

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výstavní točna o průměru 5 m

Autor: **Bc. Martin ŠTOCHL**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jan HLAVÁČ, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin ŠTOCHL**
Osobní číslo: **S15N0077P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Výstavní točna o průměru 5 m**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

V úvodu práce bude provedena rešerše na téma výstavní točny. V práci budou vypracovány varianty konstrukčních řešení točny a jejího pohonu. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Provedení rešerše na téma výstavní točny
2. Návrh konstrukčních variant
3. Konstrukční návrh zvoleného řešení
4. Vypracování zadané výkresové dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části.* Praha: Computer Press, 1999

ELIÁŠOVÁ, M., SOKOL, Z. *Ocelové konstrukce: příklady.* Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008


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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Aleš Šimůnek**
TS Plzeň, a.s.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**
Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval všem, kteří přispěli dobrými radami a připomínkami při vypracování diplomové práce. Především upřímně děkuji panu Doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za cenné rady, odborné připomínky a příkladné vedení. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Aleši Šimůnkovi ze společnosti TS Plzeň a.s. za věcné konzultace při zpracování této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Štochl	Jméno Martin		
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Výstavní točna o průměru 5 m			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	95	TEXTOVÁ ČÁST	66	GRAFICKÁ ČÁST	29
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh výstavní točny o průměru 5 m. Řešení obsahuje návrh variant jednotlivých dílů konstrukce, výběr z těchto variant a následné detailní zpracování vybraných variant. Konečné řešení je ověřeno výpočty a je zpracována výkresová dokumentace v určeném rozsahu.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	hlavní pohon, kolo, konstrukce, MKP analýza, cévové ozubení, ocel, otáčení, moment setrvačnosti, ložiska, šrouby, vystavování

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Štochl	Name Martin	
FIELD OF STUDY	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Exhibit turntable with a diameter of 5 m		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	95	TEXT PART	66	GRAPHICAL PART	29
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The Master's thesis presents the design of a 5 meter diameter turntable. The solution includes design of variants of individual parts of the structure, selection of these variants and subsequent detailed processing of selected variants. The final solution is validated by the calculations and the drawing documentation is processed in the specified range.
KEY WORDS	main drive, wheel, construction, MKP analysis, pin gear, steel, rotation, moment of inertia, bearings, screws, show

Obsah

1	Úvod	1
2	Představení zadavatele TS Plzeň a.s.	2
3	Rešerše výstavních točen	3
3.1	Točna obecně	3
3.2	Výstavní točna	3
3.3	Konkurenční společnosti a jejich produkty	3
3.3.1	OPROX, a.s.	3
3.3.2	ADECO, spol. s r.o.	4
3.3.3	WÖHR	4
3.3.4	ALTO SYSTEMS s.r.o.	5
3.3.5	EST Stage Technology, a.s.	5
4	Specifikace zadání	6
5	Nastínění problematiky konstrukčního řešení	7
5.1	Konstrukce nosného rámu a uložení	8
5.1.1	Návrh konstrukce nosného rámu a uložení výstavní točny	8
5.1.2	Výběr optimální varianty řešení konstrukce rámu a uložení	10
5.2	Krouticí moment	12
5.2.1	Přenos krouticího momentu z pohonu na rám konstrukce	12
5.2.2	Výběr optimálního řešení mechanismu pro přenos krouticího momentu	16
5.3	Pohon	17
5.3.1	Návrh pohonu	17
5.3.2	Výběr optimálního řešení pohonu	19
5.4	Materiál rámu konstrukce	21
5.4.1	Návrh materiálu rámu konstrukce	21
5.4.2	Výběr optimálního materiálu konstrukce rámu	23
6	Návrh a výpočet jednotlivých komponent	25
6.1	Výpočet a návrh pohonu	25
6.1.1	Popis postupu výpočtu	25
6.1.2	Výpočet momentu setrvačnosti	25
6.1.3	Výpočet zrychlení stolu	26
6.1.4	Výpočet krouticího momentu na točně	27
6.1.5	Výpočet třecích momentů	27
6.1.6	Výpočet potřebného krouticího momentu a výkonu pro rozběhnutí točny	29
6.1.7	Návrh motoru	30
6.2	Výpočet a návrh cévového ozubení	31
6.2.1	Popis výpočtu	31

6.2.2	Cévvové ozubení - popis.....	31
6.2.3	Výpočet ozubení	31
6.2.4	Výpočet geometrie palečného kola	33
6.2.5	Stručný popis konstrukce boku zubu palečného kola	34
6.2.6	Výpočet a návrh cévvového kola	34
6.2.7	Náčrt palečného a cévvového kola	34
6.3	Výpočet uložení koleček výstavní točny	35
6.3.1	Výpočet otáček kolečka	35
6.3.2	Výpočet životnosti ložisek kolečka	35
6.3.3	Požadovaná životnost.....	35
6.3.4	Vyhodnocení životnosti radiálního kuličkového ložiska 6204-2Z	35
6.4	Výpočet ložisek středového sloupu	35
6.4.1	Výpočet životnosti radiálního ložiska středového sloupu	35
6.4.2	Vyhodnocení životnosti radiálního kuličkového ložiska 6005	36
6.4.3	Výpočet životnosti axiálního ložiska středového sloupu.....	36
6.4.4	Vyhodnocení životnosti axiálního kuličkového ložiska 51116	36
6.4.5	Náčrt uložení středového sloupu.....	36
6.5	Kontrola čepu cévvového ozubení	36
6.5.1	Výpočet ohybového napětí	37
6.5.2	Výpočet smykového napětí.....	37
6.5.3	Výpočet redukovaného napětí dle Guestovy hypotézy.....	37
6.5.4	Vyhodnocení napětí	37
6.6	Výpočet délky pera na hřídeli motoru	38
6.7	Zhodnocení výpočtů	38
7	Pevnostní analýza nosného segmentu pomocí metody MKP	39
7.1	Model pro MKP analýzu	39
7.2	Předpoklady pro výpočet metodou MKP	40
7.3	Návrh výpočtového modelu.....	40
7.3.1	Fyzikální model	40
7.3.2	Okrajové podmínky	40
7.3.3	Síť.....	41
7.4	Pevnostní analýza	42
7.4.1	Varianta 1	43
7.4.2	Varianta 2.....	44
7.4.3	Varianta 3.....	45
7.4.4	Varianta 4.....	46
7.4.5	Varianta 5.....	47

7.4.6	Varianta 6.....	48
7.5	Vyhodnocení pevnostní analýzy.....	49
7.5.1	Vyhodnocení kritického místa	49
8	Popis finálního řešení konstrukce točny	50
8.1	Horní rám konstrukce	50
8.1.1	Nosný segment.....	50
8.1.2	Kolejnice s cévovým ozubením	50
8.2	Sestava spodního rámu konstrukce.....	51
8.2.1	Kotvící segment	51
8.2.2	Sestava uložení s kolečky	52
8.3	Středový sloup	53
8.3.1	Horní díl	53
8.3.2	Spodní díl	53
8.3.3	Radiální ložisko	54
8.3.4	Axiální ložisko	54
8.4	Sestava pohonu	54
8.4.1	Pohon	55
8.4.2	Držák pohonu.....	55
8.4.3	Hřídel	56
8.4.4	Palečné kolo	56
8.4.5	Celkový model výstavní točny.....	57
9	Ekonomické zhodnocení.....	58
9.1	Ceny materiálu.....	58
9.1.1	Náklady na normalizované součásti.....	58
9.1.2	Náklady na materiál nenormalizovaných součástí.....	59
9.2	Ceny činností	60
9.3	Celkové náklady na zhotovení výstavní točny	60
9.4	Zhodnocení výsledků ekonomické analýzy.....	60
10	Závěr.....	61
11	Literatura	62
12	Zdroje obrázků	63
13	Seznam obrázků	64
14	Seznam tabulek	65
15	Seznam příloh.....	65
16	Výkresová dokumentace	66

Přehled použitých symbolů a zkratk

Použité symboly:

Moment setrvačnosti	J	[kg·m ²]
Poloměr	R, r, ρ	[m]
Hmotnost	m	[kg]
Délka	L, l	[m]
Úhlová rychlost	ω	[ot/min]
Čas rozběhu	t	[sec]
Zrychlení točny	α	[rad/sec ²]
Krouticí moment	M _k	[N·m]
Třecí moment	M _t	[N·m]
Síla	F	[N]
Účinnost	η	[-]
Výkon	P	[W]
Převodový poměr	i	[-]
Tlak	p	[MPa]
Průměr	D, d	[m]
Počet zubů	z	[-]
Modul	m _m	[mm]
Úhel záběru	α _y	[°]
Životnost ložisek	L _h	[hod]
Statická únosnost	C _o	[kN]
Dynamická únosnost	C	[kN]
Zatížení ložisek	P	[N]
Průřezový modul v ohybu	W _o	[mm ³]
Ohybový moment	M _o	[N·mm]
Plocha	S	[mm ²]
Smykové napětí	τ	[MPa]
Redukované napětí	σ _{red}	[MPa]
Mez kluzu materiálu	Re	[MPa]
Styková výška pera v náboji	t ₁	[mm]
Výška	h	[mm]
Modul pružnosti v tahu	E	[MPa]
Poissonova konstanta	μ	[-]

Použité zkratky:

Maximum	max.
Minimum	min.
Metoda konečných prvků	MKP
Obrázek	Obr.
Tabulka	Tab.
Například	např.
Technický systém	TS
A tak dále	atd.
Tloušťka	tl.
Milimetr	mm
Sekunda	sec
Kilogram	kg
Koruna	Kč
Volt	V
Watt	W
Metr	m
Otáčka	ot
Radián	rad
Minuta	min
Hodina	hod
Pascal	Pa
Newton	N
Circa	cca
Kvalita	Q
Dodací termín	T
Vynaložené náklady	C

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem výstavní točny o průměru 5 m do interiéru obchodního centra.

Výstavní točna je zařízení, které slouží k prezentaci vystavovaného produktu. Koná plynulý rotační pohyb, který umožňuje zákazníkovi prohlédnutí vystavovaného produktu z jednoho stanoviště. Mezi další výhodou otáčejícího se produktu, oproti staticky stojícímu produktu, je spolehlivé upoutání pozornosti zákazníka. Rotující objekt je opticky zajímavější a prezentace produktu je tedy efektivnější. Typickým příkladem prezentace produktu pomocí výstavní točny je např. představení nového automobilu.

Úvodní část práce je věnován představení zadavatelské firmy. Následně jsou uvedeny konkurenční společnosti a příklady jejich produktů. Zařízení konkurenčních společností nejsou ve všech případech stejná, jako je výstavní točna, ale využívají stejné myšlenky. Rozdíl je možné najít v principu vykonávané práce. Teoretická část práce je uzavřena konkretizováním zadání od zadavatele. Zadavatel specifikoval technické, ekonomické a konstrukční požadavky.

Stěžejní část diplomové práce je konstrukční návrh výstavní točny. Konstrukčnímu návrhu předchází výběr optimální varianty pro jednotlivé části točny. Jednotlivými částmi se rozumí nosný rám s uložením, pohon, převodový mechanismus a materiál rámu. Pro každou část výstavní točny je vytvořena rozhodovací matice a vyhodnocovací diagram. Tyto zvolené prostředky slouží k výběru optimální varianty. Vybrané varianty jsou následně posouzeny z důvodu kompatibility s ostatními zvolenými částmi. Jednotlivé části jsou nakonec zařazeny do finálního řešení, které je následně konkretizováno.

Podstatnou kapitolou diplomové práce po konstrukčním návrhu je kontrolní výpočet. Výpočet se zabývá dimenzováním pohonu, pevnostní kontrolou konstrukce plošiny a kontrolou uložení. Pevnostní kontrola konstrukce plošiny je provedena pomocí MKP analýzy. Analýza MKP je obecně vhodný nástroj pro kontrolu a případné dimenzování složených rámu, neboť díly na sebe při zatížení vzájemně působí, což by bylo velice složité vyhodnotit analytickým výpočtem. Analýza také slouží jako nástroj pro představivost rozložení napětí a případné deformace při zatěžování. Plošinu lze pomocí MKP analýzy optimálně dimenzovat a vyhnout se konstrukčním chybám, které mohou způsobit vznik kritických špiček koncentrace napětí.

V neposlední řadě práce obsahuje ekonomické zhodnocení. Do ekonomického zhodnocení jsou zahrnuty náklady na materiál, náklady na činnosti potřebné k vyrobení dílů točny, montáž a doprava k zákazníkovi. Finální řešení musí vyhovovat technickým požadavkům zadavatele a zároveň splňovat podmínku levné výroby a bezúdržbového provozu.

Ve finální části práce je provedeno celkové zhodnocení navrženého řešení výstavní točny. Celkové hodnocení zahrnuje vyhodnocení splnění požadavků zadavatele a použitelnost finálního řešení v praxi. Důraz je také kladen na poměr cena/výkon, který rozhoduje o konkurenceschopnosti produktu na trhu.

Závěrečná část práce obsahuje ukázkou 3D modelů navrženého řešení. 3D modely jsou zařazeny do práce z důvodu lepší představitelnosti a jednoduché ukázky konečného řešení.

2 Představení zadavatele TS Plzeň a.s.

Společnost TS Plzeň a.s. je jedna z tradičních strojírenských společností v České republice. Strojírenské produkty putují z Plzně do celého světa již od roku 1859. Společnost ŽDAS, a.s. je mateřskou společností plzeňské strojírenské společnosti.

Společnost TS Plzeň a.s. se zejména díky svým kvalitním výrobkům a schopnosti poskytovat zákazníkům kompletní služby zařadila mezi významné strojírenské výrobce Evropy. Důležité zakázky má však společnost TS Plzeň a.s. i mimo Evropu, a to v zemích Středního východu, Asie a Ameriky.

Zabývá se poradenstvím svým zákazníkům, vypracováním technické dokumentace, výrobou, dodávkami, montáží a uvedením dodaného zařízení do provozu. Jedná se o komplexní služby od počátečního návrhu až po finální reálné zařízení. Konstrukční a projekční kanceláře společnosti jsou vybaveny nejmodernějšími CAD systémy. Výrobní proces je zajišťován pomocí automatického systému řízení výroby. Od roku 1995 je společnost držitelem Certifikátu systému řízení jakosti ISO 9001:8000.

TS Plzeň a.s. se zabývá výrobou hydraulických lisů, vulkanizačních lisů, zařízení válcoven, zařízení třtinových cukrovarů a **divadelní techniky**. Díky rozsáhlému strojovému parku, svařovně a montážní hale je schopna vyrábět i různé druhy zařízení na dodání základní nebo detailní dokumentace.

TS Plzeň a.s. patří mezi nejstarší výrobce a dodavatele divadelní techniky v Evropě. Mezi výrobky patří např. stoly, točny, propadla, pohyblivé podlahy, stupňovitá hlediště, otočná hlediště, řídicí a ovládací systémy a pomocná technika. K nejznámějším výtvorům patří přírodní divadlo Český Krumlov, kde se otočné hlediště nachází v zahradách tamního zámku a Rudolfinum v Praze. [1]



Obr. 1 – Otočné hlediště - Český Krumlov [1]



Obr. 2 - Rudolfinum – Praha [1]

3 Rešerše výstavních točen

3.1 Točna obecně

Technické zařízení obvykle tvaru plochého disku se nazývá točna. Točna slouží k otáčení těžkých předmětů kolem vertikální osy. Skládá se z pravidla z centrálního čepu s osou, pomocných kluzných nebo valivých ložisek na okrajích a mechanismu pohonu.

Příklad využití točny je např. u železnice k otáčení lokomotiv a vozů. Nemusí tomu být pouze u lokomotiv, ale i u dalších obdobných zařízení, kde je zapotřebí náhlá změna směru o určitý úhel. Dalším příkladem je využití točny jako části vozidla. Využívá se zejména pro připojení návěsu k tahači nebo v kloubu kloubového vozidla (autobus, tramvaj). Posledním příkladem je jevištní točna, která se používá pro pohyb jevištních dekorací v divadle. Podobné zařízení jevištní točně je výstavní točna. [2]

3.2 Výstavní točna

Výstavní točna je zařízení, které slouží k prezentaci výrobku. Typickým představitelem je automobilová točna, která se využívá např. při představování nových modelů automobilů na autosalonech.

Mezi přednosti točny patří velmi tichý a plynulý chod. Většinou je poháněná elektrickým motorem, ale lze ji ovládat také ručně. Tvar točny je možné přizpůsobit vystavovanému předmětu. Klasický je kruhový tvar, ale je možné i provedení oválné, čtvercové nebo kosoúhelníkové.

3.3 Konkurenční společnosti a jejich produkty

3.3.1 OPROX, a.s.

Společnost OPROX, a.s. je konstrukční a vývojovou kanceláří zabývající se zakázkovými inženýrskými službami, konstrukčními návrhy a zajištěním výroby (kooperativním způsobem) prototypů strojů a zařízení pro všechna odvětví průmyslu. Mimo konstrukční návrhy a dokumentaci se společnost věnuje i testování, měření a analýzám. Mezi produkty patří např. antivibrační stoly, inteligentní servomotory, točny (pro automobily) atd.

Společnost navrhuje automobilové točny do interiéru i exteriéru. Výrobky jsou vhodné převážně tam, kde je nutno řešit nedostatek prostoru pro otáčení automobilů. Točny bývají umístěny na dvorech rodinných domů v husté zástavbě nebo v garážích. Dále společnost produkuje výstavní točny pro autosalony a autobazary pro efektivní prezentaci vozu. [3]



Obr. 3 – Ukázka použití točny pro automobily v exteriéru a interiéru od firmy OPROX, a.s. [3]

3.3.2 ADECO, spol. s r.o.

ADECO, spol. s r.o. se zabývá projekční činností v oblasti zdvihací, dopravní a manipulační techniky, a to zejména se zaměřením na drážní provoz. Navrhuje a modernizuje především přesuvny, hříže, točnice a jeřáby. Společnost má sídlo ve Sloupnici a kromě projektování se podílí i na výrobě ocelových konstrukcí, zdvihacích a manipulačních zařízeních a stavebním zámečnictví.

Točny společnosti slouží k manipulaci s hnacími vozidly nebo vozy. Zařízení jsou poháněna dvojicí pohonných jednotek napájených frekvenčními měniči. Poloha točnic je zajištěna hydraulicky poháněným závorováním. Zařízení může být vybaveno kolejovou brzdou pro zajištění stojícího vozidla. Ovládání může být ruční nebo automatizované s řídicím systémem. Automatizované ovládání s řídicím systémem umožňuje automatické najetí na předem zvolenou kolej. [4]



Obr. 4 - Ukázka použití točnice od firmy ADECO, spol. s r.o. [4]

3.3.3 WÖHR

Společnost WÖHR se řadí svými výrobky mezi jednoho z předních výrobců automobilových parkovacích systémů v Evropě. Na trhu se pohybuje již více než 50 let, a to od doby, kdy došlo k rapidnímu nárůstu počtu automobilů. Se zvětšujícím počtem automobilů roste i požadavek na rozšiřování parkovacích ploch a zhušťování parkovacího prostoru. Společnost navrhuje zařízení pro snadnější manipulaci s automobilem ve stísněných prostorách.

Společnost WÖHR se soustředí na návrh otočných panelů pro automobily v exteriéru. Produkty společnosti se využívají zejména tam, kde je možné se pohybovat s vozidlem jen dopředu a dozadu a není místo pro prostorově náročný otáčecí manévr. Tento důsledek je způsoben ve většině případů z důvodů úzkých příjezdových cest. Otáčení pomocí točny je v takovém případě ideálním řešením. Otáčení je možné v rozsahu 360° doprava nebo doleva. Zařízení umožňuje také zastavení a pootočení do libovolné polohy. [5]



Obr. 5 - Ukázka otočného panelu pro automobily od společnosti WÖHR [5]

3.3.4 ALTO SYSTEMS s.r.o.

ALTO SYSTEMS s.r.o. navrhuje zařízení pro komplexní řešení manipulace s břemeny. Vyrábí posunovací zařízení, sloupové zvedáky, polohovadla a točny. Mezi další produkty společnosti patří např. paletizační vozíky, navijáky, zvedací stoly, sloupové, nástěnné, portálové a mostové jeřáby, řetězové kladkostroje ruční i elektrické atd.

Točny ALTO SYSTEMS s.r.o. jsou určeny k otáčení podvozků a jednotlivých sad kol kolejových vozidel. Točny jsou používány především tam, kde je nutné měnit směr jízdy podvozků (např. na jinou kolej). Konstrukce točny je dostatečně dimenzována a jako krycí deska je zde použit slzničkový plech. Točny se vyrábějí a jsou přizpůsobeny na jakýkoli druh kolejového nebo kolového vozidla. Vyrábějí se v provedení s mechanickým nebo elektrickým otáčením. Pro kolejová vozidla je možná konstrukce točny s jednoduchou kolejí (jedna kolej), kolejnicovým křížem (dvě koleje) nebo volitelným rozchodem kolejí. [6]

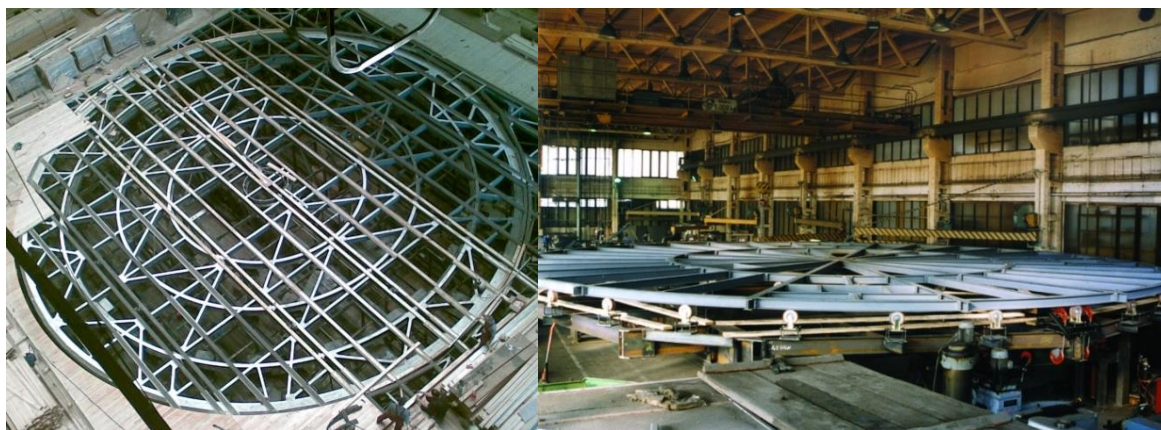


Obr. 6 – Ukázka použití točny pro podvozek kolejového vozidla od společnosti ALTO SYSTEMS s.r.o. [6]

3.3.5 EST Stage Technology, a.s.

EST Stage Technology, a.s. dodává divadelní a jevištní technologie pro kulturní, společenská a multifunkční zařízení. Řadí se svými produkty mezi spolehlivého a komplexního dodavatele, který působí na domácím i zahraničním trhu. Společnost se zabývá komplexním řešením od plánování a projektování, přes výrobu a montáž, až po servis zařízení.

Otočné zařízení společnosti EST Stage Technology, a.s. se skládá z odřázcího kola, elektromotoru s dvojitou brzdou, frekvenčního měniče, ARC snímače ve středu nebo značkami po obvodu a IRC snímače na obvodu. Dle způsobu pohybu se rozdělují na otočná zařízení s lanem, hnacím kolem nebo ozubeným převodem. Dle charakteru konstrukce se otočná zařízení rozdělují na skládané točny, pevné točny, kazetové točny, točny s pevným středem, točny s excentrickým středem, otočné prstence a atypické točny. [7]



Obr. 7 – Ukázka konstrukce otočného hlediště v divadle od firmy EST Stage Technology, a.s. [7]

4 Specifikace zadání

Projekt výstavní točny spadá ve společnosti TS Plzeň a.s. do technického úseku Inženýring Válcovny. Zadavatel diplomové práce TS Plzeň a.s. specifikoval konkrétní požadavky, které musí být akceptovány při návrhu výstavní točny. Základním stanoveným údajem je průměr výstavní točny 5 m. Zadané parametry jsou rozříděny do 3 sekcí. Ze zadavatelské firmy byl přidělen konzultant diplomové práce pan Ing. Aleš Šimůnek.

Základní údaje:

Jedním z výrobních oborů TS Plzeň a.s. je divadelní a výstavní technika. Úkolem je navrhnout výstavní točnu na zadané technické parametry. Provedení povrchu točny a konstrukce okolní podlahy není úkolem řešení. Výrobní náklady točny musí být co nejnižší. Konstrukci plošiny je nutné uvažovat s možností snadné demontáže a levného převozu (případně skladování).

- Tvar: plošina o průměru 5000 mm a výšce cca 300 mm
- Rychlost otáčení: cca. 45 až 55 sec/ot
- Maximální nosnost: 2500 kg
- Otáčení: možnost zastavení točny na jednom místě
- Umístění: interiér obchodního centra
- Provozní podmínky: provoz 12 hodin denně
- Životnost: 5 let
- Způsob pohonu: přívod napájení proudem na otáčenou plochu ($U = 230 \text{ V}$, $P = 800 \text{ W}$)
- Podmínka: horní plocha vnitřní části točny musí být pochozí

Výpočet základních parametrů točny:

- Dimenzování a určení pohonu otáčejícího točnou
- Pevnostní výpočet konstrukce plošiny
- Výpočet uložení točny z hlediska únavy materiálu

Výkresová dokumentace:

- Sestavný 3D model točny
- Sestavný výkres uložení točny
- Sestavný výkres pohonu točny
- Detailní výkres nosného segmentu točny

5 Nastínění problematiky konstrukčního řešení

Výstavní točna se obecně skládá ze tří hlavních částí, a to z nosného rámu, převodového mechanismu a pohonu. Rám výstavní točny musí být dostatečně dimenzován, aby vydržel zatížení od prezentovaného objektu. Převodový mechanismus musí zajišťovat spolehlivý přenos krouticího momentu, bezúdržbový provoz a nízké výrobní náklady. Pohon otáčení celého zařízení obstarává elektromotor.

Točna rotuje kolem vertikální osy. Musí být zajištěno plynulé a hladké otáčení s tichým chodem. V následujících podkapitolách se práce bude zabývat detailním rozebráním jednotlivých variant a následnou optimalizací jedné varianty.

Výběr optimální varianty

V tomto kroku je cílem ohodnotit jednotlivé navržené varianty orgánových struktur TS a rozhodnout o optimální variantě, která bude konkretizována v další fázi návrhu řešení TS. Hodnocení variant se provádí podle klíčových kritérií, která je již možné v této koncepční fázi dostatečně přesně predikovat. Pro zjednodušení je zde váha významnosti všech zvolených kritérií uvažována shodná. Vzájemná konkurenceschopnost navržených variant orgánových struktur TS je následně hodnocena relací hodnocení dodané kvality Q, dodacích termínů T a vynaložených nákladů C. Po komplexním posouzení těchto analytických hodnocení i dalších nezahrnutých a nezahrnutelných kritérií se pak provede rozhodnutí o sub-optimální variantě, která bude v navazující fázi návrhu řešeného TS konkretizována. Jelikož je kritérium dodacích termínů T u všech variant podobné, nebude nutné ho zahrnovat do rozhodovací matice.

Konečná varianta řešení se skládá z jednotlivých optimálních řešení samostatných částí točny. Jednotlivými částmi se rozumí nosný rám, uložení rámu, pohon zařízení a mechanismus zajišťující přenos krouticího momentu z elektromotoru na rám konstrukce. Nezbytností je také posouzení a vyhodnocení různých materiálů (kovové, nekovové, kompozity), které mohou svými vlastnostmi vyhovovat požadavkům rámu konstrukce. Pro jednotlivé navržené varianty řešení jsou vytvořeny rozhodovací tabulky a vyhodnocovací diagramy, které vyloučí nevhodné varianty a vyberou optimální variantu. Vybrané varianty jednotlivých částí jsou následně dále posouzeny z důvodu kompatibility s ostatními vybranými částmi. Za předpokladu, že navzájem vyhovují, stávají se nedílnou součástí finálního řešení.

Při výběru optimální varianty je nutno dbát zvýšené pozornosti poměru cena/výkon. Navržená výstavní točna musí být konkurenceschopná. Toho lze dosáhnout pečlivým a důsledným vybíráním vhodných konstrukčních návrhů a použitých materiálů. Důležitým faktorem pro konečnou cenu výrobku jsou také výrobní operace, kterých je zapotřebí při zhotovení dílů. Díly je tedy nutné navrhovat s přihlédnutím na obtížnost vyrobitelnosti.

Místem umístění točny je zvoleno obchodní centrum, kde je možné předpokládat zvýšenou koncentraci lidí, a je tedy nezbytné volit vhodné řešení i z bezpečnostního hlediska. Bezpečností zařízení se rozumí především kladení důrazu na minimalizování velikostí mezer mezi pevnou a rotující částí zařízení.

5.1 Konstrukce nosného rámu a uložení

5.1.1 Návrh konstrukce nosného rámu a uložení výstavní točny

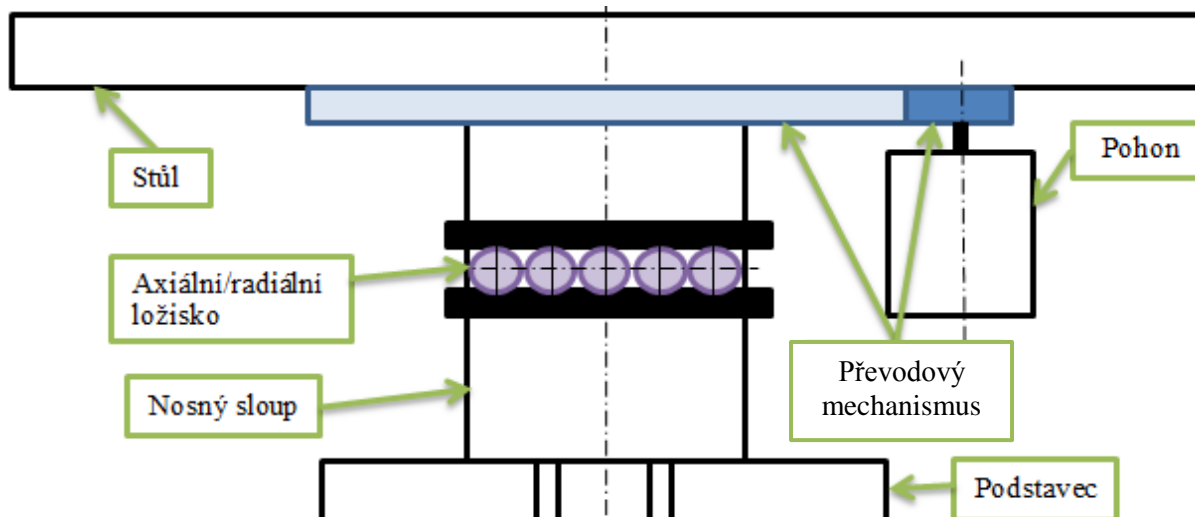
Konstrukce rámu výstavní točny je nejdůležitější částí, neboť s ní jsou provázány ostatní komponenty včetně samotného otočného uložení. K rámu je upevněn pohon, mechanismus zajišťující přenos krouticího momentu atd. Uložení točny musí být schopné vydržet nízkou otáčkovou namáhání. Je namáháno převážně axiální silou, která je vyvozena tíhou břemene.

a) Varianta 1.1A – Jednoduchý rám s axiálním/radiálním ložiskem

Na Obr. 8 je znázorněno konstrukční řešení výstavní točny, kde stůl točny je otočně uložený na axiálním/radiálním ložisku. Řešení je inspirováno otočně uloženým dílenským stolem, který umožňuje otáčení opracovávaného polotovaru. Součástí dílenského stolu bývá také zdvihací mechanismus, který umožňuje posunutí stolu ve vertikálním směru. V případě výstavní točny tento mechanismus není uvažován, neboť zde nenachází praktické využití.

Tato varianta je vhodná spíše pro točny menších průměrů, neboť se zvětšujícím se průměrem stolu točny může docházet ke ztrátě stability, která může vést ke kolizi a zřícení točny. Uložení břemene na okraj nosného stolu navíc vede ke vzniku radiálních sil, které působí na nosný sloup a jeho uložení. Vytváří nežádoucí klopný moment, který způsobuje rychlejší opotřebování ložisek. Radiální síly zachycuje radiální ložisko, které je součástí rámu. Síly vyvozené tíhou břemene zachycuje axiální ložisko. Axiální ložisko je schopno vydržet velké zatížení a tato varianta může tedy být využita pro těžké prezentované předměty menších rozměrů. Velikost a typ axiálního ložiska jsou zvoleny dle velikosti zatížení. Rozměry ložiska se budou zvětšovat se zvětšující se hmotností břemene.

Vzhledem ke zvolené konstrukci je nutno dbát zvýšené pozornosti, kde se nachází těžiště předmětu, a to k poloze středu otáčení točny ve vertikálním směru. Je požadováno, aby těžiště leželo ideálně v ose otáčení a vzniklé radiální síly se tak blížily nule. Deska stolu musí být z masivního kusu materiálu, aby při zatížení neztrácela tuhost a aby nedošlo k destrukci z důvodu hmotnosti předmětu. Podstavec točny zajišťuje stabilitu a musí být tedy dostatečně rozměrný a masivní.



Obr. 8 – Náčrt konstrukčního řešení točny s axiálním/radiálním ložiskem

Na Obr. 8 je znázorněno jednoduché schéma výstavní točny. Schéma slouží pouze jako ilustrační představovací pomůcka prezentovaného řešení. Nejsou zde řešeny konstrukční detaily a ani dodržovány zásady technického kreslení.

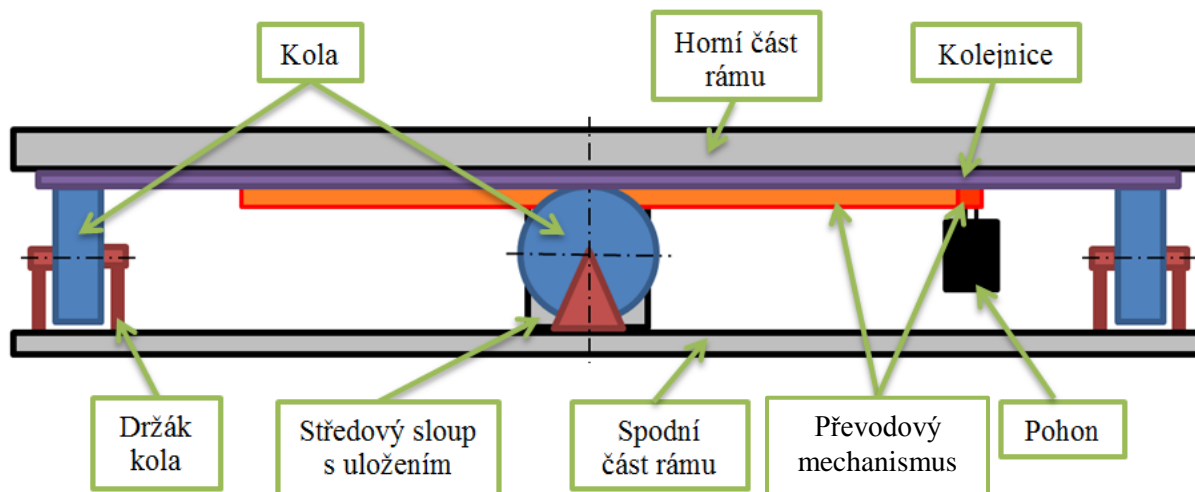
b) Varianta 1.1B – Rám svařený z profilů s uložením pomocí obvodových kol a kolejnice

Na Obr. 9 je znázorněna výstavní točna, kde rám je svařený z profilů a uložený pomocí kol a kolejnice. Rám točny má kruhový tvar, který je vyztužený příčkami. Konstrukce rámu je navržena tak, aby se dosáhlo dostatečné tuhosti a zároveň nízké váhy.

Tato varianta je stabilnější než Varianta 1.1A díky kolům umístěným po obvodu rámu. Váha vystavovaného předmětu je tedy rovnoměrněji rozložena do celé konstrukce rámu. Eliminuje se tím nebezpečí ztráty stability a následného zřícení. Rovnoměrnější rozložení má za příznivý následek také zmenšení velikosti klopného momentu, který zásadně ovlivňuje živostnost ložisek.

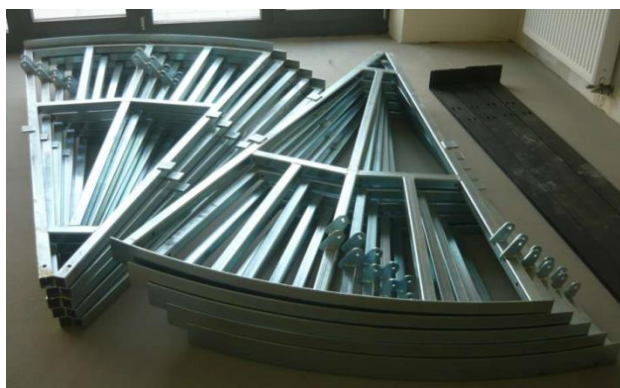
Z ekonomického hlediska pořizovací cena jednotlivých kol není vysoká a jedná se tedy o levnou alternativu uložení. Kola nahrazují axiální ložisko. Nicméně jedno axiální ložisko je umístěno ve středovém sloupu, který slouží zároveň jako kotvící a stabilizační prvek. Další výhodou zmíněného konstrukčního řešení je, že není zapotřebí ani mohutného stolu (desky), který by nesl tíhu břemene. Je zde zvolen svařenec z normalizovaných profilů, na který je následně možné položit podlahu libovolného typu.

Kolejnice točny může být provedena dvěma způsoby. První způsob je, že kolejnice je umístěna na horním dílu rámu a kola jsou tedy přichycena ke spodnímu dílu rámu, který je spojený s podlahou. Druhý způsob je opakem prvního. Kolejnice je spojena se spodním dílem rámu, který je připevněn k podlaze. Kola jsou součástí horního dílu rámu. Na Obr. 9 je znázorněn první způsob, kde je kolejnic spojena s horním dílem rámu.



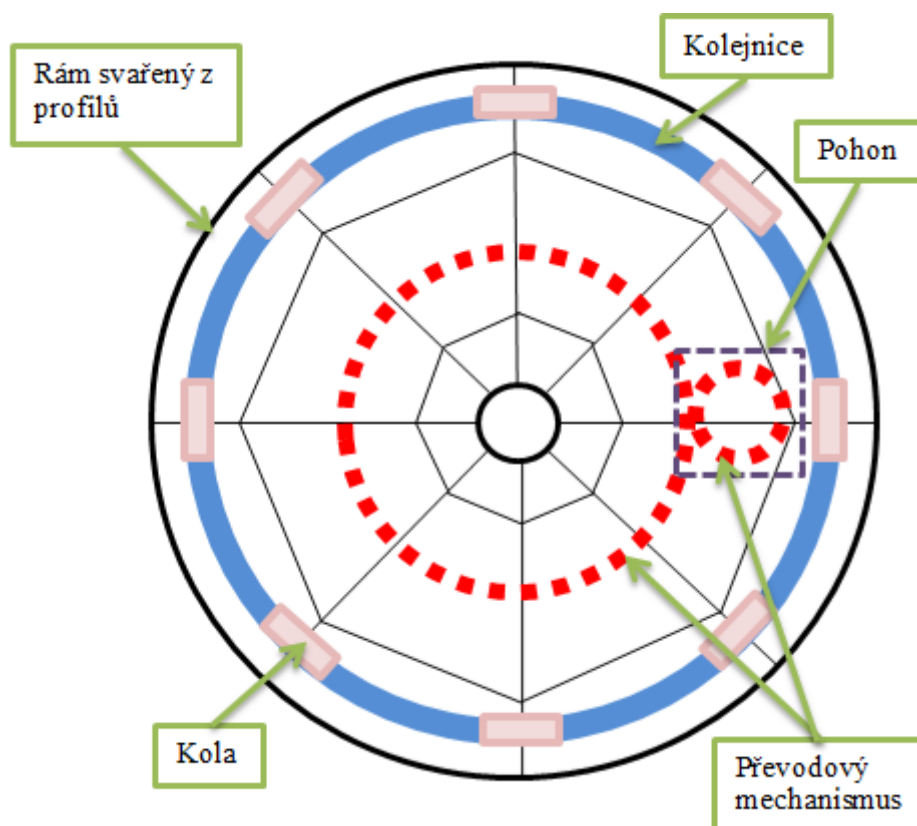
Obr. 9 – Náčrt konstrukčního řešení točny s uložením pomocí kol a kolejnice

Konstrukční řešení Varianty 1.1B je navrženo tak, aby bylo možné točnu lehce rozebrat a opakovaně složit. Zároveň je tím docíleno, že zařízení je dobře skladné a v rozloženém stavu nezabírá mnoho místa. Výstavní točna je svařena z profilů do tvaru kružnice. Kružnici lze rozdělit na kruhové výseče, které lze potom za pomoci spojovacích elementů sestavit do požadovaného tvaru kružnice.



Obr. 10 - Kruhové výseče rozkládací konstrukce rámu [8]

Pro lepší představivost je vytvořen půdorys (pohled shora) na popisované konstrukční řešení. Půdorys je zobrazen na Obr. 10, kde je názorně vidět princip použití uložení pomocí kol a kolejniče. Zvýrazněny jsou na Obr. 10 i segmenty, ze kterých se skládá výsledný tvar kružnice.



Obr. 11 – Náčrt půdorysu konstrukčního řešení točny s uložením pomocí kol a kolejniče

Na Obr. 10 a Obr. 11 jsou znázorněna jednoduchá schémata výstavní točny. Schémata slouží pouze jako ilustrační představovací pomůcka prezentovaného řešení. Nejsou zde řešeny konstrukční detaily a ani dodržovány zásady technického kreslení.

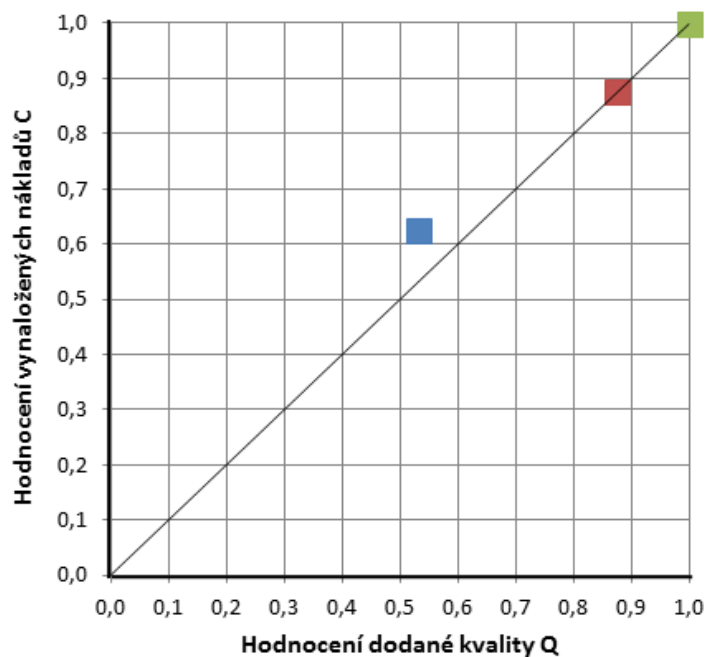
5.1.2 Výběr optimální varianty řešení konstrukce rámu a uložení

Konstrukční řešení rámu je stěžejní, neboť od toho se odvíjí i zbylé části točny a charakter celkového řešení. Obě varianty byly popsány a následně budou posouzeny. Posouzení je prováděno pomocí vybraných vlastností, které jsou považovány za důležité. Všem vlastnostem je udělena stejná váha pro zjednodušení vyhodnocovacího procesu. Vyhodnocovací proces je rozdělen do dvou částí. První část je zaměřena na dodanou kvalitu Q. Zvolené vlastnosti pro posouzení dodané kvality jsou bezpečnost, hmotnost, stabilita, tuhost, smontovatelnost, transportovatelnost, skladovatelnost a využití celkového konceptu v praxi. Druhá část je zaměřena na náklady C, které jsou spojené s výrobou. Náklady spojené s výrobou jsou náklady na výrobu konstrukce rámu a náklady na uložení. Vyhovující varianta bude ta, která bude splňovat více kritérií. Aby výrobek byl konkurenceschopný, je nutné, aby poměr cena/výkon byl co nejlepší.

Výběr optimální varianty konstrukce rámu a jeho uložení je proveden pomocí rozhodovací matice a z ní následně vytvořeného vyhodnocovacího diagramu. Zvoleným kritériím je přidělena váha (1÷4). Princip sestavení rozhodovací matice je popsán v předchozí kapitole. Diagram Q-C je hodnocení navržených variant orgánových struktur pro analýzu jejich vzájemné konkurenceschopnosti a pro rozhodnutí o optimální variantě pro řešení TS.

Tab. 1 - Rozhodovací matice 1

HODNOCENÍ NAVRŽENÝCH VARIANT			Varianta		
Stupnice	Q-C	Kritérium - vlastnosti TS	1.1A	1.1B	Ideál
Hodnocení {min. 0 až max. 4}	Dodaná kvalita Q	Bezpečnost	2	4	4
		Hmotnost	2	3	4
		Stabilita	2	4	4
		Tuhost	3	3	4
		Smontovatelnost	2	4	4
		Transportovatelnost	2	3	4
		Skladovatelnost	2	3	4
		Využití celkového konceptu v praxi	2	4	4
		Σ hodnocení Q	17	28	32
		Σ normalizované hodnocení Q {0-1}	0,53	0,88	1
	Vynaložené náklady C	Náklady na výrobu Konstrukce rámu	3	4	4
		Náklady na uložení	2	3	4
		Σ hodnocení C	5	7	8
		Σ normalizované hodnocení C {0-1}	0,63	0,88	1
		Jednolitý rám s axiálním/radiálním uložením		Rám svařený z profilů s uložením pomocí obvodových kol a kolejniče	



■ C-Q Varianta 1.1A - Jednolitá konstrukce ■ C-Q Varianta 1.1B - Rám svařený z profilů ■ Ideál

Obr. 12 - Vyhodnocovací diagram 1

Z rozhodovací matice vyplývá, že optimální řešení je *Varianta 1.1B – Rám svařený z profilů*. Ta je následně podrobněji rozepsána a konkrétně zpracována v následujících kapitolách.

Na Obr. 12 je znázorněn vyhodnocovací diagram, který zobrazuje závislost vynaložených nákladů a dodané kvality. Diagram stejně jako rozhodovací matice ukazuje, že Varianta 1.1B je vhodnější z důvodu dosažené kvality vztažené k ceně.

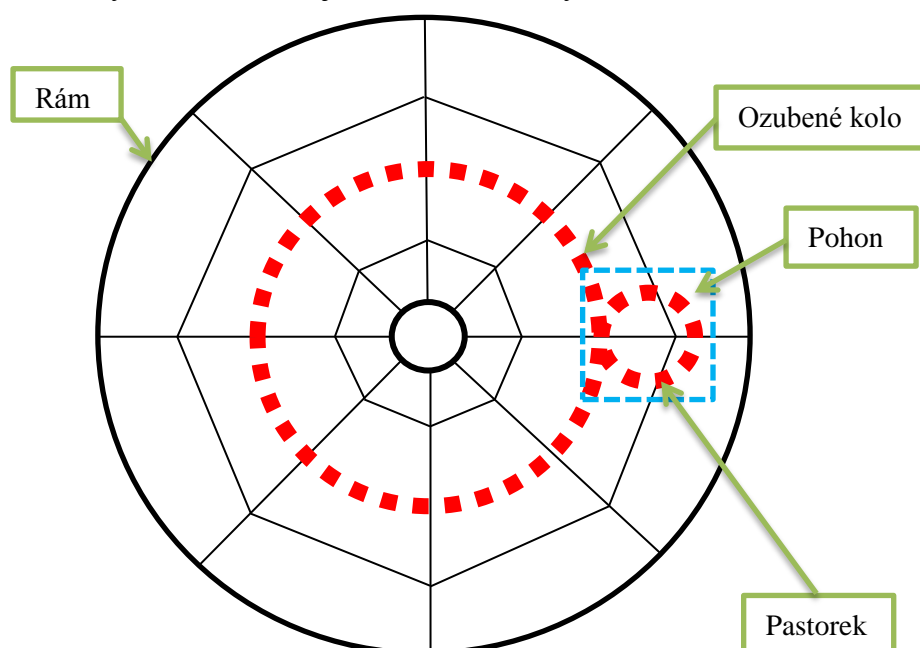
5.2 Krouticí moment

5.2.1 Přenos krouticího momentu z pohonu na rám konstrukce

Přenos krouticího momentu z pohonu na rám konstrukce je z ekonomického hlediska zásadní problematika. Mechanismus musí zajistit maximální efektivnost a minimální náklady. Mechanismus zajišťuje nejen přenos krouticího momentu, ale i regulaci otáček na požadovanou hodnotu. Konkrétní převod musí být přizpůsoben převodovému poměru zvolenému pohonu a jeho jmenovitým otáčkám. Převod musí umožňovat plynulý, hladký a tichý chod. Přenos krouticího momentu lze uskutečnit tvarovým nebo silovým stykem.

a) Varianta 1.2A – Přímé ozubení

Přenos krouticího momentu z pohonu na rám konstrukce je zde zvolen pomocí ozubených kol s čelním přímým ozubením. Je to efektivní, hladký a spolehlivý způsob, kde nedochází k prokluzu. Problémem je zde vysoká pořizovací cena a nutnost údržby ozubení mazáním, které je nezbytné pro dlouhou životnost ozubení. Točna se otáčí velmi malými otáčkami, a tak je zapotřebí velkého převodového poměru. Může se ho docílit kombinací velkého ozubeného kola a elektromotoru s převodovkou. V tomto případě musí být ozubené kolo vytvořené ze segmentů, aby bylo možné rozkládání a opětovné skládání točny. Náklady na výrobu takového kola jsou značné, neboť se jedná o atypický požadavek na výrobce. Na trhu je možné pořídit i elektromotor s převodovkou, která svým převodovým poměrem umožňuje výrobu malého ozubeného kola, které může být součástí např. středového stojanu. Pohon s takovými vlastnostmi je však velice drahý.



Obr. 13 – Náčrt konstrukce rámu s čelním přímým ozubením

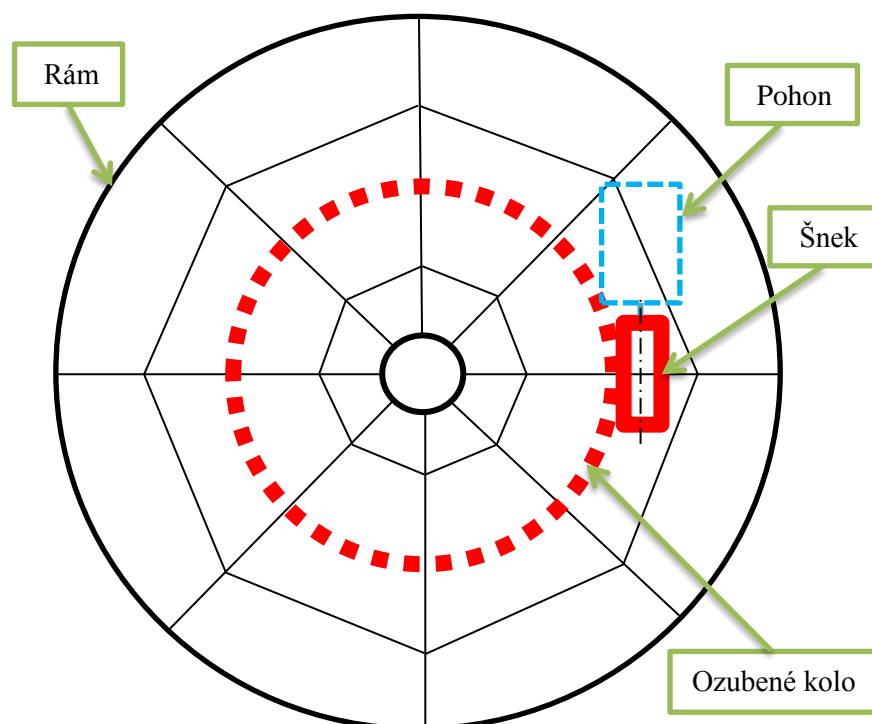
Levnější alternativou velkého ozubeného kola je vytvořit ho jako výpalek z plechu. Z důvodu menší stykové plochy ozubeného kola je životnost soukolí omezena. Vypálené ozubené kolo je levnější než ozubené kolo vyrobené klasickou technologií. Výpalek však nedosahuje takových kvalit a odolnosti. Ozubené kolo dosahuje velkého průměru, ale jelikož se jedná o výpalek z plechu, není zde problém s výrobou. Tato varianta je také kompatibilní s požadavkem segmentové výroby ozubení.



Obr. 14 - Kolo vypálené z plechu [9]

b) Varianta 1.2B – Šnekové ozubení

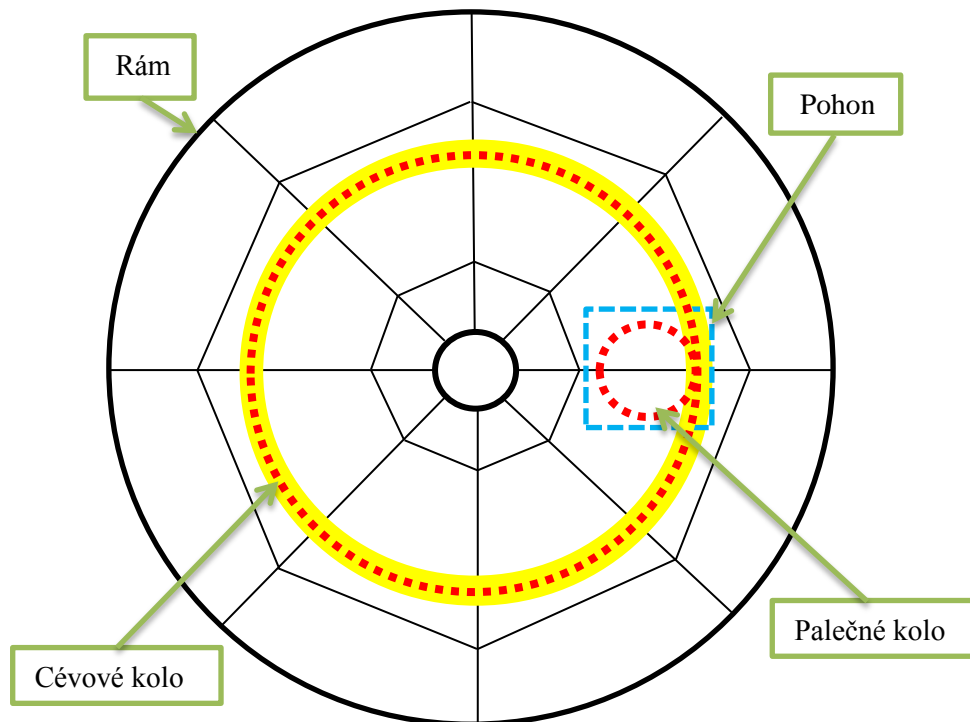
Přenos krouticího momentu z pohonu na konstrukci je zvolen pomocí šnekového soukolí. Je to hladký a spolehlivý způsob, při kterém nedochází k prokluzu. Jelikož šnekové soukolí se navrhuje pro velké převodové poměry, nebylo by zde zapotřebí tak rozměrného ozubeného kola jako ve Variantě 1.2A. Konstrukce musí být skladná a rozebíratelná, a tak kolo musí být rovněž jako ve Variantě 1.2A vyrobeno segmentově. Výroba segmentového ozubeného velkého kola je atypický požadavek a tomu odpovídají i s tím spojené ekonomické náklady na výrobu. Ekonomicky nákladná je i výroba šneku a nutná údržba ozubení (mazání).



Obr. 15 – Náčrt konstrukce rámu se šnekovým soukolím

c) Varianta 1.2C - Cévvé ozubení

Přenos krouticího momentu je zde zajištěn pomocí cévvého ozubení. Cévvé ozubení se skládá z cévvého a palečného kola. Cévvé kolo je tvořeno čepy, které jsou vloženy v konkrétní rozteči na roztečné kružnici vedle sebe. Vytvoří se tím tedy „kruhový hřeben“, do kterého zapadá palečné kolo, které je spojeno s elektromotorem. Výhodou tohoto ozubení je relativně nízká cena v poměru k velikosti vytvořeného ozubeného kola. Mezi další výhody patří možnost složení libovolné velikosti ozubení a tím lze tedy dosáhnout potřebného převodového poměru. Cévvé ozubení nevyžaduje údržbu a je spolehlivé i v prašném a nečistém prostředí. Čepový systém ozubení je kompatibilní i s požadavkem na snadnou demontáž a skladnost konstrukce.



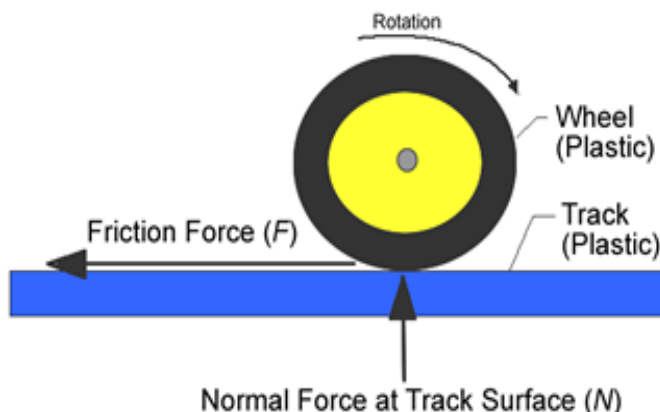
Obr. 16 – Náčrt konstrukce rámu s cévvým ozubením



Obr. 17 - Cévvé ozubení [10]

d) Varianta 1.2D – Třecí kolo

Přenos krouticího momentu je zde zajištěn pomocí hnaného třecího kola. Povrch hnacího kola a kolejnice je upraven, aby nedocházelo k prokluzu. Součástí konstrukce je také přítlačný mechanismus, který zajišťuje vyvození nepřetržité třecí síly potřebné pro přenos krouticího momentu. Výhodou této varianty je, že není zapotřebí ozubení a ušetří se tedy náklady na výrobu ozubených kol. Mezi nevýhody patří snížená životnost z důvodu opotřebování povrchu.



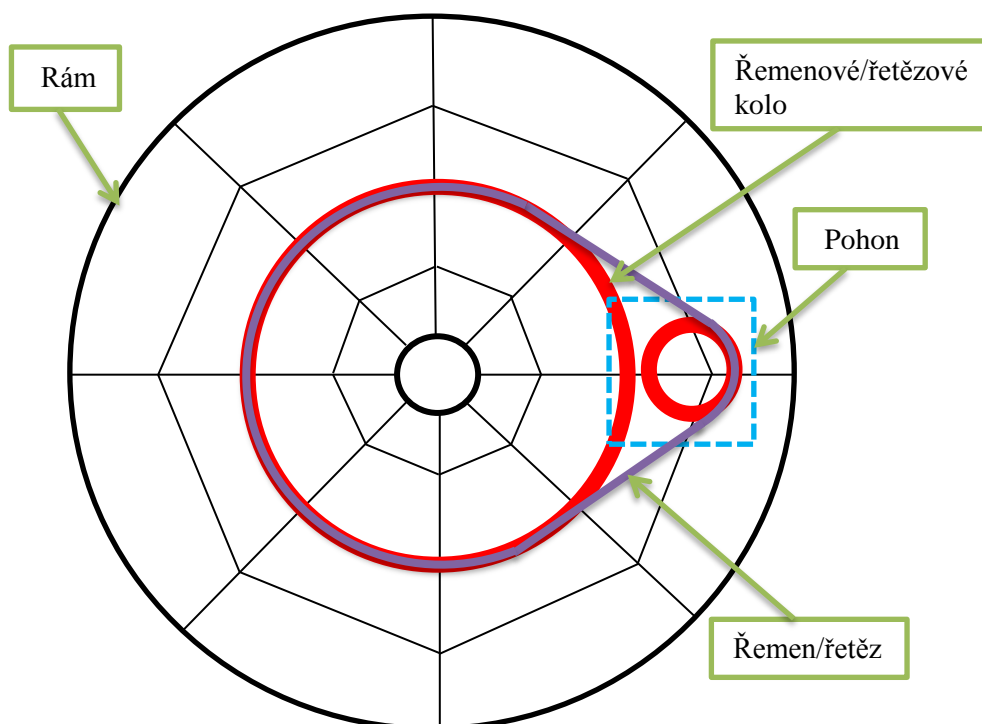
Obr. 18 - Schéma sil při tření mezi kolem a podložkou [11]

e) Varianta 1.2E – Řemenový/řetězový mechanismus

Přenos krouticího momentu je zde zajištěn pomocí řemenového převodu. Řemenový převod zajišťuje hladký chod a zároveň zamezuje nebezpečí přetížení, neboť řemen umožňuje prokluz. Součástí konstrukce musí být i napínací zařízení, které zajistí potřebnou napínací sílu pro řemen. Výhodou této varianty je, že odpadá výroba ozubeného kola. Výroba řemenice není tak náročná jako výroba ozubení. Nevýhodou je omezená životnost řemene.

V případě řetězového převodu nedochází ke ztrátám prokluzem, ale hrozí nebezpečí přetížení. Převod vyžaduje výrobu ozubeného kola, a tak se náklady blíží mechanismu s přímým ozubením. Nevýhodou je vyšší hlučnost a nutnost provádění údržby (mazání).

Společnou a největší nevýhodou řemenového a řetězového převodu je, že se nepoužívají ve vodorovné poloze. Dochází k nežádoucímu prověšení řemenu (řetězu) vlivem vlastní váhy. Hrozí nebezpečí spadávání hnaného řemenu nebo řetězu.



Obr. 19 – Náčrt konstrukce rámu s řemenovým/řetězovým mechanismem

5.2.2 Výběr optimálního řešení mechanismu pro přenos krouticího momentu

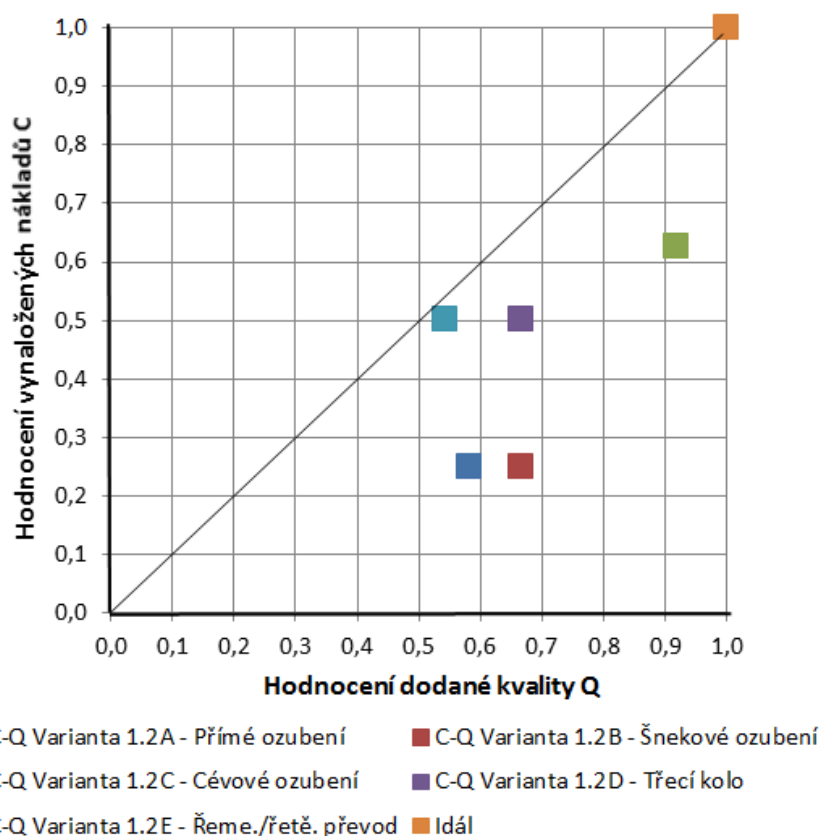
Mechanismus pro přenos krouticího momentu je důležitou částí konstrukčního řešení výstavní točny. Mechanismus zajišťuje spolehlivé a plynulé otáčení zařízení. Při vyhodnocování je důležité přihlížet i na technologii výroby, která je spojena s jednotlivými díly mechanismu. Zadavatel vyžaduje levné a spolehlivé zařízení a tomu se musí přizpůsobit i mechanismus pro přenos krouticího momentu. Jedná se o jeden z nejdražších dílů celého zařízení, a tak je zapotřebí výběru optimálního řešení věnovat patřičnou péči a zohlednit veškeré aspekty od výroby až po montáž mechanismu.

Posouzení variant je prováděno pomocí vybraných vlastností, které jsou považovány za důležité. Všem vlastnostem je udělena stejná váha pro zjednodušení vyhodnocovacího procesu. Vyhodnocovací proces je rozdělen do dvou částí. První část je zaměřena na dodanou kvalitu Q. Zvolené vlastnosti pro posouzení dodané kvality jsou hmotnost, rozměry, odolnost (životnost), smontovatelnost, ztráty prokluzem a využití celkového konceptu v praxi. Druhá část je zaměřena na náklady C. Náklady spojené s mechanismem se rozumí náklady na výrobu a náklady na montáž mechanismu. Vyhovující varianta bude ta, která bude splňovat nejvíce kritérií. Aby výrobek byl konkurenceschopný, je nutné, aby poměr cena/výkon byl co nejlepší.

Výběr optimální varianty mechanismu pro přenos krouticího momentu je proveden pomocí rozhodovací matice a z ní následně vytvořeného vyhodnocovacího diagramu. Zvoleným kritériím je přidělena váha (1÷4). Princip sestavení rozhodovací matice je popsán v předchozí kapitole. Diagram Q-C je hodnocení navržených variant orgánových struktur pro analýzu jejich vzájemné konkurenceschopnosti a pro rozhodnutí o optimální variantě pro řešení TS.

Tab. 2 - Rozhodovací matice 2

HODNOCENÍ NAVRŽENÝCH VARIANT			Varianta								
Stupnice	Q-C	Kritérium - vlastnosti TS	1.2A	1.2B	1.2C	1.2D	1.2E	Ideál			
Hodnocení {min. 0 až max. 4}	Dodaná kvalita Q	Hmotnost		1	2	3	4	2	4		
		Rozměry		1	2	4	4	2	4		
		Odolnost (životnost)		4	4	4	2	2	4		
		Smontovatelnost		2	2	3	2	3	4		
		Ztráty prokluzem		4	4	4	2	2	4		
		Využití celkového konceptu v praxi		2	2	4	2	2	4		
		Σ hodnocení Q		14	16	22	16	13	24		
	Σ normalizované hodnocení Q {0-1}		0,58	0,67	0,92	0,67	0,54	1			
	Vynaložené náklady C	Náklady na výrobu		1	1	3	2	2	4		
		Náklady na montáž		1	1	2	2	2	4		
		Σ hodnocení C		2	2	5	4	4	8		
		Σ normalizované hodnocení C {0-1}		0,25	0,25	0,63	0,50	0,50	1		
				Přímé ozubení	Šnekové ozubení	Cévvé ozubení	Třecí kolo	Řemenový/řetězový převod			



Obr. 20 - Vyhodnocovací diagram 2

Z rozhodovací matice vyplývá, že za optimální řešení je zvolena *Varianta 1.2C – Cévvové ozubení*. Ta bude následně podrobněji rozepsána a konkrétně zpracována v následujících kapitolách.

Na Obr. 20 je znázorněn vyhodnocovací diagram, který zobrazuje závislost vynaložených nákladů a dodané kvality. Diagram stejně jako rozhodovací matice ukazuje, že *Varianta 1.2C* je nejvhodnější z důvodu dosažené kvality vztažené k ceně. Ostatní varianty disponují vysokou cenou a nižší dodanou kvalitou.

5.3 Pohon

5.3.1 Návrh pohonu

Pohon pro otáčení konstrukce je zvolen pomocí elektromotoru. Varianty jsou rozděleny do tří skupin. Tyto skupiny jsou: elektromotor s frekvenčním měničem, elektromotor s vloženým převodovým mechanismem a prstencový motor. Každá varianta má specifické vlastnosti, které je nutno zohlednit. Důležitou roli při výběru vhodného pohonu hraje cena, která musí být minimalizována. Výstavní točna nepotřebuje dokonalou přesnost otáčení, ale je nutné, aby se dosáhlo požadovaně malých otáček a aby bylo možné točnu zastavit v libovolné poloze.

V zadaných požadavcích od společnosti TS Plzeň a.s. je dáno, že výška točny se musí pohybovat okolo cca 300 mm. Pohon svými rozměry a požadavky na uložení nesmí zvětšovat výšku točny. Zvolený pohon musí být tedy se svými rozměry kompatibilní se zadanou výškou. Velikost pohonu se bez ověřujících výpočtů velice těžko odhaduje, a proto nebude v rozhodovací tabulce toto kritérium zahrnuto. Ověření správného vyhodnocení variant proběhne po výpočtovém návrhu pohonu a zvolení konkrétního pohonu.

a) Varianta 1.3A – Elektromotor s frekvenčním měničem

Elektromotor s regulací otáček je pohon, kde není zapotřebí převodového mechanismu. Otáčky motoru se mění za pomoci frekvenčního měniče. Tato varianta je vhodná pro možnost operativní změny otáček.

Výstavní točna potřebuje velký převodový poměr, a tak by frekvenční měnič musel umožnit regulaci otáček na velmi nízkou hodnotu (1,2 ot/min). Pro výstavní točnu není tato varianta příliš vhodná, neboť točna se otáčí konstantními otáčkami a není zde zapotřebí operativní regulace otáček. Cena elektromotoru s frekvenčním měničem je poměrně vysoká.



Obr. 21 - Elektromotor s frekvenčním měničem [12]

b) Varianta 1.3B – Elektromotor s převodovým mechanismem

Elektromotor s vloženým převodovým mechanismem je typické řešení jak dosáhnout požadovaných otáček. Elektromotor má konstantní otáčky, které se nedají přímo měnit. Otáčky se mění pomocí vloženého převodového mechanismu, který zajistí požadované otáčky na výstupu. Převodovým mechanismem se rozumí např. převodová skříň se šnekovým ozubením, převodová skříň s přímým ozubením, převodová skříň s kuželovým ozubením atd.

Převodová skříň je zařízení, které umožňuje převod mezi hnacím a hnaným členem. Dokáže měnit rotační pohyb na rotační pohyb s obecně jinou úhlovou rychlostí a točivým momentem. Jedná se o velice často využívanou alternativu, kdy je nutné dosáhnout na výstupu jiných než jmenovitých otáček daného pohonu.

V případě výstavní točny je nezbytné využít převodového mechanismu s velkým převodovým poměrem, neboť výstavní točna se otáčí rychlostí 1,2 ot/min. Převodová skříň musí být stejně jako pohon kompatibilní se zadanou výškou točny (cca 300 mm). Tento požadavek zužuje vhodné kandidáty pouze na převodovou skříň se šnekovým nebo planetovým převodem.



Obr. 22 - Elektromotor s převodovou skříní [13]

c) Varianta 1.3C – Prstencový motor

Prstencový motor je servomotor, který je schopen poskytovat velký krouticí moment v klidové poloze nebo při velmi malých otáčkách. Jeho charakteristickým znakem je, že nemá rám. Umisťuje se přímo do konstrukce stroje. Konstrukce motoru tak umožňuje snížit potřebný zástavbový prostor. Název motoru je dán tvarem rotoru a statoru, které mají tvar

prstence. Mezi hlavní výhody prstencového motoru je možno zařadit vysoké úhlové zrychlení, možnost realizace malých otáček bez použití vloženého převodu (1 otáčka za týden), malé hmotnosti a setrvačné momenty, přesné polohování a vysoký výkon při malém zastavěném prostoru. [8]

Využití prstencového motoru pro výstavní točnu je z hlediska vlastností motoru ideální. Nemusel by zde být vložený převod a motor by byl součástí konstrukce. Nevýhodou je vysoká cena motoru a nerozložitelnost motoru na segmenty. Točna by se stala tedy složitě přemístitelnou a smontovatelnou.



Obr. 23 - Prstencový motor [14]

5.3.2 Výběr optimálního řešení pohonu

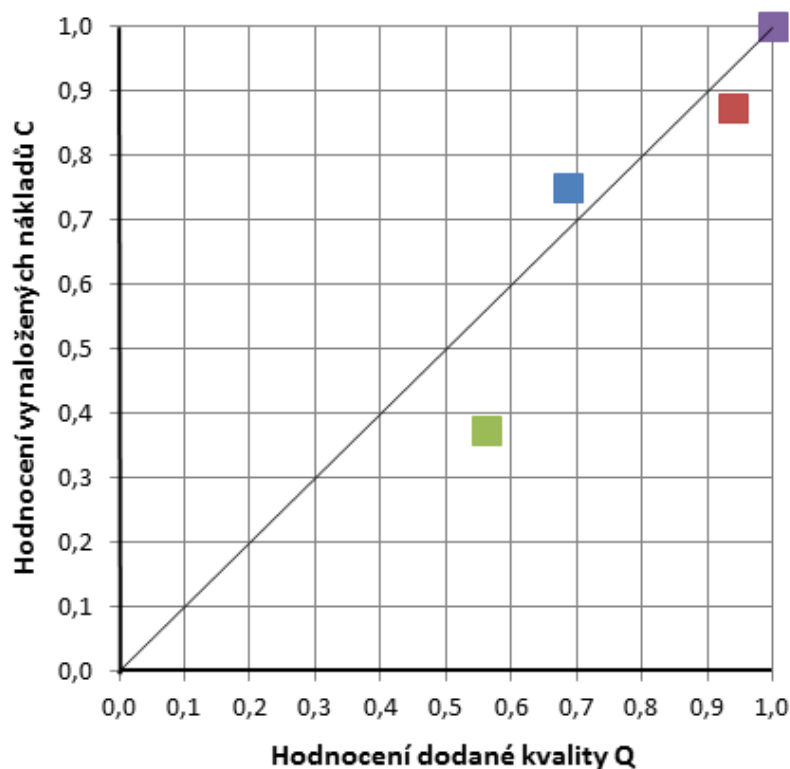
Pohon konstrukce tvoří důležitou část konstrukčního řešení. Nízké otáčky výstavní točny kladou specifické požadavky na pohon. Na širokém trhu je možné najít elektromotory, které jsou schopny bez vložení převodového mechanismu dosahovat velmi nízkých otáček. Elektromotory jsou však drahé a budou zde uvedeny pouze jako ilustrační teoretická možnost. Jak vyplývá z předchozího textu, největší roli v rozhodovacím procesu hraje tedy cena pohonu.

V úvahu přicházejí tři rozdílné varianty, z nichž každá má řadu výhod a nevýhod. Všechny varianty jsou popsány, posouzeny a vyhodnoceny. Posouzení je provedeno pomocí vybraných vlastností, které jsou považovány za důležité. Všem vlastnostem je udělena stejná váha pro zjednodušení vyhodnocovacího procesu. Vyhodnocovací proces je rozdělen do dvou částí. První část se zaměřuje na dodanou kvalitu Q. Zvolené vlastnosti pro posouzení dodané kvality jsou realizace malých otáček, smontovatelnost, transportovatelnost a využití celkového konceptu v praxi. Druhá část je zaměřena na náklady C, které jsou spojené s vynaloženými náklady. Vynaložené náklady jsou náklady na pořízení a náklady na montáž. Vyhovující varianta bude ta, která bude splňovat více kritérií. Aby výrobek byl konkurenceschopný, je nutné, aby poměr cena/výkon u pohonu byl co nejlepším.

Výběr optimální varianty pohonu je proveden pomocí rozhodovací matice a z ní následně vytvořeného vyhodnocovacího diagramu. Zvoleným kritériím je přidělena váha (1÷4). Princip sestavení rozhodovací matice je popsán v předchozí kapitole. Diagram Q-C je hodnocení navržených variant orgánových struktur pro analýzu jejich vzájemné konkurenceschopnosti a pro rozhodnutí o optimální variantě pro řešení TS.

Tab. 3 - Rozhodovací matice 3

HODNOCENÍ NAVRŽENÝCH VARIANT			Varianta			
Stupnice	Q-C	Kritérium - vlastnosti TS	1.3A	1.3B	1.3C	Ideál
Hodnocení {min. 0 až max. 4}	Dodávaná kvalita Q	Realizace malých otáček	2	4	4	4
		Smontovatelnost	3	3	2	4
		Transportovatelnost	4	4	1	4
		Využití celkového konceptu v praxi	2	4	2	4
		Σ hodnocení Q	11	15	9	16
		Σ normalizované hodnocení Q {0-1}	0,69	0,94	0,56	1
	Vynaložené náklady C	Náklady na pořízení	3	4	2	4
		Náklady na montáž	3	3	1	4
		Σ hodnocení C	6	7	3	8
		Σ normalizované hodnocení C {0-1}	0,75	0,88	0,38	1
		Elektromotor s frekvenčním měničem	Elektromotor s převodovým mech.	Prstencový motor		



- C-Q Varianta 1.3A - Elektromotor s frekvenčním měničem
- C-Q Varianta 1.3B - Elektromotor s převodovým mechanismem
- C-Q Varianta 1.3C - Prstencový motor
- Ideál

Obr. 24 – Vyhodnocovací diagram 3

Z rozhodovací matice vyplývá, že za optimální řešení je zvolena *Varianta 1.3B – Elektromotor s převodovým mechanismem*. Ta bude následně podrobněji rozepsána a konkrétně zpracována v následujících kapitolách.

Na Obr. 24 je znázorněn vyhodnocovací diagram, který zobrazuje závislost vynaložených nákladů a dodané kvality. Diagram stejně jako rozhodovací matice ukazuje, že *Varianta 1.3B* je nejvhodnější z důvodu dosažené kvality vztažené k ceně. Ostatní varianty disponují vysokou cenou a nižší dodanou kvalitou.

5.4 Materiál rámu konstrukce

5.4.1 Návrh materiálu rámu konstrukce

Materiál konstrukce musí být navržen tak, aby splňoval podmínky tuhosti, pevnosti, bezpečnosti, odolnosti, a to vše v příznivém poměru k ceně. Dnešní moderní doba nabízí mnoho různých materiálů, které je nutno zohlednit při výběru toho nejvhodnějšího.

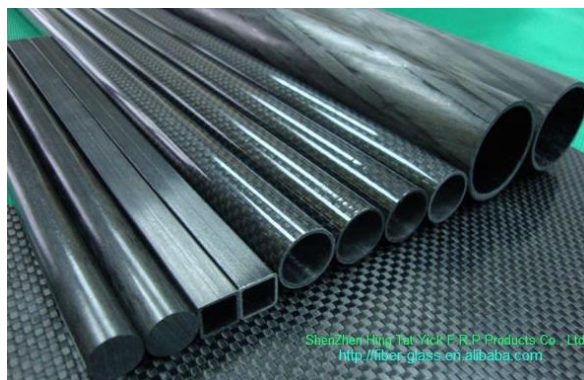
Výstavní točna bude staticky zatížena, nesmí tedy docházet k výraznému stárnutí materiálu a ztrátě vlastností. Materiál musí být dobře zpracovatelný, aby bylo možné zhotovit nosnou konstrukci. Technologie spojování musí být levná, aby cena výstavní točny zbytečně nerostla.

a) Varianta 1.4A – Konstrukce rámu z uhlíkových vláken

Uhlíkové vlákno (karbonové vlákno) je označení pro vlákno obsahující uhlík v různých modifikacích. Uhlíkové vlákno je podélného dlouhého tvaru o průměru 5-8 μm z atomů uhlíku. Jednotlivé atomy jsou provázány vazbami a spojeny do mikroskopických krystalů. Vlastnosti vláken jsou unikátní. Je dosaženo velmi vysoké pevnosti při velmi malé tloušťce. Karbon je užívaný např. v letectví, a to díky své nízké hmotnosti.

Kompozit z uhlíkových vláken, jako materiál pro rám výstavní točny, je svými vlastnostmi vyhovující, nicméně se jedná o materiál drahý a pro účely nosné konstrukce zbytečně luxusní. Problémy by nastaly i při samotné montáži a při spojování jednotlivých dílů, neboť karbon se nedá svařovat. Konstrukce by musela být buď kompletně sestavena pomocí spojovacích prvků z jednotlivých dílčích profilů, nebo by jednotlivé výsečové segmenty točny musely být vyrobeny jako jeden celistvý díl.

Konstrukce z uhlíkových vláken je zvolena pouze jako možná netradiční alternativa a je uvedena spíše jako zajímavost. Kompozit z uhlíkových vláken je materiál používaný pro konstrukci speciálních závodních rámu a všude tam, kde je důležitý poměr pevnost/váha. Výstavní točna vyžaduje pouze pevnost, a to zejména časovou. Kompozit z uhlíkových vláken není časově testovaný materiál, a tak není jednoznačné, jestli by karbon z tohoto hlediska vyhovoval.



Obr. 25 – Profily z uhlíkových vláken [15]

b) Varianta 1.4B – Konstrukce rámu ze dřeva

Dřevo je přírodní materiál, který se používá už mnoho let ve stavebních konstrukcích. Jedná se o relativně levnou alternativu. Dřevo je ekologické a dobře zpracovatelné. Nevýhodou je nutnost mohutné konstrukce z důvodu požadovaných hodnot únosnosti. Nicméně dřevo jako materiál vytvořený přírodou nepodléhá únavovému syndromu a z časového hlediska se jedná o materiál velice vhodný. Musí však být pravidelně prováděno ošetřování, aby nedocházelo k vysychání dřevěných trámů a následné samovolné destrukce. Pohledové kvality dřeva mohou být u některých konstrukcí výhodou.



Obr. 26 - Dřevěná konstrukce [16]

c) Varianta 1.4C – Konstrukce rámu z plastových profilů

Plasty (polymery) jsou makromolekulární látky přírodního nebo syntetického původu s poměrnou molekulovou hmotností. Polymery je možné získat z ropy, zemního plynu či uhlí. Plast je za normálních okolností v tuhém stavu. Při zvyšování teploty přechází do stavu taveniny, ze které se následně vytváří tvar budoucího výrobku. Plast je směsí základních plastických polymer a přídatných látek. Mezi tyto látky patří stabilizátory světelné nebo tepelné, plniva, barviva, maziva, změkčovadla, technologická ředidla a jiné další látky. Díky těmto směsím plasty získávají požadované technologické vlastnosti. [9]

Firmy produkují plastové profily různých tvarů a různých vlastností. Plastové konstrukce nedosahují takové pevnosti jako konstrukce ocelové, a tak platí pravidlo, že čím vyšší je hmotnost břemene, tím mohutnější musí být konstrukce.



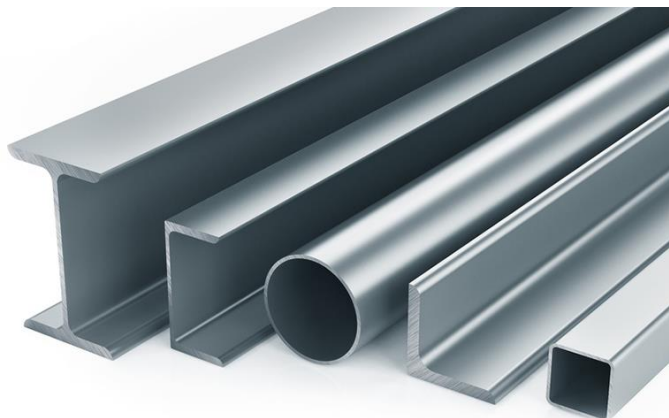
Obr. 27 - Plastové profily [17] [18]

d) Varianta 1.4D – Konstrukce rámu z kovových profilů

Ocel je prověřený konstrukční materiál se známou mezí pevnosti a dalšími důležitými známými vlastnostmi. Ocel je možné svařovat a jednoduše dosáhnout požadovaného tvaru. Ocel má vlastnosti, které výstavní točna vyžaduje: pevnost, odolnost, časová stálost, nízké náklady, možnost svařování atd.

Hliník je materiál s menší pevností než ocel, ale zároveň i s menší hmotností. Vyrábějí se hliníkové profily mnoha rozměrů a mnoha tvarů. Pro konstrukci rámu výstavní točny je hliník drahý a zcela zbytečný.

V rozhodovací tabulce bude jako zástupce kovových materiálů uvedena pouze ocel. Ocel je pro konstrukci rámu výstavní točny vhodnější, a to z důvodu ekonomických nákladů.



Obr. 28 - Ocelové profily [19]

5.4.2 Výběr optimálního materiálu konstrukce rámu

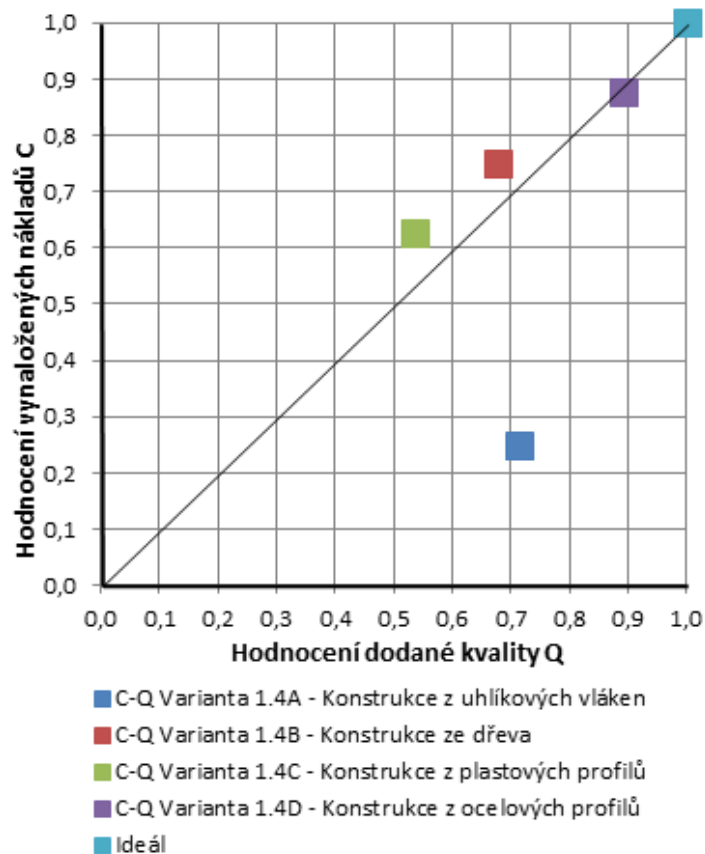
Materiál konstrukce určuje její vlastnosti. Každý uvažovaný materiál je zcela odlišný. Kompozit z uhlíkových vláken je zástupce kompozitních materiálů, které se v dnešní době používají stále častěji a zaznamenávají prudký růst vývoje. Dřevo je představitel přírodního a recyklovatelného materiálu, který nezatěžuje svou výrobou ani zpracováním životní prostředí. Polymer je zástupce uměle vytvořeného materiálu člověkem, který v některých případech může nahradit např. kovy. Nakonec kovy jsou prověřený a spolehlivý konstrukční materiál, který je již dlouho používán.

V úvahu přicházejí tedy čtyři rozdílné varianty, z nichž každá má řadu výhod a nevýhod. Všechny varianty jsou popsány, posouzeny a vyhodnoceny. Posouzení je provedeno pomocí vybraných vlastností, které jsou považovány za důležité. Všem vlastnostem je udělena stejná váha pro zjednodušení vyhodnocovacího procesu. Vyhodnocovací proces je rozdělen do dvou částí. První část se zaměřuje na dodanou kvalitu Q. Zvolené vlastnosti pro posouzení dodané kvality jsou hmotnost, ekologičnost, rozměry, odolnost (životnost), smontovatelnost, časová stálost a využití celkového konceptu v praxi. Druhá část je zaměřena na náklady C, které jsou spojené s vynaloženými náklady. Vynaložené náklady zahrnují náklady na výrobu a náklady na montáž. Vyhovující varianta bude ta, která bude splňovat více kritérií. Aby výrobek byl konkurenceschopný, je nutné, aby poměr cena/výkon byl co nejlepší.

Výběr optimální varianty materiálu rámu je proveden pomocí rozhodovací matice a z ní následně vytvořeného vyhodnocovacího diagramu. Zvoleným kritériím je přidělena váha (1÷4). Princip sestavení rozhodovací matice je popsán v předchozí kapitole. Diagram Q-C je hodnocení navržených variant orgánových struktur pro analýzu jejich vzájemné konkurenceschopnosti a pro rozhodnutí o optimální variantě pro řešený TS.

Tab. 4 - Rozhodovací matice 4

HODNOCENÍ NAVRŽENÝCH VARIANT			Varianta								
Stupnice	Q-C	Kritérium - vlastnosti TS	1.4A		1.4B		1.4C		1.4D		Ideál
Hodnocení {min. 0 až max. 4}	Dodaná kvalita Q	Hmotnost	Konstrukce z uhlíkových vláken	4	Konstrukce ze dřeva	3	Konstrukce z plastových profilů	4	Konstrukce z ocelových profilů	3	4
		Ekologičnost		2		4		1		2	4
		Rozměry		3		2		2		4	4
		Odolnost (životnost)		4		3		2		4	4
		Smontovatelnost		2		2		2		4	4
		Časová stálost		3		3		2		4	4
		Využití celkového konceptu v praxi		2		2		2		4	4
		Σ hodnocení Q		20		19		15		25	28
		Σ normalizované hodnocení Q {0-1}		0,71		0,68		0,54		0,89	1
	Vynaložené náklady C	Náklady na výrobu	1	3	3	4	4				
		Náklady na montáž	1	3	2	3	4				
		Σ hodnocení C	2	6	5	7	8				
		Σ normalizované hodnocení C {0-1}	0,25	0,75	0,63	0,88	1				



Obr. 29 - Vyhodnocovací diagram 4

Z rozhodovací matice vyplývá, že za optimální řešení je zvolena *Varianta 1.4D – Konstrukce z ocelových profilů*. Ta bude následně podrobněji rozepsána a konkrétně zpracována v následujících kapitolách.

Na Obr. 29 je znázorněn vyhodnocovací diagram, který zobrazuje závislost vynaložených nákladů a dodané kvality. Diagram stejně jako rozhodovací matice ukazuje, že *Varianta 1.4D* je nejvhodnější z důvodu dosažené kvality vztažené k ceně. Ostatní varianty disponují vysokou cenou a nižší dodanou kvalitou.

6 Návrh a výpočet jednotlivých komponent

6.1 Výpočet a návrh pohonu

6.1.1 Popis postupu výpočtu

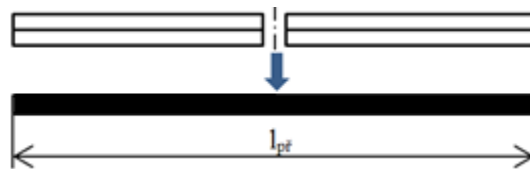
Výpočet a následný návrh motoru vychází z myšlenky, že je nutné stanovit potřebný krouticí moment pro roztočení točny zatížené břemenem. Do výpočtu je zahrnuta i vlastní hmotnost horního rámu konstrukce, který koná rotační pohyb.

Nejdříve je stanoven setrvačný moment horního rámu konstrukce. Konstrukce rámu je rozložena na jednotlivé profily, pro které jsou spočítané momenty setrvačnosti. Následně jsou momenty všech dílů sečteny a tím je určen celkový setrvačný moment celé rotující části točny. Druhým krokem je výpočet zrychlení, které se stanoví ze zadaných otáček a zvoleného času rozběhu. Ze znalosti momentu setrvačnosti a zrychlení je následně určen krouticí moment působící na točně. Do celkového potřebného momentu je nutné započítat i pasivní odpory vzniklé třením v uložení a ztrátami v převodových mechanismech. Vynásobením celkového krouticího momentu úhlovou rychlostí se určí potřebný výkon elektromotoru.

6.1.2 Výpočet momentu setrvačnosti

a) Moment setrvačnosti příčky:

- příčky jsou uvažovány jako tenká tyč
- tenká tyč je složená ze 4 příček
- střední mezera mezi profily je zanedbána



Obr. 30 - Náčrt převedení profilu točny na tenkou tyč

$$J_{př} = \frac{1}{12} \cdot m_{př} \cdot l_c^2 = \frac{1}{12} \cdot 4 \cdot 15,6 \cdot 5^2 = 130 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

-moment setrvačnosti příčné výztuhy jednotlivých segmentů:

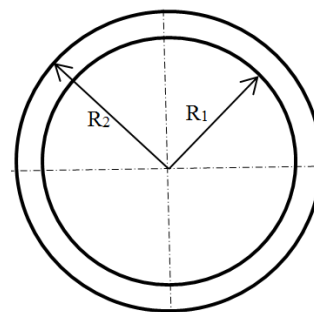
$$J_{vpř} = \frac{1}{12} \cdot m_{př} \cdot l_c^2 = \frac{1}{12} \cdot 6 \cdot 3,7 \cdot 5^2 = 46,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

b) Moment setrvačnosti kolejnice:

-součástí kolejnice je cévové kolo + spodní lišta

$$J_{kol} = \frac{1}{2} \cdot m_{kol} \cdot (R_2^2 + R_1^2)$$

$$J_{kol} = \frac{1}{2} \cdot 28,2 \cdot (2,208^2 + 2,09^2) = 130,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$



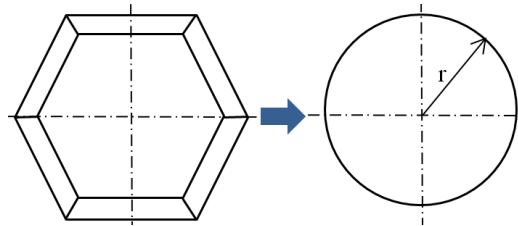
Obr. 31 - Náčrt kolejnice

c) Moment setrvačnosti výztuh:

-výztuhy tvořící šestiúhelník jsou převedeny na tenkou obruč

-točna obsahuje 4 sady výztuh o různém poloměru

-za r je uvažován poloměr opsané kružnice



Obr. 32 - Náčrt převedení šestiúhelníku na tenkou obruč

$$J_{vys1} = m_1 \cdot r_1^2 = 6 \cdot 1,9 \cdot 0,365^2 = 1,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{vys2} = m_2 \cdot r_2^2 = 6 \cdot 6,4 \cdot 1,069^2 = 43,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{vys3} = m_3 \cdot r_3^2 = 6 \cdot 10,9 \cdot 1,7725^2 = 205,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{vys4} = m_4 \cdot r_4^2 = 6 \cdot 15,4 \cdot 2,4775^2 = 567,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

d) Moment setrvačnosti od zatížení:

-uvažuje se nejhorší možný případ => tenká obruč o maximálním poloměru 2500 mm a hmotnosti 2500 kg

$$J_{zat} = m_{zat} \cdot r_{max}^2 = 2500 \cdot 2,5^2 = 15625 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

e) Celkový moment setrvačnosti:

-celkový moment setrvačnosti je součet jednotlivých momentů setrvačnosti

$$J_{celk} = 3 \cdot J_{př} + 3 \cdot J_{vpř} + 6 \cdot J_{kol} + J_{vys1} + J_{vys2} + J_{vys3} + J_{vys4} + J_{zat}$$

$$J_{celk} = 3 \cdot 130 + 3 \cdot 46,3 + 6 \cdot 130,3 + 1,5 + 43,9 + 205,5 + 567,2 + 15625$$

$$J_{celk} = 17753,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

6.1.3 Výpočet zrychlení stolu

a) Převod otáček:

$$\frac{50 [\text{sec}]}{1 [\text{ot}]} \Rightarrow \frac{1 [\text{ot}]}{50 [\text{sec}]} = 0,02 \frac{\text{ot}}{\text{sec}} = 1,2 \text{ ot}/\text{min}$$

b) Výpočet pootočení za 1 [sec]:

-výpočet pootočení výstavní točny za 1 sec je nezbytný pro výpočet dalších potřebných hodnot

$$\left[\begin{array}{l} \uparrow 1 [\text{ot}] \dots\dots 2\pi [\text{rad}] \uparrow \\ 0,02 [\text{ot}] \dots\dots x_1 [\text{rad}] \end{array} \right]$$

$$\frac{0,02}{1} = \frac{x_1}{2\pi} \Rightarrow x_1 = \frac{0,02}{1} \cdot 2\pi = 0,125664 \text{ rad} = 7,2^\circ$$

c) Úhlová rychlost:

-zde je uvedena rychlost otáčení s různými jednotkami pro další výpočet

$$\omega = 1,2 \frac{ot}{min} = 0,02 \frac{ot}{sec} = 7,54 \frac{rad}{min} = 0,125664 \frac{rad}{sec}$$

d) Zrychlení stolu:

-zvolen čas rozběhu: $t = 3 \text{ sec}$

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{0,125664}{3} = 0,041888 \text{ rad/sec}^2$$

6.1.4 Výpočet krouticího momentu na točně

$$M_{kT} = J_{celk} \cdot \alpha = 17753,8 \cdot 0,041888 = 743,8 \text{ N} \cdot m$$

6.1.5 Výpočet třecích momentů

a) Výpočet třecího momentu ložiska kolečka:

$\xi_1 = 0,01 \text{ [mm]}$...rameno valivého odporu (ložiskové kuličky, válečky)

$m_c = 3134,2 \text{ [kg]}$...celková hmotnost rotujících částí (zatížení + vlastní hmotnosti konstrukce)

$R_1 = 3,969 \text{ [mm]}$...poloměr průřezu valeného tělesa (kulička ložiska)

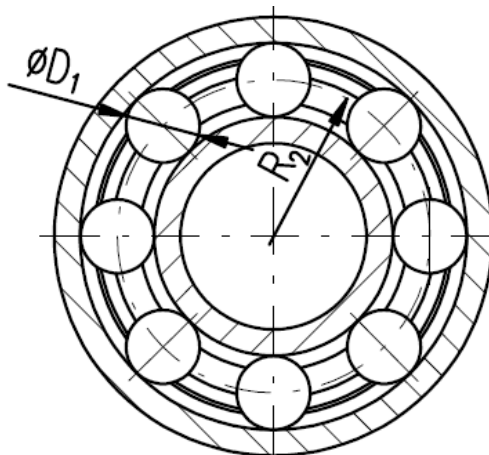
$R_2 = 0,01675 \text{ [m]}$...valivý poloměr ložiska

$i_1 = 24 \text{ [-]}$...počet ložisek

$$F_{t1} = \frac{\xi_1 \cdot \frac{g \cdot m_c}{i_1}}{R_1} = \frac{0,01 \cdot \frac{9,81 \cdot 3134,2}{24}}{3,969} = 31,2 \text{ N}$$

$$M_{t1} = F_{t1} \cdot R_2 = 31,4 \cdot 0,01675 = 0,53 \text{ N} \cdot m$$

$$M_{ct1} = M_{t1} \cdot i_1 = 0,53 \cdot 24 = 12,62 \text{ N} \cdot m$$



Obr. 33 - Náčrt ložiska (6204-2Z) s popisem

b) Výpočet třecího momentu kolečka:

$\xi_2 = 2 \text{ [mm]}$...rameno valivého odporu (polymer na ocel)

$m_c = 3134,2$ [kg]...celková hmotnost rotujících částí (zatížení + vlastní hmotnosti konstrukce)

$R_{kol} = 62,5$ [mm]...poloměr průřezu valeného tělesa (kolečko)

$i_2 = 12$ [-]...počet koleček

$$F_{tkol} = \frac{\xi_2 \cdot \frac{g \cdot m_c}{i_2}}{R_{kol}} = \frac{2 \cdot \frac{9,81 \cdot 3134,2}{12}}{62,5} = 82 \text{ N}$$

$$M_{tkol} = F_{tkol} \cdot R_{kol} = 82 \cdot 0,0625 = 5,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ctkol} = M_{tkol} \cdot i_2 = 5,1 \cdot 12 = 61,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

c) Výpočet třecího momentu k ose rotace točny:

M_{ckol} [N·m]...celkový třecí moment koleček

F_{okol} [N]...celková obvodová (třecí) síla

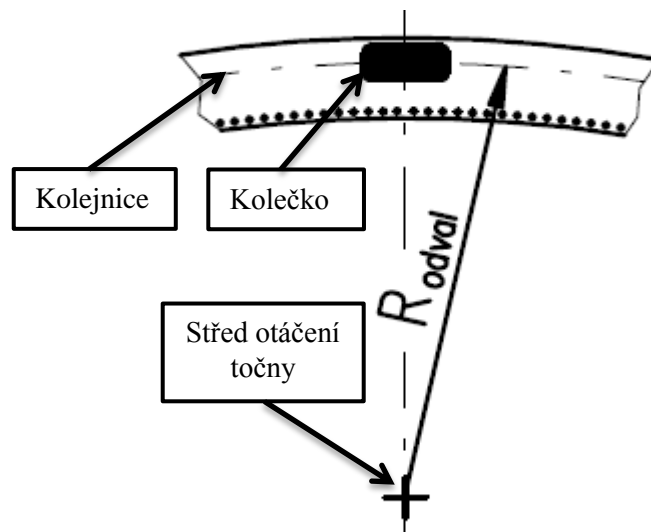
$R_{kol} = 62,5$ [mm]...poloměr průřezu valeného tělesa (kolečko)

$R_{odval} = 2,168$ [m]...poloměr odvalování koleček po kolejnici

$$M_{ckol} = M_{ct1} + M_{ctkol} = 12,62 + 61,2 = 73,82 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{okol} = \frac{M_{ckol}}{R_{kol}} = \frac{73,82}{0,0625} = 1181,12 \text{ N}$$

$$M_{trotkol} = F_{okol} \cdot R_{odval} = 1181,12 \cdot 2,168 = 2560,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 34 - Náčrt odvalování kolečka po kolejnici

d) Výpočet třecího momentu radiálního ložiska středového uložení:

F_o [N]...odstředivá síla

F_M [N]...síla od motoru

F_v [N]...celková síla

$\omega = 0,02$ [ot/sec]...úhlová rychlost

$r = 2,5$ [m]...poloměr točny

$\xi_1 = 0,01$ [mm]...rameno valivého odporu (ložiskové kuličky, válečky)

$m_c = 3134,2$ [kg]...celková hmotnost rotujících částí (zatížení + vlastní hmotnosti konstrukce)

$R_3 = 3,374$ [mm]...poloměr průřezu valeného tělesa (kulička ložiska)

$R_4 = 0,018$ [m]...valivý poloměr ložiska

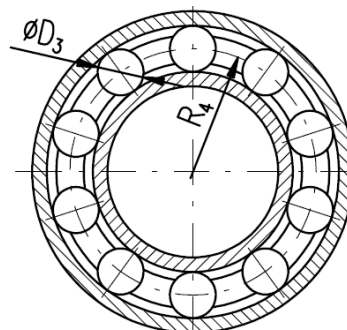
$$F_o = \frac{m_c \cdot v^2}{r} = m_c \cdot r \cdot \omega^2 = 3134,2 \cdot 2,5 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 0,02)^2 = 123,7 \text{ N}$$

$$F_M = \frac{M_{kM}}{r_{pk}} = \frac{147}{\frac{0,147}{2}} = 2000 \text{ N}$$

$$F_v = F_o + F_M = 123,7 + 2000 = 2123,7 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{\xi_1 \cdot F_v}{R_3} = \frac{0,01 \cdot 2123,7}{3,374} = 6,29 \text{ N}$$

$$M_{t2} = F_{t2} \cdot R_4 = 6,29 \cdot 0,018 = 0,11 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 35 - Náčrt ložiska (6005) s popisem

e) Výpočet třecího momentu axiálního ložiska středové sloupu:

$\xi_1 = 0,01$ [mm]...rameno valivého odporu (ložiskové kuličky, válečky)

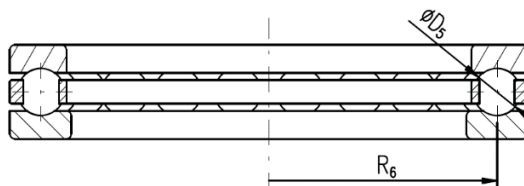
$m_c = 3134,2$ [kg]...celková hmotnost rotujících částí (zatížení + vlastní hmotnosti konstrukce)

$R_5 = 4,763$ [mm]...poloměr průřezu valeného tělesa (kulička ložiska)

$R_6 = 0,04625$ [m]...valivý poloměr ložiska

$$F_{t3} = \frac{\xi_1 \cdot g \cdot m_c}{R_5} = \frac{0,01 \cdot 9,81 \cdot 3134,2}{4,763} = 64,6 \text{ N}$$

$$M_{t3} = F_{t3} \cdot R_6 = 64,6 \cdot 0,04625 = 3 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 36 - Náčrt ložiska (51116) s popisem

6.1.6 Výpočet potřebného krouticího momentu a výkonu pro rozběhnutí točny

a) Výpočet celkového krouticího momentu:

$$M_{kcelk} = M_{kT} + M_{trotkol} + M_{t2} + M_{t3}$$

$$M_{kcelk} = 743,8 + 2560,7 + 0,11 + 3$$

$$M_{kcelk} = 3307,61 \text{ N} \cdot \text{m}$$

b) Výpočet potřebného krouticího momentu na palečném kole:

- potřebný krouticí moment zahrnuje kromě momentu na točně a třecích momentů i účinnost a převod cévového ozubení

η_{cev} [-]...účinnost cévového ozubení

$$M_{kpotř} = \frac{M_{kcelk}}{\eta_{cev}} \cdot \frac{z_{pal}}{z_{cev}} = \frac{3307,61}{0,90} \cdot \frac{21}{600} = 128,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

c) Výpočet potřebného výkonu:

$$P_{potř} = \frac{M_{kcelk}}{\eta_{cev}} \cdot \omega = \frac{3307,61}{0,90} \cdot 0,125664 = 461,84 \text{ W}$$

6.1.7 Návrh motoru

Výpočty ověřily, že zadaný výkon $P = 800$ [W] je plně dostačující pro pohon, který otáčí výstavní točnou. Elektromotor má přibližně o cca 15 % větší výkon, než je teoreticky zapotřebí. Zajišťuje tak dostatečný krouticí moment, který je nezbytný pro rozběh točny.

Jako pohon je zvolen elektromotor s montovanou šnekovou převodovkou od společnosti Bonfiglioli. Katalog produktů, z kterého je pohon vybrán, je dostupný z: <http://www.bonfiglioli.com/>.

a) Označení a specifikace vybraného pohonu:

- Označení pohonu: W 75_40_S2_M2SA4
- Tabulkový výkon elektromotoru: $P = 750$ [W]
- Převodový poměr: $i = 40$ [-]
- Krouticí moment: 147 [Nm]
- Otáčky: 35 [min^{-1}]



Obr. 37 - Elektromotor se šnekovou převodovkou [20]

b) Skutečný výkon elektromotoru se šnekovou převodovkou:

$$P_{skut} = M_{km} \cdot \omega = 147 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 35}{60} = 538,8 \text{ W}$$

-účinnost šnekové převodovky:

$$\eta_{šnek} = \frac{P_{skut}}{P_{tab}} \cdot 100 = \frac{538,8}{750} \cdot 100 = 72 \%$$

c) Zhodnocení vybraného motoru:

-vybraný pohon má větší skutečný výkon, než je výkon potřebný pro pohon točny

$$P_{potř} \leq P_{skut}$$

$$461,84 \leq 538,8 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

-vybraný pohon má větší skutečný krouticí moment, než je krouticí moment potřebný pro rozběh točny

$$M_{kpotř} \leq M_{kskut}$$

$$128,63 \leq 147 = \text{VYHOVUJE}$$

6.2 Výpočet a návrh cévového ozubení

6.2.1 Popis výpočtu

Cévové ozubení je neobvyklý způsob převodu. Rozměry ozubení a geometrie palečného kola jsou spočítány dle výňatku z anglicky napsané literatury od Miroslava Vávry a Jiřího Havlíka: *The geometry of pin gear* [10].

6.2.2 Cékové ozubení - popis

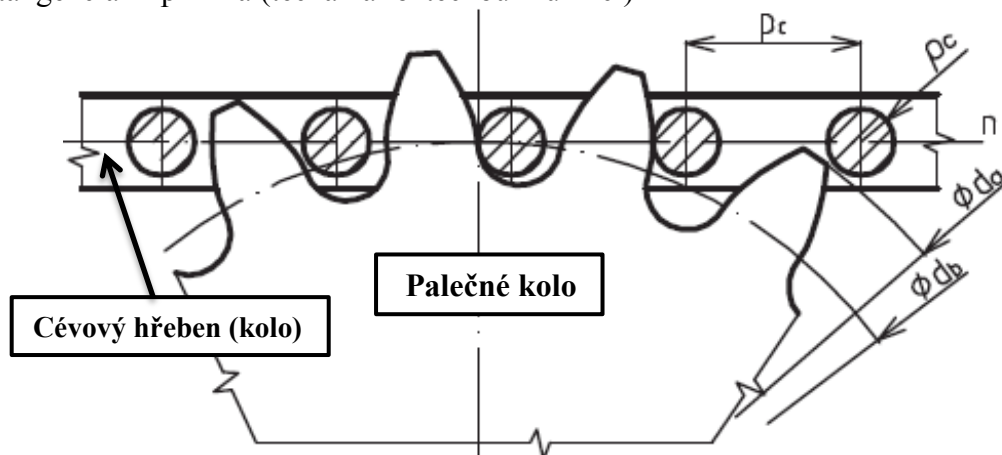
ρ_c ... poloměr čepu [mm]

$\odot d_b$... \odot roztečné kružnice [mm]

p_c ... rozteč [mm]

$\odot d_a$... \odot hlavové kružnice [mm]

n ... tangenciální přímka (tečna na roztečnou kružnici)



Obr. 38 - Cékové ozubení [21]

6.2.3 Výpočet ozubení

a) Popis použitých zkratk:

e_1, e_2 ... evolventa

ρ ... poloměr mezery [mm]

k ... křivka kružnice

z ... počet zubů [-]

T ... bod dotyku

m_m ... modul [-]

$p_c = p_b$... rozteč [mm]

α_y ... úhel záběru [°]

b) Zvolené hodnoty:

$$m = 7, z_1 = 21, \rho = 6 \text{ [mm]}, \alpha_y = 20 \text{ [°]}$$

c) Výpočet roztečné kružnice:

$$m_m = \frac{p_b}{\pi} \Rightarrow p_b = m \cdot \pi = 7 \cdot \pi = 22 \text{ mm}$$

$$\pi \cdot d_b = p_b \cdot z_1 \Rightarrow d_b = \frac{p_b \cdot z_1}{\pi} = \frac{22 \cdot 21}{\pi} = 147 \text{ mm}$$

d) Úhel rozevření:

$$\tau = 2 \cdot \arctg \frac{\rho}{r_b} = 2 \cdot \arctg \frac{6}{73,5} = 9,33^\circ = 0,163 \text{ rad}$$

e) Velikost zubové mezery:

$$e = \tau \cdot \frac{d_b}{2} = 0,163 \cdot \frac{147}{2} = 12 \text{ mm}$$

f) Tloušťka zubu na roztečné kružnici:

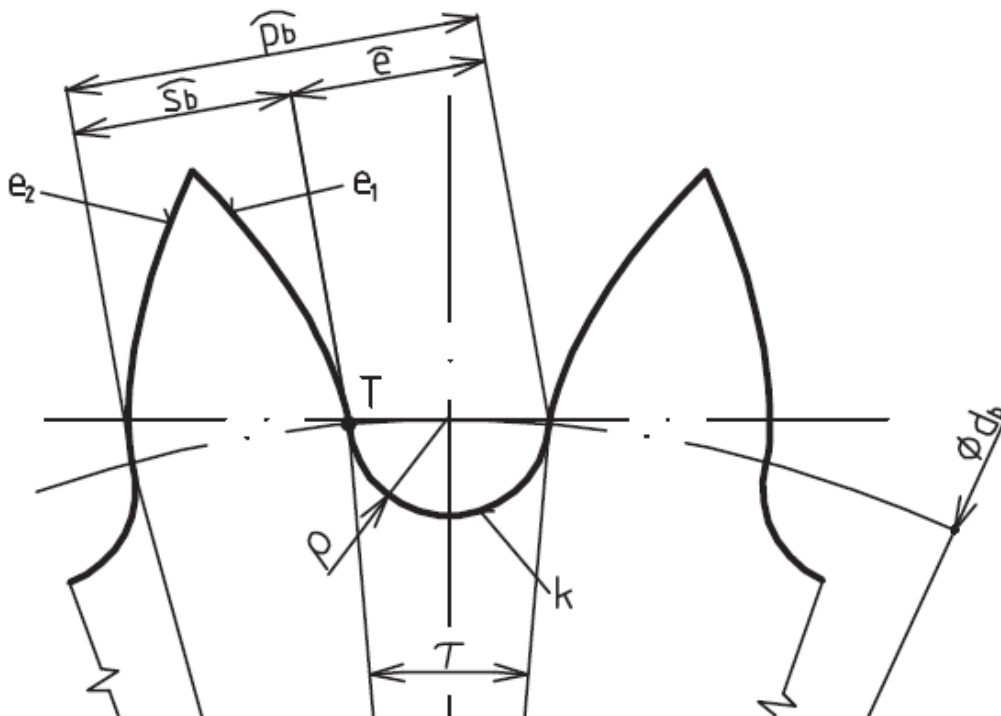
$$s_b = p_b - e = 22 - 12 = 10 \text{ mm}$$

g) Maximální poloměr čepu:

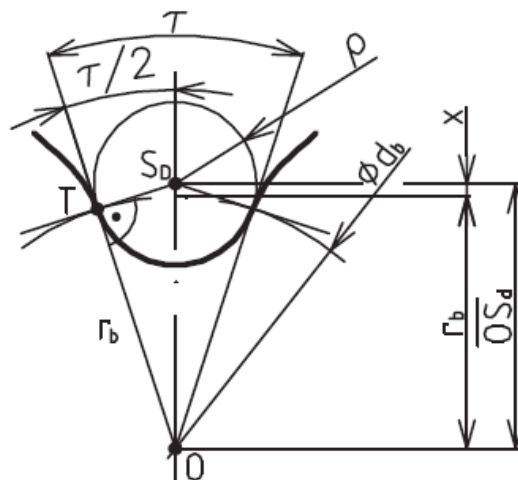
-podmínka: $\rho_c \leq \rho - x$

$$x = OS_d - r_b = \sqrt{r_b^2 + \rho^2} - r_b = \sqrt{\left(\frac{147}{2}\right)^2 + 6^2} - \frac{147}{2} = 0,25 \text{ mm}$$

$$\rho_c = \rho - x = 6 - 0,25 = 5,75 \text{ mm}$$



Obr. 39 - Tvar zubu palečného kola [21]



Obr. 40 - Detail zubové mezery palečného kola [21]

6.2.4 Výpočet geometrie palečného kola

- a) Výpočet úhlu rozevření zubu palečného kola na roztečné kružnici:

$$\tau_b = \frac{360^\circ - (z_1 \cdot \tau)}{z_1} = \frac{360 - (21 \cdot 9,33)}{21} = 7,81^\circ = 0,136360008 \text{ rad}$$

- b) Výpočet úhlu rozevření v bodě dotyku s kolmou přímkou od α_y :

$$\text{inv}(\alpha_y) = \tan(\alpha_y) - \alpha_y = \tan(20^\circ) - \frac{20^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = \tan(20^\circ) - \frac{\pi}{9} = 0,014904384$$

$$\tau_y = \tau_b - 2 \cdot \text{inv}(\alpha_y) = 0,136360008 - 2 \cdot 0,014904384 = 0,106551240$$

$$\tau_y = \frac{0,106551240}{\pi} \cdot 180^\circ = 6,1049^\circ$$

- c) Výpočet maximální kružnice (protnutí evolvent):

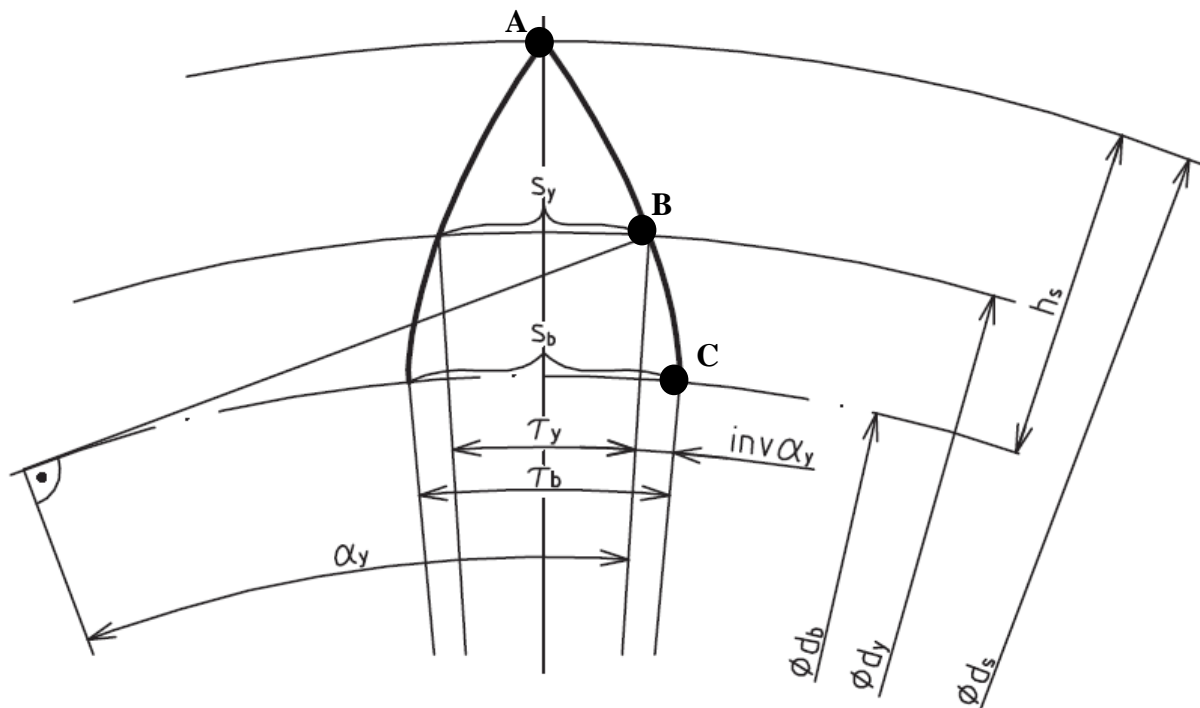
$$\text{inv}(\alpha_s) = \tan(\alpha_s) - \alpha_s = \frac{\tau_b}{2} = \frac{0,136360008}{2} = 0,068180004 \Rightarrow \alpha_s$$

-pomocí internetového výpočtového online programu dostupného na webových stránkách <http://www.wolframalpha.com/> je zjištěna hodnota $\alpha_s = 32,27^\circ$

$$d_s = \frac{d_b}{\cos(\alpha_s)} = \frac{147}{\cos(32,27^\circ)} = 174 \text{ mm}$$

- d) Výpočet hlavové kružnice:

$$d_a = d_s - 2 \cdot S_a = d_s - 2 \cdot 0,25 \cdot m = 174 - 2 \cdot 0,25 \cdot 7 = 170,5 \text{ mm}$$



Obr. 41 - Geometrie cévového ozubení [21]

6.2.5 Stručný popis konstrukce boku zubu palečného kola

Evolventa boku zubu je vytvořena křivkovým propojením tří bodů A, B, C. Bod C je průsečík roztečné kružnice d_b a úhlu rozevření τ_b , popřípadě šířky zubu s_b . Bod B je průsečík kolmé přímky, která je vytvořena úhlem záběru α_y a přímky od úhlu rozevření τ_y . Bod A je průsečík sestrojením kolmé přímky na roztečné kružnici od úhlu α_s a osy zubu.

6.2.6 Výpočet a návrh cévového kola

a) Známé hodnoty:

$\rho_c = 5$ [mm] ... poloměr čepu

$p_b = 22$ [mm] ... rozteč čepů

$i = 29$ [-] ... požadovaný převodový poměr (otáčky motoru/požadované otáčky)

$z_1 = 21$ [-]... počet zubů palečného kola

b) Výpočet roztečné kružnice cévového kola:

-počet čepů cévového kola je zaokrouhlený účelně na $z_2 = 600$, neboť tato hodnota koresponduje s požadavkem segmentového rozložení kolejnice s integrovaným cévovým kolem

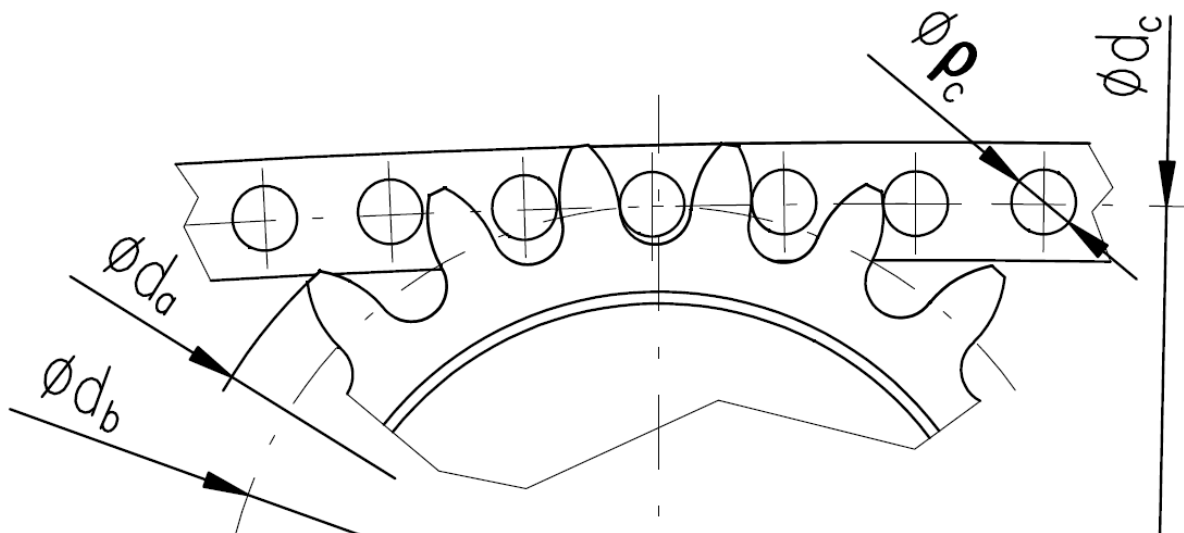
-přerušování kolejnice s cévovým ozubením vychází do středu „zubové“ mezery

-všechny segmenty jsou stejné

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 = 29 \cdot 21 \doteq 600$$

$$d_c = \frac{p_b \cdot z_2}{\pi} = \frac{22 \cdot 600}{\pi} \doteq 4200 \text{ mm}$$

6.2.7 Náčrt palečného a cévového kola



Obr. 42 - Náčrt palečného a cévového kola v záběru

6.3 Výpočet uložení koleček výstavní točny

Uložení výstavní točny se skládá z dvanácti koleček. Kolečka jsou konstruována od výrobce s dvěma radiálními kuličkovými ložisky od společnosti SKF typu 6204-2Z. Označení 2Z značí, že ložiska jsou vybavena krytem k zabránění vnikání nečistot do ložiska.

6.3.1 Výpočet otáček kolečka

Kolečka jsou umístěna na podlaze ve stavěcím přípravku, který je připevněný ke spodnímu rámu konstrukce. Kolečka jsou v kontaktu s kolejnicí, která je součástí horního rámu točny. Průměr, na kterém dochází k odvalování koleček je $D = 4336$ mm. Průměr kolečka je $d = 125$ mm.

$$O_{kolejnice} = \pi \cdot D = \pi \cdot 4336 = 13622 \text{ mm}$$

$$O_{kolečka} = \pi \cdot d = \pi \cdot 125 = 393 \text{ mm}$$

$$k = \frac{O_{kolejnice}}{O_{kolečka}} = 34,7$$

$$n_{kolečka} = k \cdot n_{točny} = 34,7 \cdot 1,2 = 41,6 \text{ ot/min}$$

6.3.2 Výpočet životnosti ložisek kolečka

$$L_{h1} = \frac{16667}{n_{kolečka}} \cdot \left(\frac{C}{P_1}\right)^3 = \frac{16667}{41,6} \cdot \left(\frac{13500}{1281}\right)^3 = 468940 \text{ hod}$$

6.3.3 Požadovaná životnost

V zadání diplomové práce je požadovaná životnost 5 let při 12 hodinovém každodenním provozu.

$$L_{pož} = 365 \cdot 12 \cdot 5 = 21900 \text{ hod}$$

6.3.4 Vyhodnocení životnosti radiálního kuličkového ložiska 6204-2Z

Životnost ložiska několikanásobně převyšuje požadovanou životnost. Podmínka je tedy splněna a ložisko *VYHOVUJE*.

$$L_{h1} \geq L_{pož}$$

6.4 Výpočet ložisek středového sloupu

Středový sloup je složený z vrchního a spodního dílu, které jsou vůči sobě otočně uloženy pomocí jednoho axiálního kuličkového ložiska a jednoho radiálního kuličkového ložiska.

6.4.1 Výpočet životnosti radiálního ložiska středového sloupu

Středový sloup je uložený za použití radiálního ložiska typu 6005. Radiální síla působící na ložisko je počítaná v předchozí kapitole (výpočet třecího momentu ložiska). Výsledná síla působící na ložisko se skládá z odstředivé síly a síly od motoru.

$$L_{h2} = \frac{16667}{n_{točny}} \cdot \left(\frac{C_0}{F_v}\right)^3 = \frac{16667}{1,2} \cdot \left(\frac{6550}{2123,7}\right)^3 = 407793 \text{ hod}$$

6.4.2 Vyhodnocení životnosti radiálního kuličkového ložiska 6005

Životnost ložiska několikanásobně převyšuje požadovanou životnost. Podmínka je tedy splněna a ložisko *VYHOVUJE*.

$$L_{h2} \geq L_{pož}$$

6.4.3 Výpočet životnosti axiálního ložiska středového sloupu

Středový sloup je uložený za použití axiálního ložiska typu 51116. Axiální síla je vypočtená z hmotnosti břemene a vlastní hmotnosti konstrukce.

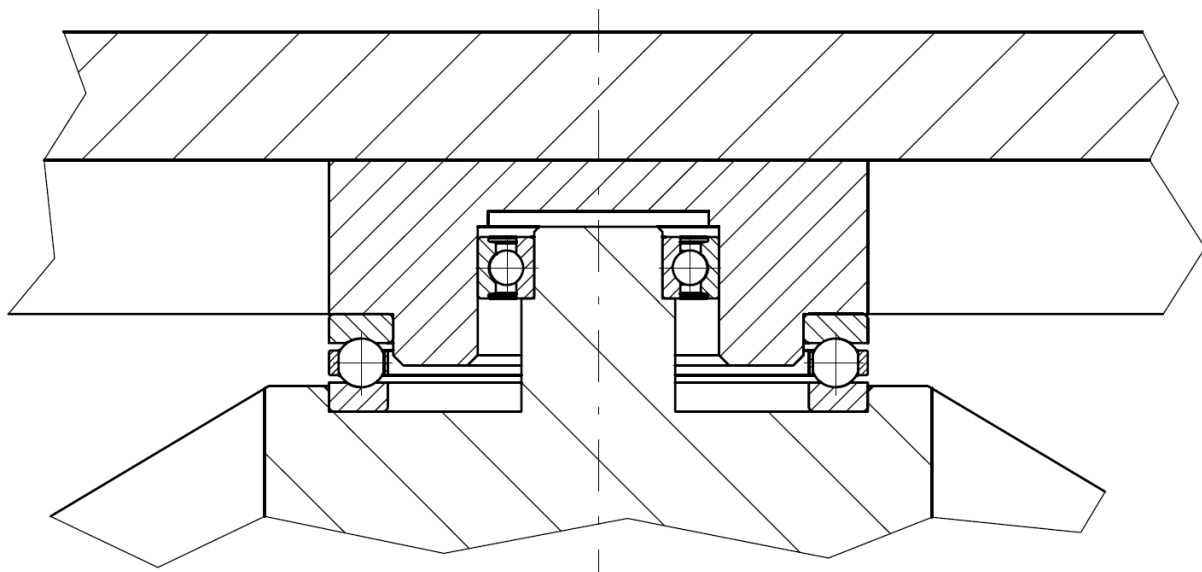
$$L_{h3} = \frac{16667}{n_{tocny}} \cdot \left(\frac{C_0}{P_2}\right)^3 = \frac{16667}{1,2} \cdot \left(\frac{140000}{30746,5}\right)^3 = 1311213 \text{ hod}$$

6.4.4 Vyhodnocení životnosti axiálního kuličkového ložiska 51116

Životnost ložiska několikanásobně převyšuje požadovanou životnost. Podmínka je tedy splněna a ložisko *VYHOVUJE*.

$$L_{h3} \geq L_{pož}$$

6.4.5 Náčrt uložení středového sloupu



Obr. 43 - Náčrt uložení středového sloupu

6.5 Kontrola čepu cévového ozubení

Tato kapitola se zabývá pevnostní kontrolou cévového ozubení. Kontrolováný je čep cévového kola, neboť disponuje menším průřezem a větší výškou než zub palečného kola. Čep je namáhán kombinací stříhu a ohybu. Pro výpočet redukovaného napětí je využita Guestova hypotéza, která je založena na teorii pevnosti podle maximálního smykového napětí.

Čepy jsou vyrobené z oceli ČSN 11523. Tento materiál je zvolen, neboť vyniká vlastností zaručené svařitelnosti, nízké ceny a relativně vysokou mezí pevnosti v kluzu.

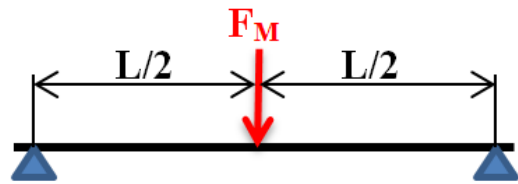
Vytvořený 3D model cévového ozubení ukazuje, že jsou v záběru současně 3 zuby (čepy). Koeficient pro tři zuby v záběru je uvažován $q = 2,4$. Tento koeficient reprezentuje odlišné zatížení na jednotlivých zubech (síla není rovnoměrně rozložena).

6.5.1 Výpočet ohybového napětí

-čep je reálně namáhaný od palečného kola čárovým stykem dlouhým 50 mm (výška palečného kola)

-namáhání na ohyb je zjednodušeno => osamělá síla působící doprostřed nosníku (čepu)

-čep je vysoký 60 mm a má průměr 11 mm



Obr. 44 - Náčrt zatížení čepu

Výpočet ohybového momentu:

$F_M = 2000$ [N]...síla působící na čep vyvozená motorem

$L = 60$ [mm]...délka čepu

$$M_o = F_M \cdot \frac{L}{2} = \frac{2000}{2,4} \cdot \frac{60}{2} = 25000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$d_\xi = 11$ [mm]...průměr čepu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_\xi^3}{32} = \frac{\pi \cdot 11^3}{32} = 130,7 \text{ mm}^3$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{25000}{130,7} = 191,3 \text{ MPa}$$

6.5.2 Výpočet smykového napětí

F_M [N]...síla působící na čep vyvozená motorem

S_ξ [mm²]...průřez čepu

d_{\min} [mm]...nejmenší průměr čepu (soustružené konce pro uložení do otvorů v kolejnici)

$$\tau_s = \frac{F_M}{S_\xi} = \frac{\frac{F_M}{q}}{\frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4}} = \frac{\frac{2000}{2,4}}{\frac{\pi \cdot 7^2}{4}} = 21,7 \text{ MPa}$$

6.5.3 Výpočet redukovaného napětí dle Guestovy hypotézy

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{191,3^2 + 4 \cdot 21,7^2} = 196,2 \text{ MPa}$$

6.5.4 Vyhodnocení napětí

Mez kluzu oceli 11523 je $R_e = 333$ MPa. Redukované napětí je menší než mez kluzu materiálu a celková bezpečnost je cca 1,7. Z těchto výsledků vyplývá, že navržený čep VYHOVUJE.

Způsob namáhání čepu cévového ozubení je uvažován jako nejhorší možný případ. Napětí ve stříhu i v ohybu jsou uvažována za maximální z důvodu dimenzování. V reálném provozu je čep namáhan spojitém obtížením v šířce 50 mm (šířka palečného kola).

$$\sigma_{red} \leq R_e \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.6 Výpočet délky pera na hřídeli motoru

$M_k = 140000$ [N·mm]...krouticí moment vycházející z převodovky

$d_h = 30$ [mm]...průměr hřídele

$p_D = 120$ [MPa]...dovolený tlak na stykové ploše

$t_1 = 3,3$ [mm]...styková výška pera

Výchozí vzorec pro výpočet potřebné délky pera:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2M_k}{D}}{l \cdot h} \Rightarrow l = \frac{2M_k}{D \cdot p \cdot h}$$

Výpočet minimální délky pera:

$$l_{min} = \frac{2 \cdot M_k}{d_h \cdot p_D \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 140000}{30 \cdot 120 \cdot 3,3} = 23,6 \text{ mm}$$

Použité je pero se zvolenou délkou 40 mm. Označení těsného pera: **10e7x8x40**. Na hřídeli jsou dvě pera. Jedno pero slouží pro přenos krouticího momentu z převodovky na hřídel a druhé z hřídele na palečné kolo. Obě pera mají stejné rozměry.

6.7 Zhodnocení výpočtů

Provedené výpočty dokazují správnost zvolených řešení. Dle zadání bylo nutné dimenzovat pohon točny a vypočítat životnost uložení točny. Tyto požadavky jsou splněny v plném rozsahu. V obou případech vyšlo, že zvolené řešení je předimenzované.

Výkon elektromotoru pohánějícího točnou byl zadán. Výpočet pouze ověřil, zda-li je navržený výkon dostačující. Výsledek výpočtu vyšel kladně, neboť zadaný výkon je o cca 15 % větší než výkon potřebný pro rozběh výstavní točny.

Hodnoty životnosti uložení vyšly podle výpočtů několikanásobně větší než požadovaná hodnota. Nejvíce předimenzované je axiální ložisko, které zachytává sílu způsobenou tíhou břemene a vlastní hmotností horního rámu. Ložisko je voleno zejména kvůli svému velkému vnějšmu průměru, protože ložisko s malým průměrem by sice splňovalo podmínku životnosti, ale nesplňovalo by konstrukční podmínku stability.

V neposlední řadě je spočteno a zkontrolováno cévové ozubení. Jedná se o velice specifický druh ozubení, který nelze kontrolovat klasickým způsobem jako ozubení s přímými zuby. Je tedy zvolena pouze kontrola čepu na kombinované namáhání.

Konec kapitoly se věnuje kontrole těsného pera. Je spočítána nejmenší možná délka v závislosti na dovoleném tlaku ve stykové ploše. Následně je zvolena větší délka pera.

7 Pevnostní analýza nosného segmentu pomocí metody MKP

Metoda konečných prvků slouží k simulaci a představě, jak se zatěžovaná soustava bude chovat při reálném zatížení. Výsledky ukazují celkovou deformaci a rozložení napětí. Tato metoda je v praxi nepostradatelná a velice využívaná.

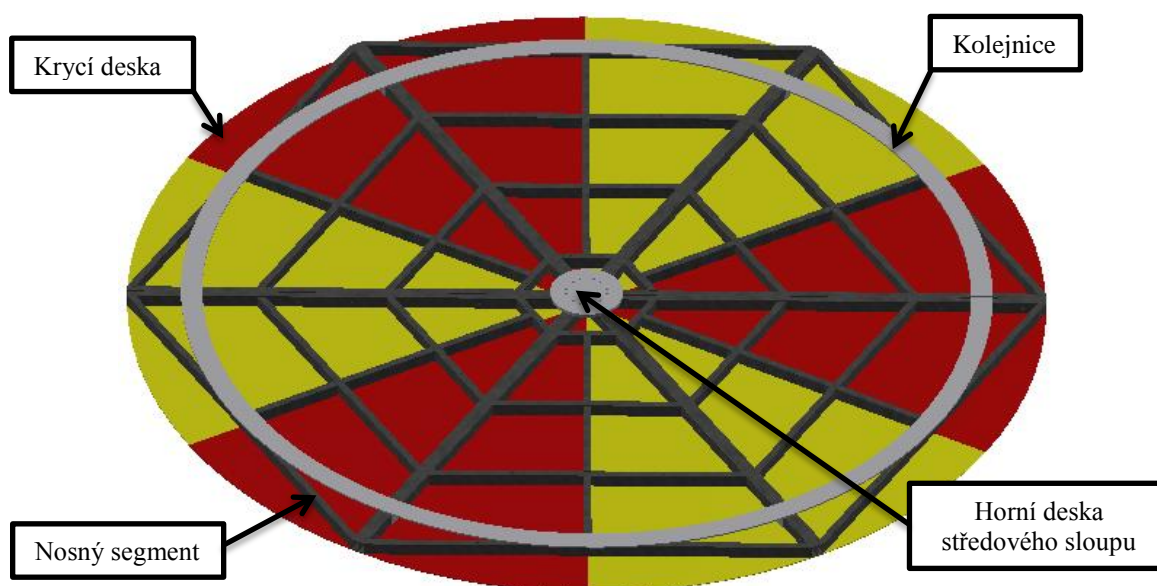
Cílem této analýzy je pevnostní kontrola návrhu nosného segmentu (horního rámu) konstrukce výstavní točny. Rozměry, kromě zadaného průměru, jsou volitelné. Jako materiál rámu je zvolena ocel. Při vyhodnocování konečných výsledků je věnována zvýšená pozornost vzniklé deformaci vlivem zatížení a bezpečnosti vztažené k mezi kluzu.

Výpočty metodou konečných prvků jsou provedeny v softwaru NX 11.0 s řešičem NASTRAN. Nejprve byl vytvořen výpočtový model, který byl konstrukčně vhodně upraven pro možný výpočet. Zadávací soubory pro výpočty jsou k nalezení na příloženém CD.

7.1 Model pro MKP analýzu

Model nosného segmentu byl zjednodušen pro hladší průběh výpočtu. Zjednodušení modelu spočívá v úpravě kolejnic a profilů segmentu. Součástí kolejnic je cévové ozubení, které bylo odstraněno. Svařené čepy se spodní lištou a kolejnicí by však konstrukci dodaly větší tuhost. Výsledky jsou tedy nepatrně ovlivněny a reálný model má oproti modelu upravenému větší tuhost a pevnost. Z důvodů redukce použitých elementů sítě bylo odstraněno i zaoblení profilů. Tyto dvě úpravy nemají zásadní vliv na nežádoucí zkreslení výsledků analýzy.

Do celkového testovaného modelu jsou přidány krycí desky a horní deska středového sloupu. Návrh podlahy točny není v zadání diplomové práce požadován, avšak pro analýzu je podlaha uvažována. Jedná se o šest ocelových desek o tloušťce 5 mm, které jsou položeny na horní plochu nosného rámu a chyceny k němu pomocí virtuálních šroubů. Deska má tvar kruhové výseče, která svírá úhel 60° . Rozmístění desek je zvoleno tak, aby překrývalo sešroubované profily segmentů. Jedna deska překrývá tedy dva nosné segmenty současně. Deska musí být ve výpočtovém modelu uvažována, neboť je nutné simulovat tři různé druhy zatížení, a to by bez použití podlahy nebylo možné. Další úpravou modelu je přidání horní desky středového sloupu. Aby byly okrajové podmínky reálné, je vytvořeno virtuální spojení segmentů s deskou středového sloupu pomocí virtuálních šroubů.



Obr. 45 - 3D model upravený pro tvorbu výpočtového modelu (pohled ze spodu)

7.2 Předpoklady pro výpočet metodou MKP

Všechny výpočty jsou provedeny na prostorových modelech. Profily nosného segmentu jsou vyrobeny z oceli 11343, která má mez kluzu $Re = 210$ MPa.

Tab. 5 - Vlastnosti oceli

Vlastnost	Hodnoty	Jednotky
Modul pružnosti v tahu	$2,1 \times 10^5$	MPa
Měrná hmotnost	7850	kg/m
Poissonova konstanta	0,3	---

7.3 Návrh výpočtového modelu

7.3.1 Fyzikální model

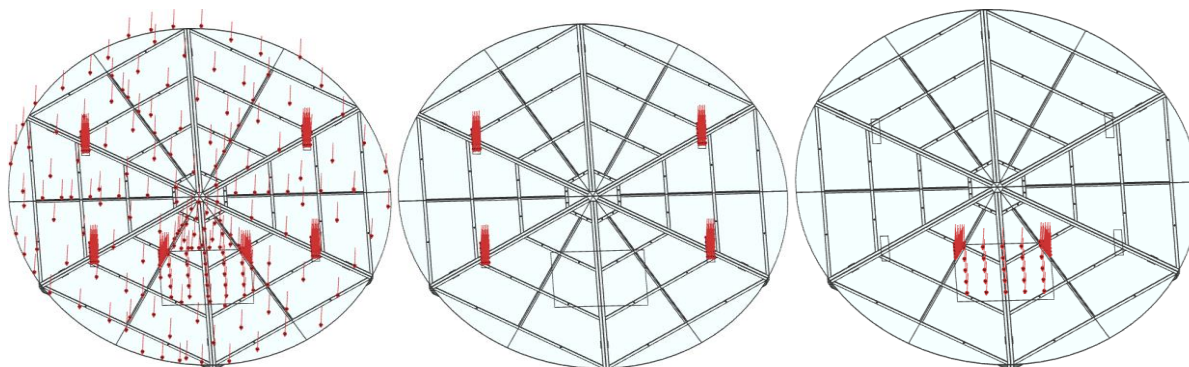
Geometrie modelu je vytvořena dle rozměrů a požadavků návrhu. Díly jsou vytvořeny pomocí základních modelářských funkcí v programu Autodesk Inventor Professional 2016 a následně převedeny do prostředí NX 11.0. Všechny součásti točny jsou vyrobeny z oceli.

7.3.2 Okrajové podmínky

Správně zvolené okrajové podmínky jsou klíčem k úspěšnému a pravdivému výsledku analýzy. Zadavatel poskytl hmotnost břemene působící na konstrukci, ale neuvedl způsob zatížení. Zatěžující síla je vyvozena hmotností břemene 2500 kg a její velikost je 24525 N.

a) *Zatížení – vyznačeno červeně (Obr. 46)*

Zatížení točny je rozhodující faktor pro správné dimenzování nosného segmentu. Pro správné dimenzování není možné uvažovat pouze jeden způsob zatížení. Ze spektra náhodných možných zatížení jsou vybrány tři alternativy, na které je nosný segment dimenzován. První typ je rovnoměrně rozložená síla na celou horní plochu točny. Uvažuje se možné zatížení např. sypkým materiálem, který je volně rozprostřen ve stejné vrstvě po celé ploše točny. Druhý typ zatížení je uvažován ve čtyřech bodech točny, do kterých je rovnoměrně rozložena celková váha břemene. Tento druh namáhání vzniká např. při prezentaci automobilu. V tomto konkrétním případě je zvolen rozchod (1650 mm) a rozvor (2900 mm) nápravy pro uvažovaný vystavovaný automobil BMW X5, který má váhu rovnoměrně rozloženou na obě nápravy. Třetí a poslední typ namáhání je bodové namáhání mimo osu rotace točny. Zatížení je vyvozeno váhou břemene položené např. na europaletě (1200 mm x 800 mm).

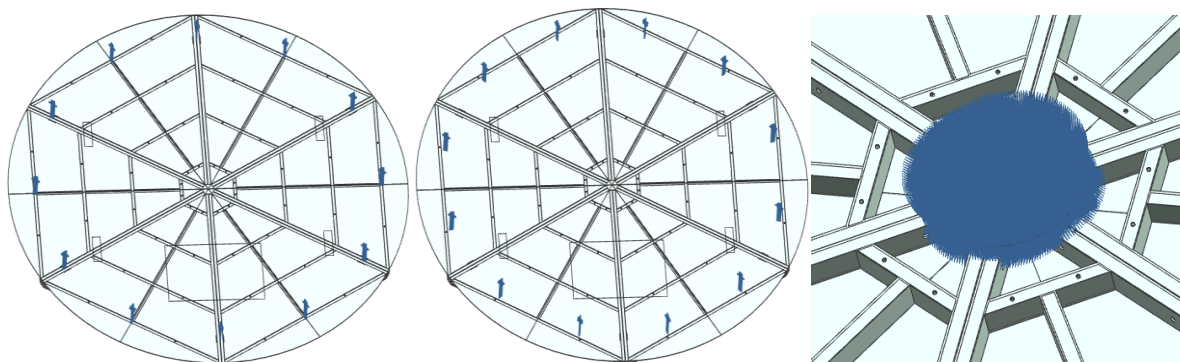


Obr. 46 – 3D model se třemi způsoby zatížení: konstantní celoplošné, čtyřbodové, jednobodové

b) Uchycení – vyznačeno modře (Obr. 47)

Uchycení je voleno s ohledem na reálné smontování točny. Na kolejnicích byly vytvořeny plochy, které symbolizují kolečka (fix v ose Z). Středový plech je v prostoru pevně zafixovaný ve všech směrech i rotacích. Segmenty jsou k němu připevněny pomocí fiktivních šroubů, které byly nahrazeny vytvořením a slepením ploch okolo otvoru pro šrouby.

Stejně jako u zatížení je důležité věnovat při realizaci uchycení pozornost možným alternativám, které mohou nastat. Výstavní točna koná rotační pohyb, a tak se poloha koleček vůči kolejnici mění. Ve výpočtu jsou uvažovány dvě možné polohy koleček vůči kolejnici. Polohy jsou vůči sobě posunuté o 15°.



Obr. 47 - 3D model s dvěma způsoby uchycení a uchycením středové desky

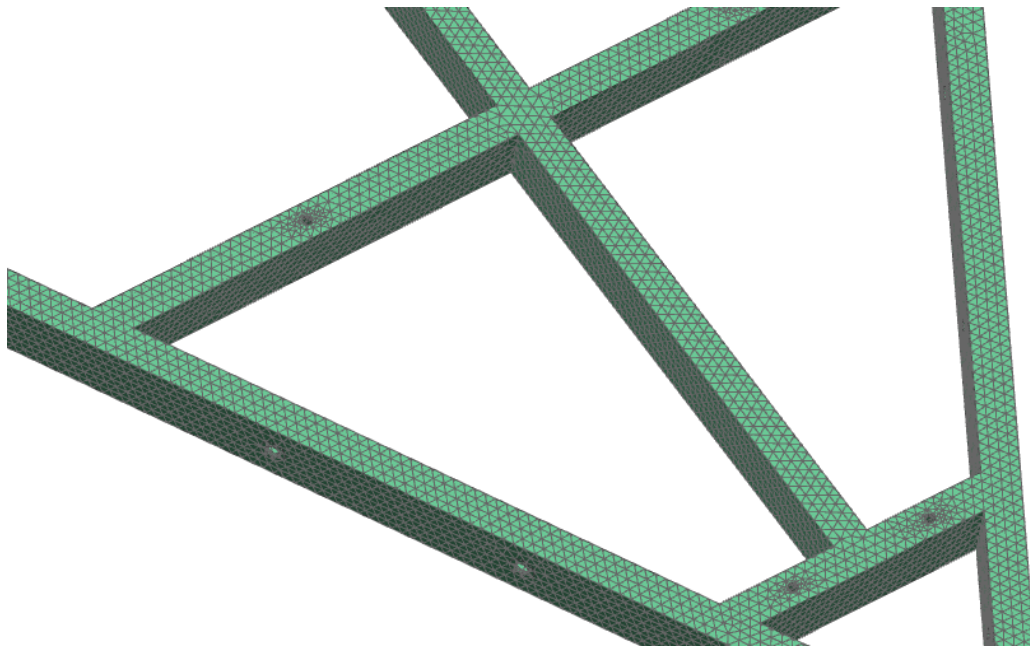
c) Kombinace namáhání a uchycení

Pro důkladné otestování nosného segmentu je nutné kombinovat různé druhy zatížení (3 typy) s různými druhy uchycení (2 typy). Kombinací je vytvořeno šest možných druhů namáhání s různými okrajovými podmínkami. Jednotlivá řešení jsou softwarově spočtena a následně vyhodnocena. Vzniká tak šest různých výsledků, ze kterých je vybrán a okomentován nejhůře vycházející případ.

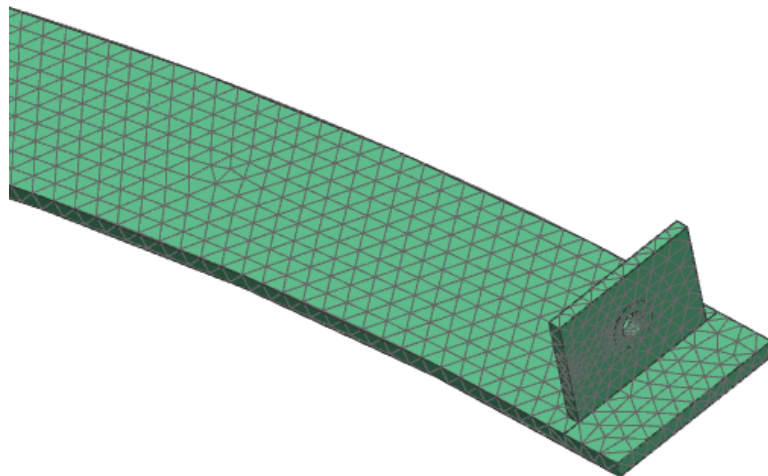
7.3.3 Síť

Pro zasítování dílů točny je použita 3D Tetrahedral Mesh typ CTETRA(10). Velikost elementů je zvolena s ohledem na velikosti součástí. U segmentů a kolejnic je volena síť jemnější (velikost elementu 12 mm), neboť se jedná o díl, který je vyhodnocován. Pro krycí desku a horní plech středového sloupu je zvolena síť hrubší (velikost elementu 32 mm), neboť se nevyhodnocují. Velikosti elementů jsou rozhodujícími faktory pro délku výpočtu. Točna se skládá z profilů obdélníkového tvaru s tloušťkou stěny 4 mm v délce 5 m, a tak je výpočet velice softwarově náročný. Vzhledem k množství potřebných řešení jsou voleny velké elementy, které mohou nepatrně ovlivnit přesnost výsledku, ale pro vyhodnocení jsou dostatečné. Mezi jednotlivými na sebe navazujícími díly byl použit pevný nebo volný MASH MATING, který slouží pro zajištění shodnosti sítě v místě přechodu z jednoho dílu na druhý.

Nasítovaná deska a horní plech středového sloupu nejsou ukázány a ve výsledcích zobrazovány, neboť se nevyhodnocují a slouží pouze jako pomůcka pro přiblížení reálného stavu zatížení nosného segmentu s kolejnicí. Deska je zvolena z 5 mm plechu, aby nedošlo k velkému ovlivnění výsledků. Je důležité si uvědomit, že materiál a vlastnosti krycí desky (podlahy točny) výrazně ovlivní rozložení zatížení. Výsledky také ovlivní, z kolika částí se podlaha bude skládat a jak bude přichycena k segmentům. Důkladným sešroubováním se zvyšuje tuhost celé soustavy. Tuhost soustavy se také může zvýšit vzájemným propojením desek mezi sebou.



Obr. 48 - Nasíťovaný 3D model nosného segmentu (detail)



Obr. 49 - Nasíťovaný 3D model kolejnice (detail)

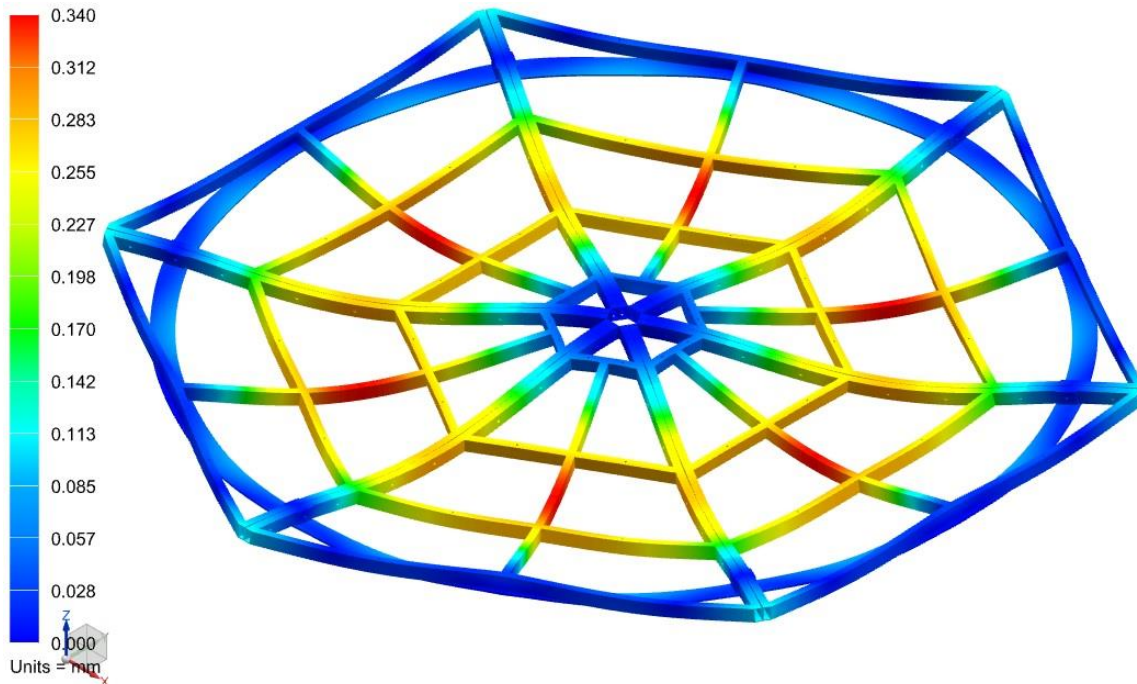
Díly, které jsou k sobě přišroubovány, jsou spojeny pomocí pevného MASH MATINGU, který zajistí přenos sil skrz přechod mezi součástmi. Aby šrouby byly nahrazeny a přitom byl zachován realistický stav, byly vytvořeny naseknuté plochy okolo otvorů. Plochy jednotlivých dílů jsou následně vzájemně slepeny pevným MASH MATINGEM. Toto řešení částečně simuluje utažené šrouby, které drží celou konstrukci pohromadě. Mezi spojené segmenty je následně použita funkce Surface to Surface Contact, která umožňuje vzájemné ovlivňování sešroubovaných dílů vůči sobě vlivem zatížení. Stejný princip a stejné funkce jsou použity i mezi segmenty a krycí desky, segmenty a horní díl středového sloupu, segmenty a kolejnice. Podmínka kontaktu simuluje realistické chování při zatížení, neboť dovoluje přenos sil a deformace mezi jednotlivými díly. Nosný segment je uvažován jako jeden celistvý díl.

7.4 Pevnostní analýza

Pevnostní analýza byla provedena pro všechny možné kombinace zatížení a uchycení (6 způsobů). Nejhuře vycházející případ je následně okomentován a je určena bezpečnost k mezi kluzu.

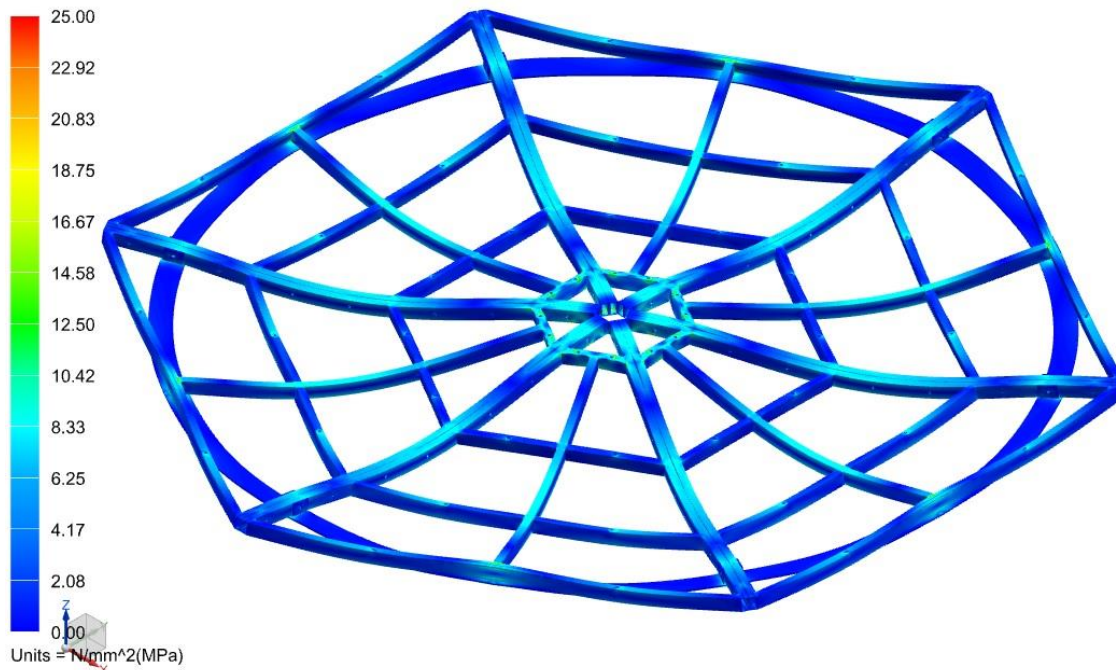
7.4.1 Varianta 1

První varianta uvažuje kombinaci namáhání, kde točna je zatížena rovnoměrným zatížením na celou plochu (rovnoměrná vrstva sypkého materiálu) a uchycení je zvoleno v základní poloze.



Obr. 50 – Celková deformace způsobená vlivem zatížení - Varianta 1

Na Obr. 50 je znázorněna celková deformace způsobená vlivem celoplošného rovnoměrného zatížení. Maximální deformace dosahuje hodnoty $0,34 \text{ mm}$, což je zanedbatelná hodnota vzhledem k rozměrům točny.

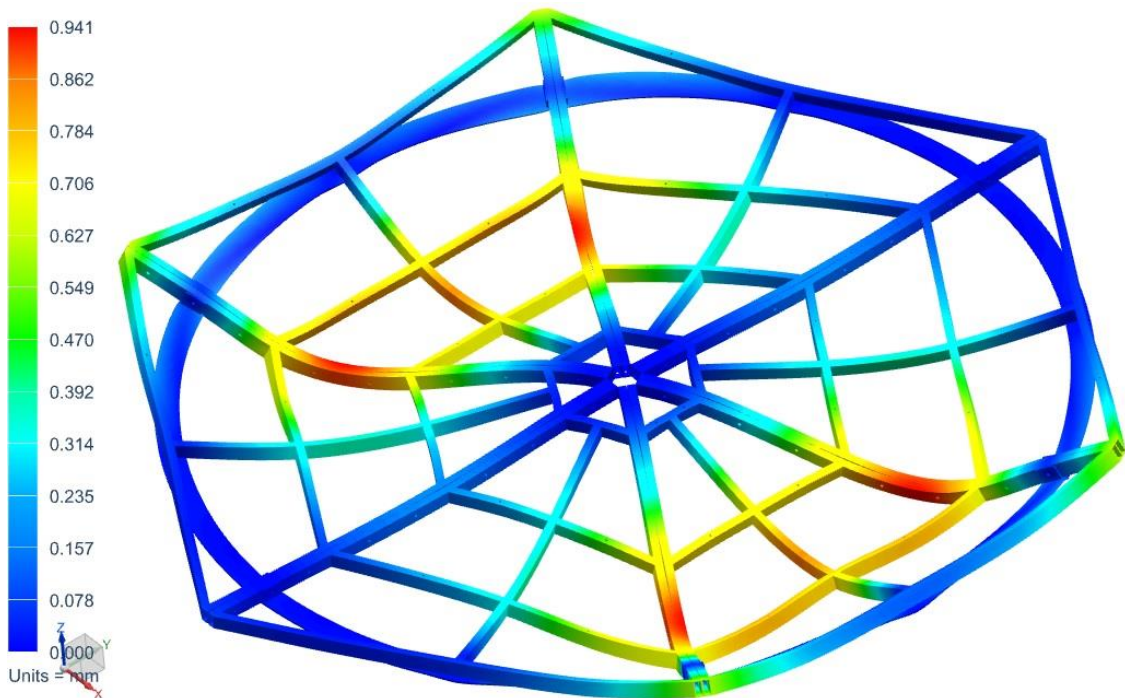


Obr. 51 – Průběh redukované napětí HMM způsobený zatížením - Varianta 1

Na Obr. 51 je znázorněn průběh redukované napětí HMM způsobený vlivem celoplošného rovnoměrného zatížení. Max. zjištěné napětí dosahuje hodnoty $19,23 \text{ MPa}$.

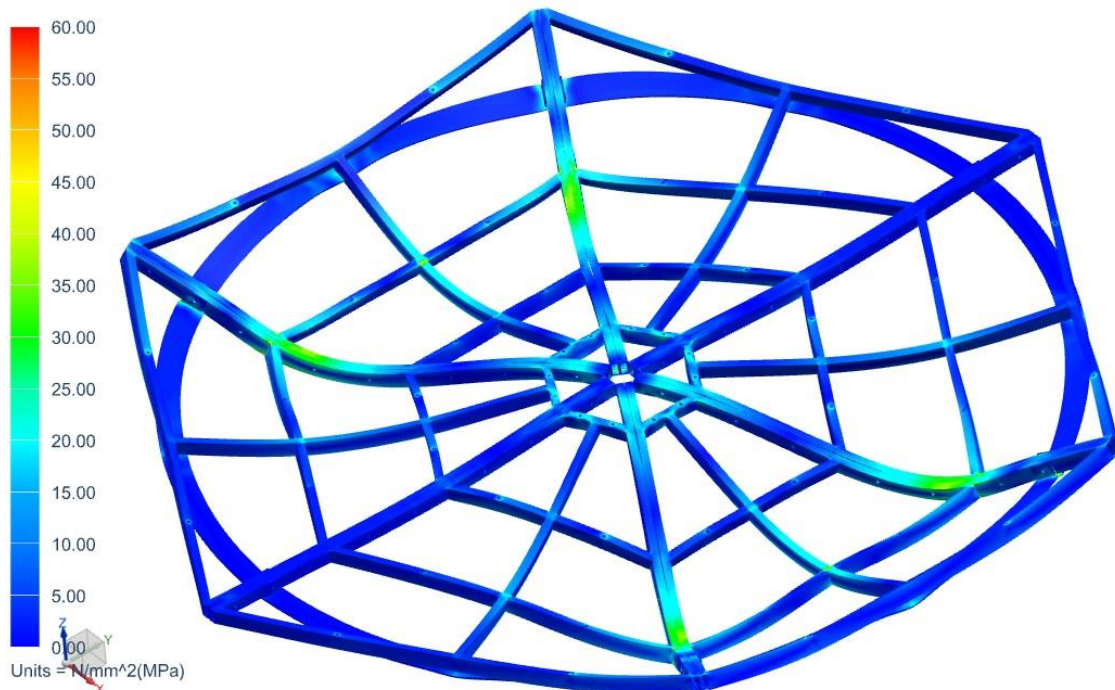
7.4.2 Varianta 2

Druhá varianta uvažuje kombinaci namáhání, kde točna je zatížena čtyřbodovým zatížením (prezentace automobilu) a uchycení je zvoleno v základní poloze.



Obr. 52 – Celková deformace způsobena vlivem zatížení – Varianta 2

Na Obr. 52 je znázorněna celková deformace způsobená vlivem čtyřbodového zatížení. Maximální deformace dosahuje hodnoty $0,941 \text{ mm}$, což je zanedbatelná hodnota vzhledem k rozměrům točny.

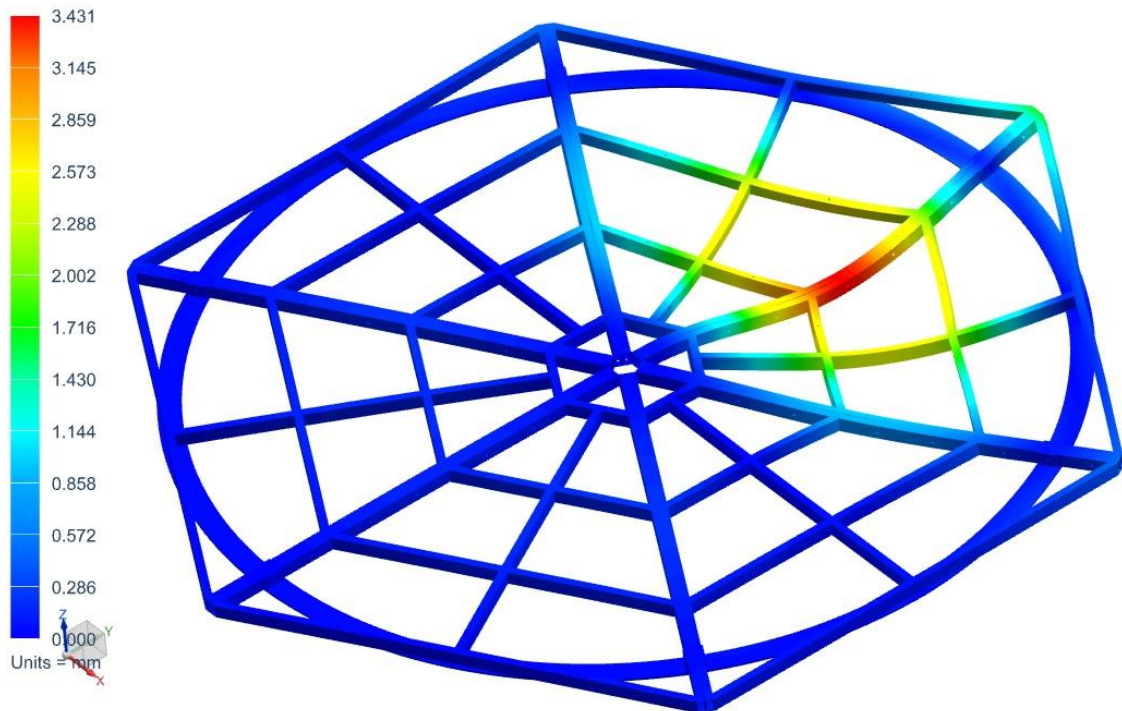


Obr. 53 – Průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem zatížení - Varianta 2

Na Obr. 53 je znázorněn průběh redukované napětí HMH způsobený vlivem čtyřbodového zatížení. Maximální zjištěné napětí dosahuje hodnoty $39,33 \text{ MPa}$.

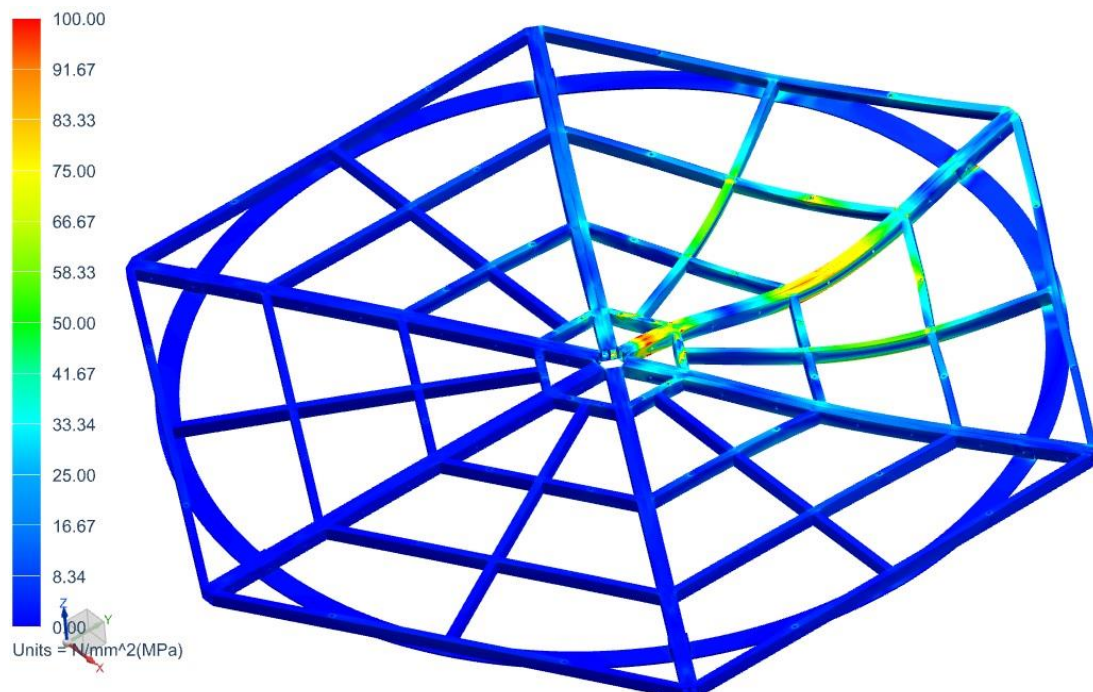
7.4.3 Varianta 3

Třetí varianta uvažuje kombinaci namáhání, kde točna je zatížena jednobodovým zatížením (europaleta s břemenem) a uchycení je zvoleno v základní poloze.



Obr. 54 – Celková deformace způsobená vlivem zatížení - Varianta 3

Na Obr. 54 je znázorněna celková deformace způsobená vlivem jednobodového zatížení. Maximální deformace dosahuje hodnoty $3,431\text{ mm}$, což je přijatelná hodnota vzhledem k velikosti točny.

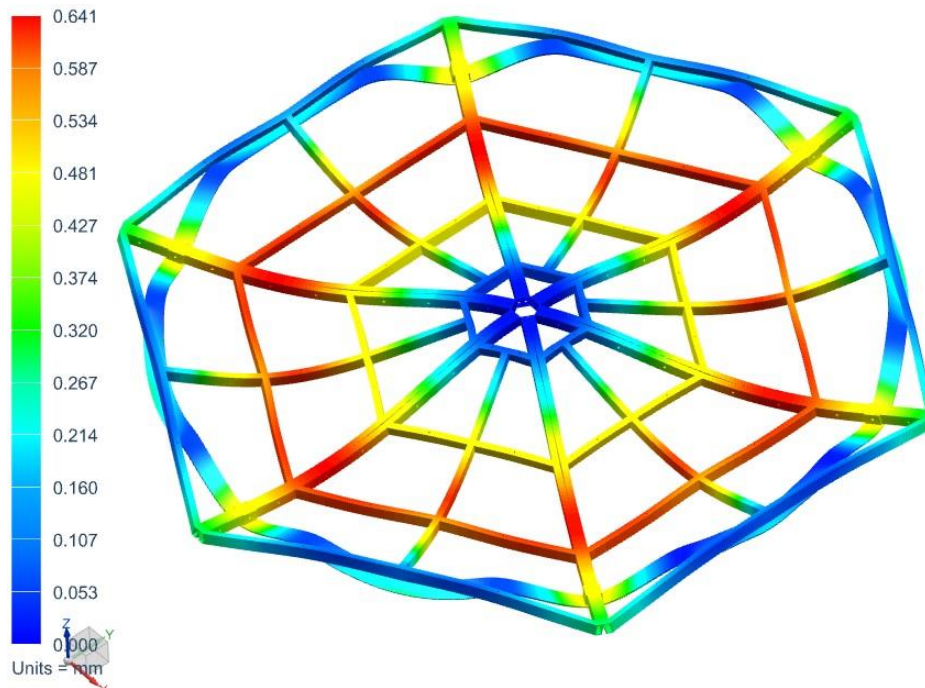


Obr. 55 – Průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem zatížení - Varianta 3

Na Obr. 55 je znázorněno průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem jednobodového zatížení. Maximální zjištěné napětí dosahuje hodnoty $123,06\text{ MPa}$.

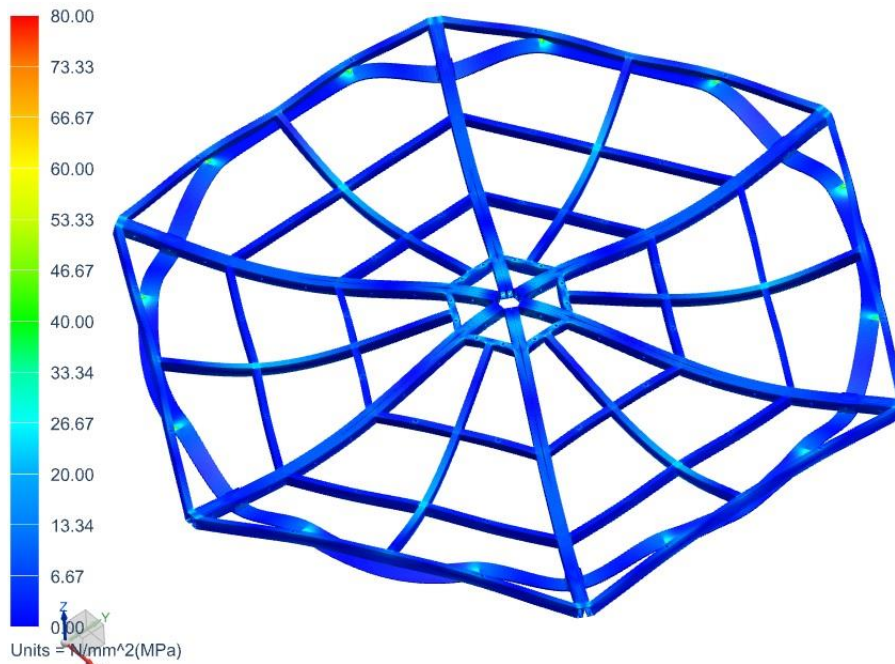
7.4.4 Varianta 4

Čtvrtá varianta uvažuje kombinaci namáhání, kde točna je zatížena rovnoměrným zatížením na celou plochu (rovnoměrná vrstva sypkého materiálu) a uchycení je pootočeno o 15° vzhledem k základní poloze.



Obr. 56 – Celková deformace způsobená vlivem zatížení – Varianta 4

Na Obr. 56 je znázorněna celková deformace způsobená vlivem celoplošného rovnoměrného zatížení. Maximální deformace dosahuje hodnoty $0,641 \text{ mm}$, což je zanedbatelná hodnota vzhledem k rozměrům točny.

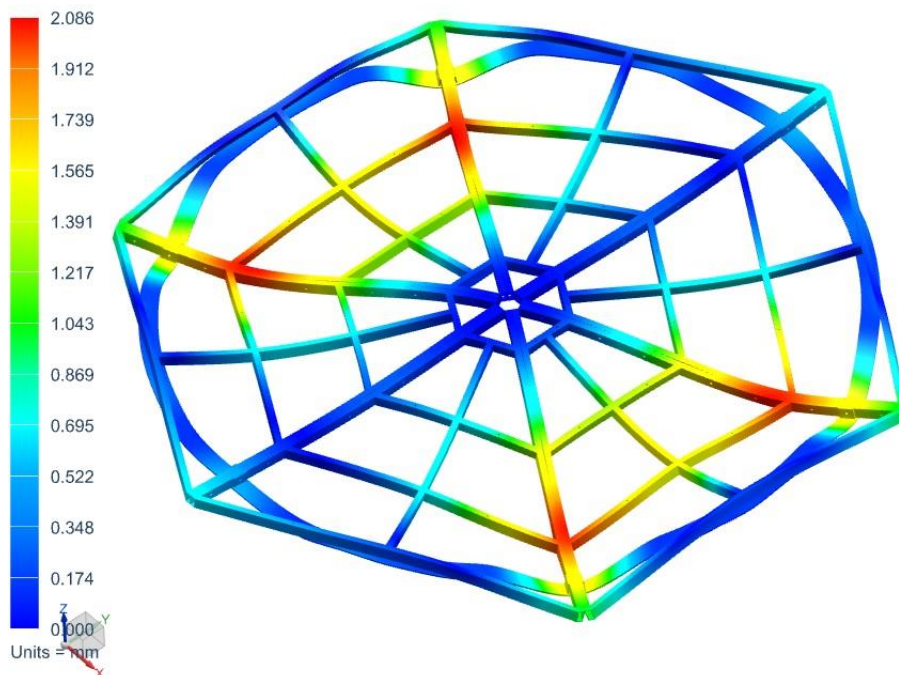


Obr. 57 – Průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem zatížení - Varianta 4

Na Obr. 57 je znázorněn průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem celoplošného rovnoměrného zatížení. Max. zjištěné napětí dosahuje hodnoty $32,57 \text{ MPa}$.

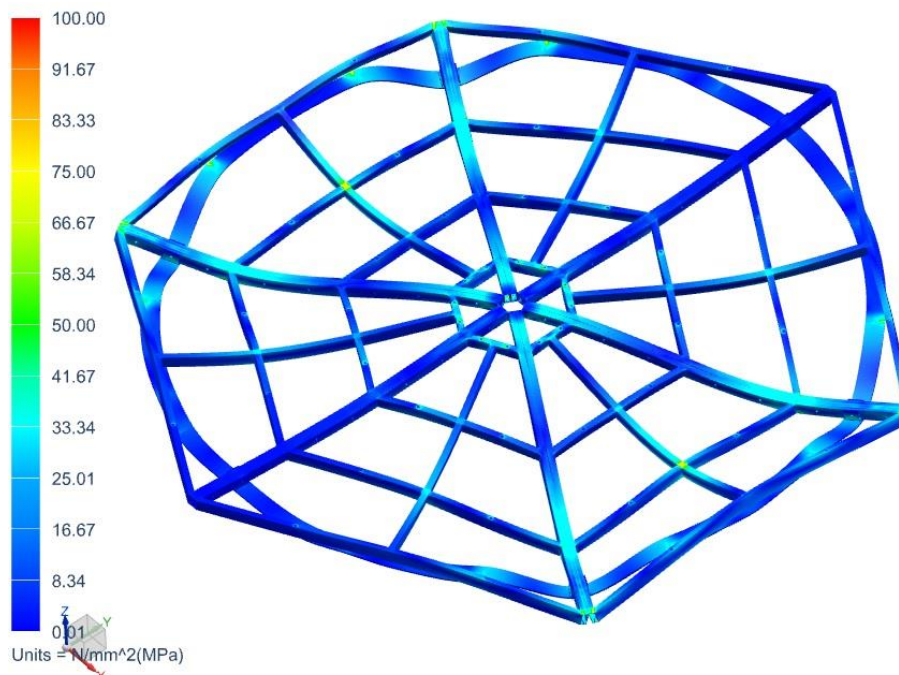
7.4.5 Varianta 5

Pátá varianta uvažuje kombinaci namáhání, kde točna je zatížena čtyřbodovým zatížením (prezentace automobilu) a uchycení je pootočeno o 15° vzhledem k základní poloze.



Obr. 58 – Celková deformace způsobená vlivem zatížení - Varianta 5

Na Obr. 58 je znázorněna celková deformace způsobená vlivem čtyřbodového zatížení. Maximální deformace dosahuje hodnoty 2,086 mm, což je zanedbatelná hodnota vzhledem k rozměrům točny.

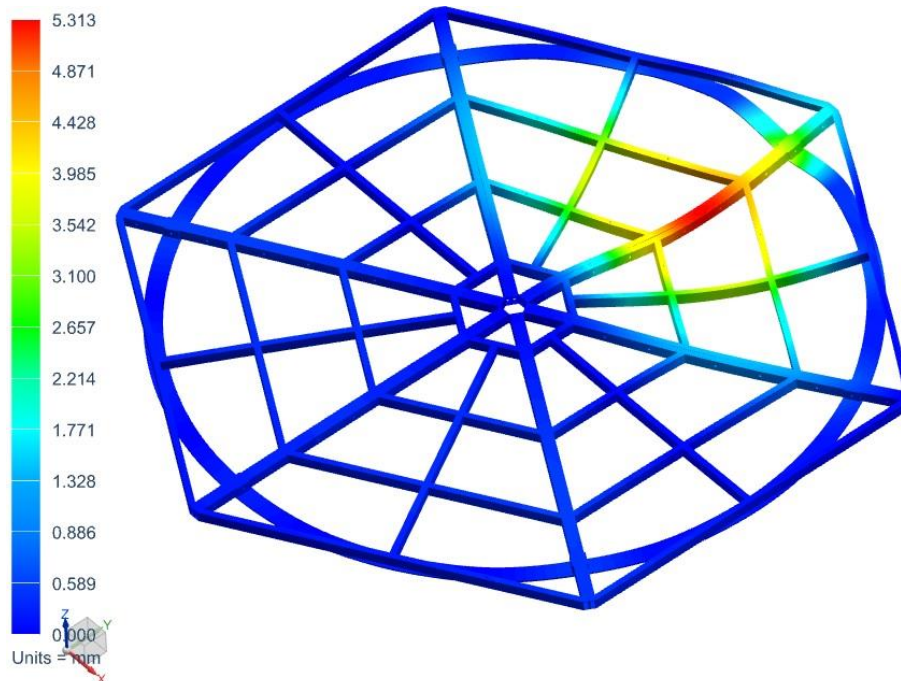


Obr. 59 – Průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem zatížení - Varianta 5

Na Obr. 59 je znázorněn průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem čtyřbodového zatížení. Maximální zjištěné napětí dosahuje hodnoty 71,22 MPa.

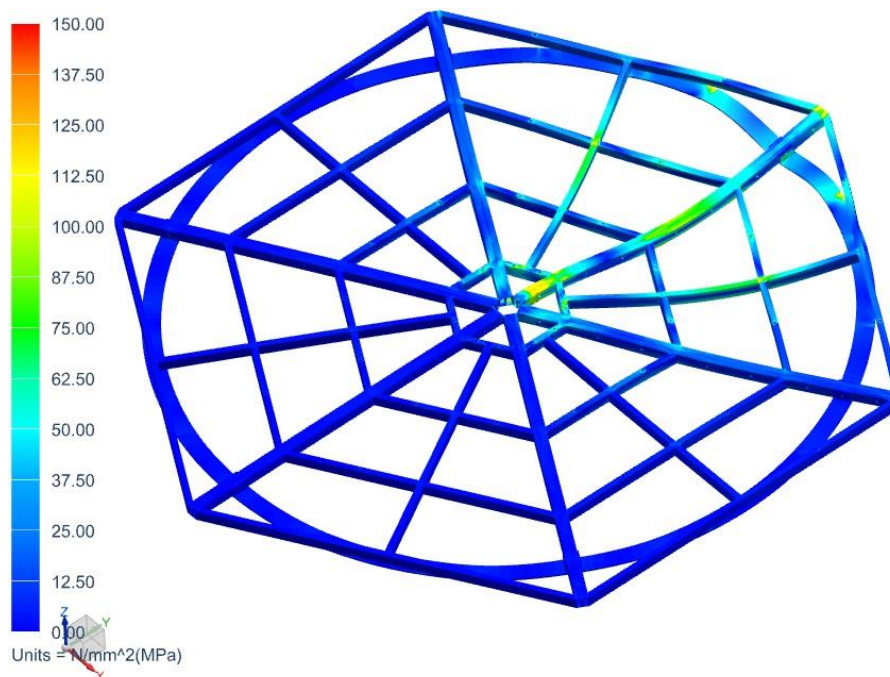
7.4.6 Varianta 6

Šestá varianta uvažuje kombinaci namáhání, kde točna je zatížena jednobodovým zatížením (europaleta s břemenem) a uchycení je pootočeno o 15° vzhledem k základní poloze.



Obr. 60 – Celková deformace způsobená vlivem zatížení - Varianta 6

Na Obr. 60 je znázorněna celková deformace způsobená vlivem jednobodového zatížení. Maximální deformace dosahuje 5,313 mm, což je přijatelná hodnota vzhledem k velikosti točny.



Obr. 61 – Průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem zatížení - Varianta 6

Na Obr. 61 je znázorněn průběh redukovaného napětí HMH způsobený vlivem jednobodového zatížení. Maximální zjištěné napětí dosahuje hodnoty 185,57 MPa.

7.5 Vyhodnocení pevnostní analýzy

Výpočtové metodě MKP je podrobena všech šest možných kombinací zatížení. Tato kapitola se zabývá zhodnocením výsledků a nalezením nejhoršího možného případu zatížení. Pro přehlednost jsou výsledky z předchozí kapitoly vypsány do tabulky.

Tab. 6 - Přehled zjištěných hodnot

Varianta	Deformace [mm]	Napětí [MPa]
1	0,34	19,23
2	0,941	39,33
3	3,43	123,06
4	0,641	32,57
5	2,086	71,22
6	5,313	185,57

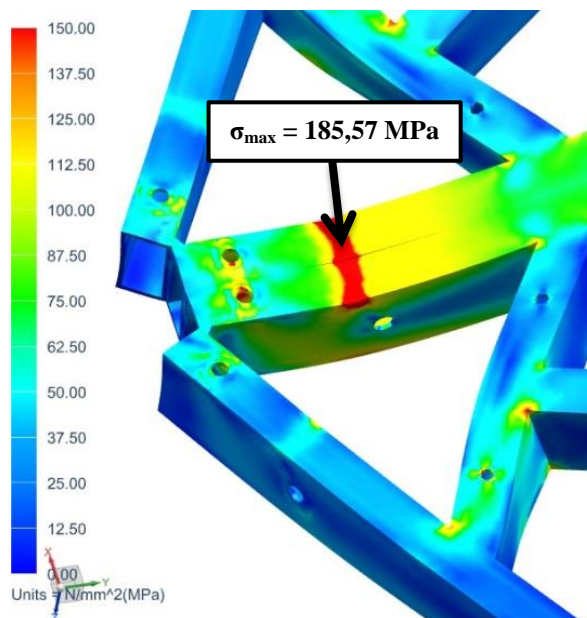
Porovnáním hodnot v Tab. 6 jednoznačně vychází jako nejhorší možný případ jednobodové zatížení s kolečky posunutými o 15° vzhledem k základní poloze. Výsledek není nikterak neočekávaný, neboť rovnoměrné symetrické zatížení točny je deduktivně přijatelnější než zatížení nesymetrické jednobodové umístěné mimo osu rotace.

Hodnoty napětí jednotlivých variant mohou být mírně zkresleny. Pro přesné vyhodnocení metodou MKP by velikost elementu měla být volena tak, aby vycházely dva elementy na tloušťku stěny profilu. V konkrétním případě by se jednalo o velikost elementu 2 mm. Při řešení šesti možných kombinací zatížení je však tato myšlenka neuskutečnitelná. Výpočet by byl velice náročný a mohl by trvat i několik týdnů.

7.5.1 Vyhodnocení kritického místa

Varianta 6 je vyhodnocena za nejhorší možný případ zatížení. Kritické místo je vyhodnoceno jako dotyk horního dílu středového sloupu se segmenty. Při bodovém zatížení dochází k prohýbání profilů. V profilech se kumuluje napětí, které dosahuje vysokých hodnot (185,57 MPa).

Problém vzniku vysokých napětí je při nesymetrickém jednobodovém dotyku možné vyřešit dvěma možnými metodami. První a velice jednoduchá metoda je posunutím břemene do středu otáčení výstavní točny. Zamezí se tak namáhání profilů na ohyb a síla od břemene se přenesou přímo na středový sloup, který je dostatečně masivní, aby zatížení vydržel. Druhá alternativa je rozměrové zvětšení profilů segmentu. Obě metody vedou k výraznému zvýšení bezpečnosti k mezi kluzu.



Obr. 62 - Detail točny s největším redukovaným napětím

Výpočet bezpečnosti k mezi kluzu: $k = Re/\sigma_{max} = 210/185,57 = 1,13$

Vyhodnocení bezpečnosti k mezi kluzu: $k > 1 \Rightarrow$ **VYHOVUJE**

8 Popis finálního řešení konstrukce točny

Tato kapitola popisuje jednotlivé díly výstavní točny. Každá sestava je zde rozložena na díly a všechny díly jsou popsány. Konkrétní konstrukční řešení jsou zvolena z určitých důvodů, které jsou zde slovně okomentovány. Zvolené materiály a profily jsou vybrány z katalogu od společnosti Feron, a.s. [11].

8.1 Horní rám konstrukce

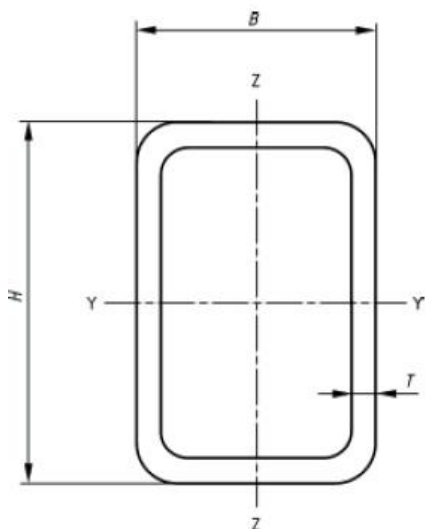
Horní rám konstrukce se skládá z šesti nosných segmentů, čtyřiceti osmi spojovacích elementů a šesti kolejnic s cévovým ozubením.

8.1.1 Nosný segment

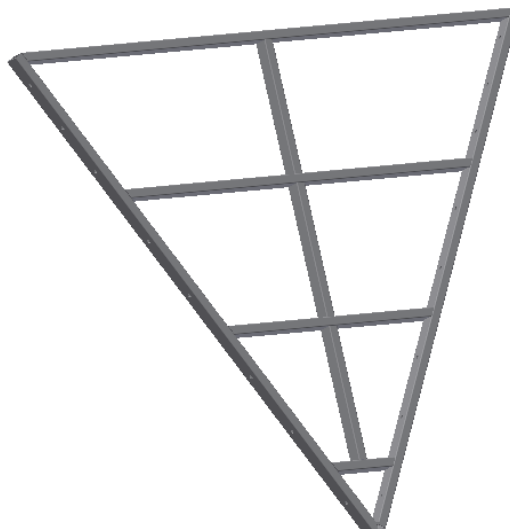
Výstavní točna je kruhového tvaru. Kruh je rozdělen po 60° na šest kruhových výsečí, které tvoří segmenty. Segmenty jsou svařeny z profilů obdélníkového tvaru a jsou vzájemně spojeny čtyřiceti osmi šrouby M16 x 100, které drží celou konstrukci pohromadě.

Segment se skládá ze dvou hlavních profilů, které svírají úhel 60° . Aby bylo dosaženo dostatečné tuhosti, jsou hlavní profily vyztuženy čtyřmi horizontálními příčkami. S ohledem na nechtěnou destrukci příček, příčky jsou dlouhé a mohlo by dojít ke zborcení, jsou zvoleny jako výtzuha vertikální příčky, které jsou kolmé na horizontální příčky. Vertikální příčky jsou umístěny uprostřed horizontálních příček.

Segment musí být dostatečně tuhý a pevný, neboť je zatížený břemenem o hmotnosti 2500 kg. Na hmotnost břemene je dimenzována velikost profilu. Profil je zvolen obdélníkového tvaru o rozměrech $H = 70$ mm, $B = 40$ mm a $T = 4$ mm.



Obr. 63 - Náčrt obdélníkového profilu [22]



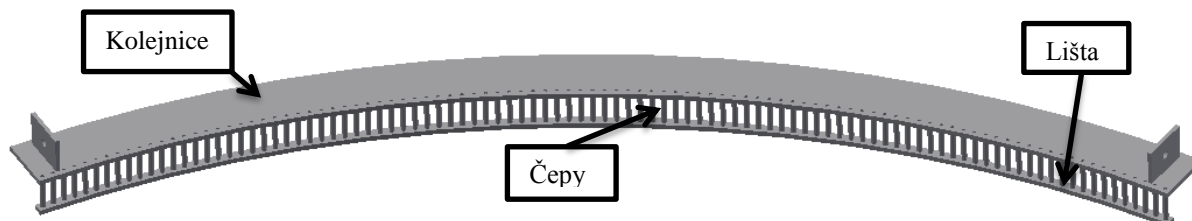
Obr. 64 - 3D model segmentu výstavní točny

8.1.2 Kolejnice s cévovým ozubením

Kolejnice je součástí horního rámu konstrukce, která je přímo v kontaktu s kolečkem. Stejně jako segmenty je rozdělena na šest dílů po 60° . Každý segment má tedy vlastní kolejnici, která tvoří dráhu pro kolečka. Kolejnice je zhotovena z plechu o tloušťce 10 mm. Úchyty na kolejnici jsou vyrobeny z plechu o tloušťce 8 mm a mají v sobě otvory pro šrouby M16 x 110, pomocí kterých je kolejnice připevněna k segmentu.

Součástí každé kolejnice je cévové ozubení integrované přímo v kolejnici. Každá kolejnice obsahuje 100 čepů rozmístěných v přesných roztečích. Ozubení je navrženo tak,

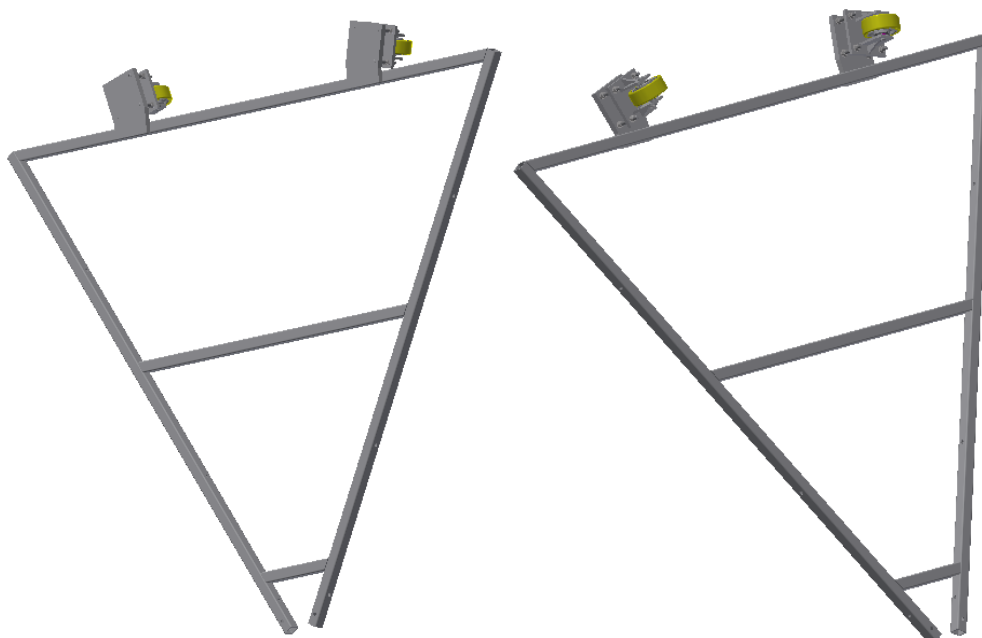
aby všechny kolejnice byly stejné, tudíž jsou při montáži libovolně zaměnitelné. Rozdělení ozubení vždy vychází přesně doprostřed zubové mezery. Jako metoda pro spojení čepů s kolejnici je zvoleno svařování. Každý desátý čep je svařen s kolejnici. Aby ozubení drželo pohromadě, je zapotřebí spodní lišty, která svírá čepy na opačném konci. Metodou pro spojení lišty s čepy je opět zvoleno svařování.



Obr. 65 - 3D model kolejnice s cévovým ozubením

8.2 Sestava spodního rámu konstrukce

Spodní rám konstrukce se skládá z šesti kotvicích segmentů, osmnácti spojovacích elementů a dvanácti koleček s domečkou.



Obr. 66 - 3D model sestavy spodního rámu

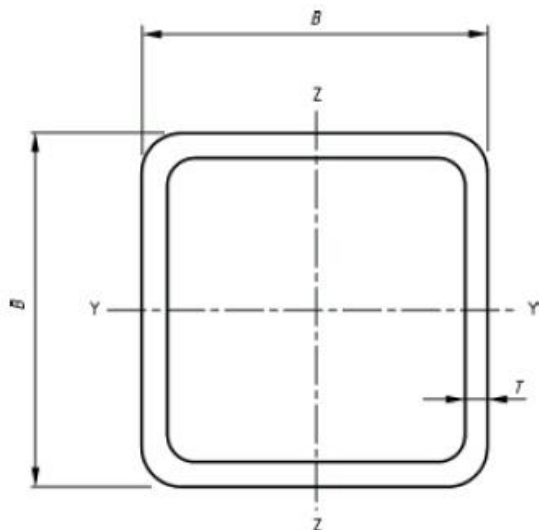
8.2.1 Kotvicí segment

Kotvicí segment je statická část točny. Jedná se o spojovací prvek mezi středovým sloupem a kolečkou. Stejně jako segment horního rámu konstrukce je rozdělen na šest dílů po 60°. Segmenty jsou spojeny pomocí osmnácti šroubů M12 x 100, které drží celou konstrukci spodního rámu pohromadě.

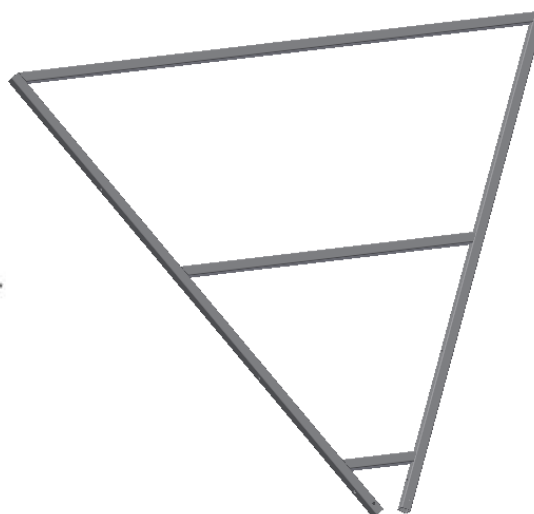
Profil kotvicího segmentu není tak masivní jako v případě nosného segmentu. Je zde zvolen čtvercový profil s rozměry $B = 40 \text{ mm}$ a $T = 3 \text{ mm}$. Segment se skládá ze dvou hlavních profilů, které svírají úhel 60° a tří horizontálních výztuh, které dodávají konstrukci tuhost a stabilitu.

Kotvicí segment není přímo v kontaktu s podlahou. Konstrukce je svařená se spodním plechem domečku koleček. Spodní plech má tloušťku 20 mm a segment je v kontaktu s horní plochou plechu. Segment není v kontaktu s podlahou záměrně, neboť podlaha může

vykazovat nerovnosti, které by mohly pro vyrovnání výšky točny do vodorovné polohy způsobovat problémy. Kotvící segment slouží tedy pouze jako spojovací prvek, který zajišťuje polohu koleček.



Obr. 67 - Náčrt čtvercového profilu [23]

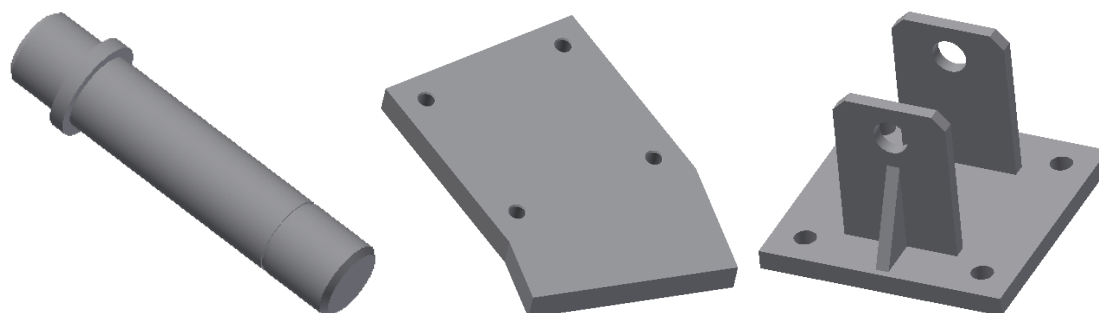


Obr. 68 – 3D model kotvícího segmentu

8.2.2 Sestava uložení s kolečky

Pro otočné uložení výstavní točny jsou zvolena litinová kolečka s polyuretanovým běhounem. Technické údaje: průměr kolečka 125 mm, šířka běhounu 50 mm, průměr osy kolečka 20 mm a délka náboje 60 mm. Kolečko je konstruováno tak, aby vydrželo statické zatížení 10800 N a dynamické zatížení 5400 N. Polyuretanový plášť zajišťuje tichý a plynulý chod. Každé kolečko je vybaveno dvěma jednořadými kuličkovými ložisky od společnosti SKF typu 6204-2Z. Součástí točny je 12 koleček, která zajišťují rovnoměrné rozložení váhy na kolejnici.

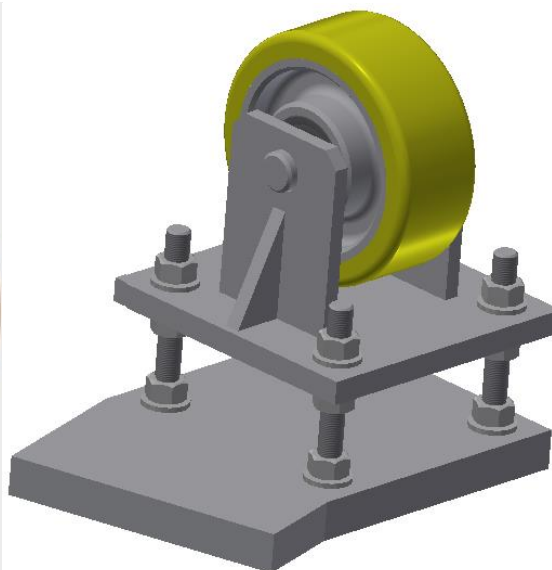
Kolečka jsou uložena v domečku, který je konstruovaný tak, aby bylo možné vyrovnávat nerovnosti podlahy. Každý domeček se skládá ze čtyř závitových tyčí M12 x 110, dvanácti matic M12 a dvanácti podložek 12. Závitové tyče spojují dva ustavovací plechy. Plech, který je v kontaktu s podlahou, má tloušťku 20 mm a obsahuje čtyři otvory s vyříznutým závitem M12 pro našroubování závitových tyčí. Horní ustavovací plech má tloušťku 10 mm a obsahuje čtyři průchozí otvory. K hornímu plechu jsou přivařeny stojné plechy o tloušťce 8 mm, které tvoří podpěru pro hřídel kolečka. Podpěry jsou vyztuženy plechy tvaru trojúhelníku o tloušťce 8 mm, které dodávají podpěrám dostatečnou tuhost. Podpěry jsou svařeny s hřídelí kolečka, která má průměr 20 mm. Hřídel je osazená a obsahuje zápich pro pojistný hřídelový kroužek 20. Osazení a pojistný kroužek na hřídeli zajišťují přesnou polohu kolečka a zamezují nechtěnému horizontálnímu pohybu.



Obr. 69 - Jednotlivé díly sestavy uložení s kolečky: hřídel, spodní plech, horní plech s podpěrami a vyztuhami



Obr. 70 - Kolečko s polyuretanovým běhounem [24]

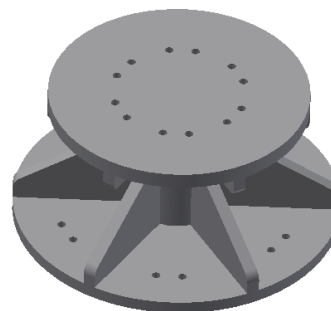


Obr. 71 - 3D model kolečka s domečkem

8.3 Středový sloup

Středový sloup se skládá ze dvou hlavních dílů, horního a spodního. Oba díly jsou vůči sobě uloženy otočně použitím dvou ložisek. Ložiska mají za úkol zachytávat radiální a axiální zatížení.

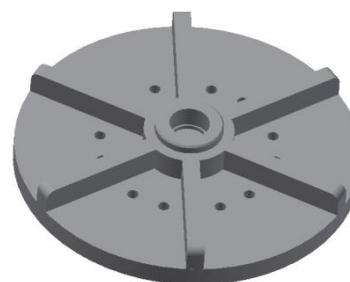
Středový sloup je centrální spojovací prvek všech segmentů výstavní točny. Konstrukce je navržena z tlustých plechů, které jsou vyztuženy žebry.



Obr. 72 - 3D model středového sloupu

8.3.1 Horní díl

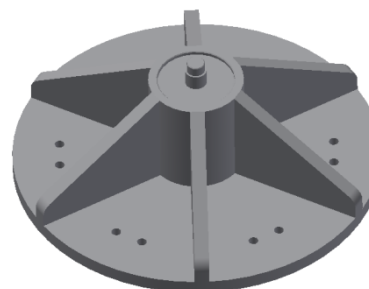
Horní díl středového sloupu je nosný prvek, který přenáší sílu od zatížení do uložení. Díl je složený z tlustých plechů, které jsou svařeny. Horní kulatá deska je zhotovena z plechu o tloušťce 25 mm. Žebra, která dodávají desce tuhost, jsou vyrobena z plechu tloušťky 20 mm. Středová kulatina má průměr 105 mm a je obrobena pro možnou montáž axiálního kuličkového jednořadého ložiska a radiálního kuličkového jednořadého ložiska.



Obr. 73 – 3D model horního dílu

8.3.2 Spodní díl

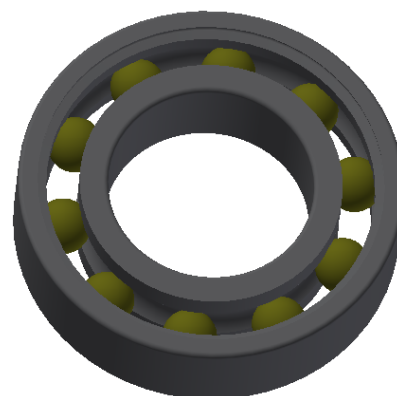
Spodní díl středového sloupu slouží jako kotvící prvek, který je volně ložený na podlaze. Spodní díl musí odolávat zatížení od horního dílu, je tedy zhotoven z masivních plechů, které jsou vzájemně svařeny. Základní plech spodního dílu je podstavec, který je vyroben z tlustého plechu o tloušťce 20 mm. Prostředek je vyroben z kulatiny o průměru 105 mm, která je obrobena na přesné rozměry pro uložení ložisek. Oba tyto díly jsou vzájemně propojeny žebry, které jsou zhotoveny z tlustého plechu o tloušťce 20 mm.



Obr. 74 - 3D model spodního dílu

8.3.3 Radiální ložisko

Na střed otáčení působí radiální síla, která je složena ze dvou sil. První síla je vyvozena od krouticího momentu motoru. Největší síla působí při rozběhu. Při plynulém otáčení je již síla minimální a ložisko není tolik zatěžováno. Druhá síla je vyvozena otáčením točny. Rotační pohyb způsobuje odstředivou sílu, která působí na ložisko. Vzhledem k otáčkám točny (1,2 ot/min) dosahuje odstředivá síla velmi malých hodnot. Pro zachycení celkové radiální síly je zvoleno ložisko od společnosti SKF typu 6005. Ložisko má vnější průměr 47 mm a vnitřní průměr 25 mm.



Obr. 75 - Ložisko 6005 [25]

8.3.4 Axiální ložisko

Axiální ložisko středového sloupu je stěžejní částí. Zachycuje axiální sílu, která je vyvozena břemenem a vlastní hmotností nosné konstrukce. Axiální ložisko je zvoleno od společnosti SKF typu 51116. Jedná se o jednořadé kuličkové axiální ložisko. Ložisko má vnější průměr 105 mm a vnitřní průměr 80 mm. Z důvodu stability je zvoleno větší ložisko s větší statickou únosností a tím dochází k předimenzování uložení. Ložisko o malém průměru by vyhovovalo z hlediska životnosti, ale nebylo by použitelné z hlediska vhodné konstrukce.



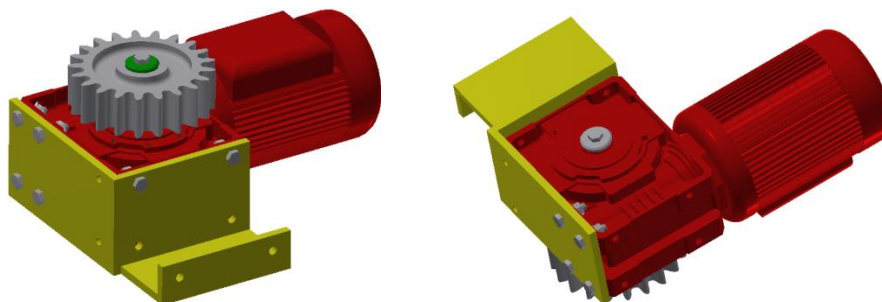
Obr. 76 - Ložisko 51116 [25]

8.4 Sestava pohonu

Sestava pohonu se skládá z pohonu (motor s převodovkou), držáku, deseti spojovacích elementů, hřídele, palečného kola a podložek pro zajištění polohy hřídele v převodovce.

Podle výrobce (Bonfiglioli) zvolené převodovky, konstrukce převodovky umožňuje přenášet radiální sílu o velikosti 5370 N. Skutečná radiální síla působící na hřídel je 2000 N. Skutečná síla je menší než možná maximální síla uvedená výrobcem, a tak není nutné konstruovat a montovat k převodovce sestavu uložení pro výstupní hřídel.

Do otvoru v převodovce je přímo vložena osazená hřídel. Pro zajištění vertikální polohy hřídele je použitý jednoduchý princip. Na jednom konci je hřídel osazená a je navržena tak, že je kratší než otvor v převodovce. Na druhém konci je vyrobený otvor se závitem, do kterého se zašroubuje šroub s podložkou. Utahováním šroubu dochází k vtahování hřídele do otvoru převodovky.



Obr. 77 - 3D model sestavy pohonu

8.4.1 Pohon

Pohon výstavní točny je zvolený elektromotor se šnekovou převodovkou. Šneková převodovka je zvolena z důvodu dosažení vysokého převodového poměru k relativně malým rozměrům převodové skříně. Vysoký převodový poměr je v tomto případě rozhodující, neboť výstupní otáčky dosahují velmi nízkých hodnot oproti otáčkám elektromotoru.

V zadání diplomové práce jsou stanoveny požadavky na výšku točny cca 300 mm a možnosti zastavení točny v libovolné poloze. Zvolená sestava elektromotoru s převodovkou má celkovou výšku cca 140 mm. Nevznikl tedy problém při uložení pohonu do konstrukce točny s ohledem na dodržení požadované výšky. Šnekový převod je navíc samosvorný, což koresponduje s požadavkem na zastavení výstavní točny v libovolné poloze. Není tedy zapotřebí brzdový motor, ani jiný mechanismus pro zastavení točny.

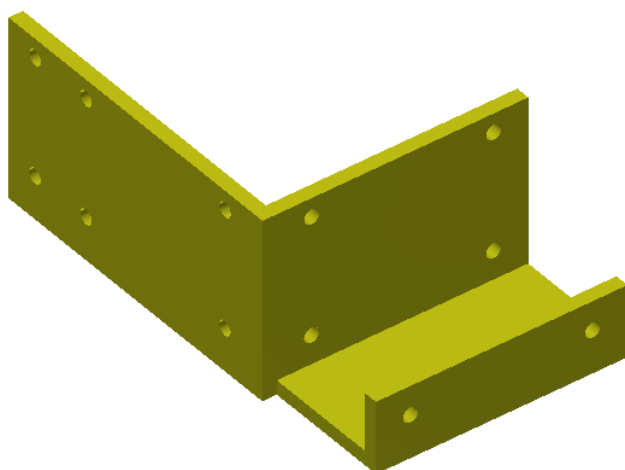


Obr. 78 - Pohled dovnitř převodovky [26]

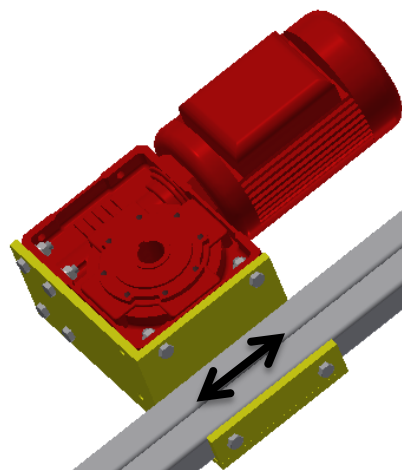
8.4.2 Držák pohonu

Pohon je připevněn ke spodnímu rámu konstrukce za použití držáku. Převodová skříně obsahuje otvory pro uchycení. Držák kopíruje rozteče a velikosti děr z převodovky a je sešroubovaný šesti šrouby M10 x 35 a dvěma šrouby M10 x 120, které spojují držák i pohon zároveň s kotvícími segmenty.

Držák je svařenec z plechu o tloušťce 10 mm a je umístěn v dotyku dvou segmentů. Místo umístění je zvoleno záměrně, neboť se jedná o nejmasivnější část spodního rámu. V segmentech jsou zhotoveny oválné otvory pro možné přesné nastavení sestavy pohonu vůči cévovému kolu (možný posun sestavy po segmentech kolmo k cévovému kolu).



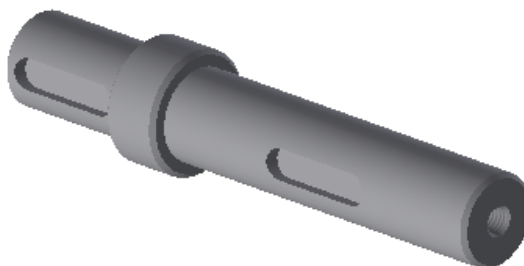
Obr. 79 - 3D model držáku pohonu



Obr. 80 - 3D ukázka montáže držáku k rámu

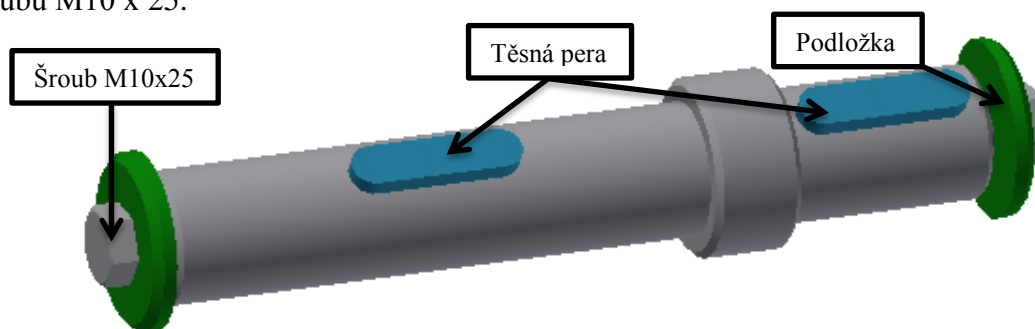
8.4.3 Hřídel

Hřídel je spojovací díl, který přenáší krouticí moment ze šnekové převodovky na palečné kolo. Průměr hřídele je 30 mm a je vyvozen z rozměrů převodové skříně. Celková délka hřídele je 192 mm. V hřídeli jsou vyfrézovány dvě drážky pro těsná pera 10e7x8x30. Hřídel je namáhána nejvíce při rozběhu točny, při samotném chodu je namáhání minimální.



Obr. 81 - 3D model hřídele

Součástí sestavy hřídele jsou dvě těsná pera, dvě podložky a dva šrouby. Těsná pera slouží pro přenos krouticího momentu. Podložky a šrouby slouží pro ustavení hřídele v převodovce. Podložky mají průměr 40 mm a tloušťku 5 mm a jsou spojeny s hřídelí pomocí šroubu M10 x 25.



Obr. 82 - 3D model sestavy hřídele s pery, podložkami a šrouby

8.4.4 Palečné kolo

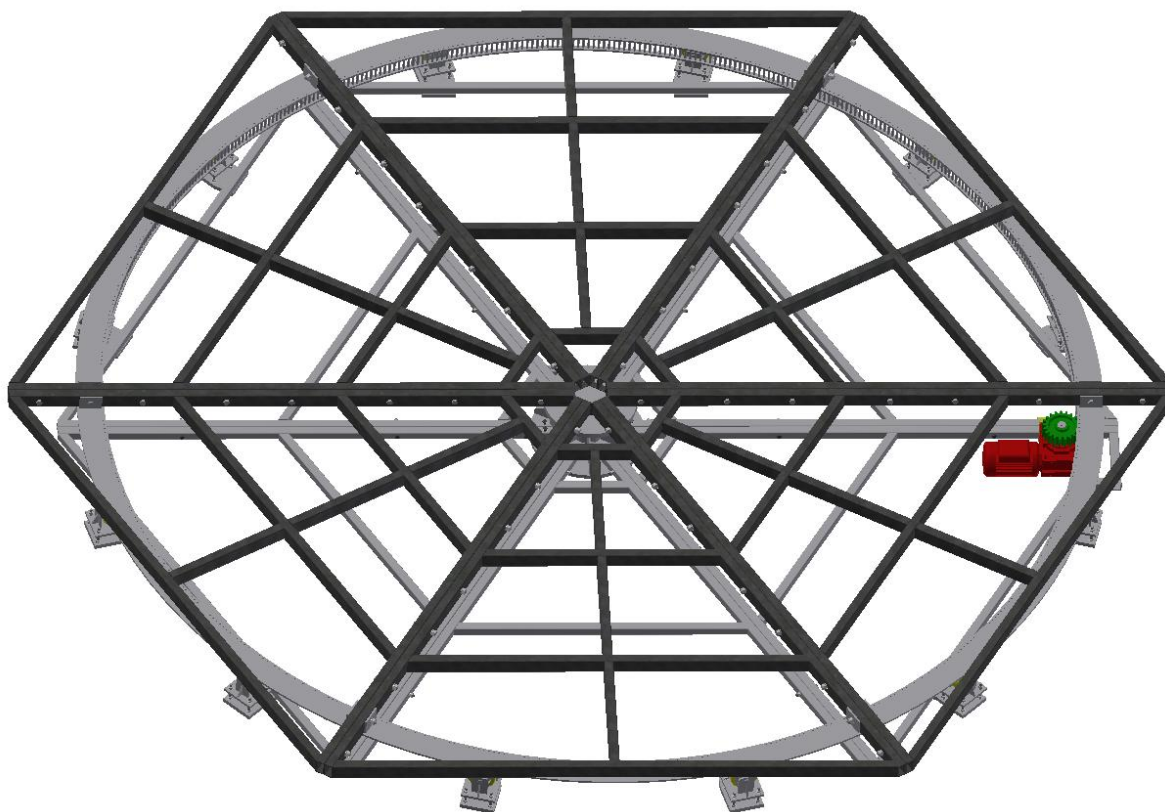
Palečné kolo je ve styku s kolem cévovým a přenáší krouticí moment z pohonu na horní rám výstavní točny. Převodový mechanismus je kompletně spočítaný a navržený v předchozí kapitole.

Palečné kolo je široké 50 mm a má otvor 30 mm pro možné vsunutí hřídele. Součástí otvoru je drážka pro těsné pero. Kolo je odlehčeno vybráním. Na rozdíl od klasického kola s přímými zuby disponuje palečné kolo větší výškou zubu.



Obr. 83 - 3D model palečného kola

8.4.5 Celkový model výstavní točny



Obr. 84 - 3D model celé točny – pohled horní



Obr. 85 - 3D model celé točny – pohled spodní

9 Ekonomické zhodnocení

Ekonomické zhodnocení je zpracováno ve dvou sekcích. V první sekci jsou uvedeny náklady na materiál a v sekci druhé náklady na práci.

9.1 Ceny materiálu

Ceny materiálu byly určeny s využitím internetových online katalogů různých společností. Konkrétní ceny jednotlivých druhů materiálů tvoří přibližné průměry zjištěných cen.

9.1.1 Náklady na normalizované součásti

Náklady na normalizované součásti jsou stanoveny pořizovací cenou jednotlivých dílů. Ceny dílů jsou rozdílné podle prodejců, kteří je nabízejí. Hodnoty uvedené v tabulce jsou přibližné průměry zjištěných cen z online katalogů od různých dodavatelů.

Nejnákladnější díl z normalizovaných součástí je pohon. Výrobce (Bonfiglioli) neuvádí konkrétní cenu, a tak je cena pohonu pouze odhadem. Cena elektromotoru s převodovkou je stanovena porovnáním podobných pohonů, u kterých byla cena uvedena.

Tab. 7 – Náklady na materiál nenormalizovaných součástí

Součást	Označení	Počet kusů	Cena za 1 ks [Kč]	Celk. cena [Kč]
Šroub M10x35	ČSN EN ISO 4018	6	4,26	25,56
Šroub M10x25	ČSN EN ISO 4018	2	3,84	7,68
Šroub M10x120	ČSN EN ISO 4016	2	13,32	26,64
Šroub M12x45	ČSN EN ISO 4018	12	7,72	92,64
Šroub M12x60	ČSN EN ISO 4016	18	10,38	186,84
Šroub M12x100	ČSN EN ISO 4016	18	15,76	283,68
Závitová tyč M12x1000	DIN 975	6	46,98	281,88
Šroub M16x100	ČSN EN ISO 4016	42	27,88	1170,96
Šroub M16x120	ČSN EN ISO 4016	6	33,34	200,04
Matice M10	ČSN EN ISO 4032	8	1,71	13,68
Matice M12	ČSN EN ISO 4032	174	2,52	438,48
Matice M16	ČSN EN ISO 4032	48	5,52	264,96
Podložka 10	ČSN EN ISO 7089	10	0,51	5,10
Podložka 12	ČSN EN ISO 7089	182	1,23	223,86
Podložka 16	ČSN EN ISO 7089	48	1,44	69,12
Kolečka	FT125x50_ø20 HL60	12	1073,27	12879,24
Pohon	W 75_40_S2_M2SA4	1	16578,17	16578,17
Těsné pero 10e7x8x30	ČSN 02 2562	2	3,71	7,42
Ložisko 6005	ČSN 02 4630	1	102,56	102,56
Ložisko 51116	ČSN 02 4740	1	1681,12	1681,12
Pojistný kroužek 20	ČSN 02 2930	12	10,90	130,80
			Celková cena:	34670,43

Celkové náklady na normalizované díly jsou 34670,43 Kč. Cena je konečná, neboť není zapotřebí žádných technologických úprav nebo operací, ani žádných technologických přídatků na obrábění.

9.1.2 Náklady na materiál nenormalizovaných součástí

Náklady na materiál nenormalizovaných součástí jsou stanoveny z nákladů na materiál jednotlivých dílů a nákladů na technologické přídatky pro obrábění. Přídatek na obrábění je vypočten jako 15% podíl z celkové ceny jednotlivých součástí.

Tab. 8 - Náklady na materiál jednotlivých součástí nenormalizovaných dílů

Materiál	Ocel	Celková hmotnost součástí [kg]	Cena za 1 kg [Kč]	Celková cena [Kč]
Jekl 70x40x4	11343	449,2	29,75	13363,70
Jekl 40x40x4	11343	207,6	28,10	5833,56
Plech tl. 8 mm	11343	15,96	23,97	382,56
Plech tl. 10 mm	11343	153,2	25,51	3908,13
Plech tl. 12 mm	11343	25,2	26,02	655,70
Plech tl. 20 mm	11343	110,9	24,07	2669,36
Plech tl. 25 mm	11343	24,7	23,50	580,45
Ocel kruhová \varnothing 130 mm	11343	20,3	26,99	547,90
Ocel kruhová \varnothing 25 mm	11343	3,1	30,01	93,03
Ocel kruhová \varnothing 40 mm	11343	1,18	30,15	35,58
Ocel kruhová \varnothing 11 mm	11523	29,4	22,65	665,91
Ocel kruhová \varnothing 180 mm	11343	5,3	26,67	141,35
Celková cena:				28877,24

Tab. 9 – Celkové náklady + náklady na technologický přídatek pro obrábění (15 %) nenormal. součástí

Materiál	Celková cen [Kč]	15 % z celkové ceny [Kč]	Celková cena + 15 % [Kč]
Jekl 70x40x4	13363,70	2004,555	15368,26
Jekl 40x40x4	5833,56	875,034	6708,59
Plech tl. 8 mm	382,56	57,384	439,94
Plech tl. 10 mm	3908,13	586,2195	4494,35
Plech tl. 12 mm	655,70	98,355	754,06
Plech tl. 20 mm	2669,36	400,404	3069,76
Plech tl. 25 mm	580,45	87,0675	667,52
Ocel kruhová \varnothing 130 mm	547,90	82,185	630,09
Ocel kruhová \varnothing 25 mm	93,03	13,9545	106,98
Ocel kruhová \varnothing 40 mm	35,58	5,337	40,92
Ocel kruhová \varnothing 11 mm	665,91	99,8865	765,80
Ocel kruhová \varnothing 180 mm	141,35	21,2025	162,55
Celková cena:			33208,81

Celkové náklady na materiál nenormalizovaných součástí jsou 33208,81 Kč. Náklady na nenormalizované součásti nejsou konečné. Díly se musí zpracovat různými technologickými operacemi, které jsou do celkových nákladů zahrnuty jako ceny činností.

9.2 Ceny činností

Výroba nenormalizovaných dílů výstavní točny zahrnuje technologické operace, a to obrábění (soustružení, frézování, řezání závitů), vrtání, svařování, řezání a vypalování. Časy operací jsou odhadnuté, a tak i celkové náklady na činnosti jsou spíše orientační. Hodinová sazba jednotlivých operací je zjištěna z online katalogů.

Tab. 10 - Náklady na jednotlivé operace

Druh činnosti	Odhadovaný čas činnosti [h]	Cena za 1 h [Kč]	Celková cena [Kč]
Obrábění	30	500	15000
Svařování	100	500	50000
Vrtání	30	400	12000
Řezání na pásové pile	20	400	8000
Celková cena:			85000

Tab. 11 - Náklady na výpalky z plechů

Druh materiálu	Přibližná délka řezu [m]	Cena za 1 m [Kč]	Celková cena [Kč]
Plech tl. 8 mm	13,42	60	804,96
Plech tl. 10 mm	55,65	80	4452,00
Plech tl. 12 mm	7,20	90	648,00
Plech tl. 20 mm	14,78	130	1921,40
Plech tl. 25 mm	1,23	150	184,50
Celková cena:			8010,86

Celkové náklady na technologické operace:

$CN_{to} = \text{celkové náklady na jednotlivé operace} + \text{celkové náklady na výpalky z plechů}$

$CN_{to} = 85000 + 8010,86 = 93010,86 \text{ Kč}$

9.3 Celkové náklady na zhotovení výstavní točny

Celkové náklady se skládají z celkových nákladů na normalizované díly, celkových nákladů na materiál nenormalizovaných dílů (+15 %), celkových nákladů na technologické operace, nákladů na montáž a dopravu. Náklady na montáž a dopravu jsou vypočítány jako přírůstek 10 % z celkových nákladů na výstavní točnu.

Náklady bez dopravy a montáže: $Nč = 34670,43 + 33208,81 + 93010,86 = 160890,10 \text{ Kč}$

Náklady na montáž a dopravu: $N_{md} = 160890,1 \cdot 0,1 = 16089,01 \text{ Kč}$

Celkové náklady na výstavní točnu: $CN = Nč + N_{md} = 160890,10 + 16089,01 = \mathbf{176979,11 \text{ Kč}}$

9.4 Zhodnocení výsledků ekonomické analýzy

Provedená ekonomická analýza je odhadem přibližných nákladů na vyrobení výstavní točny. Nejedná se o přesnou hodnotu, neboť výstavní točna vyžaduje individuální výrobu, kde je velice složité přesně stanovit časy technologických operací.

10 Závěr

Cílem diplomové práce byl konstrukční návrh výstavní točny o průměru 5 m pro prezentaci břemene o hmotnosti 2500 kg. Finální řešení je výpočtově zkontrolováno a ekonomicky zhodnoceno. Navržená výstavní točna je instalována v interiéru obchodního centra. Slouží k efektivní prezentaci objektu, neboť potencionálního zákazníka upoutá spíše rotující objekt než objekt statický.

Zadavatelskou byly stanoveny hlavní parametry výstavní točny, a to průměr a výška točny, rychlost otáčení, maximální nosnost, umístění (interiér obchodního centra), provozní podmínky a životnost. Ostatní parametry byly získány na základě konzultací ve společnosti TS Plzeň a.s. nebo vyplývaly z provedených výpočtů a konstrukčních návrhů.

Diplomová práce je zpracována tak, aby na sebe informace navazovaly. Úvodní stránky se věnují představení zadavatelské firmy TS Plzeň a.s. a ukázce podobných produktů konkurenčních společností. Následuje vysvětlení základních pojmů (např. z jakých dílů se točna skládá a na jakém principu pracuje). Pro jednotlivé hlavní díly jsou následně uvedeny možné varianty řešení. Optimální řešení je vybráno pomocí rozhodovací matice a vyhodnocovacího diagramu.

Hlavní částí práce je komplexní konstrukční návrh výstavní točny. Vybrané jednotlivé varianty jsou podrobeny kontrolním výpočtům, které ověřily jejich správnost. Jedním z prvních výpočtů je dimenzování pohonu. Výpočty ukázaly, že zadaný výkon pohonu je vyhovující. Hlavními kritérii pro výběr pohonu byly rozměry, převodový poměr a cena. Vybraný pohon splňuje díky šnekovému převodu (samosvornost) i podmínku stanovenou zadavatelem, že točnu musí být možno zastavit v libovolné poloze. Následoval výpočet cévového ozubení, jehož správnost byla ověřena pevnostním výpočtem čepu cévového kola. Analytickým výpočtem byla nakonec ověřena i životnost ložisek uložení točny a pevnostní kontrola těsného pera. Výpočty ověřily, že finální řešení konstrukčního návrhu splňuje zadané parametry při dodržení dovolených namáhání a celkové požadované životnosti.

Jedna z kapitol se zabývá kontrolou nosného segmentu konstrukce. Horní rám je podroben analýze metodou konečných prvků, která ukázala, že rozhodujícím faktorem pro dimenzování horního rámu je způsob zatížení točny. Profil nosného segmentu je dimenzovaný na tři rozdílná zatížení při dvou různých polohách koleček vůči kolejnici. Nejhůře vychází případ nerovnoměrného zatížení, které může být způsobené např. umístěním břemene o hmotnosti 2500 kg na europaletě k vnějšímu okraji točny. Tento problém lze snadno vyřešit doplněním příručních uživatelských pokynů o podmínku, že břemeno o malých rozměrech a velké hmotnosti musí být umístěno co nejbližší středu otáčení výstavní točny.

V závěrečné části práce jsou popsána zvolená a ověřená konstrukční řešení. Výstavní točna je rozdělena na sestavy, které jsou rozloženy na jednotlivé díly, které jsou popsány. Zvolená řešení jsou slovně stručně okomentována a zdůvodněna. Pro jednotlivé součásti točny je vytvořeno ekonomické zhodnocení, které určilo celkové náklady na točnu cca 176979 Kč. Jedná se o hrubý odhad nákladů potřebných na zhotovení točny. Nicméně náklady nejsou nereálné, neboť prodejní ceny podobných produktů se pohybují v online dražbách přibližně kolem 9000 \$.

Výsledkem této diplomové práce je návrh výstavní točny o průměru 5 m a nosnosti 2500 kg, který vyhovuje zadaným parametrům. Práce může být částečně brána i jako komplexní náhled na problematiku týkající se otočných zařízení velkých průměrů. Konkrétní návrh točny ověřený výpočty a doplněný výkresovou dokumentací může vést až k samotné realizaci výroby tohoto zařízení.

11 Literatura

- [1] Společnost TS Plzeň a.s.. [online]. [Cit. 2017-02-03]. Dostupné z: <http://www.tsplzen.cz/kdo-jsme/>
- [2] Točna. [online]. [Cit. 2017-02-04]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/To%C4%8Dna>
- [3] Konkurenční společnost. [online]. [Cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <http://www.oprox.cz/menu/tocna-otocna-plosina-pro-automobily/>
- [4] Konkurenční společnost. [online]. [Cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <http://www.adeco-ct.cz/presuvny-tocny-hrize>
- [5] Konkurenční společnost. [online]. [Cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <http://www.woehr.de/cs/vyrobek/turntable-505.html>
- [6] Konkurenční společnost. [online]. [Cit. 2017-02-09]. Dostupné z: <http://www.altosystems.cz/255-tocny#!prettyPhoto>
- [7] Konkurenční společnost. [online]. [Cit. 2017-02-09]. Dostupné z: <http://www.eststage.com>
- [8] Prstencový motor. [online]. [Cit. 2016-11-07]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>
- [9] Polymery. [online]. [Cit. 2016-11-07]. Dostupné z: <https://factoryautomation.cz/vyznejte-se-ve-vlastnostech-plastu-a-jejich-deleni/>
- [10] Cévvové ozubení. [online]. [Cit. 2017-14-04]. Dostupné z: http://transactions.fs.vsb.cz/2011-2/1886_Vavra.pdf
- [11] Výběr materiálu. [online]. [Cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>

12 Zdroje obrázků

- [1] Dostupné z: <http://www.tsplzen.cz/divadelni-technika/> (3. 2. 2017)
- [2] Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/To%C4%8Dna> (4. 2. 2017)
- [3] Dostupné z: <http://www.oprox.cz/menu/tocna-otocna-plosina-pro-automobily/> (5. 2. 2017)
- [4] Dostupné z: <http://www.adeco-ct.cz/presuvny-tocny-hrize> (5. 2. 2017)
- [5] Dostupné z: <http://www.woehr.de/cs/vyrobek/turntable-505.html> (5. 2. 2017)
- [6] Dostupné z: <http://www.altosystems.cz/255-tocny#!prettyPhoto> (9. 2. 2017)
- [7] Dostupné z: <http://www.eststage.com> (9. 2. 2017)
- [8] Dostupné z: <http://www.carturtables.co.uk/products/trade-car-turntables/photo-gallery/trade-car-turntables.html?page=2&catpage=1> (15. 2. 2017)
- [9] Dostupné z: <http://www.squidsfabshop.com/muncrebu/sfsmuncie4.html> (16. 2. 2017)
- [10] Dostupné z: <https://turkish.alibaba.com/product-detail/industrial-turntable-motorcycle-turntable-turntable-for-motorcycle-60360900804.html> (16. 2. 2017)
- [11] Dostupné z: <http://content.whiteboxlearning.com/application/mousetrap-car/mt110306.html> (16. 2. 2017)
- [12] Dostupné z: <http://www.spona-rol.cz/katalog/elektromotory/3-fazove-asynchronni-elektromotory-s-integrovanym-frekvencnim-menicem/> (10. 4. 2017)
- [13] Dostupné z: <http://www.pohony.cz/cs/prevodovky/katalog/celni-prevodovky-1/celni-prevodovka-souosa-e-box-i-lehci-pevnejsi-vykonnejsi-uzitecnejsi-22> (10. 4. 2017)
- [14] Dostupné z: <http://www.tacticalmarcomms.com/news/31/> (10. 4. 2017)
- [15] Dostupné z: <https://cometasviento.blogspot.cz/p/glosario.html> (7. 11. 2016)
- [16] Dostupné z: <https://www.dreamstime.com/royalty-free-stock-image-construction-wood-glass-image2335586> (8. 4. 2017)
- [17] Dostupné z: <http://www.dgfrp.com/cn/ShowProducts.asp?ID=32> (10. 4. 2017)
- [18] Dostupné z: https://www.google.cz/search?q=g&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwjQseiCt fPPAhWJbxQKHb0fAdUQ_AUICCGB&biw=1600&bih=1085#tbm=isch&q=plastic+profile+for+construction&imgdii=zWeor5lvZQCYpM%3A%3BzWeor5lvZQCYpM%3A%3B2A5V0Hhy8zEHnM%3A&imgcr=zWeor5lvZQCYpM%3A (7. 11. 2016)
- [19] Dostupné z: <https://www.unihal.cz/ocelove-konstrukce/skladba-ocelove-konstrukce/primarni-ocelova-konstrukce> (10. 4. 2017)
- [20] Dostupné z: <https://www.alibaba.com/countrysearch/AE/gearbox.html> (14. 4. 2017)
- [21] Dostupné z: http://transactions.fs.vsb.cz/2011-2/1886_Vavra.pdf (13. 4. 2017)
- [22] Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=32874> (17. 5. 2017)
- [23] Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27638> (18. 5. 2017)
- [24] Dostupné z: <https://www.b2bpartner.cz/samostatne-polyuretanove-kolo-125-mm/> (17. 5. 2017)
- [25] Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html> (22. 5. 2017)

[26] Dostupné z: <https://www.bonfiglioli.com/en/industrial/products/gearmotors-gearboxes/worm-gear-motors/product/vfw-universal-worm-gear-motor/> (22. 5. 2017)

13 Seznam obrázků

Obr. 1 – Otočné hledíště - Český Krumlov [1]	2
Obr. 2 - Rudolfínium – Praha [1]	2
Obr. 3 – Ukázka použití točny pro automobily v exteriéru a interiéru od firmy OPROX, a.s. [3]	3
Obr. 4 - Ukázka použití točnice od firmy ADECO, spol. s r.o. [4]	4
Obr. 5 - Ukázka otočného panelu pro automobily od společnosti WÖHR [5]	4
Obr. 6 – Ukázka použití točny pro podvozek kolejového vozidla od společnosti ALTO SYSTEMS s.r.o. [6]	5
Obr. 7 – Ukázka konstrukce otočného hledíště v divadle od firmy EST Stage Technology, a.s. [7]	5
Obr. 8 – Náčrt konstrukčního řešení točny s axiálním/radiálním ložiskem	8
Obr. 9 – Náčrt konstrukčního řešení točny s uložením pomocí kol a kolejnice	9
Obr. 10 - Kruhové výseče rozkládací konstrukce rámu [8]	9
Obr. 11 – Náčrt půdorysu konstrukčního řešení točny s uložením pomocí kol a kolejnice	10
Obr. 12 - Vyhodnocovací diagram 1	11
Obr. 13 – Náčrt konstrukce rámu s čelním přímým ozubením	12
Obr. 14 - Kolo vypálené z plechu [9]	13
Obr. 15 – Náčrt konstrukce rámu se šnekovým soukolím	13
Obr. 16 – Náčrt konstrukce rámu s cévovým ozubením	14
Obr. 17 - Cékové ozubení [10]	14
Obr. 18 - Schéma sil při tření mezi kolem a podložkou [11]	15
Obr. 19 – Náčrt konstrukce rámu s řemenovým/řetězovým mechanismem	15
Obr. 20 - Vyhodnocovací diagram 2	17
Obr. 21 - Elektromotor s frekvenčním měničem [12]	18
Obr. 22 - Elektromotor s převodovou skříní [13]	18
Obr. 23 - Prstencový motor [14]	19
Obr. 24 – Vyhodnocovací diagram 3	20
Obr. 25 – Profily z uhlíkových vláken [15]	21
Obr. 26 - Dřevěná konstrukce [16]	22
Obr. 27 - Plastové profily [17] [18]	22
Obr. 28 - Ocelové profily [19]	23
Obr. 29 - Vyhodnocovací diagram 4	24
Obr. 30 - Náčrt převedení profilu točny na tenkou tyč	25
Obr. 31 - Náčrt kolejnice	25
Obr. 32 - Náčrt převedení šestiúhelníku na tenkou obruč	26
Obr. 33 - Náčrt ložiska (6204-2Z) s popisem	27
Obr. 34 - Náčrt odvalování kolečka po kolejnici	28
Obr. 35 - Náčrt ložiska (6005) s popisem	29
Obr. 36 - Náčrt ložiska (51116) s popisem	29
Obr. 37 - Elektromotor se šnekovou převodovkou [20]	30
Obr. 38 - Cékové ozubení [21]	31
Obr. 39 - Tvar zubu palečného kola [21]	32
Obr. 40 - Detail zubové mezery palečného kola [21]	32
Obr. 41 - Geometrie cévového ozubení [21]	33
Obr. 42 - Náčrt palečného a cévového kola v záběru	34
Obr. 43 - Náčrt uložení středového sloupu	36
Obr. 44 - Náčrt zatížení čepu	37
Obr. 45 - 3D model upravený pro tvorbu výpočtového modelu (pohled ze spodu)	39
Obr. 46 – 3D model se třemi způsoby zatížení: konstantní celoplošné, čtyřbodové, jednobodové	40
Obr. 47 - 3D model s dvěma způsoby uchycení a uchycením středové desky	41
Obr. 48 - Nasítovaný 3D model nosného segmentu (detail)	42
Obr. 49 - Nasítovaný 3D model kolejnice (detail)	42
Obr. 50 – Celková deformace způsobená vlivem zatížení - Varianta 1	43
Obr. 51 – Průběh redukovaného napětí HMH způsobený zatížením - Varianta 1	43

Obr. 52 – Celková deformace způsobena vlivem zatížení – Varianta 2	44
Obr. 53 – Průběh redukovaného napětí HMM způsobený vlivem zatížení - Varianta 2	44
Obr. 54 – Celková deformace způsobena vlivem zatížení - Varianta 3	45
Obr. 55 – Průběh redukovaného napětí HMM způsobený vlivem zatížení - Varianta 3	45
Obr. 56 – Celková deformace způsobena vlivem zatížení – Varianta 4	46
Obr. 57 – Průběh redukovaného napětí HMM způsobený vlivem zatížení - Varianta 4	46
Obr. 58 – Celková deformace způsobena vlivem zatížení - Varianta 5	47
Obr. 59 – Průběh redukovaného napětí HMM způsobený vlivem zatížení - Varianta 5	47
Obr. 60 – Celková deformace způsobena vlivem zatížení - Varianta 6	48
Obr. 61 – Průběh redukovaného napětí HMM způsobený vlivem zatížení - Varianta 6	48
Obr. 62 - Detail točny s největším redukovaným napětím	49
Obr. 63 - Náčrt obdélníkového profilu [22]	50
Obr. 64 - 3D model segmentu výstavní točny... ..	50
Obr. 65 - 3D model kolejnice s cévovým ozubením	51
Obr. 66 - 3D model sestavy spodního rámu	51
Obr. 67 - Náčrt čtvercového profilu [23]	52
Obr. 68 – 3D model kotvícího segmentu	52
Obr. 69 - Jednotlivé díly sestavy uložení s kolečky: hřídel, spodní plech, horní plech s podpěrami a výztuhami.	52
Obr. 70 - Kolečko s polyuretanovým běhounem [24]	53
Obr. 71 - 3D model kolečka s domečkem	53
Obr. 72 - 3D model středového sloupu	53
Obr. 73 – 3D model horního dílu	53
Obr. 74 - 3D model spodního dílu	53
Obr. 75 - Ložisko 6005 [25]	54
Obr. 76 - Ložisko 51116 [25]	54
Obr. 77 - 3D model sestavy pohonu	54
Obr. 78 - Pohled dovnitř převodovky [26]	55
Obr. 79 - 3D model držáku pohonu	55
Obr. 80 - 3D ukázka montáže držáku k rámu	55
Obr. 81 - 3D model hřídele	56
Obr. 82 - 3D model sestavy hřídele s pery, podložkami a šrouby	56
Obr. 83 - 3D model palečného kola	56
Obr. 84 - 3D model celé točny – pohled horní	57
Obr. 85 - 3D model celé točny – pohled spodní	57

14 Seznam tabulek

Tab. 1 - Rozhodovací matice 1	11
Tab. 2 - Rozhodovací matice 2	16
Tab. 3 - Rozhodovací matice 3	20
Tab. 4 - Rozhodovací matice 4	24
Tab. 5 - Vlastnosti oceli	40
Tab. 6 - Přehled zjištěných hodnot	49
Tab. 7 – Náklady na materiál nenormalizovaných součástí	58
Tab. 8 - Náklady na materiál jednotlivých součástí nenormalizovaných dílů	59
Tab. 9 – Celkové náklady + náklady na technologický přídavek pro obrábění (15 %) nenormal. součástí	59
Tab. 10 - Náklady na jednotlivé operace	60
Tab. 11 - Náklady na výpalky z plechů	60

15 Seznam příloh

Příloha č. 1 – Katalogové listy použitých komponent

16 Výkresová dokumentace

Druh dokumentu	Název	Číslo výkresu	Formát
Výkres sestavy	Výstavní točna	KKS - DP - 00	A1
Výkres sestavy	Sestava pohonu	KKS - DP - 04	A2
Výkres sestavy	Sestava středového sloupu	KKS - DP - 05	A2
Výkres sestavy	Sestava kolečka	KKS - DP - 06	A3
Výrobní výkres	Nosný segment	KKS - DP - 01	A2

Použitý software:

Microsoft Office Word 2010

Autodesk Inventor Professional 2016

Autodesk AutoCAD 2007

Adobe Acrobat XI

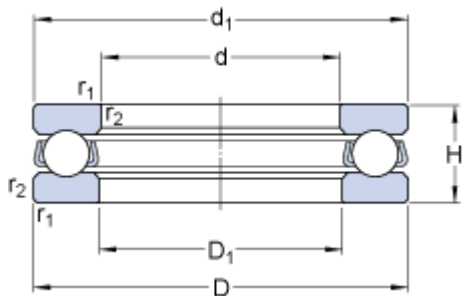
NX 11.0

PŘÍLOHA č. 1

Katalogové listy použitých komponent

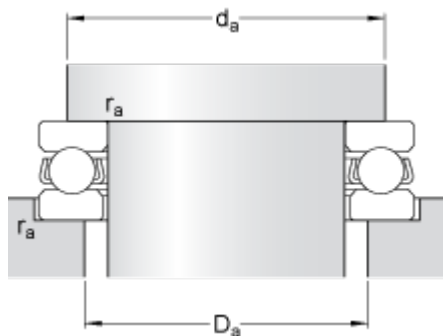
51116

Rozměry



d	80	mm
D	105	mm
H	19	mm
d_1	≈ 105	mm
D_1	≈ 82	mm
$r_{1,2}$	min. 1	mm

Připojovací rozměry



d_a	min. 95	mm
D_a	max. 90	mm
r_a	max. 1	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	44.9	kN
Základní statická únosnost	C_0	140	kN
Mezní únavové zatížení	P_u	5.1	kN
Referenční otáčky		3000	r/min
Mezní otáčky		4300	r/min
Součinitel minimálního zatížení	A	0.12	

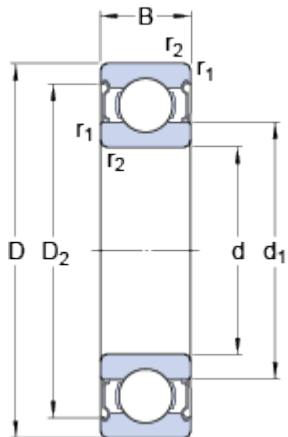
Hmotnost

Hmotnost ložiska (včetně kulové podložky, je-li použita)	0.42	kg
--	------	----

6204-2Z

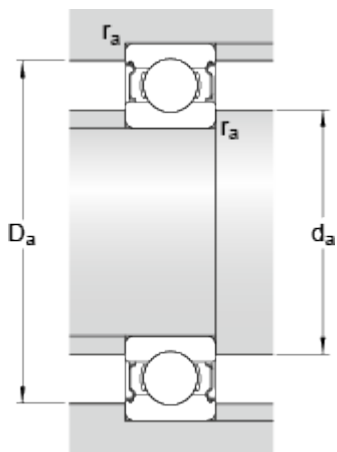
SKF Explorer

Rozměry



d	20	mm
D	47	mm
B	14	mm
d_1	≈ 28.8	mm
D_2	≈ 40.59	mm
$r_{1,2}$	min. 1	mm

Připojovací rozměry



d_a	min. 25.6	mm
d_a	max. 28.7	mm
D_a	max. 41.4	mm
r_a	max. 1	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	13.5	kN
Základní statická únosnost	C_0	6.55	kN
Mezní únavové zatížení	P_u	0.28	kN
Referenční otáčky		32000	r/min
Mezní otáčky		17000	r/min
Výpočtový součinitel	k_r	0.025	
Výpočtový součinitel	f_0	13	

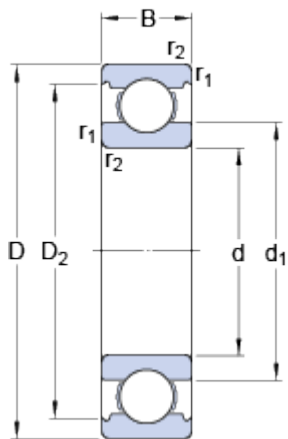
Hmotnost

Hmotnost ložiska		0.11	kg
------------------	--	------	----

6005

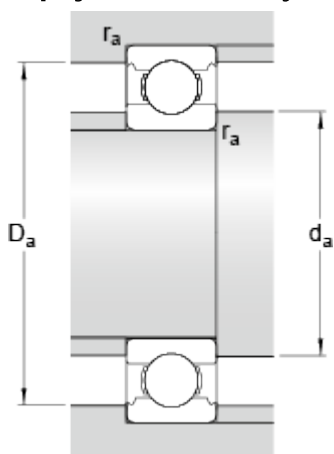
SKF Explorer

Rozměry



d	25	mm
D	47	mm
B	12	mm
d_1	≈ 32	mm
D_2	≈ 42.2	mm
$r_{1,2}$	min. 0.6	mm

Připojovací rozměry



d_a	min. 28.2	mm
D_a	max. 43.8	mm
r_a	max. 0.6	mm

Data výpočtu

Základní dynamická únosnost	C	11.9	kN
Základní statická únosnost	C_0	6.55	kN
Mezní únavové zatížení	P_u	0.275	kN
Referenční otáčky		32000	r/min
Mezní otáčky		20000	r/min
Výpočtový součinitel	k_r	0.025	
Výpočtový součinitel	f_0	14	

Hmotnost

Hmotnost ložiska	0.078	kg
------------------	-------	----

Informace o produktu



FTP125x50-Ø20 HL60

EAN 4031582329407

Střed kolečka vyroben z litiny, Běhoun: polyuretan, odlévaný, přesné kuličkové ložisko

Technické údaje

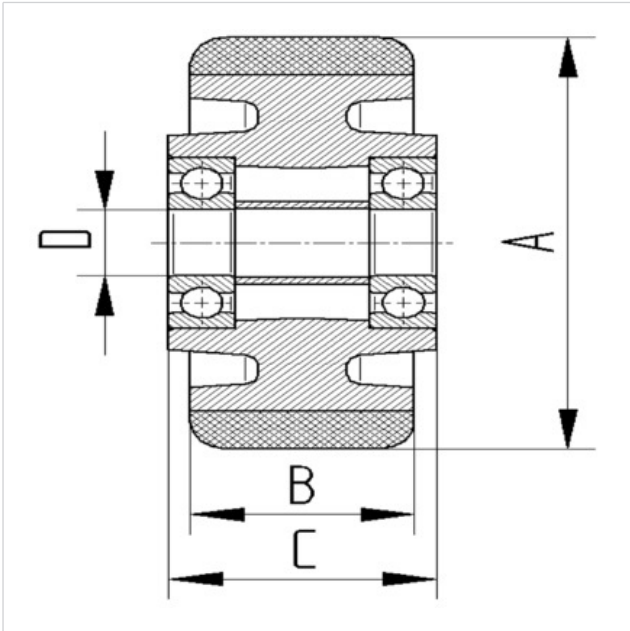
Průměr kolečka	125 mm
Šířka běhounu	50 mm
Osa kolečka Ø	20 mm
Délka náboje	60 mm
Teplota	- 20 / + 60 °C
Hmotnost	2.428 kg
Tvrdość běhounu	Shore A 92
Ložisko	6204 Č.
Dynamická nosnost	550 kg
Statická nosnost	1100 kg

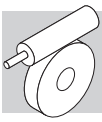


Valivý odpor	+	+	+	+	+
Hlučnost pohybu	+	+	+	+	+
Opotřebení	+	+	+	+	+
Ochrana proti korozi	+	+	+	+	+








FTP125x50-Ø20 HL60

EAN 4031582329407












0.75 kW

n ₂ min ⁻¹	M ₂ Nm	S	i	R _{n2} N						IEC 		
15.6	318	1.0	90	6200	—	—	—	—	WR 75_90	P80	BN80B4	132
15.6	308	1.4	90	7000	—	—	—	—	WR 86_90	P80	BN80B4	136
15.6	322	2.6	90	8000	—	—	—	—	WR 110_90	P80	BN80B4	140
16.4	288	1.1	56	7000	W 86_56	S2	M2SB6	134	W 86_56	P90	BN90S6	135
16.4	296	2.2	56	8000	W 110_56	S2	M2SB6	138	W 110_56	P90	BN90S6	139
17.5	262	1.0	80	7000	W 86_80	S2	M2SA4	134	W 86_80	P80	BN80B4	135
17.5	270	1.7	80	8000	W 110_80	S2	M2SA4	138	W 110_80	P80	BN80B4	139
18.4	245	1.0	50	6200	W 75_50	S2	M2SB6	130	W 75_50	P90	BN90S6	131
18.7	280	1.1	75	5980	—	—	—	—	WR 75_75	P80	BN80B4	132
20.3	265	1.4	69	7000	—	—	—	—	WR 86_69	P80	BN80B4	136
20.3	272	2.4	69	8000	—	—	—	—	WR 110_69	P80	BN80B4	140
20.4	273	1.3	45	6010	—	—	—	—	WR 75_45	P90	BN90S6	132
21.9	223	1.3	64	7000	W 86_64	S2	M2SA4	134	W 86_64	P80	BN80B4	135
21.9	229	2.3	64	8000	W 110_64	S2	M2SA4	138	W 110_64	P80	BN80B4	139
23.0	212	1.3	40	5930	W 75_40	S2	M2SB6	130	W 75_40	P90	BN90S6	131
23.3	200	1.0	60	5960	W 75_60	S2	M2SA4	130	W 75_60	P80	BN80B4	131
23.3	236	1.2	60	5640	—	—	—	—	WR 75_60	P80	BN80B4	132
23.3	236	1.6	60	7000	—	—	—	—	WR 86_60	P80	BN80B4	136
23.3	243	2.8	60	8000	—	—	—	—	WR 110_60	P80	BN80B4	140
25.0	201	1.5	56	7000	W 86_56	S2	M2SA4	134	W 86_56	P80	BN80B4	135
25.0	206	2.9	56	8000	W 110_56	S2	M2SA4	138	W 110_56	P80	BN80B4	139
28.0	174	1.3	50	5670	W 75_50	S2	M2SA4	130	W 75_50	P80	BN80B4	131
30	172	2.0	46	7000	W 86_46	S2	M2SA4	134	W 86_46	P80	BN80B4	135
30	174	3.4	46	8000	W 110_46	S2	M2SA4	138	W 110_46	P80	BN80B4	139
31	154	0.9	45	3860	W 63_45	S2	M2SA4	126	W 63_45	P80	BN80B4	127
31	184	1.6	45	5250	—	—	—	—	WR 75_45	P80	BN80B4	132
31	180	2.2	45	7000	—	—	—	—	WR 86_45	P80	BN80B4	136
35	147	1.7	40	5370	W 75_40	S2	M2SA4	130	W 75_40	P80	BN80B4	131
35	153	2.2	40	7000	W 86_40	S2	M2SA4	134	W 86_40	P80	BN80B4	135
37	136	1.1	38	3700	W 63_38	S2	M2SA4	126	W 63_38	P80	BN80B4	127
40	143	2.4	23	7000	W 86_23	S2	M2SB6	134	W 86_23	P90	BN90S6	135
47	114	1.4	30	3490	W 63_30	S2	M2SA4	126	W 63_30	P80	BN80B4	127
47	129	2.1	30	4680	—	—	—	—	WR 75_30	P80	BN80B4	132
47	118	2.3	30	4950	W 75_30	S2	M2SA4	130	W 75_30	P80	BN80B4	131
47	117	3.2	30	7000	W 86_30	S2	M2SA4	134	W 86_30	P80	BN80B4	135
56	102	2.4	25	4700	W 75_25	S2	M2SA4	130	W 75_25	P80	BN80B4	131
58	96	1.6	24	3290	W 63_24	S2	M2SA4	126	W 63_24	P80	BN80B4	127
61	96	3.3	23	7000	W 86_23	S2	M2SA4	134	W 86_23	P80	BN80B4	135
70	85	2.9	20	4400	W 75_20	S2	M2SA4	130	W 75_20	P80	BN80B4	131
74	79	1.9	19	3100	W 63_19	S2	M2SA4	126	W 63_19	P80	BN80B4	127
93	64	2.4	15	2910	W 63_15	S2	M2SA4	126	W 63_15	P80	BN80B4	127
100	58	1.1	14	1690	—	—	—	—	VF 49_14	P80	BN80B4	120
117	49	1.0	24	1710	—	—	—	—	VF 49_24	P80	BN80A2	120
117	52	2.7	12	2740	W 63_12	S2	M2SA4	126	W 63_12	P80	BN80B4	127
131	47	2.7	7	2590	W 63_7	S2	M2SB6	126	W 63_7	P90	BN90S6	127
140	43	1.4	10	1540	—	—	—	—	VF 49_10	P80	BN80B4	120
140	44	3.2	10	2600	W 63_10	S2	M2SA4	126	W 63_10	P80	BN80B4	135
187	33	3.8	15	2440	W 63_15	S1	M1LA2	126	W 63_15	P80	BN80A2	127
200	31	1.8	7	1400	—	—	—	—	VF 49_7	P80	BN80B4	120
200	32	3.8	7	2340	W 63_7	S2	M2SA4	126	W 63_7	P80	BN80B4	127
280	22	2.0	10	1340	—	—	—	—	VF 49_10	P80	BN80A2	120
400	16	2.6	7	1200	—	—	—	—	VF 49_7	P80	BN80A2	120

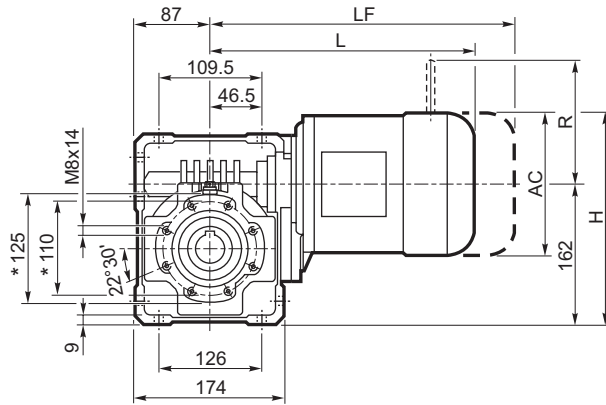
1.1 kW

n ₂ min ⁻¹	M ₂ Nm	S	i	R _{n2} N						IEC 		
0.29	7308	0.9	3200	34500	—	—	—	—	VF/VF 130/210_3200	P90	BN90L6	164
0.29	6942	1.3	3200	52000	—	—	—	—	VF/VF 130/250_3200	P90	BN90L6	170
0.36	7016	0.9	2560	34500	—	—	—	—	VF/VF 130/210_2560	P90	BN90L6	164
0.36	6723	1.4	2560	52000	—	—	—	—	VF/VF 130/250_2560	P90	BN90L6	170
0.44	5283	1.2	3200	34500	—	—	—	—	VF/VF 130/210_3200	P90	BN90S4	164

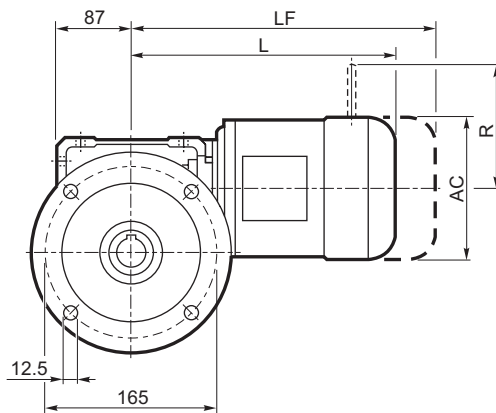


W 75...M

U

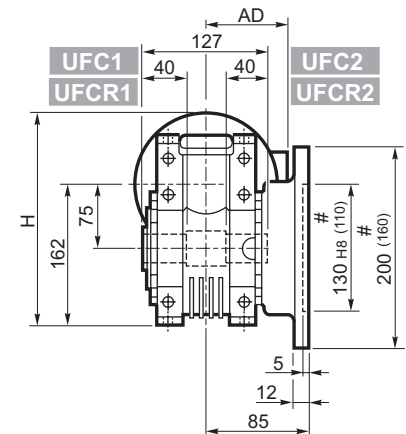
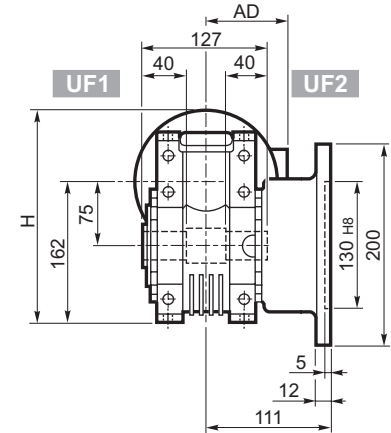
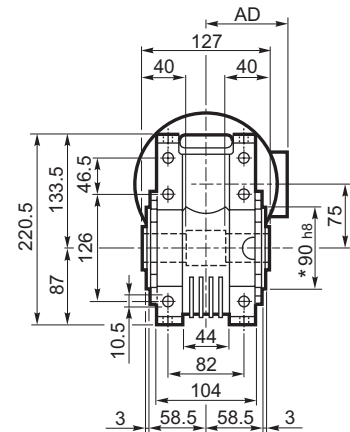
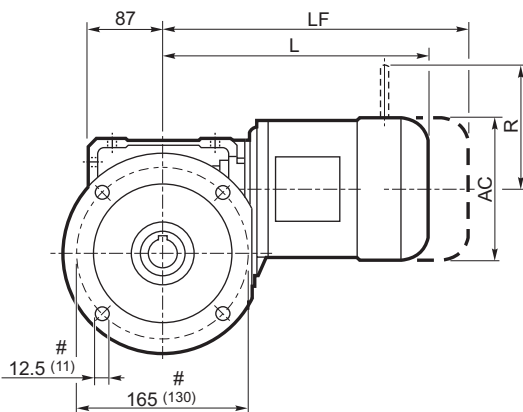


UF_

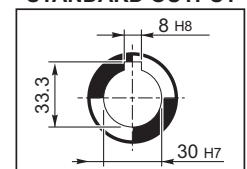


UFC_

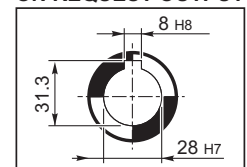
UFCR_#



STANDARD OUTPUT



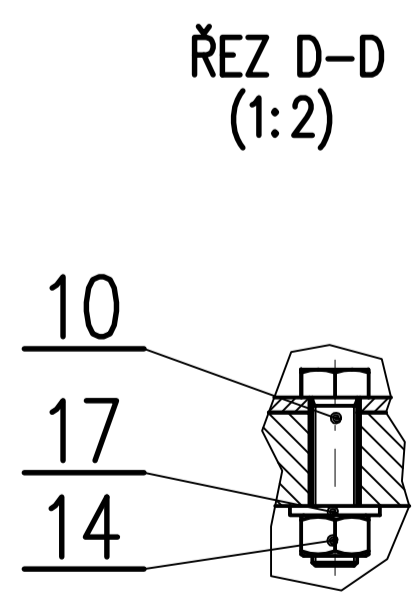
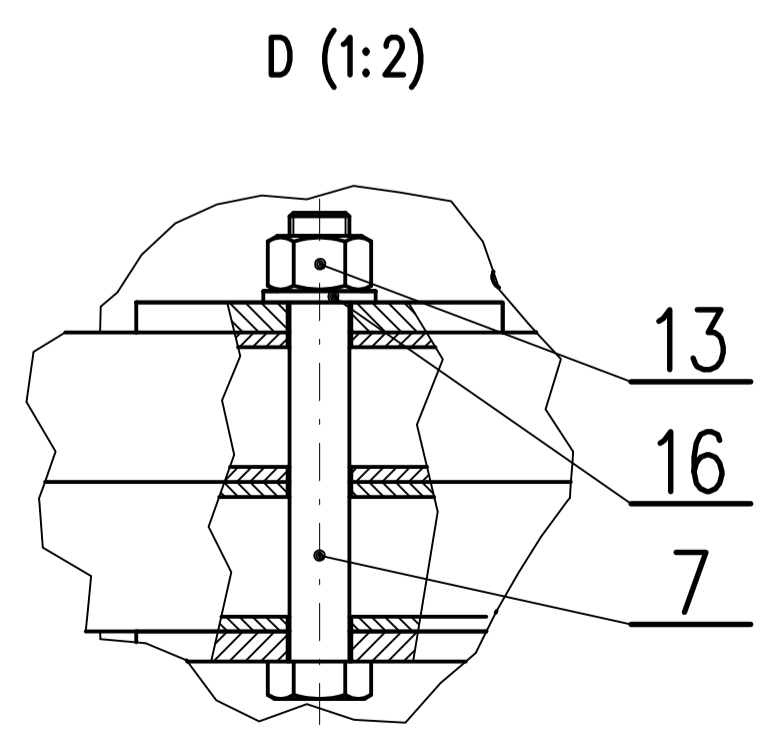
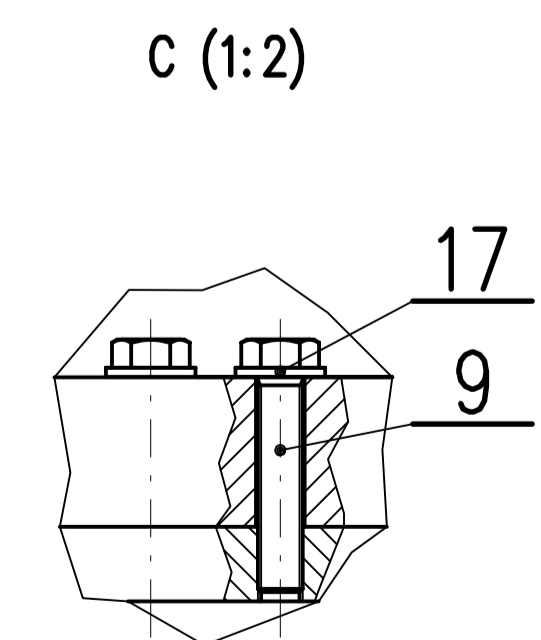
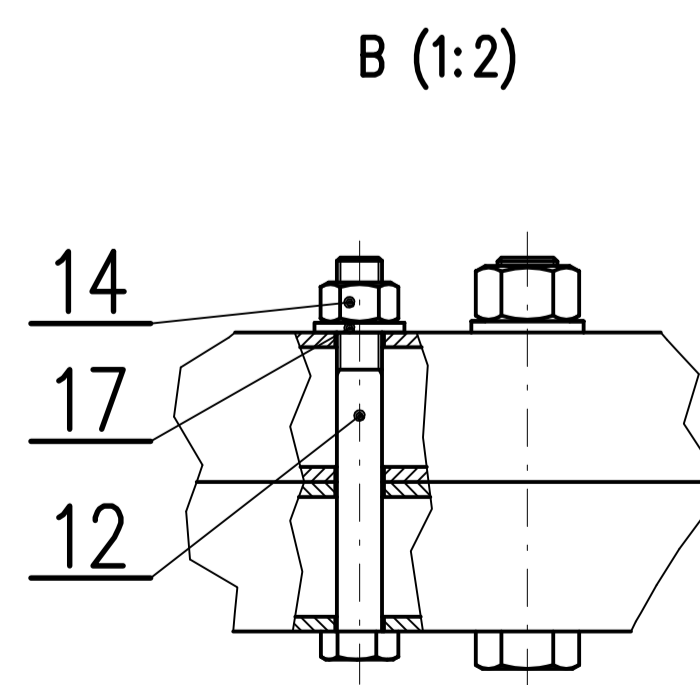
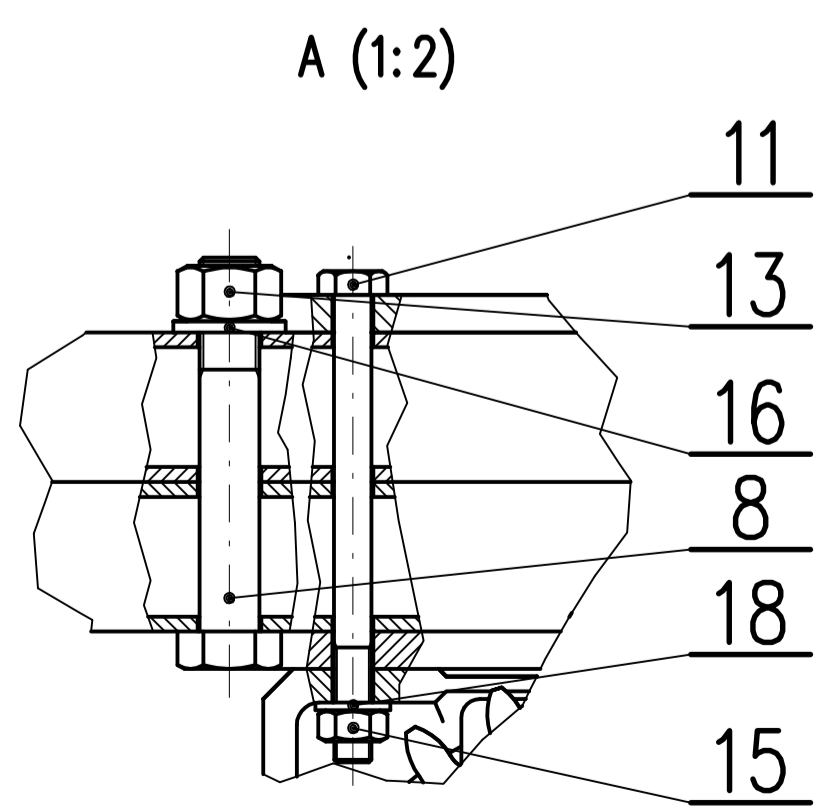
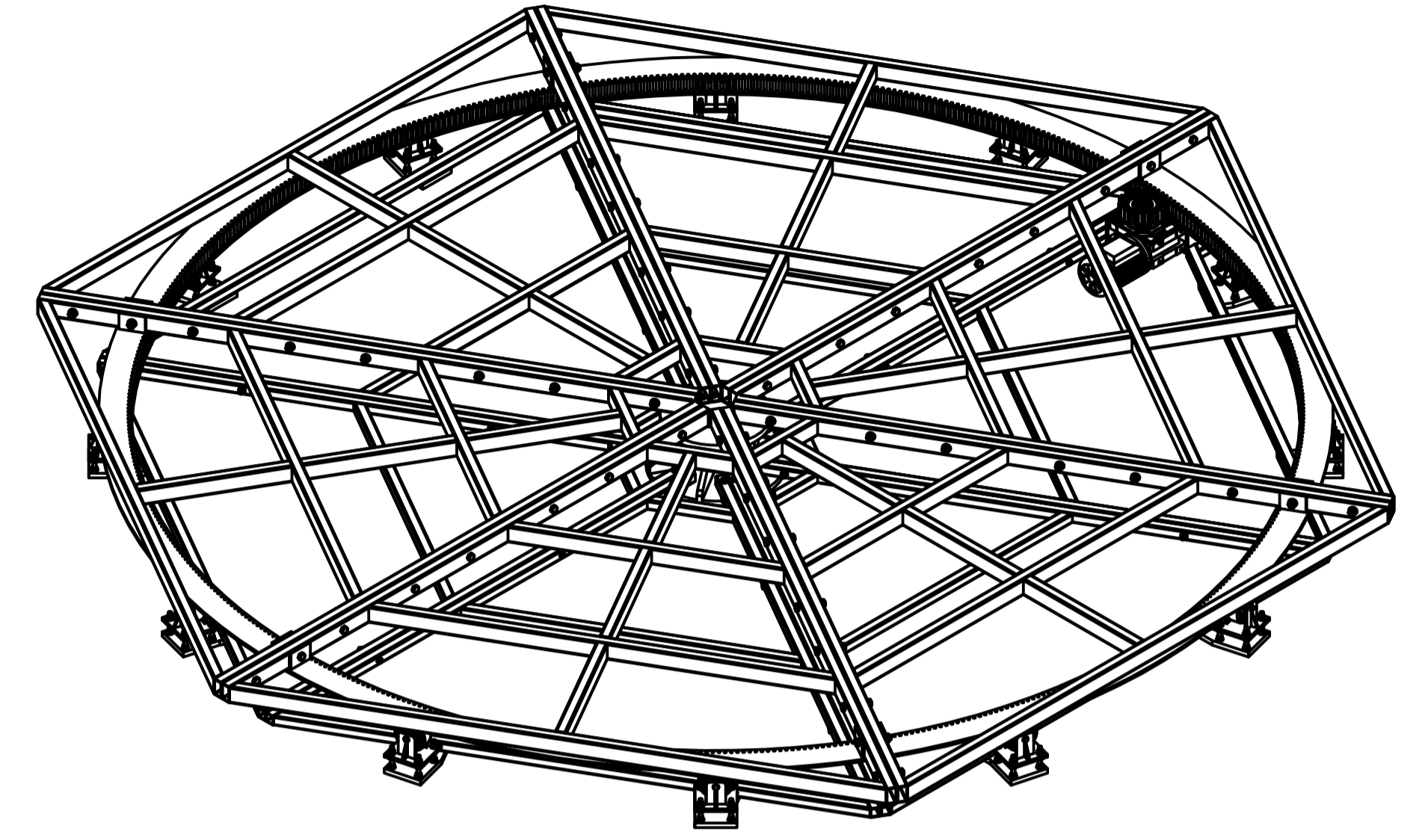
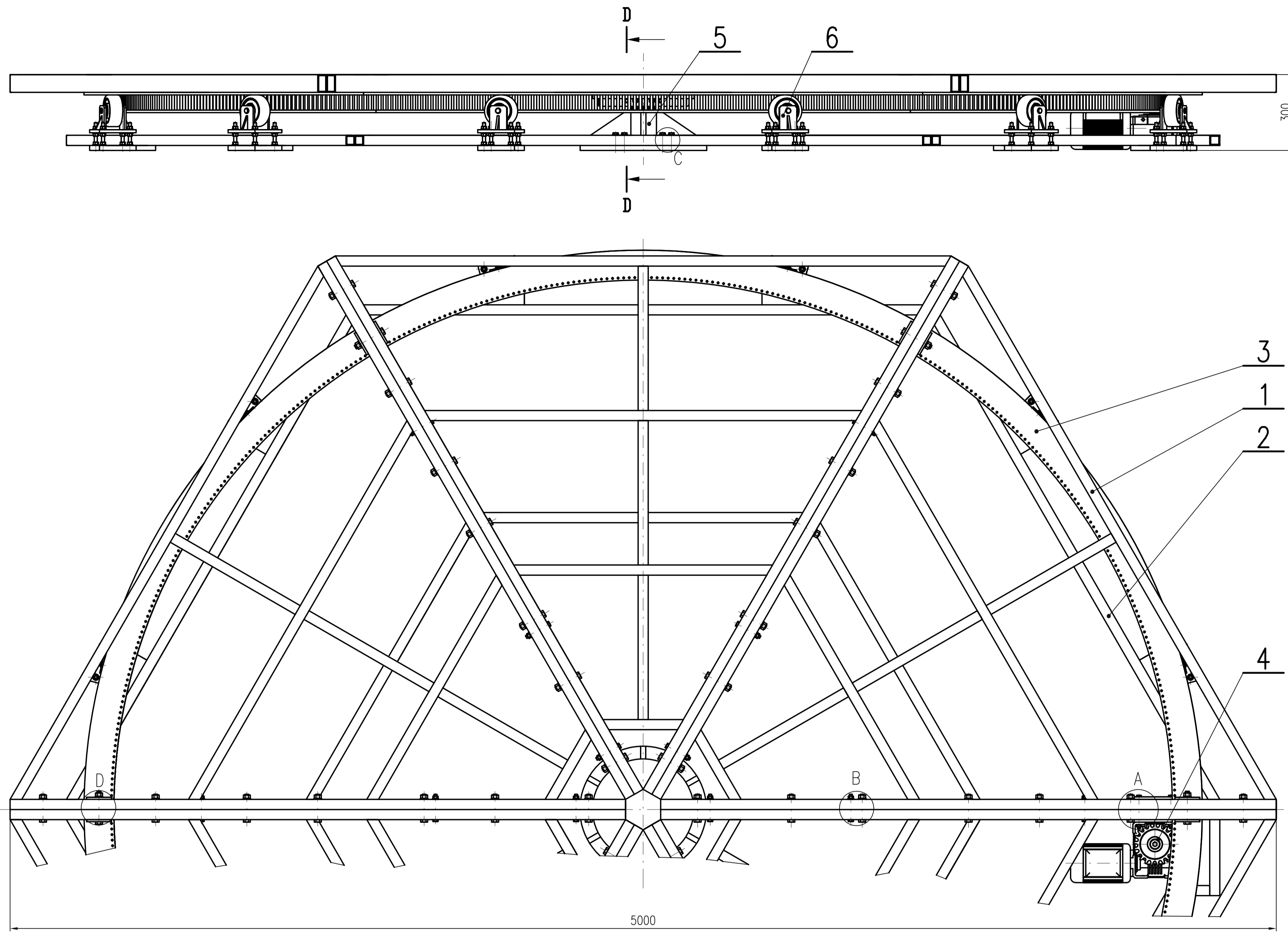
ON REQUEST OUTPUT



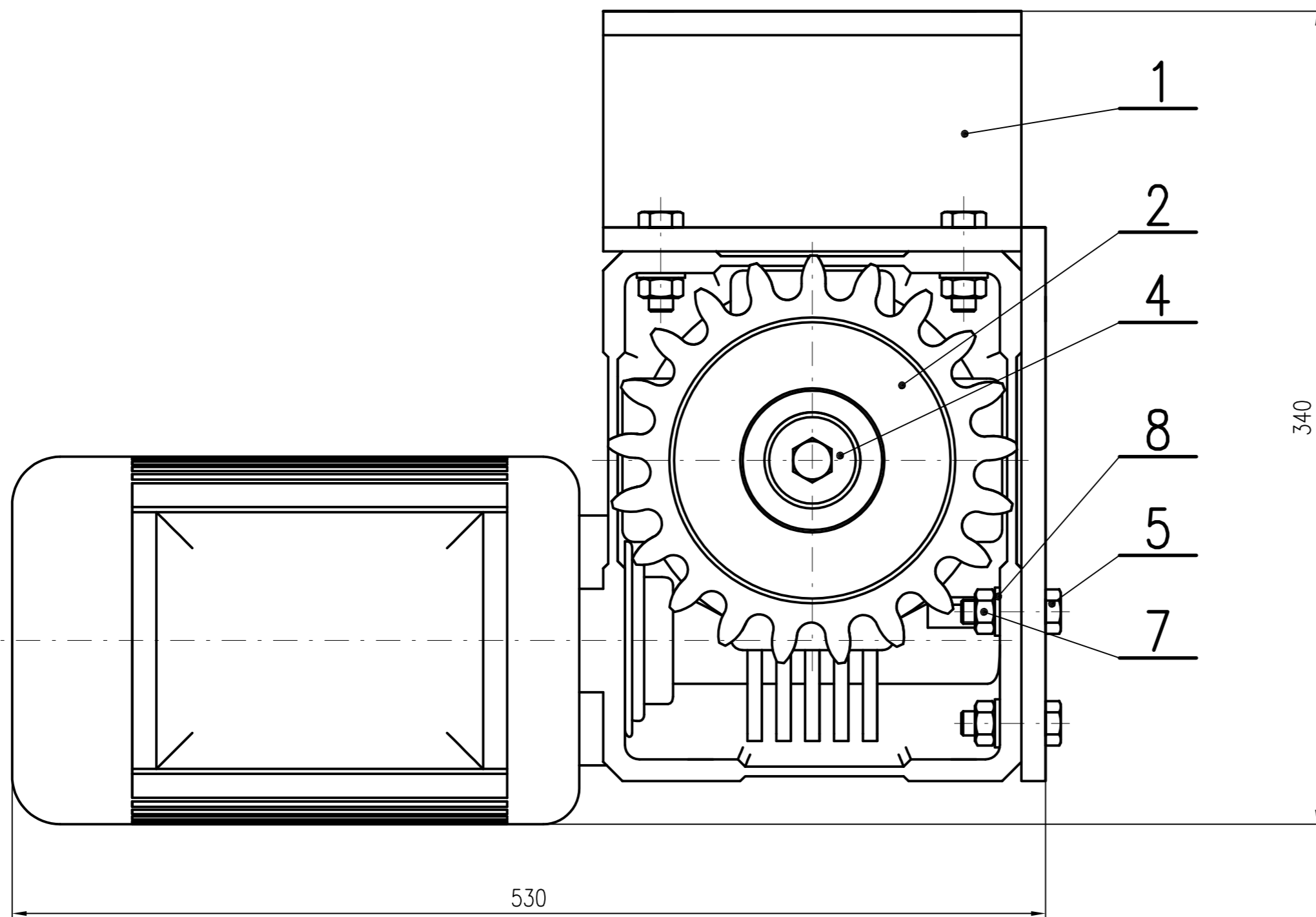
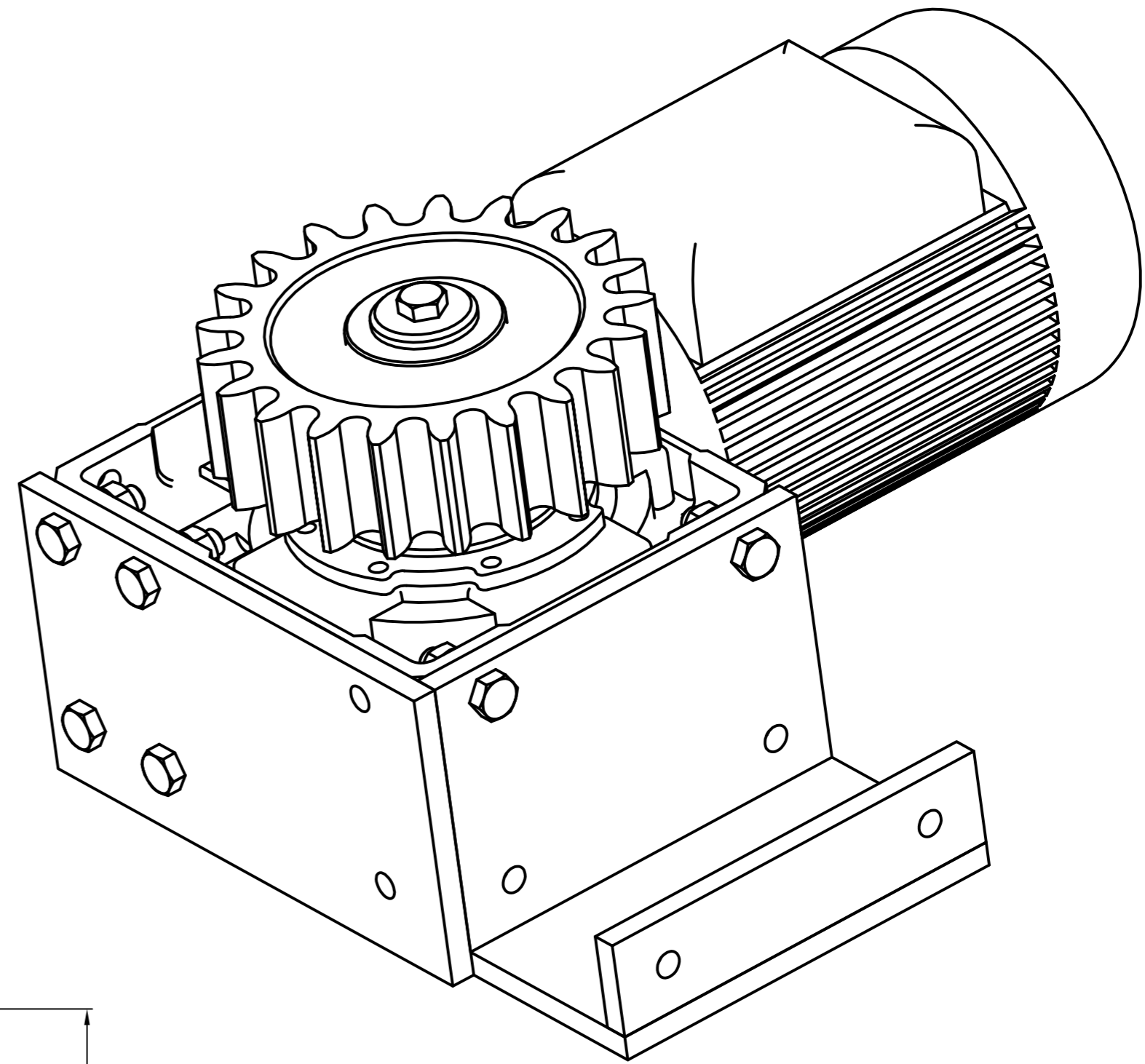
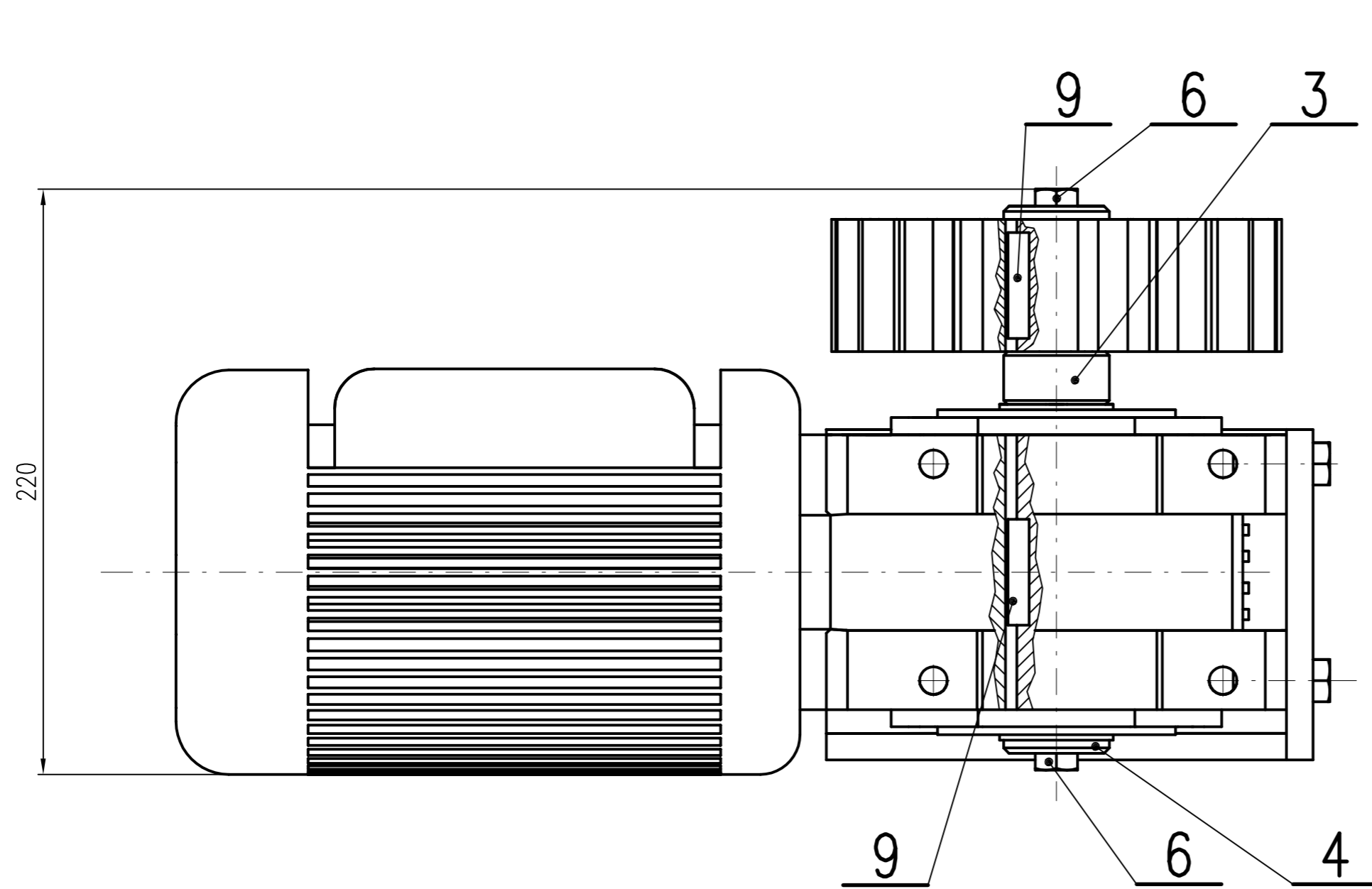
Icon	S	M	M_				Kg	M...FD M...FA		Kg	M...FD		M...FA	
			AC	H	L	AD		LF	R		AD	R	AD	
	W 75	S1	M1	138	231	308	108	16.0	369	18.2	103	135	124	108
	W 75	S2	M2S	153	240	333	119	18.5	409	21.6	129	146	134	119
	W 75	S3	M3S	193	258.5	376	142	25.6	472	31	160	158	160	142
	W 75	S3	M3L	193	258.5	408	142	28.6	499	34	160	158	160	142

* On both sides

Reduced flange

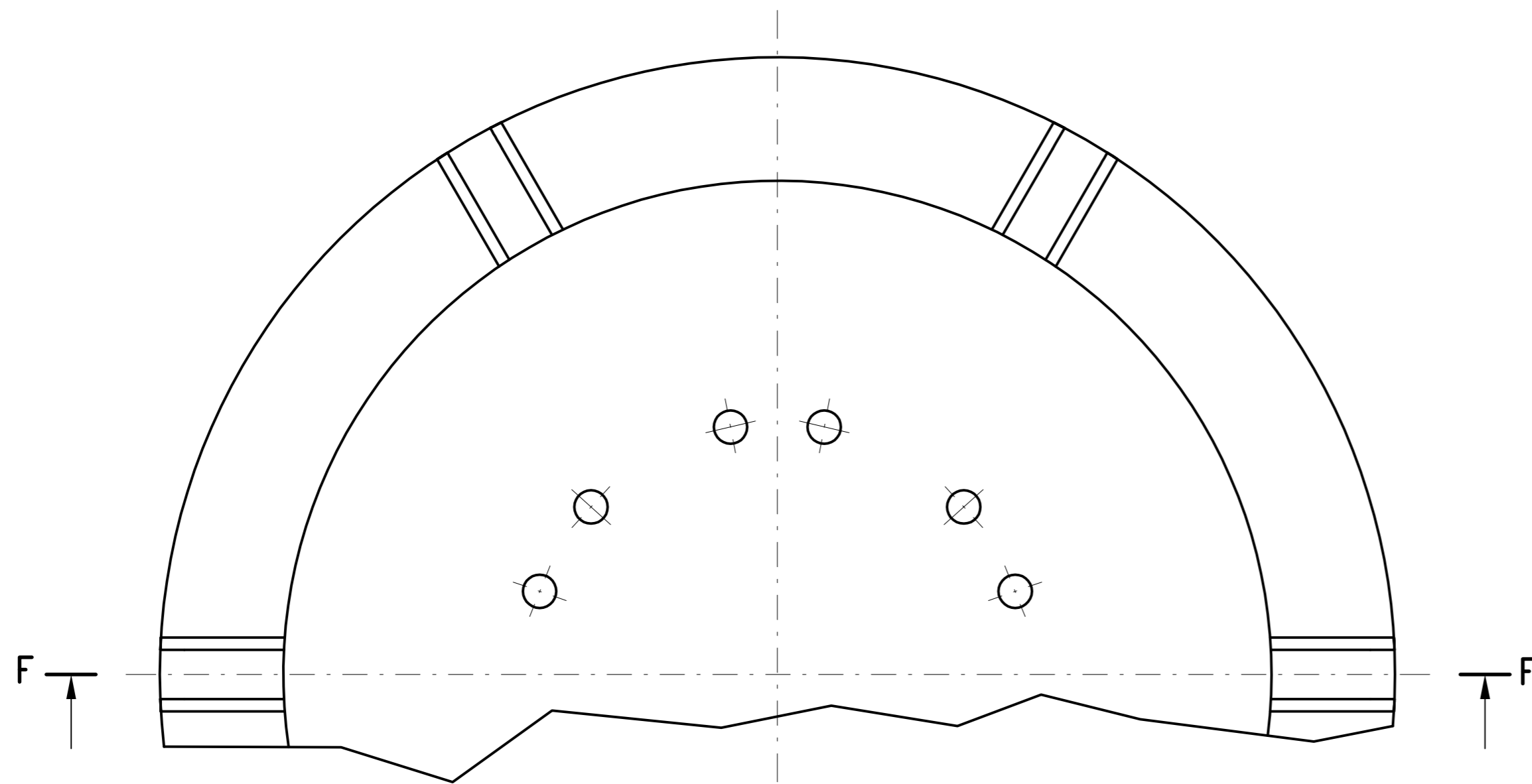
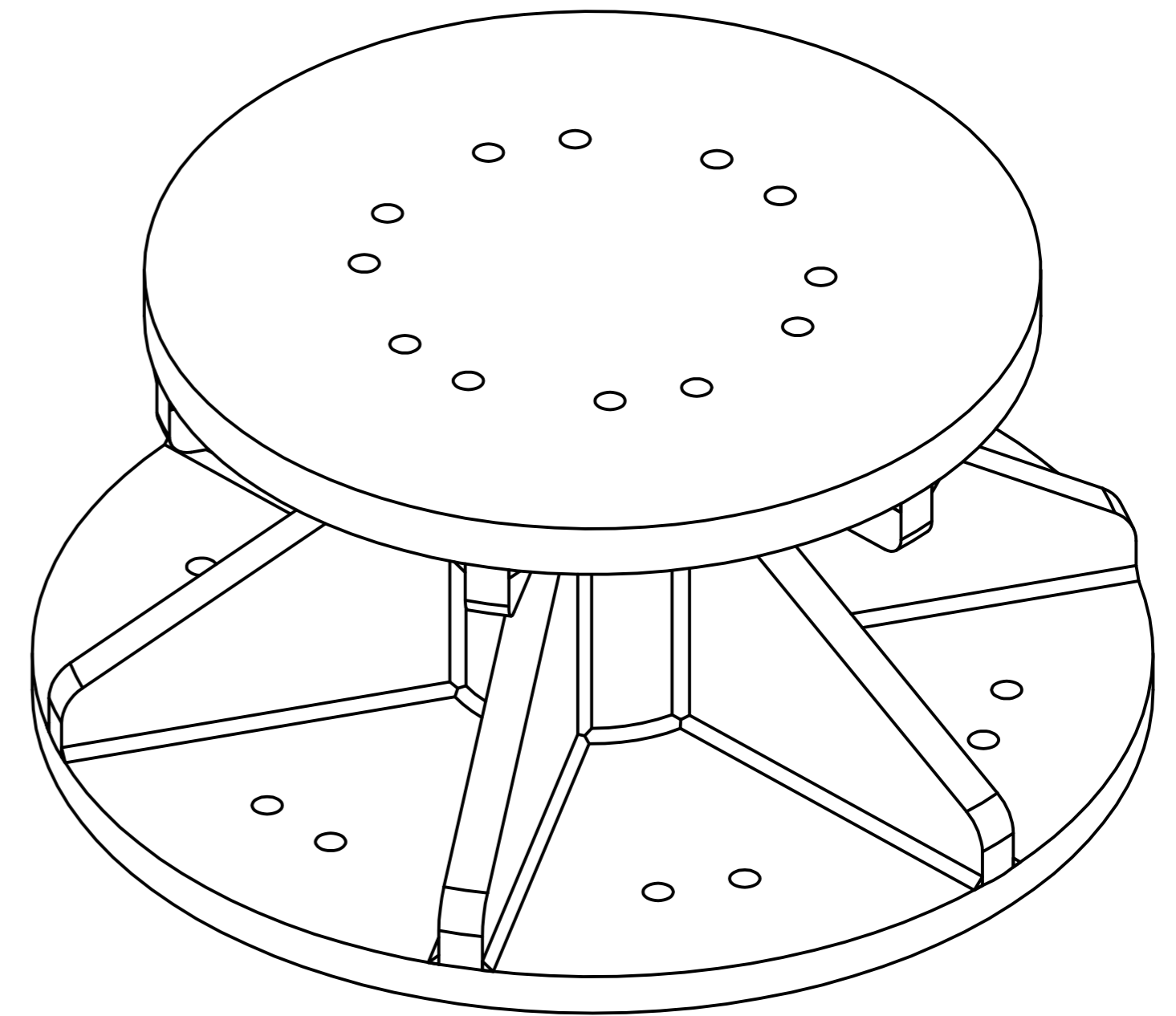
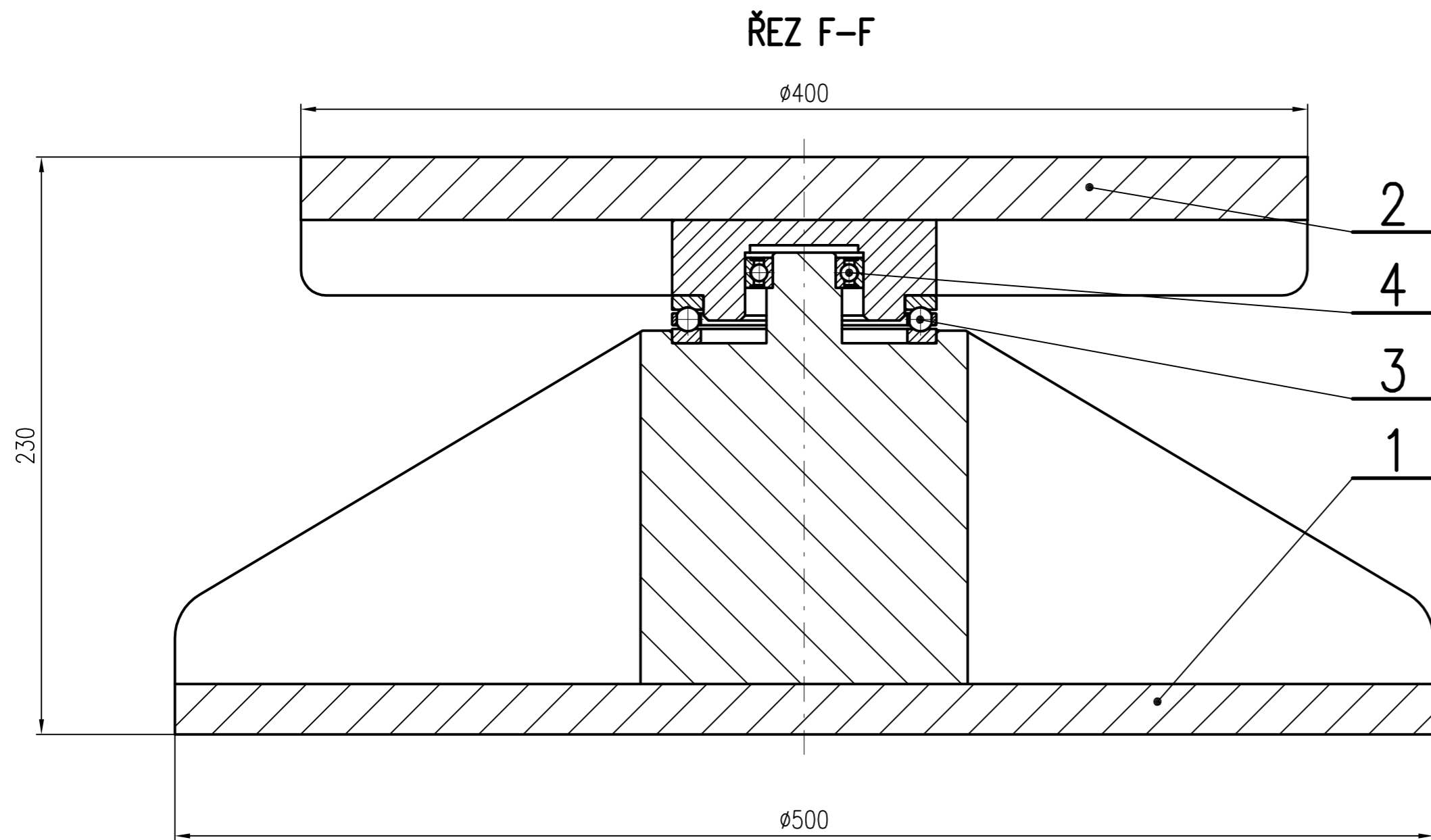


18	PODLOŽKA 10	---	---	0,004	ks	2
	ČSN EN ISO 7089	---	---			
17	PODLOŽKA 12	---	---	0,006	ks	42
	ČSN EN ISO 7089	---	---			
16	PODLOŽKA 16	---	---	0,01	ks	48
	ČSN EN ISO 7089	---	---			
15	MATICE M10	---	---	0,01	ks	2
	ČSN EN ISO 4032	---	---			
14	MATICE M12	---	---	0,02	ks	30
	ČSN EN ISO 4032	---	---			
13	MATICE M16	---	---	0,04	ks	48
	ČSN EN ISO 4032	---	---			
12	ŠROUB M12x100	---	---	0,11	ks	18
	ČSN EN ISO 4016	---	---			
11	ŠROUB M10x120	---	---	0,09	ks	2
	ČSN EN ISO 4016	---	---			
10	ŠROUB M12x45	---	---	0,06	ks	12
	ČSN EN ISO 4018	---	---			
9	ŠROUB M12x60	---	---	0,07	ks	12
	ČSN EN ISO 4018	---	---			
8	ŠROUB M16x100	---	---	0,19	ks	42
	ČSN EN ISO 4016	---	---			
7	ŠROUB M16x120	---	---	0,23	ks	6
	ČSN EN ISO 4016	---	---			
6	SESTAVA KOLEČKA	---	---	11,5	ks	12
	KKS-BP-06	---	---			
5	SESTAVA STŘEDOVÉHO SLOUPU	---	---	91,5	ks	1
	KKS-DP-05	---	---			
4	SESTAVA POHONU	---	---	30,9	ks	1
	KKS-DP-04	---	---			
3	SESTAVA KOLEJNICE	SVARENEC	---	29,6	ks	6
	KKS-DP-03	---	---			
2	KOTVÍCÍ SEGMENT	SVARENEC	---	35,6	ks	6
	KKS-DP-03	11343	---			
1	NOSNÝ SEGMENT	SVARENEC	---	74,1	ks	6
	KKS-DP-02	11343	---			
Číslo polož.	Název - označení	Polotovary		Hmotnost (kg)	J.	Množ.
Měřítko	Číslo výkresu - označení normy	Materiál	Průměrní		Formát	
1:10	1116,6		☐		KKS-DP-01	A1
	Kreslil	ŠTOCHL M.	Název	VÝSTAVNÍ TOČNA		
	Datum	27.5.2017	Schválil			
	Datum		Datum	Číslo dokumentu		
KKS	KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Druh dokumentu	VÝKRES SESTAVY		KKS-DP-00	
						List 1 List 5

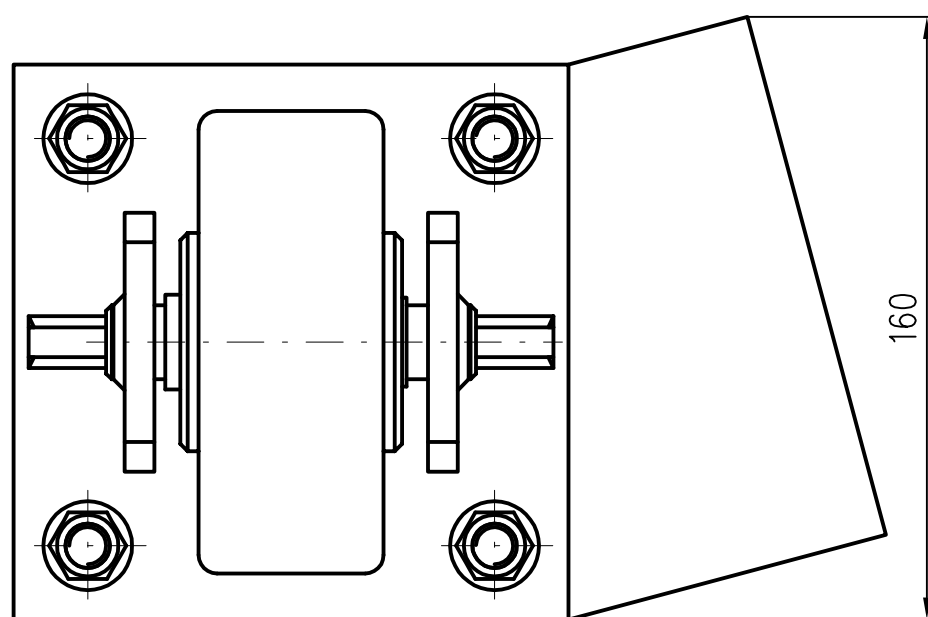
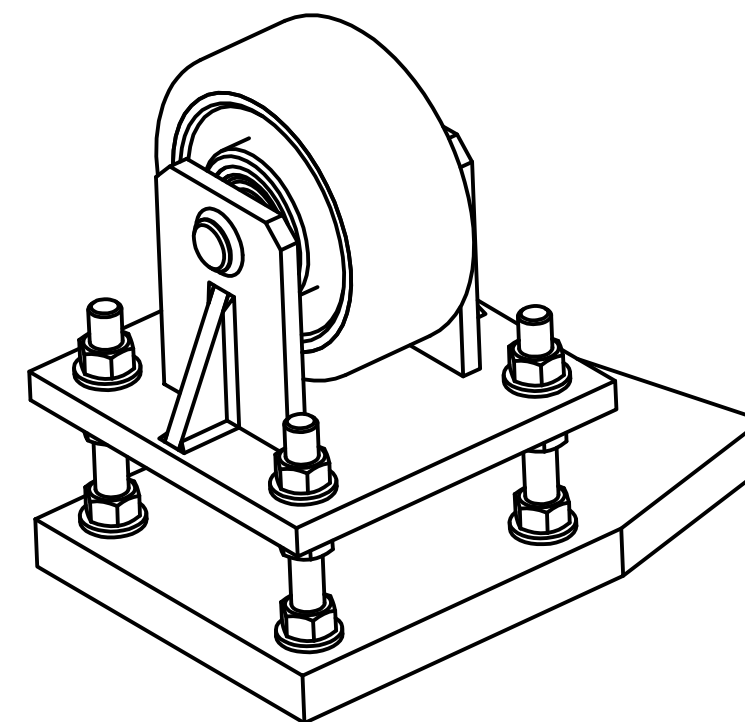
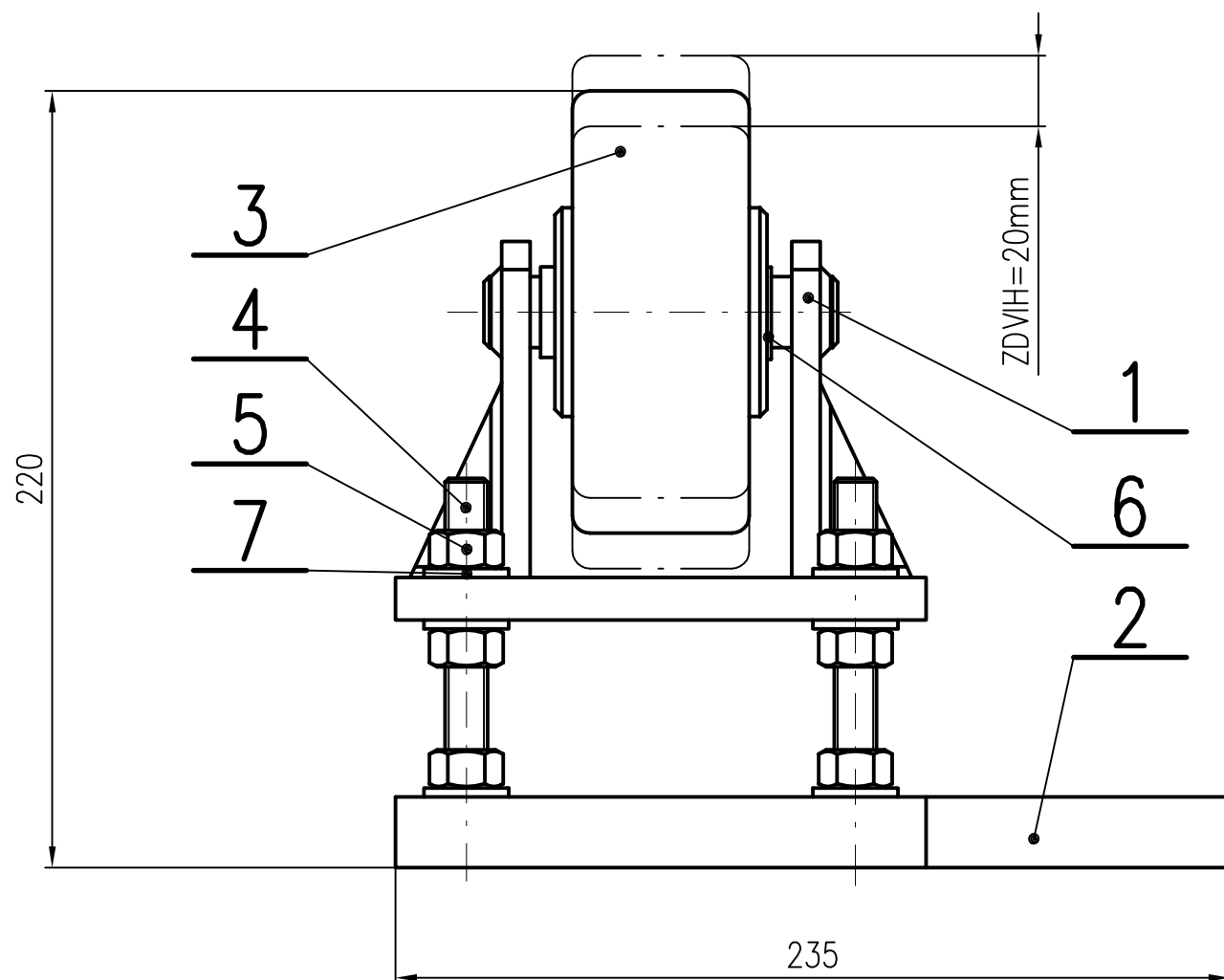


9	PERO 10e7x8x40	---	0,02	ks	2
	ČSN 02 2562	---			
8	PODLOŽKA 10	---	0,004	ks	6
	ČSN EN ISO 7089	---			
7	MATICE M10	---	0,01	ks	6
	ČSN EN ISO 4032	---			
6	ŠROUB M10x25	---	0,02	ks	2
	ČSN EN ISO 4018	---			
5	ŠROUB M10x35	---	0,03	ks	6
	ČSN EN ISO 4018	---			
4	PODLOŽKA Ø40-5	OCEL KRUHOVÁ 40mm WWW.KONDOR.CZ	0,1	ks	1
	KKS-DP-04.4	11343			
3	HŘÍDEL Ø40-192	OCEL KRUHOVÁ 40mm WWW.KONDOR.CZ	1,1	ks	1
	KKS-DP-04.3	11343			
2	PALEČNÉ KOLO	OCEL KRUHOVÁ 180mm WWW.KONDOR.CZ	5,3	ks	1
	KKS-DP-04.2	11343			
1	SESTAVA DRŽÁKU POHONU	SVAŘENEC	5,6	ks	1
	KKS-DP-04.1	11343			

Číslo polož.	Název - označení	Polotovary	Hmotn.	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál	(kg)		
Měřítko	1: 2	Hmotnost (kg)	30,94	Promítání	KKS-DP-04.0
		Formát			A2
	Kreslil	ŠTOCHL M.	Název	SESTAVA POHONU	
	Datum	27.5. 2017	Číslo dokumentu		
	Schválil		KKS-DP-04		
	Datum		List 2 Listů 5		
	Druh dokumentu	VÝKRES SESTAVY			



4	LOŽISKO 6005	---	0,078	ks	1
	ČSN 02 4630	---			
3	LOŽISKO 51116	---	0,41	ks	1
	ČSN 02 4740	---			
2	SESTAVA STOJANU – HORNÍ DÍL	SVAŘENEC	30,9	ks	1
	KKS-DP-05.2	11343			
1	SESTAVA STOJANU – SPODNÍ DÍL	SVAŘENEC	60,1	ks	1
	KKS-DP-05.1	11343			
Číslo polož.	Název – označení	Polotovary	Hmotn.	J.	Množ.
	Číslo výkresu – označení normy	Materiál	(kg)		
Měřítko	1:2	Hmotnost (kg)	91,5	Promítání	KKS-BP-05.0
	Kreslil	ŠTOCHL M.	Název	SESTAVA STŘEDOVÉHO SLOUPU	
	Datum	27.5. 2017	Číslo dokumentu	KKS-DP-05	
	Schválil		List 3 Listů 5		
	Datum		VÝKRES SESTAVY		
	Druh dokumentu				

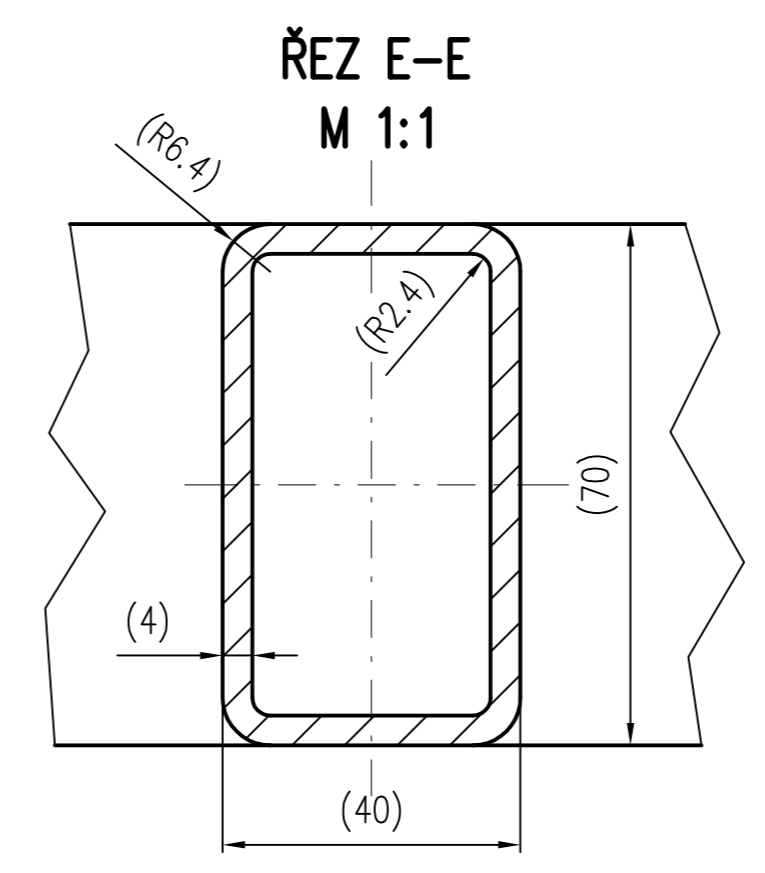
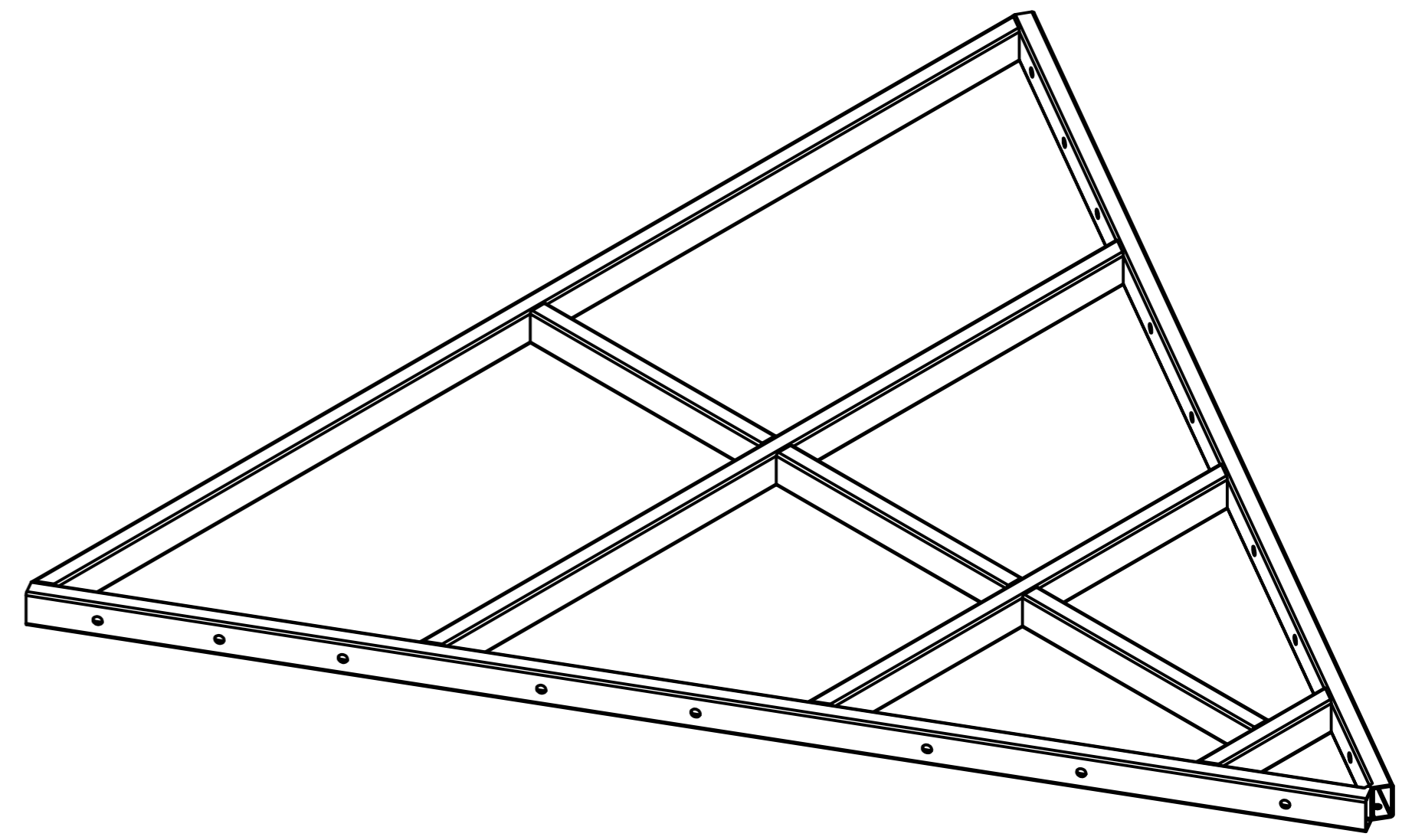
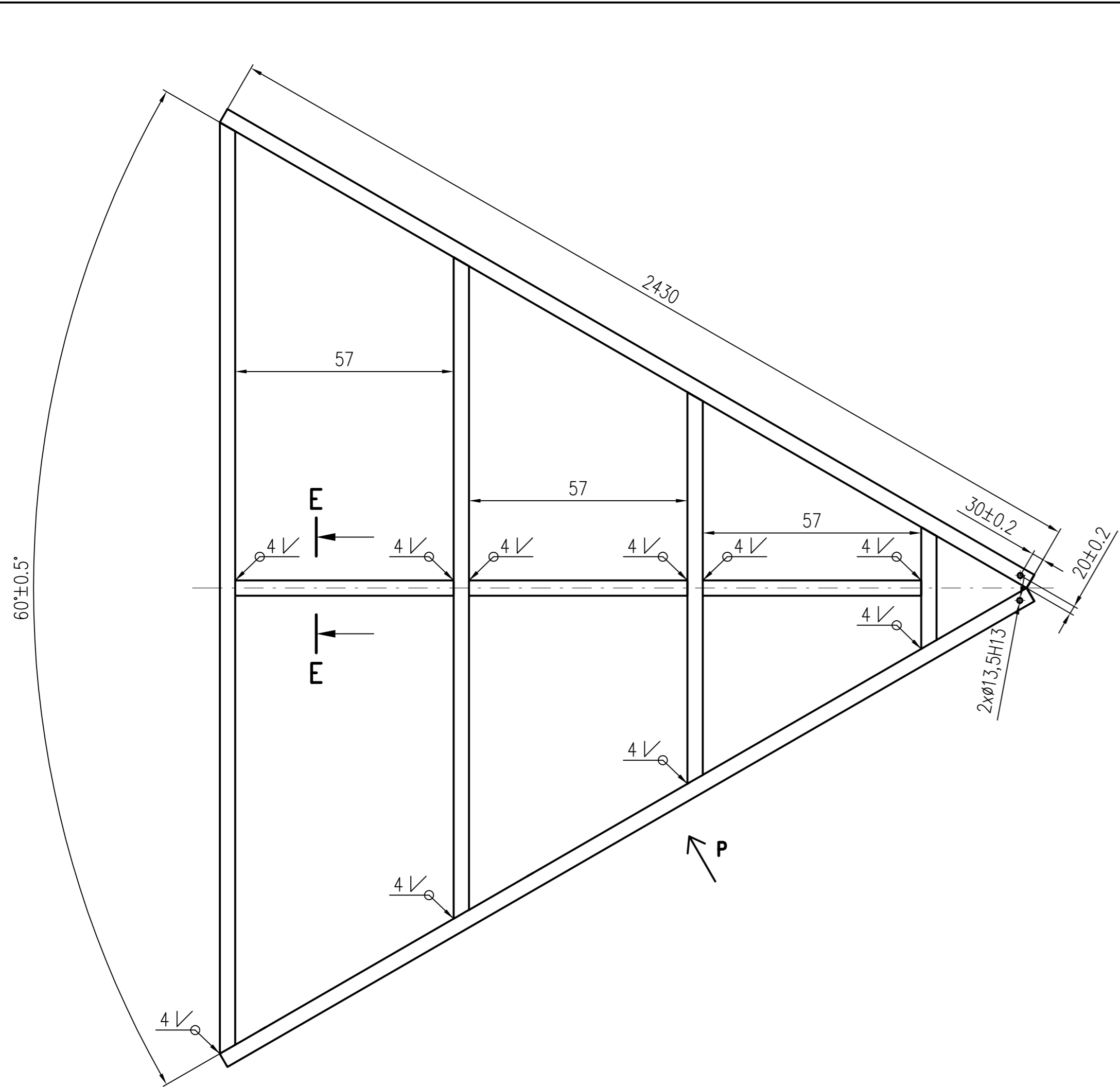


7	PODLOŽKA 12	---	0,006	ks	12
	ČSN EN ISO 7089	---			
6	POJISTNÝ KROUŽEK 20	---	0,002	ks	1
	ČSN 02 2930	---			
5	MATICE M12	---	0,02	ks	12
	ČSN EN ISO 4032	---			
4	ZÁVITOVÁ TYČ M12x110	M12x1000 WWW.KONDOR.CZ	0,1	ks	4
	KKS-DP-06.4	DIN 975			
3	KOLEČKO FTP125x50-Ø20 HL60	WWW.TENTE.CZ	2,42	ks	1
	KKS-DP-06.3	---			
2	NOSNÁ DESKA 240x165	P20-1500x3000	5,1	ks	1
	KKS-DP-06.2	ČSN EN 10029			
1	SESTAVA NOSNÉHO RÁMU	SVAŘENEC	3,25	ks	1
	KKS-DP-06.1	11343			

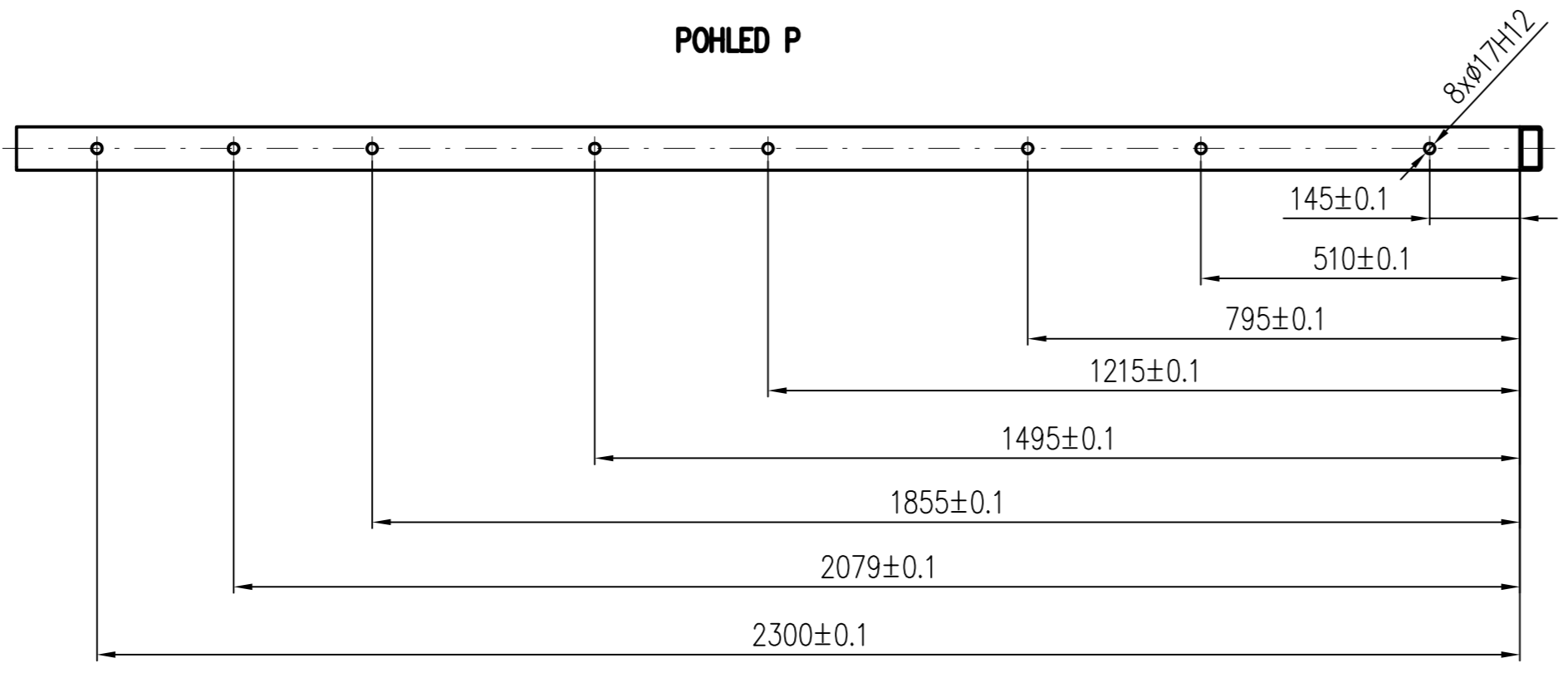
Číslo polož.	Název - označení	Polotovár	Hmotn (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál			

Měřítko	Hmotnost (kg)	Promítání	Formát
1:2	11,48		A3

	Kreslil	ŠTOCHL M.	Název	SESTAVA KOLEČKA
	Datum	27.5. 2017		
	Schválil		Číslo dokumentu	KKS-DP-06
	Datum			
	Druh dokumentu	VÝKRES SESTAVY		



POHLED P



Textura povrchu $\sqrt{Ra\ 3,2}$ (✓)	Hrany ISO 13715 -0.4 / +0.4	Měřítko 1:10	Přesnost ISO 2768-mK
		Hmotnost (kg) 74	Tolerování ISO 8015
Materiál - Polotovár 70x40x4 ČSN EN 10219-2		Formát A2	
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Kreslil ŠTOCHL M.	Název NOSNÝ SEGMENT	
	Datum 27.5. 2017	Číslo dokumentu KKS-DP-01	
Schválil Datum		Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	
		List 5 Listů 5	