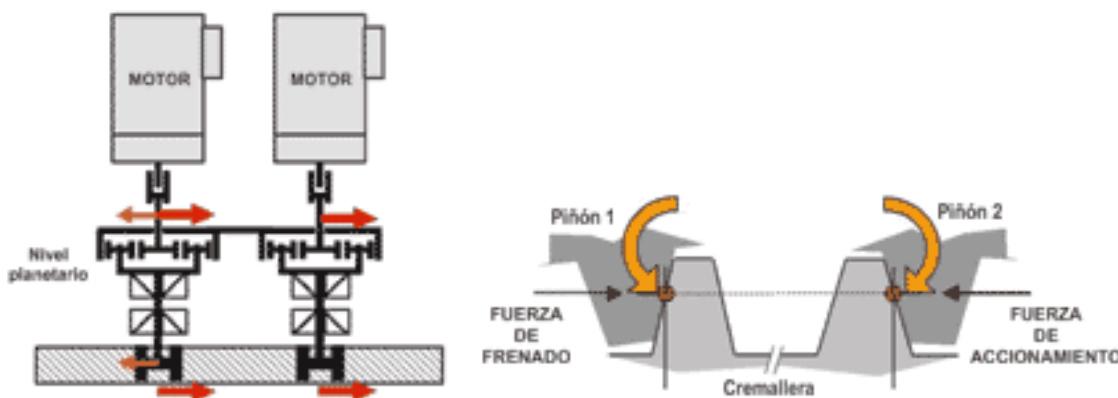
Obr. 3) Motory Siemens řady 1FK7 a 1FT6 používané u obráběcích strojů. [7]

### Náhon čelními ozubenými koly

Tento převod je konstrukčně řešen tak, že na otočné části tedy rotačnímu stou je připevněn věnec s ozubením a spoluzabírající pastorkové kolo nebo kola, (v případě použití master-slave) jsou napevno umístěna na vůči stolu pevném základu například rámu. U stolů se v případě použití ozubených čelních kol pohon jedním kolem nepoužívá kvůli nemožnosti vymezení vůle, tento problém se řeší buď vymezením mechanicky a, nebo použitím režimu master-slave kdy jsou použity 2 elektromotory. V případě pohonu dvěma motory je vůle vymezována elektronicky za pomoci řídicího systému Master Slave, který pracuje tak, že když pohon stojí tak oba elektromotory působí stejným momentem ale opačného směru. Při otáčení jedním, nebo na druhým směrem, začne motor Master zvětšovat kroutící moment a motor Slave postupně snižuje záporný kroutící moment na kladný, tímto začne motor slave pomáhat motoru Master v pohybu. Když je potřeba zastavit, motory se začnou chovat stejně, akorát v opačném pořadí. [1]



Obr. 4) Mechanické vymezování vůle [8]



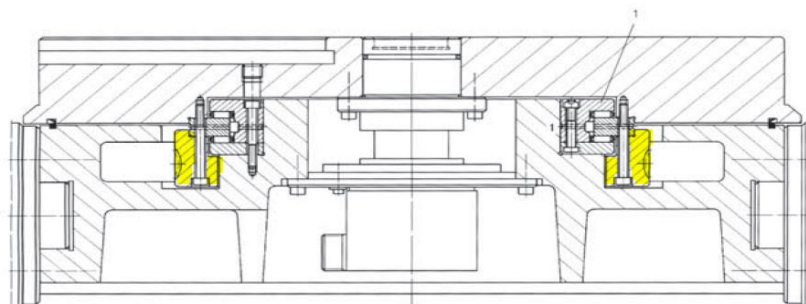
Obr. 5) Elektronické vymezování vůle systémem master slave [8]

## Náhon šnekovým soukolím

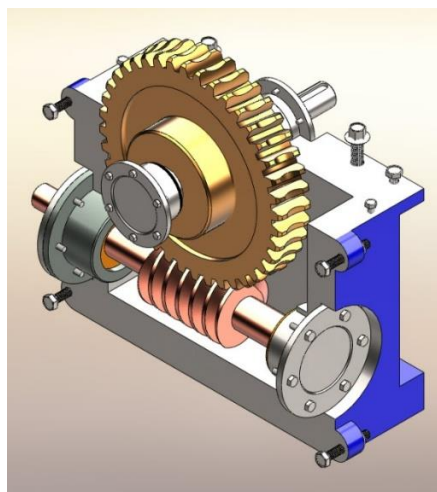
Náhon desky stolu šnekem se používá, pokud prostorové poměry nedovolují situovat motor prostorově dle potřeby nebo nastane-li potřeba zvýšit krouticí moment. Charakteristickým rysem uvedených soukolí je, že jde o vzájemně pevnou kinematickou a silovou vazbu působící na nejkratší spojnici mezi dvojcí, šnekem který je většinou hnací prvek a šnekovým kolem jako hnaným prvkem s tím, že oproti obecným šroubovým převodům jako je válcový i kuželový hybridní, zde mimoběžné osy svírají úhel  $90^\circ$ . Pro zjednodušení je možno si daný převod představit jako zvláštní případ šroubového spojení. Za určitých podmínek může být jako hnací použito i šnekové kolo, jde pak o tzv. šnekový multiplikátor nebo-li násobitel otáček, avšak jen pro malé krouticí momenty. [1] [9]

Mezi výhody šnekového převodu patří možnost velkých převodových poměrů až  $i=1000$ , velký přenosový výkon ve vztahu k rozměrům, u globoidních provedení je v záběru více zubů, proto je chod klidný a tichý tím pádem jde o nejtichší převod i při vysokých otáčkách, samosvornost převodu při vhodném konstrukčním kompaktním řešení, malé rozměry a malá hmotnost, ovlivnitelnost záběrových i pevnostních charakteristik vhodnou jakostí materiálu šneku i šnekového kola. [9]

Mezi nevýhody šnekového převodu patří podstatně vyšší nároky na geometrickou přesnost nástrojů na výrobu ozubení - nebezpečí skluzu a tím i trhavého pohybu, větší intenzita vývinu tepla a opotřebení boků zubů, zavazbená, dražší a komplikovanější výroba kol, převody vyžadují mazací lázeň, vykazuje podstatně nižší účinnost  $\eta$  oproti čelním převodům. [9]



Obr. 6) Náhon desky stolu šnekem (INA) [1]



Obr. 7) Šnekový převod [10]



## 2.2 Pohon lineárního posuvu

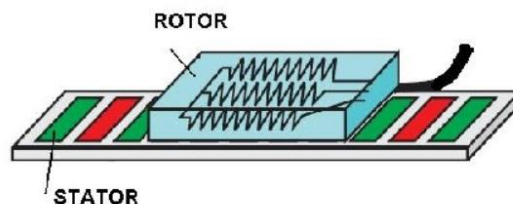
Lineární posuv celého otočného stolu lze stejně jako u náhonu otočného stolu rozdělit na přímý a nepřímý náhon. Přímý náhon je realizován lineárními elektromotory vestavěnými mezi statický a pohybový člen v tomto případě mezi lože a rám otočného stolu. Nepřímý náhon je konstruován pomocí kuličkového šroubu s předepnutou maticí a externě uloženého elektromotoru nebo pomocí ozubeného hřebene upevněného na loži a pastorkem s motorem na kostře otočného stolu se kterým se pohybuje.

### 2.2.1 Přímý náhon lineárního posuvu

Přímý náhon lineárního posuvu lze vyřešit pomocí lineárního elektromotoru.

#### Lineární elektromotor

Moderní technologické aplikace provozované na CNC obráběcích strojích se pohybují mezi dvěma krajními hodnotami: vysokorychlostní obrábění HSC a výkonné obrábění HPC. Požadavkům na stroje odpovídají i pohonné soustavy, zatímco pro HPC jsou vhodné spíše kuličkové šrouby, pro HSC lineární motor. Lineární motory jsou elektromotory konstrukčně uzpůsobené tak, že nemají žádný vložený převod jako jsou ozubená kola, řemeny, apod. Posuvovou sílu vyvozují přímo působením elektromagnetických sil na suport stroje. Elektromagnetická síla vzniká mezi pohyblivým primárním dílem (přišroubován ke stolu) a pevným sekundárním dílem (přišroubován k loži). Primární část se u lineárních motorů zpravidla označuje stator, který je tvořen feromagnetickým svazkem z elektrotechnického plechu a vinutí je umístěno v jeho drážkách. Rotor je tedy sekundární díl, a jedná se o tu část, která je tvořena z permanentních magnetů které, jsou nalepeny na ocelovou desku. [1]

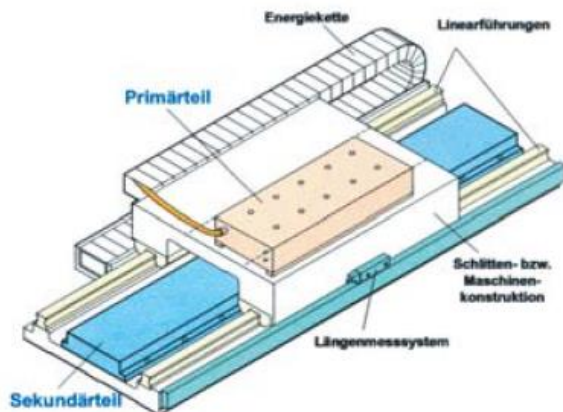


Obr. 8) Znázornění principu lineárního motoru [11]

Výhody lineárního elektromotoru jsou rychlost posuvu (až 20m/s), velmi přesné polohování až 0,001 mm, opakovatelnost kdy se můžeme vracet mnohokrát do referenčního bodu se stálou přesností, Dynamika kdy jde dosahovat velmi vysokých hodnot zrychlení.

Nevýhodou lineárního elektromotoru je cena, jde totiž o nákladný mechanismus, přívod energie kdy je obtížné konstrukčně vyřešit dodávání energie ve vyšších rychlostech, složitost

mechanické konstrukce kdy je složité konstrukčně vyřešit uchycení tedy že vysoká přitažlivá síla mezi primární a sekundárním dílem zatěžuje lineární vedení.



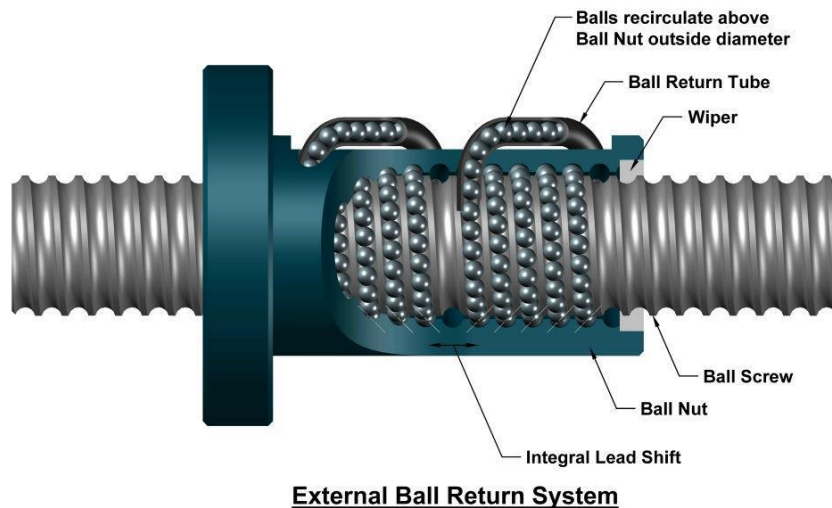
Obr. 9) Lineární motor Rexroth [1]

## 2.2.2 Nepřímý náhon lineárního posuvu

Přímočarý pohyb u CNC obráběcích strojů je buď hlavní posuvový řezný pohyb nebo pomocný pohyb. Nepřímý náhon lineární posuvové soustavy u stolů je realizován externě uloženým elektromotorem na loži stroje a převodovým mechanismem jako je kuličkový šroub, ozubený hřeben s pastorkem nebo, šnekem a šnekovým hřebenem.

### Kuličkový šroub a matice

Je-li využito pro náhon kuličkového šroubu a matice, vyvozuje motor rotační pohyb, který je přes kuličkový šroub a matici transformován na přímočarý pohyb. Při použití kuličkového šroubu a matice pro posuvový systém se vyskytují dva případy a to provedení kdy se šroub otáčí a matice stojí, nebo v provedení kdy se matice otáčí a šroub stojí. V určitých případech může být využito i sdružené provedení těchto dvou variant kdy otáčivý pohyb vykonává šroub i matice. Ke zmenšení opotřebení závitů se umožnilo vymezení vůle a zlepšila se účinnost, zavádějí se šrouby a matice se třením valivým. V závitěch mezi šroubem a maticí obíhají kuličky. Jejich účinnost bývá 90 procent i více. Šroub i matice jsou ocelové, povrchy závitů kalené a broušené. Závitky jsou vyrobeny s velkou přesností. Jako hlavní přednosti kuličkového šroubu a matice jsou uváděny vysoká účinnost, minimální oteplování během provozu, možnost úplného odstranění vůle a možnost vytvoření předpětí, malé opotřebení a tím i vysoká životnost, potlačení vzniku trhavých pohybů či možnost převodu přímočarého pohybu na rotační. [1]



Obr. 10) Kuličkový šroub a matice, řez maticí [12]

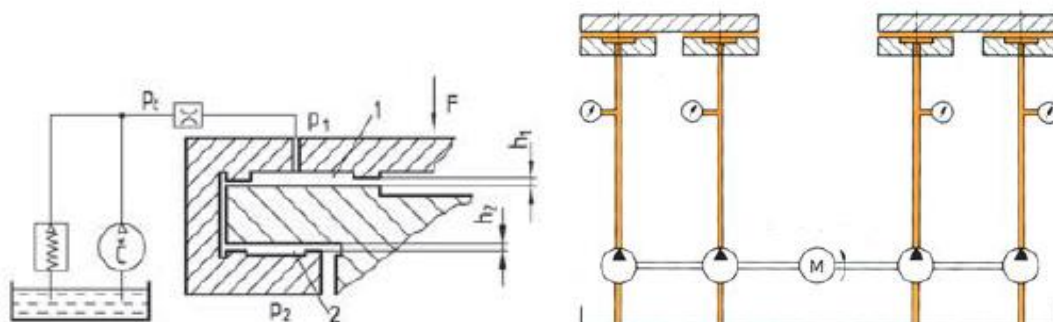
### 3 VEDENÍ

Vedení posuvových a rotačních soustav lze realizovat čtyřmi způsoby, a to jako vedení:

- Kluzné
  - Hydrostatické
  - hydrodynamické
- Valivé
  - Uzavřené
  - otevřené
- Kombinované
  - Kombinace druhů
- Jiné
  - Aerostatické

#### 3.1 Vedení kluzné

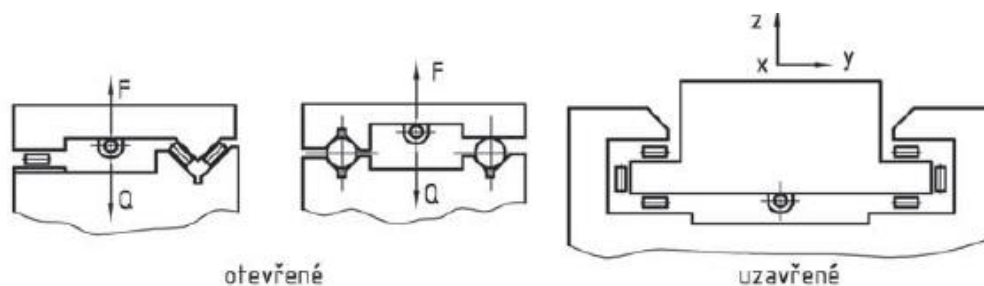
Používají se dvě varianty vedení, a to hydrodynamické a hydrostatické. Hydrodynamické vedení funguje tak že, přiváděný olej vytvoří souvislý mazací film až za pohybu stroje, kdy vzniknou podmínky hydrodynamického mazání. Proto při rozběhu může dojít k poskokům a trhavým pohybům stroje. Obvykle se přiléhající vedení zhotovují ze dvou různých materiálů s rozdílnou tvrdostí. Hydrostatické vedení zase funguje tak že, dodává tlakový olej mezi vodící plochy např. loží a saní, čímž je docíleno kapalinného tření. Při tomto vedení musí být na jedné z vodících ploch vytvořeny mazací kapsy, druhá plocha je hladká. [1]



Obr. 11) Hydrostatické vedení uzavřené (vlevo) a hydrodynamické vedení (vpravo) [1]

### 3.2 Valivé vedení

Valivá vedení se používají u nejpřesnějších strojů. Jejich přednosti jsou podobné jako srovnání valivých a kluzných ložisek. Mají mnohem plynulejší posuvy i při rozjíždění a najíždění na požadovaný rozměr. Výhody valivého vedení jsou menší součinitel tření, dlouhá životnost a vysoká přesnost pohybu i při malých rychlostech. Nevýhody valivého vedení jsou vysoká náročnost na přesnost výroby stroje, větší rozměry než kluzné vedení, menší schopnost tlumit chvění. Jako valivé elementy se používají válečky, jehličky nebo kuličky. V případech dlouhých vedení se valivá tělíska po výběhu ze zatížené dráhy vrací zpět na začátek zatížené dráhy. Pro vedení kuliček po válcových plochách jsou kuličky umístěny ve válcových pouzdrech, které udržují kuličky v pravidelných odstupech od sebe. [13]



Obr. 12) Schéma otevřeného a uzavřeného valivého vedení [1]

#### Axiálně-radiální ložiska a kuličková ložiska s kosoúhlým stykem pro uložení otočného stolu

Axiálně-radiální ložiska jsou obousměrná axiální ložiska pro uložení pomocí šroubů s radiálním vodícím ložiskem. Tyto předem připravené jednotky jsou velmi tuhé, mají vysokou nosnost a pracují se zvláště vysokou přesností. Mohou přenášet radiální síly, axiální síly z obou směrů a naklápěcí momenty bez vůle. Axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem ZKLDF jsou ložiska s mazivem s nízkým třením, připravená k montáži s vysokou přesností pro velmi vysoké rychlosti, vysoké axiální a radiální zatížení a vysoké nároky na tuhost naklápění. Axiální

radiální ložiska s úhlovým měřicím systémem YRTM a YRTSM mechanicky odpovídají sériím YRT a YRTS, ale jsou navíc vybavena úhlovým měřicím systémem. [14]



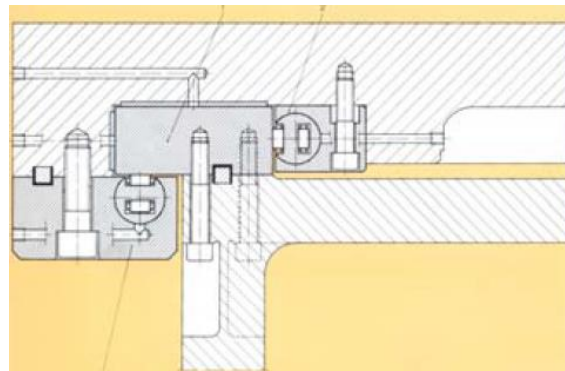
Obr. 13) Axiálně radiální ložisko Schaeffler [14]

### 3.3 Vedení kombinované

Kombinované vedení spojují výhody a nevýhody jednotlivých druhů vedení. V praxi se ustálili tyto kombinace:

- v jedné pohybové souřadnici – kluzně-valivá,
- na jednom stroji – Kluzně-valivá, Valivě-hydrostatická

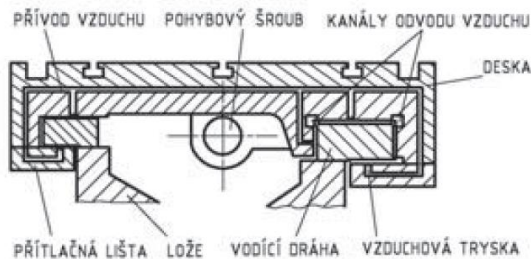
Kombinované kluzně-valivé vedení uzavřené se používá tam, kde je nutné utlumit kmitání od zatížení z řezného procesu, a přitom nezvyšovat zatížení spodních a bočních lišt od klopného momentu. [1]



Obr. 14) Kombinované kluzně-valivé uložení [1]

### 3.4 Aerostatické vedení

U aerostatického vedení se místo kapaliny používá stlačený vzduch. Toto uložení je ve srovnání s hydrostatickým méně tuhé, proto se používá jen u méně přesných strojů. Změnou tlaku lze jednoduše korigovat vůli uložení a tím i vliv hmotnosti výrobku. Velkou výhodou je rovněž čisté prostředí a odpadají i starosti se zpětným odvodem vzduchu. [1]



Obr. 15) Aerostatické vedení [1]

## 4 ODMĚŘOVÁNÍ

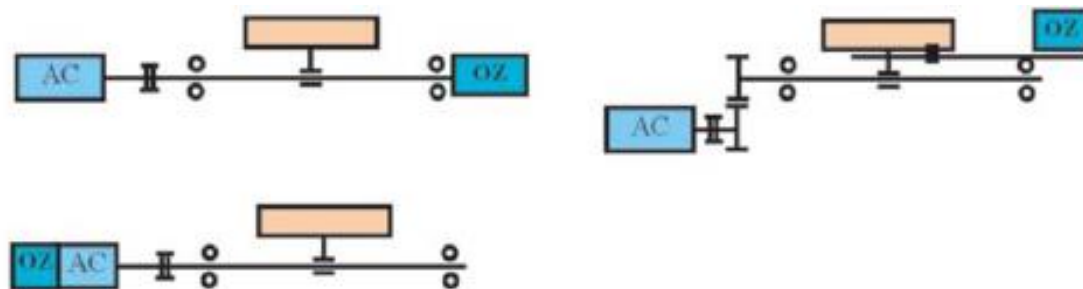
Pro odměřování polohy se používají snímače polohy, které jsou jejich nejdůležitější součástí, protože se podílejí na výsledné přesnosti polohování obráběcího stroje. Charakteristickým parametrem odměřování je jeho základní inkrement, což je jeho nejmenší rozlišitelná délková míra. Podle způsobu odměřování dělíme na Přímé a nepřímé odměřování. Podle druhu získaných informací dělíme odměřování na přírůstkové a absolutní. [1]

### Přímé odměřování

používá se lineární snímač, který snímá skutečnou polohu stolu CNC stroje. Jezdec pravítka je spojen s pohybuující se částí posuvové souřadnice. [1]

### Nepřímé odměřování

využívá se buď rotační odměřování polohy, což je snímač napojený přímo na konec kuličkového šroubu, nebo signálu z odměřování vestavěného přímo do servomotoru. [1]



Obr. 16) Přímé (vpravo) a nepřímé (vlevo) odměřování polohy [1]

### Přírůstkové (inkrementální) odměřování

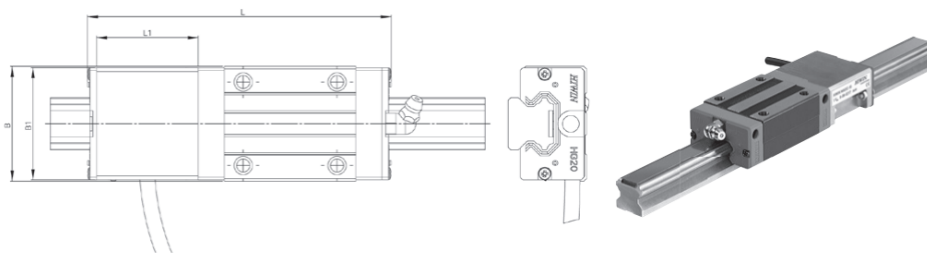
Neuchovává v sobě informaci o poloze, kde se po výpadku el. energie nebo vypnutí stroje posouvaná část nachází. Proto je nutné po opětovném zapnutí najet zpět do referenčního bodu. [1]

### Absolutní odměřování

v sobě uchovává informace a není nutné znovu odměřovat referenční bod. [1]

#### 4.1 Lineární vedení s magnetickým odměřováním typu MAGIC od firmy HIWIN

Magnetické odměřování typu MAGIC je optimální pro měření dráhy lineárního pohybu, zvláště u lineárních motorů - lineárních os. Měřicí systém se skládá z magnetické měřicí pásky, krycí pásky z ušlechtilé oceli a snímací jednotky. Díky robustnímu domečku s vynikajícím elektrickým stíněním a výstupnímu signálu v reálném čase je odměřování MAGIC dobrou volbou pro náročné aplikace. HIWIN-MAGIC-IG má speciální provedení, které umožňuje měřicí hlavu připojit přímo na vozík lineárního vedení. Magnetická páska je potom integrována přímo v kolejnici lineárního vedení. Pro jednoduché aplikace je možné snímač napojit přímo na HIWIN-displej s výstupními signály. [15]



Obr. 17) Snímací jednotka MAGIC PG s lineárním vedením [15]

#### 4.2 Axiálně-radiální ložiska s integrovaným měřicím systémem

Axiálně radiální ložiska s integrovaným měřicím systémem zahrnují axiálně radiální ložisko s měřicí stupnicí a Elektronický měřicí systém Elektronický měřicí systém zahrnuje dvě měřicí hlavy, sadu podložek a elektronický vyhodnocovací systém. Ložiska mechanicky odpovídají axiálním ložiskům, ale navíc jsou opatřena Magnetickou rozměrovou stupnicí. Měřicí systém může měřit úhly s přesností několika úhlových sekund pomocí bezkontaktních magneto-odporových prostředků. [14]



Obr. 18) Axiálně-radiální ložisko s odměřováním [14]

## 5 PŘEHLED STOLŮ RŮZNÝCH VÝROBCŮ

NC otočné stoly s lineární osou jsou vyráběny mnoha firmami, zde bude vybráno pár stolů a jejich výrobce se základními parametry stolů, pro pozdější volbu základních parametrů konstruovaného stolu.

### 5.1 Otočné stoly s lineárním posuvem firmy FERMAT

Všechny stoly mají mimořádnou přesnost polohování (4 arcsec 0.010 mm/1000 mm radius). Během polohování nevznikají žádné třecí odpory. Díky jednoduchému designu a kvalitním dílům, ze kterých jsou vyrobeny, vyžadují stoly Fermat pouze minimální údržbu. Otočné stoly se skládají z lože, saní a otočné upínací desky. Otočná deska se díky saním pohybuje po ose V a je umístěna na křížovém ložisku, což zajišťuje vysokou nosnost a minimální pasivní odpor. Otočný stůl se hydraulicky upíná v osmi nebo ve čtyřech místech, čímž se zamezuje otáčení během obrábění, a tedy dosahuje vysoké přesnosti. Stůl je řízen řídicím systémem stroje. Uprostřed stolu je rotační snímač, který umožňuje automatické polohování s inkrementem 0,001°. Standardně otočný stůl funguje jako kontinuální čtvrtá osa stroje. [2]

Tab 1) Tabulka parametrů stolů T10 a T20 od firmy FERMET [2]

PARAMETR	T10	T20	JEDNOTKY
<b>ROZMĚR UPÍNACÍ DESKY STOLU</b>	1250x1400,1400x1600, 1600x1600, 1600x1800	1600x1800,1800x2200,1800x2600, 2000x2400,2500x2500,2000x3000	mm
<b>MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ STOLU</b>	10000	20000	Kg
<b>POJEZD STOLU V LINEÁRNÍ OSE</b>	2000-3000	2000-5000	mm
<b>T-DRÁŽKY</b>	22H8/22H12	22H8/22H12	-
<b>PRACOVNÍ POJEZD V LINEÁRNÍ OSE</b>	1-8000	1-8000	mm/min
<b>RYCHLOST POLOHOVÁNÍ V ROTAČNÍ OSE B (OT./MIN.)</b>	2	2	ot/min

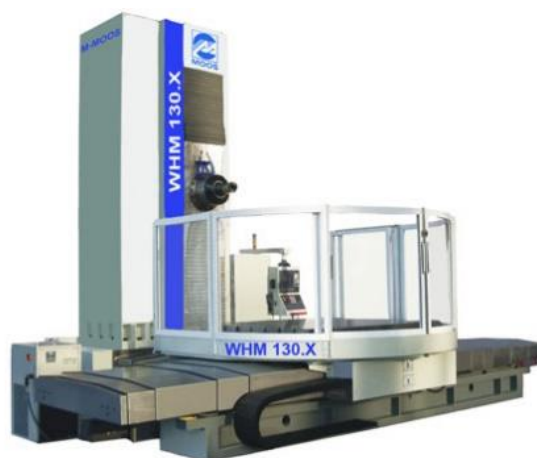


## 5.2 Otočné stoly s lineárním posuvem firmy CZ MOOS TRADING s.r.o.

Stoly firmy CZ MOOS TRADING s.r.o. jsou příslušenstvím horizontálních vyvrtávaček CNC souvisle řízených. Horizontální vyvrtávačka s charakteristickým rozložením pojezdů – podélný pohyb vykonává stůl, příčný pohyb stojan a svislý pohyb vřeteník.. Výsuvné vřeteno má plynulou regulaci otáček ve 2-stupních. Stroj ve spojení s moderními souvislými řídicími systémy umožňuje opracování všech druhů materiálů včetně slitin hliníku, všemi druhy rezných nástrojů včetně keramických materiálů. Stroj je zvláště vhodný pro opracování složitých tvarových skříňovitých výrobků nebo forem. [16]

Tab 2) Tabulka parametrů stolů vyvrtávaček CZ MOOS TRADING s.r.o.

PARAMETR	WHM 110-20T	WHM 110-30T	JEDNOTKY
ROZMĚR UPÍNACÍ DESKY STOLU	1400x1600	1500x1200	mm
MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ STOLU	5000	8000	Kg
POJEZD STOLU V LINEÁRNÍ OSE	2000	3000	mm
T-DRÁŽKY	28H8 x 200	28H8 x 200	mm
RYCHLOST POLOHOVÁNÍ V ROTAČNÍ OSE B (OT./MIN.)	2	2	ot/min
RYCHLOST POSUVU	1-6000	1-6000	mm/min



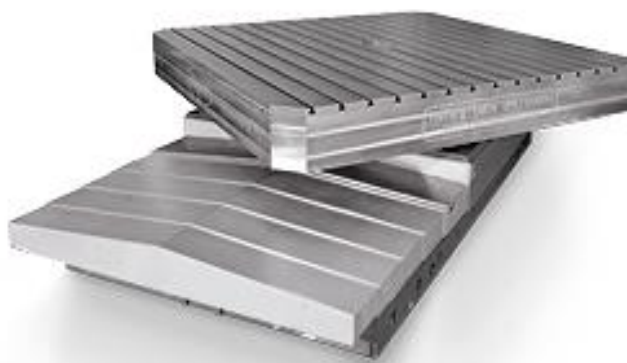
Obr. 19) CNC Horizontální vyvrtávačka s pojízdovým stojanem WHM 110.X [16]

### 5.3 Otočné stoly s lineárním posuvem firmy Demmeler

NC-otočné stoly od firmy Demmeler jsou k dispozici ve dvou verzích. Verze N (standard) je vhodná pro únosnost až 250 tun. Verze S s Vyšším počtem loží a stabilnějším designem s nosností až 500 tun (robustní provedení). Další verze je verze s hydrostatickým ložiskem v lineární ose které zajišťuje nejlepší tlumení. [17]

Tab 3) Tabulka parametrů NC otočných stolů s přímým pohonem DDRC(L)T od firmy Demmeler [17]

PARAMETR	DDRC(L)T 500	DDRC(L)T 800	JEDNOTKY
<b>ROZMĚR UPÍNACÍ DESKY STOLU</b>	500x900	800x1500	mm
<b>MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ STOLU</b>	2500	5000	Kg
<b>POJEZD STOLU V LINEÁRNÍ OSE</b>	1000-3500	1000-3500	mm
<b>T-DRÁŽKY</b>	28H8	28H8	-
<b>RYCHLOST POLOHOVÁNÍ V ROTAČNÍ OSE B (OT./MIN.)</b>	500	400	ot/min
<b>RYCHLOST POSUVU</b>	20000	20000	mm/min



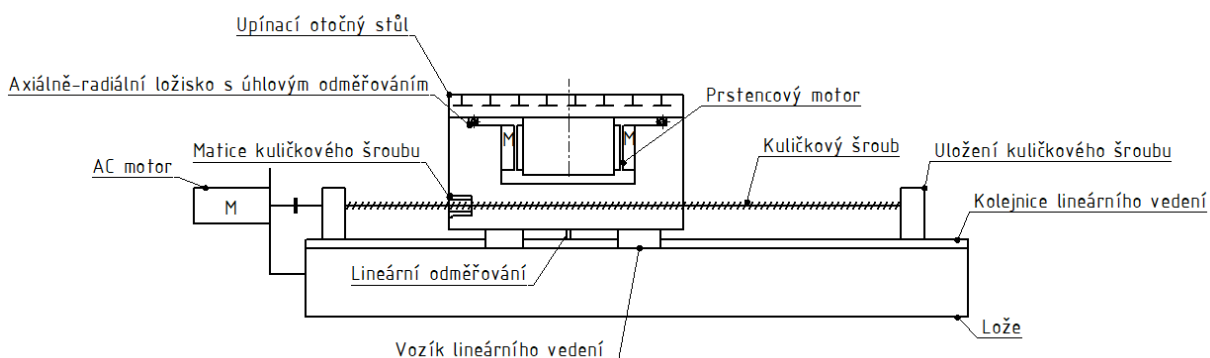
Obr. 20) DRTB otočný stůl od firmy Demmeler [18]

## 6 KONSTRUKČNÍ NÁVRHY VARIANT

Na základě rešerše a rozboru současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky, bylo vytvořeno několik variant konstrukčního řešení, které byly zpracovány formou schémat v programu Autodesk Inventor.

### 6.1 První konstrukční návrh

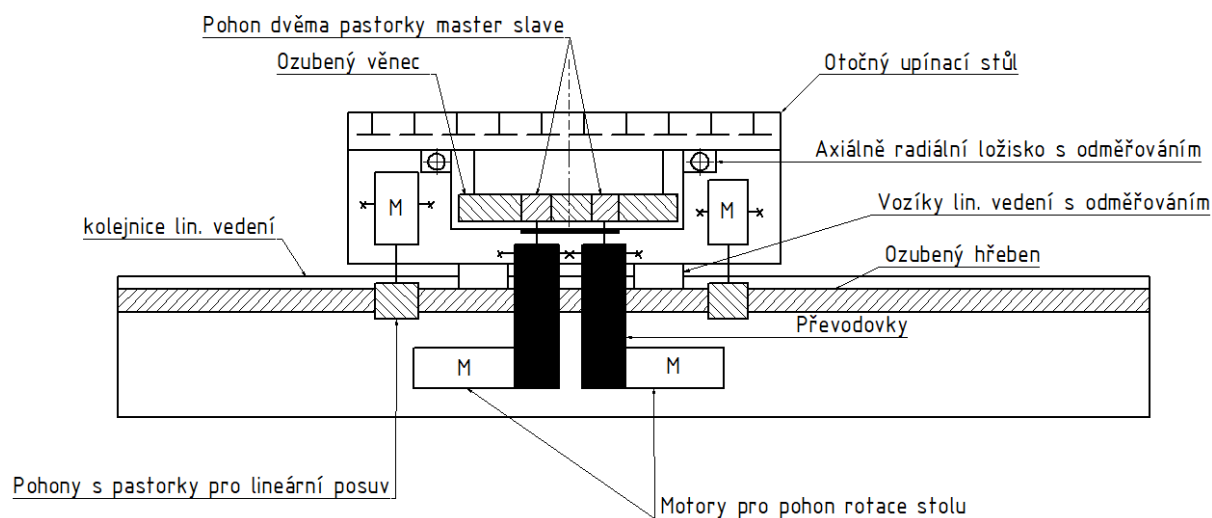
První konstrukční návrh se sestává z upínacího otočného stolu, který je uložen valivě na axiálně radiálním ložisku s integrovaným měřicím systémem úhlového odměřování, kdy vnější kroužek ložiska je upevněn na nerotující části stolu a vnitřní kroužek na rotující desce stolu. Rotace desky stolu je poháněna přímo, a to prstencovým momentovým servomotorem přímo vestavěným do konstrukce stolu kdy stator je vnější prstenec a je připevněn k nerotující skříni otočného stolu a rotor je připevněn k rotující desce stolu. Celá konstrukce otočného stolu je usazena na loži lineárním valivým vedením, jehož kolejnice je šrouby připevněna k loži a vozíky lineárního vedení jsou připevněny šrouby ke konstrukci otočného stolu. Odměřování lineární polohy je zajištěno snímačem připevněným ke konstrukci otočného stolu a magnetickým páskem připevněným k loži. Pohon v lineárním směru je u této konstrukční varianty navržen tak, že externě uložený motor, připevněný přes konzoly na loži, pohání kuličkový šroub, který je uchycen v ložiskových domcích na loži, a ten převádí otáčení šroubu přes matici, která je upevněna na konstrukci otočného stolu, na lineární pohyb. Celá konstrukce je pak upevněna na loži z šedé litiny.



Obr. 21) Schéma prvního konstrukčního návrhu

## 6.2 Druhý konstrukční návrh

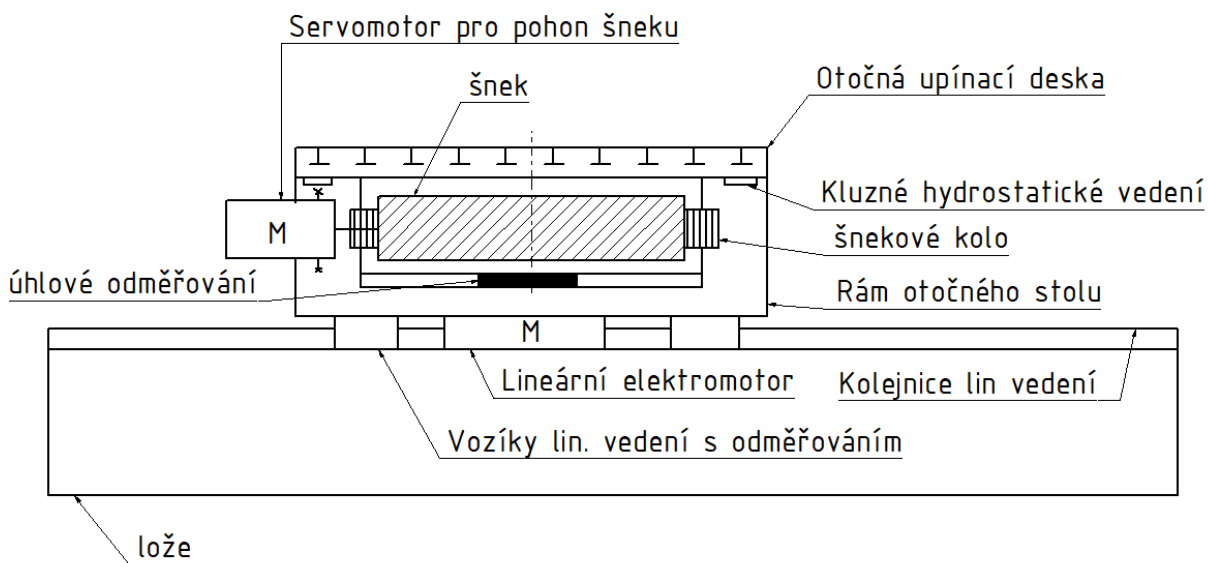
Druhý návrh se skládá z otočné upínací desky s drážkami T tvaru, který je uložen na Axiálně radiálním ložisku s integrovaným měřicím systémem úhlového odměřování. Vnější kroužek ložiska je upevněn šrouby na neotočnou část stolu a vnitřní na otočnou upínací desku. Rotace desky stolu je poháněna dvěma servopohony, které jsou připevněny na rámu otočného stolu společně s úhlovými převodovkami a krouťící moment přenáší v systému master-slave přes pastorky na ozubený věnec, který je připevněn na otočné upínací desce. Pohon lineárního posuvu je řešen také dvěma servomotory s pastorky připevněnými na rámu otočného stolu které zabírají do ozubeného hřebenu připevněného na loži. Pohony opět pracují v režimu master-slave. Vedení lineárního posuvu je řešeno lineárním valivým vedením, kdy vozíky vedení jsou připevněny k rámu otočného stolu a kolejnice lineárního vedení je umístěna na loži stroje. Odměřování polohy lineárního posuvu je řešeno integrovaným odměřováním do lineárního valivého vedení. Celý stroj základem pro stroj je lože z šedé litiny.



Obr. 22) Schéma druhého konstrukčního návrhu

### 6.3 Třetí konstrukční návrh

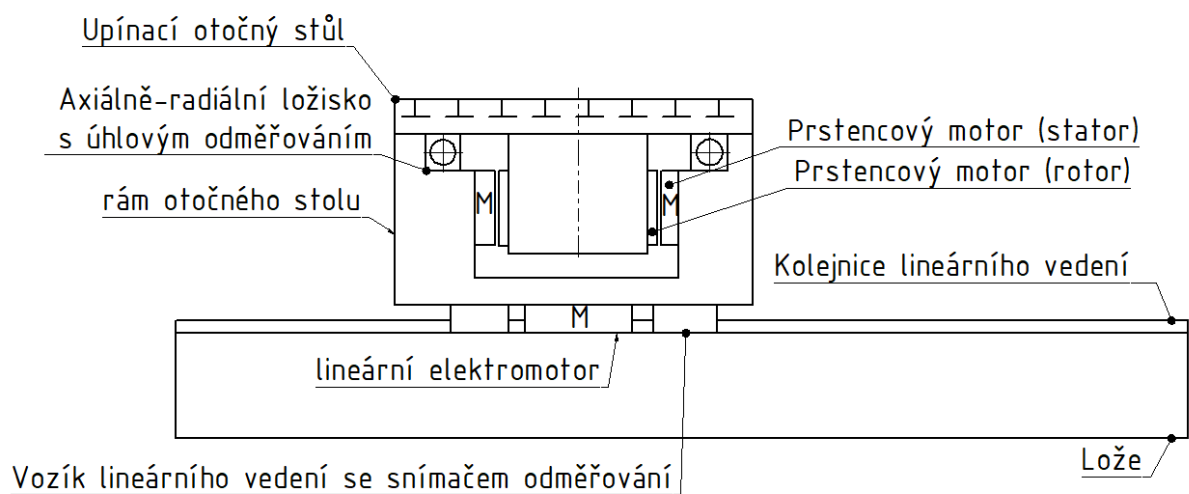
Ve třetím konstrukčním návrhu je otočná upínací deska s T drážkami uložena na kluzném hydrostatickém vedení. Pohon otočného pohybu je řešen pomocí šneku, který pohání servomotor připevněný na rámu otočného stolu a šnekového kola připevněného šrouby na otočnou desku stolu. Odměřování otočného pohybu je zabezpečeno úhlovým snímačem polohy. Pro pohon lineárního posuvu je zde zvolen lineární elektromotor vestavěný mezi lože a rám otočného stolu. Vedení lineárního posuvu je řešeno jako lineární valivé, kdy kolejnice je připevněna k loži a vozíky k rámu otočného stolu. Pod vedením se nachází lože z šedé litiny.



Obr. 23) Schéma třetího konstrukčního návrhu

## 6.4 Čtvrtý konstrukční návrh

Čtvrtý konstrukční návrh je nejkompaktnější z důvodu použití přímých pohonů, které jsou vestavěny do konstrukce stroje. Pohon desky stolu je řešen přímým pohonem, a to vestavěným prstencovým motorem, kdy jeho vnější prstenec (stator) je upevněn v rámu stroje a vnitřní prstenec je upevněn na rotující desce stolu. Rotující deska stolu je uložena na axiálně radiálním ložisku s integrovaným systémem úhlového odměřování. Pro pohon lineárního posuvu je zde použit lineární elektromotor vestavěný do konstrukce, a to mezi lože a rám otočného stolu. Vedení lineárního posuvu je řešeno jako valivé. Kolejnice vedení je připevněna na lože stolu a vozíky lineárního vedení jsou připevněny na rám otočného stolu a jsou opatřeny snímači polohy pro odměřování.



Obr. 24) Schéma čtvrtého konstrukčního návrhu

## 7 VOLBA NEJLEPŠÍ KONSTRUKČNÍ VARIANTY

Pro volbu nejlepší konstrukční varianty, která vyhovuje požadavkům bylo využito multikriteriálního způsobu volby nejvíce vyhovující konstrukční varianty, a to bodovací metodou. V tabulce 4 můžeme vidět bodové hodnocení jednotlivých kritérií, a to s ohledem na každé kritérium zvlášť. Je zde definováno, jak jsou přidělovány body jednotlivým kritériím, Body jsou přidělovány v hodnotách 1, 2 a 3, podle dopadu kritéria.

Tab 4) Bodové hodnocení kritérií

KRITÉRIUM	3 BODY	2 BODY	1 BOD
<b>SLOŽITOST KONSTRUKCE</b>	nízká	normální	vysoká
<b>CENA</b>	nízká	normální	vysoká
<b>TUHOST</b>	vysoká	dostačující	nízká
<b>VÁHA</b>	nízká	normální	vysoká
<b>ZÁSTAVBOVÉ ROZMĚRY</b>	malé	střední	velké
<b>MODERNÍ TECHNOLOGIE</b>	obsahuje hodně	Obsahuje středně	Obsahuje málo
<b>ÚDRŽBA</b>	snadná	normální	složitá
<b>SPOLEHLIVOST</b>	velká	středná	malá
<b>HLUČNOST</b>	Tichý	normální	hlučný
<b>ŽIVOTNOST</b>	dlouhá	střední	krátká
<b>RYCHLOST POLOHOVÁNÍ</b>	rychlá	střední	pomalá

V tabulce 5 můžeme vidět přidělení váhy jednotlivým kritériím a následné bodové ohodnocení každého kritéria u každé konstrukční varianty, a to podle tabulky 4. Hodnoceny zde byly čtyři varianty navržené v kapitole 6. Jako varianta 1 je zde veden návrh z kapitoly 6.1. Jako varianta 2 je zde veden návrh z kapitoly 6.2. jako varianta 3 je zde veden návrh z kapitoly 6.6. Jako varianta 4 je zde veden návrh z kapitoly 6.4. V řádku vyhodnocená byla pak tyto bodové hodnocená vynásobeny s váhou kritérií a následně tyto násobky sečteny do posledního řádku tabulky s názvem „vyhodnocení“.

Tab 5) Hodnocení konstrukčních variant

KRITÉRIUM	VÁHA	VARIANTA 1	VARIANTA 2	VARIANTA 3	VARIANTA 4
<b>SLOŽITOST KONSTRUKCE</b>	3	3	1	1	3
<b>CENA</b>	2	2	2	2	1
<b>TUHOST</b>	4	2	1	2	2
<b>VÁHA</b>	9	3	1	2	3
<b>ZÁSTAVBOVÉ ROZMĚRY</b>	10	3	2	2	3
<b>MODERNÍ TECHNOLOGIE</b>	8	2	1	2	3
<b>ÚDRŽBA</b>	3	3	1	1	2
<b>SPOLEHLIVOST</b>	5	2	2	2	1
<b>HLUČNOST</b>	6	3	1	3	3
<b>ŽIVOTNOST</b>	4	2	2	1	2
<b>RYCHLOST POLOHOVÁNÍ</b>	7	3	2	1	3
<b>VYHODNOCENÍ</b>		160	89	111	158

Z multikriteriálního způsobu volby nejvhodnější konstrukční varianty bodovací metodou vyšlo najevo, že nejvhodnějším konstrukčním řešením je varianta 1, což je první konstrukční návrh z kapitoly 6.1, která z hodnocení vyšla se 160 body což bylo nejvíce, a tudíž je zvolena tato konstrukční varianta.



## 8 VÝPOČTOVÁ ČÁST

### 8.1 Volba základních parametrů

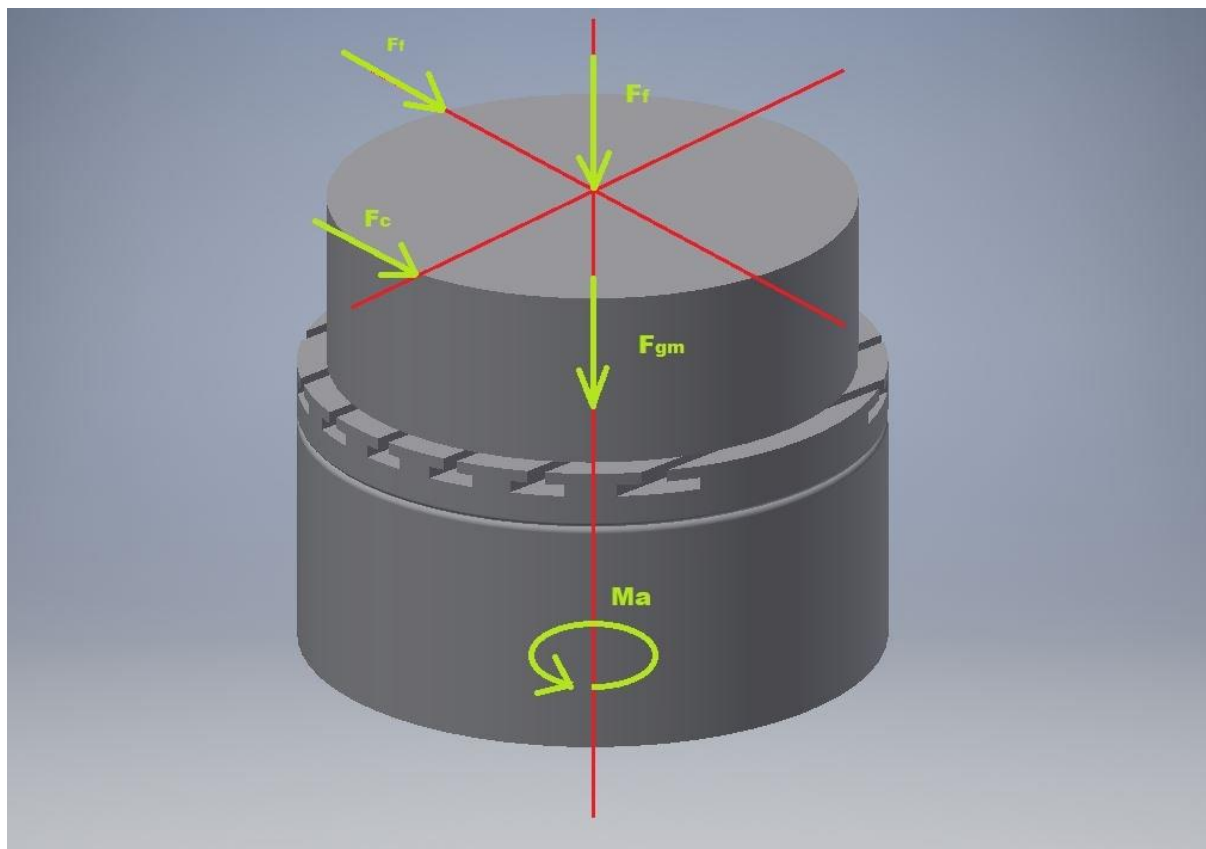
Na základě rešerše v oblasti výrobců stolů v kapitole 5, a na základě konstrukční varianty, byly zvoleny tyto parametry, ze kterých se vychází.

Tab 6) Tabulka základních parametrů

PARAMETR	HODNOTA	OZNAČENÍ	JEDNOTKY
PRŮMĚR UPÍNACÍ DESKY STOLU	1000	$D_s$	mm
MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ STOLU	2500	$m_s$	Kg
POJEZD STOLU V LINEÁRNÍ OSE	2000	$X_l$	mm
T-DRÁŽKY	22H8	-	-
RYCHLOST POLOHOVÁNÍ V ROTAČNÍ OSE (OT./MIN.)	180	$n_s$	ot/min
RYCHLOST POSUVU	25	$v_l$	m/min
ČAS ROZBĚHU DESKY STOLU	2	$t_s$	s
ČAS ROZBĚHU LINEÁRNÍHO VEDENÍ	3	$t_l$	s

## 8.2 Znázornění sil a momentů působících na otočný stůl

Při výpočtu sil a momentu, které jsou znázorněny na obrázku bude počítáno se silou vzniklou od frézování dále se silou vzniklou při vrtání a dále se silou od hmotnosti obrobku.



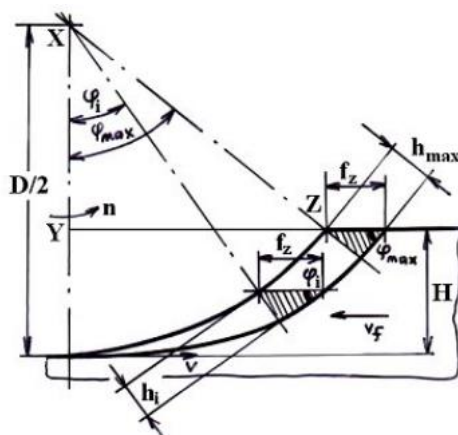
Obr. 25) Znázornění sil a momentů na desku stolu

## 8.3 Výpočet maximální řezné síly při frézování

Pro výpočet maximální síly vyvolané frézováním, bylo zvoleno válcové frézování válcovou frézou s přímými zuby a následně zvoleny tyto parametry dle zdroje [19].

Tab 7) Tabulka parametrů pro výpočet řezné síly

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKY
PRŮMĚR FRÉZY	D	100	mm
POSUV NA ZUB	$f_z$	0,10	mm
HLOUBKA ODEBÍRANÉ VRSTVY	Hh	7	mm
ŠÍŘKA ZÁBĚRU OSTŘÍ	$a_p$	15	mm
MĚRNÁ ŘEZNÁ SÍLA	$C_{fc}$	1380	N.mm <sup>2</sup>
EXPONENT	x	0,72	-



Obr. 26) Znázornění průřezu třísky [19]

$$\sin \varphi_{\max} := \sqrt{1 - \left(1 - \frac{4Hh}{D} + \frac{4 \cdot Hh^2}{D^2}\right)} = 0.51 \quad (1)$$

Maximální řezná síla při frézování:

$$F_{c \max} = a_p \cdot f_z \cdot \sin \varphi_{\max} \cdot \frac{C_{Fc}}{(f_z \cdot \sin \varphi_{\max})^{(1-x)}} = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_{\max} \text{ [N]}. \quad (2)$$

$$F_{c \max} = 2430 \text{ N}$$

#### 8.4 Výpočet síly vzniklé při vrtání

Při výpočtu síly vzniklé vrtáním, bylo uvažováno operace vrtání a to do plného materiálu a zvoleny tyto parametry dle zdroje [19].

Tab 8) Tabulka výchozích parametrů při vrtání

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKY
PRŮMĚR VRTÁKU	$D_{vr}$	16	mm
POSUV NA OTÁČKU	$f$	0,18	mm.ot <sup>-1</sup>
MĚRNÁ ŘEZNÁ SÍLA	$C_{fc}$	1380	N.mm <sup>2</sup>
EXPONENT X	$x_{ff}$	0,97	-
EXPONENT Y	$y_{ff}$	0,72	-

Posuvová síla na vrtáku:

$$F_f = C_{fc} \cdot D_{vr}^{x_{ff}} \cdot f^{y_{ff}} = 3755 \text{ N} \quad (3)$$

## 8.5 Výpočet potřebného kroučícího momentu motoru otočného stolu

Výpočet momentu setrvačnosti obrobku:

$$I_o = \frac{1}{2} \cdot M_{obr} \cdot R_{des}^2 = 253 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4)$$

Tab 9) Tabulka momentů setrvačnosti komponent pro otočný stůl

KOMPONENTA	OZNAČENÍ	HODNOTA
<b>OBROBEK</b>	$I_{z_o}$	253 kg.m <sup>2</sup>
<b>ROTAČNÍ DESKA (3D MODEL)</b>	$I_{z_{des}}$	50,3 kg.m <sup>2</sup>
<b>PŘÍRUBA (3D MODEL)</b>	$I_{z_{pri}}$	2,93 kg.m <sup>2</sup>
<b>VNITŘNÍ KROUŽEK LOŽISKA (Z DATASHEETU)</b>	$I_{z_{lož}}$	1,57 kg.m <sup>2</sup>
<b>ROTOR MOTORU (3D MODEL)</b>	$I_{z_{rot}}$	0,16 kg.m <sup>2</sup>

Maximální moment v ose B:

$$M_{B_{max}} = F_c \cdot \frac{D_s}{2} = 1094 \text{ Nm} \quad (5)$$

Tab 10) Tabulka momentů pro výpočet potřebného momentu motoru osy B

NÁZEV	OZNAČENÍ	HODNOTA
<b>MAXIMÁLNÍ MOMENT V OSE B</b>	$M_B$	1094 Nm
<b>MOMENT OD TŘENÍ V LOŽISKU</b>	$M_{tř_{lož}}$	4 Nm

Úhlová rychlost desky stolu:

$$\omega_{des} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_s}{60} = 18,84 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

Úhlové zrychlení desky stolu:

$$\epsilon_{des} = \frac{\omega_{des}}{t_s} = 9,42 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7)$$

Redukovaný moment setrvačnosti:

$$I_{red_s} = I_{z_o} + I_{z_{des}} + I_{z_{pri}} + I_{z_{lož}} + I_{z_{rot}} = 307 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (8)$$

Redukovaný moment:

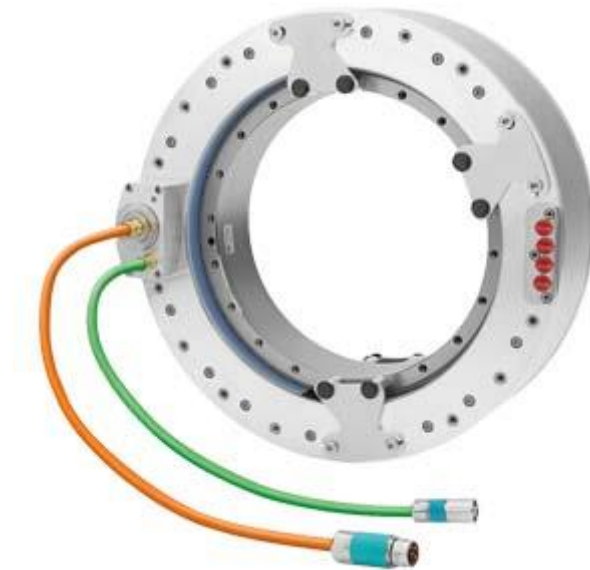
$$M_{s_{red}} = \epsilon_{des} \cdot I_{red_s} = 3119 \text{ Nm} \quad (9)$$

Celkový potřebný kroučící moment motoru:

$$M_b = M_{B_{max}} + M_{s_{red}} + M_{tř_{lož}} = 3990 \text{ Nm} \quad (10)$$

## 8.6 Volba motoru pro otočnou desku

Na základě vypočítaného celkového potřebného kroutícího momentu pro pohon osy B, je zvolen prstencový servomotor Siemens 1FW6290-0WB07-0LB2.



Obr. 27) Zvolený pohon Siemens 1FW6290-0WB07-0LB2. [20]

Tab 11) Tabulka parametrů zvoleného motoru Siemens 1FW6130-0NB10-1JC2.

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKY
VNĚJŠÍ PRŮMĚR	D <sub>ex</sub>	730	mm
VNITŘNÍ PRŮMĚR	D <sub>in</sub>	522	mm
VÝŠKA	H	140	mm
MAX KROUTÍCÍ MOMENT	M <sub>k</sub>	4000	Nm
MAXIMÁLNÍ OTÁČKY	n <sub>s_max</sub>	210	min <sup>-1</sup>
HMOTNOST	M <sub>mot</sub>	103,6	kg

## 8.7 Výpočet sil působících na uložení desky stolu

Hmotnost každého dílu byla zjištěna z 3D návrhu dílu programu Inventor. Výpočet tíhové síly každé součásti:  $F_{g\text{ souč}} = m_{\text{souč}} \cdot g$  (N)

Kde  $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Hodnoty těchto tíhových sil jsou uvedeny v Tab 12)

Tab 12) Tabulka hmotností jednotlivých dílů a jejich tíhové síly

DÍL	OZNAČENÍ	HMOTNOST	OZNAČENÍ SÍLY	HODNOTA SÍLY
<b>OBROBEK</b>	$M_{obr}$	2500 kg	$F_{g_{m\_obr}}$	24525 N
<b>DESKA</b>	$M_{des}$	395 kg	$F_{g_{m\_des}}$	3874 N
<b>PŘÍRUBA</b>	$M_{pri}$	57 kg	$F_{g_{m\_pri}}$	559 N
<b>ROTOR MOTORU</b>	$M_{rot}$	4 kg	$F_{g_{m\_rot}}$	39 N

Celková tíhová síla působící na uložení desky stolu:

$$\mathbf{F_{gs}} = \mathbf{F_{g_{m\_obr}}} + \mathbf{F_{g_{m\_des}}} + \mathbf{F_{g_{m\_pri}}} + \mathbf{F_{g_{m\_rot}}} = \mathbf{28997\ N} \quad (11)$$

Největší axiální síla na uložení desky stolu:

$$\mathbf{F_{ax\_lož\_s}} = \mathbf{F_f} + \mathbf{F_{gs}} = \mathbf{32752\ N} \quad (12)$$

Výpočet síly od zrychlení lineárního posuvu:

$$\mathbf{F_{m\_lož}} = \mathbf{m_{pos\_s} \cdot a_{lin}} \quad (13)$$

$$\mathbf{a_{lin}} = \mathbf{v_1 / t_1} = \mathbf{8,3\ m \cdot s^{-2}} \quad (14)$$

$$\mathbf{m_{pos\_s}} = \mathbf{M_{obr} + M_{des} + M_{pri} + M_{rot}} = \mathbf{2956\ kg} \quad (15)$$

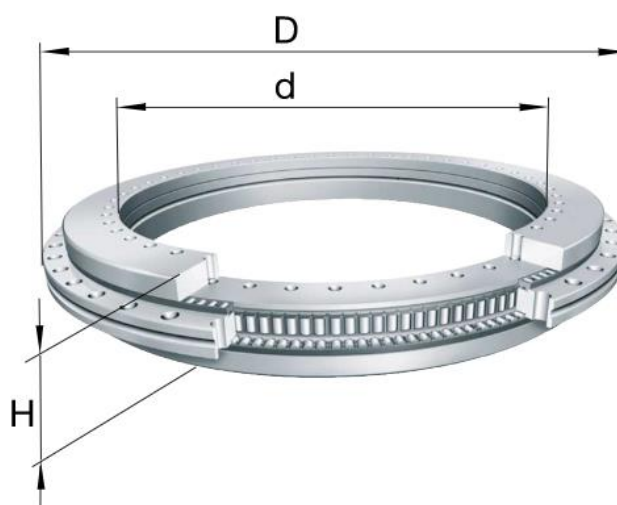
$$\mathbf{F_{m\_lož}} = \mathbf{24633\ N} \quad (16)$$

Největší radiální síla na ložisko uložení stolu:

$$\mathbf{F_{rad\_lož\_s}} = \mathbf{F_f} + \mathbf{F_{m\_lož}} = \mathbf{28388\ N} \quad (17)$$

## 8.8 Volba ložiska pro uložení desky stolu

Pro uložení otočné desky stolu bylo zvoleno axiálně/radiální ložisko Schaeffler Group Industrial YRTSM460, obousměrné, montované šrouby a s integrovaným úhlovým měřicím systémem.



Obr. 28) Axiálně radiální ložisko YRTSM460 [21]

Tab 13) Tabulka parametrů zvoleného ložiska YRTSM460.

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
ZÁKLADNÍ STATICKÁ AXIÁLNÍ ÚNOSNOST	C <sub>0a</sub>	1690000	N
ZÁKLADNÍ STATICKÁ RADIÁLNÍ ÚNOSNOST	C <sub>0r</sub>	570000	N
ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ AXIÁLNÍ ÚNOSNOST	C <sub>a</sub>	221000	N
ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ RADIÁLNÍ ÚNOSNOST	C <sub>r</sub>	168000	N
ELEKTRONICKÁ OMEZOVACÍ RYCHLOST A OMEZUJÍCÍ RYCHLOST LOŽISKA	n <sub>lož_b_max</sub>	560	min <sup>-1</sup>
VNĚJŠÍ PRŮMĚR	D <sub>lož_b</sub>	600	mm
VNITŘNÍ PRŮMĚR	d <sub>lož_b</sub>	460	mm
ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÁ TRVANLIVOST	L <sub>10</sub>	1000000	n <sup>-1</sup>
MOMENT OD TŘENÍ V LOŽISKU	M <sub>tř_lož</sub>	4	Nm
VÁPOČTOVÝ EXPONENT	a	$\frac{10}{3}$	-

### 8.8.1 Kontrolní výpočet ložiska desky stolu

Bezpečnost statické únosnosti v axiálním směru:

$$S_{0A} = \frac{C_{0A}}{F_{ax,lož_s}} = 52 \quad (18)$$

Bezpečnost statické únosnosti v radiálním směru:

$$S_{0R} = \frac{C_{0R}}{F_{rad,lož_s}} = 20 \quad (19)$$

Dle tabulek výrobce Tab 10), které udávají bezpečnost statické únosnosti větší nebo rovno čtyřem, ložisko vyhovuje v radiálním i axiálním směru.

Tab 14) Tabulka bezpečností statické únosnosti uváděná výrobcem [21]

Operating conditions	Static load safety factor $S_0$	
	for roller bearings	for ball bearings
Smooth, low-vibration, normal operation with minimal demands for smooth running; bearings with slight rotary motion	$\geq 1$	$\geq 0,5$
Normal operation with higher requirements for smooth running	$\geq 2$	$\geq 1$
Operation with pronounced shock loads	$\geq 3$	$\geq 2$
Bearing arrangement with high requirements for running accuracy and smooth running	$\geq 4$	$\geq 3$

Doporučená hodnota požadované trvanlivosti ložisek u strojů pro osmihodinový denní provoz, které jsou plně využívány: obráběcí stroje, dřevoobráběcí stroje, stroje pro všeobecné strojírenství, je 20 000 – 30 000 hodin. [22]

Doporučená trvanlivost:

$$L_{Dop} = 2 \cdot 10^4 \text{ h} \quad (20)$$

Maximální otáčky zvoleného motoru:

$$n_{s\_max} = 210 \text{ min}^{-1} \quad (21)$$

Trvanlivost ložiska v axiálním směru:

$$L_{ax} = \frac{10^6}{n_{s\_max} \cdot 60} \cdot \left( \frac{C_a}{F_{axložs}} \right)^a = 43628 \text{ h} \quad (22)$$

Trvanlivost ložiska v radiálním směru:

$$L_{rad} = \frac{10^6}{n_{s\_max} \cdot 60} \cdot \left( \frac{C_r}{F_{radložs}} \right)^a = 29756 \text{ h} \quad (23)$$

Porovnání vypočítané a doporučené trvanlivosti ložiska:

$$L_{Dop} < L_{ax} \rightarrow \text{v axiálním směru vyhovuje.} \quad (24)$$

$$L_{Dop} < L_{rad} \rightarrow \text{v radiálním směru vyhovuje.} \quad (25)$$



## 8.9 Návrh lineárního vedení

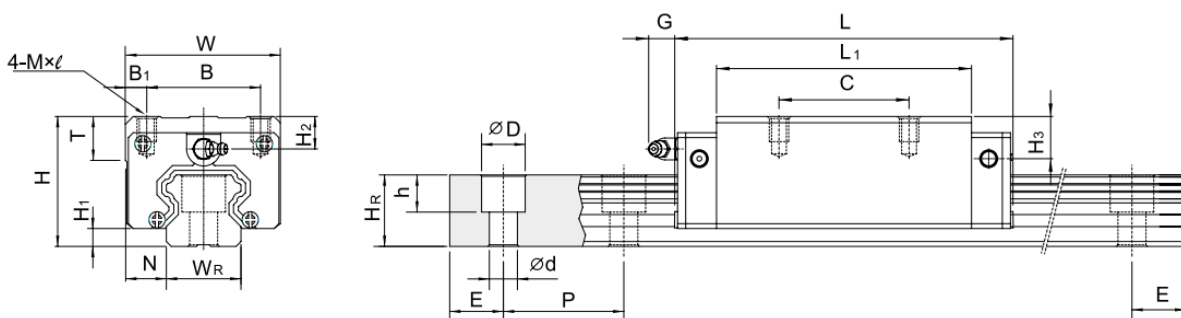
Jako lineární vedení bylo zvoleno Lineární vedení od firmy HIWIN.

Dle katalogu výrobce byla zvolena řada HG.

### Výběr řady

- Řada HG a CG – brusky, frézky a vrtačky, soustruhy, obráběcí stroje, dřevozpracující stroje
- Řada EG – automatizace, vysokorychlostní doprava, polovodiče, přesné měřicí přístroje
- Řada WE – jednoosé stroje s vysokým kroutícím zatížením
- Řada MG – miniaturní technologie, polovodiče, lékařská technika
- Řada RG – obráběcí stroje, vstřikovací lisys, vysokotuhostní stroje a systémy

Byl zvolen vozík HGH55HA s těmito parametry:

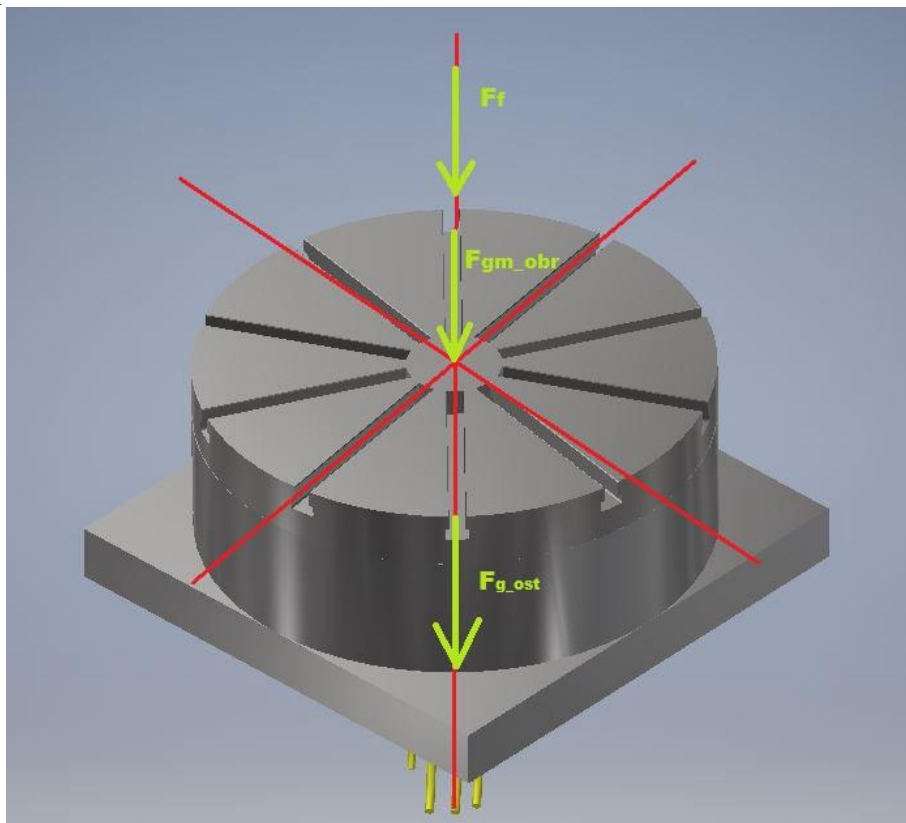


Obr. 29) Zvolené lineární vedení [23]

Tab 15) Tabulka parametrů zvoleného vozíku

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
STATICKÁ ÚNOSNOST	$C_0$	301260	N
DYNAMICKÁ ÚNOSNOST	$C_{dyn}$	139350	N
DÉLKA VOZÍKU	L	203,8	mm
ŠÍŘKA VOZÍKU	W	100	mm
PŘEČNÍVÁNÍ KOLEJNICE	H1	13	mm
VÝŠKA S KOLEJNICÍ	H	80	mm
HMOTNOST VOZÍKU	$m_{voz}$	1	kg

### 8.9.1 Výpočet maximálního zatížení vozíku



Obr. 30) Zobrazení sil působících na lineární vedení

Tab 16) Tabulka sil pro výpočet vedení  
SÍLA

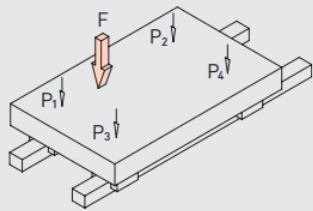
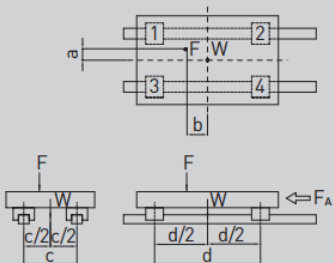
	OZNAČENÍ	HODNOTA SÍLY
<b>TÍHOVÁ SÍLA OBROBKU</b>	$F_{gm\_obr}$	24525 N
<b>SÍLA OD VRTÁNÍ</b>	$F_f$	3755 N
<b>TÍHOVÁ SÍLA SESTAVY OTOČNÉHO SSTOLU</b>	$F_{g\_ost}$	16755 N

Zatížení od hmotností:

$$F_{g\_1} = F_{gm\_obr} + F_{g\_ost} = 41280 \text{ N} \quad (26)$$

Protože síla vrtání je větší než síla frézování bude počítáno se silou vrtání.

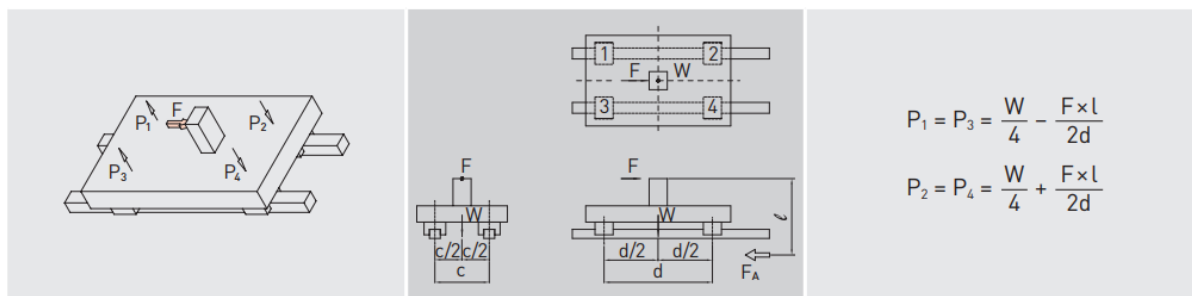
Výpočet zatížení na jednotlivý vozík při použití 4 vozíků v případě vrtání z hora:

Typické příklady	Rozmístění zátěže	Zatížení vozíku
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$

Obr. 31) Výpočet sil podle katalogu [23]

$$P_1 = \frac{F_{gm} \cdot 1}{4} + \frac{F_f}{4} + \frac{F_f \cdot a}{2 \cdot c} + \frac{F_f \cdot b}{2 \cdot c} = 15015 \text{ N} \quad (27)$$

Výpočet zatížení na jednotlivý vozík při použití 4 vozíků v případě vrtání z boku:



Obr. 32) Výpočet sil podle katalogu hiwin [23]

$$P_1 = \frac{F_{gm} \cdot 1}{4} + \frac{F_f \cdot l}{2 \cdot d} = 12198 \text{ N} \quad (28)$$

Větší síla na vozík vychází při vrtání s hora a podle ní bude tedy volen konkrétní vozík.

Statická konstrukční bezpečnost:

$$f_{SL} = \frac{c_0}{P_1} = 20 \quad (29)$$

Dle tabulky statické konstrukční bezpečnosti kterou udává výrobce tento vozík vyhovuje.

Zatížení	$f_{SL}; f_{SM} [\text{min.}]$
Normální zatížení	1.25 - 3.00
S rázy a vibracemi	3.00 - 5.00

Obr. 33) Tabulka bezpečnosti dle Hiwin [23]

Výpočet jmenovité životnosti:

$$L_l = \left( \frac{c_{dyn}}{P_1} \right)^3 \cdot 50 \text{ km} = 39968225 \text{ km} \quad (30)$$

Výpočet skutečné životnosti v hodinách:

$$L_h = \frac{L_l}{v_l \cdot 60} = 26645 \text{ h} \quad (31)$$

## 8.10 Návrh kuličkového šroubu

Pro pohon lineární osy byl zvolen kuličkový šroub a matice od firmy HIWIN R50-10K6-FSCDIN s těmito parametry.

Tab 17) Tabulka parametrů zvoleného kuličkového šroubu

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
VELIKOST ZÁVITU		50x10	mm
PRŮMĚR KULIČKOVÉHO ŠROUBU	ds	47,9	mm
STOUPÁNÍ ZÁVITU	S	10	mm
MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ŠROUBU	dk	42,9	mm
DYNAMICKÁ ÚNODNOST	C <sub>dyn_kšr</sub>	74500	N
STATICKÁ ÚNOSNOST	C <sub>stat_kšr</sub>	250000	N
HMOTNOST MATCE	m <sub>mat</sub>	2,20	Kg
HMOTNOST ZÁVITU	m <sub>kšr</sub>	13,86	Kg/m

### Statické hledisko

Výpočet přesouvané hmotnosti

$$m_{lin} = m_{ots} + m_{obr} + 2 \cdot m_{kryt} + 2 \cdot m_{kryt2} + 4 \cdot m_{voz} \quad (32)$$

$$m_{lin} = 4236 \text{ Kg} \quad (33)$$

Výpočet momentu zátěže od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_G = \frac{m_{lin} \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot \mu_s \cdot \mu_L^j \cdot \mu_P} = 0,367 \text{ Nm} \quad (33)$$

Výpočet momentu zátěže od třecích sil v ložisku a předepnutí kuličkového šroubu

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_f + m_{lin} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_1 \cdot f_3}{i \cdot \mu_P} = 0,24 \text{ Nm} \quad (34)$$

Výpočet síly předepnutí matice kuličkového šroubu

$$F_P = 0,35 \cdot F_f = 1314 \text{ N} \quad (35)$$

Výpočet momentu zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu

$$M_{kšm} = \frac{F_P \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \mu_P \cdot \mu_L^j} \cdot (1 - \mu_s^2) + \frac{0,5 \cdot (F_f + m_{lin} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \mu_P \cdot \mu_L^j} = 0,61 \text{ Nm} \quad (36)$$

Výpočet statického momentu zátěže redukováného na hřídel motoru

$$M_{zsrhm} = M_G + M_L + M_{Kšm} = 1,217 \text{ Nm} \quad (37)$$

Výpočet potřebného momentu motoru z hlediska statického

$$M_{ms} = \frac{F_f \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \mu_P \cdot \mu_L^j} + M_{zsrhm} = 7,31 \text{ Nm} \quad (38)$$

## Kinematické hledisko

Výpočet zrychlení

$$a_{lin} = \frac{v_l}{t_l} = 8,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (39)$$

Výpočet úhlového zrychlení šroubu

$$\varepsilon_s = \frac{a_{lin} \cdot \pi \cdot 2}{s} = 5235,98 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (40)$$

Úhlové zrychlení šroubu se rovná úhlovému zrychlení motoru, jelikož je motor připojen na přímo

$$\varepsilon_s = \varepsilon_m \quad (41)$$

## Dynamické hledisko

Výpočet moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_G = \frac{m_{lin} \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot \mu_s \cdot \mu_L^j \cdot \mu_P} = 0,367 \text{ Nm} \quad (42)$$

Výpočet momentu zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu

$$M_{kšm\_d} = \frac{F_P \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \mu_P \cdot \mu_L^j} + \frac{0,5 \cdot m_{lin} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \mu_P \cdot \mu_L^j} = 1,088 \text{ Nm} \quad (43)$$

Výpočet celkového momentu zátěže redukováného na hřídel servomotoru

$$M_{zdsrhm} = M_G + M_{kšm\_d} = 1,455 \text{ Nm} \quad (44)$$

Výpočet redukováného momentu setrvačnosti posuvných hmot

$$J_m = m_{lin} \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 0,0107 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (45)$$

Výpočet celkového momentu setrvačnosti redukováného na hřídel servomotoru

$$J_{zhm} = J_{mot} + J_{br} + J_{stul} + J_s + J_m = 0,012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (46)$$

Výpočet potřebný krouticího momentu servomotoru z dynamického hlediska

$$M_{m\_dyn} = J_{zhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdsrhm} = 69,523 \text{ Nm} \quad (47)$$

Otáčky motoru na které je rozbíháno je možné určit jako

$$n_m = \frac{v_l}{s} = 2500 \text{ ot/min} \quad (48)$$

## 8.11 Volba motoru lineární osy

Na základě výpočtu v kapitole 8.10 byl zvolen servomotor od firmy Siemens 1PH8133-1AG00-0GA2 s následujícími parametry.



Obr. 34) Zvolený motor lineárního vedení [24]

Tab 18) Tabulka parametrů zvoleného motoru

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
VÝKON	$P_N$	24	kW
JMENOVITÝ MOMENT	$M_N$	86	Nm
JMENOVITÝ PROUD	$I_N$	41	A
JMENOVITÉ NAPĚTÍ	$U_N$	456	V
JMANOVITÁ FREKVENCE	$f_N$	89,6	Hz
JMENOVITÉ OTÁČKY	$n_N$	2650	rpm
MAXIMÁLNÍ MOMENT	$M_{max}$	250	Nm
MAXIMÁLNÍ PROUD	$I_{max}$	117	A
MAXIMÁLNÍ OTÁČKY	$n_{max}$	8000	Rpm
VÁHA MOTORU	$M_{mot\_lin}$	106	kg

## 8.12 Výpočet životnosti ložiska uložení kuličkového šroubu u motoru

Pro výpočet životnosti bylo využito programu Autodesk Inventor. V domečku který nabízí společnost Hiwin a který je použit je použito ložisko 7208 dle ČSN 02 4645.

Tab 19) Tabulka zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	0 N
Axiální zatížení ložiska	$F_a$	3755 N
Otáčky	$n$	2500 rpm
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$s_0$	2,0 ul

Tab 20) Tabulka parametrů ložiska

Určení		CSN 02 4645 (A 7208)
Vnitřní průměr ložiska	d	40,000 mm
Vnější průměr ložiska	D	80,000 mm
Šířka ložiska	B	18,000 mm
Jmenovitý úhel dotyku ložiska	$\alpha$	25 deg
Základní dynamická nosnost	C	36400 N
Základní statická nosnost	$C_0$	26000 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	0,60 ul / 0,60 ul
Součinitel dynamického axiálního zatížení	Y	0,50 ul / 0,50 ul
Mezní hodnota $F_a/F_r$	e	0,40 ul
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	0,60 ul
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	0,50 ul
Přípustné otáčky pro mazání tukem	$n_{Lim1}$	0 rpm
Přípustné otáčky pro mazání olejem	$n_{Lim2}$	0 rpm

Tab 21) Tabulka výpočtu životnosti ložiska

Způsob výpočtu		SKF AG
Požadovaná jmenovitá životnost	$L_{req}$	10000 hr
Požadovaná spolehlivost	$R_{req}$	90 ul
Součinitel upravení životnosti	$a_{SKF}$	1,00 ul
Provozní teplota	T	100 c
Součinitel přídavných sil	$f_d$	1,00 ul

Tab 22) Mazání

Součinitel tření $\mu$	0,0015 ul
Mazání	Tuk

Tab 23) Tabulka výsledků výpočtu

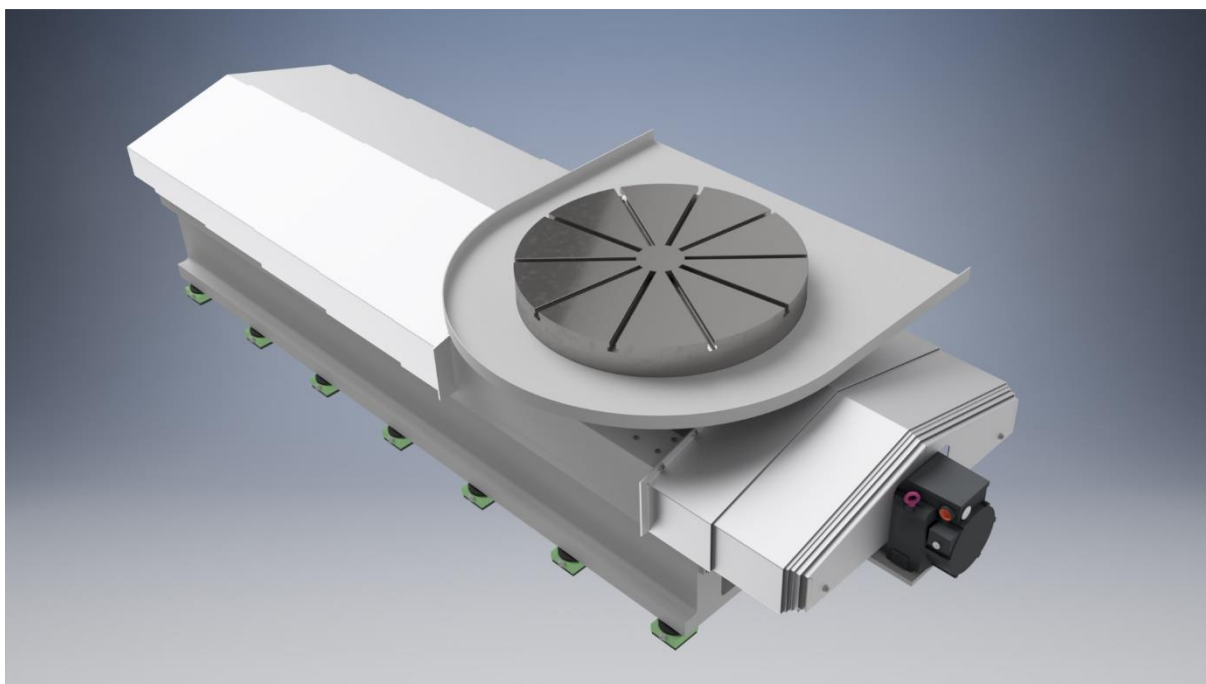
Základní jmenovitá životnost	$L_{10}$	48582 hr
Upravená jmenovitá životnost	$L_{na}$	48582 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$s_{0c}$	13,84820 ul
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	14,74585 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	260 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	1878 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	$P$	1877 N
Součinitel přetáčkování	$k_n$	0,000 ul
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	1,00 ul
Součinitel teploty	$f_t$	1,00 ul
Ekvivalentní otáčky	$n_e$	2500 rpm
Minimální otáčky	$n_{min}$	2500 rpm
Maximální otáčky	$n_{max}$	2500 rpm
Pevnostní kontrola		<b>Kladný</b>

Výpočet skončil kladně a životnost ložiska vyšla 48582 h a jelikož je doporučená hodnota požadované trvanlivosti ložisek u strojů pro osmihodinový denní provoz, které jsou plně využívány: obráběcí stroje, dřevoobráběcí stroje, stroje pro všeobecné strojírenství 20 000 – 30 000 hodin. [22] tak toto ložisko vyhovuje.



## 9 DETAILNÍ POPIS STROJE

Na obrázku 35 je zobrazena kompletní finální podoba stroje která byla zhotovena v programu Autodesk Inventor. Stroj se skládá z těchto hlavních částí: Lože, lineární vedení které zahrnuje vozíky a kolejnice, kuličkový šroub a matice, servomotor pro pohon lineární osy uložen na obrázku vpravo, sestava otočného stolu jenž zahrnuje prstencový motor a ložisko s odměřováním úhlu.

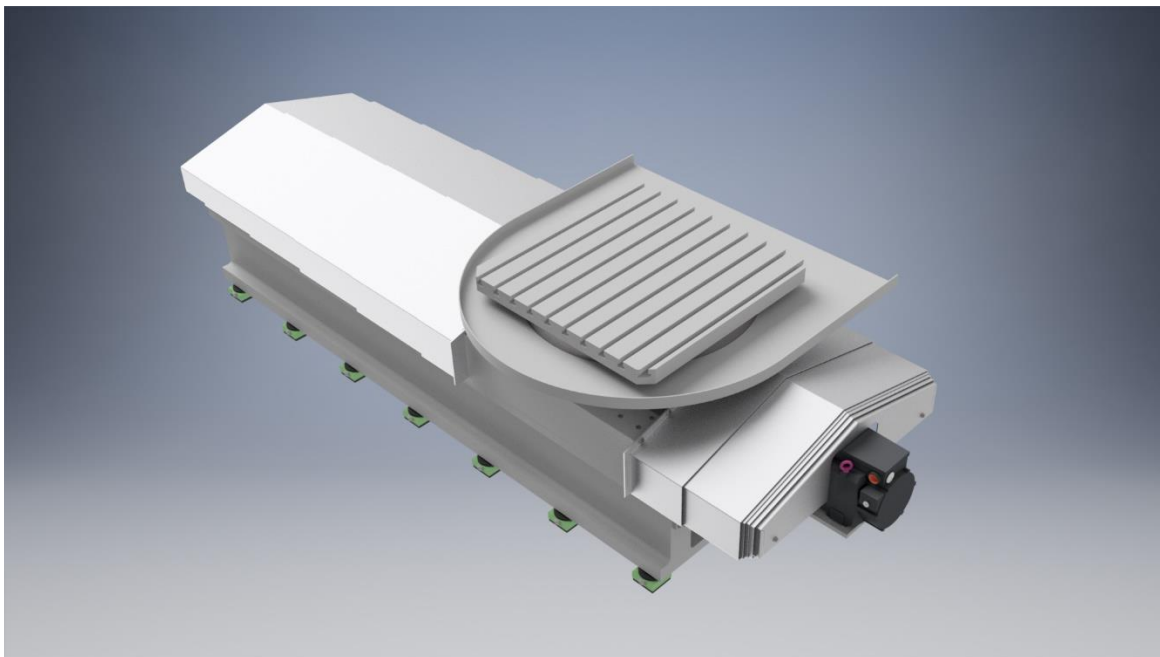


Obr. 35) Celková sestava stroje

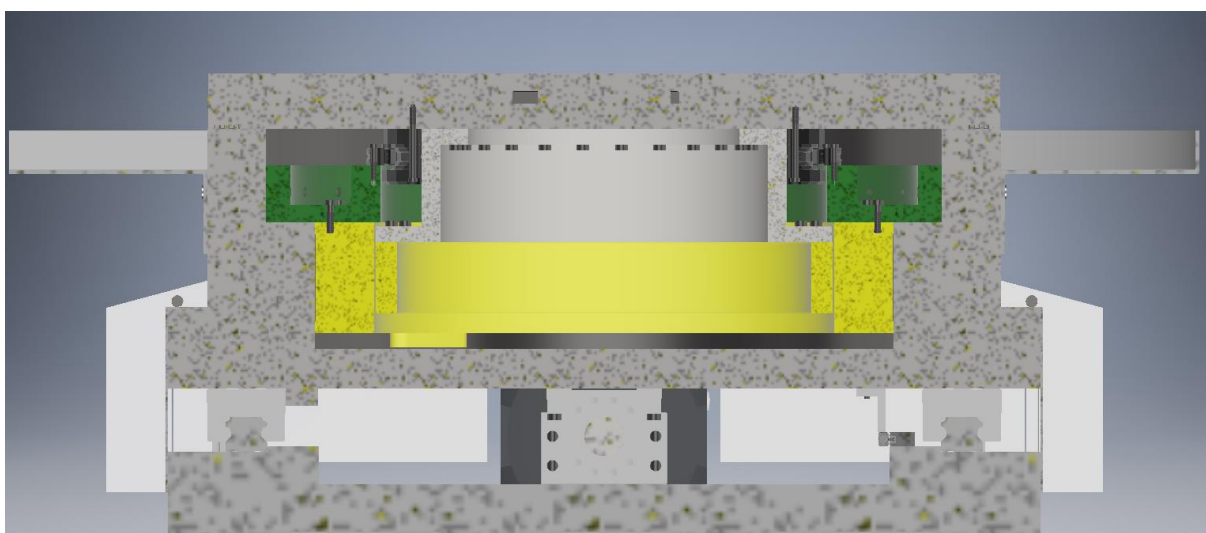
### 9.1 Otočný stůl

Na obrázku 37 je zobrazen řez sestavou otočného stolu. Na obrázku můžeme vidět žlutou barvou zvýrazněný prstencový servomotor. Jeho stator je upevněn přes zeleně zvýrazněnou přírubu k rámu otočného stolu. Rotor motoru je připevněn šrouby přes šedou přírubu k desce stolu. Kabeláž motoru je pak vyvedena z rámu spodem, kde je díra na vyvedení veškerých kabelů, do meziprostoru mezi rámem stolu a ložem kde jsou svedeny do energořetězu. Deska stolu je uložena na ložisku, které je šrouby připevněno ke stolu a vnější kroužek je upevněn na zelené přírubě taktéž šrouby. Zelená příruba je pak zajištěna šrouby zvenčí rámu. Těsnění desky stolu je řešeno labyrintovým těsněním.

Alternativně lze stůl vybavit čtvercovou upínací deskou o rozměrech 1000x1000 mm. Tuto alternativu můžeme vidět na obrázku 36.



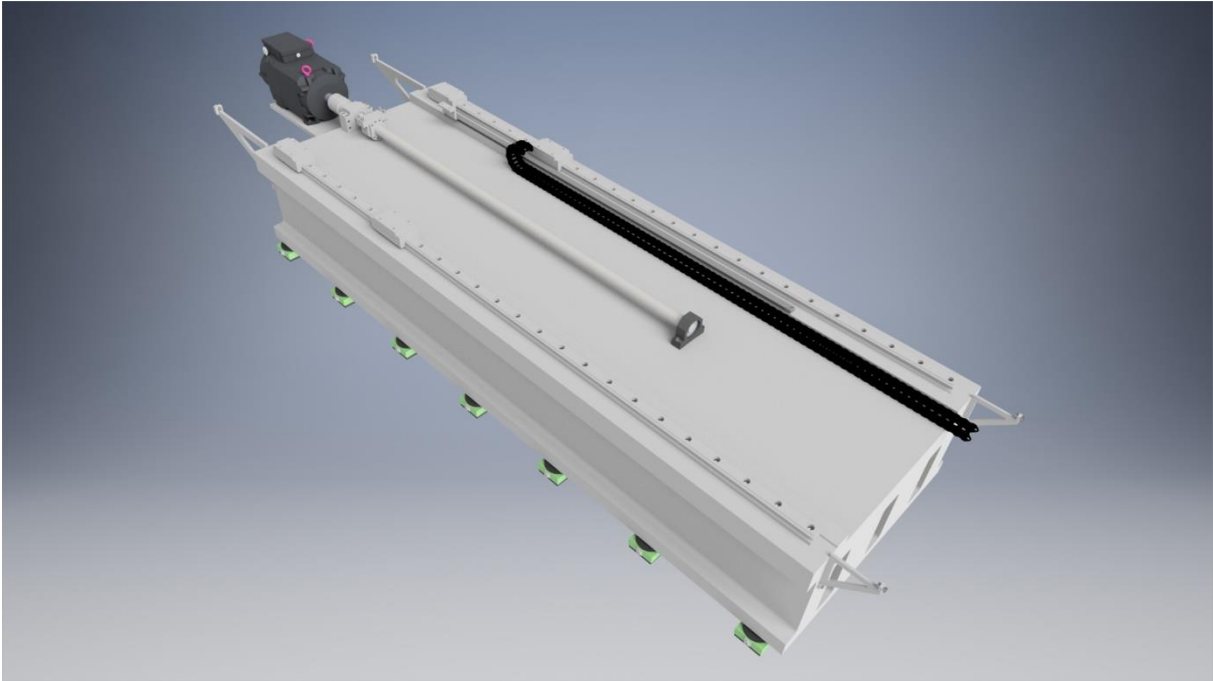
Obr. 36) Alternativní osazení čtvercovou deskou



Obr. 37) Řez sestavou otočného stolu

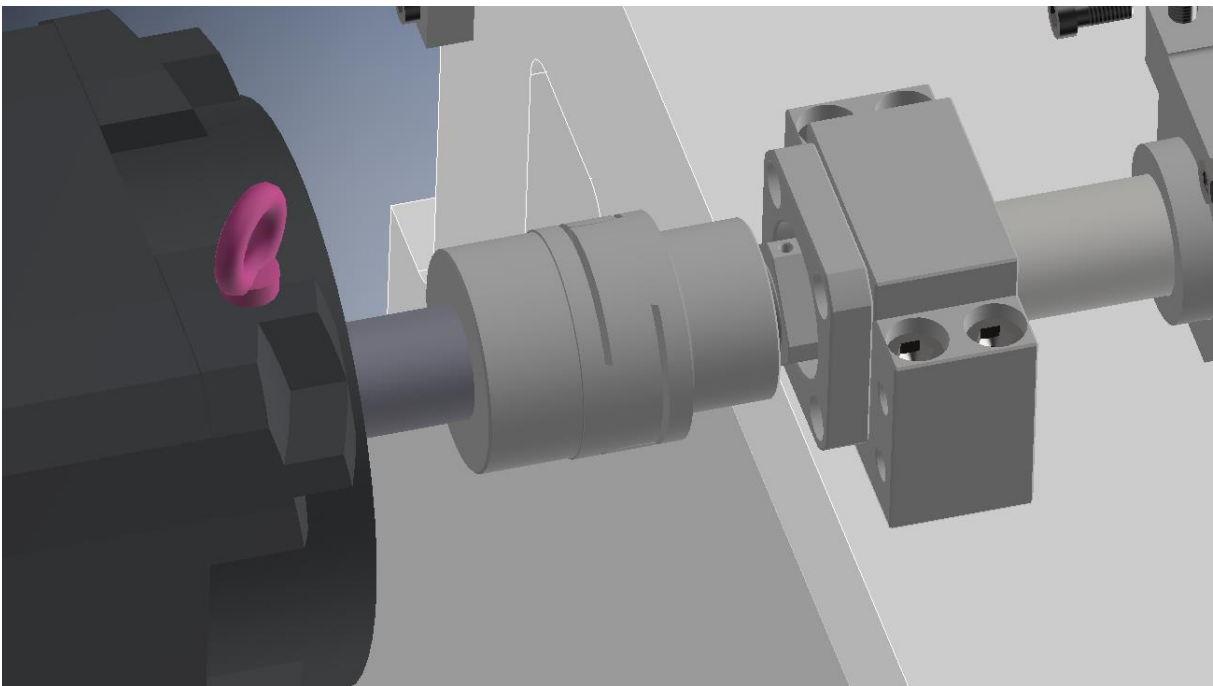
## 9.2 Lineární osa a její komponenty

Na obrázku 38 je zobrazen stroj bez krytů a sestavy otočného stolu. Můžeme vidět lože na kterém jsou po stranách připevněny šrouby dvě kolejnice pro vozíky lineárního vedení, které na obrázku můžeme vidět také. Dále uprostřed lože vidíme uložený kuličkový šroub s maticí. Na jedné straně ložiskovým domkem SLA-40 pro volné uložení černé barvy který nabízí přímo Hiwin a na druhém konci u motoru taktěž v domku který šroub fixuje a zachycuje axiální síly, nabízí ho také přímo firma Hiwin, a můžeme ho detailněji vidět na obrázku 39.



Obr. 38) Sestava lineární osy a její komponenty

Dále je na levém konci uložen motor který pohání kuličkový šroub. Kuličkový šroub je s motorem spojen hřídelovou spojkou KBE1 g42\_55\_a\_b\_38\_48 která dokáže přenést dostatečný kroučící moment.

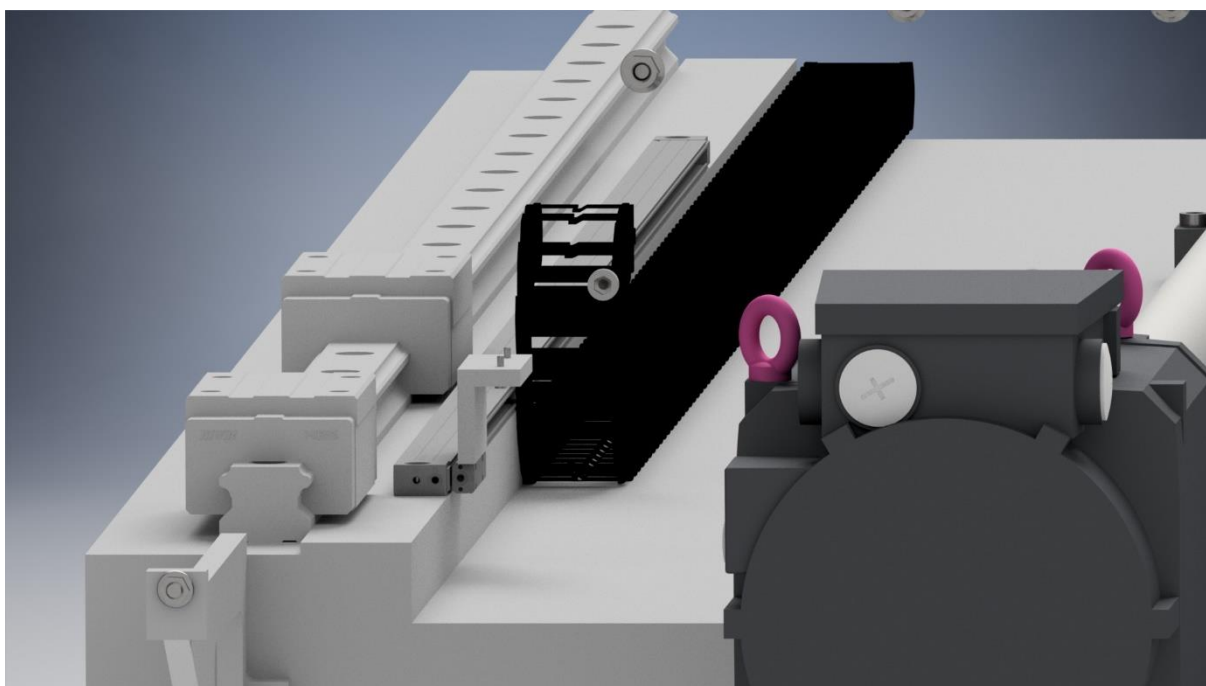


Obr. 39) Detail spojení šroubu s motorem

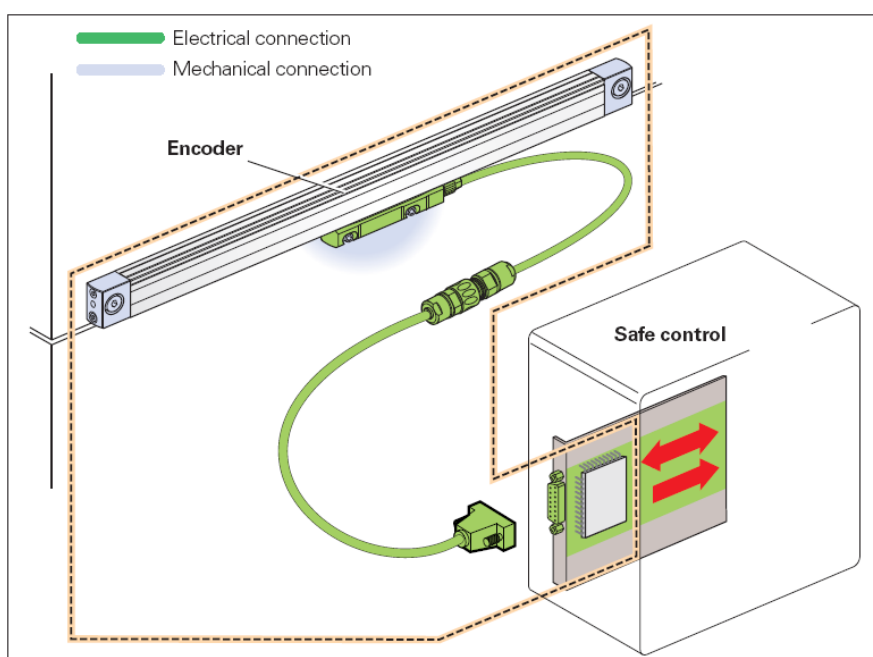
Dále na pravé straně stolu na obrázku 38 můžeme vidět použité lineární odměřování jedná se o Lineární snímač pro číslicově řízené obráběcí stroje od firmy Heidenhain LC 415, tento typ odměřování je u obráběcích strojů v Evropě téměř standardem.

Lineární snímače HEIDENHAIN pro číslicově řízené obráběcí stroje nacházejí uplatnění prakticky všude. Jsou ideální pro stroje a další zařízení, jejichž posuvové osy pracují v servo smyčce, jako jsou frézky, obráběcí centra, vyvrtávačky, soustruhy a brusky. Příznivé dynamické chování, vysoká povolená rychlost pojezdu a akcelerace ve směru měření předurčuje tyto lineární snímače pro vysoce dynamické konvenční osy i pro přímé pohony. [25]

Detailnější pohled na odměřování můžeme vidět na obrázku 40. Třída přesnosti použitého odměřování je  $\pm 3 \mu\text{m}$  a měřicí délka 2040 mm. Kabel odměřování je sveden do energetického řetězce.



Obr. 40) Detail na odměřování



Obr. 41) Enkodér s mechanickým spojením a elektronickým interfacem [25]

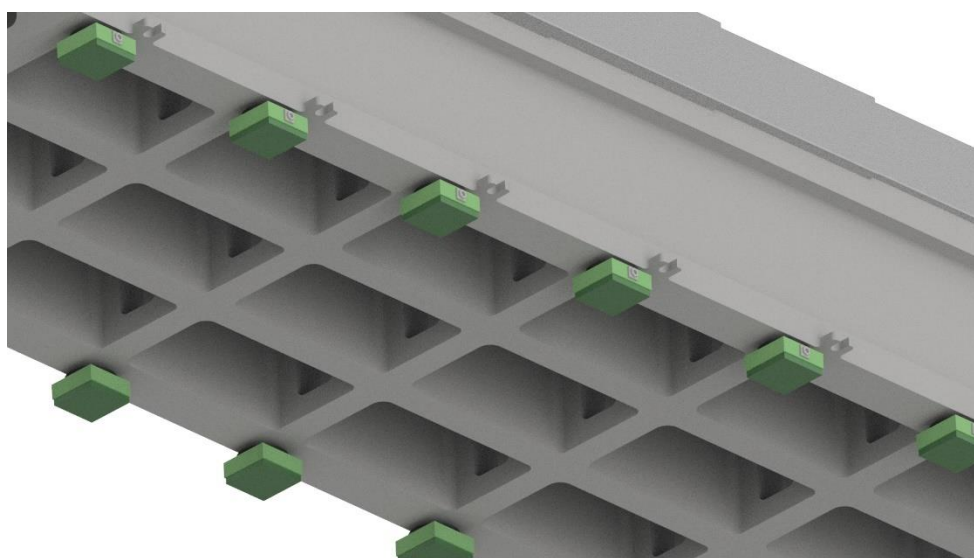
Dále je zde použit energetický řetěz od firmy HENNLICH, který jde vidět na obrázcích 38 a 40 a má černou barvu. Do tohoto řetězu jsou svedeny veškeré kabely jak od pohonu rotační osy tak odměřování rotace i lineárního posunu a chlazení prstencového motoru.



Obr. 42) Použitý energetický řetěz E16 HENNLICH [26]

### 9.3 Ustavení stroje

Stroj je ustaven na klínových vyrovnávacích podložkách WL-LE firmy NAROS spol. s r.o. . Jsou to přesné klínové vyrovnávací jednotky pro tuhé podložení stroje. Tyto prvky jsou klínové podložky poháněné šroubem a s opracovanou horní a spodní stranou. Používají se při podložení a vyrovnání strojů v průběhu konstrukce, stavby a provozu. LE zajišťuje pevné podložení pro maximální tuhost. Mohou být instalovány buď jako volně stojící u strojů bez velkých dynamických sil nebo ve spojení s kotevním šroubem umístěným těsně vedle jednotky WL-LE. Umístění na stroji můžeme vidět na obrázku 43. [27]



Obr. 43) Pohled na lože zespoda



Obr. 44) Použité klínové vyrovnávací jednotky WL-LE [27]

#### 9.4 Krytování stroje

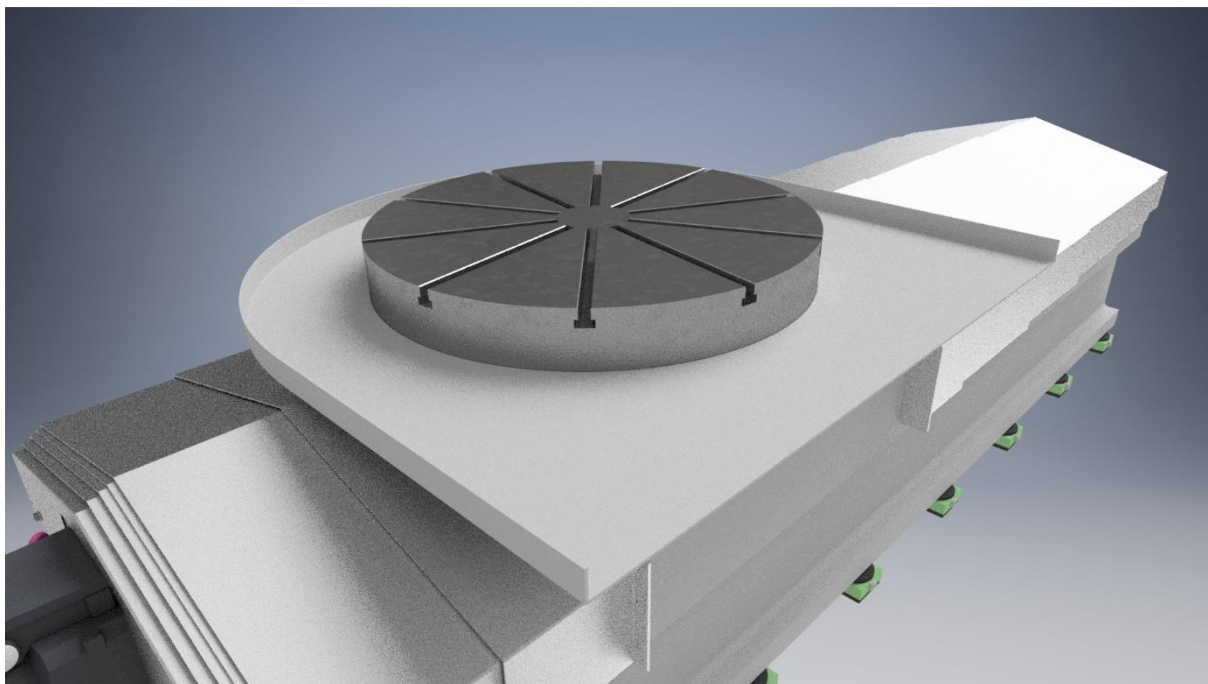
Na stroji jsou pro zakrytí komponent použity teleskopické kryty spádované do tvaru střechy. Nejběžnějším typem krytování je teleskopický kryt. Je složen z plechových segmentů, které obepínají vedení. Na plechy jsou kladeny vysoké jakostní nároky. sleduje se rovinnost, korozivzdornost a oteřuvzdornost. Životnost krytu závisí zejména na stěračích. Jejich tvar, způsob upnutí, materiál a předepnutí ovlivňuje těsnost a rovnoměrnost chodu. Je potřeba zabránit průsaku tekutin do prostoru pod kryty, a naopak je nutné vyvarovat se tzv. slip-stick efektu (trhavého pohybu stěrače), způsobeného přitlačením břitu (rtu) stěrače. [28]

Na stroji bylo použito krytování HESTEGO a. s.. Jeho umístění na stroji je zobrazeno na obrázcích 35 a 36.

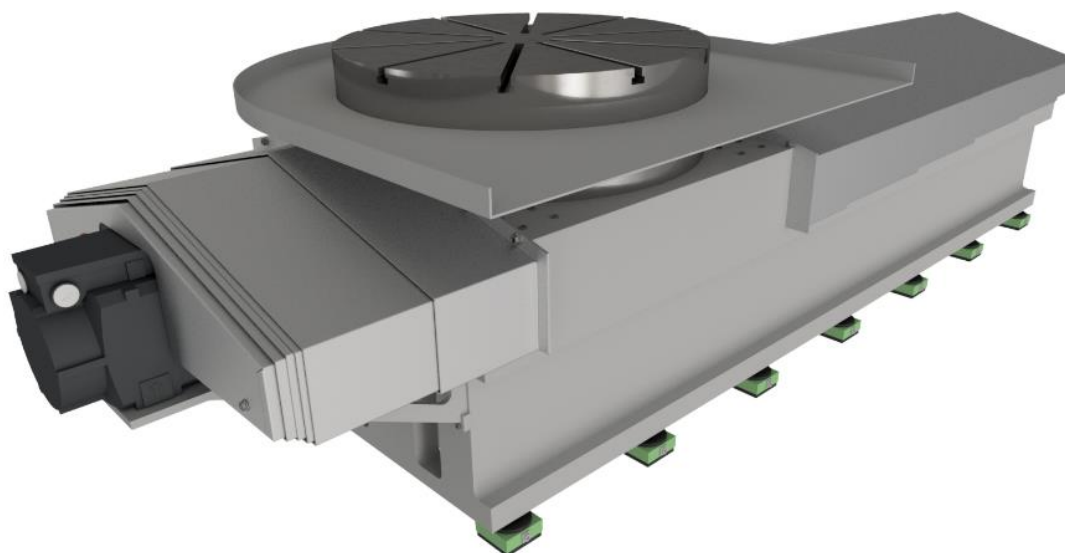


Obr. 45) Fotka krytování od výrobce [29]

Dále je pro zachycení a odvod chladicí kapaliny a třísek z prostoru pod otočným stolem zhotoven límec který odvádí tyto elementy pryč. Je nasazen na rám otočného stolu a po jeho obvodu připevněn šrouby které zároveň připevňují přírubu vevnitř. Můžeme ho vidět na obrázku 46.



Obr. 46) Pohled na límec



Obr. 47) Finální podoba stroje

## 10 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce je rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky otočných stolů s lineárním posuvem. Dále Systémový rozbor řešené problematiky, návrh variant konstrukce otočného stolu s lineární osou a zdůvodnění výběru optimální varianty řešení. Hlavním cílem byl konstrukční návrh otočného stolu s lineární osou jeho technické výpočty, vybraná výkresová dokumentace dále komentář k přiložené výkresové dokumentaci a doporučení pro praxi.

Nejprve se tato práce zabývá rešerší v oblasti otočných stolů s lineární osou, a to možností pohonu otočného stolu a možnostmi pohonu lineárního posuvu. Dále je pozornost věnována možnostem vedení lineárního posuvu ale i otočného stolu. Následně jsou rozebrány možnosti odměřování jak rotace, tak lineárního posuvu. Poté je uveden přehled vybraných otočných stolů různých výrobců, na základě kterých, byly zvoleny výchozí parametry pro konstrukci.

Na základě zhotoveného rozboru současného stavu vědy a techniky byli navrženy celkem čtyři konstrukční varianty které byly popsány a následně pomocí multikriteriální volby byla vybrána nejlepší konstrukční varianta, a to varianta prvního návrhu, kde je zvolen přímý pohon otočné desky a pro pohon lineárního posuvu je zvolen kuličkový šroub a matice, kde šroub pohání externě uložený servomotor. Jako vedení lineární osy je použito lineární vedení od firmy HIWIN, a to vozík a kolejnice. Tato varianta byla následně konstrukčně zpracována.

Dále se v této práci nachází výpočtová část, která se věnuje volbě základních parametrů znázorněním sil a momentů působících na uložení desky stolu, konstrukčním výpočtům nejlepší varianty, a to výpočtu maximální rezné síly a síly vzniklé při vrtání, potřebného momentu motoru pro otočný stůl poté volbě motoru pro otočný stůl, následně výpočtu sil působících na uložení desky otočného stolu, volbou ložiska pro uložení desky stolu, kontrolním výpočtem ložiska desky stolu. Dále je pozornost věnována návrhu lineárního vedení a výpočtu maximálního zatížení vozíku a jeho životnosti. Následně se práce věnuje návrhu kuličkového šroubu a jeho výpočtům ze kterých je spočítán potřebný kroučící moment pro motor pohonu lineárního posuvu ze kterého následně proběhla jeho volba, Závěrem výpočtové části je pozornost věnována výpočtu životnosti ložiska uložení kuličkového šroubu.

Ke konci se v práci můžeme dočíst o detailním popisu navrženého stroje doprovázeného rendrovanými obrázky ze zhotoveného modelu.

Zvolené a provedené řešení konstrukce vychází z řešení které se nejčastěji provádí momentálními výrobci stolů až na přímý pohon otočného stolu který není tak častý. Při řešení konstrukce bylo řešeno několik problémů, které museli být vyřešeny jinak než bylo původně zamýšleno. Jedná se například o odměřování lineárního posuvu, kde původně bylo navrženo odměřování magnetickým páskem. To ovšem bylo nahrazeno Lineárním snímačem pro číslicově řízené obráběcí stroje od firmy Heidenhain LC 415 a to z důvodu nekrytí magnetického pásku. Dále byl řešen problém s krytím otočné části stolu, který byl vyřešen přidáním límce. Také byl řešen problém s ustavením stroje, kde bylo původně navrženo pružné antivibrační podložky firmy Bliz ale byly nahrazeny stavitelnými klínovými podložkami firmy Naros, jelikož lože stroje musí být pevně spojeno s betonovým základem.

Výsledkem této práce je konstrukční návrh NC otočného stolu s lineární osou zpracován v programu Autodesk Inventor, a to ve formě 3D modelu celkové sestavy. Dále výkresy sestav zadaných strojních skupin kusovníky a 5 výkresů vyráběných dílů, komentář k výkresové dokumentaci a doporučení pro praxi.



# 11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [2] Otočné stoly, paletizace a desková pole. <https://www.fermatmachinery.com/> [online]. Praha 10 – Hostivař: FERMAT, 2019 [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: <https://www.fermatmachinery.com/produkt/otocne-stoly-deskova-pole>
- [3] WFC 10 (L). In: <https://www.fermatmachinery.com/> [online]. Praha 10 – Hostivař: FERMAT, 2019 [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: <http://fermatoc.codeupp.sk/storage/app/media/uploaded-files/WFC.png>
- [4] Prstencové motory. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2001, **2001**(12), 20 [cit. 2020-02-15]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>
- [5] TMB+0290-070. In: *Designworldonline* [online]. Cleveland: Desing World, 2019 [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: [https://products.designworldonline.com/media/catalog/product/e/t/etel\\_tmb\\_plus\\_20.jpg](https://products.designworldonline.com/media/catalog/product/e/t/etel_tmb_plus_20.jpg)
- [6] SKALICKÝ, Jiří. *Elektrické servopohony*. 2. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 2001, 86 s. ISBN 80-214-1978-4.
- [7] ŠABATA, František. Návrh a vlastnosti pohonů se servomotory Siemens. In: <http://www.odbornecasopisy.cz/> [online]. FCC Public, 2006 [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/imagesold/e1106401.gif>
- [8] Pinion rack with game zero axis drives. In: <http://www.interempresas.net/> [online]. Molins de Rei Barcelona: Interempresas Media, 2019 [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: <http://www.interempresas.net/Medicion/Articulos/8336-Accionamientos-de-ejes-pinion-cremallera-con-juego-cero.html>
- [9] KESL, Miloslav. Šneková soukolí (převody). *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2013, **2013**(5) [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/snekova-soukoli-prevody.html>
- [10] Animovaný pohyb převodovky se šnekovým soukolím. In: [Mujsolidworks.cz](http://mujsolidworks.cz) [online]. Brno: SolidVision, s.r.o, 2019 [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: <https://mujsolidworks.cz/wp-content/uploads/2013/08/1-%c5%a1nekov%c3%a9-soukol%c3%ad-SolidWorks-worm-gear.jpg>
- [11] Lineární motor. In: <http://pavel.lasakovi.com/> [online]. Brno: MediaBlog.cz, 2007 [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: <http://pavel.lasakovi.com/projekty/elektrotechnika/linearni-motor/>

- [12] Ball Screw. In: <https://www.minebizs.com/> [online]. Klang: Minebiz Group Sdn., 2019 [cit. 2020-02-21]. Dostupné z: <https://admin.minebizs.com/Attachments/Product/Ball-Screw-4190227100757882.jpg>
- [13] JANÍČKOVÁ, Petra. *Moderní konstrukční řešení CNC strojů* [online]. 686 06 Uherské Hradiště, 2012 [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <http://www.uh.cz/szegsm/files/sblizovani/pdf/mod-konstr-cnc.pdf>. Projekt. Střední odborná škola technická Uherské Hradiště.
- [14] Rotary table bearings. [Www.schaeffler.cz](http://www.schaeffler.cz) [online]. Praha 10: Schaeffler CZ s.r.o., 2020 [cit. 2020-02-24]. Dostupné z: [https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products-and-solutions/industrial/nabidka\\_produkту/valiva\\_a\\_kluzna\\_loziska/loziska\\_otocnych\\_stolu/index.jsp](https://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products-and-solutions/industrial/nabidka_produkту/valiva_a_kluzna_loziska/loziska_otocnych_stolu/index.jsp)
- [15] *Lineární vedení*. HIWIN S.R.O., 2019. Dostupné z: [http://www.vkloziska.cz/download.php?group=stranky3\\_soubory&id=821](http://www.vkloziska.cz/download.php?group=stranky3_soubory&id=821)
- [16] CNC Horizontální vyvrtávačka s pojížděm stojanem WHM 110K. [Http://www.moostrading.cz/](http://www.moostrading.cz/) [online]. Lipník nad Bečvou: CZ MOOS TRADING s.r.o., 2019 [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: <http://www.moostrading.cz/cnc-stolove-horizontalni-vyvrtavacky.html>
- [17] Multiple awards. Czech - Czech Version 6.0. THE ORIGINAL Made in Germany. <https://www.demmeler.com/> [online]. Německo: Demmeler, 2010 [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/16534033-Multiple-awards-czech-czech-version-6-0-the-original-made-in-germany.html>
- [18] DRTB / DRLTB: Roller bearing rotary tables. In: <https://www.demmeler.com/> [online]. Heimertingen: Demmeler Maschinenbau GmbH & Co. KG, 2019 [cit. 2020-02-14]. Dostupné z: [https://www.demmeler.com/fileadmin/user\\_upload/Seitenbilder/Rundtische/Demmeler\\_Rundtisch\\_DRLTB.jpg](https://www.demmeler.com/fileadmin/user_upload/Seitenbilder/Rundtische/Demmeler_Rundtisch_DRLTB.jpg)
- [19] HUMÁR, Anton. *TECHNOLOGIE I: VÝPOČTOVÁ CVIČENÍ* [online]. Brno: VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, 2003 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI\\_vypoctova\\_cv.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_vypoctova_cv.pdf)
- [20] 1FW6130-0NB10-0KC2. In: [Siemens.com](http://www.siemens.com) [online]. Mnichov: Siemens AG, 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: [https://mall.industry.siemens.com/collaterals/files/53/jpg/P\\_NC01\\_XX\\_01367i.jpg](https://mall.industry.siemens.com/collaterals/files/53/jpg/P_NC01_XX_01367i.jpg)
- [21] Axial-Schrägkugellager ZKLDF. In: [Medias.schaeffler.com](http://www.medias.schaeffler.com) [online]. Herzogenaurach: Schaeffler AG [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.com/medias/cs!hp.ec.br/ZKLDF>
- [22] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [23] Lineární vedení. *Hiwin.cz* [online]. Brno: HIWIN s.r.o., 2020 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: [https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg-qh/17\\_vozik-hgh](https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg-qh/17_vozik-hgh)
- [24] *Siemens* [online]. 80333 Munich: siemens, 2019 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/general/legal.html>
- [25] Lineární snímače pro číslicově řízené obráběcí stroje. *Https://www.heidenhain.cz/* [online]. 102 00 Praha 10: HEIDENHAIN s.r.o., 2020 [cit. 2020-04-20]. Dostupné z: [https://www.heidenhain.cz/cs\\_CZ/produkty/linearni-snimace/zapouzdrene-linearni-snimace/pro-cislicove-rizene-obrabeci-stroje/](https://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty/linearni-snimace/zapouzdrene-linearni-snimace/pro-cislicove-rizene-obrabeci-stroje/)
- [26] SÉRIE E16 / Z16. In: *Hennlich.cz* [online]. 412 01 Litoměřice: HENNLICH s.r.o., 2020 [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/energeticke-retezy-flexibilni-kabely-energeticke-retezy-stredni-zatizeni-easy-chainr-13725/serie-e16-z16.html>
- [27] Klínové a vyrovnávací podložky. *Naros.cz* [online]. Zlín: Naros spol. s r.o., 2009 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://www.naros.cz/view.php?navezclanku=klinove-a-vyrovnavaci-podlozky&cislocclanku=2009080004#wlf>
- [28] *Krytování pohybových os obráběcích strojů* [online]. Praha 10: MM průmyslové spektrum, 2005, [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/krytovani-pohybovych-os-obrabecich-stroju.html>
- [29] STANDARDNÍ KRYTY. *Hestego.cz* [online]. 682 01 Vyškov: HESTEGO a. s., 2020 [cit. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://www.hestego.cz/standardni-kryty>

# 12 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

## 12.1 Seznam tabulek

Tab 1)	Tabulka parametrů stolů T10 a T20 od firmy FERMET [2] .....	27
Tab 2)	Tabulka parametrů stolů vyvrtávaček CZ MOOS TRADING s.r.o. ....	28
Tab 3)	Tabulka parametrů NC otočných stolů s přímým pohonem DDRC(L)T od firmy Demmeler [17] .....	29
Tab 4)	Bodové hodnocení kritérií .....	34
Tab 5)	Hodnocení konstrukčních variant .....	35
Tab 6)	Tabulka základních parametrů .....	36
Tab 7)	Tabulka parametrů pro výpočet řezné síly .....	37
Tab 8)	Tabulka výchozích parametrů při vrtání .....	38
Tab 9)	Tabulka momentů setrvačnosti komponent pro otočný stůl .....	39
Tab 10)	Tabulka momentů pro výpočet potřebného momentu motoru osy B .....	39
Tab 11)	Tabulka parametrů zvoleného motoru Siemens 1FW6130-0NB10-1JC2 .....	40
Tab 12)	Tabulka hmotností jednotlivých dílů a jejich tíhové síly .....	41
Tab 13)	Tabulka parametrů zvoleného ložiska YRTSM460. ....	42
Tab 14)	Tabulka bezpečností statické únosnosti uváděná výrobcem [21] .....	43
Tab 15)	Tabulka parametrů zvoleného vozíku .....	44
Tab 16)	Tabulka sil pro výpočet vedení .....	45
Tab 17)	Tabulka parametrů zvoleného kuličkového šroubu .....	47
Tab 18)	Tabulka parametrů zvoleného motoru .....	49
Tab 19)	Tabulka zatížení .....	49
Tab 20)	Tabulka parametrů ložiska .....	50
Tab 21)	Tabulka výpočtu životnosti ložiska .....	50
Tab 22)	Mazání .....	50
Tab 23)	Tabulka výsledků výpočtu .....	51

## 12.2 Seznam obrázků

Obr. 1) Vyvrtávačka s otočným NC stolem s lineárním posuvem WFC 10 (L) od firmy FERMAT [3].....	15
Obr. 2) prstencový motor TMB 0290-070 od firmy Etel [5].....	17
Obr. 3) Motory Siemens řady 1FK7 a 1FT6 používané u obráběcích strojů. [7].....	18
Obr. 4) Mechanické vymezování vůle [8] .....	18
Obr. 5) Elektronické vymezování vůle systémem master slave [8].....	18
Obr. 6) Náhon desky stolu šnekem (INA) [1] .....	19
Obr. 7) Šnekový převod [10] .....	19
Obr. 8) Znázornění principu lineárního motoru [11].....	20
Obr. 9) Lineární motor Rexroth [1] .....	21
Obr. 10) Kuličkový šroub a matice, řez maticí [12] .....	22
Obr. 11) Hydrostatické vedení uzavřené (vlevo) a hydrodynamické vedení (vpravo) [1]23	
Obr. 12) Schéma otevřeného a uzavřeného valivého vedení [1] .....	23
Obr. 13) Axiálně radiální ložisko Schaeffler [14] .....	24
Obr. 14) Kombinované kluzně-valivé uložení [1] .....	24
Obr. 15) Aerostatické vedení [1] .....	25
Obr. 16) Přímé (vpravo) a nepřímé (vlevo) odměřování polohy [1] .....	25
Obr. 17) Snímací jednotka MAGIC PG s lineárním vedením [15] .....	26
Obr. 18) Axiálně-radiální ložisko s odměřováním [14].....	26
Obr. 19) CNC Horizontální vyvrtávačka s pojízdovým stojanem WHM 110.X [16].....	28
Obr. 20) DRTB otočný stůl od firmy Demmeler [18] .....	29
Obr. 21) Schéma prvního konstrukčního návrhu.....	30
Obr. 22) Schéma druhého konstrukčního návrhu .....	31
Obr. 23) Schéma třetího konstrukčního návrhu.....	32
Obr. 24) Schéma čtvrtého konstrukčního návrhu .....	33
Obr. 25) Znázornění sil a momentů na desku stolu .....	37
Obr. 26) Znázornění průřezu třísky [19].....	38
Obr. 27) Zvolený pohon Siemens 1FW6290-0WB07-0LB2. [20] .....	40
Obr. 28) Axiálně radiální ložisko YRTSM460 [21] .....	41
Obr. 29) Zvolené lineární vedení [23] .....	44
Obr. 30) Zobrazení sil působících na lineární vedení .....	45
Obr. 31) Výpočet sil podle katalogu [23] .....	45
Obr. 32) Výpočet sil podle katalogu hiwin [23] .....	46
Obr. 33) Tabulka bezpečnosti dle Hiwin [23] .....	46

---

Obr. 34) Zvolený motor lineárního vedení [24] .....	49
Obr. 35) Celková sestava stroje .....	52
Obr. 36) Alternativní osazení čtvercovou deskou .....	53
Obr. 37) Řez sestavou otočného stolu .....	53
Obr. 38) Sestava lineární osy a její komponenty .....	54
Obr. 39) Detail spojení šroubu s motorem .....	54
Obr. 40) Detail na odměřování .....	55
Obr. 41) Enkodér s mechanickým spojením a elektronickým interfacem [25] .....	55
Obr. 42) Použitý energetický řetěz E16 HENNLICH [26] .....	56
Obr. 43) Pohled na lože zespoda .....	56
Obr. 44) Použité klínové vyrovnávací jednotky WL-LE [27] .....	57
Obr. 45) Fotka krytování od výrobce [29] .....	57
Obr. 46) Pohled na límec .....	58
Obr. 47) Finální podoba stroje .....	58

### 12.3 Seznam symbolů

- $D_s$  (mm) – Průměr upínací desky stolu  
 $m_s$  (kg) – Maximální zatížení stolu  
 $X_l$  (mm) – Pojezd stolu v lineární ose  
 $n_s$  (ot/min) – Rychlost polohování v rotační ose  
 $v_1$  (m/min) – Rychlost posuvu  
 $t_s$  (s) – čas rozběhu desky stolu  
 $t_l$  (s) – čas rozběhu lineárního posuvu  
 $D$  (mm) – průměr frézy  
 $f_z$  (mm) – posuv na zub  
 $H_h$  (mm) – hloubka odebírané vrstvy  
 $a_p$  (mm) – šířka záběru ostří  
 $C_{fc}$  (N.mm<sup>2</sup>) – měrná řezná síla  
 $x$  (-) – exponent  
 $\sin^{\circ\max}$  (-) – sinus maximálního úhlu záběru  
 $F_{c\max}$  (N) – maximální řezná síla při frézování  
 $D_{vr}$  (mm) – průměr vrtáku  
 $f$  (mm.ot<sup>-1</sup>) - posuv na otáčku  
 $x_{ff}$  (-) – exponent x  
 $y_{ff}$  (-) – exponent y  
 $F_f$  (N) – posuvová síla na vrtáku  
 $I_o$  (kg.m<sup>2</sup>) – moment setrvačnosti obrobku  
 $M_{B_{\max}}$  (Nm) – maximální moment v ose B  
 $M_{tř_{lož}}$  (Nm) – moment od tření v ložisku  
 $\omega_{des}$  (rad.s<sup>-1</sup>) – úhlová rychlost desky stolu  
 $\varepsilon_{des}$  (rad.s<sup>-2</sup>) – úhlové zrychlení desky stolu  
 $I_{red_s}$  (kg · m<sup>2</sup>) - redukovaný moment setrvačnosti  
 $M_{s_{red}}$  (Nm) - redukovaný moment  
 $M_b$  (Nm) - celkový potřebný kroutící moment motoru  
 $D_{ex}$  (mm) – vnější průměr motoru rotační osy  
 $D_{in}$  (mm) - vnitřní průměr motoru rotační osy  
 $H$  (mm) – výška motoru rotační osy  
 $M_k$  (Nm) – maximální kroutící moment motoru rotační osy  
 $n_{s_{\max}}$  (min<sup>-1</sup>) – maximální otáčky motoru rotační osy  
 $M_{mot}$  (kg) – hmotnost motoru rotační osy  
 $M_{obr}$  (kg) – hmotnost obrobku  
 $M_{des}$  (kg) – hmotnost rotační desky

$M_{pri}$  (kg) – hmotnost příruby  
 $M_{rot}$  (kg) – hmotnost rotoru  
 $F_{g_{m\_obr}}$  (N) – tíhová síla obrobku  
 $F_{g_{m\_des}}$  (N) – tíhová síla desky  
 $F_{g_{m\_pri}}$  (N) – tíhová síla příruby  
 $F_{g_{m\_rot}}$  (N) – tíhová síla rotoru  
 $F_{g_s}$  (N) - Celková tíhová síla působící na uložení desky stolu  
 $F_{ax\_lož\_s}$  (N) - Největší axiální síla na uložení desky stolu  
 $F_{m\_lož}$  (N) – Síla od zrychlení lineárního posuvu  
 $m_{pos\_s}$  (kg) – nesená tíha ložiskem  
 $a_{lin}$  ( $m \cdot s^{-2}$ ) – zrychlení lineární  
 $F_{rad\_lož\_s}$  (N) - největší radiální síla na ložisko uložení stolu  
 $C_{0a}$  (N) – Základní statická axiální únosnost  
 $C_{0r}$  (N) – základní statická radiální únosnost  
 $C_a$  (N) – základní dynamická axiální únosnost  
 $C_r$  (N) – základní dynamická radiální únosnost  
 $n_{lož\_b\_max}$  ( $min^{-1}$ ) - elektronická omezovací rychlost a omezující rychlost ložiska  
 $D_{lož\_b}$  (mm) – vnější průměr ložiska  
 $d_{lož\_b}$  (mm) – vnitřní průměr ložiska  
 $L_{10}$  (mm) – základní výpočtová trvanlivost  
 $a$  (-) – výpočtový exponent  
 $S_{0A}$  (-) - bezpečnost statické únosnosti v axiálním směru  
 $S_{0R}$  (-) - bezpečnost statické únosnosti v radiálním směru  
 $L_{Dop}$  (h) – doporučená trvanlivost  
 $L_{ax}$  (h) - trvanlivost ložiska v axiálním směru  
 $L_{rad}$  (h) - trvanlivost ložiska v radiálním směru  
 $C_0$  (N) – statická únosnost vozíku  
 $C_{dyn}$  (N) – dynamická únosnost vozíku  
 $L$  (mm) – délka vozíku  
 $W$  (mm) – šířka vozíku  
 $H_1$  (mm) – přečívání kolejnice  
 $H_{kol}$  (mm) – výška s kolejnici  
 $m_{voz}$  (kg) – hmotnost vozíku  
 $F_{g\_ost}$  (N) - tíhová síla sestavy otočného sstolu  
 $F_{g_{m\_1}}$  (N) – zatížení vozíků od hmotností  
 $P_1$  (N) - zatížení na jednotlivý vozík při použití 4 vozíků v případě vrtání z hora  
 $P_{1,2}$  (N) - zatížení na jednotlivý vozík při použití 4 vozíků v případě vrtání z boku



$f_{SL}$  (-) - Statická konstrukční bezpečnost  
 $c$  (m) – vzdálenost kolejnic  
 $l$  (m) – nejvyšší výška vrtání  
 $d$  (m) – rozestup vozíků na kolejnicích  
 $L_l$  (km) – Jmenovitá životnost vozíku  
 $L_h$  (h) – skutečná životnost vozíku v hodinách  
 $M_s$  (mm) – Velikost závitu kuličkového šroubu  
 $d_s$  (mm) – Průměr kuličkového šroubu  
 $S$  (mm) – stoupání závitu kuličkového šroubu  
 $dk$  (mm) – minimální průměr kuličkového šroubu  
 $C_{dyn\_kšr}$  (N) – dynamická únosnost kuličkového šroubu  
 $C_{stat\_kšr}$  (N) – statická únosnost kuličkového šroubu  
 $m_{mat}$  (kg) – hmotnost matice  
 $m_{kšr}$  (kg) – hmotnost šroubu  
 $m_{lin}$  (kg) – hmotnost přesouvaná šroubem a maticí  
 $m_{ots}$  (kg) – hmotnost otočného stolu  
 $m_{obr}$  (kg) – hmotnost obrobku  
 $m_{kryt}$  (kg) – hmotnost krytu 1  
 $m_{kryt2}$  (kg) – hmotnost krytu 2  
 $M_G$  (Nm) - moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot  
 $g$  ( $m \cdot s^{-2}$ ) – gravitační zrychlení  
 $f_1$  (-) – součinitel tření ve vodících plochách  
 $\alpha$  ( $^\circ$ ) – úhel sklonu vedení  
 $\mu_s$  (-) – účinnost kuličkového šroubu a matice  
 $\mu_L$  (-) – účinnost jednoho ložiska kuličkového  
 $j$  (-) – počet valivých ložisek  
 $\mu_P$  (-) – účinnost převodu  
 $M_L$  (Nm) - moment zátěže od třecích sil v ložisku a předepnutí kuličkového šroubu  
 $d_1$  (mm) – průměr hřídele pro ložisko  
 $f_3$  (-) – ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu  
 $i$  (-) – převod  
 $F_P$  (N) - síla předepnutí matice kuličkového šroubu  
 $M_{kšm}$  (Nm) - moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu  
 $f_2$  (-) – ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu  
 $M_{zsrhm}$  (Nm) - statický momentu zátěže redukovaný na hřídel motoru  
 $M_{ms}$  (Nm) - potřebný moment motoru z hlediska statického  
 $\varepsilon_s$  ( $rad \cdot s^{-2}$ ) – úhlové zrychlení šroubu

$\varepsilon_m$  (rad.s<sup>-2</sup>) – úhlové zrychlení motoru

$M_{kšm_d}$  (Nm) - moment zátěže od třecích sil v matici kuličkového šroubu z dynamického hl.

$M_{zdsrhm}$  (Nm) - celkový moment zátěže redukováného na hřídel servomotoru z dyn. hl.

$J_m$  (kg.m<sup>2</sup>) - redukováný moment setrvačnosti posuvných hmot

$J_{zhm}$  (kg.m<sup>2</sup>) - celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel servomotoru

$J_{mot}$  (kg.m<sup>2</sup>) – moment setrvačnosti kotvy rotoru AC servopohonu

$J_{br}$  (kg.m<sup>2</sup>) – moment setrvačnosti brzdy AC servopohonu

$J_{stul}$  (kg.m<sup>2</sup>) – Moment setrvačnosti sestavy otočného stolu

$J_s$  (kg.m<sup>2</sup>) – moment setrvačnosti kuličkového šroubu

$M_{m_dyn}$  (Nm) - potřebný krouticí moment servomotoru z dynamického hlediska

$n_m$  (ot/min) - Otáčky motoru na které je rozbíháno

$P_N$  (kW) – výkon zvoleného motoru

$M_N$  (Nm) – jmenovitý moment zvoleného motoru

$I_N$  (A) – jmenovitý proud zvoleného motoru

$U_N$  (V) – jmenovité napětí zvoleného motoru

$F_N$  (Hz) – jmenovitá frekvence

$n_N$  (rpm) – jmenovité otáčky

$M_{max}$  (Nm) – maximální moment zvoleného motoru

$I_{max}$  (A) – maximální proud zvoleného motoru

$n_{max}$  (rpm) – maximální otáčky zvoleného motoru

$M_{mot\_lin}$  (kg) – váha zvoleného motoru

$Fr$  (N) – radiální zatížení ložiska

$Fa$  (N) – axiální zatížení ložiska

$n$  (rpm) – otáčky ložiska

$s_0$  (-) – požadovaný součinitel statické bezpečnosti

$d$  (mm) – vnitřní průměr ložiska

$D$  (mm) - vnější průměr ložiska

$B$  (mm) – šířka ložiska

$X$  (-) – součinitel dynamického radiálního zatížení

$Y$  (-) - součinitel dynamického axiálního zatížení

$e$  (-) – mezní hodnota  $Fa/Fr$

$X_0$  (-) – součinitel statického radiálního zatížení

$Y_0$  (-) - součinitel statického axiálního zatížení

$n_{Lim1}$  (rpm) – přípustné otáčky pro mazání tukem

$n_{Lim2}$  (rpm) – přípustné otáčky pro mazání olejem

$L_{req}$  (h) – požadovaná jmenovitá životnost

$R_{req}$  (-) – požadovaná spolehlivost

$a_{SKF}$  (-) – součinitel upravení životnosti  
 $T$  (°) – provozní teplota  
 $f_d$  (-) – součinitel přídavných sil  
 $\mu$  (-) – součinitel tření  
 $L_{na}$  (h) – upravená jmenovitá životnost  
 $S_{0c}$  (-) – vypočtený součinitel statické bezpečnosti  
 $P_z$  (W) – výkon ztracený třením v ložisku  
 $F_{min}$  (N) – nutné minimální zatížení  
 $P_0$  (N) – statické ekvivalentní zatížení  
 $P$  (N) – dynamické ekvivalentní zatížení  
 $k_n$  (-) – součinitel přetáčkování  
 $a_1$  (-) – součinitel upravení životnosti pro spolehlivost  
 $f_t$  (-) – součinitel teploty  
 $n_e$  (rpm) – ekvivalentní otáčky

## SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Konzole krytu - číslo výkresu 002

Konzolka měření - číslo výkresu 004

Příruba rotor deska - číslo výkresu 001

Příruba stator - číslo výkresu 003

Sestava celek - číslo výkresu 005

3D Model konstrukce – formát STEP



# PŘÍLOHY