



**FAKULTA STROJNÍ  
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY  
V PLZNI**

Studijní program: Konstruování strojů a technických zařízení

Číslo studijního programu: N0715A270017

Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

# ÚHLOVÁ VYVRTÁVACÍ HLAVA IWDA 500 NC

## Diplomová práce

Autor práce: Bc. Jan Kozák

Vedoucí práce: Ing. Petr Bernardin, Ph.D.

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan KOZÁK**  
Osobní číslo: **S22N0034P**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Specializace: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**  
Téma práce: **Úhlová vyvrtávací hlava IWDA 500 NC**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza problému konstrukčního uzlu. Konstrukční návrh úhlové vyvrtávací hlavy IWD NC.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Specifikace požadavků, analýza úlohy.
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty.
3. Vypracování příslušné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.

Konzultant: Ing. Jiří Kubíček

Zadavatel – ŠMT a.s.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
- [2] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty. Praha: SNTL, 1986
- [3] Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2023**  
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2024**

L.S.

---

**Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.**  
děkan

---

**Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl/a jsem seznámen/a s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval/a samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

-----  
podpis autora

## Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Petru Bernardinovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a ochotu v celém průběhu tvorby diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Jiřímu Kubičkovi za trpělivost, ochotu a odborné rady při konzultování mé diplomové práce.

## Abstrakt

Diplomová práce zahrnuje návrh konstrukčního řešení Úhlové vyvrtávací hlavy s kolmou vstupní a výstupní osou zařízení. Práce obsahuje návrh a ohodnocení různých variant řešení a výběr suboptimální varianty. Ta je poté rozpracována do komplexního technického řešení s příslušnými výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů, včetně MKP analýzy rotační části zařízení. Diplomová práce je zakončena celkovým hodnocením navrženého řešení, a to jak z technického, tak i nákladového hlediska.

## Klíčová slova

Vyvrtávání, Vyvrtávací hlava, MKP analýza, Kuličkový šroub, Hirthova spojka

## Abstract

The diploma thesis includes the design of Angular boring head with a perpendicular input and output axis. The work includes the design and evaluation of various solution variants and the selection of sub-optimal variant. This is then elaborated into a complex technical solution with relevant calculations of individual components, including an FEM analysis of the rotating part of the device. The thesis concludes with an overall evaluation of the proposed solution, both from a technical and a cost point of view.

## Key words

Boring, Boring head, FEM analysis, Ball screw, Hirth coupling

## Obsah

1	Úvod.....	16
2	Představení firmy ŠMT .....	16
2.1	Historie Škodových závodů.....	16
2.2	Historie výroby obráběcích strojů v Plzni .....	17
2.3	ŠMT v současnosti .....	19
3	Technologie vyvrtávání .....	19
3.1	Nástroje pro vyvrtávání .....	20
4	Vyvrtávací hlavy firmy ŠMT .....	21
4.1	Standardní vyvrtávací hlava IWD.....	21
4.2	NC vyvrtávací hlava NC IWD .....	22
4.3	Velká vyvrtávací hlava IWD.....	22
5	Upřesnění zadání .....	23
5.1	Požadavky na vyvrtávací hlavu .....	23
5.2	Portálové pracoviště stolového provedení WP .....	24
6	Možnosti konstrukčního řešení.....	25
6.1	Pohon výsuvu saní.....	25
6.1.1	Stávající řešení firmy ŠMT .....	25
6.1.2	Konkurenční řešení firmy D'Andrea .....	25
6.2	Natáčení osy C.....	26
6.2.1	Natáčení pomocí vřetena.....	26
6.2.2	Natáčení pomocí vloženého pohonu .....	26
6.3	Zpevnění osy C .....	26
6.3.1	Hirthova spojka .....	27
6.3.2	Pneumatické a hydraulické brzdy.....	27
6.4	Změna pohybu z rotačního na posuvný pohyb saní .....	27
6.4.1	Šnek a šnekový hřeben .....	27
6.4.2	Kuličkový šroub a matice.....	28
6.4.3	Pastorek a hřeben .....	28
6.4.4	Šroub a matice s kluzným třením.....	28
6.5	Vedení saní.....	28



6.5.1	Kluzné vedení .....	28
6.5.2	Valivé vedení .....	28
7	Konstrukční návrh variant řešení .....	29
7.1	Morfologická matice.....	29
7.2	Návrh variant řešení .....	30
7.2.1	Varianta A .....	31
7.2.2	Varianta B.....	31
7.2.3	Varianta C.....	32
7.2.4	Varianta D .....	33
7.3	Hodnocení variant řešení .....	33
7.4	Graf porovnání variant .....	34
7.5	Shrnutí hodnocení a výběr suboptimální varianty řešení .....	35
8	Konstrukční řešení vyvrtávací hlavy .....	36
8.1	Určení stavů obrábění .....	36
8.1.1	Stav 1 .....	36
8.1.2	Stav 2 .....	37
8.1.3	Stav 3 .....	37
8.1.4	Určení rezných sil pro jednotlivé stavy.....	37
8.2	Skříň stacionární části.....	39
8.3	Připojení hlavy ke stroji .....	39
8.4	Řešení hlavního rezného pohybu .....	40
8.4.1	Hřídel 1.....	40
8.4.2	Hřídel 2.....	43
8.4.3	Hřídel 3.....	47
8.5	Návrh kroužkového sběrače .....	51
8.6	Hirthova spojka .....	52
8.7	Těleso rotační části.....	56
8.8	Návrh posuvového mechanismu .....	57
8.8.1	Stanovení životnosti kuličkového šroubu .....	58
8.8.2	Kontrola šroubu na vzpěr .....	59
8.8.3	Kritické otáčky šroubu .....	59
8.8.4	Návrh pohonu kuličkového šroubu .....	59

8.8.5	Návrh ozubeného řemenu .....	61
8.9	Uložení kuličkového šroubu .....	64
8.10	Koncové snímače.....	66
8.11	Přívod řezné kapaliny .....	66
9	MKP analýza konstrukčního uzlu.....	69
9.1	Sít tělesa .....	69
9.2	Okrajové podmínky výpočtu.....	70
9.3	Výsledky MKP analýzy.....	71
9.3.1	Rozložení napětí.....	71
9.3.2	Tuhost tělesa.....	73
10	Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.....	75
10.1	Technické hodnocení.....	75
10.2	Ekonomické hodnocení .....	77
11	Závěr .....	78
Příloha A	Výpočet kuličkového šroubu .....	81
Příloha B	Datový list servomotoru 1FK2104 – 5AF10 – 2SBO – Z.....	82
Příloha C	Datový list indukčního snímače.....	83
Příloha D	Datový list ozubeného řemenu .....	84
Příloha E	Výkres sestavy .....	85
Příloha F	Výrobní výkres kotouče rotační části .....	86
Příloha G	Report ze softwaru KissSoft .....	87

## Seznam obrázků

Obr. 1 Parní lokomotiva 556.036 [3].....	17
Obr. 2 Horizontální stroj HVF 100 [5]    Obr. 3 Stroje poháněné transmisí [5] .....	18
Obr. 4 Horizontální vyvrtávačka WD 200 [5].....	18
Obr. 5 Horizontální vyvrtávačka HCW 3000 [5]    Obr. 6 Automatická výměna nástrojů [5] .....	19
Obr. 7 Vyvrtávací tyče a) letmo opnuté, b) s jedním vodícím pouzdrem, c) se dvěma vodícími pouzdry [6] .....	20
Obr. 8 Vyvrtávací hlava VHS od firmy Narex [8].....	21
Obr. 9 Vyvrtávací hlava IWD [5].....	21
Obr. 10 Vyvrtávací hlava IWD NC [5] .....	22
Obr. 11 Velká vyvrtávací hlava IWD [5].....	22
Obr. 12 Skica hlavy s požadovanými parametry .....	24
Obr. 13 Portálové pracoviště WP [5] .....	24
Obr. 14 Řešení pohonu saní společnosti D'Andrea [20].....	26
Obr. 15 Hirthova spojka firmy Voith [9] .....	27
Obr. 16 Princip hydraulických a pneumatických brzd firmy HEMA Group [10].....	27
Obr. 17 Varianta A .....	31
Obr. 18 Varianta B .....	32
Obr. 19 Varianta C .....	32
Obr. 20 Varianta D .....	33
Obr. 21 Graf porovnání variant.....	35
Obr. 22 Celkový pohled na sestavu.....	36
Obr. 23 Řezné síly při obrábění.....	38
Obr. 24 Stacionární část hlavy .....	39
Obr. 25 Výpočtový model hlavního řezného pohybu.....	40
Obr. 26 Uložení Hřídele 1.....	41
Obr. 27 Posunutí Hřídele 1 .....	41
Obr. 28 Rozložení napětí v Hřídeli 1.....	42
Obr. 29 Uložení Hřídele 1.....	42
Obr. 30 Uložení Hřídele 2.....	44
Obr. 31 Posunutí Hřídele 2 .....	45
Obr. 32 Rozložení napětí v Hřídeli 2.....	45

Obr. 33 Rozměry pro výpočet pera.....	46
Obr. 34 Uložení Hřídele 2.....	47
Obr. 35 Uložení Hřídele 3.....	47
Obr. 36 Posunutí Hřídele 3 .....	48
Obr. 37 Rozložení napětí v Hřídeli 3.....	48
Obr. 38 Uložení Hřídele 3.....	50
Obr. 39 Detail uložení dvouřadého kuželíkového ložiska .....	51
Obr. 40 Vybraný kroužkový sběrač [12] .....	52
Obr. 41 Detail uložení kroužkového sběrače .....	52
Obr. 42 Namontovaná Hirthova spojka .....	53
Obr. 43 Silové poměry na zubu Hirthovy spojky [18].....	53
Obr. 44 Detail na šrouby Hirthovy spojky .....	55
Obr. 45 Těleso rotační části .....	56
Obr. 46 Těleso rotační části .....	56
Obr. 47 Servomotor Siemens 1FK2104 – 5AF10 – 2SBO – Z.....	60
Obr. 48 Uložení servomotoru .....	61
Obr. 49 Náboj svěrného spojení Taper-Lock [17] .....	62
Obr. 50 Síly, působící na řemen .....	62
Obr. 51 Schéma pro výpočet ložisek a excentru .....	63
Obr. 52 Uložení napínací kladky řemene .....	64
Obr. 53 Uložení kuličkového šroubu .....	64
Obr. 54 Uložení kuličkového šroubu a servomotoru.....	65
Obr. 55 Koncové snímače .....	66
Obr. 56 Vstup kapaliny do hlavy .....	66
Obr. 57 Kanály nad Hřídelí 3 .....	67
Obr. 58 Rotační přívod.....	67
Obr. 59 Kanály v kotouči rotační části.....	68
Obr. 60 Kanály na čele hlavy .....	68
Obr. 61 Idealizované těleso rotační části .....	69
Obr. 62 Nasítované těleso .....	70
Obr. 63 1-D Connection na držáku nástroje.....	70
Obr. 64 Těleso s okrajovými podmínkami a kontakty .....	71

Obr. 65 Rozložení napětí v celém tělese .....	71
Obr. 66 Špičky napětí na držáku nástroje .....	72
Obr. 67 Špička napětí na vrtání pro ložisko.....	72
Obr. 68 Špička napětí v kluzném vedení .....	73
Obr. 69 Celkové posunutí tělesa .....	73
Obr. 70 Posunutí v axiálním směru .....	74

## Seznam tabulek

Tab. 1 Požadované a zadané parametry vyvrtávací hlavy .....	23
Tab. 2 Parametry pracoviště WP.....	25
Tab. 3 Morfologická matice .....	29
Tab. 4 Morfologická matice s konstrukčními cestami .....	30
Tab. 5 Hodnocení variant řešení.....	34
Tab. 6 Výsledky pro hřídel 1.....	41
Tab. 7 Výsledky pro Hřídel 2 .....	44
Tab. 8 Výsledky bezpečností pro ozubená kola Hřídele 1.....	44
Tab. 9 Výsledky pro Hřídel 3 .....	48
Tab. 10 Vektor rychlostí saní v mm/min .....	58
Tab. 11 Vektor otáček kuličkového šroubu v ot/min .....	58
Tab. 12 Parametry servomotoru.....	61
Tab. 13 Výsledky pro kuličkový šroub .....	65
Tab. 14 Hodnocení řešení z technického hlediska .....	76
Tab. 15 Ekonomické hodnocení navrženého řešení .....	77

## Přehled použitých zkratk a symbolů

$i_c$	Celkový převodový poměr	[-]
$M_t$	Točivý moment	[Nm]
$\eta_{HP}$	Účinnost hlavního pohonu	[-]
$\eta_P$	Účinnost převodů	[-]
$n$	Otáčky	[ot/min]
$F_t$	Tečná složka řezné síly	[N]
$F_{ax}$	Axiální složka řezné síly	[N]
$F_r$	Radiální složka řezné síly	[N]
$F_s$	Síla, působící na 1 šroub	[N]
$F_o$	Obvodová síla	[N]
$F_A$	Celková axiální síla, působící na šrouby	[N]
$P_{dov}$	Dovolený tlak	[MPa]
$\sigma_D$	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
$d_{a1}$	Malý průměr rovnobokého drážkování	[mm]
$d_{a2}$	Velký průměr rovnobokého drážkování	[mm]
$d_s$	Střední průměr drážkování	[mm]
$d_j$	Průměr jádra šroubu	[mm]
$h$	Výška pera/výška drážky drážkování	[mm]
$b$	Šířka pera/šířka drážky drážkování	[mm]
$k$	Korekční součinitel pro drážkování/součinitel bezpečnosti	[-]
$\alpha$	Úhel stoupání šroubovice závitů	[°]
$P_h$	Stoupání závitů	[mm]
$\varphi_z$	Třecí úhel závitů	[°]
$d_2$	Střední průměr závitů	[mm]
$M_z$	Moment třecího odporu závitů	[Nm]
$M_h$	Třecí moment pod hlavou šroubu	[Nm]
$M_U$	Utahovací moment šroubu	[Nm]
$D_0$	Jmenovitý rozměr šroubu	[mm]
$S$	Vnější rozměr hlavy šroubu	[mm]

$f_z$	Součinitel tření v závitě	[-]
$\sigma_t$	Napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\tau_k$	Napětí v krutu	[MPa]
$F_{ods}$	Odstředivá síla	[N]
$g$	Gravitační zrychlení	[ $m/s^2$ ]
$\omega$	Úhlová rychlost	[rad/s]
$F_{oc}$	Celková hnací síla pro kuličkový šroub	[N]
$\vartheta_{vedení}$	Účinnost kluzného vedení	[-]
$F_G$	Tíhová síla saní	[N]
$F_{setr}$	Setrvačná síla	[N]
$v_s$	Posuvová rychlost saní	[m/s]
$L_m$	Životnost matice	[hod]
$L_h$	Životnost šroubu	[hod]
$F_{krit}$	Kritická síla	[N]
$E$	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
$\sigma_o$	Napětí v ohybu	[MPa]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
$P_{potr}$	Potřebný výkon	[W]
$C$	Statická únosnost	[N]
$W_o$	Modul průřezu v ohybu	[ $mm^3$ ]
$W_k$	Modul průřezu v krutu	[ $mm^3$ ]



## 1 Úvod

Diplomová práce se věnuje konstrukčnímu návrhu úhlové vyvrtávací hlavy IWDA 500 NC a byla vypracována ve spolupráci se společností ŠMT a.s. Jedná se zařízením pro vyvrtávání otvorů o maximálním průměru 1 000 mm. Vyvrtávací hlava se bude používat jako přídatné zařízení pro portálové pracoviště WP.

V úvodu práce je představena zadávající firma, a to jak z pohledu historického vývoje v minulém tisíciletí, tak z pohledu současné výroby, jejího směřování a nabídky obráběcích technologií, strojů a příslušenství. V rámci úvodu je dále nastíněna podstata technologie vyvrtávání, včetně popisu typické konstrukce vyvrtávací hlavy od firmy Narex.

V další fázi se práce zaměřuje na návrh konstrukčních variant. Nejprve byla provedena rešerše stávajících řešení vyvrtávacích hlav, a to jak firmy ŠMT, tak i její konkurence, zejména pak firmy D'Andrea. Po stanovení možností řešení byly navrženy celkem 4 varianty řešení. Tyto varianty byly dále ohodnoceny a navzájem porovnány z technického a nákladového hlediska v Grafu porovnání variant. Z tohoto grafu vzešla jako suboptimální Varianta D.

Poté se již práce věnuje samotnému konstrukčnímu řešení vyvrtávací hlavy. Práce postupně obsahuje návrh zařízení od samotného připojení ke stroji, přes návrh stacionární části hlavy až po rotující část. V práci jsou obsaženy návrhy všech převodů hlavního řezného pohybu a s ním související kontroly hřídelí a ložisek v softwaru KissSoft. Dále bylo nutné výpočetně navrhnout servomotor, pohánějící kuličkový šroub a šroub samotný. V práci nechybí detailní popis a vlastnosti jednotlivých komponent, které bylo třeba navrhnout. Nakonec byla konstrukce tělesa rotující části zkontrolována pomocí metody konečných prvků, přičemž cílem bylo získat informace o maximálním napětí a celkové tuhosti této části zařízení. Nakonec práce obsahuje technicko – ekonomické hodnocení navrženého řešení.

## 2 Představení firmy ŠMT

### 2.1 Historie Škodových závodů

Vznik strojní výroby v Plzni se datuje až do roku 1859, kdy zde Hrabě Valdštejn zakládá svoji pobočku strojíren a sléváren. O sedm let později, v roce 1866, je ovšem tato továrna odkoupena podnikatelem Emilem Škodou. Nastává tak doba velké prosperity firmy. V období druhé poloviny 19. století se firma ve velkém zaměřuje na výrobu osobních a válečných lodí. Postupně se ze Škodovky stává největší zbrojovka v tehdejší Rakousku-Uhersku. Firma vyrábí děla, munici, ale například i potrubí pro elektrárnu na Niagarských vodopádech nebo pro zdymadla Suezského průplavu. [1]

Konec první světové války ale pro Škodovy závody znamenal i dramatické omezení zbrojní produkce a společnost tak byla nucena najít jiný trh ve svém zaměření. To se povedlo po vstupu nového investora Schneider et Cie. Ten udal Škodovce nový směr a započala tak výroba vozidel pro hromadnou dopravu – především pak parních lokomotiv, ale postupem času (vlivem stále větší elektrifikace) také elektrických lokomotiv, tramvají a trolejbusů. Společnosti se opět dařilo velmi dobře, o čemž vypovídá i rozmach poboček po celé zemi. Zmínit lze například závody v Praze, Brně nebo Hradci Králové. [2]



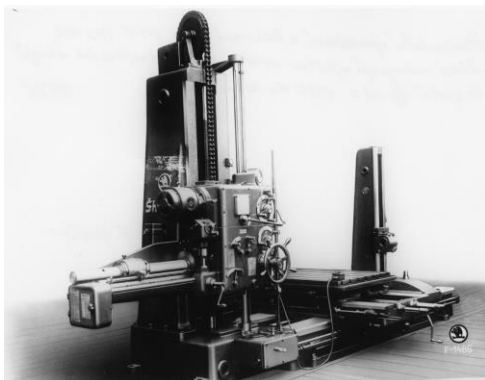
Obr. 1 Parní lokomotiva 556.036 [3]

Začátek druhé světové války ovšem znamenal pro firmu další problémy. Svého podílu se vzdala skupina Schneider et Cie, která svůj podíl prodala českým bankám. Po okupaci německými vojsky Škoda opět přešla na zbrojní výrobu, a to například tanků, děl nebo obrněných transportérů. [2]

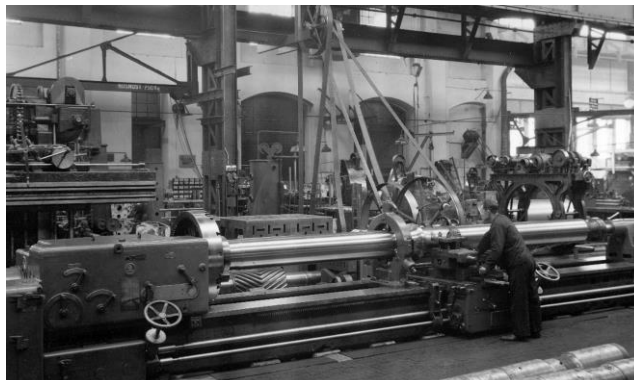
Po konci války došlo k zestátnění podniku a zaměření se přesunulo zpět k dopravnímu a těžkému strojírenství. Podnik se opět začal věnovat výrobě vozů pro hromadnou dopravu nebo technologiím pro obrábění a tváření. Dalším významným směrem podnikání se stala energetika. Škoda v tomto období začíná exportovat jaderné reaktory, kotle, generátory nebo turbíny. Po Sametové revoluci byl podnik zprivatizován, převeden na akciovou společnost a rozdělen na samostatné dílčí části jako Škoda Hutě, Škoda Kovárny nebo Škoda Machinery Tools. V dnešní době je hlavní zaměření podniku výroba vozů pro hromadnou dopravu, jaderné strojírenství a strojů pro obrábění rozměrných obrobků. [3]

## 2.2 Historie výroby obráběcích strojů v Plzni

Obráběcí stroje se ve Škodových závodech začaly vyrábět už roku 1911. Za hlavní příčinu začátku výroby lze považovat zbavení se závislosti na německé výrobě obráběcích strojů v tehdejší Rakousku-Uhersku. V počátcích vzniku se, v důsledku první světové války, tato část Škodových závodů soustředila na produkci obráběcích strojů pro válečný materiál. Po válce se pro podnik stala významná zakázka v roce 1931 od tehdejšího Mladoboleslavského podniku na modernizaci obráběcí techniky. Velice významný milník pak byl pro Škodu v roce 1937 příchod konstruktéra Emila Rezlera, který stojí za návrhem univerzálních soustruhů SUR a rychloběžných soustruhů. Z důvodu zefektivnění výroby zbrojní techniky během druhé světové války poté Škoda v roce 1940 přechází kompletně na pohon svých strojů pomocí elektromotorů, které nahrazují pohon pomocí transmisy. [4], [5]

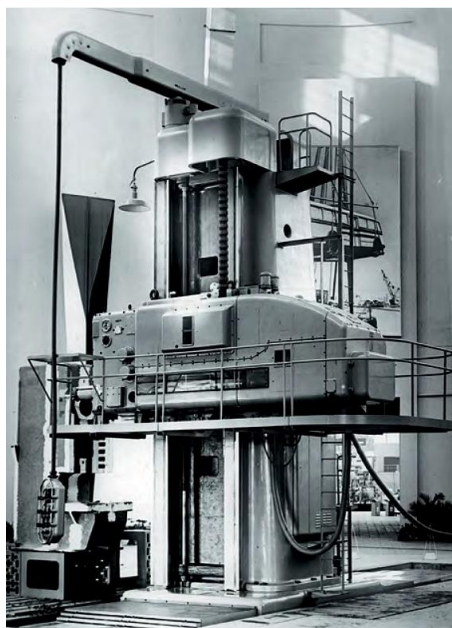


Obr. 2 Horizontální stroj HVF 100 [5]



Obr. 3 Stroje poháněné transmisí [5]

V roce 1958 Škoda uvedla na trh velice úspěšný a inovativní vyvrtávací stroj Škoda WD 200, který odborníci na EXPO v Bruselu ocenili zlatou medailí za technické řešení. Do roku 1974 se těchto strojů vyrobilo 1200. V 80. letech 20. století podnik začíná implementovat CNC řízení pro své stroje. Dalšího velkého uznání technické veřejnosti se v následujících letech dočkala stolová horizontální vyvrtávačka s již implementovaným CNC řízením s označením W200 HB CNC. Ve stejné době se pro těžké stroje začíná prosazovat technologie hydrostatického vedení os. [4], [5]



Obr. 4 Horizontální vyvrtávačka WD 200 [5]

## 2.3 ŠMT v současnosti

V současnosti patří ŠMT k nejvýznamnějším producentům těžkých obráběcích strojů pro obrábění kovových, nekovových a kompozitních materiálů. Firma se momentálně zaměřuje hlavně na výzkum, vývoj a výrobu horizontálních vyvrtávaček, horizontálních soustruhů, frézovacích strojů nebo portálových pracovišť ve stolovém i Gantrovém provedení. Podnik se také zabývá generálními opravami a servisem strojů. Kromě zmíněných konvenčních technologií ale ŠMT nabízí také nekonvenční stroj typu S-MT. Tento stroj je schopen kompletního obrábění na jedno upnutí včetně měřících operací, aditivních technologií, pětiosého obrábění a automatické výměny nástrojů. Firma se v neposlední řadě také zaměřuje na speciální obráběcí stroje. Zmínit lze multifunkční pracoviště SR4000, což je v podstatě spojení soustruhu a hlubokovrtacího stroje do jednoho komplexního pracoviště nebo pracoviště pro obrábění klikových hřídelí čtyřtaktních a dvoutaktních motorů se dvěma frézovacími věžemi naproti sobě. [5]

Kromě samotných strojů se ale ŠMT zabývá také výrobou příslušenství pro obráběcí stroje jako jsou otočné a posuvné stoly, frézovací a vyvrtávací hlavy, naklápěcí stoly, karuselovací stoly nebo roboty pro automatickou výměnu nástrojů. [5]



Obr. 5 Horizontální vyvrtávačka HCW 3000 [5]



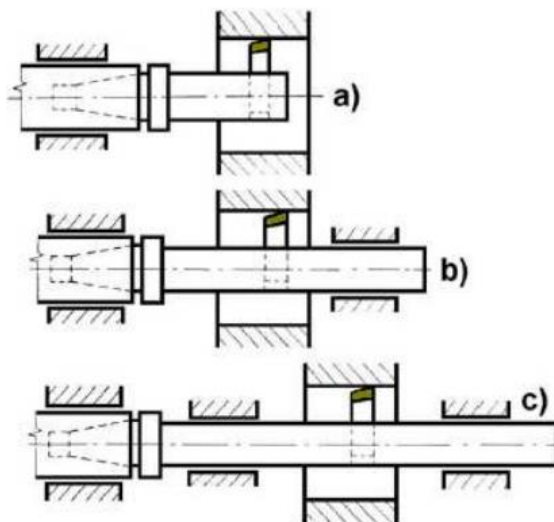
Obr. 6 Automatická výměna nástrojů [5]

## 3 Technologie vyvrtávání

Vyvrtávání je obráběcí technologií, která je charakteristická speciálním, k této operaci navrženým nástrojem, který vyrábí díry velkých rozměrů. Tato díra je již předem nahrubo obrobena, předlita nebo vyrobena tvářením. Vyvrtáváním se poté zpravidla průměr díry zvětšuje, zlepšuje se kvalita drsnosti povrchu díry a její délkové a geometrické úchytky. Často se pomocí vyvrtávání vyrábí i tvarové prvky v díře jako jsou zápichy, vybrání, drážky nebo kužel. Vyvrtáváním lze obrábět i čelní plochy obrobků. Touto technologií lze při jemném vyvrtávání dosáhnout drsnosti povrchu až Ra 1,6 a přesnosti IT 5. [6]

### 3.1 Nástroje pro vyvrtávání

Základní dvě možnosti nástrojů pro operaci vyvrtávání jsou vyvrtávací tyče a vyvrtávací hlavy. Obě možnosti nástrojů lze použít s konstantním i s nastavitelným radiálním a axiálním rozměrem nástroje. Vyvrtávací tyče lze s ohledem na délku nástroje a požadovanou tuhost a z ní pramenící přesnost vyvrtávání realizovat jako letmo upnuté, podepřené v jednom nebo dvou vodících pouzdech. [6]



Obr. 7 Vyvrtávací tyče a) letmo upnuté, b) s jedním vodícím pouzdem, c) se dvěma vodícími pouzdry [6]

Vyvrtávací hlava je nástroj pro vrtání děr velmi velkých průměrů, z toho důvodu je zpravidla při obrábění obrobek upnut na stole a řezný pohyb vykonává samotná hlava. Běžným požadavkem pro vyvrtávací hlavy je možnost plynulého nastavení vrtaného průměru díry. K tomu slouží saně, ve kterých je upnut soustružnický nůž. Důsledkem velkého vyložení saně je ale poté chod hlavy nevyvážený a nastává snížení přesnosti vyvrtávání. Tento aspekt se tedy musí brát při navrhování v potaz. Moderní vyvrtávací hlavy již v dnešní době disponují automatickým vyvážením chodu nástroje. [7]

Na obr. 8 je popsána nastavitelná vyvrtávací hlava od firmy Narex. Základním prvkem hlavy je tělo (číslo 46), ve kterém je uložený posuvový mechanismus (číslo 34) pro pojezd saní (číslo 27). Výsuv saní se ovládá pomocí šneku (číslo 41). Soustružnický nůž lze do hlavy upnout pomocí děr (označení d). Hlava se upíná do vřetene stroje pomocí vyměnitelné upínací stopky (označení K).



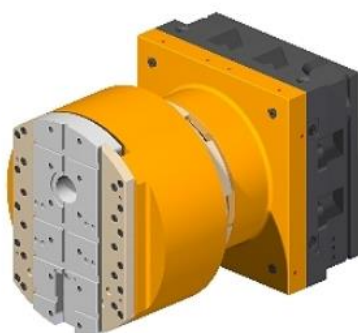


Obr. 8 Vyvrtávací hlava VHS od firmy Narex [8]

## 4 Vyvrtávací hlavy firmy ŠMT

V současné době má firma ŠMT v nabídce tři typy vyvrtávacích hlav. Konkrétně se jedná o vyvrtávací hlavy s označením Standardní, NC a Velká vyvrtávací hlava. Tyto vyvrtávací hlavy se liší velikostí, průměrem obrábění a způsobem řízení. Parametry vyvrtávacích hlav v následujícím textu jsou převzaty ze zdroje [5].

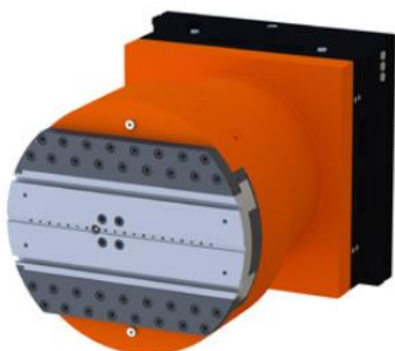
### 4.1 Standardní vyvrtávací hlava IWD



Obr. 9 Vyvrtávací hlava IWD [5]

- Velikost hlavy: 125–700 mm
- Největší průměr obrábění: 1765 mm
- Řízení výsuvu saní vyvozeno od výsuvu pinoly vřetene
- Vyráběné typy: IWD 125, 200, 320, 500, 700

## 4.2 NC vyvrtávací hlava NC IWD



Obr. 10 Vyvrtávací hlava IWD NC [5]

- Velikost hlavy: 320–1000 mm
- Největší průměr obrábění: 2000 mm
- Řízení výsuvu saní je zprostředkováno samostatným NC řízením
- Vyráběné typy: IWD 320NC, 500NC, 630NC, 800 NC, 1000NC

## 4.3 Velká vyvrtávací hlava IWD



Obr. 11 Velká vyvrtávací hlava IWD [5]

- Velikost hlavy: 1100–2000 mm
- Největší průměr obrábění: 3200 mm
- Vyráběné typy: IWD 1100, IWD 2000
- Hloubka obrábění: maximálně 5000

## 5 Upřesnění zadání

### 5.1 Požadavky na vyvrtávací hlavu

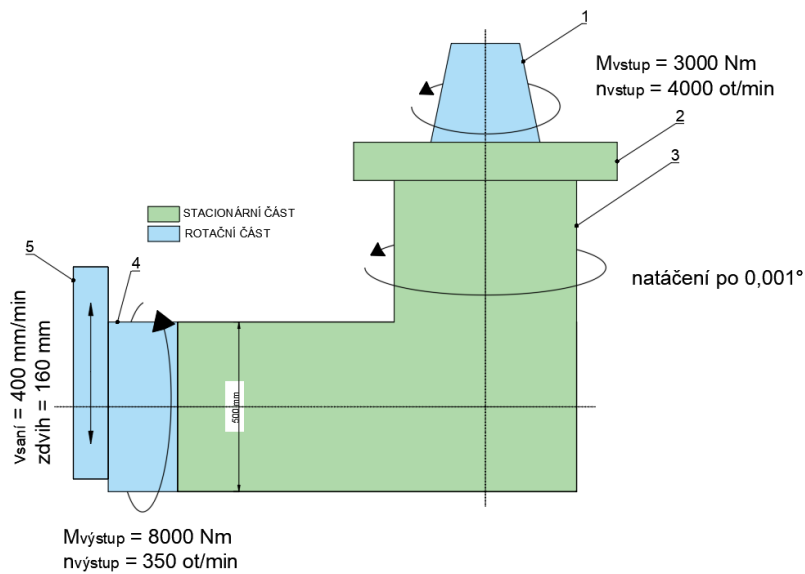
Cílem práce je konstrukční a výpočtový návrh úhlové vyvrtávací hlavy IWDA 500 NC. Jelikož se jedná o vyvrtávací hlavu pro portálové pracoviště, které má vřeteno umístěno ve svislém směru, je zde požadavek na kolmost směru vstupních a výstupních parametrů. Z vřetena stroje tedy do hlavy budou vstupovat otáčky a moment ve svislém směru a výstup těchto parametrů bude ve směru vodorovném. Dále, přívlasek „úhlová“ vyvrtávací hlava zde znamená požadavek na možnost natočení hlavy v ose C, tedy v ose, která prochází vřetenem. Třetím hlavním požadavkem na návrh je NC řízení pohybu saní na čele vyvrtávací hlavy.

V tabulce níže jsou vypsány parametry, kterých by měla navrhovaná hlava dosahovat a dále také parametry, kterých dosahuje stroj a jsou tak vstupními parametry vyvrtávací hlavy.

Tab. 1 Požadované a zadané parametry vyvrtávací hlavy

Parametr	Hodnota
Vnější průměr rotační části	500 mm
Radiální zdvih	160 mm
Max. průměr obrábění	1000 mm
Max. otáčky na výstupu	350 min <sup>-1</sup>
Max. moment na výstupu	8000 Nm
Posuvová rychlost saní	400 mm/min
Max. moment stroje	3000 Nm
Max. otáčky stroje	4000 min <sup>-1</sup>
Přesnost polohování osy C na stroji	po 0,001°



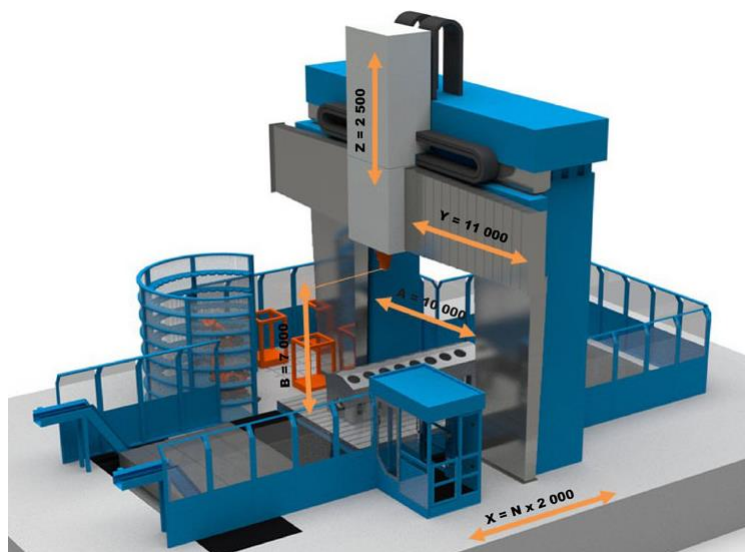


Obr. 12 Skica hlavy s požadovanými parametry

Legenda k Obr. 12: 1 – Upínací kužel, 2 – Příruba, 3 – Stacionární část, 4 – Rotační část, 5 – Posuvné saně

## 5.2 Portálové pracoviště stolového provedení WP

Navrhovaná vyvrtávací hlava se bude upínat do vřetena portálového pracoviště WP. Tento stroj se skládá ze dvou stojanů, které jsou spojeny příčnickem, po kterém se pohybuje vřeteník. Z vřeteníku poté vyjíždí ve svislém směru pinola s vřetenem. Součástí stroje je i stůl, který se pohybuje ve směru osy x. Pracoviště je z důvodu vysoké přesnosti a nosnosti vybaveno hydrostatickým vedením příčnicku. Lze se setkat se dvojím provedením vřeteníku, a to s provedením Speed a Heavy. Typ Speed se vyznačuje velmi vysokými otáčkami, a to díky pohonu Direct drive, tedy přímého pohonu vřetena stroje, zatímco u silového provedení Heavy se dosahuje velmi vysokého momentu. V neposlední řadě je pracoviště vybaveno technologií automatické výměny nástrojů, která využívá buď paletového systému nebo robotické manipulace nástrojů od držáku nástrojů do vřetena. [5]



Obr. 13 Portálové pracoviště WP [5]

Parametry pracoviště v Tab. 2 byly převzaty ze zdroje [5].

Tab. 2 Parametry pracoviště WP

Parametr	Hodnota
Výkon	110 kW
Max. moment	3000 Nm
Max. otáčky	4000 ot/min
Nosnost stolu	250 tun
Průchod mezi stojany	10000 mm
Průchod pod vřetenem	7000 mm

## 6 Možnosti konstrukčního řešení

### 6.1 Pohon výsuvu saní

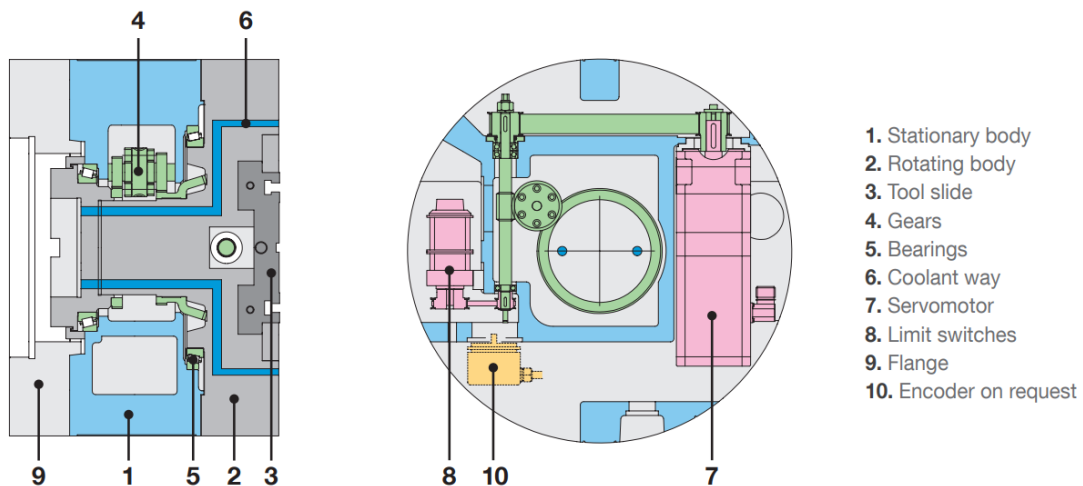
Výsuv saní může být řešen několika způsoby. Jelikož je požadována nezávislost rotace vřeten a posuvného pohybu saní, budou saně poháněny samostatným servomotorem. Ten může být umístěn buď v rotační nebo nerotační části hlavy. Samotný zadavatel, firma ŠMT, vyvíjí typ s umístěním servopohonu v rotační části hlavy. Naopak, například konkurenční firma D'Andrea pracuje s variantou umístění pohonu saní v části nerotační. Obě možnosti mají své výhody a nevýhody, které jsou uvedeny dále.

#### 6.1.1 Stávající řešení firmy ŠMT

V tomto případě by servomotor rotoval společně s rotující částí skříně. Při této konfiguraci je relativně málo setrvačných hmot a větší účinnost vlivem menšího množství převodů ve skříně. Menší množství převodů znamená i větší přesnost, jelikož mezi ozubenými koly musí být jistá vůle tak, aby se kola mohla vzájemně otáčet. Na druhou stranu zde vzniká problém s přívodem elektrické energie pro pohon. Jelikož se servomotor otáčí společně se skříní vyvrtávací hlavy, musel by být součástí hlavy i například kroužkový sběrač, který dovoluje přenos energie mezi stacionárními a pohyblivými se částmi strojů. Právě tento konstrukční uzel je, dle zkušeností firmy ŠMT, častým původcem problémů a poruch.

#### 6.1.2 Konkurenční řešení firmy D'Andrea

Druhou možností je umístit servomotor do stacionární části hlavy. Servomotor by poháněl diferenciál, ze kterého by se moment a otáčky převáděly na posuvný mechanismus saní. Zde by tedy odpadl problém s přívodem elektrické energie. Na druhou stranu by se zvýšila hmotnost zařízení a také množství setrvačných hmot, tedy v tomto případě centrálních kol, satelitů a případně korunových kol. Toto řešení je momentálně vyvíjeno např. v konkurenční společnosti D'Andrea.



Obr. 14 Řešení pohonu saní společnosti D'Andrea [20]

## 6.2 Natáčení osy C

Důležitým požadavkem vyvrtávací hlavy IWDA 500NC je možnost natáčení zařízení kolem osy C, tedy kolem osy vřetena. Hlava se bude natáčet tehdy, kdy nebude probíhat žádný obráběcí proces.

### 6.2.1 Natáčení pomocí vřetena

První možností je odebírat moment přímo z vřetena stroje. Jelikož ovšem vřeteno pohání výstupní rotační část zařízení, tak by při natáčení hlavy kolem osy C zároveň rotovala rotační část. Tento nedostatek lze vyřešit navržením spojky mezi rotační a stacionární částí. Spojka by byla při obráběcím procesu rozepnutá a sepnula by se tehdy, kdy by dostala signál (ať už elektrický, nebo například pneumatický) o požadavku sepnutí. Tak by se spojila se stacionární částí zařízení.

### 6.2.2 Natáčení pomocí vloženého pohonu

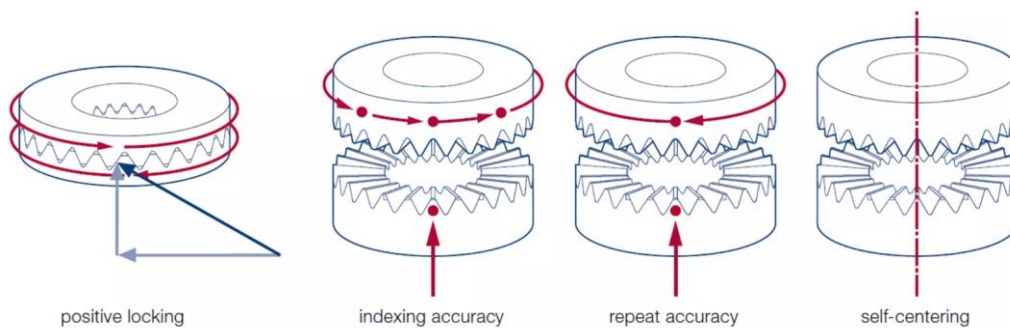
Pro natáčení osy C lze využít také vložený pohon, tedy buď servomotor s převodovkou nebo případně přímý pohon osy pomocí Torque motoru. Vložený pohon by samozřejmě zvyšoval jak náklady zařízení, tak i celkové rozměry hlavy v porovnání s přímým pohonem od vřetena stroje. Výhoda tkví v oddělení otáčení osy C a rotační části hlavy, která koná řezný pohyb. Při použití přidavného pohonu by tedy případně odpadala potřeba rozpojovat rotační a stacionární část hlavy při natáčení zařízení kolem osy C.

## 6.3 Zpevnění osy C

Po fázi natočení hlavy o jistý úhel je zapotřebí hlavu v dané poloze zajistit proti dalšímu pootočení. Hlava tak bude ve výchozím stavu, tedy ve stavu, kdy bude docházet k obrábění, pojištěna proti pootočení. Poté, co bude zařízení odjištěno, se bude moci s hlavou otáčet. Pro toto pojištění je nutno brát v úvahu několik skutečností. Předně je zde požadavek od zadavatele na dodržení přesnosti natáčení minimálně  $0,001^\circ$ . Dále pak jednoduchost ovládání a rozměrové a cenové parametry.

### 6.3.1 Hirthova spojka

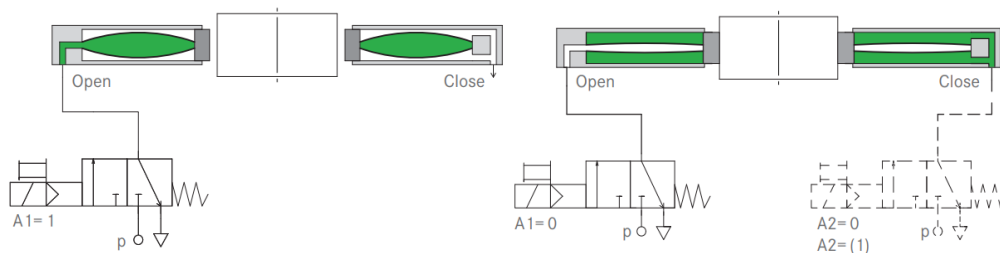
Hirthova spojka, nebo též Hirthovo ozubení, je relativně levná a jednoduchá možnost pro spojování a rozpojování součástí. Například firma Voith nabízí Hirthovy spojky s přesností indexování až  $0,001^\circ$  a maximálními přenášenými momenty 15 000 kNm. Spojka se skládá ze stacionární a pohyblivé poloviny, přičemž stacionární část lze snadno namontovat na zařízení pomocí šroubů. Pohyblivá část poté sepíná nebo naopak rozepíná záběr ozubení. Pohyblivou část zařízení lze ovládat buď výsuvem vřetena nebo přivedeným médiem – stlačeným vzduchem, kapalinou nebo lze využít elektromagnet, který by po průchodu proudem posouval s pohyblivou částí spojky.



Obr. 15 Hirthova spojka firmy Voith [9]

### 6.3.2 Pneumatické a hydraulické brzdy

Druhou možností je použití upínacích systémů, které fungují na principu deformace membrány pomocí buď stlačeného vzduchu nebo kapaliny. Ve stavu obrábění je médiem naplněna vnější kapsa membrány a membrána je tak prodloužena a dochází tedy k brzdnému momentu mezi třecími plochami upínací části membrány a protikusem. Při naplnění vnitřní kapsy se membrána naopak zkrátí a upínací část se odtáhne od protikusu a hlava je tak odjištěna a lze ji otáčet.



Obr. 16 Princip hydraulických a pneumatických brzd firmy HEMA Group [10]

## 6.4 Změna pohybu z rotačního na posuvný pohyb saní

Výsuv saní bude poháněn pomocí servomotoru nebo Torque motoru. Z tohoto důvodu bude součástí zařízení i mechanismus na změnu této rotace na posuvný pohyb.

### 6.4.1 Šnek a šnekový hřeben

Tato varianta se vyznačuje velmi dobrou přesností, ale problém je relativně velké tření v dotyku šneku a hřebene a z něho vyplývající oteplení a menší účinnost. Oproti dalším variantám je nevýhodou i větší cena mechanismu.

### 6.4.2 Kuličkový šroub a matice

Kuličkový šroub a matice je jedna z nejpoužívanějších variant pro změnu pohybu. Velkou výhodou je valivé tření mezi šroubem a maticí, a tedy menší oteplení, velká účinnost a snadná možnost předeprnutí matice. Není tedy nutno vkonstruovat do hlavy pomocné zařízení pro vymezování vůlí.

### 6.4.3 Pastorek a hřeben

Velkou výhodou této varianty je její jednoduchost a levnost pořízení a výroby. Pro použití ve vyvrtávací hlavě není tato varianta vhodná z důvodu vůlí mezi hřebenem a pastorkem, které se projevují hlavně při změně směru pohybu. Pro vymezení těchto vůlí lze použít například přídavný elektromotor, který předeprná hřeben proti směru posuvu (tzv. systém Master – Slave).

### 6.4.4 Šroub a matice s kluzným třením

Teoreticky lze použít klasickou kombinaci se šroubem a maticí s kluzným třením. Tato možnost se vyznačuje sice dobrou únosností a nízkou cenou, na druhou stranu účinnost a přesnost polohy je zde velmi nízká.

## 6.5 Vedení saní

Saně se budou pohybovat v některém typu vedení, které musí zajistit přesné přímočaré vedení saní a zachycování reakcí od sil, které vznikají v řezném procesu vyvrtávání. V následujícím výčtu variant není uvažováno vedení hydrostatické, které je považováno pro použití u saní vyvrtávací hlavy jako příliš drahá a zbytečně únosná záležitost.

### 6.5.1 Kluzné vedení

Kluzné vedení se zdá být pro vyvrtávací hlavu jako relativně výhodná volba. Je to vedení únosné a relativně levné. Oproti dalším variantám je vhodné i pro rázové zatížení, které se může při vyvrtávacím procesu objevit. Za úvahu stojí navržení buď vedení prizmatického nebo rybinového. Samozřejmě jistým mínusem tohoto řešení je opět menší přesnost a větší odpory proti pohybu.

### 6.5.2 Valivé vedení

Druhou možností je vložení valivého elementu mezi pohyblivou a stacionární část vedení. Velice rozšířenou možností je použití valivých hnízd s cirkulací kuliček nebo válečků. Další možností je použít tzv. kolejnicové vedení, kde nedochází k cirkulaci valivých elementů, ale odvalují se zde kola po profilových lištách. U valivých typů vedení nedochází k takovým třecím ztrátám, pohon musí překonat mnohem menší pasivní odpory a vedení jsou velice přesná. Na druhou stranu obecně tato vedení nedosahují takových únosností a tuhostí jako vedení kluzná.

## 7 Konstrukční návrh variant řešení

### 7.1 Morfologická matice

V morfologické matici jsou uvedeny požadované funkce vyvrtávací hlavy a možné řešení pro naplnění těchto funkcí. Dále jsou v matici vyznačeny „cesty“, které znázorňují vybraná řešení pro jednotlivé varianty.

Tab. 3 Morfologická matice

Funkční požadavek	Řešení požadavku			
	Řešení 1	Řešení 2	Řešení 3	Řešení 4
Zajistit pohon výsuvu saní	Servomotor v rotující části	Servomotor ve stacionární části		
Zajistit natáčení osy C	Vřeteno stroje	Servomotor + převod	Torque motor	
Zajistit zpevnění osy C	Hirthova spojka	Pneumatická brzda	Hydraulická brzda	
Zajistit rozpojení Hirthovy spojky	Výsuvem vřetene	Pneumaticky	Hydraulicky	Elektromagneticky
Zajistit změnu pohybu rotace – posuv u saní	Šnek + hřeben	Kuličkový šroub + matice	Pastorek + hřeben	Šroub + matice s kluzným třením
Zajistit požadovaný převod	Přímé ozubení	Šikmé ozubení	Zakřivené ozubení	
Zajistit vedení saní	Kluzné vedení	Valivé vedení s oběžnými kuličkami	Valivé vedení s oběžnými válečky	Kolejnicové vedení
Zajistit uložení motoru	Podélné uložení	Příčné uložení		

## 7.2 Návrh variant řešení

Tab. 4 Morfologická matice s konstrukčními cestami

Funkční požadavek	Řešení požadavku			
	Řešení 1	Řešení 2	Řešení 3	Řešení 4
Zajistit pohon výsuvu saní	Servomotor v rotující části	Servomotor ve stacionární části		
Zajistit natáčení osy C	Vřeteno stroje	Servomotor + převod	Torque motor	
Zajistit zpevnění osy C	Hirthova spojka	Pneumatická brzda	Hydraulická brzda	
Zajistit rozpojení Hirthovy spojky	Výsuvem vřetene	Pneumaticky	Hydraulicky	Elektromagneticky
Zajistit změnu pohybu rotace – posuv u saní	Šnek + hřeben	Kuličkový šroub + matice	Pastorek + hřeben	Šroub + matice s kluzným třením
Zajistit požadovaný převod	Přímé ozubení	Šikmé ozubení	Zakřivené ozubení	
Zajistit vedení saní	Kluzné vedení	Valivé vedení s oběžnými kuličkami	Valivé vedení s oběžnými válečky	Kolejnicové vedení
Zajistit uložení motoru	Podélné uložení	Příčné uložení		

Legenda: Varianta A ●—● Varianta B ●—● Varianta C ●—● Varianta D ●—●

Dle Tab. 4 byly navrženy konstrukční cesty, které poté byly vkonstruovány do konstrukčních orgánových variant. Tyto variant vystihují základní funkce, které musí vyvrtávací hlava splňovat.

### 7.2.1 Varianta A

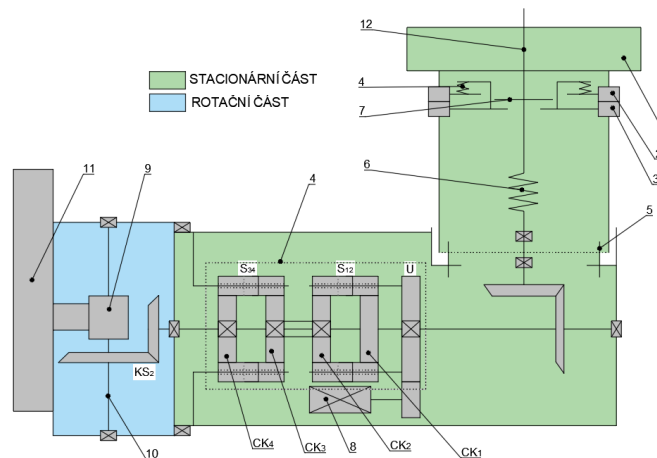
První varianta počítá se zpevněním osy C pomocí Hirthovy spojky. Spojka bude ve výchozím stavu sepnutá a posuvná část (pozice 3) bude zapadat do části stacionární (2) pomocí pružiny (4). Při natáčení hlavy se vřeteno stroje (12) vysune, odtlačí pružinu (6) a unašeč Hirthovy spojky (7) odtlačí posuvnou část ze záběru se stacionární částí. Při vysouvání je horní část hlavy vedena pomocí vodících prvků (5). Tímto se vřeteno stroje dostane do záběru s otočnou částí hlavy. Při vypnutém servomotoru (8) je poháněna pouze rotační část hlavy a saně (11) se nevysouvají. Při zapnutí servomotoru teče moment přes diferenciál až ke kuželovému soukolí KS2, které pohání kuličkový šroub (10). Otáčející se šroub posouvá maticí (10), spojenou se saněmi (11). Hlava se upíná pomocí Příruby (1) na portálové pracoviště.

Stav neposouvajících se saní

Při tomto stavu teče moment od vřetena na rotační část hlavy, která zároveň roztáčí kuželové soukolí KS2. Dále se roztáčí centrální kolo CK4, satelity S34 a centrální kola CK3 a CK2, která jsou pevně spojena. Zároveň se z druhé strany roztáčí centrální kolo CK1 a roztáčí satelity S12, které se tedy otáčejí pouze kolem své osy. Nedochozí tedy ke vzájemnému otáčení kol v kuželovém soukolí KS2 a saně se tak neposouvají.

Stav posouvajících se saní

Při roztočení servomotoru (8) se uvede do rotace unašeč U, který unáší satelity S12 a dochází ke zvýšení otáček na výstupu z diferenciálu a ozubená kola v soukolí KS2 se začnou vzájemně otáčet a tím dojde k roztočení pohybového šroubu (10) a tím i k posouvání saní (11).

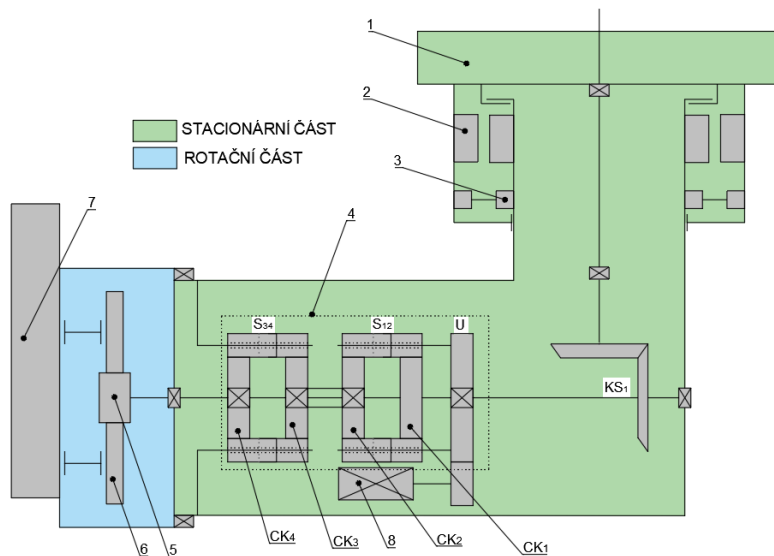


Obr. 17 Varianta A

### 7.2.2 Varianta B

Tato varianta využívá pro natáčení osy C samostatný Torque motor (2). Ve stavu, kdy hlava obrábí je hlava zabrzděna pomocí hydraulické brzdy (3), která tlačí třecí plochu na tělo vyvrtávací hlavy. Pro natočení hlavy je brzda pomocí membrány odtlačena od těla hlavy a tím se hlava odjistí. Vysouvání saní (7) je zde řešeno opět přes diferenciál (4), který je poháněn od servopohonu (8). Samotné vysouvání saní je u této varianty opatřeno pomocí dvojice pastorek (5) + hřeben (6). Hlava bude opět upevněna do stroje pomocí příruby (1).

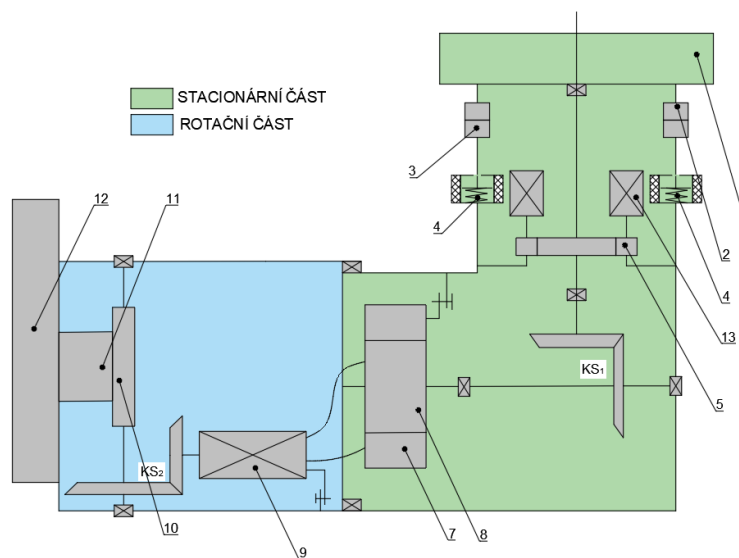




Obr. 18 Varianta B

### 7.2.3 Varianta C

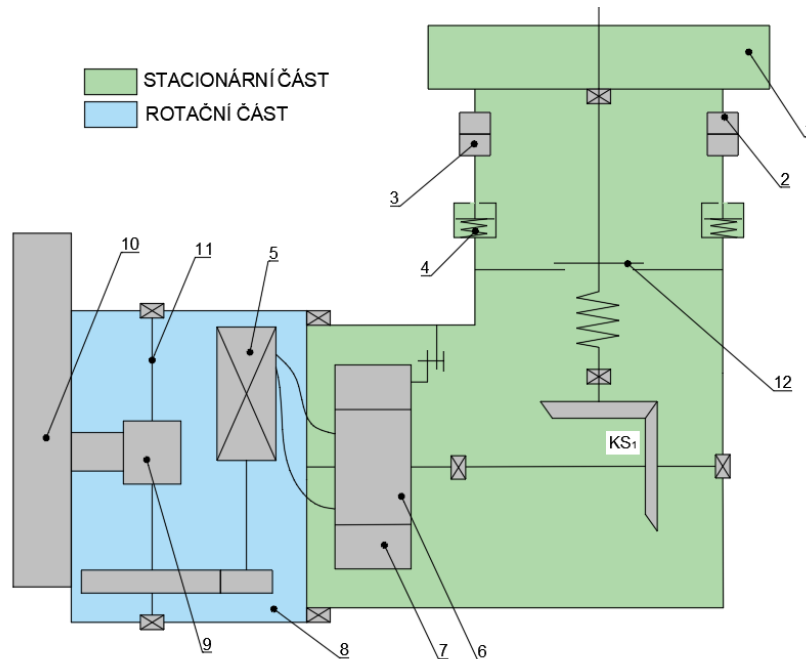
Pro natáčení hlavy kolem osy C je u této varianty navrženo použití Hirthovy spojky (2, 3), která je ovládaná elektromagneticky. Spojka je v uzavřeném stavu držena pomocí pružiny (4). Sílu pružiny překonává elektromagnet, který otevírá spojku a odjišťuje tak vyvrtávací hlavu. V tomto stavu je od servomotoru (13) poháněno ozubené soukolí (5), které hlavou otáčí. Z důvodu zajištění vymezení vůlí je naproti hnačícímu servopohonu umístěn servopohon druhý, který vymezuje vůle zabíráním proti otáčení soukolí (tzv. systém Master and Slave). Šnek (10) a šnekový hřeben (11) pohání servomotor (9) umístěný v rotující části hlavy. Jelikož se servomotor otáčí společně se skříní, je ve stacionární části umístěn kroužkový sběrač, jehož rotační část (8) rotuje společně se servomotorem, zatímco pevná část (7) je spojena se stacionární částí hlavy.



Obr. 19 Varianta C

### 7.2.4 Varianta D

U poslední varianty se osa C opět zpevňuje pomocí Hirthovy spojky (2 – pevná část, 3 – posuvná část), která je tentokrát ovládaná pneumaticky a ve výchozí poloze je držena pomocí pružiny (4). Po odjištění Hirthovy spojky lze hlavou natáčet díky výsuvu vřetene, které se spojí s odjištěnou částí hlavy přes spojovací člen (12). Nezávislý pohon saní je zde řešen podobně jako u Varianty C pomocí servomotoru (5) v rotující části (8) a kroužkového sběrače (6, 7). Servomotor je zde ovšem umístěn příčně vzhledem k ose hlavy. Rotační pohyb kuličkového šroubu (11) je u tohoto řešení převezen na posuv saní (10) pomocí matice (9).



Obr. 20 Varianta D

### 7.3 Hodnocení variant řešení

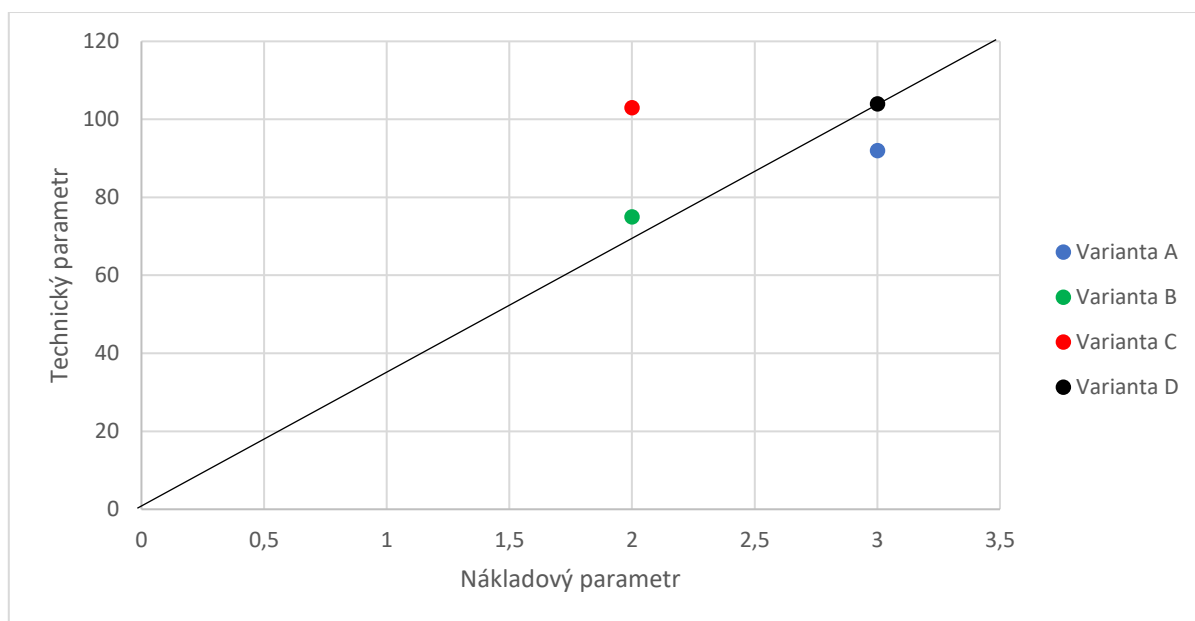
Pro zhodnocení navržených variant a výběr suboptimální varianty řešení byla navržena hodnotící tabulka Tab. 5. Nejdříve byly zvoleny nejkritičtější vlastnosti jednotlivých variant, které poté byly zhodnoceny (1 – nejhorší hodnocení, 5 – nejlepší hodnocení). Jednotlivá hodnocení byla přenásobena hodnotou váhy důležitosti dané vlastnosti (1 – nejmenší váha, 5 – největší váha). Všechna hodnocení pro danou variantu byla poté sečtena pro konečný výsledek.

Tab. 5 Hodnocení variant řešení

Vlastnost	Hodnocení variant				Váha
	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta D	
Zástavbové rozměry	3	3	4	4	4
Přesnost výsuvu saní	3	2	4	4	5
Jednoduchost montáže	3	3	4	4	3
Hlučnost chodu zařízení	2	2	4	3	1
Tuhost saní	3	2	2	3	5
Počet setrvačných hmot	2	2	4	4	3
Oteplení vedení saní	3	4	4	3	3
Náročnost na údržbu	4	2	3	3	3
Energetická náročnost	3	2	2	2	4
Náklady na výrobu	3	2	2	3	4
Výsledek	104	83	111	116	

#### 7.4 Graf porovnání variant

Jednotlivá hodnocení variant byla vynesena do Obr. 21. Graf se skládá z nákladového parametru a součtu technických parametrů (viz Tab. 5). Graf slouží pro výběr takové suboptimální varianty, která bude vyváženě splňovat poměr mezi náklady a technickým řešením. Taková varianta se na Obr. 23 nachází nejbližší diagonální čáry.



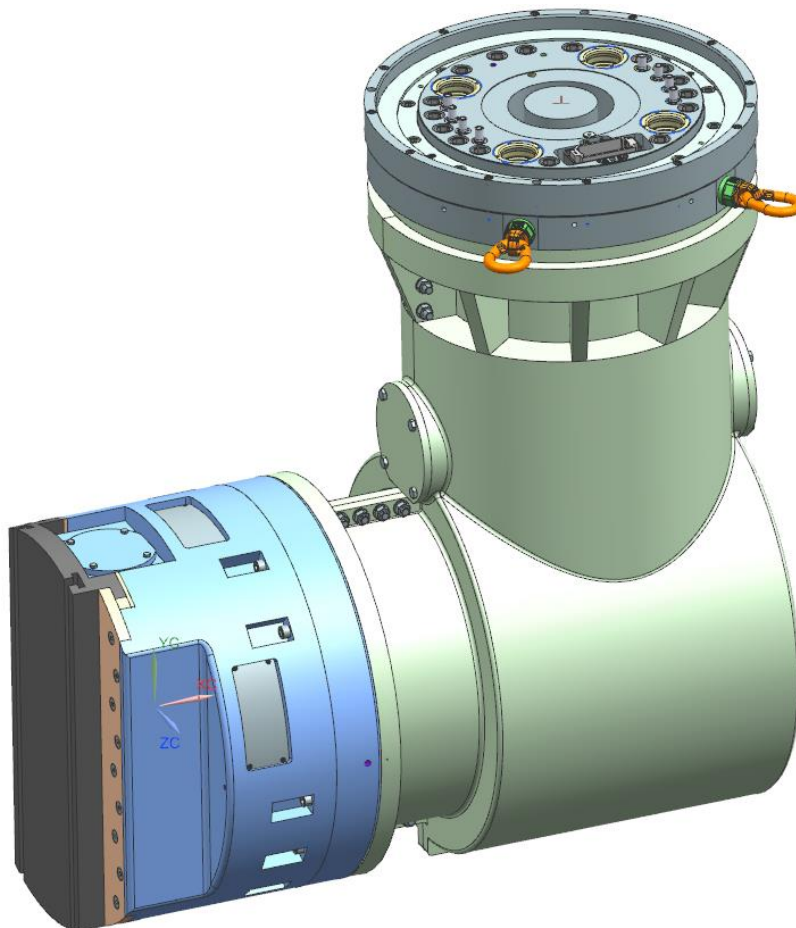
Obr. 21 Graf porovnání variant

## 7.5 Shrnutí hodnocení a výběr suboptimální varianty řešení

Dle Obr. 21 se jako suboptimální jeví Varianta D. Mezi hlavní přednosti tohoto řešení se řadí vysoká tuhost saní díky kluznému vedení a relativně příznivým nákladům na výrobu zařízení. U této varianty odpadá problém velkého počtu setrvačných hmot jako je tomu u variant s diferenciálem. S tím souvisí také dobrá přesnost výsuvu saní, kdy při použití diferenciálu je v převodech vůle, která nepříznivě ovlivňuje přesnost výsuvu saní. Mezi nevýhody této varianty lze, dle zkušeností firmy ŠMT, zařadit větší poruchovost kroužkových sběračů a z toho vyplývající větší náročnost na údržbu zařízení. Dále tedy bude rozpracovávána Varianta D. Po domluvě se zadavatelem bylo opuštěno od požadavku natáčení kolem osy C, jelikož mechanismus natáčení je již implementován v pinole stroje. Další návrh tedy nebude počítat s navrhováním tohoto konstrukčního uzlu.

## 8 Konstrukční řešení vyvrtávací hlavy

Po výběru suboptimální varianty řešení se dále přistoupilo k rozpracování samotného konstrukčního řešení dané varianty.



Obr. 22 Celkový pohled na sestavu

### 8.1 Určení stavů obrábění

Pro výpočet byly uvažovány 3 stavy obrábění. Celkový převod vyvrtávací hlavy pro rotační pohyb (tedy od výstupu stroje k výstupu vyvrtávací hlavy) je uvažovaný  $i_c = 3$ . Určení parametrů pro stavy vychází ze zdroje [11].

#### 8.1.1 Stav 1

První stav počítá s využitím maximálního momentu (omezného momentu)  $M_L = 8000 \text{ Nm}$ . Z omezného momentu a z výkonu stroje ( $P = 110 \text{ kW}$ ) se poté stanoví otáčky při omezném momentu (účinnost hlavního pohonu se uvažuje  $\eta_{HP} = 0,9$  a účinnost převodů hlavy  $\eta_p = 0,96 * 0,96 = 0,92$ ).

$$n_{1,2} = \frac{P * \eta_{HP} * \eta_p}{2 * \pi * M_L} = 108,9 \text{ ot/min} \quad (1)$$

Pro otáčky a moment na vstupu do hlavy poté platí

$$n_{1,1} = n_{1,2} * i_c = 326,7 \text{ ot/min} \quad (2)$$

$$M_{1,1} = \frac{M_{1,2}}{i_c} = 2\,666,6 \text{ Nm} \quad (3)$$

### 8.1.2 Stav 2

Při druhém stavu obrábění je využit maximální moment ze 75 %.

$$M_{2,2} = 0,75 * M_L = 3000 \text{ Nm} \quad (4)$$

$$n_{2,2} = \frac{P * \eta_{HP} * \eta_P}{2 * \pi * M_{2,2}} = 290,42 \text{ ot/min}$$

Pro otáčky a moment na vstupu do hlavy poté platí

$$n_{2,1} = n_{2,2} * i_c = 871,26 \text{ ot/min} \quad (5)$$

$$M_{2,1} = \frac{M_{2,2}}{i_c} = 1\,000 \text{ Nm} \quad (6)$$

### 8.1.3 Stav 3

Při třetím stavu se budou využívat maximální otáčky vyvrtávací hlavy, tedy  $n_{3,2} = 350 \text{ ot/min}$ . Z tohoto parametru lze spočítat moment, který odpovídá daným otáčkám na výstupu z hlavy.

$$M_{3,2} = \frac{P * \eta_{HP} * \eta_P}{2 * \pi * n_{3,2}} = 2489,3 \text{ Nm} \quad (7)$$

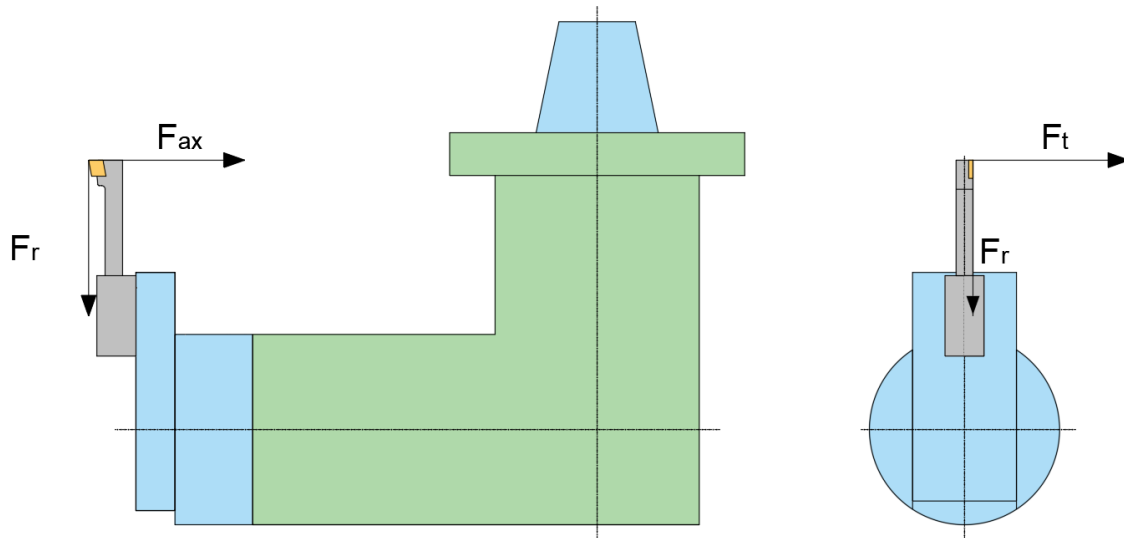
Pro otáčky a moment na vstupu do hlavy poté platí

$$n_{3,1} = n_{3,2} * i_c = 1\,050 \text{ ot/min} \quad (8)$$

$$M_{3,1} = \frac{M_{3,2}}{i_c} = 829,8 \text{ Nm} \quad (9)$$

### 8.1.4 Určení řezných sil pro jednotlivé stavy

Během jednotlivých řezných stavů působí mezi nástrojem a obrobkem řezná síla, která se skládá ze složky tečné  $F_t$ , axiální  $F_{ax}$  a radiální  $F_r$ . Určení jednotlivých stavů opět vychází ze zdroje [11]. Výpočet řezných sil vychází ze znalosti maximálního obráběného průměru a maximálního momentu obrábění.



Obr. 23 Řezné síly při obrábění

Pro tečné složky řezné síly platí

$$F_{t1} = \frac{2 * M_{max}}{D_{max}} = 16\,000\,N \quad (10)$$

$$F_{t2} = \frac{F_{t1}}{2} = 8\,000\,N \quad (11)$$

$$F_{t3} = \frac{F_{t1}}{5} = 3\,200\,N \quad (12)$$

Pro axiální složky řezné síly platí

$$F_{ax1} = 0.6 * F_{t1} = 9\,600\,N \quad (13)$$

$$F_{ax2} = 0.6 * F_{t2} = 4\,800\,N \quad (14)$$

$$F_{ax3} = 0.6 * F_{t3} = 1\,920\,N \quad (15)$$

Pro radiální složky řezné síly platí

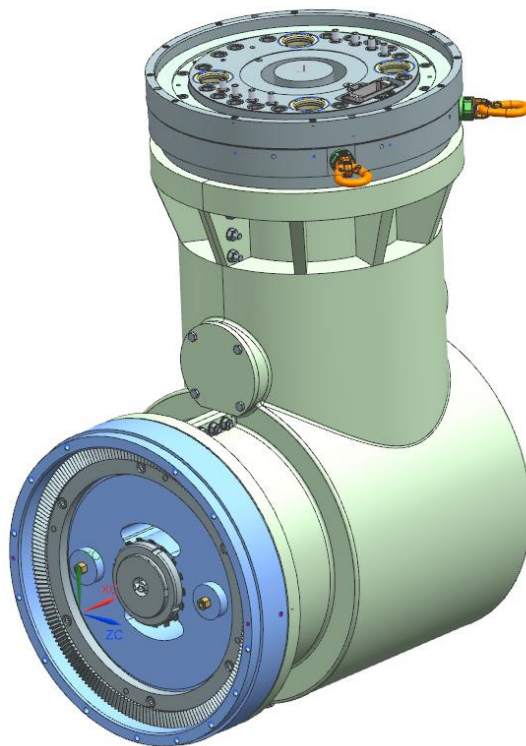
$$F_{r1} = 0.8 * F_{t1} = 12\,800\,N \quad (16)$$

$$F_{r2} = 0.8 * F_{t2} = 6\,400\,N \quad (17)$$

$$F_{r3} = 0.8 * F_{t3} = 2\,560\,N \quad (18)$$

## 8.2 Skříň stacionární části

V tělese skříňě jsou uloženy převody pro hlavní rotační pohyb vyvrtávací hlavy a kroužkový sběrač, který napájí servomotor v části rotační. Ke stacionární části se připojuje příruba, díky níž lze hlavu připojit k samotnému stroji. Těleso skříňě stacionární části je navrženo jako odlitek z tvárné litiny EN-GJS-500-7, a je tvořeno ze 2 částí, které se k sobě šroubují pomocí celkem 27 šroubů M10. Obě poloviny jsou vůči sobě vystředěny pomocí dvojice válcových kolíků. Tloušťky stěn skříňě byly voleny s ohledem na dobrou slévatelnost a pevnost na minimálně 20 mm, a to v místě, kde se neočekává velké namáhání. Naopak v místě pod přírubou, kde se hlava bude připojovat ke stroji a kde lze očekávat poměrně velký klopný moment od tíhy celé hlavy, byla tloušťka stěny volena 35 mm, a navíc byla tato část vyztužena žebry po celém obvodu této zúžené části hlavy.



Obr. 24 Stacionární část hlavy

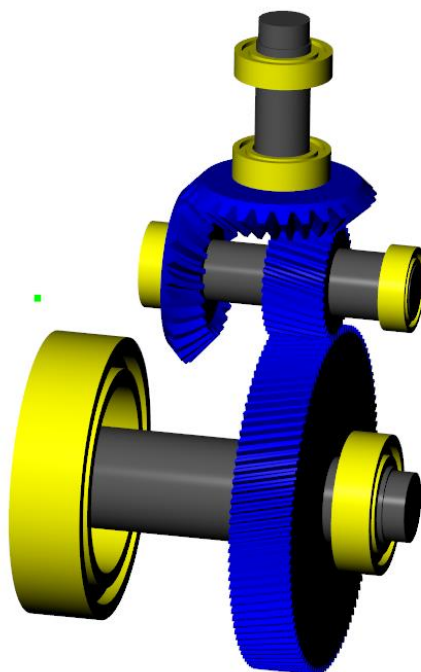
## 8.3 Připojení hlavy ke stroji

Vyvrtávací hlava se k portálovému stroji WP připojuje pomocí multifunkční příruby Multitask. Tato příruba je k hlavě uchycena pomocí 12 šroubů M16. Jelikož je odlitek skříňě stacionární části navržen ze dvou polovin, příruba se k hlavě bude připojovat pomocí adaptéru, který je již uchycen přímo ke skříni hlavy. Na adaptéru je vytvořen průměr, díky němuž lze přírubu vůči hlavě vycentrovat. Pomocí rychlospojek, umístěných na přírubě, se do kanálků v hlavě dostává řezná kapalina. Točivý moment je ze stroje přiváděn pomocí vnějšího evolventního drážkování, které zapadá do vnitřního drážkování na vstupní hřídeli do hlavy. Axiálně je drážkování pojištěno dvojicí stavěcích šroubů.



## 8.4 Řešení hlavního řezného pohybu

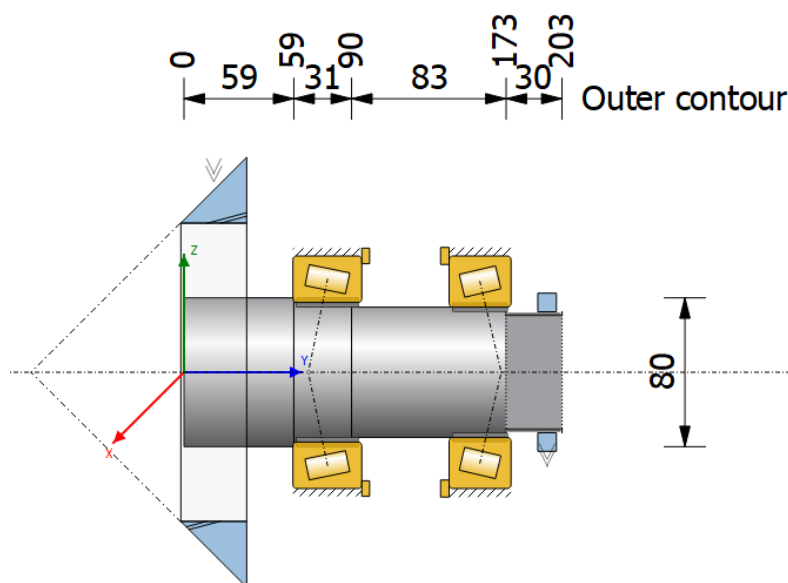
Hlavním řezným pohybem je v tomto případě označen rotační pohyb nástroje. Otáčky a moment se k rotační části dostávají pomocí převodu kuželovým soukolím, který je navržen s převodovým poměrem 1 (tento převod má tedy pouze úlohu změny osy otáčení) s paloidním ozubením, a pomocí čelního soukolí s šikmým ozubením s převodovým poměrem 3. Šikmé ozubení je voleno hlavně kvůli požadavku klidného chodu a vyšší únosnosti soukolí. Pro návrh komponent řezného pohybu (hřídelí, ozubených kol a ložisek) byl využit software KissSoft (detailnější výsledky viz Příloha G). Pro všechna ložiska byla uvažována minimální trvanlivost 5 000 hodin a minimální bezpečnosti u ozubených kol a hřídelů byly stanoveny na 1,2. Tyto hodnoty tedy nesměly být ve výpočtu překročeny. Pro samotný výpočet bylo vytvořeno zatěžovací spektrum dle kapitoly 8.1, přičemž nejvíce byly komponenty zatěžovány stavem 1, což se dá vysvětlit nejvyšším momentem (8 000 Nm).



Obr. 25 Výpočtový model hlavního řezného pohybu

### 8.4.1 Hřídel 1

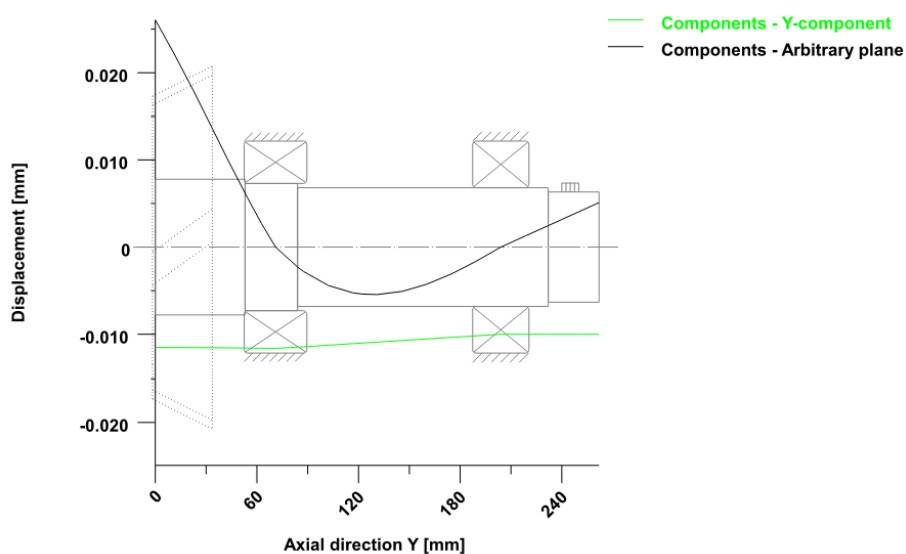
Vstupní hřídel je navržena v jednom kusu s pastorkem kuželového kola. Hřídel je uložena do 2 kuželíkových ložisek, řazených „do O“. Konkrétně se jedná o ložiska SKF 33115, resp. SKF 32214. Ložiska lze vůči sobě předeprnout pomocí KM matice a MB podložky. První ložisko má, kvůli jednoduchosti montáže, oproti druhému větší vnitřní průměr. Ložiska jsou poté vůči sobě vymezena pomocí rozpěrné trubky. Požadovanou vůli v převodu kuželového soukolí lze nastavit pomocí lícovaného kroužku, kterým lze podložit trubku, do které se ložiska montují. Na konci hřídele je vyrobeno vnitřní evolventní drážkování pro připojení k drážkování samotného stroje.



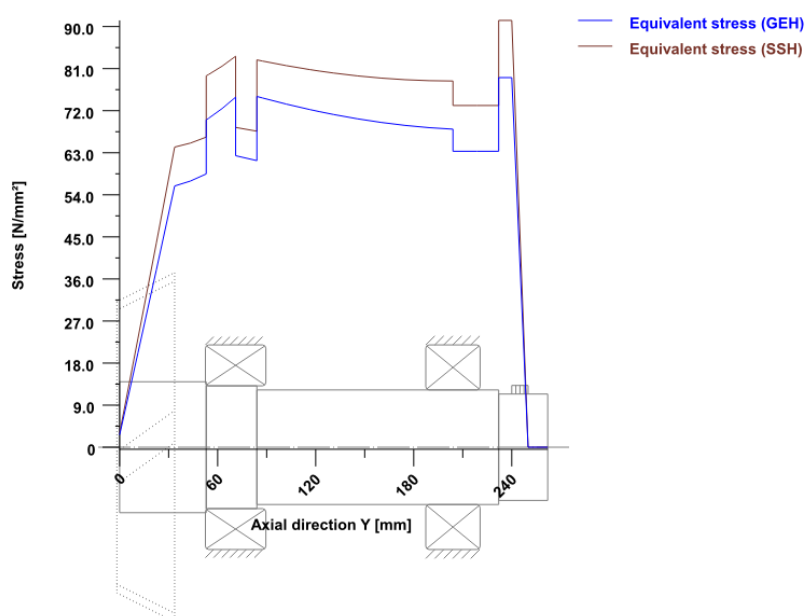
Obr. 26 Uložení Hřídele 1

Tab. 6 Výsledky pro hřídel 1

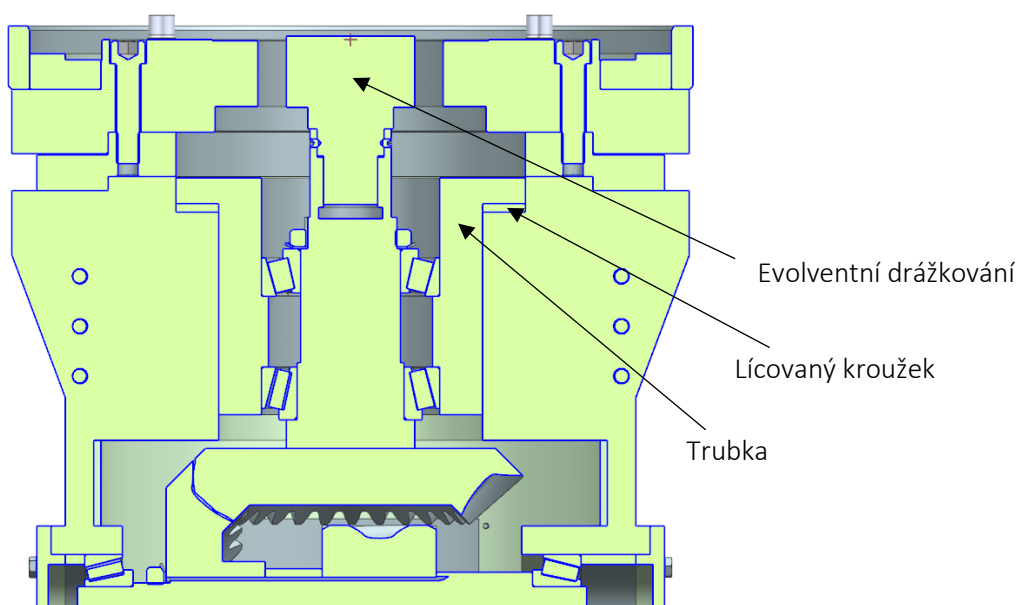
Zátěžný stav	Napětí v hřídeli [MPa]	Deformace hřídele [μm]	Životnost ložiska 1 [hod]	Životnost ložiska 2 [hod]	Root safety [-]	Flank safety [-]
Stav 1	79,08	26,21	13 330	80 289	1,486	1,403
Stav 2	29,65	9,77	209 753	1 777 483	3,395	2,166
Stav 3	24,61	8,11	324 200	2 747 565	3,856	2,32



Obr. 27 Posunutí Hřídele 1



Obr. 28 Rozložení napětí v Hřídele 1



Obr. 29 Uložení Hřídele 1

Jak již bylo zmíněno, hlava je od stroje poháněna pomocí evolventního drážkování. Výpočet (dle [14]) minimální potřebné délky  $l$  pro přenos maximálního momentu vychází z obvodové síly  $F_o$ , která působí na boky zubů a z dovoleného tlaku na bocích zubů  $p_a$ , který byl dle [14] určen 120 MPa. Bylo zvoleno drážkování s průměry  $d_{a1} = 41,6 \text{ mm}$  a  $d_{a2} = 38 \text{ mm}$ . Počet zubů  $i = 20$  a korekční součinitel pro evolventní drážkování je  $k = 0,5$ .

$$F_o = \frac{M_t * 2}{d_s} \quad (19)$$

$$p = \frac{F_o}{S} = \frac{2 * M_t}{d_s * h * l * k * i} \leq p_d \quad (20)$$

$$l \geq \frac{2 * M_t}{d_s * h * p_d * k * i} = 31 \text{ mm} \quad (21)$$

Skutečná styková délky evolventního drážkování byla navržena na 33 mm.

Trubka, ve které jsou uložena ložiska je do tělesa skříně namontována pomocí šroubů. Šrouby jsou namáhány axiální silou  $F_A = 11\,718 \text{ N}$ , kterou přenáší spodní ložisko SKF 33115. Dovolené napětí v tahu je voleno  $\sigma_D = 120 \text{ MPa}$  a počet šroubů  $i = 6$ . Pro výpočet průměru jádra šroubu platí

$$F_s = \frac{F_A}{i} = 1464,75 \text{ N} \quad (22)$$

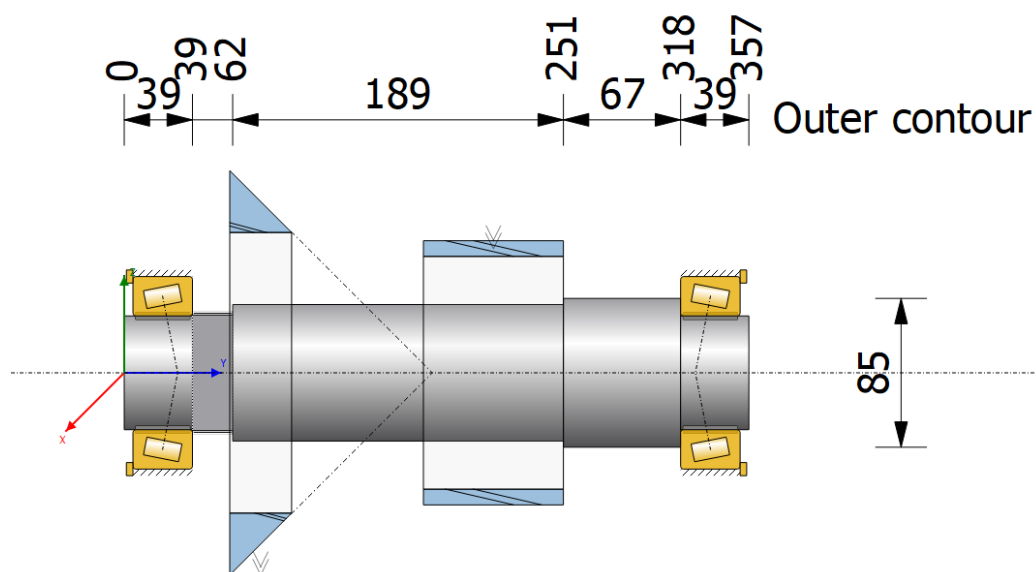
$$\frac{F_s * 4}{\pi * d_j^2} \geq \sigma_D \quad (23)$$

$$d_j = \sqrt{\frac{4 * F_s}{\pi * \sigma_D}} = 3,9 \text{ mm} \quad (24)$$

Pro tento účel byl zvolen šroub M6, pro který norma ISO 261 uvádí průměr jádra 4,747 mm.

#### 8.4.2 Hřídel 2

Druhá hřídel je uložena do dvou kuželíkových ložisek, které se, kvůli pozici zatížení a životnosti ložisek, budou montovat „do X“. Obě ložiska mají označení SKF 33113. Vnitřní kroužky se namontují nadoraz na hřídeli a pomocí vík a lícovaných kroužků se ložiska vůči sobě předepnou. Axiální pojištění obou ozubených kol je vyřešeno pomocí KM matice a MB podložky. Přenos momentu a otáček z ozubených kol byl v počátku uvažovaný pomocí těsného pera (viz výpočet na straně 46), ale vzhledem k velkému momentu na hřídeli je přenos uskutečněn pomocí rovnobokého drážkování, jehož pevnostní kontrola byla provedena pomocí programu KissSoft.



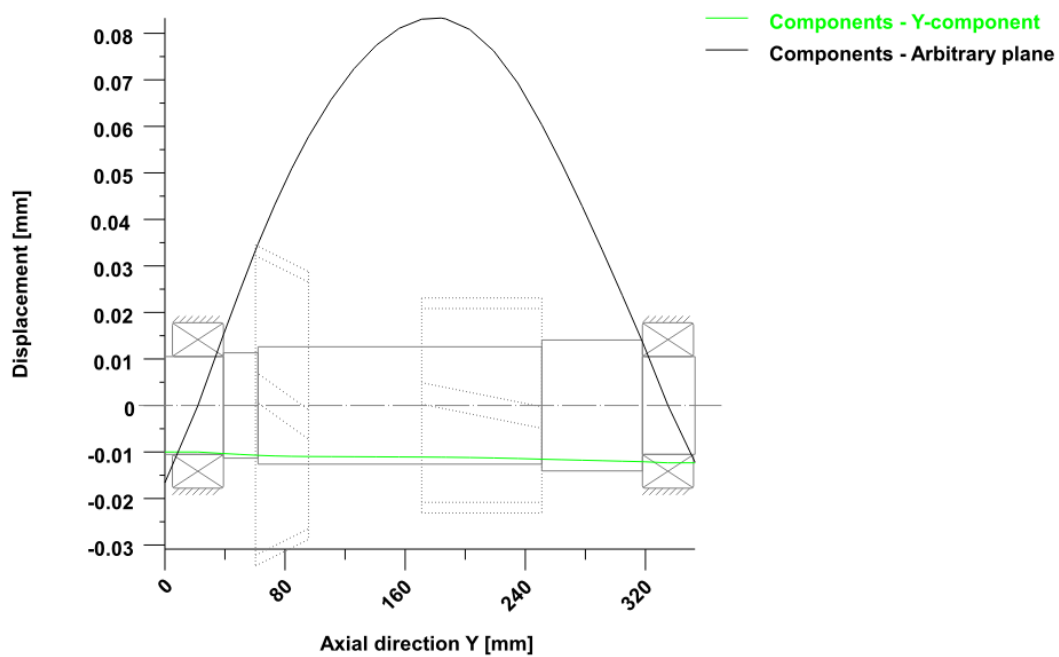
Obr. 30 Uložení Hřídele 2

Tab. 7 Výsledky pro Hřídel 2

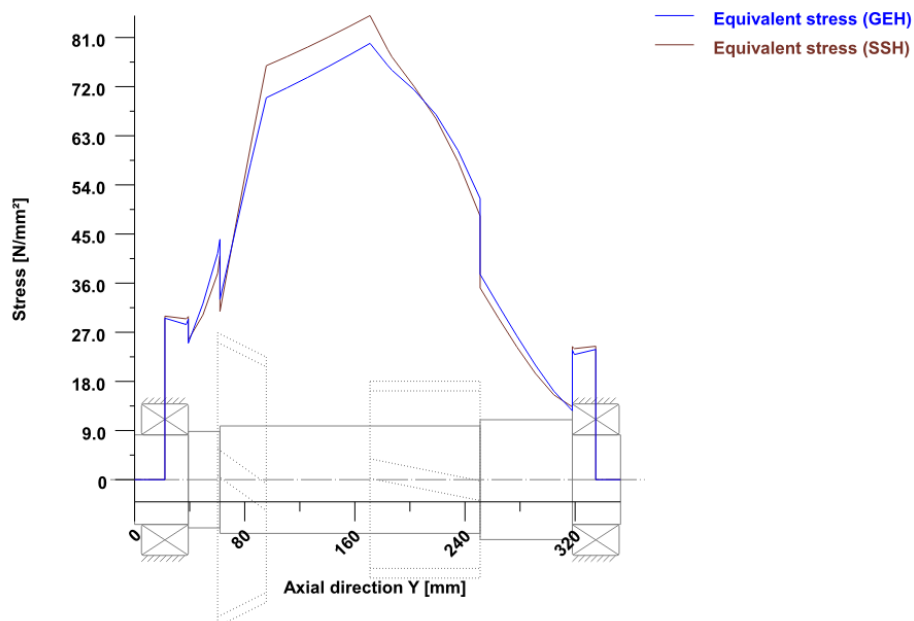
Zátěžný stav	Max. napětí v hřídeli [MPa]	Deformace hřídele [ $\mu\text{m}$ ]	Životnost ložiska 1 [hod]	Životnost ložiska 2 [hod]
Stav 1	79,93	83,28	9 649	19 261
Stav 2	29,97	31,23	95 149	189 932
Stav 3	24,87	25,91	147 065	264 564

Tab. 8 Výsledky bezpečností pro ozubená kola Hřídele 1

Zátěžný stav	Root safety – kuželové kolo [-]	Flank safety – kuželové kolo [-]	Root safety – čelní kolo [-]	Flank safety – čelní kolo [-]
Stav 1	1,486	1,403	2,326	1,689
Stav 2	3,395	2,166	4,505	2,377
Stav 3	3,856	2,32	4,964	2,503

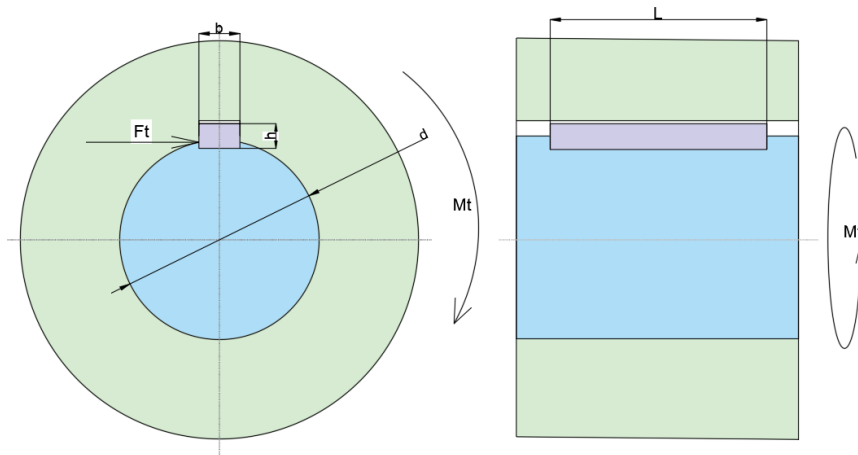


Obr. 31 Posunutí Hřídele 2



Obr. 32 Rozložení napětí v Hřídeli 2

Jak již bylo zmíněno, pro přenos točivého momentu z hřídele na ozubená kola bylo nejprve počítáno s použitím těsného pera. Pro tento účel byl proveden následující výpočet minimální délky pera dle [14].



Obr. 33 Rozměry pro výpočet pera

Pro průměr hřídele  $d = 80 \text{ mm}$  jsou dle normy ČSN 02 2562 rozměry  $b = 22 \text{ mm}$  a  $h = 14 \text{ mm}$ . Kontrola pera byla provedena pouze na otláčení ve stykových plochách mezi perem a nábojem, respektive hřídelí. Výpočet vychází z obvodové síly  $F_t$ , která je závislá na točivém momentu  $M_t$  a průměru hřídele  $d$ . Tato síla poté vstupuje do výpočtu tlaku  $P$  mezi činnými plochami. Výška pera se zjednodušila tak, že se vzala polovina celkové výšky pera pro hřídel i pro náboj. Rozměry pera pro daný průměr hřídele včetně dovoleného tlaku  $P_{dov} = 120 \text{ MPa}$  byly převzaty z [13].

$$F_t = \frac{2 * M_t}{d} \quad (25)$$

$$P = \frac{F_t}{S} = \frac{2 * M_t}{d * \frac{h}{2} * (L - b)} \leq P_{dov} \quad (26)$$

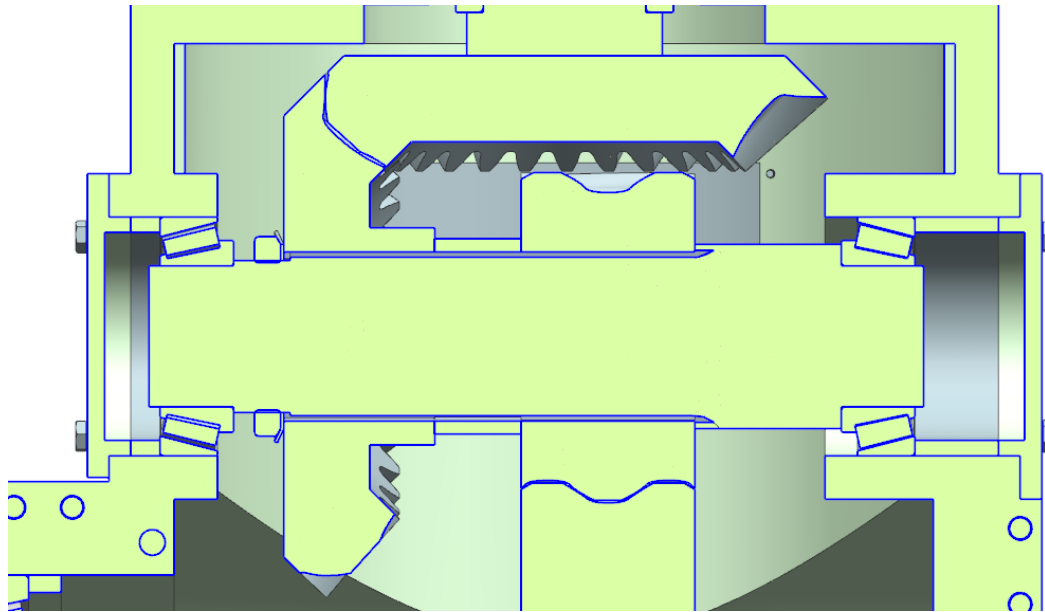
$$L \geq \frac{2 * M_t}{d * \frac{h}{2} * P_{dov}} + b = 141 \text{ mm} \quad (27)$$

Při použití těsného pera by tedy délka pera musela být minimálně 141 mm. Z tohoto důvodu bylo dále počítáno s použitím rovnobokého drážkování. Při použití rovnobokého drážkování je poté minimální délka stanovena následujícím výpočtem.

Norma DIN ISO 14:1986 (Lehká série) stanovuje dle [14] pro rovnoboké drážkování následující rozměry. Velký průměr  $d_2 = 78 \text{ mm}$ , malý průměr  $d_1 = 72 \text{ mm}$ , šířka zubu  $b = 12 \text{ mm}$ , počet zubů  $i = 10$ , výška zubu  $h = 6 \text{ mm}$ , střední průměr, na kterém působí obvodová síla  $d_s = 75 \text{ mm}$  a korekční součinitel  $k = 0,75$ . Pro výpočet byl uvažovaný nejhorší, tedy třetí stav obrábění.

$$l \geq \frac{2 * M_t}{d_s * h * p_d * k * i} = 26,3 \text{ mm} \quad (28)$$

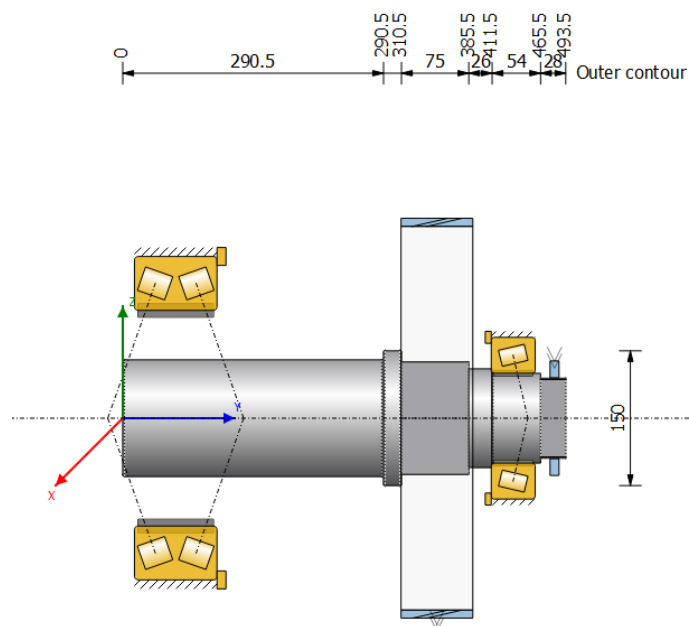
Skutečná délka činné plochy drážkování byla s ohledem na bezpečnost určena na 50 mm. Výpočet byl proveden také pomocí softwaru KissSoft, kdy délka 26,3 mm vyšla s bezpečností 3,96. Délka 50 mm je tedy dostačující.



Obr. 34 Uložení Hřídele 2

### 8.4.3 Hřídel 3

Třetí hřídel je zároveň hřídelí výstupní. Tato hřídel přímo pohání rotační část s nástrojem. Zároveň je to nejvíce namáhaná hřídel vyvrtávací hlavy, s točivým momentem 8 000 Nm. Tato hřídel je zprava uložena pomocí kuželíkového ložiska SKF 32220 a zleva pomocí dvouřadého kuželíkového ložiska „do O“ KOYO 46248 A. Dvouřadé ložisko je zde voleno kvůli velkému klopnému momentu, který vzniká kvůli relativně dlouhé rotační části hlavy. Toto ložisko lze s výhodou využít pro zachycení takto velkých klopných momentů. Na hřídeli je zleva nasunut kotouč rotační části, který je poháněn přes rovnoboké drážkování. Tento kotouč poté přes dvojici Hirthových spojek pohání samotnou rotační část vyvrtávací hlavy. Kvůli úspoře místa je dvouřadé kuželíkové ložisko namontováno právě na tento kotouč.

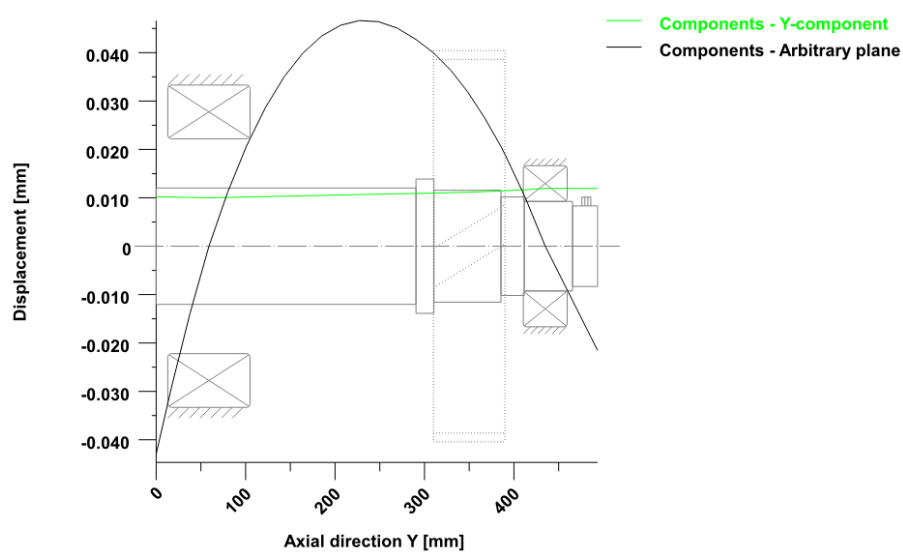


Obr. 35 Uložení Hřídele 3

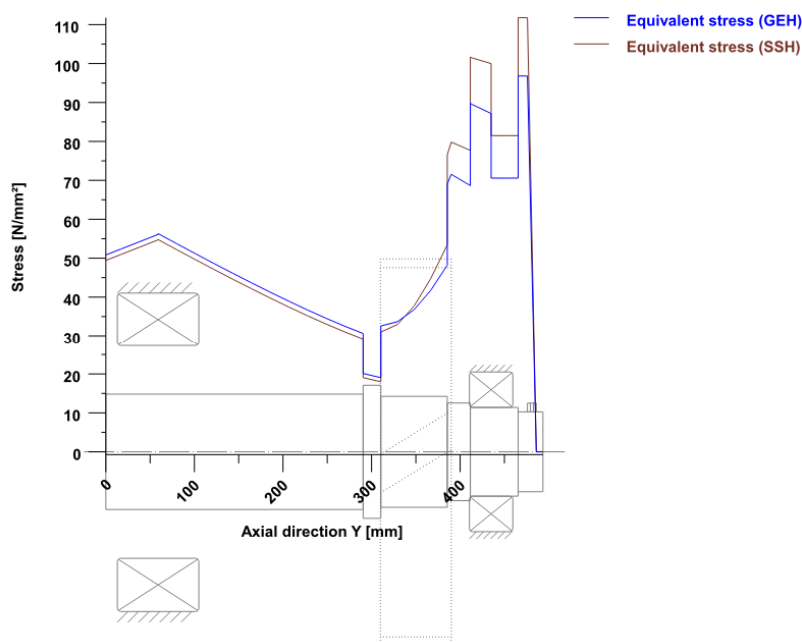


Tab. 9 Výsledky pro Hřídel 3

Zátěžný stav	Napětí v hřídeli [MPa]	Deformace hřídele [ $\mu\text{m}$ ]	Životnost ložiska 1 [hod]	Životnost ložiska 2 [hod]	Root safety [-]	Flank safety [-]
Stav 1	96,8	46,63	73 055	11 247	2,316	1,845
Stav 2	56,3	42,14	280 636	128 583	4,487	4,944
Stav 3	56,3	42	232 227	121 437	3,856	2,578



Obr. 36 Posunutí Hřídele 3



Obr. 37 Rozložení napětí v Hřídeli 3

Na ozubeném kole je pro přenos točivého momentu vytvořeno opět rovnoboké drážkování. Norma DIN ISO 14:1986 (střední série) definuje dle [14] velký průměr drážkování  $d_2 = 125 \text{ mm}$ , malý průměr  $d_1 = 112 \text{ mm}$ , šířka zubu  $b = 18 \text{ mm}$ , počet zubů  $i = 10$ , výška zubu  $h = 13 \text{ mm}$ , střední průměr  $d_s = 118,5 \text{ mm}$  a korekční součinitel  $k = 0,75$ . Pro výpočet je uvažován nejhorsší stav, a to stav první s působícím točivým momentem  $M_t = 8\,000 \text{ Nm}$ . Dovolенý tlak na bocích zubů je opět uvažovaný  $p_d = 120 \text{ MPa}$ .

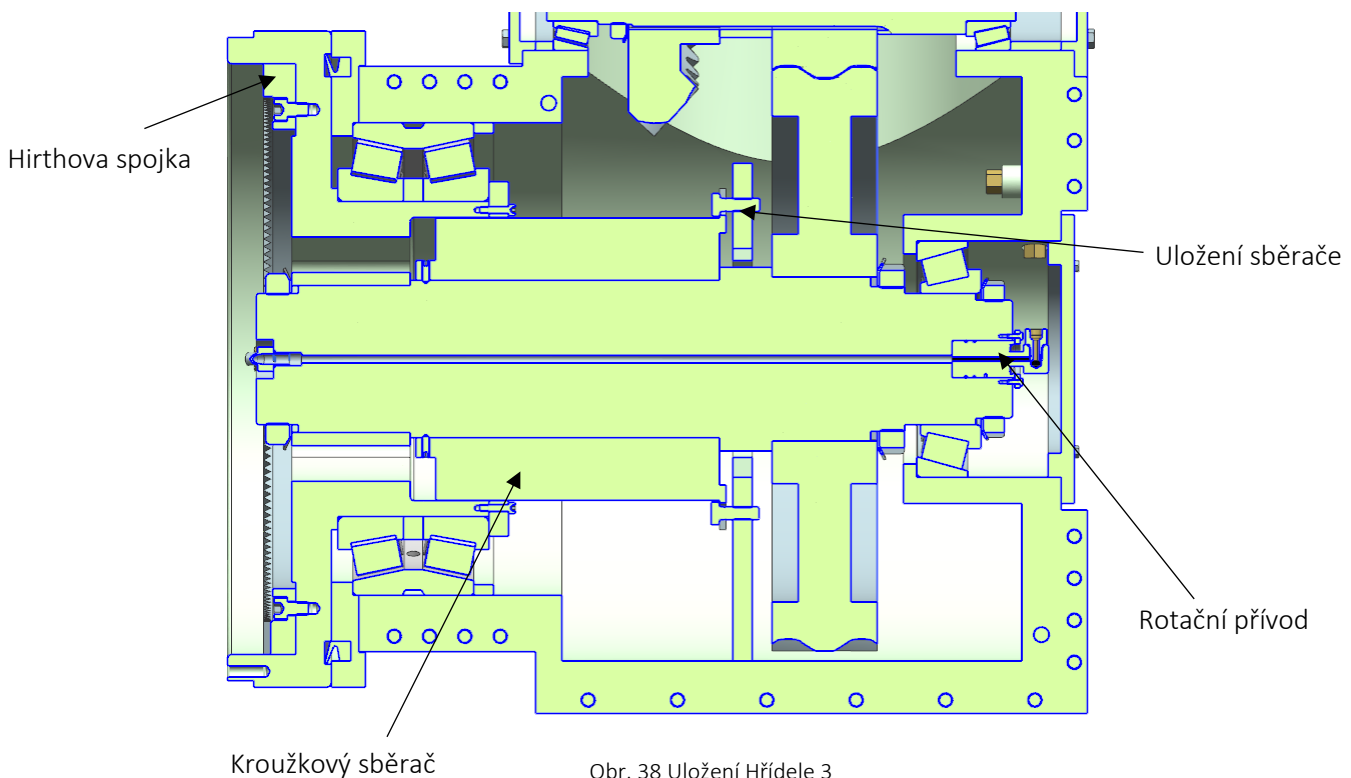
$$l \geq \frac{2 * M_t}{d_s * h * p_d * k * i} = 11,5 \text{ mm} \quad (29)$$

Vzhledem k vypočtené šířce ozubeného kola je délka drážkování navržena na 80 mm. Dle výpočtu v softwaru KissSoft vyšla bezpečnost při délce 80 mm na 12,44. Délku drážkování tedy lze považovat za dostačující.

Dále je Hřídel 3 osazena kotoučem pro přenos točivého momentu z Hřídele 3 na rotační část se saněmi a nástrojem. Tento kotouč je na Hřídeli 3 uložen pomocí rovnobokého drážkování. Stejně jako v minulých výpočtech byla využita norma DIN ISO 14:1986 (střední série), která udává dle [14] velký průměr drážkování velký  $d_2 = 112 \text{ mm}$ , malý průměr  $d_1 = 102 \text{ mm}$ , šířka zubu  $b = 16 \text{ mm}$ , počet zubů  $i = 10$ , výška zubu  $h = 10 \text{ mm}$ , střední průměr  $d_s = 107 \text{ mm}$  a korekční součinitel  $k = 0,75$ . Pro výpočet je uvažován nejhorsší stav, a to stav první s působícím točivým momentem  $M_t = 8\,000 \text{ Nm}$ . Dovolенý tlak na bocích zubů je opět uvažovaný  $p_d = 120 \text{ MPa}$ .

$$l \geq \frac{2 * M_t}{d_s * h * p_d * k * i} = 16,6 \text{ mm} \quad (30)$$

Vzhledem k tomu, že na kotouči je uloženo dvouřadé kuželíkové ložisko, je celková délka drážkování volena na 90 mm tak, aby pod ložiskem bylo co možná nejvíce materiálu a nedocházelo tak k velkému namáhání kotouče v místě pod ložiskem.



Obr. 38 Uložení Hřídele 3

Vnitřní kroužek dvouřadého kuželíkového ložiska je zprava uchycen pomocí nákrůžku, který se montuje na kotouč pomocí šroubů. Pro návrh těchto šroubů byl proveden analytický výpočet. Do výpočtu vstupuje axiální síla, kterou přenáší ložisko  $F_A = 20\,415\text{ N}$ , dále počet šroubů  $i = 16$  a dovolené napětí v tahu  $\sigma_D = 120\text{ MPa}$ .

Síla, která bude působit na 1 šroub poté bude

$$F_{\text{š}} = \frac{F_A}{i} = 1275,9\text{ N} \quad (31)$$

$$\frac{F_{\text{š}} * 4}{\pi * d_j^2} \geq \sigma_D \quad (32)$$

$$d_j = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{š}}}{\pi * \sigma_D}} = 3,67\text{ mm} \quad (33)$$

Nejmenší průměr šroubu by tedy měl být větší než 3,67 mm. Pro šroub M5 norma ISO 261 uvádí průměr jádra 3,995 mm. Šroub M5 v počtu 16 kusů je tedy dostačující.

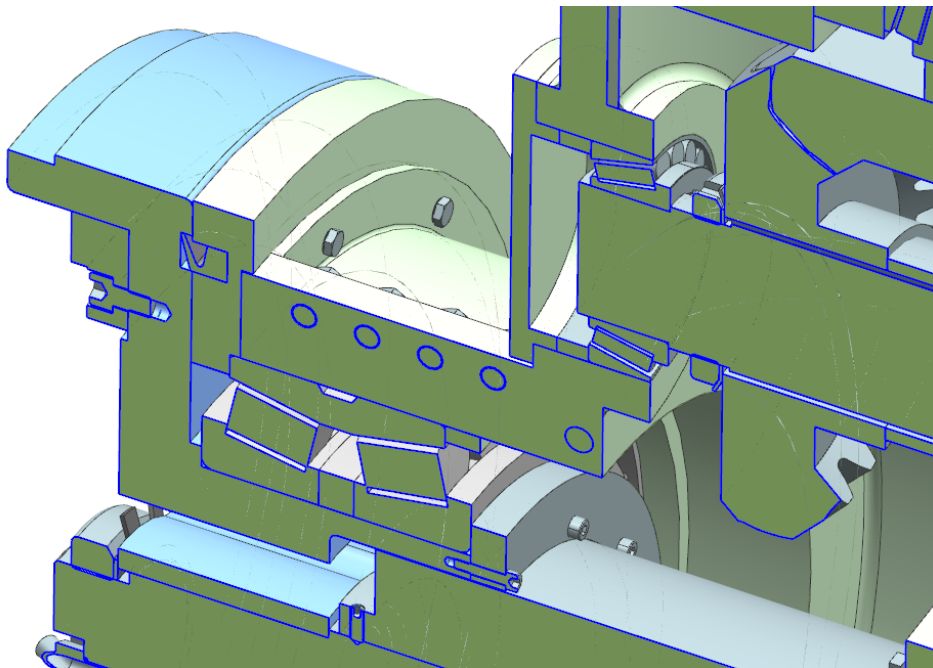
Zleva je vnější kroužek zajištěn nákrůžkem, zašroubovaným do stacionární skříně hlavy. Pro tento účel bylo zvoleno 12 šroubů M6. Výpočet je stejný jako v předešlém případě.

$$F_{\text{s}} = \frac{F_A}{i} = 1701,25 \text{ N} \quad (34)$$

$$\frac{F_{\text{s}} * 4}{\pi * d_j^2} \geq \sigma_D \quad (35)$$

$$d_j = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{s}}}{\pi * \sigma_D}} = 4,24 \text{ mm} \quad (36)$$

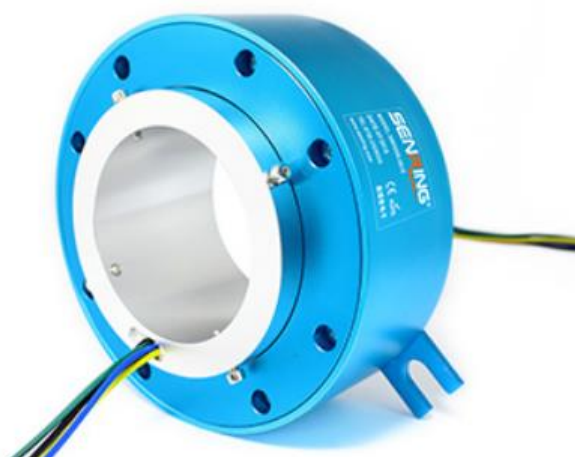
Pro šroub M6 norma ISO 261 uvádí průměr jádra 4,747 mm. Šroub M6 v počtu 12 kusů je tedy pro tento případ dostačující.



Obr. 39 Detail uložení dvouřadého kuželíkového ložiska

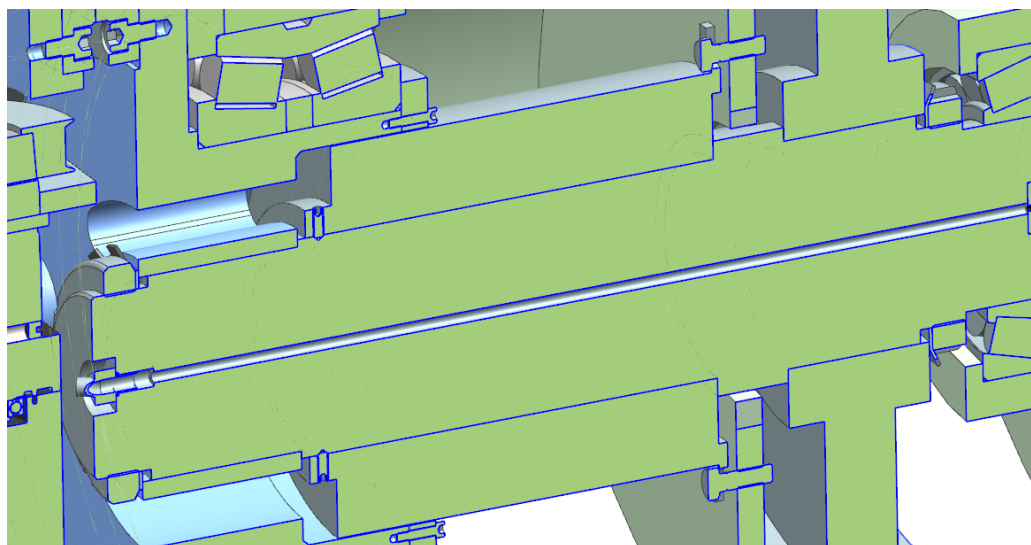
## 8.5 Návrh kroužkového sběrače

Pro navržení odpovídajícího kroužkového sběrače pro napájení servomotoru je nutné znát potřebný počet vodičů. Motor Siemens 1FK204-5AF10-2SBO-Z pracuje se 6 silovými vodiči (z toho 2 vodiče napájí brzdu motoru) a s 28 signálními vodiči pro sběr dat z enkodéru polohy. Kromě servomotoru bude v rotační části nutné dále napájet dvojici koncových spínačů, které budou hlídat krajní polohy saní. Oba tyto koncové spínače budou napájeny dvojicí vodičů. Celkově je tedy potřeba do hlavy implementovat kroužkový sběrač s alespoň 6 silovými a 36 signálními vodiči. Podmínky pro počet vodičů a zároveň uspokojivé zástavbové rozměry splňuje vybraný kroužkový sběrač od firmy Senring H120215-0610-36S. Firma Senring nabízí v této souvislosti 3 typy kroužkových sběrač podle maximálních přípustných otáček. V našem případě se jedná o typ Industrial s maximálními otáčkami 600 ot/min (na výstupu z hlavy jsou maximální otáčky 350 ot/min).



Obr. 40 Vybraný kroužkový sběrač [12]

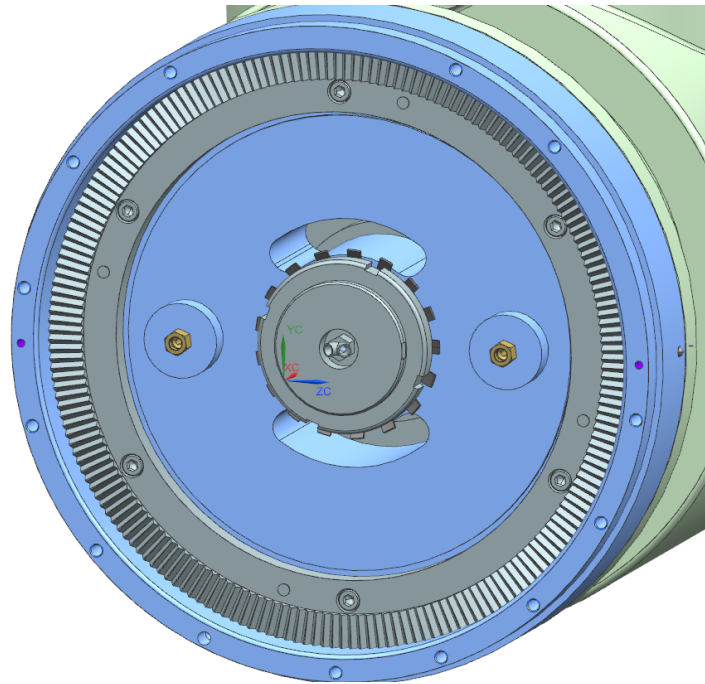
Kroužkový sběrač je na třetí hřídeli pojištěn proti axiálnímu posuvu pomocí čtyř stavěcích šroubů. Stacionární část sběrače je pojištěna dvojicí šroubů, které se zašroubují do odlité stěny v odlitku skříňe stacionární části. Tato stěna je zároveň využita pro ochranu vodičů, vstupujících do kroužkového sběrače. Vodiče se takto odstíní od rotujících ozubených kol a zamezí se tak nehodě při práci vyvrtávací hlavy.



Obr. 41 Detail uložení kroužkového sběrače

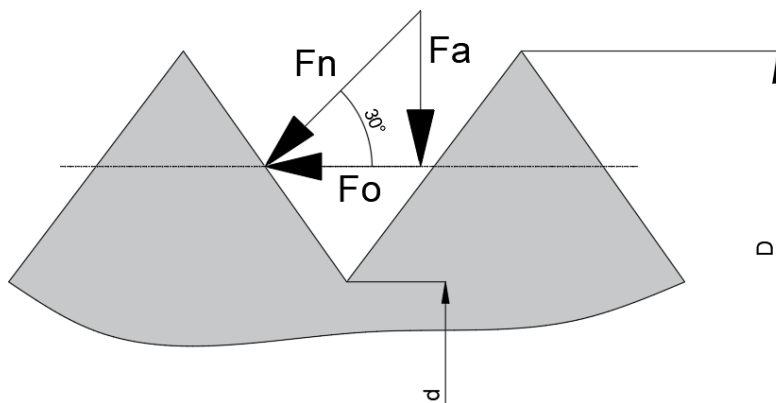
## 8.6 Hirthova spojka

Pro přenos točivého momentu z Hřídele 3 na rotační část se využívá Hirthova spojka. První polovina spojky se montuje pomocí šroubů M10 na kotouč, který je přes rovnoboké drážkování spojen s Hřídelí 3, a druhá polovina je namontována na odlitek tělesa rotační části. Byla vybrána Hirthova spojka z katalogu výrobce Tedisa s velkým průměrem 450 mm a malým průměrem 350 mm. Výrobce pro tuto spojku uvádí maximální přenositelný moment až 25 500 Nm. Na výstupu z hlavy je požadavek maximálního momentu 8000 Nm. Tato spojka tedy vyhovuje jak z pohledu zástavbových rozměrů, tak i z pohledu pevnostního.



Obr. 42 Namontovaná Hirthova spojka

Pro přenos točivého momentu pomocí Hirthovy spojky musí být mezi zuby vyvozena příslušná axiální síla. Tato síla se vyvodí pomocí 12 šroubů M10. Tyto šrouby se nacházejí ve vytvořených kapsách po obvodu tělesa rotační části tak, aby byla splněna podmínka průměru 500 mm rotační části. Výpočet potřebné axiální síly a průměru šroubů byl proveden dle [15] a [18].



Obr. 43 Silové poměry na zubu Hirthovy spojky [18]

$$F_o = \frac{M_t}{\frac{(D + d)}{2 * 2}} \quad (37)$$

$$F_o = \frac{4 * M_t}{(D + d)} = 40\,000\,N \quad (38)$$

$$F_a = F_o * \tan 30^\circ = 23\,094\,N \quad (39)$$

Pro další výpočet se axiální síla, dle doporučení výrobce, přenásobí koeficientem bezpečnosti  $k = 1,8$ .

$$F_{va} = k * F_a = 41\,569,3 \text{ N} \quad (40)$$

Touto silou budou namáhané šrouby, které drží Hirthovu spojku v záběru. Počet šroubů byl navržen  $i = 12$ .

$$F_{\xi} = \frac{F_{va}}{i} = 3\,464,1 \text{ N} \quad (41)$$

$$d_j = \sqrt{\frac{4 * F_{\xi}}{\pi * \sigma_D}} = 6,06 \text{ mm} \quad (42)$$

Průměr jádra pro šroub M10 norma ISO 261 stanovuje na 8,773 mm. Pro výpočet šroubu nebyl uvažován klopný moment od tíhy tělesa rotující části ani axiální složka řezné síly, která šrouby také namáhá. Jelikož byla volena bezpečnost 1,8 u výpočtu výsledné axiální síly, a zároveň bezpečnost 2,5 u určení dovoleného napětí v tahu, lze šroub M10 v počtu 12 kusů považovat za vyhovující řešení.

Pro montáž je dále nezbytná informace, jakým utahovacím momentem bude zapotřebí šrouby utáhnout pro vyvození axiální síly 41 569,3 N. Potřebný utahovací moment se bude skládat z momentu třecího odporu v závitě  $M_z$  a z momentu odporu v dosedací ploše hlavy šroubu  $M_h$ .

Pro závit M10 norma udává stoupání  $P_h = 1 \text{ mm}$  a střední průměr  $d_2 = 9,35 \text{ mm}$ . Koeficient tření v závitě je uvažovaný  $f_z = 0,3$ . Úhel stoupání šroubovice  $\alpha$  a třecí úhel v závitě  $\varphi_z$  se vypočtou

$$\tan \alpha = \frac{P_h}{\pi * d_2} \quad (43)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{P_h}{\pi * d_2} = 1,95^\circ \quad (44)$$

$$\varphi_z = \tan^{-1}(f_z) = 16,69^\circ \quad (45)$$

Třecí moment odporu v závitě bude poté

$$M_z = 0,5 * d_2 * F_t \quad (46)$$

$$M_z = 0,5 * d_2 * F_{\xi} * \tan(\alpha + \varphi_z) = 5\,462,6 \text{ Nmm} \quad (47)$$

Pro výpočet třecího momentu odporu v dosedací ploše hlavy šroubu je důležitý jmenovitý rozměr šroubu  $D_0 = 10 \text{ mm}$  a vnější rozměr hlavy šroubu  $S = 16 \text{ mm}$ .

$$d_s = \frac{D_0 + S}{2} = 13 \text{ mm} \quad (48)$$

$$M_h = 0,5 * d_s * F_{\xi} * f = 11\,258,33 \text{ Nmm} \quad (49)$$

$$M_U = M_z + M_h = 16\,720,9 \text{ Nmm} \quad (50)$$

Dále je nutné zkontrolovat, jestli šroub tento utahovací moment pevnostně snese. Od utažení vzniká ve šroubu tahové napětí  $\sigma_t$  a napětí v krutu  $\tau_k$ .

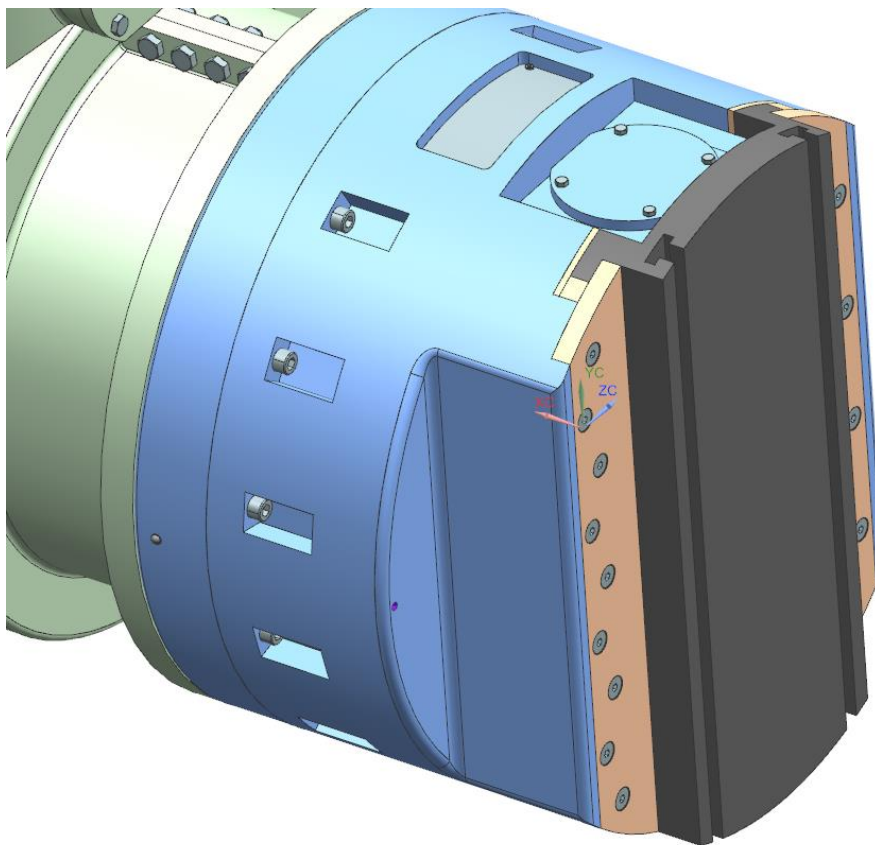
$$\sigma_t = \frac{4 * F_s}{\pi * d_j^2} = 57,3 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$W_k = \frac{\pi * d_j^3}{16} \quad (52)$$

$$\tau_k = \frac{M_z}{W_k} = \frac{M_z * 16}{\pi * d_j^3} = 41,2 \text{ MPa} \quad (53)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 * \tau_k^2} = 83,1 \text{ MPa} \quad (54)$$

Dovolené napětí bylo opět uvažováno 120 MPa. Průměr a počet šroubů je tedy možno považovat za dostačující.

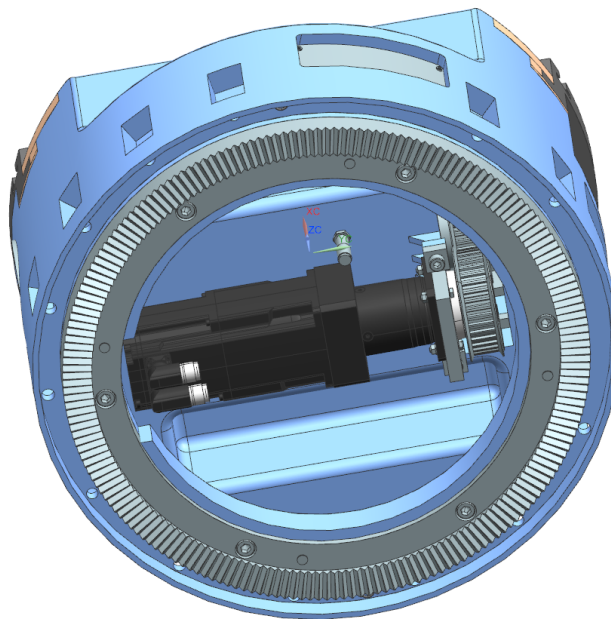


Obr. 44 Detail na šrouby Hirthovy spojky

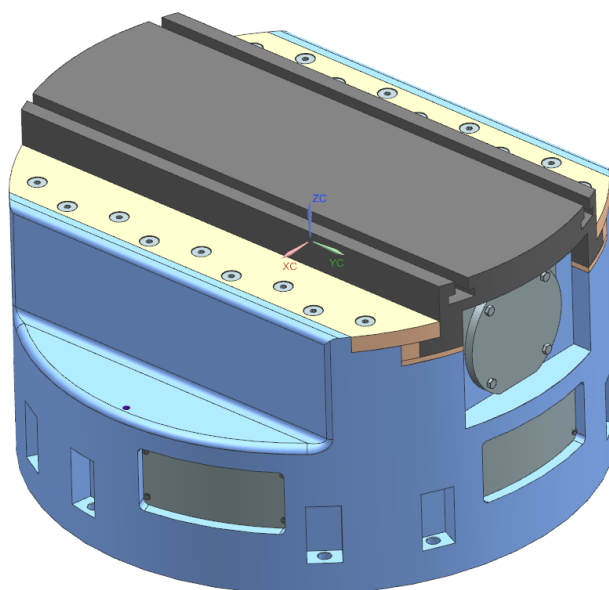


## 8.7 Těleso rotační části

Těleso rotační části je, stejně jako těleso skříňně stacionární části navrženo z materiálu EN-GJS-500-7. Na konci tělesa je namontovaná druhá polovina Hirthovy spojky (montáž je stejná jako v případě první poloviny). Hirthova spojka se centruje pomocí vytvořeného válcového nálitku v tělese. Na čele tělesa se poté nachází saně, které jsou poháněny od servomotoru přes převod ozubeným řemenem a pomocí kuličkového šroubu. Saně se pohybují v namontovaném kluzném vedení z materiálu BiPlast s koeficientem tření 0,1. Po obvodu tělesa se nacházejí dva montážní otvory. Ty slouží pro kontrolu předeptnutí ozubeného řemene a správného zapojení vodičů motoru a koncových spínačů. Jeden z otvorů se také využije při výrobě pro vrtání otvoru pro uchycení napínače řemene.



Obr. 45 Těleso rotační části



Obr. 46 Těleso rotační části

## 8.8 Návrh posuvového mechanismu

Pro pohon saní byla vybrána dvojice kuličkový šroub + matice. Pro návržení tohoto konstrukčního uzlu byl proveden analytický výpočet (viz následující strany) dle [11] a [19]. Detailní výpočet kuličkového šroubu je uveden v příloze (viz Příloha A). V hlavním dokumentu jsou uvedeny pouze nejdůležitější pasáže výpočtu.

Při návrhu kuličkového šroubu je nutné stanovit požadovanou hodnotu tzv. dynamické únosnosti. Z této hodnoty se poté vychází při výběru samotného šroubu z katalogu výrobce.

Kromě řezných sil jsou dále uvažovány také tíhová síla saní  $F_G$  (předběžně je hmotnost saní odhadnuta na  $m_{sane} = 50 \text{ kg}$ ) a odstředivá síla  $F_{ods}$ . Maximální odstředivá síla je počítána z maximálních otáček, kterými se saně budou otáčet jen do poloměru obrábění  $r_{ods} = 40 \text{ mm}$ .

$$F_G = m_{sane} * g = 490,5 \text{ N} \quad (60)$$

$$\omega = 2 * \pi * n = 36,652 \text{ s}^{-1} \quad (61)$$

$$F_{ods} = m_{sane} * r_{ods} * \omega^2 = 2 \text{ 687 N} \quad (62)$$

Pro celkové hnací síly kuličkového šroubu při obrábění bude platit

$$F_{oc1} = \frac{F_{r1} + F_G + F_{ods}}{\vartheta_{vedení}} = 15 \text{ 980 N} \quad (63)$$

$$F_{oc2} = \frac{F_{r2} + F_G + F_{ods}}{\vartheta_{vedení}} = 9 \text{ 577 N} \quad (64)$$

$$F_{oc3} = \frac{F_{r3} + F_G + F_{ods}}{\vartheta_{vedení}} = 5 \text{ 737 N} \quad (65)$$

Při rychloposuvu budou nastávat dva stavy (stavy 4 a 5) – stav rovnoměrně zrychlený (zrychlení saní  $a_s$  zvoleno  $0,25 \text{ m/s}^2$ ) a stav rovnoměrný posuvný. Stavy 6 a 7 jsou poté stavy opačné ke stavům 4 a 5, tedy rovnoměrný pohyb s opačným znaménkem a stav zpomalování. Při stavech zrychlování, resp. zpomalování se navíc započítává také setrvačná síla  $F_{setr}$ . Pro rychloposuv jsou hnací síly označeny  $F_{rc}$ .

$$F_{setr} = m_{sane} * a_s = 12,5 \text{ N} \quad (66)$$

$$F_{rc4} = \frac{F_G + F_{ods} + F_{setr}}{\vartheta_{vedení}} = 3 \text{ 190 N} \quad (67)$$

$$F_{rc5} = \frac{F_G + F_{ods}}{\vartheta_{vedení}} = 3 \text{ 177 N} \quad (68)$$

Pro návrh šroubu je stěžejní hodnota dynamické únosnosti šroubu. Pro její určení se vycházelo ze síly  $F_{oc2}$ , jelikož stav, kdy působí síla  $F_{oc1}$  (tedy maximální síla při obrábění) nastává jen výjimečně (viz detailnější výpočet v Příloze A, konkrétně doby běhu pro jednotlivé stavy).

Hnací síla, která omezuje předepnutí matice

$$F_L = F_{oc2} = 19\,154\,N \quad (69)$$

Předepínací síla

$$F_{pred} = \frac{F_L}{2.85} = 6\,721\,N \quad (70)$$

Požadovaná dynamická únosnost

$$C_a = \frac{F_{pred}}{0.1} = 67\,209\,N \quad (71)$$

Dle této hodnoty dynamické únosnosti byl vybrán kuličkový šroub z katalogu výrobce KSK Kuřim KSK – K63x10 – i4 s dynamickou únosností 76 220 N. Při výběru šroubu a typu matice se kromě hodnoty dynamické únosnosti bral dále v potaz typ předepnutí matice. Vybraný typ matice je předepnut pomocí změny ve stoupání závitu. Oproti typu s vloženým distančním kroužkem disponují tyto matice menší délkou, a proto byl vybrán právě tento typ.

### 8.8.1 Stanovení životnosti kuličkového šroubu

Pro stanovení životnosti je nutné znát rychlost saní při různých stavech. Rychlost rychloposuvu je dána od zadavatele  $v_{s5} = 400\,mm/min$ . Rychlost při stavu 4 je volena empiricky (dle [11] a [19]) jako polovina maximální rychlosti, tedy  $v_{s4} = 200\,mm/min$ . Pro stavy 1–3, tedy stavy obrábění se zvolila posuvová rychlost  $v_{s1-3} = 100\,mm/min$ . Vektor otáček šroubu se poté spočte jako  $n_{si} = \frac{v_{si}}{p}$ , kde  $p_{šroub}$  je rozteč šroubu (v našem případě  $p = 10\,mm$ ).

Tab. 10 Vektor rychlostí saní v mm/min

$v_{s1}$	$v_{s2}$	$v_{s3}$	$v_{s4}$	$v_{s5}$	$v_{s6}$	$v_{s7}$	$v_{s8}$	$v_{s9}$	$v_{s10}$
-100	-100	-100	-200	-400	400	200	100	100	100

Tab. 11 Vektor otáček kuličkového šroubu v ot/min

$n_{s1}$	$n_{s2}$	$n_{s3}$	$n_{s4}$	$n_{s5}$	$n_{s6}$	$n_{s7}$	$n_{s8}$	$n_{s9}$	$n_{s10}$
-10	-10	-10	-20	-40	40	20	10	10	10

Životnost matice bude poté

$$L_m = \left(\frac{C_a}{F_m}\right)^3 * 10^6 = 47\,222\,hod \quad (72)$$

Životnost šroubu a předeprnuté matice

$$L_h = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_m}\right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_m}\right)^{\frac{10}{9}}} * \frac{1}{n_{str}} = 460\,555 \text{ hod} \quad (73)$$

Poměr životnosti k době běhu

$$S_h = \frac{L_h}{T_c} = 25,583 \quad (74)$$

Statická bezpečnost

$$S_0 = \frac{C}{F_m} = 14,605 \quad (75)$$

### 8.8.2 Kontrola šroubu na vzpěr

Při kontrole šroubu na vzpěr je hlavním ukazatelem tzv. kritická síla, která je nejvíce ovlivněna průměrem šroubu  $d$  a jeho délkou  $L_s$ . Youngův modul pružnosti je zde uvažován  $E = 210 \text{ GPa}$ . Konstanta  $k_v$  se určuje dle uložení šroubu. V našem případě je uvažován případ vetknuto – podepřeno a tudíž  $k_v = 11,2$ .

$$F_{krit} = \frac{d^4}{L_s^2} * \frac{E}{20} * k_v = 1,091 * 10^7 \text{ N} \quad (76)$$

Bezpečnost na vzpěr bude poté

$$s_v = \frac{F_{krit}}{F_{oc1}} = 341,5 \quad (77)$$

### 8.8.3 Kritické otáčky šroubu

Pro výpočet kritických otáček šroubu je opět důležitý průměr šroubu  $d$ , dále poté vzdálenost podpor šroubu  $L_p$  a konstanta  $k_n$  opět závisí na způsobu uložení šroubu. Pro případ vetknuto – podepřeno je součinitel  $k_n = 17,7 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ .

$$n_{krit} = \frac{d}{L_p^2} * 10^7 * k_n = 2,529 * 10^4 \text{ ot/min} \quad (78)$$

Bezpečnost na kritické otáčky je poté poměr mezi otáčkami kritickými a skutečným otáčkami šroubu

$$s_n = \frac{n_{krit}}{n} = 72,262 \quad (79)$$

### 8.8.4 Návrh pohonu kuličkového šroubu

Při návrhu servomotoru, který bude pohánět kuličkový šroub se vycházelo z potřebného výkonu motoru  $P_{potr}$ . Kvůli vysokému převodovému poměru (viz další výpočty) mezi motorem a šroubem je uvažován motor s převodovkou s účinností  $\eta_{př} = 0,96$  od firmy Siemens.

V počáteční fázi návrhu bylo počítáno s tím, že motor bude pohánět kuličkový šroub přes převod ozubenými koly. Od toho se nakonec, z důvodu špatné kompaktnosti, upustilo a mezi motorem a šroubem je navržen převod ozubeným řemenem. Tento převod je také uvažovaný s účinností  $\eta_{\text{řemen}} = 0,96$ . Celková účinnost mezi motorem a šroubem bude tedy  $\eta_{\text{celk}} = \eta_{\text{př}} * \eta_{\text{řemen}} = 0,922$ .

Při výpočtu potřebného výkonu a momentu je počítáno s hnací silou  $F_{oc2}$  z důvodu, že síla  $F_{oc1}$  bude nastávat pouze výjimečně.

$$P_{\text{potř}} = F_{oc2} * \frac{v_{s2}}{\eta_{\text{celk}}} = 34,6 \text{ W} \quad (80)$$

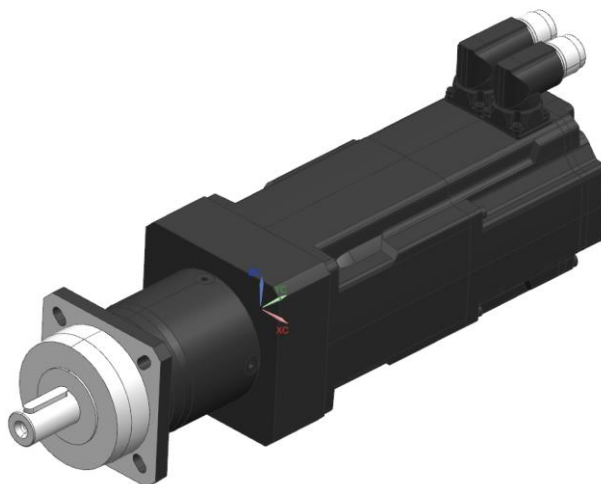
$$M_{\text{potř}} = \frac{P_{\text{potř}}}{2 * \pi * n_{s2}} = 33,05 \text{ Nm} \quad (81)$$

Pro krátkodobý maximální požadovaný výkon a moment poté platí hodnoty ze stavu 1, tedy:

$$P_{\text{max}} = F_{oc1} * \frac{v_{s1}}{\eta_{\text{celk}}} = 53,25 \text{ W} \quad (82)$$

$$M_{\text{potř}} = \frac{P_{\text{max}}}{2 * \pi * n_{s1}} = 50,85 \text{ Nm} \quad (83)$$

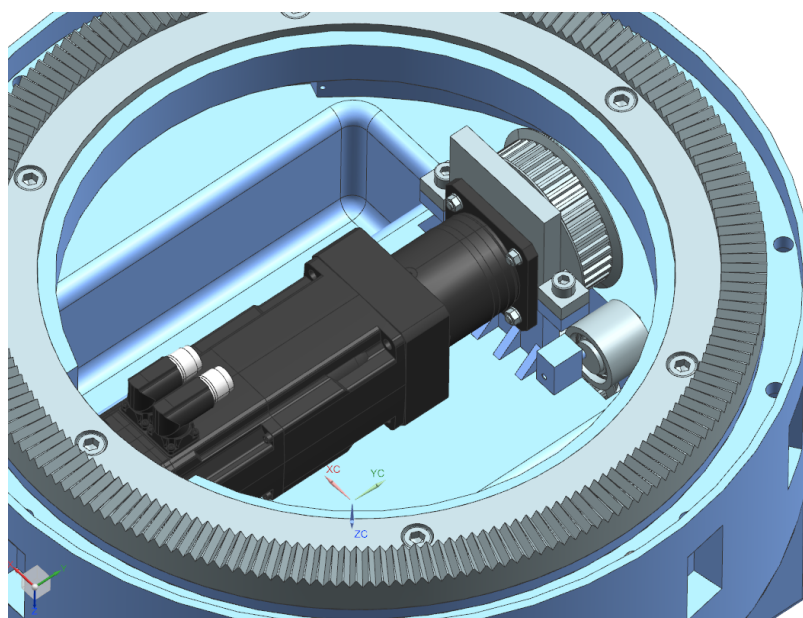
Dle těchto parametrů byl vybrán motor s planetovou převodovkou od firmy Siemens 1FK2104 – 5AF10 – 2SBO – Z. Motor má statický moment na výstupu z převodovky 44 Nm a disponuje výkonem 0,23 kW. Krátkodobě lze, dle výrobce, využívat moment až 70 Nm. Lze tedy krátkodobě využívat i stav 1. Detailnější vlastnosti motoru jsou uvedeny v datovém listu od výrobce viz Příloha B.



Obr. 47 Servomotor Siemens 1FK2104 – 5AF10 – 2SBO – Z

Tab. 12 Parametry servomotoru

Výkon motoru [kW]	0,23
Maximální (krátkodobý) moment [Nm]	70
Statický moment [Nm]	44
Napájecí napětí [V]	230
Hmotnost [kg]	5,47
Otáčky (ot/min)	50

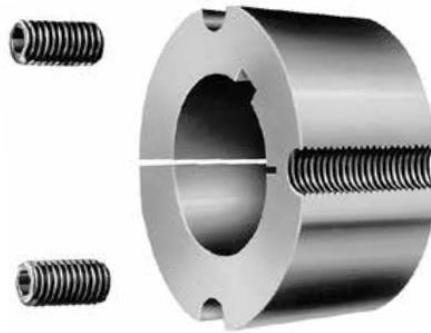


Obr. 48 Uložení servomotoru

Servomotor se do tělesa rotační části bude montovat pomocí dělené příruby. Příruba je rozdělena na 2 poloviny z důvodu snadné montáže servomotoru. Servomotor se tedy při montáži usadí do prostoru příruby a poté se pomocí centrovacího kolíku usadí horní část příruby na spodní. Nakonec se obě části spojí dvěma šrouby M8 a servomotor se dotáhne na přírubu pomocí čtyř šroubů M5.

### 8.8.5 Návrh ozubeného řemenu

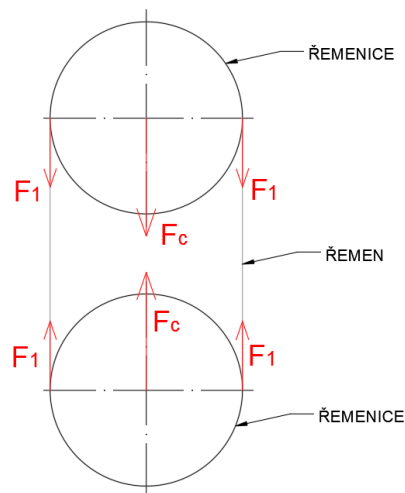
Jak již bylo zmíněno, servomotor bude pohánět kuličkový šroub přes ozubený řemen. Vzhledem k příznivému momentu a otáčkám na výstupu z převodovky servomotoru, je řemenový převod navržen s převodovým poměrem 1:1. Druh řemenu a řemenic byl navržen pomocí softwaru Gates Design Power (detailnější informace o vybraném řemenu viz Příloha D). Vzhledem k již navrženému průměru šroubu a rozměrovým možnostem saní byla navržena osová vzdálenost 136 mm a řemen s označením 560 - 8MGT4 - 20. Moment se z řemenic přenáší pomocí těsného pera a axiální pojištění je zajištěno svěrným spojem mezi řemenicí a hřídelí s označením Taper-Lock.



Obr. 49 Náboj svěrného spojení Taper-Lock [17]

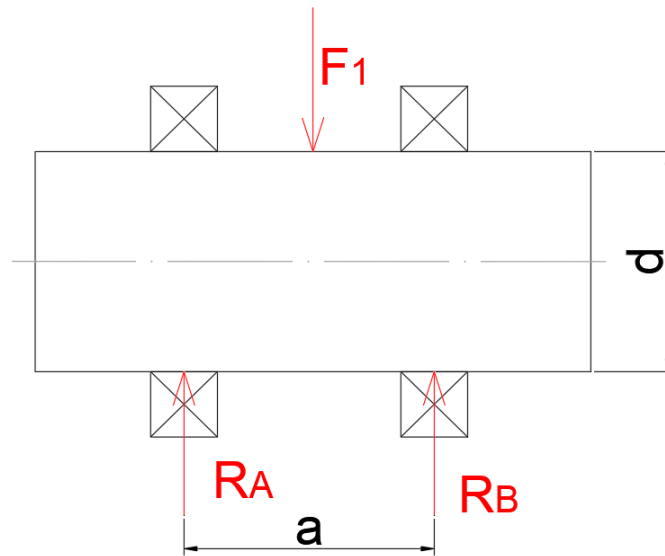
Přenos momentu od motoru ke šroubu pomocí ozubeného řemene má velkou výhodu v tom, že není dále potřeba další odměřovací zařízení polohy saní. Servomotor má totiž zabudovaný vlastní odměřovací systém a díky velmi malé vůli mezi řemenicí a řemenem bude rozdíl mezi natočením hřídele motoru a skutečnou polohou saní zanedbatelný.

Po výběru řemenu byly od výrobce zjištěny hodnoty sil, které budou za chodu v řemenu působit (v Obr. 23 to jsou síly  $F_1 = 347,6 \text{ N}$ ). Výslednice těchto sil poté zatěžuje hřídel, na které je řemenice nasazena (v Obr. 23 je to síla  $F_c = 695,2 \text{ N}$ ). Tato síla se poté využila při pevnostní kontrole šroubu a životnosti ložisek v softwaru Kisssoft.



Obr. 50 Síly, působící na řemen

V řemenu je tedy nutné udržovat předpětí  $F_1$ , které za chodu bude udržováno pomocí napínací kladky. Zdvih kladky se jednoduše nastaví povolením imbusového šroubu a pootočením excentru, který je uložen na dvou jednořadých kuličkových ložiskách. Ložiska byla vybrána z katalogu výrobce SKF 61804 s dynamickou únosností  $C = 4\,030 \text{ N}$ .



Obr. 51 Schéma pro výpočet ložisek a excentru

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (84)$$

$$R_A = R_B = \frac{F_1}{2} = 173,8 \text{ N} \quad (85)$$

Lze předpokládat, že ložiska budou přenášet pouze radiální zatížení, a tedy že ekvivalentní zatížení ložisek  $F_e = R_A = R_B$ . Poté bude životnost ložisek následovně

$$L_h = \frac{16\,666}{n_{s5}} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 = 5\,194\,421 \text{ hodin} \quad (86)$$

Životnost ložisek tedy lze považovat za vyhovující. Dále lze na napínací kladce zkontrolovat, jestli je průměr excentru vyhovující. Excentr byl zkontrolován na působící ohyb od předepínací síly řemenu.

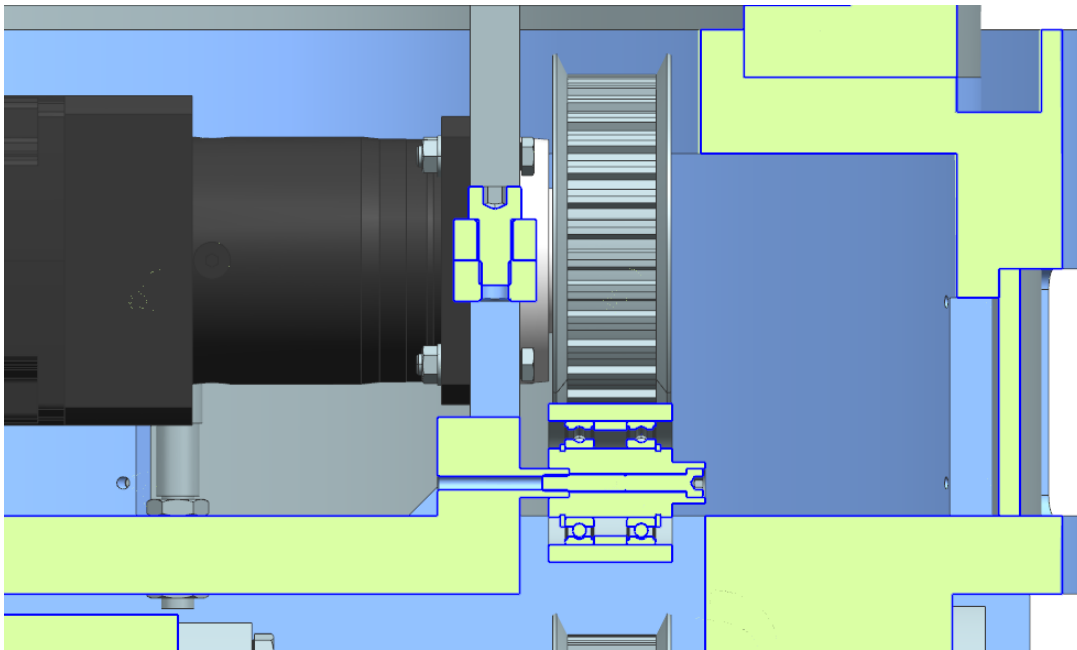
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (87)$$

$$\sigma_o = \frac{R_A * \frac{a}{2}}{\frac{\pi * d^3}{32}} \quad (88)$$

$$\sigma_o = 1,65 \text{ MPa} \quad (89)$$

Vlivem velmi malého namáhání lze i zde konstatovat, že napětí se ani neblíží dovoleným hodnotám napětí v ohybu.

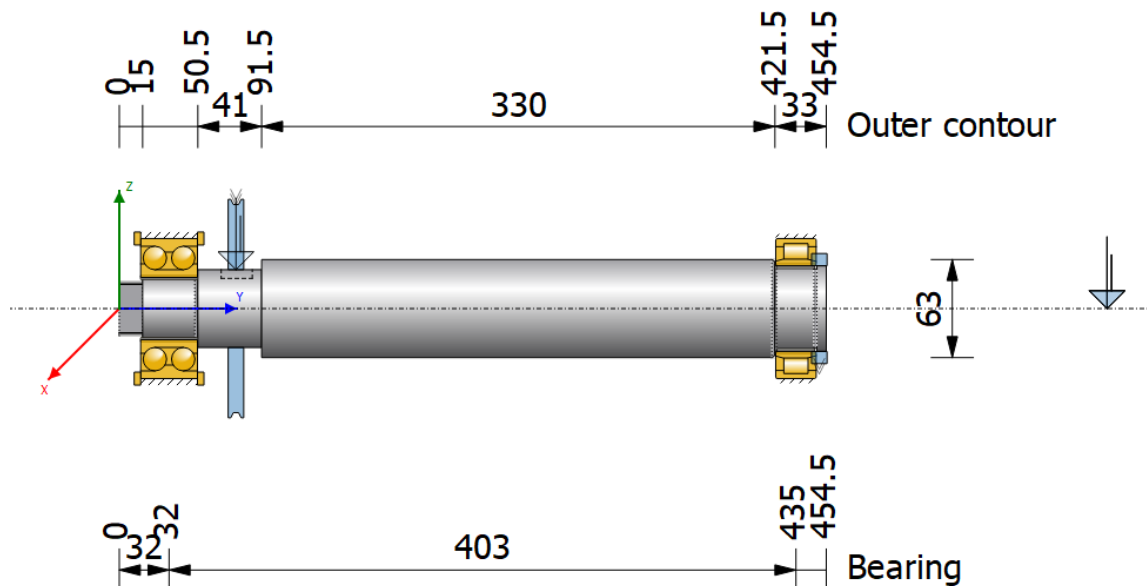




Obr. 52 Uložení napínací kladky řemene

## 8.9 Uložení kuličkového šroubu

Kuličkový šroub je uložen zleva do dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem s označením SKF 3308 A-2RS1. Zprava je šroub uložen do válečkového ložiska SKF NCF 3011 CV. Šroub a ložiska byla zkontrolována pomocí softwaru KissSoft, přičemž byly zkontrolovány první 3 stavy (stavy obrábění). Výrobce KSK Kuřim uvádí materiál pro šroub 42CrMo4 se zaručenou mezí pevnosti 900 MPa. Mez kluzu by se dle [16] měla pohybovat kolem 650 MPa.



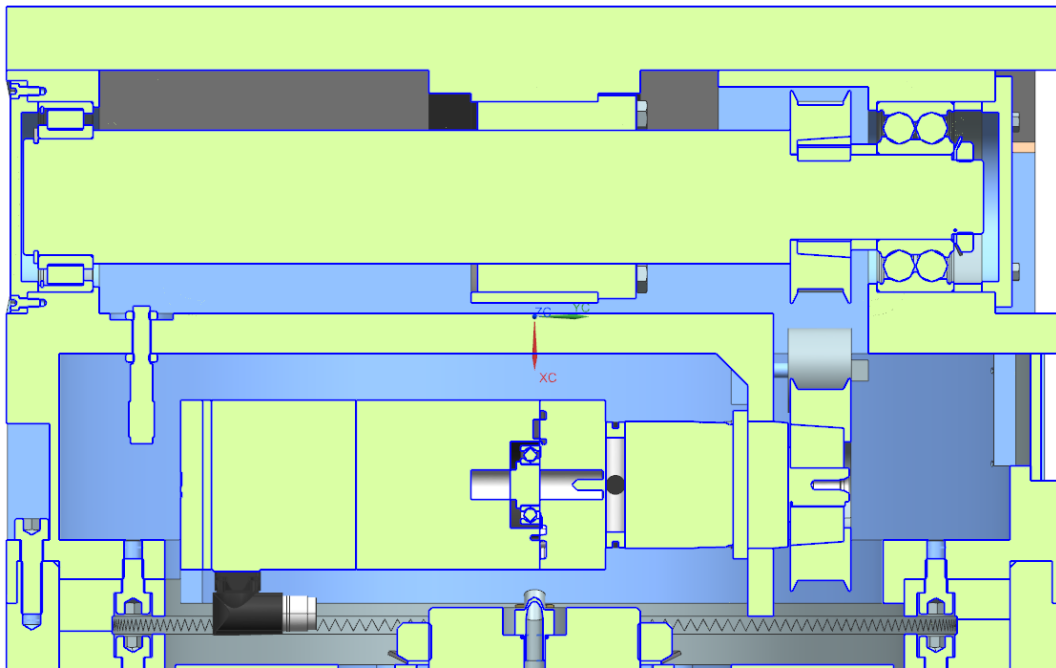
Obr. 53 Uložení kuličkového šroubu

Tab. 13 Výsledky pro kuličkový šroub

Zátěžný stav	Napětí v hřídeli [MPa]	Deformace hřídele [ $\mu\text{m}$ ]	Životnost ložiska 1 [hod]	Životnost ložiska 2 [hod]
Stav 1	235,75	235,65	40 732	139 197
Stav 2	118,75	111,99	269 605	1 415 999
Stav 3	49,2	44,36	1 728 134	30 070 575

Největší napětí a deformace nastaly dle očekávání opět během prvního stavu obrábění. Napětí 235,75 MPa nepřekročí mez kluzu materiálu šroubu (600 MPa) ani s bezpečností 2,5. Kuličkový šroub lze tedy považovat za vyhovující jak z pohledu životnosti, tak i z pohledu pevnosti a tuhosti.

Jak již bylo zmíněno, kuličkový šroub je uložen do dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem a do válečkového ložiska. Kuličkové ložisko se bude montovat do děleného ložiskového domku. Zprava je ložisko pojištěno KM maticí a lícovaným kroužkem a zleva poté rozpěrnou trubkou a zadní plochou ložiskového domku. Válečkové ložisko je uloženo do samotného odlitku tělesa rotační části a zprava doléhá na průměr kuličkového šroubu vnitřním kroužkem, vnějším kroužkem poté na samotný odlitek tělesa. Zleva je ložisko pojištěno jisticím axiálním kroužkem a namontovaným víkem.

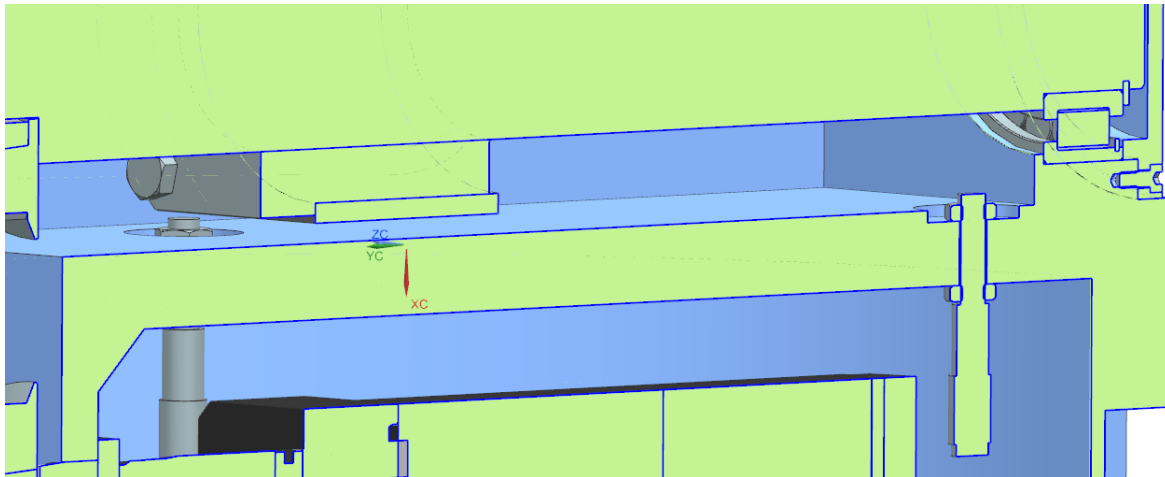


Obr. 54 Uložení kuličkového šroubu a servomotoru

Samotná montáž kuličkového šroubu bude probíhat tak, že se saně s kuličkovou maticí, ložiska a řemenice namontuje na šroub odděleně od tělesa rotační části. Poté se celá smontovaná součást vloží do prostoru tělesa rotační části. Poté se se saněmi odjede do prostoru za koncový snímač a namontuje se horní část děleného ložiskového domku. Poté se již můžou zapojit koncové snímače, které snímají krajní polohy saní.

## 8.10 Koncové snímače

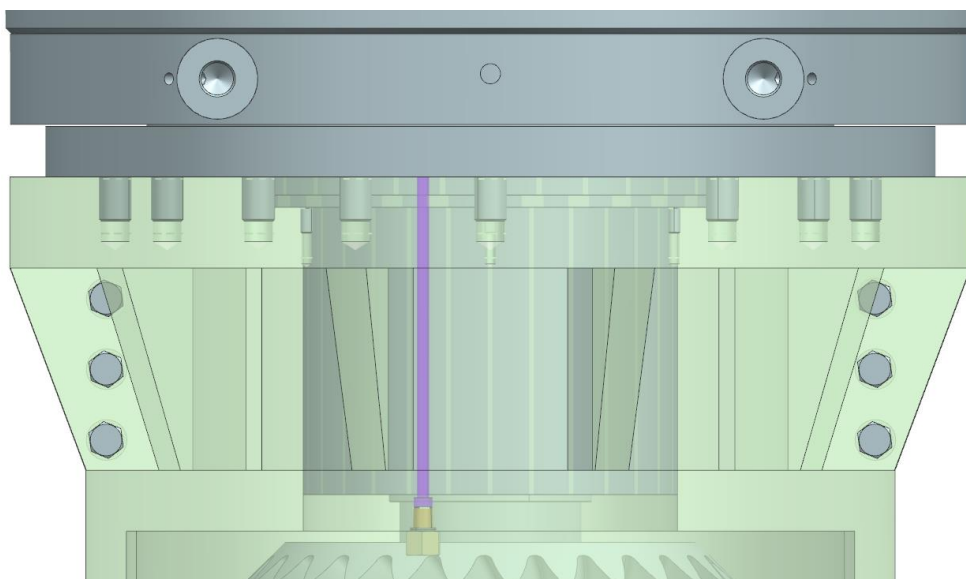
Koncové polohy saní bude hlídat dvojice indukčních koncových snímačů od firmy Balluff. Snímače jsou namontovány do vytvořených otvorů v prostoru pod saněmi. Snímač zaznamená dosažení krajní polohy pomocí spodní hrany saní. Snímače mají spínací vzdálenost 2 mm, přičemž skutečná vzdálenost snímače od spodní hrany saní je 1,5 mm. Pro připojení je zapotřebí vždy 2 vodičů.



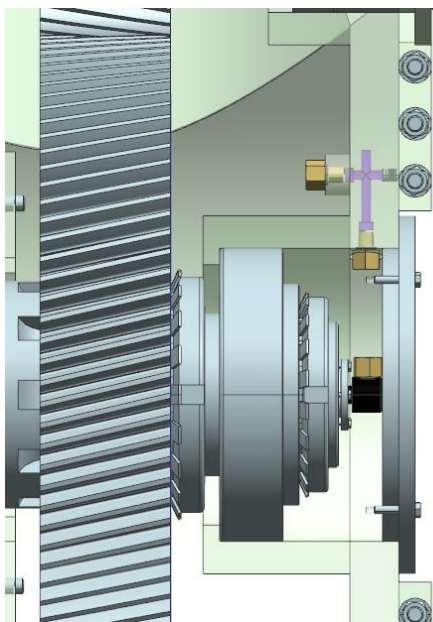
Obr. 55 Koncové snímače

## 8.11 Přívod řezné kapaliny

Požadavek firmy ŠMT byl návrh přívodu řezné kapaliny na čelo vyvrtávací hlavy, kde se budou montovat ohebné chladicí trysky, které budou směřovat řeznou kapalinu na nástroj. Řezná kapalina se do vyvrtávací hlavy dostává pomocí rychlospojek, umístěných na přírubě hlavy. Dále je kapalina vedena kanálem ve stěně pod přírubou, odkud je pomocí adaptéru a trubky vedena do spodní části hlavy do prostoru nad Hřídel 3 (viz Obr. 57).

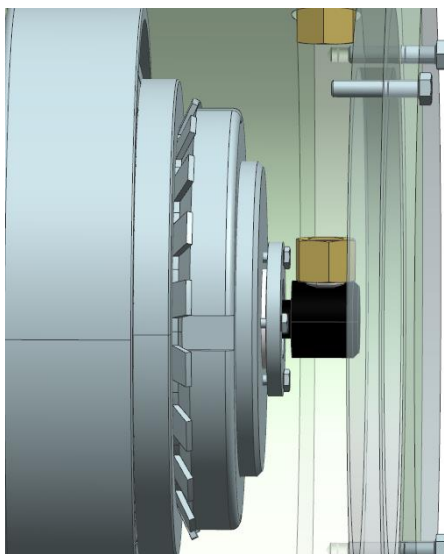


Obr. 56 Vstup kapaliny do hlavy



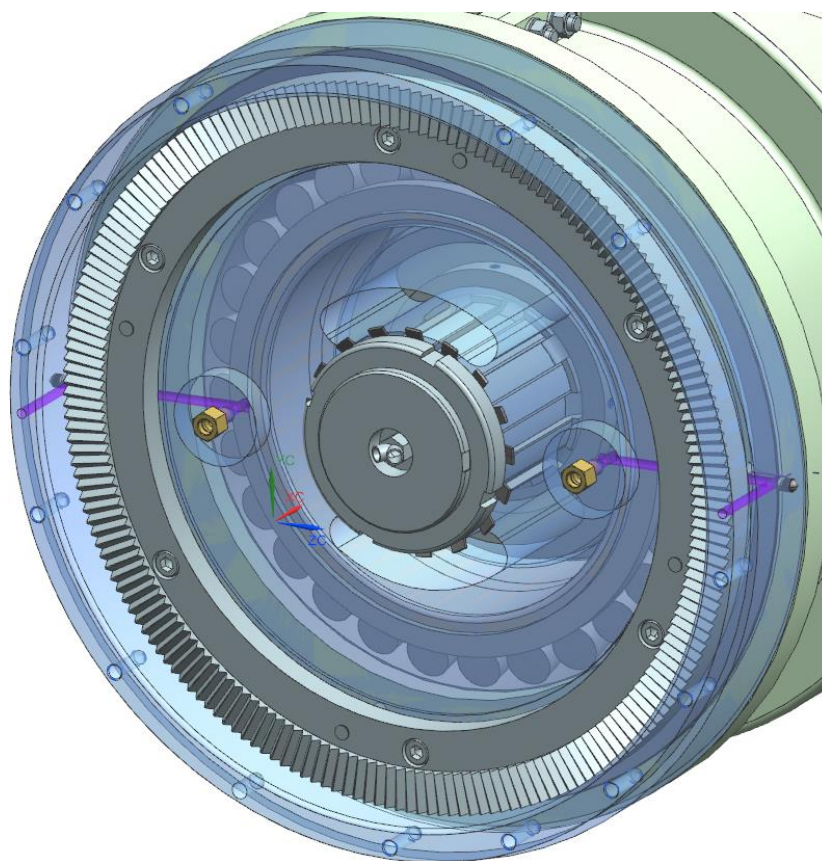
Obr. 57 Kanály nad Hřídelí 3

Poté se kapalina dostává přes rotační přívod do Hřídele 3. Byl vybrán rotační přívod od firmy Deublin, konkrétně Model 1005-000-001 DN6. Rotační přívod je na hřídel namontován pomocí příruby a 4 šroubů M3. Těsnění mezi přívodem a dírou v hřídeli je zaručeno dvojicí O kroužků.

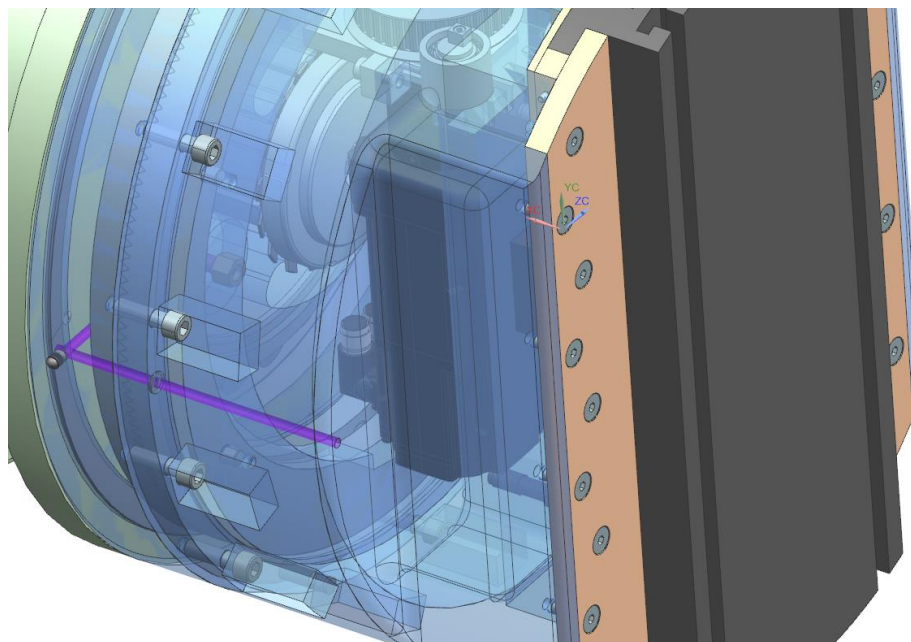


Obr. 58 Rotační přívod

Na čele Hřídele 3 je našroubován adaptér s rozdělením, ze kterého se kapalina dostává přes trubku do kotouče rotační části (viz Obr. 59). Mezi všemi plochami, které k sobě přiléhají, jsou namontovány O kroužky, a to vždy tak, aby se při montáži O kroužek montoval do součásti, která bude umístěna ve spodní poloze. O kroužky jsou namontovány také v dosedacích plochách všech adaptérů. Kanály jsou vzhledem k vnějšímu prostředí uzavřeny pomocí expandérů.



Obr. 59 Kanály v kotouči rotační části

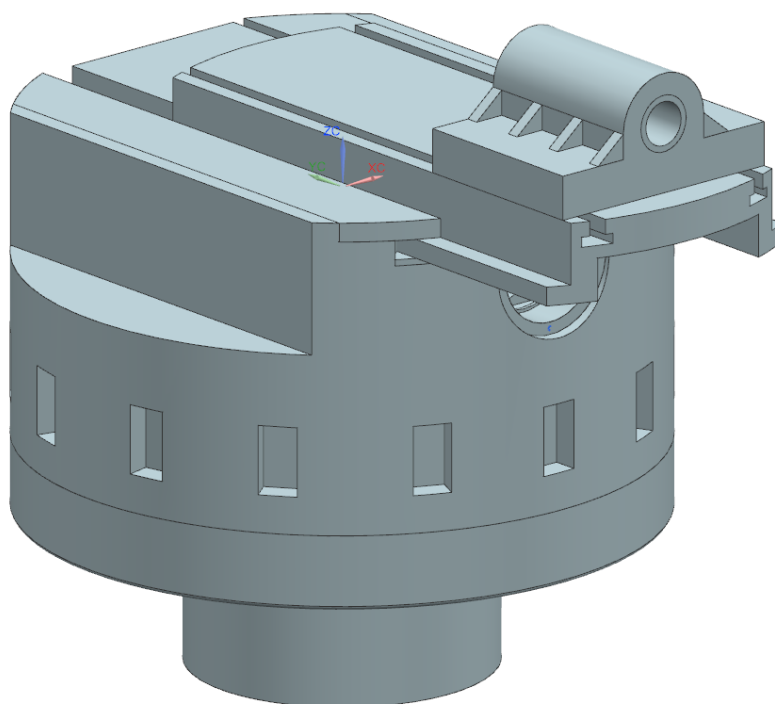


Obr. 60 Kanály na čele hlavy

## 9 MKP analýza konstrukčního uzlu

Pro rotační část byla provedena pevnostní analýza pomocí metody konečných prvků. Cílem bylo zkontrolovat navrženou konstrukci rotující části z hlediska maximálního napětí a určit tuhost konstrukce dle výsledné deformace tělesa.

Pro analýzu bylo rotující těleso zjednodušeno tak, že v konstrukci byly potlačeny všechny otvory a rádiusy tam, kde se neočekávaly špičky napětí. Díky těmto úpravám se výpočet značně zjednodušil a urychlil bez toho, aby byly výsledky významně ovlivněny. Saně byly vysunuty do pozice maximálního průměru obrábění a na jejich plochu byl přidán zjednodušený držák nástrojů.

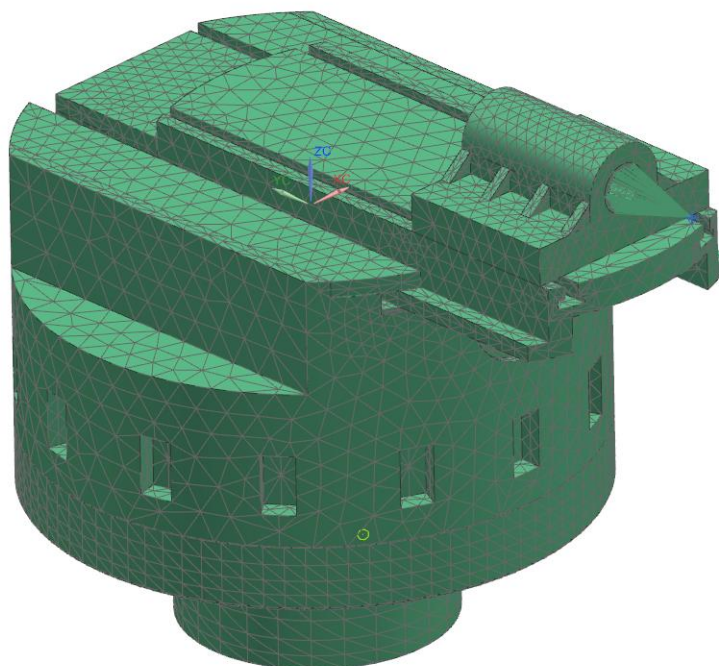


Obr. 61 Idealizované těleso rotační části

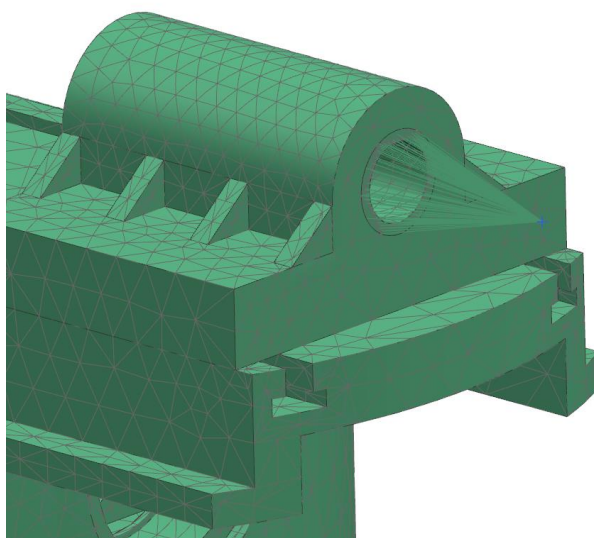
### 9.1 Síť tělesa

Těleso a všechny jeho části byly nasítovány pomocí sítě 3-D Tetrahedral s meziuzlem. Obložení vedení saní a horní polovina ložiskového domku byly s protikusem spojeny pomocí funkce Mesh Mating. Čelo držáku nástroje bylo naseknuto pomocí funkce Divide Face. Tento naseknutý kruh byl poté spojen s bodem na průměru 1000 mm pomocí funkce 1-D Connection, kde bylo definováno působící zatížení. Dále byl pomocí 1-D Connection spojen středový bod matice kuličkového šroubu s vnitřní plochou matice. Tímto krokem bylo simulováno uložení saní na kuličkovém šroubu. V obou případech byla použita 1-D síť RBE 2.





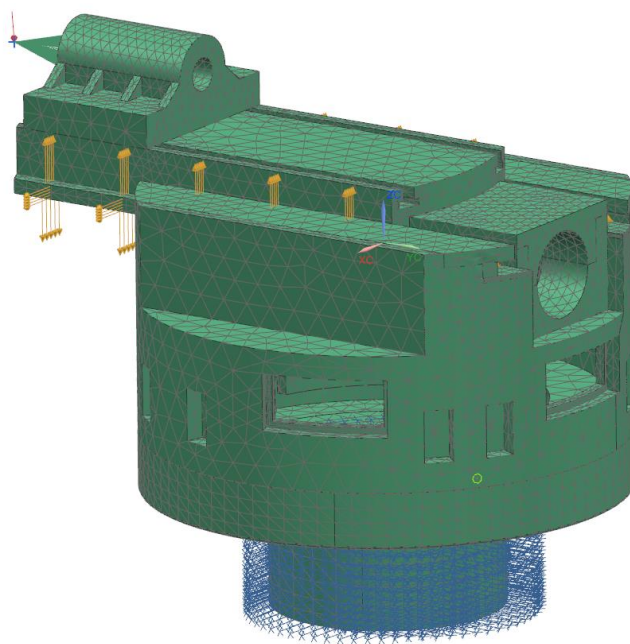
Obr. 62 Nasíťované těleso



Obr. 63 1-D Connection na držáku nástroje

## 9.2 Okrajové podmínky výpočtu

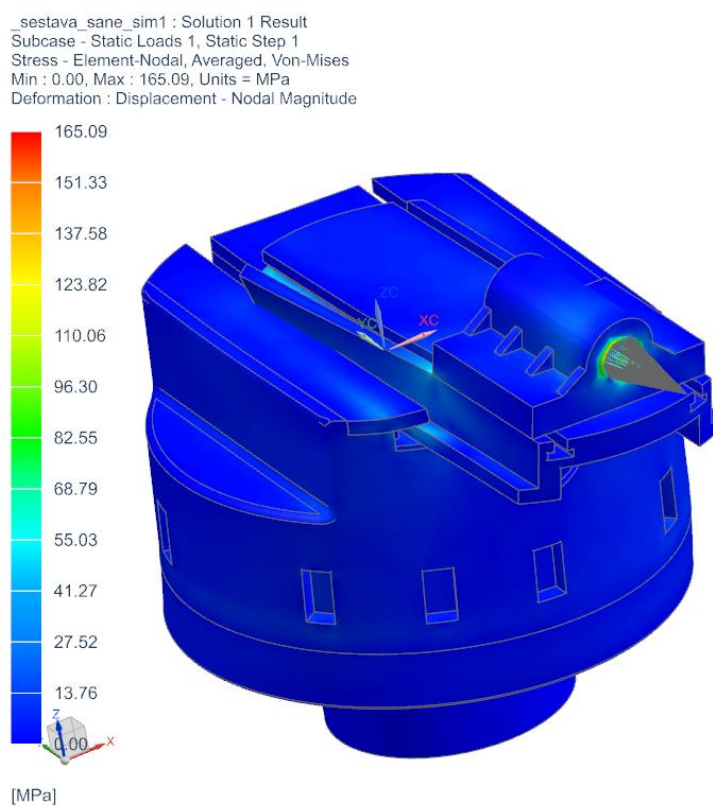
V místě, kde je těleso uloženo ve dvouřadém kuželíkovém ložisku, byla definována vazba zamezení pohybu ve všech třech směrech. Druhá vazba byla definována v již popsaném středovém bodě matice kuželíkového šroubu. Zde bylo předepsáno zamezení pohybu v ose  $y$ . Dále byl definován kontakt (s koeficientem tření 0,1) mezi saněmi a kluzným obložení ve všech třech směrech styku. V bodě, spojeném s držákem nástroje pomocí 1-D sítě, byla definována zatěžovací síla ve třech směrech, a to v tečném směru 16 000 N, v radiálním směru 12 800 N a v axiálním směru 9 600 N.



Obr. 64 Těleso s okrajovými podmínkami a kontakty

## 9.3 Výsledky MKP analýzy

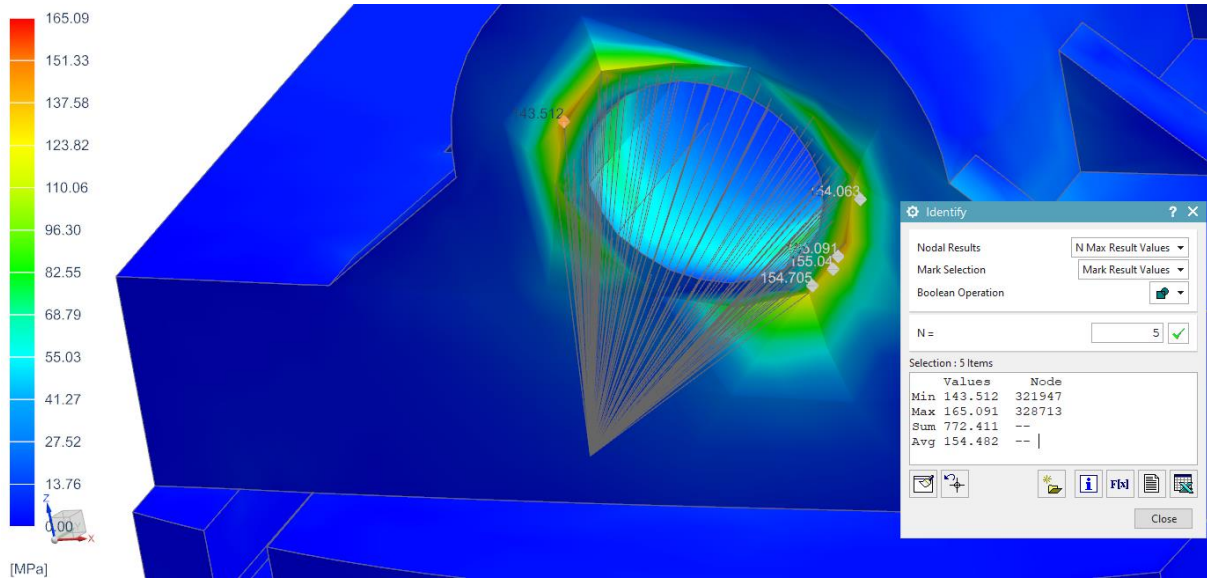
### 9.3.1 Rozložení napětí



Obr. 65 Rozložení napětí v celém tělese

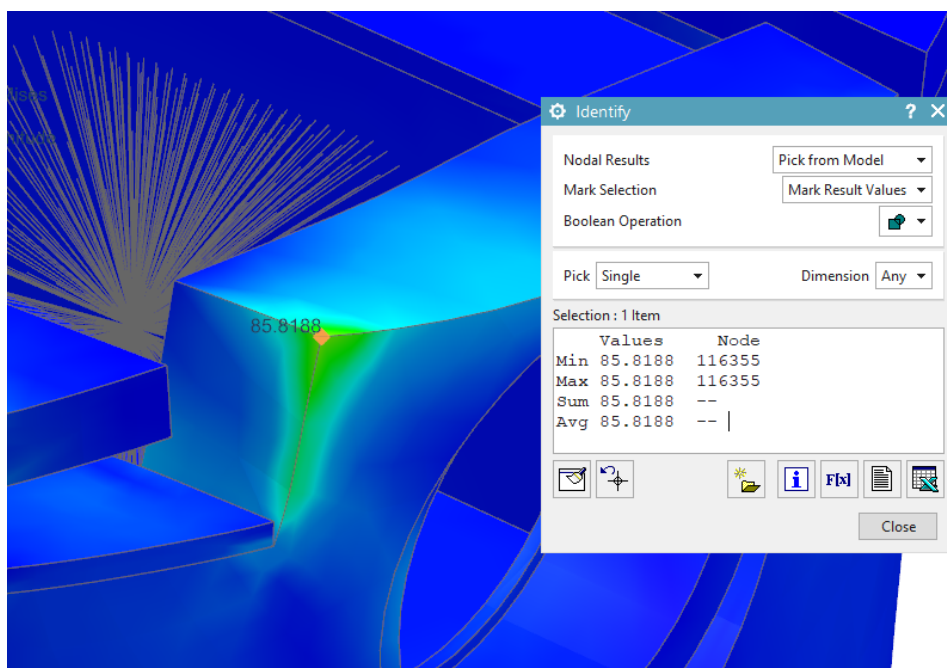


V Obr. 66 lze vidět, že největší špička napětí (165 MPa) se objevila na čele držáku nástroje. Vzhledem ke značně zjednodušené konstrukci držáku a skutečnosti, že se špičky napětí objevily v místě dokonale tuhé vazby držáku s nástrojem, lze toto místo špiček napětí ignorovat.

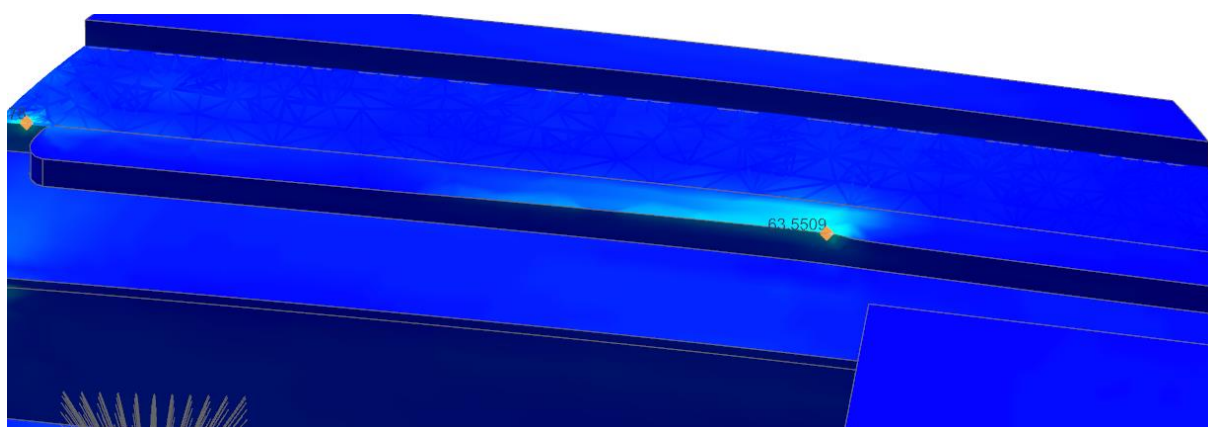


Obr. 66 Špičky napětí na držáku nástroje

Další oblasti, kde se vyskytovaly špičky napětí byla vnější plocha vrtání pro válečkové ložisko (85,7 MPa) a místo, kde se saně při zatížení opřou do kluzného vedení (67 MPa). Smluvní mez kluzu pro materiál EN-GJS-500-7 je uváděna na 290 MPa. Ve skutečnosti napětí v těchto místech nebude dosahovat takto vysokých hodnot, jelikož v rámci zjednodušení a urychlení výpočetního času byly z těchto míst (vrtání pro ložisko, saně a kluzné obložení) odebrány rádiusy. Napětí tedy není rozloženo tak postupně jako tomu bude ve skutečnosti.



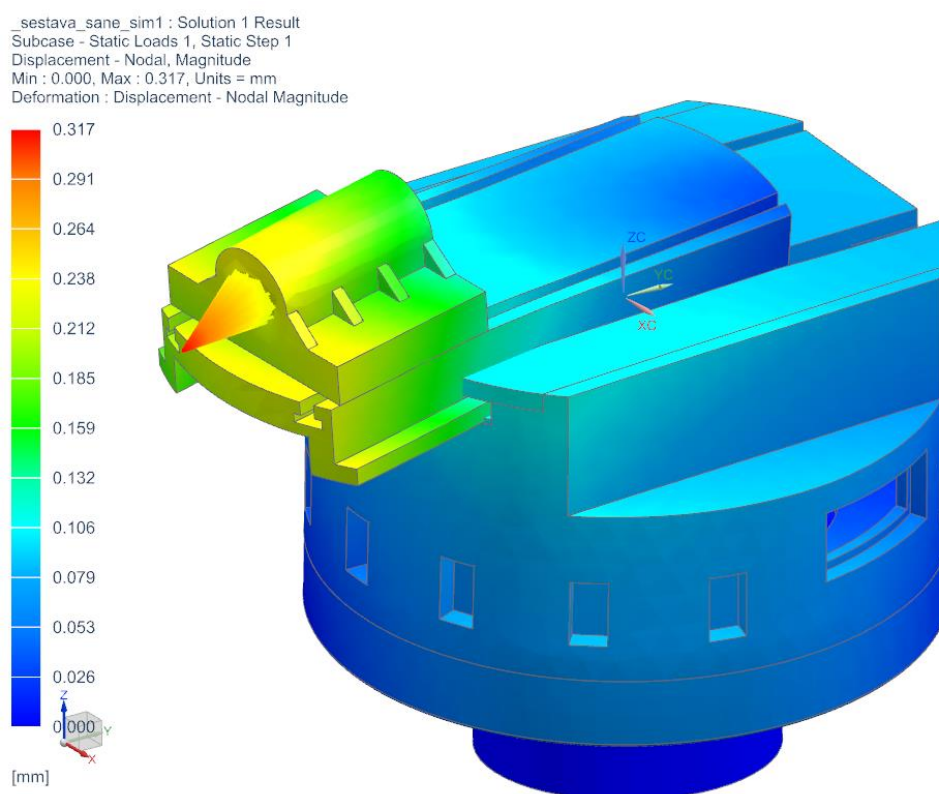
Obr. 67 Špička napětí na vrtání pro ložisko



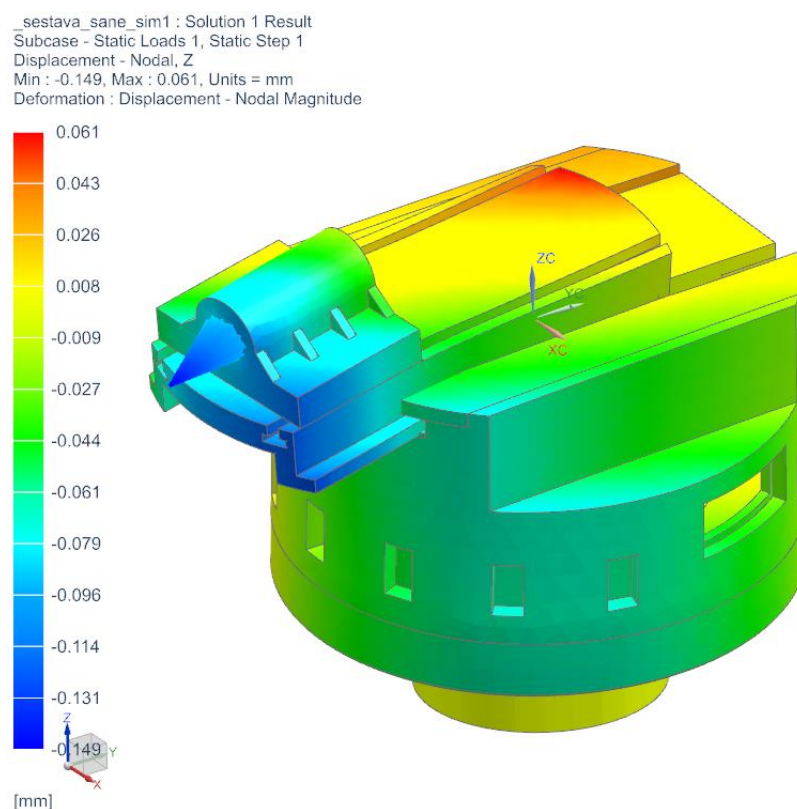
Obr. 68 Špička napětí v kluzném vedení

### 9.3.2 Tuhost tělesa

Tuhost tělesa závisí na posunutí součásti v jednotlivých směrech a na zatěžovací síle. Cílem tuhostní analýzy bylo dosáhnout tuhosti alespoň 60 000 kN/mm. Tato hodnota tuhosti je dle literatury [21] pro tento typ operací dostačující, přičemž akcentovaná je zejména tuhost v axiálním směru obrábění. Největší posunutí vyšlo, dle očekávání, v místě dotyku nástroje s obráběnou součástí, a to 0,317 mm. Z této hodnoty poté vychází určení celkové tuhosti tělesa.



Obr. 69 Celkové posunutí tělesa



Obr. 70 Posunutí v axiálním směru

Výsledné posunutí v jednotlivých směrech jsou následující:  $y_t = 0,278 \text{ mm}$ ,  $y_r = 0,037$ ,  $y_{ax} = 0,149 \text{ mm}$ .

$$k_t = \frac{F_{t1}}{y_t} = 57\,553,9 \text{ N/mm} \quad (90)$$

$$k_r = \frac{F_{r1}}{y_r} = 345\,945,9 \text{ N/mm} \quad (91)$$

$$k_{ax} = \frac{F_{ax1}}{y_{ax}} = 64\,429,5 \text{ N/mm} \quad (92)$$

Pro celkovou tuhost rotační části platí

$$F_{cel} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 + F_{ax1}^2} = 22\,627,4 \text{ N} \quad (93)$$

$$k_{cel} = \frac{F_{cel}}{y_{cel}} = 71\,379,9 \text{ N/mm} \quad (94)$$

Celková tuhost tělesa vyšla tedy  $71\,379,9 \text{ N/mm}$  což je vzhledem k požadované tuhosti  $60\,000 \text{ N/mm}$  vyhovující hodnota. Axiální tuhost, která, jak již bylo řečeno, je nejdůležitější z jednotlivých složek vyšla  $64\,429,5 \text{ N/mm}$ . I tato hodnota tedy vyhovuje požadavkům.

## 10 Komplexní hodnocení navrhovaného řešení

### 10.1 Technické hodnocení

Navrhované konstrukční řešení bylo na závěr zhodnoceno z několika úhlů pohledu. První pohled, a zároveň možná nejdůležitější, je splnění požadavku výstupních parametrů. Vyvrtávací hlava byla konstrukčně navržena na celkem tři stavy obrábění, přičemž pro všechny stavy komponenty vyvrtávací hlavy vyhovují zadanému zatížení. Maximální moment na výstupu činí 8 000 Nm a otáčky 350 ot/min. Pro dosažení těchto parametrů bylo nutné navrhnout odpovídající hřídele, ložiska, ozubená kola a členy pro přenos točivého momentu. Při zachování výstupních parametrů bylo nutné dále navrhnout celkový převodový poměr tak, aby byly nebyly překročeny maximální parametry na výstupu stroje. To bylo dosaženo celkovým převodovým poměrem 3.

Dále bylo požadováno splnění maximálního průměru rotační části zařízení. Ten byl stanoven na 500 mm. Pro tento účel bylo vytvořeno na rotujícím tělese celkem 12 kapes s dírami pro šrouby M10. Další požadavek se týkal splnění maximálního zdvihu saní, a to 160 mm. Při vyjetí saní do této polohy zároveň musí být stále zakryt prostor pod saněmi. Toho bylo dosaženo pomocí prodloužení zadní části děleného ložiskového domku.

Důležitým požadavkem bylo použití co možná nejmenšího množství dílů, s čímž úzce souvisí i rychlost a snadnost montáže zařízení. Za tímto účelem byla již v počátcích práce vybrána varianta s kroužkovým sběračem (v protikladu s použitím diferenciálu). S tímto požadavkem také souvisí použití ozubeného řemenu u pohonu kuličkového šroubu. Toto řešení dovoluje vynechat přímé odměřování polohy saní (poloha se odečítá přímo z enkodéru servomotoru). Relativně snadná montáž je splněna také děleným tělesem stacionární části.

Další důležitá vlastnost je snadnost údržby. Pro tento účel jsou navrženy celkem tři montážní otvory. Dva z nich se nachází v rotační části a díky nim lze nejen snadno vyvrtat díru pro uchycení excentru pro napínání kladky ozubeného řemenu, ale také s nimi lze snadno a rychle zkontrolovat stav napnutí řemene a správné zapojení vodičů servomotoru a koncových snímačů. Třetí montážní otvor se nachází v tělese stacionární části. Ten má za účel možnost domazávání ozubených soukolí a kontrolu vůle v záběru kuličkových kol.

Jelikož je pro stabilitu a přesnost obrábění velice žádoucí správné chlazení místa řezu, tak byla navržena soustava kanálů ve stěnách zařízení tak, aby se řezná kapalina dostala od pinoly stroje, přes přírubu a vyvrtávací hlavu až na čelo rotační části, kde jsou namontované ohybné trysky pro nasměrování proudu kapaliny.

Z důvodu použití multifunkční příruby Multitask od firmy ŠMT bylo žádoucí, aby příruba na vyvrtávací hlavu pasovala a aby její montáž byla snadná. Příruba se montuje na navržený adaptér pomocí šroubů a středí se snadno pomocí vytvořeného nákrčku na adaptéru.

Dvousečný parametr je celková délka obrobitelného otvoru. Při prodlužování vodorovné části vyvrtávací hlavy se zároveň prodlužuje délka otvoru, který lze hlavou obrobit a tím pádem se hlava stává využitelnější pro větší spektrum operací. Zároveň se ale tím pádem zvětšuje namáhání a zmenšuje se celková tuhost vyvrtávací hlavy a přesnost vyvrtávaného otvoru. Z těchto důvodů byla kompromisem stanovena požadovaná délka otvoru na 500 mm.

Tab. 14 Hodnocení řešení z technického hlediska

Parametr	Požadovaná hodnota	Skutečná hodnota
Výstupní moment [Nm]	8 000	8 000
Výstupní otáčky [ot/min]	350	350
Průměr rotační části [mm]	500	500
Max. obráběná délka [mm]	500	510
Zdvih saní [mm]	160	160
Max. napětí v rotační části [MPa]	100	85,7
Tuhost rotační části [N/mm]	60 000	71 379,9
Rychlost saní [mm/min]	400	400
Počet stavů obrábění [-]	3	3
Životnost ložisek [hod]	5 000	min. 9 649

## 10.2 Ekonomické hodnocení

Hodnocení z ekonomického pohledu bylo z důvodu obtížnosti stanovení ceny některých komponent a ceny montáží a výroby některých součástí obtížná. Celková cena je tedy spíše odhadem než skutečným vyjádřením ceny navrhovaného řešení.

Tab. 15 Ekonomické hodnocení navrženého řešení

Komponenta	Počet kusů	Cena [Kč]
Kuličkový šroub	1	15 000
Ložisko SKF 33115	1	3 111
Ložisko SKF 32214	1	1 440
Ložisko SKF 33113	2	2 483
Ložisko SKF 32220	1	5 384
Ložisko KOYO 46248 A	1	85 000
Ložisko 3308 A	1	3 090
Ložisko NCF 3011	1	5 300
KM matice	5	180
Řemenice	2	320
Řemen	1	675
Servomotor	1	17 100
Šroub M10 ISO 4014	27	13
Hirthova spojka	1	25 000
Indukční snímač	2	1 200
Kroužkový sběrač	1	90 000
Odlitek stacionární části	2	9 000
Odlitek rotační části	1	6 000
Hřídel	3	25 00
Ozubená kola	4	30 000

Celková cena hlavních komponent vyvrtávací hlavy je tedy cca 428 200,- Kč. Jak již bylo řečeno, je to pouze odhadovaná hodnota ceny všech důležitých (a nejdražších) součástí vyvrtávací hlavy. V ceně není započtena cena obrábění jednotlivých částí, cena energií nebo cena montáže.

## 11 Závěr

V diplomové práci bylo navrženo konstrukční řešení Úhlové vyvrtávací hlavy IWDA 500 NC. Ze všeho nejdříve byla čtenáři představena samotná firma, její historie, postupný vývoj v čase, a nakonec také současnost firmy z pohledu momentálně vyráběných strojů a zařízení.

Po tomto úvodu byly se zadavatelem prodiskutovány cíle diplomové práce z hlediska požadavků na výsledné řešení a omezující parametry pro návrh zařízení. Před samotným rozpracováním konstrukčního řešení byly navrženy celkem čtyři varianty, které byly ohodnoceny a navzájem porovnány jak z technického hlediska, tak i z hlediska nákladového. Cílem této analýzy bylo vybrat takovou variantu, která bude vyhovovat zadaným technickým parametrům, a zároveň nebude cenově nedostupná. Jednotlivé varianty, stejně jako samotné výsledné konstrukční řešení suboptimální varianty tvoří konstrukční základ pro další detailnější vývoj tohoto typu vyvrtávací hlavy.

Poté je již v práci postupně rozpracováno výsledné konstrukční řešení zařízení. Řešení je postupně popisováno a navrhováno od připojení hlavy ke stroji až po výstup v podobě rotační části se saněmi. V práci byly navrženy celkem 3 zátěžné stavy obrábění, které se dále promítají do výpočtů jednotlivých součástí a dalších prvků konstrukce. Součásti pro hlavní řezný pohyb byly navrženy a pevnostně zkontrolovány v softwaru KissSoft. Dále je v práci výpočetně navržen pohon kuličkového šroubu a šroub samotný. Všechny spojovací prvky, které přenášejí zatížení byly výpočetně zkontrolovány také. Po navržení řešení byla rotační část zařízení zkontrolována pomocí MKP výpočtu a hodnoty výsledných napětí a tuhosti této části byly srovnány s hodnotami dovolenými. Na závěr práce obsahuje komplexní hodnocení navrženého řešení, a to opět jak z technického, tak i nákladového hlediska.

Výsledné řešení vyhovuje jak z pevnostních, tak i tuhostních hledisek a splňuje všechny stanovené požadavky na výstupní parametry, velikosti jednotlivých částí a snadnou montáž a údržbu. Pevnostně dále vyhovují i jednotlivé komponenty zařízení, a to kuličkový šroub s maticí, spojovací šrouby dílů, součásti pro přenos točivého momentu, ložiska a hřídele.



## Reference

- [1] *Plzeňská Škodovka*. Online. Plzeň 1918. Dostupné z: <https://www.plzen1918.cz/plzenska-skodovka/>. [cit. 2024-05-19].
- [2] TECHMANIA SCIECE CENTER. *HISTORIE SPOLEČNOSTI ŠKODA - ZASTAVENÍ 4*. Online. TECHMANIA SCIECE CENTER. Techmania Science Center. Dostupné z: <https://edu.techmania.cz/cs/katalog/150-let-prumyslu-v-plzni/450/historie-spolecnosti-skoda-zastaveni-4>. [cit. 2024-05-19].
- [3] *Škoda (podnik)*. Online. Wikipedia: the free encyclopedia. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda\\_\(podnik\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_(podnik)). [cit. 2024-05-19].
- [4] MM PRŮMYSLOVÉ SPEKTRUM. *Starší než republika*. Online. MM PRŮMYSLOVÉ SPEKTRUM. MM Průmyslové spektrum. 2021. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/starsi-nez-republika>. [cit. 2024-05-19].
- [5] ŠMT A.S. *PŘÍSLUŠENSTVÍ STROJŮ*. Online. ŠMT A.S. ŠMT a.s. - obráběcí stroje pro opracování rozměrných obrobků. Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/prislusenstvi-stroju>. [cit. 2024-05-19].
- [6] VYŠATA, Jiří. *Strojírenská technologie obrábění: Metody obrábění - vrtání, vyvrtávání*. Online. Plzeň.
- [7] BORO VAN, Petr. *Řezné nástroje (11)*. Online. TECHNICKÝ TÝDENÍK. Technický týdeník. 2011. Dostupné z: [https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/rezne-nastroje/rezne-nastroje-11\\_8523.html](https://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/rezne-nastroje/rezne-nastroje-11_8523.html). [cit. 2024-05-19].
- [8] NAREX MTE. *Vyvrtávací hlavy univerzální*. Online. In: NAREX MTE. Narex MTE. Dostupné z: [https://www.narexmte.cz/prospekty/In\\_Boring\\_Tools.pdf](https://www.narexmte.cz/prospekty/In_Boring_Tools.pdf). [cit. 2024-05-19].
- [9] *Hirth serration rings, parts and specialized serration services*. Online. In: VOITH. Hirth serrations. Dostupné z: <https://voith.com/corp-en/products-services/connection-components-couplings/hirth-serrations.html>. [cit. 2024-05-19].
- [10] *Downloads: Clamping systems - catalog*. Online. In: HEMA. HEMA Group: Machine protection. Dostupné z: <https://www.hema-group.com/en/downloads?selection=3>. [cit. 2024-05-19].
- [11] HUDEC, Zdeněk. *Hlavní pohon: Příklady*. Skripta. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012.
- [12] *Through hole slip ring*. Online. In: SENRING. Senring Slip rings. Dostupné z: <https://www.senring.com/through-hole-slip-ring/larger-hole/h250396.html>. [cit. 2024-05-19].
- [13] LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Páté upravené vydání. Úvaly: ALBRA, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [14] SVOBODOVÁ, Magdalena. *Spoje a spojovací součásti*. Online. STŘEDNÍ PRŮMYSLOVÁ ŠKOLA A VYŠŠÍ ODBORNÁ ŠKOLA TECHNICKÁ BRNO. SPŠ a VOŠ Brno Sokolská. Dostupné z: [https://www.sokol-ska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_13-12.pdf](https://www.sokol-ska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-12.pdf). [cit. 2024-05-20].
- [15] KRÁTKÝ, Jaroslav a KRÓNEROVÁ, Eva. *Spoje šrouby: 7. cvičení předmětu CMS 1*. Online. Plzeň.
- [16] BOHDAN BOLZANO. *Přehled vlastností oceli 42CrMo4*. Online. BOHDAN BOLZANO. Bohdan bolzano. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-42crmo4>. [cit. 2024-05-20].



- [17] *Taper bushings*. Online. In: TRANSLINK. Translink. Dostupné z: <https://www.translinkpt.com/wp-content/uploads/2023/07/taper-bush-catalogue.pdf>. [cit. 2024-05-20].
- [18] TEDISA. *Standard series*. Online. TEDISA. Tedisa Hirth Couplings. Dostupné z: <https://www.tedisa-hirth.com/standard.php>. [cit. 2024-05-20].
- [19] BAXA, Luděk. *Konstrukční návrh a výpočet vyvrtávacího zařízení IWD800NC*. Diplomová práce. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011.
- [20] *Tools Heads*. Online. In: D'ANDREA. D'Andrea S.p.A. Dostupné z: [https://www.dandrea.com/docs/2024/img\\_a505071f10.pdf](https://www.dandrea.com/docs/2024/img_a505071f10.pdf). [cit. 2024-05-21].
- [21] HUDEC, Zdeněk. *Tuhost obráběcích strojů*. Skripta. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2013.

## Příloha A Výpočet kuličkového šroubu

## Návrh kuličkového šroubu

Dáno:

$$D := 500 \text{ mm}$$

$$zdvih := 160 \text{ mm}$$

$$Dobrabení := 1000 \text{ mm}$$

$$n := 350 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Mmax := 8000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Fr := 5000 \text{ N}$$

$$posuv := 400 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$m := 400 \text{ kg}$$

$$m_{sane} := 50 \text{ kg}$$

Výpočet:

Vektor rychlostí:

$$v_s := [-100 \quad -100 \quad -100 \quad -200 \quad -400 \quad 400 \quad 200 \quad 100 \quad 100 \quad 100] \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Vektor otáček:

$$n_s := \frac{v_s}{10 \text{ mm}} = [-10 \quad -10 \quad -10 \quad -20 \quad -40 \quad 40 \quad 20 \quad 10 \quad 10 \quad 10] \frac{1}{\text{min}}$$

Výpočet řezných sil:

$$Ft := 2 \cdot \frac{Mmax}{Dobrabení} = (1.6 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$Fax := 0.6 \cdot Ft = (9.6 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_1 := Ft = (1.6 \cdot 10^4) \text{ N} \quad F_{ax1} := 0.6 \cdot F_1 = 9.6 \text{ kN}$$

$$F_2 := 0.5 \cdot F_1 = (8 \cdot 10^3) \text{ N} \quad F_{ax2} := 0.6 \cdot F_2 = 4.8 \text{ kN}$$

$$F_3 := 0.2 \cdot F_1 = (3.2 \cdot 10^3) \text{ N} \quad F_{ax3} := 0.6 \cdot F_3 = 1.92 \text{ kN}$$

$$F_{r1} := 0.8 \cdot F_1 = (1.28 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$F_{r2} := 0.8 \cdot F_2 = 6.4 \text{ kN}$$

$$F_{r3} := 0.8 \cdot F_3 = 2.56 \text{ kN}$$

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n = 36.652 \frac{1}{\text{s}} \quad \dots \text{Úhlová rychlost}$$

$$r := 40 \text{ mm} \quad \dots \text{Poloměr obrábění při max. otáčkách}$$

$$F_o := m_{sane} \cdot \omega^2 \cdot r = (2.687 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \dots \text{Odstředivá síla}$$

$$g := 9810 \frac{mm}{s^2}$$

$$F_G := m_{sane} \cdot g = 490.5 \text{ N}$$

...Tíhová síla

$$a_s := 250 \frac{mm}{s^2}$$

...Zrychlení saní

$$F_{ods} := m_{sane} \cdot r \cdot \omega^2 = 2.687 \text{ kN}$$

...Odstředivá síla

$$F_{setr} := m_{sane} \cdot a_s = 12.5 \text{ N}$$

...Setrvačná síla

Síly při obrábění:

$$F_{oc1} := F_{r1} + F_G + F_{ods} = (1.598 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$F_{oc2} := F_{r2} + F_G + F_{ods} = (9.577 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{oc3} := F_{r3} + F_G + F_{ods} = (5.737 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Síly při rychloposuvu:

$$F_{rc4} := F_G + F_{ods} + F_{setr} = (3.19 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$F_{rc5} := F_G + F_{ods} = (3.177 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$ucinnost\_vedeni := 0.5$$

Celkové hnací síly:

$$F_{oc1} := \frac{F_{r1} + F_G + F_{ods}}{ucinnost\_vedeni} = (3.195 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$F_{oc2} := \frac{F_{r2} + F_G + F_{ods}}{ucinnost\_vedeni} = (1.915 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$F_{oc3} := \frac{F_{r3} + F_G + F_{ods}}{ucinnost\_vedeni} = (1.147 \cdot 10^4) \text{ N}$$

$$F_{rc4} := \frac{F_{rc4}}{ucinnost\_vedeni} = 6.379 \text{ kN}$$

$$F_{rc5} := \frac{F_{rc5}}{ucinnost\_vedeni} = 6.354 \text{ kN}$$

Návrh šroubu:

$$F_L := F_{oc2} = 19.154 \text{ kN}$$

Předepínací síla:

$$F_{pred} := \frac{F_L}{2.85} = 6.721 \text{ kN}$$

Požadovaná dynamická únosnost:

$$C_a := \frac{F_{pred}}{0.1} = 67.209 \text{ kN}$$

Vybrán šroub z katalogu KSK - K63x10 - i4

Výpočet doby běhu při obrábění:

Celková doba běhu:

$$T_{co} := 8000 \cdot hr$$

Poměrné doby běhu:

$$q_1 := 0.3 \quad q_2 := 0.5 \quad q_3 := 0.2$$

$$T_1 := q_1 \cdot T_{co} = (2.4 \cdot 10^3) \text{ hr} \quad T_2 := q_2 \cdot T_{co} = (4 \cdot 10^3) \text{ hr} \quad T_3 := q_3 \cdot T_{co} = (1.6 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

$$T_1 := \frac{q_1 \cdot T_{co}}{2} = (1.2 \cdot 10^3) \text{ hr} \quad T_2 := \frac{q_2 \cdot T_{co}}{2} = (2 \cdot 10^3) \text{ hr} \quad T_3 := \frac{q_3 \cdot T_{co}}{2} = 800 \text{ hr}$$

Doba běhu při rychloposuvu:

$$T_{cr} := 10000 \text{ hr}$$

Délka pojezdu rychloposuvem:

$$L_r := 0.75 \cdot zdvih = 120 \text{ mm}$$

Délka zrychleného pojezdu rychloposuvem:

$$a_s := 250 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$
$$L_{r4} := \frac{posuv^2}{a_s} = (1.778 \cdot 10^{-4}) \text{ m}$$

Čas zrychleného pojezdu rychloposuvem:

$$t_{r4} := 2 \cdot \frac{posuv}{a_s} = 0.053 \text{ s}$$

Dráha rovnoměrného pojezdu rychloposuvem:

$$L_{r5} := L_r - L_{r4} = 0.12 \text{ m}$$

$$t_{r5} := \frac{L_{r5}}{\text{posuv}} = 17.973 \text{ s}$$

Celková doba běhu při rychloposuvu

$$t_r := t_{r4} + t_{r5} = 18.027 \text{ s}$$

Poměrná doba běhu při zrychlení a rovnoměrně při rychloposuvu:

$$q_{r4} := \frac{t_{r4}}{t_r} = 0.003 \quad q_{r5} := \frac{t_{r5}}{t_r} = 0.997$$

Doba běhu při rychloposuvu:

$$T_{r4} := \frac{q_{r4} \cdot T_{cr}}{2} = (5.325 \cdot 10^4) \text{ s}$$

$$T_{r5} := \frac{q_{r5} \cdot T_{cr}}{2} = (1.795 \cdot 10^7) \text{ s}$$

Vektor poměrné doby běhu:

$$T_c := T_{cr} + T_{co}$$

$$q_c := \left[ \frac{T_1}{T_c} \quad \frac{T_2}{T_c} \quad \frac{T_3}{T_c} \quad \frac{T_{r4}}{T_c} \quad \frac{T_{r5}}{T_c} \quad \frac{T_{r5}}{T_c} \quad \frac{T_{r4}}{T_c} \quad \frac{T_3}{T_c} \quad \frac{T_2}{T_c} \quad \frac{T_1}{T_c} \right]$$

Kontrola životnosti šroubu a matice

Střední otáčky

$$n_{str} := \sum_{i=0}^9 q_{c_{0,i}} \cdot |n_{s_{0,i}}| = 26.634 \frac{1}{\text{min}}$$

Vektor celkových hnacích sil

$$F := [F_{oc1} \quad F_{oc2} \quad F_{oc3} \quad F_{rc4} \quad F_{rc5} \quad F_{rc5} \quad F_{rc4} \quad F_{oc3} \quad F_{oc2} \quad F_{oc1}]$$

Střední síla

$$F_m := \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=0}^9 F_{0,i}^3 \cdot q_{c_{0,i}} \cdot |n_{s_{0,i}}|}{n_{str}}} = (1.354 \cdot 10^4) \text{ N}$$

Životnost matice

$$L_m := \left( \frac{76220 \text{ N}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = 1.783 \cdot 10^8$$

## Životnost šroubu a předepnuté dvojité matice

$$L_h := \frac{1}{\left(\frac{1}{L_m}\right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_m}\right)^{\frac{10}{9}}} \cdot \frac{1}{n_{str}} = (1.658 \cdot 10^9) \text{ s}$$

Poměr životnosti k době běhu:

$$S_h := \frac{L_h}{T_e} = 25.583$$

Statická bezpečnost:

$$S_0 := \frac{197791 \text{ N}}{F_m} = 14.605$$

Vzdálenost podpor šroubu:

$$d := 63 \text{ mm}$$

$$L_p := zdvih + 8 \cdot d = 0.664 \text{ m}$$

Krajní poloha matice:

$$L_s := zdvih + 4 \cdot d = 0.412 \text{ m}$$

Kontrola na vzpěr:

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$k_v := 11.2 \quad (\text{pro případ vetknuto - podepřeno})$$

$$F_{krit} := k_v \cdot \frac{d^4}{L_s^2} \cdot \frac{E}{20} = (1.091 \cdot 10^7) \text{ N} \quad \dots \text{Kritická síla}$$

Bezpečnost na vzpěr:

$$s_v := \frac{F_{krit}}{F_{oc1}} = 341.542$$

Kritické otáčky šroubu:

$$k_n := 17.7 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \quad (\text{pro případ vetknuto - podepřeno})$$

$$n_{krit} := k_n \cdot \frac{d}{L_p^2} \cdot 10^7 = (2.529 \cdot 10^4) \frac{1}{\text{min}} \quad \dots \text{Kritické otáčky}$$

$$s_n := \frac{n_{krit}}{n} = 72.262 \quad \dots \text{Bezpečnost}$$

## Příloha B Datový list servomotoru 1FK2104 – 5AF10 – 2SBO – Z





Figure similar

Article No. : **1FK2104-5AF10-2SB0-Z**  
C22+M01+R32

Client order no. :  
Order no. :  
Offer no. :  
Remarks :

Item no. :  
Consignment no. :  
Project :

### Basic data of geared motor

Motor type	Permanent-magnet synchronous motor, Planetary gearbox, Natural cooling, Degree of protection IP64/IP65
Motor type	High Dynamic
Static torque at output $M_{2,0}$	44.00 Nm
Static current $I_0$	1.3 A
Maximum torque at output $M_{2max}^{1)}$	70.00 Nm
Maximum output speed $n_{2max}$	103 rpm
Moment of inertia motor + gearbox (related to the input) $J_1$	0.738 kgcm <sup>2</sup>
Mass $m$	5.47 kg
Lubrication	Standard

### Rated data of geared motor

#### SINAMICS S120, 1AC 230V

Rated speed related to the gear output $n_{2N}$	50 rpm
Rated torque related to the gear output $M_{2N}$	44.00 Nm
Rated power $P_N$	0.230 kW

### Basic data of gearbox

Gearbox type and size	Planetary gearbox NLC060
Transmission ratio $i$	1 : 32 (Output to input)
Number of gear stages $z$	2
Output torque (fatigue strength) $M_{2N,G}$	44.0 Nm
Maximum permissible output torque (short-time, end of fatigue strength) $M_{2max,G}^{2)}$	70.0 Nm
Emergency off output moment (1000 cycles) $M_{2Em.Off}$	88.0 Nm
Torsional backlash related to the output $\varphi_2$	12 '
Torsional stiffness related to the output $c_{T2}$	4.1 Nm/'
Maximum static radial force $F_{R,max}$	3,200 N
Max. average radial force for 20000 h $F_{R,eq}^{3)}$	3,200 N
Maximum static axial force $F_{A,max}$	4,400 N
Max. average axial force for 20000 h $F_{A,eq}^{4)}$	4,400 N
Max. average breakdown torque $M_K$	Nm
Max. bending moment on the flange to the motor $M_B$	8 Nm
Efficiency $\eta_G$	0.94
Degree of protection gearbox	IP65
Gearbox shaft end	Fitted key

### Basic motor data

Maximum average torque (incl. derating due to mounted gearing) $M_{0,M}$	2.26 Nm
Maximum average continuous current (incl. derating due to mounted gearing) $I_{0,M}$	1.23 A
Maximum acceleration torque $M_{max,M}^{2)}$	7.23 Nm
Maximum short-time permissible current $I_{max,M}$	7.60 A
Degree of protection motor	IP64
Connection type	Double cable connection for S120
Connector size	M17
Encoder system	Encoder AS22DQC: Absolute encoder single turn 22 bit
Color of the housing	Standard (Anthracite, similar to RAL 7016)

### Holding brake

Holding torque	3.30 Nm
Average dynamic torque	3.30 Nm
Opening time	110 ms
Closing time	40 ms
Maximum single switching energy <sup>5)</sup>	270 J
Service life, operating energy	35,000 J
Rated current <sup>6)</sup>	0.5 A

<sup>1)</sup> Fatigue limit range - for max. 30 000 revolutions of the output shaft, utilization only with service life calculation

<sup>2)</sup> The maximum acceleration torque  $M_{max,M} \times$  transmission ratio  $i$  is greater than the maximum permitted output torque (short-time fixed)  $M_{2max,G}$ . Depending on the load conditions, a torque limitation and service life calculation may be necessary.

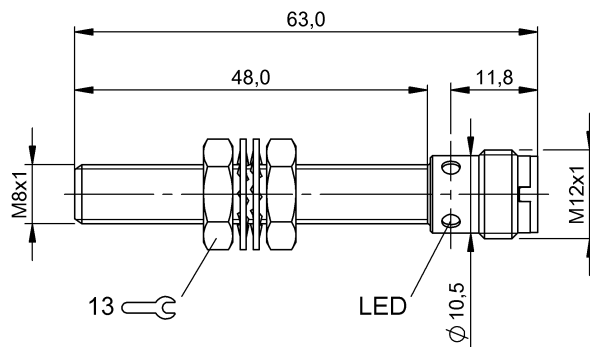
<sup>3)</sup> based on an output speed of 100 rpm and a force application point in the center of the shaft

<sup>4)</sup> based on an output speed of 100 rpm

<sup>5)</sup> Up to three consecutive emergency stops and up to 25% of all emergency stops as a  $W_{max}$  high energy stop possible.

<sup>6)</sup> Typical value for 20°C ambient temperature. At -15°C the break-induced currents can be increased by up to 30%.

## Příloha C Datový list indukčního snímače



## Basic features

Schválení/konformita	CE UKCA cULus WEEE
Značka	Global
Základní norma	IEC 60947-5-2

## Display/Operation

Indikace funkce	ano
Indikace provozního napětí	ne

## Electrical connection

Možnost záměny chráněná	ano
Ochrana proti přepólování	ano
Ochrana proti zkratu	ano
Připojení	Konektor M12 x 1, 4pólový, A kódovaný

## Electrical data

Jmenovité izolační napětí $U_i$	250 V AC
Jmenovité provozní napětí $U_e$ DC	24 V
Jmenovitý provozní proud $I_e$	200 mA
Jmenovitý zkratový proud	100 A
Kategorie použití	DC-13
Nejmenší provozní proud $I_m$	0 mA
Pokles napětí statický max.	2.5 V
Proud naprázdno $I_o$ max., netlumený	2 mA
Proud naprázdno $I_o$ max., tlumený	7 mA
Provozní napětí $U_b$	12–30 V DC
Spínací frekvence	700 Hz
Třída ochrany	II
Výstupní odpor $R_a$	33,0 k $\Omega$ + D
Zatěžovací kapacita max. při $U_e$	1 $\mu$ F
Zbytkový proud $I_r$ max.	10 $\mu$ A
Zpoždění připravenosti $t_v$ max.	25 ms
Činitel zvlnění max. (% z $U_e$ )	15 %

## Environmental conditions

EN 60068-2-27, Ráz	Poloviční sinusoida, 30 $g_n$ , 11 ms
EN 60068-2-6, Vibrace	55 Hz, amplituda 1 mm, 3 x 30 min
Krytí	IP 67
Stupeň znečištění	3
Teplota prostředí	-25...70 °C

## Functional safety

MTTF (40 °C)	595 a
--------------	-------

Indukční snímače  
BES M08MH1-NSC20B-S04G  
Objednací kód: BES0025

# BALLUFF

## Interface

Spínací výstup NPN spínací kontakt (NO)

## Material

Aktivní plocha, materiál PA 12  
Materiál pouzdra Mosaz, poniklovaný

## Mechanical data

Konstrukční rozměry M8  
×  
1  
Montáž líčující montáž  
Rozměr Ø 8 × 65 mm  
Upevňovací délka 48.00 mm  
Úťahovací moment 3 Nm

## Range/Distance

Bezpečná spínací vzdálenost Sa 1.6 mm  
Hystereze H max. (% hodnoty Sr) 15.0 %  
Jmenovitá spínací vzdálenost Sn 2 mm  
Označení spínací vzdálenosti ■■  
Posun teploty max. (% hodnoty Sr) 10 %  
Přesnost opakování max. (% hodnoty Sr) 5.0 %  
Skutečná spínací vzdálenost Sr, tolerance ±10 %  
Skutečná spínací vzdálenost Sr 2 mm

## Remarks

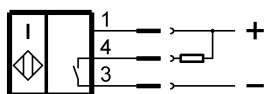
Po skončení přetížení je snímač znovu funkční.  
Podrobnější informace o MTTF, resp. B10d, viz certifikát MTTF/B10d.

Uvedená hodnota MTTF/B10d nepředstavuje žádný závazný údaj o vlastnostech a/nebo životnosti; jedná se pouze o zkušební hodnoty nezávazné povahy. Tyto uvedené hodnoty rovněž neprodlužují promlčecí lhůtu reklamčních nároků, ani ji jinak neovlivňují.

## Connector Drawings



## Wiring Diagrams



## Příloha D Datový list ozubeného řemenu



DESIGNED FOR:

PROVIDED BY:

Jan Kozák  
Západočeská univerzita v Plzni  
737048959

APPLICATION: DESIGN 12

**INPUT**

DRIVE INFORMATION		DriveR	DriveN
Speed Ratio	1.00	RPM	40.00
Input Load	0.10 kW, Efficiency: 92 %	Maximum Rim Speed	50.00 m/s
Service Factor	1.6	Bushings Checked	Any
Design Power	0.16 kW	Belts Checked	Poly Chain Carbon Volt, PowerGrip GT4, Poly Chain GT Carbon, PowerGrip GT3, PowerGrip HTD
Center Distance	125.00 mm +/-10%		
Motor Standards	Electric Motor		

**SELECTED DRIVE**

BELT TYPE: POWERGRIP GT4 - 8MGT		Belt	DriveR	DriveN
Speed Ratio	1.0	Part No	560-8MGT4-20	36-8M-20
dN RPM	40.00	Product No	9579-50304	36-8M-20
Rated Load	0.43 kW	Pitch Diameter	--	91.67 mm
Belt Pull	669.71 N	RPM	20.57	40.00
Center Distance	136.00 mm	Rim/Belt Speed	0.19 m/s	0.19 m/s
Install/Take-Up Range	100.95 mm to 136.76 mm	Top Width	--	40.00 mm
		Bushing Part No	--	1610
		Bore	--	12.70 mm - 42.00 mm
		Bolt Torque	--	19.7724 Nm
		Weight	54.32 g	--

**TENSION**

	New Belt	Used Belt	
Static Tension (per rib/strand)	316.00 to 347.60 N	221.20 to 252.80 N	When planning to re-install used belts, measure and record the tension before removing and re-install at the recorded tension.  507C/508C Model STM Settings: Mass 4.85 g/m, Width: 20 mm/#R, Span: 136 mm
Static Belt Pull (per rib/strand)	632.00 to 695.20 N	442.40 to 505.60 N	
Rib/Strand Deflection Distance	2.72 mm	2.72 mm	
Rib/Strand Deflection Force:	3.19 to 3.45 kgf	<b>2.42 to 2.67 kgf</b>	
Sonic Tension Meter	316.00 to 348.00 N	221.00 to 253.00 N	
Belt Frequency	210 to 220 Hz	175 to 188 Hz	

**NOTES**

- Drive over-designed and efficiency may be reduced.
- Installation allowance falls out of the specified center distance range.

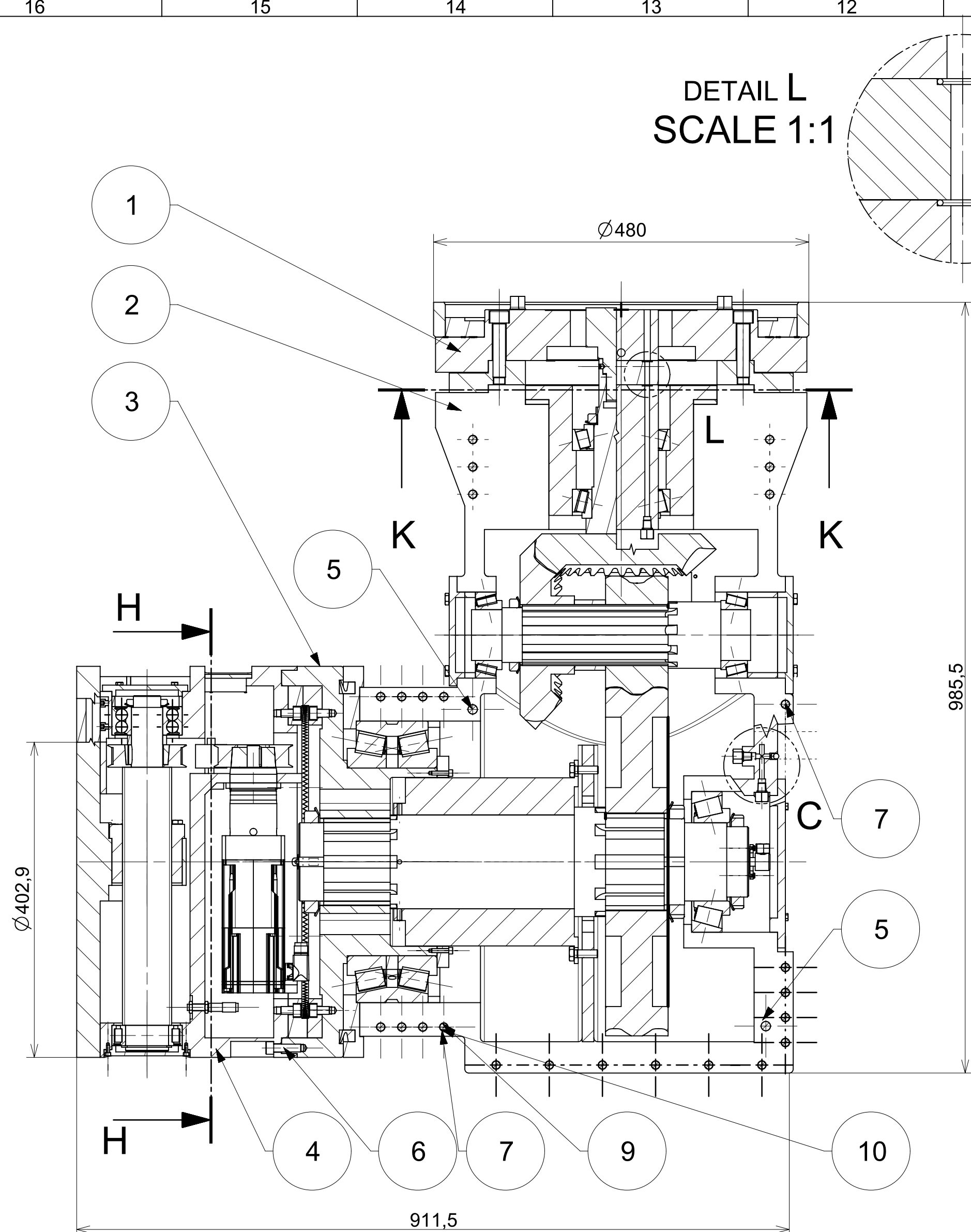
This report: (1) only applies to Gates' products; (2) contains confidential information; (3) may only be disclosed to support the sale or maintenance of our products; and (4) is not a guarantee of performance.

Gates products are not designed, manufactured, or tested for use on aircraft applications, including aircraft propeller or rotor drive systems, and all manned or unmanned airborne applications of any type. Lift and Braking systems have special considerations. Buyer has sole responsibility for the selection and testing of products for any intended use.

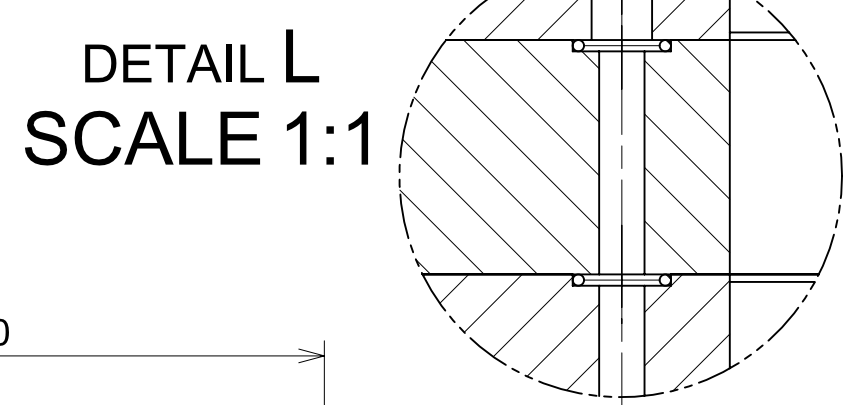
This Report and any product referred to in this Report are subject to Gates Standard Terms and Conditions of Sale, including all disclaimers, exclusions and limitations of warranties, express and implied. These Terms may be found at [ww2.gates.com/termsofsale](http://ww2.gates.com/termsofsale).

## Příloha E Výkres sestavy

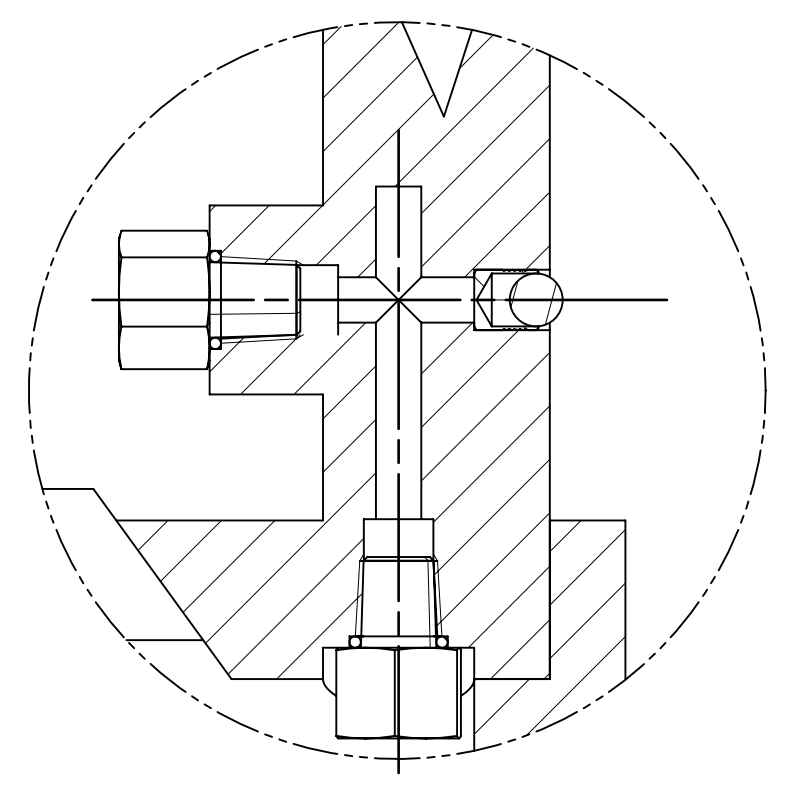




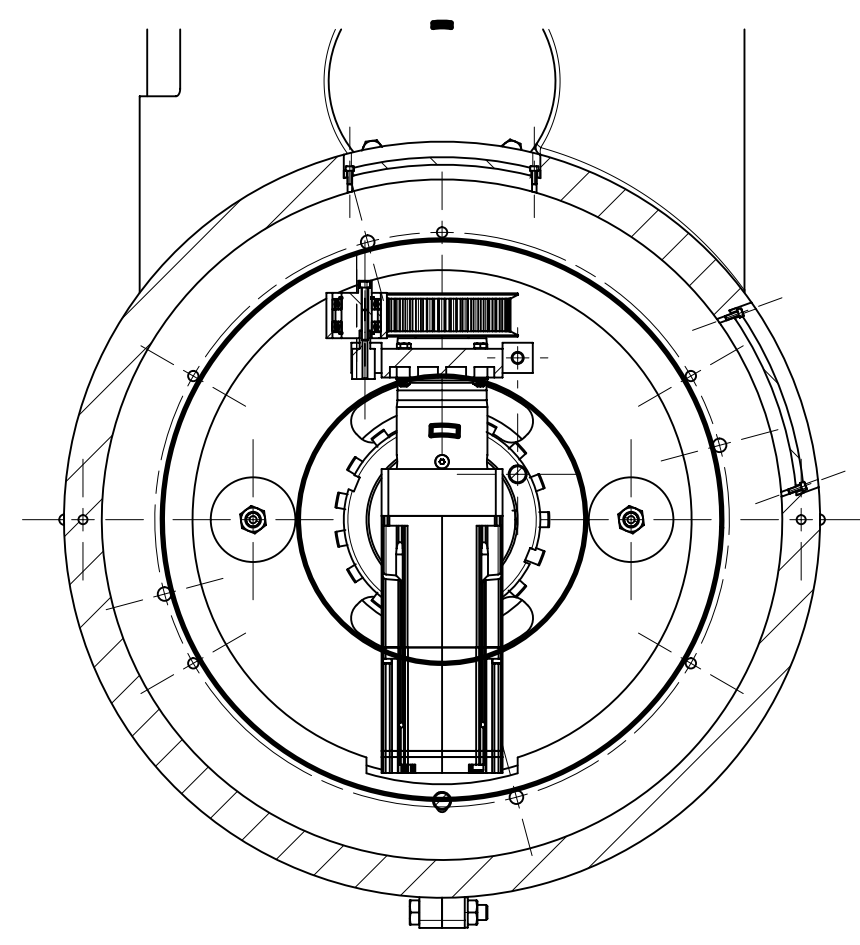
SECTION A-A



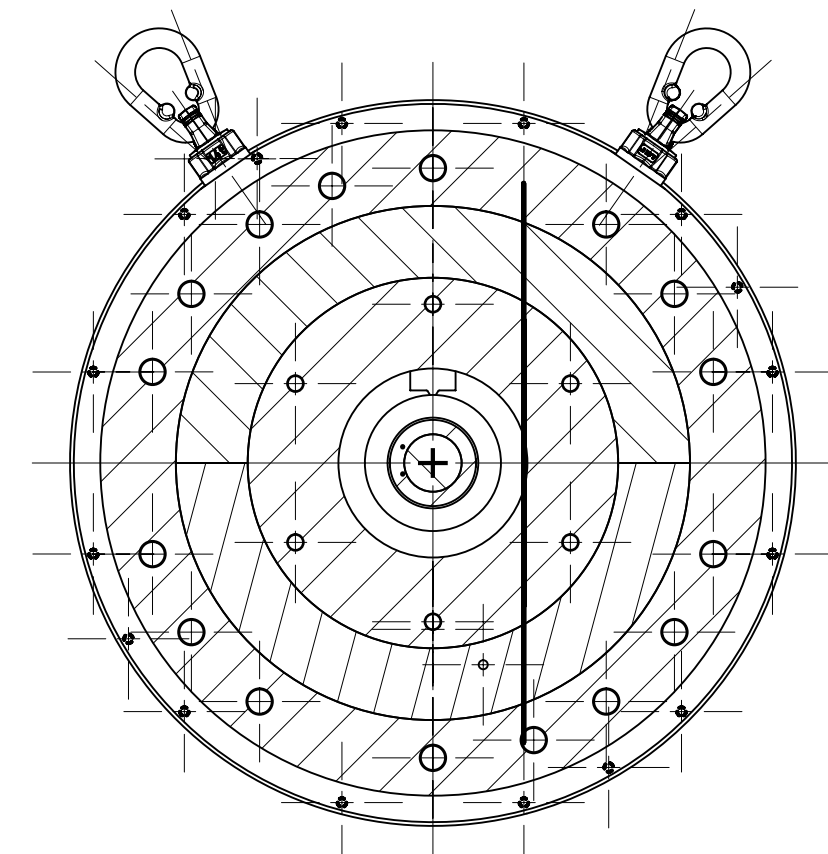
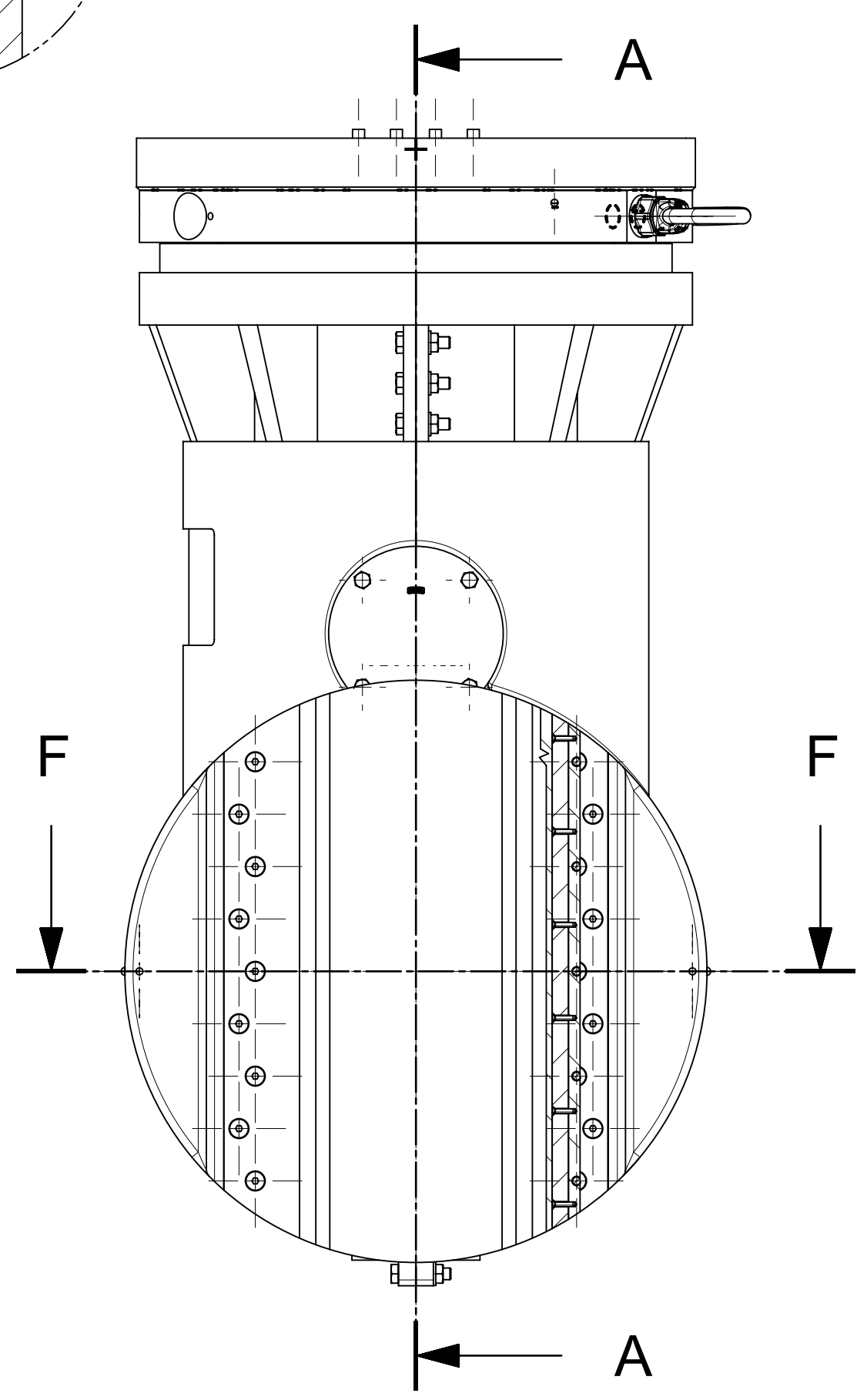
DETAIL L  
SCALE 1:1



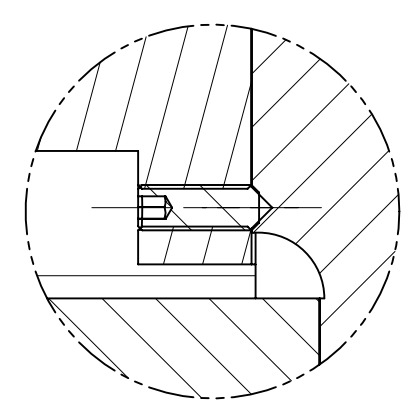
DETAIL C  
SCALE 1:1



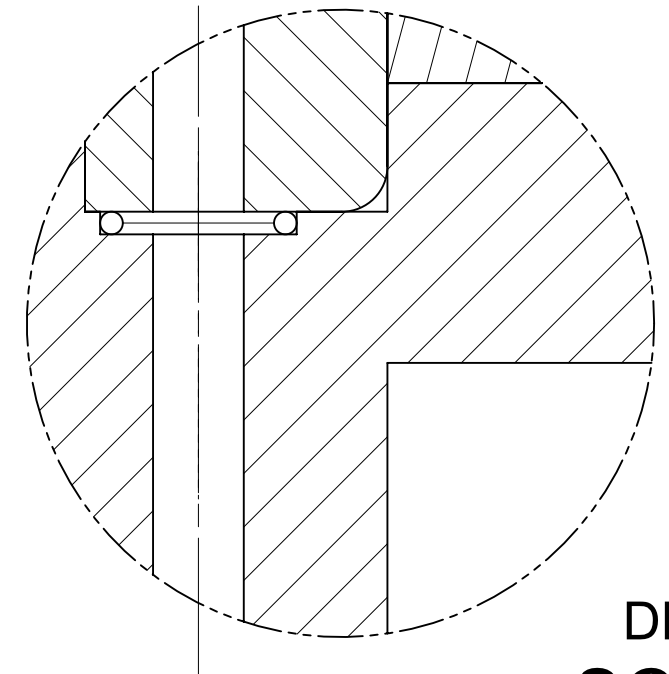
SECTION H-H



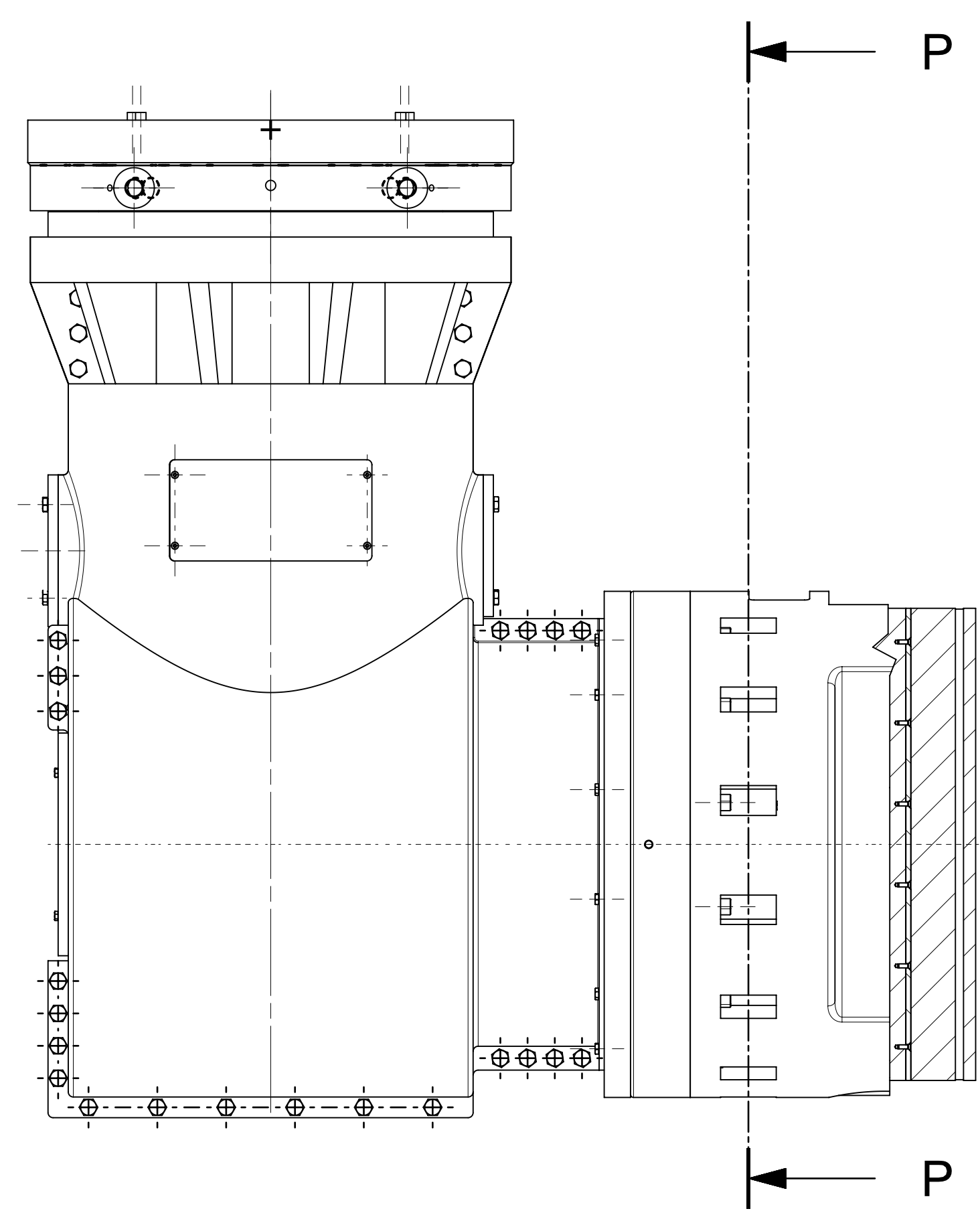
SECTION K-K



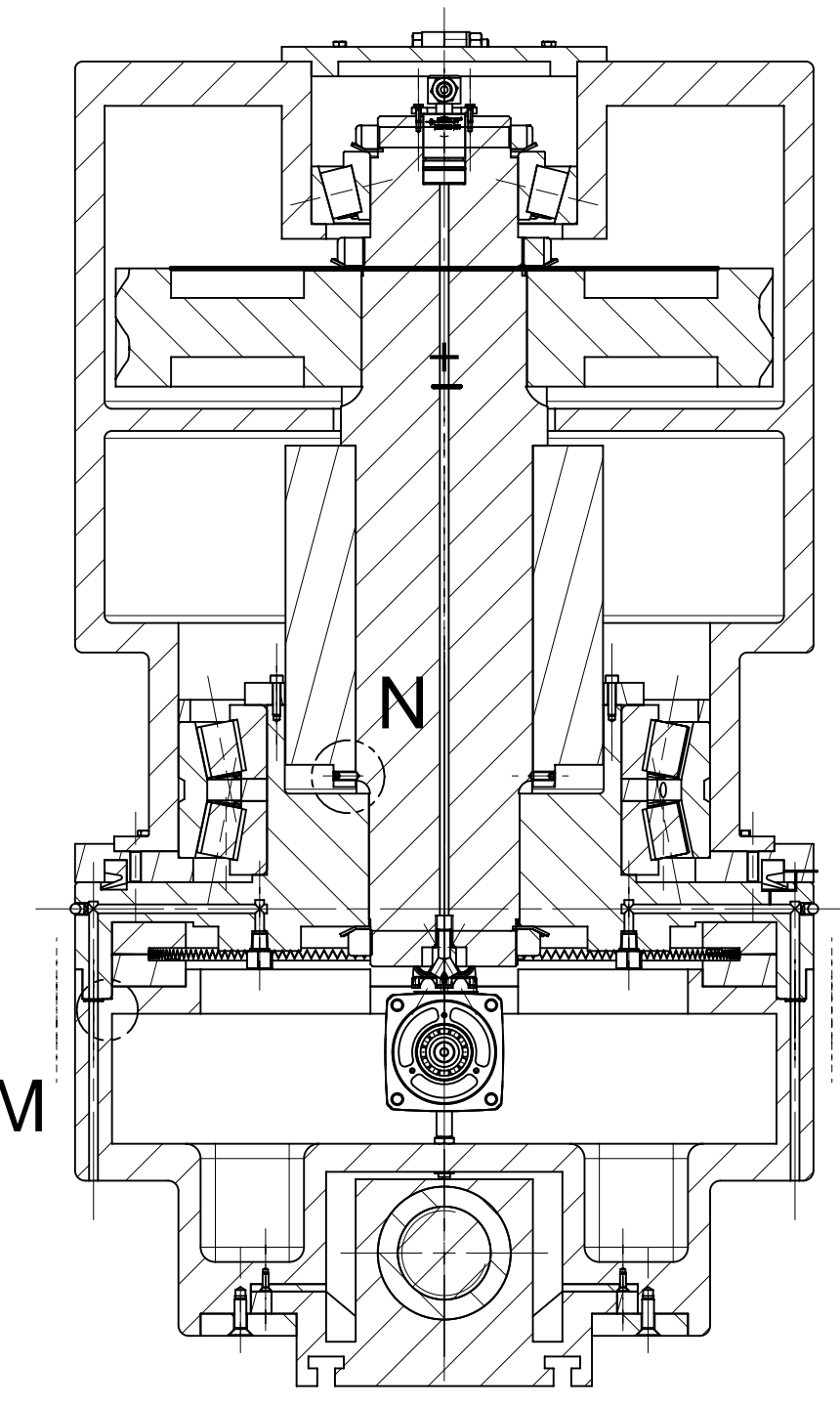
DETAIL N  
SCALE 1:1



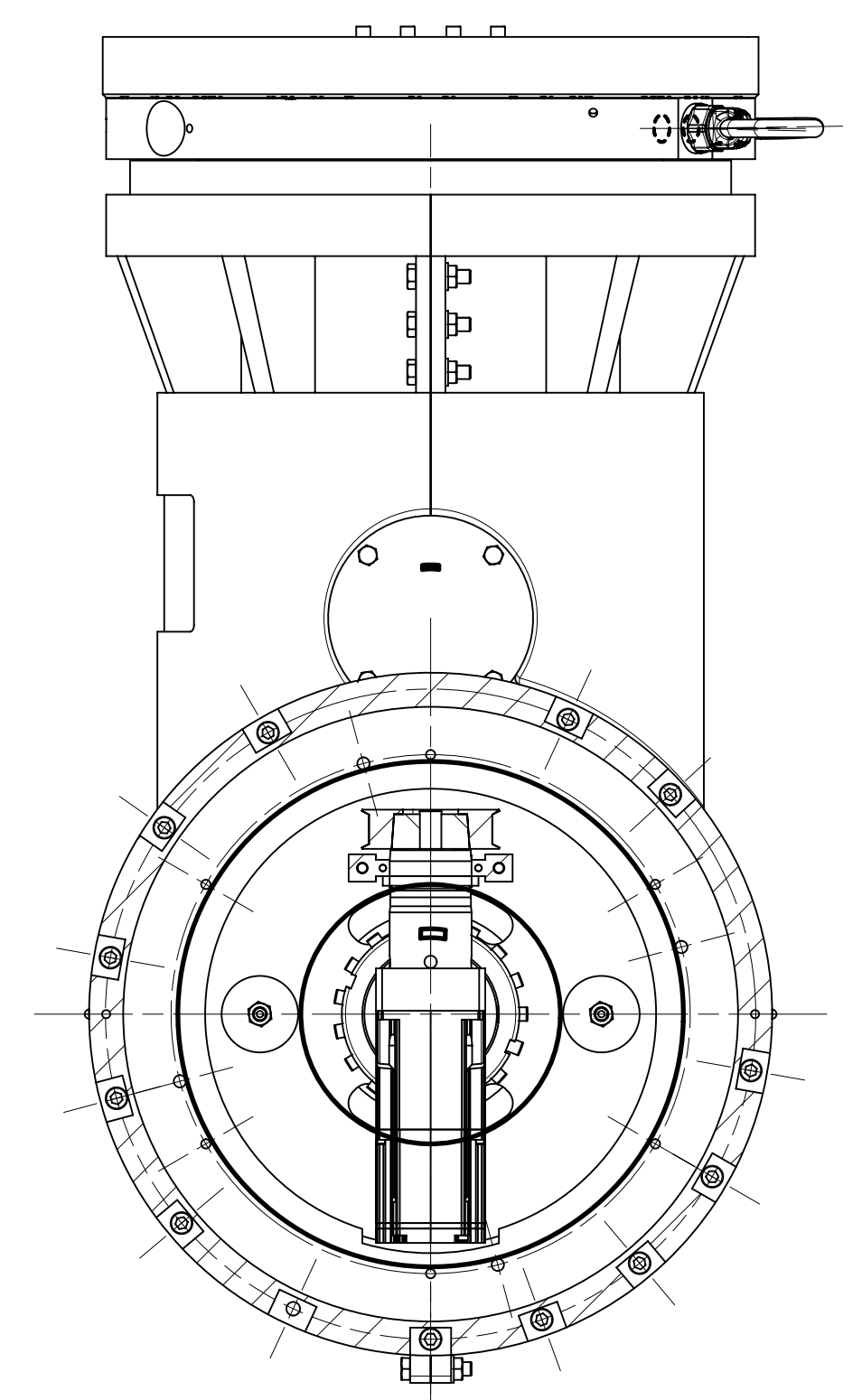
DETAIL M  
SCALE 2:1



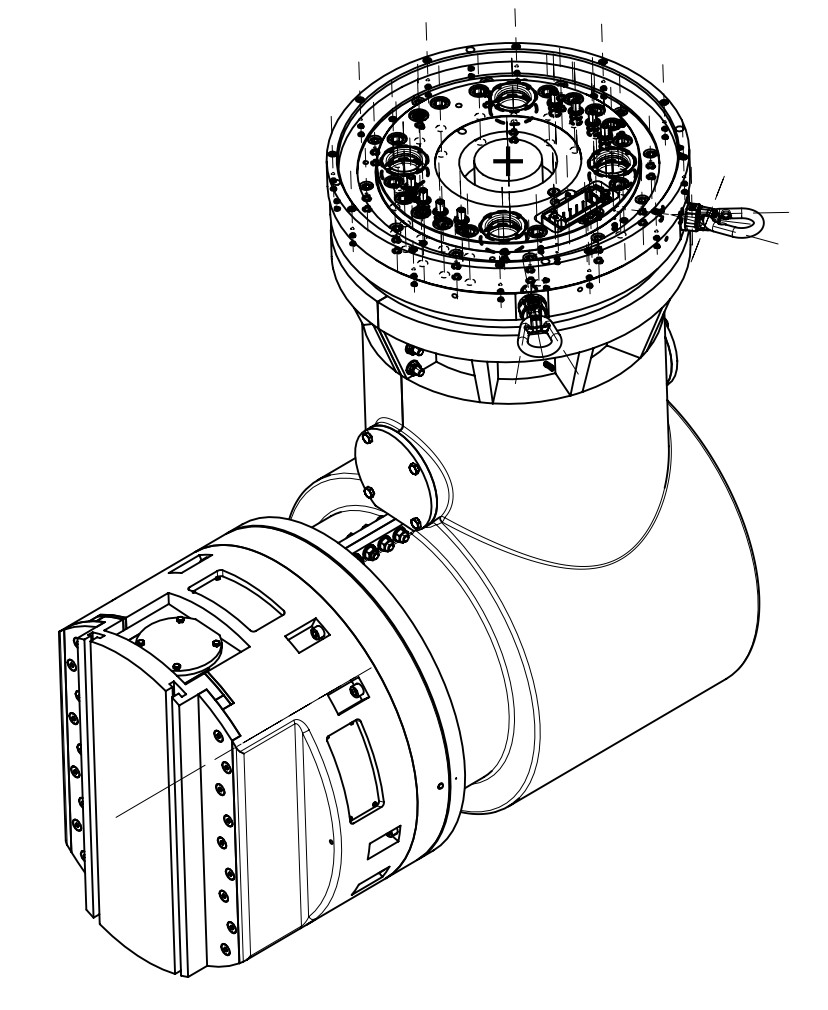
SECTION F-F




M




SECTION P-P

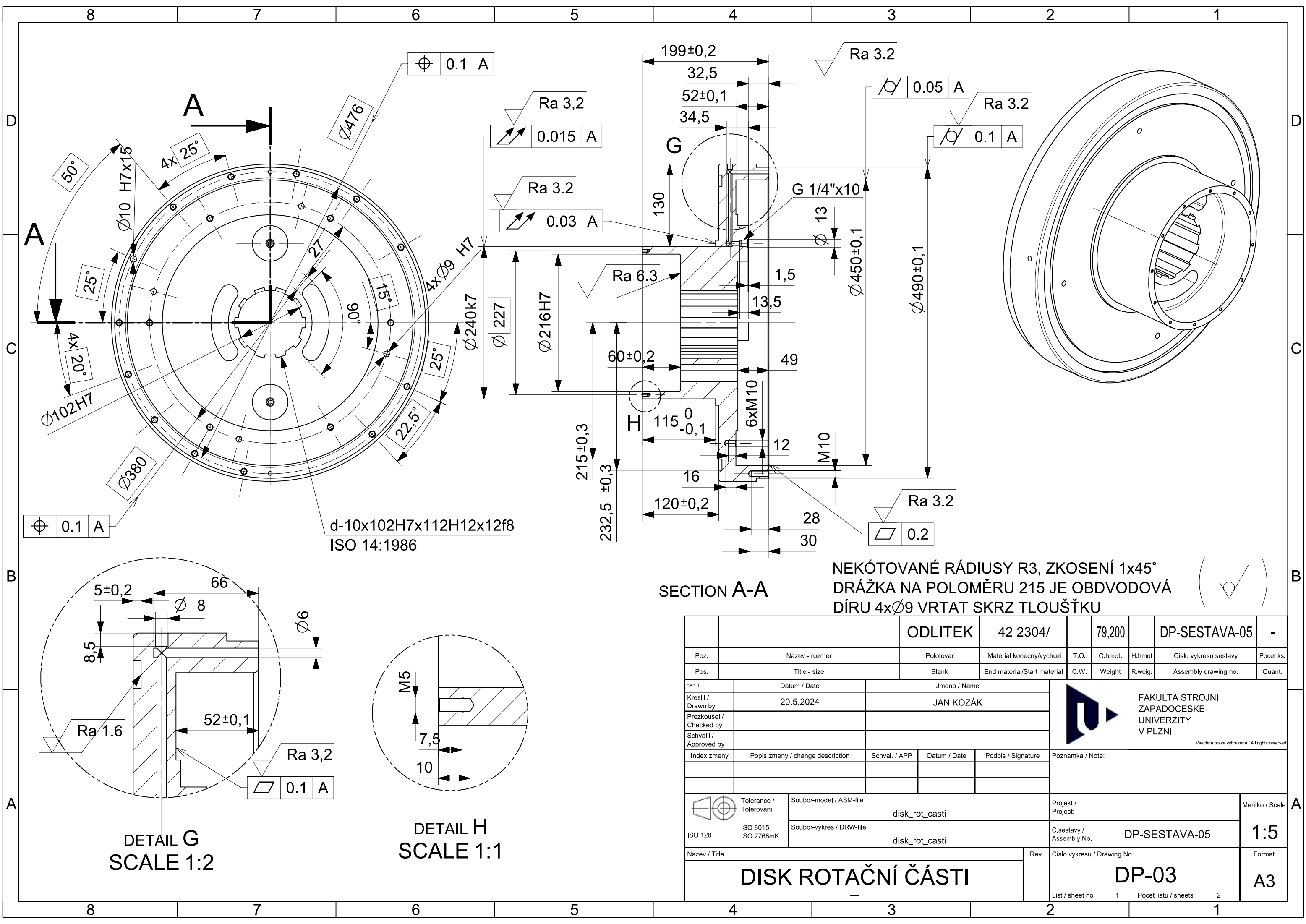


Datum / Date 11.5.2024		Jmeno / Name JAN KOZAK		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI	
Kreslí / Drawn by ---		Schvál. / APP ---		Projekt / Project [PROJEKT]	
Provedl / Checked by ---		Datum / Date ---		C. sestavy / Assembly No. DP-SESTAVA	
Schválil / Approved by ---		Podpis / Signature ---		Měřítko / Scale 0,00 1:5	
Index změny / ---		Popis změny / change description ---		C. hmot. sestavy ---	
Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-model / ASM-file _sestava		C. hmot. sestavy _sestava	
ISO 128		Soubor-rychlos / DRW-file _sestava		C. hmot. sestavy _sestava	
Nazev / Title VYVRTÁVACÍ HLAVA IWDA 500NC		Rev. 0		Cílo výkresu / Drawing No. DP-SESTAVA	
List / sheet no. ---		Počet listů / sheets 2		Format A1	



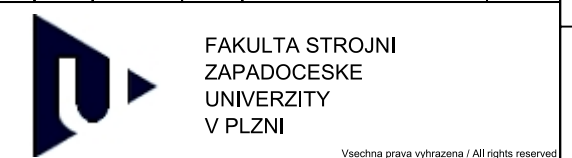
Číslo polož.	Název - označení	Polotovár	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál			
1	PŘÍRUBA MULTITASK 480 - 91		150	ks	1
	DP - 01				
2	PODSESTAVA - STAC. ČÁST 556 - 891		750	ks	1
	DP - 02				
3	DISK ROTAČNÍ ČÁSTI 556 - 209	ODLITEK	79,2	ks	1
	DP - 03	42 2304			
4	PODSESTAVA - ROTAČNÍ ČÁST		550	ks	1
	DP - 04				
5	KOLÍK 12x25	ČSN EN 10060	0,1	ks	2
	DP - 05	S235JR			
6	ŠROUB M10x35-10.9		0,1	ks	12
	DIN 912				
7	ŠROUB M10x45-10.9		0,1	ks	27
	ISO 4014				
8	SERVOMOTOR		5,47	ks	1
	1FK2104-5AF10-2SB0-Z				
9	PODLOŽKA 10-140HV		0,01	ks	27
	ISO 7089				
10	MATICE M10		0,1	ks	27
	ISO 4032				
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Kreslil <b>KOZÁK</b>	Název <b>DP-DISK-03-K-01</b>		
		Datum <b>11.5.2024</b>			
<b>KKS</b> KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Schválil	List 1 Listů 1		
		Datum			
		Druh dokumentu <b>SEZNAM POLOŽEK</b>			

## Příloha F Výrobní výkres kotouče rotační části



NEKÓTOVANÉ RÁDIUSY R3, ZKOSENÍ 1x45°  
 DRÁŽKA NA POLOMĚRU 215 JE OBDVODOVÁ  
 DÍRU 4x $\varnothing 9$  VRTAT SKRZ TLOUŠŤKU

		ODLITEK	42 2304/	79,200	DP-SESTAVA-05	-		
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	20.5.2024	JAN KOZÁK						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		Meritko / Scale		
ISO 8015 ISO 2768mK		disk_rot_casti		C.sestavy / Assembly No.		1:5		
Soubor-vykres / DRW-file				disk_rot_casti		Cislo vykresu / Drawing No.		
Nazev / Title				Rev.		Format		
DISK ROTAČNÍ ČÁSTI				DP-03		A3		
List / sheet no.			1		Pocet listu / sheets			2



## Příloha G Report ze softwaru KissSoft