



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh zařízení pro testování stavební směsi

**Design of Device for Concrete Mixture
Testing**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Petr NOVICKIJ

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. František Starý

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci „Návrh zařízení pro testování stavební směsi“ vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 10.6.2019

Petr Novickij

Poděkování:

Tímto způsobem bych rád poděkoval Ing. Františkovi Starému za pomoc při vedení diplomové práce, za jeho odborné rady a cenné připomínky v průběhu přípravy a vypracování.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Petr NOVICKIJ		
Název DP:	Návrh zařízení pro testování stavební směsi		
Anglický název:	Design of Device for Concrete Mixture Testing		
Rok:	2019		
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství		
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika		
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů		
Vedoucí BP:	Ing. František Starý		
Konzultant:	Ing. Marek Štádler		
Bibliografické údaje:	počet stran	101	
	počet obrázků	117	
	počet tabulek	16	
	počet příloh	1	
Klíčová slova:	3D tiskárna, testovací zařízení, 3D tisk budov, aditivní technologie		
Keywords:	3D printer, testing device, 3D print of buildings, additive technology		
Anotace:	<p>Obsahem této diplomové práce je návrh zařízení pro testování betonových směsí, které budou vhodné k budoucímu použití v oblasti 3D tisku budov. Prvotní požadavek a zadání na toto zařízení vyšlo od Fakulty stavební ČVUT v Praze. Zařízení bude mít pohon ve 3 osách a pracovní prostor o rozměrech 2 m x 1 m x 0,8 m. Pohon v osách X a Y bude zajištěn asynchronními elektromotory, jejichž parametry vzejdou z výpočtů během konstruování, a pohon ve svislé ose Z bude ruční, nastavitelný obsluhou zařízení. Kontrolní výpočty vybraných důležitých konstrukčních uzlů budou součástí práce.</p>		
Abstract:	<p>The content of the diploma thesis is a design of the device for concrete mixture testing, which will be suitable for future use in the field of 3D printed buildings. First requirements and assignment came from Faculty of Civil Engineering of CTU in Prague. Device will have powered 3 axes and working space of 2 m x 1 m x 0,8 m. Axis X and Y will be powered by asynchronous electric motors, which parameters will be determined during the design work, and the vertical axis Z will be powered manually by service crew. Control calculations of selected important parts will be included in the thesis.</p>		

OBSAH

1. Úvod	1
2. Teoretická část.....	3
2.1. 3D tisk pro stavebnictví.....	3
2.2. Metoda 3D tisku extruzí betonové směsi	4
2.3. Typy 3D tiskáren	6
2.3.1. 3D tiskárna s rámovou konstrukcí.....	6
2.3.2. 3D tiskárna s robotickým ramenem.....	7
2.4. Zhodnocení technologie	8
3. Praktická část.....	9
3.1. Koncepční návrh	9
3.2. Postup konstrukce	10
3.3. Základní rám – 1. část	10
3.3.1. Svařenec základního rámu	10
3.3.2. Uchycení k zemi.....	11
3.3.3. Pojezdové lišty.....	12
3.4. Konstrukce pro pohyb v ose Z - 1.část	14
3.4.1. Svařenec rámu.....	14
3.4.2. Pojezd v ose Z.....	14
3.4.2.1. Upevnění čepů	14
3.4.2.2. Excentrické čepy.....	15
3.4.2.3. Výběr rolny	16
3.4.2.4. Montáž pojezdu.....	17
3.5. Konstrukce pro pohyb v osách X a Y	18
3.5.1. Tiskací hlava.....	19
3.5.1.1. Výběr lineární techniky	19
3.5.1.2. Zajištění hadice s betonovou směsí v tiskací hlavě.....	20
3.5.1.3. Připevnění k linearsetům	20
3.5.2. Nosná konstrukce.....	21
3.5.3. Pohon v ose Y	25
3.5.3.1. Volba válečkového řetězu a řetězových kol.....	25
3.5.3.2. Volba elektromotoru.....	26
3.5.3.3. Kontrola řetězu na přetržení	29
3.5.3.4. Napínací mechanismus válečkového řetězu	30
3.5.3.5. Uchycení elektromotoru	32
3.5.3.6. Náboj řetězového kola elektromotoru	33
3.5.3.7. Volné řetězové kolo	35

3.5.4.	Pojezd v ose X.....	42
3.5.4.1.	Rolny ve směru osy Z.....	43
3.5.4.2.	Rolny ve směru osy Y.....	45
3.5.5.	Podoba konstrukce pro pohyb v osách X a Y	49
3.6.	Konstrukce pro pohyb v ose Z - 2.část	49
3.6.1.	Rozměry rámu	49
3.6.2.	Pohon v ose X	49
3.6.2.1.	Výběr řetězového kola	50
3.6.2.2.	Volba elektromotoru	50
3.6.2.3.	Kontrola řetězu na přetržení	53
3.6.2.4.	Uchycení pohonu	54
3.6.2.5.	Pevnostní kontrola hřídele elektromotoru – statická bezpečnost	60
3.6.2.6.	Pevnostní kontrola hřídele elektromotoru – dynamická bezpečnost	61
3.7.	Základní rám – 2. část	63
3.7.1.	Svařenec základního rámu	63
3.7.2.	Uchycení k zemi.....	64
3.7.3.	Vodicí lišty	65
3.7.4.	Pohon v ose Z	65
3.7.4.1.	Koncept pohonu	66
3.7.4.2.	Napínací mechanismus	67
3.7.4.3.	Převodní řetězová kola D a E.....	69
3.7.4.4.	Hřídel C.....	70
3.7.4.5.	Hřídel B.....	72
3.7.4.6.	Hřídel A.....	74
3.7.4.7.	Násobič krouticího momentu.....	75
3.7.4.8.	Nastavení výšky a zajištění polohy	78
3.7.4.9.	Pevnostní kontrola hřídelů	82
3.7.5.	Bezpečnostní prvek	88
3.8.	Konstrukce pro vedení hadice	89
3.9.	Frekvenční analýza základního rámu metodou konečných prvků.....	91
4.	Závěr	94
	Použitá literatura	96
	Seznam obrázků.....	98
	Seznam tabulek.....	100
	Seznam příloh	101

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[mm]	šířka boku polygonového spoje
b_2	[mm]	vnitřní šířka válečkového řetězu
b_{st}	[mm]	styková šířka boku polygonového spoje
b_z	[mm]	šířka zubu rohatky
C_0	[N]	základní statická únosnost ložiska
C_{ef}	[-]	součinitel efektivního počtu nesoucích boků
d	[mm]	vnitřní průměr ložiska rolny
d_1	[mm]	průměr hřídele elektromotoru X
d_2	[mm]	vnitřní průměr válečkového řetězu
d_{a4}	[mm]	hlavový průměr rohatky 4 mm
d_{a5}	[mm]	hlavový průměr rohatky 5 mm
d_{p4}	[mm]	roztečný průměr rohatky 4 mm
d_{p5}	[mm]	roztečný průměr rohatky 5 mm
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
d_h	[mm]	průměr hřídele
$d_{A\check{c}}$	[mm]	průměr čepu v místě A
D	[mm]	průměr rolny
D_{kx}	[mm]	roztečný průměr řetězového kola X
D_{ky}	[mm]	roztečný průměr řetězového kola Y
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	normálová síla
F_A	[N]	síla na hřídel A
F_B	[N]	síla na hřídel B
F_C	[N]	síla na hřídel C
F_D	[N]	síla na čep D
F_E	[N]	síla na čep E
F_4	[N]	síla na zub rohatky 4 mm
F_5	[N]	síla na zub rohatky 5 mm
F_{Cl}	[N]	zatížení hřídele
$F_{\check{c}}$	[N]	síla působící na čep ložiska
F_M	[N]	síla od momentu elektromotoru
F_{max}	[N]	síla od hmotnosti pohyblivé konstrukce
F_N	[N]	normálová síla od hmotnosti konstrukce
F_p	[N]	síla od předepnutí válečkového řetězu
$F_{p,hm}$	[N]	síla od předepnutí a hmotnosti
F_{pol}	[N]	síla na bok polygonového spoje
F_r	[N]	radiální síla
F_t	[N]	velikost valivého tření
F_{vX}	[N]	síla při vzpříčení vedení X
F_{vY}	[N]	síla při vzpříčení vedení Y
G	[MPa]	modul pružnosti v tlaku

h	[mm]	výška pera
h_4	[mm]	výška zubu rohatky 4 mm
h_5	[mm]	výška zubu rohatky 5 mm
k_σ	[-]	dynamická bezpečnost v ohybu
k_τ	[-]	statická bezpečnost v krutu
k_d	[-]	celková dynamická bezpečnost hřídele
l	[mm]	rameno síly
l_a	[mm]	činná délka pera
$l_{A\check{c}}$	[mm]	délka podpory v místě A
l_{st}	[mm]	styková délka boku polygonového spoje
L	[mm]	délka linearsetu
M_k	[N*m]	krouticí moment
M_{kA}	[N*m]	krouticí moment hřídele A
M_{kX}	[N*m]	potřebný krouticí moment elektromotoru X
M_{kY}	[N*m]	potřebný krouticí moment elektromotoru Y
M_o	[N*m]	ohybový moment
M_{oC}	[N*m]	ohybový moment v místě C
M_{oD}	[N*m]	ohybový moment v místě D
n_B	[-]	počet boků polygonového spoje
n_X	[s ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky X
n_Y	[s ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky Y
ρ_4	[MPa]	tlak na zub rohatky 4 mm
ρ_5	[MPa]	tlak na zub rohatky 5 mm
$\rho_{a\check{c}}$	[MPa]	tlak v podpoře A
ρ_D	[MPa]	dovolený tlak
ρ_{max}	[MPa]	tlak v polygonovém spoji
ρ_p	[MPa]	tlak na těsné pero
P	[mm]	rozteč válečkového řetězu
P_0	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
P_M	[W]	výkon elektromotoru
P_{MX}	[W]	výkon elektromotoru X
P_{MY}	[W]	výkon elektromotoru Y
R	[mm]	poloměr valivého tělesa
R_a	[μm]	střední aritmetická úchylka povrchu
R_A	[N]	reakce v podpoře čepu v místě A
R_B	[N]	reakce v podpoře čepu v místě B
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
s	[mm]	otvor klíče
s_0	[-]	součinitel statické bezpečnosti ložiska
v_X	[mm*s ⁻¹]	rychlost pohybu ve směru X
v_Y	[mm*s ⁻¹]	rychlost pohybu ve směru Y
W_k	[mm ⁻³]	průřezový modul v krutu
W_o	[mm ⁻³]	průřezový modul v ohybu

$W_{o\check{c}}$	$[mm^3]$	průřezový modul v ohybu čepu
x_4	$[mm]$	vzdálenost zubů rohatky 4 mm
x_5	$[mm]$	vzdálenost zubů rohatky 5 mm
z_4	$[-]$	počet zubů rohatky 4 mm
z_5	$[-]$	počet zubů rohatky 5 mm
β_o	$[-]$	součinitel vrubu
η_p	$[\%]$	účinnost převodovek
η_{p0}	$[-]$	součinitel povrchu součásti
ϵ_{vo}	$[-]$	součinitel velikosti součásti
ξ	$[-]$	součinitel valivého tření
$\sigma_{0c(-1)}$	$[N*mm^{-2}]$	mez únavy pro střídavý ohyb
$\sigma_{c(-1)}^*$	$[N*mm^{-2}]$	mez únavy v místě vrubu
σ_o	$[N*mm^{-2}]$	napětí v ohybu
σ_D	$[N*mm^{-2}]$	dovolené napětí
σ_{red}	$[N*mm^{-2}]$	redukované napětí
τ_k	$[N*mm^{-2}]$	napětí v krutu
ω	$[rad*s^{-1}]$	úhlová rychlost

1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá kompletním návrhem zařízení pro testování betonových směsí a kontrolními výpočty vybraných konstrukčních uzlů. K tomuto návrhu a výpočtům byl využit CAD software Autodesk Inventor Professional a také simulační program Abaqus CAE.

Po úspěšném sestavení a uvedení do provozu bude zařízení sloužit pro účely výzkumníků z Fakulty stavební ČVUT v Praze, a to k vyvinutí a následnému zkoušení nových betonových hmot a aditiv, které by měly být v budoucnu využívány k efektivnímu a co nejlevnějšímu 3D tisku budov.

Spolupráce na tomto zajímavém tématu mi byla nabídnuta přímo Ústavem konstruování a částí strojů. Práce na reálném projektu, který bude zcela jistě uveden do provozu, znamená možnost účastnit se vývoje vcelku nové technologie, která může změnit v budoucnu konstrukci budov, jak je známe, zrychlit a zlevnit stavebnictví a pomoci k lepšímu bydlení chudým lidem po celém světě. Zároveň je výzva být členem malého konstrukčního týmu, který se bude zabývat konstrukcí jedinečného zařízení. V týmu mohou získávat cenné zkušenosti od expertů, kteří mají za sebou nejen jeden projekt.

Tato diplomová je rozdělena do dvou částí. První z nich, teoretická, obsahuje nastínění současných možností 3D tisku. Krátce rozebereme možnosti 3D tisku, vlastnosti používaných materiálů, výhody a nevýhody používané metody.

V této části budou uvedeny používané typy zařízení, které se v současné době používají pro 3D tisk budov a mohly by být inspirací pro konstrukci testovacího zařízení.

Pro konstruování v praktické části využiji své nabyté zkušenosti z praxe a smysl pro detail při řešení zadaného problému. Největším úkolem pro mne bylo vymyslet funkční metodiku, podle níž je třeba konstruovat zařízení, o jehož podobě není mnoho známo. V této části postupně navrheme podobu testovacího zařízení od základního rámu až po tiskací hlavu.

Testovací zařízení musí mít efektivní a přesné vedení tiskací hlavy ve všech osách. Při návrhu jednotlivých komponent je důležité myslet komplexně a zohlednit hlediska konstrukční, technologická i montážní. Během návrhu jsem se co nejvíce snažil při konstrukci využívat nakupované součásti, které jsou běžně používané.

Součástí návrhu pohonu jsou také kontrolní výpočty hřídelů zajišťujících pohon v jednotlivých osách. Jedná se o kontrolu maximálních hodnot ohybu, krutu a průhybu osy hřídele. Bezpečnost obsluhy je prioritou, a tudíž musí být za všech okolností používání zařízení bezpečné, ať už za provozu nebo za klidu.

Samostatnou kapitolou mezi výpočty pak je kontrola vlastních frekvencí rámové konstrukce metodou konečných prvků v softwaru Abaqus. Vlastní frekvence mohou být



v rezonanci s budicí frekvencí z vibrací asynchronních elektromotorů a v krajním případě rozvibrovat zařízení, což vede k nežádoucímu opotřebení a hlukové zátěži.

Výstupem diplomové práce bude grafický 3D model funkčního testovacího zařízení, který bude moci být dále modifikován, případně využit k simulacím.

2. Teoretická část

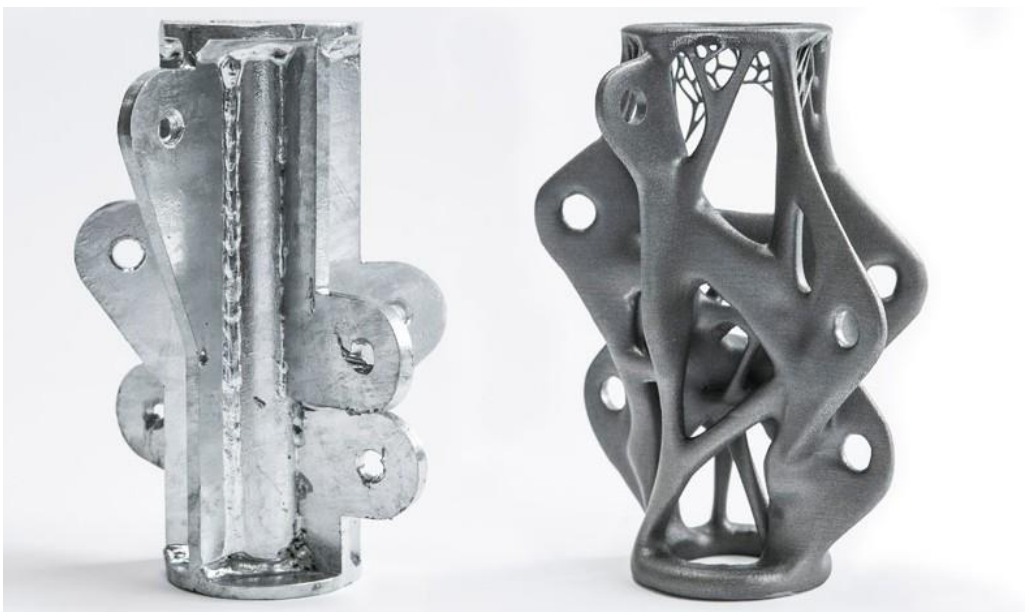
Pojmem 3D tisk se primárně rozumí automatizovaný proces, při kterém se z digitálního 3D modelu vytvoří fyzický model. Digitální model je upraven speciálním CAM programem, tzv. „slicerem“, který model rozřeže na vodorovné plátky. Takto připravený model se odešle do CNC stroje – 3D tiskárny – a vytiskne po vrstvách. Zvolená tloušťka vrstvy určuje přesnost fyzického modelu oproti digitálnímu. Jedná se o takzvanou aditivní výrobu, materiál je umísťován pouze na místa budoucího objektu (spolu s podpurnými strukturami). V průmyslu se k výrobě běžně používá metoda subtraktivní, kdy je konečná podoba objektu utvořena obráběním, ale i tam dnes již 3D tisk proniká. [1]

Zpočátku se 3D tisk označoval jako Rapid Prototyping a využíval se pouze k rychlé tvorbě prototypů, protože samotná výroba v sériích nebyla efektivní. Prototypy se tvořily z různých materiálů pro vyzkoušení ergonomie tvaru, aerodynamiky atp.

Dnes se již 3D tisk využívá i při sériové výrobě samotných dílů například v letectví, kde je díky této technologii možná úspora hmotnosti na letadle na součástech se složitými tvary. Materiály využívané v 3D tisku se liší dle aplikace – plasty, keramika, kov či stavební materiály, taktéž metody se liší od vytvrzování polymerů stereolitografií po spékání kovového prášku laserem. V teoretické části se budeme zabývat pouze 3D tiskem pro stavebnictví. [2]

2.1. 3D tisk pro stavebnictví

Ve stavebnictví se 3D technologie rozšířila především v tisku zmenšených architektonických modelů, v poslední době se již ale objevují i aplikace pro použití na stavbě jako takové – optimalizované styčníky fasád (obr. 1), obkladové a pohledové panely, atypické vodovodní baterie, interiérové doplňky apod. [1]



obr. 1.: Optimalizovaná podoba styčníku [1]

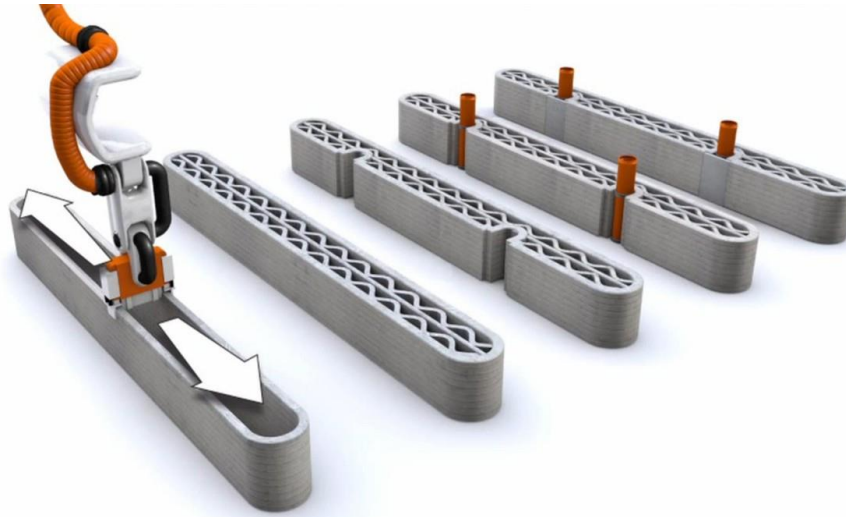
Většinou se jedná o experimentální projekty, jejichž vyšší ekonomickou zátěž vyvažuje originalita designu a průkopnické řešení. Z inženýrských projektů se pak jedná o projekty mostů, kdy například firma MX3D plánuje pomocí technologie 3D tisku z kovu vyrobit plně funkční lávku pro pěší a v letošním roce ji instalovat v Amsterdamu. 3D tiskárny vyvíjené po celém světě používají široké spektrum materiálů, dle aplikace se jedná o projekty využívající geopolymery, hlinu, kov, plasty, stavební recykláty i kompozitní materiály s příměsí umělých nebo skelných vláken. Námi vyvíjené testovací zařízení má sloužit k testování různých druhů betonových směsí vhodných k tisku budov metodou extruze. [1] [3]



obr. 2.: Pěší lávka od společnosti MX3D [3]

2.2. Metoda 3D tisku extruzí betonové směsi

Metoda extruze (vytlačování) betonové směsi je nejrozšířenější technologií ve stavebnictví. Jde o obdobu tavného nanášení plastu. Kromě betonových směsí lze využít také sklo, nepálenou hlinu, plasty atp. Pomocí nanášení provazců tiskového materiálu v horizontálních vrstvách na podkladní konstrukci se vytvoří požadovaný tvar (například obr. 3). Provazce vytváříme vytlačováním předem smíchané směsi plniva s pojivem se všemi aditivami z trysky o určitém průřezu. Nejdůležitějším faktorem u této technologie je rychlý náběh únosnosti vrstev, aby byly schopny prakticky okamžitě unést návazné vrstvy bez deformací. Řešením tohoto problému je urychlování tuhnutí materiálu případně prodloužení časového intervalu mezi tiskem jednotlivých vrstev, což ale není žádoucí. Jedním z limitů této metody je pak tisk šikmých stěn. U tisku z kovů či plastů se tento problém řeší pomocnými strukturami, které se na konci procesu odstraní, u metody 3D tisku extruzí betonových směsí se omezuje úhel sklonu stěn tištěných konstrukcí. Bez podpor mohou být stěny tištěny svisle nebo přečnělkově ve sklonech od svislice do úhlu 45°, což omezuje tvarovou volnost pro architektky. [1] [4]



obr. 3.: Vizualizace konstrukčního řešení stěn Contour Crafting [1]

Tato technologie má vícero specifických požadavků na vlastnosti směsi. Z důvodů požadavků na vysoké rozlišení tisku nebo prostupu tryskou musí mít malou maximální velikost zrna kameniva – u většiny projektů najdeme trysky o průměru maximálně několik desítek milimetrů, maximální velikost zrna je méně než 4 mm. Směs musí být schopna rychle tuhnout tak, aby byla schopná unést další vrstvu, která bude vytisknuta nad ní. Do směsi je obvykle přimíchán vysoký obsah příměsí, jako je mikrosilika, křemičitý úlet, popílek, urychlovače tuhnutí, plastifikátory atd. Další vlastností směsi by měl být nízký vodní součinitel, který má vliv na pevnost a životnost materiálu. Pro omezení smršťování se do směsi rovněž přidávají vlákna různých typů. [1]

Výhody této technologie je bezodpadovost stavby, vysoká homogenita materiálu, který je při tisku pokládán již smíchaný, a vysoká rychlost tisku oproti jiným metodám 3D tisku. Rychlost vytisknutí stavby nebo prefabrikátů potřebných ke stavbě jedné budovy se pohybuje maximálně v řádu dnů. To vede k cenové dostupnosti takto postavených budov. [1] [4]

Hlavní nevýhodou se jeví především omezení sklonu stěn, rozlišení tisku v řádu desítek milimetrů a viditelnost vrstev (obr. 4). Některé stavební prvky mají zvláštní požadavky na povrch a dodatečná úprava zvyšuje náklady. Výsledné objekty jsou navíc pouze částečně hotové, jedná se pouze o kostru budov. Statické vyztužování prvků je komplikované, využití technologie je omezeno ohybem namáhané konstrukce. Řešením může být ruční vkládání výztuže během tisku nebo použití 3D tištěné konstrukce jako ztracené bednění pro monolitickou betonáž s výztuží. Princip ztraceného bednění využívá sendvičová stěna vyvíjená na slavném MIT. Na místě se vytiskne obálka z dvou stěn polyuretanu, do které se vloží výztuž a prostor je vyplněn monolitickým betonem. Poslední nevýhodou je vysoká pořizovací cena zařízení pro tisk, která se může pohybovat dle zvoleného řešení až v desítkách milionů. [1] [4]



obr. 4.: Vytlačování betonové směsi z trysky [1]

2.3. Typy 3D tiskáren

Základní funkcí konstrukce 3D tiskárny je umožnění pohybu tiskací hlavě, ve které je umístěna tryska. Její pohon zajišťují pohyblivé členy a pohonné jednotky, jejichž rozmístění určuje geometrické možnosti tisku a maximální rozměry pro tisk z jedné pozice. Pracovní prostor je vymezen referenčním bodem, který je umístěn na konci trysky, při využití všech pohybových možností konstrukce. [1]

2.3.1. 3D tiskárna s rámovou konstrukcí

Pohyb tiskací hlavy je zajištěn formou rámové stolice (portálem). Pracovní prostor vychází z kartézské soustavy tří os a výsledný prostor má tudíž tvar kvádru (obr. 5). Běžně používaný systém pohybu uvažuje osy X a Y pro horizontální směr pohybu a osu Z pro pohyb vertikální. Hlavní výhodou rámové konstrukce je její nosnost, přesnost tisku je dána výrobním nastavením pohonných jednotek. Tisk objektu je možný v jedné poloze konstrukce, není třeba ji přesouvat.

Velikost tisknutého stavebního prvku nebo budovy závisí tedy na velikosti rámu, kdy je možné vytisknout i několika podlažní stavbu. S velikostí tiskárny narůstají značně i náklady, ať už na stavbu tiskárny samotné, její provoz a údržbu, tak i na dopravu na místo stavby. V úvahu také musíme vzít topografické vlastnosti pozemku – použití tiskárny v členitém terénu není vhodné. Například tiskárna ve formě portálového jeřábu vyžaduje vodorovný povrch bez překážek pro založení pojezdové dráhy. Použití rámové konstrukce se třemi stupni volnosti je omezeno na horizontálně orientované pozemní stavby, případně stavby liniové. Díky své velikosti není vhodné rámovou 3D tiskárnu umísťovat uvnitř budovy. Je možné umístit menší tiskárnu ve výrobní hale, kde jsou ideální podmínky pro výrobu prefabrikátů. [1] [4] [5]

Mezi výrobce 3D tiskáren s rámovou konstrukcí patří například slovinská firma BetAbram, dánský výrobce COBOD, či patrně neznámější a neúspěšnější Contour Crafting z USA. [4]

Při konstrukci testovací zařízení vyjdeme z rámové konstrukce, která je v menším měřítku levnější než použití robota.



obr. 5.: 3D tiskárna s rámovou konstrukcí [1]

2.3.2. 3D tiskárna s robotickým ramenem

Tiskací hlava se pohybuje na robotickém rameni na bázi průmyslového robota, který má běžně šest stupňů volnosti. Pracovní prostor takovéto tiskárny je dán zakřivenou 3D plochou o rozměrech daných vlastnostmi robota – délka článků a rozsah pohybu v kloubech (obr. 6). [1]

Oblast použití je tisk svislých nosných konstrukcí přímo na místě, tisk prefabrikátů, kompletačních konstrukcí nebo se dá využít pro dokončovací práce. Výhodou této konstrukce je možnost použití v omezených prostorech či členitých terénech, kde by nebylo možné umístit rámovou konstrukci, zatímco robotické rameno může stavbu vytisknout s přístupem pouze z jedné strany. [1] [4]

Tento typ konstrukce má nižší hmotnost a menší rozměry, je proto vhodnější k přesunu přímo na staveniště. Zároveň průmyslové roboty po výměně nástavce umožňují tiskárně plnit více funkcí (fréza, manipulace s předměty). Tisk je díky více stupňům volnosti více variabilní. Naopak nevýhoda je menší pracovní prostor, jehož řešením může být

osazení robota na kolejovou dráhu či mobilní platformu, čímž vzniká prakticky neomezený prostor. [1] [4]

Výrobci využívající robotické zařízení jsou například Machines-3D z Francie, nizozemská firma CyBe či ruský Apis Cor. [4]



obr. 6.: 3D tiskárna s robotickým ramenem [4]

2.4. Zhodnocení technologie

3D tisk ve stavebnictví je i přes nedostatky pravděpodobně budoucností, jestliže má dojít k digitalizaci stavební výroby. V současné době nejsou materiály a technologie na takové úrovni, aby poskytovaly stejnou kvalitu jako konvenční stavebnictví, nicméně v posledních letech prochází tato oblast překotným vývojem a četnost projektů po celém světě značí perspektivitu této oblasti. V současnosti se o vlastní vývoj 3D technologií zajímají investoři i akademická sféra, což zvyšuje celkovou konkurenceschopnost technologie v porovnání s běžnými stavbami. V delším časovém horizontu se pak předpokládá nahrazení velké části dnešních stavebních technologií 3D tiskem. To by mělo vést k optimalizaci všech oblastí stavebnictví od výroby až po údržbu budov, lepší kvalitu, větší bezpečnost a efektivitu, a to vše s pozitivním dopadem na životní prostředí. [1]

3. Praktická část

Praktická část zahrnuje návrh testovacího zařízení v podobě 3D modelu a vybrané kontrolní výpočty. Testovací zařízení je zkonstruováno na základě požadavků zadavatele, viz. tab. 1. Jedním prvkem z kontrolních výpočtů pro testovací zařízení bude i kontrola vlastních frekvencí metodou konečných prvků v softwaru Abaqus.

tab. 1.: Zadané parametry pro testovací zařízení

Pracovní rozsah v ose X	2 m
Pracovní rozsah v ose Y	1 m
Pracovní rozsah v ose Z	0,8 m
Pohon v ose X	Asynchronní elektromotor
Pohon v ose Y	Asynchronní elektromotor
Pohon v ose Z	Ruční pohon

3.1. Koncepční návrh

Na setkáních s pracovníky Fakulty stavební byla odsouhlasena varianta, kdy tiskárna bude umístěna na zemi spolu s míchačkou, což je konstrukčně nejjednodušší řešení, ale nevýhodné z hlediska potřebné délky hadice pro betonovou směs. Další dvě zamítnuté varianty zahrnovaly možnosti zahrnující umístění míchačky betonové směsi na jeřáb (toto by bylo nejlevnější řešení, hadice vedoucí z míchačky by byly co možná nejkratší, nicméně výhody řešení převážil fakt, že při rozjedu by rozkývání zařízení bylo problematické) a pak tiskárna, kde by míchačka byla umístěna na nebo nad konstrukcí.

Ze schůzek s vedoucím práce a konzultantem vyplynul základní koncept celého stroje. Bylo rozhodnuto, že základní rám bude svařenec – čtyři nohy nahoře spojené příčkami - ze čtvercových profilů o rozměrech 100 x 100 x 4 mm. Rám pro pohyb v ose Z bude obdélníkový svařenec z obdélníkových tyčí 100 x 50 x 3 mm, jehož pohyb bude veden polyuretanovými rolnami rozepřenými o nohy základního rámu. Stejný koncept svařence vedeného rolnami byl zamítnut pro pohyb v osách X a Y a místo něho byla zvolena jiná varianta konstrukce, která se skládá ze čtyř tyčí, které jsou dohromady spojeny čtyřmi plechovými výpalky, na které byly umístěny rolny pro vedení konstrukce po rámu osy Z. Dvě spodní tyče jsou vodící, určeny pro vedení tiskací hlavy pomocí dvou dvojitých uzavřených linearsetů.

Pro pohon v osách X a Y byl vybrán čtyřpólový asynchronní elektromotor s válečkovými řetězy a kladkami, který zajistí požadovanou konstantní pojezdovou rychlost při provozu tiskárny. Ve svislé ose Z se konstrukce bude pohybovat pomocí válečkových řetězů, kladek a ručního pohonu. Obsluha bude moci nastavit, jak silné vrstvy bude chtít, pomocí systému rohatek a západek, který umožní nastavení vždy o 2 mm a 5 mm. Mezi dalšími uvažovanými řešeními pohonu byly vodící tyče s kuličkovým pouzdem a šroubem (zamítnuto z důvodu znečištěného prostředí při testování) a pohybový šroub bez vedení.

Pohon ve všech osách pomocí řetězů a kladek byl vybrán z důvodu jednoduchosti a nízké potřeby údržby v prašném prostředí.

3.2. Postup konstrukce

V případech, jako je tento konkrétní projekt, kdy není požadovaná podoba testovacího zařízení přesně určená, je důležité začít samotnou konstrukci zařízení od jeho prvků, jejichž podoba je zadaná nejpřesněji, a na jejich základě postupně navrhnout ostatní konstrukční prvky. V této diplomové práci je tímto základním údajem o zařízení jeho pracovní prostor. Prvním prvkem, který budeme konstruovat, je základní rám zařízení. Od jeho podoby bude odvislá podoba rámu pro pohyb v ose Z, na kterou navážeme návrhem konstrukce pro vedení ve směrech os X a Y. Jako poslední navrhne podobu tiskací hlavy, která bude zajišťovat přívod betonové směsi. V samotném průběhu konstruování se již také musíme zabývat umístěním a dimenzováním pohonných jednotek.

Poté, co je schválena podoba tiskací hlavy, můžeme zkontrolovat velikost pracovního prostoru zařízení, který vznikl při postupné konstrukci. Rozsah pohybu tiskací hlavy (ve směru osy Y) určí, o kolik budeme muset upravit velikost konstrukce rámu pro pohyb v osách X a Y. Po úpravě pro zadanou hodnotu pracovního rozsahu upravíme dle zadání rám pro pohyb v ose Z a spolu s ním i navržený řetězový pohon. V posledním kroku změním velikost základního rámu a zkonstruujeme ruční pohon na řetězech odpovídajících hmotnosti zdvihané konstrukce.

Dále musíme vyřešit přívod betonové směsi k tiskací hlavě. Ten bude zajišťovat hadice vedoucí od míchačky betonové směsi, která je umístěna na zemi spolu s tiskárnou. Pro bezpečnou a jednoduchou obsluhu umístíme na základní rám pomocnou konstrukci, určenou pro vedení hadice od míchačky až k tiskací hlavě.

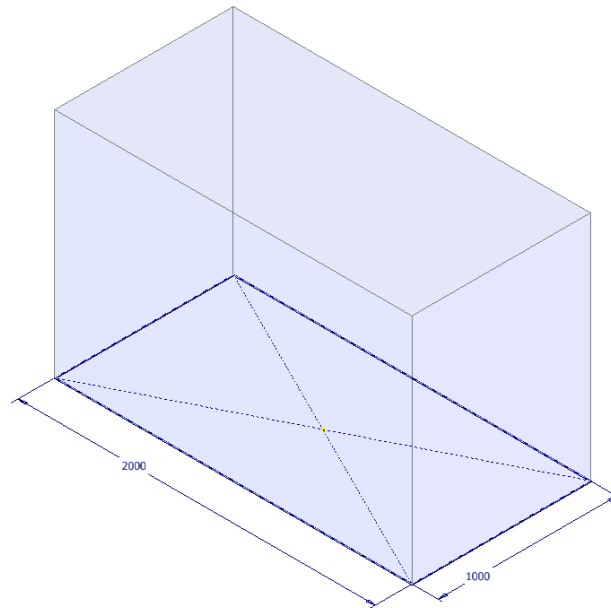
Po tomto posledním kroku budou následovat již jen dílčí úpravy designu konstrukce, a také potřebné zajištění testovacího zařízení z hlediska bezpečnosti obsluhy při provozu a v případě nehody způsobené nenadálým uvolněním konstrukce.

3.3. Základní rám – 1. část

Základní rám je nosným prvkem celého testovacího zařízení, bude pevně spojený se zemí a musí být schopen přenášet veškerá zatížení.

3.3.1. Svařenec základního rámu

Prvotní rozměr svařence zvolíme dle zadání z tab. 1 (2 m délka, 1 m šířka a 0,8 m výška) a v softwaru Autodesk Inventor určíme velikost skeletu základního rámu (viz. obr. 7).



obr. 7.: Skelet základního rámu

Na hrany skeletu navážeme zvenku pomocí generátoru rámových konstrukcí duté čtvercové tyče o rozměrech 100 x 100 x 4 mm (obr. 8), dle normy ČSN EN 10219-1. [6]



obr. 8.: Svařenec základního rámu

Svařenec základního rámu je složený z obdélníkového rámu, který je položený na čtyřech nohách a k nim přivařený. Rohy příček jsou k sobě zarovnané pokosovým řezem, tudíž není třeba trubky nijak zaslepovat.

3.3.2. Uchycení k zemi

Z důvodu nutnosti odebrání ztuhlé betonové směsi z tiskárny musí zůstat konstrukce u země otevřená, nicméně je nutné zajistit její pozici v prostoru s možností další manipulace

(zalití do podlahy nepřichází v úvahu). Zabezpečí to patky z 10 mm plechu, které budou přivařeny k nohám s vyvrtanými otvory pro přišroubování k zemi šrouby M16 (obr. 9).

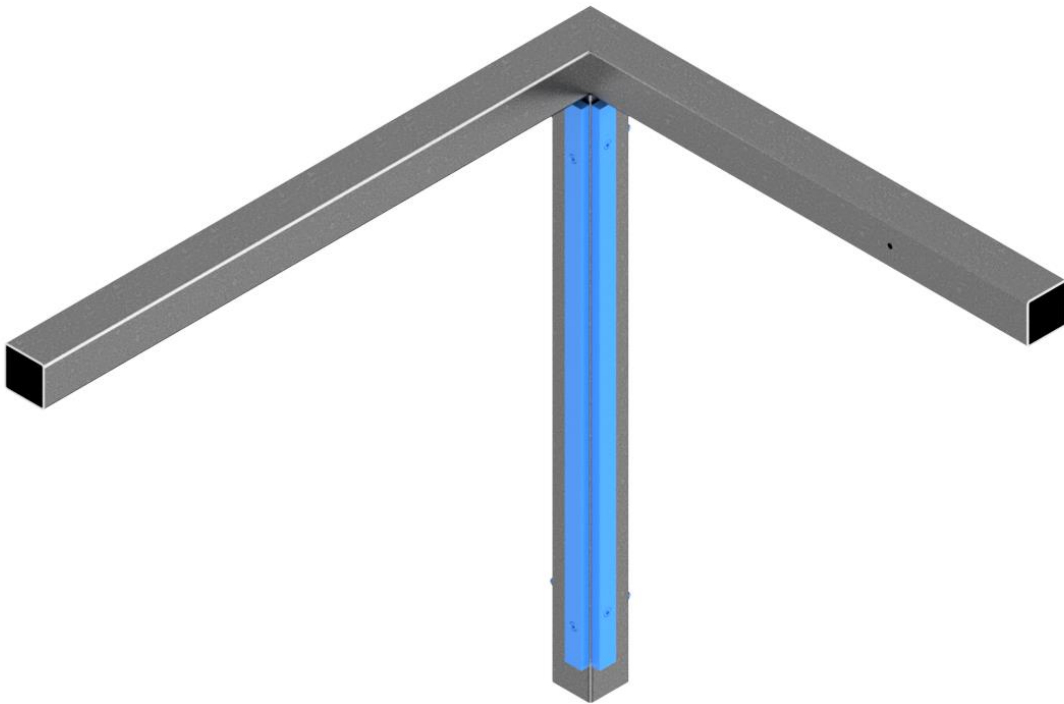


obr. 9.: Přivařené patky

3.3.3. Pojezdové lišty

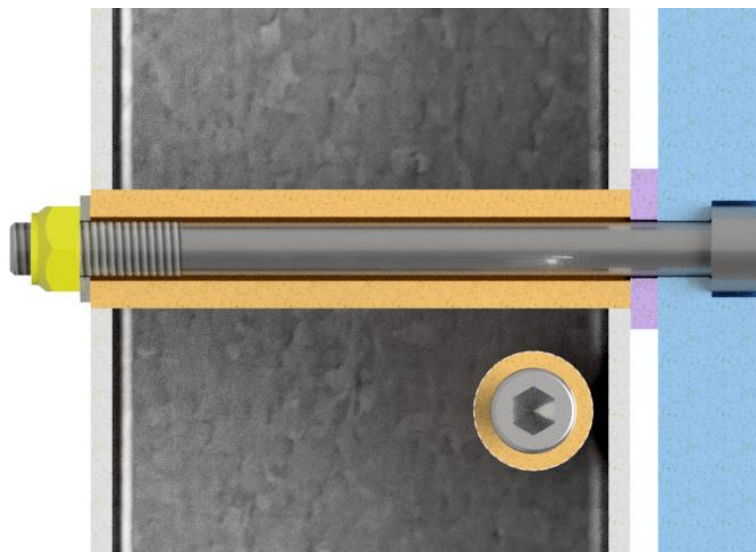
Základní rám neslouží pouze jako nosná konstrukce – nohy svařence slouží k vedení pojezdu rolen rámu pro pohyb v ose Z. Čtvercové profily zde použité jsou pro takové vedení nevhodné z důvodů nepřesností z výroby. Mezní úchylnost přímosti na 1 m délky činí 3 mm, zkroucení 2 mm plus 0,5 mm/1 m délky a kolmost stran profilu se pohybuje v rozmezí $90^\circ \pm 1^\circ$, a nesmíme také zapomenout na tolerance svařence při svařování. To vše dohromady může ve výsledku prakticky znemožnit přesné vedení rámu a zhoršit stabilitu a přesnost 3D tisku. [6]

K nápravě nepřesností nainstalujeme na boky nohou 2 lišty viz. obr. 10 – jedná se o tyče tažené zastudena dle ČSN EN 10278 o rozměrech 40 x 20 mm s úchylností h11, jejichž konečná délka bude upravena v průběhu konstrukce dle potřeby. Mezi lištu a čtvercovou trubku budou vloženy dle potřeby distanční podložky, díky kterým bude možné zajistit rovnoběžnost protilehlých pojezdových lišt. [6]



obr. 10.: Pojezdové lišty na základním rámu

Tloušťka stěny čtvercové trubky nohy 4 mm nedovoluje k uchycení lišt použít závitové díry a šrouby. V tomto případě je nutné nohy provrtat a do otvoru zavařit trubku, která povede šroub pro uchycení (obr. 11). Otvory pro trubky dvou lišt na jedné noze musí být oproti sobě vyvrtány v různé výšce od země, aby trubky nebyly v kolizi. Jedná se o trubky dle ČSN 42 6711 s průměrem 22 mm a tloušťkou stěny 5 mm (tzn. otvor pro šroub má průměr 12 mm), skrz kterou vede šroub M10 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem. V liště je vyvrtán otvor pro zapuštění hlavy, aby byl zajištěn hladký pojezd rolny po povrchu. Šroub je na druhé straně zajištěn samojistnou šestihrannou maticí. [6]



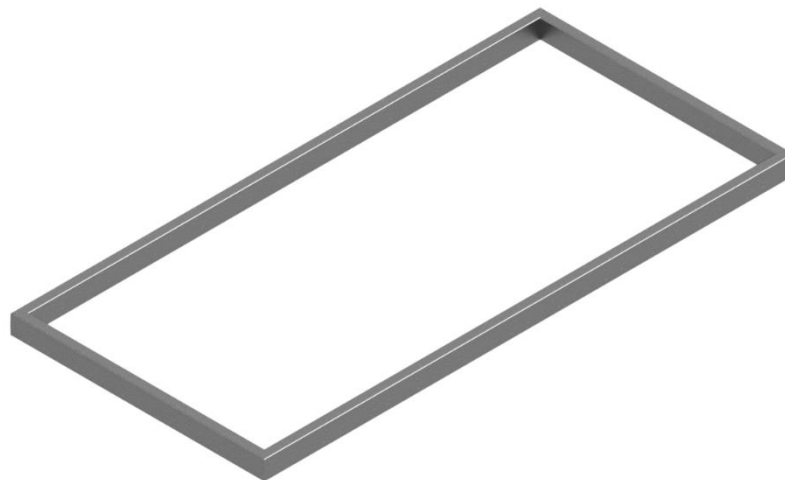
obr. 11.: Řez nohy základního rámu v ose šroubu pojezdové lišty

3.4. Konstrukce pro pohyb v ose Z - 1.část

Konstrukce pro vedení v ose Z musí zajišťovat přesný vertikální pohyb při nastavování požadované výšky vrstvy testovaného materiálu.

3.4.1. Svařenec rámu

Svařenec rámu pro pohyb v ose Z zkonstruujeme z dutých obdélníkových profilů 100 mm x 50 mm x 3 mm, dle normy ČSN EN 10219-1. Tvarem přibližně kopíruje vnitřní obdélníkový tvar základního rámu (obr. 12) a jeho rohy musí být blízko k pojezdovým lištám na nohách základního rámu pro co největší stabilitu při vedení pomocí rolen na čepech. Rohy svařence jsou opět k sobě zarovnány pokosem.



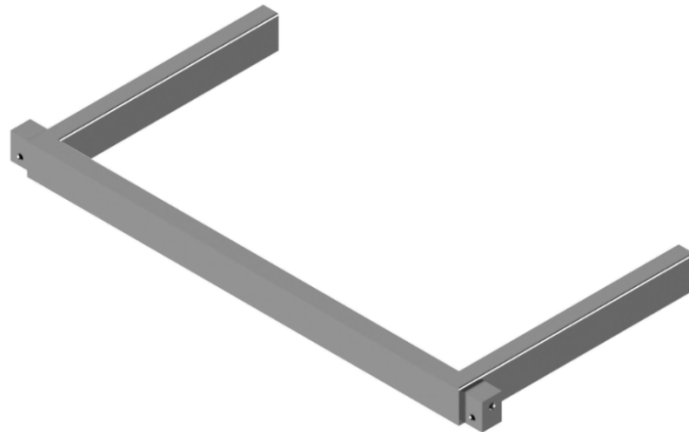
obr. 12.: Svařenec rámu pro pohyb v ose Z

3.4.2. Pojezd v ose Z

Pojezd v ose Z bude většinu provozní doby statický. Jeho hlavním úkolem je při testování zajistit stabilní pro ostatní pohybující se části.

3.4.2.1. Upevnění čepů

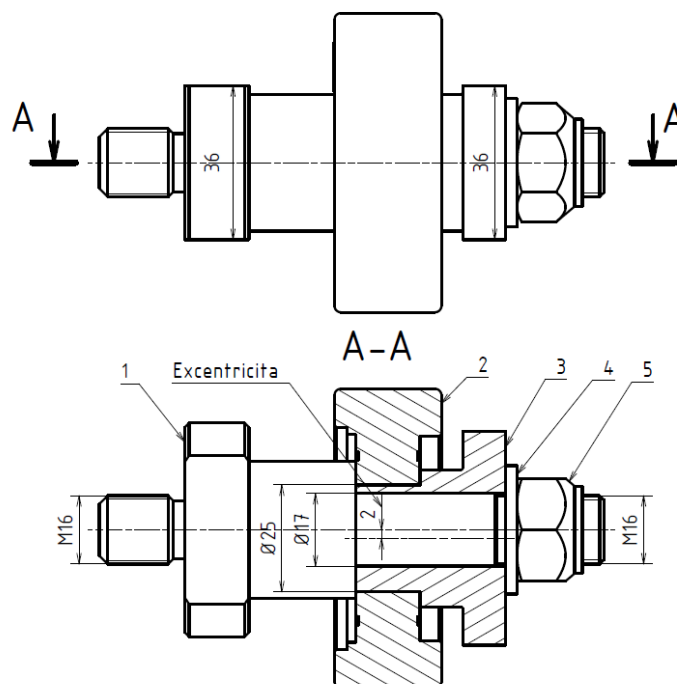
Pro stabilní vedení rámu je nutné správně zajistit čepy pro vedení rolen, samotný dutý obdélníkový profil by tohoto zajištění nebyl schopen. Z boku obdélníkového rámu (na delších stranách, s 10 mm odsazením od rohu) tedy přivaříme čtyři ocelové čtvercové tyče o rozměrech 50 x 50 x 80 mm (obr. 13), s dírami pro šrouby M16 pro upevnění čepů.



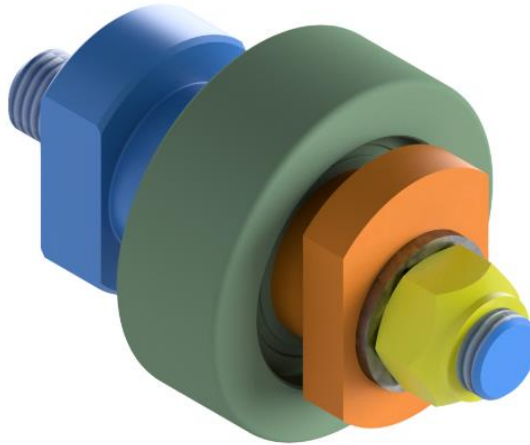
obr. 13.: Přivařené tyče se závitovými otvory pro čepy

3.4.2.2. Excentrické čepy

Při montáži není možné rolny pouze nasadit na čepy, je nutné je zapřít proti lištám a vyvodit lehké předpětí. Toho docílíme montáží vodicích roln na excentrické čepy (vyosení o jednotky milimetrů). Pro tento případ využijeme sousý čep a excentrické pouzdro, na kterém je vodicí rolna nasazena. Excentrické pouzdro je jednoduše uzpůsobené pro vyosení pomocí utažení maticovým klíčem – k tomu slouží sražení dvou rovnoběžných ploch na kruhové tyči na rozměr $s = 36 \text{ mm}$ (obr. 14.). Tento způsob a rozměr použijeme i na sousém čepu. Nejprve zašroubujeme první, sousý, čep do čtvercové tyče a na ten následně bude nasazeno excentrické pouzdro s rolnou. Při finální montáži pouzdro s vodicí rolnou vyosíme dle potřeby a zajistíme proti liště dotažením samojistné šestihřanné matice (obr. 14. a obr. 15.).



obr. 14.: Řez sestavením excentrického čepu a rolny; 1) sousý čep, 2) rolna, 3) excentrické pouzdro, 4) podložka, 5) samojistná matice

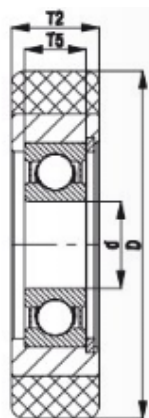


obr. 15.: Rolna na excentrickém čepu

3.4.2.3. Výběr rolny

Pro co nejlepší funkci celého zařízení jsme zvolili vodící rolny s polyuretanovým běhounem a ocelovým diskem série FSTH z katalogu společnosti Blickle. Reakčně nalitý polyuretanový elastomer zaručuje tichý chod, nízký valivý odpor, je šetrný k jízdnímu povrchu, vysoce otěruvzdorný a je odolný proti proříznutí a trhání. Využívá utěsněné kuličkové ložisko s dlouhodobě působícím mazáním (tzn. ideální pro aplikaci v prašném prostředí, jako je uvažováno pro toto testovací zařízení) a za běžných provozních podmínek je bezúdržbové. [7]

Ve výběru samotné vodící rolny z tab. 2 musíme především zohlednit montážní průměr ložiska d a velký průměr vodící rolny D (obr. 16). Montážní průměr d musí být dostatečně velký, aby umožnil správnou funkci souosého čepu a excentrického pouzdra. Čep se při zatížení nesmí ohýbat, z tohoto důvodu by měl mít co největší průměr a také být co nejkratší. Zvolený průměr ložiska $d = 25 \text{ mm}$ umožňuje použití čepu o průměru 17 mm a zajištění pomocí samojistné šestihranné matice M16. Jak je vidět z obr. 14, už pouhá excentricita 2 mm představuje problém, když má pouzdro na straně vyosení minimum zbývajícího materiálu.



obr. 16.: Řez rolnou FSTH [7]

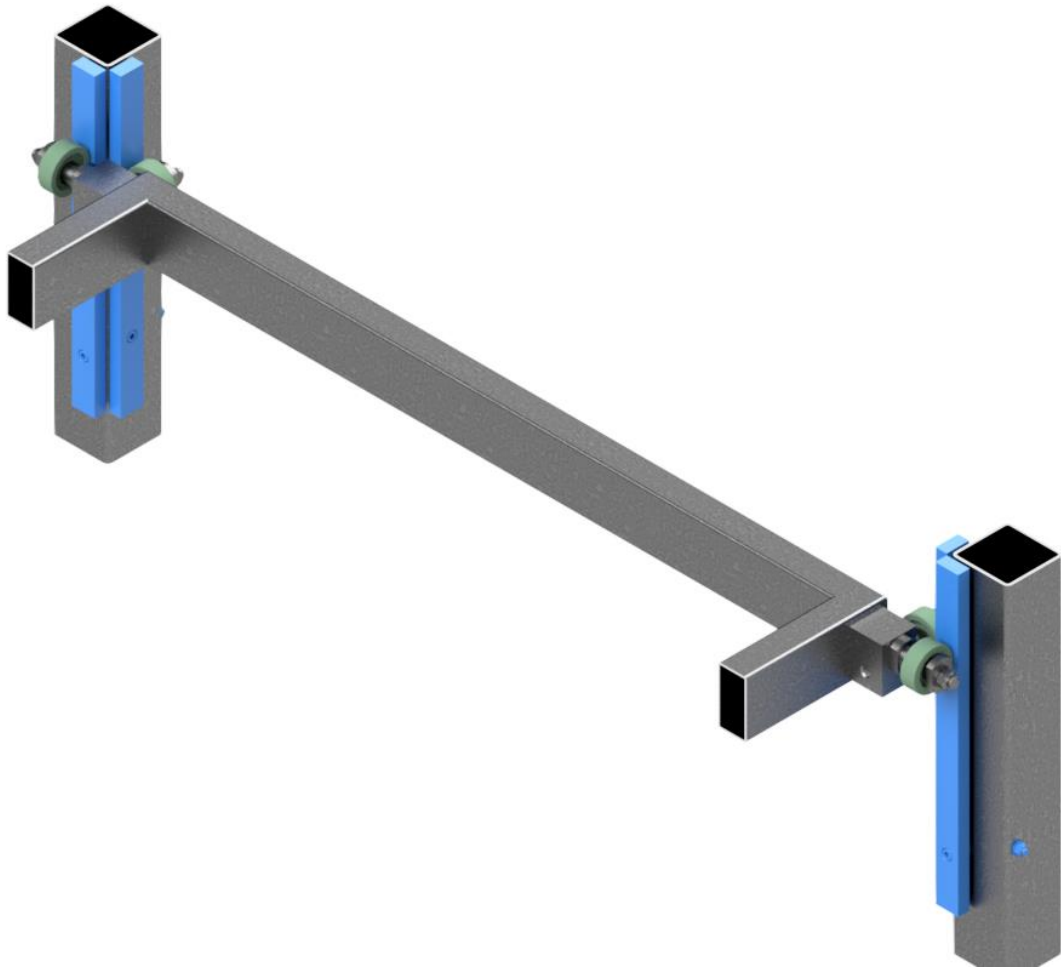
Průměr vodicí rolny D ovlivní délku čepu. Čepy jsou v tyči se závity umístěny v poloze na sebe kolmé, což znamená, že čím větší bude průměr D , tím poroste délka sousého čepu od rolny k místu uchycení ve čtvercové tyči. Tím se také zvětšuje vzdálenost mezi vnějším rozměrem rámu pro pohyb v ose Z a vnitřním rozměrem základního rámu. Tento rozměr chceme mít co nejmenší, protože pouze zvětšuje celkovou velikost základního rámu a nemá nijaký vliv na výsledný pracovní prostor. Nejmenší rolna s průměrem $d = 25 \text{ mm}$ má průměr $D = 70 \text{ mm}$ a tu také zvolíme z tab. 2. Zvolená vodicí rolna má nosnost až 155 kg, což je pro tuto aplikaci předimenzované, protože jediné zatížení bude vyvozené od předeprnutí excentrickým čepem.

tab. 2.: Katalog Blickle, FSTH rolny, upraveno z [7]

vodicí rolny	Ø kola	šířka kola	nosnost	kuličkové ložisko	Ø otvoru pro osu	upínací délka
	(D) [mm]	(T2) [mm]	[kg]		(d) [mm]	(T5) [mm]
FSTH 40x13/10-8K	40	13	45	6000 2RS	10	8
FSTH 40x15/10-8K	40	15	55	6000 2RS	10	8
FSTH 40x20/10-8K	40	20	70	6000 2RS	10	8
FSTH 40x25/10-8K	40	25	90	6000 2RS	10	8
FSTH 50x15/10-8K	50	15	65	6000 2RS	10	8
FSTH 50x18/17-10K	50	18	80	6003 2RS	17	10
FSTH 50x25/12-10K	50	25	110	6201 2RS	12	10
FSTH 55x20/15-11K	55	20	95	6202 2RS	15	11
FSTH 60x20/15-13K	60	20	105	6302 2RS	15	13
FSTH 60x20/20-12K	60	20	105	6004 2RS	20	12
FSTH 60x25/20-12K	60	25	130	6004 2RS	20	12
FSTH 68x20/15-13K	68	20	120	6302 2RS	15	13
FSTH 70x20/20-12K	70	20	125	6004 2RS	20	12
FSTH 70x25/20-15K	70	25	155	6304 2RS	20	15
FSTH 70x25/25-15K	70	25	155	6205 2RS	25	15
FSTH 75x25/20-15K	75	25	165	6304 2RS	20	15
FSTH 75x25/25-15K	75	25	165	6205 2RS	25	15
FSTH 80x20/20-14K	80	20	140	6204 2RS	20	14
FSTH 80x25/20-15K	80	25	180	6304 2RS	20	15
FSTH 80x25/25-15K	80	25	180	6205 2RS	25	15
FSTH 90x25/20-15K	90	25	200	6304 2RS	20	15
FSTH 90x25/25-15K	90	25	200	6205 2RS	25	15
FSTH 100x25/20-15K	100	25	220	6304 2RS	20	15
FSTH 100x25/25-15K	100	25	220	6205 2RS	25	15
FSTH 110x25/25-15K	110	25	240	6205 2RS	25	15
FSTH 120x25/25-15K	120	25	265	6205 2RS	25	15
FSTH 125x25/25-15K	125	25	275	6205 2RS	25	15
FSTH 125x30/20-15K	125	30	330	6304 2RS	20	15
FSTH 125x30/25-15K	125	30	330	6205 2RS	25	15

3.4.2.4. Montáž pojezdu

Při montáži sousého čepu do tyče zajistíme závit proti pohybu lepidlem. Na obr. 17 vidíme namontovaný výsledný pojezd na lištách a předeprnutí pomocí rozepření mezi protilehlými lištami. Tyče k uchycení čepu jsou přivařeny na delší straně obdélníkového rámu, což znamená, že rolny vytvářejí volný prostor ve směru Y mezi základním rámem a rámem pro vedení ve směru Z .



obr. 17.: Pojezd v ose Z

3.5. Konstrukce pro pohyb v osách X a Y

Přibližná podoba konstrukce, která zajistí v testovacím zařízení pohyb v osách X a Y, vyplynula ze schůzky s odborníky zabývajícími se tímto projektem. Základní požadavky na testovací zařízení jsou jednoduchost, levnost a rychlost konstrukce a výroby, aby se na zařízení mohly začít co nejdříve provádět testy materiálů. To rezultovalo v co největší snahu o zjednodušení a využití nakupovaných komponentů, jako je lineární vedení pro tiskací hlavu.

Místo rámové konstrukce a pojezdu s rolnami ve směru Y pro tiskací hlavu tak bude konstrukce sestávat ze čtyř tyčí, spojených k sobě navzájem čtyřmi obdélníkovými výpalky z plechu, na kterých bude umístěn pojezd pro pohyb ve směru X. Spodní dvě tyče konstrukce budou mít zároveň funkci vodicích tyčí, po kterých se bude pohybovat tiskací hlava ve směru. Pohon bude zajištěn asynchronním elektromotorem, který umístíme na vnější stranu konstrukce a připevníme šrouby k jedné z desek.

3.5.1. Tiskací hlava

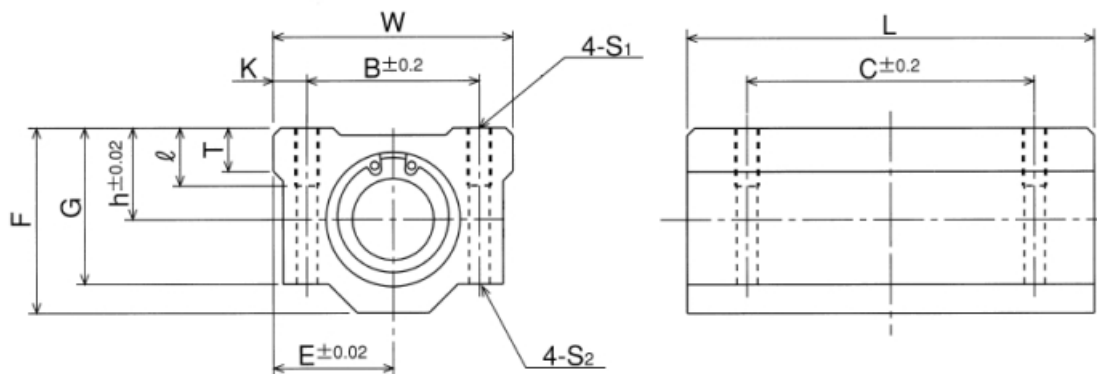
Tiskací hlava je konstrukční prvek, ve kterém bude při provozu testovacího zařízení umístěno vyústění hadice (tryska) a který se bude pohybovat ve všech směrech. Zároveň určuje základní rozměry celé konstrukce, od jejichž rozměrů si odvodíme potřebnou rozteč vodicích tyčí.

3.5.1.1. Výběr lineární techniky

Na společné schůzce bylo stanoveno, že pro konstrukci tiskací hlavy budou použity dva uzavřené dvojité lineární sety SMAL (obr. 18 a obr. 19). Každý linearset obsahuje dvě kuličková pouzdra uložená v domku, což zajistí potřebnou stabilitu tiskací hlavy při pohybu. Domek je hliníkový, oboustranně utěsněný proti nečistotám, a měl by tedy plně vyhovovat potřebám při testování. [8]



obr. 18.: Dvojité uzavřené linearsetů [8]



obr. 19.: Výkres s parametry linearsetu [8]

Při volbě linearsetů z tab. 3 musíme myslet na to, že linearset určuje také průměr vodicí tyče, takže nemůže být kvůli tuhosti konstrukce malý. Zvolili jsme proto linearset s průměrem 30 mm také proto, že při délce 140 mm poskytuje nejvíce stability při pohybu po vodicí tyči, což je žádoucí vzhledem k plánovanému pohonu tiskací hlavy pomocí válečkového řetězu v kombinaci s asynchronním elektromotorem.

tab. 3.: Tabulka parametrů linearsetů SMAL [8]

Typ	Průměr	h	E	W	L	F	G	T	B	C	K	S1	S2	I
SMA8L	8	11	17	34	58	22	18	6	24	42	5	M4	3,4	8
SMA10L	10	13	20	40	68	26	21	8	28	46	6	M5	4,3	12
SMA12L	12	15	21	42	70	28	24	8	30,5	50	5,75	M5	4,3	12
SMA16L	16	19	25	50	85	38,5	32,5	9	36	60	7	M5	4,3	12
SMA20L	20	21	27	54	96	41	35	11	40	70	7	M6	5,2	12
SMA25L	25	26	38	76	130	51,5	42	12	54	100	11	M8	7	18
SMA30L	30	30	39	78	140	59,5	49	15	58	110	10	M8	7	18

3.5.1.2. Zajištění hadice s betonovou směsí v tiskací hlavě

Průchod hadice tiskací hlavou povedeme skrz ocelovou trubku, ve které budou vyvrtány závitové díry určené pro šrouby s čípkem na konci (odtlačovací). Díry budou vyvrtány dvě, kolmo vůči sobě, aby se dvěma odtlačovacími šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem dala hadice snadno zajistit proti vnitřní stěně. Vnitřní průměr trubky byl požadován alespoň 80 mm. Zvolíme tedy trubku bezešvou hladkou o průměru 102 mm a tloušťce stěny 10 mm, výsledný vnitřní průměr bude 82 mm, což vyhovuje zadání.

3.5.1.3. Připevnění k linearsetům

Trubku musíme upevnit bezpečně mezi linearsety. Jako nejjednodušší řešení bylo vybráno upevnění pomocí svaření s 10 mm plechovým výpalkem. Pro tento účel obrobíme vnější průměr části trubky na 90 mm, čímž se vytvoří osazení. Trubku poté zasadíme do přesně vypálené díry a svaříme po obvodu. Šířku obdélníkového výpalku zarovnáme s maximálním rozměrem $L = 140 \text{ mm}$ zvoleného linearsetu a délka vylpynula z šířky linearsetů a průměru trubky. Nad povrchem výpalku necháme vyčnívat dostatečnou část trubky pro vyvrtání závitových děr pro odtlačovací šrouby, 30 mm postačuje (obr. 20). Celkovou délku navrhne tak, aby její dolní okraj končil lehce před spodní stranou linearsetů – při prostrčení hadice s betonovou směsí tak bude potřeba kratší část hadice a tisk materiálu bude začínat co neblíže rovinně vodicích tyčí.



obr. 20.: Svařenec trubky a výpalku

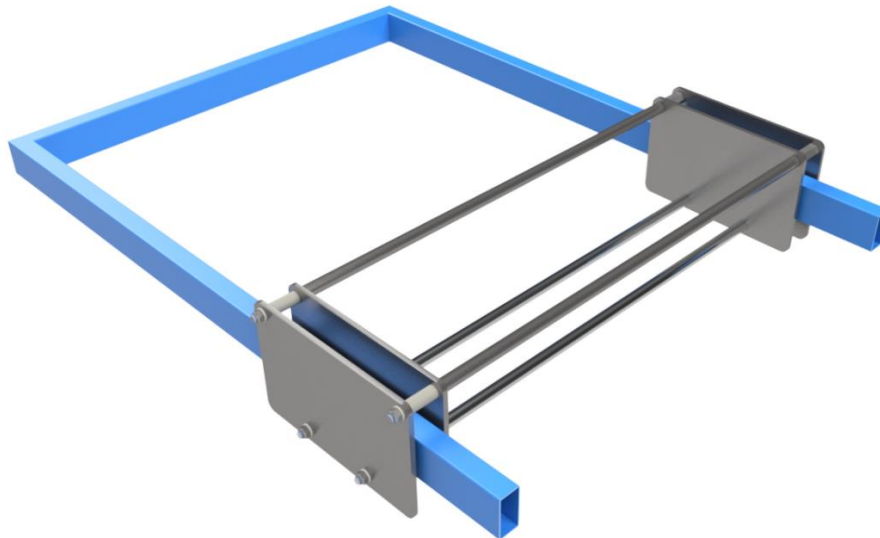
Pro připevnění k linearsetům použijeme dle tab. 3 osm šroubů M8 (čtyři šrouby na jeden linearset). Zvolili jsme šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem, jejichž hlavy budou zapuštěny do výpalku. Celková sestava tiskací hlavy je vidět na obr. 21, vzdálenost os domků lineárního vedení je 178 mm.



obr. 21.: Svařenec připevněný k linearsetům

3.5.2. Nosná konstrukce

Jak již bylo řečeno výše, nosnými prvky konstrukce budou čtyři výpalky z 12 mm plechu (dva výpalky budou na vnitřní a dva na vnější straně rámu pro pohyb v ose Z), které budou spojovat čtyři tyče (obr. 22., modře svařenec rámu pro pohyb v ose Z). Spodní dvě tyče budou vodící s průměrem 30 mm pro navrženou tiskací hlavu, jejichž rozteč bude 178 mm. Pro kuličková pouzdra (která jsou použita i v linearsetu SMAL) je nejčastější volbou tyč W – broušená s drsností povrchu $Ra = 0,2$ a indukčně kalené tyče na tvrdost 62 HRC s tolerancí h6 na průměr. Zbývající dvě svrchní tyče nemají jinou funkci než nosnou, můžeme tedy použít klasické kruhové, zastudena tažené tyče dle ČSN EN 10278. Průměr zvolíme stejný jako u tyčí vodících. Funkční délka tyčí, po které bude vedena tiskací hlava, se bude rovnat požadovanému rozměru pohybu v ose Y (tab. 1.), šířce tiskací hlavy a přidané délky pro bezpečnost - při provozu by nebylo žádoucí, aby krajní polohy tiskací hlavy začínaly přímo nadoraz u výpalků. Po sečtení těchto hodnot dostaneme rozměr 1156 mm. Mezi profily konstrukce pro pohyb v ose Z a výpalky necháme 10 mm mezeru [6], [9]



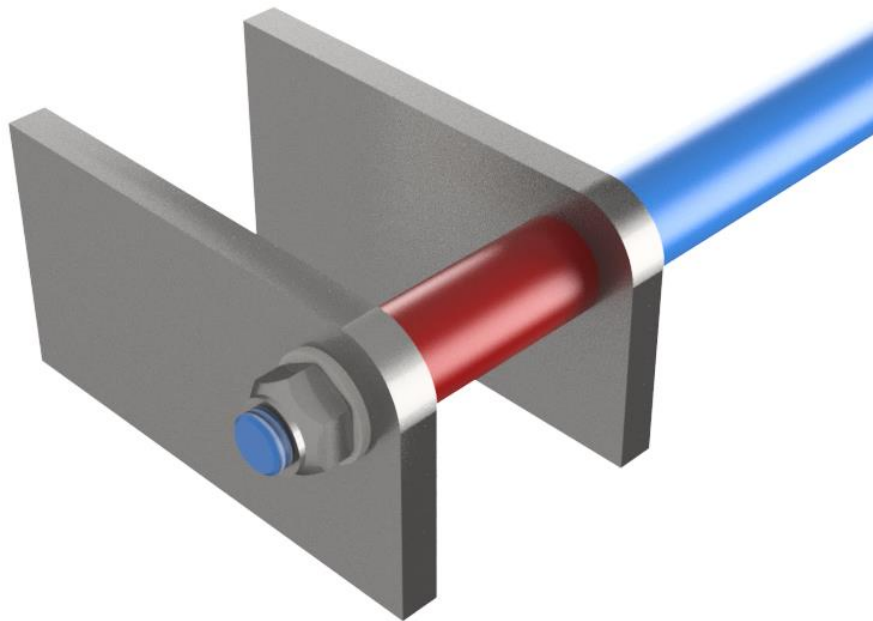
obr. 22.: Návrh podoby nosné konstrukce

Asynchronní elektromotor, určený pro pohon tiskací hlavy ve směru Y, umístíme na jednu z vnějších desek, kde nebude zasahovat do pracovního prostoru testovacího zařízení.

Rozměry plechových výpalků lze přesně určit až po výběru vhodného elektromotoru a určení velikosti řetězového kola pro pohon tiskací hlavy. Dle rozměrů vybraného elektromotoru a řetězového kola pak budeme dimenzovat velikost plechových výpalků.

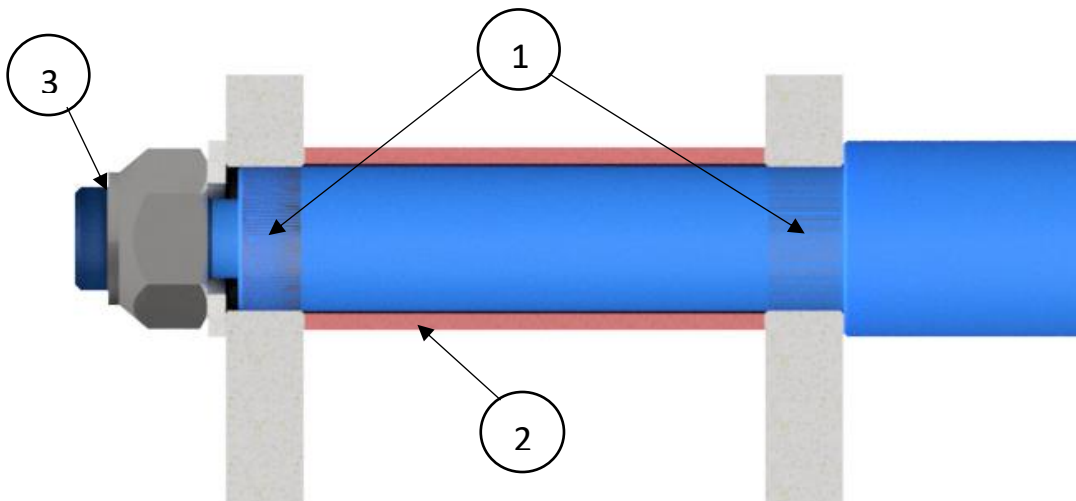
Na obr. 22 lze vidět, že spodní vodící tyče jsou spojeny s výpalky pod rámem a horní dvě nad rámem konstrukce pro pohyb v ose Z. Toto řešení má dva hlavní důvody; zaprvé je nutné co nejefektivněji vyřešit vedení pojezdu po svařenci rámu pomocí polyuretanových rolen. Čepy rolny musí být možno uchytnit ve výpalcích tak, aby umožňovaly stabilní vedení konstrukce, tudíž plechové výpalky musí být dostatečně blízko rámu a umožnit uchycení čepů pro rolny ze všech čtyř směrů. A také proto, že byla na poradě vybrána varianta, kdy řetězová kola budou dostatečně velká, aby svařenec rámu procházel mezi jednotlivými větvemi válečkového řetězu, což je nejlepší řešení z hlediska úspory neužitečného místa v pracovním prostoru (bude vysvětleno dále v další části práce).

Při uchycení výpalků na tyče je třeba zajistit především smontovatelnost konstrukce. Pro všechny tyče je montáž vyřešena stejně. Na jedné straně je možné uchytnit obě desky na nosnou tyč pomocí osazení tyče a distanční trubky (obr. 23).



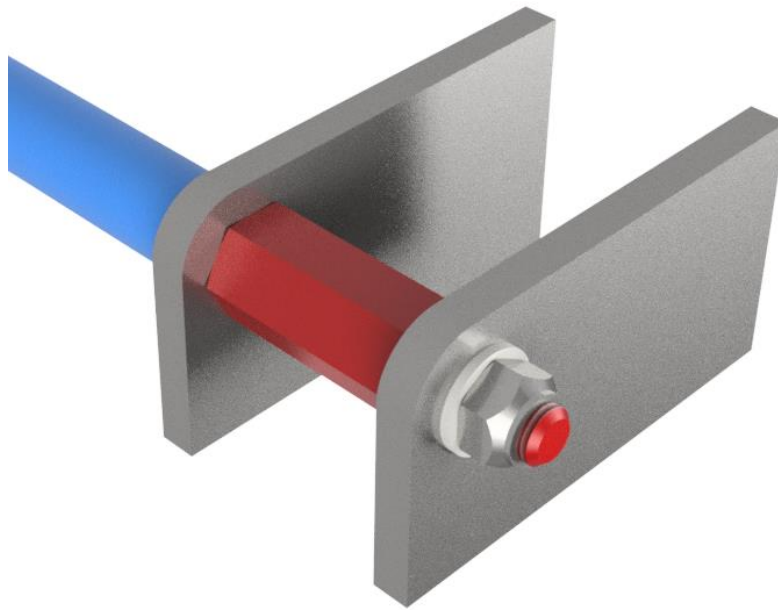
obr. 23.: Uchycení výpalků na první straně

Osazení má průměr 22 mm, prochází oběma výpalky, končí 2 mm před povrchem výpalku a navazuje na závit M16, který slouží pro utažení samojistné šestihřanné matice (obr. 24). Mezi deskami je distanční trubka 28 x 2,6 mm o délce 70 mm. Tato délka není zvolena náhodně. Jedná se o menší rozměr 50 mm obdélníkové trubky svařence rámu, ke kterému jsme přidali 10 mm na každé straně z montážních důvodů.



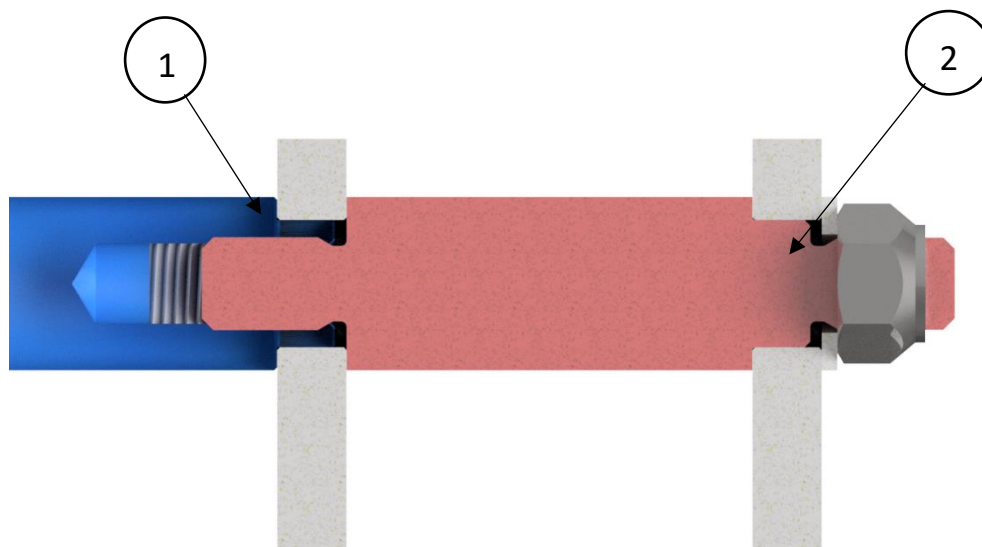
obr. 24.: Řez uchycením plechových výpalků na tyči; 1) místa osazení v díře s průměrem 22 mm, 2) distanční trubka, 3) závitový konec M16 se samojistnou maticí

Na druhé straně již není toto uchycení možné použít – navržená konstrukce by nebyla smontovatelná. Pro řešení bylo třeba nosnou tyč zkrátit a uchycení výpalků zajistit odmontovatelným způsobem, a k tomu jsme použili šestihřannou tyč s rozměrem $s = 30 \text{ mm}$ dle ČSN EN 10278, na které jsou vysoustruženy závit M16 na obou koncích (obr. 25). [6]



obr. 25.: Uchycení výpalků na opačné straně

Na obr. 26 lze vidět, jak je uchycení přesně vyřešeno. Nosná tyč má osazení (průměr 22 mm), které končí v prvním výpalku, a závitovou díru M16. V této díře bude zašroubován první závitový konec šestihřanné tyče. K utažení použijeme zvolený rozměr s šestihřanné tyče a maticový klíč. Vzdálenost mezi oběma výpalky je stejná jako v předchozím případě – 70 mm. Druhý výpalek je ke konstrukci vedení uchycen pomocí osazení o průměru 22 mm navrženého na druhém konci šestihřanné tyče. Osazení předchází závitovému konci M16, kterým je pomocí samojistné šestihřanné matice zajištěna poloha výpalků.



obr. 26.: Řez uchycením plechových výpalků na tyči; 1) osazení nosné tyče se závitovou dírou M16, 2) osazení šestihřanné tyče se závitom M16 na konci

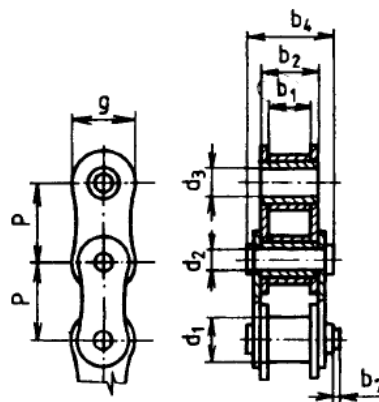
3.5.3. Pohon v ose Y

Při konstrukci pohonu je nutné si zvolit správné komponenty tak, aby byly zajištěny hlavní požadavky na přesnost a rychlost pohybu, a poté je dokázat efektivně umístit na konstrukci.

3.5.3.1. Volba válečkového řetězu a řetězových kol

Oproti klasickým řetězovým převodům, kdy řetěz obíhá stále dokola poháněn hnacím kolem, je tento zamýšlený pohon pro tiskací hlavu pomocí válečkového řetězu speciální v tom, že řetězová smyčka bude rozpojená. Rozsah pohybu tiskací hlavy je omezen vzdáleností plechových výpalků. Rozpojené konce řetězu uchytkáme na tiskací hlavu a směr jejího pohybu bude záviset na směru roztočení elektromotoru – ovládání pomocí frekvenčního měniče viz. další kapitola.

Jednořadé válečkové řetězy vybíráme ze strojnických tabulek (obr. 27, tab. 4 a tab. 5).



obr. 27.: Jednořadý válečkový řetěz [10]

tab. 4.: Tabulka rozměrů válečkových řetězů [10]

Řetěz	P	b ₁ min.	d ₁ h10	d ₂ h9	d ₃ ¹⁾	b ₂ max.	b ₄ max.	b ₅ max.	b ₆ max.	b ₇ max.	e	g max.	Spojovací článek		
													d ₄	s	d ₅
05 B	8,00	3,00	5,00	2,31	2,36	4,77	8,6	—	—	3,1	—	7,2	1,60	0,70	—
06 B	9,525	3,72	6,35	3,28	3,33	8,53	13,5	23,8	34,0	3,3	10,24	8,4	2,35	0,80	—
081	12,70	3,30	7,75	3,66	3,71	5,80	10,2	—	—	1,5	—	10	2,85	0,80	—
086	12,70	5,21	8,51	4,45	4,50	9,00	14,5	—	—	3,9	—	12	3,26	0,85	—
08 B	12,70	7,75	8,51	4,45	4,50	11,45	17,0	31,0	44,9	3,9	13,92	12	3,26	0,85	—
101	15,875	6,48	10,16	5,08	5,13	10,15	16,4	—	—	4,1	—	14,8	3,75	1,0	—
10 B	15,875	9,65	10,16	5,08	5,13	13,28	19,6	36,2	52,8	4,1	16,59	14,8	3,75	1,0	—
12 B	19,05	11,68	12,07	5,72	5,77	15,62	22,7	42,2	61,7	4,6	19,46	16,4	4,25	1,0	—
16 B	25,40	17,02	15,88	8,28	8,33	25,45	36,1	68,0	99,9	5,4	31,88	21,08	—	—	2,5
20 B	31,75	19,56	19,05	10,19	10,24	29,01	43,2	79,7	118,0	6,1	36,45	27	—	—	3
24 B	38,10	25,40	25,40	14,63	14,68	38,50	55,0	104,0	152,5	6,6	48,36	36	—	—	4
28 B	44,45	30,99	27,94	15,90	15,95	46,58	67,0	127,5	187,5	7,4	59,56	41	—	—	4
32 B	50,80	30,99	29,21	17,81	17,86	46,10	67,4	126,0	185,0	7,9	58,55	44	—	—	5
40 B	63,50	38,10	39,37	22,89	22,94	55,75	82,6	154,9	227,2	10,2	72,29	60	—	—	5
48 B	76,20	45,72	48,26	29,24	29,29	71,60	102,0	194,0	287,0	10,5	91,21	70	—	—	6

tab. 5.: Funkční údaje válečkových řetězů [10]

Řetěz	Plocha kloubu A (mm ²)			Síly při přetržení F_{Pr} (kN)			Hmotnost 1 m (kg)		
	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý	1řadý	2řadý	3řadý
05 B	10	—	—	4,4	—	—	0,18	—	—
06 B	28	56	85	8,9	16,9	24,9	0,41	0,78	1,18
08 B	50	100	151	17,8	31,1	44,5	0,75	1,35	2,0
10 B	67	135	202	22,2	44,5	66,7	0,95	1,85	2,8
12 B	89	179	268	28,9	57,8	86,7	1,25	2,5	3,8
16 B	210	421	631	58,0	110,0	165,0	2,75	5,5	8,0
20 B	295	590	885	89,0	178,0	267,0	3,64	7,21	10,8
24 B	554	1 109	1 664	170,0	324,0	485,0	7,12	14,2	21,2
28 B	740	1 481	2 222	200,0	381,0	571,0	9,05	18,0	27,0
32 B	837	1 673	2 510	260,0	495,0	743,0	9,83	19,5	29,2
40 B	1 275	2 550	3 825	380,0	730,0	1 100,0	16,90	33,5	50,2
48 B	2 061	4 123	6 185	600,0	1 140,0	1 700,0	26,00	51,5	77,0

Pro aplikaci na testovacím zařízení budeme vybírat z jednořadých řetězů menších rozměrů, protože řetěz s menší roztečí bude mít plynulejší provoz na řetězovém kole. Plynulost a kontinuita tisku je u testovacího zařízení žádoucí. Zároveň musíme vybrat řetěz tak, aby se při provozu nepřetrhl a malou plochou kloubu zbytečně rychle neopotřeboval řetězová kola.

Z tab. 4 a tab. 5 vidíme, že nejmenší řetěz 05 B má při rozteči 8 mm a ploše kloubu 10 mm² sílu potřebnou k jeho přetržení 4,4 kN, zatímco u řetězu 06 B se síla zvětší na 8,9 kN při malém zvětšení rozteče článků na 9,525 mm a téměř trojnásobné ploše kloubu, takže pro prvotní návrh řetězového pohonu vybereme válečkový řetěz 06 B.

Výběr řetězového kola pro pohon tiskací hlavy je limitován pouze velikostí – musí být taková, aby dokázala vést řetěz kolem svařence rámu pro pohyb v ose Z. Ten je tvořen obdélníkovými profily o rozměrech 100 x 50 mm, tudíž kolo musí mít roztečný průměr větší než 100 mm s dostatečnou rezervou. Čím více zubů, tím plynulejší pohyb bude mít tiskací hlava, lépe bude rozložen tlak do válečkového řetězu. Počet zubů volíme lichý a dělitelný třemi. Pomocí těchto kritérií jsme zvolili řetězové kolo s 51 zuby, jehož roztečný průměr je $D_{KY} = 154,72 \text{ mm}$. [11]

3.5.3.2. Volba elektromotoru

Pohyb tiskací hlavy musí být kontinuální. Na tomto testovacím zařízení nicméně není třeba pro správnou funkci otáčky motoru synchronizovat s dalšími prvky zařízení, což vedlo k volbě třífázového asynchronního elektromotoru, který bude mít 4 póly a převodovku, která zajistí požadované výstupní otáčky hřídele. Na přání zákazníka bude mít elektromotor výkon alespoň 0,5 kW. Z důvodu plynulé regulace rychlosti bude řízen frekvenčním měničem.

Frekvenční měnič slouží k regulaci otáček elektromotoru, čehož dosahuje pomocí změny frekvence současně s napětím. Využívá se v případech, kdy je zapotřebí trvale změnit otáčky elektromotoru, plynule či skokově měnit rychlost otáčení nebo v případě, kdy je potřeba mít přímo řízený výstupní moment. Jeho další využití je pro řízený rozběh a doběh bez proudových a mechanických rázů u aplikací, které mají příliš velkou setrvačnost a nelze u nich využít levnější součástky, jako například softstartér. Frekvenční měniče jsou určeny k řízení třífázových elektromotorů – na vstup měniče je přivedeno střídavé napětí (ať už jednofázové nebo třífázové), které je dále ve vnitřních obvodech usměrněno, a na výstupu je pak střídačem zpět převedeno na třífázové střídavé napětí, které má již požadovanou frekvenci. [12]

Pro volbu vhodného elektromotoru musíme znát základní parametry, jako jsou výstupní otáčky na hřídeli převodovky, které vypočteme z rychlosti pohybu tiskací hlavy, a jaký moment musí elektromotor vyvinout. Při výběru elektromotoru musíme také zohlednit, v jaké poloze bude namontován na konstrukci vedení. Protože bude elektromotor přišroubován na vnější straně jedné z desek a bude pohánět pouze jednu řetězovou smyčku, zvolíme typ převodového elektromotoru s čelní převodovkou. Při výpočtu potřebného výkonu vyjdeme ze vztahu (1) a zohledníme i účinnost převodovky:

$$P_M = \omega * M_k \rightarrow P_M = \frac{2 * \pi * M_k * n}{60 * \eta_p} \quad (1)$$

Krouticí moment, který bude muset elektromotor vyvinout, spočítáme z hmotnosti tažené zátěže na řetězu, přidaného zatížení a rozměrů ozubeného kola, které jsme vybrali v kapitole 3.5.3.1. Hmotnost sestavení tiskací hlavy je 11 kg a projeví se pouze přes valivý odpor na lineárním vedení jako síla 1,1 N v tomto případě odpor odhadneme jako 1% z tíhy tiskací hlavy). Dále předpokládáme zatížení od odporu proti pohybu hadice 500 N (případně od přičení vedení). Krouticí moment vypočteme ze vztahu (2):

$$M_k = l * F \quad (2)$$

$$M_{kY} = \frac{154,72}{2} * (500 + 1,1) = 38\,765 \text{ N} * \text{mm} \rightarrow 38,8 \text{ N} * \text{m} \quad (3)$$

Pro zjištění výstupních otáček na převodovce motoru musíme vyjít z obvodové rychlosti řetězového kola (4).

$$v_y = \frac{\pi * n_y * D_{ky}}{60} \rightarrow n_y = \frac{v_y * 60}{\pi * D_{ky}} \quad (4)$$

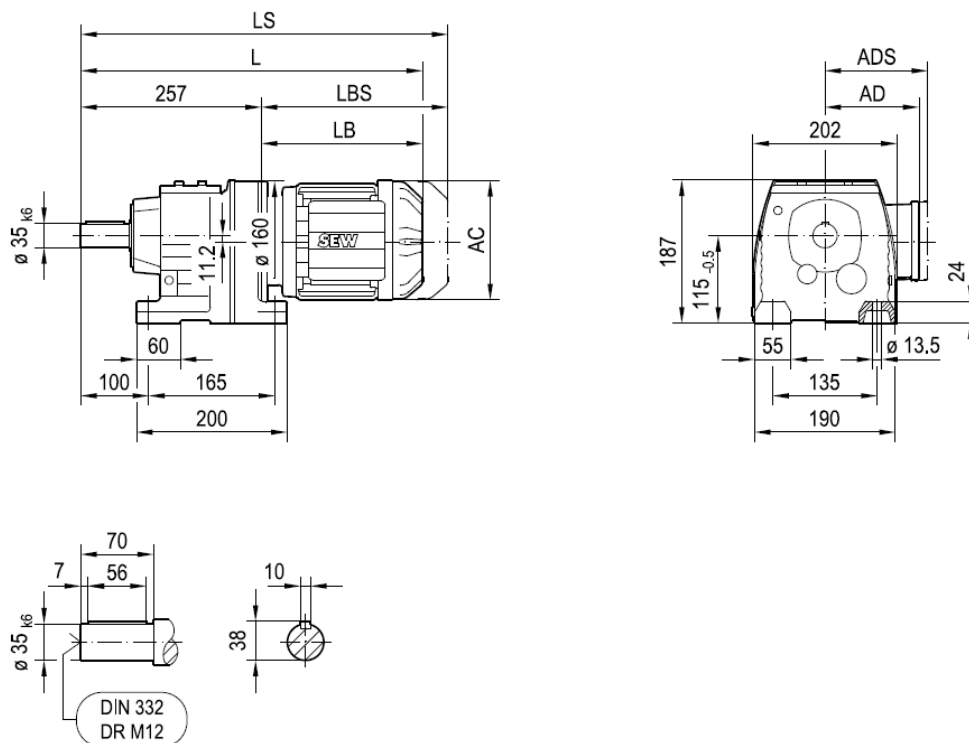
Rychlost pohybu tiskací hlavy dle zadání zadavatele má být $50 \div 150 \text{ mm} * \text{s}^{-1}$ s předpokládaným ovládním elektromotoru pomocí frekvenčního měniče v rozsahu $25 \div 70 \text{ Hz}$. Při výpočtu budeme vycházet z předpokladu, že při standartním režimu provozu elektromotoru při 50 Hz chceme, aby se tiskací hlava pohybovala rychlostí $100 \text{ mm} * \text{s}^{-1}$. Dosazení do vztahu (4) a výpočet otáček pak vypadá následovně:

$$n_y = \frac{100 \cdot 60}{\pi \cdot 154,72} = 12,34 \text{ min}^{-1} \quad (5)$$

Nyní známe všechny potřebné parametry motoru k jeho výběru. Vybírat budeme elektromotor z online konfigurátoru výrobků společnosti SEW-EURODRIVE. Jako nejvhodnější volba dle požadovaných parametrů byl vybrán třífázový asynchronní elektromotor s čelní převodovkou R s označením R57DRN80MK4 (obr. 28 a obr. 29). Další parametry jsou uvedeny v tab. 6.



obr. 28.: Asynchronní elektromotor R57DRN80MK4 [13]



obr. 29.: Připojovací rozměry asynchronního motoru R57DRN80MK4 [13]

tab. 6.: Parametry asynchronního elektromotoru R57DRN80MK4 [13]

Produktová data	
Jmenovité otáčky motoru [1/min]	1435
Výstupní otáčky [1/min]	13
Převodový poměr celkově	106,58
Výstupní krouticí moment [Nm]	390
Provozní faktor SEW-FB	1,15
Typ konstrukce	M6
Vrchní nátěr dle RAL	7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříně [°]	0
Kabelový přívod/poloha konektoru	3
Výstupní hřídel [mm]	35x70
Povolená výstupní radiální síla při n=1400 [N]	7340
Množství maziva 1. převodovka [Litr]	1,7
Výkon motoru [kW]	0,55
Doba zapnutí	S1-100%
Třída účinnosti	IE3
Účinnost (50/75/100% Pn) [%]	78,55 / 81 / 80,8
Značka CE	ano
Napětí motoru [V]	230/400
Schéma zapojení	R13
Frekvence [Hz]	50
Jmenovitý proud [A]	2,25 / 1,29
Cos ϕ	0,75
Tepelná třída	155(F)
Krytí motoru	IP55
Konstrukční předpis	IEC
Moment setrvačnosti motoru [10^{-4} kgm ²]	17,06
Hmotnost netto [Kg]	30

Na základě výběru elektromotoru potřebného krouticího momentu nyní můžeme pomocí dosazení do vztahu (1) zkontrolovat potřebný výkon. Z údajů v tab. 6 vidíme, že vybraný elektromotor má výstupní krouticí moment 390 Nm, a jeho výkon by měl být více než dostačující. Účinnost převodovky je dle výrobce 96%:

$$P_{MY} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 38,8 \cdot 13}{60 \cdot 0,96} = 55 \text{ W} \quad (6)$$

Z výpočtu (6) vidíme, že elektromotor požadovaný zákazníkem je 10x předimenzovaný.

3.5.3.3. Kontrola řetězu na přetržení

Při běžném provozu testovacího zařízení se může vyskytnout neočekávaná situace, kdy by se tiskací hlava za provozu o něco zasekla nebo vzpříčila. Při takové situaci nesmí být za žádných okolností ohrožena bezpečnost obsluhy. Při volbě válečkového řetězu tedy musíme zajistit, aby se při nehodě řetěz nepřetrhl a obsluhu neohrozil.

Z tab. 5 vidíme, že síla potřebná pro přetržení řetězu 06 B je 8 900 N. Sílu, kterou elektromotor vyvine při zaseknutí nebo vzpříčení vedení vypočteme úpravou rovnice (2), kdy za hodnotu krouticího momentu dosadíme z tab. 6:

$$F = \frac{M_k}{l} \quad (7)$$

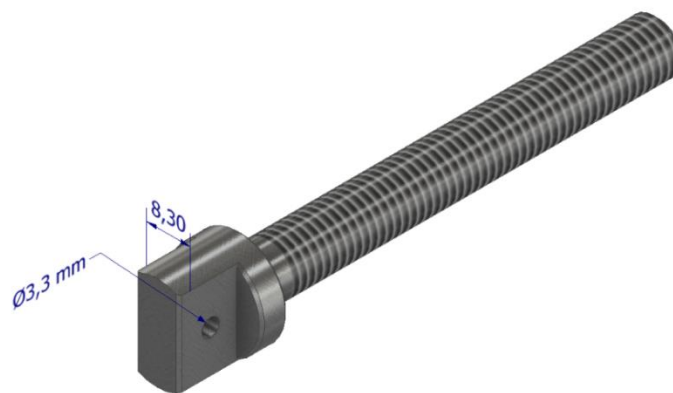
$$F_{vY} = \frac{390}{\frac{0,15472}{2}} = 5\,041,37\,N < 8\,900\,N \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (8)$$

Z výsledku výpočtu (8) vyplývá, že volba válečkového řetězu 06 B byla správná. Menší řetěz 05 B by za aktuální konfigurace řetězového kola nebylo možné použít vzhledem k nedostatečné velikosti síly potřebné pro přetržení.

3.5.3.4. Napínací mechanismus válečkového řetězu

Jak bylo uvedeno v kapitole 3.5.3.1, pro zajištění pohybu tiskací hlavy válečkový řetěz nebude mít klasickou aplikaci, kdy obíhá uzavřenou smyčku. Maximální délka pohybu v jednom směru bude cca 1 m a směr jeho pohybu se bude měnit podle potřeby a naprogramování frekvenčního měniče, který kontroluje asynchronní elektromotor. Změna směru pohybu znamená, že nejde označit horní nebo spodní větev řetězu za tažnou. Obě dvě větve musí být tedy napnuté za každých okolností. V běžných řetězových převodech je napínání většinou zajištěno pomocí napínací kladky, kdy napínací síla působí proti průhybu řetězu.

V tomto případě využijeme rozpojených konců řetězu, které připojíme přes napínací mechanismus na tiskací hlavu. Napínací mechanismus musí být schopný napínat řetěz v obou směrech pro správnou funkci celého pohonu. V obou směrech zajistíme možnost napínání až o vzdálenost dvou roztečí řetězu. Rozpojené konce napojíme na speciální šroub se závitem k hlavě M10. Pro napojení článku řetězu byly vybrány vnitřní rozměry $b_2 = 8,53\,mm$ a $d_2 = 3,28\,mm$ z tab. 4., které jsme pro lepší montáž upravili viz. obr. 30.

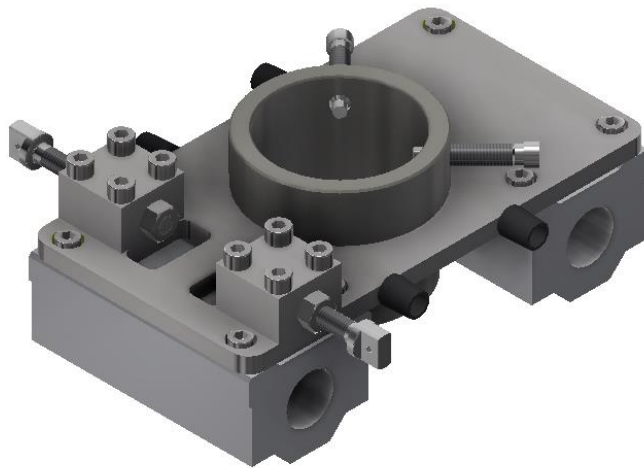


obr. 30.: Napínací šroub válečkového řetězu

Princip funkce napínacího šroubu je následující – šroub je umístěn v díře o průměru 11 mm v ocelové kostce, která je přišroubována k plechovému výpalku tiskací hlavy. Je

zřejmé, že při napínání se nemůže otáčet šroub společně s uchyceným řetězem. Z tohoto důvodu jsou na šroubu umístěny dvě šestihřanné matice – na každé straně díry jedna – jejichž povoláním na jedné straně a utahováním na druhé se zajistí požadované napnutí řetězu, aniž by se otáčel šroub samotný.

Pohon tiskací hlavy bude zabezpečovat pouze jedna řetězová smyčka. Ideální varianta umístění napínacího mechanismu by byla uprostřed mezi vodicími tyčemi. Z obr. 21 je vidět, že to není možné díky rozměrům průchozí trubky pro hadici se směsí. Mechanismus není možné upevnit ani zespodu tiskací hlavy. Pokud nechceme měnit podobu a zvětšit velikost plechového výpalku, což by se negativně promítlo do rozměrů pracovního prostoru, musíme napínací mechanismus umístit k jedné straně. Jako nejlepší variantu jsme vyhodnotili možnost umístění mechanismu co nejbližší nad jednu z vodicích tyčí (obr. 31).



obr. 31.: Napínací mechanismus válečkového řetězu na tiskací hlavě

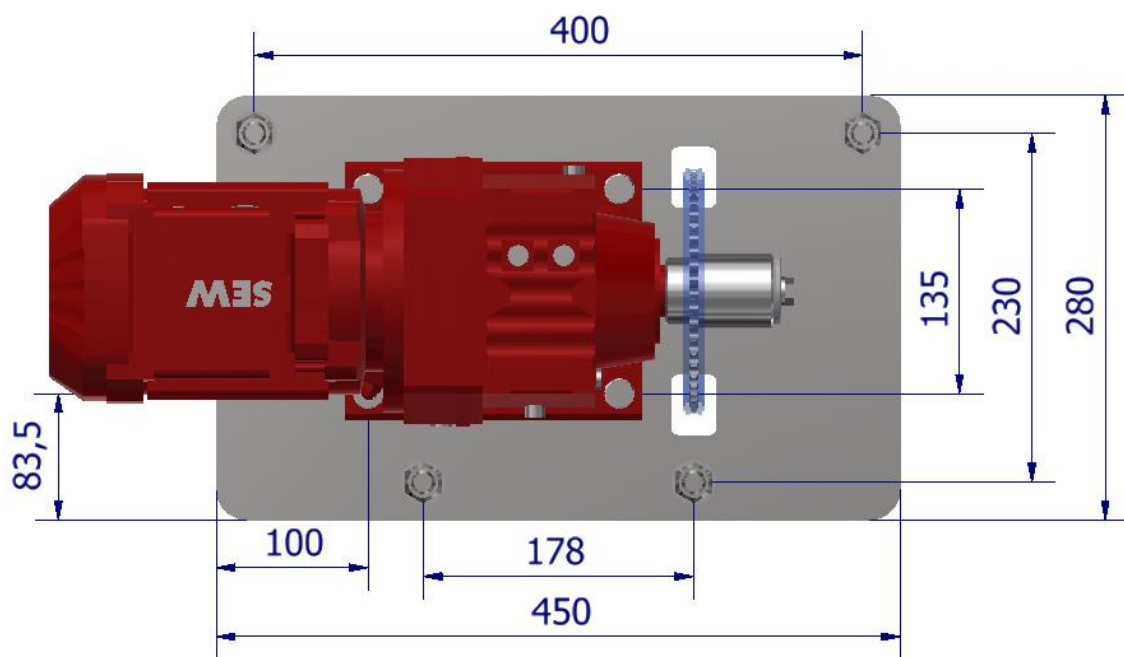
Na obr. 31 můžeme vidět, že ocelové kostky jsou k výpalku přišroubovány čtyřmi šrouby. Jsou to - stejně jako šrouby pro linearsety - šrouby M8 s válcovou hlavou s vnitřním šestihřanem, pouze delší. Byly zvoleny z důvodu nedostatku místa pro utahovací klíč pro klasické šestihřanné šrouby. Ze stejného důvodu jsou šrouby umístěny na samém okraji a jejich hlavy nebylo možné zapustit do kostky.

Do výpalku jsou navíc vypáleny další dva obdélníkové otvory, které mají usnadnit manipulaci s utahovacím klíčem při utahování matice na vnitřní straně. Jako poslední prvek byly přidány 4 gumové nárazníky (2 na každé straně), které utlumují ráz při případném kontaktu tiskací hlavy s výpalkem.

Délka napínacího šroubu je 80 mm, délka díry v kostce je 40 mm a při započítání rozměrů matic vychází, že napínací mechanismus na jedné straně je schopen napnout řetěz o cca 20 mm, což splňuje požadavek možnosti napínání alespoň o dvě rozteče článku vybraného řetězu ($P = 9,525 \text{ mm}$).

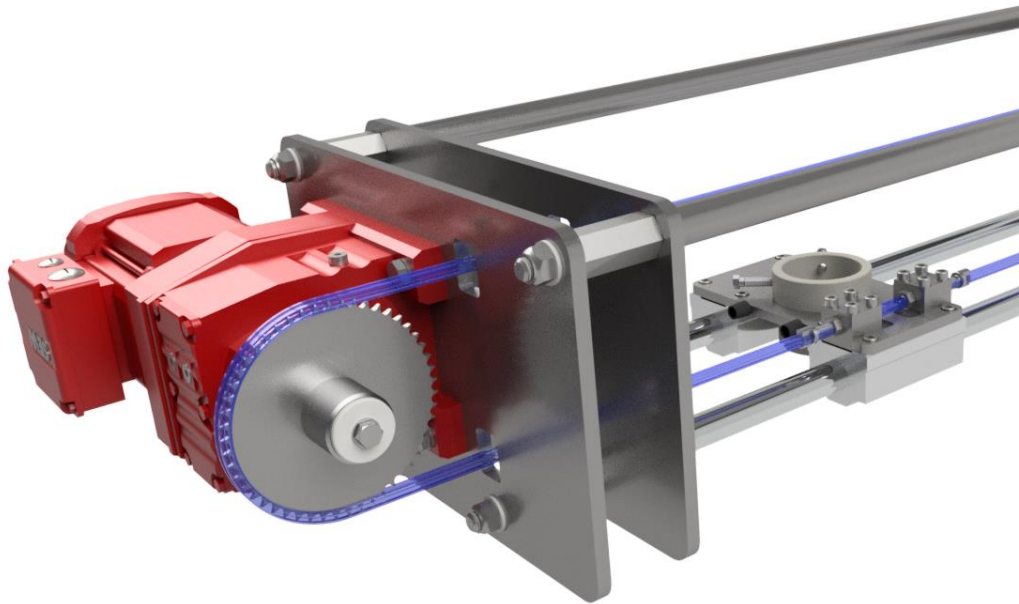
3.5.3.5. Uchycení elektromotoru

Osa šroubu napínacího mechanismu je 50 mm nad osou vodící tyče, což znamená, že v této výšce povedeme válečkový řetěz. Připojovací rozměry elektromotoru známe (obr. 29), díry pro šrouby mají průměr 13,5 mm, což znamená, že použijeme šrouby M12 se šestihrannou hlavou dlouhé 45 mm, pod které dáme pružnou podložku. Vertikální polohu motoru určuje rozměr vybraného řetězového kola, horizontální polohu pak zase poloha kola na výstupní hřídeli. Řetězové kolo umístíme co nejbližší výstupu hřídele z převodovky, což sníží tlak v ložiscích, zmenší se namáhání hřídele a na minimum se sníží kmitání řetězového kola, zaviněné nepřesnostmi při výrobě. Na obr. 32 vidíme připojovací rozměry na výpalku.



obr. 32.: Připojovací rozměry elektromotoru na výpalku

V plechových výpalcích musíme myslet na bezpečný průchod řetězu. Ve všech čtyřech vypálíme dva obdélníkové otvory 40 x 30 mm, kudy povedeme větve řetězu (obr. 33). Tyto otvory jsou dostatečně velké i na to, aby jimi mohl projít šroub napínacího mechanismu a nezmenšil se tak pracovní prostor.



obr. 33.: Průchod řetězu výpalky a napínací mechanismus řetězu

3.5.3.6. Náboj řetězového kola elektromotoru

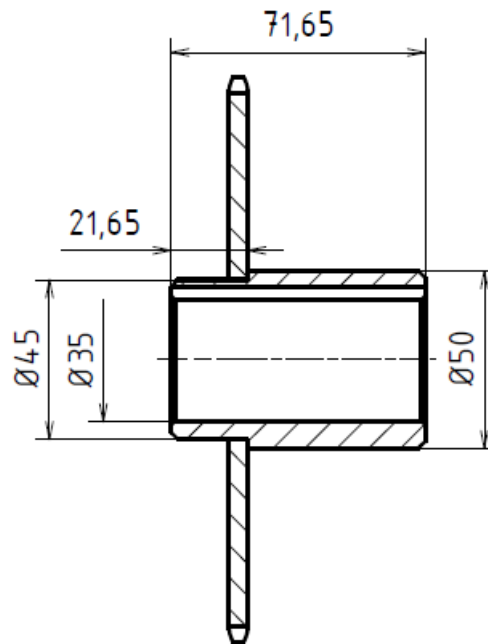
Přenos kroutícího momentu z asynchronního elektromotoru pomocí spojení náboj – hřídel může být zajištěn několika způsoby – s využitím tření, materiálu nebo tvarových prvků. Na navrhovaném testovacím zařízení budeme využívat pouze poslední typ spojení.

Pera (těsná, výměnná či úsečová) jsou tvarovým spojením. Většinou se ukládají do podélných vybrání na hřídeli, jen velmi výjimečně do příčných otvorů. Pro axiální zajištění je třeba použít další spoj (např. pojistnou maticí a podložkou). Od zvoleného způsobu zajištění se také odvíjí rychlost montáže a demontáže. Vůle ve spoji nejsou vhodné pro dynamické zatěžování a pomalá výroba není vhodná pro sériovou výrobu, což je případ tohoto testovacího zařízení. [14]

Výstupní hřídel převodovky zvoleného elektromotoru je již od výrobce opatřena těsným perem. Z obr. 29 zjistíme, že hřídel má průměr 35 mm, je dlouhá 70 mm a těsné pero měří 56 mm. Ve strojnických tabulkách dohledáme, že šířka je 10 mm a výška 8 mm pro tento průměr hřídele. Pro axiální zajištění polohy náboje je v hřídeli připraven otvor pro šroub M12. [10]

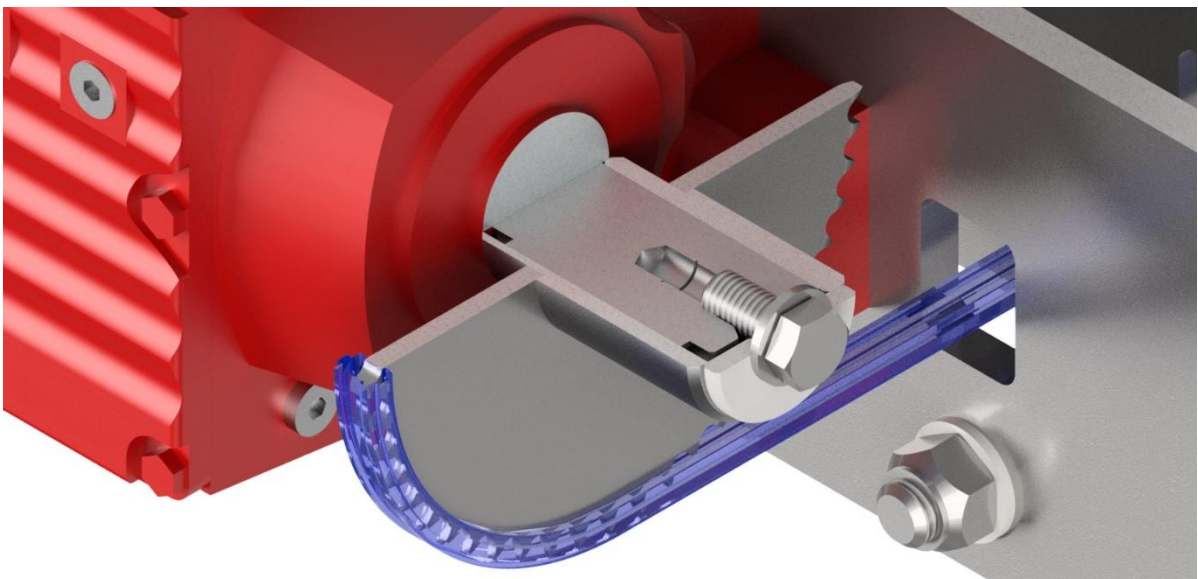
Samotný náboj se skládá ze dvou částí – nakoupeného řetězového kola dle výběru (51 zubů), do kterého vyvrtáme díru o průměru 45 mm, a opracované trubky, ke které je kolo přivařeno. Jedná se přesnou bezešvou trubku 50 x 10 mm dle normy ČSN 42 6711.21, jejíž vnitřní průměr obrobíme na průměr 35 mm s tolerancí H8 a vyrobíme v ní dle normy také drážku pro výše zmíněné těsné pero. Pro zajištění požadované axiální vzdálenosti řetězového kola na náboji obrobíme část vnějšího průměru trubky dlouhou 21,65 mm na průměr 45 mm (viz. obr. 34). Tímto vznikne osazení, ke kterému se kolo přirazí a poté svaří

s trubkou. Jde o vzdálenost, která při šířce řetězového kola 5,3 mm zaručuje, že osa řetězu se bude nacházet přesně nad vodící tyčí tiskací hlavy. [11]



obr. 34.: Řez nábojem řetězového kola

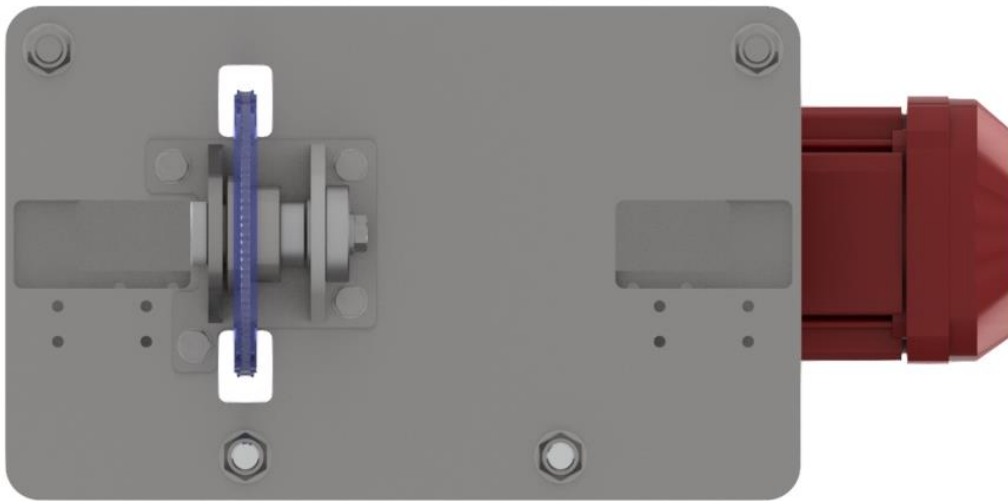
Pro zajištění axiální polohy náboje na hřídeli využijeme pojistnou desku a šroub se šestihrannou hlavou M12 (obr. 35). Celková délka náboje 71,65 mm zajišťuje dostatečnou vůli mezi koncem hřídele a pojistnou deskou, která je nutná pro správnou funkci pojistné desky. Ta při utažení šroubu nesmí dosednout na hřídel, jinak náboj nebude správně zajištěn v axiálním směru, což může mít negativní vliv na chování řetězu za provozu – vychýlení z osy řetězu vede ke kmitání řetězu.



obr. 35.: Pohled na řez spojení náboje a hřídelem

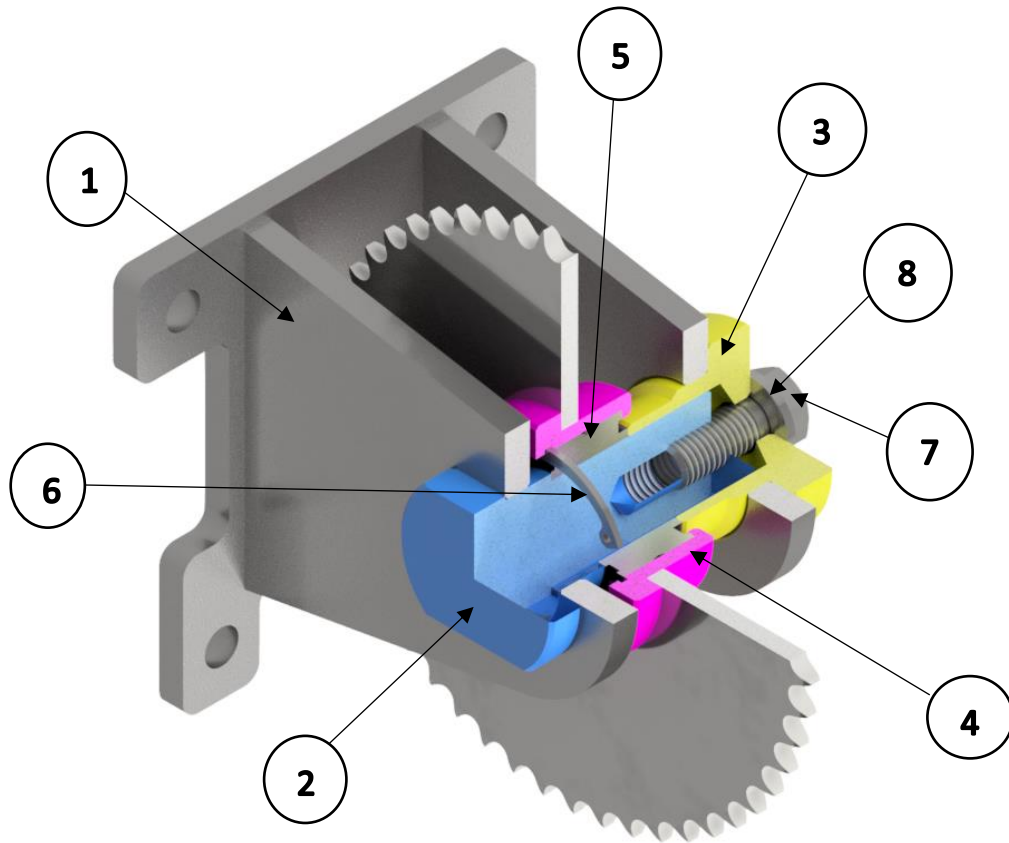
3.5.3.7. Volné řetězové kolo

Na opačné straně konstrukce je třeba umístit druhé řetězové kolo, které bude volně otočné. Počet zubů bude 51, identický jako u hnacího kola elektromotoru, protože se nejedná o řetězový převod, naopak je třeba vést obě větve řetězu vodorovně a obkročit obdélníkové profily rámu pro pohyb v ose Z. Na obr. 36. vidíme zvolené výsledné řešení, připevnění pomocí čtyř šroubů M10 se šestihrannou hlavou ke konstrukci naproti elektromotoru. Jeho podoba je ovlivněna konstrukčním řešením pojezdu konstrukce pro pohyb v ose X a Y, který bude vyřešen níže.

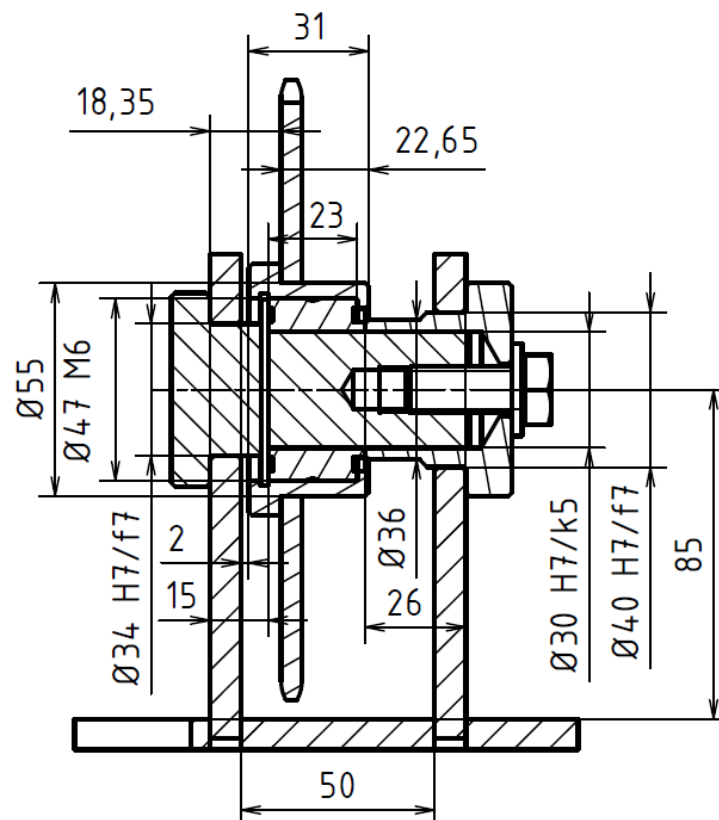


obr. 36.: Strana konstrukce se sestavou volného řetězového kola

Sestava, která zajišťuje volný pohyb řetězového kola, má následující podobu viz. obr. 37 a obr. 38.



obr. 37.: Pohled na částečný řez sestavy; 1) svařenec, 2) čep, 3) protikus k čepu, 4) náboj řetězového kola, 5) ložisko, 6) vnitřní pojistný kroužek, 7) pojistný šroub, 8) podložka

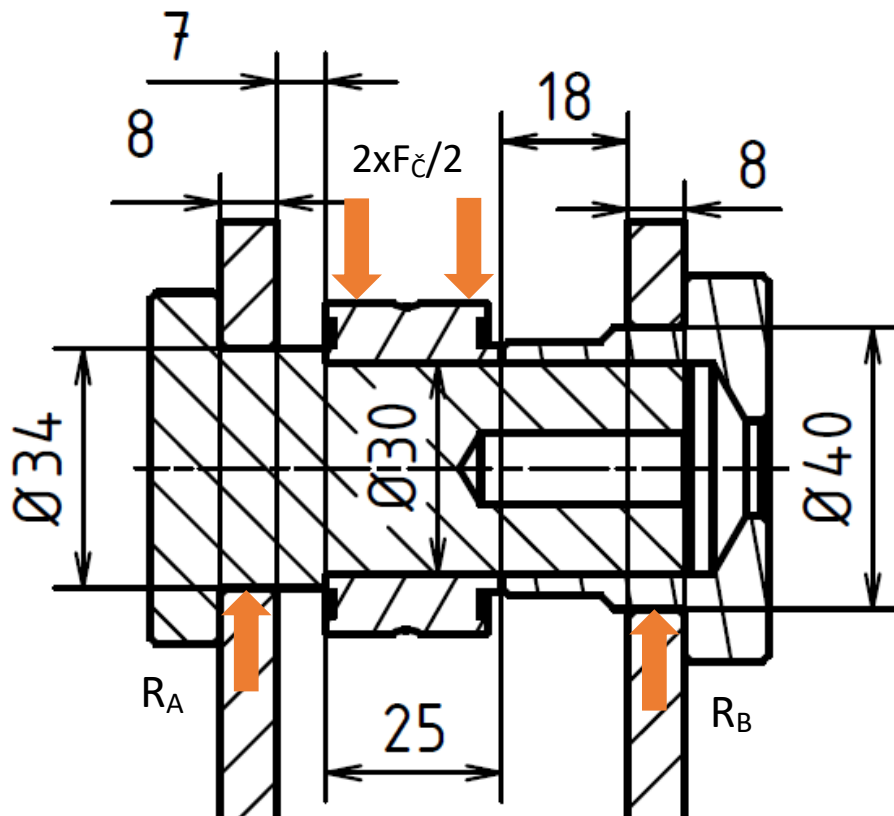


obr. 38.: Řez sestavením volného kola

Nosným prvkem sestavy je svařenec z plechů (pozice 1 na obr. 37). Ten se skládá ze tří částí; ze základního plechového výpalku a dvou výpalků pro čep. Všechny výpalky jsou 8 mm silné. Základní výpalek je netypický – při návrhu jsme brali zřetel na polohu pojezdové konstrukce. Tvar výpalku se vyhýbá vypálenému otvoru v základní desce tak, aby byla zajištěna snadná montáž jak řetězového kola, tak postranní rolny pojezdu. V rozích jsou vypáleny čtyři díry s průměrem 11 mm sloužící pro šrouby M10 k uchycení na základní desku. Další dva vypálené otvory mají obdélníkový tvar a rozteč 50 mm, slouží k přesnému napozicování zbylých dvou výpalků při svařování. Po svaření je třeba na spodní straně zbrousit přebývající materiál, který by bránil správnému dosednutí na základní desku. Výpalky, ve kterých je umístěn čep a jeho protikus, mají kromě velikosti otvoru tvar totožný. V prvním je díra s průměrem 34 mm a v druhém s průměrem 40 mm, obě díry mají toleranci H7. Osová vzdálenost od základního výpalku je 85 mm – řetězové kolo má hlavový průměr 158,7 mm.

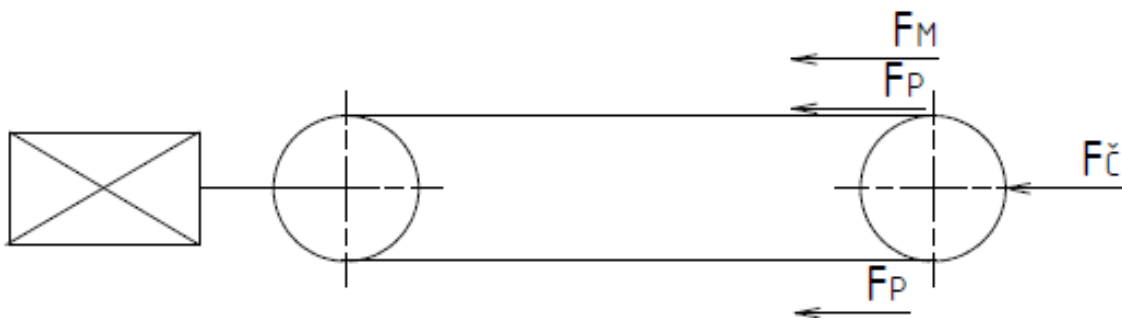
Náboj s ložiskem je umístěn na čepu (pozice 2 na obr. 37). Čep je vyrobený z kruhové tyče o průměru 50 mm. Jeho první částí je hlava, kde je obvod neobrobený, pouze jsou zde sraženy dvě paralelní plochy ve vzdálenosti pro utahovací klíč o rozměru $s = 36 \text{ mm}$, tato část je 10 mm dlouhá. Poté čep přechází na průměr 34 mm s tolerancí f7, tato část měří 15 mm a prochází dírou v levém výpalku. Poslední část čepu má průměr 30 mm, je dlouhá 52 mm a jedná se o válcovou plochu pod ložisko. Tomu odpovídá i drsnost povrchu, jejíž maximální povolená hodnota je $Ra = 0,8$. Tolerance plochy je předepsána od výrobce ložiska, společnosti SKF, na k5. V ose čepu je vyvrtána díra pro pojistný šroub M12. [15]

Po návrhu čepu je třeba zkontrolovat hodnotu maximálního ohybového momentu na čepu a zkontrolovat na otláčení válcovou plochu díry, ve které je čep umístěn. Schéma čepu je vidět na obr. 39. Při výpočtech jsme vycházeli z doporučení [16]. Reakce v podporách R_A a R_B uvažujeme uprostřed 8 mm plechu, síla F působící na ložisko se rozloží do dvou polovičních, místem jejich působitě od krajů ložiska uvažujeme vzdálenost $\frac{1}{4}$ šířky ložiska (25 mm) – 6,25 mm.



obr. 39.: Schéma čepu

Velikost síly $F_{\check{c}}$ je rovna součtu maximální síly F_M působící na čep za provozu od momentu řetězového kola a síly F_p od napnutí válečkového řetězu (9). Maximální síla od momentu bude stejná jako v rovnici (3) od zátěže. Napínací síla v řetězu byla stanovena jako polovina hodnoty odporu proti vedení hadice. Síly působící na čep jsou schematicky znázorněné na obr. 40.

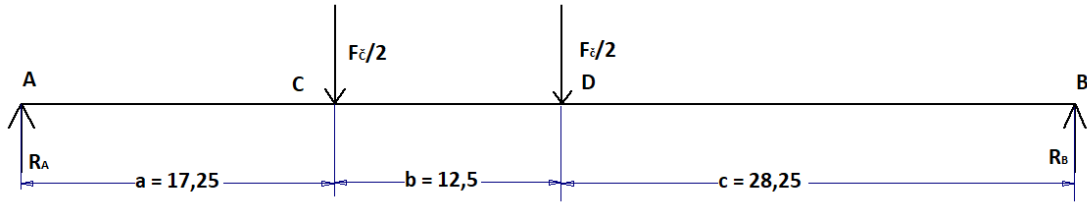


obr. 40.: Schéma sil působících na čep

$$F_{\check{c}} = 2 * F_p + F_M = 2 * 250 + 501,1 \quad (9)$$

$$F_{\check{c}} = 1001,1 \text{ N} \quad (10)$$

Velikosti reakcí v podporách R_A a R_B zjistíme pomocí momentové rovnice. Vzdálenosti sil a reakcí jsou znázorněny v obr. 41:



obr. 41.: Schéma sil pro momentovou rovnici

Momentová rovnice k bodu A (11):

$$0 = \frac{F_c}{2} * a + \frac{F_c}{2} * (a + b) - R_B * (a + b + c) \quad (11)$$

Z rovnice (11) vyjádříme velikost reakce \$R_B\$:

$$R_B = \frac{\frac{F_c}{2} * a + \frac{F_c}{2} * (a + b)}{a + b + c} = \frac{\frac{1001,1}{2} * 17,25 + \frac{1001,1}{2} * (17,25 + 12,5)}{17,25 + 12,5 + 28,25} \quad (12)$$

$$R_B \cong 405,6 \text{ N} \quad (13)$$

Poté, co známe velikost reakce \$R_B\$, si reakci \$R_A\$ již snadno dopočítáme ze vztahu (14):

$$R_A = F_c - R_B = 1001,1 - 405,6 = 595,5 \text{ N} \quad (14)$$

Z charakteru rozložení sil vidíme, že největší ohybový moment najdeme v jednom z bodů C nebo D pomocí rovnic (15) a (16):

$$M_{OC} = R_A * a = 595,5 * 17,25 = 10272,4 \text{ N} * \text{mm} \quad (15)$$

$$M_{OD} = R_B * c = 405,6 * 28,25 = 11458,2 \text{ N} * \text{mm} \quad (16)$$

Nyní vidíme, že největší ohybový moment je na čepu v místě D. Pro výpočet ohybového napětí musíme znát také průřezový modul v ohybu, který má pro tyč kruhového průřezu podobu následující (17):

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi * d_c^3}{32} = \frac{\pi * 30^3}{32} \cong 2651 \text{ mm}^3 \quad (17)$$

Dovolené napětí \$\sigma_D\$ v ohybu dle [10] je \$100 \text{ N} * \text{mm}^{-2}\$ pro ocel 11 500 v tomto případě. Ohybový moment vypočteme pomocí výsledků rovnic (16) a (17) takto (18):

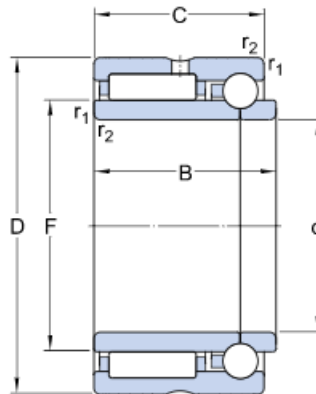
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{11458,2}{2651} \cong 4,32 \text{ N} * \text{mm}^{-2} < \sigma_D - \text{vyhovuje} \quad (18)$$

Z výsledku rovnice (18) vyplývá, že maximální ohybové napětí na čepu je vyhovující. Smykové namáhání čepu se zanedbává.

Poslední kontrolou je kontrola na otláčení otvoru pro čep v plechovém výpalku. Čep není nijak zajištěn proti pootočení, což sníží dovolený tlak, který bude \$p_D = 10 \text{ MPa}\$. Pro kontrolu zvolíme levý otvor, který je menší a v jeho místě je reakce \$R_A\$, která je větší než \$R_B\$, tudíž pokud vyhoví tato strana, vyhoví automaticky i otvor s reakcí \$R_B\$. Jde o vyjádření reakce v podpoře dělené délkou otvoru a jeho průměrem (19):

$$p_{A\check{c}} = \frac{R_A}{l_{A\check{c}} * d_{A\check{c}}} = \frac{595,5}{8 * 34} \cong 2,18MPa < p_D - \text{vyhovuje} \quad (19)$$

Na poradě s vedoucím a technickým konzultantem bylo pro tuto aplikaci vybráno ložisko, které kombinuje jehlové ložisko s kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem NKIB 5906 (obr. 42 a tab. 7).



obr. 42.: Ložisko NKIB 5906 [15]

tab. 7.: Rozměry ložiska NKIB 5906 [15]

d	30	mm
D	47	mm
B	25	mm
C	23	mm
F	35	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Důvodů pro volbu tohoto ložiska bylo více; prvním byly zástavbové rozměry a velikost čepu. Řetězové kolo se nachází v těsné blízkosti plechového výpalku svařence, ložisko musí být tedy co nejkratší a zajišťovat dostatečnou únosnost jak v radiálním, tak axiálním směru spolu se stabilitou – není možné použít jednořadé kuličkové ložisko. Kuličková ložiska mají oproti ložiskům s čárovým stykem s podobnými rozměry daleko menší únosnost dynamickou i statickou. V tomto případě je hodnota statické únosnosti rozhodujícím faktorem. Jedná se o testovací zařízení, které nebude činné většinu času, a v provozu se budou otáčky řetězového kola pohybovat v tak nízkých hodnotách, že ložisko dle standardů SKF volíme na základě statického zatížení. Základní statická únosnost ložiska C_0 v radiálním směru je 39 kN. Dle normy ISO 76 je definována jako zatížení způsobující určitou hodnotu stykového napětí ve středu nejvíce zatíženého místa styku valivého tělesa a oběžné dráhy. Pro ložiska s čárovým stykem se jedná o mezní hodnotu 4 000 MPa. Tato hodnota napětí vytváří trvalou deformaci valivého tělesa a oběžné dráhy, která se rovná přibližně 0,000 1

průměru valivého tělesa. Zatížení v axiálním směru není známé, při přesné výrobě a správné instalaci ložiska by mělo být nulové, tudíž ho nebudeme uvažovat. [15]

Součinitel statické bezpečnosti s_0 by měl být pro ložiska s čárovým stykem a nízkou jistotou zatížení větší než 4. Vyjádří se jako podíl základní statické únosnosti C_0 ku ekvivalentnímu statickému zatížení ložiska P_0 vztahem (20) dle [15]:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (20)$$

Základní statickou únosnost ložiska známe, ekvivalentní statické zatížení ložiska při uvažované nulové axiální síle se bude rovnat maximální radiální síle působící na ložisko. Ta se rovná síle působící na čep F_ζ z rovnice (10), tudíž: (21):

$$P_0 = F_r = F_\zeta = 1001,1 \text{ N} \quad (21)$$

Nyní již můžeme dosadit do vzorce (20) a vypočítat součinitel bezpečnosti (22):

$$s_0 = \frac{39\,000}{1001,1} \cong 39 > 4 - \text{vyhovuje} \quad (22)$$

Vybrané ložisko je vzhledem k uvažované výpočtové síle předimenzované, při provozu testovacího zařízení se však mohou objevit síly větší než uvažované (například větší předepnutí řetězu při montáži) a jeho mazání nemusí být dokonalé, z toho důvodu je dobré mít takové ložisko, které nebude nutné často měnit.

Axiální polohu vybraného ložiska zajišťuje z pravé strany protikus k čepu. Ten má připojovací rozměr u ložiska o průměru 34 mm - díky sražení průměru 36 mm. Výrobce ložiska v tomto místě nestanovil požadované připojovací rozměry, a tudíž jsme zvolili průměr o 1 mm menší, než jaký má ložisko z pravé strany na čepu. Válcová plocha s průměrem 36 mm poté přechází na průměr 40 mm s tolerancí f7, který je zasazen do plechového výpalku. Protikus k čepu je vyroben z tyče o průměru 65 mm, což je průměr jeho hlavy dlouhé 12 mm. Spojení s čepem zajišťuje souose vyvrtaná díra o délce 30 mm. Ta má průměr 30 mm s tolerancí H7. Pro průchod pojistného šroubu M12 se šestihrannou hlavou je určen otvor o průměru 13,5 mm.

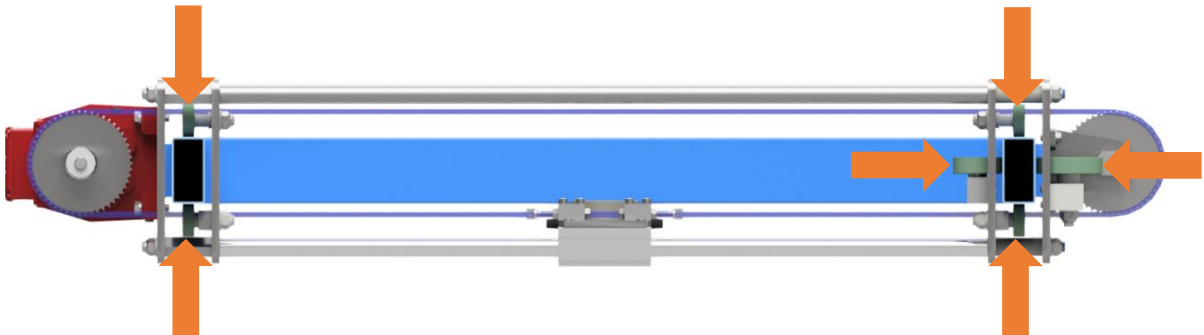
Samotný náboj řetězového kola jsme navrhli jednoduše – stejně jako v kapitole 3.5.3.6 se jedná o opracovanou trubku, se kterou je řetězové kolo svařeno. Polotovarem je přesná bezešvá trubka s rozměry 65 mm x 10 mm. Celková délka náboje je pouhých 31 mm, vnější obrobení pro osazení řetězového kola má průměr 55 mm a délku 22,65 mm. Vnitřní otvor pro ložisko má průměr 30 mm s tolerancí M6, povrch musí mít maximální hodnotu drsnosti $R_a = 0,8$. O zajištění axiální polohy ložiska v náboji se postará vnitřní pojistný kroužek pro zvolený průměr díry, jehož drážka je dle normy široká 2 mm.

Při finální montáži náboj s ložiskem nasadíme na čep mezi výpalky, z opačné strany se nasazením protikusu na čep zajistí axiální poloha ložiska, a tím i celého náboje řetězového kola, na čepu. Pro správnou funkci celé sestavy je na závěr nutné sešroubovat

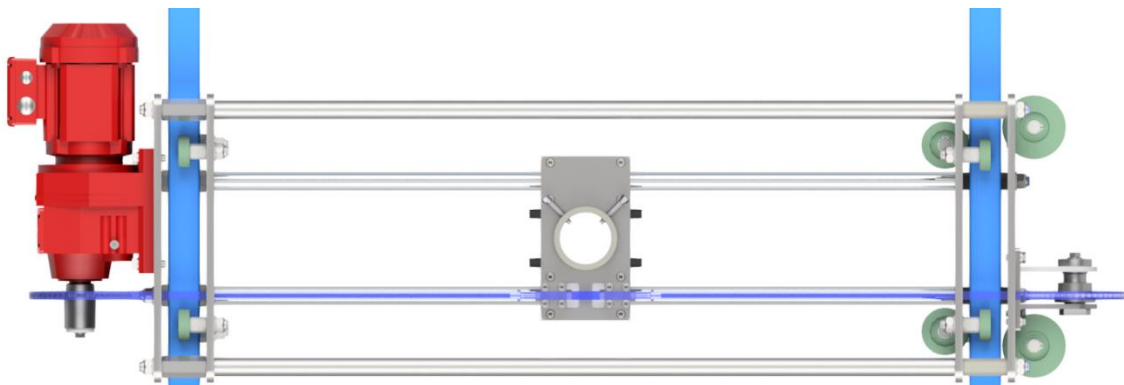
čep s protikusem k sobě pojistným šroubem. Pro tento účel jsme zvolili šroub M12 se šestihrannou hlavou o délce 30 mm. Sešroubováním vyvodíme malé předpětí v axiálním směru na vnitřním kroužku ložiska, zároveň předpokládáme, že tuhost základního svařence nebude předpětí bránit. Pro tento účel byly na hlavě čepu sraženy plochy pro utahovací klíč – při sešroubovávání se jeho pomocí zabrání čepu v protáčení.

3.5.4. Pojezd v ose X

Jako poslední je třeba zajistit vedení v ose X. Vedení v ose Y je zajištěno lineární technikou, která je namontována na konstrukci pro vedení v osách X a Y, a v ose Z pomocí pojezdu z roln na excentrických čepch, rozepřených mezi nohama základního rámu. O vedení v ose X bylo na poradě rozhodnuto, že se bude jednat o pojezd, který se bude pohybovat po povrchu obdélníkových profilů rámu pro vedení v ose Z. Je třeba zajistit polohu ve směru os Y a Z a celkovou stabilitu pohybu v ose X. Pro tento účel využijeme kombinaci roln na pevných čepch, proti kterým umístíme rolny na čepch excentrických pro zajištění polohy (obr. 43 a obr. 44). Tím se vyvodí lehké předpětí v pojezdu, které umožní rolnám efektivně vyrovnávat nerovnosti na povrchu obdélníkových profilů nebo geometrické odchylky od ideálního tvaru.



obr. 43.: Boční pohled na rozmístění roln v pojezdu

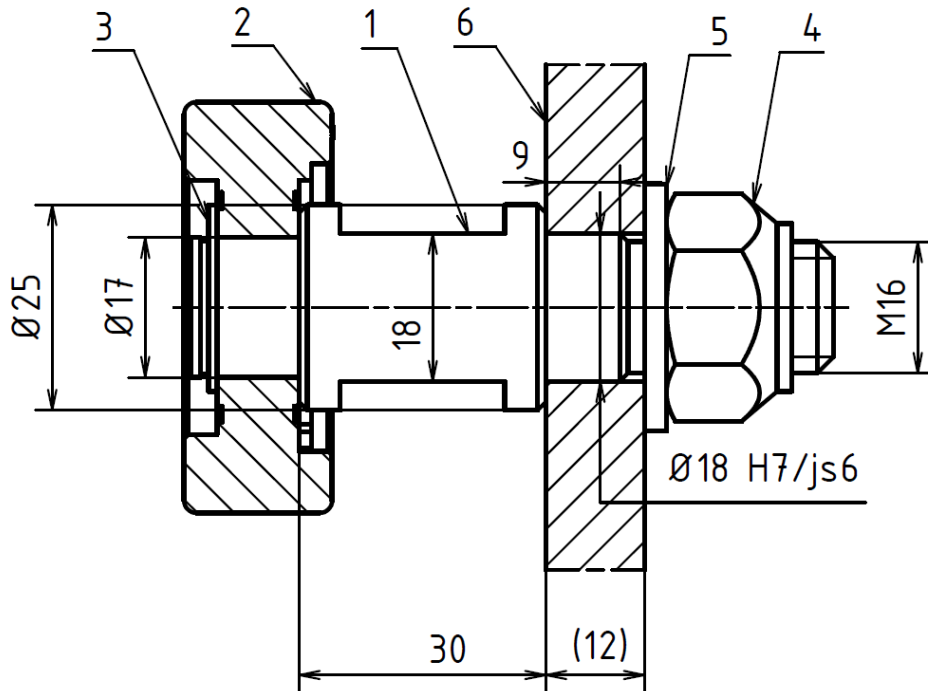


obr. 44.: Horní pohled na rozmístění roln v pojezdu

3.5.4.1. Rolny ve směru osy Z

Pojezd konstrukce po obdélníkovém profilu zajišťují čtyři rolny umístěné na pevných čepích v otvorech v plechovém výpalku. Jedná se opět o vodící rolny s polyuretanovým běhounem a ocelovým diskem série FSTH od společnosti Blickle. Na levé straně (strana s elektromotorem) jsou rolny pouze ve směru osy Z. Zrcadlově jsou umístěny identické rolny i na pravé straně. Horní dvě rolny na každé straně přenáší část váhy konstrukce na obdélníkový profil. Celkově každá rolna nese čtvrtinu váhy, která činí dle údajů softwaru Inventor 126 kg (včetně tiskací hlavy), a 50 kg uvažovaného přidaného zatížení od hadice s betonem. Samotná váha konstrukce s těžištěm, které se nachází pod rovinou nosných rolen, pomáhá pojezdu zabezpečit pohyb. Při volbě rolen pro pojezd v konstrukci pro pohyb v ose Z jsme vybírali dle rozměrů, v tomto případě jsme již museli dát pozor i na celkovou nosnost rolen. Při zatížení, které by se blížilo povolené mezní hodnotě, je možné, že jízdní vlastnosti rolen budou ovlivněné, stejně jako jejich životnost, což by mohlo na nedokonalém povrchu obdélníkového profilu vést k předčasné výměně a odstávce zařízení. Po poradě bylo rozhodnuto, že celková nosnost rolen by měla být přibližně dvojnásobek váhy přenášené. Zároveň je opět žádoucí, aby vnitřní průměr ložiska d byl co největší, a proto byla zvolena rolna z tab. 2 s velkým průměrem $D = 50 \text{ mm}$, vnitřním průměrem $d = 17 \text{ mm}$ a nosností jedné rolny 80 kg. Celková nosnost je tedy 320 kg, což je dostatečné.

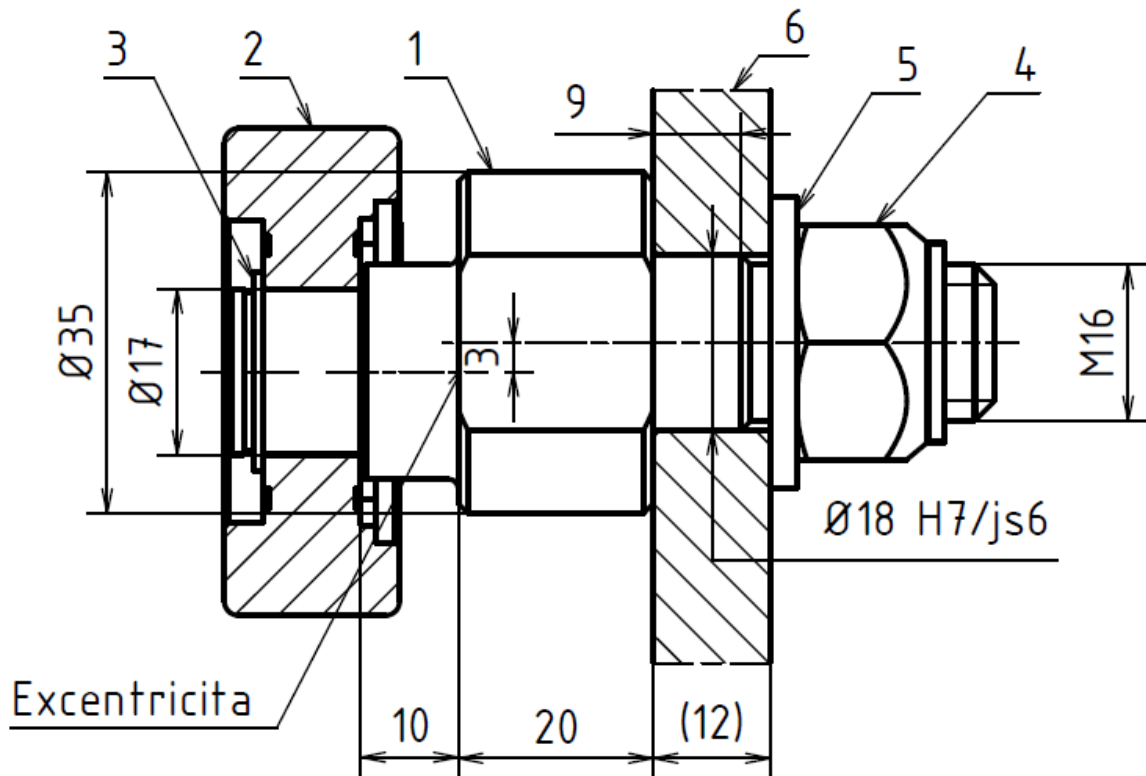
Vybrané rolny budou nasazeny na přímé čepy (obr. 45). Díry v plechovém výpalku budou mít průměr 18 mm s tolerancí H7 – oproti tomu čep v místě zasazení do otvoru má průměr 18 mm s tolerancí js6 – jedná se o běžně používané přechodné uložení, jednoduše rozebíratelné. Délka čepu je navržena tak, aby se rolna pohybovala na prostředku obdélníkového profilu. Polotovarem je tyč o průměru 25 mm. Pro účely montáže jsou zde sražené rovnoběžné plochy pro utahovací klíč $s = 18 \text{ mm}$. Čep je ve výpalku zajištěn samojistnou maticí M16.



obr. 45.: Řez sestavením přímého čepu a rolny; 1) čep, 2) rolna, 3) pojistný kroužek, 4) samojistná matice, 5) podložka, 6) plechový výpalek

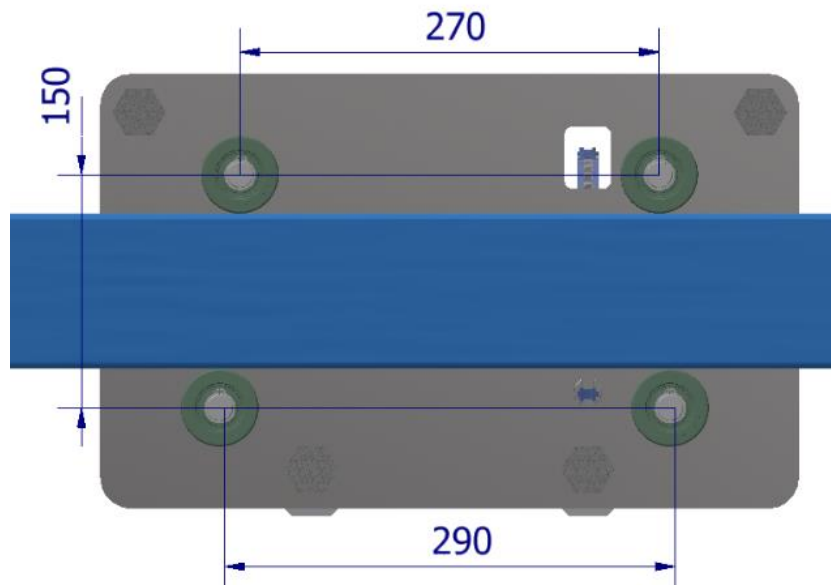
K úplnému zajištění ve směru Z slouží na každé straně dvě rolny, které jsou umístěny zespodu obdélníkového profilu. Ty jsou umístěny na excentrických čepích, které vyosením při montáži zapřou rolny proti obdélníkovému profilu. V tomto případě použijeme stejné rolny, které jsme vybrali v předchozím případě. Oproti pojezdu v ose Z, kdy se jednalo o čep a excentrické pouzdro, jde o jediný čep, na kterém je excentrická část (obr. 46). Pro vyosení použijeme utahovací klíč s rozměrem $s = 30 \text{ mm}$. Pro tento účel jsou na čepu připraveny rovnoběžné plochy o délce 20 mm. Délka čepu je stejně jako v prvním případě navržena tak, aby se rolna pohybovala opět na prostředku obdélníkového profilu.

Při montáži se konstrukce nejprve položí na čtyři rolny na pevných čepích, poté se z druhé strany obdélníkového profilu nasadí rolny na čepích excentrických. Poloha těchto rolen se nastaví spolu s utahováním samojistné matice tak, aby výsledná poloha čepu byla dostatečně zajištěna třením vyvozeným mezi čepem a výpalkem.



obr. 46.: Řez sestavením excentrického čepu a rolny; 1) čep, 2) rolna, 3) pojistný kroužek, 4) samojistná matice, 5) podložka, 6) plechový výpalek

Finální umístění rolny vzešlo postupnou konstrukcí a je zobrazeno na obr. 47. (kóty jsou vztaženy k otvorům ve výpalku).



obr. 47.: Umístění rolny ve směru osy Z

3.5.4.2. Rolny ve směru osy Y

Vzhledem k rozměrům pojezdu konstrukce a rámu pro pohyb v ose Z (10 mm mezera mezi obdélníkovým profilem a výpalku), není možné, aby rolny z profilu sjely. Rolny ve

směru osy Y tedy zajišťují pouze přesné vedení při tisku, a k tomuto účelu postačí pouze dva páry rolen.

Varianty umístění rolen, z nichž jsme vybírali, byly následující: umístit oba páry rolen z vnitřní strany konstrukce, přičemž na jedné straně by byly rolly umístěny na excentrických čepch – tuto variantu jsme zamítli z důvodu zbytečného zásahu do pracovního prostoru. Další variantou bylo umístění rolen na vnější strany konstrukce, což ale nebylo proveditelné díky umístění elektromotoru na levé straně. Jako nejlepší možné řešení jsme tedy zvolili možnost, kdy rolly budou umístěny na pravé straně konstrukce, zapřené proti sobě na stejném obdélníkovém profilu, jak lze vidět na obr. 44.

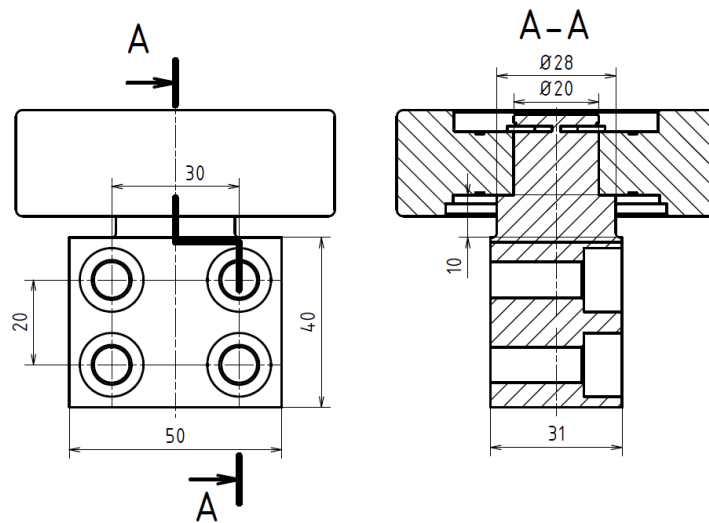
Na vnitřní stranu konstrukce umístíme rolly na pevných čepch, které nepotřebují tolik prostoru při montáži jako excentrické čepy. Protože rolly již nejde umístit mezi výpalek a obdélníkový profil, musíme do plechu vypálit další otvory určené k průchodu rolny k profilu (obr. 48).



obr. 48.: Pohled na uchycení rolen z vnitřní strany

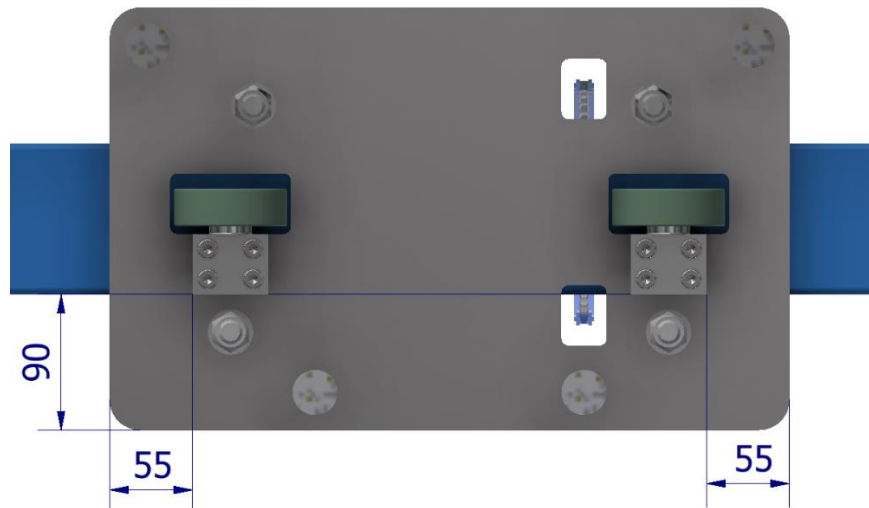
Čepy jsou vertikální, což přináší problém s upevněním – již je nelze jednoduše namontovat do připraveného otvoru ve výpalku. Možným řešením by bylo čepy k výpalku přivařit, tepelné ovlivnění a tím vzniklé nepřesnosti ale hovořily pro řešení za použití šroubů. Na obr. 49 vidíme výsledné řešení. Čep pro rolnu je obroben z obdélníkového plechu, ve kterém jsou vyvrtány otvory pro čtyři šrouby M8 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem, dlouhé 35 mm, které mají hlavy zapuštěné v materiálu. Šířka plechu je uzpůsobená připojovacímu rozměru čepu pro ložisko rolly tak, aby byl čep vyrobitelný, a zároveň rolly přesně dosedala na povrch obdélníkového profilu. Dosedací plocha na

výpalek musí být při výrobě zarovnána. Rolna je na konci čepu opět zajištěna pojistným kroužkem.



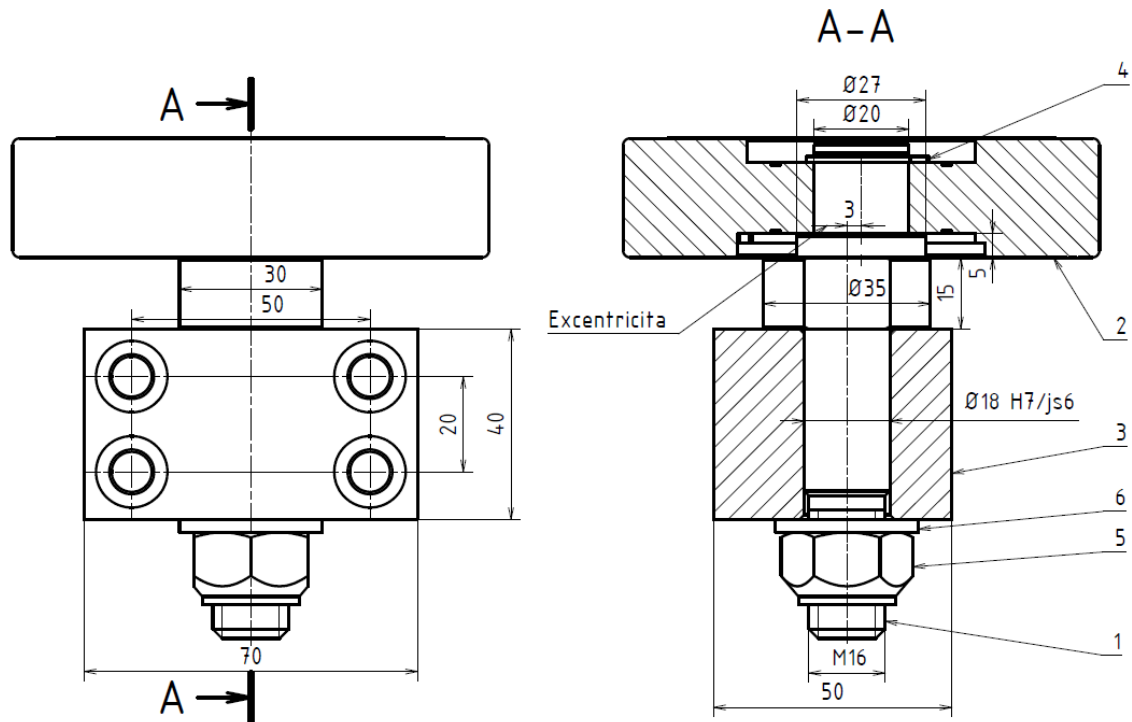
obr. 49.: Řešení bočního pevného čepu a rolny

Při výběru rolny bylo zřejmé, že rolna musí mít co největší průměr D s co nejmenším průměrem d , zatímco nosnost nás nezajímá, protože není primárním úkolem bočních roln přenášet zatížení. Volba padla na rolnu z tab. 2 s $D = 75 \text{ mm}$ a $d = 20 \text{ mm}$. Jejich umístění je vidět na obr. 50, kóty jsou vztaženy k vnějším hranám plechu se šrouby a výpalku.



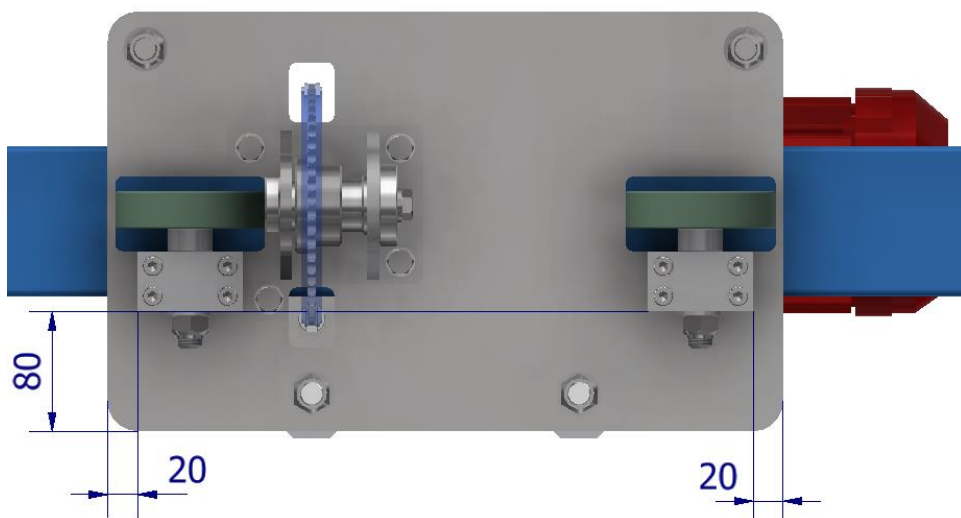
obr. 50.: Poloha bočních pevných čepů s rolnami

Pro druhý pár roln na excentrických čepech jsme navrhli podobné řešení, pouze s tím rozdílem, že excentrický čep bude procházet plechovým kvádrem, který je přišroubován k výpalku (obr. 51).



obr. 51.: Řešení bočního excentrického čepu a rolny; 1) excentrický čep, 2) rolna, 3) plechový kvádr, 4) pojistný kroužek, 5) samojistná matice, 6) podložka

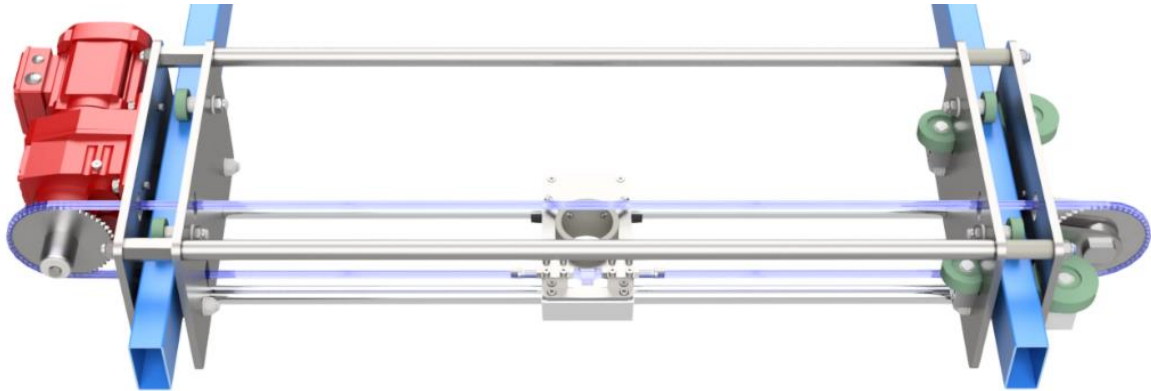
I v tomto případě jsme zvolili excentricitu 3 mm, vybraná rolna má velký průměr $D = 100 \text{ mm}$ a malý průměr $d = 20 \text{ mm}$. Volba takto velké rolny byla nezbytná z důvodu vzdálenosti čepu od profilu. Při montáži se nejprve přišroubují plechové kvádry k výpalku, do nich se poté umístí excentrický čep s rolnou. K vyosení jsou na čepu sražené dvě rovnoběžné plochy pro utahovací klíč $s = 30 \text{ mm}$. K zajištění polohy rolny vůči profilu slouží samojistná matice M16, kterou při vyosení utáhneme. Jak již bylo zmíněno výše, rolny se musely vyhnout volnému řetězovému kolu pohonu a byly umístěny na okraj výpalku, viz obr. 52



obr. 52.: Poloha bočních excentrických čepů s rolkami

3.5.5. Podoba konstrukce pro pohyb v osách X a Y

Na obr. 53 můžeme vidět navrženou podobu konstrukce pro pohyb v osách X a Y. Na konstrukci je umístěn pouze pohon pro osu Y, pohon pro osu X bude umístěn na konstrukci pro pohyb v ose Z, čímž se budeme zabývat v dalších částech práce. Mechanický rozsah pohybu konstrukce má v ose Y rozměr 980 mm (s gumovými nárazníky). V ose X je rozsah 1960 mm (s gumovými nárazníky). Po předání modelu k dohotovení elektroinženýrům budou krajní polohy určeny jejich nastavením vypínání elektromotorů.



obr. 53.: Celková podoba konstrukce pro pohyb v osách X a Y

3.6. Konstrukce pro pohyb v ose Z - 2.část

Jak bylo řečeno v kapitole 3.2, při konstrukci jsme postupovali od vnějšího základního rámu až k tiskací hlavě, což znamená, že některé rozměry a prvky jsme nemohli předvídat a tím pádem zkonstruovat. Nyní při znalosti výsledné podoby a rozměrů konstrukce pro pohon v osách X a Y již nyní můžeme upravit rozměry svařence rámu z kapitoly 3.4.1.

3.6.1. Rozměry rámu

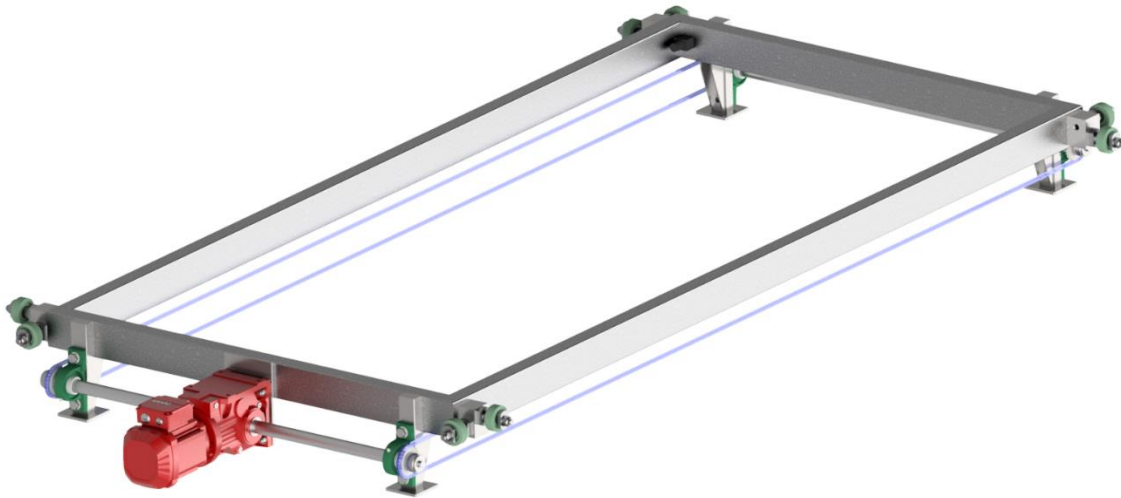
Jako první upravíme vnitřní rozměr šířky rámu v ose Y bude 1200 mm, jeho délka bude 2610 mm – jedná se o 2 m požadovaného rozsahu pracovního rozsahu a délka, kterou ubírá plechový výpalek s namontovaným elektromotorem. Do rohů rámu navíc musíme umístit gumové nárazníky pro utlumení případného dojezdu konstrukce na konec rámu. Čepy s rolnami zůstanou umístěny na stejných místech na kraji konstrukce, v dalších kapitolách se novým rozměrům uzpůsobí i základní rám.

3.6.2. Pohon v ose X

Pohon v ose X bude dle požadavků opět zajištěn asynchronním elektromotorem a řetězovou smyčkou. Řetěz zvolíme stejný jako v případě pohonu v ose Y - typ 06 B. Před výběrem elektromotoru a dalších komponent je nutné si ujasnit, jak bude rámcově vypadat konstrukce celého pohonu.

Elektromotor včetně pohonného řetězového ústrojí umístíme na vnější okraj konstrukce, čímž nebude zasahovat do pracovního prostoru zařízení. Vzhledem k podobě konstrukce pro pohyb v osách X a Y je žádoucí, aby pohon zajišťovaly dvě řetězové smyčky, každá na jedné straně (obr. 54), které budou zasahovat do pracovního prostoru co

nejméně. Umístit řetěz uprostřed konstrukce není možné z funkčních důvodů testovacího zařízení, a také by bylo velmi složité zkonstruovat napínací mechanismus řetězu.



obr. 54.: Pohled na pohon v ose X

3.6.2.1. Výběr řetězového kola

Jak je vidět z obr. 54., výběr řetězového kola byl o výběru co nejmenšího možného kola, aby se nevětšovaly zástavbové rozměry konstrukce. Současně jsme museli vybrat takové kolo, aby chod pohonu byl dostatečně plynulý. To jsou ovšem dva protichůdné požadavky, kompromisním řešením jsme vybrali řetězové kolo s 27 zuby, které má roztečný průměr $D_{kx} = 82,02 \text{ mm}$. Počet zubů je lichý a dělitelný třemi, chod by měl být hladký a průměr kola je dostatečný pro přivaření kola na náboj pro těsné pero. [11]

3.6.2.2. Volba elektromotoru

Stejně jako v předchozím případě jsme vybrali třífázový asynchronní elektromotor se 4 póly. Frekvence napětí na tomto motoru bude také řízena frekvenčním měničem, čímž se zajistí synchronizace rychlosti pohybu s prvním elektromotorem, a na přání zákazníka vybíráme elektromotor s výkonem větším než 0,5 kW. Pro pohon dvou řetězových smyček jsme jako nejvhodnější řešení vybírali z elektromotorů s kuželovou převodovkou, v montážním provedení patkovém s dutým hřídelem od společnosti SEW-EURODRIVE, který zajistí rovnoměrný přenos krouticího momentu přes obě smyčky.

K výběru vhodného elektromotoru potřebujeme znát jeho základní parametry. Pro výpočet krouticího momentu dle (2) musíme nejprve znát celkovou sílu. Předpokládané zatížení od odporu proti vedení hadice je 500 N.

Při tažení na řetězu musíme vypočítat velikost valivého tření od hmotnosti konstrukce (sílu nutnou k jeho překonání) mezi rolnami a povrchem obdélníkového profilu rámu. Pro tento výpočet dosadíme známé hodnoty do vztahu (23), kde člen F_N je normálová síla od zatížení rovná 1236 N, člen R je poloměr valeného tělesa (v našem případě rolna o průměru

50 mm) a ξ je součinitel valivého tření. Ten má pro dvojici materiálů ocel – polymer hodnotu 0,002: [17]

$$F_t = \xi * \frac{F_N}{R} \quad (23)$$

$$F_t = 0,002 * \frac{1236}{\frac{0,05}{2}} = 98,9 \text{ N} \quad (24)$$

Rameno krouticího momentu je poloměr roztečné kružnice řetězového kola – $r = 0,041 \text{ mm}$.

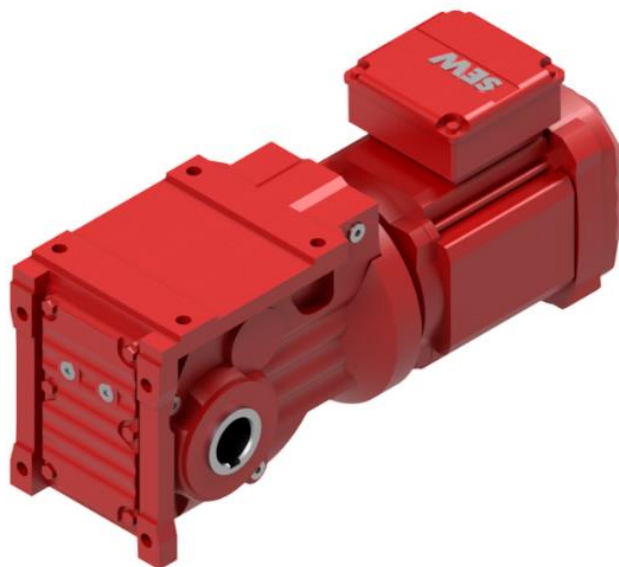
Dosazení do vzorce (2) a výpočet potřebného krouticího momentu vypadá následovně:

$$M_{kX} = 0,041 * [98,9 + (50 * 9,81)] = 24,2 \text{ N} * m \quad (25)$$

Požadovaná rychlost pohybu konstrukce ve směru osy X má být $v_x = 50 \div 150 \text{ mm} * s^{-1}$, když předpokládáme ovládání elektromotoru pomocí frekvenčního měniče v rozmezí 25 \div 70 Hz. To znamená, že pro výpočet budeme uvažovat standartní režim provozu 50 Hz, při kterém se konstrukce pohybuje rychlostí $100 \text{ mm} * s^{-1}$. Dosadíme do vztahu (4):

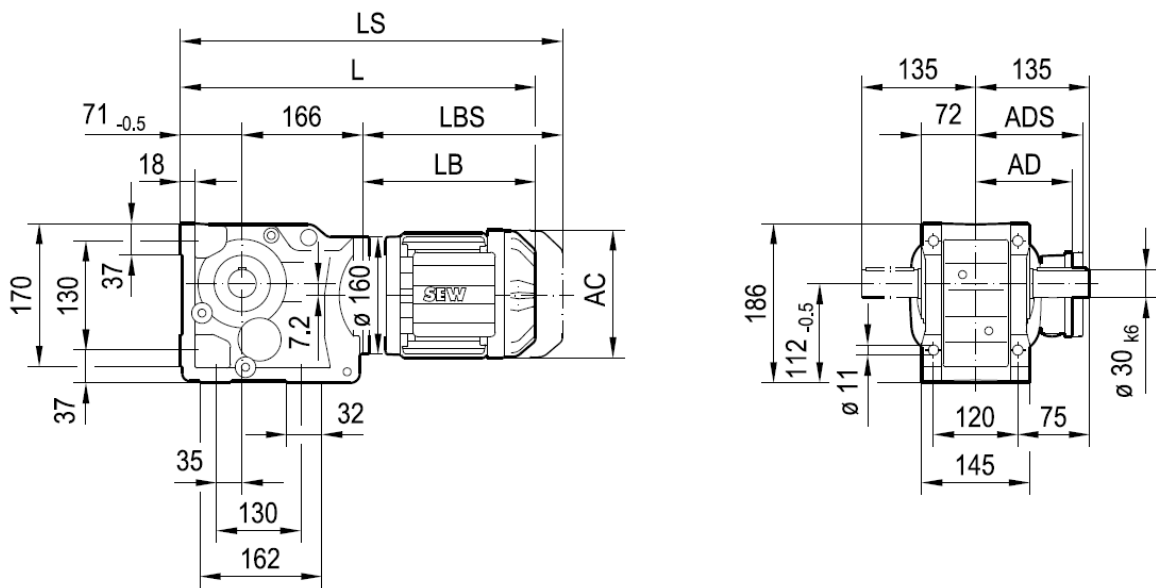
$$n_x = \frac{100 * 60}{\pi * 82,02} = 23,29 \text{ min}^{-1} \quad (26)$$

Na základě vypočtených hodnot a vybraných parametrů jsme zvolili v online konfigurátoru společnosti SEW-EURODRIVE třífázový asynchronní elektromotor s kuželovou převodovkou K, který má označení KA47BDRN80MK4. Jeho podobu a připojovací rozměry můžeme vidět na obr. 55, obr. 56 a obr. 57. Další důležité parametry uvedeny v tab. 8.



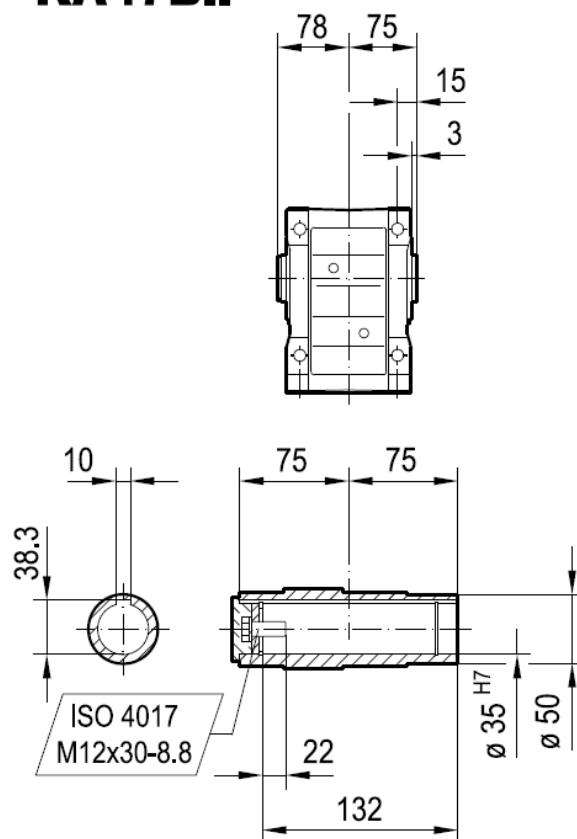
obr. 55.: Asynchronní elektromotor KA47BDRN80MK4 [13]

K47..



obr. 56.: Připojovací rozměry asynchronního elektromotoru KA47BDRN80MK4 [13]

KA47B..



obr. 57.: Připojovací rozměry asynchronního elektromotoru KA47BDRN80MK4 [13]

tab. 8.: Parametry asynchronního elektromotoru KA47BDRN80MK4 [13]

Produktová data	
Jmenovité otáčky motoru [1/min]	1435
Výstupní otáčky [1/min]	25
Převodový poměr celkově	56,83
Výstupní krouticí moment [Nm]	205
Provozní faktor SEW-FB	1,90
Typ konstrukce	M3AB
Vrchní nátěr dle RAL	7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříňe [°]	90
Kabelový přívod/poloha konektoru	3
Dutý hřídel [mm]	35
Povolená výstupní radiální síla při n=1400 [N]	7390
Množství maziva 1. převodovka [Litr]	1,5
Výkon motoru [kW]	0,55
Doba zapnutí	S1-100%
Třída účinnosti	IE3
Účinnost (50/75/100% Pn) [%]	78,55 / 81 / 80,8
Značka CE	ano
Napětí motoru [V]	230/400
Schéma zapojení	R13
Frekvence [Hz]	50
Jmenovitý proud [A]	2,25 / 1,29
Cos ϕ	0,75
Tepelná třída	155(F)
Krytí motoru	IP55
Konstrukční předpis	IEC
Moment setrvačnosti motoru [10^{-4} kgm ²]	17,06
Hmotnost netto [Kg]	28

Po dosažení do (1) dostaneme potřebný výkon elektromotoru, který porovnáme s výkonem vybraného elektromotoru:

$$P_{MX} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 24,2 \cdot 25}{60 \cdot 0,96} = 66 \text{ W} \quad (27)$$

Zvolený elektromotor má parametry vysoce převyšující vypočtené potřebné hodnoty, jeho výkon i výstupní krouticí moment jsou více než 8x větší, než jsou potřebné parametry pro aplikaci. Tento motor je vybrán na základě požadavků zákazníka.

3.6.2.3. Kontrola řetězu na přetržení

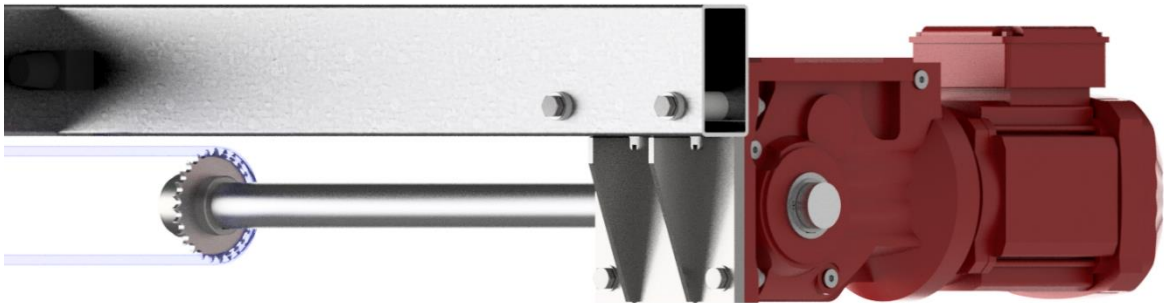
Stejně jako v kapitole 3.5.3.3 musíme nyní provést kontrolu válečkového řetězu 06 B na přetržení pro krajní provozní stav vybraného elektromotoru. Síla potřebná pro přetržení řetězu je 8 900 N, výstupní krouticí moment elektromotoru je 205 Nm a rameno je polovina roztečného průměru vybraného řetězového kola. Dosažením do vztahu (7) získáme výslednou sílu:

$$F_{vX} = \frac{205}{\frac{0,08202}{2}} = 4998,78 \text{ N} - \text{vyhovuje} \quad (28)$$

Zvolený válečkový řetěz 06 B bezpečně vyhověl.

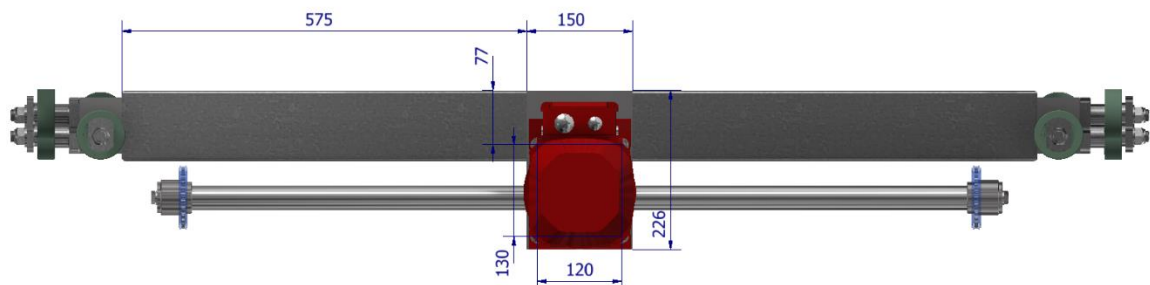
3.6.2.4. Uchycení pohonu

Pohon řetězových smyček bude zajišťovat hřídel procházející dutým hřídelem převodovky elektromotoru, je proto logické umístit elektromotor uprostřed. Pro jeho uchycení přivaříme 10 mm plech na vnější stranu rámu z obdélníkových profilů. Aby bylo uchycení tohoto základního plechu dostatečně tuhé a odolalo váze, vyztužíme jej na krajích dvěma žebry trojúhelníkového tvaru z 5 mm plechu (obr. 58). Pro přesné umístění při svařování jsou v základním plechu vyfrézovány dvě drážky, do kterých žebra zapadnou. Elektromotor musíme uchytit přes jeho boční patky s otvory pro šrouby. Z připojovacích rozměrů z obr. 56 vidíme, že otvory mají průměr 11 mm, tudíž pro upevnění elektromotoru použijeme šrouby M10.



obr. 58.: Pohled na uchycení elektromotoru

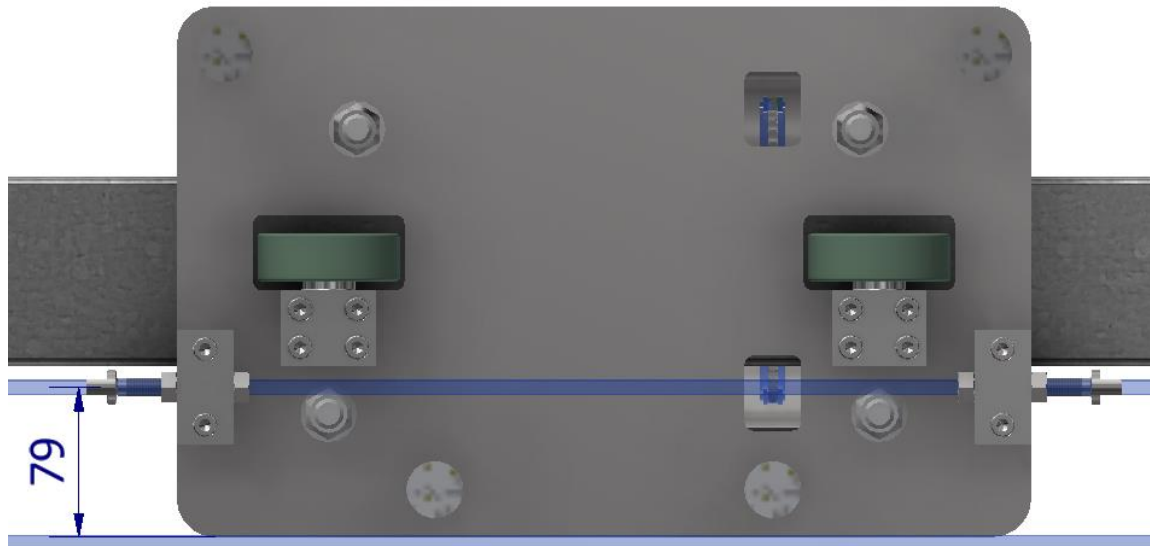
Přesnou polohu elektromotoru určíme dle požadované polohy řetězových smyček (obr. 59). Horní větev umístíme co nejbližší rámu, mezi řetězem a obdélníkovým profilem necháme mezeru alespoň 5 mm. Tato poloha znamená, že musíme skrz obdélníkový profil provařit dvě trubky pro horní šrouby. Použijeme šrouby se šestihrannou hlavou a samojistné matice.



obr. 59.: Připojovací rozměry elektromotoru na konstrukci

Horní větev smyčky bude rozpojená a její konce budou napojeny na napínací mechanismu. Pro napínání využijeme napínací šroub se stejnou podobou, jako je obr. 30., a dvě šestihranné matice. Mechanismus umístíme na vnitřní stranu konstrukce pro pohyb

v osách X a Y (obr. 60). Napínací šroub M10 je umístěn v otvoru s průměrem 11 mm v plechovém kvádru o rozměrech 60 x 30 x 30 mm. Ten je k výpalku přišroubován dvěma šrouby M8 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem. Samotný napínací šroub má délku 70 mm, poskytuje tedy možnost napnutí řetězu na obou stranách o více než dvě rozteče zvoleného válečkového řetězu 06 B ($P = 9,525 \text{ mm}$). Pro potřebné napnutí řetězu je třeba nejprve povolit první matici a utahováním druhé napínat řetěz. Šroub se během napínání nesmí protočit.



obr. 60.: Napínací mechanismus válečkového řetězu na konstrukci

Stejný mechanismus se nachází i na druhé straně konstrukce. Z tohoto pohledu lze vidět, že rozpojení dolní větve nebylo konstrukčně možné uskutečnit, protože horní větev by neměla kudy procházet. Takto je dolní větev pouze několik milimetrů pod úrovní spodní hrany desky a nezmenšuje pracovní prostor.

Po vyřešení napínacího mechanismu známe vzdálenost, jakou mezi sebou budou mít řetězová kola na hřídeli – 1 126 mm. S touto znalostí můžeme zkonstruovat hřídel elektromotoru. Z připojovacích rozměrů elektromotoru (obr. 57) víme, že hřídel v místě průchodu převodovkou má průměr 35 mm. Krouticí moment se přenáší těsným perem, drážka pro něj je již připravena od výrobce elektromotoru. Při výpočtu délky pera a volbě dovoleného zatížení vycházíme ze vzorce (29) (dle [18]):

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d_h \cdot l_a \cdot h} < p_D \quad (29)$$

Ze vzorce (29) odvodíme výpočet pro minimální činnou délku pera l_a :

$$l_a = \frac{4 \cdot M_k}{d_h \cdot p_D \cdot h} \quad (30)$$

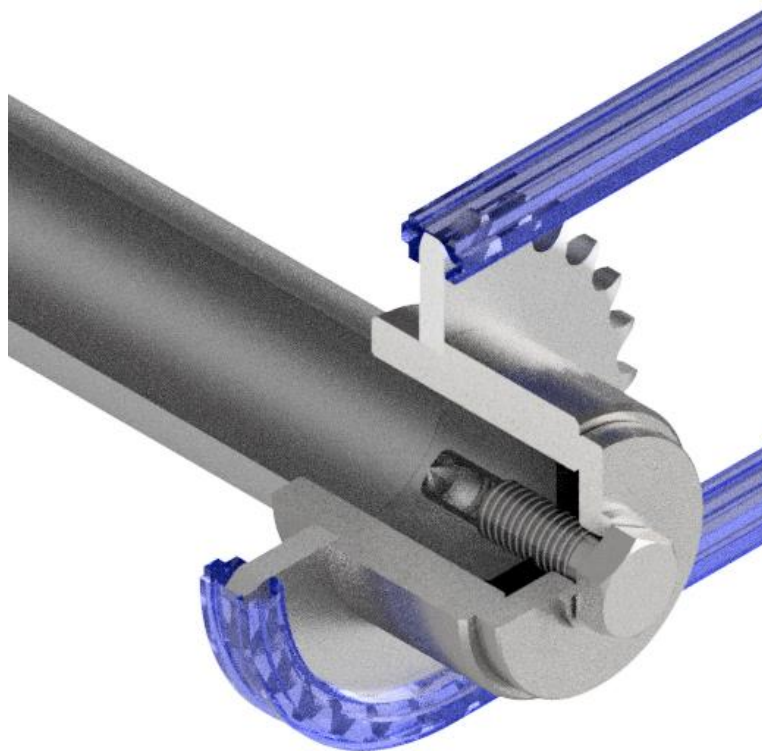
Celkovou délku pera poté dostaneme přičtením šířky pera k činné délce. Pro těsné pero volím $p_D = 110 \text{ MPa}$. Hodnota krouticího momentu je rovná maximální hodnotě elektromotoru, rozměry pera jsou dle strojnických tabulek: [10] [18]

$$l_a = \frac{4 \cdot 205}{0,035 \cdot 110 \cdot 10^6 \cdot 0,008} = 0,027 \text{ m} \rightarrow 27 \text{ mm} \quad (31)$$

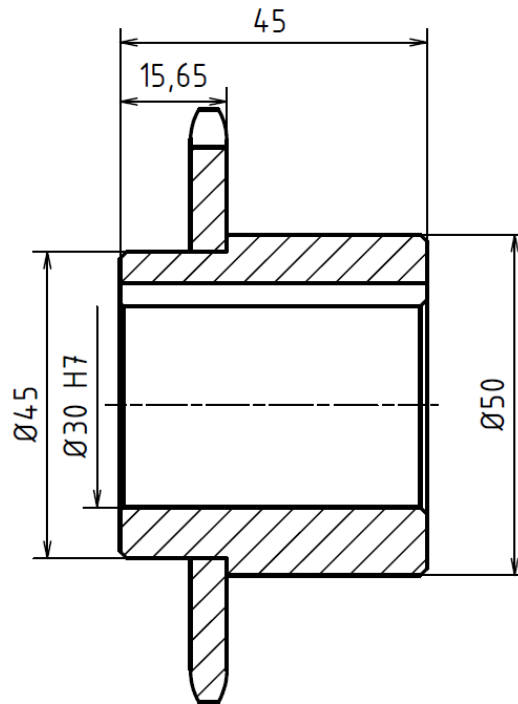
Toto je minimální délka pera, jeho šířka pro průměr hřídele 35 mm je 10 mm, proto volím pero 10e7 x 8 x 50 ČSN 02 2562.

Na poradě bylo dohodnuto, že poloha hřídele v elektromotoru bude zajištěna dvěma pojistnými kroužky na hřídeli, z každé strany výstupu hřídele, tudíž je třeba na hřídeli vysoustružit příčné drážky.

Řetězová kola budou umístěna na nábojích s drážkou pro pero. Stejně jako v kapitole 3.5.3.6 bude řetězové kolo navařeno na připravený náboj vyrobený z trubky o rozměrech 50 x 10 mm. O axiální pojištění se bude starat pojistná deska a šestihřanný šroub M10, který bude zašroubován do závitové díry v hřídeli (obr. 61 a obr. 62). Konec hřídele obrobíme v požadované délce na průměr 30 mm s tolerancí k7, čímž se na hřídeli vytvoří osazení, o které se náboj na hřídeli opře. Náboj kola má vnitřní průměr 30 mm s tolerancí H7. Mezi koncem hřídele a pojistnou deskou je mezera, která při utahování šroubu zajistí dosednutí, a tak i přesnou axiální polohu náboje na hřídeli.



obr. 61.: Náboj řetězového kola na konci hřídele



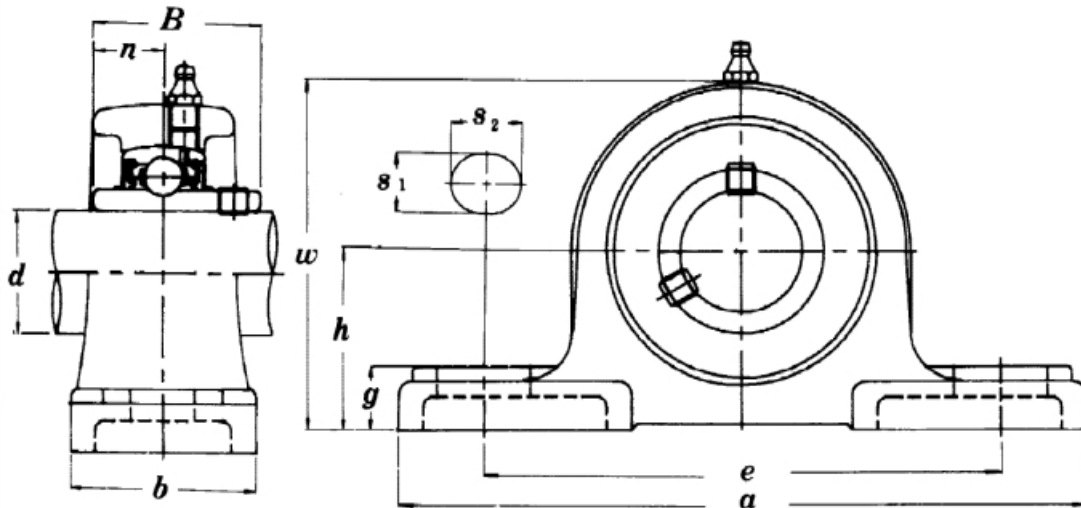
obr. 62.: Řez nábojem řetězového kola

Potřebnou délku pera vypočítáme dosazením do vztahu (30). Uvažujeme, že krouticí moment se rozdělí do obou řetězových smyček rovnoměrně, rozměry těsného pera volíme pro průměr hřídele 30 mm:

$$l_a = \frac{2 \cdot 205}{0,03 \cdot 110 \cdot 10^6 \cdot 0,007} = 0,018 \text{ m} \rightarrow 18 \text{ mm} \quad (32)$$

Na základě tohoto výpočtu volím pod náboje pero 8e7 x 7 x 28 ČSN 02 2562.

Nyní je potřeba vyřešit uložení hřídele. Při takto navrženém pohonu by byl ohybový moment na hřídeli příliš veliký. Průhyb v místě řetězového kola by znemožňoval provoz – řetězové převody musí být nastaveny velmi přesně, jinak se velmi rychle opotřebují a ničí řetězová kola. Řešením je hřídel uložit ve dvou místech – co nejbližší nábojům řetězových kol. K tomu nám poslouží ložiskové komplety UCP (obr. 63), což jsou utěsněná kuličková ložiska v litinových domcích. Výhodou těchto komponent je výkyvné uložení ložiska, které dokáže vyrovnávat nesouosost uložení. Poloha hřídele se v kompletu zaaretuje pomocí fixačního šroubu. Tímto řešením by měl být ohybový moment přenášený na převodovku zredukován na minimum a průhyb hřídele pod nábojem zanedbatelný. [8]



obr. 63.: Ložiskový komplet UCP [8]

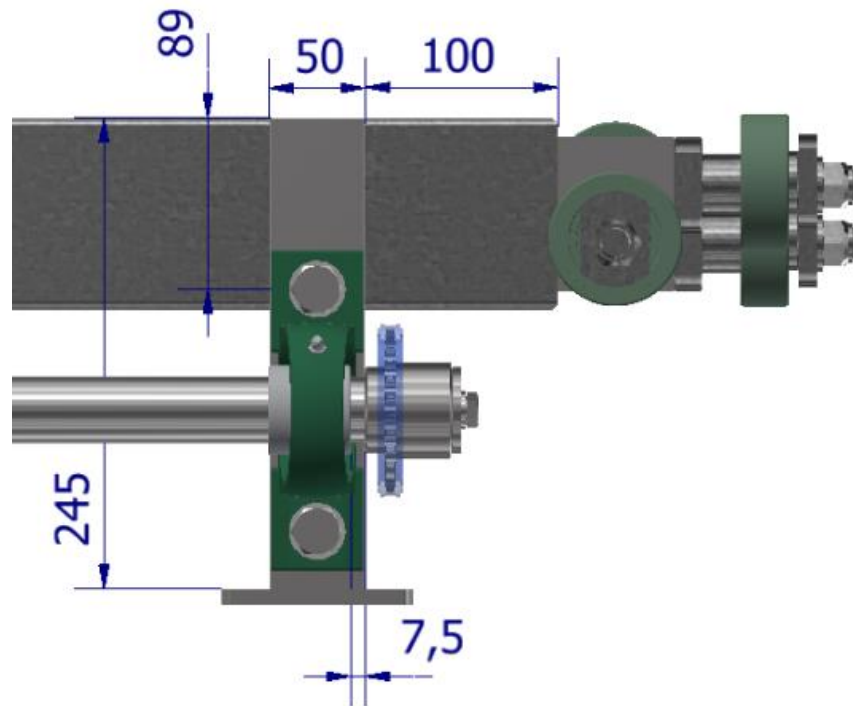
Ložiskové komplety vybereme z tab. 9 podle průměru hřídele. Pro průměr hřídele je určen typ UCP 207.

tab. 9.: Rozměry ložiskových kompletů UCP [8]

Unit No.	Dimensions mm											Bearing No.	Housing No.	Weight (kg)	
	d	h	a	e	b	s1	s2	g	w	t	B				n
UCP201	12	30.2	127	95	38	13	19	14	62	44.5	31	12.7	UC201	P203	0.69
UCP202	15	30.2	127	95	38	13	19	14	62	44.5	31	12.7	UC202	P203	0.69
UCP203	17	30.2	127	95	38	13	19	14	62	44.5	31	12.7	UC203	P203	0.68
UCP204	20	33.3	127	95	38	13	19	15	71	48	34.1	14.3	UC204	P204	0.66
UCP205	25	36.5	140	105	38	13	19	15	71	48	34.1	14.3	UC205	P205	0.81
UCP206	30	42.9	165	121	48	17	20	17	84	53	38.1	15.9	UC206	P206	1.24
UCP207	35	47.6	167	127	48	17	20	18	93	59.5	42.9	17.5	UC207	P207	1.58
UCP208	40	49.2	184	137	54	17	20	18	100	69	49.2	19	UC208	P208	1.89
UCP209	45	54.0	190	146	54	17	20	20	106	69	49.2	19	UC209	P209	2.14
UCP210	50	57.2	200	159	60	20	23	21	113	74.5	51.6	19	UC210	P210	2.66
UCP211	55	63.5	219	171	60	20	23	23	125	76	55.6	22.2	UC211	P211	3.31
UCP212	60	69.8	241	184	70	20	23	25	138	89	65.1	25.4	UC212	P212	4.90
UCP213	65	76.2	265	203	70	25	28	27	150	89	65.1	25.4	UC213	P213	5.15
UCP214	70	79.4	266	210	72	25	28	27	156		74.6	30.2	UC214	P214	6.20
UCP215	75	82.6	275	217	74	25	28	28	162		77.8	33.3	UC215	P215	7.16
UCP216	80	88.9	292	232	78	25	28	30	174		82.6	33.3	UC216	P216	8.10
UCP217	85	95.2	310	247	83	25	28	32	185		85.7	34.1	UC217	P217	9.81
UCP218	90	101.6	327	262	88	27	30	33	198		96	39.7	UC218	P218	11.96

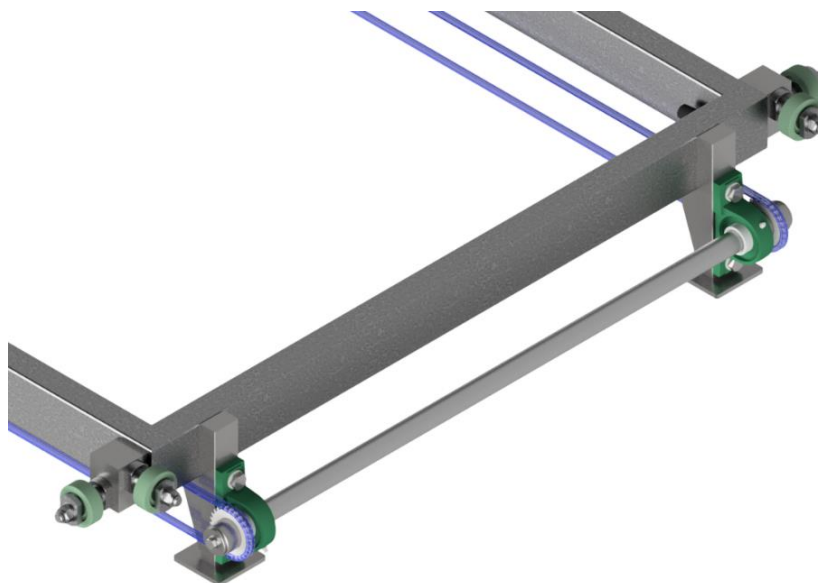
Aby bylo možné ložiskové domky přišroubovat v požadované poloze, je třeba nejdříve k rámu přivařit další plechové kvádry. UCP 207 má rozměr h rovný 47,6 mm, vzdálenost osy hřídele od povrchu rámu je 81 mm (ve směru osy X). To znamená, že plech, na kterém bude přišroubován ložiskový komplet, musí být tlustý 33,4 mm. Plech musí být opět vyztužený žebry. Pro přišroubování vyvrtáme do plechu závitové díry M16, protože šířka drážky pro šrouby je v domku 17 mm. Drážka nám zároveň dává možnost komplet

nastavit do přesné výšky. Podoba uložení hřídele v ložiskovém kompletu je vidět na obr. 64, kde je v detailu pouze na jedné straně hřídele, řešení je zrcadlově stejné i na druhé straně. Funkci čtvercového plechu, který je přivařený na spodní straně kvádru, vysvětlí další kapitoly.



obr. 64.: Hřídel v ložiskovém kompletu

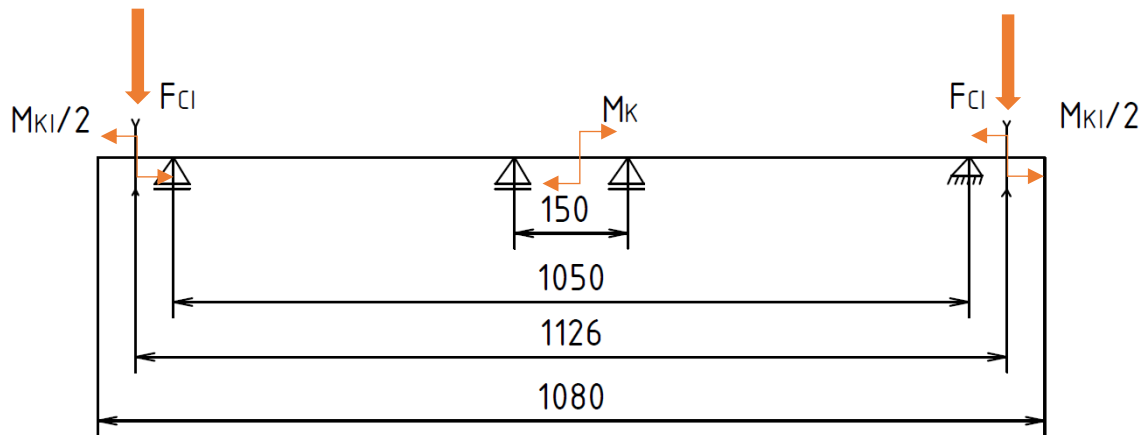
Na opačné straně konstrukce, kde není elektromotor, jsme se rozhodli pro stejné řešení, kdy volná hřídel bude také uložena v ložiskových kompletech. Tudiž náboje řetězových kol budou shodné, pouze na hřídeli nebudou drážky pro pojistné kroužky u elektromotoru (obr. 65).



obr. 65.: Pohled na volnou hřídel

3.6.2.5. Pevnostní kontrola hřídele elektromotoru – statická bezpečnost

Pro statickou kontrolu hřídele využijeme výpočtový modul v softwaru Autodesk Inventor. K tomu musíme znát vzdálenosti a síly působící na hřídel. Schematicky zobrazíme hřídel takto (obr. 66). Dvě podpory uprostřed se vzdáleností 150 mm představují uložení hřídele v převodovce elektromotoru, osová vzdálenost ložisek je 1 050 mm, vzdálenost os řetězů je 1 126 mm a celková délka hřídele je 1 180 mm. Při zadávání do výpočtového modulu zohledňujeme i měnící se průměr hřídele.



obr. 66.: Schéma hřídele elektromotoru

Výpočetní krouticí moment je vypočítaný v rovnici (25), celková síla F_{CI} je rovna předpokládanému zatížení od předeprnutí řetězu 250 N v každé větvi a síle od přidané zátěže 50 kg, která se rozdělí mezi obě řetězová kola.

Hodnoty zatížení hřídele elektromotoru:

$$M_{KX} = 24,2 \text{ Nm}$$

$$F_{CI} = 750 \text{ N}$$

Pro výpočet uvažujeme modul pružnosti v tahu $E = 206\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, modul pružnosti v tlaku $G = 80\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a hustotu materiálu $\rho = 7860 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

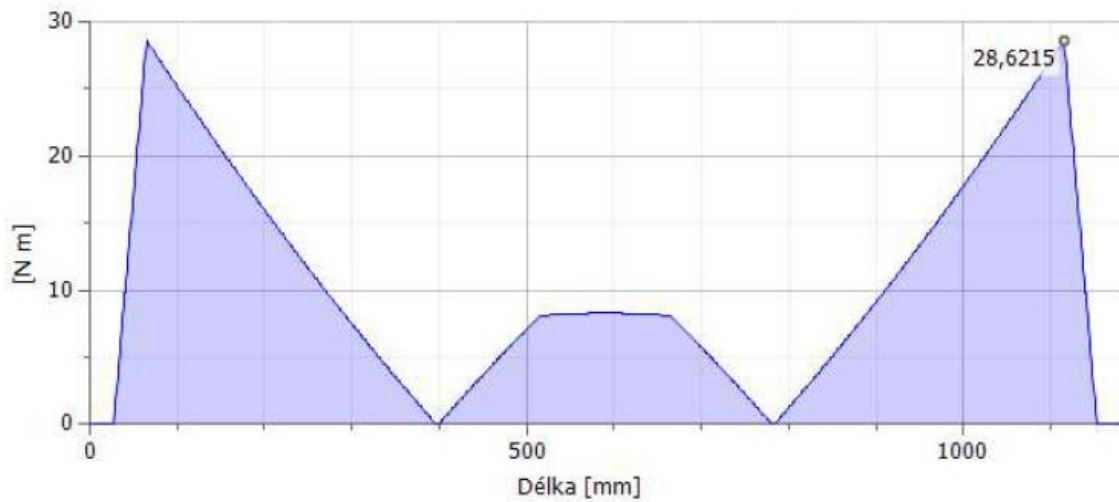
Výsledné vypočtené hodnoty jsou v tab. 10, pro dovolené napětí vybírám dle [18] hodnotu $\sigma_D = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

tab. 10.: Výsledky výpočtů hřídele elektromotoru

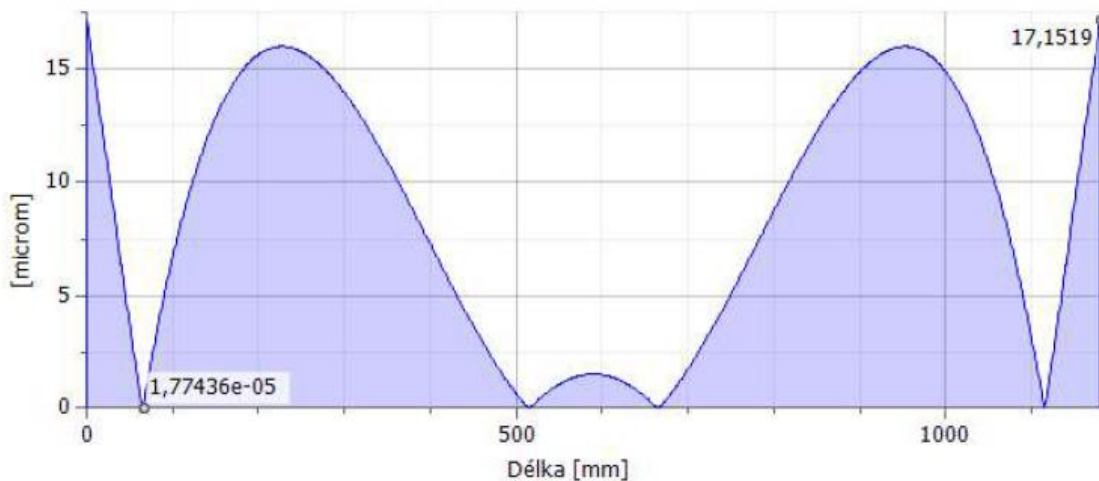
Maximální napětí v ohybu	σ_B	6,800 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	1,064 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	2,264 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	7,360 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	17,152 microm

Vypočtené redukované napětí σ_{red} je menší než napětí dovolené, hřídel vyhovuje.

Grafická podoba průběhu momentu a průhybu hřídele je zobrazena v grafech na obr. 67 a obr. 68.



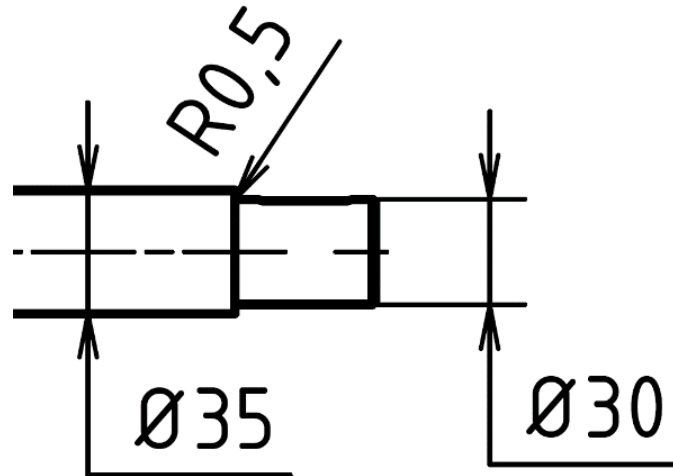
obr. 67.: Průběh ohybového momentu na hřídeli elektromotoru



obr. 68.: Průhyb hřídele elektromotoru

3.6.2.6. Pevnostní kontrola hřídele elektromotoru – dynamická bezpečnost

Hřídel je namáhána proměnlivým zatížením, a tudíž se musí provést kontrola dynamické bezpečnosti. Jde o kontrolu kritických míst (vrubů). Vrubů je na hřídeli více, zvolím si proto na hřídeli místo, které je nejvíce namáhané – zkontroluji osazení hřídele (obr. 69), přechod z průměru 35 mm na 30 mm.



obr. 69.: Kontrolované místo na hřídeli

Zvolím minimální dynamickou bezpečnost dle [18] $k_{Dmin} = 1,5$. Materiál hřídele uvažuji ocel 11 600 s hodnotami pevnosti v tahu $R_m = 590 \text{ MPa}$ a mezí kluzu $R_e = 325 \text{ MPa}$ dle [19]. Maximální sílu bereme $F_{Cl} = 750 \text{ N}$, vzdálenost osy kola od místa vrubu je 13 mm. Krouticí moment je 12,1 Nm.

Ze strojnických tabulek [10] zvolím součinitel velikosti součásti $\varepsilon_{vo} = 0,9$, součinitel povrchu součásti $\eta_{po} = 0,8$ a součinitel vrubu $\beta_o = 2,5$. Výpočty jsou provedeny dle [18], uvažujeme zatížení v podobě stálého krutu a střídavého ohybu.

Nejprve provedeme výpočet dynamické bezpečnosti v ohybu v kontrolovaném místě.

Meze únavy:

$$\sigma_{0c(-1)} = 0,43 * R_m = 0,43 * 590 = 253,7 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (33)$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{0c(-1)} * \frac{\varepsilon_{vo} * \eta_{po}}{\beta_o} = 253,7 * \frac{0,8 * 0,9}{2,5} = 73,1 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (34)$$

Ohybový moment a napětí v ohybu:

$$M_o = F_{Cl} * l = 750 * 13 = 9750 \text{ N} * \text{mm} \quad (35)$$

$$W_o = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (36)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 * M_o}{\pi * d^3} = \frac{32 * 9750}{\pi * 30^3} = 3,7 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (37)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu:

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^*}{\sigma_o} = \frac{73,1}{3,7} = 19,7 \quad (38)$$

Další následuje výpočet statické bezpečnosti v krutu v kontrolovaném místě.

Výpočet napětí v krutu:

$$W_k = \frac{\pi * d^3}{16} \quad (39)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 * M_k}{\pi * d_f^3} = \frac{16 * 12100}{\pi * 30^3} = 2,3 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (40)$$

$$R_{ek} = 0,58 * R_e = 0,58 * 325 = 188,5 \text{ N} * \text{mm}^{-2} \quad (41)$$

Statická bezpečnost v krutu:

$$k_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{188,5}{2,3} = 81,9 \quad (42)$$

Celkovou dynamickou bezpečnost hřídele v místě vrubu spočítáme následovně:

$$k_d = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{19,7^2} + \frac{1}{81,9^2}}} = 19,2 \quad (43)$$

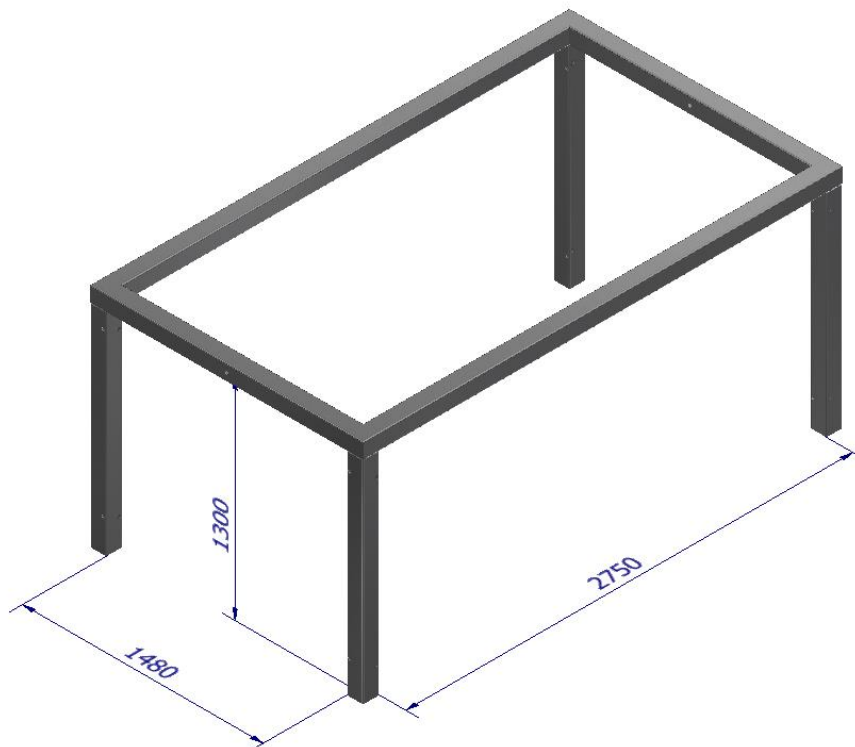
Výsledná dynamická bezpečnost hřídele elektromotoru vyhovuje. Hřídel na opačné straně má stejnou konstrukci a nepřenáší žádný krouticí moment – jeho zatížení je menší než u zde zkontrolovaného hřídele, a tudíž není třeba provádět pevnostní kontroly.

3.7. Základní rám – 2. část

Konstrukce zajišťující pohyb je hotová, nyní je třeba uzpůsobit jejím rozměrům základní rám, opatřit ho pohonem v ose Z a zajistit dostatečnou bezpečnost zařízení.

3.7.1. Svařenec základního rámu

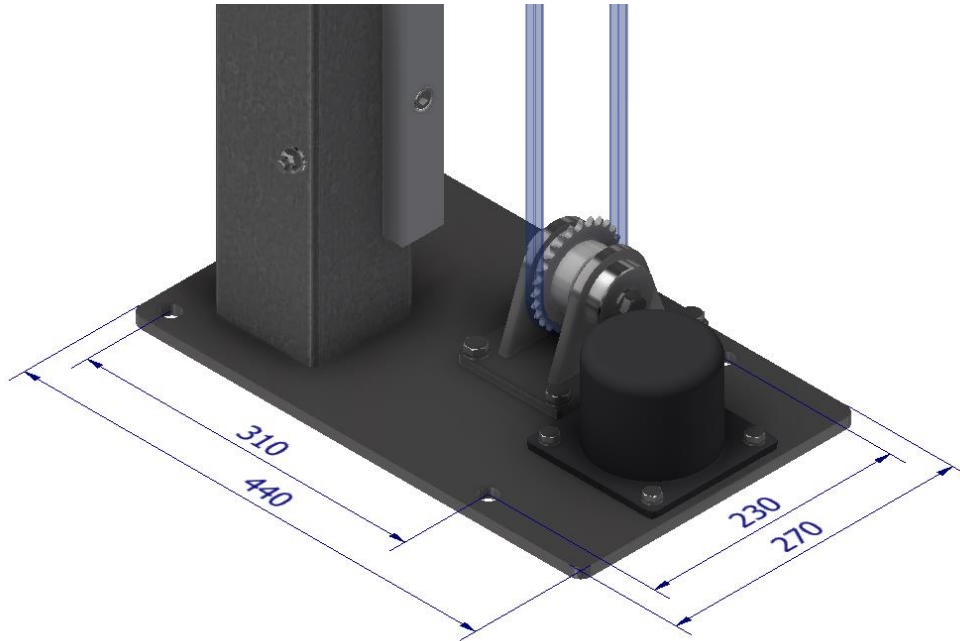
U svařence základního rámu upravíme rozměry, jeho finální podoba je obr. 70.



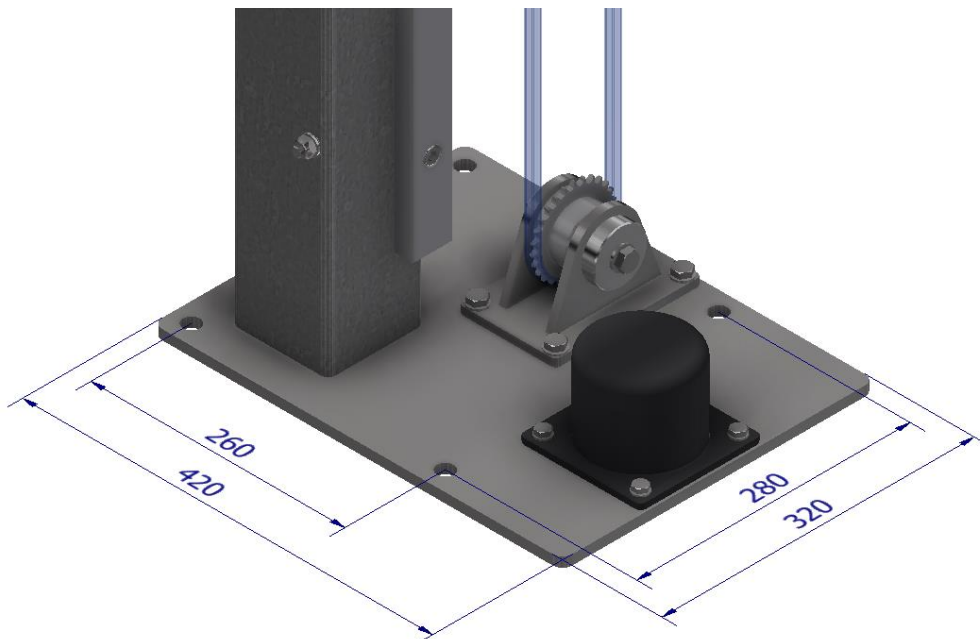
obr. 70.: Konečné rozměry základního rámu

3.7.2. Uchycení k zemi

Primární funkce patek navržených v kapitole 3.3.2 zůstává stejná – uchycení zařízení k zemi pomocí šroubů M16. Zvětšily se pouze rozměry patek a nyní slouží také k uchycení řetězových kol pohonu v ose Z a jsou na nich umístěny gumové nárazníky pro pohlcení energie konstrukce při pádu. Díky tomu, že řetězové smyčky pohonu neleží v jedné rovině, byly navrženy patky dvou velikostí - obr. 71 a obr. 72.



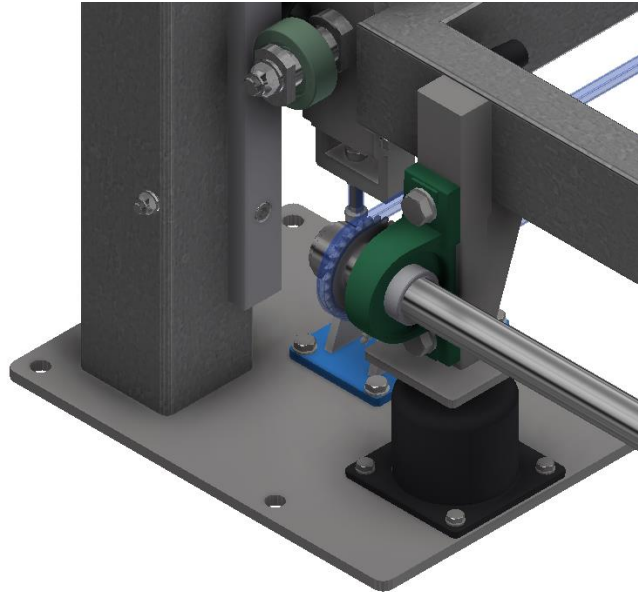
obr. 71.: První verze patky



obr. 72.: Druhá verze patky

Gumové nárazníky mají za účel minimalizovat škody v případě nekontrolovaného pádu konstrukce z větší výšky. Jejich poloha na patkách se nachází přímo pod plechovými

kvádry pro ložiskové komplety UCP z kapitoly 3.6.2.4. Jsou na nich navařeny ze spodní strany čtvercové plechy pro rozložení váhy na celý nárazník obr. 73.



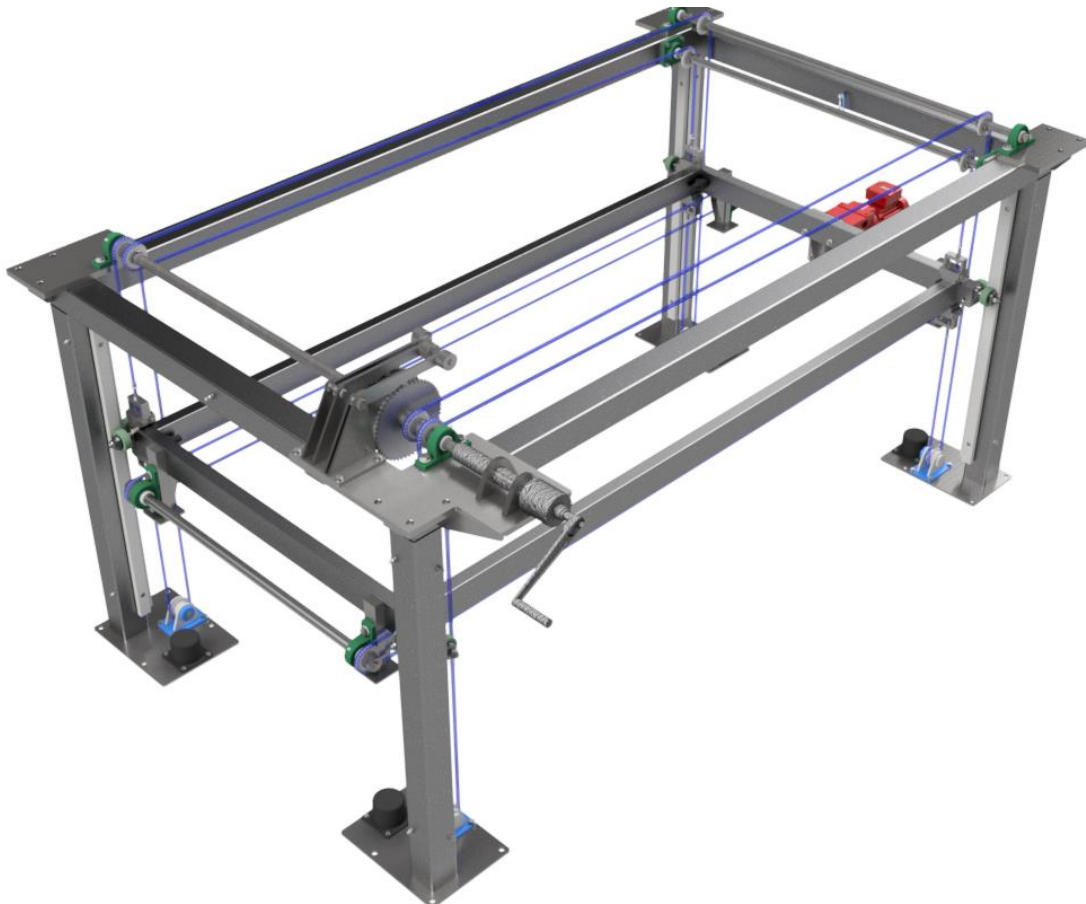
obr. 73.: Konstrukce při do sedu na gumový nárazník

3.7.3. Vodicí lišty

Díky tomu, že se zvětšily rozměry základního rámu, je třeba prodloužit také vodicí lišty pro pojezd v ose Z. Celková délka lišt je navržena na 1 200 mm. Podoba lišt i uchycení zůstávají stejné.

3.7.4. Pohon v ose Z

Vertikální poloha konstrukce s tiskací hlavou bude nastavována ručně pomocí řetězových kol a ručního pohonu. Výška tisknuté vrstvy bude nastavena přesně pomocí rohatky a západky, které se postarají také o zajištění polohy. Na hnací hřídeli s ručním pohonem se budou řetězy pohybovat na duplexních kolech, která se postarají o rovnoměrné zvedání konstrukce ve všech čtyřech rozích najednou. Řetězové smyčky budou stejně jako u pohonů v osách X a Y rozpojené, připojené pomocí napínacího mechanismu na konstrukci pro pohyb v ose Z (obr. 74). Tento navržený pohon dává konstrukci možnost pohybu v ose Z až do 900 mm.

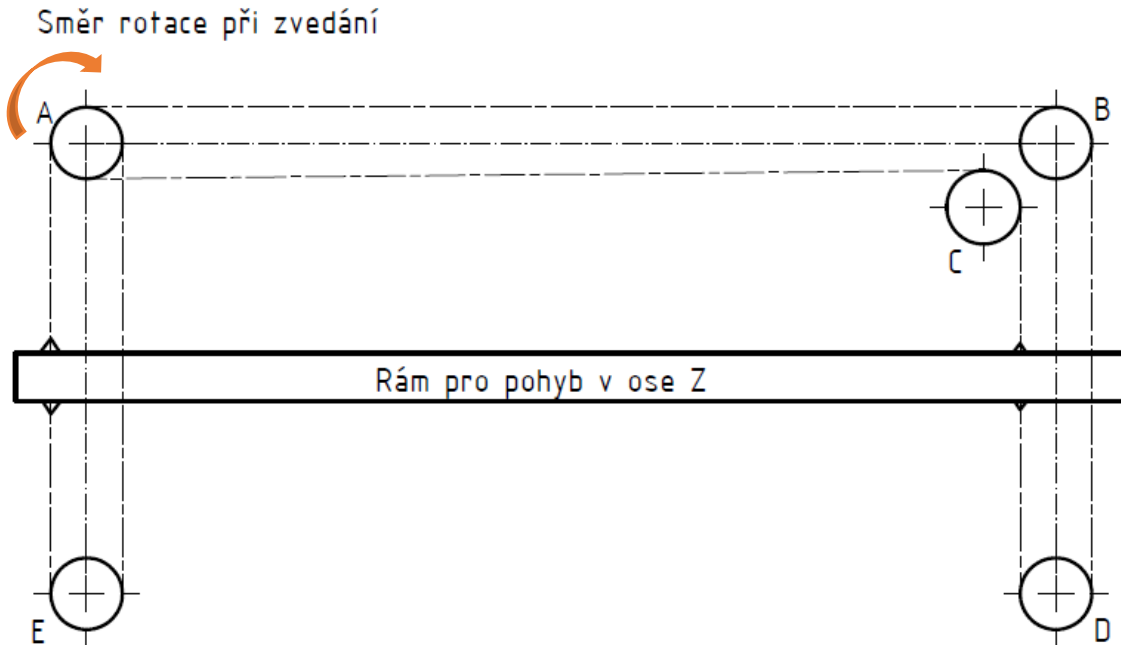


obr. 74.: Pohon v ose Z

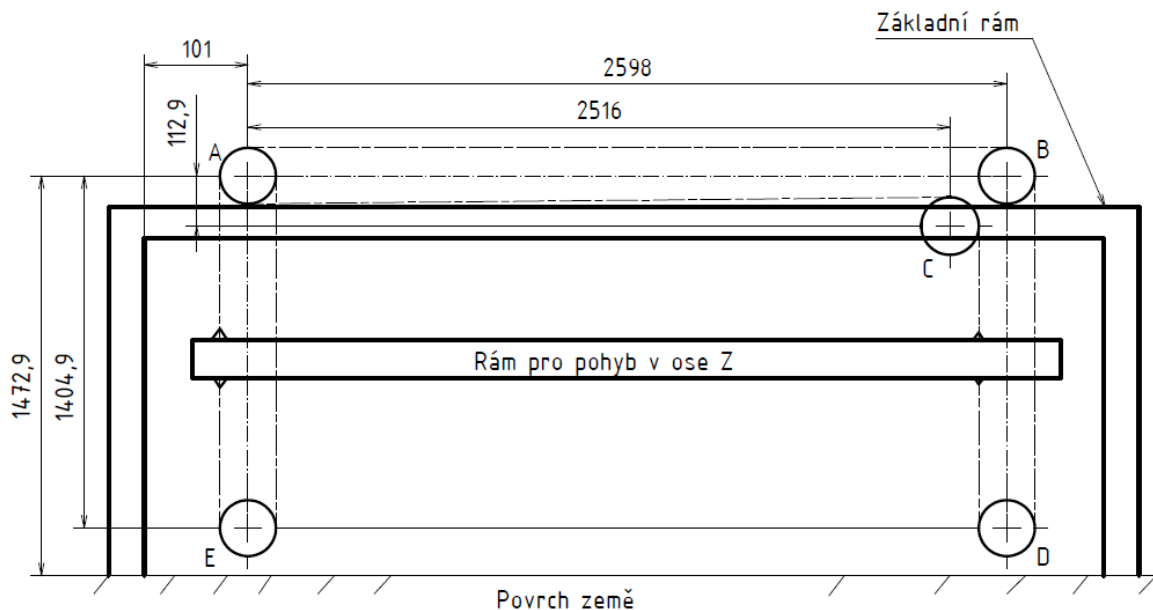
3.7.4.1. Koncept pohonu

Pohon se skládá ze tří hřídelů – A, B a C, a dvou párů převodních kol D a E (obr. 75). Hřídel A je hnací a jsou na něm umístěna duplexní řetězová kola, která se starají o zdvih konstrukce. Jednoduchá řetězová kola na hřídelích B a C se starají pouze o převod řetězu a potřebné síly. Převodní kola D a E jsou párová, vždy je jedno převodní kolo umístěno na patce (např. obr. 71).

První (krátká) řetězová smyčka z každého duplexního kola jde vertikálně dolů na napínací mechanismus a poté se vrací zpět přes převodní kolo E. Druhá (dlouhá) smyčka jde přes převodní kolo na hřídeli C na napínací mechanismus na konstrukci, odkud se přes převodní kolo D a převodní kolo na hřídeli B vrací zpět. Osově vzdálenosti jsou zobrazeny na schématu obr. 76.



obr. 75.: Schéma konceptu pohonu v ose Z



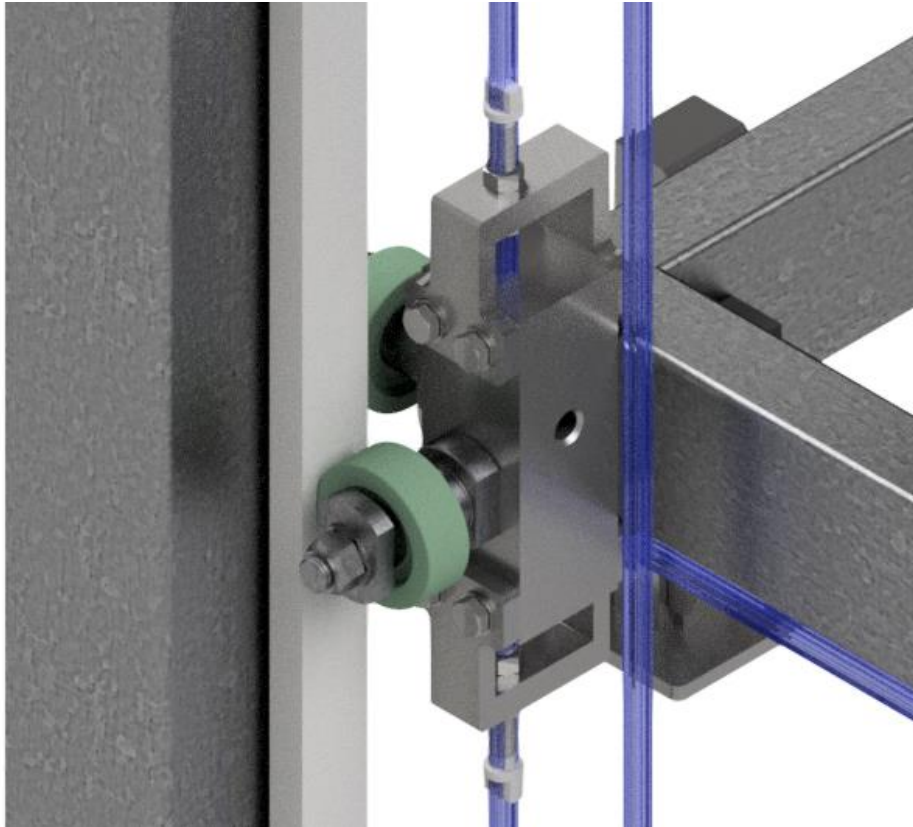
obr. 76.: Osově vzdálenosti hřídelů a řetězových kol

3.7.4.2. Napínací mechanismus

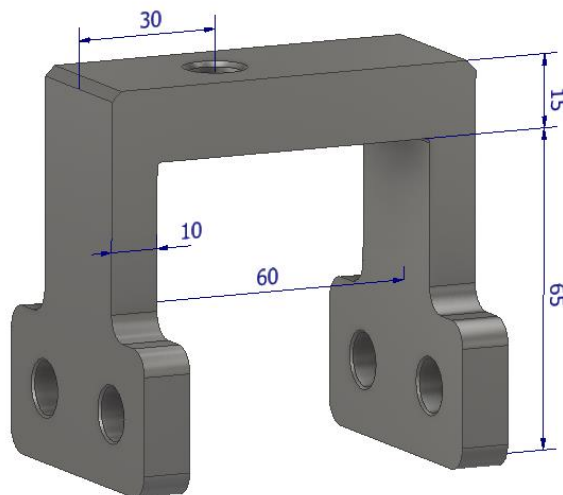
Napínací mechanismus pohonu vyřešíme stejným způsobem jako v předchozích případech pomocí napínacího šroubu a také použijeme válečkový řetěz 06 B. Díky tomu budeme schopni předepnout řetěz stejnými nástroji u všech pohonů.

Poloha napínacího mechanismu je rozdílná u krátké a dlouhé smyčky, protože vycházejí z jednoho duplexního řetězového kola. Osovou vzdálenost mezi řetězy na duplexním kole jsme navrhli 55 mm, osová vzdálenost mezi bližšími smyčkami je 1 270 mm. Řetězy nezasahují do pracovního prostoru zařízení, jsou vedeny vně rámu.

Pro umístění napínacího mechanismu krátké smyčky využijeme ocelový kvádr, určený pro upevnění čepů pojezdu v ose Z. Kvádr prodloužíme z obou stran tak, abychom v něm mohli vyvrtat závitové díry (obr. 77). Pomocí čtyř šroubů M10 se šestihrannou hlavou dlouhých 25 mm přišroubujeme napínací mechanismu ke kvádru nahoře i dole. Mechanismus poskytuje dostatečný prostor pro manipulaci s utahovacím klíčem (obr. 78). Na každé straně je možné válečkový řetěz předepnout o více než 20 mm, což při rozteči řetězu $P = 9,525 \text{ mm}$ jsou více než dva články řetězu. Napínací šroub se od obr. 30 liší pouze délkou – je dlouhý.

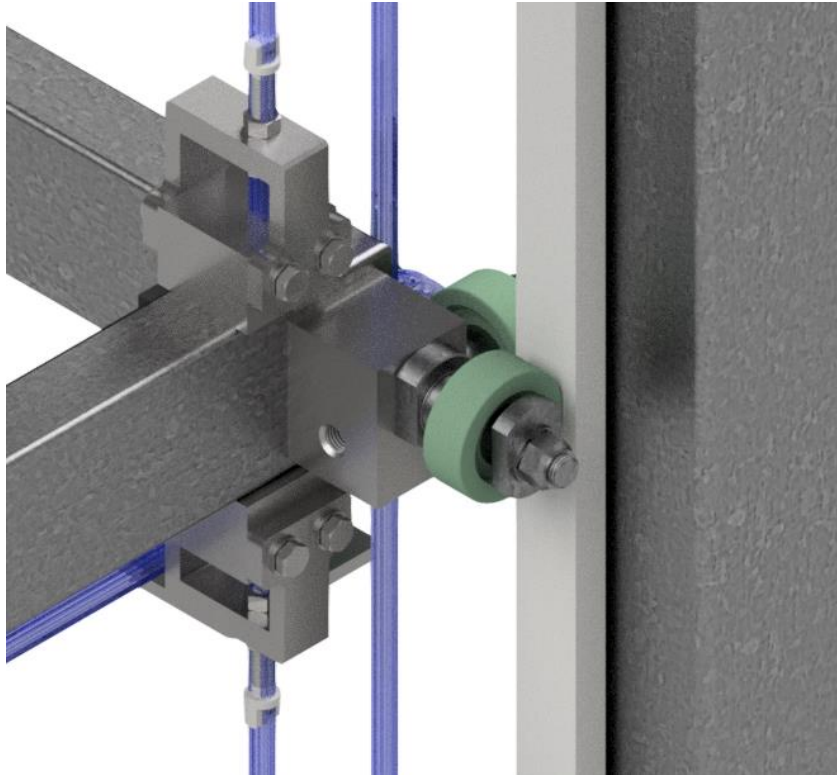


obr. 77.: Napínací mechanismus krátké řetězové smyčky



obr. 78.: Držák napínacího mechanismu

Napínací mechanismus dlouhé i krátké smyčky je stejný, nicméně nebylo možné umístit mechanismus pro dlouhou smyčku na stejné místo. Ocelový kvádr pro čepy nebyl vhodný, protože jsme potřebovali vést řetěz jiným místem. Pro uchycení napínacího mechanismu jsme tedy k rámu konstrukce museli přivařit čtyři ocelové kvádry (obr. 79). Jejich polohu jsme vybrali tak, aby odpovídala místu vedení řetězu.

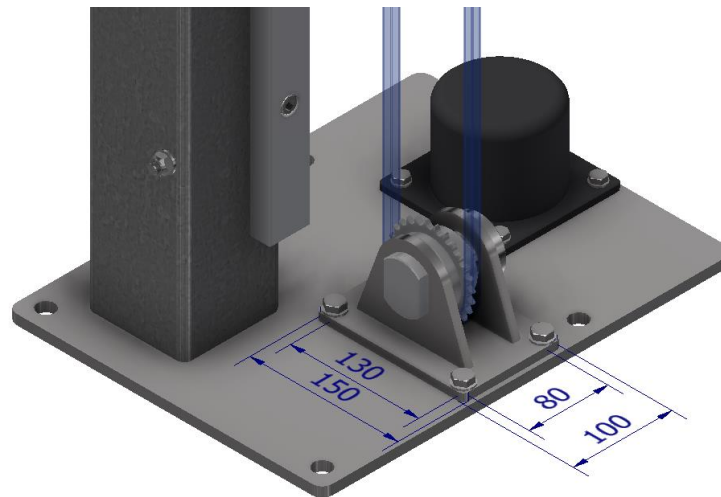


obr. 79.: Napínací mechanismus dlouhé řetězové smyčky

3.7.4.3. Převodní řetězová kola D a E

Pro vedení řetězových smyček dle konceptu bylo třeba zajistit převodní kola co nejbližší u země. Z tohoto důvodu jsme umístili řetězová kola přímo na patce zařízení. Řetězové kolo musí být co nejmenší – při pohybu v ose Z by velké kolo zmenšovalo rozsah pracovního prostoru. Zvolili jsme stejnou velikost jako pro pohon v ose Y – 27 zubů. Osa čepu je vzdálená 58 mm od povrchu patky.

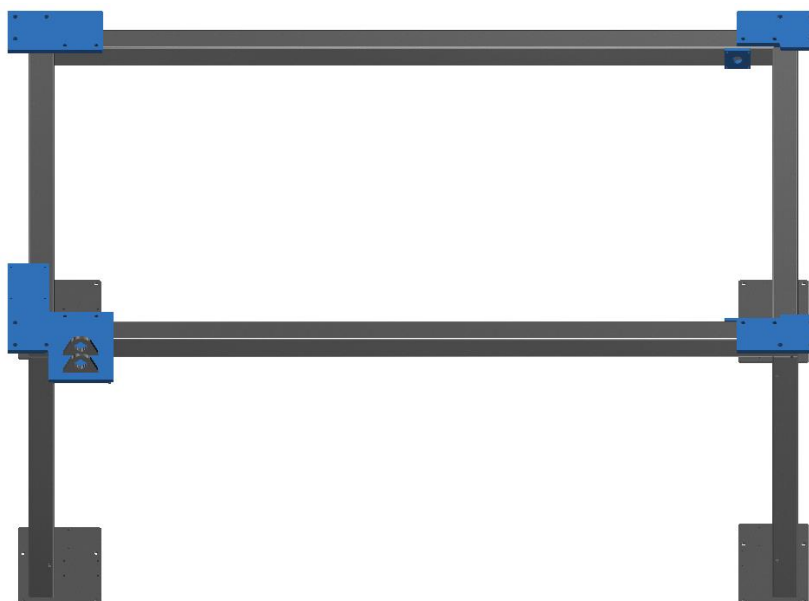
Po poradě jsme se rozhodli použít pro uchycení kola stejnou konstrukci jako v kapitole 3.5.3.7. Podoba zůstane stejná, pouze upravíme rozměry svařence (obr. 80), který již není určený pro kolo s 51 zuby. K patce konstrukci uchytkáme čtyřmi šrouby M10 se šestihrannou hlavou o délce 20 mm. Samotná poloha řetězových kol D a E se na patce liší – řetěz není veden stejnými místy.



obr. 80.: Převodní řetězové kolo

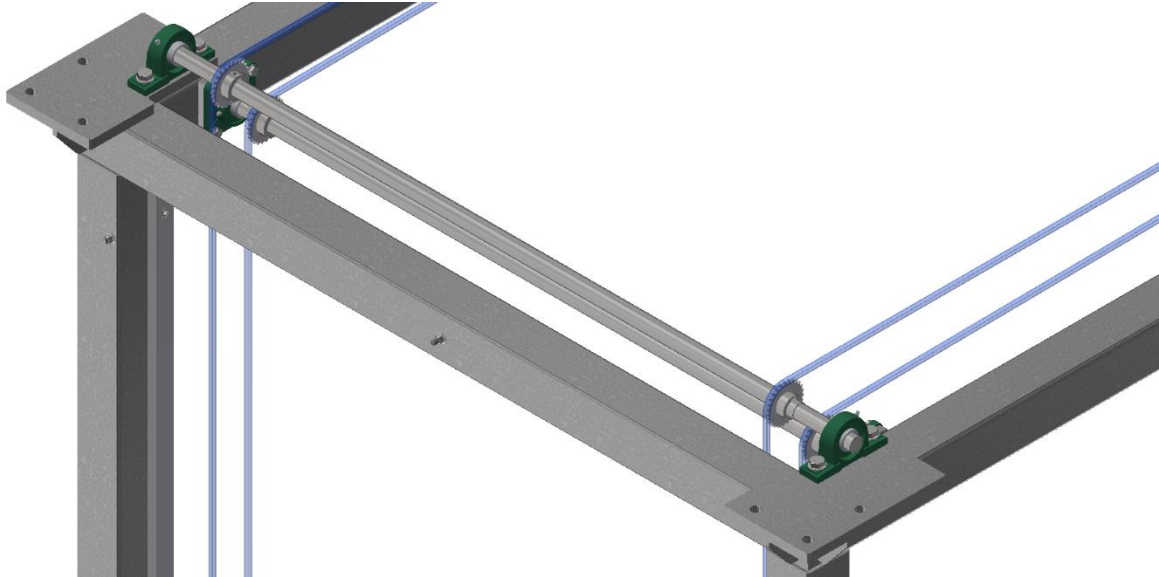
3.7.4.4. Hřídel C

Pro vedení hřídelů C a A jsme se rozhodli použít ložiskové komplety UCP. Vybrané komplety UCP využívají k upevnění šroubů M16. Šrouby nemohou být zašroubovány přímo do čtvercových profilů základního rámu, proto jsme se rozhodli na rohy základního rámu přivařit ocelové plechy tlusté 20 mm, do kterých budou vyvrtány díry pro tyto komplety (obr. 81). Tyto plechy poslouží nejen pro ložiskové komplety, ale později také k uchycení konstrukce pro vedení hadice s betonovou směsí. Plechy na levé straně mají takový tvar, který umožňuje umístění UCP kompletů co nejbližně nábojům na hřídeli, na pravé straně (pro komplety hřídele C) musel být tvar upraven tak, aby umožňoval přivaření plechů pro UCF komplety hřídele B. V případě hřídele A plech bude sloužit jako základna také pro rohatku a západku a momentový násobič. Na spodní straně každého plechu jsou přivařeny dvě trojúhelníkové výztuhy, každá z jedné strany. Pouze plech pro momentový násobič má z každé strany výztuhy dvě.



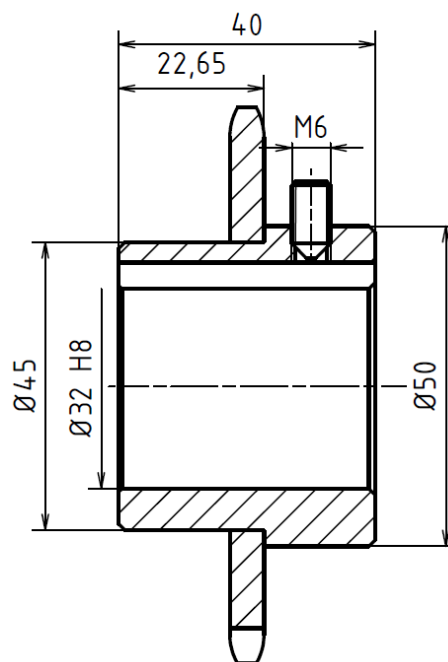
obr. 81.: Plechy pro ložiskové komplety UCP

Hřídel C je umístěná nad základním rámem a budou na něm umístěna dvě jednoduchá řetězová kola s osovou vzdáleností 1 270 mm (obr. 82). Celková délka hřídele je 1 600 mm. Ložisková vzdálenost kompletů je 1 540 mm. Konce hřídele do UCP mají průměr 30 mm – volíme z tab. 9 UCP 206 - zbylá část hřídele má průměr 32 mm pro snadné nasazení nábojů řetězových kol. Pro synchronizaci řetězových kol použijeme pod náboje těsná pera o délce 30 mm.



obr. 82.: Hřídel C

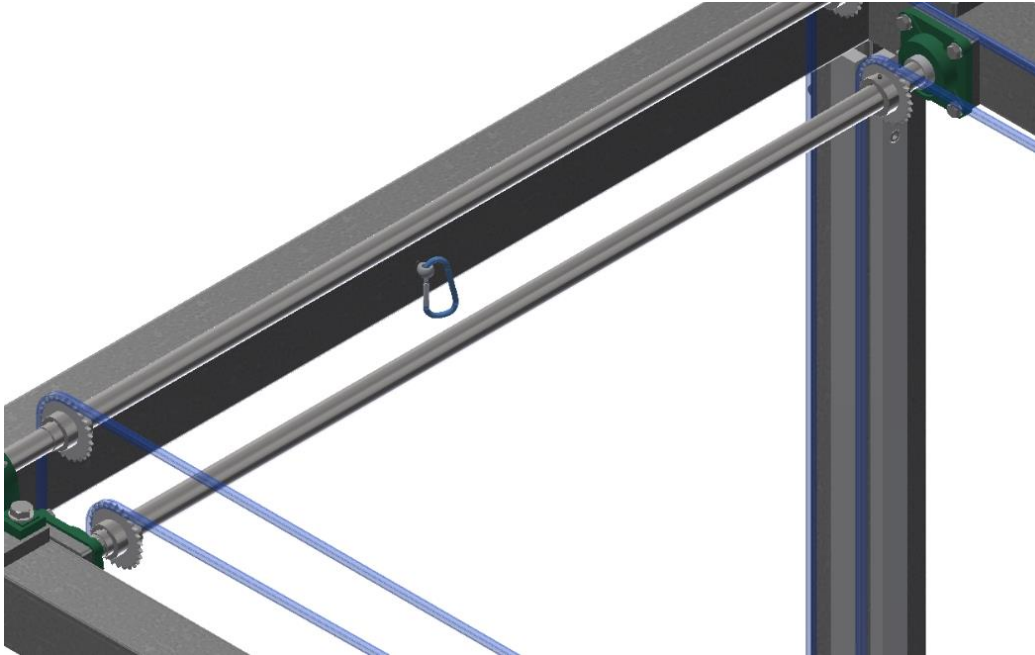
Pro řetězová kola s 27 zuby využijeme náboje viz. obr. 83. Pro axiální zajištění náboje na hřídeli použijeme stavěcí šroub M6 s vnitřním šestihranem, který bude procházet skrz náboj do těsného pera.



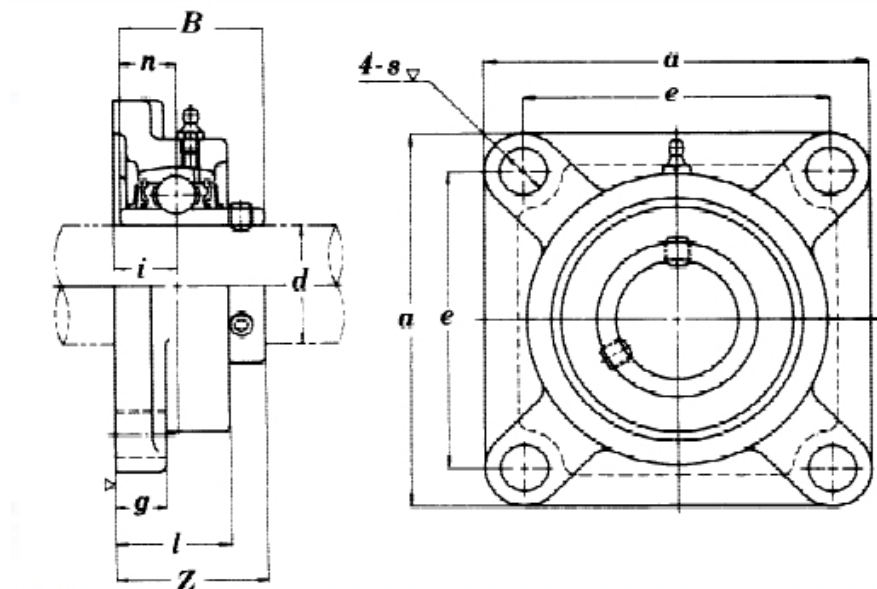
obr. 83.: Náboj řetězového kola se stavěcím šroubem M6

3.7.4.5. Hřídel B

Na hřídeli B jsou umístěna dvě jednoduchá řetězová kola, náboj využijeme stejný jako na hřídeli C. Poloha hřídele B vychází mezi čtvercovými profily základního rámu (obr. 84). Použití ložiskových kompletů UCP není možné, musíme použít komplety UCF (obr. 85, tab. 11). Osová vzdálenost řetězových kol je stejná jako u hřídele C – 1 270 mm. Ložisková vzdálenost je 1 412 mm.



obr. 84.: Hřídel B

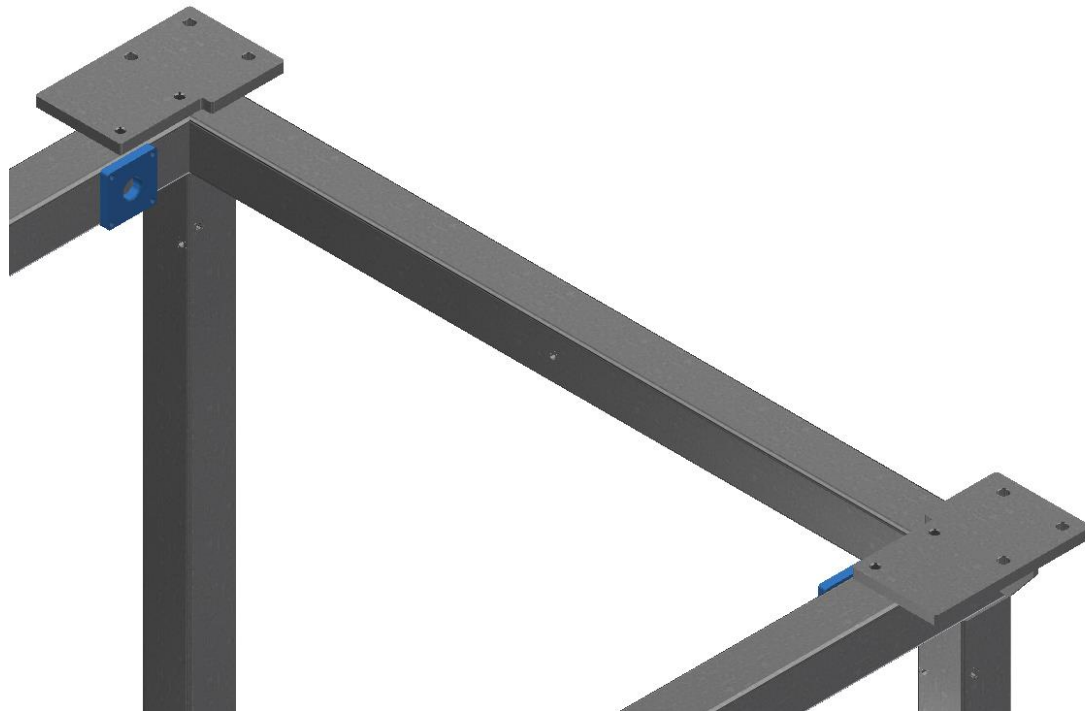


obr. 85.: Ložiskový komplet UCF [8]

tab. 11.: Rozměry ložiskových kompletů UCF [8]

Unit No.	Dimensions mm											Bearing No.	Housing No.	Weight (kg)
	d	a	e	i	g	l	s	z	t	B	n			
UCF201	12	86	64	15	12	25.5	12	33.3	37.5	31	12.7	UC201	F204	0.60
UCF202	15	86	64	15	12	25.5	12	33.3	37.5	31	12.7	UC202	F204	0.59
UCF203	17	86	64	15	12	25.5	12	33.3	37.5	31	12.7	UC203	F204	0.58
UCF204	20	86	64	15	12	25.5	12	33.3	37.5	34.1	14.3	UC204	F204	0.56
UCF205	25	95	70	16	14	27	12	35.8	40	34.1	14.3	UC205	F205	0.80
UCF206	30	108	83	18	14	31	12	40.2	44.5	38.1	15.9	UC206	F206	1.12
UCF207	35	117	92	19	16	34	14	44.4	48.5	42.9	17.5	UC207	F207	1.46
UCF208	40	130	102	21	16	36	16	51.2	55.5	49.2	19	UC208	F208	1.84
UCF209	45	137	105	22	18	38	16	52.2	56.5	49.2	19	UC209	F209	2.15
UCF210	50	143	111	22	18	40	16	54.6	59.5	51.6	19	UC210	F210	2.42
UCF211	55	162	130	25	20	43	19	58.4	63	55.6	22.2	UC211	F211	3.31
UCF212	60	175	143	29	20	48	19	68.7	73.5	65.1	25.4	UC212	F212	4.28
UCF213	65	187	149	30	22	50	19	69.7	74.5	65.1	25.4	UC213	F213	4.99
UCF214	70	193	152	31	22	54	19	75.4	81.5	74.6	30.2	UC214	F214	5.85

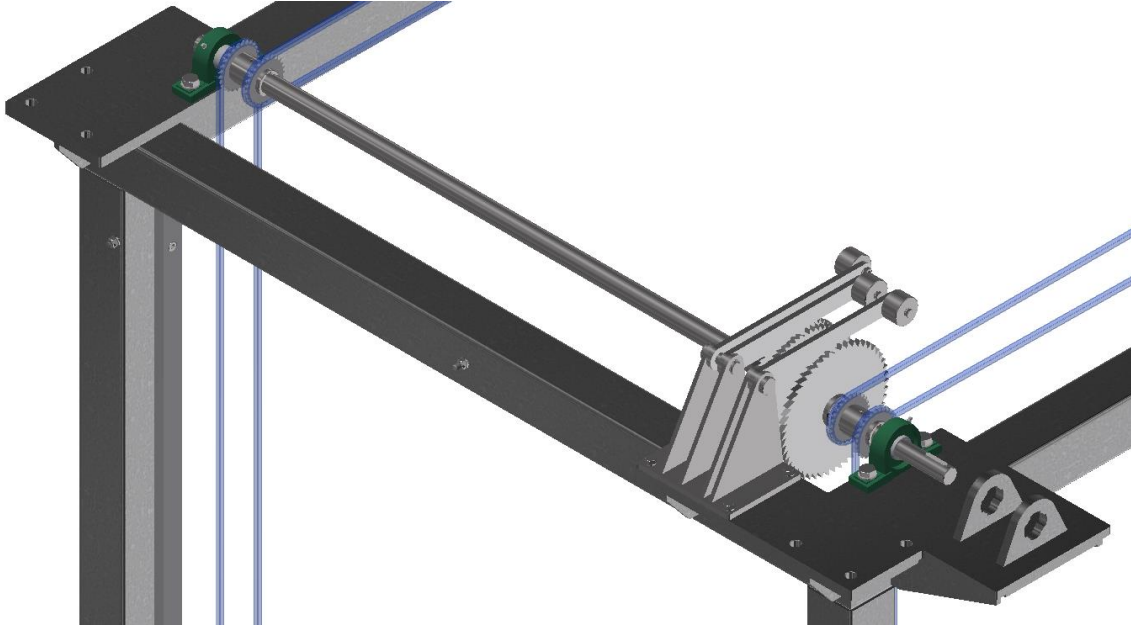
Hřídel B bude podobná hřídeli C – konce hřídele do UCF kompletů mají průměr 30 mm, zbytek hřídele má průměr 32 mm. Celková délka hřídele je 1 450 mm. Pro tento koncový průměr hřídele volím z tab. 11 komplet UCF 206, a abychom mohli komplet přišroubovat na konstrukci, je třeba na vnitřní strany profilů přivařit čtvercový plech tlustý 16 mm (obr. 86), ve kterém budou připraveny závitové díry M10 dle rozměrů z tab. 11. Pro snadnou manipulaci a montáž hřídele provrtáme uprostřed plechů díru o průměru 35 mm.



obr. 86.: Plechy pro ložiskové komplety UCF

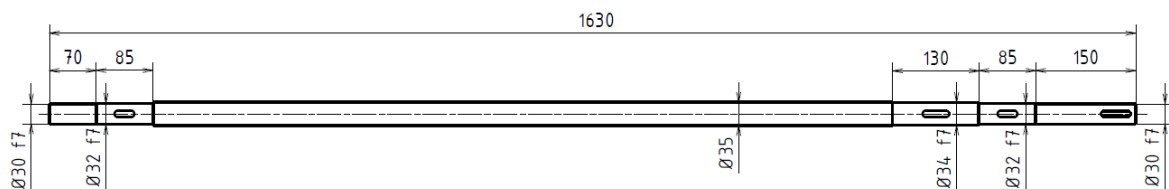
3.7.4.6. Hřídel A

Nejvíce zatěžovanou komponentou pohonu je hřídel A (obr. 87). Jsou na ní umístěné náboje duplexních řetězových kol a náboj s rohatkami. O pohon se bude starat momentový násobič viz další kapitoly.



obr. 87.: Hřídel A

Veškerá zatížení od pohyblivé konstrukce jsou řetězy přenášena na hřídel, jehož celková délka je 1 630 mm. Tato fakta vedla ke snaze co nejvíce zmenšit ložiskovou vzdálenost hřídele A, která je 1 470 mm. Hřídel je uložena v ložiskových kompletech UCP 206 - na průměru 30 mm – a mezi kompletem a nejbližším nábojem je vzdálenost přibližně 13 mm. Náboje duplexních kol jsou umístěny na průměru 32 mm s tolerancí f7 a náboj rohatek je umístěn na průměru 34 mm s tolerancí f7 (obr. 88). Pravý konec hřídele přesahuje z kompletu UCP o více než 100 mm, a je na něm umístěno pero pro momentový násobič.



obr. 88.: Rozměry hřídele A

Pro správnou funkci hřídele a nábojů je třeba vypočítat potřebné délky per. K tomu musíme znát krouticí moment, který bude hřídel přenášet. Maximální síla $F_{max} = 3250 \text{ N}$ se rovná součtu hmotnosti konstrukce a přidané zátěže 50 kg. Rameno momentu $l = 0,041 \text{ m}$ je polovina roztečného průměru řetězového kola s 27 zuby. Celkový moment od zátěže se rovná $M_{kA} = 133,25 \text{ Nm}$. Pro tento moment bude počítat délku per dosazením do vzorce (30).

Výpočet délky per duplexních kol, pro která předpokládáme rovnoměrné rozdělení momentu:

$$l_a = \frac{4 \cdot \frac{133,25}{2}}{0,032 \cdot 110 \cdot 10^6 \cdot 0,008} \cong 0,010 \text{ m} = 10 \text{ mm} \quad (44)$$

Takto malá pera se nevyrábějí, proto tento výpočet budeme považovat pouze za ověřovací a zvolíme pod náboje pero 10e7 x 8 x 30 ČSN 02 2562.

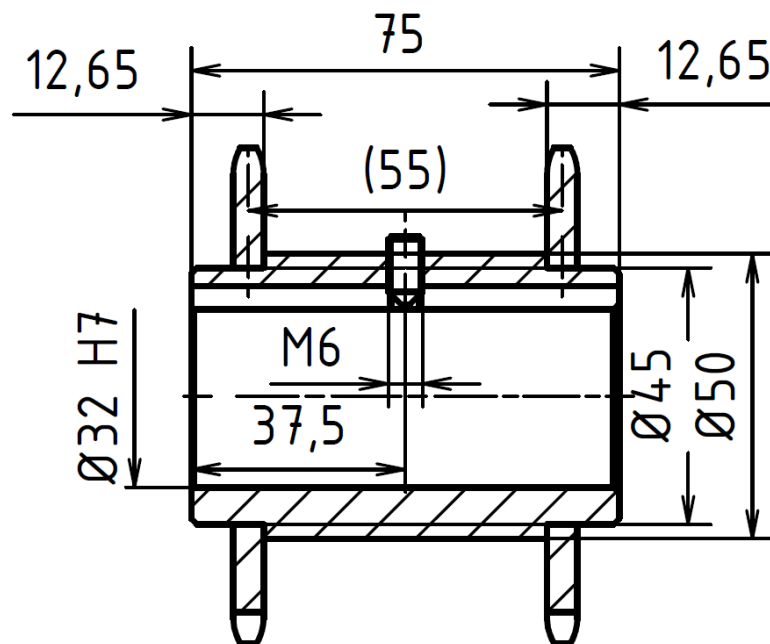
Na základě předchozího výpočtu (44) zvolíme pero pod náboj s rohatkami 10e7 x 8 x 40 ČSN 02 2562 – činná délka činní 30 mm, což při předpokládaném dvojnásobném zatížení postačuje.

Výpočet pro pero k momentovému násobiči:

$$l_a = \frac{4 \cdot 133,25}{0,03 \cdot 110 \cdot 10^6 \cdot 0,007} \cong 0,023 \text{ m} = 23 \text{ mm} \quad (45)$$

Na základě tohoto výpočtu volím pero 8e7 x 7 x 45 ČSN 02 2562.

Navrženou podobu nábojů duplexních kol vidíme na obr. 89. Náboje jsou podobné jako u hřídelů B a C, řetězová kola přivařená na obrobené trubce s drážkou pro pero. Axiální poloha je zajištěna stavěcím šroubem M6 s vnitřním šestihranem do pera v hřídeli.



obr. 89.: Náboj duplexního řetězového kola se stavěcím šroubem

3.7.4.7. Násobič krouticího momentu

Pro pohon konstrukce v ose Z je požadován ruční pohon. Původním úmyslem bylo toto zajistit řetězovým převodem, což se ukázalo být nepraktické z hlediska velikosti. Krouticí moment potřebný k zdvihání celé konstrukce je tak velký, že při zohlednění ergonomie při provozu výsledný řetězový převod nebylo možné zkonstruovat, protože převodový poměr byl příliš veliký.

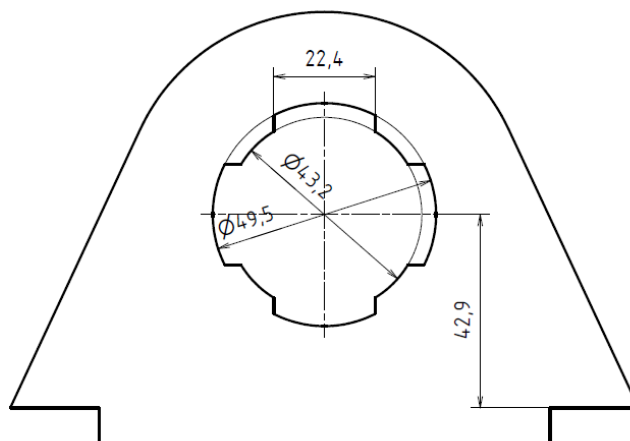
Na poradě jsme při hledání jiného řešení objevili a zvolili jiné, poměrně levné a kompaktní řešení v podobě násobiče krouticího momentu Yato 4200Nm (obr. 90).



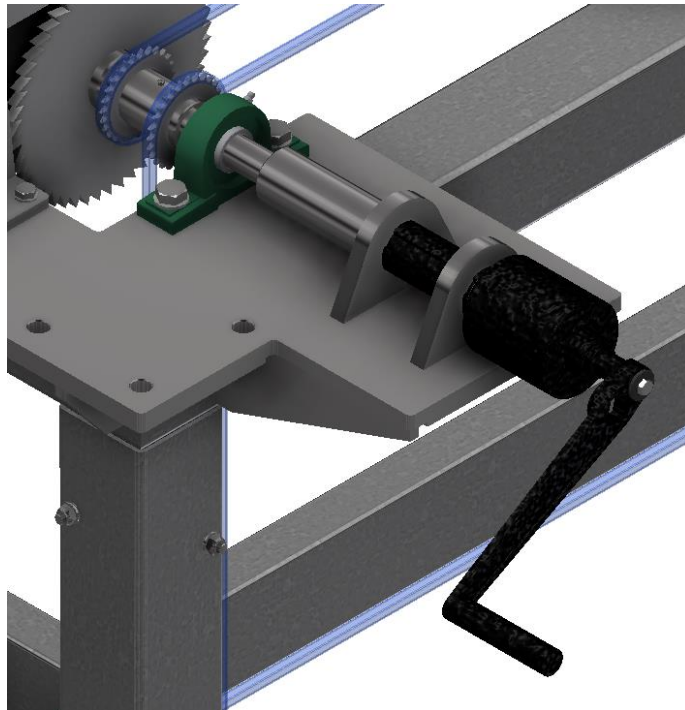
obr. 90.: Násobič krouticího momentu Yato 4200 Nm, upraveno z [20]

Jedná se o přípravek s maximálním krouticím momentem 4200 Nm, určený například pro povolování zatažených matic na nákladních automobilech. Násobič může pracovat dvěma rychlostmi – má dva převodové poměry 1:3,8 a 1:58. Pro naše účely budeme využívat vždy převodový poměr 1:58. [20]

Násobič jsme zakoupili a po odměření jsme byli schopni navrhnout způsob uchycení. Na základní plech přivaříme dva plechové výpalky 16 mm tlusté, vzdálené od sebe 78 mm, které mají podobu obr. 91. Pro přesnou polohu při svaření jsou v základním plechu vyrobeny dva obdélníkové otvory, do kterých výpalky zapadnou. Násobič má polohu zajištěnou pojistným kroužkem, drážka je již na zakoupeném výrobku (obr. 92).

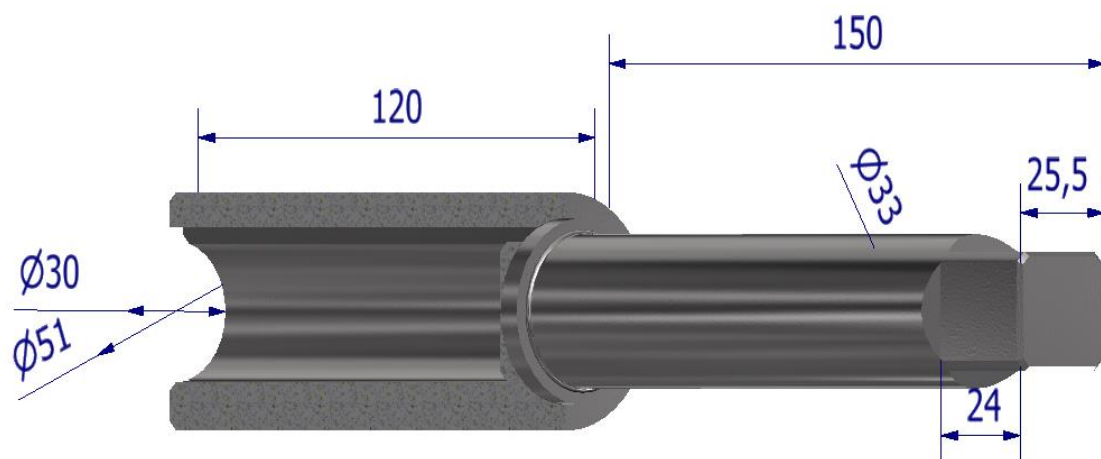


obr. 91.: Výpalek pro násobič krouticího momentu



obr. 92.: Uchycení násobiče krouticího momentu

Násobič má výměnné nástrčné klíče. Na ty se z násobiče přenáší krouticí moment pomocí vnitřního čtyřhranu. Nástrčné klíče nebudeme používat, místo toho jsme pro přenos momentu navrhli svařenec trubky a tyče. Na tyči ofrézujeme dle naměřených hodnot (šířka 25,5 mm, délka 24 mm) požadovaný čtyřhran, který zasuneme do násobiče. Tyč je svařená s trubkou o průměru 51 mm, jejíž vnitřní průměr je 30 mm a je v ní drážka pro pero. Trubku při montáži nasuneme na konec hřídele A, kde je připraveno těsné pero.



obr. 93.: Svařenec pro přenos krouticího momentu

Spojení pomocí čtyřhranu je polygonový spoj, a pro něj nyní provedeme kontrolu na otláčení. Hodnotu dovoleného tlaku zvolíme $110 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Vzorec (46) vyjadřuje měrný tlak na stykových plochách. [14]

$$p_{max} = \frac{F_{pol}}{\frac{1}{2} * b_{st} * l_{st}} \quad (46)$$

$$F_{pol} = \frac{\frac{M_{kA}}{\frac{2}{3} * b}}{c_{ef} * n_B} \quad (47)$$

Dle odměření je styková šířka $b_{st} = 21 \text{ mm}$ a styková délka $l_{st} = 24 \text{ mm}$. Počet boků je $n_B = 4$. Součinitel efektivního počtu nesoucích boků zvolíme $c_{ef} = 0,5$. [14]

Dosazením do vzorce (47) nám vyjde výsledná síla na jeden bok:

$$F_{pol} = \frac{\frac{133,25}{\frac{2}{3} * 0,021}}{0,5 * 4} \cong 4759 \text{ N} \quad (48)$$

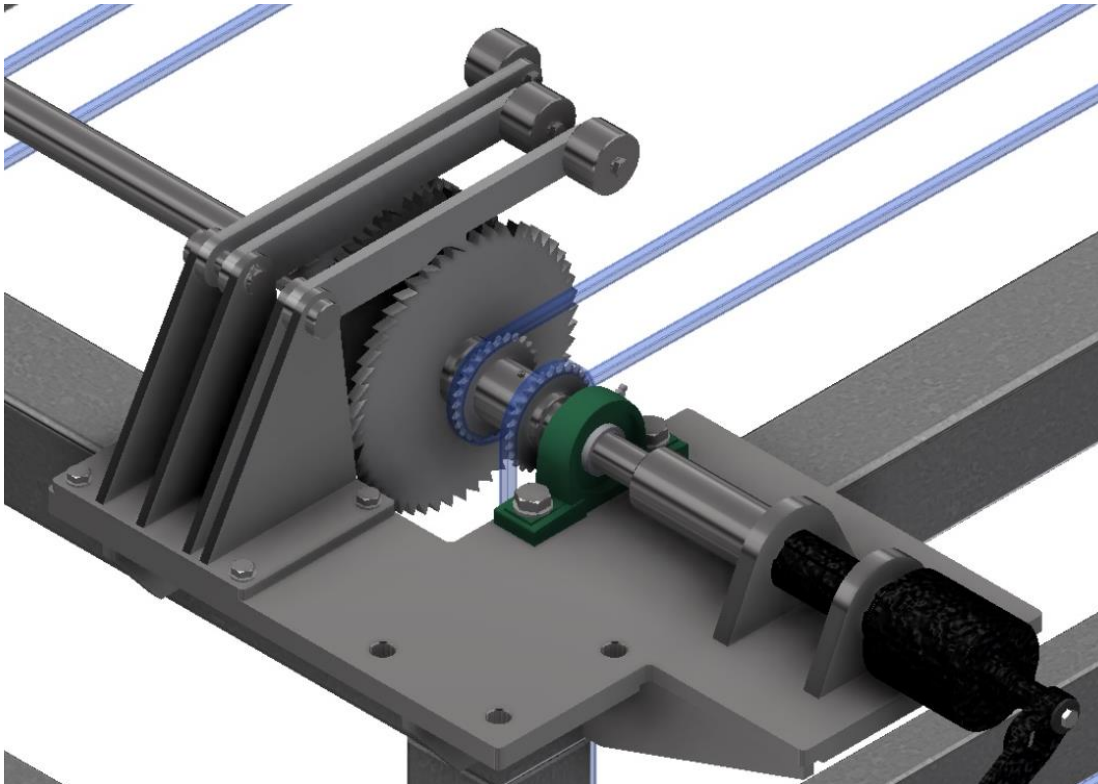
Nyní již můžeme vypočítat měrný tlak dosazením do (46):

$$p_{max} = \frac{4759}{\frac{1}{2} * 21 * 24} = 18,9 \text{ MPa} - \text{vyhovuje} \quad (49)$$

3.7.4.8. Nastavení výšky a zajištění polohy

Pohonné ústrojí pro zvedání je již téměř vyřešené. Zbývá navrhnout mechanismus, který bude odměřovat nastavenou výšku materiálu a zajistí pozici konstrukce v dané výšce. Pro co nejjednodušší obsluhu jsme zvolili mechanismus skládající se ze tří rohatek a tří západek (obr. 94). Na základě požadavku zákazníka musí být mechanismus schopný nastavovat výšku vrstvy po 2 mm a 5 mm.

Při konstruování rohatek jsme byli omezeni prostorem mezi hřídelem a základním rámem, průměr rohatek musel být uzpůsoben. První rohátka je navržena na nastavení vrstvy o 5 mm. Zbylé dvě fungují v páru, obě nastavují výšku vrstvy o 4 mm, ale na náboji jsou vůči sobě pootočený o polovinu vzdálenosti zubu, že v při součinnosti vždy zapadne jedna západka o 2 mm. Toto řešení bylo nutné, protože samostatná rohátka pro nastavení 2 mm měla příliš malou výšku zubu a nebyla by bezpečná. Rohatky i západky jsou výpalky z 10 mm tlustého plechu.

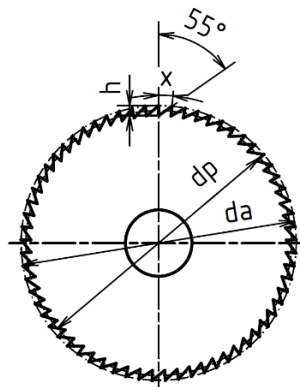


obr. 94.: Mechanismu rohatek a západek

Při návrhu rohatek jsme postupovali tak, že z roztečného průměru řetězového kola jsme vypočetli velikost zdvihu na jednu otáčku hřídele – 257,7 mm. Tuto hodnotu jsme vydělili 5 a 4, čímž jsme zjistili potřebný počet zubů na rohatkách – 52 a 65. Při znalosti počtu zubů na rohatce jsme změnami zubové vzdálenosti (kóta x na obr. 95) získali velikost obvodu, který jsme poté pouze přepočítali na průměr. Iterováním jsme dosáhli rozměru, který je co nejbližší maximálnímu možnému průměru. Úhel zubů byl zvolen 55° , aby zub poskytoval dostatečnou plochu pro opření západky.

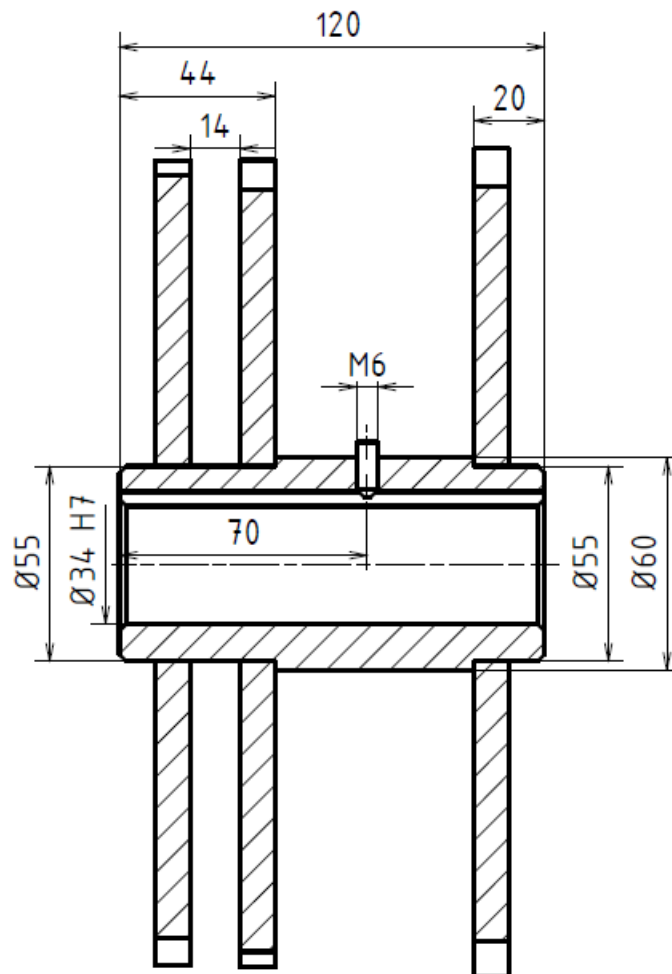
Rozměry rohátky pro posuv o 5 mm: $z_5 = 52$, $d_{a5} = 234$ mm, $d_{p5} = 223,7$ mm, $h_5 = 10,7$ mm, $x_5 = 4,5\pi$ mm.

Rozměry rohátky pro posuv o 4 mm: $z_4 = 65$, $d_{a4} = 227,5$ mm, $d_{p4} = 219,3$ mm, $h_4 = 8,2$ mm, $x_4 = 3,5\pi$ mm.



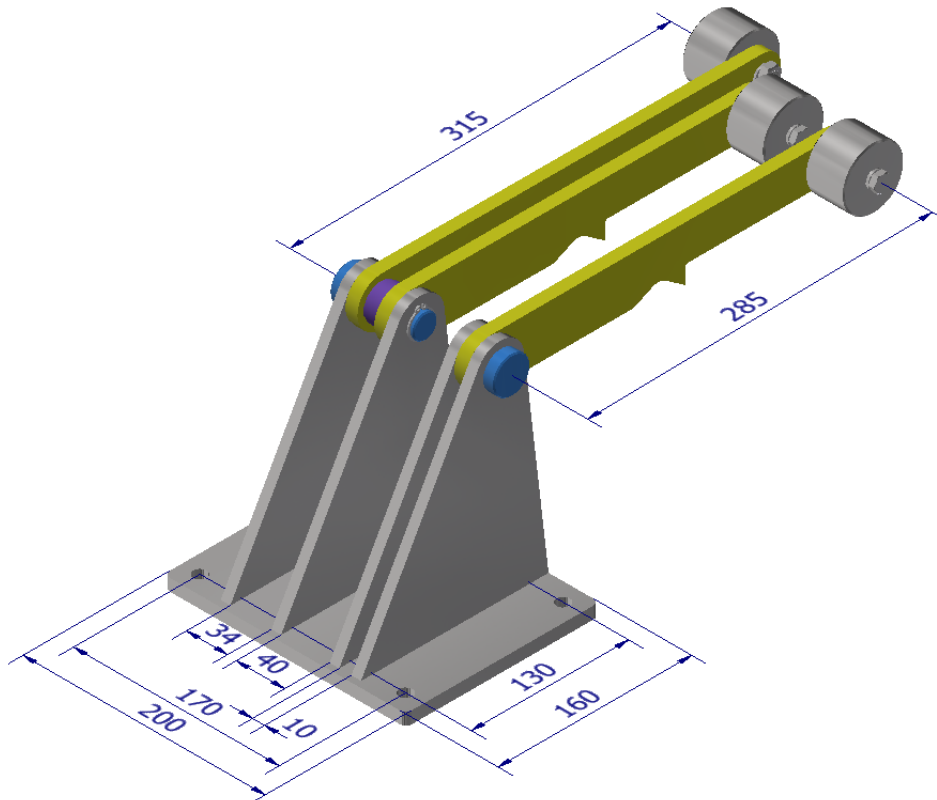
obr. 95.: Rozměry rohatek

Náboj s přivařenými rohatkami, který bude nasazený na hřídeli A, je vidět na obr. 96. Axiální poloha na hřídeli je zajištěna stavěcím šroubem M6.



obr. 96.: Náboj rohatek se stavěcím šroubem

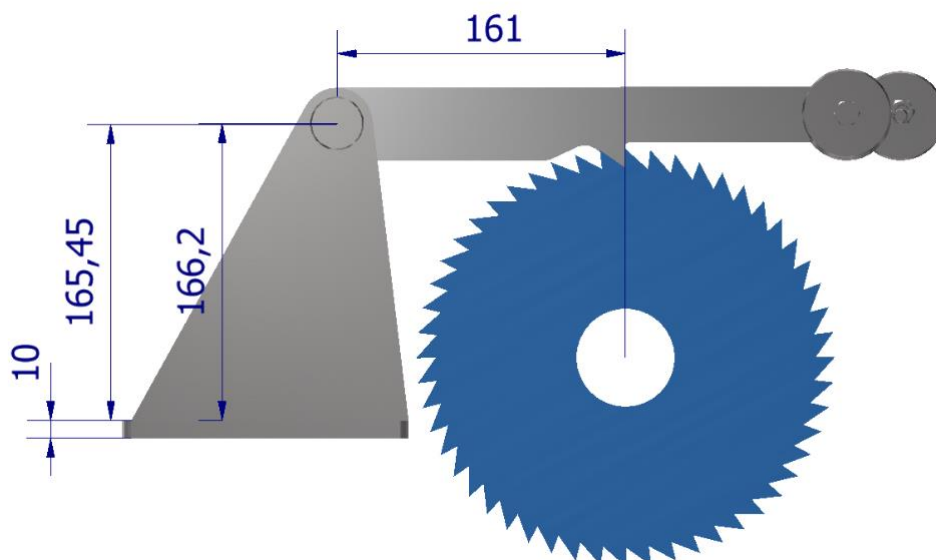
Pro uchycení západek použijeme podobnou konstrukci, jakou jsme používali u řetězových kol s ložisky (obr. 97). Na základním plechu tlustém 10 mm jsou přivařeny čtyři plechové výpalky tlusté 8 mm s otvory pro ocelové čepy o průměru 20 mm, na které umístíme západky. Čep pro západky, které jsou v činnosti s rohatkami pro posuv o 4 mm, je delší a vzdálenost mezi západkami vymezuje distanční kroužek o délce 14 mm. Poloha čepu je na konci zajištěna pojistným kroužkem. Svařenec je k plechu základního rámu přišroubován čtyřmi šrouby M10 se šestihrannou hlavou o délce 25 mm.



obr. 97.: Rozměry sestavení západek

Na koncích západek jsou přišroubovány ocelové válce o průměru 50 mm a hmotnosti cca 0,5 kg. Přišroubovány jsou šrouby M8 se šestihrannou hlavou o délce 55 mm. Závaží zajistí bezpečné zapadnutí západky a rohatek při manipulaci a stálou polohu při provozu zařízení. Součinné západky mají kvůli montáži závaží rozdílnou délku.

Podoba západek je navržena tak, aby zub západky zapadl přesně mezi zuby rohatek nad osou hřídele A. Směr síly působící na zub je tedy vodorovný. Protože se liší průměry rohatek, bylo nutné uzpůsobit i osové vzdálenosti otvorů pro čepy (obr. 98).



obr. 98.: Osově vzdálenosti rohatek a západek

Mechanismus rohatek a západek přenáší veškerý krouticí moment, který vzniká na hřídeli A. Správná činnost mechanismu je klíčová pro fungování testovacího zařízení, proto musíme ověřit, zda zuby rohatek a západek nejsou příliš namáhány na otláčení. Vše potřebné k výpočtu známe – maximální moment M_{kA} , roztečné průměry rohatek d_{p5} i d_{p4} a šířka zubů b_z je rovná 10 mm. Maximální dovolenou hodnotu tlaku zvolíme 55 MPa, což je polovina hodnoty dovoleného tlaku na peru. Dovolený tlak volíme menší, protože při dosedání západky na zub rohatky může docházet k nárazu, jehož energii nemůžeme určit.

Sílu a tlak působící na styčné plochy rohatky pro posuv o 5 mm:

$$F_5 = \frac{2 * M_{kA}}{d_{p5}} = \frac{2 * 133,25}{0,2233} = 1193,5 \text{ N} \quad (50)$$

$$p_5 = \frac{F_5}{b_z * h_5} = \frac{1193,5}{10 * 10,7} = 11,2 \text{ MPa} - \text{vyhovuje} \quad (51)$$

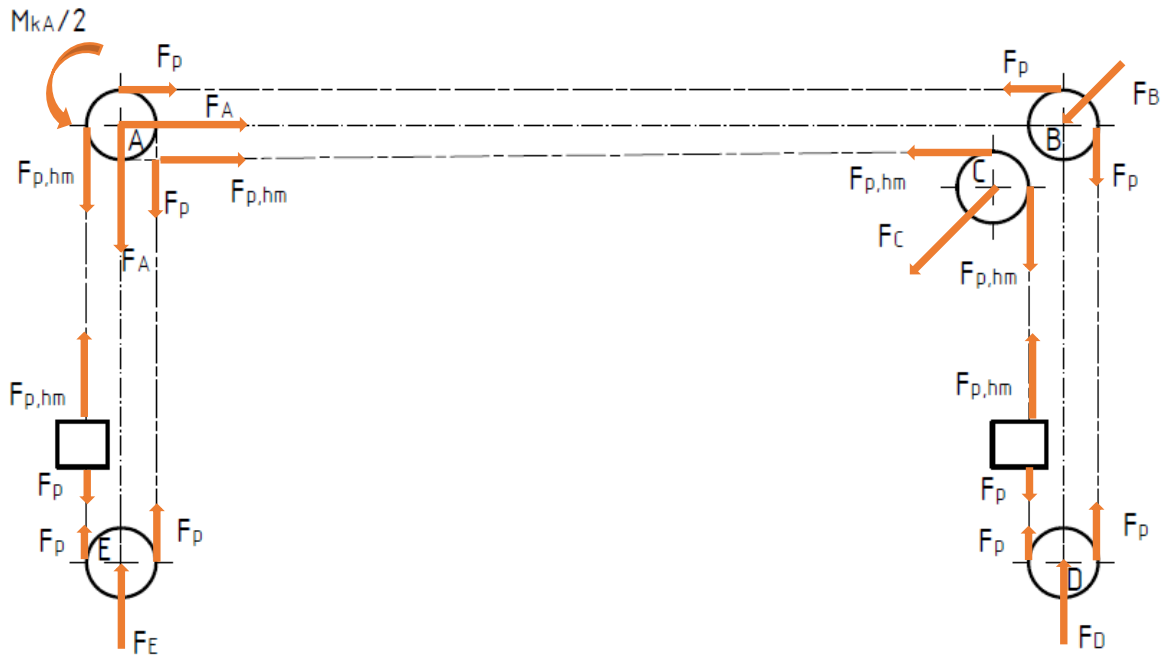
Sílu a tlak působící na styčné plochy rohatky pro posuv o 4 mm:

$$F_4 = \frac{2 * M_{kA}}{d_{p4}} = \frac{2 * 133,25}{0,2193} = 1215,2 \text{ N} \quad (52)$$

$$p_5 = \frac{F_4}{b_z * h_4} = \frac{1215,2}{10 * 8,2} = 14,8 \text{ N} * \text{mm}^{-2} - \text{vyhovuje} \quad (53)$$

3.7.4.9. Pevnostní kontrola hřídelů

Pro potřeby výpočtu uvažujeme rychlost zvedání tak malou, že na hřídele nepůsobí dynamické síly. Kontrolní výpočty hřídelí provedeme pouze pro statické síly. Schéma rozložení sil v řetězech je obr. 99. Napínací síla v řetězech je $F_p = 250 \text{ N}$. Předpokládáme také rovnoměrné rozložení zatížení od hmotnosti konstrukce (3250N) do všech čtyř řetězových smyček. Po přičtení napínací síly se $F_{c,hm}$ rovná 1 062,5 N. Stejně síly působí i na druhé straně hřídele. Krouticí moment je rozdělen na poloviny na duplexních řetězových kolech.



obr. 99.: Rozložení sil od zatížení a předepnutí válečkových řetězů

Z rozkladu sil vidíme, že na čepy řetězových kol D a E působí celková síla rovná 500 N. Čep má stejnou konstrukci jako v 3.5.3.7, kde jsme čep zkontrolovali pro zatížení 1 090 N, a proto se již řetězovými koly D a E nebudeme zabývat.

Síla F_A se rovná součty sil F_p a $F_{p,hm}$:

$$F_A = F_{p,hm} + F_p = 1062,5 + 250 = 1312,5 \text{ N} \quad (54)$$

Síly F_B a F_C jsou součtem sil, které na kolo působí pod úhlem 90° . Dopočítáme je následovně:

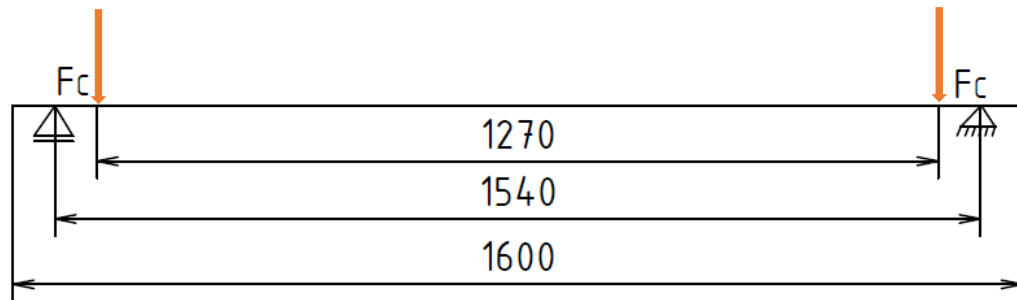
$$F_B = \sqrt{2} * F_p = \sqrt{2} * 250 \cong 353,6 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_C = \sqrt{2} * F_{p,hm} = \sqrt{2} * 1062,5 \cong 1502,6 \text{ N} \quad (56)$$

Pro výpočty využijeme výpočtový modul v Inventoru. Abychom mohli provést pevnostní kontrolu, nejprve si schematicky zobrazíme polohu zatížení a uložení hřídele. Při výpočtech zahrnujeme i proměnný průměr hřídele, zkosení a drážky pro pera, to však ve schématu není zobrazeno. Hřídele jsou brány pouze jako nosník, a proto dovolené redukované napětí se rovná mezi kluzu vybrané oceli $11\ 600\ R_e = 325\ \text{MPa}$

Výpočty hřídele C:

Schéma zatížení hřídele C je zobrazeno na obr. 100.



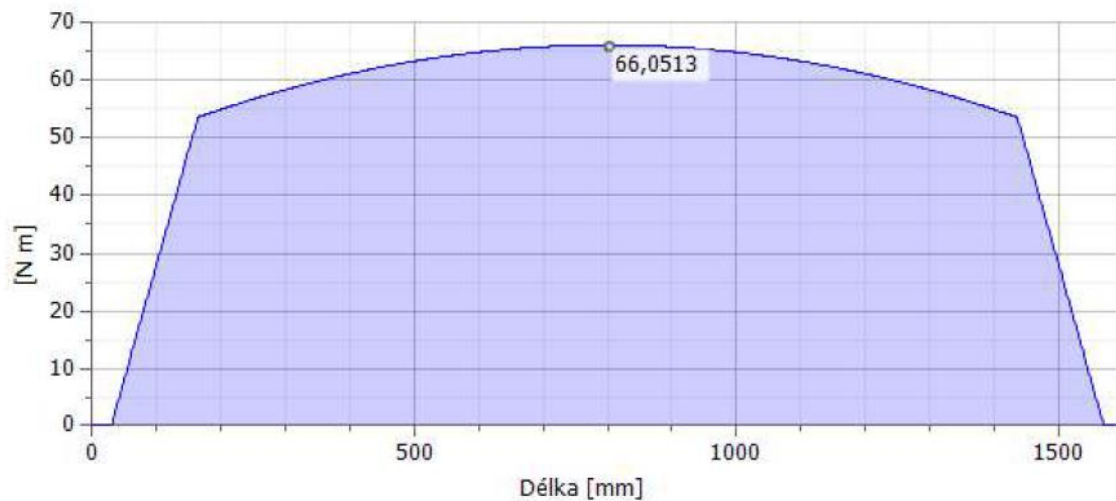
obr. 100.: Schéma zatížení hřídele C

Výsledné vypočtené hodnoty jsou v tab. 12. Vidíme, že maximální redukované napětí je menší než dovolené.

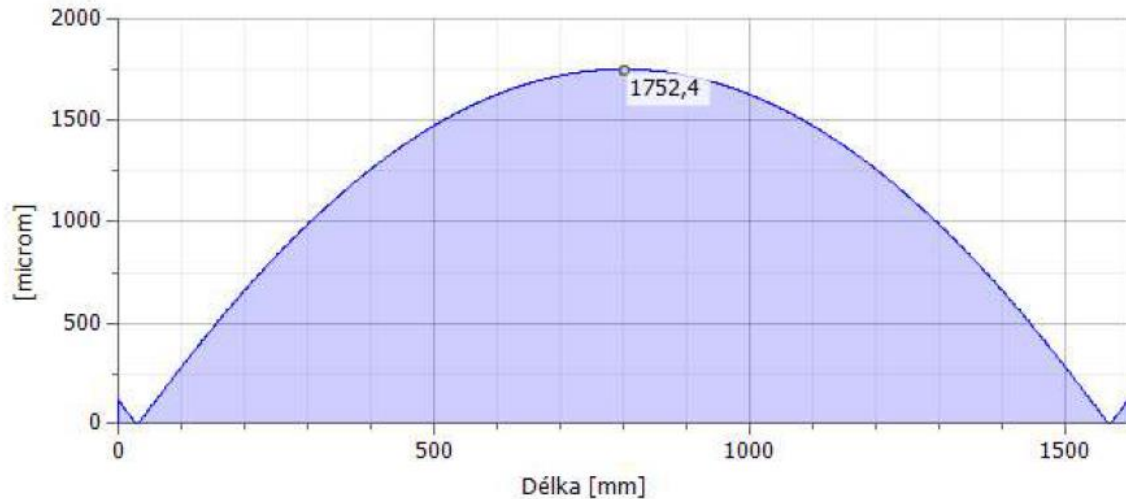
tab. 12.: Výsledky pevnostních výpočtů hřídele C

Maximální napětí v ohybu	σ_B	20,532 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0,567 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	0,000 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	20,532 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	1752,398 microm

Grafická podoba průběhu momentu a průhybu hřídele C je zobrazena v grafech na obr. 101 a obr. 102.



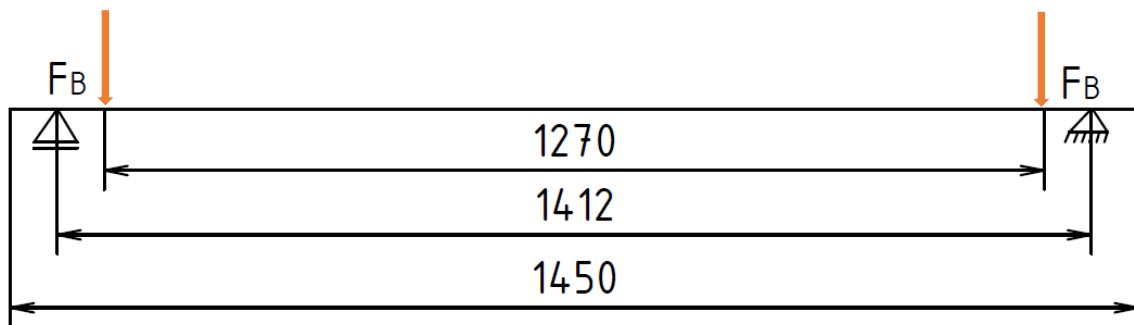
obr. 101.: Průběh ohybového momentu hřídele C



obr. 102.: Průhyb hřídele C

Výpočty hřídele B:

Schéma zatížení hřídele B je na



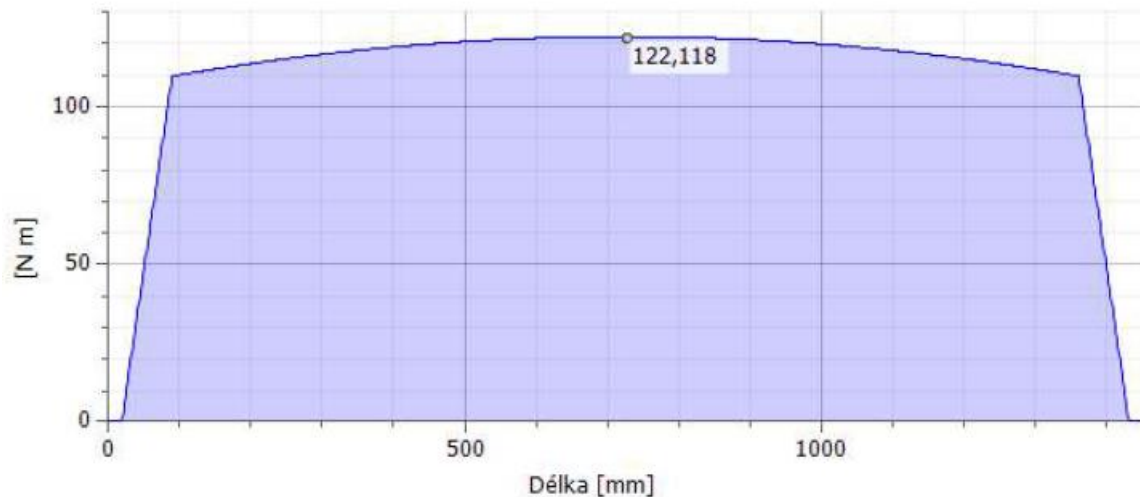
obr. 103.: Schéma zatížení hřídele B

Výsledné vypočtené hodnoty jsou v tab. 13. Vidíme, že maximální redukované napětí je menší než dovolené.

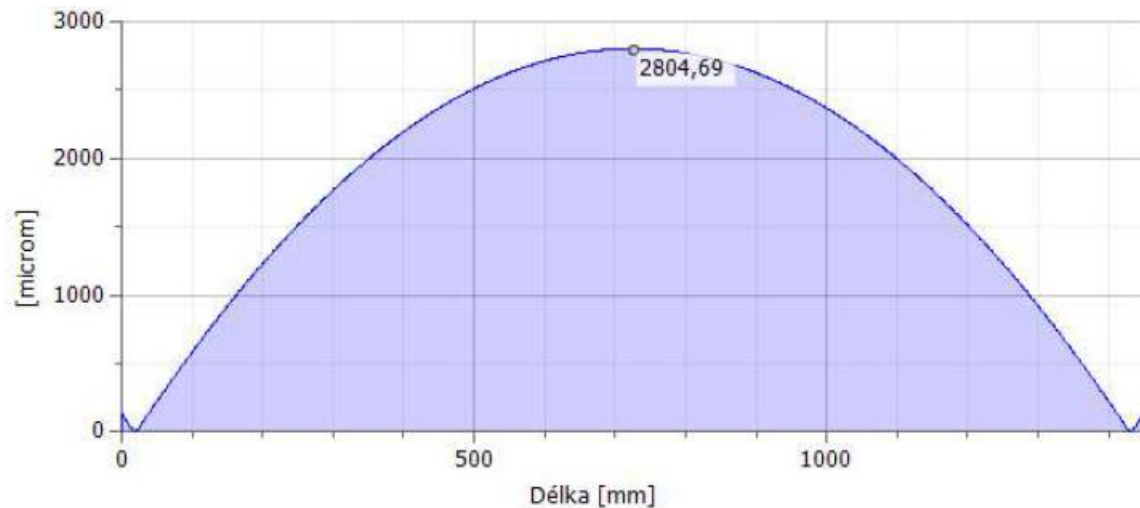
tab. 13.: Výsledky pevnostních výpočtů hřídele B

Maximální napětí v ohybu	σ_B	37,960 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	2,187 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	0,000 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	37,960 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	2804,687 microm

Grafická podoba průběhu momentu a průhybu hřídele C je zobrazena v grafech na obr. 104 a obr. 105.



obr. 104.: Průběh ohybového momentu hřídele B

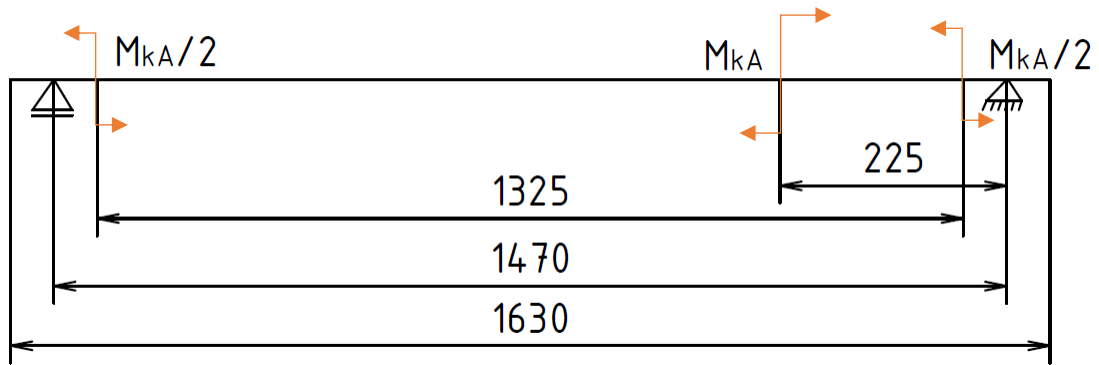


obr. 105.: Průhyb hřídele B

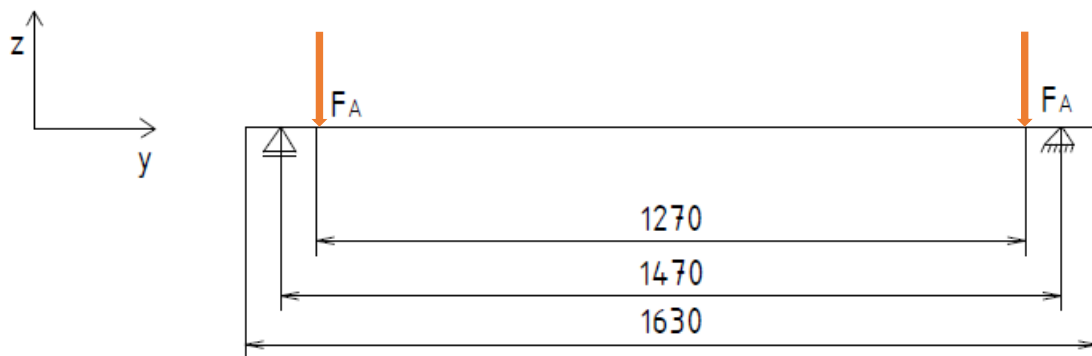
Výpočty hřídele A:

Na hřídel A působí čtyři síly F_A od duplexních kol. Ty mají působiště v rovině řetězových smyček, na každém duplexním kole má jedna síla směr působení vertikální a druhá horizontální. Uprostřed nábojů řetězových kol působí polovina krouticího momentu M_{KA} . Dále na hřídel působí síla od mechanismu rohatky a západky. Budeme počítat se silou F_4 v působišti rohatky, která je nejvzdálenější od osy ložiska. Ta působí ve směru horizontálním, ve shodě se silami na nábojích řetězových kol. V tomto místě také na hřídel působí krouticí moment M_{KA} s opačným směrem, než mají poloviční momenty na nábojích.

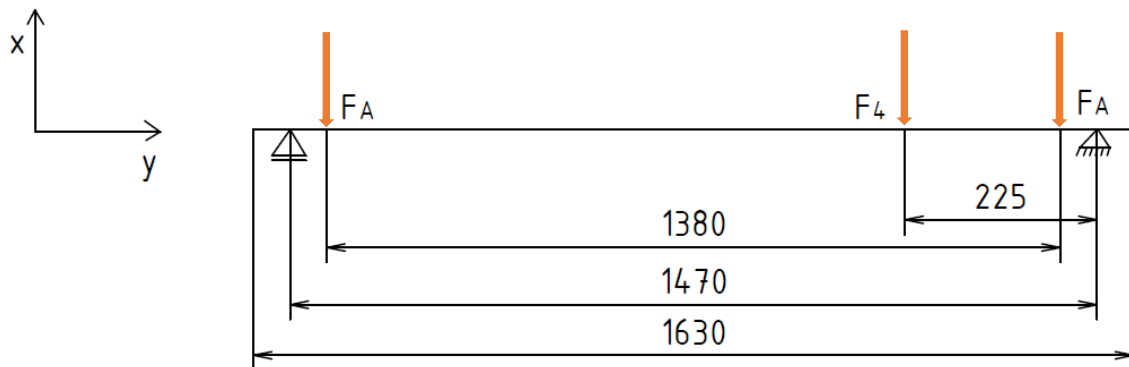
Schéma zatížení hřídele A rozdělíme do tří částí: na prvním budou zobrazeny krouticí momenty (obr. 106), na druhém pohledu z boku hřídele budou dvě síly od řetězových smyček a na třetím pohledu shora zobrazíme dvě síly od řetězových smyček a mechanismu rohatky a západky. Všechny pohledy jsou zobrazeny tak, že momentový násobič se nachází na pravé straně hřídele.



obr. 106.: Schéma krouticích momentů působících na hřídel A



obr. 107.: Schéma vertikálních sil působících na hřídel A



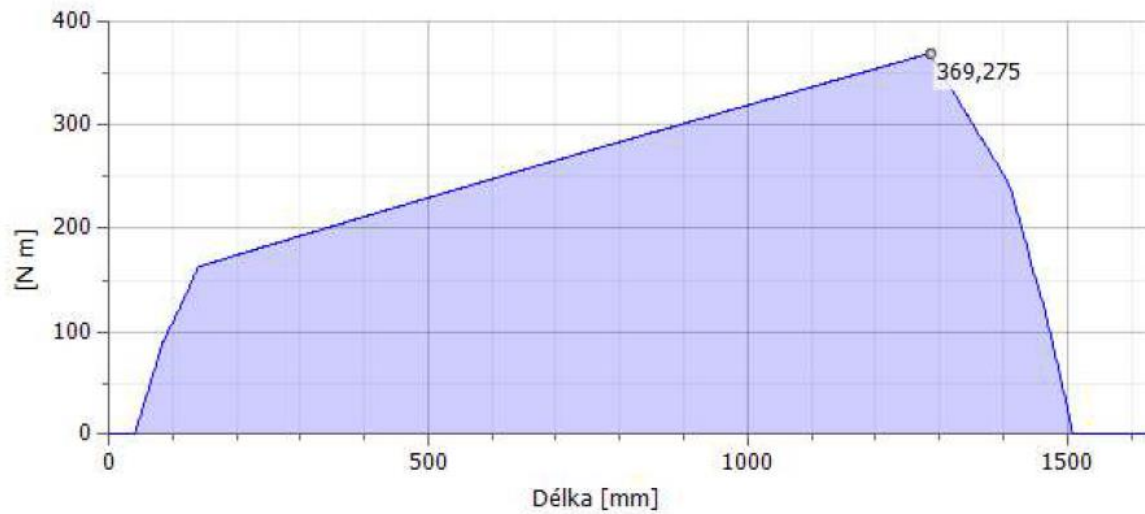
obr. 108.: Schéma horizontálních sil působících na hřídel A

Výsledné vypočtené hodnoty jsou v tab. 14. Vidíme, že maximální redukované napětí je menší než dovolené. Prakticky dosahuje hodnoty 97 MPa, což by u dynamicky namáhané hřídele bylo za dovolenou hodnotou.

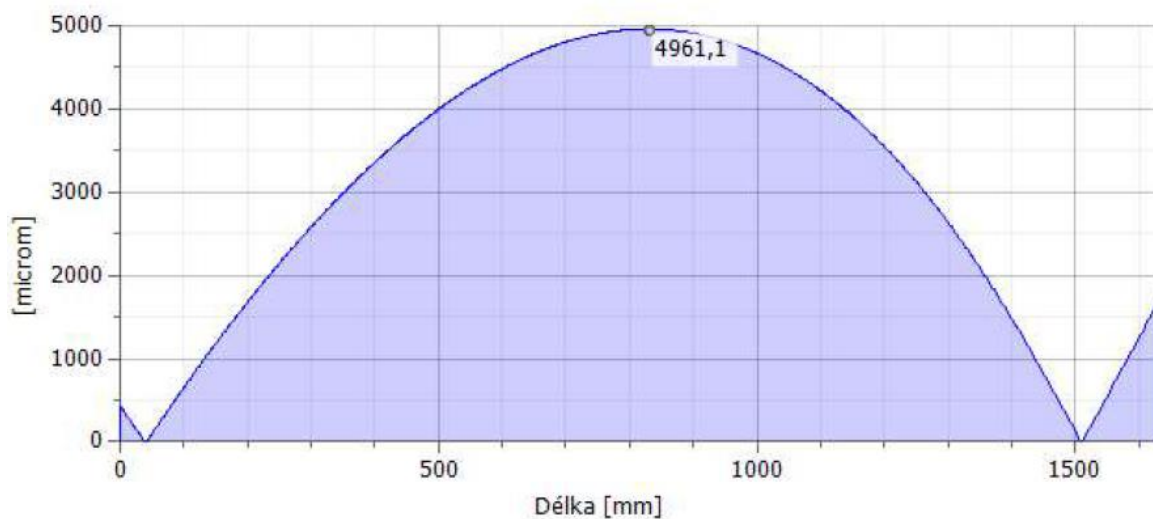
tab. 14.: Výsledky pevnostních výpočtů hřídele A

Maximální napětí v ohybu	σ_B	95,700 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	3,834 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	10,355 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	96,877 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	4961,102 microm

Grafická podoba průběhu momentu a průhybu hřídele C je zobrazena v grafech na obr. 109 a obr. 110.



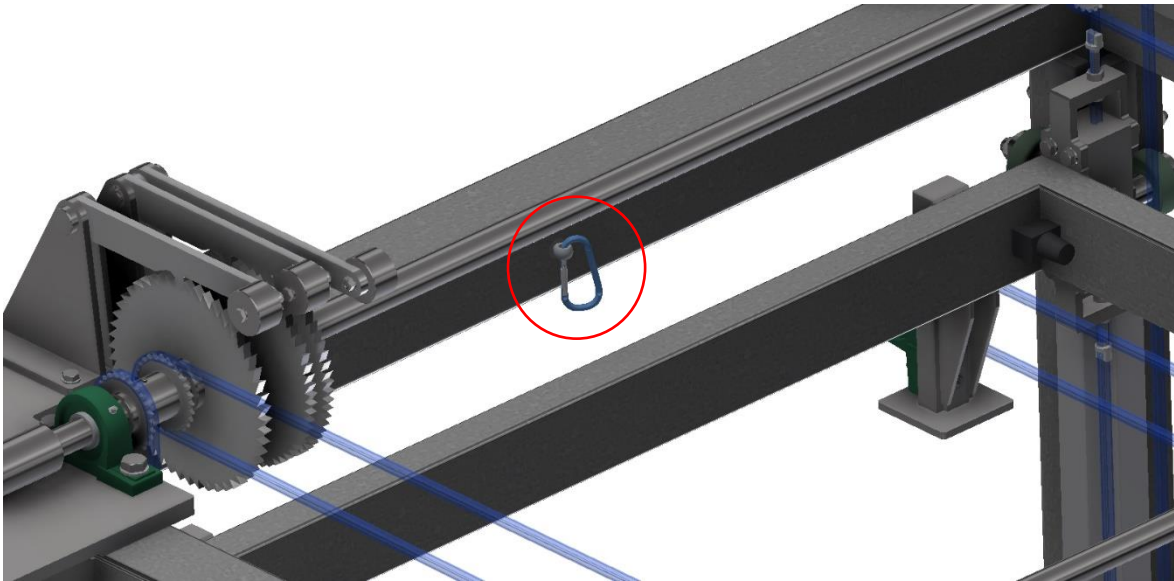
obr. 109.: Průběh ohybového momentu hřídele A



obr. 110.: Průhyb hřídele A

3.7.5. Bezpečnostní prvek

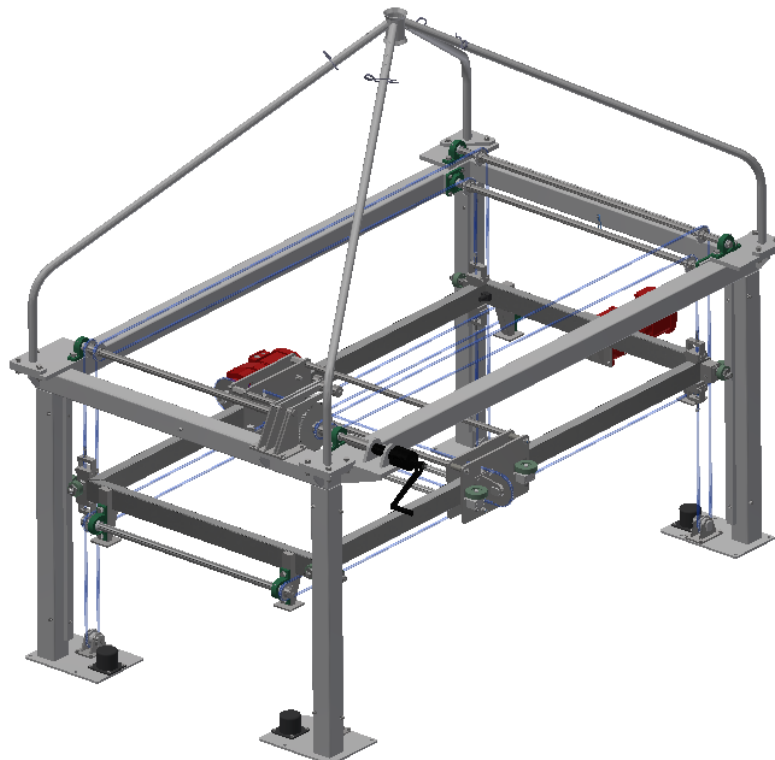
Při odebrání vytisknutého materiálu z testovacího zařízení bude nutné zvednout rám do horní polohy. Násobič krouticího momentu není samosvorný, mohlo by se tedy stát, že při špatném zapadnutí rohatky a západky celá konstrukce spadne. Aby nebyla ohrožena bezpečnost obsluhy, umístili jsme na základní rám bezpečnostní pojistku – jedná se o dva šrouby M10 s okem (obr. 111) pro karabiny a řetěz. Během provozu nebudou karabiny a řetěz na konstrukci, pouze při odebrání materiálu se řetězem zajistí rám pro pohyb v ose Z. Šrouby jsou umístěny na kratších stranách, uprostřed čtvercových profilů. Pro tento účel musíme profilem znovu provařit trubku pro vedení šroubu.



obr. 111.: Šroub s okem pro karabinu s řetězem

3.8. Konstrukce pro vedení hadice

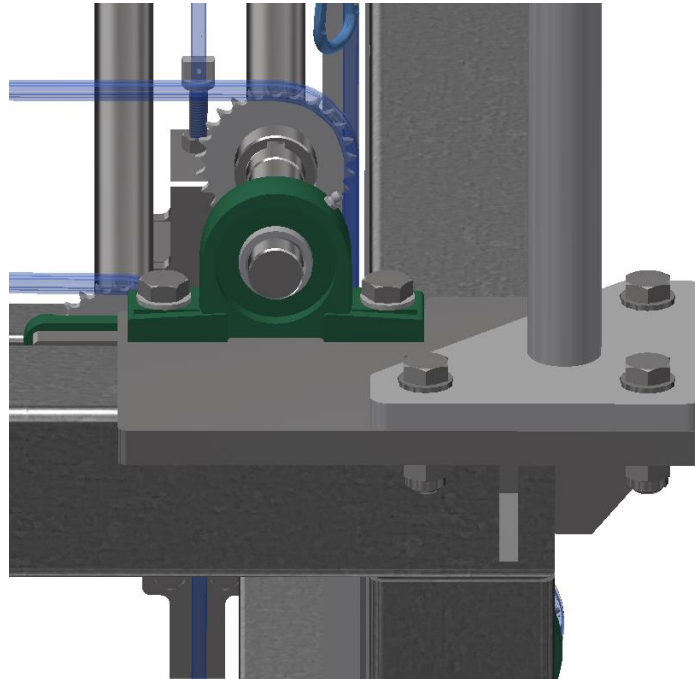
Posledním problémem, který musíme vyřešit, je bezpečný přívod hadice k tiskací hlavě. Je třeba hadici vést mimo pracovní prostor a zároveň tak, aby měla dostatečný dosah. Rozhodli jsme se pro následující řešení (obr. 112):



obr. 112.: Kompletní testovací zařízení

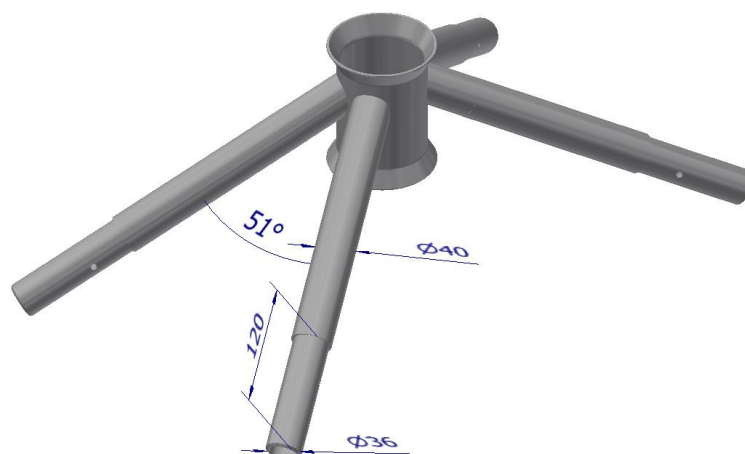
Konstrukce se skládá ze čtyř ohnutých trubek o průměru 40 x 3 mm, které nad zařízením drží rozválcovanou trubku o původním průměru 89 x 3,6 mm, kterou bude shora procházet hadice s betonem. Trubku jsme takto upravili kvůli ochraně hadice. Na spodním

konci trubek jsou přivařené trojúhelníkovité příruby z plechu o tloušťce se třemi dírami pro šrouby M16 (obr. 113). Pomocí nich je konstrukce přišroubovaná na základní rám v každém rohu. Plechy přivařené k základnímu rámu mají vyvrtané průchozí díry pro šrouby, šroub se utáhne na druhé straně samojistnou šestihrannou maticí.

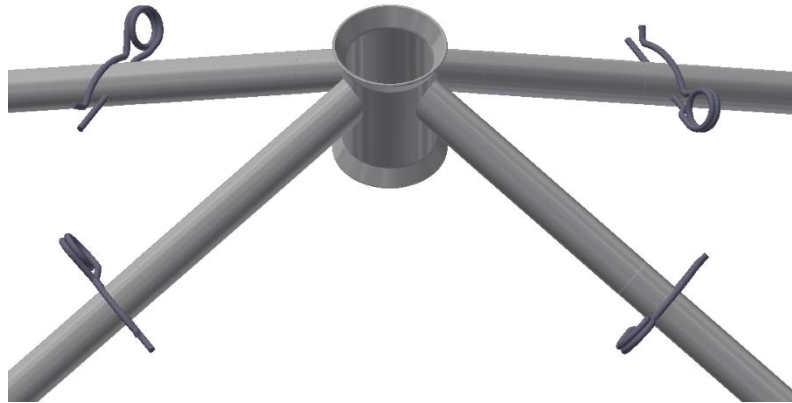


obr. 113.: Přišroubování příruby k základnímu rámu

Pro snadnou montáž jsme k trubce pro vedení hadice přivařili čtyři svařence trubek (obr. 114). Do větší trubky (průměr 40 mm) jsme přivařili trubku s průměrem 36 mm. Tento konec se při montáži zastrčí do trubek upevněných na základní rám a zajistí závlačkou, pro kterou jsme v trubkách vyvrtali díry na stranách.

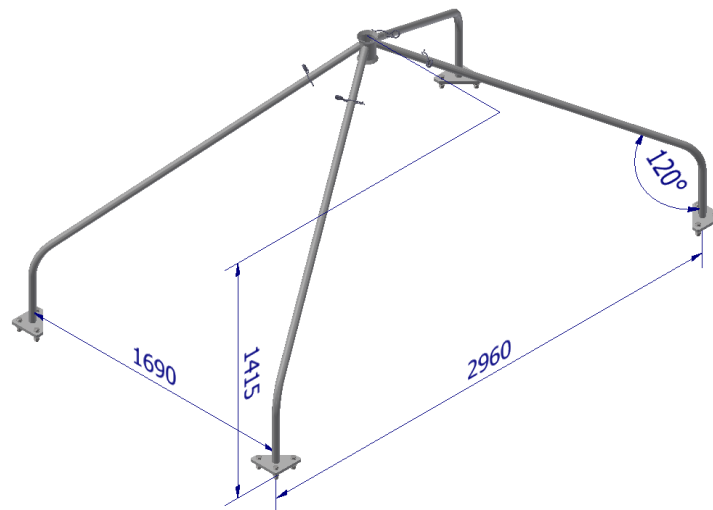


obr. 114.: Svařenec trubky pro vedení hadice s přípojovacími trubkami



obr. 115.: Zajištění závlačky

Celkové rozměry (obr. 116) zajišťují bezpečné vedení hadice nad testovacím zařízením.



obr. 116.: Rozměry konstrukce

3.9. Frekvenční analýza základního rámu metodou konečných prvků

Na testovacím zařízení jsou umístěny dva asynchronní elektromotory, které při provozu vystavují zařízení vibracím. Jedná se jak o vibrace samotného pohonu elektromotoru, tak i o vibrace z převodovky. Z tohoto důvodu provedeme frekvenční analýzu základního rámu, který je uchycen k zemi a jeho reakce v případě rezonance by mohla mít negativní vliv na funkci zařízení v podobě nadměrného namáhání či zvukových projevů.

Vlastní frekvence je vlastnost tělesa nebo soustavy těles, při které dochází k dokonalé přeměně potenciální energie na kinetickou a zpět. Při vychýlení externí silou získává těleso potenciální energii a po uvolnění se vrací do rovnovážné polohy, při čemž získává energii kinetickou. Protože tuto rovnovážnou polohu překmitne, ztratí energii kinetickou a získá

potenciální. Toto se na vlastní frekvenci bude neustále opakovat. Všechna tělesa mají velké množství vlastních frekvencí, cílem je tyto frekvence najít a v provozu se jim vyhnout. [21]

Asynchronní elektromotory se při standartním provozu s napětím o frekvenci 50 Hz točí rychlostí 1435 ot/min. Oba elektromotory jsou řízeny frekvenčním měničem v rozmezí 25 – 70 Hz a podle toho se mění otáčky elektromotoru i výstupní otáčky převodovky. V tab. 15 jsme vypočítali frekvence elektromotorů a jejich převodovek pro každých 5 Hz rozsahu frekvenčního měniče. Vlastní frekvence se s budicí frekvencí nemusejí dostat do přesné rezonance, pro negativní vliv na zařízení stačí, když se k sobě dostatečně přiblíží.

tab. 15.: Frekvence elektromotorů

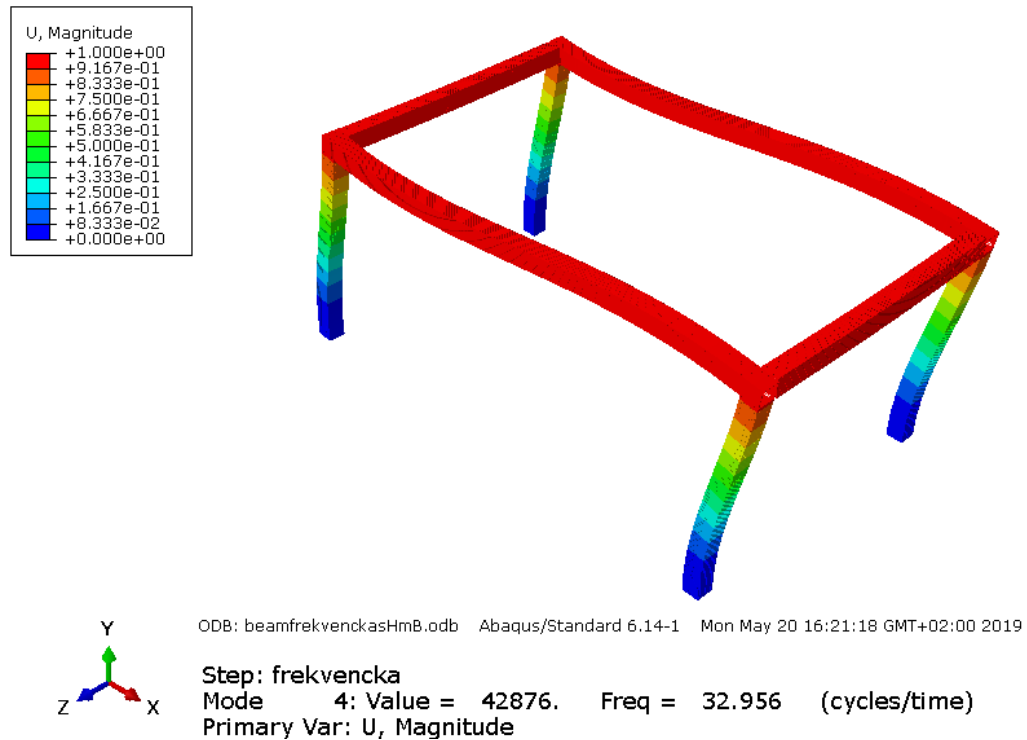
Frekvence napětí [Hz]	Otáčky motoru [Hz]	Výstupní otáčky převodovky [Hz] (elektromotor X)	Výstupní otáčky převodovky [Hz] (elektromotor Y)
25	11,958	0,210	0,112
30	14,350	0,253	0,135
35	16,742	0,295	0,157
40	19,133	0,337	0,180
45	21,525	0,379	0,202
50	23,917	0,421	0,224
55	26,308	0,463	0,247
60	28,700	0,505	0,269
65	31,092	0,547	0,292
70	33,483	0,589	0,314

Frekvenční analýzu provedeme v programu Abaqus. Základní rám vymodelujeme metodou „beam“ (paprsek), kterému zadáme průřezové vlastnosti čtvercových profilů včetně hmotnosti. Budeme také uvažovat hmotnost pohyblivé konstrukce testovacího zařízení. Při rezonanci základního rámu předpokládáme především kmitání v horní části rámu, nohy rámu by měly být efektu rezonance převážně ušetřeny díky pevnému uchycení k zemi. Prvních 10 vlastních frekvencí rámu vypočítaných programem Abaqus lze vidět v tab. 16.

tab. 16.: Vypočtené vlastní frekvence základního rámu

Tvar	Vlastní frekvence [Hz]
1	0,000 000 670
2	0,000 000 766
3	0,000 000 838
4	32,956
5	34,849
6	45,485
7	54,448
8	57,932
9	65,792
10	68,229

Z porovnání výsledků můžeme vidět, že provoz zařízení s touto konstrukcí by měl být bezproblémový až do hodnoty přibližně 33 až 35 Hz. Jedná se o provoz, kdy jsou elektromotory řízeny měničem napětím o frekvenci přesahující 65 Hz, což je již skoro na hranici požadovaného rozsahu. Jedná se o 4. a 5. tvar vlastní frekvence, předchozí 3 jsou tak malé, že zařízení za provozu pracuje vždy nad jejich pásmem. Předpokládané chování rámu při rezonanci se potvrdilo, jak můžeme vidět na obr. 117.



obr. 117.: Základní rám v rezonanci

Provozu zařízení v okolí těchto problematických frekvencí je nutné se vyhnout. Je ale možné, že za situace, kdy elektromotory jsou se základním rámem spojeny pouze přes polyuretanové rolny, které by mohly vibrace tlumit, se vlastní frekvence změní a posunou výše. Při testování zařízení je třeba se těmto frekvencím věnovat a počítat s možnými problémy.

4. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout zařízení pro testování betonových směsí, které musí mít zadané parametry. To zahrnuje vytvoření kompletního 3D modelu funkčního testovacího zařízení. Model byl vytvořen v CAD softwaru Autodesk Inventor. Závěrečným úkolem práce bylo zkontrolovat svařenec základního rámu frekvenční analýzou, která odhalí nebezpečné frekvence pro provoz zařízení.

Pro uvedení do problematiky slouží teoretická část práce, ve které byly uvedeny základní charakteristiky 3D tiskáren, používaných materiálů a konstrukcí. Testovací zařízení je podobné 3D tiskárně s rámovou konstrukcí.

V části praktické byl proveden kompletní návrh zařízení pro testování betonových směsí na základě zadaných parametrů. Zákazník zadal požadavky na rozměr pracovního prostoru, způsob pohonu v jednotlivých osách a výkon asynchronních elektromotorů. Výsledný pracovní prostor má s možnými rezervami rozměry 1,96 x 0,98 x 0,9 m. Tyto rozměry se od zadaných nepatrně liší, nicméně byly zákazníkem schváleny a nebudou mít vliv na funkci zařízení.

Základní nosná konstrukce byla navržena ze čtvercových profilů o rozměru 100 x 100 4 mm. Vnitřní rozměry byly v průběhu konstrukce upravovány dle potřeby. Konečné rozměry 2,75 x 1,48 x 1,3 m jsou navrženy na základě rozměrů rámu pro pohyb v ose Z a jeho pojezdového ústrojí.

Základem rámu pro pohyb v ose Z je obdélníkový svařenec z dutých profilů o rozměrech 100 x 50 x 3 mm. Jeho vnitřní rozměry jsou 2,61 x 1,2 m. Pro přesné vedení v ose Z bylo navrženo pojezdové ústrojí z polyuretanových rolen o průměru 70 mm s ocelovým běhounem FSTH od společnosti Blickle, které jsou nasazeny na excentrická pouzdra. Rolny se rozepřely mezi nohy základního rámu díky vyosení při montáži, čímž se zajistilo stabilní vedení.

Podoba konstrukce pro vedení v osách X a Y byla navržena jako sestava čtyř tyčí a čtyř plechových výpalků. Její nosnou součástí jsou dvě tyče pro lineární vedení o průměru 30 mm, které zajišťují vedení tiskací hlavy pomocí dvou linearsetů SMAL od společnosti CNCShop. Na linearsety byl umístěn plechový výpalek s trubkou pro umístění hadice s betonovou směsí, jejíž poloha byla zajištěna dvěma stavěcími šrouby.

Pro pohon tiskací hlavy byl vybrán asynchronní elektromotor R57DRN80MK4 se 4 póly od společnosti SEW-EURODRIVE, který má výkon 0,55 kW, výstupní krouticí moment 390 Nm a převodový poměr na čelní převodovce 106,58. Tento motor byl vybrán na základě přání zákazníka mít elektromotory s výkonem větším než 0,5 kW. Rychlost pohybu byla navržena pro rozmezí 50 až 150 mm/s při řízení elektromotoru pomocí frekvenčního měniče v rozmezí 25 až 70 Hz. Pohon zajišťuje válečkový řetěz 06 B, který byl vybrán a zkontrolován na přetržení, a dvě řetězová kola s 51 zuby.

Pro tento účel byla navržena rozpojená řetězová smyčka, jejíž konce jsou napojeny na napínací mechanismus umístěný na tiskací hlavě. Pod náboj volného řetězového kola bylo vybráno kombinované ložisko jehlové a kuličkové s kosoúhlým stykem NKIB 5906 od společnosti SKF. Pojezdové ústrojí bylo navrženo jako soustava celkem 12 polyuretanových rolen s různými průměry v kombinaci na pevných a excentrických čepech, které zajišťují polohu konstrukce ve všech směrech.

Pohonné ústrojí pro pohyb v ose X bylo umístěno na rám pro pohyb v ose Z mimo pracovní prostor. Je složené z asynchronního elektromotoru KA47BDRN80MK4 od SEW-EURODRIVE. Tento elektromotor má kuželovou převodovku s dutou hřídelí, výkon 0,55 kW, výstupní krouticí moment 205 Nm a převodový poměr 56,83. O pohon se stará hřídel procházející převodovkou, na jehož konci jsou řetězová kola s 27 zuby pro válečkový řetěz 06 B. Hřídel je uložen v ložiskových kompletech UCP 207, řetězová smyčka má napínací mechanismus umístěný na konstrukci pro vedení v osách X a Y. Rychlost pohybu je 50 až 150 mm/s při řízení frekvenčním měničem v rozmezí 25 až 70 Hz. Hřídel elektromotoru byl zkontrolován pevnostním výpočtem, součinitel dynamické bezpečnosti vyšel 19,7.

Pro nastavení výšky vrstvy požadoval zákazník použití ručního pohonu. Celé pohonné ústrojí se skládá ze čtyř smyček válečkového řetězu 06 B, řetězových kol s 27 zuby na třech hřídelích, z nichž jeden je hnaný násobičem krouticího momentu Yato, a čtyř převodních řetězových kol umístěných na plechových patkách základního rámu. Napínací mechanismy byly uchyceny v rozích rámu pro pohyb v ose Z. Hřídele byly pevnostně zkontrolovány v softwaru Autodesk Inventor a vyhověly požadavkům. O zajištění polohy a odměření výšky vrstvy se stará soustava rohatek a západek. Ty umožňují nastavovat výšku o 2 mm nebo 5 mm. Při kontrole na otláčení vyšel nejvyšší vypočítaný tlak na zub rohatky 14,8 MPa, což splnilo požadavky. Také byla provedena kontrola na otláčení pro polygonové spojení hřídele s násobičem krouticího momentu Yato, kde měrný tlak na bok vyšel 18,9 MPa, což je pod dovolenou hodnotou.

Posledním navrženým prvkem zařízení byla konstrukce pro vedení hadice s betonem k tiskací hlavě. Čtyři svařence trubek o průměru 40 x 3 mm zajišťují polohu nad testovacím zařízením trubky o průměru 89 x 3,6 mm, skrz kterou vede hadice.

Frekvenční analýza provedená metodou konečných prvků v softwaru Abaqus našla nebezpečné frekvence pro provoz zařízení 33 až 35 Hz. V tomto pásmu se zařízení nesmí používat.

Všechny uvedené výpočty sloužily k ověření správného návrhu konstrukce 3D modelu. 3D model zařízení je hlavní součástí diplomové práce a nalezneme jej v přílohách této práce. V další fázi projektu 3D model poslouží elektroinženýrům k rozmístění napájení asynchronních elektromotorů.

Použitá literatura

- [1] KOVÁŘÍK, Michal, Pavel SVOBODA a Petr ŠTEMBERK. Technologie 3D tisku v architektuře a stavebnictví. *EARCH*. [online]. 2018 [cit. 2019-06-09]. Dostupné z: <http://www.earch.cz/cs/stavitelstvi/technologie-3d-tisku-v-architekture-stavebnictvi>
- [2] STŘÍTESKÝ, Ondřej, Josef PRŮŠA a Martin BACH. *Základy 3D tisku s Josefem Průšou* [online]. 1. vydání. Praha: Prusa Research s.r.o., 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupné z: <https://www.prusa3d.cz/wp-content/uploads/zaklady-3d-tisku.pdf>
- [3] MX3D B.V. *MX3D Bridge* [online]. b.r. [cit. 2019-06-09]. Dostupné z: <https://mx3d.com/projects/bridge-2/>
- [4] Aniwaa. *The 13 best construction 3D printers in 2019* [online]. b.r. [cit. 2019-06-09]. Dostupné z: https://www.aniwaa.com/house-3d-printer-construction/#3D_printed_house_time_and_cost
- [5] OBUDHO, Brian. 3D printer axis - all you need to know. *ALL3DP* [online]. 2018 [cit. 2019-06-09]. Dostupné z: <https://all3dp.com/2/3d-printer-axis-all-you-need-to-know/>
- [6] Feron online. *Feron a.s.* [online]. b.r. Dostupné také z: <https://online.ferona.cz/>
- [7] Blickle a.s. *Vodící rolny* [online]. b.r. [cit. 2019-04-24]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/v%C3%BDrobky/v%C3%BDrobn%C3%AD-program/vodici-rolny>
- [8] CNC shop s.r.o. *Lineární technika* [online]. b.r. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: http://www.cncshop.cz/linearni-technika_c
- [9] T.E.A. TCHNIK s.r.o. *Vodící tyče* [online]. b.r. [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/vodici-tyce/>
- [10] LEINVEBER, Jíří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 6. vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [11] Řetězy Olomouc, spol. s.r.o. *Řetězová kola* [online]. b.r. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.retezyolomouc.cz/retezova-kola-k32>
- [12] D2Drives s.r.o. *Frekvenční měniče - proč a jak* [online]. b.r. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.cz/frekvencni-menice-proc-a-jak>
- [13] SEW-EURODRIVE. *Konfigurační výrobků* [online]. b.r. [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/default.aspx?country=CZ&language=cs_CZ
- [14] HOSNEDL, Stanislav. *Obecné strojní části 1: teoretické základy, spoje, přenosové části, otočná uložení, akumulátory energie, hřídelové spojky*. 1. vydání. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012. ISBN ISBN 978-80-261-0125-3.
- [15] SKF a.s. *Jehlová ložiska / kuličková ložiska s kosoúhlým stykem* [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller->

bearings/needle-roller-bearings/combined-needle-roller-bearings/needle-roller-actbb-
pt/index.html?designation=NKIB%205906

- [16] SVOBODOVÁ, Magdalena. *Spoje a spojovací součásti: Čepové spoje* [online]. b.r. [cit. 2019-05-24]. Dostupné z:
http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-09.pdf
- [17] Converter. *Valivé tření (valivý odpor)* [online]. b.r. [cit. 2019-05-30]. Dostupné z:
<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [18] KUGL, Otmar, Jiří HOUKAL, Pavel TOMEK a Jiří ZÍMA. *PROJEKT - III. ročník*. 2. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03205-1.
- [19] CZ FERRO STEEL. *ČSN 11 600 - Konstrukční ocel* [online]. b.r. [cit. 2019-06-01]. Dostupné z:
<http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11600.pdf>
- [20] Az-hobby.cz. *Násobič krouticího momentu 4200 Nm dvourychlostní Yato* [online]. b.r. [cit. 2019-06-02]. Dostupné z: <https://www.az-hobby.cz/p/11538/nasobic-krouticiho-momentu-4200nm-dvourychlostni-yato>
- [21] Ekosoftware s.r.o. *Problematika hluku a vibrací* [online]. b.r. [cit. 2019-06-02]. Dostupné z:
<https://www.ekosoftware.cz/problematika-hluku-a-vibraci>

Seznam obrázků

obr. 1.: Optimalizovaná podoba styčnicku	3
obr. 2.: Pěší lávka od společnosti MX3D	4
obr. 3.: Vizualizace konstrukčního řešení stěn Contour Crafting	5
obr. 4.: Vytlačování betonové směsi z trysky	6
obr. 5.: 3D tiskárna s rámovou konstrukcí.....	7
obr. 6.: 3D tiskárna s robotickým ramenem	8
obr. 7.: Skelet základního rámu	11
obr. 8.: Svařenec základního rámu	11
obr. 9.: Přivařené patky	12
obr. 10.: Pojezdové lišty na základním rámu.....	13
obr. 11.: Řez nohy základního rámu v ose šroubu pojezdové lišty	13
obr. 12.: Svařenec rámu pro pohyb v ose Z.....	14
obr. 13.: Přivařené tyče se závitovými otvory pro čepy	15
obr. 14.: Řez sestavením excentrického čepu a rolny	15
obr. 15.: Rolna na excentrickém čepu	16
obr. 16.: Řez rolnou FSTH	16
obr. 17.: Pojezd v ose Z.....	18
obr. 18.: Dvojitý uzavřený linearsetů	19
obr. 19.: Výkres s parametry linearsetu	19
obr. 20.: Svařenec trubky a výpalku	20
obr. 21.: Svařenec připevněný k linearsetům.....	21
obr. 22.: Návrh podoby nosné konstrukce	22
obr. 23.: Uchycení výpalků na první straně	23
obr. 24.: Řez uchycením plechových výpalků na tyči	23
obr. 25.: Uchycení výpalků na opačné straně	24
obr. 26.: Řez uchycením plechových výpalků na tyči	24
obr. 27.: Jednořadý válečkový řetěz	25
obr. 28.: Asynchronní elektromotor R57DRN80MK4.....	28
obr. 29.: Připojovací rozměry asynchronního motoru R57DRN80MK4	28
obr. 30.: Napínací šroub válečkového řetězu.....	30
obr. 31.: Napínací mechanismus válečkového řetězu na tiskací hlavě	31
obr. 32.: Připojovací rozměry elektromotoru na výpalku	32
obr. 33.: Průchod řetězu výpalky a napínací mechanismus řetězu.....	33
obr. 34.: Řez nábojem řetězového kola.....	34
obr. 35.: Pohled na řez spojení náboje a hřídelem	34
obr. 36.: Strana konstrukce se sestavou volného řetězového kola	35
obr. 37.: Pohled na částečný řez sestavy.....	36
obr. 38.: Řez sestavením volného kola	36
obr. 39.: Schéma čepu	38
obr. 40.: Schéma sil působících na čep.....	38
obr. 41.: Schéma sil pro momentovou rovnici	39
obr. 42.: Ložisko NKIB 5906	40
obr. 43.: Boční pohled na rozmístění rolen v pojezdu	42

obr. 44.: Horní pohled na rozmístění rolen v pojezdu	42
obr. 45.: Řez sestavením přímého čepu a rolny	44
obr. 46.: Řez sestavením excentrického čepu a rolny	45
obr. 47.: Umístění rolen ve směru osy Z.....	45
obr. 48.: Pohled na uchycení rolen z vnitřní strany.....	46
obr. 49.: Řešení bočního pevného čepu a rolny	47
obr. 50.: Poloha bočních pevných čepů s rolnami.....	47
obr. 51.: Řešení bočního excentrického čepu a rolny	48
obr. 52.: Poloha bočních excentrických čepů s rolnami.....	48
obr. 53.: Celková podoba konstrukce pro pohyb v osách X a Y	49
obr. 54.: Pohled na pohon v ose X.....	50
obr. 55.: Asynchronní elektromotor KA47BDRN80MK4	51
obr. 56.: Připojovací rozměry asynchronního elektromotoru KA47BDRN80MK4	52
obr. 57.: Připojovací rozměry asynchronního elektromotoru KA47BDRN80MK4	52
obr. 58.: Pohled na uchycení elektromotoru	54
obr. 59.: Připojovací rozměry elektromotoru na konstrukci.....	54
obr. 60.: Napínací mechanismus válečkového řetězu na konstrukci	55
obr. 61.: Náboj řetězového kola na konci hřídele	56
obr. 62.: Řez nábojem řetězového kola.....	57
obr. 63.: Ložiskový komplet UCP	58
obr. 64.: Hřídel v ložiskovém kompletu.....	59
obr. 65.: Pohled na volnou hřídel	59
obr. 66.: Schéma hřídele elektromotoru	60
obr. 67.: Průběh ohybového momentu na hřídeli elektromotoru	61
obr. 68.: Průhyb hřídele elektromotoru	61
obr. 69.: Kontrolované místo na hřídeli	62
obr. 70.: Konečné rozměry základního rámu	63
obr. 71.: První verze patky	64
obr. 72.: Druhá verze patky	64
obr. 73.: Konstrukce při dosedu na gumový nárazník.....	65
obr. 74.: Pohon v ose Z	66
obr. 75.: Schéma konceptu pohonu v ose Z	67
obr. 76.: Osové vzdálenosti hřídelů a řetězových kol	67
obr. 77.: Napínací mechanismus krátké řetězové smyčky	68
obr. 78.: Držák napínacího mechanismu	68
obr. 79.: Napínací mechanismus dlouhé řetězové smyčky	69
obr. 80.: Převodní řetězové kolo	70
obr. 81.: Plechy pro ložiskové komplety UCP	70
obr. 82.: Hřídel C.....	71
obr. 83.: Náboj řetězového kola se stavěcím šroubem M6	71
obr. 84.: Hřídel B.....	72
obr. 85.: Ložiskový komplet UCF	72
obr. 86.: Plechy pro ložiskové komplety UCF	73
obr. 87.: Hřídel A.....	74

obr. 88.: Rozměry hřídele A.....	74
obr. 89.: Náboj duplexního řetězového kola se stavěcím šroubem.....	75
obr. 90.: Násobič krouticího momentu Yato 4200 Nm	76
obr. 91.: Výpalek pro násobič krouticího momentu.....	76
obr. 92.: Uchycení násobiče krouticího momentu	77
obr. 93.: Svařenec pro přenos krouticího momentu.....	77
obr. 94.: Mechanismu rohatek a západek.....	79
obr. 95.: Rozměry rohatek.....	79
obr. 96.: Náboj rohatek se stavěcím šroubem	80
obr. 97.: Rozměry sestavení západek.....	81
obr. 98.: Osově vzdálenosti rohatek a západek	81
obr. 99.: Rozložení sil od zatížení a předepnutí válečkových řetězů.....	83
obr. 100.: Schéma zatížení hřídele C	84
obr. 101.: Průběh ohybového momentu hřídele C	84
obr. 102.: Průhyb hřídele C.....	85
obr. 103.: Schéma zatížení hřídele B	85
obr. 104.: Průběh ohybového momentu hřídele B	86
obr. 105.: Průhyb hřídele B.....	86
obr. 106.: Schéma krouticích momentů působících na hřídel A	87
obr. 107.: Schéma vertikálních sil působících na hřídel A	87
obr. 108.: Schéma horizontálních sil působících na hřídel A.....	87
obr. 109.: Průběh ohybového momentu hřídele A	88
obr. 110.: Průhyb hřídele A	88
obr. 111.: Šroub s okem pro karabinu s řetězem	89
obr. 112.: Kompletní testovací zařízení	89
obr. 113.: Přišroubování příruby k základnímu rámu.....	90
obr. 114.: Svařenec trubky pro vedení hadice s připojovacími trubkami	90
obr. 115.: Zajištění závlačky	91
obr. 116.: Rozměry konstrukce	91
obr. 117.: Základní rám v rezonanci	93

Seznam tabulek

tab. 1.: Zadané parametry pro testovací zařízení.....	9
tab. 2.: Katalog Blickle, FSTH rolny	17
tab. 3.: Tabulka parametrů linearsetů SMAL.....	20
tab. 4.: Tabulka rozměrů válečkových řetězů.....	25
tab. 5.: Funkční údaje válečkových řetězů	26
tab. 6.: Parametry asynchronního elektromotoru R57DRN80MK4	29
tab. 7.: Rozměry ložiska NKIB 5906	40
tab. 8.: Parametry asynchronního elektromotoru KA47BDRN80MK4	53
tab. 9.: Rozměry ložiskových kompletů UCP	58
tab. 10.: Výsledky výpočtů hřídele elektromotoru.....	60
tab. 11.: Rozměry ložiskových kompletů UCF	73
tab. 12.: Výsledky pevnostních výpočtů hřídele C.....	84



tab. 13.: Výsledky pevnostních výpočtů hřídele B.....	85
tab. 14.: Výsledky pevnostních výpočtů hřídele A	87
tab. 15.: Frekvence elektromotorů.....	92
tab. 16.: Vypočtené vlastní frekvence základního rámu	92

Seznam příloh

Příloha 1.: 3D model zařízení pro testování stavební směsi