

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Autonomní systém měření průměrů a házení obrobků rotačního charakteru na multifunkčním pracovišti S-MT

Autor: Bc. Matěj ŠTĚDRÝ
Vedoucí práce: Ing. Petr BERNARDIN, Ph.D.

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. Matěj ŠTĚDRÝ
Osobní číslo:	S19N0204P
Studijní program:	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní obor:	Konstruování výrobních strojů a zařízení
Téma práce:	Autonomní systém měření průměrů a házení obrobků rotačního charakteru na multifunkčním pracovišti S-MT
Zadávací katedra:	Katedra konstruování strojů

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza problému konstrukčního uzlu. Konstrukční návrh odměřovacího systému.

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.

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

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

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Pavel Klesa**
ŠKODA MACHINE TOOLS, a.s.
Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, 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.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu této diplomové práce, panu Ing. Petrovi Bernardinovi, Ph.D., za poskytnuté vedení, cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a řešení diplomové práce. Stejně tak děkuji panu Ing. Pavlu Klesovi ze společnosti ŠMT, se kterým jsem mohl práci konzultovat a poskytl mi mnoho cenných rad.

Matěj Štědrý

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Štědrý	Jméno Matěj	
STUDIJNÍ PROGRAM	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin, Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVISTĚ	ZČU – FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Autonomní systém měření průměrů a házení obrobků rotačního charakteru na multifunkčním pracovišti S-MT		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	99	TEXTOVÁ ČÁST	82	GRAFICKÁ ČÁST	6
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh zvolené varianty měřicího zařízení, které je možné implementovat na obráběcí stroj S-MT. Řešeno je prostorové uspořádání zařízení. Návrh pohonu, vedení a posuvových mechanismů pohyblivých částí jsou ověřeny výpočty. Nosné části jsou ověřeny pomocí MKP tuhostní analýzy a je vypracována výkresová dokumentace.
KLÍČOVÁ SLOVA	Měřicí zařízení, automatické měření, obráběcí stroj, soustruh, obrobek, měření průměru obrobku, dotyková sonda, kalibrace, tolerance házení, posuvový mechanismus

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Štědrý	Name Matěj	
STUDY PROGRAMME	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bernardin, Ph.D.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Autonomous system for measuring diameters and run-out tolerance of rotary workpieces in the S-MT multifunctional turning centre		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	99	TEXT PART	82	GRAPHICAL PART	6
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The goal of this thesis is to make a mechanical design of a selected variant of the measuring device, which can be implemented on a S-MT machine tool. All the dimensions of the measuring system are designed with respect to space and function of the machine tool. The design of the drives, guideways and the feed mechanisms is verified by calculations. FEM analysis is carried out to check the stiffness of the load-bearing parts.
KEY WORDS	Measuring device, autonomous measuring, machine tool, lathe, workpiece, measuring of a workpiece diameter, touch probe, run-out tolerance, feed mechanism

Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů	11
1 Úvod	12
2 Zadávající organizace	12
3 Popis stroje S-MT	13
4 Podobná řešení měřících systémů	14
4.1 UltraGrind	14
4.2 UltraTurn	15
4.3 BUD 100	15
4.4 ProfiGrind	16
5 Měření na obráběcích strojích	17
5.1 Měření obrobku během obrábění	18
5.2 Měření po dokončení obrábění	19
6 Kontaktní měření obrobku dotykovými sondami	19
6.1 Chyby při měření sondou	21
6.2 Přenos signálu	22
7 Bezkontaktní měření	23
8 Pohyb částí – vedení a posuvy	23
8.1 Vedení u obráběcích strojů	24
8.2 Posuvy obráběcích strojů	24
9 Zdroje energie, hnací členy	25
9.1 Elektromotory	26
9.2 Servomotory	26
9.3 Krokový motor	27
10 Specifikace zadání	27
11 Specifikace požadavků	28
12 Koncept zařízení	29
12.1 Funkční celky	30
13 Výběr sondy	31
14 Varianty návrhu pohybových mechanismů	32
14.1 Posuv traverzy	32
14.1.1 Vstupní parametry	33
14.1.2 Varianty řešení	33

14.1.3	Vyhodnocení.....	35
14.2	Pohyb ramene na horní traverze	36
14.2.1	Vstupní parametry.....	36
14.2.2	Varianty řešení.....	36
14.2.3	Vyhodnocení.....	38
15	Konstrukční návrh pohybových mechanismů a jejich částí.....	39
15.1	Návrh posuvu horní traverzy	39
15.1.1	Výpočet zátěžných sil	39
15.1.2	Návrh a kontrola kuličkového šroubu.....	45
15.1.3	Návrh pohonu kuličkového šroubu.....	48
15.1.4	Návrh a kontrola vedení.....	54
15.1.5	Přesná pozice výsuvu traverzy.....	57
15.1.6	Model horní traverzy a posuvového mechanismu	58
15.2	Návrh posuvu spodní traverzy	59
15.2.1	Model spodní traverzy a posuvového mechanismu	62
15.3	Návrh otáčení ramene na horní traverze	62
15.3.1	Hirthova spojka.....	62
15.3.2	Popis mechanismu	64
15.3.3	Pružiny	65
15.3.4	Vyvození síly hydraulickou kapalinou	66
15.3.5	Pohon otáčení ramene	67
15.3.6	Valivá ložiska.....	68
15.3.7	Model otočného a aretačního mechanismu.....	69
16	Prívody energie a pracovních médií.....	69
17	Tuhostní analýza nosných částí.....	70
17.1	Spodní posuvná traverza.....	70
17.2	Horní posuvná traverza.....	71
17.3	Otočné rameno	72
18	Technické hodnocení.....	72
19	Ekonomické hodnocení	73
19.1	Náklady na nakupované díly a materiál.....	74
19.2	Náklady na výrobu dílů a montáž.....	75
19.3	Náklady na konstrukci	75
19.4	Celkové náklady.....	75

20 Závěr.....	75
Seznam obrázků.....	77
Seznam tabulek.....	78
Použité zdroje.....	80
Seznam příloh.....	82

Přehled použitých zkratk a symbolů

ČSN	Česká technická norma
kg	kilogram
g	gram
μm	mikrometr
mm	milimetr
m	metr
cm	centimetr
km	kilometr
in	palce
W	watt
kW	kilowatt
g	gravitační zrychlení
N	Newton
kN	kilo Newton
Nm	Newton metr
ot	otáčky
s	vteřina
min	minuta
hod	hodina
h	hodina
°	stupeň
°C	stupeň Celsia
Pa	Pascal
MPa	megapascal
ECR	radiální házení
MKP	metoda konečných prvků

1 Úvod

Cílem práce je navrhnout měřicí zařízení, které je možné implementovat na multifunkční obráběcí centrum od společnosti Škoda Machine Tool – S200MT. Zařízení má respektovat požadavky zadavatele, jako je například vysoká přesnost a musí především umožnit měření průměru rotačních obrobků o takové velikosti, jaké jsou na tomto stroji obráběny.

Smysl tohoto měřicího zařízení spočívá ve snadném a spolehlivém ověření geometrie a rozměrů obráběného kusu přímo na stroji – ihned po dokončení některé z operací. To má za následek, že obrobek může být ze stroje vyjmut až ve chvíli, kdy je jeho stav z hlediska obrobení na daném stroji finální. Efektivní způsob kontroly obrábění napomáhá odstranit chyby při výrobě a také zkrátit její celkový čas – odpadá čas manipulace s obrobkem během výroby a proces měření je automatizován. Zařízení musí také umožňovat kontrolu obvodového házení.

Obecně pro měřicí systémy na moderních obráběcích strojích platí, že tvoří jejich velmi podstatnou funkční část z hlediska dosahování efektivní výroby. Obráběcí stroje jsou komplexní zařízení a skládají se z mnoha částí a dílčích systémů, a malé nepřesnosti každého z nich se mohou v součtu negativně projevit při procesu výroby. Podobných faktorů ovlivňujících proces je celá řada – jako jsou třeba dynamické nepřesnosti a vliv teploty. Nelze tedy očekávat, že výrobek bude za všech okolností vyhovovat přesným tolerancím a jakosti povrchu. Měřicí systém slouží jako diagnostický nástroj, který zjišťuje nepřesnosti výroby a na základě výsledků může docházet ke kompenzaci a korekcím na stroji i během výroby. Slouží také jako nástroj k posouzení finálního stavu výrobku.

Aby bylo možné naplnit požadované vlastnosti navrhovaného měřicího zařízení současně s jeho funkčností a možnostmi jej implantovat na již zmíněný stroj, je také zadán základní koncept tohoto zařízení. Více informací a konkrétních dat je uvedeno v kapitole specifikace zadání.

Automatizace měření obrobku vede ke snížení výrobního času a nutnosti obsluhy – zvláště platí pro velké obráběcí stroje jako je S200MT. Zároveň systém napomáhá lépe dosahovat požadované kvality. To má za následek snížení provozních nákladů na výrobu a zvýšení ceny stroje a jeho konkurenceschopnosti.

2 Zadávající organizace



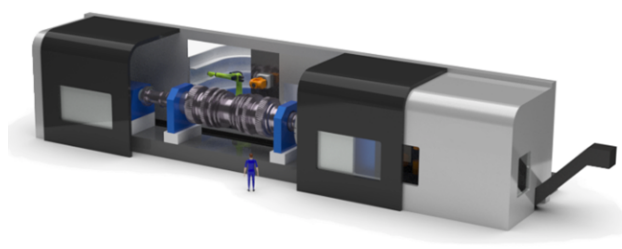
Obrázek 1 - Logo společnosti [1]

Škoda Machine Tool neboli ŠMT a.s., jak byla společnost v roce 2020 přejmenována, se věnuje výzkumu, vývoji a výrobě v oblasti velkých obráběcích strojů. Mezi hlavní produkty společnosti patří horizontální vyvrtávačky, univerzální horizontální soustruhy, frézovací stroje

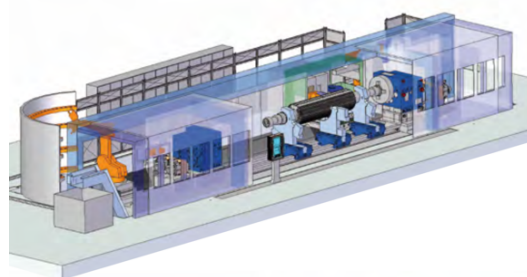
a příslušenství obráběcích strojů. Společnost se sídlem v Plzni má zhruba 350 zaměstnanců a produkuje 20–25 strojů ročně, které prodává do různých zemí světa.

3 Popis stroje S-MT

S-MT je multifunkční typ obráběcího stroje vyvíjený společností Škoda Machine Tool. Jedná se o univerzální horizontální soustruh, který umožňuje kromě soustružení také další obráběcí operace, jako je například frézování nebo vyvrtávání a vrtání. Stroj je určen především pro rozměrné obrobky rotačního charakteru do zhruba 10 metrů na délku a s rozměrem až 2 metry průměru součástí. [2]



Obrázek 2 – S-MT – 1 [2]



Obrázek 3 – S-MT – 2 [1]

Stroj disponuje automatickou výměnou příslušenství a nástrojů. Řezné nástroje a příslušenství jsou upínány do nástrojových hlav na smykadle, které je umístěné ve věži soustruhu. Použití nástrojových hlav výrazně rozšiřuje technologické možnosti stroje. Je tak možné obrábět a frézovat složité tvary. [2] [3]

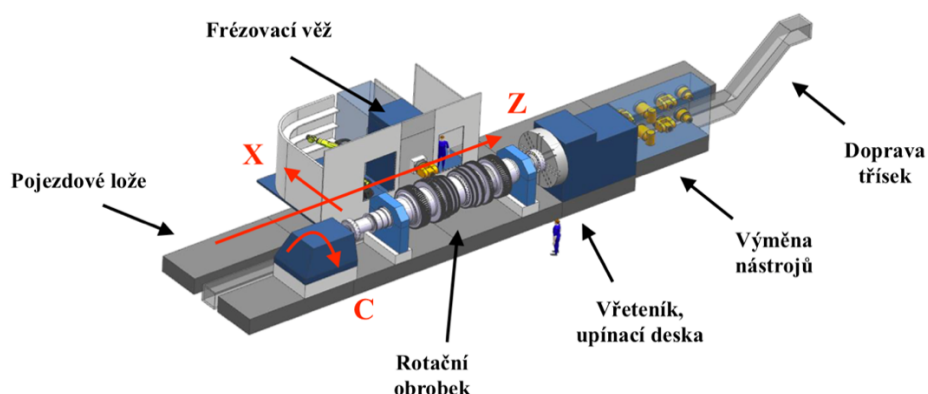
Parametry stroje:

S 200 MT	
Max. hmotnost obrobku (kg)	60 000
Max. průměr (mm)	2 000
Max. délka obrobku (mm)	4 000–10 000
Max. otáčky (ot/min)	700
Max. výkon (kW)	104
Max. otáčky nástroje při frézování (ot/min)	3 000
Max. výkon obrábění (kW)	37
Automatická výměna nástrojů (ATC)	ano

Obrázek 4 – Parametry stroje S-MT [1]

Schématický obrázek stroje dobře znázorňuje funkci a vzájemnou polohu jednotlivých částí. Rotační obrobek je na stroji vodorovně orientován a je upínán do otočené upínací desky poháněné vřetenem soustruhu – rotace osa C. Na protějším konci vřeteníku je koník a pro

podepření obrobku jsou používány opěry. Podél celého obrobku je lože, na kterém je pojízdňá frézovací věž po ose Z. Posuv v ose X vykonává výsuvné smykadlo ve frézovací věži. [1]



Obrázek 5 – Schéma stroje S-MT [3]

4 Podobná řešení měřících systémů

Pro představu o podobných měřících systémech, jak vypadají, kde bývají na stroji umístěny a jak zhruba fungují, je uvedeno několik příkladů větších obráběcích strojů, jejichž součástí je také přesné měřící zařízení. Jsou vybrány příklady od známých výrobců a slouží jako inspirace při koncepci a návrhu zařízení.

4.1 UltraGrind

Zařízení pro měření a kontrolu obrobku, které se svým konceptem může částečně podobat zadanému zařízení, používá německá firma Georg jako součást svého stroje pro broušení velkých obrobků – Georg UltraGrind. Konstrukce tohoto zařízení je zobrazena na následujícím obrázku – žlutá část stroje.



Obrázek 6 – UltraGrind [4]

Hlavní část zařízení je velká výsuvná traverza na jejímž konci je sklopné rameno. Na konci ramena je měřicí příslušenství pro snímání povrchu obrobku. Traverza s ramenem je na stroji umístěná tak, že k měření a kontaktu s obrobkem dochází naproti řeznému nástroji. Sklopné rameno je vyrobeno z kompozitního materiálu, takže jeho hmotnost nemá příliš negativní vliv na deformaci traverzy při jejím vysouvání. Velká výsuvná traverza je na stroji uložena ve dvou lineárních vedeních. Měřicí příslušenství na konci sklopného ramena umožňuje odvalování po obrobku při kontaktu s jeho povrchem, a tak je možné měřit i přímo během obráběcí operace, zatímco se obrobek otáčí. Systém je doplněn o další dvě ramena, která je možné vysunout. Při jejich vysunutí dojde ke kontaktu s obrobkem. V kombinaci těchto tří bodů kontaktu zařízení s obrobkem je na stroji podle výrobce možné měřit průměr obrobku, úběr materiálu, válcovitost a házení. [4]

4.2 UltraTurn

Od roku 2017 firma Georg přidává další měřicí systém také na své stroje Ultraturn MC. Ultraturn je označení soustružnického obráběcího centra pro rozměrné obrobky, používá se například na obrábění turbín, rotorů nebo velkých klikových hřídelů. Měřicí systém disponuje dvěma měřicími sondami, které měří obrobek přímo naproti sobě. [5]



Obrázek 7 – UltraTurn – 1 [5]



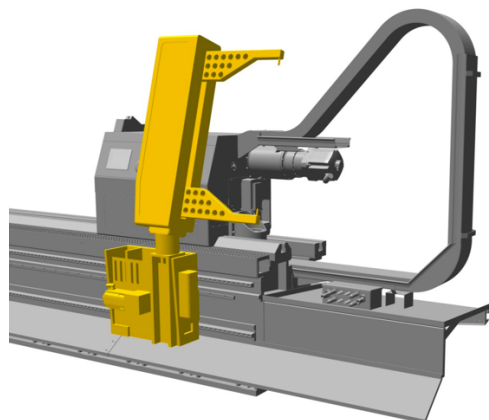
Obrázek 8 – UltraTurn – 2 [5]

Tento systém umožňuje dvou-bodové měření průměru hřídelů. Obě sondy se tak dostávají do kontaktu s povrchem obrobku, každá z jedné strany – v jedné ose s osou obrobku. Jedna sonda je umístěna přímo na konci první traverzy (dotyk ze strany řezných nástrojů). Dotyk z opačné strany je realizován druhou sondou, které je umístěna na konci sklopného ramene horní traverzy. Podle výrobce toto řešení vede k velké přesnosti a opakovatelnosti měření a šetří mnoho hodin při výrobě. [5]

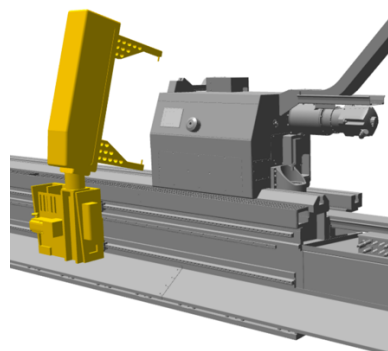
4.3 BUD 100

Další měřicí zařízení, které funkčně odpovídá zadaným požadavkům má být implementováno na stroj BUD 100 od společnosti Slováké strojírny. BUD 100 je univerzální brousící stroj.

Měřicí zařízení je umístěné na pojezdu podél obrobku. Pojezd tak umožňuje posuv zařízení a měření v různých místech obráběné součásti. [6]



Obrázek 9 – BUD 100 – 1 [6]



Obrázek 10 – BUD 100 – 2 [6]

Zařízení má polohovací rameno, ve kterém jsou posuvně umístěny kleštiny. Ty se mohou vzájemně přibližovat nebo oddalovat tak, aby se přizpůsobily rozměru obrobku a došlo to tak ke kontaktu obrobku s kontaktními měřidly na konci kleštin. Zařízení umožňuje měřit parametry vnější válcové plochy do průměru zhruba 1000 mm s přesností několika mikrometrů. [6]

4.4 ProfiGrind

Podobně jako firma Georg se věnuje vývoji velkých obráběcích strojů také společnost Walrdich Siegen. Ta na své stroje pro obrábění hřídelových obrobků, zejména na brousící stroje řady ProfiGrind implementuje měřicí zařízení koncepčně podobné zmíněnému stroji od firmy Georg. Stroj je vybaven robustní výsuvnou traverzou, která obsahuje sklopný mechanismus a je zakončena zařízením, která snímá povrch obrobku. Zařízení může měřit rozměry, tolerance a geometrii i během procesu obrábění. [7]

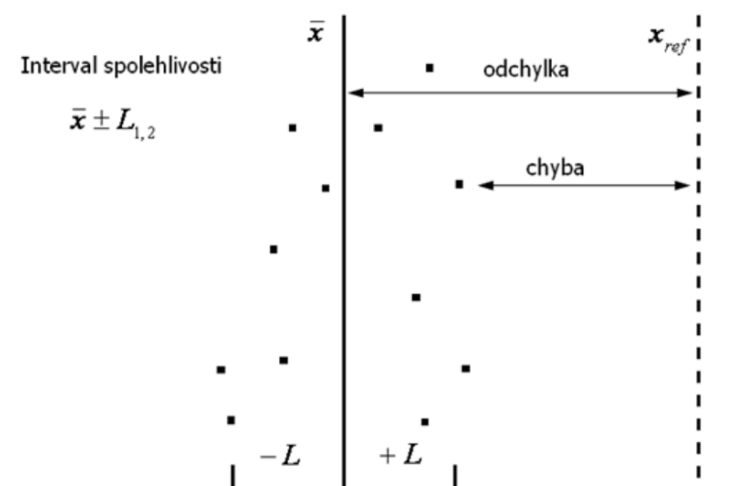


Obrázek 11 – ProfiGrind [7]

Válcová plocha je zařízením snímána s vysokou přesností po jednom stupni. Tedy 360krát za otáčku. Na rámu stroje jsou umístěny dvě tělesa pro kalibraci měřicího systému. Výsledky měření mohou sloužit pro korekci programu. [8]

5 Měření na obráběcích strojích

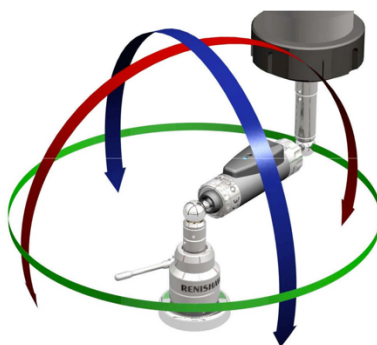
Při měření není nikdy možné dosáhnout absolutně přesného výsledku. To znamená, že zjištěná veličina bude vždy trochu jiná, než je měřený objekt ve skutečnosti. Rozdíl mezi skutečností a zjištěnou hodnotou se nazývá chyba měření. Cílem měření je se skutečností co nejvíce přiblížit. Při každém měření vzniká určitá nejistota, parametr, který je spjatý s výsledkem měření a jeho hodnota vyjadřuje rozptyl, ve kterém by se skutečná hodnota měla s velkou pravděpodobností nacházet. [9] Zadaná přesnost měření pro navrhované zařízení je 0,02 mm (20 μm). Je tedy požadováno, aby při každém měření jeho chyba dosahovala maximálně této hodnoty. Pro lepší pochopení doplněn obrázek.



Obrázek 12 – Přesnost měření [10]

Faktorů ovlivňujících přesnost a nejistotu při měření na obráběcích stroji může být poměrně mnoho. Přesnost je ovlivněna jednotlivými komponenty zahrnutými do systému a procesu měření a také okolním prostředím. Zejména u měření velkých obrobků hraje značnou roli tuhost a deformace jednotlivých komponent. Nemalý vliv má teplota a její změny v průběhu obrábění. Dalšími faktory jsou například přesnost měřících přístrojů, kalibrace, čistota obrobku, dlouhodobý provoz, rychlost procesů nebo vibrace. Některé tyto faktory mohou být částečně nebo úplně eliminovány. Pokud se podaří zjistit zdroj a přesný vliv na měření, mohou být faktory kompenzovány i například systémem, který výsledky vyhodnocuje. V tomto ohledu může pomoci doplňující odměřovací příslušenství nebo teplotní čidla apod. [11]

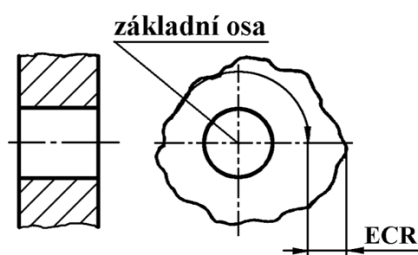
Na trhu jsou řešení, která slouží k **testování přesnosti obráběcích strojů**. Jedním z diagnostických systémů tohoto typu je přístroj s názvem Ballbar od společnosti Renishaw. Je to lineární teleskopický snímač, který se jedním koncem upevňuje k pracovnímu stolu a druhým k vřetenu stroje. Poměrně jednoduchým způsobem tak umožňuje provést rychlou kontrolu přesnosti stroje. [12]



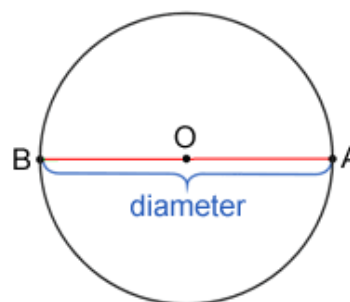
Obrázek 13 – Ballbar [12]

Souřadnicové měřicí systémy na obráběcích strojích fungují na principu přiřazování reálných čísel k poloze v prostoru. Jde tedy o nepřímou metodu měření, kde po zjištění souřadnic bodů dochází k dopočítání požadovaných rozměrů. Je tedy nutné vhodně stanovit základní bod – počátek souřadnicového systému. Měření může probíhat nejen v kartézských, ale i v polárních souřadnicích. Výhodou těchto systémů je automatizace měření a jeho vyhodnocení. Využití souřadnicového systému je zejména vhodné pro měření velkých obrobků a složitějších tvarů. [13]

Jak je již zmíněno, navrhované zařízení slouží primárně k měření a kontrole vnějších válcových ploch, přičemž zadání specifikuje především měření průměru a obvodové házení. Průměr je dán úsečkou, která prochází dvěma krajními body průřezu rotační plochy a současně jeho středem. Odchylka radiálního házení (ECR) je popsána jako „rozdílná největší a nejmenší vzdálenosti bodů skutečného profilu rotační plochy od základní osy v řezu kolmém k základní ose. V radiálním házení se projevuje odchylka kruhovitosti profilu posuzovaného průřezu společně s odchylkou jeho středu od základny.“ [13]



Obrázek 14 – Schéma radiální házení [13]



Obrázek 15 – Kóta průměru [14]

5.1 Měření obrobku během obrábění

V průběhu obrábění zejména rozměrných nebo složitějších součástí může docházet k různým změnám, které mají vliv na proces obrábění a nelze je dopředu očekávat. Mohou to být například vliv teploty, deformace součásti či vychýlení nástrojů. Na základě zjištěných hodnot lze i během procesu obrábění aktualizovat parametry a korigovat další práce na součásti tak, aby výsledek odpovídal co možná nejlépe požadovanému tvaru. [15]

Nemalou roli na přesnost hraje také poškození nebo opotřebení nástroje a míra tohoto opotřebení. Nástroj je také možné kontrolovat a následně nastavit korekci výrobního cyklu, případně proces zastavit v mezních stavech. [15]

5.2 Měření po dokončení obrábění

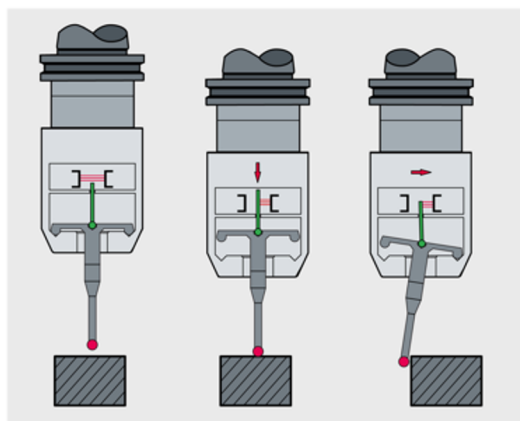
Proměření zhotoveného dílu po dokončení obrábění může sloužit pro získání výstupních dat o finálním stavu výrobku nebo jako zdroj dat pro další korekce.

Měření přímo na stroji má několik výhod. Není nutné odepínání obrobku, jeho manipulace a opětovné upínání do obráběcího stroje, to představuje poměrně velkou část k celkovému času výroby. Je prováděno měřicím systémem, který je součástí stroje. Je to rychlá kontrola geometrie a tolerancí výrobku. [15]

Měření na souřadnicovém měřicím stroji je asi nejvíce obvyklý způsob finální kontroly. V případě výrobní série může být například kontrolován první díl a pak namátkově další díly. Umožňuje komplexní proměření výrobku a bývá také přesnější. Limitem může být velikost měřeného dílu. [15]

6 Kontaktní měření obrobku dotykovými sondami

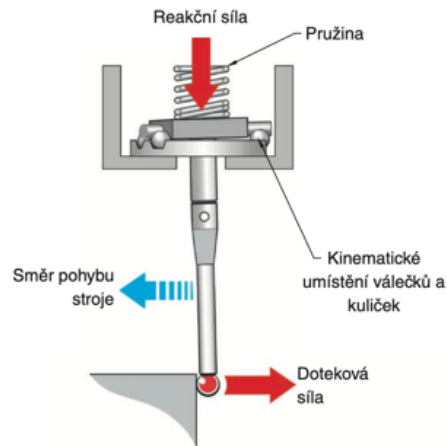
Pro kontaktní měření a kontrolu obrobků na obráběcích strojích jsou nejčastěji využívány dotykové sondy. Ty fungují na principu dotyku s povrchem obrobku. V okamžiku kontaktu sondy s povrchem obrobku je do řídicího systému přenesena informace o aktuální poloze sondy, a tedy bod kontaktu (jeho souřadnice) je tímto způsobem zaznamenán. [16]



Obrázek 16 – Dotyková sonda polohy [17]

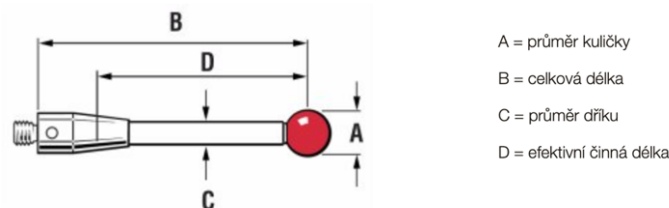
Část sondy, která se při měření dostává do kontaktu s povrchem obrobku se nazývá dotykový hrot. Ten je zakončen kuličkou z odolného materiálu – například wolfram karbidu, aby docházelo k co nejmenšímu opotřebení kuličky. Dotykový hrot je v těle sondy kinematicky uložen a stlačován pružinou. Tento mechanismus umožňuje vychýlení dotykového hrotu při kontaktu s obrobkem. Celé uložení tvoří elektrický obvod a v případě vychýlení hrotu dojde

ke změně elektrického odporu. Tímto způsobem je pak přenesen signál do řídicího systému stroje. Pro správnou funkci sondy a pro zajištění přesných výsledků měření je důležitá tuhost konstrukce sondy a také to, s jakou přesností se po vychýlení navrací dotykový hrot do své původní polohy. Upnutí sondy je možné realizovat více způsoby a má také nemalý vliv na přesnost měření. Běžně se sondy mohou upínat za kuželovou stopku stejně jako řezné nástroje. [16]



Obrázek 17 – Princip sondy [16]

Například společnost Renishaw nabízí několik různých provedení měřících dotykových sond. Ty se liší parametry podle vhodnosti jejich použití v provozu, podle druhu a také velikosti obráběcího stroje. Liší se také druh přenosu signálu, který může být optický, rádiový nebo kabelový. Nevýhodou optického přenosu signálu může být nepřímá viditelnost mezi přijímačem a sondou. Podle kombinace parametrů sondy dosahují opakovatelnosti v rozmezí od 0,25 do 2 μm . Největší přesnost měření je možné dosáhnout se sondami, které mají v konstrukci uložení dotykového hrotu zabudované tenzometry. [16] Přesnost měření také ovlivňuje rychlost posuvu sondy v prostoru a délka dotyku. [18]



Obrázek 18 – Dotyk [19]

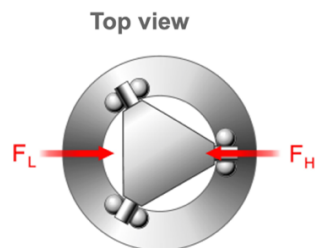
Pro přesné výsledky mohou sondy vyžadovat kalibraci, a to třeba i před každým měřením – podle způsobu jejich použití. Ke kalibraci je možné využít příslušenství nabízené výrobcem sond, ale i vlastní řešení. Jedná se nejčastěji o přesně vyrobený předmět, u kterého je známá jeho geometrie a poloha. Předmět je vhodně umístěn na stroji a po najetí sondy na tento předmět dochází ke kalibraci systému. [18] Kromě společnosti Renishaw měřící sondy vyrábí také

Heidenhain, BLUM a další výrobci. Systém je doplněn o příslušný software, který vyhodnocuje výsledky měření sondy.

6.1 Chyby při měření sondou

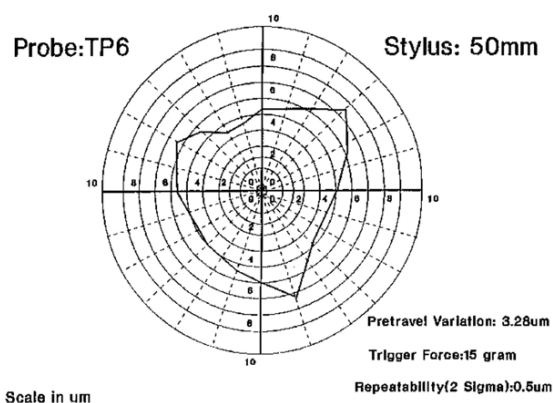
V souvislosti s dotykovými sondami se někdy poukazuje na jejich limity při měření. Zejména sondy kinematické mohou někdy vykazovat „pre-travel effect“. Jednoduše je to stav, kdy sonda tzv. „přejede“ měřený bod, protože při zaznamenání polohy došlo k malému zpoždění. Toto zpoždění vzniká například elastickým ohybem dotyku při kontaktu s měřeným povrchem. To, s jakým zpožděním je vygenerován signál závisí na délce a tuhosti dotyku. [20]

Dalším faktorem ovlivňující měřicí výkon sondy je tzv. „Pre-travel variation“ neboli „lobing“ nebo také „trojúhelníková charakteristika“. Tento jev vzniká díky kinematickému uložení sondy. Síla, která je potřebná k vygenerování signálu, je závislá na tom, jak je sonda orientovaná vůči měřenému objektu. Na následujícím obrázku je znázorněn pohled na uložení dotyku v sondě. Pokud by sonda najížděla k objektu zleva, dojde ke generování signálu dříve než z opačné strany – síla F_L je menší než F_H . [20]



Obrázek 19 – Uložení dotyku [20]

Jelikož je sonda uložena ve 3 bodech, potom při měření objektu kolem dokola vznikají 3 oblasti, kde je zapotřebí větší síly k sepnutí sondy – pre-travel effect je tedy výraznější. Typický výsledek tohoto efektu je zřejmý z následujícího obrázku. [20]



Obrázek 20 – Trojúhelníková charakteristika [20]

Repeatability – opakovatelnost – „Schopnost sondy dosahovat pokaždé stejné hodnoty při opakovaném najetí do stejného bodu.“ [20]

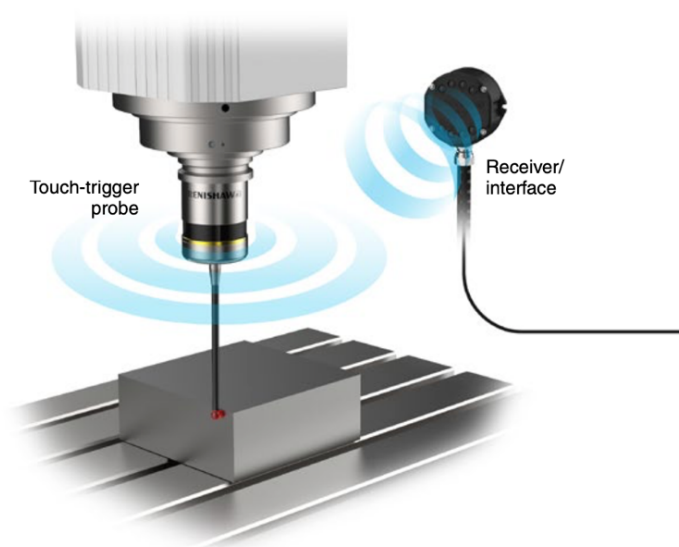
Větší síla bude zapotřebí také v případě orientace sondy, kdy je dotyk kolmo k měřené ploše. Výrobci sond se snaží pre-travel effect co nejvíce eliminovat. Jev je možné kompenzovat kalibrací sondy. [20]

6.2 Přenos signálu

U přenosu signálu jde o to, jakým způsobem bude informace ze sondy přenesena do řídicího systému. Na výběr jsou běžně tři možné druhy přenosu signálu. Každý může být na základě svých vlastností vhodný pro jinou aplikaci. Druh přenosu hraje roli při výběru sondy, protože sonda musí být pro konkrétní přenos signálu určena.

Optický systém přenosu signálu je založen na využití infračervené technologie pro komunikaci s řídicím systémem. Systém se skládá ze sondy, které vysílá optický signál a přijímače. Pro optický přenos je potřeba zajistit přímou viditelnost mezi sondou a přijímačem, což může být nevýhodou. Dosah signálu může být až 9 metrů a pro zaručení přímé viditelnosti může být použito více přijímačů. [16]

Radiový přenos signálu se stejně jako optický skládá ze sondy a přijímače. Tento typ přenosu se použije tam, kde není možné zaručit přímou viditelnost. Dosah signálu je zhruba 15 metrů. Je ale potřeba zajistit ochranu proti rušení signálu z okolí. Přenášena je také informace o stavu baterie. [16]

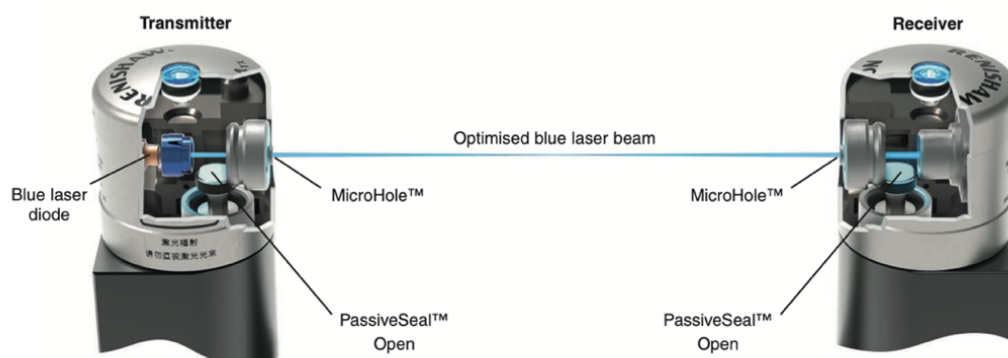


Obrázek 21 – Radiový přenos signálu [16]

Kabelový přenos signálu je nejjednodušší variantou pro přenos a zároveň také nejlevnější. Velkou výhodou je, že skrze připojený kabel je sonda také napájena a není potřeba baterie. Tento způsob je vhodný především tam, kde je sonda permanentně připojena. [16]

7 Bezkontaktní měření

U obráběcích strojů je běžné se setkat i s měřicími systémy, které nevyužívají dotyku. Jejich využití v běžné praxi je výhradně pro kontrolu řezných nástrojů. Nástroje se kontrolují z hlediska poškození nebo opotřebení před obráběcí operací, nebo během ní. Nástroj samozřejmě přímo ovlivňuje výslednou kvalitu a přesnost obrobku. Pokud by měl nástroj jiný rozměr, nebude výsledek odpovídat požadovanému tvaru. [21] [22]



Obrázek 22 – Bezkontaktní měření nástroje [22]

Pro kontrolu nástrojů se používá laserového paprsku. Systém je tvořen laserovým vysílačem a přijímačem. Upnutý nástroj je přiveden do místa, kudy paprsek prochází – tedy mezi vysílač a přijímač. Tím, jak se nástroj přibližuje do prostoru paprsku, ubývá světla, které se dostává do přijímače. Tato informace je zaznamenána a zpracována. Nástroj je přiveden postupně z několika různých směrů. Tímto způsobem je možné velmi přesně kontrolovat geometrii nástroje. Přijímač s vysílačem mohou být od sebe v různé vzdálenosti až do pěti metrů. Na zařízení by se během měření neměly dostávat nečistoty. [23]

Výhodou této metody je především možnost měřit i ty nejmenší nástroje, u kterých by jinak mohlo dojít k poškození za použití dotykové sondy. Zařízení je umístěné v prostoru stroje. Touto metodou lze jednoduchým způsobem ověřit geometrii rotačních nástrojů, jako jsou frézy a vrtáky. Tyto měřicí systémy jsou dostupné od stejných výrobců, kteří se zaměřují na výrobu dotykových sond. Za vhodných podmínek je možné použít pro kontrolu nástrojů také dotykové sondy. [23]

8 Pohyb částí – vedení a posuvy

Pro správné fungování navrhovaného zařízení je potřeba dobře navrhnout pohyb jeho částí po rámu a vůči sobě, což znamená navrhnout vhodný druh pohonu v kombinaci s vedením po kterém se části pohybují. Jelikož se jedná o konstrukci měřicího zařízení nesoucí měřicí sondy, je tedy zásadní zajistit přesnost a stálost pohybů. Jde především o zajištění lineárního a rotačního pohybu. Uvedeno je základní rozdělení nejvíce používaných řešení zajišťujících pohyb jednotlivých částí u obráběcích strojů.

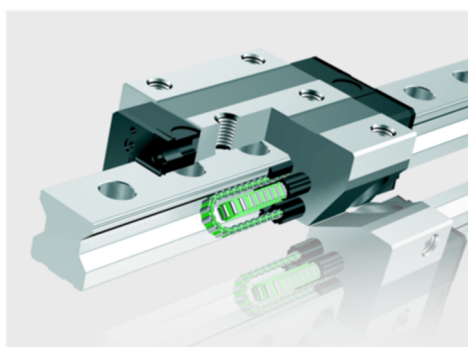
8.1 Vedení u obráběcích strojů

Základní rozdělení vedení využívaných na obráběcích strojích – valivé, hydrostatické, hydrodynamické. Vedení slouží k zajištění přesné geometrické dráhy a pohybu jedné části stroje vůči druhé. Současně také ale přenáší zatížení, proto je od vedení vyžadována velká statická i dynamická tuhost. [24]

Hydrodynamické vedení je vhodné pro velké stroje a velké zatížení. Funguje na principu kapalinného tření, které vzniká mezi součástmi. V průběhu se ale koeficient tření stupňovitě mění – stálý je až při vyšší rychlosti posuvu, kdy se vytvoří konstantní film kapaliny. Důsledkem jsou pak trhavé pohyby při rozběhu. [25]

Hydrostatické vedení má díky stálému přívodu maziva jen velmi nízké tření. Přívod maziva do systému zajišťují čerpadla a kvůli vztlaku se součásti nedotýkají ani za klidu. Protože je ale nutná neustálá cirkulace kapaliny, je tento typ vedení poměrně nákladný na výrobu a provoz. [25]

Valivé vedení umožňuje pohyb součástí s malým třením, které se nemění s rychlostí posuvu, nebo jen velmi málo. Používají se pro velkou přesnost, protože je možné je předepnout. Fungují na principu valivých elementů mezi součástmi – elementy mají tvar kuliček nebo válečků. Mají také dobrou tuhost, ale jsou náchylné na vnikání nečistot. Pro delší posuvy se používají valivá hnízda, ve kterých elementy obíhají. [24]



Obrázek 23 – Lineární vedení [26]

8.2 Posuvy obráběcích strojů

Aby se součásti vůči sobě daly do pohybu je potřeba zvolit vhodný mechanismus a zdroj energie. Kvůli plynulosti chodu a dobrému nastavení polohy se na obráběcích strojích často využívají jako zdroj energie elektromotory. Ty zajistí určité otáčky a točivý moment. Pro lineární posuvy je pak potřeba doplnit mechanismus pro transformaci otáčivého pohybu na přímý.

Mezi takové mechanismy jsou řazeny mimo jiné kluzný šroub s maticí, kuličkový šroub s maticí, šnek a ozubený hřeben nebo pastorek a ozubený hřeben. [27]

Kluzný šroub a matice je mechanismus vhodný pro menší rychlosti posuvů. Funguje tak, že šroub roztáčí matici a ta se lineárně posouvá. Možný je také způsob, kdy rotační i posuvný pohyb koná pouze matice. Ve styku dochází k poměrně velkému tření a opotřebování materiálu, kde tak mohou vznikat nežádoucí vůle. Pro vymezení vůlí se používá svěrná nebo dělená matice. [27]

Kuličkový šroub a matice fungují na stejném principu, ale mezi šroubem a maticí obíhají valivé elementy v podobě kuliček. Díky tomu má systém velice dobrou účinnost a malé opotřebenění. Je možné dobře vymežovat vůle, a to dělenou maticí nebo posunutým stoupáním matice. [24]



Obrázek 24 – Kuličkový šroub, matice [28]

Šnek a ozubený hřeben je mechanismus, kde otáčením šneku dochází k posuvu hřebenu. Nevýhoda může být hodnota torzní tuhosti při delším rozměru šneku nebo hřídele, na kterém je šnek umístěn. Dále také nižší účinnost a oteplování. Převod je mazán, a tak nedochází k velkému opotřebenění. [24]

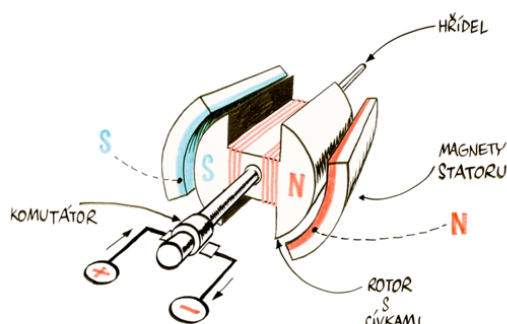
Pastorek a ozubený hřeben není příliš vhodný pro aplikace, kde je vyžadována vysoká přesnost. Krouticí moment z motoru je převeden na posuvný hřeben. Tato kombinace má dobrou účinnost a dovoluje použít menší převody. Pro dosahování vyšších přesností je potřeba zajistit velmi přesnou výrobu. Vůle je možné vymežovat přidáním druhého pastorku. [27]

9 Zdroje energie, hnací členy

Jak je již zmíněno, pro rozpohybování posuvů na zařízeních a obráběcích strojích je potřeba k soustavě připojit vhodný elektromotor, nebo jiný zdroj energie. Posuvy mohou být poháněny například i hydromotory nebo pneumatickými pohony. Vhodnost hnacího členu závisí na aplikaci a druhu pohybu – rotační nebo lineární. Pro měřicí zařízení je žádoucí, aby hnací člen zajišťoval přesnou polohu posuvů, stabilní chod, dostatečnou rychlost a moment nebo sílu. To jsou také základní výstupní parametry hnacího členu – moment a jmenovité otáčky v případě rotačního pohybu, a posuvová rychlost a síla v případě přímočarého členu.

9.1 Elektromotory

Elektromotory převádějí elektrickou energii na mechanickou – pomocí působení elektromagnetických sil je roztáčen rotor motoru. Základní rozdělení elektromotorů je na stejnosměrné DC motory a střídavé AC motory. **Stejnoseměrné** motory jsou poháněny stejnosměrným proudem a mají vinutí na rotoru – komutace je zajištěna mechanicky nebo elektronicky. Stejnoseměrné motory mají dobrou regulaci otáček. [29] [30]



Obrázek 25 – Princip stejnosměrného motoru [31]

Střídavé motory mají vinutí na statoru a rotuje magnet – dělí se na synchronní a asynchronní (indukční) motory. **Asynchronní** jsou typické tím, že se rotor neotáčí přesně s magnetickým polem, což se označuje jako skluz. Regulovatelné asynchronní motory s konstantním výkonem a vysokými otáčkami jsou vhodné na vřetena obráběcích strojů. **Synchronní** pohony jsou vhodné pro posuvové mechanismy obráběcích strojů. Mají dobrý rozsah krouticího momentu, což napomáhá souvislému posuvu. Dosahují vysokých hodnot zrychlení, zastavení a přesného najetí do polohy. [24] [30]

V některých aplikacích je také možné pro lineární posuvy použít **lineárních** elektrických motorů. Jsou to střídavé elektromotory a jejich rotor i stator je rozvinut do délky pojezdové dráhy. Mezi státorem a rotorem je vzduchová mezera. Dosahují dobrých přesností pro polohování, ale generují poměrně velké množství tepla a mohou tak ovlivňovat okolí. [32] [24]

Pokud se jedná o přesnou polohu pohyblivých částí nějakého zařízení, je často jako hnací člen sestavy použit **servomotor** nebo **krokový motor**. Je to speciální druh motorů, jejichž použití je vhodné například i v robotice pro pohyby robotické ruky a podobných aplikacích, kde hraje přesnost velkou roli. [33]

9.2 Servomotory

Servomotory jsou pohony, které umožňují přesnou regulaci otáček, zrychlení nebo polohy. Pro servomotory mohou být použity různé druhy elektromotorů, zásadní je ale možnost regulace, které je docíleno příslušnými snímači a regulační technikou. Snímače kontrolují skutečnou polohu rotoru a neustále jí porovnávají. Pomocí zpětnovazebné smyčky dochází k okamžité regulaci pohonu. [34]

9.3 Krokový motor

Krokový motor je synchronní typ elektromotoru s odlišnou konstrukcí. Krokové motory mají velký počet pólů. Při průchodu proudu dochází k impulsům na různých pólech a tímto způsobem je polohován rotor. Chod není dokonale plynulý, protože rotor je natáčen po krocích, tedy pootáčen po malých úhlech. Do kolika různých poloh může být motor natáčen záleží na konstrukci krokového motoru – počet kroků je omezený, ale jejich počet zaručuje velikou přesnost polohování. Tento typ motorů má také omezenou rychlost otáček a kroutící moment. K nastavování polohy není potřeba další zařízení nebo regulace. [24] [35]

10 Specifikace zadání

Jak je již uvedeno v úvodu této práce, zadání pro řešený úkol pochází od společnosti Škoda Machine Tool. V této kapitole je zadání upřesněno a jsou uvedena potřebná data a hodnoty.

Úkolem je vypracovat konstrukční řešení autonomního systému měření obrobků, který je určený pro multifunkční soustruh S200MT. Navrhované měřicí zařízení má zajistit měření průměru obrobku a musí umožnit také měření obvodového házení. Měřicí systém má být umístěn na věži soustruhu, která je pohyblivá podél obrobku. Možné připojovací body systému k věži soustruhu a rozměry věže jsou poskytnuty od zadavatele.

Základní technická data od zadavatele:

- Určeno pro multifunkční soustruh S200MT
- Způsob měření – Kontaktní
- Zařízení musí umožnit měření házení obrobku
- Měření probíhá v automatickém cyklu, výsledky předány do řídicího systému

Tabulka 1 – Zadané parametry od zadavatele

Parametr	Hodnota
Maximální měřený průměr	1 600 [mm]
Maximální průměr obrobku	2 800 [mm]
Přesnost měření	0,02 [mm]
Šířka měřené mezery mezi disky rotoru	60 [mm]
Hloubka mezery mezi disky (radiální)	300 [mm]
Vzdálenost čelní plocha věže – osa obrobku (vodorovně)	2340 [mm]
Horní plocha frézovací věže – osa obrobku (svisle)	1 374 [mm]

11 Specifikace požadavků

V této kapitole je dále rozvedeno zadání, vyjasnění problému a uvedena další data a specifikace důležité pro návrh zařízení.

Navrhovaný technický systém musí především mechanicky zajistit to, aby bylo možné kontrolovat obrobek po celé jeho délce v různých řezech tak, aby při tom nedošlo ke kolizi s obrobkem v jiných místech nebo s jinými částmi stroje. Současně musí být navrhnout tak, aby měření proběhlo vždy v přesně dané poloze a umožnit tak přesnost a opakovatelnost naměřených hodnot.

Předpokládá se koncept kontroly průměru obrobku, které probíhá pomocí kontaktního měření, a to ve dvou protilehlých bodech na povrchu obrobku. Zadání a provedená řešení měřících zařízení naznačují, že kontaktní měření je běžnou a používanou metodou pro podobné aplikace. Zejména se využívají dotykové obrobkové sondy. Naměřená hodnota průměru je dána přímo rozdílem souřadnic mezi zjištěnými body dotyku. Navrhnuté řešení musí také umožnit kontrolu obvodového házení obráběného kusu.

Výsledky tohoto měření jsou zpracovány informačním systémem a předány do řídicího systému obráběcího stroje. Řídicí systém zajišťuje automatické řízení měřícího systému. Systém by měl být plně automatický a neměl by vyžadovat obsluhu.

Dále by návrh systému měl zohledňovat a umožnit:

Tabulka 2 – Požadavky na měřící zařízení

Požadavky na funkce a vlastnosti měřícího zařízení	
Základní funkce	
Nejmenší teoretický měřený průměr obrobku	0 mm
Délka obrobku	10 m
Užití prvků umožňující automatické řízení	
Zamezení nežádoucímu pohybu částí	
Hmotnost s ohledem na funkci	
Další funkce	
Kalibrace zařízení	
Nízká doba měřícího procesu	Bez limitu
Provoz	
Doba provozu	5000 hodin
Frekvence použití	2x za hodinu

Výroba a montáž	
Charakter výroby – kusová	
Nízká náročnost výroby	
Snadná možnost údržby a oprav	
Manipulaci zařízení při montáži	
Prostředí	
Rozsah provozních teplot	+5 až +40 °C
Charakter prostředí – třískové obrábění	nečisté
Omezení prostoru	650 mm nad plochu věže
	305 mm do boku věže
Parkovací poloha	1100 mm od čela věže
Ostatní	
Uspokojivý design	
Ekonomická výhodnost	
Bezpečnost vzhledem k okolí	
Bezpečnost vůči člověku	

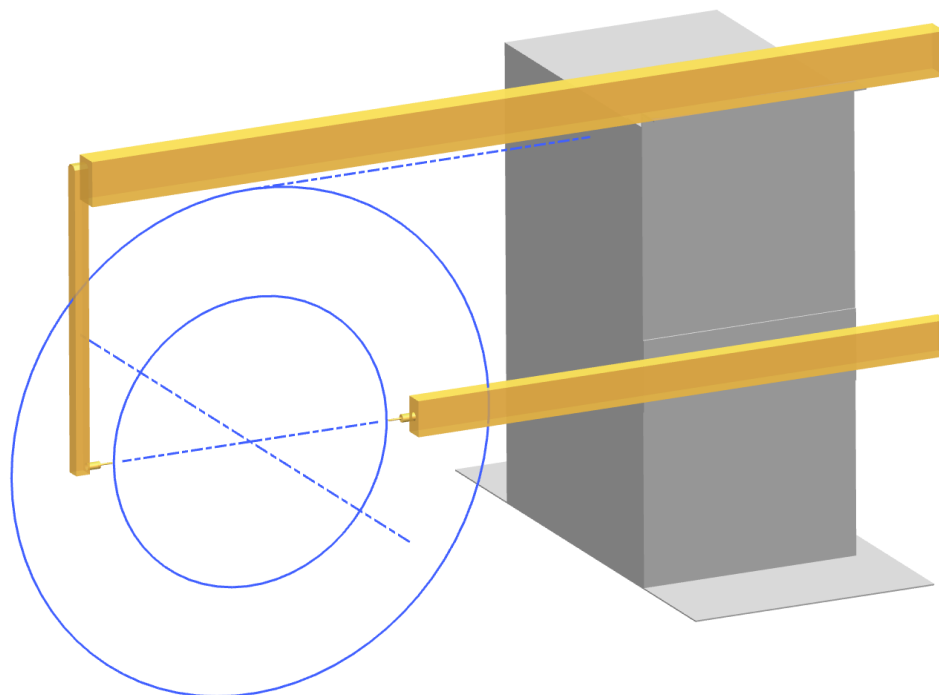
12 Koncept zařízení

Umístění a připojení zařízení

Věž může sloužit jako nosná část pro měřicí systém. Pro implementaci zařízení na soustruh je připojení na věž výhodné z několika důvodů. Je to součást soustruhu, která má již přidělený svůj zástavbový prostor, pohybuje se podél obrobku po přesné dráze a je řízená systémem stroje. Ve věži je umístěno frézovací vřeteno pro obráběcí operace a najetí věže do požadované polohy v ose Z je velmi přesné. V případě alternativního umístění měřícího zařízení by bylo nutné tyto prvky zajistit a doplnit vodící plochy a pohony pro automatický posuv podél obrobku.

Základní koncept zařízení

Základem jsou 2 obrobkové sondy, které jsou vhodným způsobem připojeny na nosné části. Zajištění pohybu nosných částí tak, aby s vysokou přesností dopravily obě sondy na požadované body a následně zpět do polohy, ve které setrvávají po čas, kdy neprobíhá měření.



Obrázek 26 – Základní koncept

S ohledem na konkurencí používané způsoby řešení měřících zařízení na obráběcích strojích a s ohledem na stanovené požadavky je zvolen základní koncept zařízení. První sonda je dopravena k měřicímu místu pomocí horní nosné části konstrukce, která je lineárně posuvná po věži soustruhu ve směru osy X stroje. Ta nese rameno se samotnou sondou na jeho konci. Rameno je použito z důvodu vyhnutí sondy s obrobkem při výsuvu horní traverzy. Druhou sondu dopravuje k místu měření spodní výsuvná traverza. Modré kružnice na obrázku znázorňují maximální měřený průměr válcové plochy obrobku (vnitřní kružnice) a maximální průměr obrobku na stroji, kterému se musí zařízení vyhnout při manipulaci se sondou. Žlutě označená části zařízení jsou zobrazeny v poloze pro měření největšího měřeného průměru.

Kromě zvoleného konceptu byly uvažovány také další způsoby pohybu částí se sondami. Jednou z možností bylo uvažováno použití pouze horní výsuvné části, která by nesla dvě ramena se sondami. To by ušetřilo značnou část použitého materiálu na zařízení a zástavbový prostor. Mělo by to ale za následek zvýšené zatížení horní nosné části, které by negativně ovlivnilo snahu o dosahování přesného měření. Naopak se předpokládá, že spodní část se sondou bude efektivnější pro měření obrobku, jelikož se vysouvá přímo proti obrobku a kontaktu dosáhne rychleji. Bude tak moci být využita pro měření házení, které je kontrolováno pouze jednou sondou.

12.1 Funkční celky

V následující tabulce je souhrn funkčních celků navrhovaného zařízení, které zajišťují pohyb jeho hlavních částí. Tabulka slouží jako rozvaha nad základním konceptem a kinematikou zařízení, a jako identifikace hlavních funkčních celků. Jsou zde uvedeny příklady možných způsobů řešení.

Tabulka 3 – Hlavní funkční celky zařízení, možnosti řešení

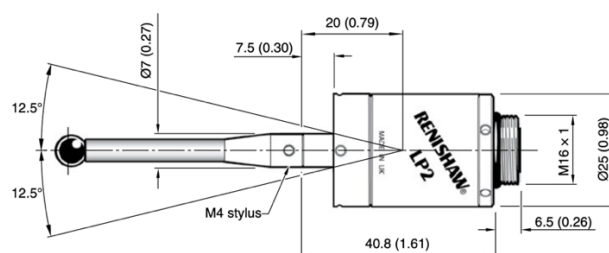
Hlavní funkční celky		Možné způsoby řešení			
		1	2	3	4
Výsuvné traverzy	Připojení na věž	Šrouby	Svary		
	Vedení	Valivé	Kluzné	Hydrodynamické	Hydrostatické
	Posuvový mechanismus	Pastorek, hřeben	Kuličkový šroub	Ozubený řemen	Přímý pohon
	Hnací člen	Lineární motor	Rotační motor	Hydraulický	Pneumatický
Rameno, sonda	Druh pohybu	Lineární posuv		Rotace	
	Vedení	Valivá ložiska	Kluzné	Valivá ložiska	Kluzné
	Posuvový mechanismus	Pastorek, hřeben	Kuličkový šroub, matice	Přímý pohon	S převodem

Této tabulky je dále využito při sestavení variant řešení.

13 Výběr sondy

Společnost Renishaw nabízí širokou škálu dotkových sond pro obráběcí stroje. Na stránkách výrobce je možné použít konfigurátor a získat základní doporučení pro výběr správné sondy. Výběr je rozdělen podle druhu stroje a jeho velikosti.

S ohledem na specifikace a požadované vlastnosti je zvolena sonda LP2H bez přídavného modulu. Tato sonda je zvolena kvůli své jednoduchosti a kompaktním rozměrům. Sonda umožňuje snadné připojení a nabízí možnost přenosu signálu kabelem.



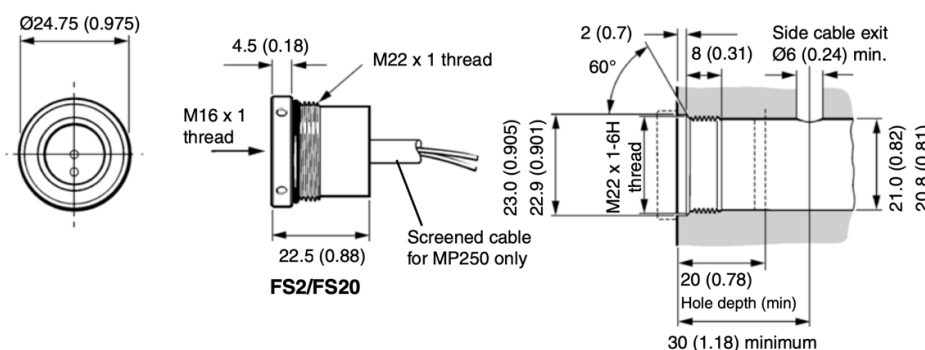
Obrázek 27 – Rozměry sondy LP2(H) [16]

Rozměry sondy LP2 a LP2H jsou identické. Rozdíly jsou v možnosti použití delšího dotyku v případě sondy LP2H, která vyžaduje také větší sílu pro vychýlení dotyku a má vyšší odolnost proti vibracím. Sonda LP2 má větší opakovatelnou přesnost.

Variants		LP2 / LP2DD	LP2H / LP2HDD		
Principal application		Workpiece inspection and job set-up on all sizes of lathes, machining centres and CNC grinders.			
Transmission type		Hard-wired or in conjunction with optical, or radio transceiver modules			
Compatible interfaces	Hard-wired	HSI, MI 8-4, FS1i or FS2i			
	Optical	OMI-2 or OSI / OMM-2			
	Radio	RMI or RMI-Q			
Recommended styli		50 mm (1.97 in) to 100 mm (3.94 in) Stylus material depends on application.	50 mm (1.97 in) to 150 mm (5.91 in) Stylus material depends on application.		
Weight		65 g (2.29 oz)			
Sense directions		±X, ±Y, +Z			
Unidirectional repeatability		1.00 µm (40 µin) 2σ (see note 1)		2.00 µm (80 µin) 2σ (see note 1)	
Stylus trigger force (see notes 2 and 3)					
XY low force		0.50 N, 51 gf (1.80 ozf)		2.00 N, 204 gf (7.19 ozf)	
XY high force		0.90 N, 92 gf (3.24 ozf)		4.00 N, 408 gf (14.39 ozf)	
+Z direction		5.85 N, 597 gf (21.04 ozf)		30.00 N, 3059 gf (107.91 ozf)	
Stylus overtravel limits		LP2	LP2DD	LP2H	LP2HDD
±X / ±Y		14.87 mm (0.55 in) ±12.5°	19.06 mm (0.73 in) ±15°	14.87 mm (0.55 in) ±12.5°	19.06 mm (0.73 in) ±15°
Z		6.5 mm (0.26 in) 4.5 mm (0.18 in) when fitted with swarf deflector		5.0 mm (0.20 in) 4.5 mm (0.18 in) when fitted with swarf deflector	
Mounting		M16 thread, for LPE extension bars and adaptors.			
Sealing		IPX8 (EN/IEC 60529)			
Operating temperature		+5 °C to +55 °C (+41 °F to +131 °F)			

Obrázek 28 – Tabulka parametrů sondy [16]

Pro připojení sondy ke kabelu je potřeba použít adaptér, pomocí kterého je také sonda připojena k zařízení. Pro sondu LP2H možné použít adaptér s kabelem FS2 s následujícími rozměry.



Obrázek 29 – Rozměry adaptéru FS2 [16]

14 Varianty návrhu pohybových mechanismů

14.1 Posuv traverzy

Dle zvoleného konceptu zařízení je navržen způsob, jakým se traverza bude pohybovat. Traverzu je potřeba vhodným způsobem připevnit k věži soustruhu a zajistit stálý a přesný

výsuv. V návrhu jsou nejprve stanoveny vstupní hodnoty. Dále jsou srovnány možné varianty provedení. Pro zvolenou variantu jsou navrženy jednotlivé komponenty a ověřeny výpočty.

14.1.1 Vstupní parametry

Tabulka 4 – Základní požadované a stanovené hodnoty

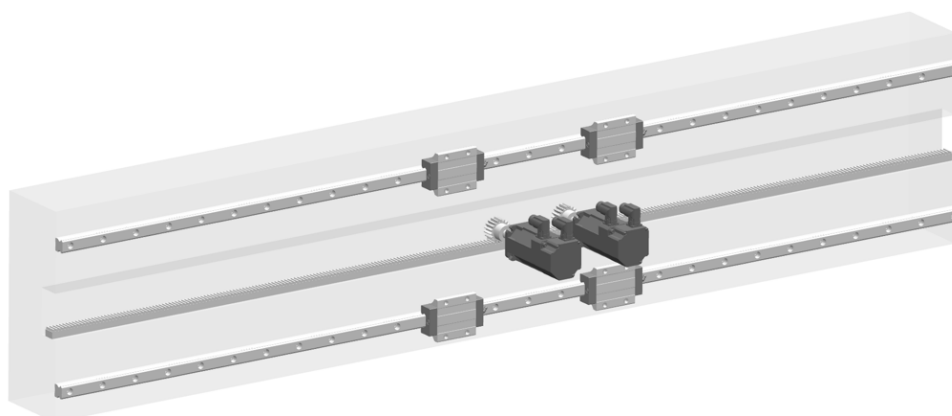
Parametr	Hodnota
Rychlost výsuvu	$v = 5000$ [mm/min]
Zrychlení	$a = 1$ [m/s]
Životnost	$L_h = 5000$ [h]
Délka výsuvu (horní traverza)	$l_v = 3250$ [mm]
Přesouvaná hmotnost (horní traverza)	$m = 975$ [kg]

14.1.2 Varianty řešení

Pro vysouvání traverzy je navrženo několik možných variant, jak dosáhnout požadovaného a kontrolovaného pohybu traverzy vůči věži. Návrh řešení obsahuje kombinaci vedení, hnacího členu a posuvového mechanismu. Jednotlivé varianty jsou navrženy dle nejvíce používaných způsobů pro lineární pohyb na obráběcích strojích nebo u podobných aplikacích. Varianty jsou následně mezi sebou porovnány. Každá varianta je doplněna schématickým obrázkem.

Varianta A

Vedení traverzy podél věže je zajištěno vodíci lištami a vodíci pojezdy. Lišty jsou připevněny k traverze pomocí šroubů a stejným způsobem jsou připevněny k věži pojezdy s valivými elementy. Pohon je tvořen regulačním motorem a posuvový mechanismus tvoří pastorek a ozubený hřeben. Hřeben je připevněn k traverze a motor k věži. V tomto případě jsou navrženy dva motory se dvěma pastorky pro vymezení vůlí v ozubení.



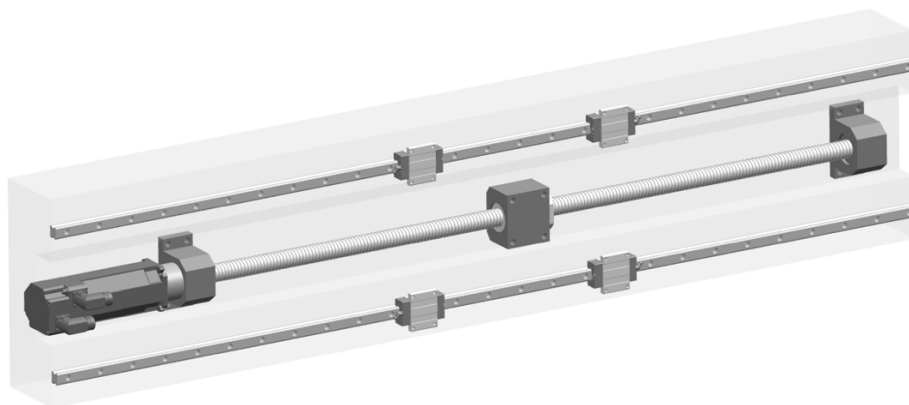
Obrázek 30 – Pohon výsuvu – Varianta A

Kombinace ozubeného hřebenu a pastorky je jednoduchý způsob, jak přeměnit rotační pohyb na lineární. Tento způsob zajišťuje dobrou rychlost posuvu, vysokou tuhost a také se jeho

vlastnosti nemění s narůstající délkou hřebenu. Řešení je nákladné v případě přesné výroby. Nevýhodou je o něco nižší účinnost a vyšší opotřebení, zvláště v případě předepnutí druhým pastorkem.

Varianta B

Vedení u druhé varianty je zajištěno stejným způsobem – za použití valivého vedení s obíhajícími elementy v pojezdech. Posuvový mechanismus je v tomto případě kuličkový šroub, který je uložen do valivých ložisek a připevněn k traverze. Šroub je motorem (též umístěn na traverze) roztáčen a dochází k posuvu matice, která je upevněna na věž.

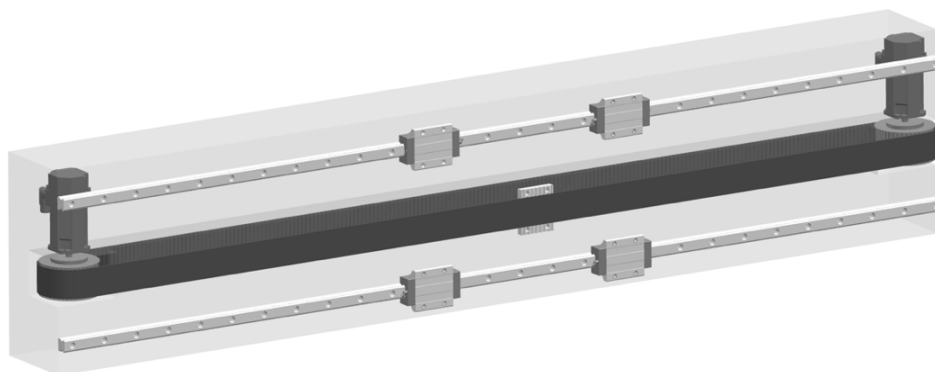


Obrázek 31 – Pohon výsuvu – Varianta B

Kuličkový šroub zajišťuje díky svému převodu vysokou hodnotu axiální síly. Tento způsob umožňuje přesné a opakovatelné najetí do požadované polohy, má dobrou účinnost a přijatelné náklady. Nevýhodou je nižší tuhost šroubu při velké délce.

Varianta C

Vysouvání traverzy je v tomto případě řešeno pomocí ozubeného řemenu. Ozubený řemen je umístěn i s hnacím členem na traverze. Na řemenu je umístěna svěrná deska, které je připojena k věži. I u třetí varianty je vedení navrženo stejným způsobem jako u předchozích dvou.



Obrázek 32 – Pohon výsuvu – Varianta C

Řešení posuvu pomocí řemene zaručuje vysokou rychlost posuvu a nízkou cenu. Další výhody jsou dobrá účinnost a tlumení rázů. Řemen má ale nízkou tuhost a přesnost. Jelikož musí být řemen napínán, časem dochází k jeho natahování a dalším ztrátám přesnosti.

14.1.3 Vyhodnocení

Dle vlastností jednotlivých variant a s ohledem na funkci zařízení je vybrán nejvhodnější způsob řešení. Vlastnosti jsou zhodnoceny v následující tabulce. Tabulka srovnává varianty podle určených kritérií. Současně je do hodnocení zahrnuta důležitost jednotlivých kritérií, která je vyjádřena koeficientem v závorce. Pro každé kritérium jsou variantám přiřazeny hodnoty 1 až 5 vyjadřující vhodnost použití – 5 je nejvhodnější. Hodnoty jsou mezi sebou vynásobeny (přepočet) a sečteny.

Tabulka 5 – Hodnocení variant řešení výsuvu traverzy

Hodnotící kritéria a jejich důležitost	Hodnocené varianty		
	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Rychlost (0,2)	4	3	5
Přepočet	0,8	0,6	1
Rozměry (0,3)	4	4	3
Přepočet	1,2	1,2	0,9
Přesnost (0,4)	2	4	1
Přepočet	0,8	1,6	0,4
Síla (0,2)	4	3	2
Přepočet	0,8	0,6	0,4
Délka (0,2)	5	3	2
Přepočet	1	0,6	0,4
Náklady (0,3)	2	4	5
Přepočet	0,6	1,2	1,5
Životnost (0,3)	3	3	2
Přepočet	0,9	0,9	0,6
Součet	6,1	6,7	5,2

Jak vyplývá z tabulky, je zvolena varianta B, která výsuv řeší pomocí kuličkového šroubu. Protože je především vhodná z hlediska přesnosti, rozměrů a nákladů – což jsou důležité parametry, dosahuje nevyššího bodového hodnocení.

14.2 Pohyb ramene na horní traverze

Dalším celkem pro návrh je pohyb, který je nutné zajistit pro vyhnutí sondy s obrobkem. Rameno je umístěno na konci horní výsuvné traverzy. Nejprve jsou stanoveny vstupní hodnoty, poté způsob řešení samotného pohybu ramene pomocí návrhu a hodnocení variant. Výsledná varianta je v další fázi návrhu zpracována a ověřena výpočty.

14.2.1 Vstupní parametry

Tabulka 6 – Základní hodnoty pro návrh variant

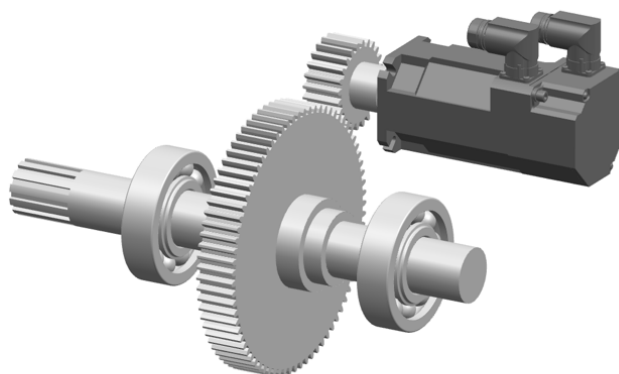
Parametr	Hodnota
Rychlost otáčení	$\omega = 2$ [ot/min]
Úhel otáčení	$\varphi = 90$ [°]
Životnost	$L_h = 5000$ [h]
Přesouvaná hmotnost	$m = 35$ [kg]

14.2.2 Varianty řešení

Pro řešení pohybu ramene se sondou je navrženo několik možných variant. Pohyb je možné řešit lineárním posuvem ramena po traverze nebo jeho rotací. Způsoby provedení obsahují tři možnosti řešení pomocí rotace a jednu možnost pomocí posuvu. Návrh variant řeší druh pohybu, vedení, hnací člen a způsob převodu na výstupní člen. Všechny varianty jsou doplněny schématickým obrázkem a následně porovnány mezi sebou.

Varianta A

U první varianty je rameno připojeno na hřídel, která je uložena do valivých ložisek. Moment je z hřídele přenášen na rameno a tím dochází k rotačnímu pohybu. Hřídel je roztáčena elektromotorem přes čelní ozubené soukolí s přímými zuby. U variant s rotačním pohybem ramena je potřeba umožnit jeho svislou polohu pro měření a vodorovnou (rameno otočeno o 90°), která je dostačující pro vyhnutí s obrobkem.

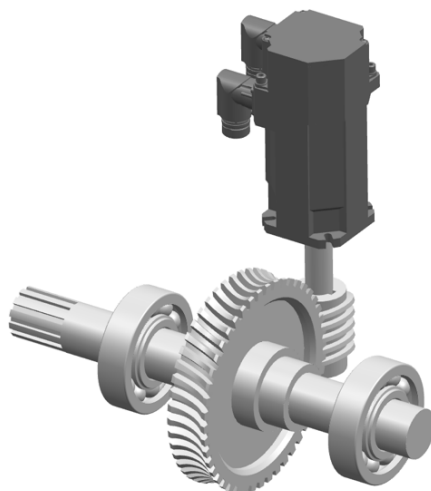


Obrázek 33 – Pohon ramene – Varianta A

Soukolí s čelním ozubením je vhodné použít z hlediska dobré účinnosti a spolehlivosti. Ve srovnání s jinými typy ozubených převodů je také snadné na výrobu a není nákladné. Pro dosažení požadovaného převodu může být limitující prostor. Při vyšších rychlostech může být převod hlučný.

Varianta B

Rotační pohyb ramene opět vychází od hřídele, ke které je připojeno. Hřídel je uložena do rotačních valivých ložisek. Motor je zdrojem kroutícího momentu a otáček, které jsou na hřídel převedeny pomocí šnekového soukolí.

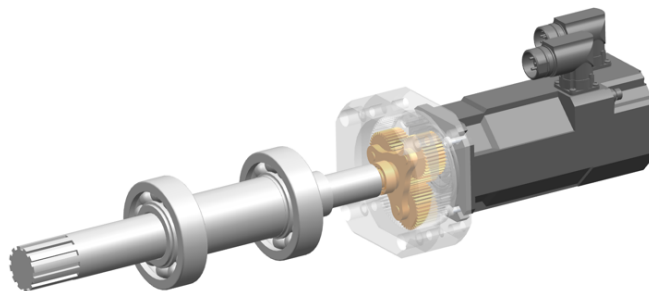


Obrázek 34 – Pohon ramene – Varianta B

Převod pomocí šneku a kola nabízí poměrně vysoký převodový poměr a plynulý chod. Jeho nevýhody jsou menší účinnost a cena. Šnekový převod také může produkovat více tepla.

Varianta C

Poslední varianta, která řeší pohyb ramene rotací, obsahuje regulační motor, který je připojen k planetové převodovce. Přes převodovku jsou otáčky a moment převedeny na rotující hřídel, uloženou do ložisek, a následně na rameno se sondou.

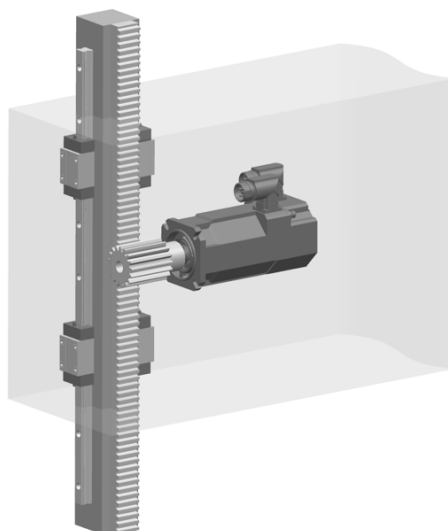


Obrázek 35 – Pohon ramene – Varianta C

Planetový převod se skládá z více komponent a je tak o něco složitější a dražší na výrobu oproti předchozím typům ozubených převodů. Zajišťuje ale dobrý převodový poměr a stálý chod. Planetovou převodovku je možná umístit přímo do osy rotace hřídele.

Varianta D

U této varianty je pohyb ramene se sondou, na rozdíl od předchozích variant, řešen pomocí svislého posuvu ramene. Na rameni je upevněn ozubený hřeben. Vzájemný pohyb mezi ramenem a traverzou zajišťuje lineární valivé vedení.



Obrázek 36 – Pohon ramene – Varianta D

Kolejnice vedení je upevněna na rameni a pojezdy jsou upevněny na traverzu. Elektromotor s pastorkem uvádí rameno do pohybu. Celý mechanismus je umístěn na konci uvnitř traverzy. Tento způsob řešení by měl také za následek jiné, vyšší nároky na celkový prostor zařízení. Při plném vysunutí ramene směrem vzhůru by rameno zasahovalo do prostoru více než metr a půl nad samotnou traverzou.

14.2.3 Vyhodnocení

Stejně jako v předchozí kapitole návrhu pohybu traverzy, jsou zde navržené varianty srovnány podle určených kritérií a je zvolena nevhodnější varianta pro pohyb ramena. Tabulka opět obsahuje hodnocení vhodnosti varianty a zároveň stanovenou důležitost příslušného kritéria. Důležitým parametrem jsou v tomto případě rozměry, jelikož mechanismus je umístěn uvnitř traverzy. Pro každé kritérium jsou variantám přiřazeny hodnoty 1 až 5 vyjadřující vhodnost varianty. Hodnoty vhodnosti varianty a důležitosti parametru jsou vynásobeny (přepočet) a sečteny do celkového hodnocení varianty.

Tabulka 7 – Hodnocení variant řešení pohybu ramene

Hodnotící kritéria a jejich důležitost	Hodnocené varianty			
	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta D
Rozměry (0,6)	1	2	5	3
Přepočet	0,6	1,2	3	1,8
Účinnost (0,2)	5	3	5	4
Přepočet	1	0,6	1	0,8
Náklady (0,3)	5	3	4	3
Přepočet	1,5	0,9	1,2	0,9
Životnost (0,2)	3	2	3	3
Přepočet	0,6	0,4	0,6	0,6
Součet	3,7	3,1	5,8	4,1

Z tabulky plyne, že nejvhodnější varianta pro řešení otáčení ramena je Varianta C. Ta řeší otáčení pomocí napojení pohonu přímo za mechanismus ve stejné ose. Tato varianta je nejvhodnější především z hlediska rozměrů, a tak dosahuje nevyššího bodového hodnocení.

15 Konstrukční návrh pohybových mechanismů a jejich částí

15.1 Návrh posuvu horní traverzy

15.1.1 Výpočet zátěžných sil

Pro návrh šroubu a dalších částí výsuvu traverzy je nejprve potřeba určit, kde a jak působí síly na mechanismus – stanovit sílu v axiálním směru, která působí na šroub a reakce na vedení traverzy. Pro tento účel je vytvořeno schéma, kde jsou znázorněny působící síly a relevantní rozměry. Na základě schématu je sestaven výpočet transformace sil a jejich momentů do počátku souřadnic, který slouží ke stanovení reakcí ve vedení. Výpočet zohledňuje výsuv traverzy a otáčení ramene. Vstupní data pro výpočet jsou získána ze zadání nebo 3D modelu.

Hodnoty použité pro následující výpočet jsou pro stav, kdy je traverza maximálně vysunuta a rameno je ve vodorovné poloze. Na konci výpočtu jsou také výsledky pro další důležitý stav z hlediska návrhu.

Rozměry vedení a konstrukce

$L_y = 1810 \text{ mm}$	$L_x = 310 \text{ mm}$...	vzdálenosti pojezdů vedení
$\Delta y = 600 \text{ mm}$...	zdvih (0 = největší měřený průměr)
$y_{tr} = 820 \text{ mm}$...	vzdálenosti sil k počátku souřadnic

$$y_r = y_{tr} + 2670 = 3490 \text{ mm}$$

$$x_s = -1760 \text{ mm}$$

$$a_r = 540 \text{ mm}$$

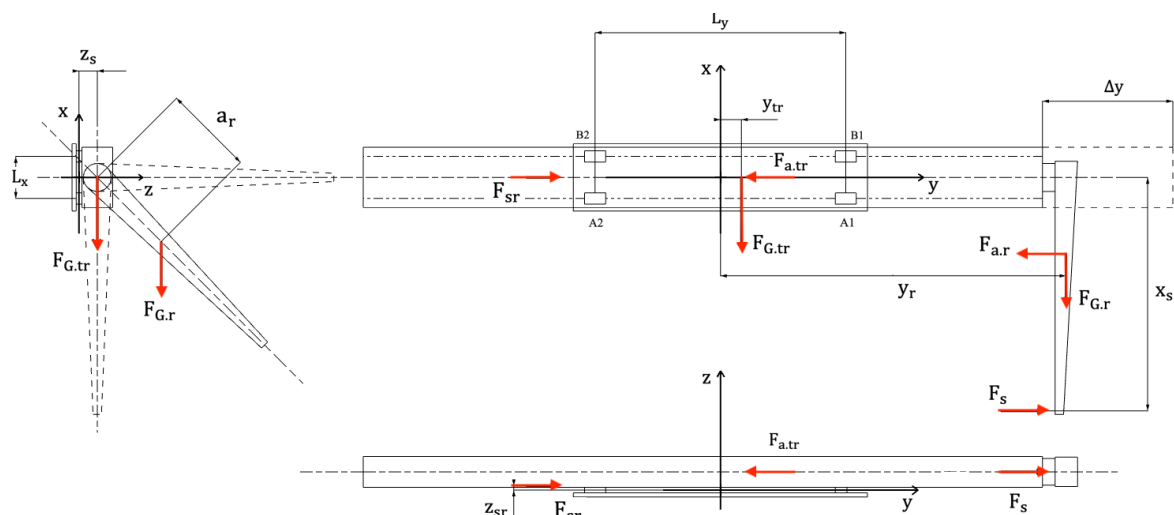
$$z_s = 120 \text{ mm}$$

$$z_{sr} = 15 \text{ mm}$$

$$\varphi = 90^\circ$$

... souřadnice pohonu

... 90° - vodorovně, 0° - svisle



Obrázek 37 – Schéma pro výpočet zátěžných sil

Zatížení

$$F_{G.tr} = 9564,5 \text{ N}$$

... tíhová síla od traverzy

$$F_{G.r} = 598,4 \text{ N}$$

... tíhová síla od ramene

$$F_s = 0 \text{ N}$$

... síla od stlačení sondy

$$F_{a.tr} = 975 \text{ N}$$

... setrvačná síla od traverzy

$$F_{a.r} = 61 \text{ N}$$

... setrvačná síla od ramene

Souřadnice působících sil

$$y_1 = y_{tr} + \Delta y = 1,42 \text{ m}$$

$$z_1 = z_s = 0,12 \text{ m}$$

$$y_2 = y_r + \Delta y = 4,09 \text{ m}$$

$$z_2 = z_s + \sin(\varphi) \cdot a_r = 0,66 \text{ m}$$

$$x_3 = x_s = -1,76 \text{ m}$$

$$z_3 = y_r + \Delta y = 4,09 \text{ m}$$

$$z_4 = z_s = 0,12 \text{ m}$$

$$z_5 = z_s + \sin(\varphi) \cdot a_r = 0,66 \text{ m}$$

$$x_5 = -a_r + \sin(\varphi) \cdot a_r = 0 \text{ m}$$

Vektory sil a vzdáleností k počátku souřadnic

$$F_1 = \begin{bmatrix} -F_{G.tr} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -9,565 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_2 = \begin{bmatrix} -F_{G.r} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -598,4 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ F_s \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ -F_{a.tr} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -975 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_5 = \begin{bmatrix} 0 \\ -F_{a.r} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -61 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_{sr0} = \begin{bmatrix} 0 \\ -(F_s - F_{a.tr} - F_{a.r}) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1036 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$r_1 = [0 \quad y_1 \quad z_1]$$

$$r_2 = [0 \quad y_2 \quad z_2]$$

$$r_3 = [x_3 \quad 0 \quad z_3]$$

$$r_1 = [0 \quad 1,42 \quad 0,12] \text{ m}$$

$$r_2 = [0 \quad 4,09 \quad 0,66] \text{ m}$$

$$r_3 = [-1,76 \quad 0 \quad 4,09] \text{ m}$$

$$r_5 = [0 \quad 0 \quad z_{sr}]$$

$$r_4 = [0 \quad 0 \quad z_4]$$

$$r_5 = [x_5 \quad 0 \quad z_5]$$

$$r_5 = [0 \quad 0 \quad 0,015] \text{ m}$$

$$r_4 = [0 \quad 0 \quad 0,12] \text{ m}$$

$$r_5 = [0 \quad 0 \quad 0,66] \text{ m}$$

Vektory sil a momentů v počátku souřadnic X, Y, Z

$$F_c = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_{sr0}$$

$$F_c^T = [-10,163 \quad 0 \quad 0] \text{ kN}$$

$$M_1 = r_1^T \times F_1$$

$$M_2 = r_2^T \times F_2$$

$$M_3 = r_3^T \times F_3$$

$$M_4 = r_4^T \times F_4$$

$$M_5 = r_5^T \times F_5 \quad M_s = r_s^T \times F_{sr0}$$

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 + M_s$$

$$M_c^T = [141,72 \quad -1.543 \cdot 10^3 \quad 1.603 \cdot 10^4] Nm$$

Složky vektorů

$$F_x = F_{c1} = -1,016 \cdot 10^4 N$$

$$F_y = F_{c2} = 0 N$$

$$F_z = F_{c3} = 0 N$$

$$M_x = M_{c1} = 141,72 Nm$$

$$M_y = M_{c2} = -1,543 kNm$$

$$M_z = M_{c3} = 16,029 kNm$$

Rozmístění a počet valivých ložisek

$$n = 2 \quad \dots \quad \text{počet ložisek na jedné dráze}$$

$$n_d = 2 \quad \dots \quad \text{počet drah}$$

$$n_d = n \cdot n_d = 4 \quad \dots \quad \text{celkový počet ložisek}$$

Složky reakce na pojezdy ve směru Z

$$F_{A1z} = \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_y} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} = -2,449 kN$$

$$F_{A2z} = \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_y} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} = -2,527 kN$$

$$F_{A1z} = \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_y} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} = 2,527 kN$$

$$F_{A1z} = \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_y} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} = 2,449 kN$$

Složky reakcí na pojezdy ve směru X

$$F_{A1x} = \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_z}{n_d} \cdot \frac{1}{L_y} = -6,969 \text{ kN}$$

$$F_{A1x} = \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_z}{n_d} \cdot \frac{1}{L_y} = 1,887 \text{ kN}$$

$$F_{B1x} = F_{A1x}$$

$$F_{B2x} = F_{A2x}$$

Celkové reakce na pojezdy

$$F_{A1} = |F_{A1x}| + |F_{A1z}| = 9,418 \text{ kN}$$

$$F_{A2} = |F_{A2x}| + |F_{A2z}| = 4,415 \text{ kN}$$

$$F_{B1} = |F_{B1x}| + |F_{B1z}| = 9,496 \text{ kN}$$

$$F_{B2} = |F_{B2x}| + |F_{B2z}| = 4,336 \text{ kN}$$

Pomocí tohoto výpočtu byly v programu Mathcad porovnány jednotlivé stavy, kde jsou očekávány nejméně příznivé hodnoty axiální síly na šroub a reakce na ložiskové pojezdy. Nejvíce relevantní pro další výpočty posuvového mechanismu je stav, pro který je výše uvedený výpočet vyčíslený – traverza maximálně vysunutá a rameno ve vodorovné poloze (dosahuje nejvyšších hodnot reakcí ve vedení). Dále je pro návrh relevantní stav, kde je traverza vysunutá na největší měřený průměr se svisle sklopeným ramenem a působící silou od sondy (dosahuje téměř stejné hodnoty axiální síly na šroub; v kapitole návrhu vedení jsou pro tento stav dále použity vypočtené složky reakcí pro stanovení deformace vedení – udává hodnotu posunutí traverzy v místě sondy na největším měřeném průměru). Výsledky výpočtu celkových reakcí na pojezdy pro druhý stav jsou uvedeny v následující tabulce, další výsledky složek reakcí na pojezdy pouze ve směru X jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 8 – Celkové reakce na pojezdy – Stav 2

F_{A1} [N]	F_{A2} [N]	F_{B1} [N]	F_{B2} [N]
7 244	2 166	7 247	2 163

Porovnání axiální síly pro dva stavy

Jelikož se traverza vysouvá směrem k obrobku a pojezdy vedení jsou umístěny na věži, mění se poloha těžiště přesouvané hmoty vůči pojezdům a zároveň tedy síla odporu ve vedení. Pro stanovení maximální axiální síly jsou proto kontrolovány dva stavy – již popsané v předchozím odstavci. První stav je rozjezd traverzy při jejím maximálním vysunutí (působí síly odporu ve vedení a setrvačné síly). Druhý stav nastává, když traverza zároveň překonává sílu stlačení sondy na největším měřeném průměru obrobku.

$$F_{max1} = F_{t1} + F_a$$

$$F_{max2} = F_{t2} + F_a + F_s$$

F_{max1}	...	maximální axiální síla pro stav 1 [N]
F_{max2}	...	maximální axiální síla pro stav 2 [N]
$F_{t1,2}$...	síla odporu ve vedení pro stav 1 a 2 [N]
F_a	...	setrvačná síla [N]
F_s	...	síla pro stlačení sondy [N]

Pro zřejmé srovnání a stanovení maximální síly na šroub jsou v následující tabulce shrnuty výsledky výpočtu z Mathcad a vyčísleny hodnoty axiální síly pro oba stavy. Z tabulky je vidět, že dle výpočtu je axiální síla na šroub větší pro první stav o 14 N.

Síla odporu ve vedení F_t je stanovena pomocí součinitele tření valivého odporu $f = 0,005$.

$$F_t = F_{ek} \cdot f$$

Výsledné hodnoty axiálního zatížení

Tabulka 9 – Výsledné hodnoty výpočtů pro zatížení šroubu

	F_{max} [N]	F_t [N]	F_{ek} [N]	F_s [N]	Δy [mm]	φ [°]	m_{celk} [kg]
Stav 1	1 174	138	27 665	-	600	90	975
Stav 2	1 160	94	18 820	30	0	0	975

F_{ek}	...	celková reakce ve vedení [N]
Δy	...	výsuv traverzy [mm]
φ	...	úhel natočení ramene [°]
m_{celk}	...	hmotnost traverzy [kg]

15.1.2 Návrh a kontrola kuličkového šroubu

Tabulka 10 – Vstupní hodnoty pro výpočty kuličkového šroubu

Parametr	Hodnota
Rychlost výsuvu	$v = 5\,000$ [mm/min]
Zrychlení	$a = 1$ [m/s]
Životnost	$L_h = 5\,000$ [h]
Vzdálenost mezi ložisky šroubu	$l = 3\,250$ [mm]
Přesouvaná hmotnost	$m = 950$ [kg]
Vzdálenost mezi pojezdy vedení a těžištěm traverzy	$h = 130$ [mm]
Rozteč kolejnic vedení	$c = 300$ [mm]
Součinitel tření valivého odporu	$f = 0,005$
Síla stlačení sondy	$F_s = 30$ [N]

Pozn.: Hodnoty parametrů jsou stanoveny z modelu, od konzultanta z firmy nebo dle katalogů.

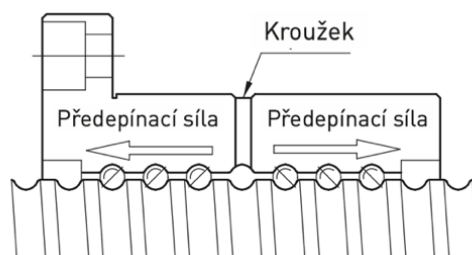
Pro návrh kuličkového šroubu a matice jsou zvoleny produkty od firmy HIWIN a při postupu návrhu je přihlíženo k doporučením výrobce, které jsou uvedené v katalogu pro kuličkové šrouby – [36].

Šrouby jsou rozděleny podle opracování, přesnosti, průměrů a stoupání závitu.

Provedení	Třída přesnosti (max. úchylnost stoupání v_{300p} na 300 mm)	Rozsah průměrů	Rozsah stoupání
Válcované	T 5 (0.023 / 300 mm) T 7 (0.052 / 300 mm)	8 - 63 mm	2.5 - 40 mm
Okružované	P 5 (0.023 / 300 mm) P 7 (0.052 / 300 mm)	16 - 80 mm	5 - 20 mm

Obrázek 38 – Typy kuličkových šroubů HIWIN [36]

Pro návrh je zvolen přesný okružovaný šroub – třída přesnosti P5 – pro polohovací aplikace. Maximální závitová délka je 5500 mm. Umožňuje použití předepnuté matice – při návrhu se uvažuje nulová vůle.



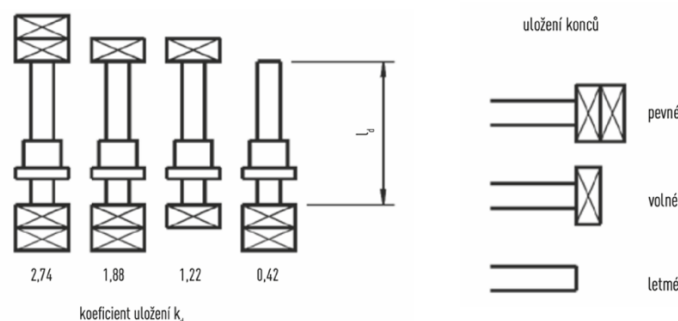
Obrázek 39 – Předepnutá matice s přírubou [36]

Stanovení otáček šroubu a volba stoupání závitu. Z možností 5, 10, 20 mm je zvoleno stoupání 10 mm.

$$n = \frac{v}{s} = \frac{5000}{10} = 500 [1/min]$$

n	...	otáčky [1/min]
v	...	rychlost [mm/min]
s	...	stoupání [mm]

Způsob uložení konců kuličkového šroubu, spolu s průměrem a délkou, hraje roli při stanovení kritických otáček šroubu. To jsou otáčky, při kterých by šroub dosahoval svojí rezonanční frekvence. Aby taková situace nenastala, jsou maximální otáčky šroubu stanoveny na 80% hodnoty kritických otáček.



Obrázek 40 – Způsob uložení šroubu [36]

Je zvoleno pevné uložení na obou koncích kuličkového šroubu. To znamená, že oba konce šroubu budou v místě ložisek zajištěny proti axiálnímu pohybu.

Ze vzorce pro kritické otáčky je vypočítán nejmenší možný **průměr šroubu**.

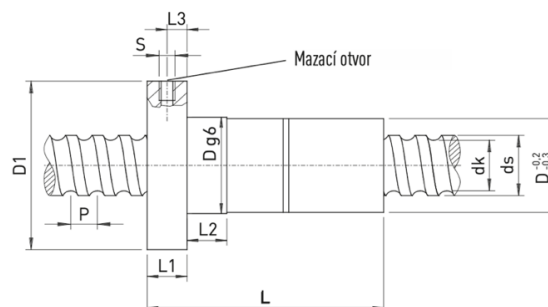
$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l^2} \cdot 10^8$$

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8$$

Po úpravě

$$d_k = \frac{l^2 \cdot n_{max}}{k_d \cdot 10^8 \cdot 0,8} = \frac{3000^2 \cdot 500}{2,74 \cdot 10^8 \cdot 0,8} = 20,529 \text{ mm}$$

d_k	...	kritický průměr hřídele [mm]
n_k	...	kritické otáčky [1/min]
n_{max}	...	maximální otáčky [1/min]
k_d	...	koeficient uložení
l	...	vzdálenost mezi ložisky [mm]



Obrázek 41 – Kuličkový šroub, matice – rozměry [36]

Na základě vypočtené hodnoty je zvolen šroub se jmenovitým průměrem 32 ($d_k = 27,8$ mm). Tomu odpovídá také průměr zvolené matice.

Tabulka 11 – Zvolený šroub [36]

Označení	d_s [mm]	S [mm]	d_k [mm]	C_{dyn} [N]	C_0 [N]
DDB3210-R-4EF	32	10	27,8	40 900	63 200

Kontrola vzpěrné tuhosti je výpočet kritické axiální síly F_k tak, aby nedošlo k deformaci šroubu vlivem axiálního zatížení. Maximální dovolená axiální síla na šroub F_{kmax} může být nejvíce 50% síly F_k .

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l^2} \cdot 10^5 = 4,06 \cdot \frac{27,8^4}{3000^2} \cdot 10^5 = 26\,944 \text{ [N]}$$

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 26\,944 \cdot 0,5 = 13\,472 \text{ [N]}$$

$$(F_{kmax} > F_{max}) \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

F_k	...	maximální teoretická dovolená axiální síla [N]
F_{kmax}	...	maximální provozní axiální síla [N]
k_k	...	koeficient závislosti na uložení (4,06 pro pevné na obou konících)
d_k	...	průměr hřídele [mm]
l	...	nepodepřená délka hřídele [mm]

Kontrola životnosti kuličkového šroubu v provozních hodinách

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{max}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left(\frac{40900}{1174} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \cdot 60} = 1\,408 \cdot 10^3 \text{ [h]}$$

L_h	...	životnost [h]
C_{dyn}	...	dynamická únosnost [N]
F_{max}	...	zatížení [N]
n	...	otáčky [1/min]

Přestože je pro tento výpočet konzervativně použita maximální síla, výsledná životnost šroubu řádově přesahuje požadovanou hodnotu. Je to především díky vysoké únosnosti zvoleného šroubu, která je dána průměrem a stoupáním závitu. Minimální hodnoty těchto parametrů šroubu jsou ale podmíněny předchozími výpočty návrhu.

15.1.3 Návrh pohonu kuličkového šroubu

Dimenzování hnacího členu je posouzeno z hlediska statického a dynamického. Výsledkem návrhu je zjištění kroutícího momentu pro obě tato hlediska. Při návrhu jsou použity vztahy dle literatury. [37] Podle zjištěných hodnot je vybrán vhodný hnací člen. Motor je zvolen z online katalogu od společnosti Siemens. Hodnoty stanovené výpočtem ze statického hlediska napomohou určit jmenovitý moment na motoru pro pohyb traverzy při ustálených otáčkách. Naopak dynamické hledisko udává moment pro část cyklu, ve kterém je potřeba překonat setrvačné síly jednotlivých členů. [38] Návrh předpokládá vodorovné vedení a přímé připojení pohonu.

Tabulka 12 – Vstupní parametry a hodnoty pro výpočty hnacího členu

Parametr	Hodnota
Rychlost výsuvu	$v = 5\,000$ [mm/min]
Zrychlení	$a = 1$ [m/s]
Životnost	$L_h = 5\,000$ [h]
Délka šroubu	$l_s = 3\,250$ [mm]
Přesouvaná hmotnost	$m = 975$ [kg]
Síla stlačení sondy	$F_s = 0$ [N]
Síla odporu ve vedení	$F_t = 138$ [N]
Stoupání závitu	$s = 10$ [mm]
Průměr hřídele pod ložiskem	$d_L = 25$ [mm]
Průměr kuličkového šroubu	$D_s = 32$ [mm]
Součinitel tření v matici	$f_3 = 0,005$
Účinnost valivého vedení	$\eta_V = 0,98$
Účinnost oboustranného uložení	$\eta_L = 0,92$
Účinnost kuličkového šroubu	$\eta_{Sr} = 0,88$

Statické hledisko

Výpočet statického hlediska zohledňuje moment k překonání odporu ve vedení, třecí síly v ložisku, moment od předepnutí matice a jednotlivé účinnosti.

$$M_{Scetk} = \frac{M_F + M_L + M_{KSM}}{\eta_V \cdot \eta_L \cdot \eta_{Sr}}$$

M_{Scelk} ...	hnací moment ze statického hlediska [Nm]
M_F ...	moment od akčních sil a sil k překonání odporu ve vedení [Nm]
M_L ...	moment od třecích sil v ložisku [Nm]
M_{KSM} ...	moment od předepnutí matice kuličkového šroubu [Nm]

Moment od akčních sil a sil k překonání odporu ve vedení

$$M_F = \frac{(F_s + F_t) \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{(0 + 138) \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = 0,22 \text{ [Nm]}$$

Moment od třecích sil v ložisku

$$M_L = 0,5 \cdot (F_s + F_t) \cdot d_L \cdot f_3 = 0,5 \cdot (0 + 138) \cdot 0,02 \cdot 0,003 = 0,005 \text{ [Nm]}$$

Moment od předepnutí matice šroubu

$$M_{KSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_{sr}^2) + 0,5 \cdot (F_s + F_t) \cdot d_s \cdot f_3$$

$$M_{KSM} = \frac{2863 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,88^2) + 0,5 \cdot (0 + 138) \cdot 0,032 \cdot 0,003 = 1,035 \text{ [Nm]}$$

F_P ... předepínací síla dle katalogu 7% dynamické únosnosti šroubu [N]

$$F_P = C_{dyn} \cdot 0,07 = 40\,900 \cdot 0,07 = 2\,863 \text{ [N]}$$

Potřebný hnací moment ze statického hlediska

$$M_{Scelk} = \frac{M_F + M_L + M_{KSM}}{\eta_V \cdot \eta_L \cdot \eta_S} = \frac{0,22 + 0,005 + 1,035}{0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,88} = \mathbf{1,588 \text{ [Nm]}}$$

Dynamické hledisko

Přepočet lineárního zrychlení na úhlové

$$\alpha_s = \alpha_m = \frac{a \cdot \pi \cdot 2}{s} = \frac{1 \cdot \pi \cdot 2}{0,01} = 628,319 \text{ [rad/s}^2\text{]}$$

α_m ... úhlové zrychlení motoru [rad/s²]

Dynamické hledisko zohledňuje výpočet celkového dynamického momentu redukovaného na hřídel motoru v závislosti na momentu k překonání pasivních odporů, momentu od předepnutí šroubu a momentu setrvačnosti posouváných hmot.

$$M_{Dcelk} = J_{hm} \cdot \alpha_m + M_{Fd} + M_{KSMd}$$

M_{Dcelk} ...	hnací moment z dynamického hlediska [Nm]
J_{hm} ...	celkový moment setrvačnosti [kg · m ²]
α_m ...	úhlové zrychlení motoru [rad/s ²]
M_{Fd} ...	moment k překonání odporu ve vedení [Nm]
M_{KSMd} ...	moment od předepnutí kuličkového šroubu [Nm]

Moment od předepnutí v matici

$$M_{KSMd} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_{Sr}^2) + 0,5 \cdot F_t \cdot d_s \cdot f_3$$

$$M_{KSM} = \frac{2\,863 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,88^2) + 0,5 \cdot 138 \cdot 0,032 \cdot 0,003 = 1,035 \text{ [Nm]}$$

Moment k překonání odporu ve vedení

$$M_{Fd} = \frac{F_t \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{138 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = 0,22 \text{ [Nm]}$$

Celkový moment setrvačnosti

$$J_{hm} = J_{mot} + J_s + J_m + J_2$$

J_{mot} ...	moment setrvačnosti motoru [kg · m ²]
J_{rs} ...	moment setrvačnosti šroubu [kg · m ²]
J_2 ...	moment setrvačnosti spojky [kg · m ²]
J_m ...	moment setrvačnosti posuvných hmot [kg · m ²]

Moment setrvačnosti šroubu

$$J_{rs} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l_s \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^4 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7\,850 \cdot 3,25 \cdot \left(\frac{0,032}{2}\right)^4 = 0,002 \text{ [kg · m}^2\text{]}$$

l_s ...	délka šroubu [m]
d_s ...	průměr šroubu [m]

Moment setrvačnosti spojky

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l_2 \cdot \left[\left(\frac{D_2}{2}\right)^4 - \left(\frac{d_2}{2}\right)^4 \right]$$

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7850 \cdot 0,08 \cdot \left[\left(\frac{0,035}{2} \right)^4 - \left(\frac{0,02}{2} \right)^4 \right] = 8,26 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$$

l_2	...	délka spojky [m]
D_2	...	vnější průměr spojky [m]
d_2	...	vnitřní průměr spojky [m]

Redukce posuvných hmot na rotační

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 975 \cdot \left(\frac{0,01}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 0,002 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$$

Stanovení celkového momentu setrvačnosti

$$J_{hm} = J_{mot} + J_{rs} + J_m + J_2$$

$$J_{hm} = 4,81 \cdot 10^{-5} + 0,002 + 0,002 + 8,26 \cdot 10^{-5} = 0,005 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$$

$$J_{mot} \quad \dots \quad \text{moment setrvačnosti motoru} = 4,81 \cdot 10^{-5} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2 \text{]}$$

Potřebný moment z dynamického hlediska

$$M_{Dcelk} = J_{hm} \cdot \alpha_m + M_{Fd} + M_{KSMd}$$

$$M_{Dcelk} = 4,87 \cdot 10^{-3} \cdot 628,3 + 0,22 + 1,035 = 4,376 \text{ [Nm]}$$

Výpočet doby a dráhy rozběhu

Stanovení **minimálního času potřebného** pro rozběh na požadovanou konstantní rychlost posuvu

$$t_r = \frac{J_{hm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot v}{(M_{Dcelk} - M_{KSMd}) \cdot s \cdot \eta_V \cdot \eta_L \cdot \eta_S}$$

$$t_r = \frac{5,12 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,083}{(4,376 - 1,035) \cdot 0,01 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,88} = 0,098 \text{ [s]}$$

t_r	...	čas rozběhu [s]
v	...	rychlost [m/s]
s	...	stoupání šroubu [m]

Stanovení **minimální potřebné dráhy** pro rozběh na požadovanou konstantní rychlost posuvu

$$s_r = \frac{1}{2} \cdot t_r \cdot v = \frac{1}{2} \cdot 0,098 \cdot \frac{5000}{60} = 4,088 \text{ [mm]}$$

t_r	...	čas rozběhu [mm]
v	...	rychlost [mm/s]

Výkon pohonu

Stanovení jmenovitého výkonu motoru

$$P_m = M_{Scelk} \cdot n \cdot \frac{2\pi}{60} = 1,588 \cdot 500 \cdot \frac{2\pi}{60} = 83,15 \text{ [W]}$$

P_m	...	výkon motoru [W]
M_{Scelk}	...	kroučící moment [Nm]
n	...	požadované otáčky [1/min]

Zvolený motor

Pro vypočtené hodnoty potřebných momentů by bylo problematické umístit samotný motor přímo napojený na šroub kvůli jeho rozměrům. Proto je pro pohon šroubu zvolena kombinace motoru a planetového převodu. Parametry pohonu jsou shrnuty v následující tabulce.

Tabulka 13 – Zvolený pohon [39]

Označení motoru	Siemens 1FK21032AG
Označení převodu	NRB060
Data na výstupu pohonu	
Statický moment	$M_s = 3,85 \text{ [Nm]}$
Maximální moment	$M_{\max} = 13 \text{ [Nm]}$
Výkon motoru	$P = 147 \text{ [W]}$
Jmenovité otáčky	$n_r = 500 \text{ [ot/min]}$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{\text{mot}} = 0,481 \text{ [kg} \cdot \text{cm}^2\text{]}$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{1r} = 0,160 \text{ [kg} \cdot \text{cm}^2\text{]}$
Převodový poměr	$i_r = 7$
Účinnost převodu	$\eta_r = 0,97$

Dynamická stabilita

Kontrola poměru momentů setrvačnosti motoru vůči ostatním částem mechanismu, který má vliv na plynulost rozjezdu a brždění.

$$\mu_p = \frac{J_{1p}}{J_{mot}}$$

Převod šroubu z rotačního pohybu na posuvný

$$i_{rs} = \frac{2\pi}{s} = 628,32 [m^{-1}]$$

Celkový převod

$$i_{1s} = i_{1r} \cdot i_{rs}$$

Moment setrvačnosti posuvového mechanismu

$$J_{1p} = J_{1r} + J_{rs} \cdot \frac{1}{i_r^2} + m_s \cdot \frac{1}{i_{1s}^2}$$

$$J_{1p} = 1,6 \cdot 10^{-5} + 0,002 \cdot \frac{1}{7^2} + 975 \cdot \frac{1}{(7 \cdot 628,32)^2} = 1,164 \cdot 10^{-4}$$

J_{1r}	...	moment setrvačnosti převodu [kg · m ²]
J_{rs}	...	moment setrvačnosti šroubu [kg · m ²]
m_s	...	přesouvaná hmota [kg]

Stanovení poměru momentů

$$\mu_p = \frac{J_{1p}}{J_{mot}} = \frac{1,164 \cdot 10^{-4}}{4,81 \cdot 10^{-5}} = 2,42$$

Dynamická stabilita

$$\mu_p = \frac{J_{1p}}{J_{mot}} = 2,33$$

$$\mu_p \leq 3$$

J_{1p}	...	moment setrvačnosti posuvového mechanismu [kg · m ²]
J_{mot}	...	moment setrvačnosti motoru [kg · m ²]

Ověření zrychlující síly

$$F_{sa} \leq 1,5 \cdot (M_s \cdot i_{1s} \cdot \eta_{sr} \cdot \eta_r)$$

Celková redukovaná hmotnost

$$m_{red} = (J_{mot} + J_{1p}) \cdot i_{1s}^2$$

$$m_{red} = (4,81 \cdot 10^{-5} + 1,164 \cdot 10^{-4}) \cdot (7 \cdot 628,32)^2 = 3182 [kg]$$

$$F_{sa} = m_{red} \cdot a = 3182 \cdot 1 = 3182 [N]$$

Porovnání sil

$$F_{sa} \leq 1,5 \cdot (M_s \cdot i_{1s} \cdot \eta_{sr} \cdot \eta_r)$$

$$3182 \leq 1,5 \cdot (1,588 \cdot (7 \cdot 628,32)) \cdot 0,88 \cdot 0,97$$

$$3107 [N] \leq 8942 [N]$$

15.1.4 Návrh a kontrola vedení

Pro lineární vedení traverzy jsou opět zvoleny produkty od společnosti HIWIN. Výběr a postup kontroly je vytvořen dle doporučení z katalogu výrobce. [40]

Jmenovitý rozměr vedení a tím pádem rozměry vodící kolejnice a pojezdů jsou voleny dle doporučení s ohledem na velikost zvoleného kuličkového šroubu. Zvolený šroub má průměr 32 mm – zvolená velikost kolejnice tedy odpovídá 35 mm. Pro vedení traverzy jsou zvoleny valivé pojezdy s válečky z řady RG. Válečkové pojezdy jsou vybrány především pro svoji vysokou tuhost, aby docházelo k co nejmenším deformacím ve vedení.

Tabulka 14 – Zvolené vedení [40]

Označení	RG_35_H
Jmenovitý rozměr	35 [mm]
Statická únosnost	$C_0 = 142\,000 [N]$
Dynamická únosnost	$C_{dyn} = 73\,100 [N]$
Tuhost	$k = 1\,433 [N/\mu m]$

Stanovení počtu a rozložení valivých pojezdů

Pro návrh posuvového mechanismu je uvažováno klasické souměrné rozložení čtyř valivých pojezdů, jak je mimo jiné zřejmé ze schematických obrázků použitých při návrhu a výpočtu v Mathcad. Pokud by kontrola zvolených pojezdů nevycházela, je možné zvolit větší rozměr vedení nebo přidat další valivé pojezdy.

Tabulka 15 – Vstupní parametry pro výpočty vedení

Parametr	Hodnota
Životnost	$L_h = 5\,000 [h]$
Přesouvaná hmotnost	$m = 975 [kg]$
Maximální reakce ve vedení na pojezd A1	$A_1 = 9\,418 [N]$

Maximální reakce ve vedení na pojezd A2	$A_2 = 4\,415$ [N]
Maximální reakce ve vedení na pojezd B1	$B_1 = 9\,496$ [N]
Maximální reakce ve vedení na pojezd B2	$B_2 = 4\,336$ [N]
Složka reakce na pojezd A1 ve směru x (pro $\Delta y = 0$)	$F_{A1X} = -5\,279$ [N]
Složka reakce na pojezd B1 ve směru x (pro $\Delta y = 0$)	$F_{B1X} = -5\,279$ [N]
Složka reakce na pojezd A2 ve směru x (pro $\Delta y = 0$)	$F_{A2X} = 197$ [N]
Složka reakce na pojezd B2 ve směru x (pro $\Delta y = 0$)	$F_{B2X} = 197$ [N]

Pozn.: Složky reakcí ve směru x jsou uvedeny pro $\Delta y = 0$ (odkazuje na výpočet stanovení reakcí ve vedení), protože slouží ke zjištění deformace ve vedení pro tento stav, a pomocí toho je stanovena očekávaná odchylka na konci traverzy na největším měřeném průměru ve svislém směru. Hodnoty zatížení pocházejí z výpočtu v programu Mathcad.

Statická konstrukční bezpečnost

Pojezdy vedení jsou kontrolovány na statickou bezpečnost f_{SL} . To znamená v době, kdy jsou pojezdy v klidu. Výpočet je proveden z důvodu, aby nedošlo k deformaci valivých elementů na určitou nepřijatelnou hodnotu vyjádřenou pomocí statické únosnosti. Bezpečnost závisí na provozních podmínkách (neočekávané rázy, náhlé zvýšení zatížení apod.). Pro normální zatížení bez rázů a při pomalých rychlostech ($v < 15$ m/min), by měl být faktor větší než 1,2.

Statická konstrukční bezpečnost

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P_m} = \frac{142\,000}{9\,418} = 14,95$$

f_{SL}	...	statická konstrukční bezpečnost
C_0	...	statická únosnost [N]
P_m	...	maximální statické zatížení [N] – odpovídá B_1

Stanovení životnosti vedení

Kromě dynamické únosnosti a dynamického zatížení závisí životnost také na teplotě, tvrdosti a způsobu zatěžování. Zmíněné faktory jsou zahrnuty do výpočtu. Životnost pojezdu s válečky je stanovena dle následujícího vzorce.

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_h \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P} \right)^{10/3} \times 100 \text{ km}$$

$$L = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 73\,100}{1,2 \cdot 9\,496} \right)^{10/3} \times 100 = 49\,050 \text{ [km]}$$

L	...	životnost [m]
C_{dyn}	...	dynamická únosnost [N]

f_h	...	faktor tvrdosti (pro zvolenou kolejnici $f_h = 1$)
f_t	...	teplotní faktor (pro daný rozsah teplot $f_t = 1$)
f_w	...	zátěžový faktor (pro normální zátěž do 15 m/min $f_w = 1,2$)
P	...	ekvivalentní dynamické zatížení [N]

Ekvivalentní dynamické zatížení je pro výpočet životnosti stanoveno jako rovné maximálnímu zatížení od reakcí ve vedení. Složka od setrvačných sil je již ve výpočtu zahrnuta.

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \frac{49\,050 \cdot 10^3}{5 \cdot 60} = 163 \cdot 10^3 \text{ [h]}$$

L	...	životnost [m]
v	...	rychlost [m/min]

Životnost vedení vychází výrazně vyšší než požadovaná hodnota. Je to dáno především zvoleným typem vedení s válečky pro vysokou tuhost a kvůli snaze co nejvíce eliminovat deformace ve vedení.

Deformace ve vedení je stanovena pomocí tuhosti pojezdů a zátěžných sil, které na ně působí. V tomto případě je stanovena deformace ve svislém směru X, to vede ke zjištění posunutí na konci traverzy v tomto směru. Posunutí a deformace v místě pojezdů je počítána pro stav, kdy je traverza v poloze měření největšího průměru. Deformace je stanovena pomocí modelu paralelně zapojených pružin a translační tuhosti vedení.

$$\delta = \frac{F_x}{k}$$

$$F_{x1} = F_{A1x} + F_{B1x} = -10\,557 \text{ [N]}$$

$$F_{x2} = F_{A2x} + F_{B2x} = 394 \text{ [N]}$$

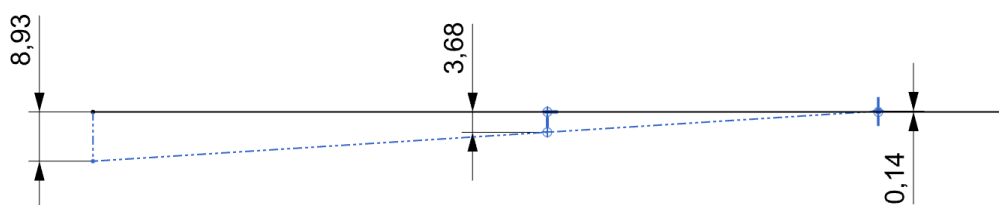
$$k = k_1 + k_1 = 2 \cdot 1344 = 2688 \text{ [N/}\mu\text{m]}$$

$$\delta_1 = \frac{F_{x1}}{k} = \frac{-10\,557}{2688} = -3,684 \text{ [}\mu\text{m]}$$

$$\delta_2 = \frac{F_{x2}}{k} = \frac{394}{2688} = 0,138 \text{ [}\mu\text{m]}$$

δ_1	...	deformace v místě předních pojezdů [μm]
δ_2	...	deformace v místě zadních pojezdů [μm]
F_x	...	reakce v pojezdech ve směru x [N]
k	...	tuhost pojezdu [N/ μm]

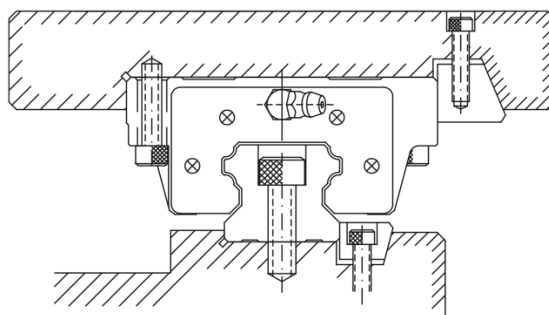
Dle těchto výpočtů lze soudit, že posunutí na konci traverzy (v místě sondy), které vzniká od deformací ve vedení, bude při měření maximálně $8,93 \mu\text{m}$. Jestli je tato hodnota přijatelná, je posouzeno dále v práci v kontextu hodnot dalších deformací konstrukce.



Obrázek 42 – Posunutí na konci traverzy

Montáž vedení

Pro dosažení dobré přesnosti vedení je vhodné, aby byl povrch součástí správně připraven pro montáž. To znamená zajistit geometrickou přesnost plochy pro pojezdy i kolejnice a dále například použití referenčních hran a přitlačných lišt tak, jak je naznačeno na následujícím obrázku. To napomáhá snadnějšímu přesnému usazení a zamezuje případnému pohybu pojezdů nebo kolejníc pod velkým zatížením.



Obrázek 43 – Montáž přitlačnými lištami

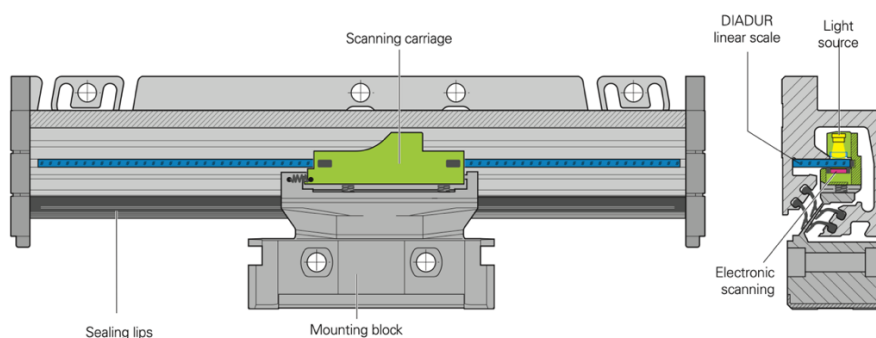
15.1.5 Přesná pozice výsuvu traverzy

Přesnost výsuvu traverzy se sondou má přímou vazbu na přesnost měření. Je tedy nutné zajistit její dostatečně přesnou polohu. Jak už je zmíněno v přehledu pohybových mechanismů u obráběcích strojů, současně s kuličkovým šroubem se často používá odměřovací systém. Odměrování může být přímé nebo nepřímé. Nepřímé odměřování může vycházet od hnacího členu – servomotoru. Protože součástí servomotorů je poměrně přesné odměřování polohy – též zmíněno v přehledu hnacích členů. U nepřímého odměřování ale hrají roli další faktory, jako je třeba přesnost kuličkového šroubu, s jakou je vyrobený a který může mít značné odchylky, zejména s rostoucí délkou. Proto je v některých případech vhodné použít přímého odměřování pomocí přídavného zařízení pro lineární odměřování polohy.



Obrázek 44 – Lineární odměřování [41]

Stejně jako v případě obrobkových sond, jsou tato měřidla běžně dostupná především od firmy Renishaw nebo Heidenhain. Vlastnosti odměřovacího systému se u obou výrobců téměř neliší. Společnost Renishaw nabízí lineární odměřování s menší maximální délkou než Heidenhain, který má také na výběr z více druhů pro různé aplikace číslicově řízených strojů.

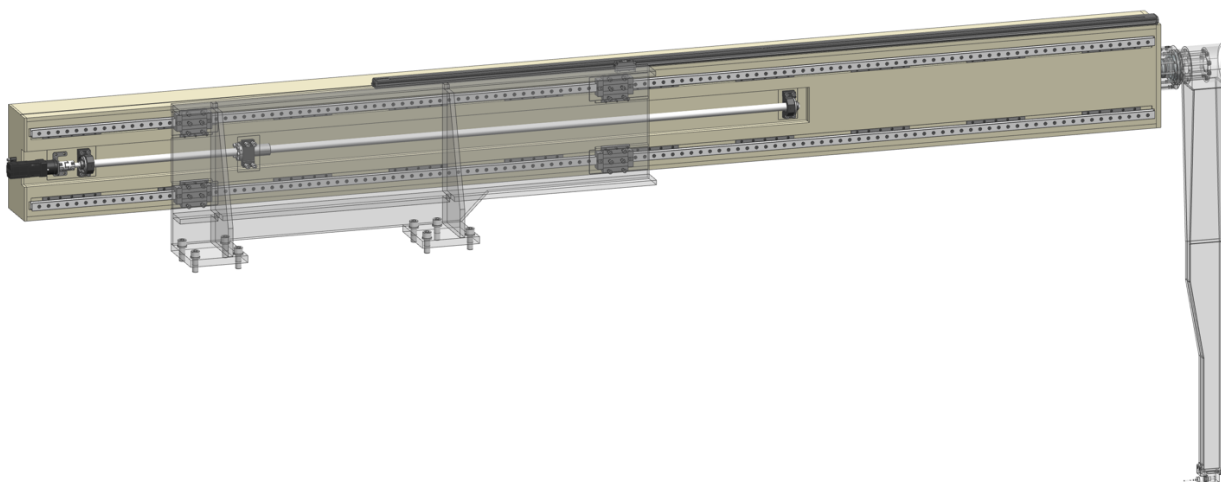


Obrázek 45 – Lineární odměřování – princip funkce [41]

Tyto systémy jsou uzavřené a do určité míry chráněné proti vlivům okolí. Fungují na optickém principu. Jedna část systému obsahuje velmi přesné pravítko a druhá část je skenovací, a v podstatě nepřetržitě čte aktuální polohu – při absolutním odměřování. Při inkrementálním odměřování zjišťuje změnu polohy. Tyto systémy měří se standardní přesností $\pm 5 \mu\text{m}$. [42]

Je také nutné před montáží vhodně připravit povrch pro instalaci a použít správné geometrické tolerance například dle doporučení výrobce. [41]

15.1.6 Model horní traverzy a posuvového mechanismu

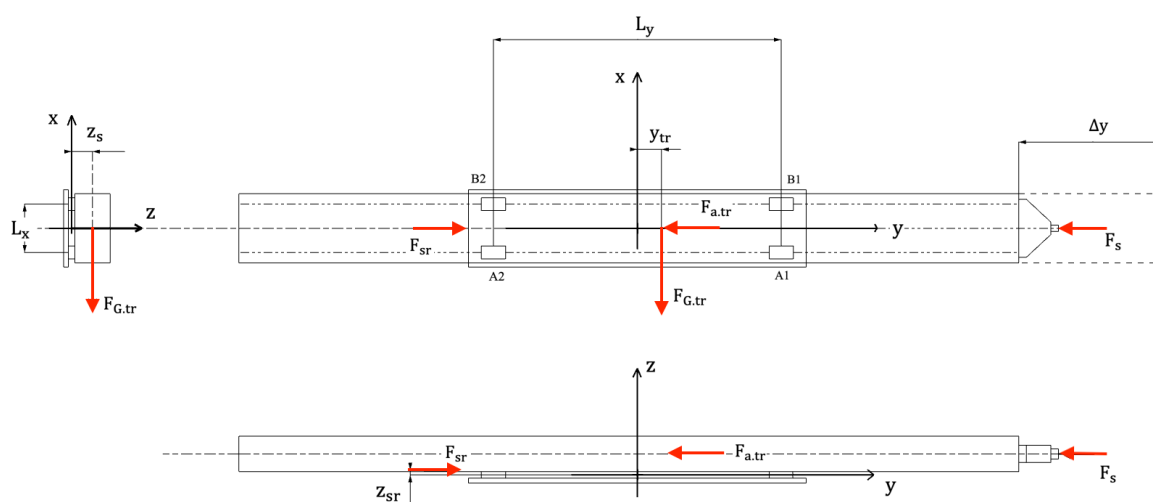


Obrázek 46 – Model navržené horní traverzy a posuvového mechanismu

15.2 Návrh posuvu spodní traverzy

Posuvový mechanismus spodní traverzy je navržen stejným způsobem jako pro horní traverzu. Proto se postupy návrhu v jednotlivých krocích v podstatě shodují. Z toho důvodu je v této kapitole především zmíněna volba jednotlivých komponent posuvového mechanismu a uvedeny všechny výsledky jeho ověření. Celý postup návrhu s výpočty je možné prohlédnout v příloze.

Hlavní rozdíl návrhu mezi spodní a horní traverzou je ten, že spodní traverza má na svém konci pevně připojenou sondu ve stálé pozici. Nenese otočné rameno. Toto je zahrnuto hned na začátku návrhu do výpočtu zátěžních sil na mechanismus. Schémata i působící síly se pro výpočet tedy liší. Na následující obrázku je schéma pro výpočet mechanismu spodní traverzy.



Obrázek 47 – Schéma pro výpočet zátěžných sil spodní traverzy

Shrnutí základních vstupních hodnot pro výpočet mechanismu

Tabulka 16 – Základní požadované a stanovené hodnoty

Parametr	Hodnota
Rychlost výsuvu	$v = 5\,000$ [mm/min]
Zrychlení	$a = 1$ [m/s]
Životnost	$L_h = 5\,000$ [h]
Délka výsuvu	$l_v = 2\,350$ [mm]
Přesouvaná hmotnost	$m = 680$ [kg]

Tabulka výsledků výpočtu zátěžných sil z programu Mathcad

Tabulka 17 – Vstupní parametry pro výpočty vedení

Parametr	Hodnota
Maximální reakce ve vedení na pojezd A1	$A_1 = 5\,297$ [N]
Maximální reakce ve vedení na pojezd A2	$A_2 = 2\,180$ [N]
Maximální reakce ve vedení na pojezd B1	$B_3 = 5\,343$ [N]
Maximální reakce ve vedení na pojezd B2	$B_4 = 2\,429$ [N]
Složka reakce na pojezd A1 ve směru x	$F_{A1X} = -4\,300$ [N]
Složka reakce na pojezd B1 ve směru x	$F_{B1X} = -4\,300$ [N]
Složka reakce na pojezd A2 ve směru x	$F_{A2X} = 1\,136$ [N]
Složka reakce na pojezd B2 ve směru x	$F_{B2X} = 1\,136$ [N]
Axiální síla	$F_{AXmax} = 750$ [N]

Zvolený kuličkový šroub a matice

Tabulka 18 – Zvolený šroub [36]

Označení	d_s [mm]	S [mm]	d_k [mm]	C_{dyn} [N]	C_0 [N]
DDB3210-R-4EF	32	10	27,8	40900	63200

Ověření kuličkového šroubu

Tabulka 19 – Výsledné hodnoty ověření šroubu

Parametr	Hodnota
Stanovené otáčky	$n = 500$ [ot/min]
Kritický průměr hřídele pro kritické otáčky	$d_k = 12,597$ [mm]
Kontrola na vzpěr (maximální dovolená síla)	$F_d = 21\,955$ [N]
Životnost	$L_h = 5\,411\,000$ [h]

Zvolený pohon pro pohyb spodní traverzy**Tabulka 20 – Zvolený pohon [39]**

Označení motoru	Siemens 1FK21032AG
Označení převodu	NRB060
Data na výstupu pohonu	
Statický moment	$M_s = 3,85$ [Nm]
Maximální moment	$M_{max} = 13$ [Nm]
Výkon motoru	$P = 147$ [W]
Jmenovité otáčky	$n_r = 500$ [ot/min]
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 0,481$ [kg · cm ²]
Moment setrvačnosti převodu	$J_{1r} = 0,160$ [kg · cm ²]
Převodový poměr	$i_r = 7$
Účinnost převodu	$\eta_r = 0,97$

Výsledky potřebných momentů a ověření pohonu**Tabulka 21 – Výsledné hodnoty kontroly pohonu**

Parametr	Hodnota
Statický moment	$M_{S_{celk}} = 1,517$ [Nm]
Dynamický moment	$M_{D_{celk}} = 3,456$ [Nm]
Potřebný výkon	$P_m = 79,44$ [W]
Doba rozběhu	$t_r = 0,1$ [s]
Dráha rozběhu	$s_r = 4,162$ [mm]
Dynamická stabilita	$\mu_p = 1,869$
Zrychlující síla	vyhovuje

Zvolené vedení**Tabulka 22 – Zvolené vedení [40]**

Označení	RG_35_H
Jmenovitý rozměr	35 [mm]
Statická únosnost	$C_0 = 142\,000$ [N]
Dynamická únosnost	$C_{dyn} = 73\,100$ [N]
Tuhost	$k = 1433$ [N/μm]

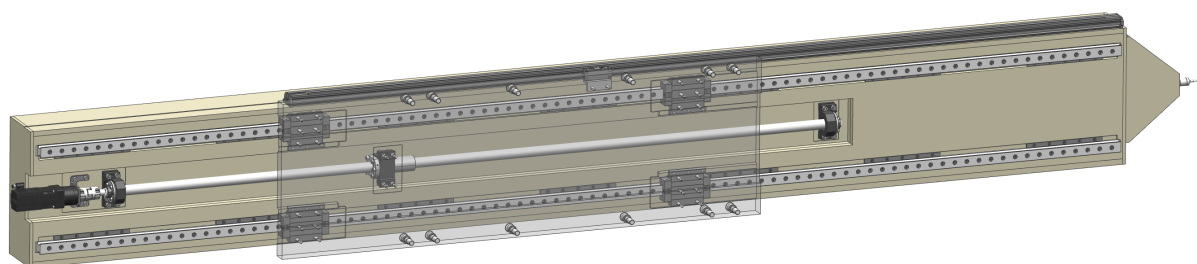
Kontrola vedení

Tabulka 23 – Základní požadované a stanovené hodnoty

Parametr	Hodnota
Statická bezpečnost	$s_f = 26,575$
Životnost vedení	$L_h = 1\ 112\ 000$ [h]
Deformace vedení v místě předních pojezdů	$\delta_1 = -3,001$ [mm]
Deformace vedení v místě zadních pojezdů	$\delta_2 = 0,793$ [mm]
Posunutí na konci traverzy v místě sondy	$\delta_x = 10,7$ [mm]

Výše uvedené tabulky s výsledky jednotlivých částí návrhu posuvu spodní traverzy dokládají, že jsou splněny požadované vstupní hodnoty, a že zvolené komponenty se svými parametry vyhovují danému použití.

15.2.1 Model spodní traverzy a posuvového mechanismu



Obrázek 48 – Model navržené spodní traverzy a posuvového mechanismu

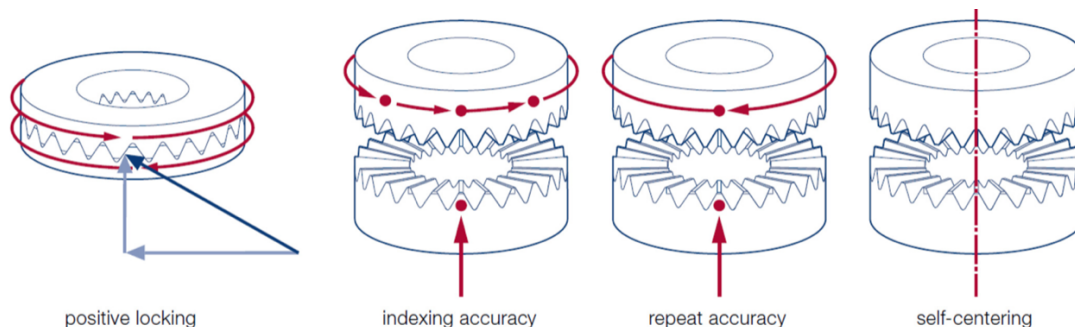
15.3 Návrh otáčení ramene na horní traverze

Dle návrhu variant je pro otáčení ramene zvolena varianta s přímým napojením pohonu v ose hřídele, na jehož konci se nachází připojené rameno. Protože rameno na svém konci nese měřící sondu, musí být naplněn požadavek, aby rameno bylo při měření vždy přesné a opakovatelné poloze. Proto je nutné otočný mechanismus ramene doplnit o vhodný způsob aretace, který zajistí požadovanou přesnost. A tyto dvě funkce vhodně zkombinovat

Pro tento způsob aretace je zvolena Hirthova spojka, která je díky svým vlastnostem (uvedeny na další straně) vhodná pro tuto aplikaci. Používá se i například pro řešení otáčení přesných obráběcích hlav.

15.3.1 Hirthova spojka

Hirthova spojka se skládá ze dvou ozubených prstenců. Ty jsou každý připojený na součásti, které se vůči sobě natáčejí. Aretace neboli zamezení otáčení je zajištěno ozubením. Proti otočení jsou k sobě prstence stlačovány. Pro natočení součástí musí být spojka nejprve rozpojena.



Obrázek 49 – Hirthova spojka [43]

Vlastnosti Hirthova ozubení jsou aretace, přesné indexování – to znamená natočení o určitý úhel, který je daný výrobou samotného ozubení. Další vlastností je opakovatelnost natočení do velmi přesné polohy a také centrování natáčených součástí v ose otáčení, protože ozubení je vyrobeno do mírného kuželu a stlačované prstence jsou vůči sobě vystředěny. Výrobce udává přesnost natočení 1–2 vteřiny úhlu a 0,001 mm přesnost polohy os. [43]

Tabulka 24 – Zvolená Hirthova spojka [43]

Označení	H15.093120
Vnější průměr kroužku	125 [mm]
Vnitřní průměr kroužku	85 [mm]
Počet zubů	60
Maximální moment	1700 [Nm]
Vzdálenost pro rozpojení spojky	3,5 [mm]

Pro Hirthovu spojku je potřeba stanovit axiální sílu, která je nutná vyvodit proti jejímu uvolnění. Tato síla je určena z maximálního momentu, který působí na spojku k ose otáčení.

Stanovení maximálního statického momentu

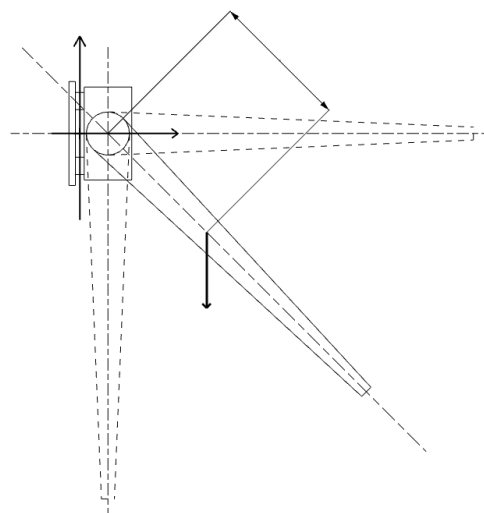
Tíha ramene

$$F_M = 598 \text{ N}$$

$$x = 0,54 \text{ m}$$

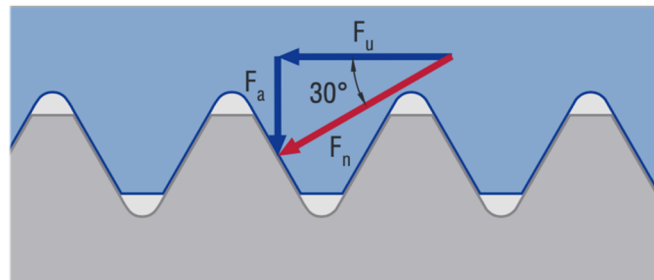
Moment k ose otáčení

$$M = F_M \cdot x = 322 \text{ Nm}$$



Obrázek 50 – Rameno – výpočet spojky [43]

Stanovení potřebné předepínací síly



Obrázek 51 – Hirthova spojka – stanovení sil [43]

Obvodová síla

$$F_u = \frac{4 \cdot M}{D + d} = \frac{4 \cdot 322}{0,125 + 0,085} = 6133 \text{ N}$$

Axiální síla

$$F_a = F_u \cdot \tan(30^\circ) = 6133 \cdot \tan(30^\circ) = 3540 \text{ N}$$

Bezpečnostní faktor

$$v = 2$$

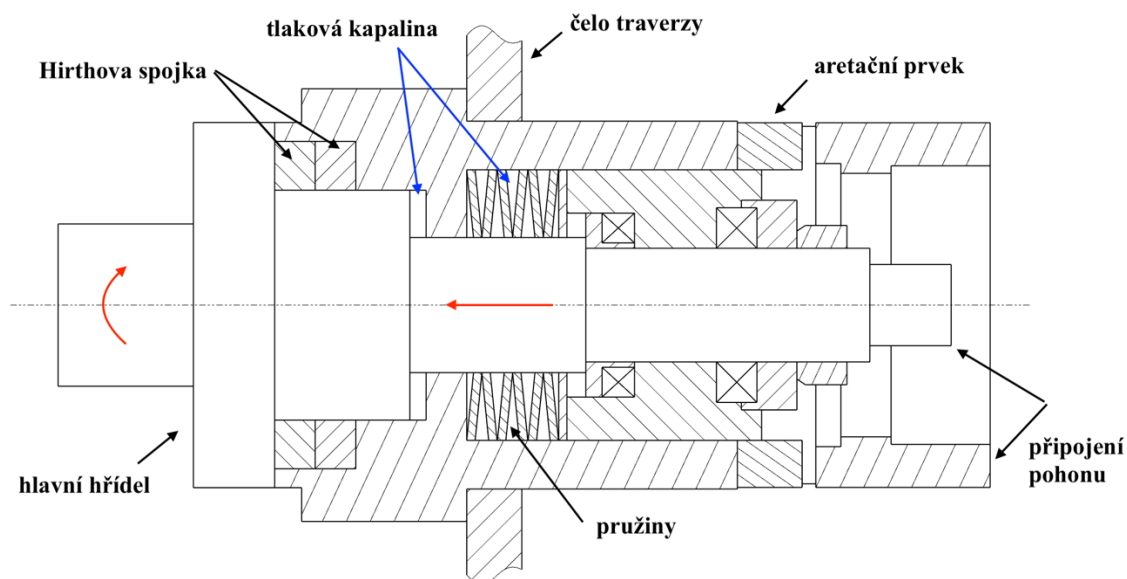
Předepínací síla spojky

$$F_{VA} = v \cdot F_a = 2 \cdot 3540 = 7080 \text{ N}$$

15.3.2 Popis mechanismu

Jak je již zmíněno, mechanismus pro otáčení ramene musí být doplněn také o přesnou aretaci, kterou v tomto případě zajišťuje Hirthova spojka. Tu je ale nutné před natáčením ramene rozpojit a po dokončení rotace ramene opět spojku zajistit. Mechanismus tedy musí mít dva pohony a zajistit otáčení ramena a také posuv pro rozpojení a spojení spojky. Toto přidává na složitosti tohoto mechanismu, a proto jsou pro návrh mechanismu poskytnuty a použity podklady od konzultanta práce, ze kterých je zřejmá funkce mechanismu. Následující obrázek popisuje schéma mechanismu a jeho části. Podobné řešení se používá například u frézovacích hlav, které pro své natáčení také využívají Hirthovu spojku. V takovém případě ale bývá pohon natáčení odvozen od vřetene stroje.

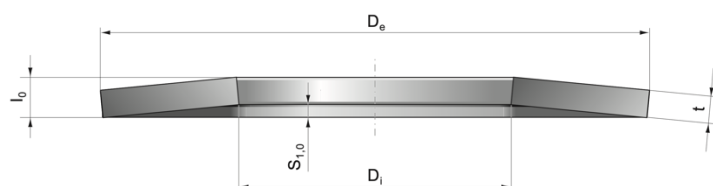
Mechanismus se skládá z hlavní hřídele. Hřídel koná rotační i posuvný pohyb. Pohon rotačního pohybu tvoří servomotor a převodový mechanismus. Posuvný pohyb je zajištěn přívodem tlakové kapaliny do označených dutin. Stlačení Hirthovy spojky jistí také talířové pružiny pro případ výpadku energie. Servomotor s převodovkou je připojen k zadní části, která koná posuv spolu s hřídelí. Celý mechanismus je připojen k čelu traverzy. Hřídel je uložena do valivých ložisek a pohyb umožňují také vodící kroužky mezi pohyblivými částmi mechanismu.



Obrázek 52 – Schéma mechanismu

15.3.3 Pružiny

Pro zajištění dostatečného přitlačení spojky i v případě výpadku energie je použita sada talířových pružin, které jsou sériově zapojeny. Talířové pružiny jsou předepnuty maticí na hodnotu F_{VA} vypočtenou výše.



Obrázek 53 – Talířové pružiny [44]

Tabulka 25 – Parametry talířové pružiny [44]

Označení	DIN 2093
Vnější průměr	$D_e = 90$ [mm]
Vnitřní průměr kroužku	$D_i = 46$ [mm]
Tloušťka	$t = 3,5$ [mm]
Nezatížená výška	$l_0 = 6$ [mm]
Stlačení pružiny silou F_1 ($s = 0,25 h_0$)	$s_1 = 0,63$ [mm]
Síla vyvinutá pružinou při s_1	$F_1 = 5\ 836$ [N]
Stlačení pružiny silou F_2 ($s = 0,50 h_0$)	$s_2 = 1,25$ [mm]
Síla vyvinutá pružinou při s_2	$F_1 = 10\ 416$ [N]
Stlačení pružiny silou F_3 ($s = 0,75 h_0$)	$s_3 = 1,88$ [mm]
Síla vyvinutá pružinou při s_3	$F_1 = 14\ 161$ [N]

Pro stanovení přesných hodnot je využit výpočet pružin na portálu e-konstrukter.cz. Nejprve je stanovena síla, kterou vyvozuje sada pružin při jejím předepnutí – tomu odpovídá stlačení celé sady o 8 mm. A také síla, kterou vyvozuji pružiny při stlačení do polohy vysunutí hřídele a rozpojení Hirthovy spojky – tomu odpovídá stlačení o 13 mm oproti volné délce. Výpočet je ověřen také hodnotami z katalogu výrobce [44] a také výpočtem v programu Excel od výrobce Mubea.

Tabulka 26 – Hodnoty sil při stlačení sady pružin

Parametr	Hodnota
Předepínací síla	$F_p = 8\ 652$ [N]
Síla při výsuvu	$F_v = 12\ 655$ [N]

15.3.4 Vyvození síly hydraulickou kapalinou

Pomocí tlakové kapaliny přivedení do dutiny mechanismu je řešen výsuv hřídele a rozpojení Hirthovy spojky. Druhý přívod kapaliny vede do prostoru pružin. To napomáhá pružinám spojku stlačit a překonat odpory použitých těsnění. Pro pohyb hřídele je využita kapalina o pracovním tlaku **16 MPa**, kterou obráběcí stroj disponuje.

$$F = p \cdot S$$

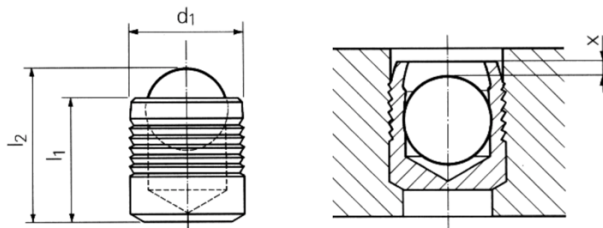
$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$$

D_1	...	95 [mm]
d_1	...	45 [mm]
D_2	...	80 [mm]
d_2	...	50 [mm]

Tabulka 27 – Hodnoty sil vyvozených hydraulickou kapalinou

Parametr	Hodnota
Síla pro rozpojení spojky	$F_{Hv} = 49\ 652$ [N]
Síla pro stlačení spojky	$F_{Hs} = 80\ 655$ [N]

Přívod hydraulické kapaliny do dutin mechanismu je řešen vrtáním v tělese a vytvořením kanálů. Tam, kde není možné udělat přímý kanál, je vytvořeno více vrtů a kapalina nasměrována pomocí těsnících zátek neboli expandérů.



Obrázek 54 – Těsnící zátka [45]

15.3.5 Pohon otáčení ramene

Pro pohon otáčení ramene se sondou je zvolena kombinace servomotoru od společnosti Siemens a planetové převodovky Alpha Wittenstein.

Maximální moment, který vzniká od tíhy ramene vůči ose otáčení, je již stanoven při návrhu Hirthovy spojky. Další moment, který je zohledněn při výběru pohonu je rozběhový moment, který nastává po dobu zrychlení na požadovanou rychlost otáčení – **2 ot/min**.

$$\alpha = 2,62 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$I = 38\,696 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$M_R = I \cdot \alpha = 101,38 \text{ Nm}$$

Hodnota úhlového zrychlení α je zvolena. Moment setrvačnosti I závisí na tvaru ramene a je stanoven programem NX přímo z 3D modelu. Spočtený rozběhový moment M_R je potřeba kontrolovat především ve svislé spodní poloze. Pokud bude rameno zrychlovat z horní vodorovné polohy, bude rozběhový moment a moment od tíhy působit proti sobě – výsledný moment bude o to menší.

$$t_R = \frac{\omega}{\alpha} = \frac{0,209}{2,62} = 0,08 \text{ s}$$

$$t_1 = \frac{\varphi}{\omega} = 7,5 \text{ s}$$

Jsou stanovena očekávaná doba rozběhu t_R a doba otočení ramene t_1 o 90° .

Dalším momentem, který působí vždy proti směru otáčení, je moment k překonání odporů použitých těsnění. Pro mechanismus jsou zvolena rotační těsnění vhodná pro tuto aplikaci. Na základě katalogů výrobce a zkušenosti zadavatele práce, je moment potřebný k překonání odporů, stanoven na hodnotu 150 Nm.

Pokud by v praxi docházelo na krátkou dobu k překračování jmenovitého momentu pohonu, vzhledem k jeho krátkému chodu, by se motor měl dostatečně rychle ochlazovat a nemělo by tak docházet k jeho přehřívání.

Tabulka 28 – Zvolený pohon pro otáčení ramena

Označení motoru	1FK7044-4CF7
Statický moment	4,5 [Nm]
Maximální moment	13 [Nm]
Jmenovité otáčky	3000 [ot/min]
Označení převodu	TP025S-MF2-0E1-2S
Převodový poměr	100
Dovolené otáčky na vstupu	4200 [ot/min]

15.3.6 Valivá ložiska

Hlavní hřídel mechanismu je částečně uložena do valivých axiálních ložisek firmy SKF. Ložiska jsou umístěna tak, jak je vidět na schématu (obrázek 52). Zvolena jsou následující ložiska s čarovým stykem.

Tabulka 29 – Zvolená ložiska SKF

Označení – menší ložisko	81108 TN
Vnitřní průměr	40 [mm]
Vnější průměr	60 [mm]
Základní dynamická únosnost	$C = 43$ [kN]
Základní statická únosnost	$C_0 = 137$ [kN]
Označení – větší ložisko	81207 TN
Vnitřní průměr	35 [mm]
Vnější průměr	62 [mm]
Základní dynamická únosnost	$C = 62$ [kN]
Základní statická únosnost	$C_0 = 190$ [kN]

Obě válečková ložiska jsou kontrolována na axiální sílu, která na ně působí při otáčení ramene. Pro kontrolu ložisek je použit program MITcalc v prostředí Excel. Program umožňuje vybrat ložiska a stanovit jejich trvanlivost. Ložiska jsou kontrolována vůči síle, kterou vyvozuje tlaková kapalina pro rozpojení spojky (tabulka 27). Na menší ložisko bude ve skutečnosti působit o něco menší síla, protože bude mírně odlehčováno. Ložiska konají 2 ot/min.

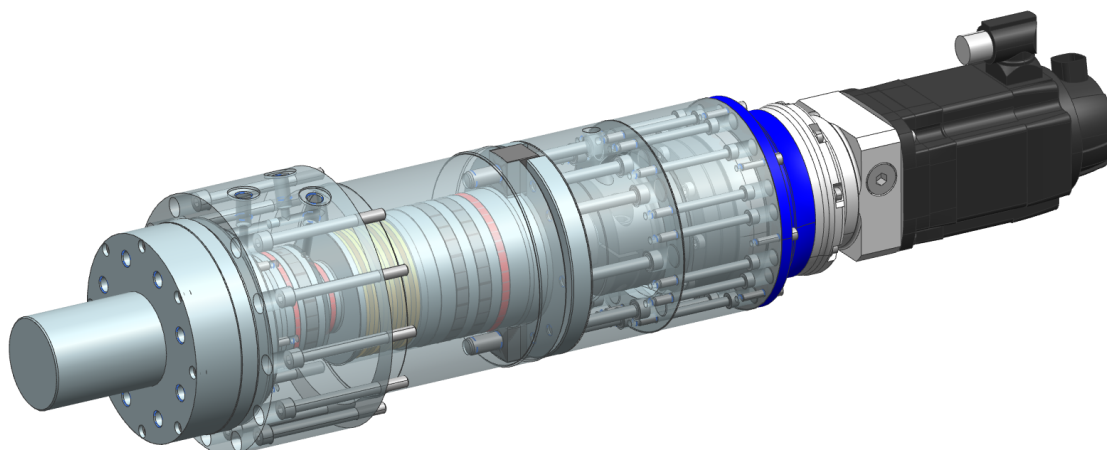
Tabulka 30 – Výsledky z programu MITcalc – SKF 81108 TN

Parametr	Hodnota
Základní trvanlivost	5159 [h]
Statická bezpečnost	2,76

Tabulka 31 – Výsledky z programu MITcalc – SKF 81207 TN

Parametr	Hodnota
Základní trvanlivost	17472 [h]
Statická bezpečnost	3,83

15.3.7 Model otočného a aretačního mechanismu



Obrázek 55 – Model otočného a aretačního mechanismu

16 Přívody energie a pracovních médií

Přívody energie pro jednotlivé části zařízení nejsou předmětem řešení této práce. Není zde tedy detailně rozpracovááno, jakým způsobem bude energie a pracovní média rozváděna. Obecně je zařízení navrhováno tak, aby mohlo využívat zdrojů samotného stroje. V praxi by se jednalo o kabely vedoucí k pohonům na traverzách, přívody tlakové kapaliny a vzduchu k otočnému a aretačnímu mechanismu, kabely vedoucí od samotných dotykových sond, a také k měřicím posuvným pravítkům na traverzách. Všechna taková média by vedla za stojanu věže, na který je celé zařízení připojeno.



Obrázek 56 – energetický řetěz [46]

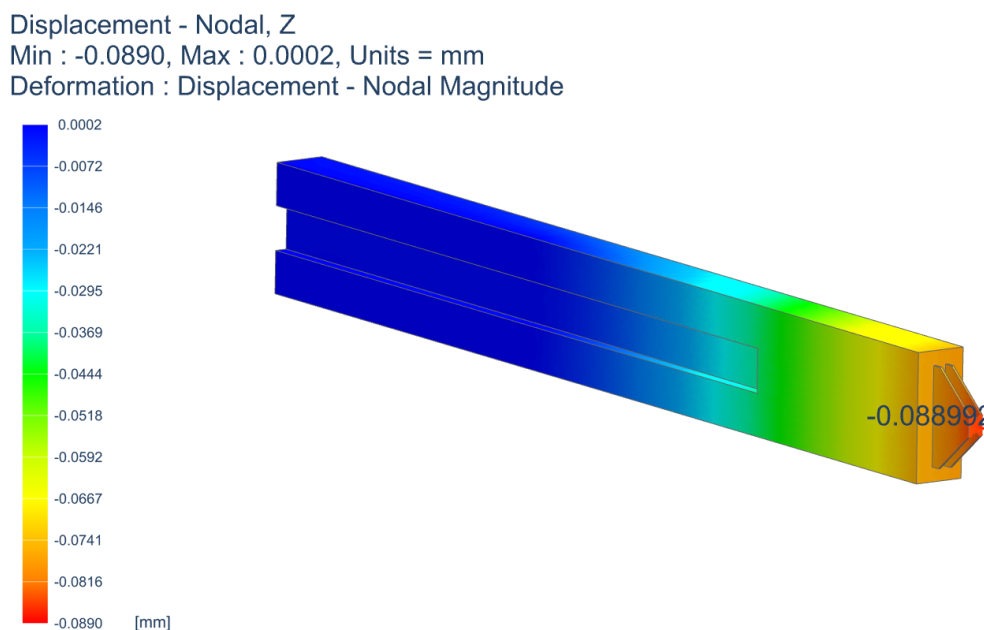
V praxi se pro tento účel běžně používají energetické řetězy, které slouží jako vedení pro kabely. Řetězy jsou složeny z jednotlivých článků a umožňují tak vzájemný pohyb součástí, což je vhodné i pro velké výsuvy nosných částí navrhované konstrukce.

17 Tuhostní analýza nosných částí

Pomocí metody konečných prvků je v programu NX provedena tuhostní analýza, která vede ke stanovení průhybů nosných částí konstrukce. Tímto způsobem je zjištěno, jak se bude vlivem průhybů posouvat měřící bod sondy. To je zásadní pro zjištění, s jakou přesností dokáže měřící zařízení pracovat. Analýza je provedena na částečně zjednodušených 3D modelech spodní a horní traverzy a otočného ramene. Všechna tělesa jsou během analýzy nasítována prvky a je jim přiřazen příslušný materiál. Pro tělesa jsou zvoleny okrajové podmínky tak, aby co nejlépe simulovaly skutečný stav a uchycení v prostoru. Samotný průhyb částí je vyvozen od zadané tíhové síly daného kusu, případně je doplněna další zátěžná síla, která simuluje tíhu ostatních částí konstrukce. Všechny části jsou analyzovány v poloze při nejméně příznivých podmínkách pro měření (dochází k největším průhybům v měřeném rozsahu).

17.1 Spodní posuvná traverza

Spodní traverza je analyzována při úplném vysunutí až k ose obrobku. Je tady uchycena v zadní části, v místě pojezdů. Aplikované je tíhové zatížení na celý model. V místě sondy je použit absolutně tuhý element, který sondu reprezentuje a je spojen s modelem traverzy. Cílem je zjistit posunutí v bodě na konci sondy.

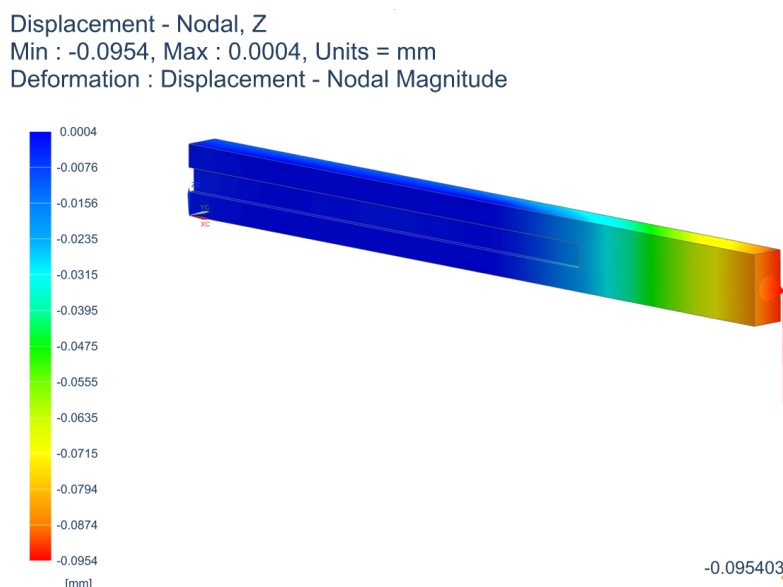


Obrázek 57 – MKP spodní traverza

Na obrázku je vyobrazeno posunutí pouze ve svislém směru. Posunutí do ostatních směrů je zanedbatelné. Největší posunutí je na konci sondy, které nabývá hodnoty 0,0889 mm (88,9 μm).

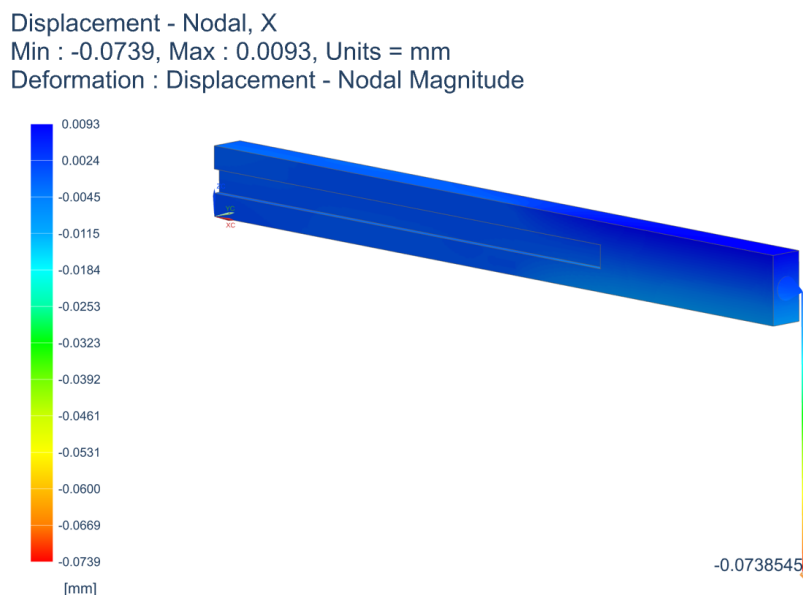
17.2 Horní posuvná traverza

Model pro analýzu horní posuvné části je sestaven stejným způsobem jako pro spodní část. Traverza ale není vysunuta na své maximum, ale do polohy největšího měřeného průměru obrobku, tam je hodnota posunutí relevantní pro měřicí přesnost. Je zde opět použit absolutně tuhý prvek, který reprezentuje otočné rameno a konec tohoto prvku udává polohu měřícího bodu sondy, na kterém je zjišťována hodnota posunutí.



Obrázek 58 – MKP horní traverza Z

Nejprve je stanovena opět hodnota posunutí ve svislém směru od průhybu traverzy. Toto posunutí dosahuje hodnoty 0,0954 mm (95,4 μm).

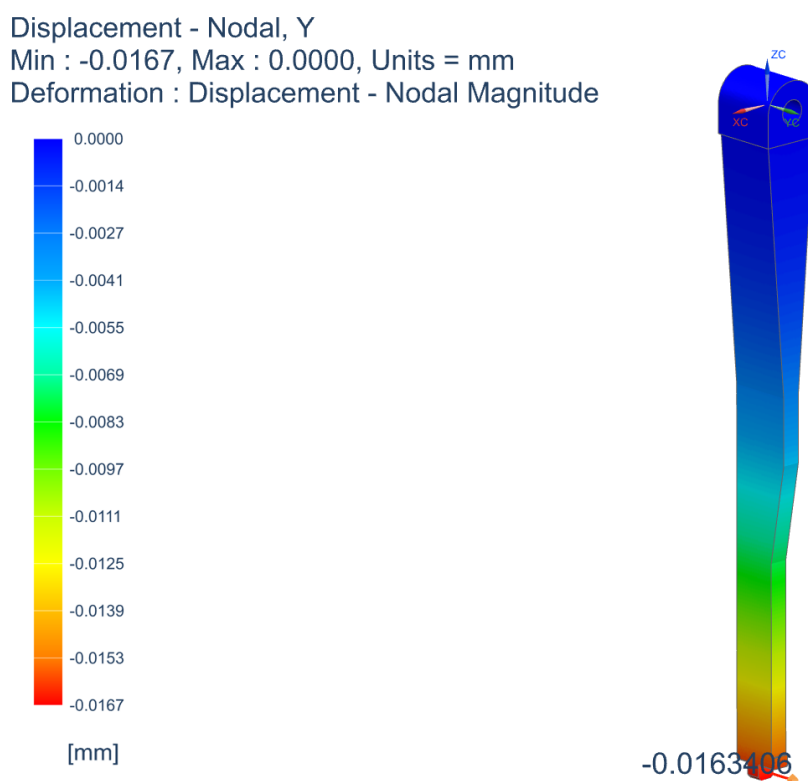


Obrázek 59 – MKP horní traverza X

Pro tento případ je ale stanoveno i posunutí ve směru traverzy (X). Protože zde dochází vlivem průhybu na konci traverzy také k natočení jejího čela, kde je rameno se sondou připojeno. To má za následek posunutí měřícího bodu v tomto směru o 0,0738 mm (73,8 μm).

17.3 Otočné rameno

Další analyzovanou částí konstrukce je otočné rameno se sondou. To se na rozdíl od posuvných částí při měření neprohýbá vlivem své tíhy. Ale od síly, která je zapotřebí pro stlačení (aktivaci) sondy. Ta je v případě použité sondy 30 N a působí kolmo k rameni ve směru sondy. Rameno je uchyceno v prostoru za rovinnou a válcovou plochu, kterými dosedá a je připojeno k otočnému mechanismu tohoto ramene.



Obrázek 60 – MKP rameno

Posunutí je opět změřeno v bodě na konci sondy. Stanovené posunutí dosahuje hodnoty 0,0163 mm (16,3 μm) ve vodorovném směru Y (souřadnicového systému modelu na obrázku).

18 Technické hodnocení

Tato kapitola je věnována shrnutí a zhodnocení konstrukčního návrhu po technické stránce. Je zde shrnuta míra naplnění požadavků zadavatele. Je shrnut pracovní cyklus zařízení a také některé nedostatky samotného zařízení a zmíněny možné způsoby jeho další optimalizace.

Po dosavadním konstrukčním návrhu zařízení a ověření jeho částí, je možné říct, že navržené zařízení splňuje základní koncept a svůj účel, kterým je dvoubodové měření průměrů válcových ploch obrobku. Zařízení se skládá ze dvou hlavních částí, které jsou obě připojeny, dle přání zadavatele, ke stojanu frézovací věže obráběcího stroje, na kterém jsou měřené obrobky upnuty. Zařízení umožňuje fungovat na principu automatického řízení – k tomu slouží

automaticky ovládané pohony jeho částí, dotykové sondy a doplňující odměřovací systém. Všechny použité komponenty jsou navrženy tak, aby splňovali minimální stanovenou dobu životnosti 5000 hodin a také pracovali ve stanoveném rozsahu teplot. Při návrhu je dbáno na to, aby všechny použité části zařízení mohly být vůči sobě vymezeny s co nejvyšší přesností a všechny kontaktní plochy byly obrobny, zejména na svařovaných dílech. Na velkých součástech zařízení jsou vytvořeny závitové díry pro možnost instalace závěsných ok pro manipulaci a montáž zařízení.

Měřicí zařízení splňuje také požadavky na jeho prostorové uspořádání. Vyhovuje stanoveným limitním rozměrům v případě obou výsuvných částí. Respektuje požadované parkovací polohy vůči stojanu věže. A umožňuje dopravit sondy na požadované místo tak, aby nedocházelo ke kolizi s měřeným objektem, a to ani v případě měření specifikovaných mezer obrobku.

Obvodové házení je kontrolováno pouze jednou sondou. K tomuto účelu je použita pouze spodní část zařízení, která se vysouvá přímo proti obrobku.

Přesnost – Z výsledků tuhostní MKP analýzy je zřejmý problematický faktor a slabé místo návrhu. Nosné části podléhají příliš velké deformaci pod vlastní vahou, což má za následek nepřijatelné posunutí v místě sondy z hlediska požadované přesnosti zařízení. Během návrhu je také stanovena hodnota, o kterou se sonda posune vlivem deformací ve valivých pojezdech. Tyto dva efekty se sčítají, protože se jedná o posunutí ve stejném směru. Pokud bude brán v úvahu pouze svislý směr, posunutí a odchylka měření od deformací bude překračovat 0,1 mm – to je hodnota 5x vyšší, než je požadovaná přesnost zařízení.

Optimalizace – Průhyby nosných částí, které mají zásadní vliv na přesnost měření, které je možné kompenzovat a provádět další optimalizace zařízení. Pro kompenzaci průhybů obou traverz, a tím pádem minimalizaci posunutí na jejich koncích, je možné použít tažných tyčí, které budou umístěny v horní části traverzy a budou vytvářet předepnutí, které bude kompenzovat průhyb. Tohoto řešení se v praxi využívá například u kompenzace deformací pro výsuv pinoly. Navržené zařízení obsahuje připravené otvory v obou traverzách pro takový způsob řešení. Je již zmíněno, že negativní vliv na přesnost mají také deformace ve vedení. Zde se nabízí řešení použití více pojezdů, nebo jejich větších rozměrů, která mají vyšší tuhost. Pro další minimalizaci průhybů je také možné optimalizovat tvary traverz.

Dalším negativním jevem, který může ovlivňovat přesnost měření je **teplotní roztažnost** použitých materiálů. Pro nosné části konstrukce je použit materiál ČSN 11 373. Při teplotní roztažnosti tohoto materiálu je možné očekávat, že i změna teploty o 5°C bude mít vyšší vliv na přesnost než již zmíněný průhyb traverzy. Z tohoto důvodu musí před každým měřením dojít ke kalibraci zařízení. Jak už je zmíněno také v rešerši, k tomu dochází najetí sondou na kalibrační předmět v prostoru, u kterého je přesně známá jeho poloha a jeho geometrie. Změna teploty pak hraje roli pouze v časovém intervalu mezi kalibrací a naměřením hodnoty.

19 Ekonomické hodnocení

Pro ekonomické hodnocení je přibližně stanovena celková cena zařízení, která obsahuje cenu nakupovaných dílů a materiálů, nákladů na výrobu a montáž a také nákladů na konstrukci. Tam, kde nebylo možné ceny dohledat, nebo nebyly dodavatelem poskytnuty, je cena stanovena pouze odhadem. Výslednou cenu není možné porovnat s konkurenčním řešením,

protože podobné zařízení si společnosti vyvíjí především pro své vlastní stroje a svou potřebu. Pro vyjádření hodnoty navrženého zařízení a přínosu pro firmu ŠMT by bylo potřeba cenu zařízení porovnat s ušetřenými výrobními náklady součástí na stroji S-MT za dobu životnosti tohoto zařízení, nebo s náklady vynaloženými na měření jinou metodou.

19.1 Náklady na nakupované díly a materiál

Cena jednotlivých nakupovaných položek a použitého materiálu je stanovena v následující tabulce.

Tabulka 32 – Náklady nakupovaných položek

Položka	Množství	Cena [Kč]
Sonda LP2H	2 ks	60 000
FS2 konektor	2 ks	2 000
Matice DDB 32	2 ks	13 000
Domek pro matici GFD	2 ks	8 000
Pohon 1FK21032AG NBR060	2 ks	95 000
Hridelova spojka Trasco	2 ks	4 500
Heidenhain pavítka LC115 2640	1 ks	105 000
Heidenhain pavítka LC115 3240	1 ks	115 000
Šroub DDB 32 10 R 2350	1 ks	11 000
Šroub DDB 32 10 R 3050	1 ks	14 000
Ložiskový domek SFA	4 ks	18 000
Matice HIR 25	2 ks	2 500
Kolejnice vedení RGW 35 3580	2 ks	38 000
Kolejnice vedení RGW 35 4820	2 ks	52 000
Pojezd vedení RGW 35 HC	8 ks	45 000
Servo 1FK7044 4CF7	1 ks	40 000
Převod TP025S MF2 100	1 ks	55 000
Ložisko SKF	2 ks	3 500
Hirthovo ozubení	2 ks	18 000
Těsnění		3 000
Talířová pružina	8 ks	1 000
Spojovací materiál		2 500
Cena materiálu		95 000
Celkem		801 000

19.2 Náklady na výrobu dílů a montáž

Náklady na výrobu a montáž jsou stanoveny pomocí odhadu počtu hodin potřebných na tyto činnosti a pomocí hodinové sazby za tuto práci. Výrobou dílů je především myšleno obrábění a svařování jednotlivých dílů a částí konstrukce. Montáží je myšlena instalace a smontování všech částí.

Tabulka 33 – Náklady na výrobu a montáž

	Cena / hodina	Počet hodin	Cena [Kč]
Výroba dílů	1500	160	240000
Montáž	500	120	60000
Celkem			300000

19.3 Náklady na konstrukci

Náklady na přípravu projektu a samotnou konstrukci jsou stanoveny opět podle počtu hodin a hodinové sazby. Počet hodin je v tomto případě odhadnut na 400. Hodinová sazba je stanovena na 600 Kč/hod.

$$400 \cdot 600 = 240\,000 \text{ [Kč]}$$

19.4 Celkové náklady

Celková cena měřicího systému navrhnutého v této práci je odhadnuta na **1 341 000 Kč**. Je to cena použitých dílů, materiálu, nakupovaných položek, výrobních nákladů a vývoje. Do skutečné ceny zařízení by bylo dále potřeba zahrnout například použití přívodů energií, náklady dalších konstrukčních prací na provedení optimalizací nebo náklady spojené s programováním.

20 Závěr

Diplomová práce je věnována konstrukčnímu návrhu autonomního měřicího systému pro obráběcí stroj společnosti ŠMT. V úvodu práce je tento stroj popsán a jsou zde zmíněny některé konkurenční stroje s podobným měřicím systémem. Část rešerše je věnována způsobům měření obrobku na obráběcích strojích. Zejména je v práci vysvětlen a popsán princip fungování dotykových měřicích sond. Vzhledem k tomu, že se zařízení skládá z pohyblivých částí, je před samotným návrhem stručně uvedeno několik nejčastěji používaných způsobů řešení posuvových mechanismů a shrnuty jejich vlastnosti – na základě toho je vytvořeno několik variant funkčních uzlů měřicího zařízení. Návrh zařízení vychází ze zadaných parametrů a specifikace požadavků. Pro finální variantu jsou následně vybrány použité komponenty, navržený rozměr částí a návrh je ověřen výpočty. Řešeny jsou především posuvové mechanismy nosných částí včetně jejich pohonu a dále také způsob otáčení ramene s měřicí sondou a zajištění jeho přesné polohy při měření. Model celého zařízení je vytvořen v programu Siemens NX. V tomto programu je také zpracována výkresová dokumentace. Další

použité programy jsou PTC MathCad, MITcalc, Excel. Konstrukce celého systému vyhovuje stanoveným požadavkům svým prostorovým uspořádáním. Systém je také schopen plnit svojí základní funkci, kterou je automatické měření průměru a házení obrobku (zadány jsou limitní rozměry obrobku pro měření). V závěru návrhu jsou některé části konstrukce ověřeny pomocí tuhostní analýzy. To vede ke zjištění posunutí obou měřících sond vlivem působících sil (především průhybem pod vlastní tíhou nosných částí). To se ukázalo jako problematický faktor pro dosažení požadované přesnosti měření. V kapitole „Technické hodnocení“ jsou uvedeny některé možné způsoby řešení a kompenzace průhybů. Konkrétně se jedná například o předepnutí obou traverz pomocí tažných tyčí. Vliv změny teploty je minimalizován pomocí kalibrace zařízení před každým měřením. Aby bylo možné zařízení provozovat s požadovanou přesností, je nutné provést další navržené optimalizace. Odhad ceny navrženého zařízení je v kapitole 19 stanoven na 1 341 000 Kč. Vytvořený 3D model je možné vidět v příloze 1.

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Logo společnosti [1].....	12
Obrázek 2 – S-MT – 1 [2].....	13
Obrázek 3 – S-MT – 2 [1].....	13
Obrázek 4 – Parametry stroje S-MT [1]	13
Obrázek 5 – Schéma stroje S-MT [3]	14
Obrázek 6 – UltraGrind [4].....	14
Obrázek 7 – UltraTurn – 1 [5]	15
Obrázek 8 – UltraTurn – 2 [5]	15
Obrázek 9 – BUD 100 – 1 [6].....	16
Obrázek 10 – BUD 100 – 2 [6].....	16
Obrázek 11 – ProfiGrind [7].....	16
Obrázek 12 – Přesnost měření [10].....	17
Obrázek 13 – Ballbar [12].....	18
Obrázek 14 – Schéma radiální házení [13].....	18
Obrázek 15 – Kóta průměru [14]	18
Obrázek 16 – Dotyková sonda polohy [17]	19
Obrázek 17 – Princip sondy [16]	20
Obrázek 18 – Dotyk [19]	20
Obrázek 19 – Uložení dotyku [20].....	21
Obrázek 20 – Trojúhelníková charakteristika [20]	21
Obrázek 21 – Radiový přenos signálu [16].....	22
Obrázek 22 – Bezkontaktní měření nástroje [22]	23
Obrázek 23 – Lineární vedení [26]	24
Obrázek 24 – Kuličkový šroub, matice [28].....	25
Obrázek 25 – Princip stejnosměrného motoru [31]	26
Obrázek 26 – Základní koncept	30
Obrázek 27 – Rozměry sondy LP2(H) [16].....	31
Obrázek 28 – Tabulka parametrů sondy [16]	32
Obrázek 29 – Rozměry adaptéru FS2 [16]	32
Obrázek 30 – Pohon výsuvu – Varianta A.....	33
Obrázek 31 – Pohon výsuvu – Varianta B.....	34
Obrázek 32 – Pohon výsuvu – Varianta C.....	34
Obrázek 33 – Pohon ramene – Varianta A	36

Obrázek 34 – Pohon ramene – Varianta B.....	37
Obrázek 35 – Pohon ramene – Varianta C.....	37
Obrázek 36 – Pohon ramene – Varianta D	38
Obrázek 37 – Schéma pro výpočet zátěžných sil.....	40
Obrázek 38 – Typy kuličkových šroubů HIWIN [36].....	45
Obrázek 39 – Předepnutá matice s přírubou [36]	45
Obrázek 40 – Způsob uložení šroubu [36].....	46
Obrázek 41 – Kuličkový šroub, matice – rozměry [36].....	47
Obrázek 42 – Posunutí na konci traverzy	57
Obrázek 43 – Montáž přítlačnými lištami	57
Obrázek 44 – Lineární odměřování [41].....	58
Obrázek 45 – Lineární odměřování – princip funkce [41]	58
Obrázek 46 – Model navržené horní traverzy a posuvového mechanismu	58
Obrázek 47 – Schéma pro výpočet zátěžných sil spodní traverzy.....	59
Obrázek 48 – Model navržené spodní traverzy a posuvového mechanismu	62
Obrázek 49 – Hirthova spojka [43].....	63
Obrázek 50 – Rameno – vypočet spojky [43].....	63
Obrázek 51 – Hirthova spojka – stanovení sil [43].....	64
Obrázek 52 – Schéma mechanismu	65
Obrázek 53 – Talířové pružiny [44].....	65
Obrázek 54 – Těsnící zátka [45].....	66
Obrázek 55 – Model otočného a aretačního mechanismu	69
Obrázek 56 – energetický řetěz [46].....	69
Obrázek 57 – MKP spodní traverza.....	70
Obrázek 58 – MKP horní traverza Z.....	71
Obrázek 59 – MKP horní traverza X	71
Obrázek 60 – MKP rameno	72

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Zadané parametry od zadavatele.....	27
Tabulka 2 – Požadavky na měřící zařízení	28
Tabulka 3 – Hlavní funkční celky zařízení, možnosti řešení.....	31

Tabulka 4 – Základní požadované a stanovené hodnoty	33
Tabulka 5 – Hodnocení variant řešení výsuvu traverzy.....	35
Tabulka 6 – Základní hodnoty pro návrh variant.....	36
Tabulka 7 – Hodnocení variant řešení pohybu ramene	39
Tabulka 8 – Celkové reakce na pojezdy – Stav 2	43
Tabulka 9 – Výsledné hodnoty výpočtů pro zatížení šroubu.....	44
Tabulka 10 – Vstupní hodnoty pro výpočty kuličkového šroubu.....	45
Tabulka 11 – Zvolený šroub [36].....	47
Tabulka 12 – Vstupní parametry a hodnoty pro výpočty hnacího členu	48
Tabulka 13 – Zvolený pohon [39]	52
Tabulka 14 – Zvolené vedení [40]	54
Tabulka 15 – Vstupní parametry pro výpočty vedení.....	54
Tabulka 16 – Základní požadované a stanovené hodnoty	59
Tabulka 17 – Vstupní parametry pro výpočty vedení.....	60
Tabulka 18 – Zvolený šroub [36].....	60
Tabulka 19 – Výsledné hodnoty ověření šroubu	60
Tabulka 20 – Zvolený pohon [39]	61
Tabulka 21 – Výsledné hodnoty kontroly pohonu.....	61
Tabulka 22 – Zvolené vedení [40]	61
Tabulka 23 – Základní požadované a stanovené hodnoty	62
Tabulka 24 – Zvolená Hirthova spojka [43]	63
Tabulka 25 – Parametry talířové pružiny [44].....	65
Tabulka 26 – Hodnoty sil při stlačení sady pružin	66
Tabulka 27 – Hodnoty sil vyvozených hydraulickou kapalinou	66
Tabulka 28 – Zvolený pohon pro otáčení ramena	67
Tabulka 29 – Zvolená ložiska SKF.....	68
Tabulka 30 – Výsledky z programu MITcalc – SKF 81108 TN	68
Tabulka 31 – Výsledky z programu MITcalc – SKF 81207 TN	68
Tabulka 32 – Náklady nakupovaných položek.....	74
Tabulka 33 – Náklady na výrobu a montáž	75

Použité zdroje

- [1] Lead Machine Tools, „Skoda S-MT,“ [Online]. Available: <https://www.leadmachinetools.co.za/product/skoda-s-mt-multi-tasking-ultra-large-lathes>.
- [2] Skoda MT, „Multifunkční stroj S-MT,“ [Online]. Available: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/multifunkcni-stroj-s-mt>.
- [3] J. Kozák, „Návrh smykadla multifunkčního stroje S-MT,“ [Online]. Available: <http://dspace5.zcu.cz/handle/11025/41657>.
- [4] Georg, „GEORG ultragrind,“ [Online]. Available: https://georguk.com/wp-content/uploads/2019/01/georg_ultragrind_en.pdf.
- [5] Georg., „Georg press center,“ [Online]. Available: <https://www.georg.com/en/press/press-release/news/emo-2017-two-point-measurement-reduces-non-productive-times/>.
- [6] Slovákcké strojírny, „Měřicí pracoviště stroje BUD100/7000,“ [Online]. Available: <https://www.vhodne-uvarejneni.cz/index.php?m=xenorders&h=orderdocument&a=detail&document=2277033>.
- [7] Waldrich Siegen, „ProfíGrind,“ [Online]. Available: <https://www.waldrichsiegen.com/products-services/profigrind-roll-grinders/>.
- [8] M. Spektrum, „Nová bruska,“ [Online]. Available: <https://www.mmspektrum.com/clanek/nova-bruska-na-valce-ve-vitkovicich.html>.
- [9] Č. Petřkovská, „Strojírenská metrologie,“ [Online]. Available: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2723-0.pdf>.
- [10] MUNI, „Přesnost a chyby měření,“ [Online]. Available: https://is.muni.cz/el/1441/jaro2012/FY2RC_FM1/um/171_UVMET_07.pdf.
- [11] Š. Plachý, „Měření těžkých obrobků pomocí mobilních zařízení,“ 2019. [Online]. Available: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=192115.
- [12] Renishaw, „Ballbar QC20-W,“ [Online]. Available: <https://www.renishaw.cz/cs/ballbar-qc20-w--11075>.
- [13] Š. Tichá, „Strojírenská metrologie první část,“ 2004. [Online]. Available: <http://books.fs.vsb.cz/strojmetro/strojirenska-metrologie.pdf>.
- [14] Math.net, „Diameter,“ [Online]. Available: <https://www.math.net/diameter>.
- [15] INFOCUBE, „Bez měření to nejde,“ [Online]. Available: <https://infocube.cz/cs/bez-mereni-to-nejde/>.
- [16] Renishaw, „Sondy a software pro obráběcí stroje,“ [Online]. Available: <https://www.renishaw.cz/cs/machine-tool-probes-and-software--6073>.
- [17] Blum, „Workpiece touch probes,“ [Online]. Available: <https://www.blum-novotest.com/en/products/measuring-components/workpiece-probes/tc50-tc60.html>.
- [18] M. Novák, „Využití obrobkové sondy pro měření obrobku,“ 2014.
- [19] Renishaw, „Doteky pro měření,“ [Online]. Available: <https://www.renishaw.cz/cs/doteky-pro-mereni--6628>.
- [20] Renishaw., „Touch-trigger probing technology,“ [Online]. Available: <https://www.renishaw.com/en/touch-trigger-probes--6652>.

- [21] BLUM-NOVOTEST, „LC50-DIGILOG,“ [Online]. Available: <https://www.blum-novotest.com/cz/vyroby/merici-komponenty/lasercontrol/lc50-digilog.html#tab559501>.
- [22] Renishaw, „Laserové systémy,“ [Online]. Available: <https://www.renishaw.cz/cs/vysoce-presne-laserove-systemy-ustavovani-nastroju--6099>.
- [23] A. Vojáček, „Přesné laserové měření,“ 2007. [Online]. Available: <https://automatizace.hw.cz/presne-laserove-mereni-rozmeru-opotrebeni-nastroju>.
- [24] V. Lašová, „Základy stavby obráběcích strojů,“ [Online]. Available: <https://dspace5.zcu.cz/handle/11025/16835>.
- [25] K. Šváček, „Deskripce vedení u obráběcích strojů,“ [Online]. Available: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/6443/final-thesis.pdf?sequence=6&isAllowed=y>.
- [26] Hennlich, „Vedení s válečkovým řetězem,“ [Online]. Available: <https://lin-tech.hennlich.cz/produkty/linearni-vedeni-a-kulickove-srouby-linearni-vedeni-valive-vedeni-s-valeckovym-retezem-637/typ-srg.html>.
- [27] R. Kolaja, „Lineární posuvové soustavy ve stavbě obráběcích strojů,“ [Online]. Available: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17476.
- [28] E-konstrukter, „Jak vybrat vhodný kuličkový šroub,“ [Online]. Available: <https://e-konstrukter.cz/novinka/jak-vybrat-vhodny-kulickovy-sroub>.
- [29] Josef Knobloch, „ELEKTROMECHANICKÉ POHONOVÉ SOUSTAVY,“ [Online]. Available: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17242.
- [30] NPTEL, „Mechatronics and Manufacturing Automation,“ [Online]. Available: <https://nptel.ac.in/content/storage2/courses/112103174/pdf/mod4.pdf>.
- [31] Otevřená věda, „Jak funguje elektromotor,“ [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=r7vzux7l9y8>.
- [32] Y. Altintas, „Machine tool feed drives,“ [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/251551614_Machine_tool_feed_drives.
- [33] E. Rice, „3 ways to control motors for precision movement in positioning,“ [Online]. Available: <https://www.packagingdigest.com/conveyors/3-ways-control-motors-precision-movement-positioning-conveyors>.
- [34] SEW Eurodrive, „Servomotory,“ [Online]. Available: https://www.sew-eurodrive.cz/vyroby/motory/servomotory/servomotoren_3.html.
- [35] P. Boughton, „The fundamental principles of stepper motors,“ [Online]. Available: <https://www.engineerlive.com/content/fundamental-principles-stepper-motors>.
- [36] Hiwin - Motion Control, „Kuličkové šrouby,“ 2018. [Online]. Available: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/okruzovane-srouby/58_matice-dvojita-prirubova-ddb.
- [37] J. Marek, Konstrukce CNC obráběcích strojů, MM publishing, s.r.o..
- [38] S. Král, „Návrh metodiky pro volbu základních komponent lineárních os obráběcího stroje,“ 2012.
- [39] Siemens, „SIMOTICS S Servomotors,“ [Online]. Available: <https://new.siemens.com/global/en/products/drives/electric-motors/motion-control-motors/simotics-s.html>.

- [40] HIWIN, „Katalog vedení,“ [Online]. Available: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/valeckove-vedeni/rada-rg-qr/38_vozik-rgh.
- [41] Heidenhain, „Linear encoders,“ [Online]. Available: https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2C_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf.
- [42] Renishaw, „Uzavřený absolutní snímač Fortis,“ [Online]. Available: <https://www.renishaw.cz/cs/uzavreny-absolutni-snimac-fortis-s--45272>.
- [43] Voith, „Hirth serration rings,“ [Online]. Available: <https://voith.com/corp-en/products-services/connection-components-couplings/hirth-serrations.html>.
- [44] Hennlich, „Talířové pružiny DIN 2093,“ [Online]. Available: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-talirove-pruziny-157/talirove-pruziny-din-2093.html>.
- [45] SFC KOENIG, „KOENIG Expander,“ [Online]. Available: <https://www.sfckoenig.com/sealing-products/series-mb-600-push-type-expanders-en/>.
- [46] ProLux, „Energetický řetěz,“ [Online]. Available: https://www.prolux-shop.com/cz_cs/energeticky-retez-5200.html.
- [47] PMI, „Lineární vedení,“ [Online]. Available: https://www.loziska.com/store/lin_vedeni_pmi.pdf.

Seznam příloh

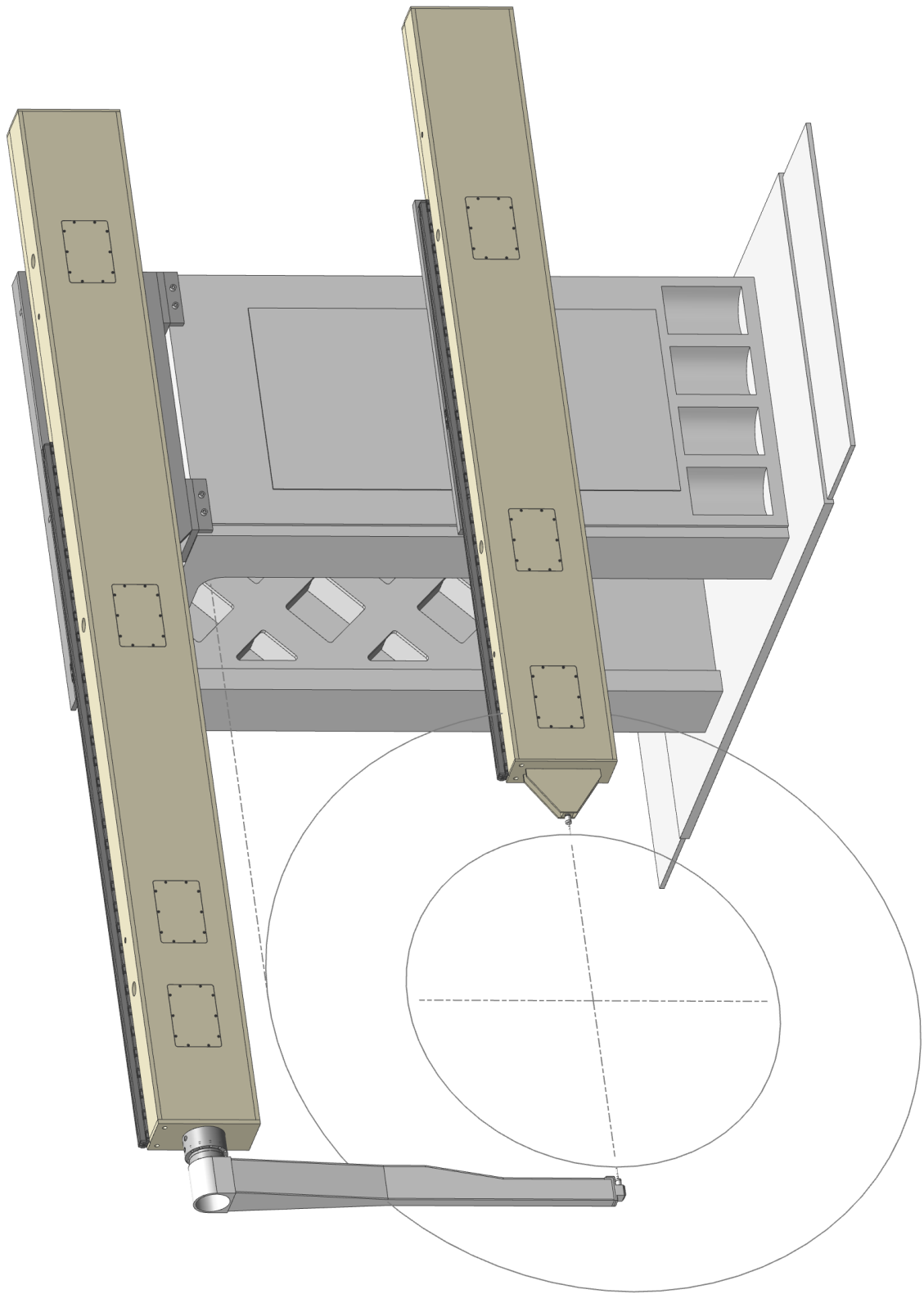
- Příloha č. 1 3D model navrženého zařízení
- Příloha č. 2 Výpočty návrhu pro spodní traverzu
- Příloha č. 3 Ověření ložisek v programu MITcalc
- Příloha č. 4 Stanovení tuhosti pružin Mubea

Výkresy

ZCU DP HL SESTAVA	Výkres hlavní sestavy
ZCU DP HORNÍ TR	Výkres sestavy horní části zařízení
ZCU DP SPODNI TR	Výkresy sestavy spodní části zařízení
ZCU DP MECH	Výkres sestavy otočného a aretačního mechanismu
ZCU DP RAMENO	Výkres sestavy ramene
ZCU SP STRED	Výrobní výkres části mechanismu

Příloha č. 1

3D model navrženého zařízení



Příloha č. 2

Výpočty návrhu pro spodní traverzu

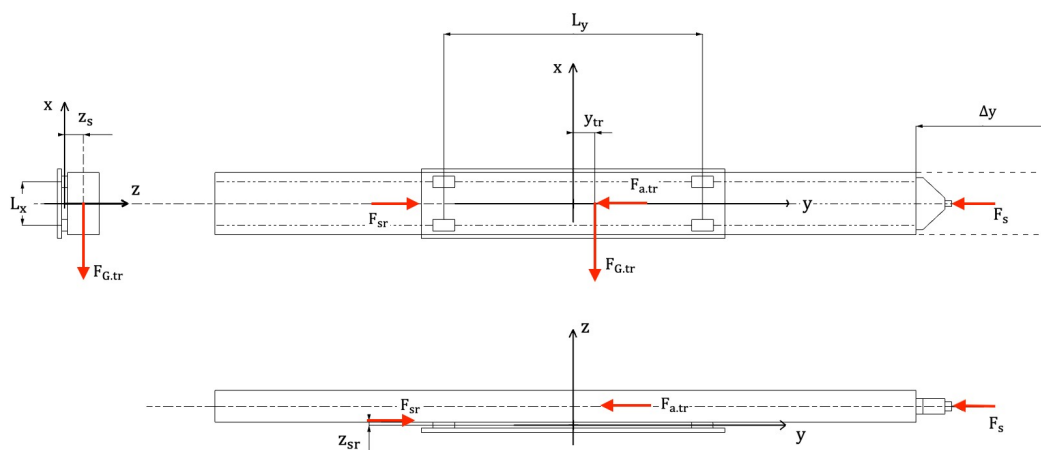
Transformace sil do soustavy souřadnic vedení

Rozměry vedení a konstrukce

$L_y := 1263 \cdot \text{mm}$...	vzdálenost pojezdů vedení v Y
$L_x := 310 \cdot \text{mm}$...	vzdálenost pojezdů vedení v X
$\Delta y := 800 \cdot \text{mm}$...	zdvih (0 - největší měřený průměr)
$y_{tr} := 285 \cdot \text{mm}$...	souřadnice těžiště
$z_s := 100 \cdot \text{mm}$...	souřadnice sondy
$z_{sr} := 15 \cdot \text{mm}$...	souřadnice pohonu

Zatížení

$F_{G.tr} := 6327.5 \cdot \text{N}$...	tíha traverzy
$F_{a.tr} := 645 \cdot \text{N}$...	setrvačná síly
$F_s := 30 \cdot \text{N}$...	síla od sondy



Souřadnice působících sil

$$y_1 := y_{tr} + \Delta y = 1.085 \text{ m}$$

$$z_1 := z_s = 0.1 \text{ m}$$

$$z_2 := z_s = 0.1 \text{ m}$$

$$z_3 := z_s = 0.1 \text{ m}$$

Vektory sil a vzdálenosti k počátku souřadnic

$$F_1 := \begin{bmatrix} -F_{G.tr} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -6.328 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN} \quad F_2 := \begin{bmatrix} 0 \\ -F_{a.tr} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -645 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}$$

$$F_3 := \begin{bmatrix} 0 \\ -F_s \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -30 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \quad F_{sr0} := \begin{bmatrix} 0 \\ -(F_s - F_{a.tr}) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.615 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$r_1 := [0 \ y_1 \ z_1]$$

$$r_2 := [0 \ 0 \ z_2]$$

$$r_3 := [0 \ 0 \ z_3]$$

$$r_1 = [0 \ 1.085 \ 0.1] \text{ m}$$

$$r_2 = [0 \ 0 \ 0.1] \text{ m}$$

$$r_3 = [0 \ 0 \ 0.1] \text{ m}$$

$$r_S := [0 \ 0 \ z_{sr}]$$

$$r_S = [0 \ 0 \ 0.015] \text{ m}$$

Vektory sil a momentů v pořádku souřadnic x, y, z

$$F_c := F_1 + F_2 + F_3 + F_{sr0}$$

$$F_c^T = [-6.328 \ -0.06 \ 0] \text{ kN}$$

$$M_1 := r_1^T \times F_1$$

$$M_2 := r_2^T \times F_2$$

$$M_3 := r_3^T \times F_3$$

$$M_S := r_S^T \times F_{sr0}$$

$$M_c := M_1 + M_2 + M_3 + M_S$$

$$M_c^T = [58.275 \ -632.75 \ 6.865 \cdot 10^3] \text{ N} \cdot \text{m}$$

Složky vektorů

$$F_x := F_{c_0} = -6.328 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_y := F_{c_1} = -60 \text{ N}$$

$$F_z := F_{c_2} = 0 \text{ N}$$

$$M_x := M_{c_0} = 58.275 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_y := M_{c_1} = -632.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_z := M_{c_2} = (6.865 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rozmístění a počet valivých ložisek

$$L_{y1} := L_y = 1.263 \text{ m} \quad \dots \quad \text{vzdálenosti drah}$$

$$n := 2 \quad \dots \quad \text{počet ložisek na jedné dráze}$$

$$n_d := 2 \quad \dots \quad \text{počet drah}$$

$$n_c := n \cdot n_d = 4 \quad \dots \quad \text{celkový počet ložisek}$$

Složky reakce na pojezdy ve směru Z

$$F_{A1z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} = -0.997 \text{ kN}$$

$$F_{A2z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} + \frac{M_y}{n \cdot L_x} = -1.044 \text{ kN}$$

$$F_{B1z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} = 1.044 \text{ kN}$$

$$F_{B2z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} - \frac{M_y}{n \cdot L_x} = 0.997 \text{ kN}$$

Složky reakce na pojezdy ve směru X

$$F_{A1x} := \frac{F_x}{n_c} - \frac{M_z}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} = -4.3 \text{ kN}$$

$$F_{B1x} := F_{A1x}$$

$$F_{A2x} := \frac{F_x}{n_c} + \frac{M_z}{n_d} \cdot \frac{1}{L_{y1}} = 1.136 \text{ kN}$$

$$F_{B2x} := F_{A2x}$$

Celkové reakce na pojezdy

$$F_{A1} := |F_{A1x}| + |F_{A1z}| = 5.297 \text{ kN}$$

$$F_{A2} := |F_{A2x}| + |F_{A2z}| = 2.18 \text{ kN}$$

$$F_{B1} := |F_{B1x}| + |F_{B1z}| = 5.343 \text{ kN}$$

$$F_{B2} := |F_{B2x}| + |F_{B2z}| = 2.133 \text{ kN}$$

Návrh posuvového mechanismu spodní traverzy

Vstupní parametry pro výpočet mechanismu

$v := 5000 \cdot \frac{mm}{min}$...	rychlost výsuvu
$a := 1 \cdot \frac{m}{s^2}$...	zrychlení
$L_h := 5000 \cdot hr$...	životnost
$l_v := 2350 \cdot mm$...	délka výsuvu
$m := 680 \cdot kg$...	přesouvaná hmotnost

Kuličkový šroub a matice

Axiální síla

$f := 0.005$...	součinitel tření valivého odporu
$F_t := (F_{A1} + F_{B1} + F_{A2} + F_{B2}) \cdot f = 74.769 \text{ N}$...	síla valivého odporu
$F_{max} := F_t + F_{a.tr} + F_s = 0.75 \text{ kN}$		

Stanovení otáček

$s := 10 \cdot mm$...	zvolené stoupání závitu
$n := \frac{v}{s} = 500 \frac{1}{min}$...	otáčky

Kritické otáčky a nejmenší průměr šroubu

$$k_d := 2.74 \cdot \frac{mm}{min} \quad \dots \quad \text{koeficient uložení šroubu}$$

$$d_k := \frac{l_v^2 \cdot n}{k_d \cdot 10^8 \cdot 0.8} = 12.597 \text{ mm}$$

Zvolený šroub

$$d_s := 32 \cdot mm \quad \dots \quad \text{jmenovitý průměr šroubu}$$

$$d_k := 27.8 \cdot mm$$

$$C_0 := 63200 \cdot N \quad \dots \quad \text{Statická únosnost}$$

$$C_{dyn} := 40900 \cdot N \quad \dots \quad \text{Dynamická únosnost}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti

$$k_k := 4.06 \cdot 10^3 \cdot kg \cdot mm^{-1} \cdot s^{-2} \quad \dots \quad \text{koeficient uložení}$$

$$F_k := k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_v^2} \cdot 10^5 = 43.911 \text{ kN} \quad \dots \quad \text{kritická síla}$$

$$F_d := F_k \cdot 0.5 = 21.955 \text{ kN} \quad \dots \quad \text{dovolená síla}$$

$$F_{max} < F_d$$

Kontrola životnosti

$$L_h := \left(\frac{C_{dyn}}{F_{max}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n} = (5.411 \cdot 10^6) \text{ hr}$$

Pohon

$$\eta_V := 0.98 \quad \dots \quad \text{účinnost valivého vedení}$$

$$\eta_L := 0.92 \quad \dots \quad \text{účinnost oboustranného uložení}$$

$$\eta_S := 0.88 \quad \dots \quad \text{účinnost kuličkového šroubu}$$

$f_3 := 0.003$... součinitel tření v matici

$d_L := 25 \cdot \text{mm}$... průměr pod ložiskem

Statické hledisko

$M_F := \frac{(F_s + F_t) \cdot s}{2 \cdot \pi} = 0.167 \text{ N} \cdot \text{m}$... moment od akční síly a síly odporu ve vedení

$M_L := 0.5 \cdot (F_s + F_t) \cdot d_L \cdot f_3 = 0.004 \text{ N} \cdot \text{m}$... moment od třecích sil v ložisku

$F_p := C_{dyn} \cdot 0.07 = 2.863 \text{ kN}$... předepínací síla

$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0.88^2) + 0.5 \cdot (F_s + F_t) \cdot d_s \cdot f_3 = 1.033 \text{ N} \cdot \text{m}$

... moment od předepnutí matice

Potřebný statický moment

$M_{Scelek} := \frac{M_F + M_L + M_{KSM}}{\eta_V \cdot \eta_L \cdot \eta_S} = 1.517 \text{ N} \cdot \text{m}$

Dynamické hledisko

$\alpha_m := \frac{a \cdot \pi \cdot 2}{s} = 628.319 \frac{1}{\text{s}^2}$... úhlové zrychlení motoru

$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0.88^2) + 0.5 \cdot F_t \cdot d_s \cdot f_3 = 1.032 \text{ N} \cdot \text{m}$

... moment od předepnutí matice

$M_{Fd} := \frac{F_t \cdot s}{2 \cdot \pi} = 0.119 \text{ N} \cdot \text{m}$... moment od síly odporu ve vedení

$\rho := 7850 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$... hustota oceli

$J_{rS} := 0.5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l_v \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^4 = 0.002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti šroubu

$J_m := m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 0.002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... redukce posuvných hmot na rotační

$$J_{mot} := 4.81 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \quad \text{moment setrvačnosti motoru}$$

$$J_{hm} := J_{mot} + J_{rS} + J_m = 0.004 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \quad \text{celkový moment setrvačnosti}$$

Potřebný dynamický moment

$$M_{Dcelk} := J_{hm} \cdot \alpha_m + M_{Fd} + M_{KSM} = 3.456 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Doba a dráha rozběhu

$$t_r := \frac{J_{hm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot v}{(M_{Dcelk} - M_{KSM}) \cdot s \cdot \eta_V \cdot \eta_L \cdot \eta_S} = 0.1 \text{ s} \quad \dots \quad \text{čas rozběhu}$$

$$s_r := 0.5 \cdot t_r \cdot v = 4.162 \text{ mm} \quad \dots \quad \text{dráha rozběhu}$$

Výkon motoru

$$P_m := M_{Scelk} \cdot n \cdot 2 \cdot \pi = 79.435 \text{ W}$$

Zvolený motor

$$J_{mot} := 4.81 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \quad \text{moment setrvačnosti motoru}$$

$$J_{1r} := 1.60 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \quad \text{moment setrvačnosti převodu}$$

$$i_{1r} := 7 \quad \dots \quad \text{hodnota převodu}$$

$$M_S := 3.85 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad \dots \quad \text{statický moment}$$

Dynamická stabilita

$$i_{rs} := \frac{2 \pi}{s} = 628.319 \frac{1}{\text{m}} \quad \dots \quad \text{převod šroubu z rotačního na posuvný}$$

$$i_{1s} := i_{rs} \cdot i_{1r} = (4.398 \cdot 10^3) \frac{1}{\text{m}} \quad \dots \quad \text{celkový převod}$$

$$J_{1p} := J_{1r} + J_{rS} \cdot \frac{1}{i_{1r}^2} + m \cdot \frac{1}{i_{1s}^2} = (8.991 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \quad \text{setrvačný moment posuvového mechanismu}$$

$$\mu_p := \frac{J_{1p}}{J_{mot}} = 1.869 \quad \dots \quad \text{poměr setrvačných momentů}$$

Vedení

$$C_0 := 142000 \cdot N \quad \dots \quad \text{Statická únosnost}$$

$$C_{dyn} := 73100 \cdot N \quad \dots \quad \text{Dynamická únosnost}$$

$$k := 1433 \cdot \frac{N}{\mu m} \quad \dots \quad \text{tuhost}$$

Statická konstrukční bezpečnost

$$f_{SL} := \frac{C_0}{F_{B1}} = 26.575$$

Životnost vedení

$$L := \left(\frac{C_{dyn}}{1.2 \cdot F_{B1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 \cdot km = (3.335 \cdot 10^5) km$$

$$L_h := \frac{L}{v} = (1.112 \cdot 10^6) hr$$

Deformace ve vedení

$$F_{x1} := F_{A1x} + F_{B1x} = -8.599 kN$$

$$F_{x2} := F_{A2x} + F_{B2x} = 2.272 kN$$

$$k_c := 2 \cdot k = (2.866 \cdot 10^3) \frac{N}{\mu m}$$

$$\delta_1 := \frac{F_{x1}}{k_c} = -3.001 \mu m$$

$$\delta_2 := \frac{F_{x2}}{k_c} = 0.793 \mu m$$

Příloha č. 3

Ověření ložisek v programu MITcalc



Valivá ložiska SKF

i Zkontrolujte rádek: 3.13;

ii Informace o projektu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska



Axiální válečková ložiska

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky	n	2.0	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	0.0	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	49652.0	[N]
1.11 Součinitel přídatných dynamických sil		1	

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	5000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2.00	

1.3 Provedení ložiska

1.4
1.5
1.6

1.15 Přídatné dynamické síly

1.1 Žádné

1.1 Od ozubených převodů

Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel fk 1.1 - 1.3 1.20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel fd 1 - 1.2 1.10

1.2 Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel fb 1.9 - 2.5 2.20

2.0 Volba rozměrů ložiska

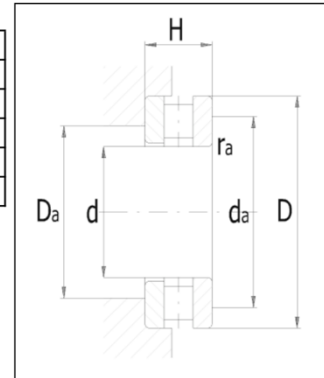
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	H	C	C0	nr	nmax	Ložisko
9	35.0	62.0	18.0	62000	190000	2000	4000	81207 TN

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	62000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	49652	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	17472	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	190000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	49652	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	3.83	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Frmax	0	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	2000	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	4000	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	0.91	[W]
2.14 Váha ložiska	g	0.21	[kg]

d	35
D	62
H	18
ramax	1
Damax	39
damin	58



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

Kapitola doplňků

4.0 Pomocné výpočty

5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

7.0 Grafický výstup, CAD systémy



Valivá ložiska SKF

i Zkontrolujte řádek: 3.13;

ii Informace o projektu

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska

Axiální válečková ložiska

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky n 2.0 [1/min]

1.9 Radiální zatížení Fr 0.0 [N]

1.10 Axiální zatížení Fa 49652.0 [N]

1.11 Součinitel přídatných dynamických sil 1

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska Lh 5000 [h]

1.14 Součinitel statické bezpečnosti s0 2.00

1.3 Provedení ložiska

1.4

1.5

1.6

1.15 Přídavné dynamické síly

1.1 Žádné

1.1 Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel fk 1.1 - 1.3 1.20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel fd 1 - 1.2 1.10

1.2 Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel fb 1.9 - 2.5 2.20

2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	H	C	C0	nr	nmax	Ložisko
11	40.0	60.0	13.0	43000	137000	2400	5000	81108 TN

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost C 43000 [N]

2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení P 49652 [N]

2.5 Základní trvanlivost L10h 5159 [h]

2.6 Základní statická únosnost C0 137000 [N]

2.7 Statické ekvivalentní zatížení P0 49652 [N]

2.8 Součinitel statické bezpečnosti s0 2.76

2.9 Dovolené radiální zatížení Frmax 0 [N]

2.10 Dovolené axiální zatížení Famax - [N]

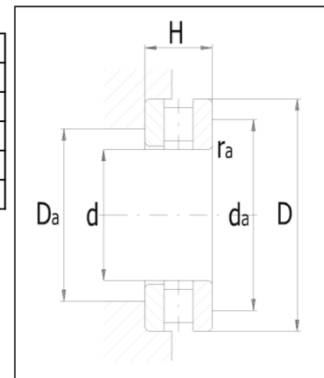
2.11 Referenční otáčky nr 2400 [1/min]

2.12 Mezní otáčky nmax 5000 [1/min]

2.13 Ztrátový výkon NR 1.04 [W]

2.14 Váha ložiska g 0.11 [kg]

d	40
D	60
H	13
ramax	0.6
Damax	42
damin	58



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

Kapitola doplňků

4.0 Pomocné výpočty

5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

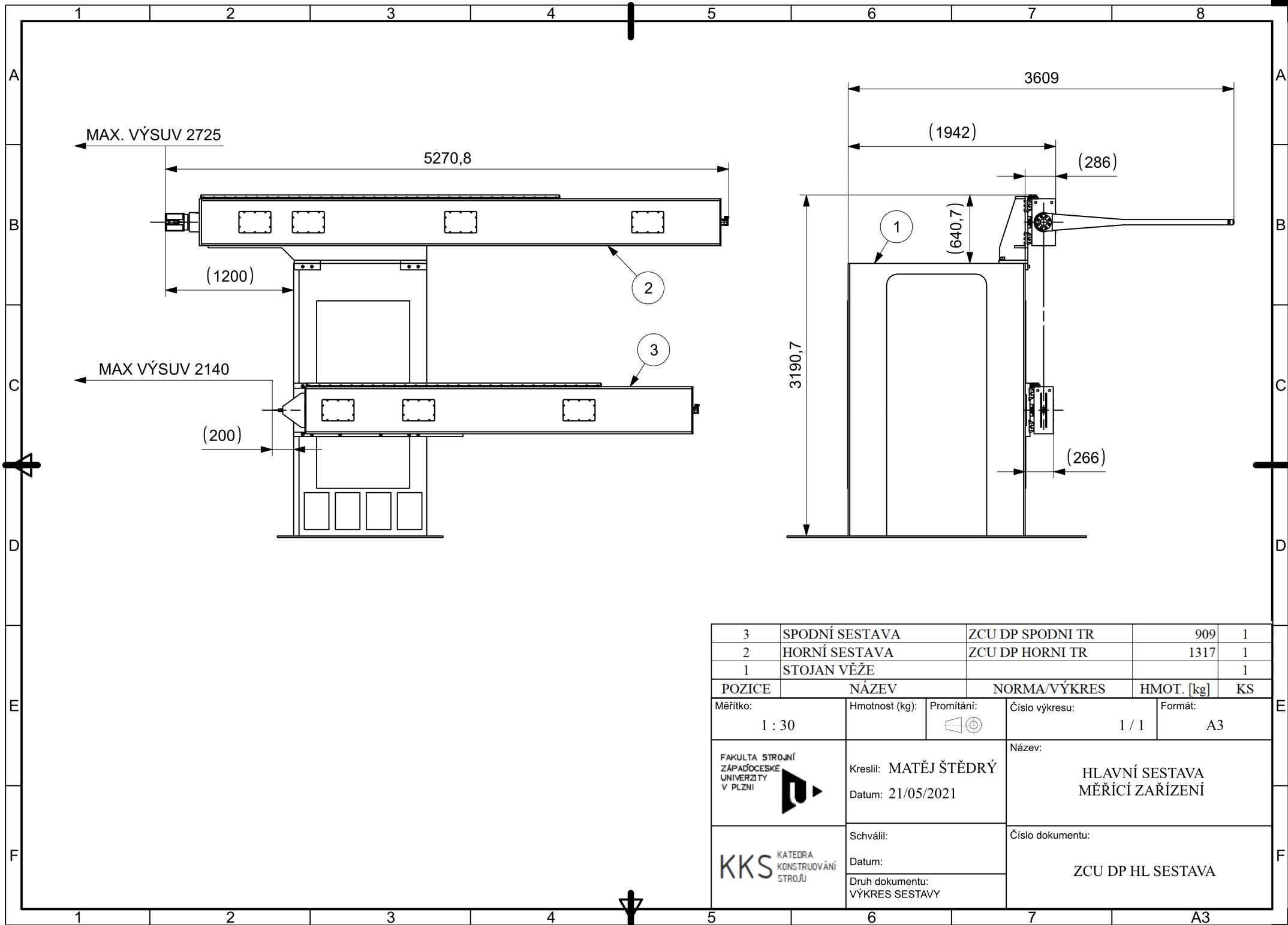
6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

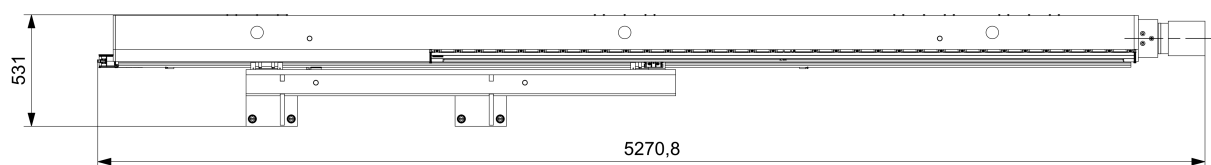
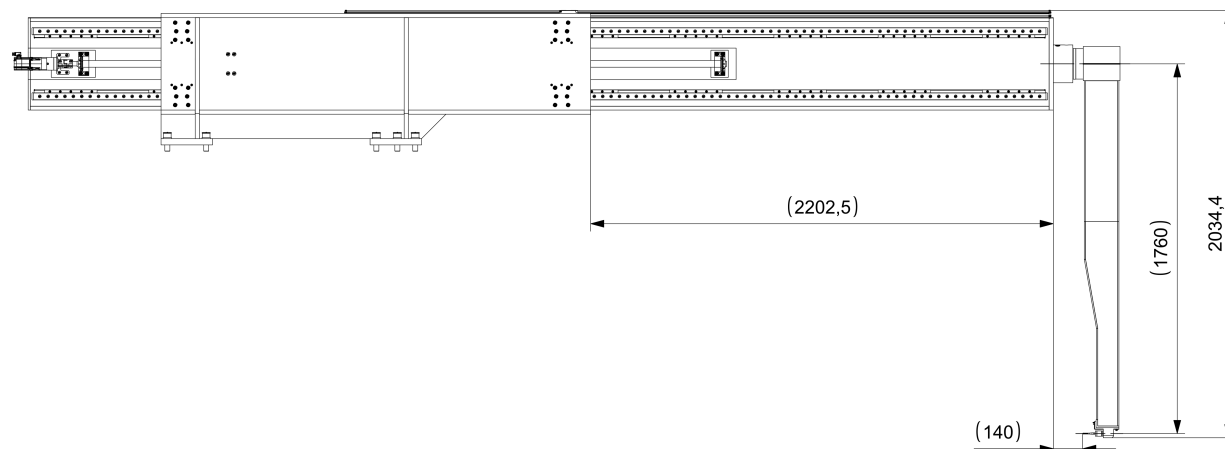
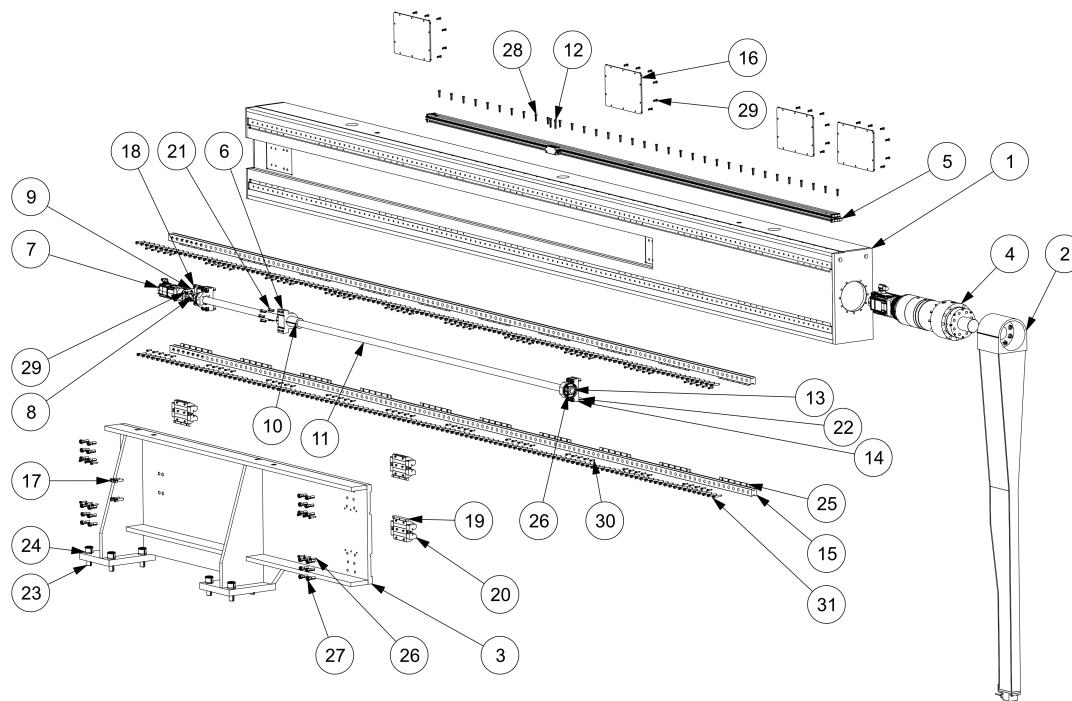
Příloha č. 4

Stanovení tuhosti pružin Mubea

Mubea	Disc Springs, Data Sheet										
	group 2										
Version 19.7.98	part./drawing no.: 17 0001										
	project: 0										
26.04.2021 0	Muhr und Bender, Tellerfedern und Spannelemente GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden phone.: sales: 02743/806-184, -194, Fax.: -188; engineering: 02743/806-268, -134, -135, Fax.: -292										
load points of one spring			calculated stresses				load points of stack				
height l mm	travel s mm	load F N	σ_I	σ_{II}	σ_{III}	σ_{OM}	height l mm	travel s mm	load F N	stiffness N/mm	
			MPa								
6,00	0,000	0	0	0	0	0	48,00	0,000	0	1320	
5,90	0,100	1035	-126	29	71	-55	47,20	0,800	1035	1268	
5,80	0,200	2029	-250	61	140	-109	46,40	1,600	2029	1218	
5,70	0,300	2984	-372	94	208	-164	45,60	2,400	2984	1169	
5,60	0,400	3901	-492	129	275	-218	44,80	3,200	3901	1123	
5,50	0,500	4782	-611	167	340	-273	44,00	4,000	4782	1080	
5,40	0,600	5629	-727	206	405	-327	43,20	4,800	5629	1038	
5,30	0,700	6443	-841	247	468	-382	42,40	5,600	6443	998	
5,20	0,800	7227	-953	290	530	-436	41,60	6,400	7227	961	
5,10	0,900	7981	-1064	335	590	-491	40,80	7,200	7981	925	
5,00	1,000	8708	-1172	382	649	-545	40,00	8,000	8708	892	
4,90	1,100	9409	-1278	431	707	-600	39,20	8,800	9409	861	
4,80	1,200	10086	-1383	482	764	-654	38,40	9,600	10086	832	
4,70	1,300	10741	-1485	536	820	-709	37,60	10,400	10741	805	
4,60	1,400	11376	-1585	591	874	-763	36,80	11,200	11376	781	
4,50	1,500	11991	-1684	648	927	-818	36,00	12,000	11991	758	
4,40	1,600	12590	-1780	706	978	-872	35,20	12,800	12590	738	
4,30	1,700	13173	-1875	767	1029	-927	34,40	13,600	13173	720	
4,20	1,800	13742	-1967	830	1078	-981	33,60	14,400	13742	704	
4,10	1,900	14299	-2058	895	1126	-1036	32,80	15,200	14299	690	
4,00	2,000	14846	-2146	962	1173	-1091	32,00	16,000	14846	678	
3,90	2,100	15385	-2233	1031	1218	-1145	31,20	16,800	15385	668	
3,80	2,200	15916	-2318	1102	1262	-1200	30,40	17,600	15916	661	
3,70	2,300	16443	-2400	1174	1305	-1254	29,60	18,400	16443	656	
3,60	2,400	16966	-2481	1249	1347	-1309	28,80	19,200	16966	652	
3,50	2,500	17487	-2560	1326	1387	-1363	28,00	20,000	17487	651	
stack:	8 springs					1 times against e.o.					
dimensions						load points of stack					
outer diam.:	$D_e=$	90,00	mm				load- point	height l mm	travel s mm	load F N	
inner diam.:	$D_i=$	46,00	mm				0	48,000	0,000	0	
thickness:	$t=$	3,50	mm				1	3,904	44,096	40982	
red. thickness:	$t'=$	3,50	mm				2	2,904	45,096	42646	
spring height:	$l_0=$	6,00	mm				Flat	28,000	20,000	17487	
material:	50 CrV 4										
Youngs-modulus:	206000	MPa	at		20	°C					

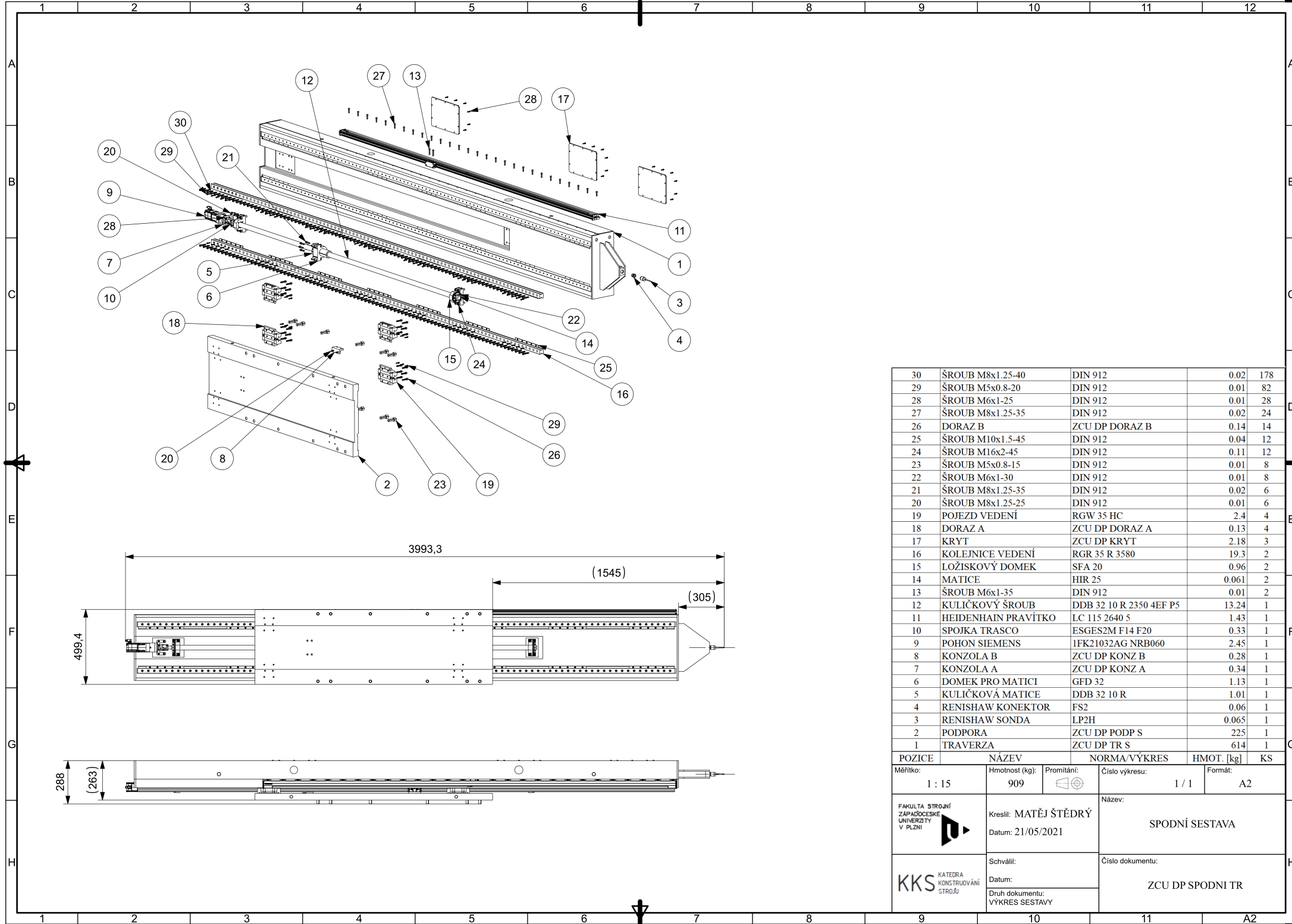


3	SPODNÍ SESTAVA	ZCU DP SPODNI TR	909	1
2	HORNÍ SESTAVA	ZCU DP HORNI TR	1317	1
1	STOJAN VĚŽE			1
POZICE	NÁZEV	NORMA/VÝKRES	HMOT. [kg]	KS
Měřítko:	Hmotnost (kg):	Promítání:	Číslo výkresu:	Formát:
1 : 30			1 / 1	A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI 	Kreslil: MATĚJ ŠTĚDRÝ	Název: HLAVNÍ SESTAVA MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ		
	Datum: 21/05/2021			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil:	Číslo dokumentu: ZCU DP HL SESTAVA		
	Datum:			
	Druh dokumentu: VÝKRES SESTAVY			



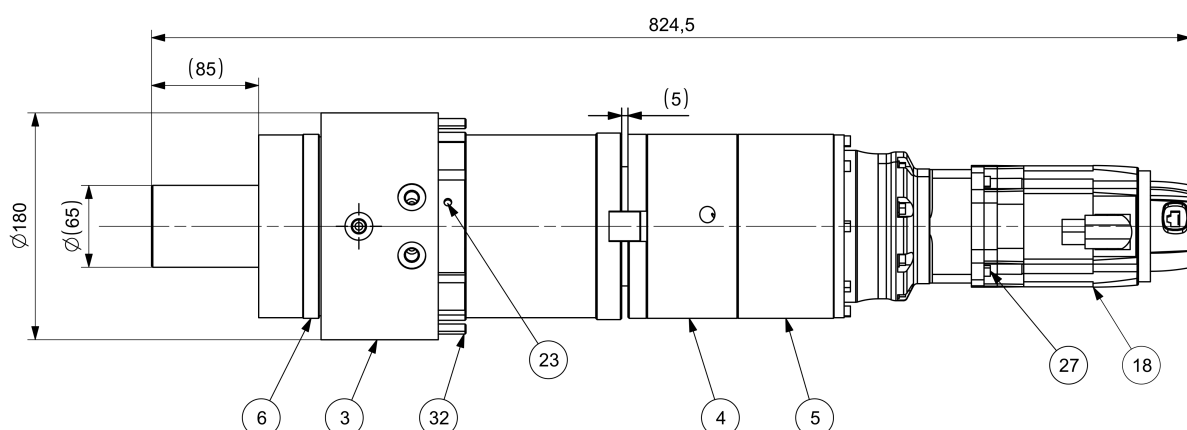
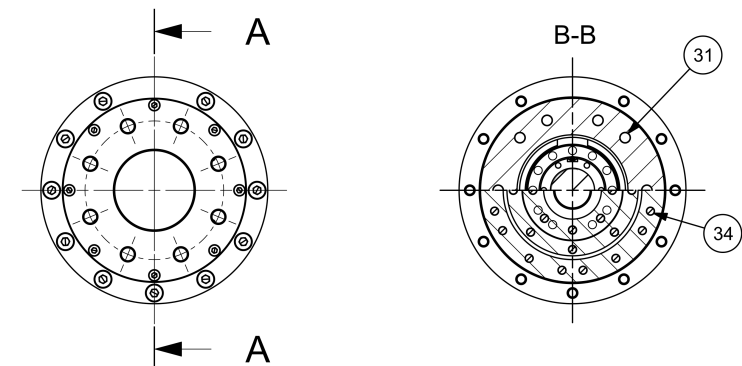
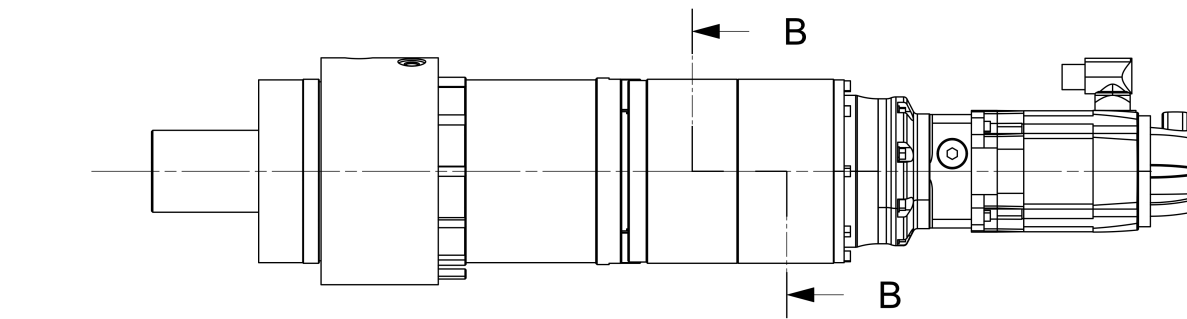
31	ŠROUB M8x1.25-40	DIN 912	0.02	240
30	ŠROUB M5x0.8-20	DIN 912	0.01	100
29	ŠROUB M5x0.8-15	DIN 912	0.01	48
28	ŠROUB M6x1-25	DIN 912	0.01	34
27	ŠROUB M10x1.5-35	DIN 912	0.03	24
26	ŠROUB M6x1-30	DIN 912	0.01	20
25	DORAZ B	ZCU DP DORAZ B	0.14	20
24	PODLOŽKA M24	DIN 127B	0.02	8
23	ŠROUB M24x2-65	DIN 912	0.38	8
22	ŠROUB M10x1.5-45	DIN 912	0.04	8
21	ŠROUB M8x1.25-30	DIN 912	0.01	6
20	POJEZD VEDENÍ	RGW 35 HC	2.4	4
19	DORAZ A	ZCU DP DORAZ A	0.13	4
18	ŠROUB M8x1.25-25	DIN 912	0.01	4
17	ŠROUB M12x1.75-35	DIN 912	0.08	4
16	KRYT	ZCU DP KRYT	2.18	4
15	KOLENICE VEDENÍ	RGR 35 R 4820	25.9	2
14	LOŽISKOVÝ DOMEK	SFA 20	0.96	2
13	MATICI	HIR 25	0.061	2
12	ŠROUB M6x1-35	DIN 912	0.01	2
11	KULIČKOVÝ ŠROUB	DDB 32 10 R 3050 4EF P5	17.18	1
10	KULIČKOVÁ MATICE	DDB 32 10 R	1.01	1
9	KONZOLA A	ZCU DP KONZ A	0.34	1
8	SPOJKA TRASCO	ESGES2M F14 F20	0.33	1
7	POHON SIEMENS	1FK21032AG NRB060	2.45	1
6	DOMEK PRO MATICI	GFD 32	1.13	1
5	HEIDENHAIN PRAVÍTKO	LC 115 3240 5	1.75	1
4	MECHANISMUS	ZCU DP MECH	52.6	1
3	PODPORA	ZCU DP PODP H	338	1
2	RAMENO SESTAVA	ZCU DP RAMENO	61	1
1	TRAVERZA	ZCU DP TR H	849	1
POZICE	NÁZEV	NORMA/VÝKRES	HMOT. [kg]	KS

Měřítko: 1 : 18	Hmotnost (kg): 1317	Proमितání: 	Číslo výkresu: 1 / 1	Formát: A2
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil: MATĚJ ŠTĚDRÝ Datum: 21/05/2021	Název: HORNÍ SESTAVA		
KKS	Schválil: Datum: Druh dokumentu: VÝKRES SESTAVY	Číslo dokumentu: ZCU DP HORNÍ TR		

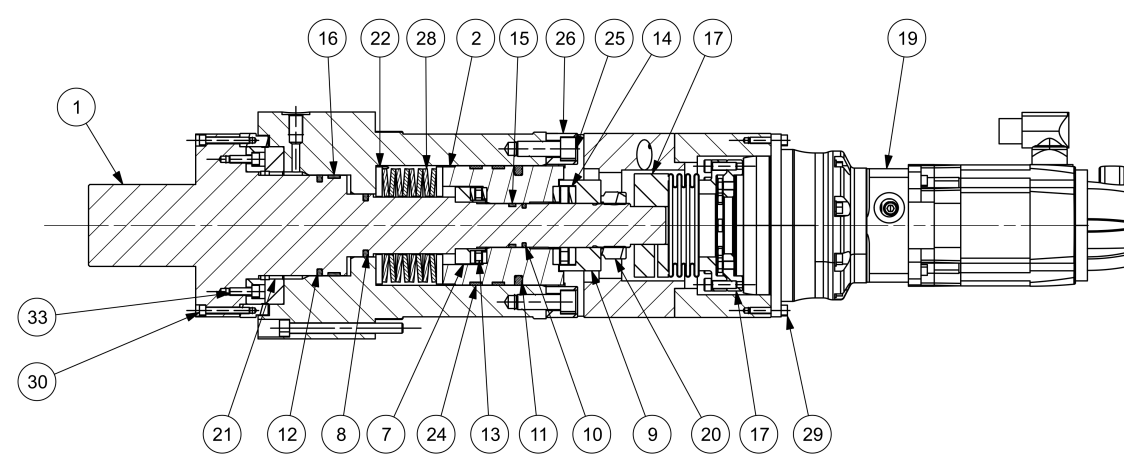


30	ŠROUB M8x1.25-40	DIN 912	0.02	178
29	ŠROUB M5x0.8-20	DIN 912	0.01	82
28	ŠROUB M6x1-25	DIN 912	0.01	28
27	ŠROUB M8x1.25-35	DIN 912	0.02	24
26	DORAZ B	ZCU DP DORAZ B	0.14	14
25	ŠROUB M10x1.5-45	DIN 912	0.04	12
24	ŠROUB M16x2-45	DIN 912	0.11	12
23	ŠROUB M5x0.8-15	DIN 912	0.01	8
22	ŠROUB M6x1-30	DIN 912	0.01	8
21	ŠROUB M8x1.25-35	DIN 912	0.02	6
20	ŠROUB M8x1.25-25	DIN 912	0.01	6
19	POJEZD VEDENÍ	RGW 35 HC	2.4	4
18	DORAZ A	ZCU DP DORAZ A	0.13	4
17	KRYT	ZCU DP KRYT	2.18	3
16	KOLEJNICE VEDENÍ	RGR 35 R 3580	19.3	2
15	LOŽISKOVÝ DOMEK	SFA 20	0.96	2
14	MATICE	HIR 25	0.061	2
13	ŠROUB M6x1-35	DIN 912	0.01	2
12	KULÍČKOVÝ ŠROUB	DDB 32 10 R 2350 4EF P5	13.24	1
11	HEIDENHAIN PRAVÍTKO	LC 115 2640 5	1.43	1
10	SPOJKA TRASCO	ESGES2M F14 F20	0.33	1
9	POHON SIEMENS	1FK21032AG NRB060	2.45	1
8	KONZOLA B	ZCU DP KONZ B	0.28	1
7	KONZOLA A	ZCU DP KONZ A	0.34	1
6	DOMEK PRO MATICI	GFD 32	1.13	1
5	KULÍČKOVÁ MATICE	DDB 32 10 R	1.01	1
4	RENISHAW KONEKTOR	FS2	0.06	1
3	RENISHAW SONDA	LP2H	0.065	1
2	PODPORA	ZCU DP PODP S	225	1
1	TRAVERZA	ZCU DP TR S	614	1

POZICE	NÁZEV	NORMA/VÝKRES	HMOT [kg]	KS
Měřítko:	Hmotnost (kg):	Promítání:	Číslo výkresu:	Formát:
1 : 15	909		1 / 1	A2
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil: MATEJ ŠTĚDRÝ Datum: 21/05/2021	Název:	SPODNÍ SESTAVA	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil: Datum: Druh dokumentu: VÝKRES SESTAVY	Číslo dokumentu:	ZCU DP SPODNI TR	

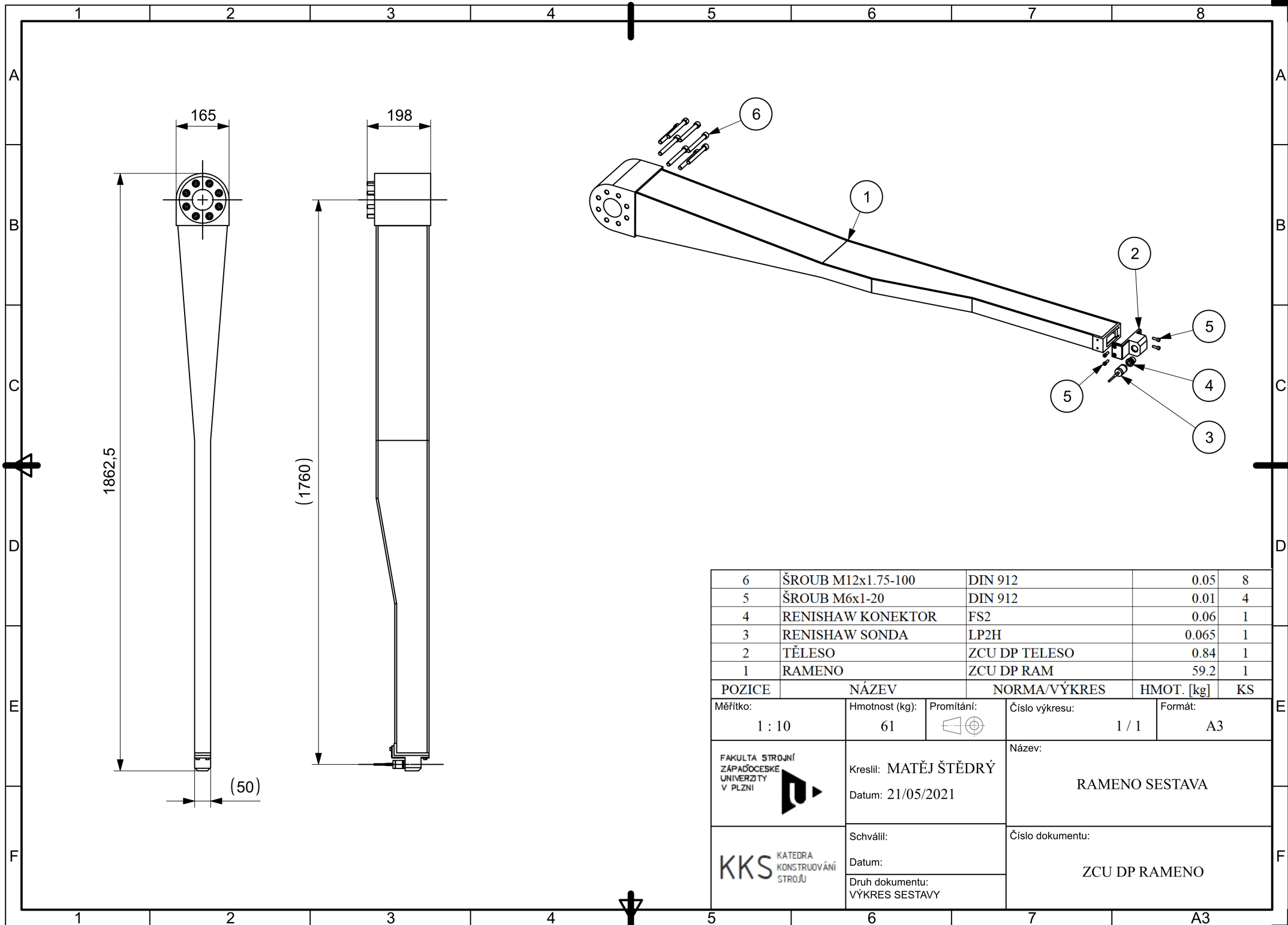


A-A

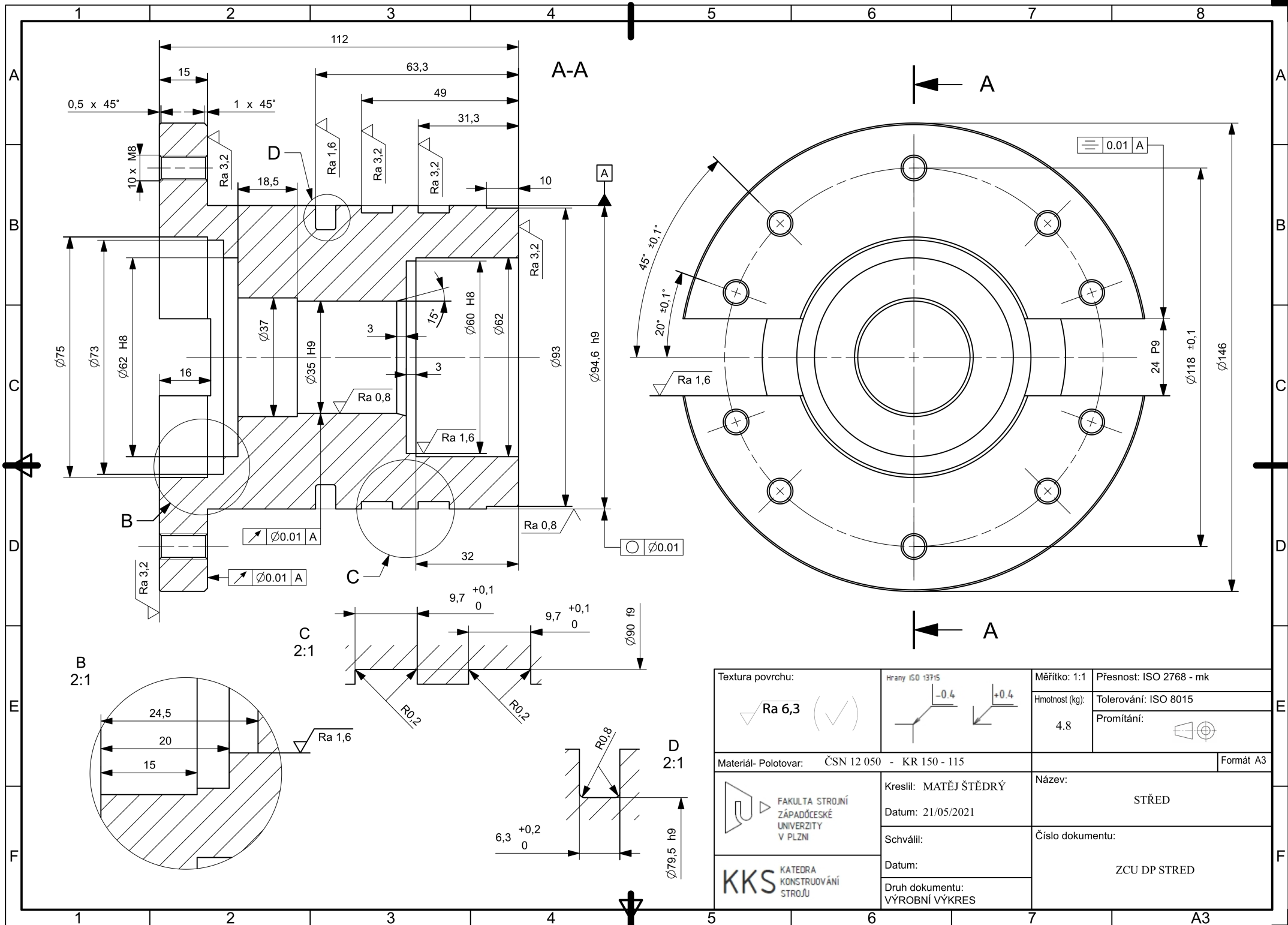


34	ŠROUB M6x1-70	DIN 912		0.01	16
33	ŠROUB M6x1-20	DIN 912		0.01	12
32	ŠROUB M8x1.25-90	DIN 912		0.02	11
31	ŠROUB M8x1.25-65	DIN 912		0.02	10
30	ŠROUB M5x0.8-35	DIN 912		0.01	8
29	ŠROUB M5x0.8-25	DIN 912		0.01	8
28	TALÍŘOVÁ PRUŽINA	DIN 9093 46-90 3		0.1	8
27	ŠROUB M10x1.5-35	DIN 912		0.04	4
26	ARETAČNÍ ČLEN	ZCU DP ARET		0.07	2
25	ŠROUB M12x1.75-30	DIN 912		0.06	2
24	VODÍČÍ PÁS	F 87 95		0.02	2
23	TĚSNÍČÍ ZÁTKA	MB 6		0.01	2
22	KOROUŽEK 2	ZCU DP KR 2		0.2	2
21	HIRTHOVO OZUBENÍ	H15.093120		0.57	2
20	MATICE	SKF KMTA 7		0.18	1
19	PŘEVOD	TP025S MF2 100		6.1	1
18	SERVOMOTOR	1FK7044 4CF7		6.4	1
17	COUPLING	KB4F 150		1.65	1
16	VODÍČÍ PÁS	F 87 80		0.02	1
15	VODÍČÍ PÁS	F 87 35		0.01	1
14	LOŽISKO	SKF 81207 TN		0.21	1
13	LOŽISKO	SKF 81108 TN		0.11	1
12	TĚSNĚNÍ	K764 80		0.02	1
11	TĚSNĚNÍ	K54 95		0.02	1
10	TĚSNĚNÍ	K764 35		0.01	1
9	KROUŽEK B	ZCU DP KR B		0.58	1
8	TĚSNĚNÍ	K764 50		0.33	1
7	KROUŽEK A	ZCU DP KR A		0.2	1
6	KROUŽEK 1	ZCU DP KR 1		0.7	1
5	ZADNÍ TĚLESO	ZCU DP Z TEL		3.93	1
4	MEZIKUS	ZCU DP MEZIKUS		5.58	1
3	POUZDRO	ZCU DP POUZDRO		21.8	1
2	STŘED	ZCU DP STRED		4.8	1
1	HŘÍDEL	ZCU DP HRIDEL		12.34	1

POZICE	NÁZEV	NORMA/VÝKRES	HMOT. [kg]	KS
Měřitko:	Hmotnost (kg):	Promítání:	Číslo výkresu:	Formát:
1 : 3	52.6		1 / 1	A2
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil: MATĚJ ŠTĚDRÝ Datum: 21/05/2021	Název:	MECHANISMUS	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil: Datum:	Číslo dokumentu:	ZCU DP MECH	
	Druh dokumentu: VÝKRES SESTAVY			



6	ŠROUB M12x1.75-100	DIN 912	0.05	8
5	ŠROUB M6x1-20	DIN 912	0.01	4
4	RENISHAW KONEKTOR	FS2	0.06	1
3	RENISHAW SONDA	LP2H	0.065	1
2	TĚLESO	ZCU DP TELESO	0.84	1
1	RAMENO	ZCU DP RAM	59.2	1
POZICE	NÁZEV	NORMA/VÝKRES	HMOT. [kg]	KS
Měřítko:	Hmotnost (kg):	Promítání:	Číslo výkresu:	Formát:
1 : 10	61		1 / 1	A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI 	Kreslil: MATĚJ ŠTĚDRÝ	Název: RAMENO SESTAVA		
	Datum: 21/05/2021			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil:	Číslo dokumentu: ZCU DP RAMENO		
	Datum: Druh dokumentu: VÝKRES SESTAVY			



Textura povrchu: Ra 6,3 (✓)	Hrany ISO 13715 -0.4 +0.4	Měřítka: 1:1 Přesnost: ISO 2768 - mk	Hmotnost (kg): 4.8 Tolerování: ISO 8015 Promítání:
Materiál- Polotovár: ČSN 12 050 - KR 150 - 115		Název: STŘED	Formát A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil: MATEJ ŠTĚDRÝ Datum: 21/05/2021	Číslo dokumentu: ZCU DP STRED	
 KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil: Datum: Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES		