

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017
Konstruování strojů a technických zařízení
Specializace: Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh víceosého polohovadla pro robotické svařování

Autor: **Bc. Tomáš Truneček**
Vedoucí práce: **Ing. Zdeněk Raab, Ph.D.**
Konzultant: **Ing. Jakub Jirásko, Ph.D.**

Akademický rok 2023/2024

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš TRUNEČEK**
Osobní číslo: **S23N0059P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**
Téma práce: **Návrh víceosého polohovadla pro robotické svařování**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Vypracujte rešerši z oblasti víceosých polohovadel pro robotické svařování. Stanovte požadavky na konstrukci polohovadla pro danou aplikaci. Zpracujte konstrukční návrh víceosého polohovadla pro robotické svařování. Návrh doplňte potřebnými výpočty a technickou dokumentací vybraných částí.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

- Rešerše
- Specifikace požadavků
- Konstrukční návrh s příslušnými výpočty
- Vypracování 3D modelů a technické dokumentace vybraných částí

Konzultant: Ing. Jakub Jirásko, Ph. D.

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

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3
[2] Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zdeněk Raab, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

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

L.S.

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

Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Akademický rok 2023/2024
Jména a příjmení studenta **Bc. Tomáš Truneček**
Název diplomové práce Návrh víceosého polohovadla pro robotické svařování

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma „Návrh víceosého polohovadla pro robotické svařování“ vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
Podpis studenta

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Zdeňkovi Raabovi, Ph.D. a konzultantu Ing. Jakubovi Jirásku, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Truneček	Jméno Tomáš	
STUDIJNÍ PROGRAM	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Raab, PhD.	Jméno Zdeněk	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh víceosého polohovadla pro robotické svařování		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2024
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	179	TEXTOVÁ ČÁST	72	GRAFICKÁ ČÁST	107
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	-----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce se zabývá návrhem pětiosého polohovadla pro robotické svařování technologií MIG/MAG ve spolupráci se svařovacím robotem, řízením a servomotory Fanuc. Diplomová práce obsahuje potřebné technické výpočty a výkresovou dokumentaci.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	CAD, polohovadlo, pětiosé polohovadlo, robotické svařování

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Truneček	Name Tomáš	
STUDY PROGRAMME	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Raab, PhD.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of a Multi-Axis Positioner for Robotic Welding		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2024
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	179	TEXT PART	72	GRAPHICAL PART	107
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	-----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This diploma thesis focuses on a design of a 5-axis positioner for robotic MIG/MAG welding cooperating with a welding robot, controller and servomotors Fanuc.</p> <p>Diploma thesis includes necessary technical calculations and technical drawings</p>
KEY WORDS	CAD, Positioner, 5-axis Positioner, Robotic welding

Obsah

Úvod	12
1 Rešerše	13
1.1 Polohování	14
1.2 Bezpečnost	17
1.3 Polohovadla s více stanovišti	17
1.4 Rozsah a rychlost polohování	19
1.5 Nosnost polohovadla	19
1.6 Přesnost polohování	20
1.6.1 ArcMin	20
1.6.2 Boční vůle v záběru ozubení	21
1.6.3 Způsoby redukce boční vůle v záběru ozubení	23
1.7 Pohony os	25
1.7.1 Moment setrvačnosti	26
1.7.2 Rozběhový moment	28
1.8 Převody rotačních os	29
1.8.1 Převod pastorek–ozubené kolo	29
1.8.2 Otočová ložiska	30
1.8.3 Planetová převodovka	31
1.8.4 Cykloidní (RV) převodovka	32
1.8.5 Vačkový převod	34
2 Specifikace požadavků	35
2.1 Požadavky dané aplikace	35
2.2 Požadavky dané technologií MIG/MAG	37
3 Parametry konkurenčních řešení	39
4 Koncepční návrh	41
4.1 Předběžná volba servomotorů	43
4.2 Odhad potřebných celkových převodových poměrů os	44
4.3 Ověření nominálního točivého momentu servopohonů	45
5 Analýza metodou konečných prvků	47
5.1 FEM model	47
5.2 Tuhostní úloha	48
5.3 Pevnostní úloha	51

6	Konstrukční návrh	54
6.1	Návrh geometrie ozubení a převodu planetové převodovky	54
6.2	Výběr planetových převodovek	56
6.3	Kontrola otočových ložisek	57
6.4	Analýza přesnosti polohování	60
6.4.1	Indexace 1. osy	60
6.4.2	Přesnost polohování ozubeného převodu	60
6.5	Výsledný model	63
7	Realizace	66
8	Závěr	69
	Literatura	71

Přílohy	i
A Fanuc Additional Robot Axes R30iB — katalogový list [11, str. 27-29]	i
B Odhad celkových převodových poměrů pohonů os, ověření rozběhových momentů — výpočtový list	v
C Neugart PLFN — katalogový list [19]	viii
D Návrh základní geometrie ozubených kol — výpočtový list	xi
E Neugart Calculation Program — 1. osa	xiv
F Neugart Calculation Program — 2. osa	xix
G Neugart Calculation Program — 3. osa	xxiv
H Vybraná planetová převodovka — 1. osa	xxix
I Vybraná planetová převodovka — 2. osa	xxxii
J Vybraná planetová převodovka — 3. osa	xxxv
K Validace výsledků Neugart Calculation Program — výpočtový list	xxxviii
L Vybrané otočové ložisko 1. a 2. osy — katalogový list [?, str. 86–87]	xlii
M Vybrané otočové ložisko 3. osy — katalogový list [?]	xliv
N Analýza přesnosti polohování — výpočtový list	xlvii
O Výkresová dokumentace vybraných částí	li

Seznam obrázků

1	Polohy svařování dle ISO 6947.	13
2	Pracoviště LaserTherm MIG/MAG — 2x 1-osé polohovadlo + dráha s robotem.	14
3	Fanuc 1-Axis Positioner.	15
4	Fanuc 2-Axis Positioner.	15
5	ALM 3-Axis Skyhook Positioner.	15
6	Dumeta 4-Axis Hydraulic Elevating Positioner.	16
7	Kuka KP5-V2S2V.	16
8	6-Axis Precision Positioner.	16
9	ABB IRBP C.	18
10	LaserTherm 3-osá polohovadla	18
11	Oblouková vs lineární vzdálenost.	21
12	Boční vůle v záběru ozubení.	22
13	Roviny šikmého ozubení.	22
14	Korekce ozubení.	23
15	Ozubený převod Master-Slave.	24
16	Dělené ozubené kolo.	24
17	Servomotor Fanuc řady Beta i.	25
18	Charakteristika Beta iS 8.	26
19	Redukce na rotační člen.	27
20	Převod pastorek–ozubené kolo (ozubený věnec).	29
21	Jednořadá obousměrné válečkové ložisko SKF RKS.	30
22	Planetová převodovka Neugart PLFN.	31
23	Cykloidní převodovka Nabtesco — kinematické schéma.	32
24	Cykloidní převodovka Nabtesco — 1 rotace planety.	32
25	Cykloidní převodovka Nabtesco — řez.	33
26	Rotační indexační stůl Weiss.	34
27	Příklady svařovaných dílů.	35
28	Příklad svařovacího přípravku.	36
29	Rozměrový výkres zástavbových rozměrů.	37
30	Vybraná konkurenční řešení.	39
31	Rozměrový výkres ABB IRBP B.	39
32	Koncepční 3D model polohovadla.	41
33	Kinematické schéma polohovadla.	42
34	Pohybující se hmoty jednotlivých os.	42
35	Aktualizovaný koncepční 3D model.	47
36	Konečněprvková síť.	48
37	Výsledné velikosti průhybu od deformace — 1-stranně zatíženo.	49
38	Výsledné velikosti průhybů od deformace — oboustranně zatíženo.	50
39	Výsledné velikosti redukovaného napětí dle hypotézy HMM — 1-stranně zatíženo.	51
40	Výsledné velikosti redukovaného napětí dle hypotézy HMM — oboustranně zatíženo.	52
41	Síly v ozubení	55

42	Prostředí Neugart Calculation Program.	57
43	Schéma zatížení polohovadla.	58
44	Řez 3D modelem.	60
45	Schéma backlash — základní poloha 2. osy (ramene).	61
46	Schéma backlash — 90° poloha 2. osy (ramene).	61
47	Navržené polohovadlo — 3D pohled.	63
48	Render navrženého polohovadla — 3D pohled.	64
49	Render navrženého polohovadla — půdorys.	64
50	Render navrženého polohovadla — bez krytů.	65
51	Render navrženého polohovadla — detail bez krytů.	65
52	Sestavené navržené polohovadlo.	67
53	Sestavené navržené polohovadlo — spolupráce se svařovacím robotem.	67
54	Svařovací proces.	68
55	Příklad výsledného svaru.	68

Seznam tabulek

1	Požadované parametry polohovadla.	38
2	Parametry konkurenčních řešení.	40
3	Momenty setrvačnosti jednotlivých os koncepčního návrhu.	43
4	Předběžná volba servomotorů.	44
5	Odhadované minimální potřebné celkové převodové poměry.	45
6	Orientační rozběhové momenty pro minimální celkové převodové poměry.	46
7	Orientační rozběhové momenty — sjednocení převodu 1. a 2. osy.	46
8	Hodnoty průhybu od deformace v referenčním místě v milimetrech.	50
9	Hodnoty maximálních redukovaných napětí dle hypotézy HMMH v MPa.	52
10	Navržené roztečné průměry ozubených kol převodu pastorek–ozubené kolo, vybrané převody planetových převodovek.	54
11	Navržené moduly ozubení.	56
12	Zatížení polohovadla v N.	58
13	Rozměry působení zatížení v milimetrech.	58
14	Zatížení dílčích otočových ložisek.	59
15	Parametry vybraných ložisek.	59
16	Přesnost polohování — doporučená hodnota boční zubové vůle v místě záběru ozubení $j_n = 0,03 \cdot m$	62
17	Přesnost polohování — experimentálně ověřená hodnota boční zubové vůle v místě záběru ozubení $j_n = 0,03$ mm.	62
18	Parametry navrženého polohovadla.	70

Seznam označení

Značka	Jednotka	Název veličiny
a	[m/s ²]	Zrychlení
c	[MPa]	Únavové napětí
D	[mm]	Roztečný průměr
e	[mm]	Excentricita
E_k	[J]	Kinetická energie
f_L	[–]	Součinitel zatížení
F	[N]	Síla
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)
i	[–]	Převodový poměr
I	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti k ose rotace
j	[mm]	Boční vůle ozubení
k	[–]	Bezpečnost
L	[kg·m/s]	Moment hybnosti
m	[kg] / [mm]	Hmotnost / Modul ozubení
M	[Nm]	Moment (točivý, klopný)
n	[min ⁻¹]	otáčky
r	[mm]	Poloměr
R_e	[MPa]	Mez kluzu
t	[s]	čas
v	[m/s]	Rychlost
z	[–]	Počet zubů

Značka	Jednotka	Název veličiny
α	[°] / [m/s ²]	Úhel záběru ozubení / Zrychlení
β	[°]	Úhel sklonu zubů
σ	[MPa]	Napětí (normálové)
φ	[rad]	Úhel
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost
ψ	[–]	Poměr šířky zubu k modulu

Zkratky

Zkratka	Význam zkratky
3D	Trojrozměrný
arcmin	Úhlová minuta (1/60 °)
BL	BackLash
CAD	Computer Aided Design
MIG/MAG	Metoda svařování elektrickým obloukem pomocí tavné elektrody v ochranné atmosféře (zkr. Metal Inert/Active Gas)

Úvod

Robotizace se ukazuje být stále více neoddělitelnou součástí průmyslové výroby, přičemž možnosti jejího využití jsou široké.

Díky snížení až vyloučení lidského faktoru s sebou přináší řadu výhod, jako je opakovatelná přesnost jdoucí ruku v ruce s konzistencí a efektivitou. Další výhodou je např. bezpečnost, tedy člověk nemusí být přítomen při procesu výroby. Tyto a další výhody mají potenciál přispívat k optimalizaci výrobních procesů. [1]

Tato práce se zaměřuje na jednu z oblastí robotizace, a to výrobu svařenců technologií svařování elektrickým obloukem MIG/MAG s využitím víceosého polohovadla ve spolupráci se svařovacím robotem. Polohovadlo je koncipováno jako pětiosé s ručním zakládáním, použitý robot uvažován šestiosý.

Zadání a poklady pro vypracování této práce byly poskytnuty společností LaserTherm spol. s r.o., jež se zabývá vývojem a dodávkou laserových a robotických systémů pro průmyslovou výrobu.

Cílem následujících kapitol je návrh víceosého polohovadla pro robotické svařování, splňujícího parametry pro danou aplikaci. Při návrhu byl brán ohled na schopnost konkurovat stávajícím řešením jak z hlediska parametrů, tak z hlediska ekonomického.

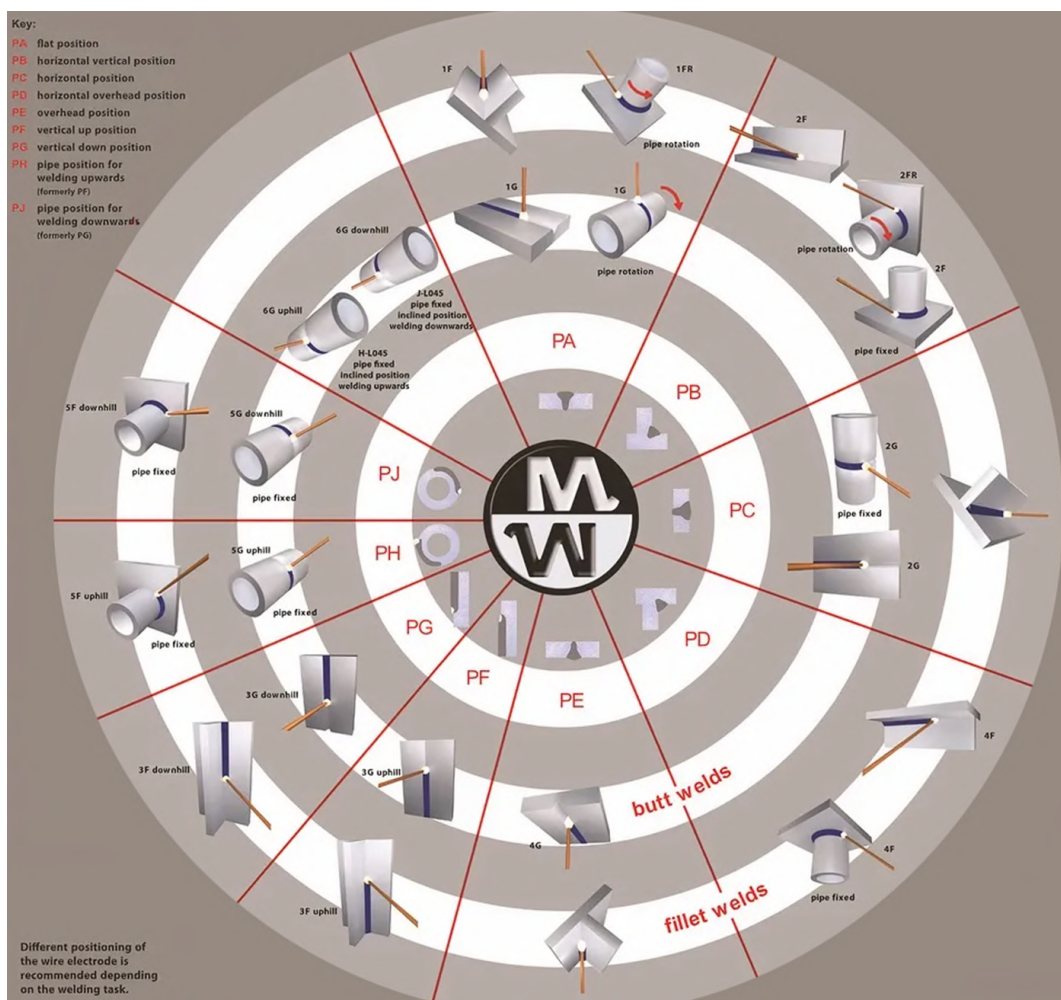
1 Rešerše

Účelem svařovacího polohovadla je uchopit svařovaný výrobek nebo jeho části a zajistit příznivou polohu při svařovacím procesu.

Uchopení se v případě tvarově složitějších výrobků nebo specifických požadavcích na přesnost provádí zpravidla pomocí svařovacího přípravku, v případě jednodušších výrobků lze výrobky upínat na funkční plochu polohovadla napřímo např. pomocí upínek.

Příznivá poloha při svařování je dána, mimo jiné, geometrií svařence, technologií svařování (např. svařování elektrickým obloukem nebo koncentrovaným zdrojem tepla — laserem mohou mít odlišné požadavky), směrem přívodu přídavného materiálu nebo dostupností svařovaných míst (v případě robotického svařování jak z hlediska dostupnosti hořákem, tak možnostmi dosahu robota).

Dle následujícího obr. odpovídají vybraná označení polohy svařování: PA — Vodorovná shora, PC — vodorovná, PE — Vodorovná nad hlavou, PF — svislá nahoru, PG — svislá dolu (řazeno dle příznivosti sestupně).



Obrázek 1: Polohy svařování dle ISO 6947. [2]

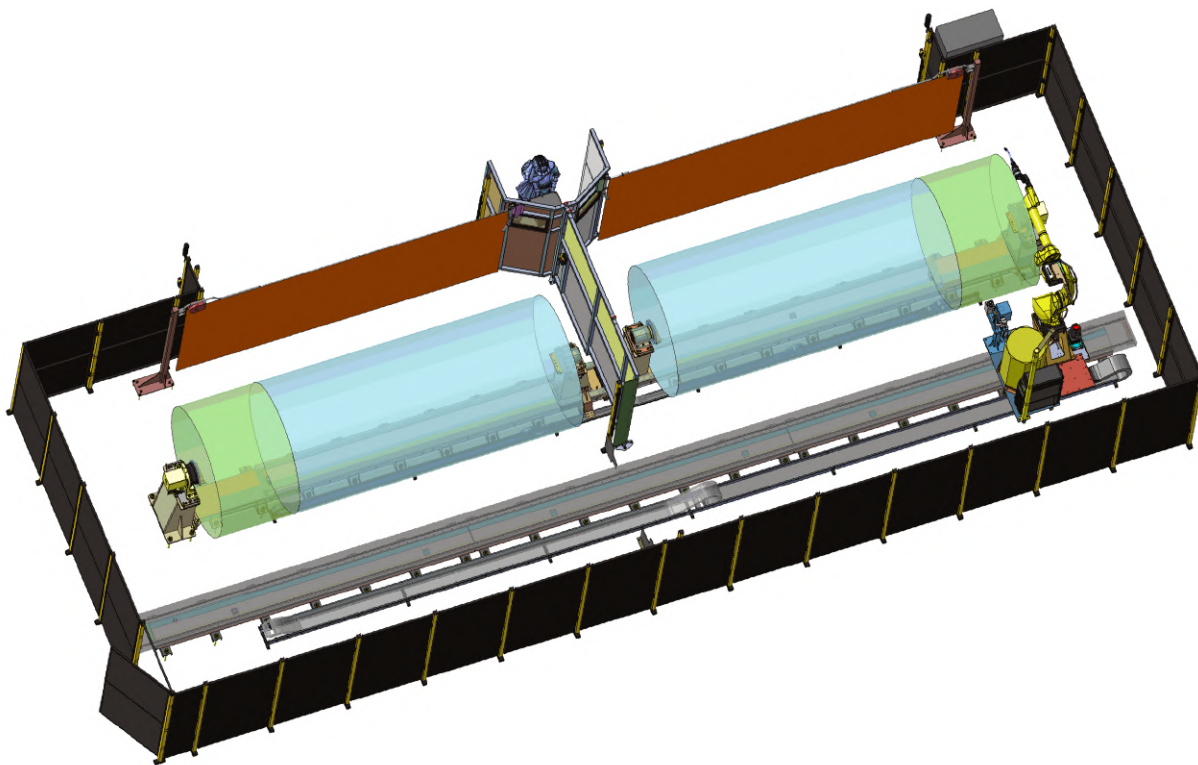
1.1 Polohování

Polohování svařence je možno realizovat pohybem

- posuvným,
- rotačním,
- kombinací posuvného a rotačního pohybu.

Posuvného pohybu se typicky využívá, pokud rozměry svařence přesahují dosah svařovacího robota. Posuv může konat polohovadlo (zpravidla zdvih) nebo robot (zpravidla posuv na pojezdové dráze).

Následující obr. uvádí příklad pracoviště využívajícího polohování kombinací dvou jednoosých polohovadel s plynule měnitelnou roztečí a robota na pojezdové dráze.



Obrázek 2: Pracoviště LaserTherm —
2x 1-osé polohovadlo + dráha s robotem.

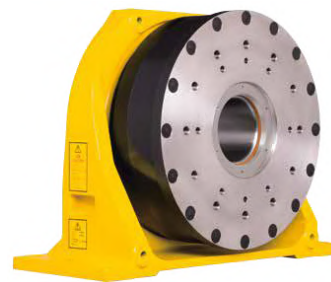
S ohledem na počet nezávislých pohybů (os rotace, případně posuvu), které polohovadlo umožňuje, lze polohovadla rozčlenit do následujících kategorií.

1–osé polohovadlo

Příklad vyobrazený na následujícím obr. umožňuje rotaci $\pm 370^\circ$ při opakovatelnosti $\pm 0,02$ mm na poloměru od osy otáčení $R = 500$ mm.

Dle typu se nosnost pohybuje od 500 kg do 2 000 kg, dovolený moment setrvačnosti od 360 kg·m² do $1\,500$ kg·m² a maximální rychlost otáčení od 160 m/s do 120 m/s. [3]

Pro dlouhé díly se používá s nepoháněným protikusem (koníkem).



Obrázek 3: Fanuc 1–Axis Positioner. [3]

2–osé polohovadlo

Další příklad umožňuje náklon rotačního stolu (1. osa) v rozsahu $\pm 135^\circ$ a zároveň rotaci samotného stolu (2. osa) v rozsahu $\pm 240^\circ$ při srovnatelné opakovatelnosti jako polohovadlo jednoosé.

Nosnost je u tohoto konkrétního polohovadla omezena na 500 kg. Dovolený moment setrvačnosti 1. osy činí 300 kg·m² a 2. osy 100 kg·m². Maximální rychlost otáčení 1. osy je omezena na $120^\circ/s$ a 2. osy na $190^\circ/s$. [3]



Obrázek 4: Fanuc 2–Axis Positioner. [3]

3–osé polohovadlo

Tento příklad je ve své podstatě modifikací 2–osého polohovadla ve smyslu přidání osy zdvihu „L“ ramena.

1. osa umožňuje zdvih hmotnosti maximálně 1 600 kg o 1 740 mm. Rychlost naklápění ramene je regulovatelná v rozsahu $1,8^\circ/s$ až $13,8^\circ/s$ a rychlost otáčení stolu $1,8^\circ/s$ až $21^\circ/s$. [4]



Obrázek 5: ALM 3–Axis Skyhook Positioner. [4]

4–osé polohovadlo

Koncepčně odlišným druhem je polohovadlo fungující na principu kyvných kloubů řazených za sebou a poháněných hydraulicky.

1. osa tohoto konkrétního typu s nosností 2 000 kg zajišťuje zdvih až do výšky 1 700 mm v čase. Účelem 2. a 3. osy je naklápění rotačního stolu v rozsahu 0–135° v čase 18 s. Rotační stůl představující 4. osou je schopen otáčení rychlostí 10,8°/s. [5]



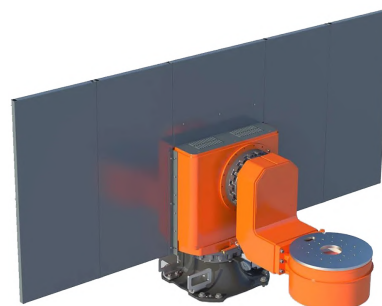
Obrázek 6: Dumeta 4–Axis Hydraulic Elevating Positioner. [5]

5–osé polohovadlo

Spojením dvou 2–osých polohovadel např. typu „L“ ramena a jejich umístěním na otočnou osu vznikne polohovadlo s celkovým počtem pěti os. Uveden příklad od výrobce Kuka.

Bližší popis, mimo jiné, 5–osých polohovadel uveden v kapitole 1.3: Polohovadla s více stanovišti.

Parametry zmíněného příkladu polohovadla uvedeny v kapitole 3: Parametry konkurenčních řešení.



Obrázek 7: Kuka KP5-V2S2V. [6]

6–osé polohovadlo

Pro úplnost je uveden příklad 6–osého polohovadla.

Tento druh je ovšem při výrobních procesech využíván poměrně zřídka a spíše v oblasti metrologie, případně nachází své uplatnění v aplikacích 3D tisku.

Pro svůj poměr rozsahu pohybů/vlastní velikosti se jeví jako méně vhodným kandidátem pro svařovací polohovadlo. Zároveň se vyznačuje náročností na řízení pohonů v porovnání s polohovadly s nižším počtem nezávislých os konajících jednotlivě pouze pohyb rotační nebo posuvný. [7]



Obrázek 8: 6–Axis Precision Positioner. [7]

1.2 Bezpečnost

Svařovací polohovadla jsou v důsledku součástí svařovacího pracoviště, které musí splňovat bezpečnostní normy pro danou aplikaci. Z hlediska bezpečnosti a pohledu obsluhy lze rozlišit bezpečnostní funkce

- zamezení vstupu do pracovního prostoru,
- zamezení pohledu do svařovacího procesu.

Svařovací pracoviště je proto typicky ohrazeno neprůhlednou zábranou.

V případě MIG/MAG svařování se zpravidla volí pevné oplocení, v některých případech shrnovací plenta v kombinaci s dalšími opatřeními proti vniku do pracovního prostoru.

Výška oplocení splňující zmíněné bezpečnostní funkce je typicky 2 m. Oproti aplikaci např. laserového svařování není nutné zastřešení svařovacího prostoru pro zamezení světelných odrazů od svařovacího procesu, jelikož odrazy světla způsobené svařovacím procesem např. od stěn haly, kde je svařovací pracoviště umístěno, mají poměrně nízkou energii.

1.3 Polohovadla s více stanovišti

V souvislosti s efektivitou svařovacího polohovadla v podobě času potřebného k výměně polotovaru ke svaření a již svařeného dílu se ukázalo být výhodné polohovadlo s více stanovišti. V nejjednodušší podobě, tedy polohovadla se dvěma stanovišti, jsou těmito stanovišti typicky myšlena

- zakládací stanoviště,
- svařovací stanoviště.

Zakládací stanoviště je umístěno v bezpečném prostoru. Bezpečný prostor je od svařovacího prostoru (dle obr. 7) oddělen zástěnou, která je součástí skupiny 1. osy polohovadla. Otočná zástěna splňuje obě bezpečnostní funkce popsané v předchozí kapitole zároveň.

Konfigurace polohovadla se dvěma stanovišti umožňuje zakládání polotovaru ke svaření mezitím, kdy probíhá svařování na druhém stanovišti. Po svaření se 1. osa polohovadla otočí o 180° a proces se opakuje. Prodleva mezi dokončením svařování jednoho svařence a začátkem svařování druhého svařence je dána pouze časem otočení 1. osy polohovadla (záměně stanovišť), a tím lze s výhodou dosáhnout časové úspory.

Varianty polohovadel s více stanovišti

Díky své funkci (záměna stanovišť v podobě otočení např. o 180°) nese 1. osa polohovadla s více stanovišti svůj název — otoč.

Otoč sama o sobě, pokud není osazena dalšími osami, představuje variantu 1-osého polohovadla.

Příkladem je např. vyobrazené 1–osé polohovadlo, umožňující rotaci o 180° s následnou indexací do přesné polohy za celkově zhruba 5,5 s.

Dle typu se nosnost pohybuje od 500 kg do 1 000 kg. Přesnost na poloměru od osy otáčení $R = 500$ mm činí $\pm 0,05$ mm. [8]



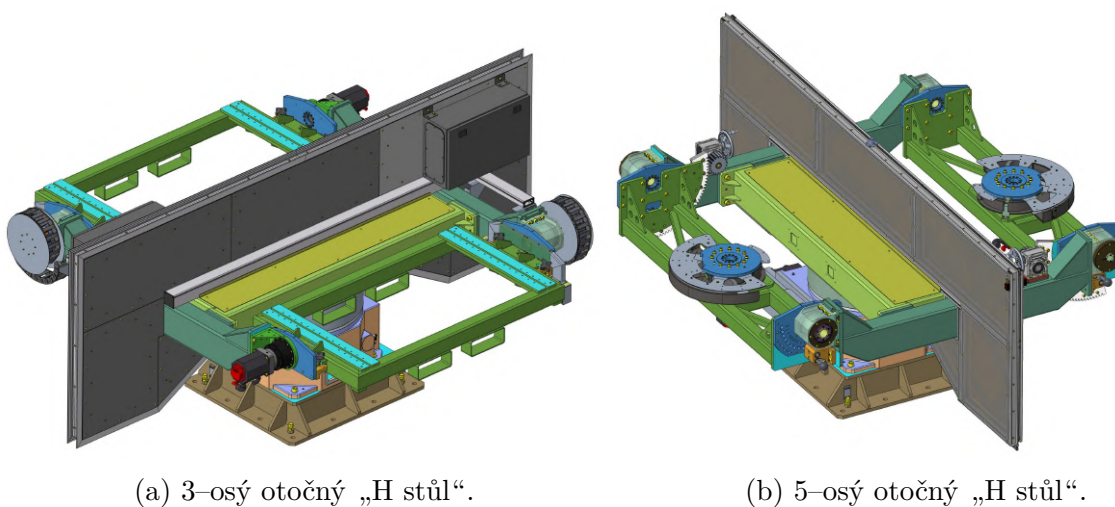
Obrázek 9: ABB IRBP C. [8]

Konfigurací a podobou následujících os umístěných na otoči vznikají další varianty polohovadel. Mezi nejčastější varianty polohovadel s více stanovišti se řadí 3–osá a 5–osá polohovadla.

Osazením otoče ve tvaru písmene „H“ na stranách obou stanovišť 1–osým polohovadlem v kombinaci s koníkem vznikne 3–osé polohovadlo (obr. 10a).

Prostor mezi 1–osým polohovadlem a koníkem je v tomto případě vyplněn rámem (kolébkou) pro umístění svařovacího přípravku.

Osazením kolébek předchozího polohovadla o další 1–osé polohovadlo vznikne celkově 5–osé polohovadlo (obr. 10b).



(a) 3–osý otočný „H stůl“.

(b) 5–osý otočný „H stůl“.

Obrázek 10: LaserTherm 3–osá polohovadla

Osazením otoče na stranách obou pracovišť 2–osým polohovadlem typu „L“ ramena (též nazývaným orbitální) vznikne 5–osé polohovadlo uvedené na obr. 7.

1.4 Rozsah a rychlost polohování

Rozsahy, resp. rychlosti polohování jednotlivých os polohovadla jsou určeny technologickými požadavky, zejména dosahem hořáku do všech míst svaru svařence, resp. nepřímo požadovanou rychlostí svařování.

Obecně lze říci, že složitější svařované konstrukce vyžadují zpravidla větší rozsahy polohování jednotlivých os polohovadla. S dostupností svařovacích míst z hlediska rozměrů svařence je úzce spjata volba vhodného robota s dostatečným dosahem (v důsledku délkou jednotlivých ramen robota).

Pro polohovadla s více stanovišti vychází požadavek na rychlost polohování první osy (zajišťuje záměnu stanovišť) typicky z požadavku na časový takt výměny svařeného kusu za nesvařený polotovár. Obecně platí, že pro ruční zakládání nesvařených polotovarů jsou dostačující nižší rychlosti polohování v porovnání se zakládáním automatizovaným.

V praxi často používanou jednotkou rychlosti otáčení jednotlivých os jsou otáčky za minutu, neboli *rpm* (z angl. revolutions per minute).

Rychlost samotného svařovacího MIG/MAG procesu (rychlost pohybu hořáku) se typicky pohybuje v řádu stovek mm/min. v závislosti na svařovacím zdroji a tloušťkách svařovaných materiálů.

Dále obecně platí, že je výhodné, aby poslední osa polohovadla disponovala neomezeným rozsahem polohování pro zaručení univerzálnosti polohovadla z pohledu odlišných svařenců. Jelikož přívody energií např. k pohonům, příslušenství (např. snímačům) nebo zemnění nutné z technologického hlediska je nutno realizovat pomocí kabelů, u kterých není možno docílit nekonečného zkroucení, realizuje se spojení elektrických vodičů v místě rotace osy s neomezeným rozsahem polohování pomocí kroužkových sběračů.

V případě pětiosých polohovadel pracujících v kombinaci se šestiosým svařovacím robotem není v souvislosti se složitostí svařenců běžně nutné, aby druhá osa polohovadla disponovala neomezeným rozsahem. Tato vyplývá ze skutečnosti, že robot samotný (pokud je jeho dosah odpovídající velikosti svařence) dokáže dosáhnout daného místa v prostoru několika způsoby — několika různými variantami natočení dílčích os vůči sobě, což přispívá k omezení potenciálních „slepých“ míst, ke kterým by případně byl potřeba větší rozsah druhé osy.

1.5 Nosnost polohovadla

Nosnost polohovadla je jedním z hlavních požadavků na parametry polohovadla. Nosnost polohovadla se udává na desce poslední osy a započítává se do ní hmotnost samotného svařovaného výrobku a hmotnost svařovacího přípravku (pokud je potřebné jej využít).

U polohovadel s více stanovišti je tedy žádoucí, aby při výměně svařeného výrobku za nesvařený polotovár na zakládacím stanovišti nedocházelo na svařovacím stanovišti k příliš velkým průhybům vlivem změny zátěže, které by mohly případně nepříznivě ovlivnit kvalitu svaru.

1.6 Přesnost polohování

Technologie svařování metodou MIG/MAG má svá omezení z hlediska nepřesnosti vzájemné polohy elektrody (drátu) hořáku a zamýšleného místa svarového spoje. Obecně platí, že pro vytvoření ideálního (jednovrstvého) svaru by elektroda hořáku měla být ve vzdálenosti do poloviny jejího průměru od zamýšleného místa svarového spoje. Z principu technologie MIG/MAG, tedy vyvíjení tepla elektrickým obloukem, je zřejmé, že se elektroda přímo nedotýká svařence, ale elektrický oblouk hoří v prostoru mezi elektrodou a svařovaným místem.

Běžně používané průměry drátů jsou od 0,8 do 1,6 mm, takže praktická přesnost polohování by se měla pohybovat ideálně v řádu jednotek desetin milimetru. [1]

V případě robotického svařování metodou MIG/MAG hraje proto významnou roli opakovatelná přesnost polohování polohovadla, robota, svařovacího přípravku a velikost tolerancí vstupních polotovarů, jelikož dráhy pohybu hořáku, a v důsledku pohybu robota a spolupracujícího polohovadla, jsou typicky předem naprogramované dle (ideálního) CAD modelu výrobku, tedy v průběhu výrobního procesu neměnné.

Pozice svarů na výrobku jsou dány jeho geometrií. Nepřesnost skutečné polohy svarového spoje od ideálního místa dle CAD modelu jsou vnášeny rozměrovými a geometrickými tolerancemi polotovarů, které jsou zpravidla určeny jejich dodavatelem.

Typická opakovatelná přesnost polohování svařovacího robota (tolerance daná vzdáleností od bodu v prostoru, do kterého dokáže opakovatelně umístit své zápěstí — 6. osu) modelové řady Fanuc ARC Mate se podle konkrétního typu robota pohybuje zpravidla do $\pm 0,05$ mm. [3]

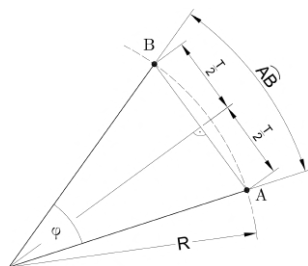
Z výše uvedeného vyplývá, že opakovatelná přesnost polohování polohovadla se svařovacím přípravkem je určena technologií svařování, použitým robotem a tolerancemi polotovarů.

1.6.1 ArcMin

Běžně používanou jednotkou přesnosti polohování (např. převodovek) je úhlová minuta, typicky značena „ arcmin “ nebo „ 1’ “, definována jako šedesátina stupně rovinného úhlu

$$1 \text{ arcmin} = \frac{1^\circ}{60} . \quad (1)$$

V souvislosti s polohovadly je často používána míra přesnosti v podobě tolerance polohování v určité vzdálenosti od středu rotace dané osy (rádiusu). Takové vyjádření může být snáze představitelné v praxi než např. arcmin, jelikož ramena úhlu se s rostoucí vzdáleností od jeho vrcholu rozbíhají, tedy rozteč bodů (na obr. 11 body *A* a *B*) ramen v dané vzdálenosti od vrcholu se také zvětšuje.



Obrázek 11: Oblouková vs lineární vzdálenost.

Dle obr. 11 lze velikost tolerance polohování pro daný poloměr R vyjádřit za pomoci obloukové míry AB či lineární vzdálenosti T .

Oblouková míra je dána vztahem

$$\widehat{AB} = R \varphi, \quad (2)$$

kde φ představuje úhel v radiánech.

Lineární vzdálenost je dána vztahem

$$T = 2 \left(R \sin \frac{\varphi}{2} \right), \quad (3)$$

kde φ představuje úhel v radiánech.

Pro malé úhly φ v řádu do desítek arcmin lze s jistotou aproximovat $\sin \varphi \approx \varphi$, tedy vztahy (2) a (3) jsou prakticky zaměnitelné — prakticky měřitelná odchylka výsledku o např. 0,01 mm zmíněných vztahů pro úhel $\varphi = 100$ arcmin odpovídá vzdálenosti $R = 10$ m.

Běžné tolerance polohování vybraných konkurenčních řešení jsou uvedeny v kapitole 3 Parametry konkurenčních řešení.

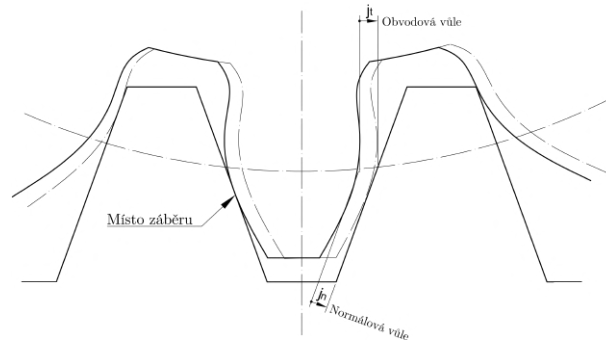
1.6.2 Boční vůle v záběru ozubení

Boční vůle v záběru ozubení (backlash ozubení) je u čelních ozubení myšlen rozdíl hodnot šířky zubové mezery a šířky zubu v místě záběru pro (skutečnou) osovou vzdálenost. Ozubená kola mají teoreticky nulovou boční vůli v ozubení v místě záběru (šířka zubu a zubové mezery je teoreticky v místě záběru shodná), a to kvůli ve výpočtových vzorcích figurujícím nominálním hodnotám rozměrů ozubení — bez zohlednění výrobních tolerancí.

Určitá boční vůle v záběru ozubení je žádoucí. Díky boční vůli v ozubení v místě záběru je možné vytvoření a zachování souvislé vrstvy maziva nebo např. snížení vlivu výrobních tolerancí. [24, str. 33]

Použití maziva je výhodné z hlediska opotřebení styčných ploch boků zubů, jelikož při vzájemném pohybu spoluzabírajících zubů dochází ke skluzu. Při vzájemném pohybu spoluzabírajících kol se bod dotyku posouvá po společné normále (skloněna od normály spojnice středů ozubených kol o úhel záběru α). Jediným místem, kde dochází k čistému valení spoluzabírajících zubů (bez skluzu) je místo, ve kterém se bod dotyku spoluzabírajících kol nachází na roztečné (v případě korigovaných soukolí valivé) kružnici. [24, str. 28]

Na obr. 12 jsou znázorněny boční zubové vůle normálová (ve směru normály zubu) j_n a obvodová (ve směru tečny k valivé kružnici) j_t .



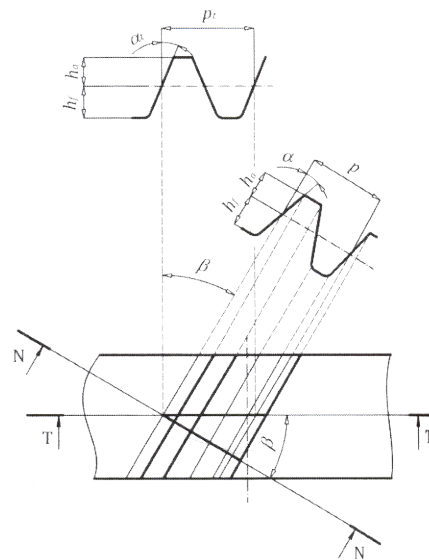
Obrázek 12: Boční vůle v záběru ozubení. [9]

Mezi boční zubovou vůlí normálovou j_n a obvodovou j_t platí pro čelní ozubení vztah [9]

$$j_t = \frac{j_n}{\cos \alpha \cos \beta}, \quad (4)$$

kde α představuje úhel záběru ozubení (normalizován $\alpha = 20^\circ$) a β úhel sklonu zubů.

Úhel sklonu zubů je patrný z obr. 14, na kterém jsou znázorněny roviny normálová N a tečná T . Normálová rovina je významná z hlediska návrhu (výroby) ozubení, jelikož např. modul výrobního nástroje odpovídá u šikmého ozubení právě modulu normálovému. Tečná rovina je významná z hlediska vzájemného záběru soukolí se šikmými zuby, např. pro určení bočních vůlí v záběru ozubení.



Obrázek 13: Roviny šikmého ozubení. [24, str. 54]

Převod mezi obvodovou boční zubovou vůlí j_t a úhlovou vůlí lze realizovat pomocí vzorců (2) nebo (3) substitucí vzdálenosti určenou úhlem natočení φ , tedy $\widehat{AB} \approx T = j_t$ na poloměru roztečné kružnice $R = \frac{D}{2}$.

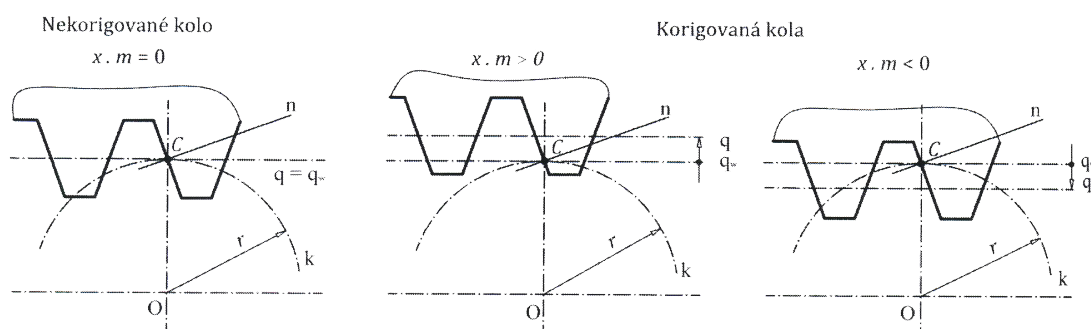
1.6.3 Způsoby redukce boční vůle v záběru ozubení

Následující odstavce popisují vybrané způsoby snížení vůlí v ozubení. Přesnost polohování ozubeného převodu je možno zvýšit zmenšením vůlí v ozubení, ovšem na úkor potenciálního snížení schopnosti maziva spolehlivě vytvořit souvislou mazací vrstvu kvůli zmenšení mezery pro mazivo a potenciálního zvýšení namáhání ozubení vlivem výrobních tolerancí.

Korekce ozubení

Pro případ pevné (neměnné) osové vzdálenosti spoluzabírajících kol je možno sjednotit šířku zubu a zubové mezery pomocí korekcí ozubení.

Korekce ozubení, v důsledku posunutí výrobního nástroje od osy ozubeného kola nebo k ose ozubeného kola, způsobí změnu šířky zubu v místě záběru. Při zachování kontaktu spoluzabírajících zubů se po korekci ozubení již ozubená kola neodvalují po roztečných kružnicích, ale po kružnicích valivých. [24, str. 43]



Obrázek 14: Korekce ozubení. [24, str. 34]

Korekcí ozubení je tedy možno změnit šířku zubu a zubové mezery v místě záběru, a tím vymezi boční vůle v záběru ozubení. Nebo při zachování bočních vůlí v záběru ozubení je možno docílit změnu osové vzdálenosti soukolí.

V případě převodu typu pastorek–ozubené kolo, kdy ozubené kolo má výrazně větší průměr, se v praxi často korigují pouze ozubená kola a pastorek zůstává nekorigovaný.

Změna osové vzdálenosti

Pro případ nekorigovaných soukolí je možno snížit vůle změnou osové vzdálenosti, tedy přisunutím ozubených kol blíže do záběru. Výsledný efekt je principiálně totožný s principem popsáním v předchozím odstavci.

Výhodou nastavitelné osové vzdálenosti soukolí je možnost vymezení bočních vůlí v záběru ozubení dle potřeby a tím operativně docílit vhodného kompromisu mezi přesností polohování a ostatních důsledků změny vzájemného záběru soukolí (mazání, namáhání, ...).

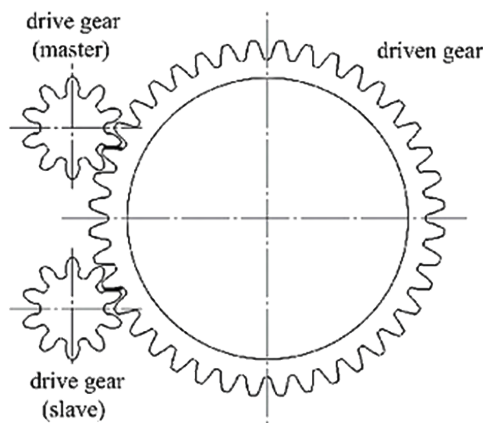
V praxi je změny osové vzdálenosti možno docílit nejčastěji např. vymešovacím mechanismem nebo např. pomocí odtlačovacích šroubů.

Master–slave

V aplikacích, kde korekce ozubení nebo změna osové vzdálenosti není žádoucí, je možno docílit snížení vůlí zajištěním kontaktu zubů vždy v jednom směru.

Pokud je jedno z ozubených kol zafixováno, může se druhé ozubené kolo teoreticky natočit v rámci boční vůle v záběru ozubení, neboli druhé ozubené kolo se v krajních pozicích bokem zubu opře o bok zubu prvního kola na jedné či druhé straně daného zubu.

Principem ozubeného převodu Master–Slave je právě zajištění kontaktu boků zubů spoluzabírajících kol vždy na jedné straně zabírajícího zubu, a to předepnutím ozubeného převodu pomocí přídavného hnacího kola (na obr. 15 znázorněno jako Slave), které vyvíjí točivý moment ve smyslu opačném k hlavnímu (Master) hnacímu kolu.

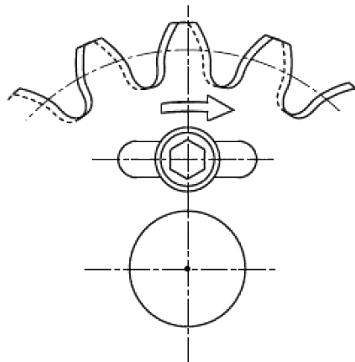


Obrázek 15: Ozubený převod Master-Slave. [9]

Dělené ozubené kolo

Na podobném principu jako zmíněný Master–Slave je založena myšlenka děleného ozubeného kola. Předepnutí je dosaženo zvětšením šířky zubu v místě záběru, a to pomocí rozdělení ozubeného kola v rovině kolmé na osu rotace a přesazení obou polovin vůči sobě.

Přesazení je možno realizovat pevným spojením obou polovin rozděleného ozubeného kola, např. pomocí šroubového spoje (16) nebo spojením pružným např. pomocí pružiny zajišťující přesazení obou polovin ozubeného kola při záběru soukolí.



Obrázek 16: Dělené ozubené kolo. [9]

1.7 Pohony os

Z pohledu mechanické konstrukce polohovadel jsou důležitými parametry pro návrh pohonu zejména točivý moment, moment setrvačnosti, otáčky a přesnost polohování.

Požadovaný točivý moment určují hmoty, kterými pohon pohybuje. Potřebné otáčky jsou určeny požadovanou rychlostí pohybu osy.

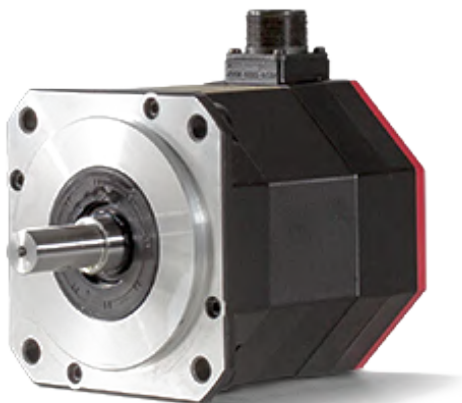
Pohon typicky zaručuje pohyb osy pomocí převodu, který v důsledku efektu převodového poměru ovlivňuje všechny zmíněné parametry pohonu zároveň. Převod s vyšším převodovým poměrem pro danou osu s určitou hmotou (setrvačností) a požadovanou rychlostí pohybu má za následek potřebu použití pohonu s nižším točivým momentem, ale vyššími otáčkami pro zachování požadovaných parametrů dané osy. Přesnost polohování pohonu je ovlivněna převodovým poměrem převodu ve smyslu, že vyšší převodový poměr vyžaduje nižší přesnost polohování samotného pohonu pro dosažení stejné přesnosti polohování, neboli vyšší převodový poměr je méně citlivý na nepřesnosti polohování pohonu.

Tedy výstup převodu s vyšším převodovým poměrem vykazuje vyšší točivý moment (sílu) a přesnost polohování v porovnání se samotným pohonem, ale nižší otáčky (rychlost) a naopak. V důsledku se proto jeví pro přesné polohování relativně velkých hmot kombinace pohonu schopného pracovat ve vysokých otáčkách v kombinaci s převodem s vyšším převodovým poměrem a naopak.

Pro pohony jednotlivých os (ať už rotačních či posuvných) jsou zpravidla používány elektropohony v podobě servomotorů (obr. 17).

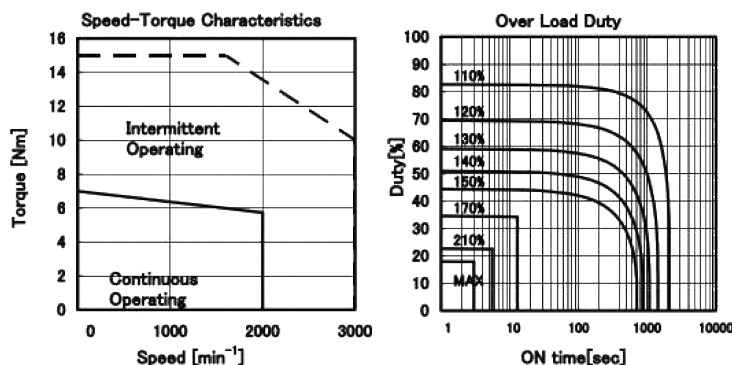
Z definice servomotoru je princip jeho funkce založen na řízení se zpětnou vazbou. Zpětnou vazbu může zprostředkovávat např. integrovaný snímač natočení výstupní hřídele či enkodér. Zpětná vazba je předávána zpět řízení servomotoru za účelem zvýšení přesnosti řízení. Mezi přednostmi servomotorů se tedy řadí např. jejich přesnost z pohledu polohy natočení, řízení rychlosti a točivého momentu výstupní hřídele.

Další předností jsou vyšší maximální otáčky v porovnání s např. krokovými motory. [10]



Obrázek 17: Servomotor Fanuc řady Beta i.

Výrobce Fanuc nabízí různé modely (velikosti) pohonů v několika řadách (výkonech a přesnostech).



Obrázek 18: Charakteristika Beta iS 8.

Obrázek 18 znázorňuje momentovou charakteristiku v závislosti na otáčkách (vlevo) a pracovní cyklus servomotoru v oblasti vyššího než jmenovitého točivého momentu. Oblast ohraničená plnou čarou představuje hodnoty, při kterých lze servomotor provozovat nepřetržitě. Oblast ohraničená čárkovanou čarou představuje hodnoty, při kterých lze servomotor provozovat pouze přerušovaně. Procentní hodnota přetížení ohraničuje oblast, ve které lze servomotor provozovat po určitý čas (vodorovná osa) a v režimu provozního cyklu o poměru času běhu servomotoru k jeho zastavení (svislá osa). [11]

Zmíněný servomotor Fanuc řady Beta i je vybaven enkodérem polohy výstupní hřídele s rozlišením 1 000 000 pulzů/ot. Řízení tohoto servomotoru tedy dostává zpětnou vazbu o poloze výstupní hřídele v krocích po miliontině otáčky, neboli přibližně $0,00036^\circ \doteq 0,02$ arcmin. Vyšší řada servomotorů Fanuc Alfa i disponuje enkodérem s rozlišením 32 000 000 pulzů/ot.

1.7.1 Moment setrvačnosti

Veličina moment setrvačnosti je úzce spjata nosností polohovadla. Při návrhu je totiž nutný výběr odpovídajících pohonů a převodů na základě pohybujících se hmot (hmota vyjádřená nosností v kombinaci s vlastní hmotou pohybujících se částí polohovadla).

Důležitým katalogovým parametrem servopohonů je jeho moment setrvačnosti, který figuruje ve výpočtu hodnoty zátěžového poměru. Zátěžový poměr je srovnávacím číslem pro určení vhodnosti servomotoru pro danou aplikaci a je dán vztahem [11]

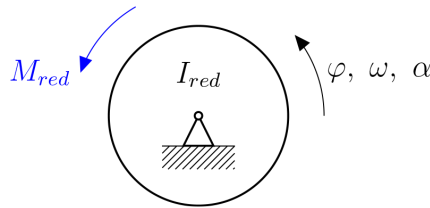
$$\boxed{\text{zátěžový poměr} = \frac{I_{\text{zátěže}}}{I_{\text{motoru}}} \leq 5}, \quad (5)$$

kde I představují momenty setrvačnosti k ose rotace a hodnota 5 představuje mezní hodnotu zátěžového poměru, při kterých je servomotor dle výrobce Fanuc vyhodnocen jako vhodný pro danou aplikaci.

Čím je zátěžový poměr nižší, tím je servomotor snáze schopen řídit zrychlení zátěže. Mezní hodnota je dána daným systémem řízení servopohonů.

Aby bylo možné momenty setrvačnosti vzájemně porovnat, je nutné v momentu setrvačnosti zátěže zohlednit vliv převodů vložených mezi hřídel motoru a zátěží samotnou.

Možným řešením je redukce kinetické energie celé soustavy hmot, kterými servomotor pohybuje, na jediný rotační redukční člen pomocí bilance kinetických energií dle následujícího schématu,



Obrázek 19: Redukce na rotační člen. [12]

kde I_{red} představuje moment setrvačnosti, φ natočení, ω úhlovou rychlost a α zrychlení redukčního členu. M_{red} představuje moment vnějších sil (v tomto případě servopohonu).

Moment setrvačnosti redukčního členu lze získat s využitím vztahu pro kinetickou energii, pro kterou pro rotační pohyb platí [12]

$$E_k = \frac{1}{2} I \omega^2 . \quad (6)$$

Bilance kinetické energie popisuje, že kinetická energie redukčního členu E_k^{red} je součtem kinetických energií dílčích členů soustavy pohybujících se hmot (např. zátěže samotné, převodovky, ...)

$$E_k^{red} = \sum_i E_{ki} , \quad (7)$$

kde i představuje dílčí člen soustavy pohybujících se hmot.

Rozepsáním rovnice (7) pro členy soustavy: zátěž I_A a převodovku I_p redukovanými na servomotor vznikne vztah

$$E_k^{red} = \frac{1}{2} I_{red} \omega_m^2 = \frac{1}{2} (I_A \omega_A^2 + I_p \omega_m^2) , \quad (8)$$

kde ω_m představuje úhlovou rychlost servomotoru a ω_A úhlovou rychlost zátěže.

Vyjádřením redukovaného momentu setrvačnosti k ose rotace I_{red} z rovnice (8) a s využitím vyjádření poměru úhlových rychlostí pomocí celkového převodového poměru mezi motorem a zátěží i_A

$$\left(\frac{\omega_A}{\omega_m} \right)^2 = \frac{1}{i_A^2} \quad (9)$$

vznikne

$$I_{red} = \frac{I_A}{i_A^2} + I_p \equiv I_{zátěže} . \quad (10)$$

Moment setrvačnosti k ose rotace převodovky I_p je katalogovou hodnotou a moment setrvačnosti k ose rotace zátěže I_A lze získat pomocí geometrie s definovanou hustotou z CAD softwaru nebo pro jednoduché geometrie pomocí vztahu [13]

$$I_{A\xi} = \int_{(m)} r_{\xi}^2 dm , \quad (11)$$

kde r_{ξ} představuje vektor vzdálenosti hmotného elementu dm od osy rotace ξ .

1.7.2 Rozběhový moment

Rozběhový moment M_a lze ověřit pomocí vztahu pro momentovou pohybovou rovnici [12]

$$M_D = \frac{dL}{dt} , \quad (12)$$

kde M_D představuje setrvačnou dvojici (působí smyslově proti M_a) a L moment hybnosti, pro který platí [12]

$$L = I\omega , \quad (13)$$

kde I představuje moment setrvačnosti k ose rotace a ω úhlovou rychlost kolem osy rotace.

Velikost rozběhového momentu lze tedy vyjádřit dosazením (13) do (12) jako

$$M_a = I\alpha . \quad (14)$$

Praktickým důsledkem rovnice (14) je odezva řízení systému pohybujících se hmot servomotorem s daným točivým momentem v nepřímo úměrné závislosti momentu setrvačnosti zátěže vůči úhlovému zrychlení. Pro zlepšení odezvy pohybu zátěže vyplývajícího z daného točivého momentu motoru je proto potřeba snižovat redukovaný moment setrvačnosti — dle rovnice (10) nejspíše zvýšením celkového převodového poměru.

V základní formě lze rovnici (12) vyjádřit pro rozběh, tedy z nulové úhlové rychlosti v čase $t_a = 0$ na rychlost servomotoru za daný čas rozběhu t_a vztahem

$$\boxed{M_a = \frac{I_{red} \omega_m}{t_a}} , \quad (15)$$

kde čas rozběhu t_a lze z praktických zkušeností uvažovat dle velikosti zátěže přibližně $t_a \approx 0,5$ s.

1.8 Převody rotačních os

Převod mezi pohonem a rotační osou samotnou lze realizovat různými převodovými mechanismy. Následující podkapitoly zmiňují vybrané představitele běžně používaných převodů. Volba vhodného převodu je dána požadavky pro danou aplikaci, mechanickými vlastnostmi nebo např. zástavbovými rozměry.

1.8.1 Převod pastorek–ozubené kolo

Jedním z nejjednodušších převodů rotačních os je např. převod pastorek–ozubené kolo. Na obr. 20 je znázorněno ozubené kolo v podobě ozubeného věnce. Ozubený věnec se vyznačuje velkým průměrem a volným prostorem ve středu, což je výhodné z hlediska hmotnosti a zároveň umožňuje průchod např. přívodů energií (kabelů, hadic, ...) nebo aplikace vyžadující prostupy dutým středem rotace.



Obrázek 20: Převod pastorek–ozubené kolo (ozubený věnec). [14]

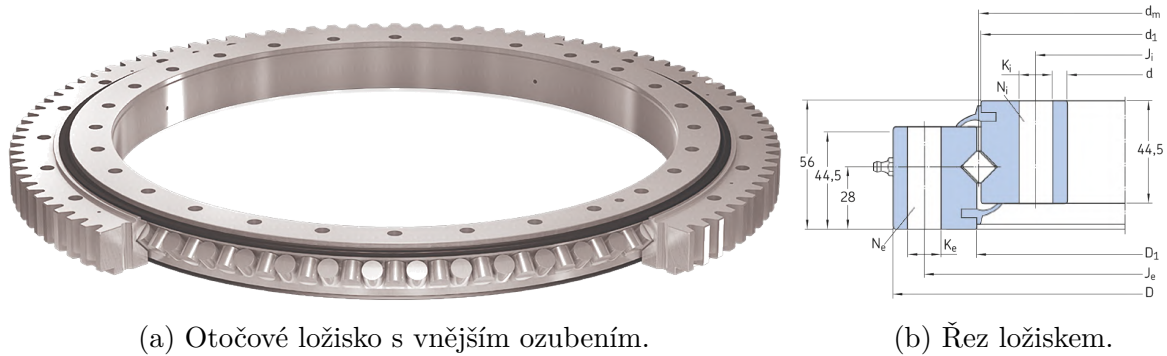
Hlavní výhodou převodu pastorek–kolo je jednoduchost a malý počet součástí. Naopak limit představuje boční vůle v záběru, neboli backlash nebo také např. velikost plochy kontaktu spoluzabírajících zubů a tedy v důsledku potenciálně nižší únosnost v porovnání s dále uvedenými převody.

Standardní boční vůle v záběru ozubení ve směru normály zubu pro nekorigované čelní soukolí s přímými zuby se uvádí ve vztahu k modulu ozubení m jako $j_n = 0,04 \cdot m$. Doporučená hodnota minimální, resp. maximální boční vůle v záběru ozubení se uvádí jako $j_n = 0,03 \cdot m$, resp. $j_n = 0,05 \cdot m$. [15, str. 20]

Pro dosažení vyššího převodového poměru se z výhodou z hlediska zástavbových rozměrů využívá převodu pastorek–ozubené kolo v kombinaci s předřazenou převodovkou (např. planetovou, cykloidní nebo šnekovou). Z důvodu především vyšší účinnosti, přesnosti a únosnosti se jeví být vhodnějšími první dvě zmíněné, které jsou v oblasti polohovadel běžně hojně používány.

1.8.2 Otočová ložiska

Rotační uložení převodů pastorek–ozubené kolo je typicky realizováno s využitím otočových ložisek (obr. 21). Otočová ložiska nacházejí uplatnění v širokém spektru odvětví, jako např. otoče jeřábů, bagrů, obráběcích strojů nebo větrných turbín a samozřejmě v oblasti polohovadel.



Obrázek 21: Válečkové otočové ložisko SKF RKS. [16]

Pro menší zatížení se používají otočová ložiska kuličková se 4 bodovým stykem. Pro větší zatížení a pro aplikace s požadavky na vysokou tuhost se používají otočová ložiska válečková s válečky orientovanými střídavě po obvodu ložiskové dráhy. Díky čtyřbodovému styku kuliček nebo střídavě orientovaným válečkům jsou otočová ložiska obousměrná a zachycují klopné momenty. Montáž je možná horizontálně i vertikálně a zároveň visutě i podepřeně. [16]

Vnitřní nebo vnější kroužek může být opatřen ozubením. Ovšem díky specifickým aplikacím a menšímu běžnému rozšíření použití otočových ložisek není mezi různými výrobci sjednocena velikostní řada jako např. u obyčejných valivých ložisek a skladové zásoby bývají nižší. Otočová ložiska opatřena ozubením jsou ve znatelné míře vyráběna na míru, což se podepisuje na délkách dodacích termínů. Pro aplikace vyžadující použití méně častěji používaných otočových ložisek a při menším počtu odebraných kusů ložisek se tedy jeví výhodnější z hlediska dodacích termínů využití kombinace otočového ložiska bez ozubení a vyráběného ozubeného věnce, což v sobě skrývá další výhodu v podobě možnosti úpravy rozměrů pouze ozubeného věnce při zachování stejné ložiskové otoče.

Důležitými parametry pro výběr otočového ložiska jsou axiální zatížení, radiální zatížení a klopný moment zachycován ložiskem.

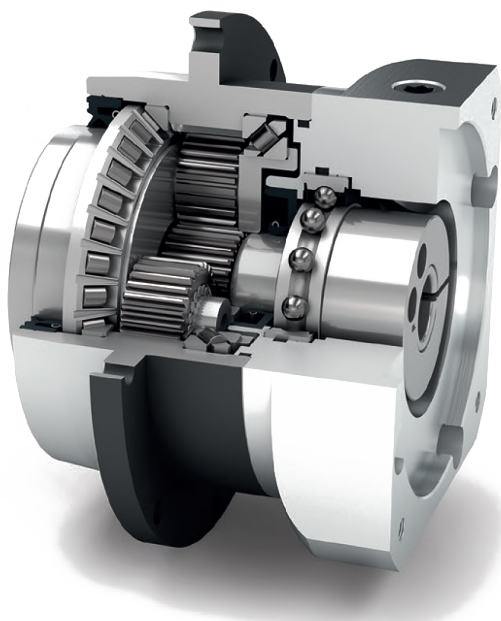
Výpočtové hodnoty zatížení jsou upravovány koeficienty zatížení f_L udávanými výrobcem pro dané použití otočového ložiska. Pro otočné stoly nebo svařovací polohovadla předepisuje výrobce SKF součinitel zatížení $f_L = 1, 15$. [16]

1.8.3 Planetová převodovka

Planetové převodovky umožňují poměrně velký rozsah možných převodových poměrů. Prakticky se používají převodové poměry v rozsahu $i = 3$ až $i = 100$, přičemž pro dosažení převodových poměrů do přibližně $i = 10$ se používají jednostupňové planetové převodovky, pro převodové poměry vyšší se používají planetové převodovky dvoustupňové. [17] Příklad jednostupňové planetové převodovky ze zastaveným korunovým kolem je znázorněn na obr. 22.

Převodovky se zastaveným korunovým kolem jsou typicky používanou konfigurací planetové převodovky, a to z důvodu nejvyššího dosaženého převodového poměru při redukcí otáček v porovnání s konfigurací zastaveného unašeče (převodový poměr při stejných počtech zubů vždy o 1 menší) a konfigurací zastavené planety (převodový poměr vždy $1 < i < 2$). [18]

Planetové převodovky jsou standardně dodávány s výstupem v podobě např. hřídele, příruby nebo mohou mít na výstupní přírubě přímo integrovaný ozubený pastorek. [19]



Obrázek 22: Planetová převodovka Neugart PLFN. [19]

Dvoustupňový převod sice umožňuje dosažení vyšších převodových poměrů, ale standardně se vyznačuje vyšší torzní vůlí (backlash) kvůli sčítání mechanických vůlí v důsledku výrobních tolerancí geometrie zubů a materiálové tuhosti v jednotlivých převodových stupních.

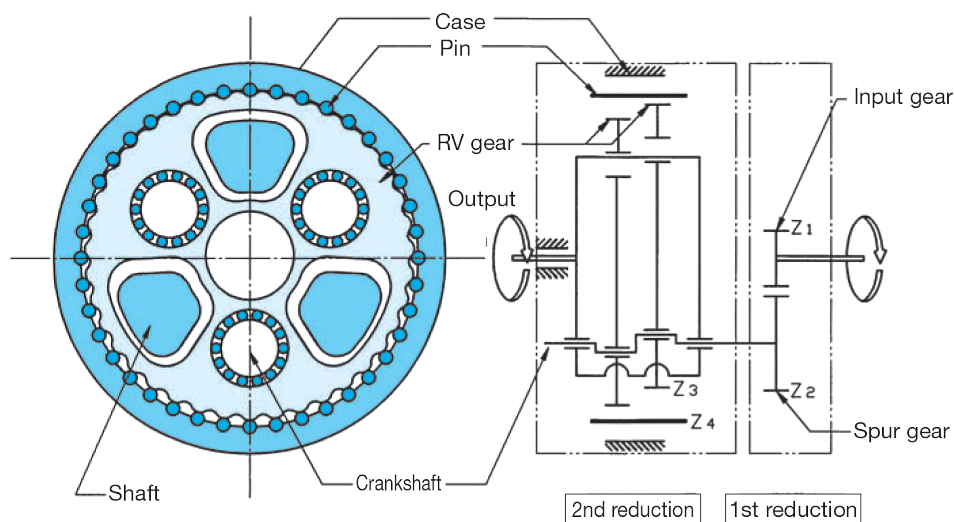
Výrobci planetových převodovek zpravidla nabízí standardní a přesné řady ve smyslu standardních vůlí (např. < 5 arcmin) a snížených vůlí (např. < 1 arcmin) pro eliminaci vyšších vůlí u víceúrovňových planetových převodovek. [19]

Důležitými parametry při výběru planetové převodovky pro danou aplikaci jsou převodový poměr, maximální vstupní otáčky a maximální výstupní točivý moment.

1.8.4 Cykloidní (RV) převodovka

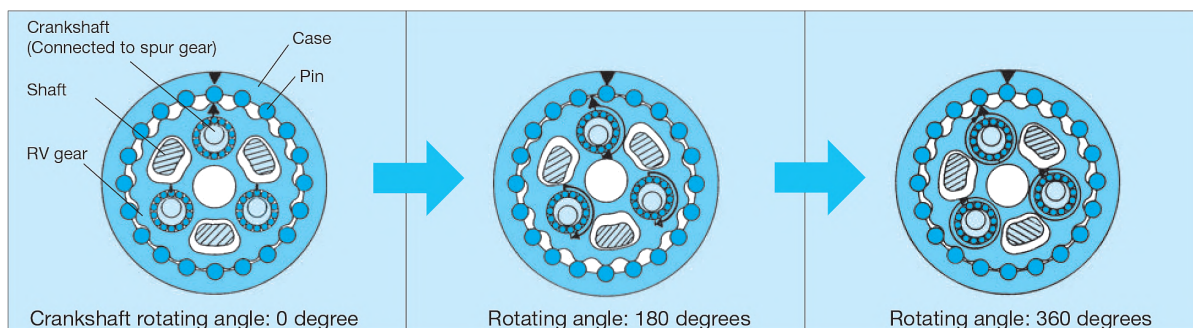
Cykloidní převodovka představuje z hlediska principu funkce modifikaci převodovky planetové s využitím harmonického převodového mechanismu, proto bude při popisu její funkce použita terminologie analogická s převodovkou planetovou.

Zuby korunového kola jsou u cykloidní převodovky narozdíl od převodovky planetové nahrazeny válcovými elementy (na obr. 23 „Pin“). Na rozdíl o planetové převodovky obsahuje cykloidní převodovka navíc epicyklické kolo (RV gear), které je v rovině kolmé na osu rotace rozděleno tak, aby každá z polovin byla v záběru s válcovým elementem po 180° obvodu korunového kola — velmi podobný princip jako zmíněn v kapitole 1.6.3, obr. 16. Satelit (Crankshaft) je s RV kolem spojen pomocí excentrické hřídele, která umožňuje odvalování RV kola po válcových elementech korunového kola a v důsledku otáčení unašeče. Unašeč (Shaft) je rotačně spojen s hřídelemi satelitů stejně jako u planetové převodovky. [20]



Obrázek 23: Cykloidní převodovka Nabtesco
— kinematické schéma. [20, str. 11]

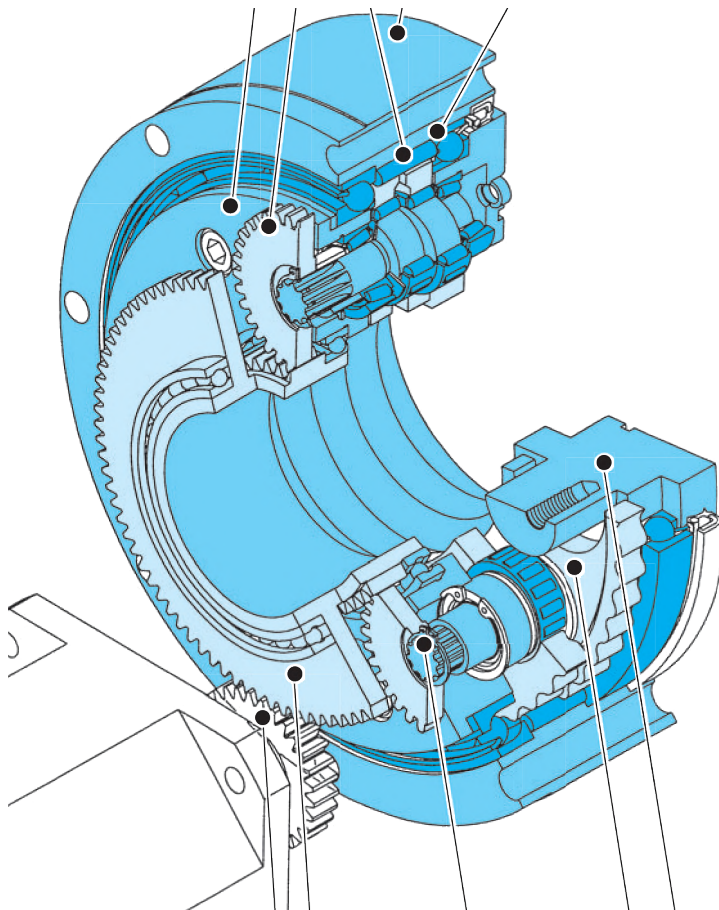
Jedna rotace planety a vzájemné pohyby ostatních členů cykloidní převodovky jsou zřejmé z následujícího obr.



Obrázek 24: Cykloidní převodovka Nabtesco — 1 rotace planety. [20, str. 8]

Cykloidní převodovku je možno provozovat ve třech konfiguracích: zastavené korunové kolo, zastavený unašеч, zastavená planeta, přičemž jeden z nezastavených členů představuje vstup a druhý z nezastavených členů představuje výstup. Převodový poměr proto závisí na použité konfiguraci (montáži převodovky).

Prakticky dosahované převodové poměry jsou běžně $i = 30$ až $i = 300$. Vyšších převodových poměrů ve zmíněném rozsahu je dosahováno předřazením redukčního převodu mezi pohon a planetu, jak je vyobrazeno na obr. 25.



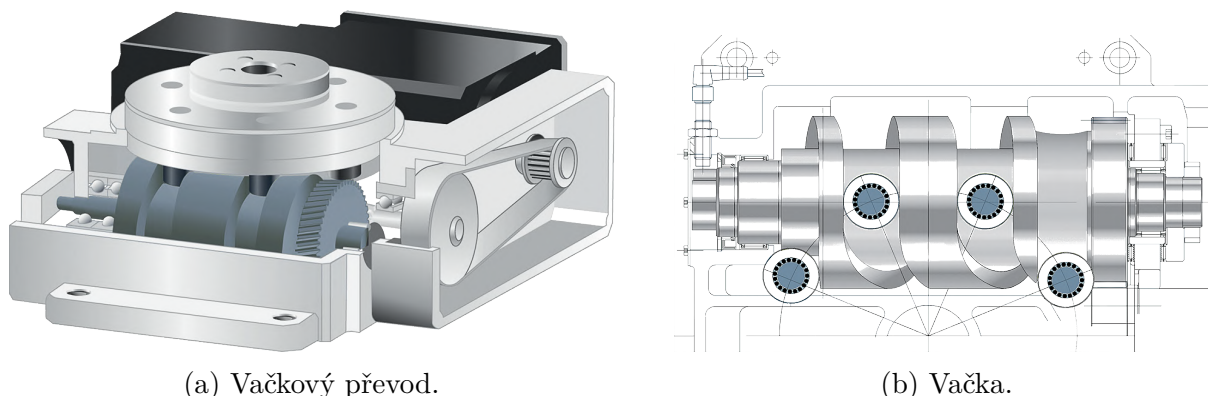
Obrázek 25: Cykloidní převodovka Nabtesco — řez. [20, str. 4]

Přesnost cykloidních převodovek Nabtesco RC ve smyslu torzních vůlí je udávána hodnotou 1 arcmin.

Cykloidní převodovky dutého typu bývají rozměrově omezeny z hlediska průřezu pro případné prostupy např. přívodu energií.

1.8.5 Vačkový převod

Obrázek 26a znázorňuje rotační indexační stůl výrobce Weiss GmbH, obr. 26b představuje detailní pohled na vačkový mechanismus.



Obrázek 26: Rotační indexační stůl Weiss. [21, str. 3]

Mezi pohonem a vačkovým mechanismem je u tohoto typu rotačního indexačního stolu umístěn řemenový převod.

Převod rotačního pohybu vačky na rotační pohyb indexačního stolu je zajišťován pomocí rolen rozmístěných zespodu po obvodu indexačního stolu. V záběru je vždy více rolen najednou, což v kombinaci s malými výrobními tolerancemi šířky drážky vačky a ložisek rolny zajišťuje vysokou přesnost polohování.

Princip je velmi podobný principu šnekového převodu s tím rozdílem, že účinnost vačkového převodu je zvýšena valivou vazbou mezi vačkou a rolnami, oproti smýkání boků zubů šneku o boky zubu šnekového kola.

Přesnost polohování je dána pro každou rozměrovou řadu stolu. Rozměrové řady rotačních indexačních stolů Weiss TC mají rozsah z hlediska dovolené axiální síly od 3,3 kN do 80 kN. Rozměrová řada např. TC 700T (nosnost 40 kN) disponuje přesností polohování 24 arcsec. [21]

Převodový poměr vačkového převodu je dán sklonem šroubovice vačky, který je po délce vačky zpravidla proměnný. Vačkový převod je tedy na rozdíl od dříve zmíněných druhů převodem s proměnným převodovým poměrem. Tvar vačky rovněž umožňuje docílit prakticky nekonečného převodového poměru v oblasti indexační polohy stolu, což snižuje citlivost přesnosti polohování stolu vůči přesnosti polohování pohonu samotného.

Díky proměnnému převodu vačkového mechanismu je možno docílit více indexačních poloh v rámci jedné otáčky stolu (dle řady velikosti stolu 2 až 36 poloh). Zároveň je možno, při krátkém časovém taktu změny poloh, provozovat rotační indexační stůl s pohonem s trvale stálými otáčkami. [21]

Z důvodu náročnosti na zástavbový prostor se rotační indexační stoly jeví vhodné pro použití spíše u prvních os polohovadel, čemuž napovídá možnost velkých nosností a přesnost polohování, jelikož první osy jsou z principu zatíženy navíc veškerou konstrukcí dalších os a zpravidla polohují na největším rádiusu od osy rotace.

2 Specifikace požadavků

Požadavky na parametry, které má navržené polohovadlo splňovat jsou dány

- danou aplikací,
- technologií svařování.

2.1 Požadavky dané aplikace

Pro danou aplikaci platí zadání určené konkrétní nabídkou pro zákazníka. Požadavky dané aplikací tedy v důsledku představují požadavky zákazníka, ať už se jedná např. o zástavbové rozměry svařovacího pracoviště nebo např. parametry svařovaných dílů.

Příklady svařovaných dílů jsou znázorněny na obr. 34



Obrázek 27: Příklady svařovaných dílů.

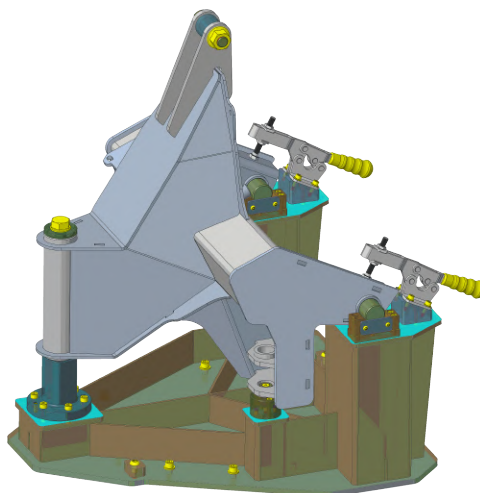
Zmíněné příklady svařovaných dílů lze souhrnně popsat parametry rozměrovými a hmotnostními. Nejdelší rozměr každého z dílů nepřesahuje 800 mm. Hmotnost zmíněných dílů se pohybuje mezi 30 a 60 kg.

Při specifikaci požadavků je rovněž nutné zohlednit potřebný zástavbový prostor pro svařovací přípravky sloužící k upnutí dílů na polohovadle. Dále je nutné zohlednit potenciální v budoucnu svařované díly, které by zároveň polohovadlo mělo být schopno pojmout.

Zakládání polotovaru ke svaření je uvažováno ruční (asistováno sloupovým jeřábem) pomocí svařovacích přípravků. Na obr. 28 je znázorněn příklad aktuálně uvažovaného nejtěžšího přípravku.

Přesnost upínacích ploch svařovacích přípravků je poměrně vysoká a pohybuje se v řádu vyšších jednotek setin mm. Lze tedy předpokládat, že ustavení polotovaru dílů ke svaření se pohybuje v rámci tolerance do 0,1 mm.

Polotovary dílů jsou předstehovány pomocí stehovacího přípravku a v rámci robotického svařování jsou svary dovařeny. Pro úspěšné upnutí polotovaru do svařovacího přípravku je tedy nutné, aby přesnost polotovaru po stehování (v důsledku také přesnost vstupních polotovaru — trubek, plechů, ...) odpovídala přesnosti upínacích ploch svařovacího přípravku.



Obrázek 28: Příklad svařovacího přípravku.

Svařovací program robota bude programátorem pro danou aplikaci navržen tak, že každé z obou stanovišť bude mít vlastní (tedy ne nutně totožné) reference počátku souřadných systémů definující dráhy pohybu robota s hořákem.

Z tohoto důvodu v souvislosti s řízením polohovadla není potřebné, aby se 1. osa polohovadla (otoč) byla schopna otáčet v rozsahu $\pm 180^\circ$. Zároveň kvůli případné kalibraci výchozích poloh polohovadla nebo kvůli řešení pohybů kabelů přívodu energií k následujícím osám bez nutnosti použití sběracích kroužků je vhodné, aby otoč konala pohyb $0-180^\circ$ v kombinaci s pevnými dorazy umožňující s určitou rezervou zmíněný rozsah pohybu.

Složitostí svařovaných dílů je dán potřebný rozsah otáčení 2. osy polohovadla (ramene), a to $\pm 90^\circ$. Větší rozsah otáčení je bez větších zásahů do konstrukce polohovadla jednoduše dosažitelný, proto bude při konstrukčním návrhu uvažován rozsah pohybu ramene $\pm 150^\circ$, opět s mechanickými dorazy umožňujícími s určitou rezervou zmíněný rozsah vykonávat. U 3. osy polohovadla (lící desky) je pro danou aplikaci vhodné, aby umožňovala polohování v nekonečném rozsahu otáčení.

Velikost svarů požadovaná na zmíněných dílech se pohybuje v rozmezí a4 až a6. Průměr použitého svařovacího drátu je specifikován jako 1,5 mm.

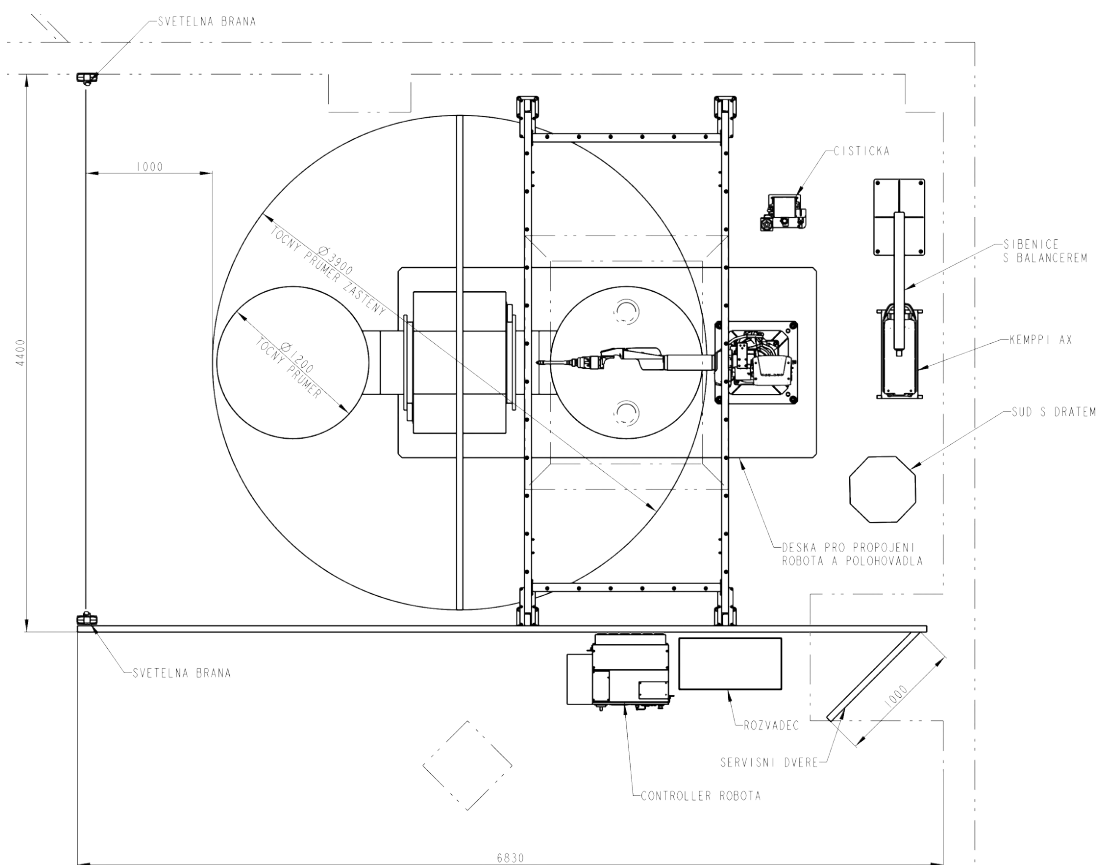
Dle předchozích zkušeností zadavatele a zákazníka byly upřesněny vhodné parametry pro danou aplikaci (uvedeny v tab. 1).

2.2 Požadavky dané technologií MIG/MAG

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.6 Přesnost polohování, technologie MIG/MAG vyžaduje, aby se přesnost polohování pohybovala v rámci poloměru použitého svařovacího drátu. Požadovaná maximální tolerance přesnosti polohování byla proto stanovena jako 0,75 mm na poloměru $R = 500$ mm poslední osy polohovadla. Ve zmíněné toleranci polohování je nutno zohlednit tolerance upnutí ve svařovacím přípravku, tolerance polohování jednotlivých os polohovadla a deformace polohovadla vlivem nesouměrnosti zatížení obou stanovišť (při svařování na svařovacím stanovišti lze odebírat již svařený díl a zakládat polotovar dílu pro svaření).

Rychlost svařování daných dílů s typicky relativně velkými svary je poměrně malá, takže pro danou aplikaci není nutnost extrémně vysoké rychlosti polohování. Pro uvažovanou rychlost svařování, v řádu nižších stovek mm/min., byly dle zkušeností zadavatele stanoveny maximální časy rotace jednotlivých os, které jsou uvedeny v tab. 1

Následující obr. uvádí zástavbové rozměry pracoviště. Zároveň jsou zde uvedeny základní rozměry polohovadla, a to točný průměr (definuje maximální velikost dílů a přípravků umístěných na poslední ose polohovadla) a točný průměr zástěny (definován velikostí polohovadla a určuje šířku pracoviště.).



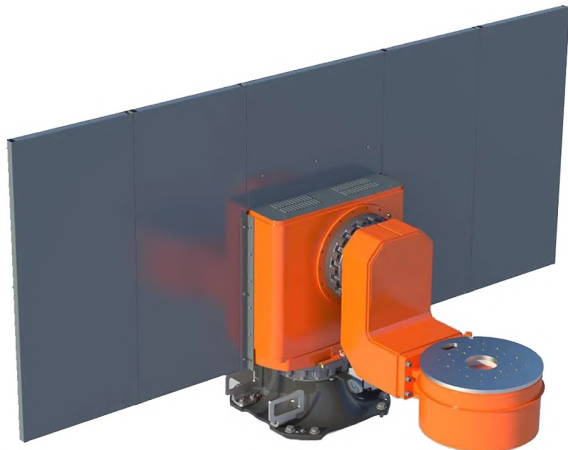
Obrázek 29: Rozměrový výkres zástavbových rozměrů.

Tabulka 1: Požadované parametry polohovadla.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Počet os	5	—
Počet stanovišť	2	—
Nosnost/stanoviště	500	kg
Točný průměr	1 200	mm
Výška prac. prostoru	800	mm
Zakládací výška	min. 800	mm
Rozsah pohybu otoče	0–180°	—
Rozsah pohybu ramene	min. $\pm 90^\circ$	—
Rozsah pohybu lící desky	∞	—
Pohon	servopohony Fanuc	—
Čas rotace o 180° otoče	10	s
Čas rotace o 180° ramene	7	s
Čas rotace o 180° lící desky	4	s
Přesnost polohování $R = 500$ mm	0,75	mm

3 Parametry konkurenčních řešení

Mezi vybrané představitele konkurenčních řešení byla zařazena komerční pětiosá polohovadla určená pro spolupráci s průmyslovými roboty, konkrétně Kuka KP5-V2S2V (obr. 30a) a ABB IRBP B (obr.30b) z důvodu především srovnatelných nosností a zástavbových rozměrů.



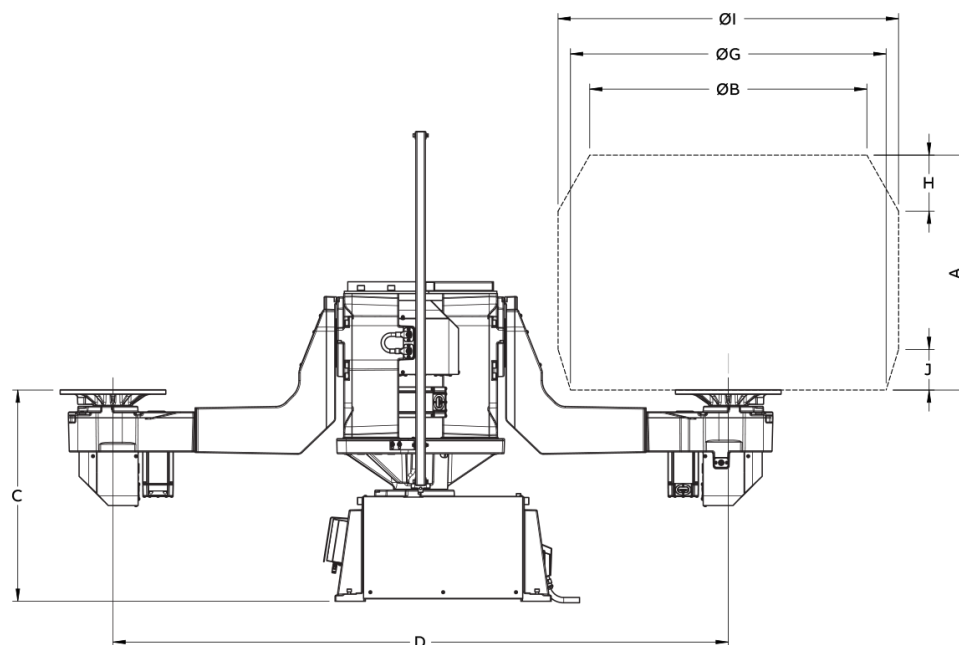
(a) Kuka KP5-V2S2V500. [6]



(b) ABB IRBP B-500. [8]

Obrázek 30: Vybraná konkurenční řešení.

Následující obrázek znázorňuje typový rozměrový výkres označující základní rozměry polohovadla.



Obrázek 31: Rozměrový výkres ABB IRBP B. [8]

Parametry obou zmíněných konkurenčních řešení jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 2: Parametry konkurenčních řešení.

Parametr	Kuka KP5-V2S2V500	ABB IRBP B-500	Jednotka
Nosnost/stanoviště	500	500	kg
Max. rozdíl zatížení stanoviště (staticky)	500	500	kg
Max. rozdíl zatížení stanoviště (provozní)	500	250	kg
Rozsah pohybu otoče	$\pm 185^\circ$	$\pm 181^\circ$	—
Rozsah pohybu ramene	$\pm 185^\circ$	$\pm 181^\circ$	—
Rozsah pohybu lící desky	$\pm 210^\circ$ ¹ nebo ∞ ²	∞	—
Přesnost polohování	$\pm 0,05$ ³	$\pm 0,05$ ⁴	mm
Čas rotace o 180° otoče	3,9	6	s
Čas rotace o 180° ramene	3,3	3,5	s
Čas rotace o 180° lící desky	2	2,1	s
Točný průměr ($\varnothing I$)	1 500	1 450	mm
Výška prac. prostoru	1 000	1 000	mm
Točný průměr zástěny	4 700	4 132	mm
Výška zástěny	1 645	2 000	mm
Zakládací výška	750	950	mm

¹S přívodem energií.

²Bez přívodu energií.

³Přesnost polohování „pózy“ polohovadla.

⁴ $R = 500$ mm při rovnoměrném zatížení stanovišť

4 Koncepční návrh

Z poznatků získaných v kapitole 2 Specifikace požadavků vyplývá, že pro danou aplikaci navrhovaného polohovadla a technologii svařování není nutné dosažení extrémních přesností a rychlostí polohování v porovnání s konkurenčními řešeními (kapitola 3 Parametry konkurenčních řešení).

S výhodou je proto vhodné použití, pokud možno, jednodušších (a tím potenciálně ekonomicky výhodnějších) převodů pohonů jednotlivých otočí.

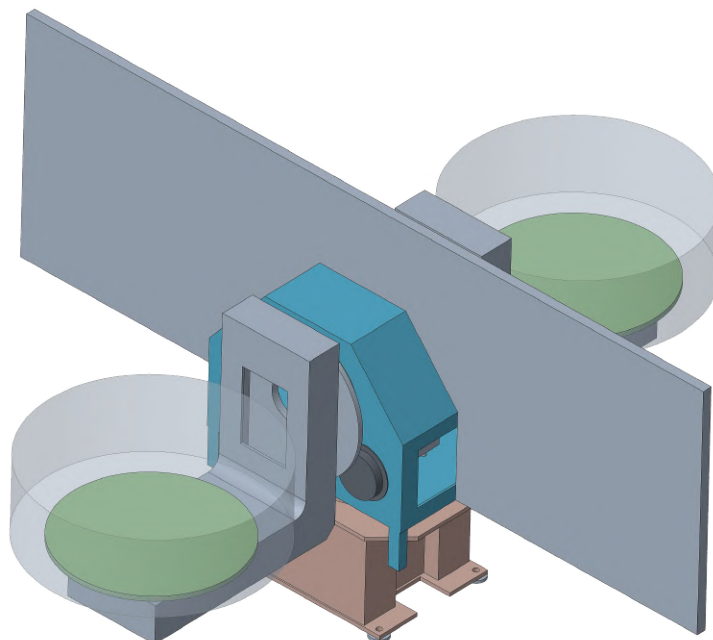
Navržené převody pohonů tedy uvažovány typu pastorek–ozubené kolo uložený na ložiskové otoči v kombinaci s planetovou převodovkou.

Jak bude patrné z následujících odstavců a kapitol, koncepční návrh polohovadla je z důvodu provázanosti vstupů a výstupů z principu iterační úloha. Provázaností vstupů a výstupů je myšleno např. že pro návrh vhodného převodu v kombinaci s vhodným servopohonem nebo návrh otočových ložisek je potřeba znát charakteristiky (zejména moment setrvačnosti nebo hmotnosti jednotlivých os s příslušným těžištěm) pohybujících se částí polohovadla.

Tyto charakteristiky jsou určeny rozložením hmoty v prostoru, což má být ve své podstatě výstup celého návrhu. Dalším příkladem může být požadovaná přesnost polohování, která je ovšem ovlivněna tuhostí konstrukce polohovadla její deformací pod zatížením. Tuhost (průhyb) celé konstrukce je v důsledku výsledkem rozložení hmoty v prostoru, což je potřebný vstup pro návrh pohonů a převodů.

Koncepční 3D model

Pro potřeby koncepčního návrhu byl nejprve s ohledem na požadované základní rozměry polohovadla (tab. 1) vytvořen koncepční 3D model polohovadla (obr. 32).



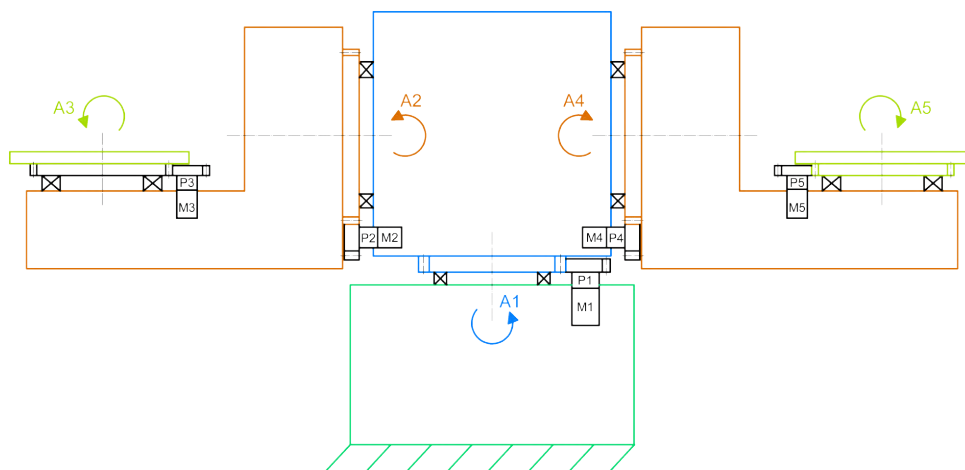
Obrázek 32: Koncepční 3D model polohovadla.

Zmíněný navržený koncepční 3D model slouží pro určení orientačních charakteristik rozložení hmoty v prostoru (momentů setrvačnosti) jednotlivých pohybuících se částí polohovadla.

Potřebné momenty setrvačnosti k osám rotace jednotlivých os lze jednoduše zjistit v rámci CAD softwaru. K těmto účelům bylo využito zjednodušené zátěže v podobě válce o průměru shodném s točným průměrem a hmotností totožné s nosností jednoho stanoviště (na obr. 32 průhledně).

Kinematické schéma

Pohybuící se hmoty s příslušnými osami rotace jsou patrné z následujícího obrázku,



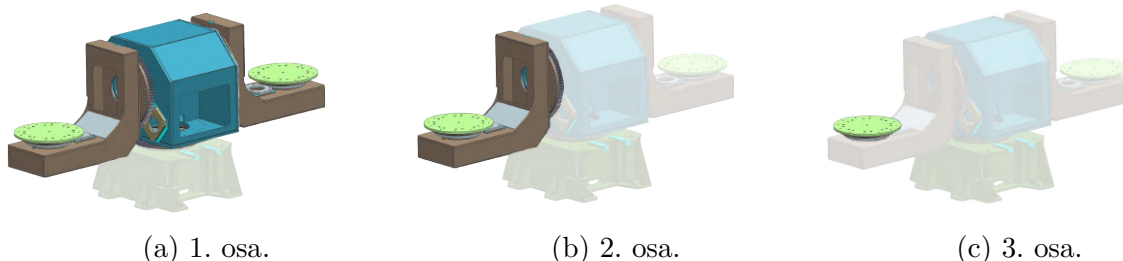
Obrázek 33: Kinematické schéma polohovadla.

kde A1 představuje osu rotace otoče (modře), A2 a A4 osu rotace ramene (oranžově) a A3 a A5 osu rotace lící desky (zeleně).

Při rotaci 3. osy (lící desky) se pohybuje samotná lící deska s vnějším kroužkem otočového ložiska a samozřejmě zátěž.

Při rotaci 2. osy (ramene) se pohybuje rameno samotné s vnějším kroužkem svého otočového ložiska a zároveň také 3. osa (lící deska) v rozsahu popsaném v předchozím odstavci.

Při rotaci 1. osy (otoče) se pohybuje otoč samotná s vnějším kroužkem svého otočového ložiska a zároveň 2. a 4. osy (ramena) a 3. a 5. osy lící desky v rozsahu popsaném v předchozích odstavcích.



Obrázek 34: Pohybuící se hmoty jednotlivých os.

Zjištěny byly následující hodnoty momentů setrvačnosti pro každou z os. Uvedené hodnoty zahrnují bezpečnost cca 10–20 % odhadem pokrývající neuvažované hmoty, jako např. hmoty servopohonů, převodovek.

Tabulka 3: Momenty setrvačnosti jednotlivých os koncepčního návrhu.

Osa	Hodnota	Jednotka
A1	3 300	kg·m ²
A2	200	kg·m ²
A3	77	kg·m ²

Jak již bylo zmíněno na začátku této kapitoly, pro další návrh pohonů osy polohovadla existují proměnné, které se navzájem ovlivňují — jedná se o volbu servopohonu, převodu pastorek–ozubené kolo (průměru ozubených kol) a převodu planetové převodovky. Převod pastorek–ozubené kolo a převod planetové převodovky lze souhrnně označit jako převod celkový.

Průměry ozubených kol převodu pastorek–ozubené kolo jsou do jisté míry omezeny zástavbovými rozměry navrženého konceptu geometrie polohovadla. Hodnoty převodu planetové převodovky a velikosti integrovaného pastorku jsou dle katalogu výrobce odstupňovány v řadách, tedy volnost ve smyslu jemného nalazení celkového převodu a tedy rozměrů existuje hlavně v rámci ozubeného kola.

4.1 Předběžná volba servomotorů

Při návrhu lze vyjít např. z odhadu vhodného servomotoru, u kterého dojde ke zpětnému ověření. Ve specifikaci požadavků jsou stanoveny servomotory Fanuc. V úvahu připadají řady servopohonů Fanuc Alpha i a Fanuc Beta i. Řada Fanuc Beta i představuje oproti Fanuc Alpha i řadu nižší třídy, proto je zejména z ekonomického hlediska preferováno její využití.

Servomotory řady Fanuc Beta i jsou nabízeny ve variantě bez brzdy nebo s brzdou. Varianta s brzdou zamezí otáčení výstupní hřídele, pokud řízení požaduje ponechat danou poháněnou osu zastavenou bez přívodu napětí na vinutí servomotoru (bez vyvíjení točivého momentu na výstupní hřídeli). Naopak varianta bez brzdy musí při působení vnějších silových účinků korigovat požadovanou (v tomto případě statickou) polohu vyvoláváním točivého momentu. [11]

Pro jednotlivé osy byly předběžně zvoleny servomotory uvedené v následující tabulce. Katalogové listy uvedených servomotorů uvedeny v příloze A.

Tabulka 4: Předběžná volba servomotorů.

Osa	Servomotor	Parametr	Hodnota	Jednotka
A1	Beta iS 22/2000	Moment setrvačnosti	0,00587	kg·m ²
		Rozběhový moment	20	Nm
		Jmenovitý moment	12	Nm
		Maximální moment	45	Nm
		Nominální otáčky	2 000	min ⁻¹
		Maximální otáčky	2 000	min ⁻¹
A2	Beta iS 12/3000	Moment setrvačnosti	0,00235	kg·m ²
		Rozběhový moment	11	Nm
		Jmenovitý moment	8,6	Nm
		Maximální moment	27	Nm
		Nominální otáčky	2 000	min ⁻¹
		Maximální otáčky	3 000	min ⁻¹
A3	Beta iS 8/3000	Moment setrvačnosti	0,00124	kg·m ²
		Rozběhový moment	7	Nm
		Jmenovitý moment	5,7	Nm
		Maximální moment	15	Nm
		Nominální otáčky	2 000	min ⁻¹
		Maximální otáčky	3 000	min ⁻¹

4.2 Odhad potřebných celkových převodových poměrů os

Pomocí hodnot momentů setrvačnosti jednotlivých os (tab. 3) a momentů setrvačnosti vybraných servomotorů (tab. 4) lze s využitím vztahů (5) a (10) určit potřebný celkový převodový poměr jednotlivých os.

Následuje obecný příklad výpočtu, výpočty konkrétních hodnot uvedeny v příloze B. Jelikož se jedná o výpočet předběžného odhadu a vstupní hodnoty jsou hrubě orientační, lze ve vztahu 10 zanedbat vliv momentu setrvačnosti převodovky I_p .

Po dosazení (10) do (5) vznikne

$$\frac{\left(\frac{I_{Ai}}{i_{Ai}^2}\right)}{I_{mi}} \leq 5 \quad (16)$$

$$i_{Ai} \geq \sqrt{\frac{I_{Ai}}{5 \cdot I_{mi}}},$$

kde index i představuje označení osy.

Pro jednotlivé osy byly zjištěny následující minimální odhadované celkové převodové poměry pro dané osy.

Tabulka 5: Odhadované minimální potřebné celkové převodové poměry.

Osa	Hodnota
A1	335
A2	130
A3	111

4.3 Ověření nominálního točivého momentu servopohonů

Vzhledem k odhadovaným minimálním potřebným celkovým převodovým poměrům by servopohony daných os měly být schopny rozpohybovat, případně zastavit pohybující se hmoty ideálně v rámci svého rozběhového, případně nominálního točivého momentu.

S využitím rovnice (15) lze ověřit potřebné nominální hodnoty točivého momentu pro rozběh na nominální otáčky, resp. zastavení z nominálních otáček servomotoru. Nominální otáčky uvažovaných servopohonů daných os jsou uvedeny v tab. 4, čas rozběhu/zastavení uvažován orientačně $t = 0,5$ s.

Při uvažování nejhoršího případu, konkrétně otáčení 2. osy (ramene) okolo úhlů natočení 90° , kdy proti točivému momentu servopohonu působí rovněž točivý moment vyvolaný gravitačním účinkem na těžiště pohybujících se hmot při pohybu ramene (včetně zátěže).

Tíhová síla pohybujících se hmot 2. osy (včetně zátěže) byla pomocí koncepčního 3D modelu polohovadla (obr. 32) zjištěna $G_{G3Z} = 10$ kN a excentricita těžiště zmíněných hmot od osy rotace 2. osy při uvažování zjednodušené reprezentace zátěže v podobě válce byla zjištěna $e = 120$ mm (bližší informace uvedeny v kapitole ?? Kontrola otočových ložisek).

S využitím vztahu pro převodový poměr (26) v momentové podobě

$$i = \frac{M_2}{M_1}, \quad (17)$$

kde M_1 představuje vstupní a M_2 výstupní točivý moment, lze při zanedbání pasivních účinků určit statický točivý moment, který musí servomotor v nejhorším případě v kombinaci točivým momentem vyvolaným momentem setrvačnosti překonat jako

$$M_{G23Z} = \frac{G_{G23Z} \cdot e}{i_{A2}} = \frac{10\,000 \cdot 0,12}{130} \doteq 9,2 \text{ Nm}. \quad (18)$$

Výpočet následujících hodnot uveden rovněž v příloze B.

Tabulka 6: Orientační rozběhové momenty pro minimální celkové převodové poměry.

Osa	Hodnota	Jednotka
A1	12,3	Nm
A2	14,1	Nm
A3	2,6	Nm

Z výše uvedené tabulky, konkrétně hodnoty orientačního rozběhového momentu 2. osy vyplývá, že potřebný rozběhový moment přesahuje rozběhový točivý moment servomotoru.

Vybraná kombinace servomotor–celkový převodový poměr nevyhovuje. Vyhovující kombinace servomotor–celkový převodový poměr lze docílit volbou servomotoru s vyšším rozběhovým točivým momentem nebo volbou vyššího celkového převodového poměru.

Geometrie koncepčního 3D modelu umožňuje zástavbu celkového převodu o stejné hodnotě jako pro 1. osu. Zároveň z ekonomického hlediska zpravidla není výhodná volba větší velikosti servomotoru.

Z těchto důvodů se jeví jako výhodné použití stejného celkového převodového poměru jako u 1. osy (otoče). Při sjednocení celkového převodového poměru 1. a 2. osy jsou orientační rozběhové momenty následovné.

Tabulka 7: Orientační rozběhové momenty — sjednocení převodu 1. a 2. osy.

Osa	Hodnota	Jednotka
A1	12,3	Nm
A2	4,3	Nm
A3	2,6	Nm

Orientační rozběhový moment servomotoru 1. osy přesahuje katalogovou hodnotu rozběhového momentu, ale nepřesahuje maximální točivý moment servomotoru. Znamená to, že servomotor nebude moci (dle kapitoly 1.7 Pohony os) být provozován nepřetržitě, ale v rámci přerušovaného cyklu.

Ovšem z hlediska principu dané aplikace a požadavků na 1. osu polohovadla ani není možné 1. osu provozovat nepřetržitě. Doba, kdy je servomotor 1. osy při přerušovaném cyklu provozu v klidu, je technologicky omezena v rámci času potřebného pro svaření daných dílů. Doba, kdy je servomotor 1. osy při přerušovaném cyklu provozu v provozu, je omezena požadavkem na čas rotace 1. osy o 180° .

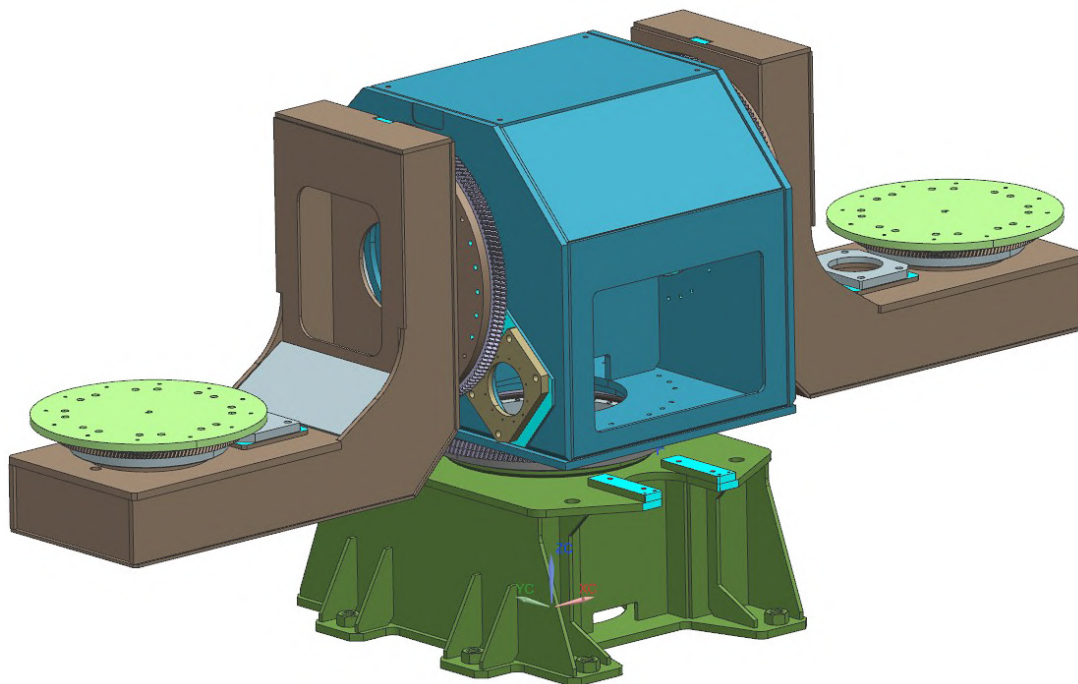
Vzhledem k výše uvedenému a ke skutečnosti, že orientační rozběhový moment přesahuje katalogový rozběhový moment servomotoru o velmi malou hodnotu, lze bezpečně říci, že předběžně vybrané servomotory z hlediska orientačních rozběhových momentů (tab. 7) vyhovují.

5 Analýza metodou konečných prvků

Účelem konečněprvkové analýzy je zjištění chování polohovadla z pohledu průhybu pod zatížením (tuhostní úloha) a z pohledu napětí vyvolaných daným zatížením (pevnostní analýza).

Simulace proběhla s využitím softwaru Siemens NX, řešičem Nastran.

Analýza byla provedena na aktualizovaném 3D modelu z koncepčního návrhu (obr. 35). Základní rámy jednotlivých os byly pro svou relativní tvarovou jednoduchost uvažovány jako svařované konstrukce s plechových výpalků.



Obrázek 35: Aktualizovaný koncepční 3D model.

5.1 FEM model

Aktualizovaný koncepční 3D model byl zasítován po jednotlivých komponentech. Pro sít tvarově jednodušších komponent byly s výhodou využity prvky sítě typu CHEXA (pro svůj tvar nazývané též prvky „brick“). Komponenty složitějšího tvaru byly síťovány prvky CTETRA (tetraedr, neboli čtyřstěn, trojboký jehlan).

Pro dosažení výsledků s vypovídající hodnotou vzhledem ke skutečnému chování konstrukce polohovadla byly sítě jednotlivých komponent tvořeny tak, aby počet prvků přes tloušťku materiálu byl minimálně roven 2.

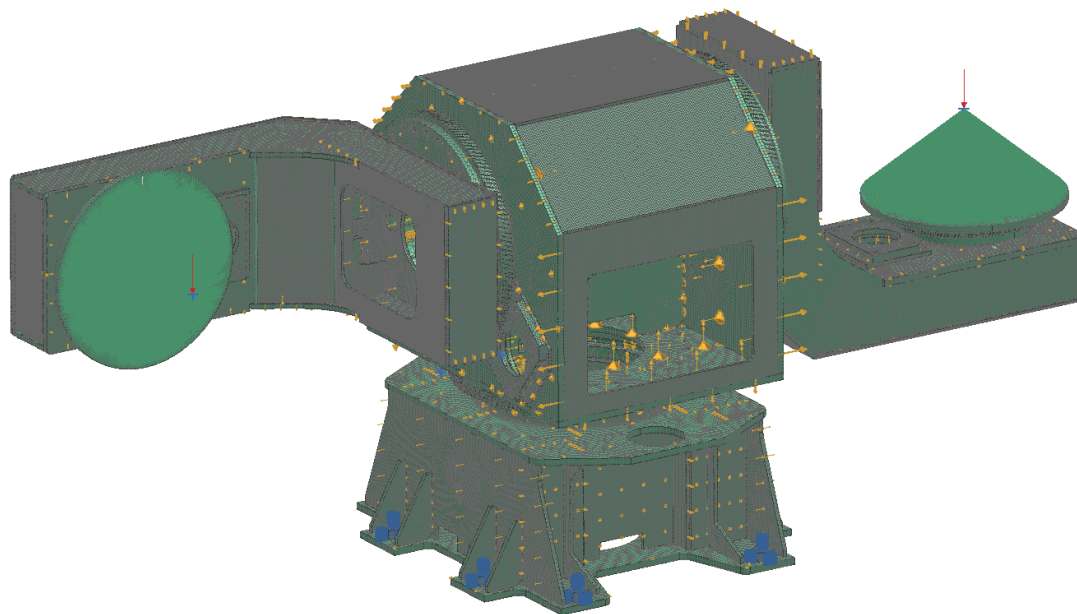
Zátěž v podobě svařovaného dílu upnutého ve svařovacím přípravku byla v místě těžiště pro nejhorší případ zatížení (náhradní válec o průměru shodném s točným průměrem a hmotností shodnou s nosností stanoviště polohovadla) nahrazena bodem, který byl spojen pomocí absolutně tuhé (rigidové) růžice tvořené prvky RBE2.

Sestavení dílčích komponent v celkovou síť (obr. 36) modelu polohovadla proběhlo v rámci simulace s využitím simulačních objektů typu Gluing — Weld-like Connection (žlutě), které spojují sítě (uzly) sousedících komponent pomocí 1D sítě s vlastnostmi určenými nastavením parametrů řešiče.

Simulační objekty typu Gluing spojují sítě ve vzdálenosti omezené parametrem Search Distance, která byla volena odpovídající velikosti uvažovaných svarů ($0,6 \cdot t$ pro 1–stranné a $0,3 \cdot t$ pro oboustranné svary, kde t představuje tloušťku tenčího z dvojice spojovaných komponent).

Okrajové podmínky byly definovány v podobě vazeb (Constraints) a zatížení (Loads). Všechny tři stupně volnosti byly pomocí vazeb odebrány v místech kotvení stojanu polohovadla (modře.).

Zatížení představuje síla (červeně) o velikosti odpovídající nosnosti stanoviště polohovadla působící v bodě náhrady zátěže. Do vlivu zatížení je též zahrnut gravitační účinek, tedy vlastní tíha.

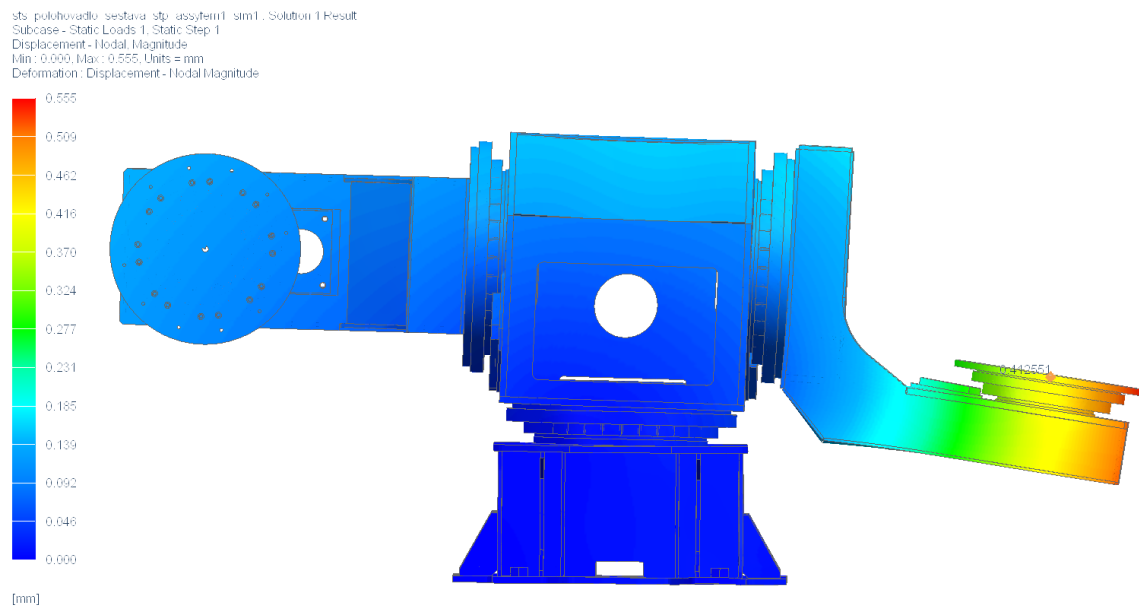


Obrázek 36: Konečněprvková síť.

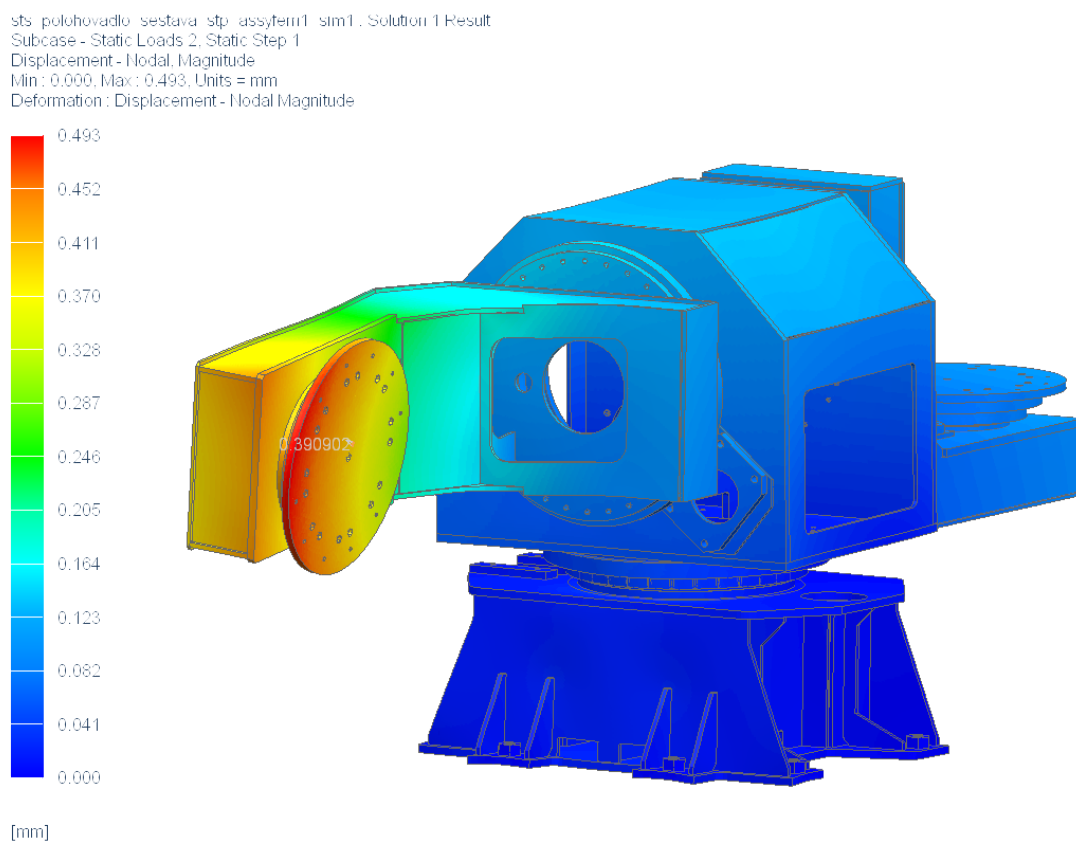
5.2 Tuhostní úloha

Primárním zájmem tuhostní analýzy byl výsledný průhyb v referenčním bodě — střed 3. osy (lící desky), jelikož se jedná o bod, kolem kterého rotuje svařovaný díl. Dále díky rozložení velikostí a tvaru průhybů bylo možno přizpůsobit 3D model konstrukce polohovadla tak, aby hodnoty průhybu odpovídali požadovaným hodnotám pro splnění přesnosti polohování (složka deformace polohovadla pod zatížením) ve všech uvažovaných orientacích 2. osy (ramene polohovadla).

Uvažované (z hlediska vlivu směru působení zátěžové síly tedy mezní) orientace 2. osy (ramene) jsou znázorněny na obr. 37.



(a) Výchozí poloha ramene 0°.

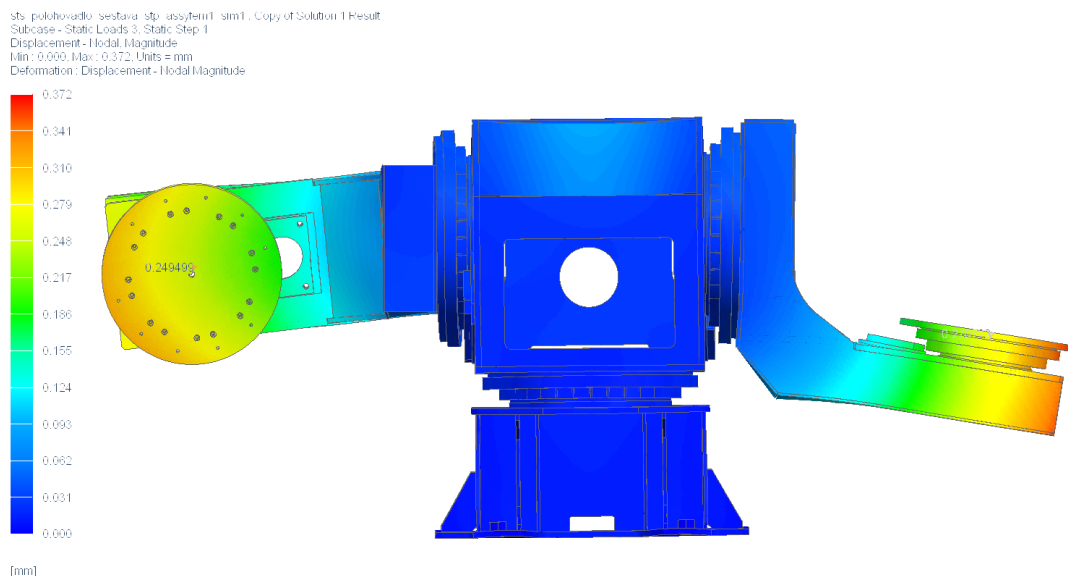


(b) Poloha ramene 90°.

Obrázek 37: Výsledné velikosti průhybu od deformace — 1–stranně zatíženo.

Deformace vlivem 1–stranného zatížení byly užitečné pro optimalizaci konstrukce ramene, jelikož z nich lze vyčíst, ve kterých místech konstrukce je nižší tuhost. Na tyto oblasti vykazující nižší tuhost a tedy představující místa s největším potenciálem pro snížení výsledné hodnoty průhybu byl proto z hlediska své geometrie a případné přidané geometrie (žebra) kladen důraz na optimalizaci.

Následující obr. znázorňuje výsledné velikosti průhybů při zatížení obou stanovišť.



Obrázek 38: Výsledné velikosti průhybů od deformace — oboustranně zatíženo.

Porovnání obou zatěžovacích stavů (1– a oboustranně zatíženo) je důležité zejména proto, že oba stavy je nutno uvažovat v průběhu jednoho cyklu pracoviště. Tedy při svařování jednoho kusu na svařovacím stanovišti je možno odebrat již svařený, případně zakládat ještě nesvařený díl.

Obě stanoviště jsou samozřejmě spojeny 1. osou (otočí) a dochází proto k jejich vzájemnému ovlivnění při změně zátěže.

Rozdíl průhybu při různých zátěžových stavech přispívá k celkové toleranci polohování.

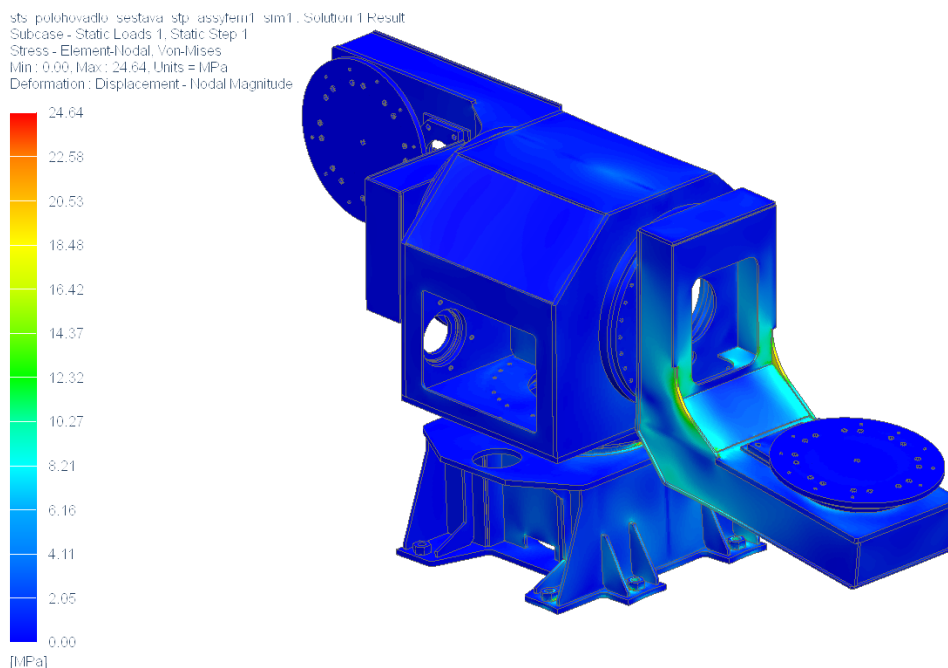
Tabulka 8: Hodnoty průhybu od deformace v referenčním místě v milimetrech.

Zátěžový stav	Hodnota průhybu
1–stranně zatíženo — rameno 0°	0,41
1–stranně zatíženo — rameno 90°	0,39
Oboustranně zatíženo — rameno 0°	0,28
Oboustranně zatíženo — rameno 90°	0,25

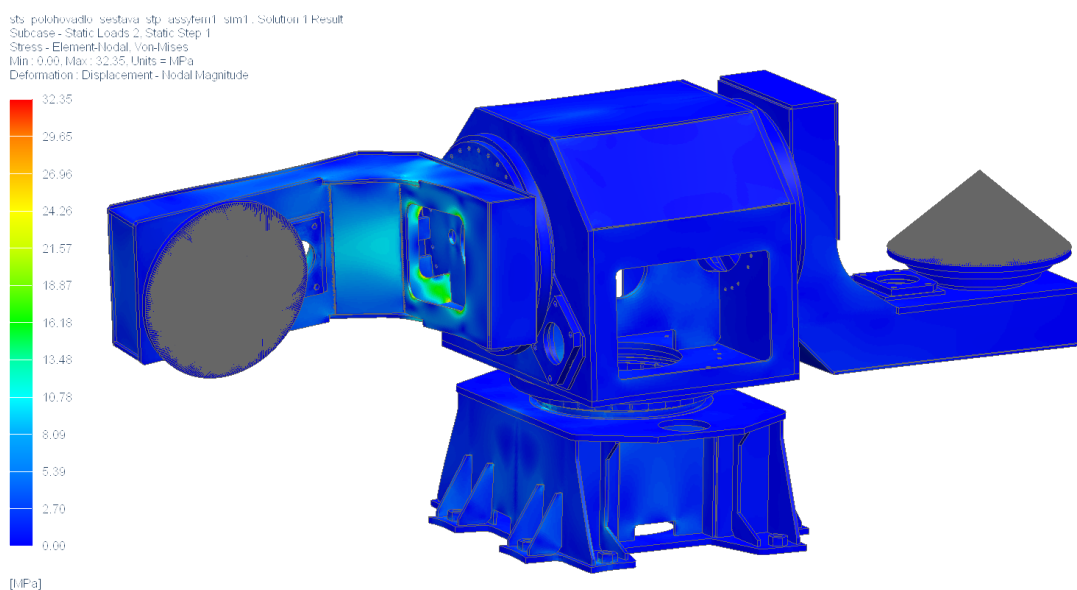
Největší rozdíl průhybu při zátěžových stavech tedy činí $(0,41 - 0,25)$ 0,16 mm.

5.3 Pevnostní úloha

Jelikož je navržená konstrukce uvažována jako svařovaná, je nutno provést pevnostní analýzu ve smyslu určení maximálních napětí — znázorněno na následujících obr..

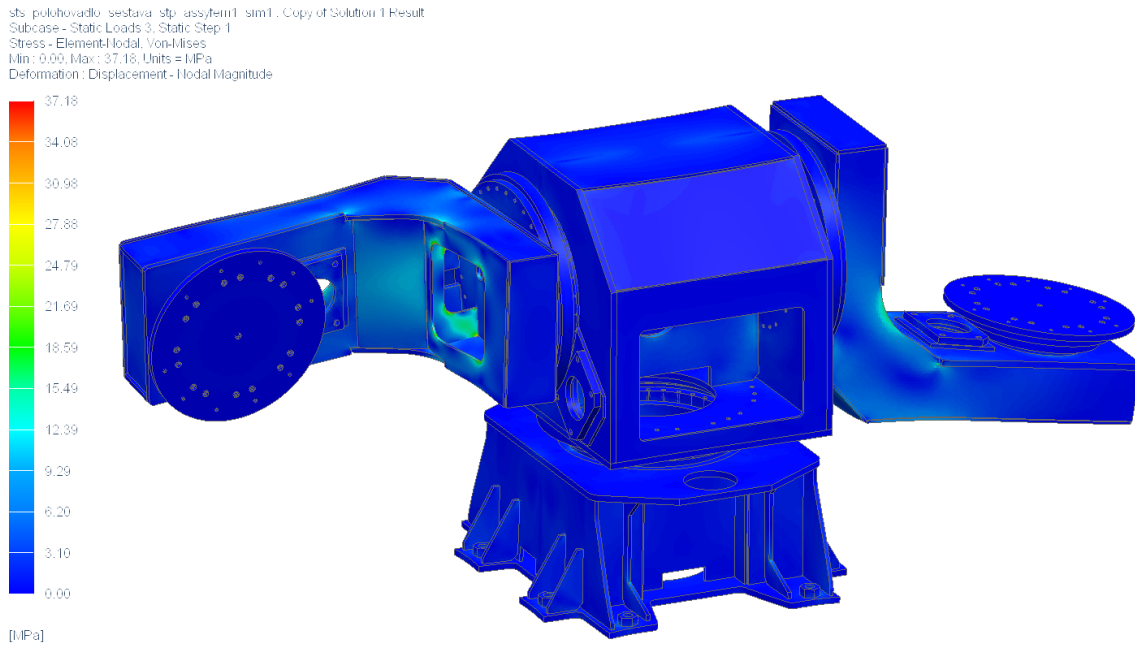


(a) Výchozí poloha ramene 0°.



(b) Poloha ramene 90°.

Obrázek 39: Výsledné velikosti redukovaného napětí dle hypotézy HMH — 1–stranně zatíženo.



Obrázek 40: Výsledné velikosti redukovaného napětí dle hypotézy HMH —
 oboustranně zatíženo.

Zobrazená napětí představují redukovaná napětí dle hypotézy HMH (Huber–Mises–Hencky) [?, str. 6]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x) + 3(\tau_x^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2)}, \quad (19)$$

kde σ představuje normálové složky napětí, τ tečné (smykové) složky napětí a indexy x , y a z směry napětí v souřadném systému 0_{xyz} .

Tabulka 9: Hodnoty maximálních redukovaných napětí dle hypotézy HMH v MPa.

Zátěžový stav	Napětí
1–stranně zatíženo — rameno 0°	24,64
1–stranně zatíženo — rameno 90°	32,35
Oboustranně zatíženo — kombinace	37,18

Uvažovaným materiálem konstrukce polohovadla je ocel s označením S355. Mez kluzu tohoto materiálu je tedy uvažována $R_e = 355$ MPa.

Vzhledem k relativně nízkým rychlostem otáčení jednotlivých os jsou dynamické účinky zanedbatelné a konstrukci lze posuzovat z hlediska statického.

Posouzení statické pevnosti se provádí pomocí pevnostní podmínky

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D , \quad (20)$$

kde σ_{red} představuje redukované napětí a σ_D napětí dovolené.

Dovolené napětí σ_D vychází u tvárných materiálů z meze kluzu R_e a bezpečnosti k

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} . \quad (21)$$

Pro svařované konstrukce je ovšem dovolené napětí nutno upravit o součinitel svaru c_{sv} a součinitel pevnostní hypotézy c_a [23, str. 165]

$$\sigma_{Dsv} = c_{sv} \cdot c_a \cdot \sigma_D = c_{sv} \cdot \frac{R_e}{k} , \quad (22)$$

kde hodnoty součinitele svaru c_{sv} se volí dle typu svaru a způsobu a směru namáhání v rozsahu (0,85–1,66), hodnoty součinitele c_a se volí $c_a = 0,6$ dle HMH, $c_a = 0,5$ dle τ_{max} .

Pro tento případ bude uvažována nejhorší varianta namáhání, tedy voleno $c_{sv} = 0,85$ a $k = 2,5$. Dovolené namáhání svařované konstrukce je potom dáno dosazením do (22)

$$\sigma_{Dsv} = 0,85 \cdot 0,6 \cdot \frac{355}{2,5} \doteq 72 \text{ Mpa} . \quad (23)$$

Dosazením maximální hodnoty maximálního redukovaného napětí z tab. 9 a hodnoty dovoleného napětí z (22) do podmínky pevnosti (20)

$$37,18 \leq 72 \quad (24)$$

je zřejmé, že podmínka pevnosti je splněna a navržená konstrukce z hlediska pevnosti vyhovuje.

6 Konstrukční návrh

S využitím poznatků získaných při koncepčním návrhu byl zpracován konečný konstrukční návrh. Konečným konstrukčním návrhem je pro případ této práce myšlen návrh konečného 3D modelu polohovadla včetně všech komponent. Komponentami polohovadla voleny s ohledem na výsledky výpočtů následujících kapitol.

6.1 Návrh geometrie ozubení a převodu planetové převodovky

Návrh geometrie ozubení a spolupracující planetové převodovky je navrhován zejména pro dosažení co nejvýhodnější přesnosti polohování.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.8.1 Převod pastorek–ozubené kolo, přesnost polohování převodu s čelním ozubením je zásadně ovlivněna modulem ozubení.

Potřebný modul je určen zatížením. Zatížení zubů ozubení způsobené daným točivým momentem je závislé na průměru ozubeného kola.

Z výše uvedeného vyplývá, že pro dosažení relativně malého, pro dané zatížení vyhovujícího, modulu je výhodné volit průměr ozubeného kola co největší.

Celkové převodové poměry i_{Ai} zmíněné v tab. 5 jsou v tomto případě složeny z převodového poměru převodu pastorek–ozubené kolo i_{pki} a převodu planetové převodovky i_{pi}

$$i_{Ai} = i_{pki} \cdot i_{pi} , \quad (25)$$

kde index i představuje index dané osy.

Převodové poměry planetových převodovek jsou výrobcem nabízeny v řadách (katalogový list vybraného výrobce planetových převodovek uveden v příloze C) a převodový poměr převodu pastorek–ozubené kolo je dán vztahem

$$i_{pki} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{z_2}{z_1} , \quad (26)$$

kde n představuje otáčky, D roztečný průměr, M točivý moment, z počet zubů a index 1 představuje parametr vstupního a index 2 výstupního kola.

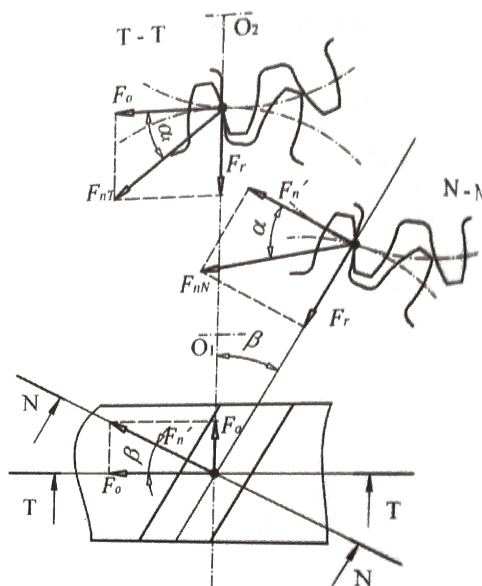
Dle možností zástavbového prostoru koncepčního návrhu byly navrženy roztečné průměry ozubených kol a pastorek v kombinaci s převodovým poměrem planetové převodovky uvedené v následující tabulce. Dílčí výpočty uvedeny v příloze D.

Průměry roztečných kružnic 1. a 2. osy voleny s ohledem na závěr kapitoly 4.3 Ověření nominálního točivého momentu servopohonů, tedy pro 1. a 2. osu totožné

Tabulka 10: Navržené roztečné průměry ozubených kol převodu pastorek–ozubené kolo, vybrané převody planetových převodovek.

Osa	D_1 [mm]	D_2 [mm]	i_p [—]
A1	135	715	64
A2	135	715	64
A3	135	475	32

Pomocí hodnot uvedených v tab. 10 a 7 lze získat velikosti obvodových sil F_o dle obr. 41



Obrázek 41: Síly v ozubení [24, str. 82].

působících na ozubení dle vztahu

$$M_k = F_o \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_o = \frac{2 \cdot M_k}{D}, \quad (27)$$

kde D představuje roztečný průměr pastorku korespondující s orientačním rozběhovým momentem servomotoru.

Součástí přílohy D Návrh základní geometrie ozubených kol

— výpočtový list je rovněž návrh minimálního potřebného modulu ozubení.

Modul ozubení byl navržen pomocí vztahu dle Bacha, který vychází z namáhání zubu ohybem vlivem působení obvodové síly na jeden pár zubů [24, str. 83]

$$F_o = 1,5 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot \psi \cdot c, \quad (28)$$

kde F_o představuje obvodovou sílu působící na ozubení, součinitel 1,5 konstantu pro šikmé ozubení (přímé ozubení využívá konstantu 1), m modul ozubení, ψ poměr šířky zubu k modulu a c únavové napětí (uvažován vrub v patě zubu).

Poměr ψ je vyjádřen jako [24, str. 84]

$$\psi = \frac{b}{m} \quad (29)$$

a v praxi se volí v rozsahu $\psi = 10 \div 30$.

Únavové napětí c vychází z dovoleného napětí v ohybu materiálu [24, str. 84]

$$c = (0,03 \div 0,08) \cdot \sigma_{Do}, \quad (30)$$

kde hodnoty dovoleného napětí v ohybu σ_{Do} se volí pro uhlíkovou ocel $\sigma_{Do} = 85 \div 100$ MPa, pro slitinovou, zušlechťenou ocel $\sigma_{Do} = 160 \div 200$ MPa a pro slitinovou, zušlechťenou ocel a tvrzené boky $\sigma_{Do} = 250 \div 300$ MPa.

Pro navržené roztěčné průměry ozubených kol (tab. 10) byly dle (27) zjištěny velikosti obvodových sil působících na zuby ozubení.

Pro zvolené hodnoty poměru šířky zubu k modulu $\psi = 10$ a dovoleného napětí v ohybu $\sigma_{Do} = 85$ MPa byly dle vztahu (28) zjištěny požadované velikosti modulu jednotlivých os (tab. 14).

Dle závěrů z předchozích kapitol uvažovány geometrie převodu 1. a 2. osy totožné.

Točivý moment působící na ozubení byl v rámci bezpečnosti uvažován jako desetinasobek orientačního rozběhového momentu (tab. 7), což odpovídá momentu potřebnému k zastavení dané osy vzhledem k orientačnímu času rozběhu/zastavení $t = 0,5$ s o desetinové hodnotě, tedy $t = 0,05$ s. Uvedená hodnota zohledňuje na straně bezpečnosti ekvivalentní čas potřebný pro nouzové zastavení.

Tabulka 11: Navržené moduly ozubení.

Osa	Moment [Nm]	Obvodová síla [N]	Modul [mm]
A1 a A2	123	1 822	3,9
A2	26	385	1,8

6.2 Výběr planetových převodovek

Výběr planetových převodovek byl realizován pomocí programu výrobce planetových převodovek Neugart Calculation Program.

Předchozí výsledky byly použity jako vstupní hodnoty pro získání výsledků při volbě planetových převodovek. Výsledky výstupních hodnot z programu Neugart Calculation Program byly validovány pomocí výpočtů uvedených v příloze ?? ??.

Výpočet v rámci Neugart Calculation Program byl realizován typem servomotor, planetová převodovka, převod pastorek–ozubené kolo, zátěž (obr. 42).

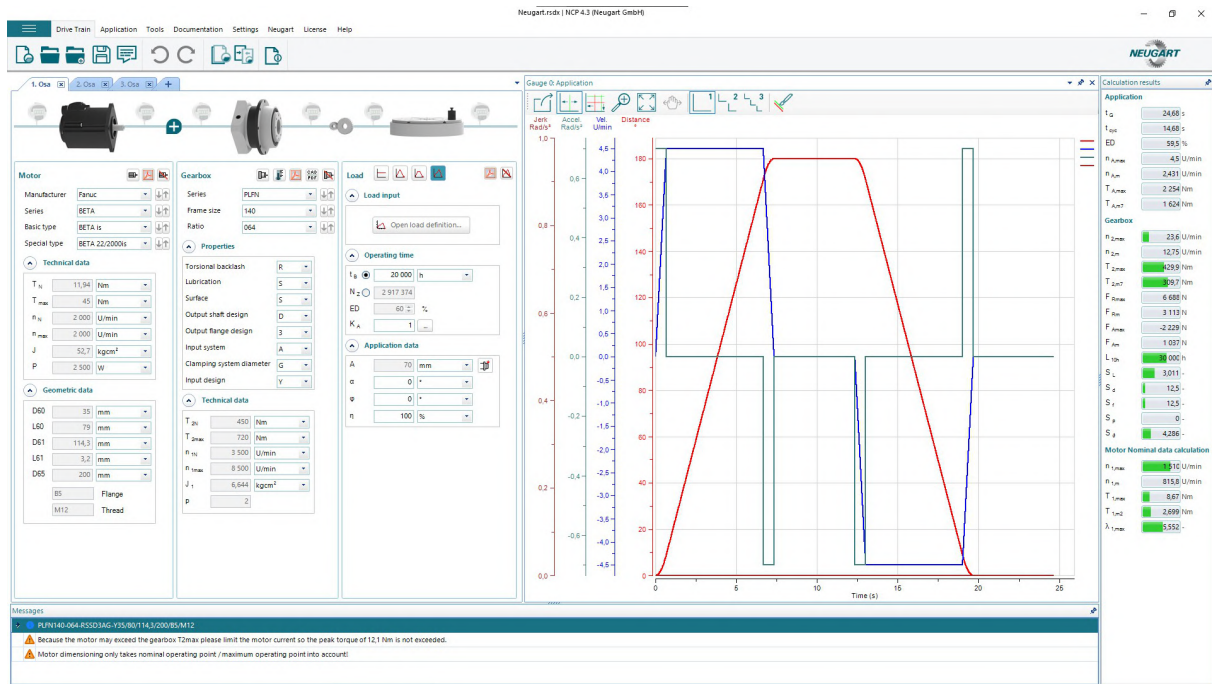
Parametry servomotoru jsou načteny z databáze pro daný vybraný servomotor. Parametry převodu pastorek–ozubené kolo a zátěže jsou zadávány ručně — tyto parametry byly iteračně voleny vzhledem k finálnímu návrhu polohovadla, takže se jedná o konečné hodnoty parametrů.

Pro daný typ výpočtu je možno zvolit profil řízení pohybu nebo vytvořit vlastní. V tomto případě byl vytvořen vlastní profil řízení pohybu pro dosažení požadovaného výstupu. Konkrétně byly určeny hodnoty rozsahu, rychlosti a zrychlení pohybu rotace zátěže definované hmotností, momentem setrvačnosti k ose rotace, případně přídatným (procesním) silovým účinkem (točivým momentem). Grafický průběh profilu řízení servomotoru a požadovaného výstupu jsou znázorněny v prostřední části zmíněného obrázku.

V závislosti na zvolené planetové převodovce jsou programem zjištěny výsledné hodnoty využití jejích parametrů (na zmíněném obr. vpravo).

Tímto způsobem byly zvoleny převodovky uvedené v přílohách H až J.

Definované profily řízení pohybu a výstupní hodnoty dané aplikace pro jednotlivé osy jsou uvedeny v přílohách E až G.



Obrázek 42: Prostředí Neugart Calculation Program.

Vybrané planetové převodovky jsou dodávány společně s integrovanými pastorky, které jsou opět dostupné v rozměrových řadách. V souvislosti s tab. 14 a 10 byly zvoleny kombinace planetové převodovky a pastorků, jejichž moduly byly zvoleny pro 1. a 2. osu o velikosti 4 mm a pro 3. osu o velikosti 3 mm.

6.3 Kontrola otočových ložisek

Dle kapitoly 1.8.2 Otočová ložiska vychází návrh otočových ložisek z ekvivalentního axiálního zatížení F_{0q} a ekvivalentního klopného momentu M_{0q} . Zmíněná ekvivalentní zatížení jsou určena skutečným zatížením a koeficientem f_L

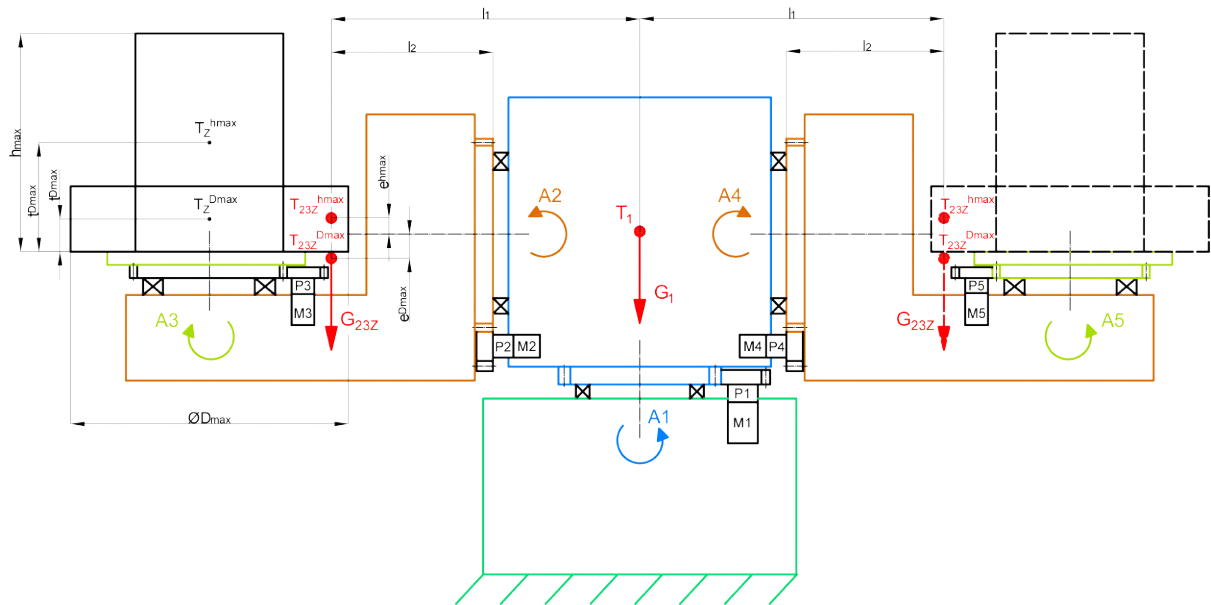
$$\begin{aligned} F_{0q} &= f_l \cdot F_{ai} \\ M_{0q} &= f_l \cdot M_i, \end{aligned} \quad (31)$$

kde F_{ai} představuje osovou sílu osy i a M_i klopný moment osy i . Pro danou aplikaci — polohovadla platí $f_L = 1,15$.

Velikosti zatížení lze zjistit dle obr. 43 pomocí statických podmínek rovnováhy

$$\begin{aligned} F_{ai} &= \sum_i F_i \\ M_i &= \sum_i M_{iA}, \end{aligned} \quad (32)$$

kde bod A představuje bod, ke kterému je vztahena momentová podmínka rovnováhy. V tomto případě voleny body ležící na osách rotace dílčích os.



Obrázek 43: Schéma zatížení polohovadla.

Hodnoty zatížení a potřebných rozměrů obr. 43 jsou uvedeny v následujících tabulkách. Hodnoty tíhových sil uvažovány vždy odpovídající hmotám za otočným ložiskem.

Tabulka 12: Zatížení polohovadla v N.

	Osa 1	Osa 2	Osa 3
Tíhová síla G_i	9 000	4 500	5 200

Tabulka 13: Rozměry působení zatížení v milimetrech.

Rozměr	Hodnota
l_1	660
l_2	209
e_{Dmax}	120
e_{hmax}	30
D_{max}	1 200
h_{max}	900
t_{Dmax}	200
t_{hmax}	450

S využitím vztahu (31) byla zjištěna zatížení dílčích otočových ložisek uvedená v následující tabulce.

Tabulka 14: Zatížení dílčích otočových ložisek.

Zatížení	Osa 1	Osa 2	Osa 3
Ekviv. osová F_{0q} [kN]	32,7	0	6
Ekviv. klopný moment M_{0q} [kNm]	7,9	7,4	2,7
Radiální síla [kN]	0	9,7	5,2

Vybraná ložiska byla volena zejména s ohledem na rozměry, potřebné pro uchycení příslušných ozubených kol, takže jsou poměrně velká, což má ovšem za výhodu zejména poměrně velký otvor využitelný pro průchod přívodu energií nebo potenciálně vyšší tuhost uložení, neboť daná zatížení díky velkým základnám uložení nevyvolávají tak vysoké hodnoty deformací.

Katalogové listy vybraných otočových ložisek jsou uvedeny v přílohách L a M.

Následující tabulka uvádí přehled vybraných ložisek, ze které je patrné, že ložiska jsou z hlediska statické únosnosti značně předdimenzována, díky čemuž je v kombinaci s pouze kývavými pohyby je lze bezpečně prohlásit za vyhovující.

Tabulka 15: Parametry vybraných ložisek.

Parametr	Ložisko 1. a 2. osy	Ložisko 3. osy	Jednotka
Označení	XSU 14 0544	ASW 08-0307-00 ZZ00	—
Statická ax. únosnost	680	680	kN
Ekvivalentní klopný moment	60	45	kNm
Statická rad. únosnost	330	280	kN

6.4 Analýza přesnosti polohování

Analýza přesnosti polohování se zabývá ověřením, že polohovadlo disponuje dostatečnou přesností polohování potřebnou pro zajištění funkčnosti technologie MIG/MAG v toleranci specifikovanou v požadavcích na konstrukci.

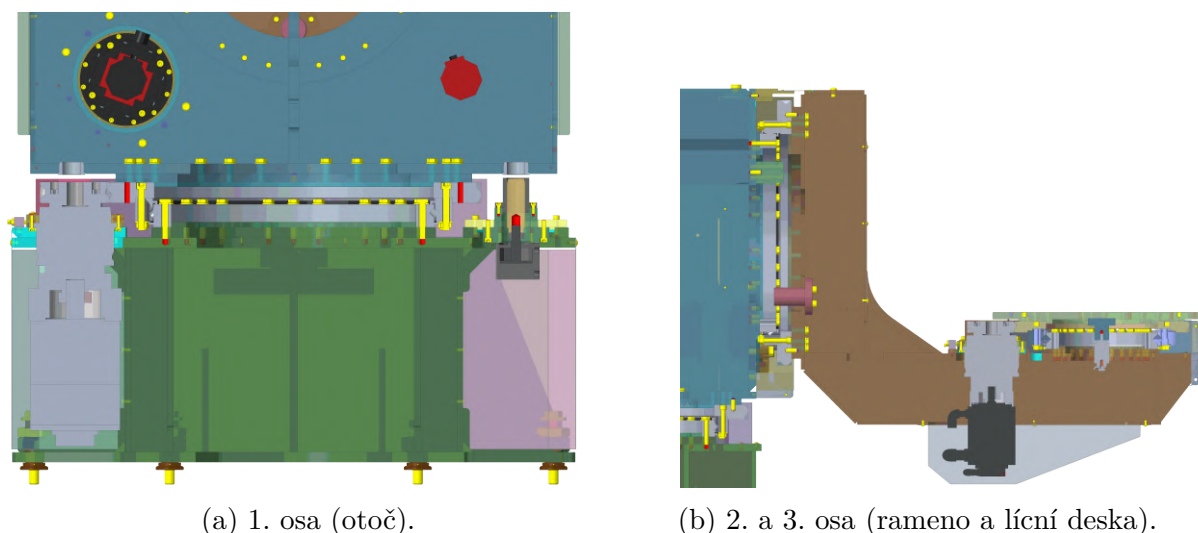
6.4.1 Indexace 1. osy

Jelikož 1. osa (otoč) polohovadla koná pohyb pouze mezi dvěma krajními polohami, a tedy ji není nutno přesně polohovat v jiném místě, je možno zároveň vzhledem k velké vzdálenosti od osy rotace ke středu 3. osy (lící desky) s výhodou využít indexace 1. osy pro vymezení možné polohy, do které má být osa polohována.

Indexace byla navržena v podobě aretačního čepu a příslušného pouzdra (na obr. 44a vpravo, čep oranžově) a nachází se na poloměru $x = 430$ mm od středu rotace 1. osy.

Uložení čep–pouzdro bylo navrženo v rozměru 35 F7/g7. Pouzdro uvažováno nakupované v podobě pouzdra DIN 172, čep uvažován vyráběný.

Výpočty tolerance polohování indexace 1. osy (podobně jako celková přesnost polohování polohovadla) je uvedena v příloze N



Obrázek 44: Řez 3D modelem.

6.4.2 Přesnost polohování ozubeného převodu

Vymezení bočních vůlí ozubení v místě záběru je realizováno změnou osové vzdálenosti v podobě odtlačovacích šroubů (na obr. 44a vlevo), kterými je možno pohybovat se sestavou servomotor, planetová převodovka a pastorek.

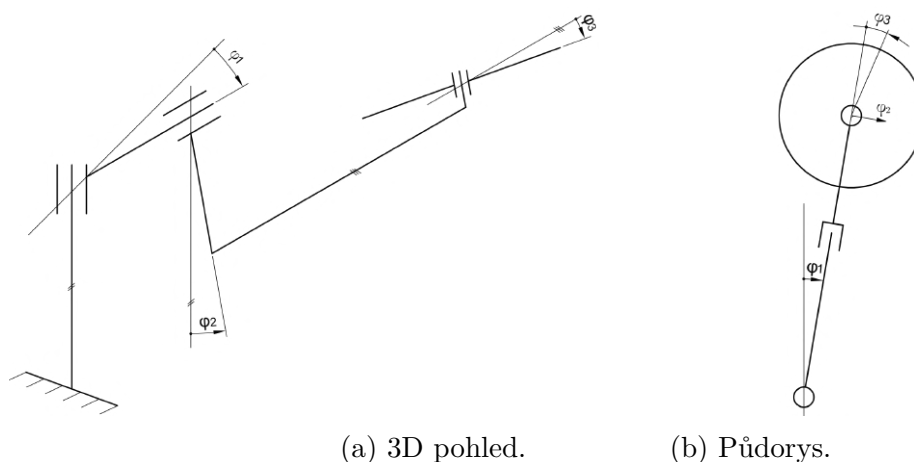
Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.8.1 Převod pastorek–ozubené kolo, doporučená hodnota boční zubové vůle má hodnotu $0,03 \cdot m$, kde m představuje modul ozubení, ovšem experimentálně bylo ověřeno, že pro dané výrobní tolerance ozubení je možno provozovat ozubený převod s požadavky na přesnost polohování s bočními zubovými vůlemi v ozubení nižšími než doporučenými.

Celková přesnost polohování byla ověřena ve dvou z hlediska geometrie polohovadla mezních polohách (obr. 45 a 46).

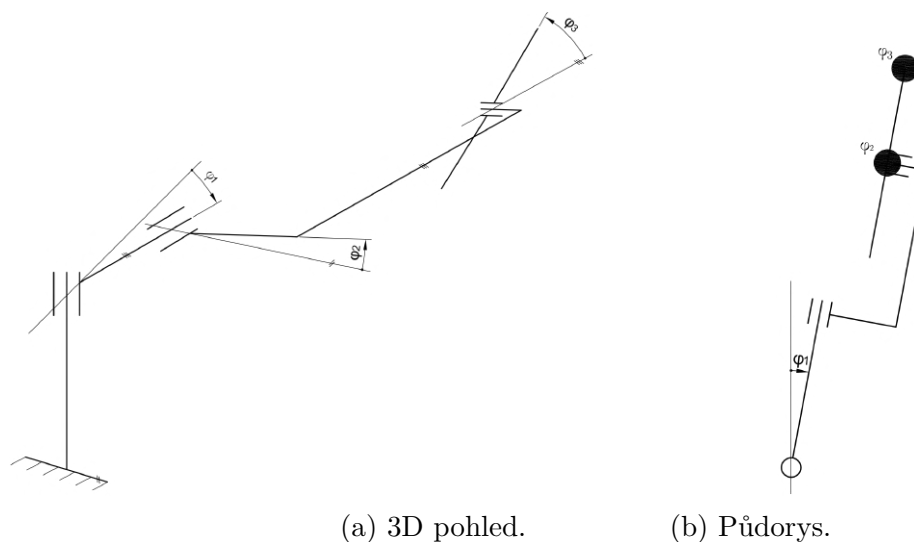
V prvním případě se tolerance polohování dílčích os lineárně sčítají, neboť směřují jedním směrem. Ve druhém případě tolerance dílčích os směřují ve dvou směrech tvořící odvěsný pravoúhlého trojúhelníku. Jednou odvěsnou je tolerance polohování 1. osy a druhou odvěsnou je součet tolerancí polohování 2. a 3. osy.

K celkové přesnosti polohování přispívá, mimo boční vůle ozubení v místě záběru, také přesnost polohování planetové převodovky. V celkové přesnosti polohování je tedy zahrnut součet boční zubové vůle ozubení v místě záběru a přesnost polohování planetové převodovky na roztečné kružnici.

Místem záběru byl pro potřeby výpočtů uvažován centrální bod roztečných kružnic ozubených kol (teoretické místo dotyku roztečné kružnice pastorku a roztečné kružnice ozubeného kola).



Obrázek 45: Schéma backlash — základní poloha 2. osy (ramene).



Obrázek 46: Schéma backlash — 90° poloha 2. osy (ramene).

Následující tabulky uvádí kontrolní a referenční přesnosti polohování. Kontrolní přesností je myšlena přesnost polohování na rádiu $r = 500$ mm od osy rotace. Referenční přesností je myšlena přesnost na skutečném rádiu dané osy, tedy pro 1. osu platí $R_1 = 1\,332$ mm, pro 2. osu $R_2 = 217$ mm a pro 3. osu se kontrolní a referenční přesnost rovnají.

Tabulka 16: Přesnost polohování — doporučená hodnota boční zubové vůle v místě záběru ozubení $j_n = 0,03 \cdot m$.

Osa	Kontrolní přesnost	Referenční přesnost	Jednotka
A1	0,098	0,26	mm
A2	0,217	0,094	mm
A3	0,26	0,26	mm
		0,62	mm

Experimentální ověření dosažitelné přesnosti polohování je uvedeno v kapitole 7. Výsledné hodnoty uvádí následující tabulka.

Tabulka 17: Přesnost polohování — experimentálně ověřená hodnota boční zubové vůle v místě záběru ozubení $j_n = 0,03$ mm.

Osa	Kontrolní přesnost	Referenční přesnost	Jednotka
A1	0,098	0,26	mm
A2	0,075	0,032	mm
A3	0,113	0,113	mm
		0,41	mm

Z porovnání předchozích dvou tabulek je zřejmé, že vhodným vymezením vůlí v ozubení je možno dosáhnout znatelně vyšší přesnosti polohování v porovnání s doporučenými hodnotami.

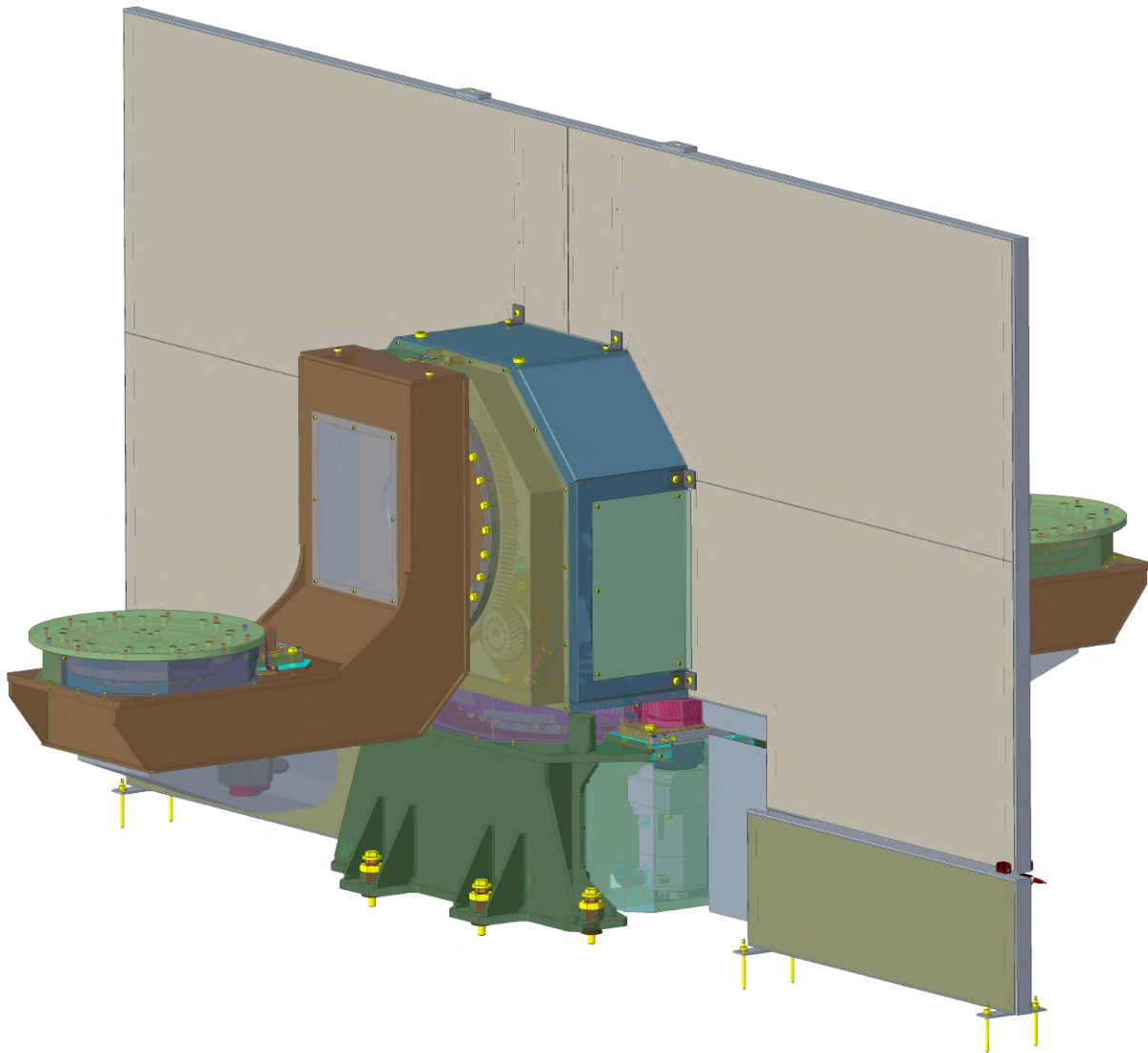
Celková přesnost polohování 0,41 mm vykazuje dostatečnou rezervu vůči limitu technologie MIG/MAG, tedy přesnosti polohování 0,75 mm, k umožnění zakládání hmotnosti odpovídající nosnosti 500 kg na zakládací stanoviště při svařování na stanovišti svařovacím, což vyvolá průhyb polohovadla v referenčním místě o velikosti 0,16 mm.

Součtová přesnost polohování se zohledněním průhybu referenčního místa polohovadla tedy činí 0,57 mm a polohovadlo je proto vhodné pro případnou změnu technologie až na použití svařovacího drátu o průměru 1,2 mm oproti uvažovanému průměru svařovacího drátu 1,5 mm.

6.5 Výsledný model

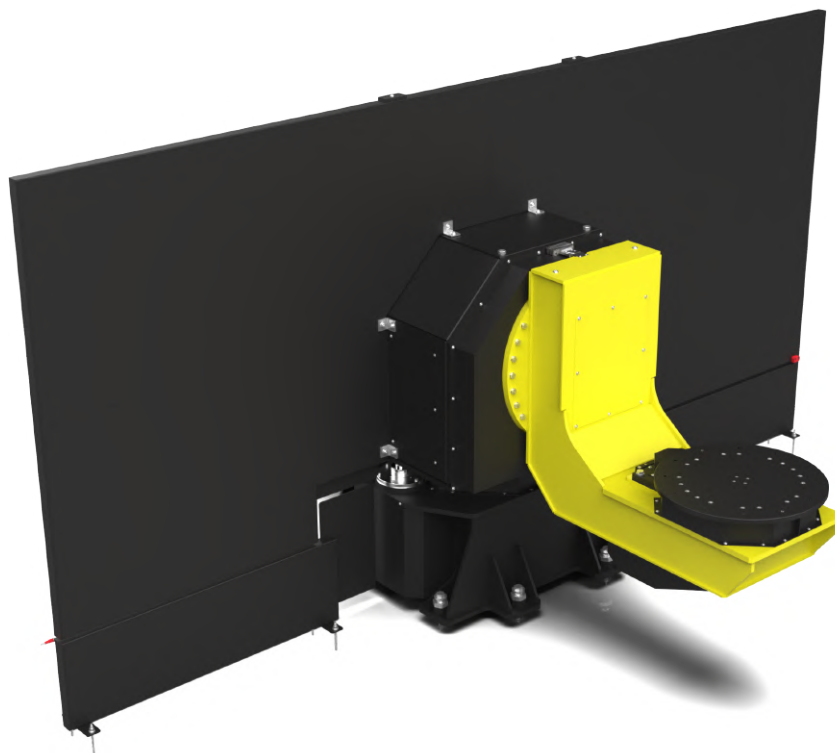
Výstupem konstrukčního návrhu je kompletní 3D model polohovadla (obr. 47). Model je dopracován do finální podoby potřebné pro tvorbu kompletní výrobní dokumentace, tedy obsahuje dílčí komponenty včetně krytování, bezpečnostní zástěny a v neposlední řadě spojovací materiál.

Pomocí zmíněného 3D modelu byla vytvořena výrobní výkresová dokumentace, ze které jsou pro vybrané části polohovadla uvedeny výkresy v příloze O.

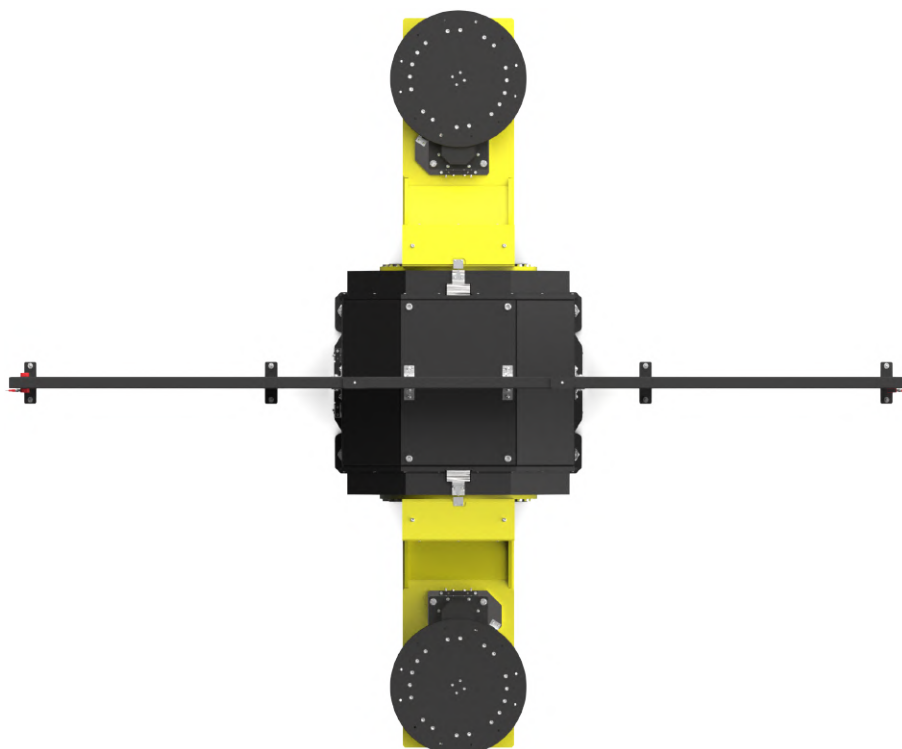


Obrázek 47: Navržené polohovadlo — 3D pohled.

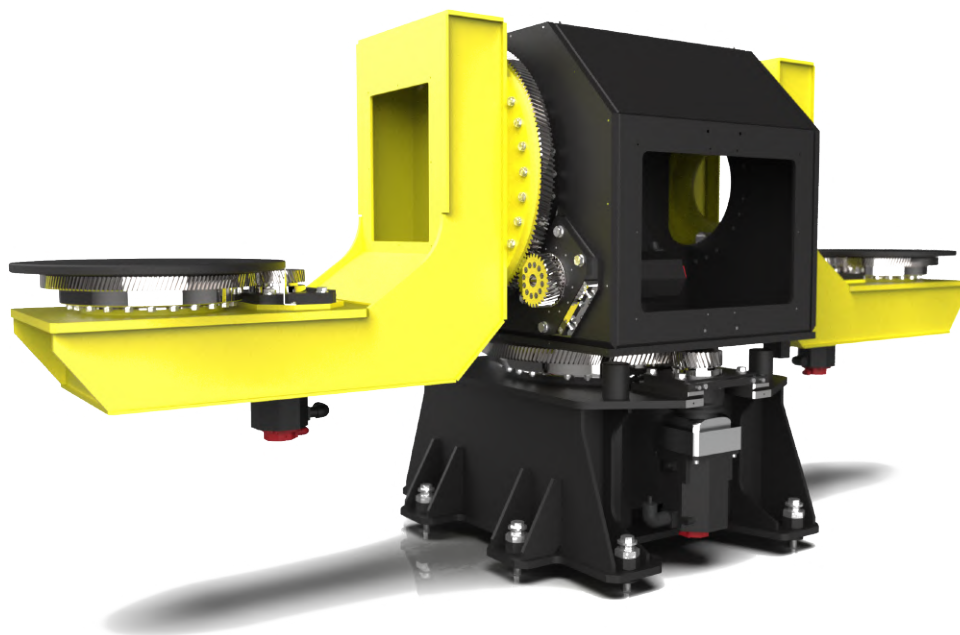
Následující obrázky zobrazují vizualizaci navrženého polohovadla v podobě renderu ve standardních barvách zařízení dodávaných zadavatelem.



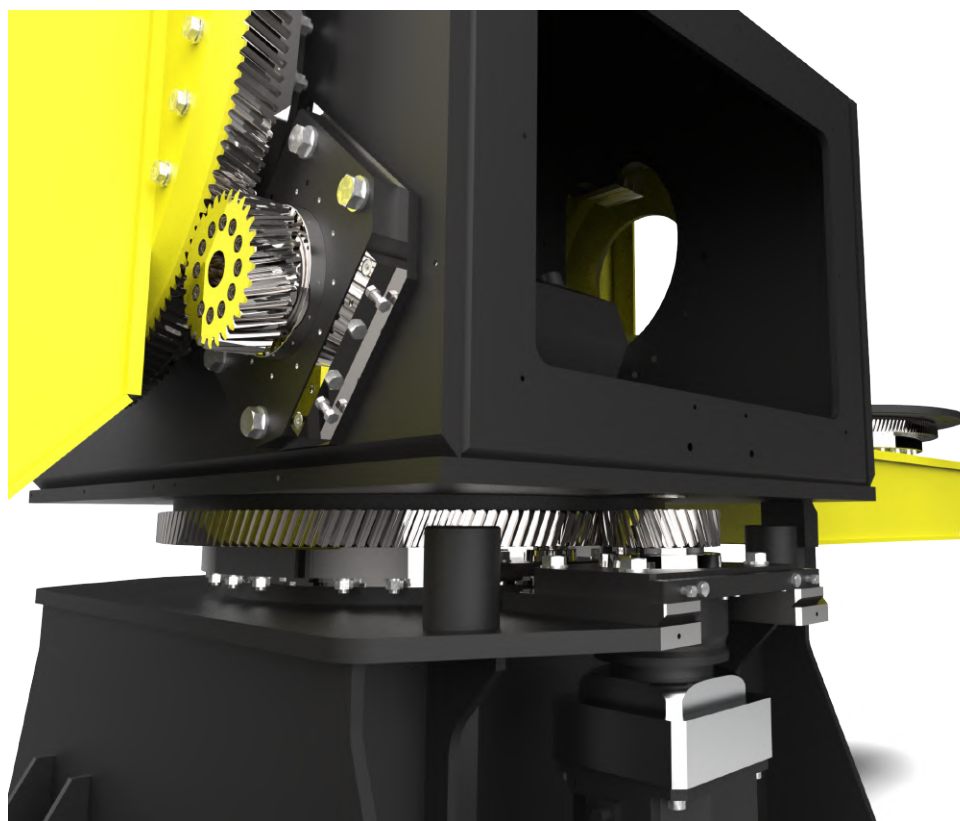
Obrázek 48: Render navrženého polohovadla — 3D pohled.



Obrázek 49: Render navrženého polohovadla — půdorys.



Obrázek 50: Render navrženého polohovadla — bez krytů.



Obrázek 51: Render navrženého polohovadla — detail bez krytů.

7 Realizace

Časový harmonogram odevzdání této diplomové práce a realizace (stavby, programování, testování) polohovadla umožnilo zachycení reálné podoby polohovadla a příslušného svařovacího pracoviště (obr. 52 až 55).

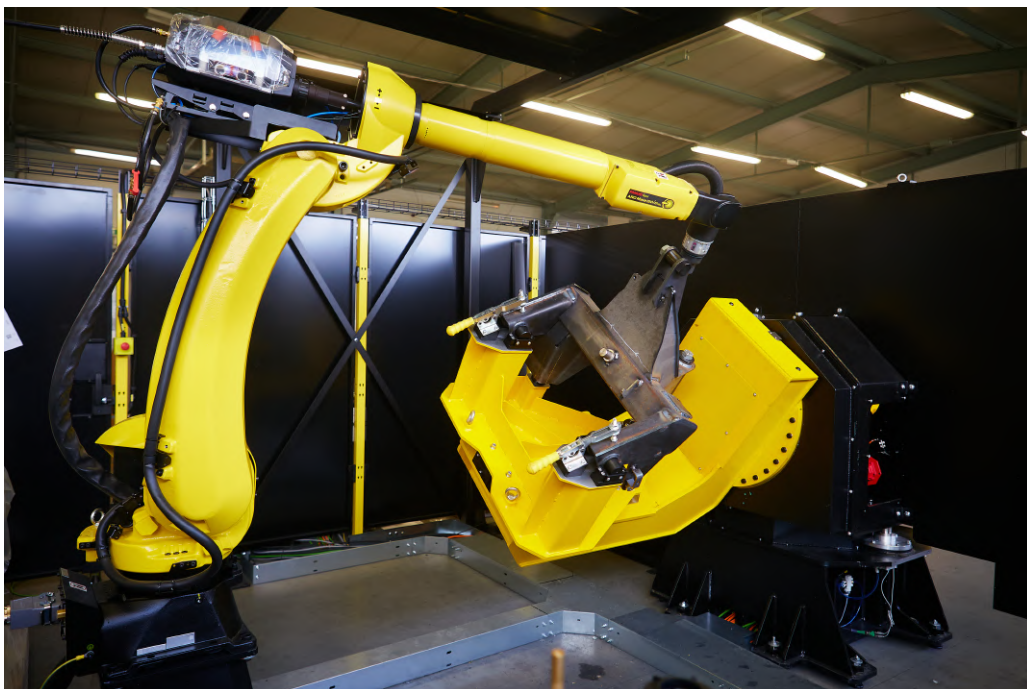
V rámci realizace byla ověřena celková funkčnost polohovadla. Mimo zmíněné bylo zároveň možno experimentálně ověřit reálně dosažitelnou přesnost polohování převodu pastorek–ozubené kolo v kombinaci s planetovou převodovkou poháněnou servomotory Fanuc.

Ověření přesnosti polohování probíhalo v časovém okně stavby polohovadla. K ověření došlo ve fázi vymezení bočních vůlí ozubení v místě záběru formou změny osové vzdálenosti převodu pastorek–ozubené kolo, kdy dosud nebyl zapojen a oživen servomotor a tedy byla aktivována jeho brzda. Díky aretaci pastorku pomocí brzdy servomotoru bylo možno s využitím číselníkového úchylkoměru změřit boční vůli ozubení v místě záběru v místě boku zubu na roztečné kružnici ozubeného kola. Měření vůle probíhalo za působení vnější síly vyvolávající natočení dílčích os polohovadla.

Zachování bezchybného chodu převodu pastorek–ozubené kolo bylo možno dosáhnout při bočních vůlích ozubení v místě záběru v rozsahu 0,02 až 0,04 mm.



Obrázek 52: Sestavené navržené polohovadlo.



Obrázek 53: Sestavené navržené polohovadlo
— spolupráce se svařovacím robotem.



Obrázek 54: Svařovací proces.



Obrázek 55: Příklad výsledného svaru.

8 Závěr

V rámci této diplomové práce byla provedena rešerše používaných řešení polohovadel, zejména pětiosých určených pro robotické svařování.

Na základě rešerše a specifikace požadavků byly stanoveny nároky na konstrukci zadaného polohovadla. Konstrukci bylo možno řešit více způsoby — zvolen byl princip převodů pohonů jednotlivých os v podobě převodu pastorek–ozubené kolo v kombinaci s planetovou převodovkou a servomotoru.

Zmíněné řešení převodu je schopno splnit požadavky pro danou technologii MIG/MAG svařování o parametrech dané zadanou aplikací.

Součástí návrhu jsou potřebné výpočty týkající se hlavních komponent polohovadla. Výsledný zjednodušený 3D model polohovadla byl podroben analýze metodou konečných prvků s cílem zjištění průhybů pod zátěží a ověření pevnosti.

Následující tabulka uvádí hlavní parametry navrženého polohovadla.

Součástí příloh, mimo dílčí výpočty a katalogové listy vybraných použitých komponent, je také výkresová dokumentace vybraných částí polohovadla. Hlavní sestavový výkres představuje typový výkres navrženého polohovadla se základními údaji a zástavbovými rozměry.

Tabulka 18: Parametry navrženého polohovadla.

Parametr	Navržené polohovadlo	Jednotka
Nosnost/stanoviště	500	kg
Max. rozdíl zatížení stanoviště	500	kg
Rozsah pohybu otoče	0–180°	—
Rozsah pohybu ramene	±150°	—
Rozsah pohybu lící desky	∞	—
Přesnost polohování	±0,05 ¹	mm
— celková	0,4	mm
Průhyb při rozdílu zatížení	0,2	mm
Čas rotace o 180° otoče	7,4	s
Čas rotace o 180° ramene	4,7	s
Čas rotace o 180° lící desky	2,2	s
Točný průměr (∅I)	1 200	mm
Výška prac. prostoru	900	mm
Točný průměr zástěny	3 900	mm
Výška zástěny	2 000	mm
Zakládací výška	840	mm

¹Na poloměru $R = 500$ mm.

Literatura

- [1] kemppi.com: *Kemppi's Guide to Welding*. [online]. Dostupné z: <https://www.kemppi.com/en-US/support/welding-abc/>. [cit. 1. 10. 2023].
- [2] masterweld.co.uk: *Welding Positions according to ISO 6947*. [online]. Dostupné z: <https://www.masterweld.co.uk/Masterweld/Support/Welding-Positions-to-DIN-EN-ISO-6947>. [cit. 5. 11. 2023].
- [3] fanuc.eu: *Průmyslové roboty FANUC*. [online]. Dostupné z: <https://www.fanuc.eu/cz/cs/roboty>. [cit. 1. 10. 2023].
- [4] almmh.com: *3-Axis Elevating Skyhook*. [online]. Dostupné z: <https://www.almmh.com/positioners/03-3520-3-5-k-3-axis-elevating-skyhook> [cit. 18. 11. 2023].
- [5] dumeta.nl: *4-Axis Hydraulic Elevating Positioner*. [online]. Dostupné z: <https://www.dumeta.nl/en/automation/welding-positioners/welding-positioner-with-4-axis-and-hydraulic-elevating> [cit. 18. 11. 2023].
- [6] kuka.com: *Polohovače Kuka*. [online]. Dostupné z: <https://www.kuka.com/cs-cz/produkty,-slu%c5%beby/robotick%c3%a9-syst%c3%a9my/periferie-robot%c5%af/polohova%c4%8d> [cit. 18. 11. 2023].
- [7] automationmag.com: *6-Axis Precision Positioner*. [online]. Dostupné z: <https://www.automationmag.com/3699-6-axis-precision-positioner> [cit. 18. 11. 2023].
- [8] abb.com: *Workpiece Positioners*. [online]. Dostupné z: <https://new.abb.com/products/robotics/application-equipment-and-accessories/workpiece-positioners> [cit. 18. 11. 2023].
- [9] khkgears.net: *Gear Backlash*. [online]. Dostupné z: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/gear_backlash.html [cit. 18. 11. 2023].
- [10] electrical4u.com: *Servo Motor: Definition, Working Principle, and Applications*. [online]. Dostupné z: <https://www.electrical4u.com/what-is-servo-motor/>. [cit. 1. 10. 2023].
- [11] fanuc.eu: *Pohonné systémy — Motory*. [online]. Dostupné z: <https://www.fanuc.eu/cz/cs/cnc/pohonn%C3%A9-syst%C3%A9my/motory>. [cit. 1. 10. 2023].
- [12] Hlaváč, Z. *Dynamika pro kombinované studium*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2004. ISBN 80-7043-279-9.
- [13] Hlaváč, Z., Vimmr, J. *Sbírka příkladů ze statiky a kinematiky*. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012. ISBN 978-80-261-0138-3.

- [14] directindustry.com: *Spur gear*. [online]. Dostupné z: <https://www.directindustry.com/prod/atlanta-drive-systems/product-28259-415422.html> [cit. 18. 11. 2023].
- [15] Jones, F., Ryffel, H. *Gear design simplified*. 3. vyd. New York: Industrial Press inc., 1961. ISBN 978-08-311-1159-5.
- [16] skf.com: *Slewing bearing*. [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/slewing-bearings> [cit. 18. 11. 2023].
- [17] mmspektrum.com: *Srovnání cykloidních a planetových převodovek*. [online]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/srovnani-cykloidnich-a-planetovych-prevodovek> [cit. 18. 11. 2023].
- [18] Svoboda, J. *Planetové převody*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2015. ISBN 80-01-03245-0.
- [19] neugart.com: *Precision Planetary Gearbox PLFN*. [online]. Dostupné z: <https://www.neugart.com/en/gearboxes/precision-gearboxes/plfn#downloads> [cit. 18. 11. 2023].
- [20] nabtesco.de *Precision Reduction Gear RV*. [online]. Dostupné z: https://www.nabtesco.de/fileadmin/05_downloads/03_kataloge/produktkatalog_rv.pdf [cit. 18. 11. 2023].
- [21] weiss world.com: *Rotary Indexing Table TC*. [online]. Dostupné z: <https://www.weiss-world.com/PDFs/en/product%20catalog/TC%20product%20catalog%202-2023> [cit. 18. 11. 2023].
- [22] Jiang, H., Fu, H., Han, Z., Jin *Elimination of Gear Clearance for the Rotary Table of Ultra Heavy Duty Vertical Milling Lathe Based on Dual Servo Motor Driving System*. 2020 [online]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/The-illustration-of-the-transmission-system-model-of-dual-gear_fig1_342127916.
- [23] Hosnedl, S. *Obecné strojní části 1*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012. ISBN 978-80-261-0125-3.
- [24] Krátký, J., Krónerová, E., Hosnedl, S. *Obecné strojní části 2*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.

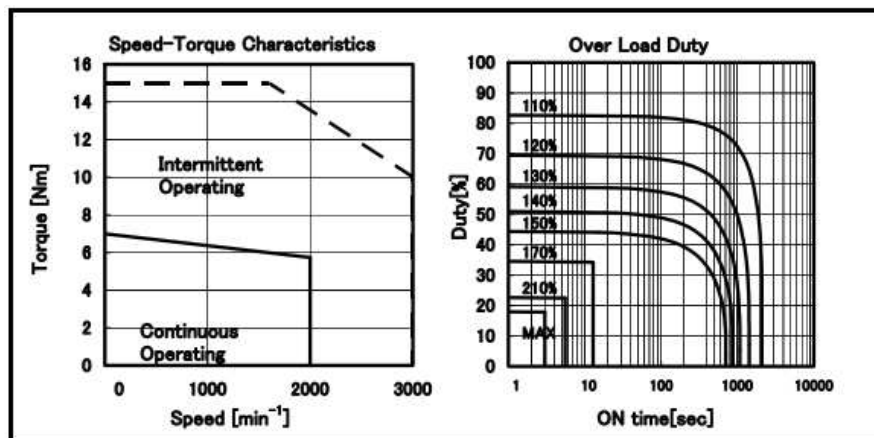
Příloha A

Fanuc Additional Robot Axes R30iB
— katalogový list [11, str. 27-29]

Model B i S 8/3000

► DRAWINGS

A06B-0075-B604 Taper
 A06B-0075-B704 Straight
 A06B-0075-B804 Straight with key



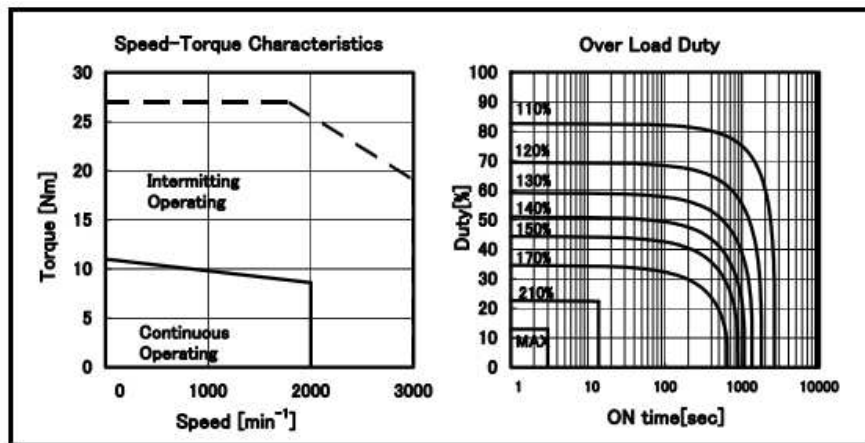
Data sheet

Parameter	Symbol	Value	Unit
Stall Torque (*)	Ts	7.0	Nm
		71	kgfcm
Stall Current (*)	Is	6.0	A (rms)
Rated Output (*)	Pr	1.2	kW
		1.6	HP
Rating Speed	Nr	2000	min^{-1}
Maximum Speed	Nmax	3000	min^{-1}
Maximum Torque (*)	Tmax	15	Nm
		153	kgfcm
Rotor Inertia	Jm	0.00117	kgm^2
		0.0119	kgfcm^2
Rotor Inertia(with Brake)	Jm	0.00124	kgm^2
		0.0127	kgfcm^2
Torque constant (*)	Kt	1.16	Nm/A (rms)
		11.8	kgfcm/A (rms)
Back EMF constant (1 phase) (*)	Ke	41	V (rms)/1000 min^{-1}
		Kv	0.39
Armature Resistance (1 phase) (*)	Ra	1.0	Ω
Mechanical time constant	tm	0.003	s
Thermal time constant	tt	20	min
Static friction	Tf	0.3	Nm
		3	kgfcm
Weight	w	7.4	kg
Weight(with Brake)	w	9.6	kg
Max. Current of Servo Amp.	Imax	20	A (peak)

(*) The values are the standard values at 20°C and the tolerance is $\pm 10\%$.
 The speed-torque characteristics vary depending on the type of software, parameter setting, and input voltage of the digital servo software. (The above figures show average values.)

Model B i S 12/3000

A06B-0078-B604 Taper
 A06B-0078-B704 Straight
 A06B-0078-B804 Straight with key



Data sheet

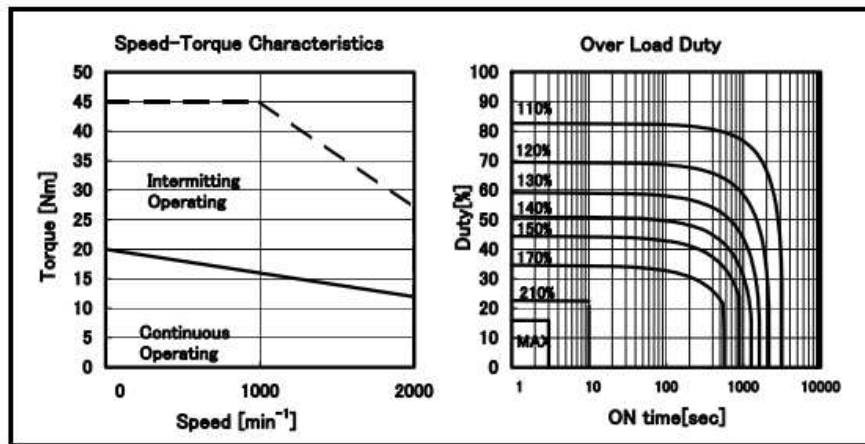
Parameter	Symbol	Value	Unit
Stall Torque (*)	Ts	11	Nm
		112	kgfcm
Stall Current (*)	Is	10.2	A (rms)
Rated Output (*)	Pr	1.8	kW
		2.4	HP
Rating Speed	Nr	2000	min ⁻¹
Maximum Speed	Nmax	3000	min ⁻¹
Maximum Torque (*)	Tmax	27	Nm
		276	kgfcm
Rotor Inertia	Jm	0.00228	kgm ²
		0.0233	kgfcm ²
Rotor Inertia (with Brake)	Jm	0.00235	kgm ²
		0.024	kgfcm ²
Torque constant (*)	Kt	1.08	Nm/A (rms)
		11	kgfcm/A (rms)
Back EMF constant (1 phase) (*)	Ke	38	V (rms)/1000 min ⁻¹
		Kv	0.36
Armature Resistance (1 phase) (*)	Ra	0.39	Ω
Mechanical time constant	tm	0.002	s
Thermal time constant	tt	25	min
Static friction	Tf	0.4	Nm
		4	kgfcm
Weight	w	11.9	kg
Weight (with Brake)	w	14.1	kg
Max. Current of Servo Amp.	Imax	40	A (peak)

(*) The values are the standard values at 20°C and the tolerance is ±10%.
 The speed-torque characteristics vary depending on the type of software, parameter setting, and input voltage of the digital servo software. (The above figures show average values.)

Model B *i* S 22/2000

► DRAWINGS

A06B-0085-B604 Taper
 A06B-0085-B704 Straight
 A06B-0085-B804 Straight with key



Data sheet

Parameter	Symbol	Value	Unit
Stall Torque (*)	Ts	20	Nm
		204	kgfcm
Stall Current (*)	Is	11.3	A (rms)
Rated Output (*)	Pr	2.5	kW
		3.4	HP
Rating Speed	Nr	2000	min^{-1}
Maximum Speed	Nmax	2000	min^{-1}
Maximum Torque (*)	Tmax	45	Nm
		459	kgfcm
Rotor Inertia	Jm	0.00527	kgm^2
		0.0538	kgfcm 2
Rotor Inertia (with Brake)	Jm	0.00587	kgm^2
		0.0599	kgfcm 2
Torque constant (*)	Kt	1.77	Nm/A (rms)
		18.1	kgfcm/A (rms)
Back EMF constant (1 phase) (*)	Ke	62	V (rms)/1000 min^{-1}
		Kv	0.59
Armature Resistance (1 phase) (*)	Ra	0.44	Ω
Mechanical time constant	tm	0.002	s
Thermal time constant	tt	30	min
Static friction	Tf	0.8	Nm
		8	kgfcm
Weight	w	17	kg
Weight (with Brake)	w	23	kg
Max. Current of Servo Amp.	Imax	40	A (peak)

(*) The values are the standard values at 20°C and the tolerance is $\pm 10\%$.

The speed-torque characteristics vary depending on the type of software, parameter setting, and input voltage of the digital servo software. (The above figures show average values.)

Příloha B

Odhad celkových převodových poměrů pohonů os, ověření rozběhových momentů — výpočtový list

$t_a := 0.5 \text{ s}$... čas rozběhu/zastavení

$M_{ai} = \frac{I_{redi} \cdot \omega_{mi}}{t_a}$... rozběhový moment

1. Osa

$I_{A1} := 3300 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti osy (koncept)

$I_{m1} := 0.00587 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti servomotoru

$n_1 := 2000 \cdot \text{min}^{-1}$... nominální otáčky servomotoru

$$\frac{\left(\frac{I_{A1}}{i_{A1}^2} \right)}{I_{m1}} \leq 5 \xrightarrow[\text{assume, } i_{A1} > 0]{\text{solve, } i_{A1}} 335.31495022332492001 \leq i_{A1} < \infty$$

$i_{A1} := 335.3$... potřebný převod

$$M_{a1} := \frac{\left(\frac{I_{A1}}{i_{A1}^2} \right) \cdot (2 \pi \cdot n_1)}{t_a} = 12.3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ rozběhový moment}$$

3. Osa

$I_{A3} := 77 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti osy (koncept)

$I_{m3} := 0.00124 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti servomotoru

$n_3 := 2000 \cdot \text{min}^{-1}$... nominální otáčky servomotoru

$$\frac{\left(\frac{I_{A3}}{i_{A3}^2} \right)}{I_{m3}} \leq 5 \xrightarrow[\text{assume, } i_{A3} > 0]{\text{solve, } i_{A3}} 111.4421591620948334 \leq i_{A3} < \infty$$

$i_{A3} := 111.4$... potřebný převod

$$M_{a3} := \frac{\left(\frac{I_{A3}}{i_{A3}^2} \right) \cdot (2 \pi \cdot n_3)}{t_a} = 2.6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ rozběhový moment}$$

2. Osa

$$I_{A2} := 200 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{ moment setrvačnosti osy (koncept)}$$

$$I_{m2} := 0.00235 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{ moment setrvačnosti servomotoru}$$

$$n_2 := 2000 \cdot \text{min}^{-1} \quad \dots \text{ nominální otáčky servomotoru}$$

$$M_{G23Z} = \frac{G_{23Z} \cdot e}{i_{A2}} \quad \dots \text{ točivý moment vlivem excentricity zátěže}$$

$$G_{23Z} := 10 \text{ kN} \quad \dots \text{ tíhová síla A2}$$

$$e_{Dmax} := 120 \text{ mm} \quad \dots \text{ excentricita při zatížení válcem o maximálním průměru}$$

$$e_{hmax} := 30 \text{ mm} \quad \dots \text{ excentricita při zatížení válcem o maximální výšce}$$

$$e := \max(120 \text{ mm}, 30 \text{ mm}) = 120 \text{ mm}$$

$$\left(\frac{I_{A2}}{i_{A2}^2} \right) \leq 5 \xrightarrow{\substack{\text{solve, } i_{A2} \\ \text{assume, } i_{A2} > 0}} 130.46561461068843963 \leq i_{A2} < \infty$$

$$i_{A2} := 130.5$$

... potřebný převod

$$M_{G23Z} := \frac{G_{23Z} \cdot e}{i_{A2}} = 9.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{a3} := \frac{\left(\frac{I_{A2}}{i_{A2}^2} \right) \cdot (2 \pi \cdot n_2)}{t_a} + M_{G23Z} = 14.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

... rozběhový moment

Sjednocení převodu 1. a 2. osy ($i_{A1} = i_{A2}$):

$$M_{G23Z} := \frac{G_{23Z} \cdot e}{i_{A1}} = 3.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{a3} := \frac{\left(\frac{I_{A2}}{i_{A1}^2} \right) \cdot (2 \pi \cdot n_2)}{t_a} + M_{G23Z} = 4.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

... rozběhový moment

Příloha C

Neugart PLFN — katalogový list [19]



Code	Gearbox characteristics			PLFN064	PLFN090	PLFN110	PLFN140	PLFN200	p ⁽¹⁾	
	Service life (L _{10h})	t _L	h	20,000						
	Service life at T _{2N} x 0,88			30,000						
	Efficiency at full load ⁽²⁾	η	%	97					1	
				96					2	
	Min. operating temperature	T _{min}	°C (°F)	-25 (-13)						
	Max. operating temperature	T _{max}		90 (194)						
	Protection class				IP65					
S	Standard lubrication				Oil (lifetime lubrication)					
F	Food grade lubrication				Oil (lifetime lubrication)					
L	Low temperature lubrication ⁽³⁾				Oil (lifetime lubrication)					
	Installation position				Any					
S	Standard backlash	j _i	arcmin	< 3					1	
				< 5					2	
R	Reduced backlash				< 2	< 1	< 1	< 1	< 1	
	Torsional stiffness ⁽²⁾	c _g	Nm / arcmin (lb _i .in / arcmin)	7.7 - 14.8 (68 - 131)	22.0 - 40.5 (195 - 358)	59.0 - 92.0 (522 - 814)	156.0 - 255.0 (1381 - 2257)	330.0 - 636.0 (2921 - 5629)	1	
				7.6 - 14.7 (67 - 130)	18.5 - 38.0 (164 - 336)	58.0 - 91.0 (513 - 805)	177.0 - 264.0 (1567 - 2337)	391.0 - 656.0 (3461 - 5806)	2	
	Gearbox weight ⁽²⁾	m _G	kg (lb _m)	1.3 - 1.4 (2.9 - 3.1)	2.9 - 3.0 (6.5 - 6.6)	5.0 - 5.3 (11.0 - 11.7)	12.9 - 13.5 (28.4 - 29.7)	37.0 - 39.2 (81.6 - 86.3)	1	
				1.9 (4.2)	3.4 - 3.5 (7.5 - 7.8)	6.0 - 6.3 (13.1 - 13.8)	15.0 - 15.6 (33.0 - 34.4)	43.5 - 45.9 (96.0 - 101.3)	2	
S	Standard surface				Housing: Steel – heat-treated and post-oxidized (black)					
	Running noise ⁽⁴⁾	Q _g	dB(A)	60	62	65	70	74		
	Max. bending moment based on the gearbox input flange ⁽⁵⁾	M _b	Nm (lb _i .in)	18 (159)	38 (336)	80 (708)	180 (1593)	300 (2655)	1	
				18 (159)	18 (159)	38 (336)	80 (708)	180 (1593)	2	

Output shaft loads			PLFN064	PLFN090	PLFN110	PLFN140	PLFN200	p ⁽¹⁾
Radial force for 20,000 h ⁽⁶⁾⁽⁷⁾	F _{r 20.000 h}	N (lb _i)	2150 (483)	3950 (888)	4900 (1102)	12000 (2698)	33000 (7419)	
Axial force for 20,000 h ⁽⁶⁾⁽⁷⁾	F _{a 20.000 h}		4300 (967)	8200 (1843)	9500 (2136)	8500 (1911)	15000 (3372)	
Radial force for 30,000 h ⁽⁶⁾⁽⁷⁾	F _{r 30.000 h}		1900 (427)	3500 (787)	4350 (978)	11000 (2473)	29500 (6632)	
Axial force for 30,000 h ⁽⁶⁾⁽⁷⁾	F _{a 30.000 h}		3800 (854)	7200 (1619)	8400 (1888)	7500 (1686)	13500 (3035)	
Maximum radial force ⁽⁷⁾⁽⁸⁾	F _{r Stat}		2150 (483)	3950 (888)	4900 (1102)	12000 (2698)	33000 (7419)	
Maximum axial force ⁽⁷⁾⁽⁸⁾	F _{a Stat}		4300 (967)	8200 (1843)	9500 (2136)	8500 (1911)	15000 (3372)	
Tilting moment for 20,000 h ⁽⁶⁾⁽⁸⁾	M _{K 20.000 h}	Nm (lb _i .in)	132 (1168)	326 (2885)	475 (4204)	1219 (10789)	4957 (43873)	
Tilting moment for 30,000 h ⁽⁶⁾⁽⁸⁾	M _{K 30.000 h}		117 (1036)	289 (2558)	422 (3735)	1117 (9886)	4431 (39218)	

Moment of inertia			PLFN064	PLFN090	PLFN110	PLFN140	PLFN200	p ⁽¹⁾
Mass moment of inertia ⁽²⁾	J	kgcm ² (lb _i .in.s ² 10 ⁻⁴)	0.217 - 0.288 (1.921 - 2.549)	0.580 - 0.920 (5.133 - 8.143)	2.036 - 2.942 (18.020 - 26.039)	7.313 - 12.365 (64.726 - 109.439)	26.880 - 61.170 (237.908 - 541.400)	1
			0.209 - 0.243 (1.850 - 2.151)	0.211 - 0.269 (1.868 - 2.381)	0.546 - 0.737 (4.833 - 6.523)	1.951 - 2.784 (17.268 - 24.640)	6.911 - 11.813 (61.168 - 104.554)	2

PLFN

(1) Number of stages
 (2) The ratio-dependent values can be retrieved in Tec Data Finder – www.neugart.com
 (3) T_{min} = -40°C. Optimal operating temperature max. 50°C
 (4) Sound pressure level from 1 m, measured on input running at n₁=3000 rpm no load; i=5
 (5) Max. motor weight* in kg = 0.2 x M_b / motor length in m
 * with symmetrically distributed motor weight
 * with horizontal and stationary mounting
 (6) These values are based on an output shaft speed of n₂=100 rpm
 (7) Based on the end of the output shaft
 (8) Other (sometimes higher) values following changes to T_{2N}, F_r, F_a, cycle, and service life of bearing. Application specific configuration with NCP – www.neugart.com



Output torques			PLFN064	PLFN090	PLFN110	PLFN140	PLFN200	i ⁽¹⁾	p ⁽²⁾
Nominal output torque ⁽³⁾	T _{2N}	Nm (lb _f .in)	60 (531)	140 (1239)	300 (2655)	600 (5310)	1300 (11506)	4	1
			65 (575)	140 (1239)	260 (2301)	750 (6638)	1600 (14161)	5	
			45 (398)	90 (797)	180 (1593)	530 (4691)	1300 (11506)	7	
			40 (354)	80 (708)	150 (1328)	450 (3983)	1000 (8851)	8	
			27 (239)	60 (531)	125 (1106)	305 (2699)	630 (5576)	10	2
			77 (682)	150 (1328)	300 (2655)	1000 (8851)	1800 (15931)	16	
			77 (682)	150 (1328)	300 (2655)	1000 (8851)	1800 (15931)	20	
			65 (575)	140 (1239)	260 (2301)	900 (7966)	1800 (15931)	25	
			77 (682)	150 (1328)	300 (2655)	600 (5310)	1800 (15931)	32	
			65 (575)	140 (1239)	260 (2301)	750 (6638)	1800 (15931)	40	
			65 (575)	130 (1151)	260 (2301)	620 (5487)	1525 (13497)	50	
			40 (354)	80 (708)	150 (1328)	450 (3983)	1000 (8851)	64	
			27 (239)	60 (531)	125 (1106)	305 (2699)	630 (5576)	100	
			Max. output torque ⁽⁴⁾	T _{2max}	Nm (lb _f .in)	96 (850)	224 (1983)	480 (4248)	
104 (920)	224 (1983)	416 (3682)				1200 (10621)	2560 (22658)	5	
72 (637)	144 (1275)	288 (2549)				848 (7505)	2080 (18410)	7	
64 (566)	128 (1133)	240 (2124)				720 (6373)	1600 (14161)	8	
43 (381)	96 (850)	200 (1770)				488 (4319)	1008 (8922)	10	2
123 (1089)	240 (2124)	480 (4248)				1600 (14161)	2880 (25490)	16	
123 (1089)	240 (2124)	480 (4248)				1600 (14161)	2880 (25490)	20	
104 (920)	224 (1983)	416 (3682)				1440 (12745)	2880 (25490)	25	
123 (1089)	240 (2124)	480 (4248)				960 (8497)	2880 (25490)	32	
104 (920)	224 (1983)	416 (3682)				1200 (10621)	2880 (25490)	40	
104 (920)	208 (1841)	416 (3682)				992 (8780)	2440 (21596)	50	
64 (566)	128 (1133)	240 (2124)				720 (6373)	1600 (14161)	64	
43 (381)	96 (850)	200 (1770)				488 (4319)	1008 (8922)	100	

(1) Ratios (i=n₁/n₂)
 (2) Number of stages
 (3) Application specific configuration with NCP - www.neugart.com
 (4) 30,000 rotations of the output shaft permitted; see page 166

Příloha D

Návrh základní geometrie ozubených kol — výpočtový list

1. a 2. Osa

$i_{A12min} := 335$... mminimální převodový poměr

$D_1 := 135 \text{ mm}$... zvolený roztečný průměr pastorku

$D_2 := 715 \text{ mm}$... zvolený roztečný průměr ozubeného kola

$i_{p12} := 64$... zvolený převod planetové převodovky

$$i_{A12} := \frac{D_2}{D_1} \cdot i_{p12} = 339$$

$kontrola := \text{if}(i_{A12min} < i_{A12}, \text{"OK"}, \text{"Nevyhovuje"}) = \text{"OK"}$

$$M_1 := 123 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2 := 43 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$M_{k12} := \max(M_1, M_2) = 123 \text{ N} \cdot \text{m}$... orientační E-Stop moment

$$F_{o2} := \frac{2 \cdot M_{k12}}{D_1} = 1822 \text{ N}$$
 ... obvodová síla (pastorek)

$$F_o = 1.5 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot \psi \cdot c$$
 ... návrhový vztah dle Bacha

$$\psi := 10$$
 ... poměr b/m (šířka zubu/modul)

$$\sigma_{Do} := 85 \text{ MPa}$$
 ... dovolené ohybové napětí (uhlíková ocel)

$$c := (0.03) \cdot \sigma_{Do} = 2.55 \text{ MPa}$$
 ... únavové napětí (vrub v patě zubu)

$$m_{12} := \sqrt{\frac{F_{o2}}{1.5 \cdot \pi \cdot \psi \cdot c}} = 3.89 \text{ mm}$$
 ... požadovaný modul

3. Osa

$i_{A3min} := 111$... mminimální převodový poměr

$D_1 := 135 \text{ mm}$... zvolený roztečný průměr pastorku

$D_2 := 475 \text{ mm}$... zvolený roztečný průměr ozubeného kola

$i_{p3} := 32$... zvolený převod planetové převodovky

$$i_{A3} := \frac{D_2}{D_1} \cdot i_{p3} = 112.6$$

$kontrola := \text{if}(i_{A3min} < i_{A3}, \text{"OK"}, \text{"Nevyhovuje"}) = \text{"OK"}$

$M_{k3} := 26 \text{ N} \cdot \text{m}$... orientační E-Stop moment

$F_{o3} := \frac{2 \cdot M_{k3}}{D_1} = 385 \text{ N}$... obvodová síla (pastorek)

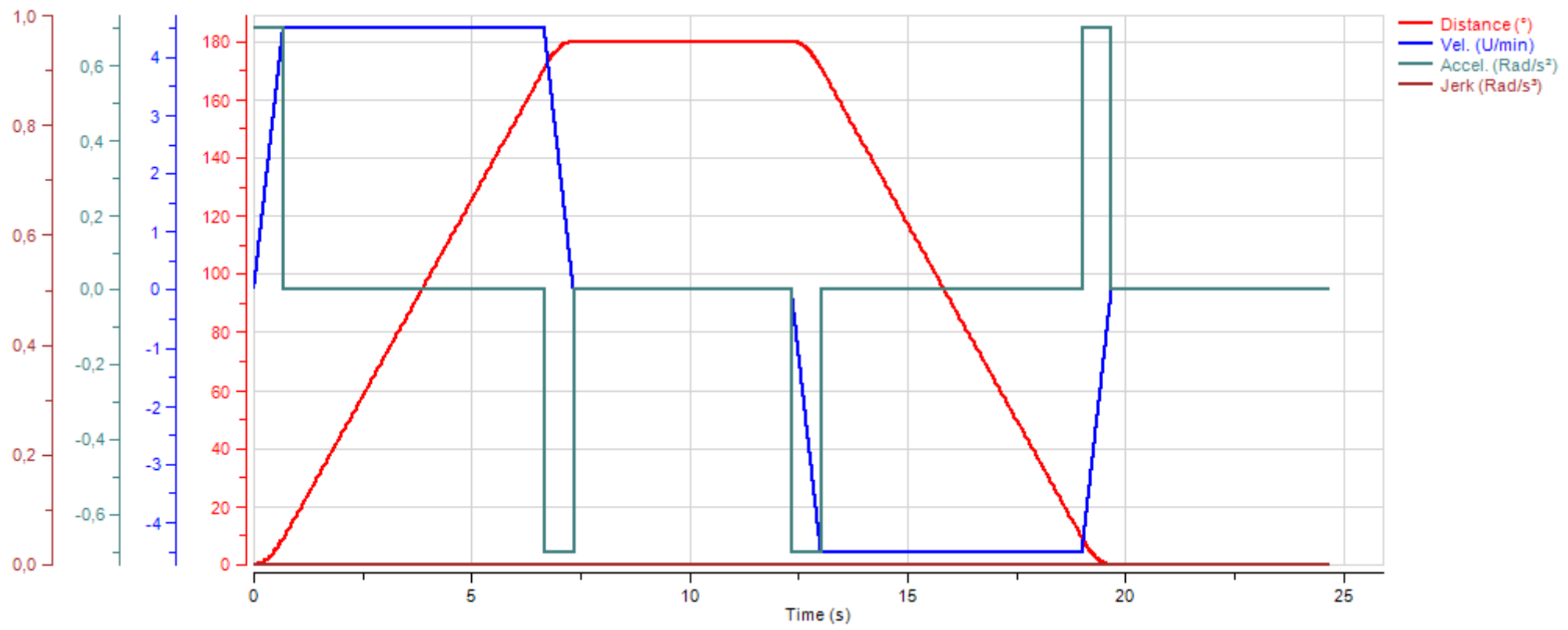
$m_3 := \sqrt{\frac{F_{o3}}{1.5 \cdot \pi \cdot \psi \cdot c}} = 1.79 \text{ mm}$... požadovaný modul

Příloha E

Neugart Calculation Program — 1. osa

3. Motion control data

3.1 Motion control graph



3.3 Motion control values

Pos.	Description	Profile type	Start time (s)	Period (s)	Consecutive (s)	Distance (°)	Velocity Start (U/min)	Velocity End (U/min)	Accel. (Rad/s ²)	Jerk (Rad/s ³)	Mass inertia of the complete system Start (kgcm ²)	Mass inertia of the complete system End (kgcm ²)	Mass Start (kg)	Mass End (kg)	Substitute radius Start (mm)	Substitute radius End (mm)	Process torque Start (Nm)	Process torque End (Nm)
1	Motion control	Linear	0	0,6732	0,6732	9,088	0	4,5	0,7	0	32 200 000	32 200 000	2 800	2 800	0	0	0	0
			0,6732	5,993	6,667	161,8	4,5	4,5	0	0	32 200 000	32 200 000	2 800	2 800	0	0	0	0
			6,667	0,6732	7,34	9,088	4,5	0	-0,7	0	32 200 000	32 200 000	2 800	2 800	0	0	0	0
			7,34	5	12,34	0	0	0	0	0	32 200 000	32 200 000	2 800	2 800	0	0	0	0
2	Motion control	Linear	12,34	0,6732	13,01	-9,088	0	-4,5	-0,7	0	32 200 000	32 200 000	2 800	2 800	0	0	0	0
			13,01	5,993	19,01	-161,8	-4,5	-4,5	0	0	32 200 000	32 200 000	2 800	2 800	0	0	0	0
			19,01	0,6732	19,68	-9,088	-4,5	0	0,7	0	32 200 000	32 200 000	2 800	2 800	0	0	0	0
			19,68	5	24,68	0	0	0	0	0	32 200 000	32 200 000	2 800	2 800	0	0	0	0

7. Results

7.1 Application



Description	Symbol	Value	Load capacity
Application	Appl.	Rotary Table	
Load profile	Profile	Custom load case	
Total time	t_g	24,68 s	
Cycle time	t_{cyc}	14,68 s	
Duty cycle	ED	59,5 %	
Max. mechanical input speed	$n_{A, max}$	4,5 U/min	
Average speed	$n_{A, m}$	2,431 U/min	
Maximum output torque	$T_{A, max}$	2 254 Nm	
Average torque ($\wedge 7$)	$T_{A, m7}$	1 624 Nm	


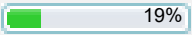


7.2 Gearbox



Description	Symbol	Value	Load capacity
Max. output speed	$n_{2, max}$	23,6 U/min	<div style="width: 18%;"></div> 18%
Average output speed	$n_{2, m}$	12,75 U/min	
Maximum output torque	$T_{2, max}$	429,9 Nm	<div style="width: 60%;"></div> 60%
Average output torque ($\wedge 7$)	$T_{2, m7}$	309,7 Nm	<div style="width: 69%;"></div> 69%
Max. radial force	$F_{R, max}$	6 688 N	
Average radial force	$F_{R, m}$	3 113 N	
Max. axial force	F_{Amax}	-2 229 N	
Average axial force	F_{Am}	1 037 N	
Bearing service life	L_{10h}	30 000 h	<div style="width: 67%;"></div> 67%
Static bearing safety	S_L	3,011	<div style="width: 33%;"></div> 33%
Dynamic shaft safety factor	S_d	12,5	<div style="width: 8%;"></div> 8%
Static shaft safety factor	S_f	12,5	<div style="width: 8%;"></div> 8%
Feather key safety factor	S_p	0	
Thermal capacity	S_{θ}	4,286	<div style="width: 23%;"></div> 23%

7.3 Motor



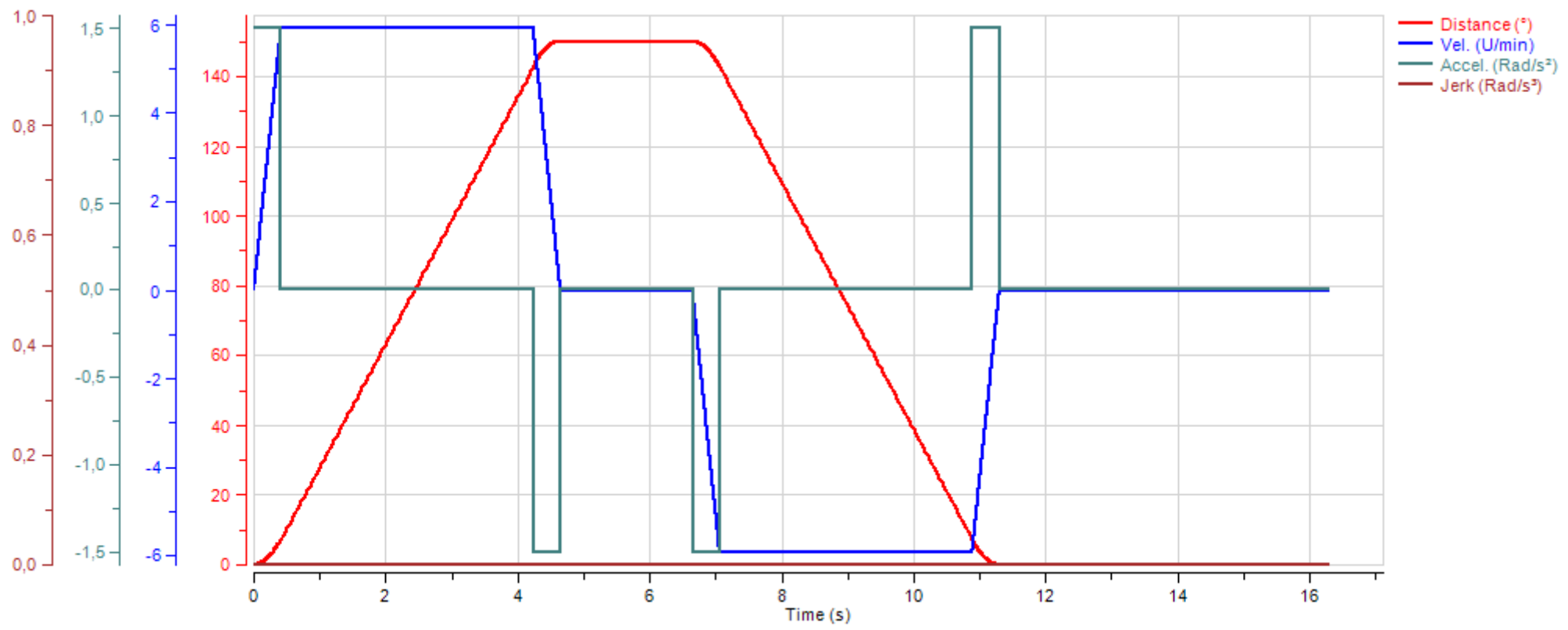
Description	Symbol	Value	Load capacity
Max. mechanical input speed	$n_{1, \max}$	1 510 U/min	 76%
Average speed	$n_{1, m}$	815,8 U/min	
Maximum output torque	$T_{1, \max}$	8,67 Nm	 19%
Average torque (^2)	$T_{1, m2}$	2,699 Nm	 23%
Lambda	$\lambda_{1, \max}$	5,552	 37%

Příloha F

Neugart Calculation Program — 2. osa

3. Motion control data

3.1 Motion control graph



3.3 Motion control values

Pos.	Description	Profile type	Start time (s)	Period (s)	Consecutive (s)	Distance (°)	Velocity Start (U/min)	Velocity End (U/min)	Accel. (Rad/s ²)	Jerk (Rad/s ³)	Mass inertia of the complete system Start (kgcm ²)	Mass inertia of the complete system End (kgcm ²)	Mass Start (kg)	Mass End (kg)	Substitute radius Start (mm)	Substitute radius End (mm)	Process torque Start (Nm)	Process torque End (Nm)
1	Motion control	Linear	0	0,4119	0,4119	7,291	0	5,9	1,5	0	1 150 000	1 150 000	950	950	220	220	7	7
			0,4119	3,825	4,237	135,4	5,9	5,9	0	0	1 150 000	1 150 000	950	950	220	220	7	7
			4,237	0,4119	4,649	7,291	5,9	0	-1,5	0	1 150 000	1 150 000	950	950	220	220	7	7
			4,649	2	6,649	0	0	0	0	0	1 150 000	1 150 000	950	950	220	220	7	7
2	Motion control	Linear	6,649	0,4119	7,061	-7,291	0	-5,9	-1,5	0	1 150 000	1 150 000	950	950	220	220	7	7
			7,061	3,825	10,89	-135,4	-5,9	-5,9	0	0	1 150 000	1 150 000	950	950	220	220	7	7
			10,89	0,4119	11,3	-7,291	-5,9	0	1,5	0	1 150 000	1 150 000	950	950	220	220	7	7
			11,3	5	16,3	0	0	0	0	0	1 150 000	1 150 000	950	950	220	220	7	7

7. Results

7.1 Application



Description	Symbol	Value	Load capacity
Application	Appl.	Rotary Table	
Load profile	Profile	Custom load case	
Total time	t_g	16,3 s	
Cycle time	t_{cyc}	9,301 s	
Duty cycle	ED	57,07 %	
Max. mechanical input speed	$n_{A, max}$	5,9 U/min	
Average speed	$n_{A, m}$	3,067 U/min	
Maximum output torque	$T_{A, max}$	2 057 Nm	
Average torque ($\wedge 7$)	$T_{A, m7}$	1 764 Nm	


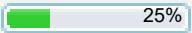


7.2 Gearbox



Description	Symbol	Value	Load capacity
Max. output speed	$n_{2, max}$	30,94 U/min	<div style="width: 23%;"></div> 23%
Average output speed	$n_{2, m}$	16,08 U/min	
Maximum output torque	$T_{2, max}$	392,4 Nm	<div style="width: 54%;"></div> 54%
Average output torque ($\wedge 7$)	$T_{2, m7}$	336,5 Nm	<div style="width: 75%;"></div> 75%
Max. radial force	$F_{R, max}$	6 104 N	
Average radial force	$F_{R, m}$	4 839 N	
Max. axial force	F_{Amax}	-2 035 N	
Average axial force	F_{Am}	-1 613 N	
Bearing service life	L_{10h}	30 000 h	<div style="width: 67%;"></div> 67%
Static bearing safety	S_L	3,997	<div style="width: 25%;"></div> 25%
Dynamic shaft safety factor	S_d	12,5	<div style="width: 8%;"></div> 8%
Static shaft safety factor	S_f	12,5	<div style="width: 8%;"></div> 8%
Feather key safety factor	S_p	0	
Thermal capacity	S_{θ}	3,387	<div style="width: 30%;"></div> 30%

7.3 Motor



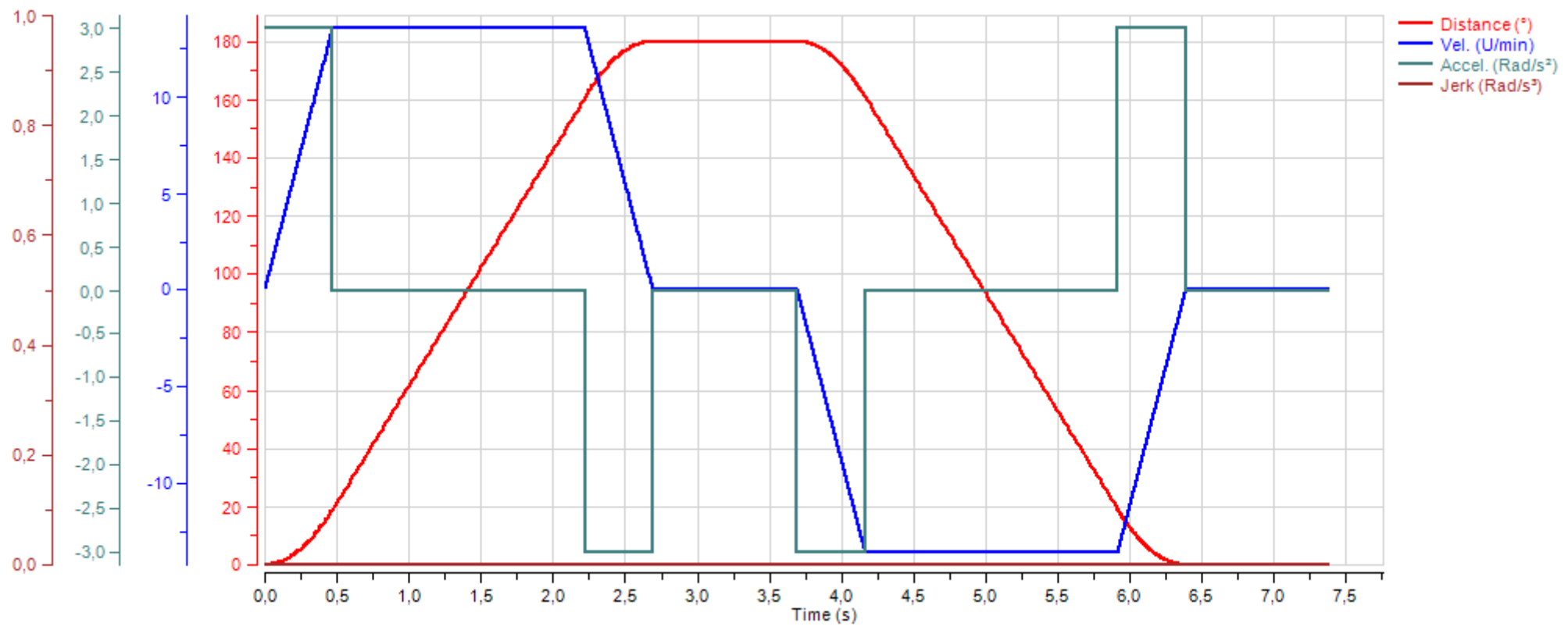
Description	Symbol	Value	Load capacity
Max. mechanical input speed	$n_{1, \max}$	1 980 U/min	 66%
Average speed	$n_{1, m}$	1 029 U/min	
Maximum output torque	$T_{1, \max}$	6,692 Nm	 25%
Average torque (^2)	$T_{1, m2}$	3,948 Nm	 46%
Lambda	$\lambda_{1, \max}$	0,5379	 4%

Příloha G

Neugart Calculation Program — 3. osa

3. Motion control data

3.1 Motion control graph



3.3 Motion control values

Pos.	Description	Profile type	Start time (s)	Period (s)	Consecutive (s)	Distance (°)	Velocity Start (U/min)	Velocity End (U/min)	Accel. (Rad/s ²)	Jerk (Rad/s ³)	Mass inertia of the complete system Start (kgcm ²)	Mass inertia of the complete system End (kgcm ²)	Mass Start (kg)	Mass End (kg)	Substitute radius Start (mm)	Substitute radius End (mm)	Process torque Start (Nm)	Process torque End (Nm)
1	Motion control	Linear	0	0,4712	0,4712	19,09	0	13,5	3	0	820 000	820 000	570	570	0	0	0	0
			0,4712	1,751	2,222	141,8	13,5	13,5	0	0	820 000	820 000	570	570	0	0	0	0
			2,222	0,4712	2,693	19,09	13,5	0	-3	0	820 000	820 000	570	570	0	0	0	0
			2,693	1	3,693	0	0	0	0	0	820 000	820 000	570	570	0	0	0	0
2	Motion control	Linear	3,693	0,4712	4,165	-19,09	0	-13,5	-3	0	820 000	820 000	570	570	0	0	0	0
			4,165	1,751	5,916	-141,8	-13,5	-13,5	0	0	820 000	820 000	570	570	0	0	0	0
			5,916	0,4712	6,387	-19,09	-13,5	0	3	0	820 000	820 000	570	570	0	0	0	0
			6,387	1	7,387	0	0	0	0	0	820 000	820 000	570	570	0	0	0	0

7. Results

7.1 Application



Description	Symbol	Value	Load capacity
Application	Appl.	Rotary Table	
Load profile	Profile	Custom load case	
Total time	t_g	7,387 s	
Cycle time	t_{cyc}	5,388 s	
Duty cycle	ED	72,94 %	
Max. mechanical input speed	$n_{A, max}$	13,5 U/min	
Average speed	$n_{A, m}$	8,122 U/min	
Maximum output torque	$T_{A, max}$	246 Nm	
Average torque (^7)	$T_{A, m7}$	197,1 Nm	

7.2 Gearbox



Description	Symbol	Value	Load capacity
Max. output speed	$n_{2, max}$	47,32 U/min	<div style="width: 18%;"></div> 18%
Average output speed	$n_{2, m}$	28,47 U/min	
Maximum output torque	$T_{2, max}$	70,18 Nm	<div style="width: 7%;"></div> 7%
Average output torque (^7)	$T_{2, m7}$	56,22 Nm	<div style="width: 9%;"></div> 9%
Max. radial force	$F_{R, max}$	1 104 N	
Average radial force	$F_{R, m}$	658,1 N	
Max. axial force	F_{Amax}	-368 N	
Average axial force	F_{Am}	219,4 N	
Bearing service life	L_{10h}	30 000 h	<div style="width: 67%;"></div> 67%
Static bearing safety	S_L	5	<div style="width: 20%;"></div> 20%
Dynamic shaft safety factor	S_d	12,5	<div style="width: 8%;"></div> 8%
Static shaft safety factor	S_f	12,5	<div style="width: 8%;"></div> 8%
Feather key safety factor	S_p	0	
Thermal capacity	S_{θ}	3,841	<div style="width: 26%;"></div> 26%

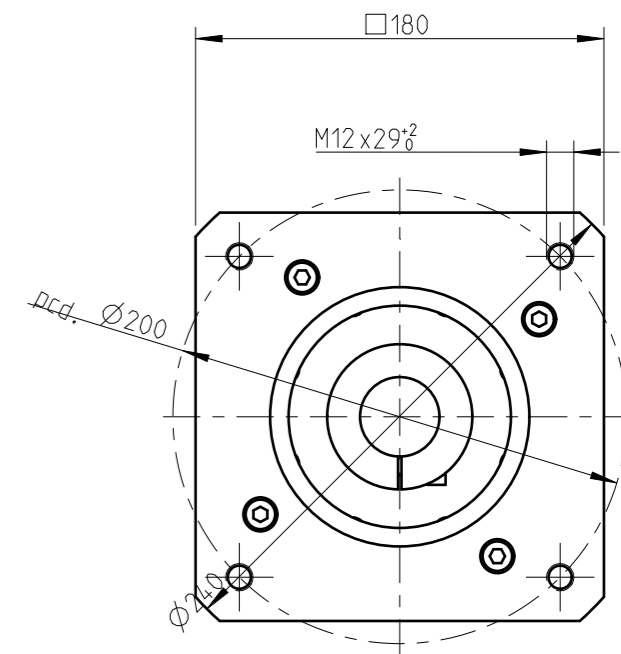
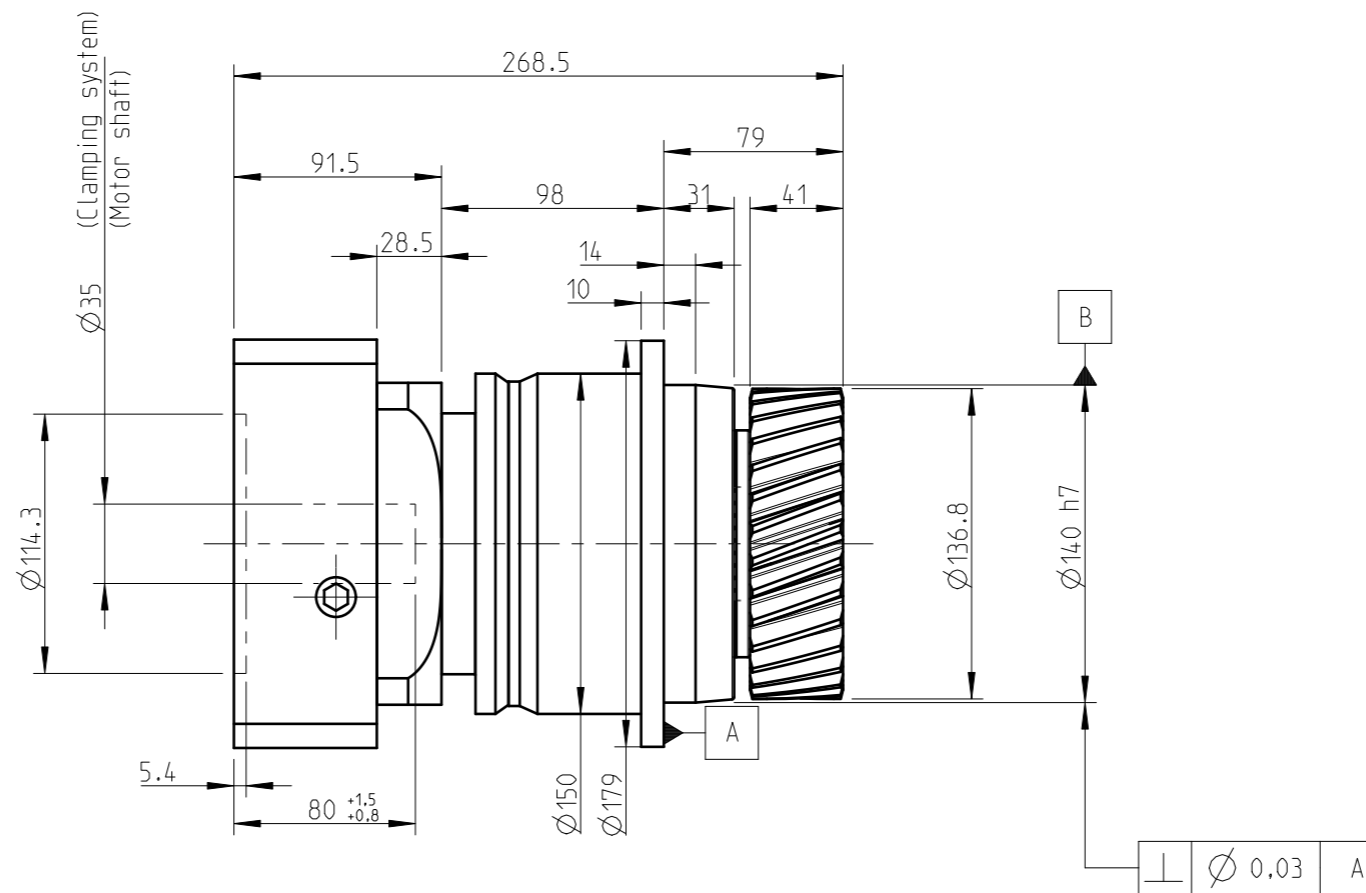
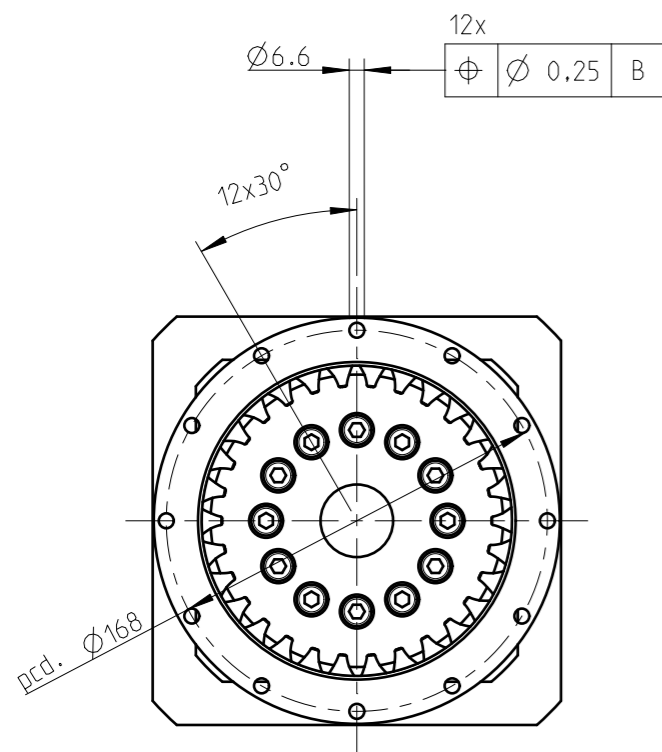
7.3 Motor



Description	Symbol	Value	Load capacity
Max. mechanical input speed	$n_{1, \max}$	1 514 U/min	<div style="width: 50%;"><div style="width: 50%;"></div></div> 50%
Average speed	$n_{1, m}$	911,1 U/min	
Maximum output torque	$T_{1, \max}$	3,156 Nm	<div style="width: 21%;"><div style="width: 21%;"></div></div> 21%
Average torque (^2)	$T_{1, m2}$	1,402 Nm	<div style="width: 24%;"><div style="width: 24%;"></div></div> 24%
Lambda	$\lambda_{1, \max}$	5,751	<div style="width: 38%;"><div style="width: 38%;"></div></div> 38%

Příloha H

Vybraná planetová převodovka — 1. osa

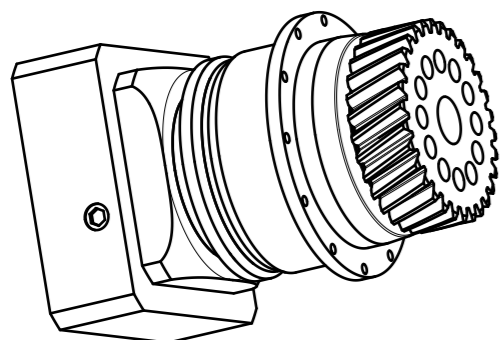



Materials / Surfaces:

Input flange: Aluminum / untreated
 Housing: Steel / heat-treated and post-oxidized (black)
 Output flange: Steel / untreated

Hints:

Please pay attention to the operating and mounting instructions.
 Subject to modifications.



	Scale: 3:10	DIN A3	ISO
	Revision status: R from: 02/2023		
	Changed revision status: Q from: 05/2022		
General tolerance DIN ISO 2768-cL	PLFN140-064-RSSM3AG-Y35 /80/114.3/200/B5/M12-PM1-40-30-S		
Neugart GmbH Keltenstr. 16 D-77971 Kippenheim			Sheet 1/2

General gearbox data	Character	Unit	
Planetary gearbox - gearing type	-	-	Straight teeth
Rotation direction	-	-	Input and output in the same direction
Number of stages	p	-	2-stage
Output shaft bearing	-	-	Tapered roller bearing
Service life (L10h)	t_L	h	20.000
Max. operating temperature	T_{min} / T_{max}	°C	-25 / +90
Protection class	-	-	IP 65
Lubrication (Lifetime lubrication)	-	-	Standard lubrication (Castrol Optigear Synthetic 800/150)
Installation position	-	-	Any
Max. bending moment based on the gearbox input flange (for motor weight) (1)	M_b	Nm	80
Motor shaft concentricity / Coaxiality and axial runout Motor flange	-	mm	0,025 / 0,05 (Measuring methods according to DIN EN 50347)
Required motor shaft tolerance	-	-	j6; k6
Min. permissible motor shaft length	$L_{20 min}$	mm	57
Reference operating mode	-	-	S1
Reference operating factor	K_A	-	1
Reference speed	n_2	rpm	100
Reference ambient temperature	T_{Amb}	°C	20
The permissible output shaft loads depend on the pinion which is selected. Please use the NCP design software to determine the values. www.neugart.com			

Pinion data	Character	Unit	
Pinion designation	-	-	PM1-40-30-S
Module	m_n	mm	4
Number of teeth	z_p	-	30
Helix angle	β	°	-19,5283
Flank direction	R	-	Left
Pitch circle diameter	d_0	mm	127,32
Profile modification factor	x	-	0,2
Operating pitch circle diameter (6)	d_w	mm	128,92
Quality	Q	-	6
Max. feed force (5)	F_V	N	12990
Max. feed speed	v	m/min	53
Pinion weight	m_p	kg	3,67
Mass moment of inertia of pinion	J_p	kgcm ²	81,803

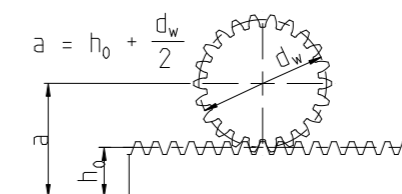
$$(1) \text{ Max. motor weight* in kg} = \frac{0,2 \times M_b}{\text{motor length in m}}$$

- * with symmetrically distributed motor weight
- * with horizontal and stationary mounting

Ratio-dependent gearbox data	Character	Unit	
Ratio	bii	-	64
Nominal output torque	T_{2N}	Nm	450
Max. output torque for 30.000 output shaft rotations	T_{2max}	Nm	720
Emergency stop torque permitted 1000 times	T_{2stop}	Nm	1000
Average idle torque for $n_1=3.000$ rpm and 20 °C gearbox temperature	T_0	Nm	0,85
Average thermal input speed at 50% T_{2N} , S1, and T_{Amb} Operating temperature may not be exceeded!	$n_{1N 50\%}$	rpm	3500
Average thermal input speed at 100% T_{2N} , S1, and T_{Amb} Operating temperature may not be exceeded!	$n_{1N 100\%}$	rpm	3500
Max. mechanical input speed Operating temperature may not be exceeded!	$n_1 \text{ Limit}$	rpm	8500
Torsional backlash based on output shaft	j_t	arcmin	< 1
Torsional stiffness based on output shaft	c_g	Nm/arcmin	182
Efficiency at T_{2N} , gearbox temperature 70 °C and $n_1=1.000$ rpm	η	%	93
Running noise at $n_1=3.000$ rpm without load at a distance of 1m	Q_g	dB(A)	70
Gearbox weight	m_G	kg	19,7
Mass moment of inertia based on clamping system diameter input	J	kgcm ²	6,644

(5) T_{2max} of gearbox must not be exceeded.

(6) Center distance a in mm:



Subject to modifications.



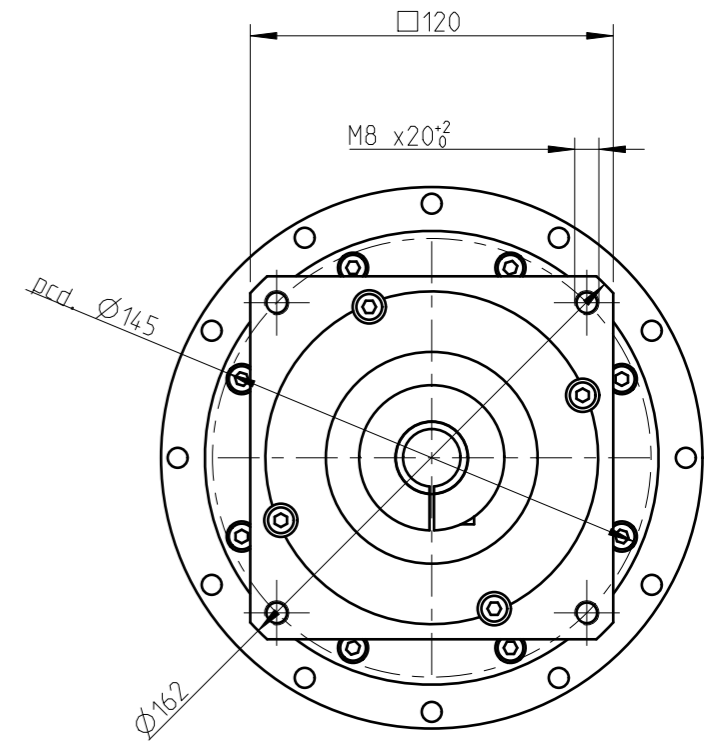
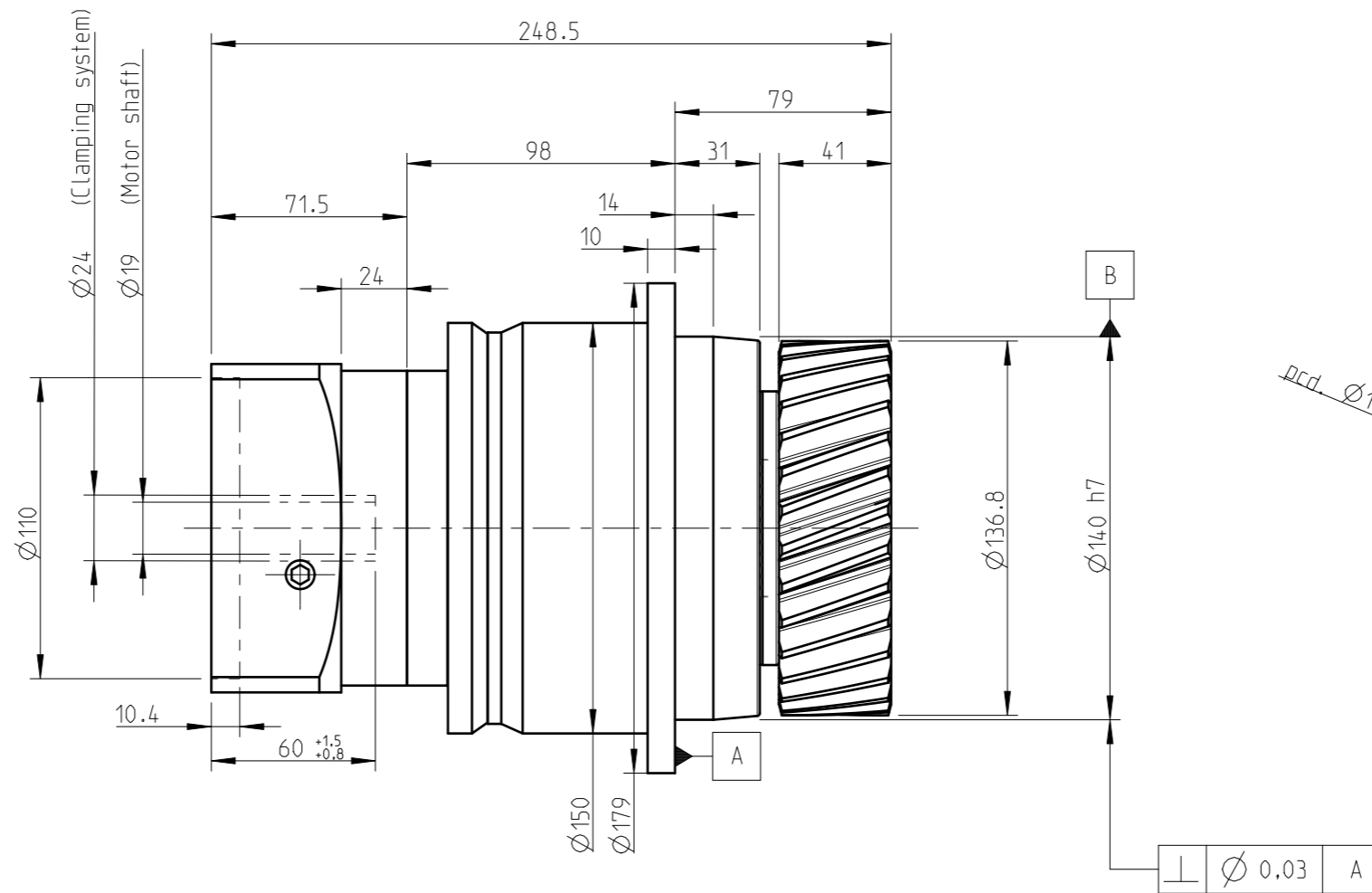
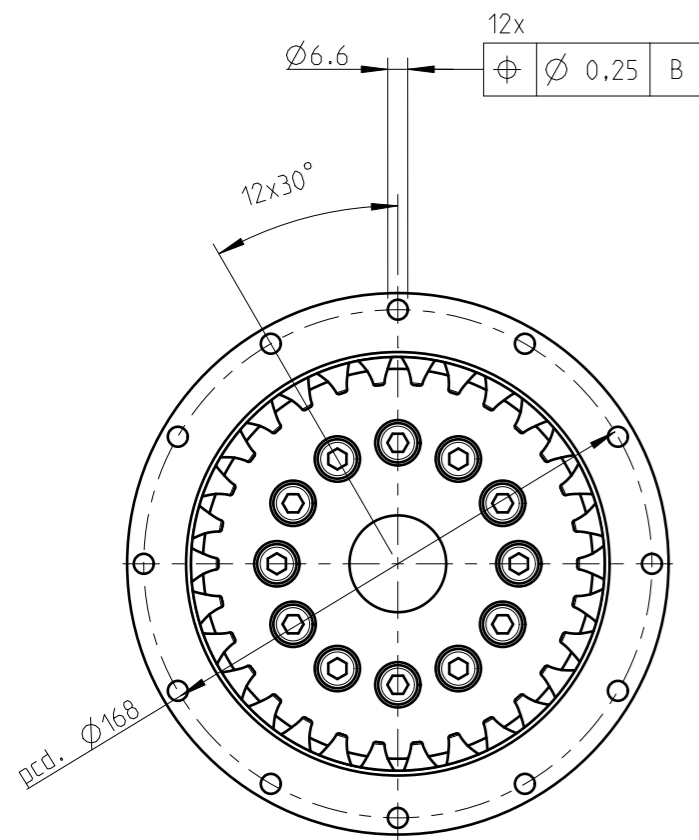
PLFN140-064-RSSM3AG-Y35
/80/114.3/200/B5/M12-PM1-40-30-S

Sheet 2/2

Revision status: R from: 02/2023

Příloha I

Vybraná planetová převodovka — 2. osa

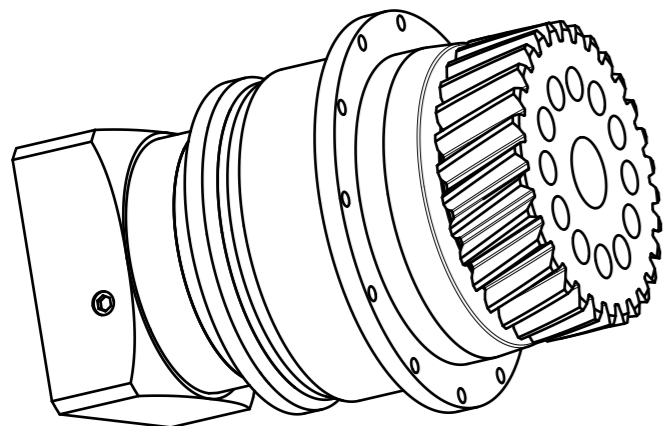



Materials / Surfaces:

Input flange: Aluminum / untreated
 Housing: Steel / heat-treated and post-oxidized (black)
 Output flange: Steel / untreated

Hints:

Please pay attention to the operating and mounting instructions.
 Subject to modifications.



	Scale: 2:5	DIN A3	ISO
	Revision status: R from: 02/2023		
Changed revision status: Q from: 05/2022			
General tolerance DIN ISO 2768-cL	PLFN140-064-RSSM3AF-Z19 /60/110/145/B5/M8-PM1-40-30-S		
Neugart GmbH Keltenstr. 16 D-77971 Kippenheim			Sheet 1/2

General gearbox data	Character	Unit	
Planetary gearbox - gearing type	-	-	Straight teeth
Rotation direction	-	-	Input and output in the same direction
Number of stages	p	-	2-stage
Output shaft bearing	-	-	Tapered roller bearing
Service life (L10h)	t_L	h	20.000
Max. operating temperature	T_{min} / T_{max}	°C	-25 / +90
Protection class	-	-	IP 65
Lubrication (Lifetime lubrication)	-	-	Standard lubrication (Castrol Optigear Synthetic 800/150)
Installation position	-	-	Any
Max. bending moment based on the gearbox input flange (for motor weight) (1)	M_b	Nm	80
Motor shaft concentricity / Coaxiality and axial runout Motor flange	-	mm	0,02 / 0,05 (Measuring methods according to DIN EN 50347)
Required motor shaft tolerance	-	-	j6; k6
Min. permissible motor shaft length	$L_{20 min}$	mm	39
Reference operating mode	-	-	S1
Reference operating factor	K_A	-	1
Reference speed	n_2	rpm	100
Reference ambient temperature	T_{Amb}	°C	20
The permissible output shaft loads depend on the pinion which is selected. Please use the NCP design software to determine the values. www.neugart.com			

Pinion data	Character	Unit	
Pinion designation	-	-	PM1-40-30-S
Module	m_n	mm	4
Number of teeth	z_p	-	30
Helix angle	β	°	-19,5283
Flank direction	R	-	Left
Pitch circle diameter	d_0	mm	127,32
Profile modification factor	x	-	0,2
Operating pitch circle diameter (6)	d_w	mm	128,92
Quality	Q	-	6
Max. feed force (5)	F_V	N	12990
Max. feed speed	v	m/min	53
Pinion weight	m_p	kg	3,67
Mass moment of inertia of pinion	J_p	kgcm ²	81,803

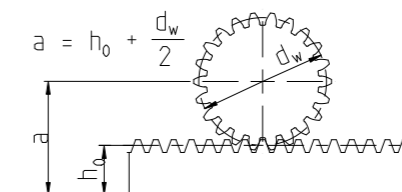
$$(1) \text{ Max. motor weight* in kg} = \frac{0,2 \times M_b}{\text{motor length in m}}$$

- * with symmetrically distributed motor weight
- * with horizontal and stationary mounting

Ratio-dependent gearbox data	Character	Unit	
Ratio	bii	-	64
Nominal output torque	T_{2N}	Nm	450
Max. output torque for 30.000 output shaft rotations	T_{2max}	Nm	720
Emergency stop torque permitted 1000 times	T_{2stop}	Nm	1000
Average idle torque for $n_1=3.000$ rpm and 20 °C gearbox temperature	T_0	Nm	0,85
Average thermal input speed at 50% T_{2N} , S1, and T_{Amb} Operating temperature may not be exceeded!	$n_{1N 50\%}$	rpm	3500
Average thermal input speed at 100% T_{2N} , S1, and T_{Amb} Operating temperature may not be exceeded!	$n_{1N 100\%}$	rpm	3500
Max. mechanical input speed Operating temperature may not be exceeded!	$n_1 \text{ Limit}$	rpm	8500
Torsional backlash based on output shaft	j_t	arcmin	< 1
Torsional stiffness based on output shaft	c_g	Nm/arcmin	182
Efficiency at T_{2N} , gearbox temperature 70 °C and $n_1=1.000$ rpm	η	%	93
Running noise at $n_1=3.000$ rpm without load at a distance of 1m	Q_g	dB(A)	70
Gearbox weight	m_G	kg	15,8
Mass moment of inertia based on clamping system diameter input	J	kgcm ²	1,996

(5) T_{2max} of gearbox must not be exceeded.

(6) Center distance a in mm:



Subject to modifications.



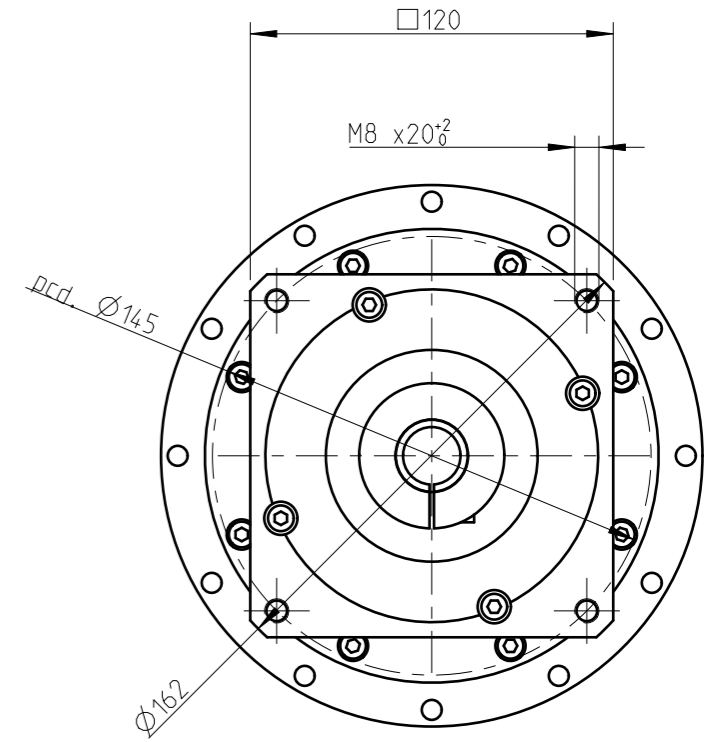
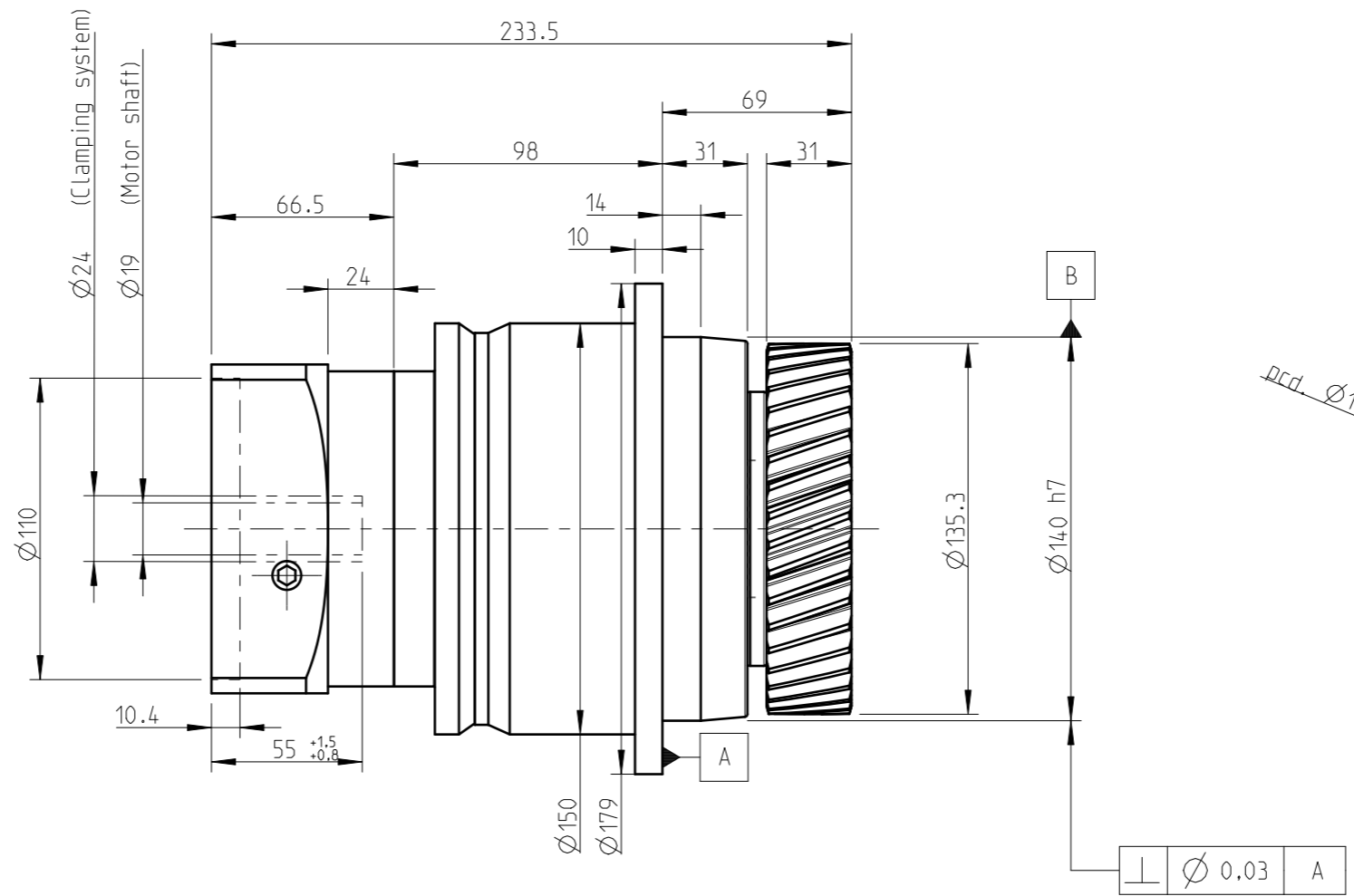
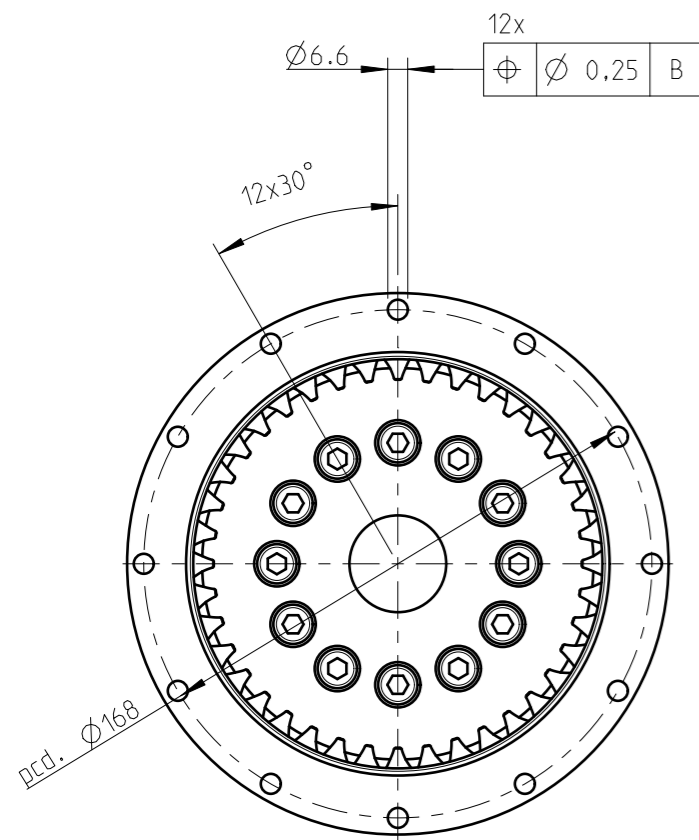
PLFN140-064-RSSM3AF-Z19
/60/110/145/B5/M8-PM1-40-30-S

Sheet 2/2

Revision status: R from: 02/2023

Příloha J

Vybraná planetová převodovka — 3. osa

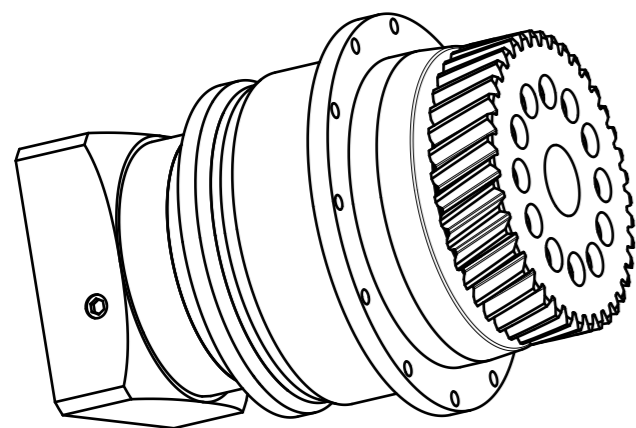



Materials / Surfaces:

Input flange: Aluminum / untreated
 Housing: Steel / heat-treated and post-oxidized (black)
 Output flange: Steel / untreated

Hints:

Please pay attention to the operating and mounting instructions.
 Subject to modifications.



	Scale: 2:5	DIN A3	ISO
	Revision status: R from: 02/2023		
	Changed revision status: Q from: 05/2022		
General tolerance DIN ISO 2768-cL	PLFN140-032-RSSM3AF-Z19 /55/110/145/B5/M8-PM1-30-40-S		
Neugart GmbH Keltenstr. 16 D-77971 Kippenheim			Sheet 1/2

General gearbox data	Character	Unit	
Planetary gearbox - gearing type	-	-	Straight teeth
Rotation direction	-	-	Input and output in the same direction
Number of stages	p	-	2-stage
Output shaft bearing	-	-	Tapered roller bearing
Service life (L10h)	t_L	h	20.000
Max. operating temperature	T_{min} / T_{max}	°C	-25 / +90
Protection class	-	-	IP 65
Lubrication (Lifetime lubrication)	-	-	Standard lubrication (Castrol Optigear Synthetic 800/150)
Installation position	-	-	Any
Max. bending moment based on the gearbox input flange (for motor weight) (1)	M_b	Nm	80
Motor shaft concentricity / Coaxiality and axial runout Motor flange	-	mm	0,02 / 0,05 (Measuring methods according to DIN EN 50347)
Required motor shaft tolerance	-	-	j6; k6
Min. permissible motor shaft length	$L_{20 min}$	mm	34
Reference operating mode	-	-	S1
Reference operating factor	K_A	-	1
Reference speed	n_2	rpm	100
Reference ambient temperature	T_{Amb}	°C	20
The permissible output shaft loads depend on the pinion which is selected. Please use the NCP design software to determine the values. www.neugart.com			

Pinion data	Character	Unit	
Pinion designation	-	-	PM1-30-40-S
Module	m_n	mm	3
Number of teeth	z_p	-	40
Helix angle	β	°	-19,5283
Flank direction	R	-	Left
Pitch circle diameter	d_0	mm	127,32
Profile modification factor	x	-	0,35
Operating pitch circle diameter (6)	d_w	mm	129,42
Quality	Q	-	6
Max. feed force (5)	F_V	N	13020
Max. feed speed	v	m/min	106
Pinion weight	m_p	kg	2,92
Mass moment of inertia of pinion	J_p	kgcm ²	64,619

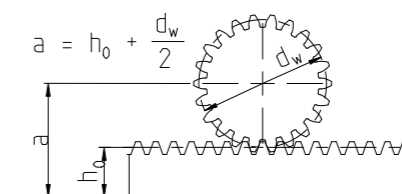
$$(1) \text{ Max. motor weight* in kg} = \frac{0,2 \times M_b}{\text{motor length in m}}$$

- * with symmetrically distributed motor weight
- * with horizontal and stationary mounting

Ratio-dependent gearbox data	Character	Unit	
Ratio	bii	-	32
Nominal output torque	T_{2N}	Nm	600
Max. output torque for 30.000 output shaft rotations	T_{2max}	Nm	960
Emergency stop torque permitted 1000 times	T_{2stop}	Nm	1500
Average idle torque for $n_1=3.000$ rpm and 20 °C gearbox temperature	T_0	Nm	1,1
Average thermal input speed at 50% T_{2N} , S1, and T_{Amb} Operating temperature may not be exceeded!	$n_{1N 50\%}$	rpm	3500
Average thermal input speed at 100% T_{2N} , S1, and T_{Amb} Operating temperature may not be exceeded!	$n_{1N 100\%}$	rpm	2850
Max. mechanical input speed Operating temperature may not be exceeded!	$n_1 \text{ Limit}$	rpm	8500
Torsional backlash based on output shaft	j_t	arcmin	< 1
Torsional stiffness based on output shaft	c_g	Nm/arcmin	212
Efficiency at T_{2N} , gearbox temperature 70 °C and $n_1=1.000$ rpm	η	%	95
Running noise at $n_1=3.000$ rpm without load at a distance of 1m	Q_g	dB(A)	70
Gearbox weight	m_G	kg	15,6
Mass moment of inertia based on clamping system diameter input	J	kgcm ²	2,066

(5) T_{2max} of gearbox must not be exceeded.

(6) Center distance a in mm:



Subject to modifications.



PLFN140-032-RSSM3AF-Z19
/55/110/145/B5/M8-PM1-30-40-S

Sheet 2/2

Revision status: R from: 02/2023

Příloha K

Validace výsledků Neugart Calculation Program — výpočtový list

1. Osa

Servopohon Fanuc Beta iS 22/2000 (45 Nm při max. 1 000 ot/min)

$$M_{m1} := 12.1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad n_{m1} := 1500 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad I_{m1} := 0.00587 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Převodovka PLFN140-064-RSSM3AG

$$I_{p1} := 6.664 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 = 0.00067 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad i_{p1} := 64 \quad \eta_{p1} := 0.93$$

$$M_{p1o} := M_{m1} \cdot i_{p1} \cdot \eta_{p1} = 720 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ max. moment na převodovce}$$

Převod pastorek-kolo

$$m_{n1} := 4 \text{ mm} \quad \beta := 19.5283^\circ \quad m_{t1} := \frac{m_{n1}}{\cos(\beta)} = 4.244 \text{ mm} \quad \eta_{pk1} := 0.98$$

$$z_1 := 32 \quad z_2 := 169 \quad i_{pk1} := \frac{z_2}{z_1} = 5.28$$

$$D_1 := m_{t1} \cdot z_1 = 135.812 \text{ mm} \quad D_2 := m_{t1} \cdot z_2 = 717.259 \text{ mm}$$

$$D_{a1} := D_1 + 2 m_{n1} = 143.812 \text{ mm} \quad D_{a2} := D_2 + 2 m_{n1} = 725.259 \text{ mm}$$

$$D_{f1} := D_1 - 2.5 m_{n1} = 125.812 \text{ mm} \quad D_{f2} := D_2 - 2.5 m_{n1} = 707.259 \text{ mm}$$

$$i_{A1} := i_{p1} \cdot i_{pk1} = 338 \quad \dots \text{ celkový převod}$$

$$M_{A1} := M_{m1} \cdot i_{A1} \cdot \eta_{p1} \cdot \eta_{pk1} = 3727 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ výstupní moment}$$

$$n_{A1} := \frac{n_{m1}}{i_{A1}} = 4.4 \frac{1}{\text{min}} \quad \dots \text{ výstupní otáčky}$$

Zátěž redukována na motor

$$I_{A1} := 3.22 \cdot 10^9 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = 3220 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad I_{red1} := I_{p1} + \frac{I_{A1}}{i_{A1}^2} = 0.02885 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$p_{I1} := \frac{I_{red1}}{I_{m1}} = 4.92 \quad \dots \text{ zátěžový poměr}$$

$$t_{A1} := \frac{0.5}{n_{A1}} = 6.8 \text{ s} \quad \dots \text{ nominální čas rotace o } 180^\circ$$

$$t_{a1} := 0.5 \text{ s} \quad \dots \text{ čas zrychlení na max. otáčky}$$

$$M_{a1} := \frac{I_{red1} \cdot 2 \pi \cdot n_{m1}}{t_{a1}} = 9.1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ rozběhový moment}$$

2. Osa

Servopohon Fanuc Beta iS 12/3000 (25 Nm při max. 2 000 ot/min)

$$M_{m2} := 11 \text{ N} \cdot \text{m} \quad n_{m2} := 2000 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad I_{m2} := 0.00235 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Převodovka PLFN140-064-RSSM3AF

$$I_{p2} := 6.596 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 = 0.0007 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad i_{p2} := 64 \quad \eta_{p2} := 0.94$$

$$M_{p2o} := M_{m2} \cdot i_{p2} \cdot \eta_{p2} = 662 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ max. moment na převodovce}$$

Převod pastorek-kolo

$$m_{n2} := 4 \text{ mm} \quad \beta := 19.5283^\circ \quad m_{t2} := \frac{m_{n2}}{\cos(\beta)} = 4.244 \text{ mm} \quad \eta_{pk2} := 0.98$$

$$z_3 := 32 \quad z_4 := 169 \quad i_{pk2} := \frac{z_4}{z_3} = 5.28$$

$$D_3 := m_{t2} \cdot z_3 = 135.812 \text{ mm} \quad D_4 := m_{t2} \cdot z_4 = 717.259 \text{ mm}$$

$$D_{a3} := D_3 + 2 m_{n2} = 143.812 \text{ mm} \quad D_{a4} := D_4 + 2 m_{n2} = 725.259 \text{ mm}$$

$$D_{f3} := D_3 - 2.5 m_{n2} = 125.812 \text{ mm} \quad D_{f4} := D_4 - 2.5 m_{n2} = 707.259 \text{ mm}$$

$$i_{A2} := i_{p2} \cdot i_{pk2} = 338 \quad \dots \text{ celkový převod}$$

$$M_{A2} := M_{m2} \cdot i_{A2} \cdot \eta_{p2} \cdot \eta_{pk2} = 3425 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ výstupní moment}$$

$$n_{A2} := \frac{n_{m2}}{i_{A2}} = 5.9 \frac{1}{\text{min}} \quad \dots \text{ výstupní otáčky}$$

Zátěž redukována na motor

$$I_{A2} := 1.148 \cdot 10^8 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = 114.8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad I_{red2} := I_{p2} + \frac{I_{A2}}{i_{A2}^2} = 0.00166 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$p_{I2} := \frac{I_{red2}}{I_{m2}} = 0.71 \quad \dots \text{ zátěžový poměr}$$

$$t_{A2} := \frac{0.5}{n_{A2}} = 5.1 \text{ s} \quad \dots \text{ nominální čas rotace o } 180^\circ$$

$$t_{a2} := 0.5 \text{ s} \quad \dots \text{ čas zrychlení na max. otáčky}$$

$$M_{a2} := \frac{I_{red2} \cdot 2 \pi \cdot n_{m2}}{t_{a2}} + 9.2 \text{ N} \cdot \text{m} = 9.9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ rozběhový moment}$$

3. Osa

Servopohon Fanuc Beta iS 8/3000 (13 Nm při max. 2000 ot/min)

$$M_{m3} := 7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad n_{m3} := 2000 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad I_{m3} := 0.00124 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Převodovka PLFN140-032-RSSM3AF

$$I_{p3} := 2.066 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 = 0.0002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad i_{p3} := 32 \quad \eta_{p3} := 0.95$$

$$M_{p3o} := M_{m2} \cdot i_{p3} \cdot \eta_{p3} = 334 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ max. moment na převodovce}$$

Převod pastorek-kolo

$$m_{n3} := 3 \text{ mm} \quad \beta := 19.5283^\circ \quad m_{t3} := \frac{m_{n3}}{\cos(\beta)} = 3.183 \text{ mm} \quad \eta_{pk3} := 0.98$$

$$z_5 := 32 \quad z_6 := 149 \quad i_{pk3} := \frac{z_6}{z_5} = 4.66$$

$$D_5 := m_{t2} \cdot z_5 = 135.812 \text{ mm} \quad D_6 := m_{t3} \cdot z_6 = 474.282 \text{ mm}$$

$$D_{a5} := D_5 + 2 m_{n3} = 141.812 \text{ mm} \quad D_{a6} := D_6 + 2 m_{n3} = 480.282 \text{ mm}$$

$$D_{f5} := D_5 - 2.5 m_{n3} = 128.312 \text{ mm} \quad D_{f6} := D_6 - 2.5 m_{n3} = 466.782 \text{ mm}$$

$$i_{A3} := i_{p3} \cdot i_{pk3} = 149 \quad \dots \text{ celkový převod}$$

$$M_{A3} := M_{m3} \cdot i_{A3} \cdot \eta_{p3} \cdot \eta_{pk3} = 971 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ výstupní moment}$$

$$n_{A3} := \frac{n_{m3}}{i_{A3}} = 13.4 \frac{1}{\text{min}} \quad \dots \text{ výstupní otáčky}$$

Zátěž redukována na motor

$$I_{A3} := 8.281 \cdot 10^7 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 = 82.81 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad I_{red3} := I_{p3} + \frac{I_{A3}}{i_{A3}^2} = 0.00394 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$p_{I3} := \frac{I_{red3}}{I_{m3}} = 3.17 \quad \dots \text{ zátěžový poměr}$$

$$t_{A1} := \frac{0.5}{n_{A3}} = 2.2 \text{ s} \quad \dots \text{ nominální čas rotace o } 180^\circ$$

$$t_{a3} := 0.5 \text{ s} \quad \dots \text{ čas zrychlení na max. otáčky}$$

$$M_{a3} := \frac{I_{red3} \cdot 2 \pi \cdot n_{m3}}{t_{a3}} = 1.6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ rozběhový moment}$$

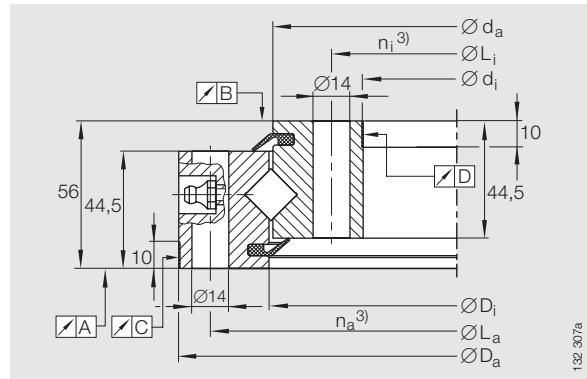
Příloha L

**Vybrané otočové ložisko 1. a 2. osy
— katalogový list [?, str. 86–87]**

Crossed roller bearings

Standard series 14
without gear teeth

Series XSU



XSU 14
4 taper type lubrication nipples, DIN 71412-A M8×1,
arranged evenly about the circumference and recessed

Dimension table - Dimensions in mm

Designation	No. ¹⁾	Mass ≈kg	Dimensions				Fixing holes	
			Da ²⁾ -IT7	di ²⁾ +IT7	Di	da	La	na ³⁾
XSU 14 0414	①	28	484	344	415 ^{+0,5}	413 ^{-0,5}	460	24
XSU 14 0544	②	38	614	474	545 ^{+0,5}	543 ^{-0,5}	590	32
XSU 14 0644	③	44	714	574	645 ^{+0,6}	643 ^{-0,6}	690	36
XSU 14 0744	④	52	814	674	745 ^{+0,6}	743 ^{-0,6}	790	40
XSU 14 0844	⑤	60	914	774	845 ^{+0,6}	843 ^{-0,6}	890	40
XSU 14 0944	⑥	67	1014	874	945 ^{+0,7}	943 ^{-0,7}	990	44
XSU 14 1094	⑦	77	1164	1024	1095 ^{+0,7}	1093 ^{-0,7}	1140	48

¹⁾ Number of associated curve,
see static limiting load diagram *Raceway* and *Fixing screws*.

²⁾ Bearings always with centring, for centring lengths see *dimension drawing*.

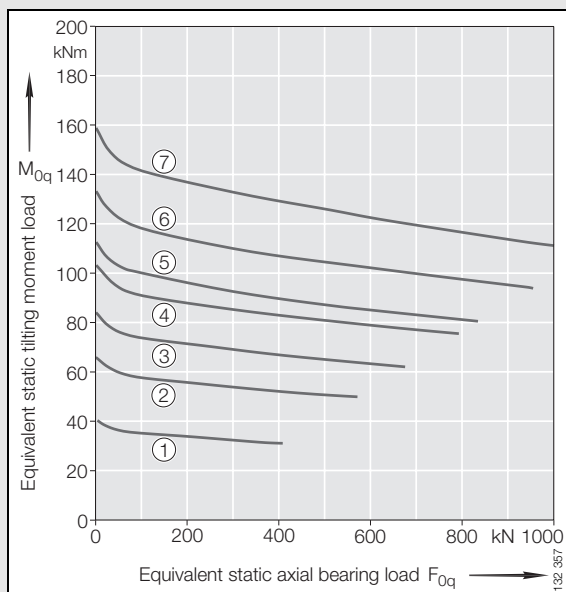
³⁾ Number of holes per ring.

⁴⁾ Maximum radial load. For load carrying capacity of screws see section *Fixing screws*, page 20.

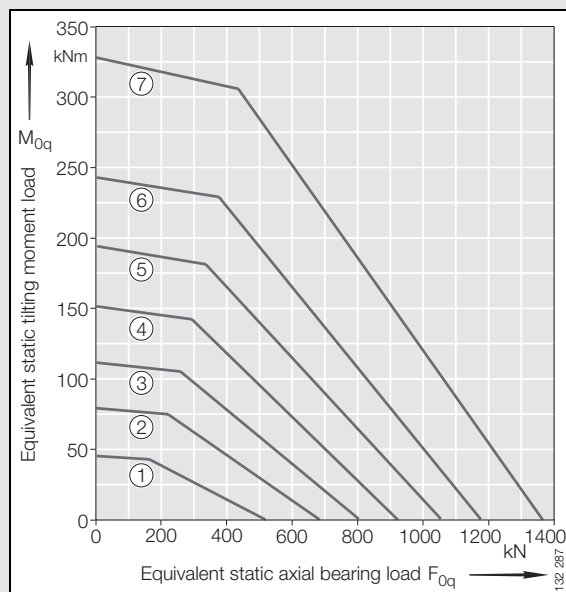
Running accuracy (to raceway)

Designation	No.	A	B	C	D
XSU 14 0414	①	0,04	0,04	0,06	0,06
XSU 14 0544	②	0,04	0,04	0,07	0,06
XSU 14 0644	③	0,05	0,05	0,08	0,07
XSU 14 0744	④	0,05	0,05	0,09	0,08
XSU 14 0844	⑤	0,06	0,06	0,09	0,08
XSU 14 0944	⑥	0,06	0,06	0,11	0,09
XSU 14 1094	⑦	0,07	0,07	0,11	0,11

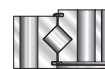
L_i		$n_i^{(3)}$	Fixing screws $F_{r,perm}$ (friction locking) ⁴⁾ kN	Basic load ratings				Internal clearance Preload
				axial		radial		
				dyn. C_a kN	stat. C_{0a} kN	dyn. C_r kN	stat. C_{0r} kN	
368	24	99,1	229	520	146	250	0,01 incl. 0,03	
498	32	132,2	270	680	170	330	0,01 incl. 0,03	
598	36	148,7	290	800	185	395	0,01 incl. 0,04	
698	40	165,2	315	930	200	455	0,01 incl. 0,04	
798	40	165,2	340	1050	215	510	0,01 incl. 0,04	
898	44	181,7	360	1170	227	580	0,01 incl. 0,05	
1048	48	198,2	390	1360	246	670	0,01 incl. 0,05	



Static limiting load diagram
Fixing screws (supported load)

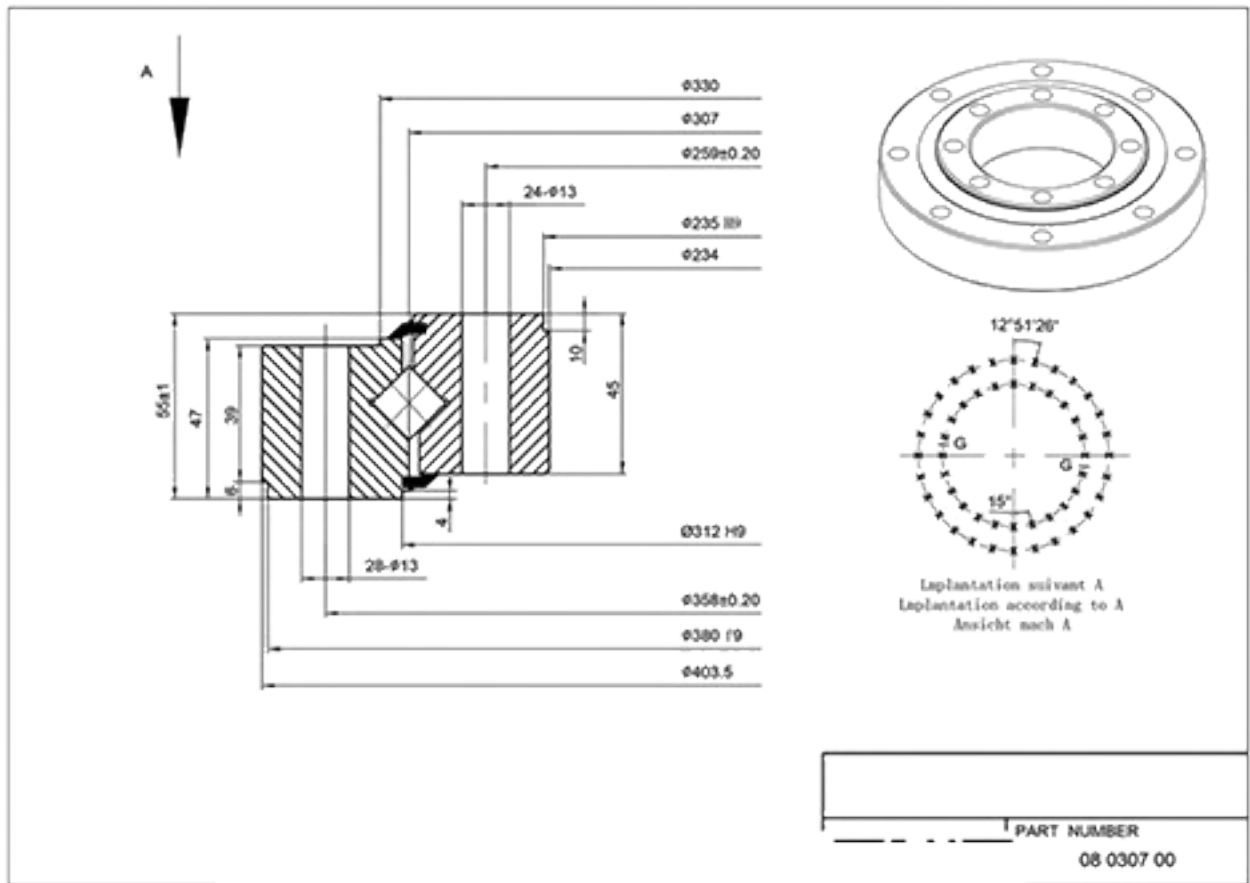


Static limiting load diagram
Raceway (supported load)

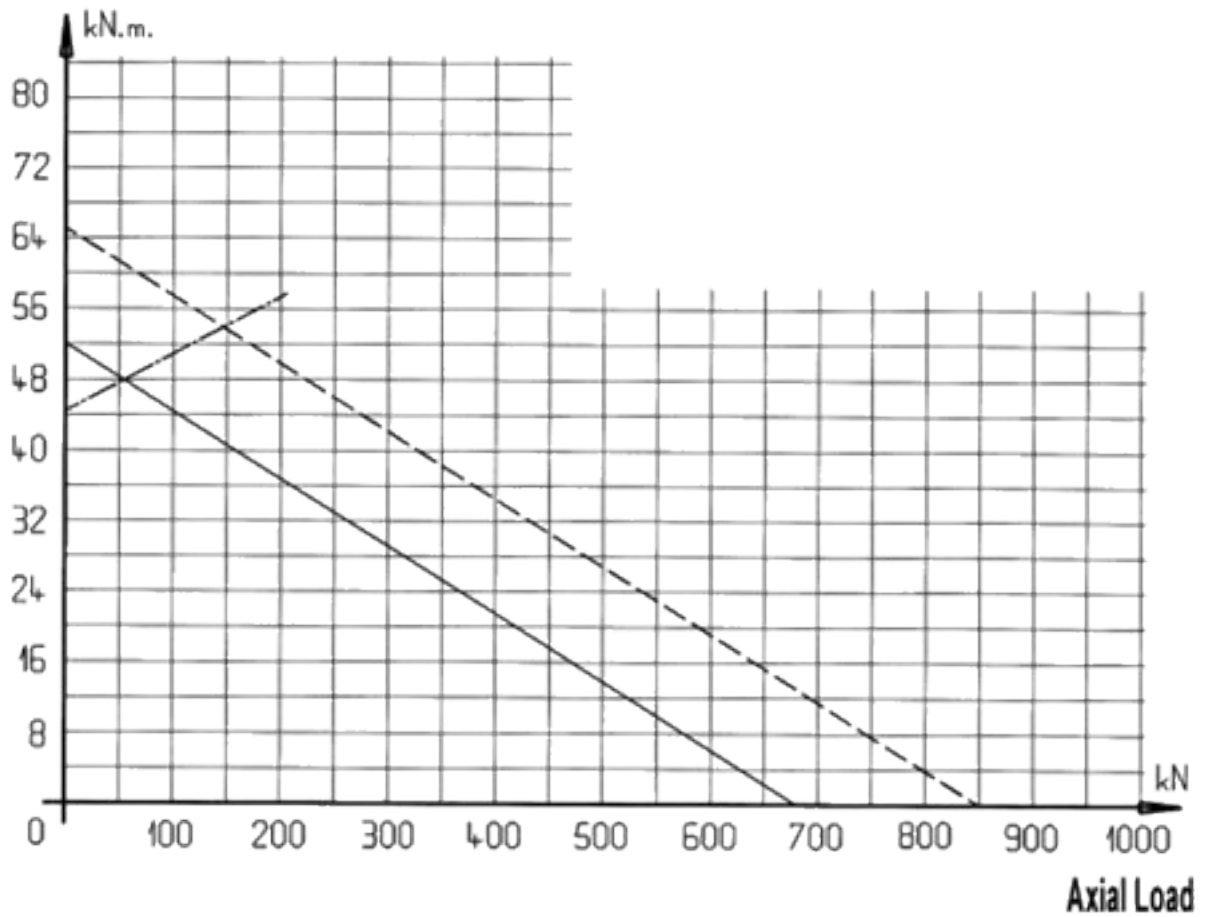


Příloha M

Vybrané otočové ložisko 3. osy — katalogový list [?]



Tilting Moment



Příloha N

Analýza přesnosti polohování — výpočtový list

Indexace A1

$d := 35 \text{ mm}$... nominální průměr čepu/pouzdra

$x := \frac{860}{2} \text{ mm} = 430 \text{ mm}$... vzdálenost čepu o středu rotace

$R_1 := 1332 \text{ mm}$... vzdálenost středu přípravku od osy rotace

$r := 500 \text{ mm}$... kontrolní rádius

Vůle v uložení čep-pouzdro

Čep g7

$es := -0.009 \text{ mm}$

$ei := -0.034 \text{ mm}$

Pouzdro F7

$ES := 0.050 \text{ mm}$

$EI := 0.025 \text{ mm}$

$v_{max} := (d + ES) - (d + ei) = 0.084 \text{ mm}$

$v_{min} := (d + EI) - (d + es) = 0.034 \text{ mm}$

BackLash polohování vlivem vůlí v uložení čep-pouzdro

$$v = x \cdot T_{BL_i} \Rightarrow T_{BL_i}(v) := \frac{v}{x}$$

$T_{BL_i_{max}} := T_{BL_i}(v_{max}) = 0.672 \text{ arcmin}$

$T_{BL_i_{min}} := T_{BL_i}(v_{min}) = 0.272 \text{ arcmin}$

Tolerance polohování s indexací A1

$$T_{BL_i_R}(T_{BL_i}) := R_1 \cdot T_{BL_i}$$

$T_{BL_i_R_{max}} := T_{BL_i_R}(T_{BL_i_{max}}) = 0.26 \text{ mm}$

$T_{BL_i_R_{min}} := T_{BL_i_R}(T_{BL_i_{min}}) = 0.105 \text{ mm}$

... skutečná tolerance polohování

$T_{BL_i_r_{max}} := r \cdot T_{BL_i_{max}} = 0.098 \text{ mm}$

$T_{BL_i_r_{min}} := r \cdot T_{BL_i_{min}} = 0.04 \text{ mm}$

... kontrolní tolerance polohování

1. a 2. Osa

Ozubení A1, A2

$D_{12} := 717.259 \text{ mm}$... roztečný průměr ozubeného kola
$m_{12} := 4 \text{ mm}$... modul (normálový)
$\beta := 19.5283^\circ$... úhel sklonu zubů
$\alpha := 20^\circ$... úhel záběru
$j_{n12} := 0.03 \cdot m_{12} = 0.12 \text{ mm}$... boční vůle ozubení v místě záběru (normálová)
$j_{t12} := \frac{j_{n12}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 0.135 \text{ mm}$... obvodová boční vůle v ozubení
$BL_{oz_12} := \frac{j_{t12}}{\frac{D_{12}}{2}} = 1.299 \text{ arcmin}$... BackLash

Převodovka A1, A2

$D_{př12} := 136.8 \text{ mm}$... roztečný průměr pastorku
$BL_{př12} := 1 \text{ arcmin}$... BackLash převodovky
$T_{př12_Dpř} := \frac{D_{př12}}{2} \cdot BL_{př12} = 0.02 \text{ mm}$... tolerance polohování převodovky

Celková tolerance polohování A1

$T_{BL_12} := j_{t12} + T_{př12_Dpř} = 0.155 \text{ mm}$... součtová tolerance polohování ozubení + převodovky na roztečném průměru ozubeného kola
$BL_{12} := \frac{T_{BL_12}}{\frac{D_{12}}{2}} = 1.49 \text{ arcmin}$... celkový BackLash A1
$T_{BL_12_R} := R_1 \cdot BL_{12} = 0.577 \text{ mm}$... tolerance polohování A1 (bez indexace)
$T_{BL_12_r} := r \cdot BL_{12} = 0.217 \text{ mm}$... kontrolní tolerance polohování A1 (bez indexace)
$\Delta_{A1_indexace} := T_{BL_12_R} - T_{BL_i_R_max} = 0.317 \text{ mm}$... zlepšení přesnosti polohování při indexaci
$\Delta_{A1_indexace} := \left(1 - \left(\frac{T_{BL_i_R_max}}{T_{BL_12_R}} \right) \right) \cdot 100 = 54.915$... % zlepšení přesnosti polohování při indexaci

Celková tolerance polohování A2

$R_2 := 217 \text{ mm}$	$T_{BL_2_r} := r \cdot BL_{12} = 0.217 \text{ mm}$
$T_{BL_2_R2} := R_2 \cdot BL_{12} = 0.094 \text{ mm}$... tolerance polohování A2

3. Osa

Ozubení A3

$D_3 := 474.282 \text{ mm}$... roztečný průměr ozubeného kola
$m_3 := 3 \text{ mm}$... modul (normálový)
$\beta := 19.5283^\circ$... úhel sklonu zubů
$\alpha := 20^\circ$... úhel záběru
$j_{n3} := 0.03 \cdot m_3 = 0.09 \text{ mm}$... boční vůle ozubení v místě záběru (normálová)
$j_{t3} := \frac{j_{n3}}{\cos(\alpha) \cdot \cos(\beta)} = 0.102 \text{ mm}$... obvodová boční vůle v ozubení
$BL_{oz_3} := \frac{j_{t3}}{\frac{D_3}{2}} = 1.473 \text{ arcmin}$... BackLash

Převodovka A3

$D_{př3} := 135.3 \text{ mm}$... roztečný průměr pastorku
$BL_{př3} := 1 \text{ arcmin}$... BackLash převodovky
$T_{př3_Dpř} := \frac{D_{př3}}{2} \cdot BL_{př3} = 0.02 \text{ mm}$... tolerance polohování převodovky

Celková tolerance polohování A3

$T_{BL_3} := j_{t3} + T_{př3_Dpř} = 0.121 \text{ mm}$... součtová tolerance polohování ozubení + převodovky na roztečném průměru ozubeného kola
$BL_3 := \frac{T_{BL_3}}{\frac{D_3}{2}} = 1.758 \text{ arcmin}$... celkový BackLash A3
$T_{BL_3_r} := r \cdot BL_3 = 0.256 \text{ mm}$... kontrolní tolerance polohování A3

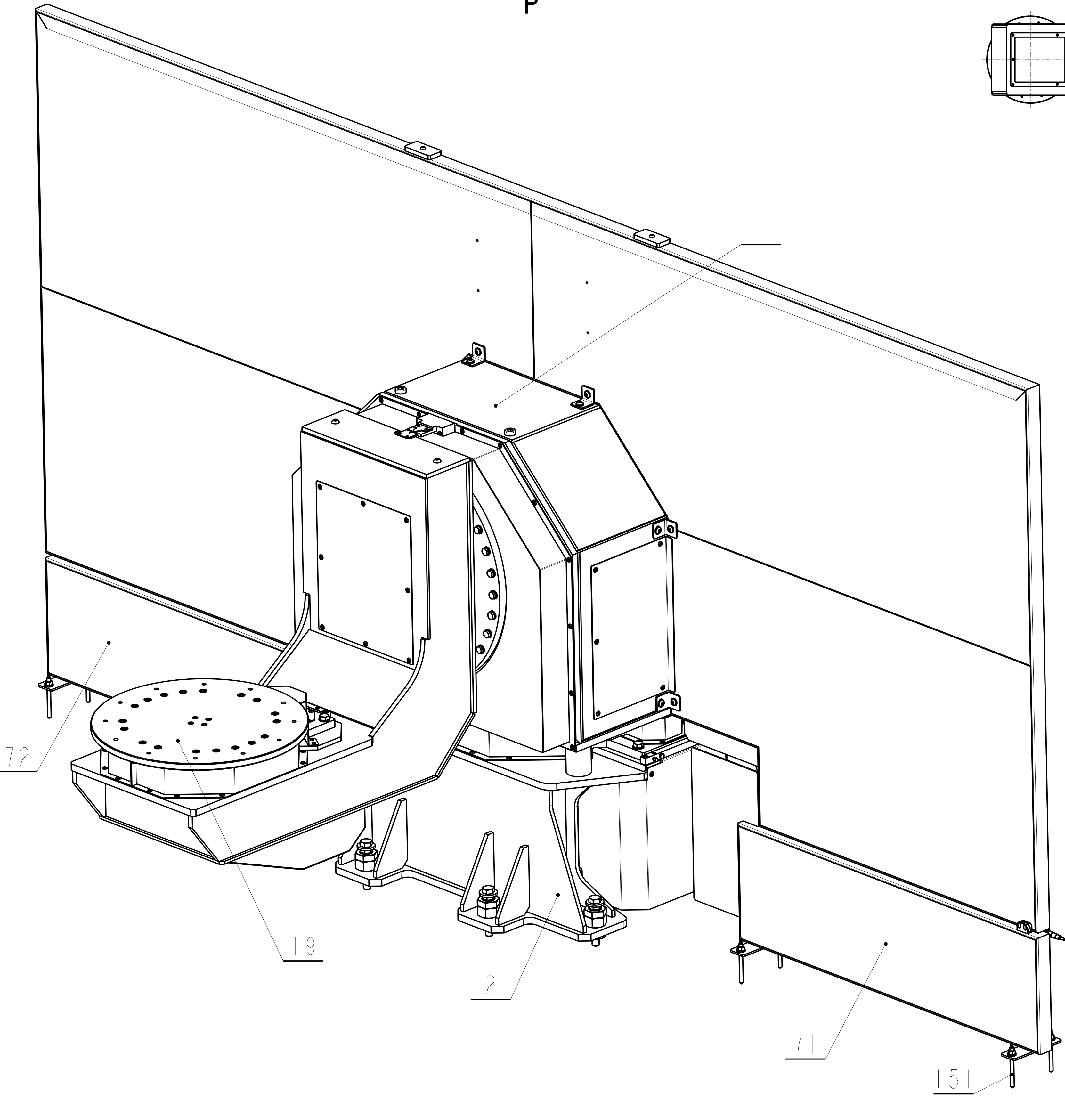
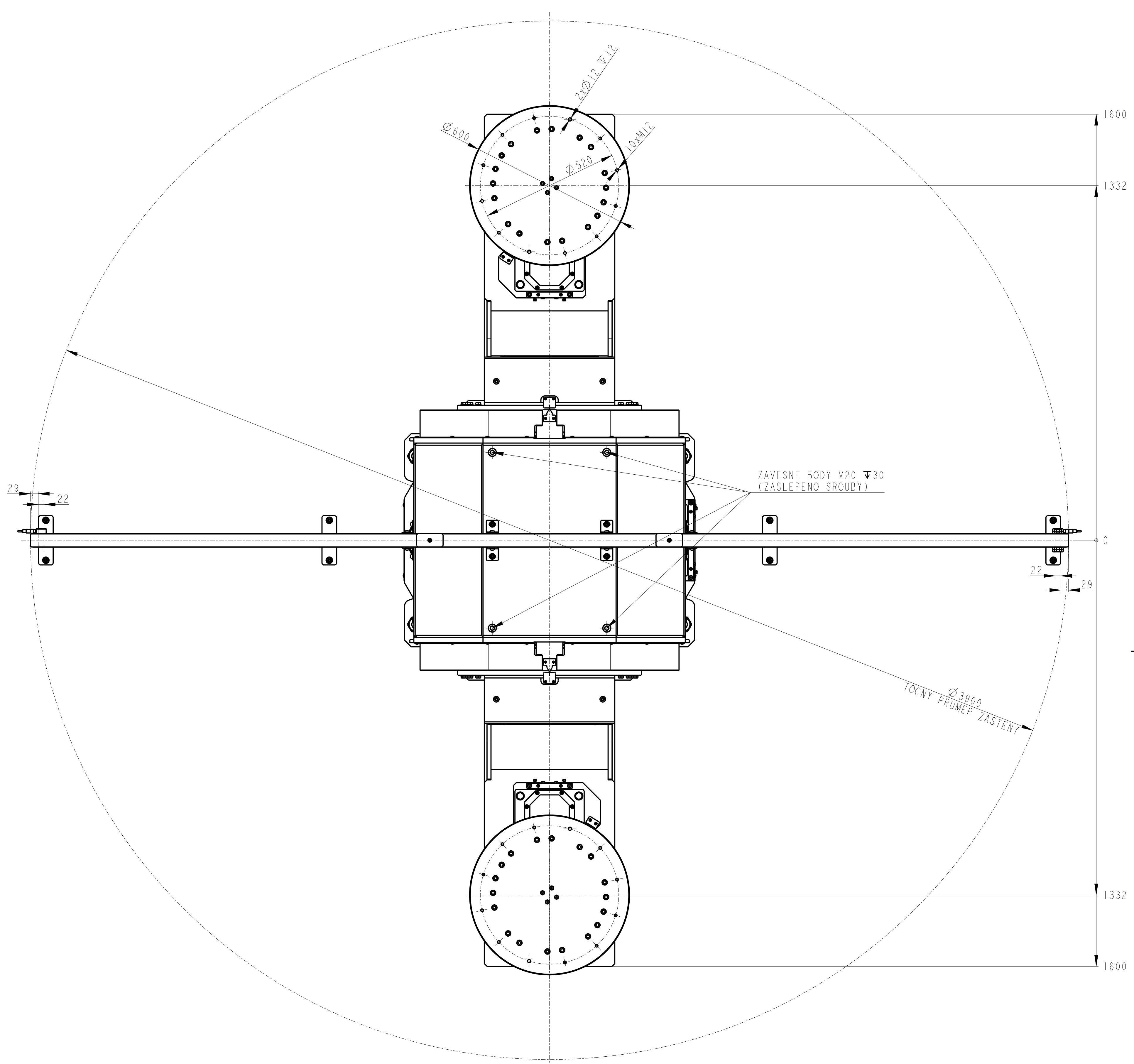
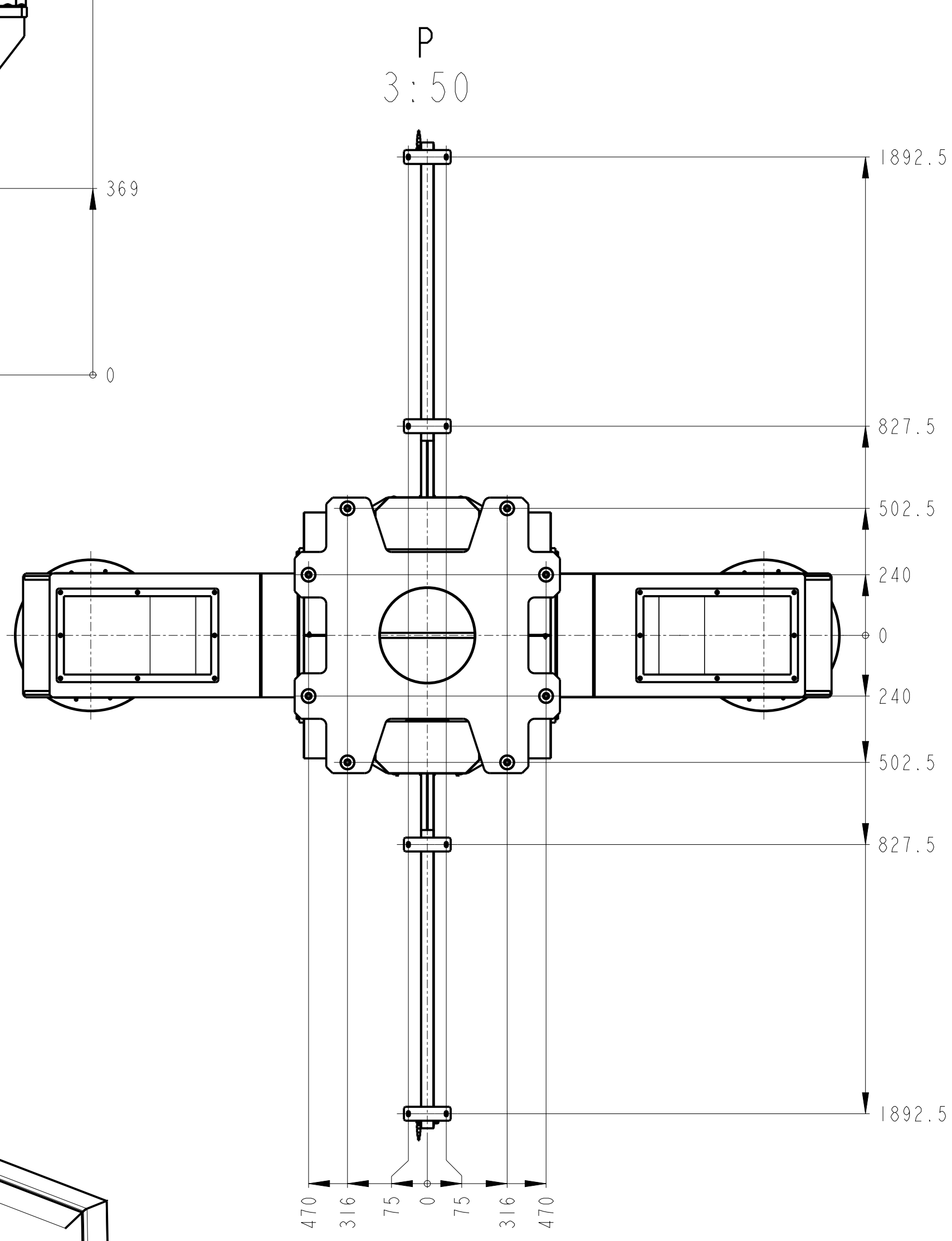
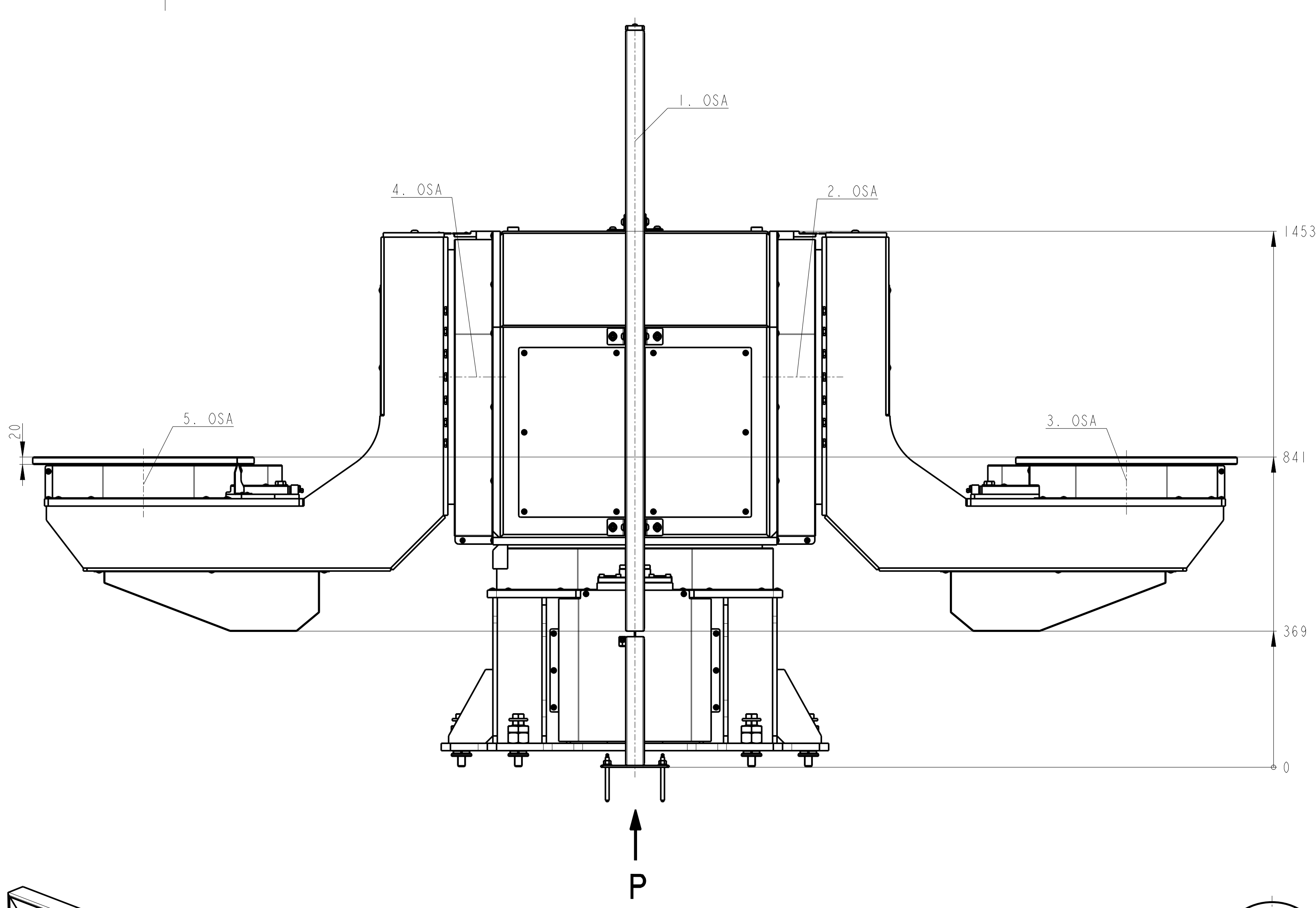
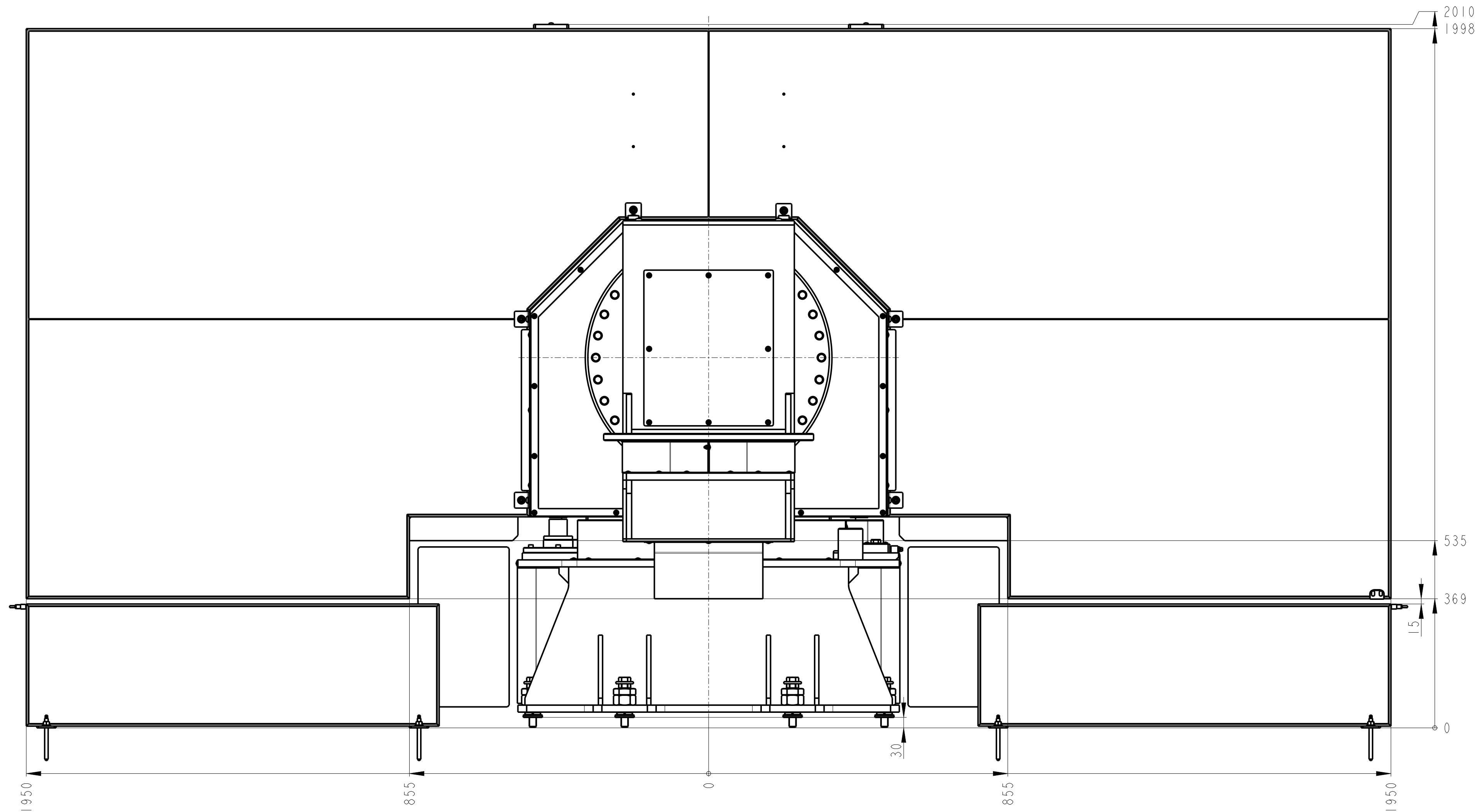
Celková přesnost polohování polohovadla

$$v_{celk_A2_0} := T_{BL_i_R_max} + T_{BL_2_r} + T_{BL_3_r} = 0.733 \text{ mm}$$

$$v_{celk_A2_90} := \sqrt{T_{BL_i_R_max}^2 + (T_{BL_2_R2} + T_{BL_3_r})^2} = 0.436 \text{ mm}$$

Příloha O

Výkresová dokumentace vybraných částí



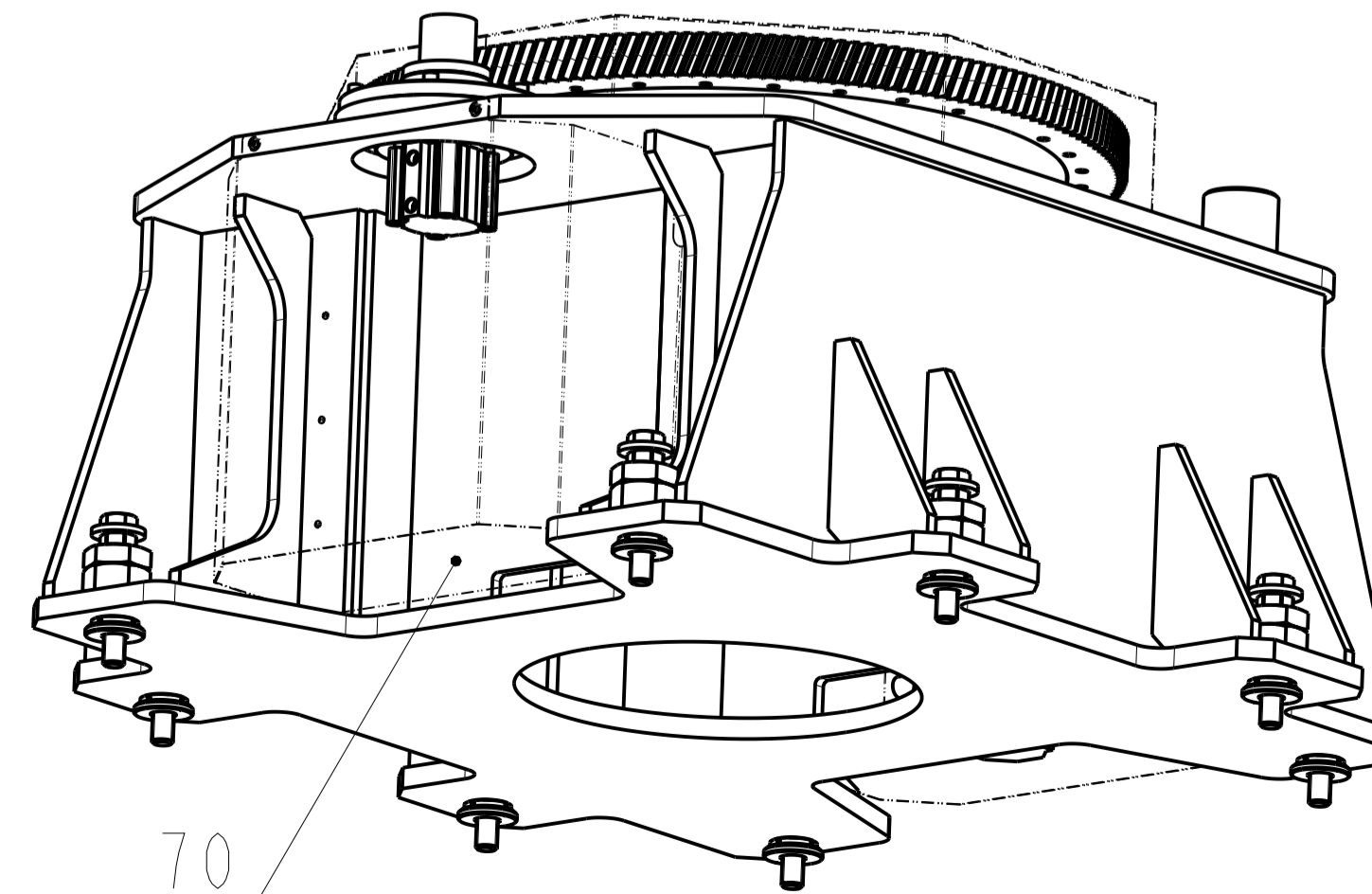
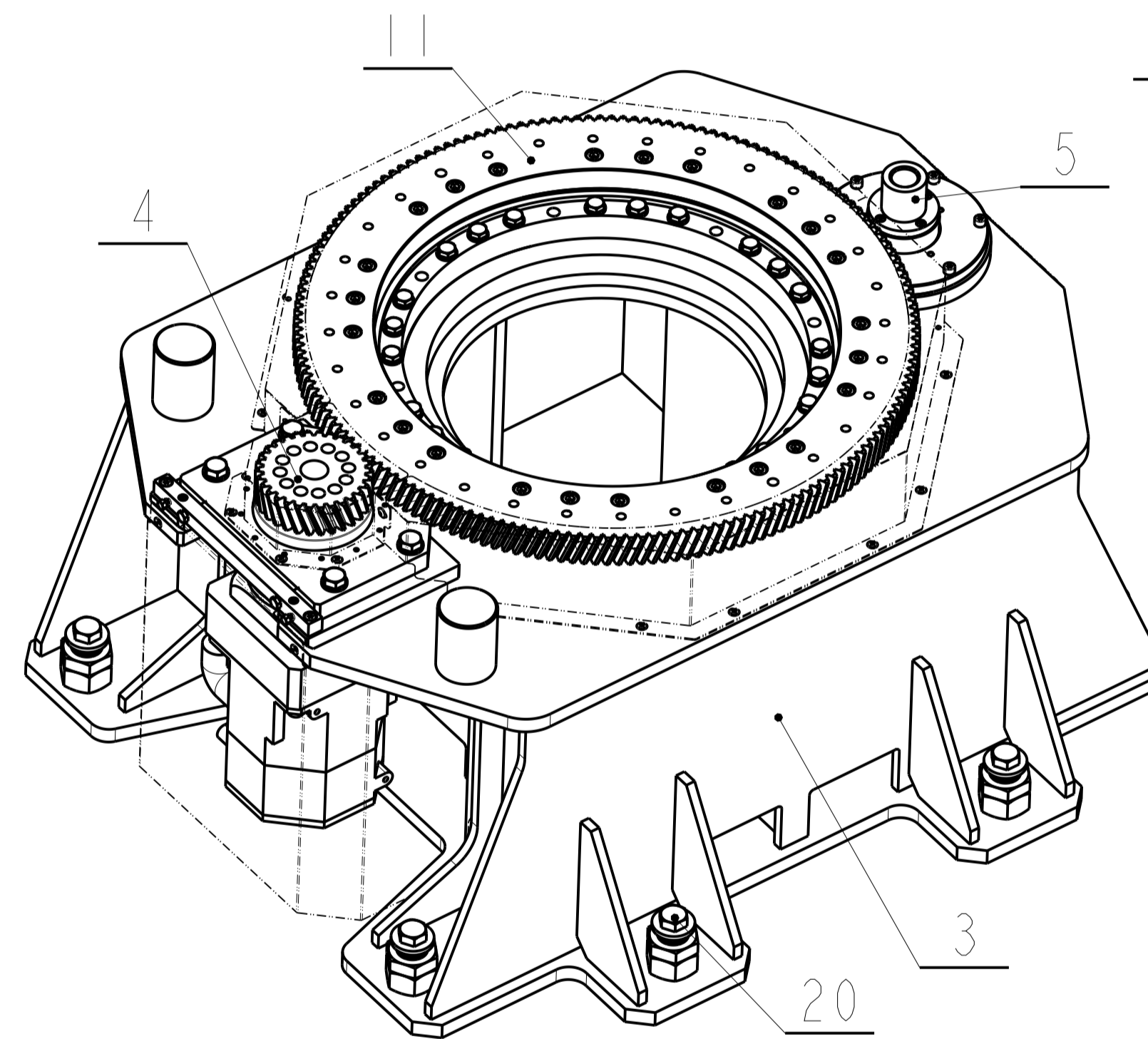
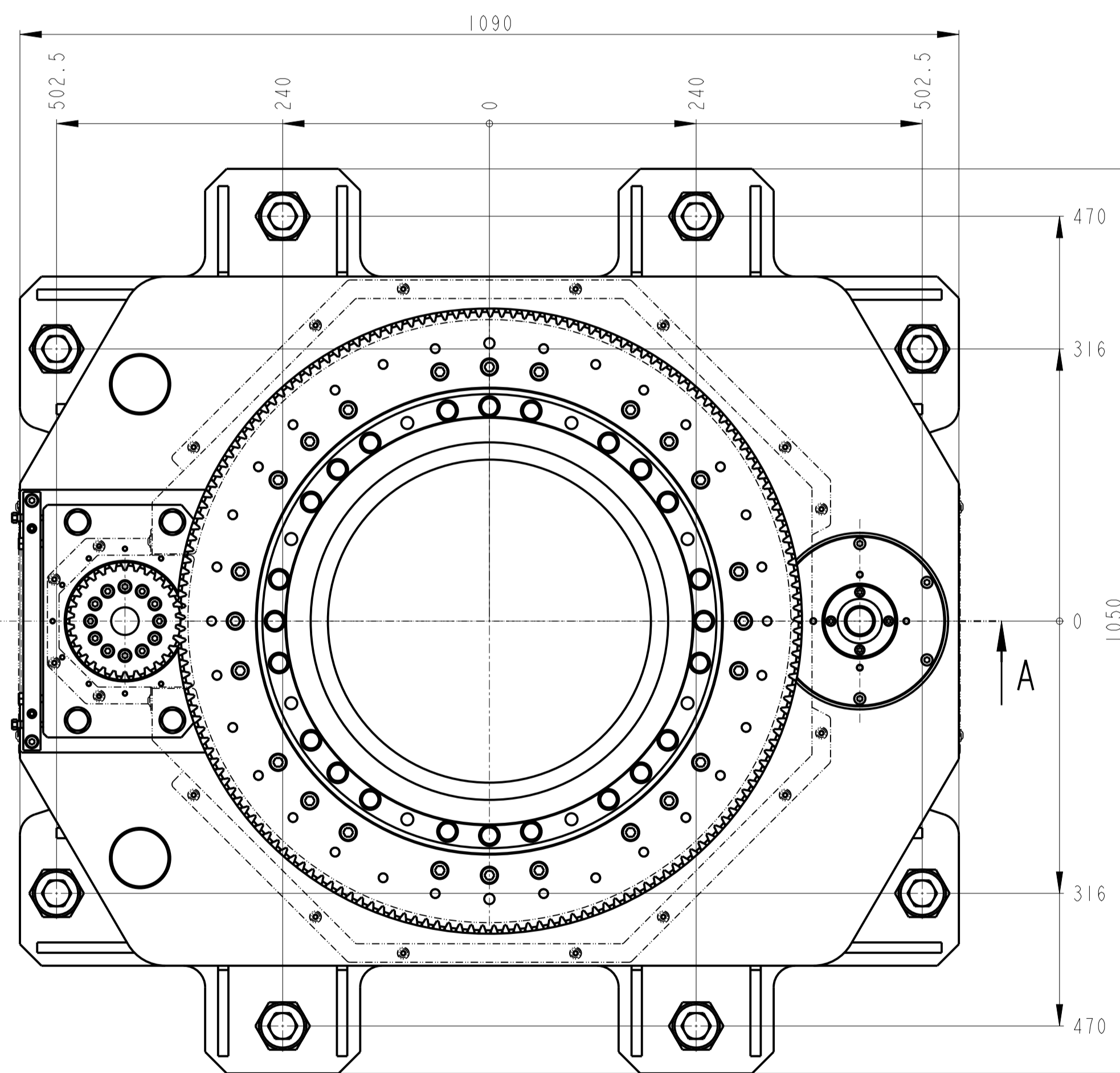
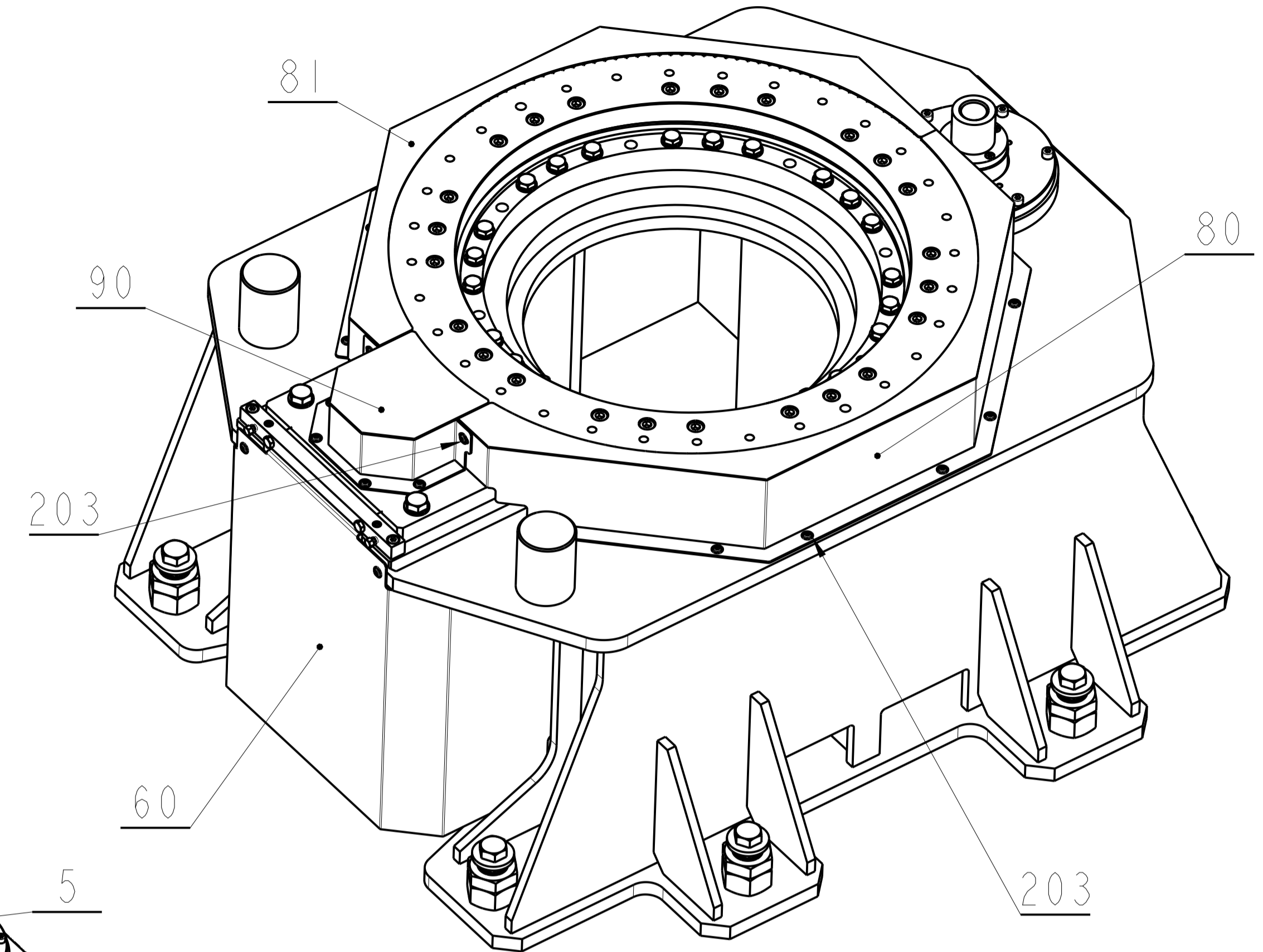
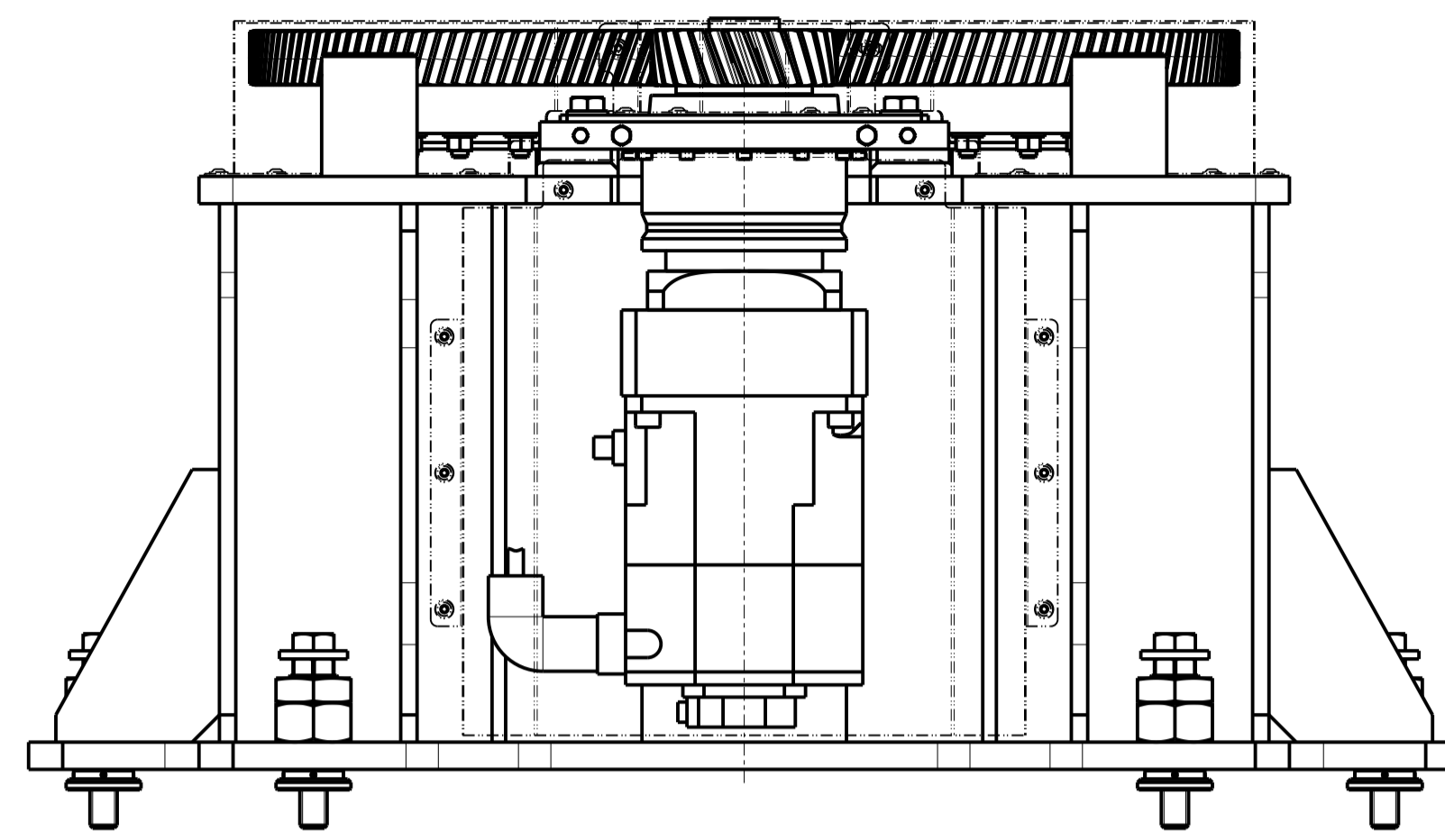
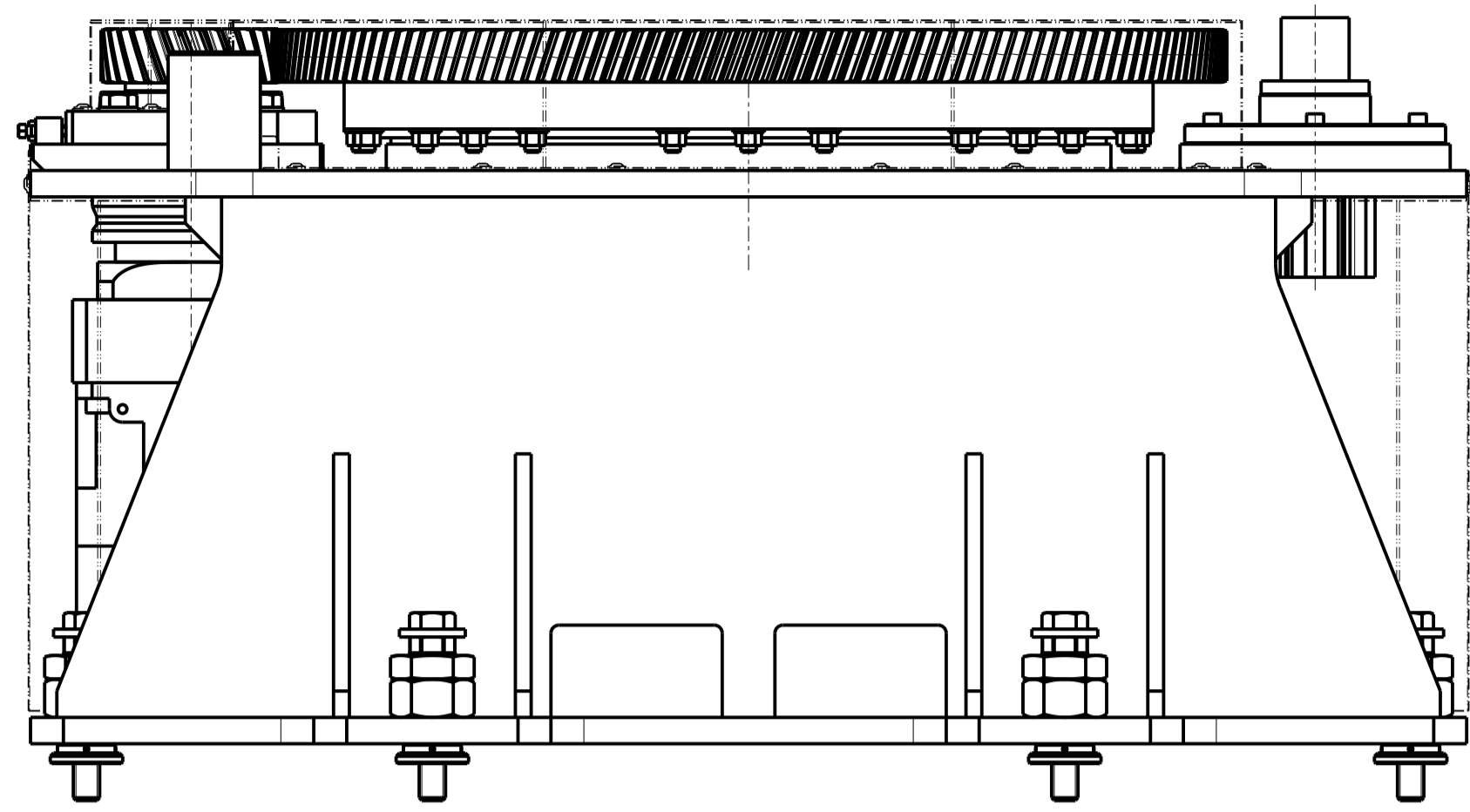
TECHNICKÉ POZADAVKY:
 1. MAXIMÁLNI ZATÍŽENÍ JEDNOHO RAMENA (3. A 5. OSY) 500 KG
 2. 1. OSU OTACET POUŽÍTE S 2. A 4. OSOU V NULOVE POLOŽE
 3. POLOHOVADLO MOŽNO ZVEDATI POUŽÍTE ZA OZNACENE ZAVESNE BODY.
 PRI ZVEDANI POUŽÍTE VSECHNY 4 ZAVESNE BODY - VAZAT SYMETRICKY.
 PRIPUSTNA NOSNOST JEDNOHO ZAVESNEHO ORA 2 300 KG

PARAMETRY:

	1. OSA	2. A 4. OSA	3. A 5. OSA
PREVOD CELKOVY	360,53	360,53	120
PREVOD PLANE TOVE PREVODOVKY	64	64	32
PREVOD PASTOREK-KOL D.	169/30	169/30	150/40
NASTAVENI OMEZENI MOMENTU SERVOPOHONU [Nm]	12,64	12,64	15,96
ROZSAH POHYBU [°]	0-180	±150	NEOMEZENO

QTY	Part No.	Description	Material	Weight	Position
1	STS-27-00-B	-----		13,346	STS-27-00-B 72
1	STS-27-00-A	-----		13,346	STS-27-00-A 71
2	STS-19-00	-----		442,609	0 STS-19-00 19
1	STS-11-00	-----		878,077	0 STS-11-00 11
1	STS-02-00	-----		571,501	0 STS-02-00 2

Part No.	Name - Rozsah	Material	Material	T. obj.	Weight	Pos.	Pos.
STS-02-00	Truhlica						



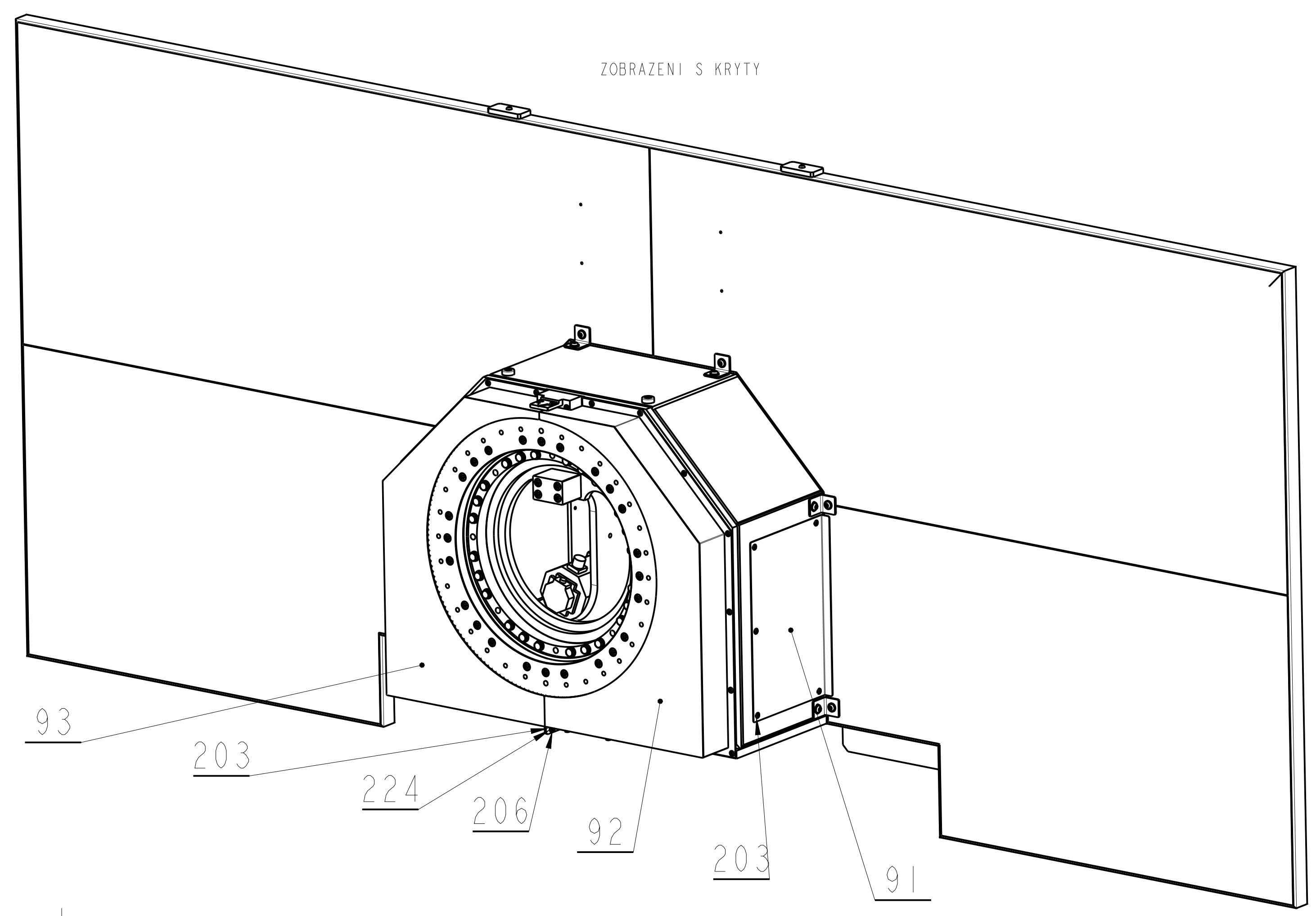
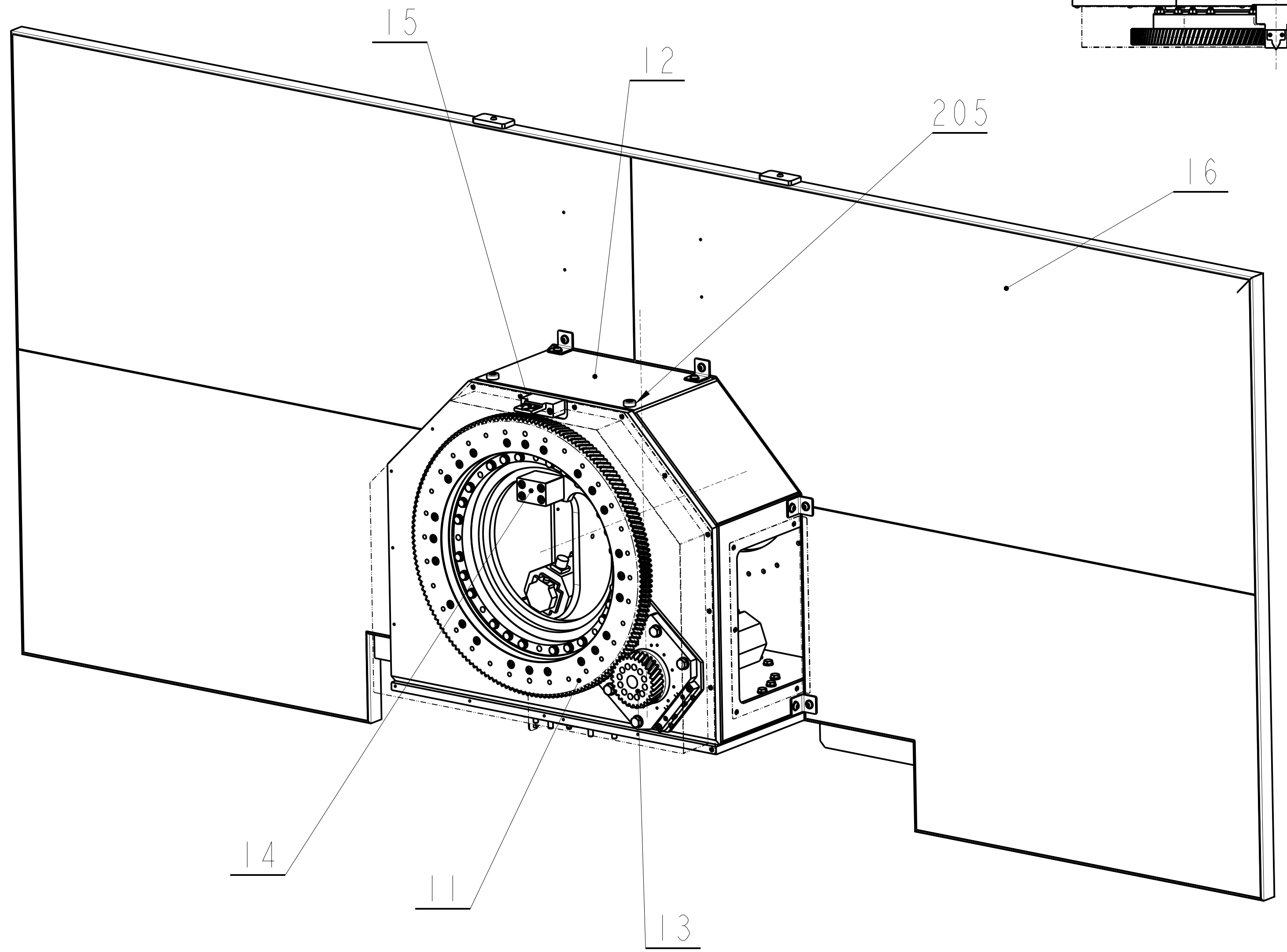
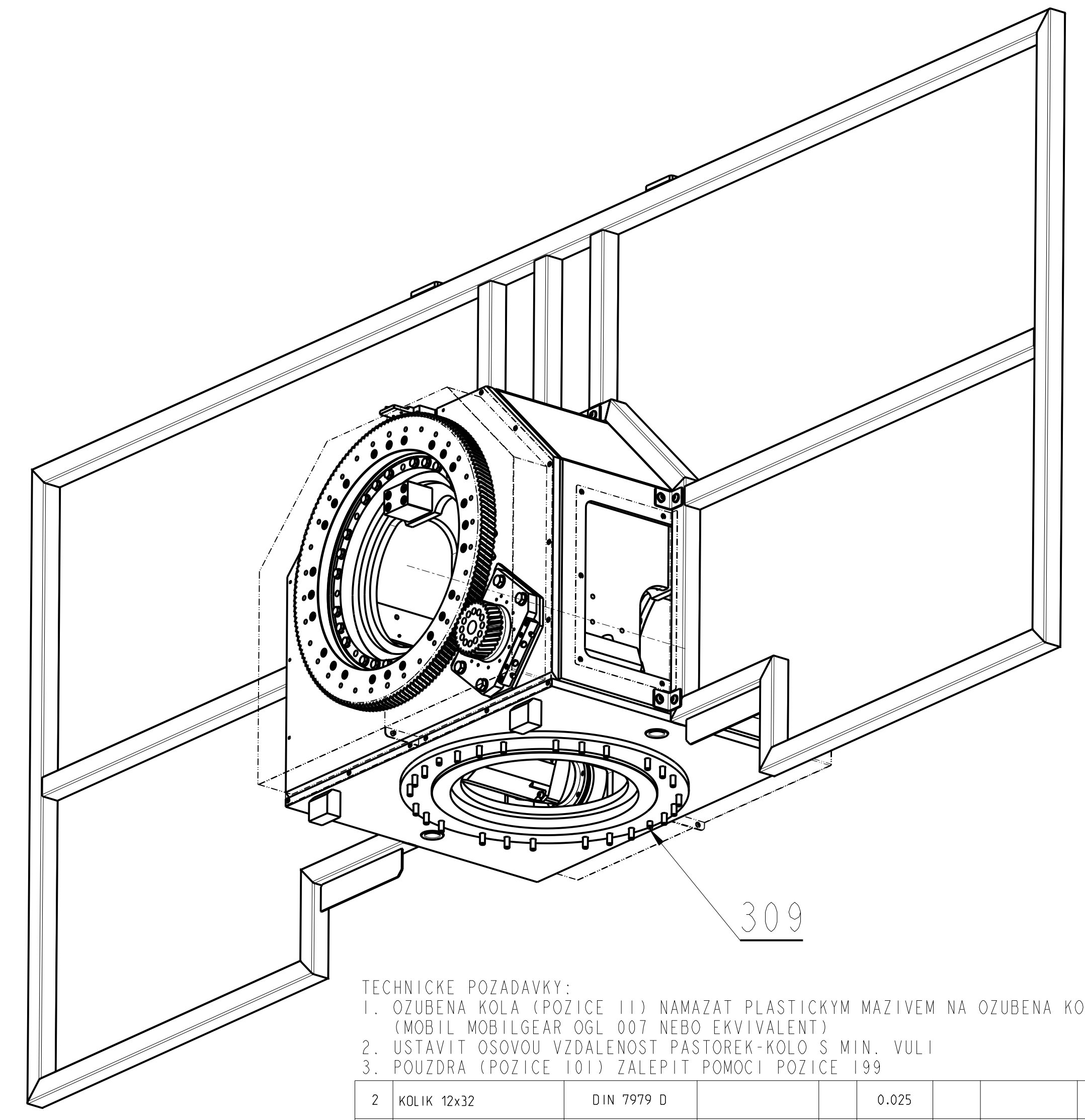
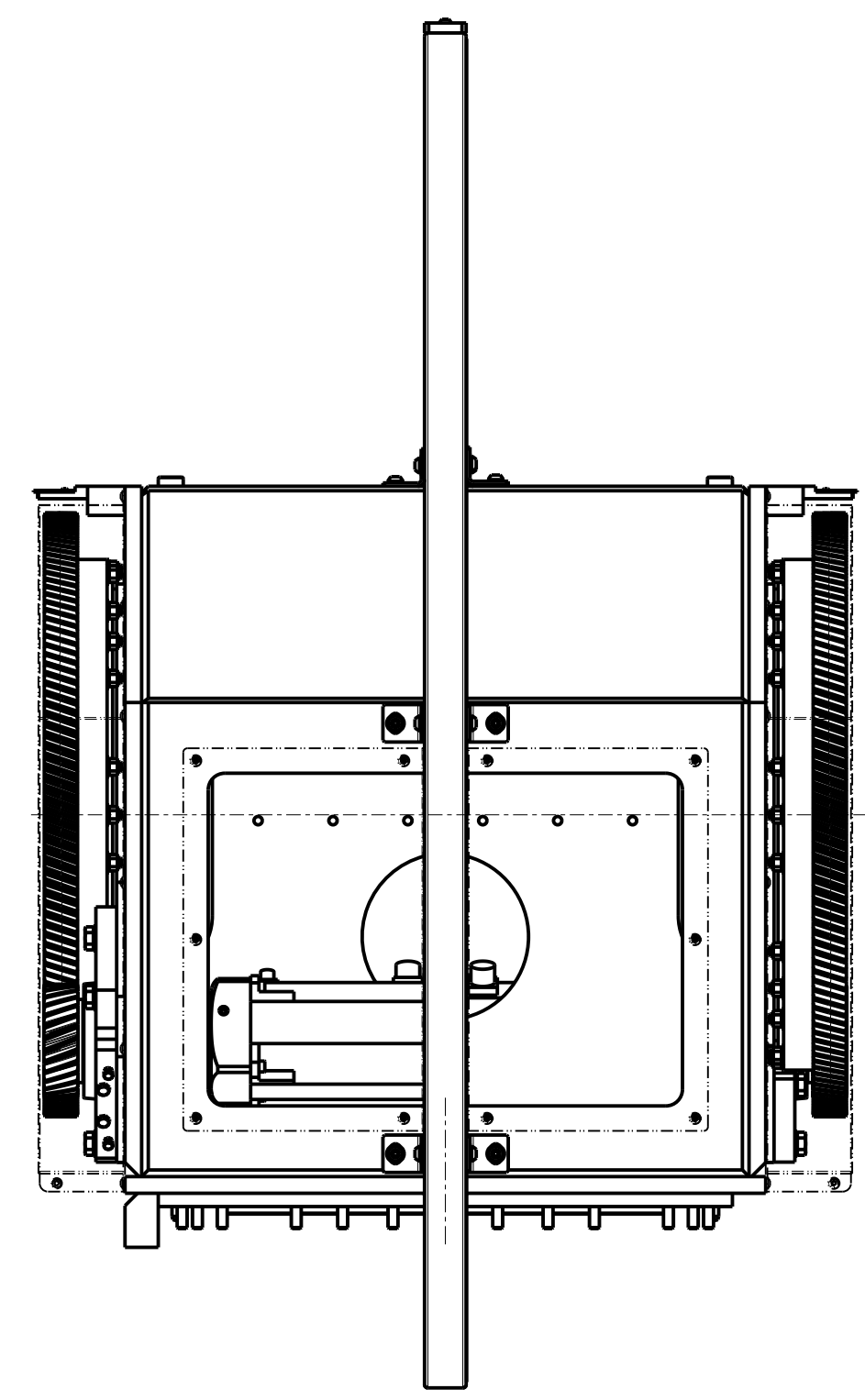
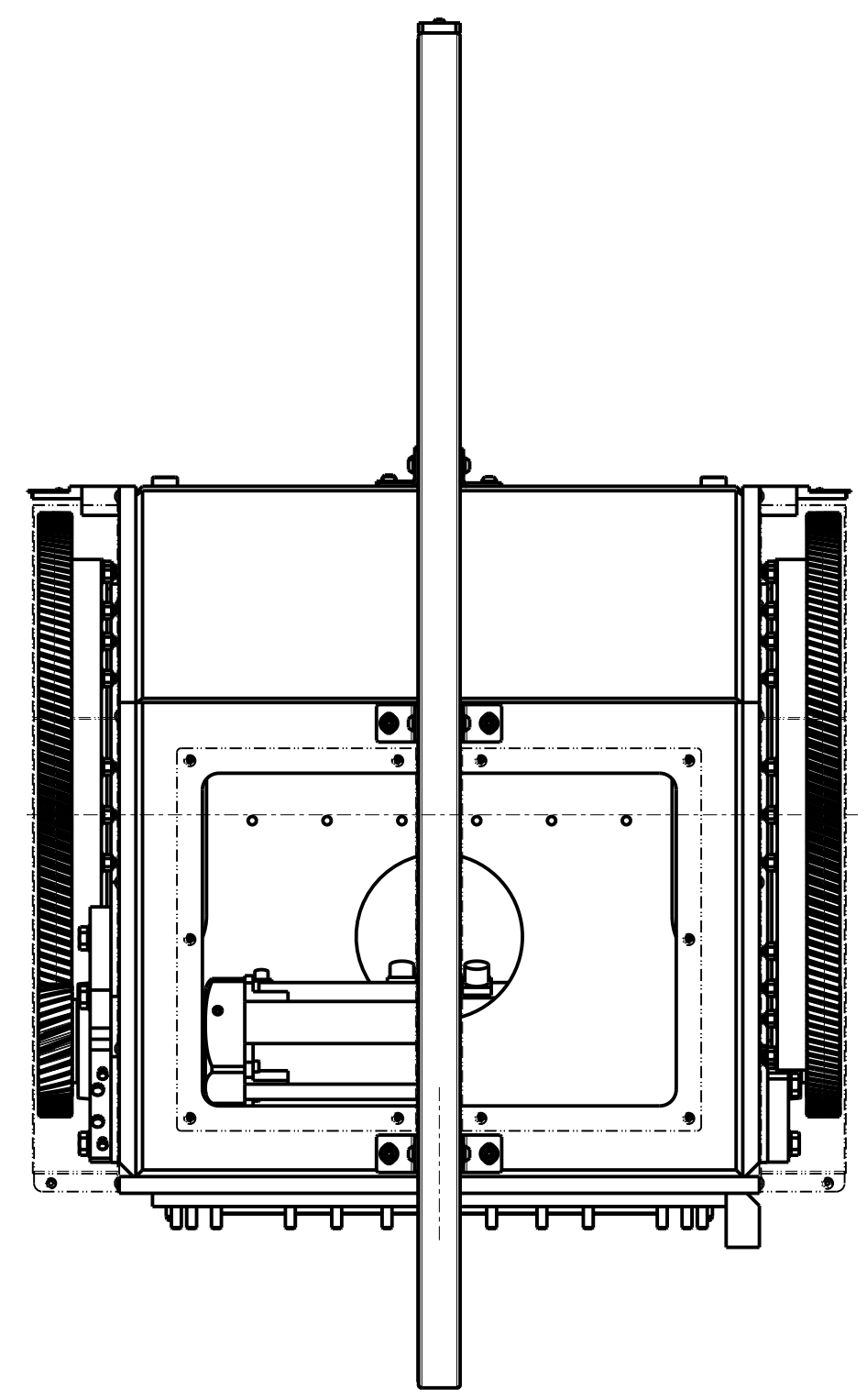
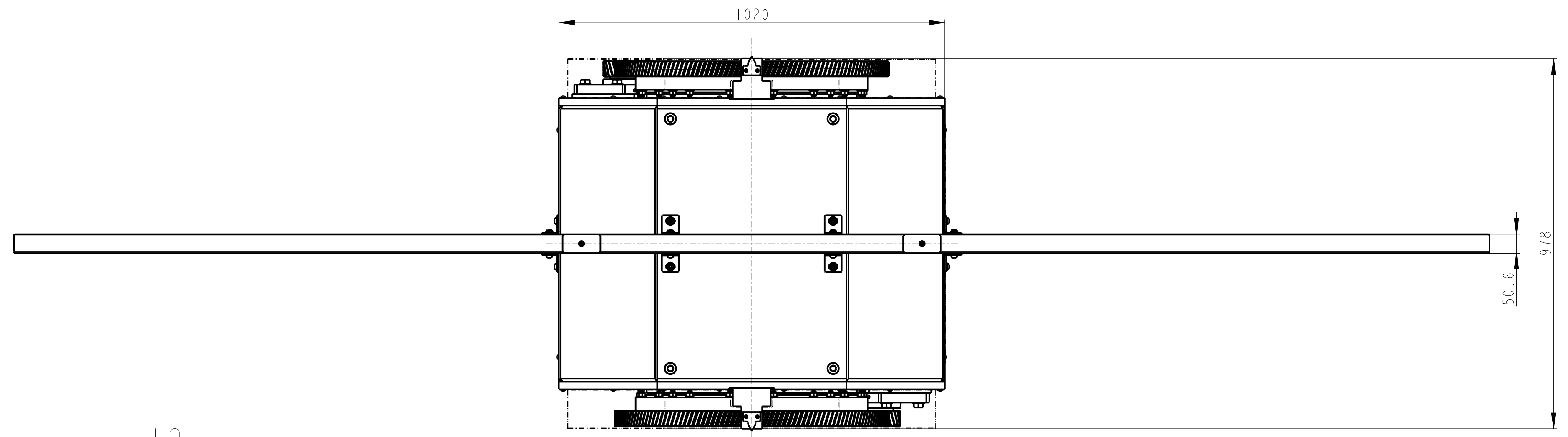
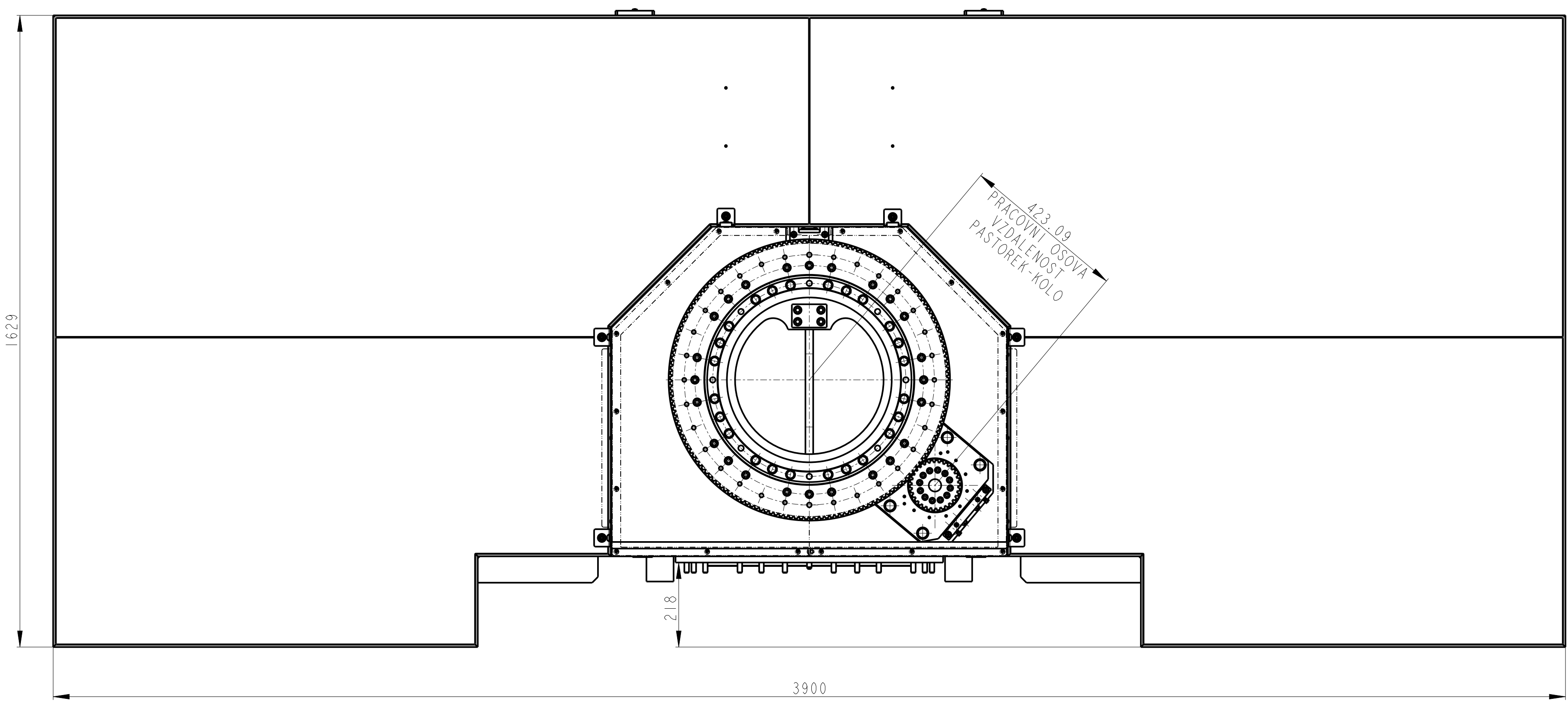
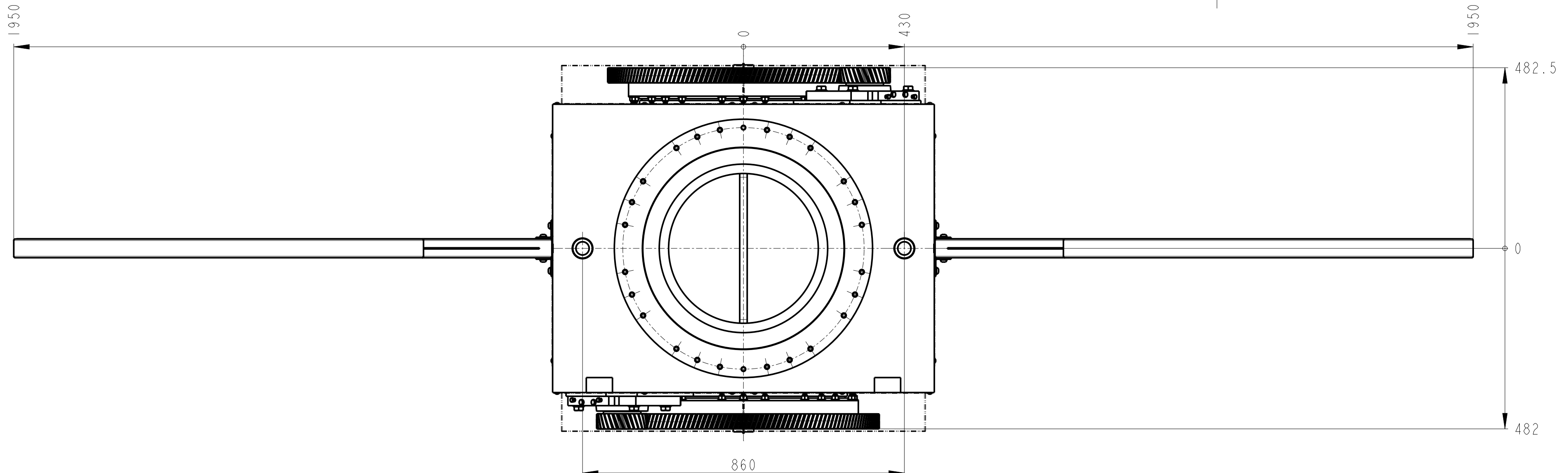
TECHNICKÉ POZADAVKY:
 1. OZUBENÉ KOLO (POZICE 11) NAMAZAT PLASTICKÝM MAZIVEM NA OZUBENÁ KOLA (MOBIL MOBILGEAR OGL 007 NEBO EKVIVALENT)
 2. USTAVIT OSOVOU VZDALENOST PASTOREK-KOLO S MIN. VULI

QTY	Part Name	Material	Material	Weight	Weight	Part No.	Position
48	PODLOZKA 13 - 300HV	DIN 125	----	0.007	----	251	
8	MATICE M36x1,5	DIN 439	----	0.253	----	239	
24	MATICE M12 10.9	DIN 934	----	0.014	----	238	
8	PODLOZKA 21-350 HV	DIN 6340	----	0.069	----	223	
36	SROUB M6x14	ISO 7380-2	----	0.001	----	203	
24	SROUB M12x70 10.9	DIN 931	----	0.08	----	202	
24	SROUB M12x80 10.9	ISO 4762	----	0.09	----	201	
8	SROUB M20x130	ISO 4017	----	0.395	----	200	
1	XSU140544	SKF (HFH)	----	36.652	----	100	
1	STS-09-00	----	----	0.74	----	STS-09-00	90
1	STS-08-00-B	----	----	2.522	----	STS-08-00-B	81
1	STS-08-00-A	----	----	2.522	----	STS-08-00-A	80
1	STS-07-00	----	----	4.653	----	STS-07-00	70
1	STS-06-00	----	----	4.745	----	STS-06-00	60
8	SESTAVA STAVENI	----	----	0.471	0	AD-01-03-a	20
1	VENEC 01	---	42CrMo4+QT (15 142) ---	48.041	---	STS-100-01	11
1	STS-05-00	----	----	5.059	----	STS-05-00	5
1	STS-04-00	----	----	46.225	----	STS-04-00	4
1	STS-03-00	----	----	406.145	0	STS-03-00	3

Quantity	Name - Size	Blank	Final Material	Weight	Raw Weight	Drawing No.	Position

METHOD 1 ISO 128	TOLERANCE/TOLEROVANI ISO 8015 ISO 2768mk	Meritko/Scale 1:5	Cista hmotnost sestavy/ Assembly Weight 571.501
Fakulta Strojní Západočeské univerzity v Plzni	Soubor-model/ASM-file STS_POLOHVADLO_STOJAN	Pocet listu/ No. Sheets 1	Cisto sestavy/ Assembly No. ----
	Soubor-vykres/DWG-file STS_POLOHVADLO_STOJAN	List/sheet 1	Typ/Type ----

Nazev/Title	STS-02-00	Cisto vykresu/Drawing No.	STS-02-00	Format/Size	1
-------------	-----------	---------------------------	-----------	-------------	---



TECHNICKÉ POŽADAVKY:
 1. OZUBENÁ KOLA (POZICE 11) NAMAZAT PLASTICKÝM MAZIVEM NA OZUBENÁ KOLA (MOBIL MOBILGEAR OGL 007 NEBO EKVIVALENT)
 2. USTAVIT OSOVOU VZÁLEKOST PASTOREK-KOLO S MIN. VULI
 3. POUZDRA (POZICE 101) ZALEPIT POMOCÍ POZICE 199

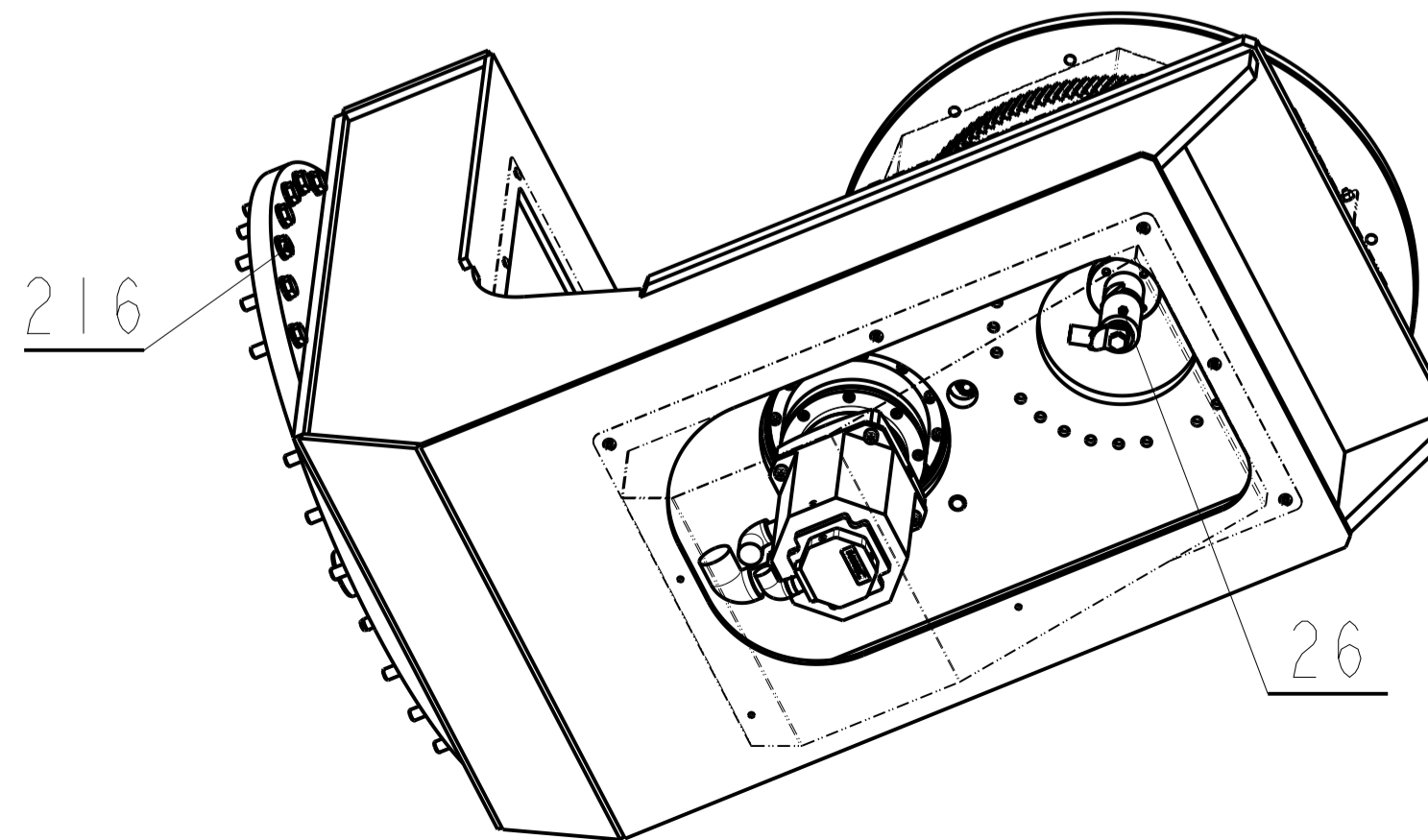
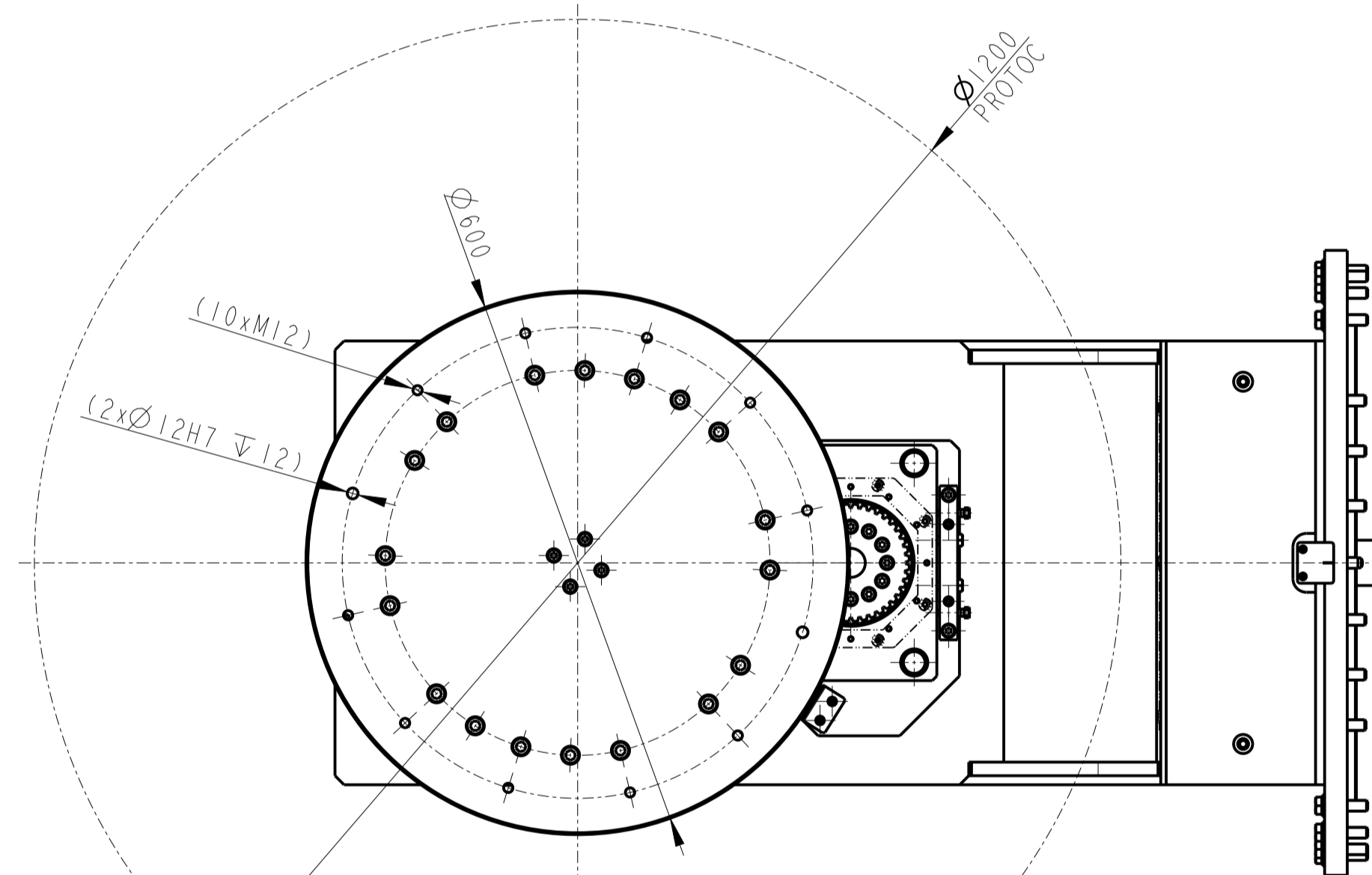
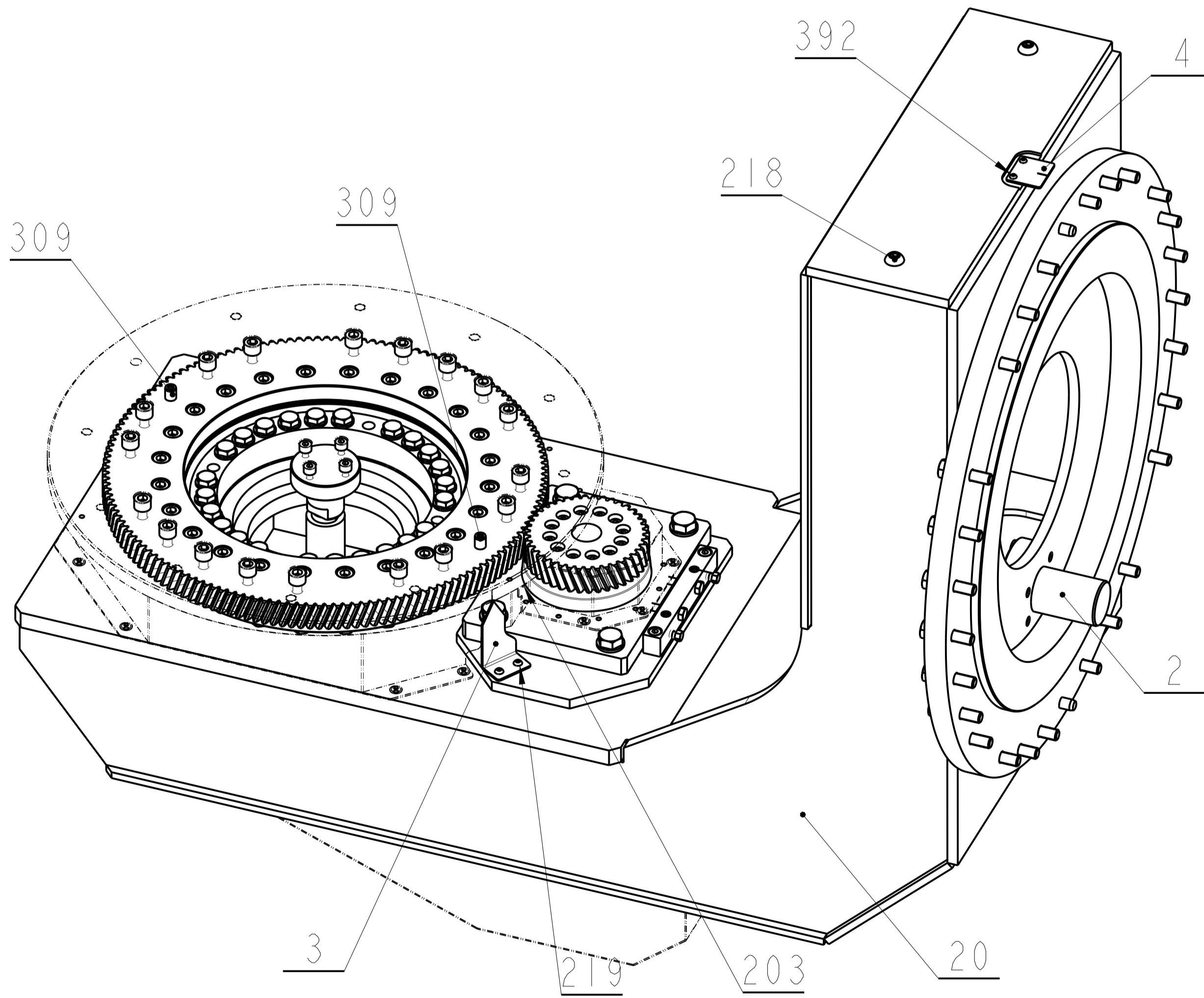
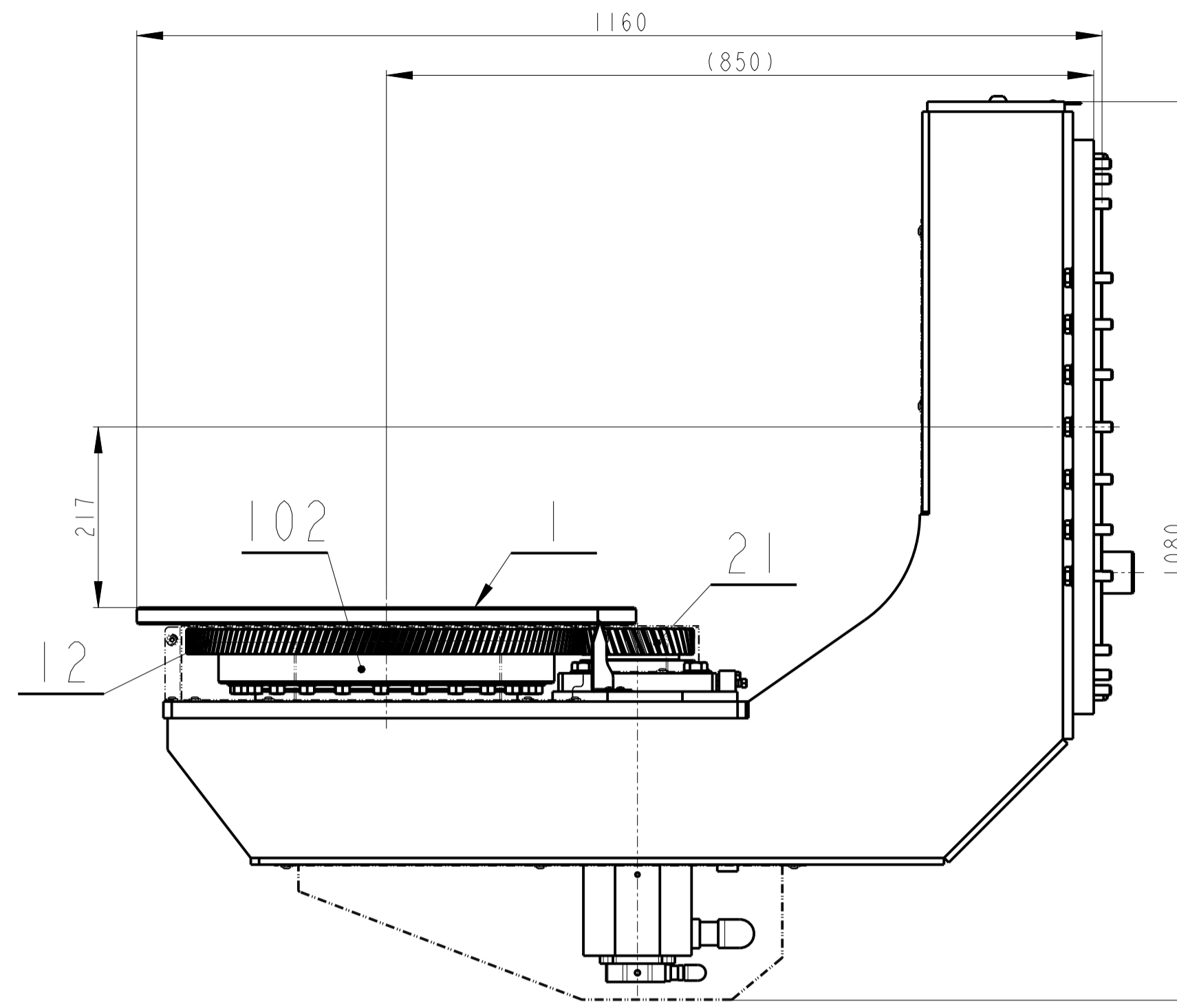
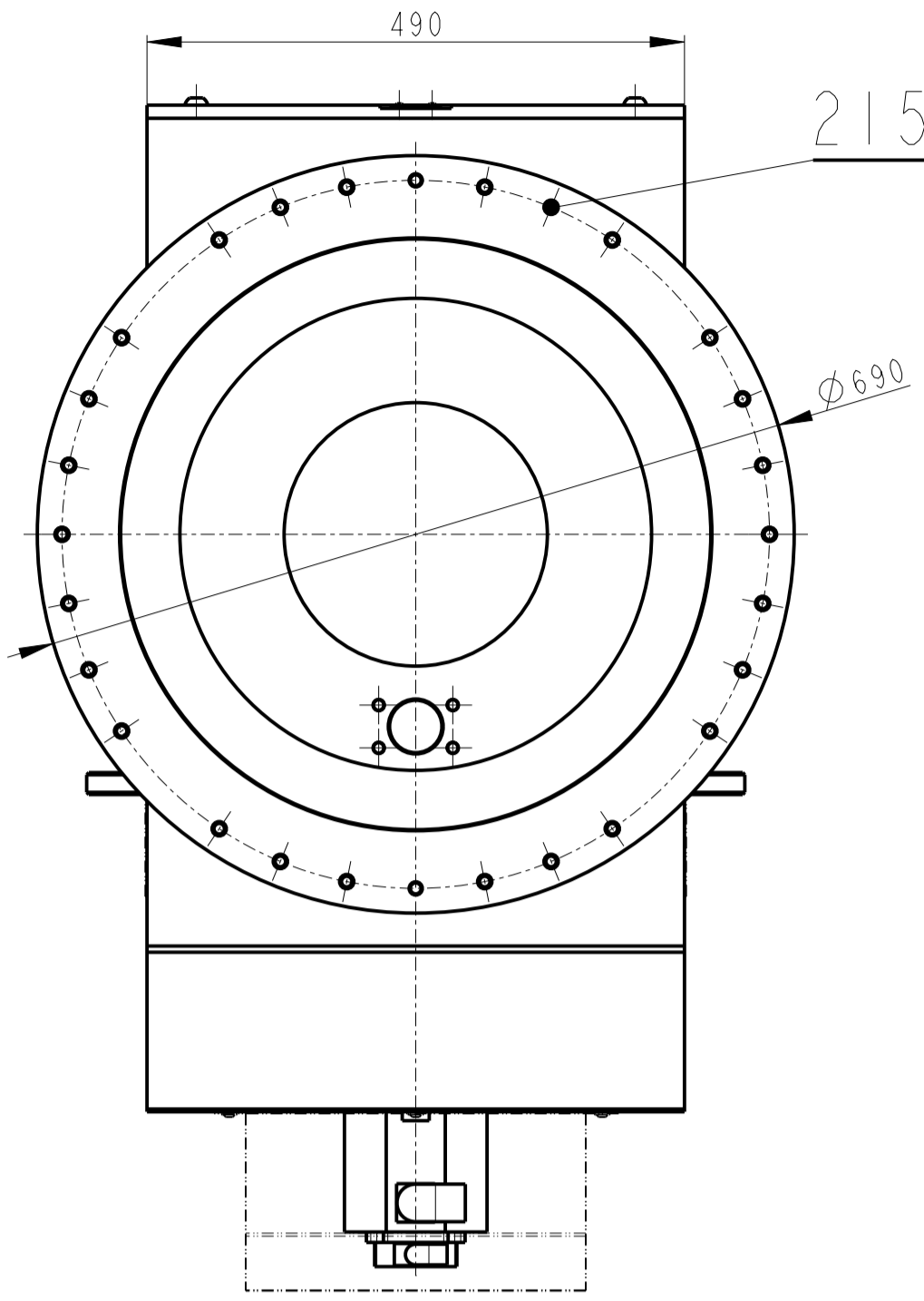
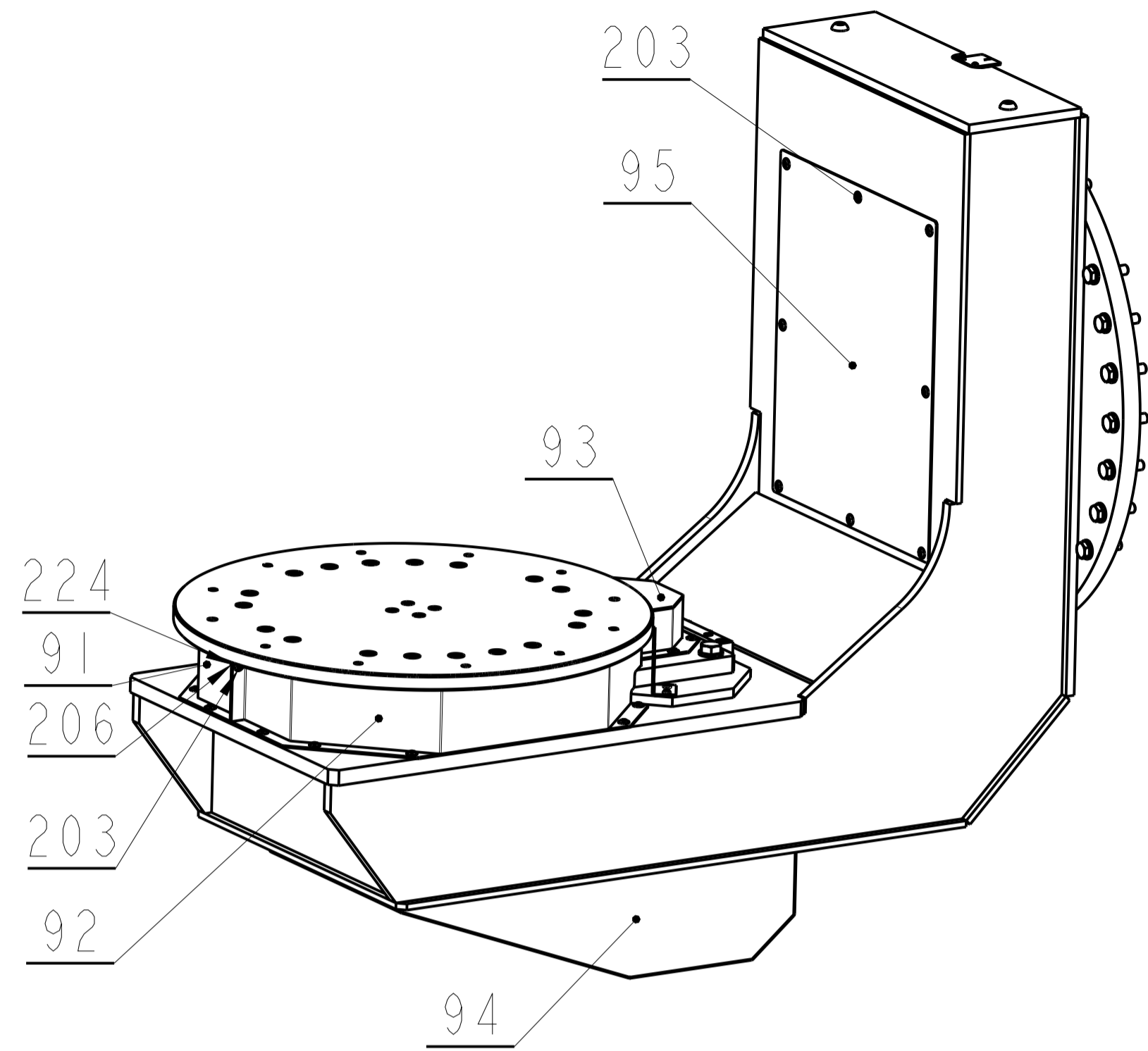
Kód	Název	Velikost	Podstavce	Materiál	Norma	hmot.	Pr. hmot.	Číslo zářezů	Poloha
2	KOLIK 12x32	DIN 7979 D				0.025			309
120	PODLOŽKA 13 - 300HV	DIN 125	----			0.007			251
48	MATICE M12 10.9	DIN 934				0.014			238
2	PODLOŽKA 6.4	DIN 125				0.002			224
2	MATICE M6	ISO 4032				0.003			206
4	SROUB M20x30	ISO 7984				0.001			205
24	SROUB M12x65 10.9	DIN 931				0.076			204
58	SROUB M6x14	ISO 7380-2				0.001			203
48	SROUB M12x70 10.9	DIN 931				0.08			202
48	SROUB M12x80 10.9	DIN 931				0.09			201
1	LEPIDLO NA VALCOVÉ PLOCHY	LOCTITE							199
2	Guide Bushing w/ Collar	DIN 172				0.174			101
2	XSU140544	SKF (HFM)				36.652			100
2	STS-18-00-B	----				0.827		STS-18-00-B	93
2	STS-18-00-A	----				4.635		STS-18-00-A	92
4	STS-11-01	PLS - DLE DXF		S235JR-N	----	1.683		STS-11-01	91
1	STS-16-00	----				77.968	0	STS-16-00	16
2	STS-15-00	----				0.603		STS-15-00	15
2	STS-14-00	----				3.162		STS-14-00	14
2	STS-13-00	----				38.596		STS-13-00	13
1	STS-12-00	----				530.848	0	STS-12-00	12
2	VENEC 01	42C/M4-DT (TS 142)				48.041		STS-100-01	11

První	Název	Podstavce	Materiál	Norma	hmot.	Pr. hmot.	Číslo zářezů	Poloha
1	Nov-01-23	Trubek						
1	Schulz							

První	Název	Podstavce	Materiál	Norma	hmot.	Pr. hmot.	Číslo zářezů	Poloha
1	Schulz							

STYDIE 1
 ISO 128
 TOLERANCE (TOLEROVANI)
 ISO 2875 ISO 2768M
 3:25
 E listá hmotnost sestavy
 Assembly weight
 878.077
 STS-11-00
 STS-11-00

ZOBRAZENÍ S KRYTÍ



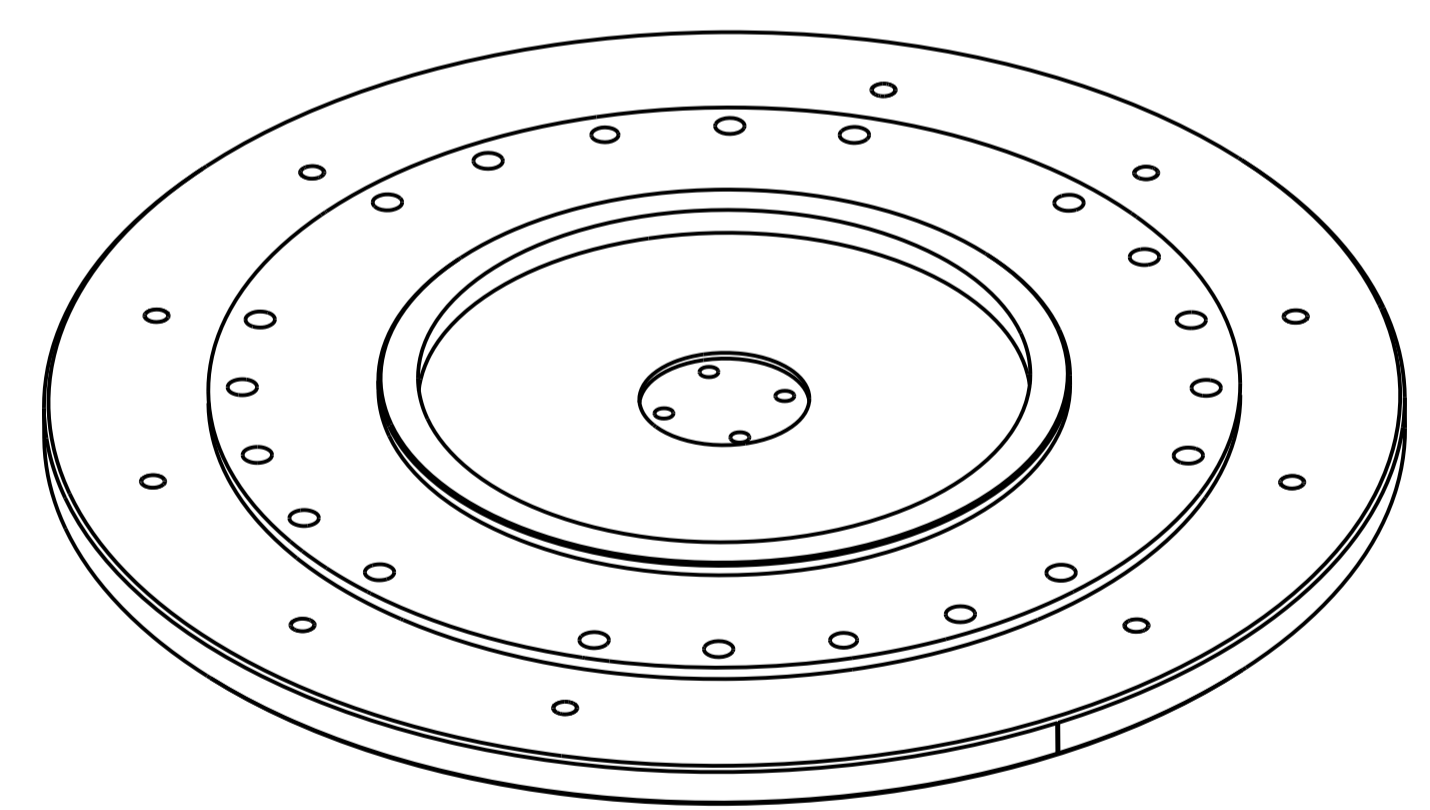
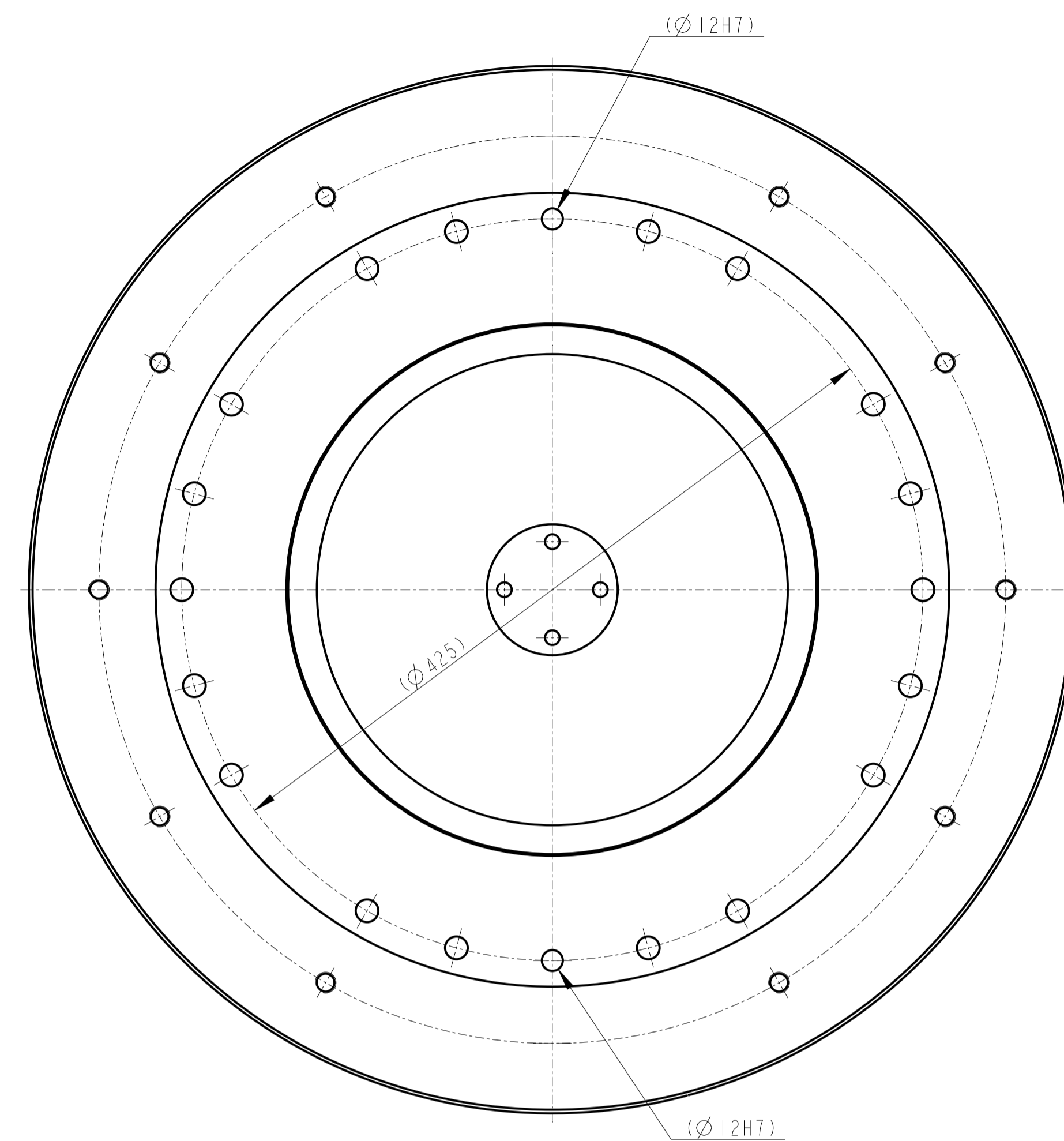
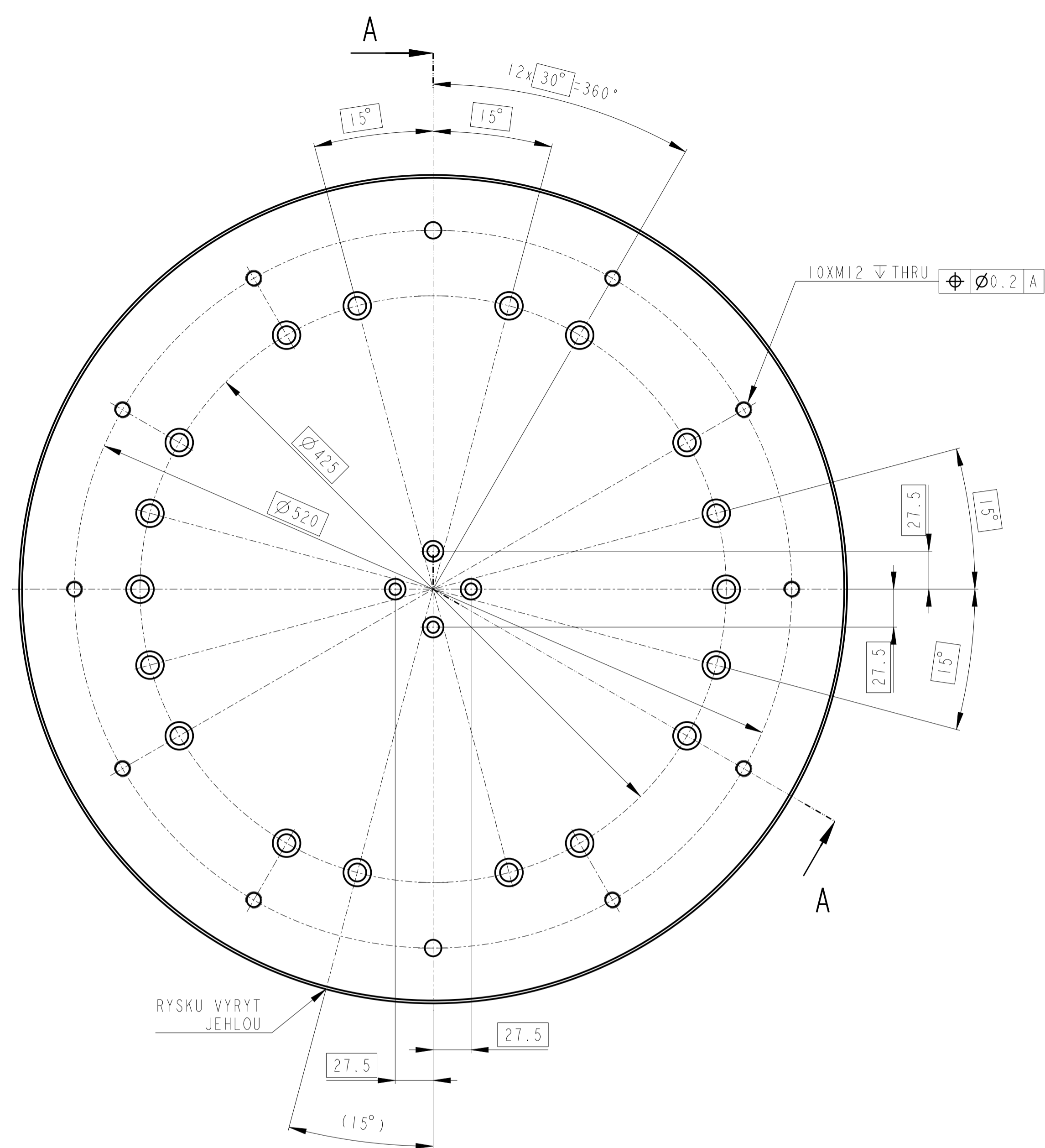
- TECHNICKÉ POZADAVKY:
1. OZUBENÉ KOLO (POZICE 12) USTAVIT NA OTOČOVÉM LOŽISKU (POZICE 102) DLE REZU A-A
 2. OZUBENÉ KOLO (POZICE 12) NAMAZAT PLASTICKÝM MAZIVEM NA OZUBENÁ KOLA (MOBIL MOBILGEAR OGL 007 NEBO EKVIVALENT)
 3. USTAVIT OSOVOU VZDALENOST PASTOREK-KOLO S MIN. VULI

2	SROUB M4x10	ISO 7380		0.002			392
18	SROUB M12x35 10.9	ISO 4762		0.05			319
4	KOLIK 12x32	DIN 7979 D		0.025			309
74	PODLOŽKA 13 - 300HV	DIN 125	----	0.007			251
24	MATICE M12 10.9	DIN 934		0.014			238
1	PODLOŽKA 6.4	DIN 125		0.002			224
2	SROUB M5x12	ISO 7380		0.003			219
2	SROUB M12x20	ISO 7380		0.025			218
4	SROUB M12x30	ISO 4762		0.046			217
14	SROUB M12x50 10.9	DIN 931		0.062			216
12	SROUB M12x60 10.9	DIN 931		0.071			215
24	SROUB M12x65	ISO 4762		0.077			212
1	MATICE M6	ISO 4032		0.003			206
33	SROUB M6x14	ISO 7380-2		0.001			203
24	SROUB M12x70 10.9	DIN 931		0.08			202
1	08-0307-00 ZZ00	ASW		26.151			102
1	STS-19-05 P1.5-DLE DXF	----	S235JRC+N	1.935	----	STS-19-05	95
1	STS-24-00	----	----	5.092	0	STS-24-00	94
1	STS-23-00	----	----	0.681	----	STS-23-00	93
1	STS-22-00-B	----	----	1.414	----	STS-22-00-B.1	92
1	STS-22-00-A	----	----	1.413	----	STS-22-00-A	91
1	STS-26-00	----	----	1.846	----	STS-26-00	26
1	STS-21-00	----	----	29.827	----	STS-21-00	21
1	STS-20-00	----	----	281.271	0	STS-20-00	20
1	VENEC 02	---	42CrMo4-QT (15 142)	19.206	---	STS-100-02	12
1	STS-19-04 P2-DLE DXF	ISO 9445	1.4301-2G	0.028	----	STS-19-04	4
1	STS-19-03 P2-DLE DXF	ISO 9445	1.4301-2G	0.059	----	STS-19-03	3
1	STS-19-02	----	C45	2.457	----	STS-19-02	2
1	STS-19-01	----	C45	48.865	----	STS-19-01	1

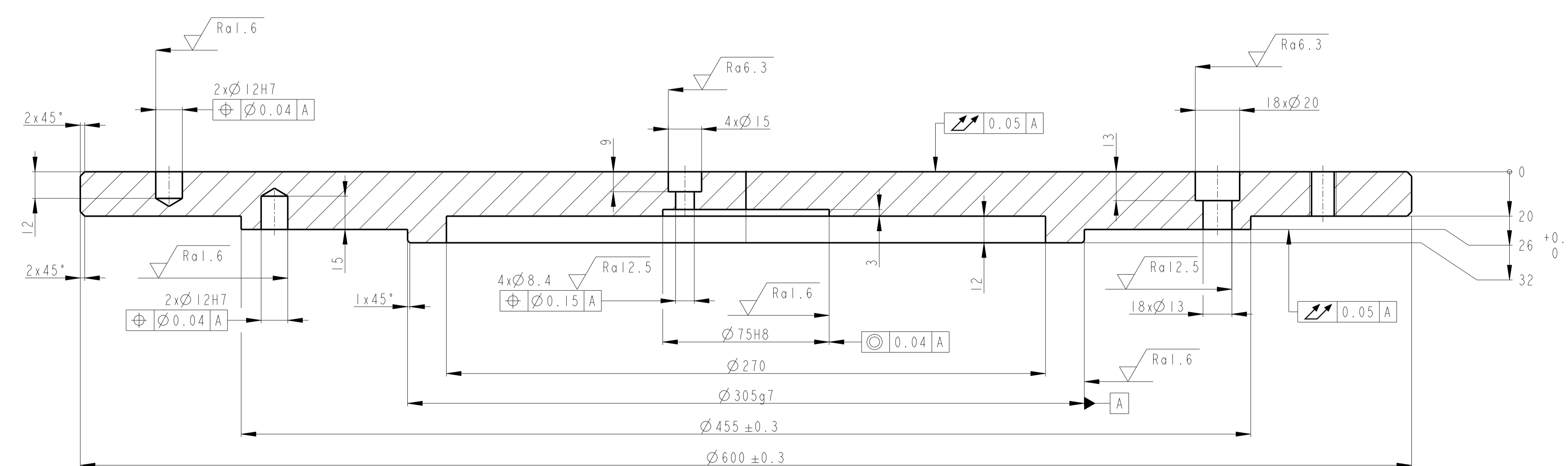
Pocet kusů	Nazev - Rozmer	Polotovary	Materiál konečný/výchozí	T.řad.	Císta hmot.	Hr. hmot.	Císto vykresu	Pozice	
Quantity	Title - Size	Blank	Final Material/Material	Index/No.	Weight	Raw Weight	Drawing No.	Position	
	Datum	Jmeno/Name	Datum	Jmeno/Name	Index/No.	Schvál./App.	Zmena/Change	Datum	Podpis/Sign
Kresil/	Oct-31-23	Truneck	Techno-						
Drw./			log/ist						
Prezk./			Prezk./						
Ekz./			Ekz./						
Schvál./			Schvál./						
APP./			APP./						

METHODE	TOLERANCE/TOLEROVANI	Meritko/Scale	Císta hmotnost sestavy/
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mK	4:25	Assembly Weight
Soubor-model/ASM-file	STS_POLHOVDLO_RAMENO	Pocet listu/	Císto sestavy/
Soubor-vykres/DRW-file	STS_POLHOVDLO_RAMENO	No. Sheets	Assembly No.
		1	----
		1	----
		1	----

Nazev/Title	Císto vykresu/Drawing No.	Format/Size
STS-19-00	STS-19-00	A4



A-A (3:4)



TECHNICKE POZADAVKY:
 1. HRANY ODJEHLIT 0,3x45°
 2. RYSKU VYRYT JEHLOU DO HL. 0,3 MM
 3. CERNIT

POZNAMKY:
 1. ALTERNATIVNE LZE POUZIT MAT. S355

-----		C45		-----		48.865		-----		1	
Pocet kusů	Nazev - Rozmer	Polotovany	Material konečný/vychodí	T.odp.	Cista hmot.	Hr. hmot.	Cisto sestavy	Pozice			
Quantity	Title - Size	Blank	Final Material/Material		Weight	Raw Weight	Assembly No.	Position			
Datum	Jmeno/Name	Datum	Jmeno/Name	Index/No.	Schval./App.	Zmena/Change	Datum	Podpis/Sign			
Kresil/ DWN	Truencek	Techno- log/cst									
Prezk./ Ehk.		Prezk./ Ehk.									
Schval./ APP.		Schval./ APP.									
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		METHODE 1 ISO 128	TOLERANCE/TOLEROVANI ISO 8015 ISO 2768mK		Meritko/Scale 2.5	Poznámka/Note					
Soubor-model/PART-file		Soubor-vykres/DRW-file		ST5.STU1	Pocet listu/ No. Sheets 1	Cisto sestavy/ Assembly No.					
Nazev/Title		ST5-19-01		Cisto vykresu/Drawing No.		ST5-19-01		Format/Size			