

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh manipulátoru pro hutní průmysl

Autor: **Bc. Michal ŠVAMBERK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal ŠVAMBERK**
Osobní číslo: **S13N0050P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Konstrukční návrh manipulátoru pro hutní průmysl**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Průzkum současného stavu problematiky. Analýza získaných poznatků. Návrh koncepce manipulátoru s ohledem na požadované parametry. Detailní konstrukční řešení jednotlivých skupin na základě výsledků analytických výpočtů. Napěťová a tuhostní MKP simulace zvoleného konstrukčního uzlu. Výrobní výkresová dokumentace v závislosti na technologii výroby.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Průzkum současného stavu problematiky
2. Návrh koncepcí manipulátoru s ohledem na požadované parametry
3. Porovnání jednotlivých variant a výběr vhodné varianty
4. Detailní konstrukce, výkresová dokumentace a MKP simulace vybrané varianty
5. Zhodnocení práce, závěr

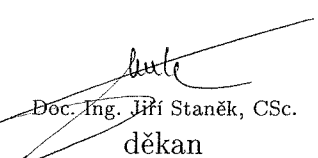
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

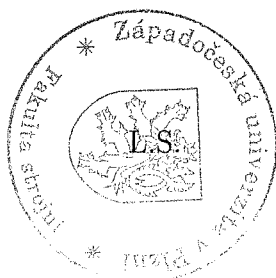
HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

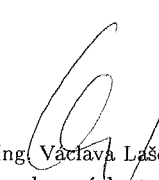
KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S., KRÓNEROVÁ, E. Obecné strojní části 2. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Jaroslav Vykoukal**
GENERAL ENGINEERING SERVICES s.r.o.
Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Švamberk	Jméno Michal	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Jméno Martin	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh manipulátoru pro hutní průmysl		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	131	TEXTOVÁ ČÁST	70	GRAFICKÁ ČÁST	61
---------------	-----	---------------------	----	--------------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh manipulátoru pro přepravu trubek do pracovního prostoru rovnačky. Manipulátor byl zkonstruován v CAD systému Autodesk Inventor Professional 2011.
ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	
KLÍČOVÁ SLOVA	Manipulátor, rovnačka, CAD, MKP
ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Švamberk	Name Michal	
FIELD OF STUDY	2302T019 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Name Martin	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Engineering design of the manipulator for the iron and steel industry		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	131	TEXT PART	70	GRAPHICAL PART	61
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma of work includes design of the manipulator for transporting tubes to the workspace straighteners. The manipulator was designed in the CAD system Autodesk Inventor Professional 2011.
KEY WORDS	Manipulator, straightener, CAD, FEM

Obsah

Obsah.....	5
Seznam použitých symbolů.....	7
1. Úvod.....	10
1.1 Zadávající společnost	10
2. Manipulační technika	10
2.1 Rozdělení manipulačních prostředků	10
2.2 Úvod do problematiky manipulace s trubkami.....	11
2.2.1 Rovnací zařízení	12
2.3 Příklady manipulačních linek – současný stav	12
2.3.1 Manipulační linky ŽĎAS a.s.....	12
2.3.2 Manipulační linky Prestar s.r.o.	15
3. Základní technická specifikace	17
3.1 Technické parametry manipulátoru	17
3.2 Specifikace okolního prostředí	17
4. Popis funkce manipulátoru.....	18
5. Variantní řešení zakládání trubek.....	19
5.1 Varianta A – Podávací kola	19
5.2 Varianta B – Odvalování	20
5.3 Varianta C – Ramena zakládání	21
5.4 Vyhodnocení variant zakládání trubek	23
6. Základní konstrukční celky manipulátoru.....	24
6.1 Ramena zakládání – konstrukční řešení	24
6.1.1 Návrh pohonu ramen zakládání.....	25
6.1.2 Kontrola řetězového převodu	28
6.1.3 Kontrola ložisek	30
6.2 Hnací rolny	34
6.2.1 Návrh pohonu hnacích rolen	35
6.2.2 Kontrola ložisek	37
6.2.3 Kontrola hydraulického válce při zdvihání hnacích rolen	39
6.3 Základní rám.....	40
6.4 Krytování.....	41
6.4.1 Pevné krytování.....	41
6.4.2 Pohyblivé krytování	42

6.5	Vstupní čelisti	45
6.6	Sestava manipulátoru.....	47
7.	MKP analýza statického zatížení vstupních čelistí	49
7.1	Idealizace mechanismu vstupních čelistí.....	49
7.2	Tvorba sítě	50
7.3	Materiálové vlastnosti.....	52
7.4	Definice kontaktů	52
7.5	Okrajové podmínky	53
7.6	Výsledky MKP analýzy.....	55
7.6.1	Varianta A	55
7.6.2	Varianta B	59
7.6.3	Varianta C	62
7.7	Vyhodnocení MKP analýzy.....	64
8.	Závěr.....	64
	Použitá literatura	65
	Použitý software.....	66
	Seznam obrázků	67
	Seznam tabulek	69
	Seznam příloh.....	70

Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
a_{roz}	zrychlení trubky	m/s^2
c	dynamická únosnost ložiska	MPa
c_0	statická únosnost ložiska	MPa
d_p	vnitřní průměr pouzdra	mm
D_2	roztečný průměr řetězového kola	mm
$D_{př}$	průměr rolny, na kterém je unášena trubka	mm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
F_1	tíhová síla od hmotnosti trubky na jeden nosič	N
F_2	tíhová síla od hmotnosti ramene zakládání	N
F_n	normálová síla působící na nosič	N
F_{dov}	dovolená síla v řetězu	kN
F_e	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska rolny	N
F_G	tíhová síla od hmotnosti rolny s trubkou	N
F_{Gk}	tíhová síla od hmotnosti krytu	N
F_{Gn}	tíhová síla od hmotnosti hřídele s nosičem	N
F_{Gr}	tíhová síla od hmotnosti ramene s rolnou	N
F_{Grt}	tíhová síla od hmotnosti ramen s trubkou	N
F_{Grol}	tíhová síla od hmotnosti rolny	N
F_{Gt}	tíhová síla od hmotnosti trubky	N
F_p	tíhová síla od hmotnosti krytu na jedno pouzdro	N
F_R	reakce v ložisku rolny	N
F_{RA}	reakce v ložisku A	N
F_{RB}	reakce v ložisku B	N
F_{RC}	reakce v ložisku C	N
F_{RD}	reakce v ložisku D	N
F_{roz}	potřebná pohybová síla pro rozpořívování trubky	N
$F_{ř}$	síla působící v řetězu	N
F_v	potřebná síla pro zdvih rolen	N
F_{vmax}	síla v hydraulickém válci při 100 barech	N
G	tíhová síla od hmotnosti trubky	N
i	počet hnacích rolen	-
i_m	převodový poměr pohonu zakládání	-
i_{rol}	převodový poměr pohonu rolny	-
J	moment setrvačnosti ramen zakládání s trubkou	$kg \cdot m^2$
J_k	moment setrvačnosti krytu	$kg \cdot m^2$
J_{rol}	moment setrvačnosti rolny	$kg \cdot mm^2$
k	součinitel bezpečnosti	-
k_d	bezpečnost řetězu proti přetržení při dynamickém zatížení	-

k_{dyn}	součinitel bezpečnosti pro návrh pohonu rolny	-
k_s	bezpečnost řetězu proti přetržení při statickém namáhání	-
l	obvodová dráha ramene zakládání	m
l_1	vzdálenost mezi ložiskem „A“ a prvním nosičem	mm
l_2	vzdálenost mezi ložiskem „A“ a těžištěm ramene	mm
l_3	vzdálenost mezi ložiskem „A“ a druhým nosičem	mm
l_4	vzdálenost mezi ložiskem „A“ a „B“	mm
l_5	vzdálenost mezi ložiskem „C“ a těžištěm hřídele s nosičem	mm
l_6	vzdálenost mezi ložiskem „C“ a nosičem	mm
l_7	vzdálenost mezi ložiskem „C“ a „D“	mm
l_p	délka styku pouzdra a čepu	mm
$l_{\bar{r}}$	vzdálenost síly F_n od osy řetězového kola	mm
L_{10}	trvanlivost ložiska	ot
L_{10h}	trvanlivost ložiska	hod
m	exponent trvanlivosti ložiska	-
m_k	hmotnost krytu	kg
m_n	hmotnost hřídele s nosičem	kg
m_r	hmotnost ramene s rolnou	kg
m_{r1}	hmotnost jednoho ramene zakládání	kg
m_{rol}	hmotnost rolny	kg
m_{rt}	hmotnost ramen zakládání s trubkou	kg
m_t	maximální hmotnost trubky	kg
M_c	celkový točivý moment ramen zakládání	N.m
M_{c_rol}	celkový potřebný točivý moment pro přepravu trubek	N.m
M_{Gk}	točivý moment od hmotnosti krytu	N.m
M_{Grt}	točivý moment od hmotnosti ramen s trubkou	N.m
M_m	maximální točivý moment motoru zakládání	N.m
M_{m_rol}	maximální točivý moment motoru rolny	N.m
M_{roz}	rozběhový točivý moment ramen zakládání	N.m
M_{roz_k}	potřebný točivý moment k rozpořívání krytu	N.m
M_{roz_rol}	potřebný točivý moment pro rozběh rolny	N.m
M_{roz_tr}	potřebný hnací točivý moment k pohybu trubky	N.m
$M_{\bar{r}}$	točivý moment na řetězovém kole	N.m
n	otáčky ramen zakládání	1/min
$n_{př}$	potřebné otáčky motoru rolny	1/min
p	pracovní tlak hydraulického válce	bar
p_d	dovolený tlak v kloubu řetězu	MPa
p_{Dp}	dovolený měrný tlak pro materiál čepu	MPa
p_p	měrný tlak ve styčné ploše čepu	MPa

$p_{\bar{r}}$	tlak v kloubu řetězu	MPa
p_s	směrný tlak v kloubu řetězu	MPa
P	potřebný výkon motoru zakládání	kW
P_m	jmenovitý výkon motoru zakládání	kW
P_{m_rol}	jmenovitý výkon motoru rolny	kW
P_{rol}	potřebný výkon motoru rolny	kW
r	poloměr otáčení ramen	mm
R_e	mez kluzu materiálu	MPa
R_m	mez pevnosti materiálu	MPa
s	úhel otevření krytu	°
S_1	součinitel bezpečnosti při statickém namáhání ložiska „A“	-
S_2	součinitel bezpečnosti při statickém namáhání ložiska „C“	-
S_3	součinitel bezpečnosti při statickém namáhání ložiska rolny	-
S_{0_1}	směrný součinitel statické bezpečnosti pro ložisko „A“	-
S_{0_2}	směrný součinitel statické bezpečnosti pro ložisko „C“	-
S_p	plocha pístu hydraulického válce ze strany pístnice	mm ²
S_{pot}	potřebná plocha pístu hydraulického válce ze strany pístnice	mm ²
$S_{\bar{r}}$	plocha kloubu řetězu	mm ²
t	čas jedné otáčky ramene	s
t_k	čas otevření krytu	s
t_{roz}	čas zrychlení trubky	s
t_z	čas zrychlení krytu	s
t_{zr}	čas zrychlení ramen zakládání	s
v	rychlost zakládání trubky	m/min
$v_{př}$	rychlost přepravy trubky	m/min
V	rotační součinitel	-
x	vzdálenost těžiště ramen zakládání od osy rotace	mm
X	radiální součinitel	-
y	součinitel rázů	-
Y	činitel rázů	-
α	úhel mezi tíhovou silou (G) a normálovou silou (F _n)	°
α_k	úhlové zrychlení krytu	rad/s ²
α_r	úhlové zrychlení ramen zakládání	rad/s ²
α_{rol}	úhlové zrychlení rolny	rad/s ²
$\lambda_{\bar{r}}$	činitel tření řetězu	-
ω_k	úhlová rychlost krytu	rad/s
ω_r	úhlová rychlost ramen zakládání	rad/s
ω_{rol}	úhlová rychlost rolny	rad/s

1. Úvod

Manipulátor je takové zařízení, které umožní dopravu daného polotovaru z místa A do místa B a to v požadovaném směru, množství a rychlosti. Vhodnou konstrukcí manipulátoru je možné těchto požadavků docílit. Tato práce je zaměřena na přepravu trubek z předřadného zařízení do pracovního prostoru rovnačky. Zakládání trubek do žlabu manipulátoru lze realizovat mnoha způsoby, proto je důležité provést analýzu a zvolit ten nejvhodnější.

V této práci jsou vysvětleny principy několika způsobů zakládání trubek a je vybrána varianta, která nejvíce vyhovuje zadaným technickým parametrům. Pro manipulátor je vytvořen konstrukční návrh na základě analytických výpočtů včetně výkresové dokumentace. Pro zvolený konstrukční uzel manipulátoru je zpracována pevnostní a tuhostní MKP analýza.

1.1 Zadávající společnost

Firma General Engineering Services s.r.o. působí na trhu již od roku 2008. Hlavní náplní je poskytování konstrukčních návrhů pro externí společnosti a také poskytování IT služeb.

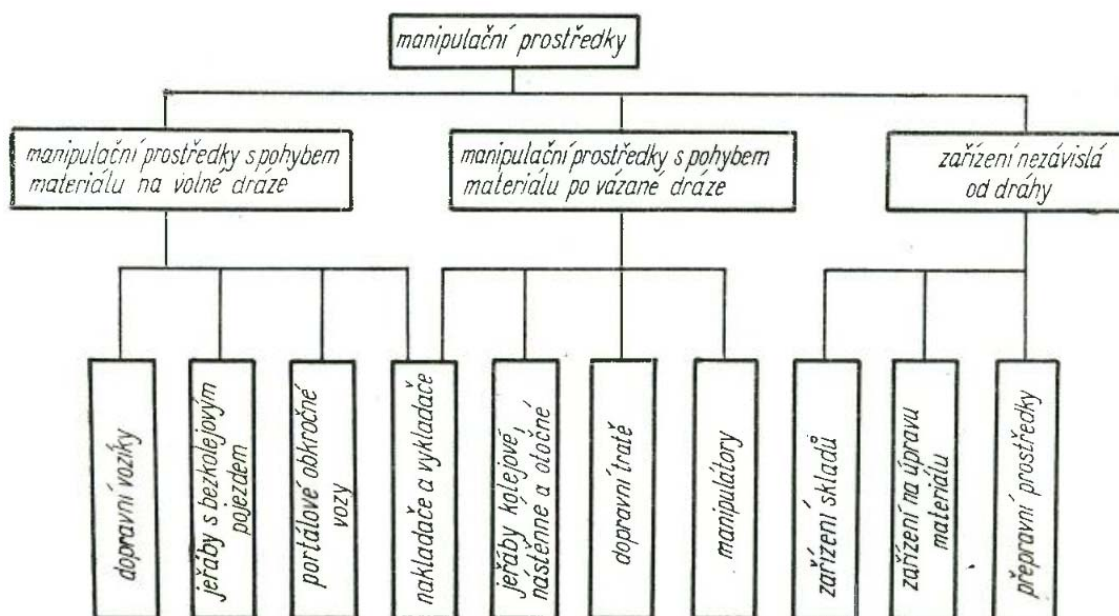
2. Manipulační technika

Hlavní funkcí všeobecného manipulátoru je manipulace s materiálem. Manipulace zahrnuje nakládku, přepravu a vykládku či překládku. V moderních podnicích jsou manipulátory součástí výrobních linek. Jejich volba má podstatný vliv na produktivitu a rentabilitu podniku. Proto je nutné jejich výběr důkladně zvážit. [1]

2.1 Rozdělení manipulačních prostředků

Zařízení pro manipulaci s materiálem je možno třídit z různých hledisek. Z hlediska dráhy, po které se přepravovaný materiál pohybuje, se zařízení dělí na [1]:

1. S pohybem materiálu na volné dráze
2. S pohybem materiálu na vázané dráze
3. Nezávislé na dráze



Obrázek 1 - Rozdělení manipulačních prostředků [1]

Následujícím hlediskem pro třídění manipulačních zařízení je způsob přepravy a silové působení na manipulovaný materiál. Dle tohoto hlediska dělíme zařízení na [1]:

1. gravitační
2. s mechanickým přenosem sil
3. s dopravou v pomocném médiu

Z hlediska manipulovatelného materiálu dělíme zařízení na [1]:

1. manipulátor pro sypké hmoty
2. manipulátor pro kusový materiál
3. manipulátor pro kapaliny a plyny

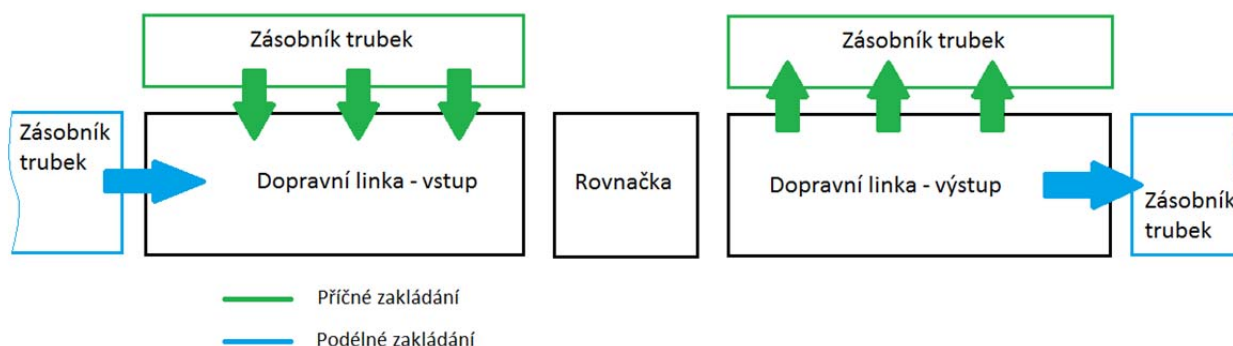
2.2 Úvod do problematiky manipulace s trubkami

Přeprava trubky, za účelem následného zpracování, je zajištěna pomocí dopravní linky, přičemž se trubka může pohybovat ve směru kolmém na její osu či ve směru vlastní osy. V případě této práce bude vytvořen manipulátor, kde pohyb trubky je složený, při zakládání koná trubka pohyb ve směru kolmém na její osu a při přepravě k rovnačce koná pohyb ve směru její osy. Dále existuje několik možností, jakým způsobem bude trubka založena do žlabu manipulátoru.[2]

Jednou z možností je příčné zakládání, kde zásobník s trubkami je umístěn paralelně s dopravní linkou a trubka koná pohyb v kolmém směru k její ose. [2]

Další možností je podélné zakládání, kde je zásobník umístěn před dopravní linkou (manipulátorem) a trubka je založena ve směru přímém směrem k rovnačce. [2]

U méně automatizovaných linek může být trubka vložena do žlabu dopravní linky jinou alternativní dopravou, například jeřábem. [2]



Obrázek 2 - Schéma rovnací linky

U podélného zakládání jsou kladeny větší nároky na délku provozní haly, avšak samotné založení trubky do žlabu dopravní linky bývá jednodušší. Při použití příčného zakládání je nutné dopravní linku opatřit přídatným zařízením, které přemístí trubku ze zásobníku či z jiného předřadného zařízení do žlabu manipulátoru, ale jsou kladeny menší nároky na velikost provozní haly. [2]

Trubka vložená do žlabu je pomocí rotujících roln dopravována v ose žlabu směrem k pracovnímu prostoru rovnačky. Jednotlivé rolny mohou být poháněny vlastním převodovým elektromotorem, či je možné použít pouze jeden pohon a rolny mezi sebou propojit například

pomocí řetězového převodu. Jakmile je rovnaná trubka uchopena pracovními válci rovnačky, rolny se sklopí pod úroveň žlabu, aby nedošlo k jejich poškození či poškození povrchu trubky. Následně je pohyb trubky zajištěn pouze pracovními válci rovnačky.

2.2.1 Rovnací zařízení

Při výrobě trubek jsou kladeny vysoké nároky na jejich přímost, tudíž je nutné jejich další zpracování (rovnání). Rovnací zařízení (rovnačka) patří do skupiny tvářecích strojů a slouží pro rovnání a úpravu válcovaného materiálu. Uplatnění těchto strojů nalezneme zejména ve válcovnách, či v úpravárenských provozech. [4, 5]

Rovnání je řešeno pomocí několika válců, mezi kterými se posouvá rotující trubka. Takto uspořádaná rovnačka umožňuje rovnání bez poškození povrchu trubek (tyčí). Pro kvalitnější vyrovnaní je výhodné, aby rovnačka mohla měnit rozteč mezi spodními pracovními válci. [6]



Obrázek 3 - Rovnací zařízení [5]

2.3 Příklady manipulačních linek – současný stav

2.3.1 Manipulační linky ŽĐAS a.s.

Společnost ŽĐAS a.s. se zabývá výrobou tvářecích strojů, kovacích lisů, zařízení na zpracování šrotu a především zařízením na zpracování válcovaných výrobků, jako jsou například inspekční linky. [5]

Inspekční linky pro úpravu tyčí

Tato zařízení umožňují zvýšit přidanou hodnotu válcovaného tyčového materiálu nejčastěji kruhových tyčí a trubek tím, že umožní garantovat jeho podstatné parametry kvality. Jedná se především o jeho přímost, válcovitost, absenci vnitřních a povrchových vad, přesnost příčných rozměrů, kvalitu povrchu a v neposlední řadě i délkové rozměry v požadované toleranci. Tyto linky jsou vybaveny manipulátory, které přemísťují tyče mezi jednotlivými úpravárenskými zařízeními. [5]

Linka na úpravu tyčí v rozsahu $\varnothing 18 - \varnothing 95$

Technologické a dispoziční uspořádání rovnací linky umožňuje zavážení a přijímání svazků tyčí ze vstupního skladu a jejich rozduřování, zbavování tyčí okují v tryskacím agregátu a technologické srážení hran. Poté následuje rovnání tyčí na patnáctiválcové rovnačce s pěti dolními poháněnými pracovními válci a s deseti horními nepoháněnými válci. Pohon pracovních válců je řešen jedním elektromotorem přes rozvodnou převodovku. Pro rovnání tyčí s průměrem nad 50 mm se používá devět válců na vstupu do rovnačky, ostatní válce tyč ohýbají v rámci pružných deformací. Pro rovnání tyčí s průměrem 50 mm a méně je možné použít všech 15 válců nebo 9 posledních v rovnačce. Stejná obvodová rychlost na poháněných válcích je zajištěna převodem v převodovce. Dalšími kroky je kontrola křivosti tyčí, a jestliže je to nutné, následuje přerovnání, dělení tyčí na obchodní délky, odhrocení konců tyče, značení tyčí. [5]



Obrázek 4 - Linka na úpravu tyčí v rozsahu $\varnothing 18 - \varnothing 95$ [5]

V koncové části linky probíhá shromažďování tyčí do svazků šestihřanného tvaru, jejich vážení a vázání, navěšování štítků, balení tyčí a shromažďování svazků před odbavením do skladu. [7]



Obrázek 5 - Přeprava svazků tyčí [5]

Linka na úpravu tyčí v rozsahu \varnothing 360 - \varnothing 500

Tyče jsou ukládány zavážecím roštem na dopravníky, zajišťující jak dopravu tyčí vertikálně zvedanými válečky, tak i rotaci tyčí kolem podélné osy na otáčecích kladkách. Tyče jsou celopovrchově broušeny při otáčení na kladkách. Po obroušení jsou tyče označeny a předány na další pracoviště, kde se provádí ultrazvuková kontrola. V případě zjištění vady je tato vada vyřezána a tyč předána k dalšímu zpracování. Označené a zkontrolované tyče jsou shromažďovány na roštu a v dávkách ukládány na vozík shromažďovacího zařízení. Vytvořený svazek je svázan, zvážen a odbaven do expediční haly. [5]



Obrázek 6 – Linka na úpravu tyčí \varnothing 360 - \varnothing 500 [5]



Obrázek 7 - Způsob přepravy tyčí [5]

2.3.2 Manipulační linky Prestar s.r.o.

Společnost Prestar s.r.o. se zabývá výrobou zařízení pro automatizovanou výrobu a zpracování trubek a výrobou manipulační a zvedací techniky. Mimo jiné se firma také věnuje zakázkové výrobě. [7]

Dopravní linky pro nerezové trubky po tažení za studena [7]

Po žíhací peci – rozdružení trubek po jedné a podávání do rovnacího stroje

- zátkování konců trubek
- broušení trubek pásovou bruskou
- nedestruktivní kontrola
- dělení trubek na přesné délky
- ukládání do sběrných tašek

Dopravní linky pro trubky válcované za tepla [7]

- podávání z chladníku na zásobníkový stůl, rozdružení po jedné a podávání do rovnacího stroje
- ořezání konců trubek
- úkosování konců trubek
- nedestruktivní kontrola
- balení trubek do svazku
- vážení a ukládání svazku



Obrázek 8 - Dopravní linka Prestar [7]

3. Základní technická specifikace

3.1 Technické parametry manipulátoru

Rychlost dopravy trubky:	maximálně 100 m/min
Dopravní výška trubky vůči rovině podlahy:	710 mm
Maximální délka manipulátoru:	15500 mm
Rozteč podpěrných míst pro trubku:	1511 mm
Příčné zakládání trubek:	ano

Specifikace přepravovaných trubek

Vnější průměr:	35 – 152 mm
Tloušťka stěny:	3,2 – 12,5 mm
Délka trubky:	6 – 10 m
Maximální hmotnost trubky:	430 kg
Teplota trubky:	maximálně 80°C
Křivost po délce nesmí být větší než 10 mm/m	

3.2 Specifikace okolního prostředí

Instalace v průmyslové hale s vysokou prašností.

Teplota:	10 – 40°C
Vlhkost vzduchu:	méně než 80%

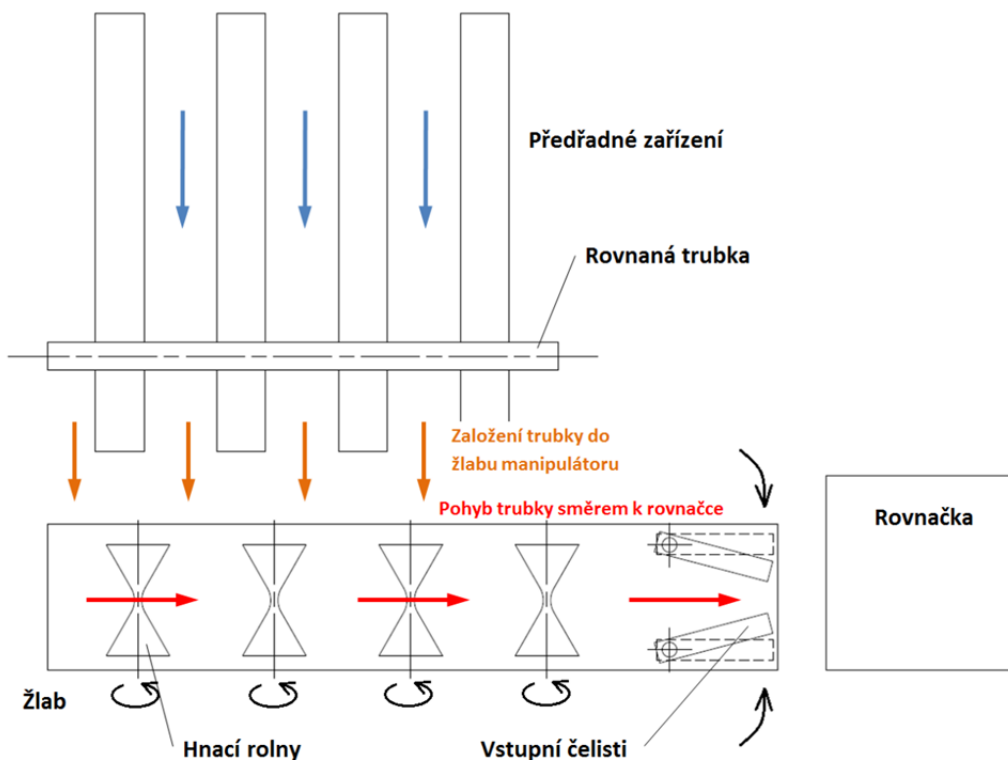
4. Popis funkce manipulátoru

Z předřazeného dopravního zařízení je trubka dopravena do prostoru žlabu manipulátoru. Z hlediska manipulátoru se jedná zakládání z boku. Trubka nacházející se v zadní části (vzhledem k rovnačce) žlabu je nadzvednuta hnacími rolnami, které jsou mezi sebou spojené pomocí sériově řazených táhel a v požadované dopravní výšce posouvána podél žlabu směrem k rovnačce.

V přední části manipulátoru (v blízkosti rovnačky) jsou umístěny vstupní čelisti, které jsou nastaveny dle aktuálního průměru rovnané trubky, tak aby byla trubka vedena do pracovního prostoru rovnačky v ose. Když se čelo trubky ocitne v prostoru rovnačky, její přítomnost je zaznamenána pomocí bezkontaktního snímače a sklopí se hnací rolny. Trubka je dále posouvána pouze rovnačkou. Následně se otevřou vstupní čelisti a začne samotný proces rovnání.

Přítomnost trubky v jednotlivých částech manipulátoru bude detekována bezkontaktními snímači, které budou umístěny podél žlabu manipulátoru. Až konec trubky opustí prostor žlabu, je dán signál k opětovnému nastavení vstupních čelistí a zvednutí hnacích roln žlabu. Toto se provádí ještě před dokončením procesu rovnání předchozí trubky. Nastavením časovače řídicích signálů se koordinují jednotlivé operace vstupního manipulátoru, rovnacího zařízení a výstupního manipulátoru tak, aby se optimalizoval čas potřebný pro rovnání jedné trubky a zvýšila se tak efektivita rovnacího procesu.

Další nedílnou součástí manipulátoru je zajištění bezpečnosti rovnání. Ta je zajištěna tím, že plně uzavřený žlab, pomocí krytování, dovolí kmitání volného konce trubky roztáčené rovnačkou jen v prostoru vlastního žlabu a nemůže tak dojít ke zranění obsluhy nebo k poškození okolního zařízení.



Obrázek 9 – Kinematické schéma manipulátoru

5. Variantní řešení zakládání trubek

Tento konstrukční celek slouží pro přepravu trubek z předřadného dopravního zařízení do prostoru žlabu manipulátoru. Založení trubky lze provést několika možnými způsoby. Základní podmínkou je, že směr založení trubky bude orientován ve směru kolmém na její osu (příčné zakládání).

V této podkapitole jsou navrženy tři varianty zakládání trubek, které jsou podrobněji popsány. Následně je pomocí vyhodnocovací tabulky vybrána nejvhodnější z variant.

5.1 Varianta A – Podávací kola

Vkládání trubky do žlabu je realizováno pomocí podávacích kol, která jsou uložena v pravidelných rozestupech na hřídeli. Celá sestava zakladače je tvořena třemi hřídeli, které jsou navzájem propojeny přes pevné korýtkové spojky a otočně uloženy v ložiscích na základním rámu manipulátoru. Pohon zakladače je řešen převodovým motorem připojeným přes řetězový převod k hřídeli.

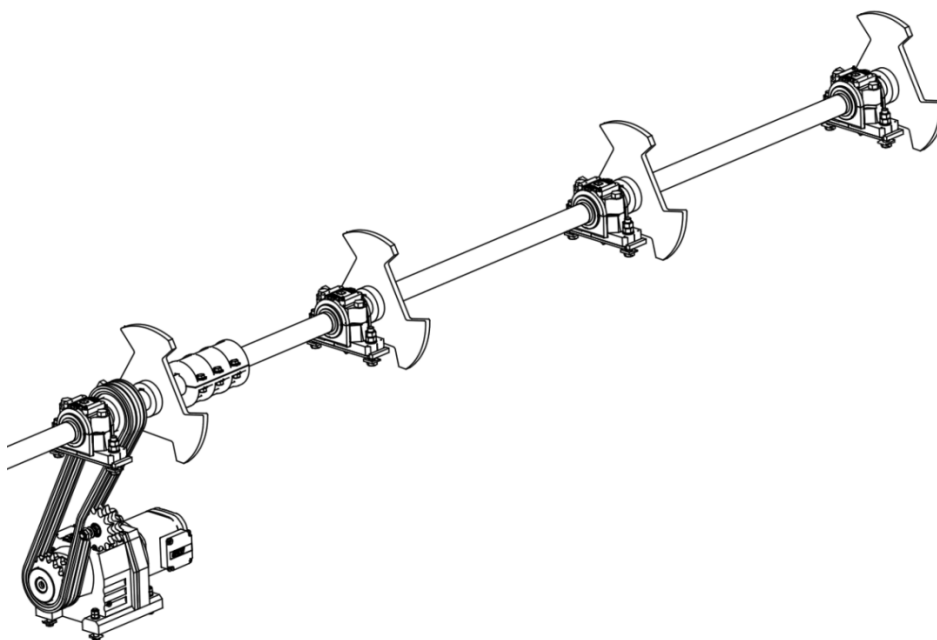
Při roztočení sestavy podávacích kol dojde k nabrání trubky do zubové mezery podávacího kola, v okamžiku, kdy se trubka nachází v horní úvrati své dráhy, dojde k jejímu odvalení na druhou stranu zubové mezery a následným rotačním pohybem je trubka odložena do žlabu manipulátoru.

Výhody:

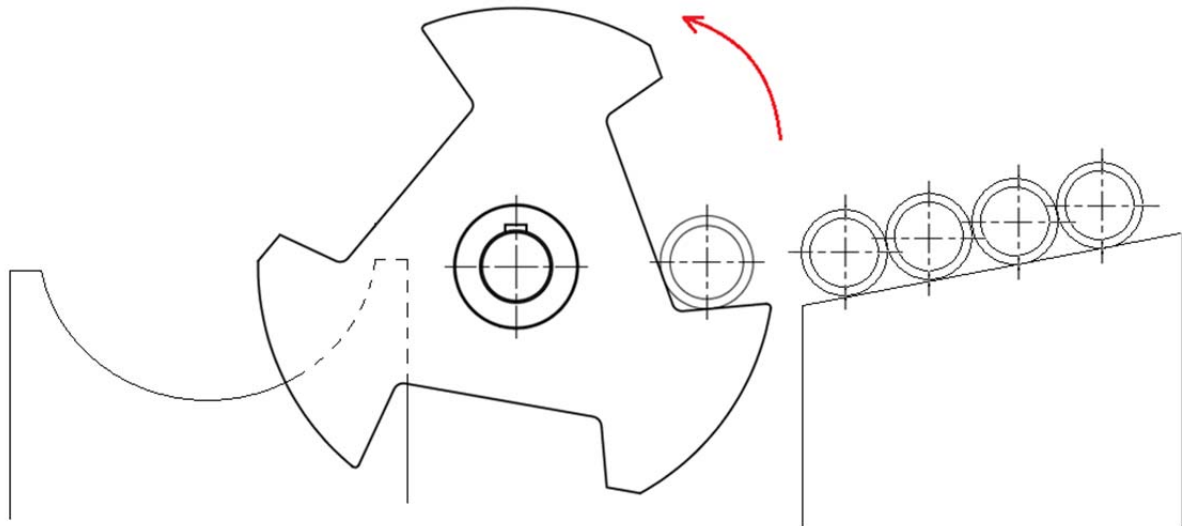
- jednoduchá konstrukce
- systém je integrován do základního rámu manipulátoru

Nevýhody:

- velké dynamické účinky na sestavu zakládání při převalení poměrně hmotné trubky v zubové mezeře (vysoké nároky na uložení a pohon sestavy)
- nutnost použití přidaného pohonu
- možné poškození povrchu trubky



Obrázek 10 - Řešení varianty A



Obrázek 11 – Schéma podávacího kola

5.2 Varianta B – Odvalování

Řešení této varianty je velice jednoduché, trubka je do žlabu manipulátoru odvalována po nakloněné rovině. Z předřadného zařízení je trubka nadzvednuta pomocí několika ramen, která jsou otočně přimontována k rámu nakloněné roviny a poháněna hydraulickým válcem.

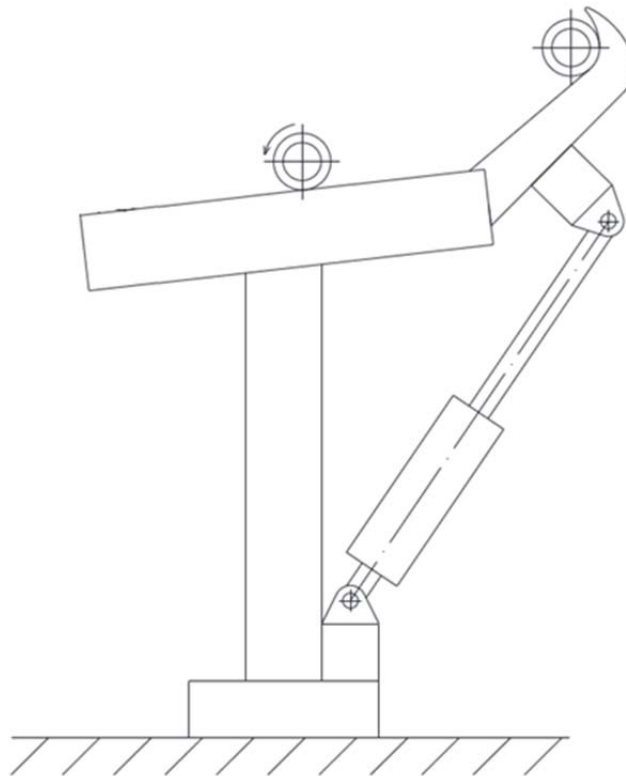
Pro tuto variantu je nutné ze strany zakládání snížit koryto žlabu manipulátoru, protože největší přepravovaná trubka má poměrně velkou hmotnost a v případě pádu trubky z velké výšky, by mohlo dojít k poškození samotné trubky či celého manipulátoru. Jelikož zakládané trubky nejsou rovné, docházelo by k nerovnoměrnému odvalování a v nejhorším případě, by se ani trubka nemusela dostat do žlabu manipulátoru. Tato varianta se hodí spíše pro trubky o menší hmotnosti se zárukou potřebné přímosti.

Výhody:

- velice levné a jednoduché řešení
- není nutné použití přídavného pohonu pro založení trubky

Nevýhody:

- příliš velké rázy od valíků se trubek (možné poškození manipulátoru)
- není zaručené rovnoměrné odvalování do žlabu



Obrázek 12 - Schéma varianty B

5.3 Varianta C – Ramena zakládání

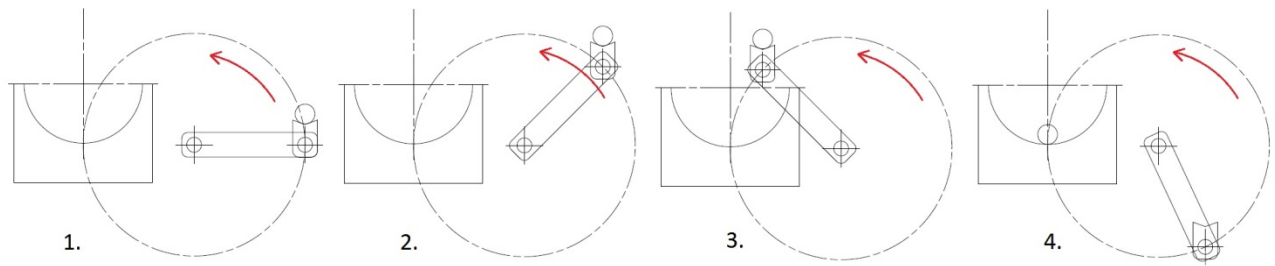
V této variantě je zakládání trubek řešeno pomocí ramen, která jsou otočně uložena na základním rámu manipulátoru. Pohon celé sestavy je řešen pomocí převodového motoru. Ke každému rameni jsou přivařené dvě páky, každá s otočně uloženým nosičem. Díky mechanickému převodu je zajištěna stálá poloha nosiče vůči podlaze, tím pádem je trubka v klidové poloze od nabrání až po odložení do žlabu, čímž nedochází k výraznějším rázům.

Výhody:

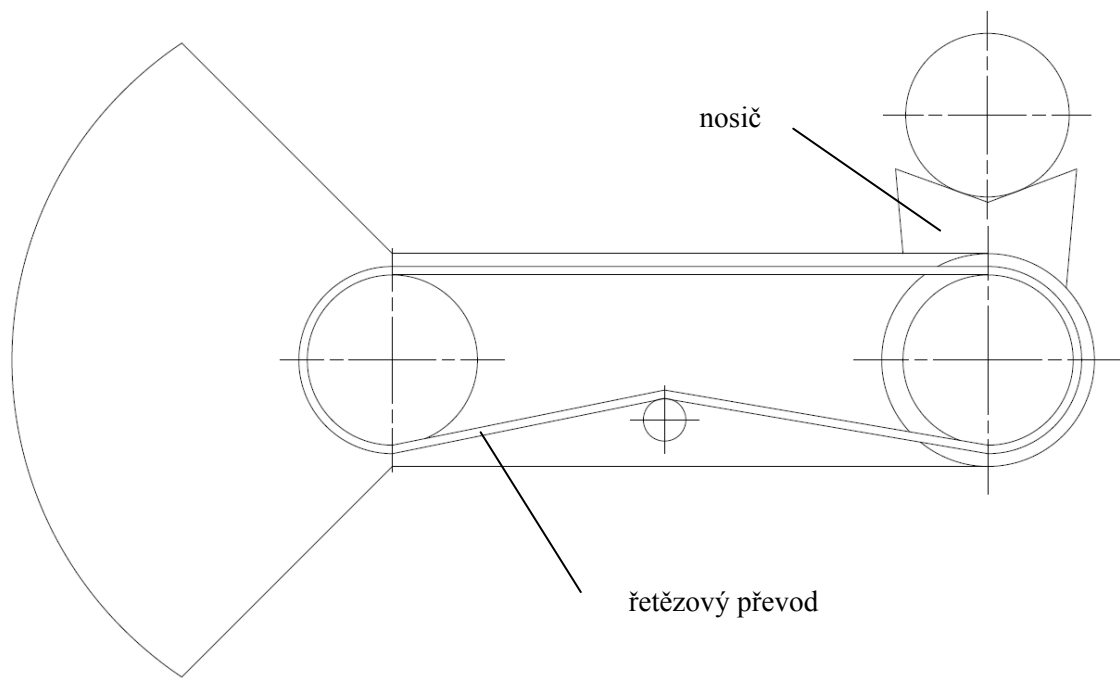
- trubka je do žlabu ustavena v přesné poloze
- nedochází k nadměrným rázům při zakládání trubky
- trubka je ve stejné poloze vůči nosiči po celou dobu zakládání

Nevýhody:

- složitější konstrukční řešení
- dražší způsob oproti předchozím variantám
- nutnost použití přídavného pohonu



Obrázek 13 – Řešení varianty C



Obrázek 14 – Schéma páky

5.4 Vyhodnocení variant zakládání trubek

Hodnotící parametry	W (váha)	Varianta A	Varianta B	Varianta C
Ustavení trubky v požadované poloze	W=4	9*4=36	5*4=20	10*4=40
Co nejmenší dynamické účinky	W=5	5*5=25	2*5=10	8*5=40
Plynulost přepravy	W=3	7*3=21	3*3=9	9*3=27
Složitost konstrukce a cena	W=2	5*2=10	9*2=18	3*2=6
		$\Sigma = 92$	$\Sigma = 57$	$\Sigma = 113$

Tabulka 1 - Vyhodnocení variant

Pro výběr nejvhodnější varianty zakládání trubek byla použita tabulka, kde jsou vypsány nejdůležitější hodnotící parametry, kterým je přiřazena váha podle jejich důležitosti. Jednotlivé varianty jsou obodovány a to v rozmezí od 1 do 10 bodů, kde 10 bodů je nejlepší.

Následně jsou jednotlivé ohodnocené parametry v každé variantě roznásobeny přiřazenou vahou daného parametru. Dílčí výsledky jsou následně sečteny pro každou z variant a výsledné hodnoty jsou poté porovnány a je vyhodnocena nejvýhodnější varianta.

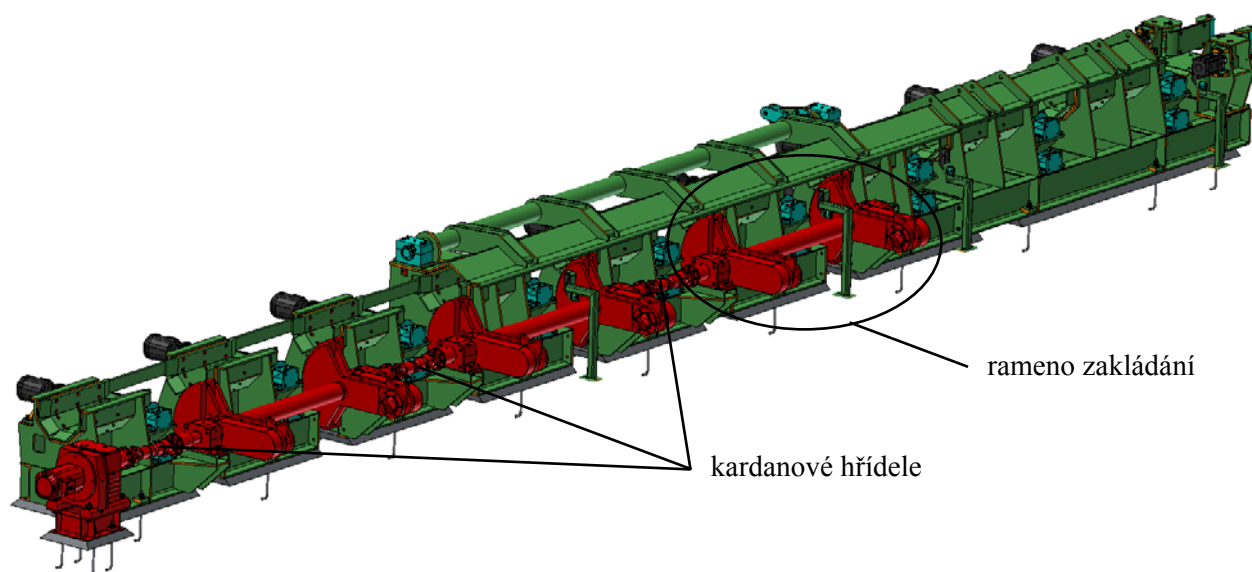
Z porovnávací tabulky 1 vychází jako nejvýhodnější varianta C, ovšem výsledky z tabulky nemusí být závazné, jedná se pouze o nástroj, který může pomoci zákazníkovi při výběru a rozhodování nejvhodnějšího způsobu řešení daného problému. V tomto případě jsem se tabulkou řídil a pro zakládání trubek do žlabu je použita varianta C, což jsou ramena zakládání, která budou blíže popsána v následující kapitole.

6. Základní konstrukční celky manipulátoru

Manipulátor pro přepravu trubek se skládá z pěti základních konstrukčních celků. Jedná se o ramena zakládání trubek do žlabu manipulátoru, hnací rolny, základní rám, krytování a vstupní čelisti. Jednotlivé celky jsou podrobněji popsány v následujících podkapitolách.

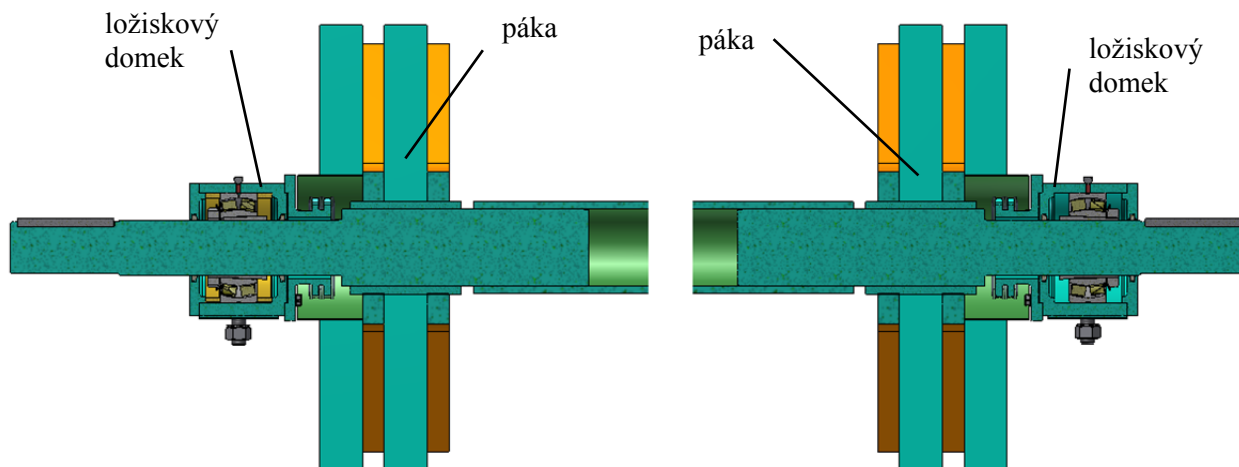
6.1 Ramena zakládání – konstrukční řešení

Sestava ramen zakládání je přimontována na konzoly základního rámu. Cyklus zakládání začíná ve vodorovné poloze ramen, kdy je trubka podebrána nosiči a je přenášena rotačním pohybem ramen. Po otočení ramen o 180° je trubka odložena do žlabu manipulátoru a ramena již bez trubky dokončí cyklus 360° do výchozí pozice, kde dochází k nabrání další trubky.



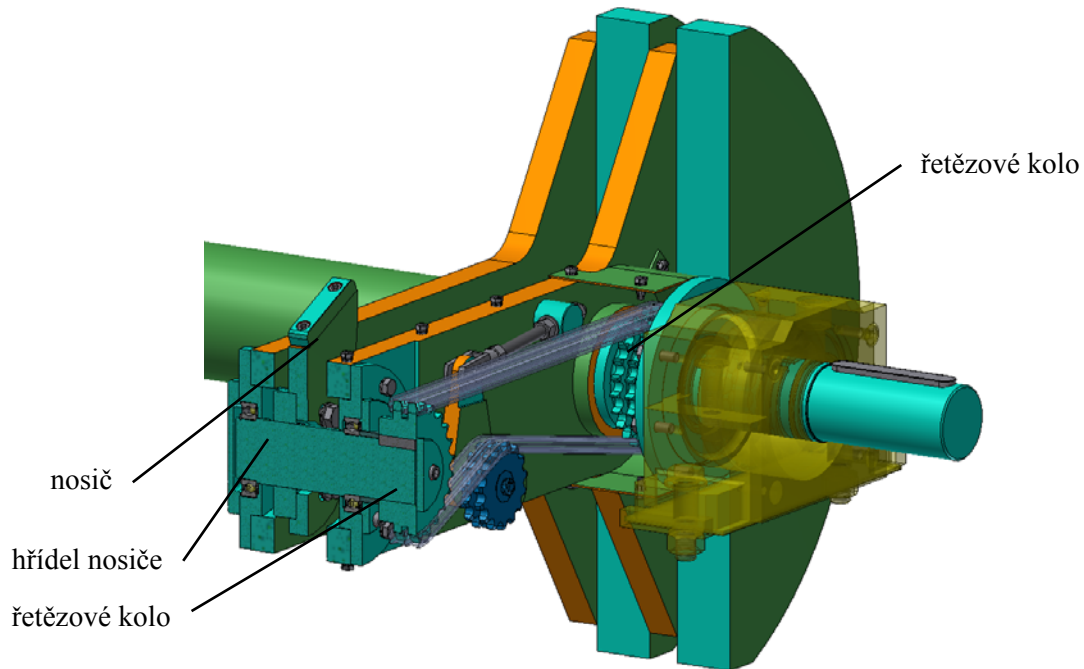
Obrázek 15 - Sestava ramen zakládání vyznačená v celkové sestavě manipulátoru

Sestava ramen zakládání je tvořena třemi rameny, která jsou uložena v ložiscích v ložiskových domech přišroubovaných k základnímu rámu. Jednotlivá ramena jsou mezi sebou propojena pomocí kardanové hřídele s přírubami, ta byla zvolena z důvodu menších nároků na přesnost uložení a výrobu jednotlivých ramen.



Obrázek 16 - Uložení ramene zakládání

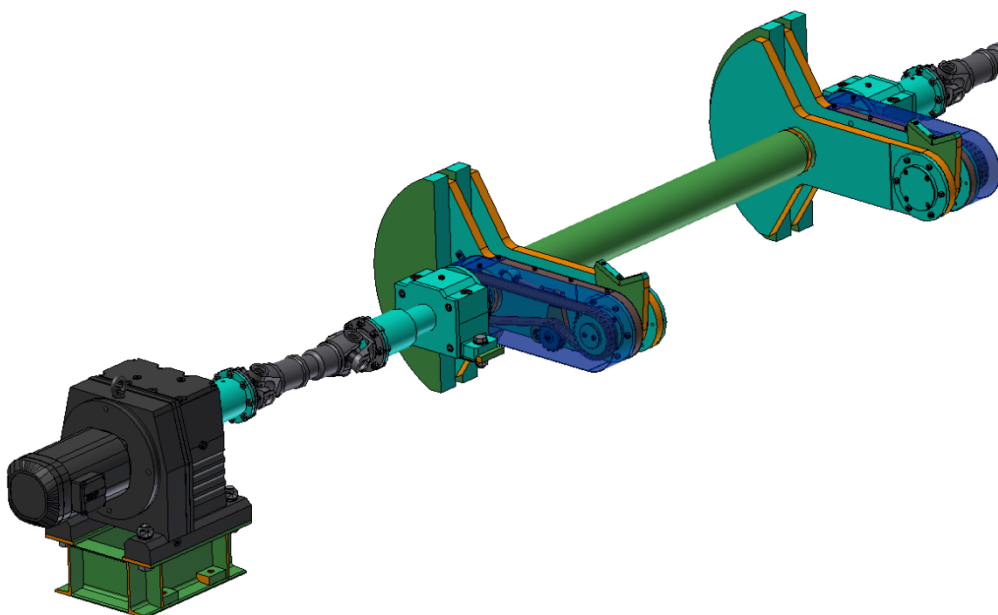
Na každém rameni jsou přivařené dvě páky (viz obrázek 16), každá s otočně uloženým nosičem. Nosič je pevně spojen s hřídelí nosiče, která je uložena v ložiscích v každé páce. Stálá poloha nosiče vůči podlaze při otáčení ramene je zajištěna pomocí řetězového převodu. K hřídeli nosiče je připojeno řetězové kolo, k ložiskovému domku je pevně přišroubováno druhé řetězové kolo o stejném roztečném průměru. Spojení těchto dvou řetězových kol řetězem zajistí při otáčení ramen stálou polohu nosiče a stabilitu trubky. Kontrola řetězového převodu je provedena v kapitole 6.1.2.



Obrázek 17 - Detail páky a uložení nosiče na páce zakládání

6.1.1 Návrh pohonu ramen zakládání

Pohon sestavy ramen zakládání je zprostředkován pomocí převodového motoru, který je připojen přes kardanovou hřídel s prvním ramenem. Pohon je navržen na základě technických požadavků. Motor je přišroubován k samostatnému rámu, který je ukotven k základu.

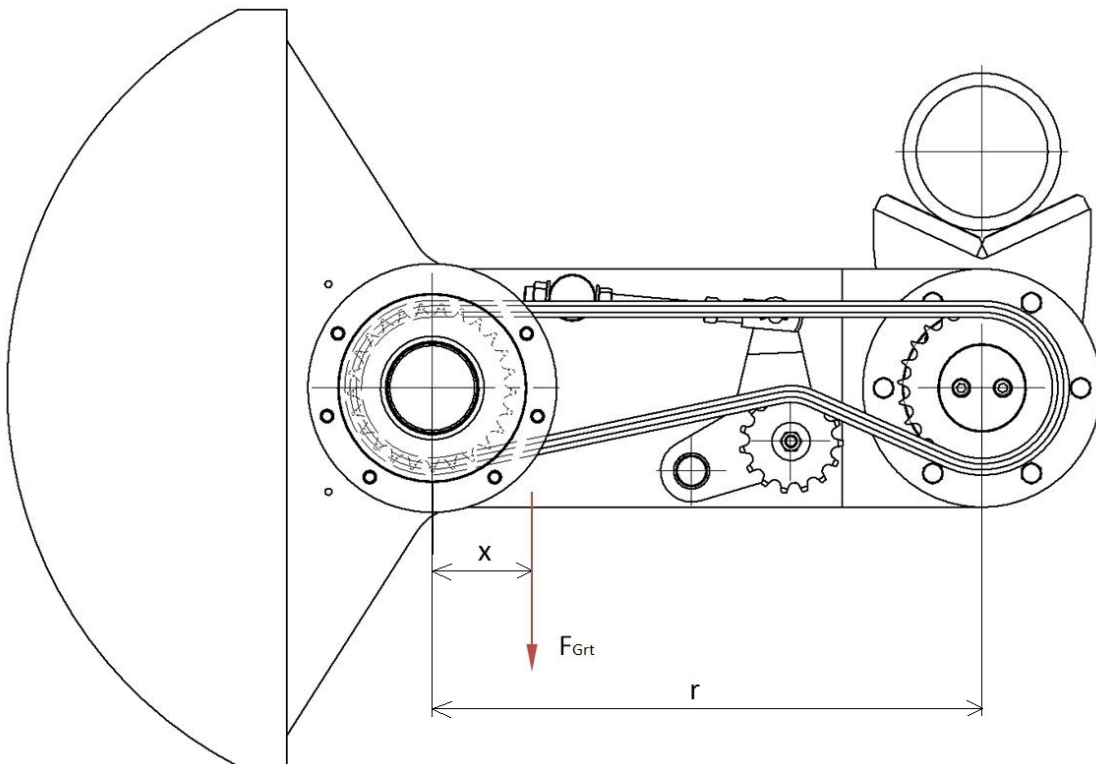


Obrázek 18 - Pohon ramen zakládání včetně prvního ramena

Vstupní hodnoty:

Hmotnost ramen s nejtěžší trubkou	$m_{rt} = 3361 \text{ kg}$
Vzdálenost těžiště ramen s nejtěžší trubkou od osy rotace ve vodorovné poloze	$x = 29,5 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti ramen s nejtěžší trubkou	$J = 394 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Obvodová rychlost páky zakladače	$v = 50 \frac{\text{m}}{\text{min}}$
Doba rozběhu páky	$t_{zr} = 0,3 \text{ s}$
Poloměr otáčení ramen	$r = 530 \text{ mm}$

Moment od hmotnosti ramen a trubky



Obrázek 19 - Výpočtové schéma momentu

$$F_{Grt} = m_{rt} \cdot g = 3361 \cdot 9,81 = 32960,5 \text{ N}$$

síla od hmotnosti ramen s nejtěžší
trubkou

$$M_{Grt} = F_{Grt} \cdot x = 32960,5 \cdot 0,0295 = 972,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

moment od hmotnosti ramen
s nejtěžší trubkou

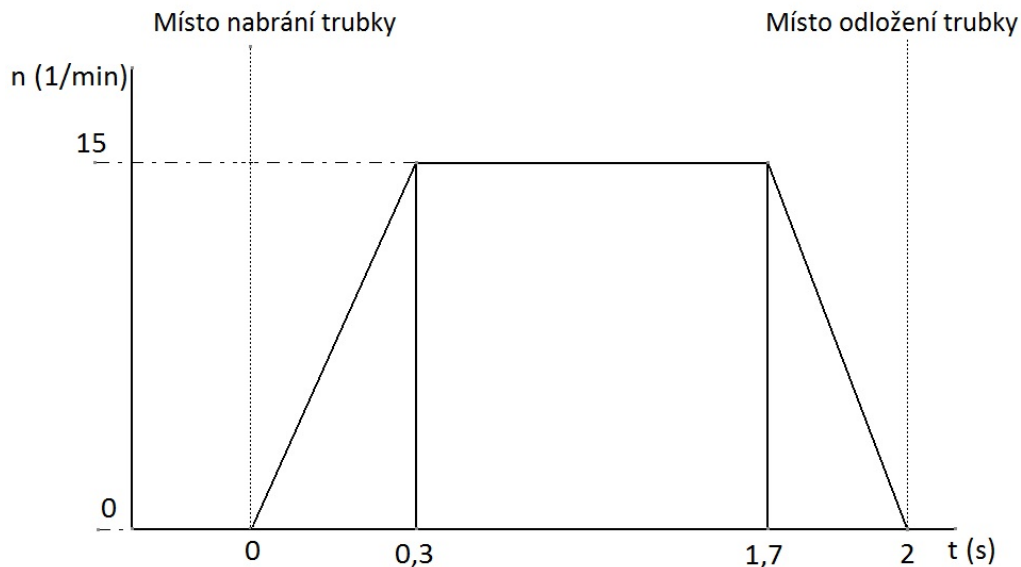
Rozběhový moment

Z poloměru otáčení ramene se stanoví jeho obvodová dráha, která je potřebná pro výpočet otáček ramene a času jedné otáčky.

$$l = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 0,53 = 3,33 \text{ m} \quad \text{obvodová dráha ramena}$$

$$n = \frac{v}{l} = \frac{50}{3,33} = 15,015 \cong 15 \frac{1}{\text{min}} \approx 0,25 \frac{1}{\text{s}} \quad \text{otáčky ramena}$$

$$t = \frac{1}{n} = \frac{1}{0,25} = 4 \text{ s} \quad \text{čas jedné otáčky ramena}$$



Obrázek 20 - Navržený průběh rychlosti otáčení ramen v čase za půl otáčky (180°)

$$\omega_r = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 0,25 = 1,571 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad \text{úhlová rychlost ramena}$$

$$\alpha_r = \frac{\omega}{t_{zr}} = \frac{1,571}{0,3} = 5,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad \text{úhlové zrychlení ramena}$$

$$M_{roz} = J \cdot \alpha_r = 394 \cdot 5,24 = 2063 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{rozběhový moment}$$

Potřebný výkon motoru

$$M_c = M_{Grt} + M_{roz} = 972,3 + 2063 = 3035,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{výsledný celkový moment}$$

$$P = M_c \cdot \omega_r = 3035,3 \cdot 1,571 = 4,8 \text{ kW} \quad \text{potřebný výkon motoru}$$

Na základě vypočtených hodnot byl zvolen převodový motor od společnosti SEW typu R137 DRE 132M4. Parametry motoru jsou uvedeny níže.

$$\text{Výkon motoru} \quad P_m = 5,5 \text{ kW}$$

$$\text{Maximální točivý moment} \quad M_m = 3200 \text{ N} \cdot \text{m}$$

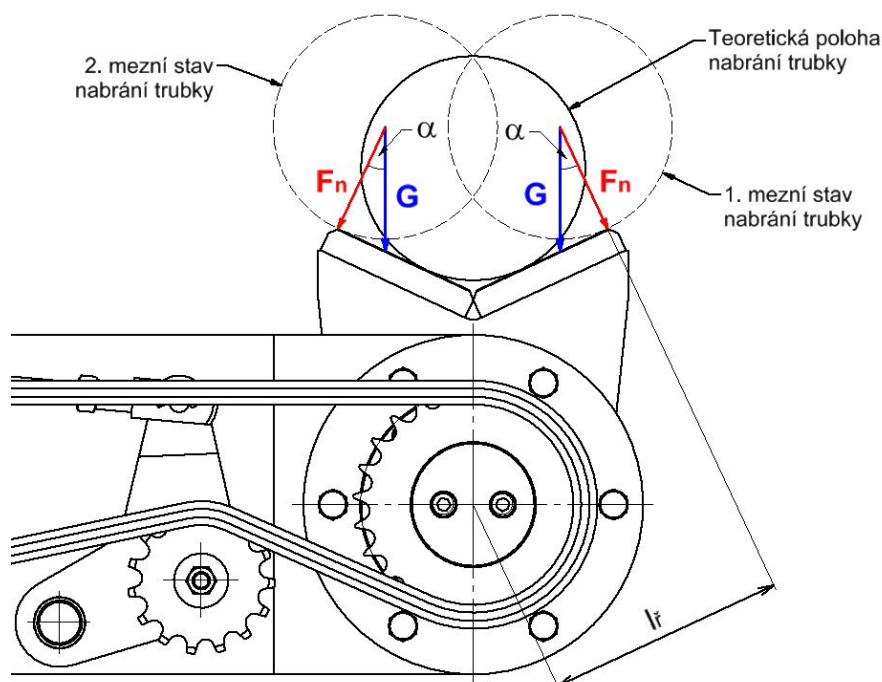
$$\text{Převodový poměr} \quad i_m = 88,7$$

Volba a kontrola kardanové hřídele, která spojuje ramena zakládání s převodovým motorem je uvedena v příloze č. 1.

6.1.2 Kontrola řetězového převodu

Výpočet síly v řetězu

Pro stanovení síly v řetězu je uvažováno nerovnoměrné nabrání trubky, čili deformovaná trubka z předchozích operací nemusí být podepřena ideálně středem nosiče. Nabrání trubky je tudíž provedeno okrajovou částí nosiče, čímž mohou nastat dva mezní stavy, které jsou zobrazeny na obrázku níže. Při předpokladu takto deformovaných trubek je dále uvažováno, že dojde k nabrání trubky pouze třemi nosiči. Ve výpočtu jsou dále zanedbány dynamické účinky při nabírání trubky, odstředivé síly řetězu (z důvodu nízkých otáček řetězového kola) a vlastní hmotnost řetězu.



Obrázek 21 - Síly působící na nosič

Vstupní hodnoty:

Maximální hmotnost trubky	$m_t = 430 \text{ kg}$
Roztečný průměr řetězového kola	$D_2 = 158,04 \text{ mm}$
Úhel mezi nositelkou tíhové síly (G) a nositelkou normálové síly (F_n)	$\alpha = 25^\circ$
Vzdálenost nositelky síly (F_n) od osy řetězového kola při nerovnoměrném nabrání trubky	$l_f = 150 \text{ mm}$

Nejprve je nutné vypočítat normálovou sílu na jeden nosič od hmotnosti trubky, ze které je následně stanoven točivý moment na řetězovém kole a síla působící v řetězu.

$$G = m_t \cdot g = 430 \cdot 9,81 = 4216,9 \text{ N} \quad \text{tíhová síla od hmotnosti trubky}$$

$$F_n = \frac{G}{3} \cdot \cos(\alpha) = \frac{4216,9}{3} \cdot \cos(25) = 1274 \text{ N} \quad \text{normálová síla působící na jeden nosič}$$

$$M_{\bar{r}} = F_n \cdot l_{\bar{r}} = 1274 \cdot 0,15 = 191,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{točivý moment na řetězovém kole při nerovnoměrném nabrání trubky}$$
$$F_{\bar{r}} = \frac{M_{\bar{r}}}{\frac{D_2}{2}} = \frac{191,1}{\frac{0,158}{2}} = 2418,2 \text{ N} \quad \text{síla působící v řetězu}$$

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Pro převod byl navržen dvouřadý válečkový řetěz ISO 12B – 2.

Vstupní hodnoty:

Směrný tlak v kloubu řetězu	$p_s = 32,86 \text{ MPa}$	[3]
Činitel tření řetězu	$\lambda_i = 0,83$	[3]
Činitel rázů	$Y = 2$	[3]
Plocha kloubu	$S_{\bar{r}} = 179 \text{ mm}^2$	[3]
Součinitel rázů	$y = 0,73$	[3]
Dovolená síla v řetězu	$F_{dov} = 57,8 \text{ kN}$	[3]

Po výpočtu skutečného tlaku v kloubu řetězu je nutné provést porovnání s dovolenou hodnotou vypočtenou na základě směrného tlaku v kloubu řetězu, činitele tření řetězu a součinitele rázů. Veškeré tyto hodnoty byly zjištěny ve strojnických tabulkách viz. použitá literatura [3].

$$p_{\bar{r}} = \frac{F_{\bar{r}}}{S_{\bar{r}}} = \frac{2418,2}{179} = 13,5 \text{ MPa} \quad \text{tlak v kloubu řetězu}$$

$$p_d = p_s \cdot \lambda_i \cdot y = 32,86 \cdot 0,83 \cdot 0,73 = 19,9 \text{ MPa} \quad \text{dovolený tlak v kloubu řetězu}$$

$$p_d \geq p_{\bar{r}} \quad \text{skutečná hodnota tlaku v kloubu řetězu nepřesahuje dovolenou hodnotu}$$

Dále je nutné provést kontrolu bezpečnosti proti přetržení řetězu při statickém zatížení.

$$k_s = \frac{F_{dov}}{F_{\bar{r}}} = \frac{57,8}{2,4182} = 23,9 \geq 7 \quad \text{podmínka bezpečnosti je splněna}$$

Následně je provedena kontrola bezpečnosti proti přetržení řetězu při dynamickém zatížení.

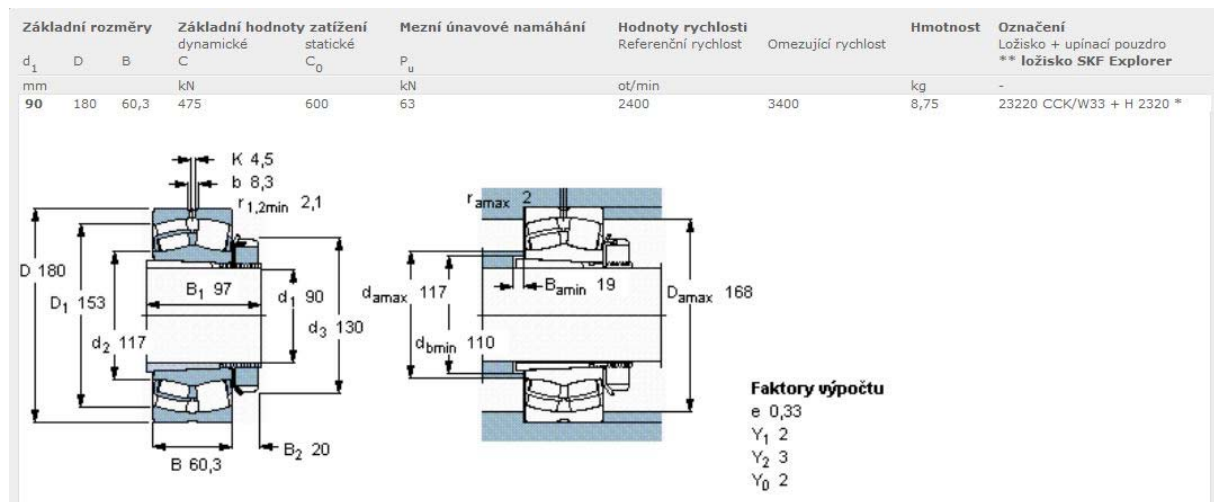
$$k_d = \frac{F_{dov}}{F_{\bar{r}} \cdot Y} = \frac{57,8}{2,4182 \cdot 2} = 12 \geq 5 \quad \text{podmínka bezpečnosti je splněna}$$

Kontrola napínacího mechanismu řetězového převodu je uvedena v příloze č. 2.

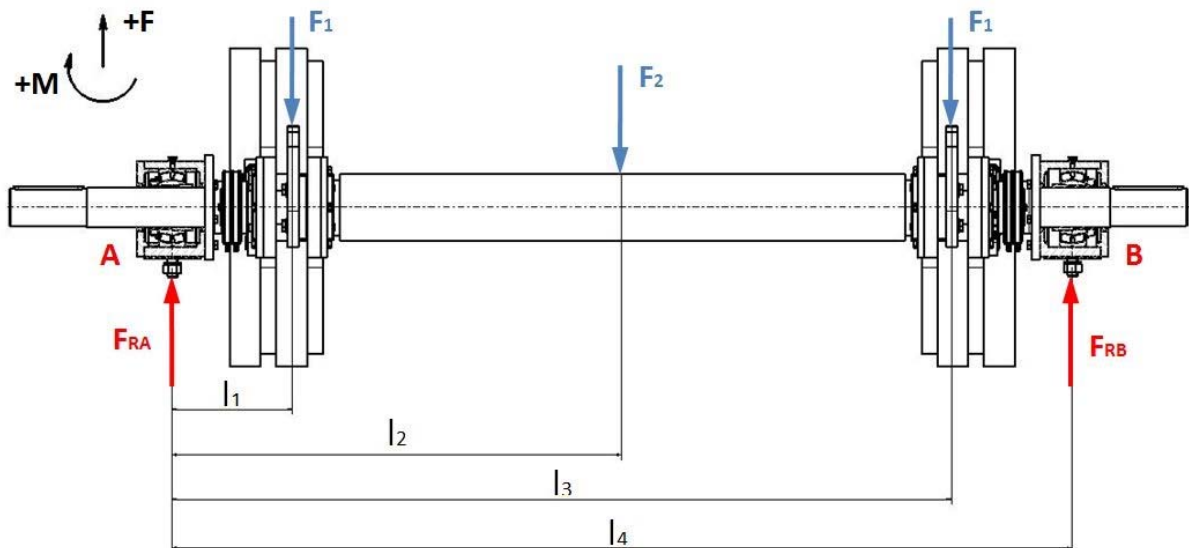
6.1.3 Kontrola ložisek

Uložení ramen zakládání v rámu

V ložiskových domcích pro otáčení ramen zakládání v rámu byla navržena dvouřadá soudečková ložiska typu 23220 CCK W33 od firmy SKF. Vzhledem k tomu, že zakládací ramena jsou tvořena třemi konstrukčně stejnými rameny, je možné kontrolu provést pouze na jednom rameni. Předpoklad z kap. 6.1.2 (nabrání trubky bude zprostředkováno třemi nosiči) je dále uvažován tak, že každý nosič na jednom rameni nese 1/3 hmotnosti trubky.



Obrázek 22 - Parametry zvoleného ložiska 23220 CCK/W33 [8]



Obrázek 23 – Výpočtové schéma uložení ramen

Vstupní hodnoty:

Statická únosnost ložiska	$c_0 = 600 \text{ kN}$	[8]
Maximální hmotnost trubky	$m_t = 430 \text{ kg}$	
Hmotnost ramene	$m_{r1} = 1090 \text{ kg}$	
Vzdálenost mezi ložiskem „A“ a prvním nosičem	$l_1 = 277 \text{ mm}$	
Vzdálenost mezi ložiskem „A“ a těžištěm ramene	$l_2 = 1032,5 \text{ mm}$	
Vzdálenost mezi ložiskem „A“ a druhým nosičem	$l_3 = 1788 \text{ mm}$	
Vzdálenost mezi ložisky	$l_4 = 2065 \text{ mm}$	
Směrný součinitel statické bezpečnosti dle SKF	$S_{0_1} = 1,5$	[8]

Nejprve je nutné stanovit tíhovou sílu, která působí na jeden nosič a tíhovou sílu od hmotnosti ramene.

$$F_1 = \frac{m_t}{3} \cdot g = \frac{430}{3} \cdot 9,81 = 1405,6 \text{ N} \quad \text{tíhová síla od hmotnosti trubky na nosič}$$

$$F_2 = m_{r1} \cdot g = 1090 \cdot 9,81 = 10689,2 \text{ N} \quad \text{tíhová síla od hmotnosti ramene}$$

Následně jsou stanoveny reakce v jednotlivých ložiscích, ze kterých se poté vypočte součinitel statické bezpečnosti ložiska.

$$F_{RA} - F_1 - F_2 - F_1 + F_{RB} = 0 \quad \text{podmínka rovnováhy sil ve vertikálním směru}$$

$$F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 + F_1 \cdot l_3 - F_{RB} \cdot l_4 = 0 \quad \text{momentová podmínka k bodu A}$$

Reakce v místě B

$$F_{RB} = \frac{F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 + F_1 \cdot l_3}{l_4}$$
$$F_{RB} = \frac{1405,6 \cdot 0,277 + 10689,2 \cdot 1,0325 + 1405,6 \cdot 1,788}{2,065} = 6750,2 \text{ N}$$

Reakce v místě A

$$F_{RA} = F_1 + F_2 + F_1 - F_{RB}$$

$$F_{RA} = 1405,6 + 10689,2 + 1405,6 - 6750,2 = 6750,2 \text{ N}$$

Součinitel bezpečnosti ložiska při statickém namáhání

$$S_1 = \frac{c_0}{F_{RA}} = \frac{600000}{6750,2} = 89 \geq S_{0-1} = 1,5$$

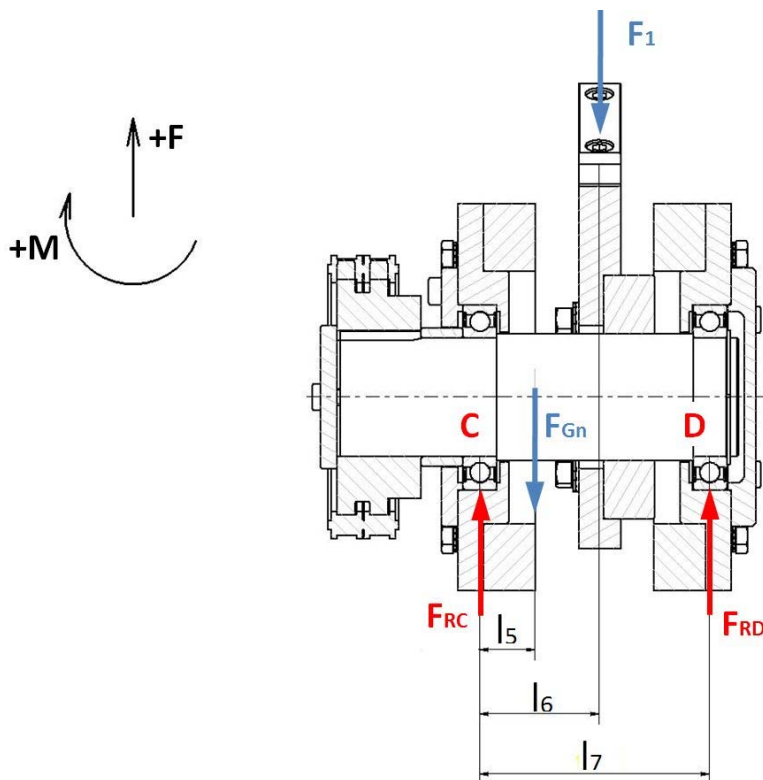
Uložení hřídele s nosičem v páce zakládání

Hřídel s nosičem je v páce zakládání uložena na jednořadých kuličkových ložiscích typu 6014-2RS1 od firmy SKF. Ložiska každého nosiče budou dimenzována opět na 1/3 maximální hmotnosti trubky.

Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení	Mezní únavové namáhání	Hodnoty rychlosti	Hmotnost	Označení	
d	D	B	dynamické C	statické C ₀		Referenční rychlost	Omezující rychlost	
mm			kN		kN	ot/min		** ložisko SKF Explorer
70	110	20	39,7	31	1,32	-	3600	0,6
								6014-2RS1 *

Faktory výpočtu
k_f 0,025
f₀ 16

Obrázek 24 - Parametry ložiska 6014-2RS1 [8]



Obrázek 25 - Výpočtové schéma uložení nosiče

Vstupní hodnoty:

Tíhová síla od hmotnosti trubky na nosič	$F_1 = 1405,6 \text{ N}$
Hmotnost hřídele s nosičem	$m_n = 22,5 \text{ kg}$
Statická únosnost ložiska	$c_0 = 31 \text{ kN}$
Vzdálenost mezi ložiskem „C“ a těžištěm hřídele s nosičem	$l_5 = 33 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi ložiskem „C“ a nosičem	$l_6 = 71 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi ložisky	$l_7 = 136,5 \text{ mm}$
Směrný součinitel statické bezpečnosti dle SKF	$S_{0,2} = 1$

Výpočet je stejný jako v předchozím případě, kde byly kontrolovány ložiska uložení ramen zakládání.

$$F_{Gn} = m_n \cdot g = 22,5 \cdot 9,81 = 220,6 \text{ N} \quad \text{tíhová síla od hmotnosti hřídele s nosičem}$$

$$F_{RC} - F_{Gn} - F_1 + F_{RD} = 0 \quad \text{podmínka rovnováhy sil ve vertikálním směru}$$

$$F_{Gn} \cdot l_5 + F_1 \cdot l_6 - F_{RD} \cdot l_7 = 0 \quad \text{momentová podmínka k bodu C}$$

Reakce v místě D

$$F_{RD} = \frac{F_{Gn} \cdot l_5 + F_1 \cdot l_6}{l_7}$$
$$F_{RD} = \frac{220,6 \cdot 0,033 + 1405,6 \cdot 0,071}{0,1365} = 784,5 \text{ N}$$

Reakce v místě C

$$F_{RC} = F_{Gn} + F_1 - F_{RD}$$
$$F_{RC} = 220,6 + 1405,6 - 784,5 = 841,8 \text{ N}$$

Součinitel bezpečnosti ložiska při statickém namáhání

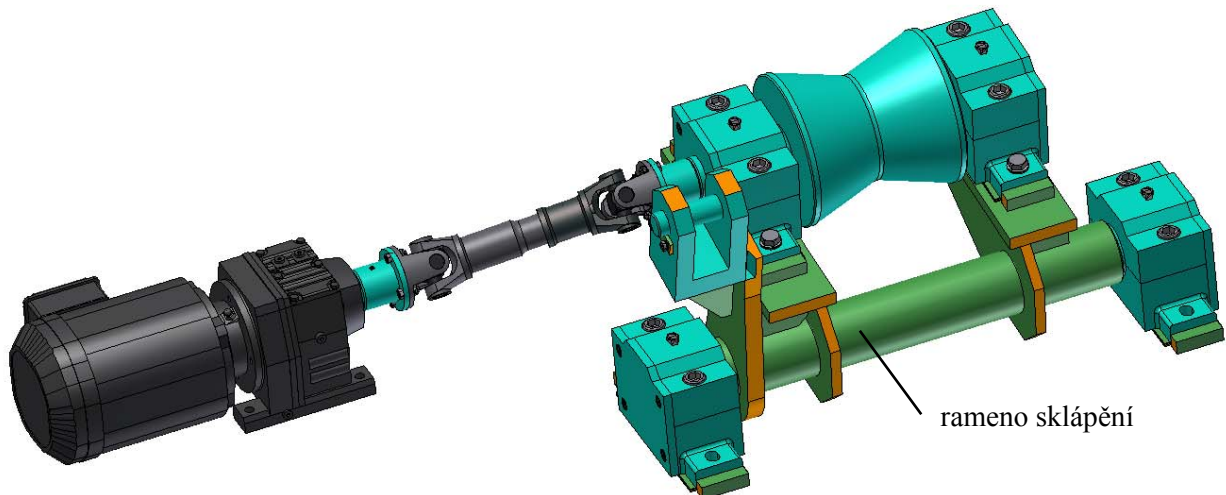
$$S_2 = \frac{c_0}{F_{RC}} = \frac{31000}{841,8} = 37 \geq S_{0,2} = 1$$

Kontrola šroubového spojení nosiče s přírubou hřídele a šroubového spojení řetězového kola s ložiskovým domkem je uvedena v příloze č. 3.

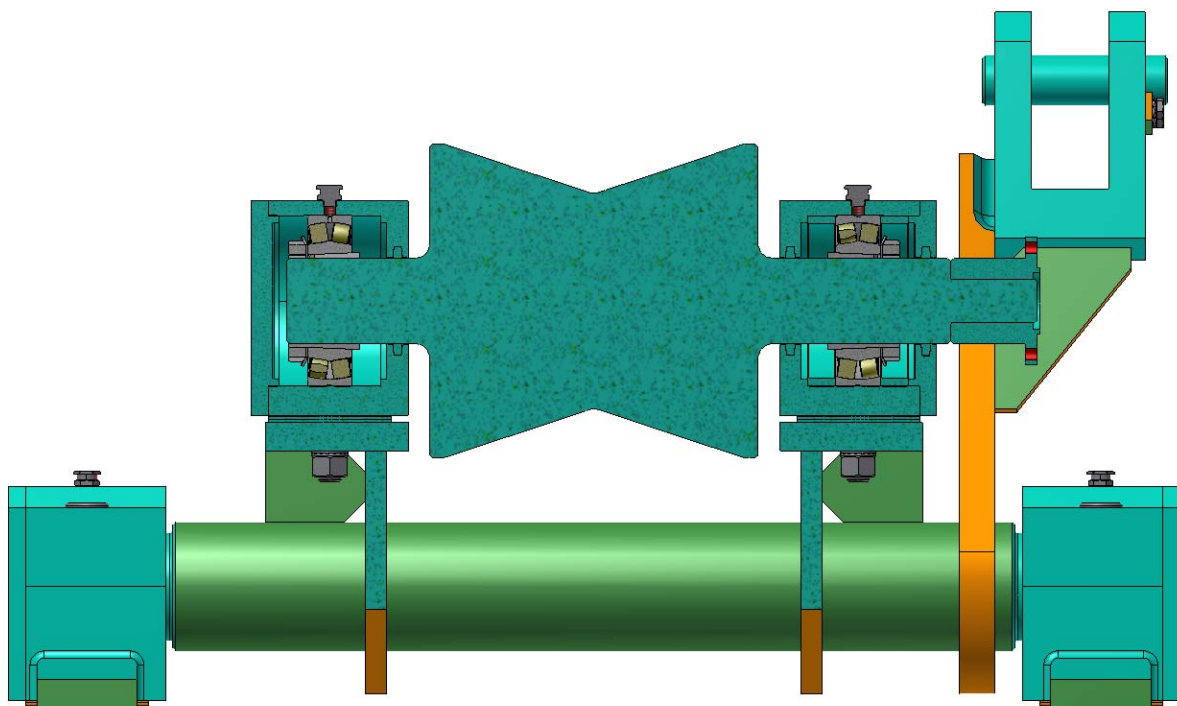
6.2 Hnací rolly

Po odložení trubky do žlabu manipulátoru, je nutné trubku dopravit ve směru její osy do pracovního prostoru rovnačky. K tomu slouží devět hnacích rolí, které jsou umístěny v pravidelných rozestupech na základním rámu manipulátoru.

Rolna s vnějším profilem ve tvaru „V“ je otočně uložena v soudečkových ložiscích na rameni sklápění (viz obrázek 27), které je svařované konstrukce, jejímž základem je ocelová hřídel, na které je přivařená páka sklápění a dvě konzoly, na nichž jsou přišroubovány ložiskové domky s rolnou. Ramena sklápění jsou otočně uložena na základním rámu manipulátoru v soudečkových ložiscích.



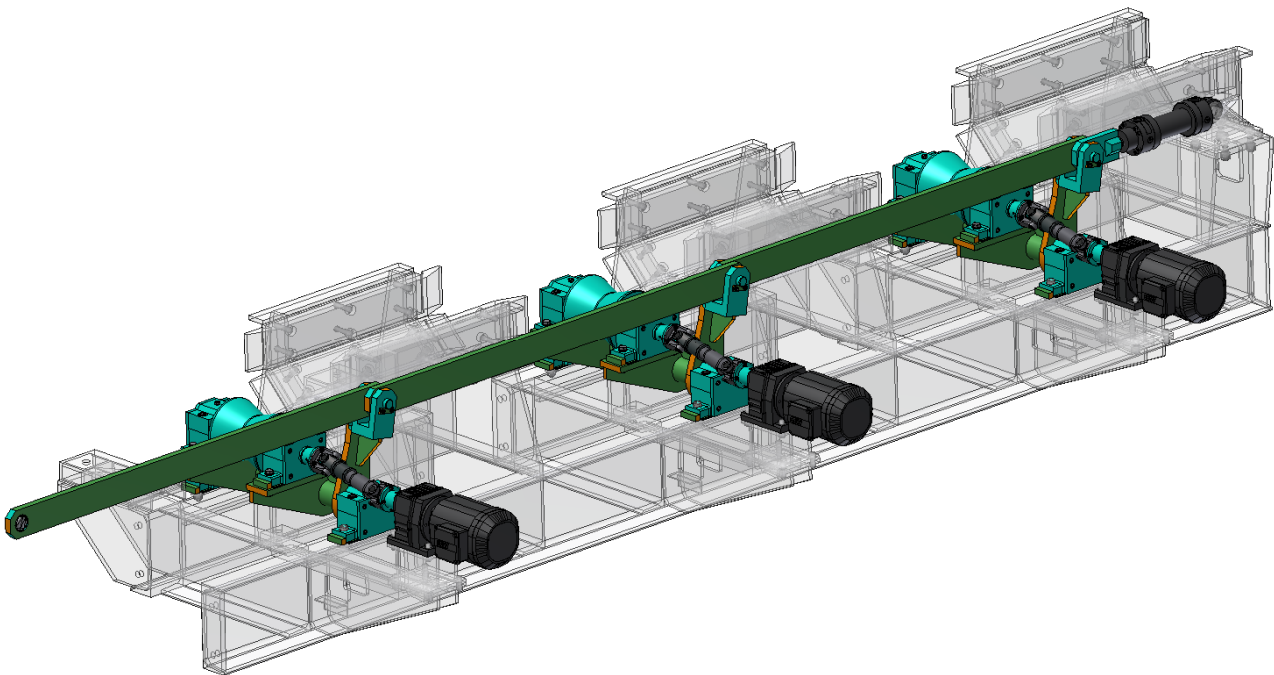
Obrázek 26 - Sestava hnací rolly



Obrázek 27 - Uložení rolly na rameni sklápění

Každá rolna je poháněna samostatně převodovým motorem, který je přišroubován na bočních konzolách základního rámu a s rolnou je spojen pomocí kardanové hřídele. Využití kardanové hřídele je nezbytné, protože dochází během pracovního procesu ke sklápění a zdvihání roln, tudíž rolna neustále mění svoji polohu vůči motoru.

Všechny rolny jsou vzájemně propojeny do série pomocí táhel přes páky sklápění. Poslední rolna (na konci žlabu) je spojena krátkým táhlem s hydraulickým válcem od společnosti Rexroth typu CDH1MP5-63-36-125A3X-B11CGDMW, kterým se ovládá samotné sklápění roln.



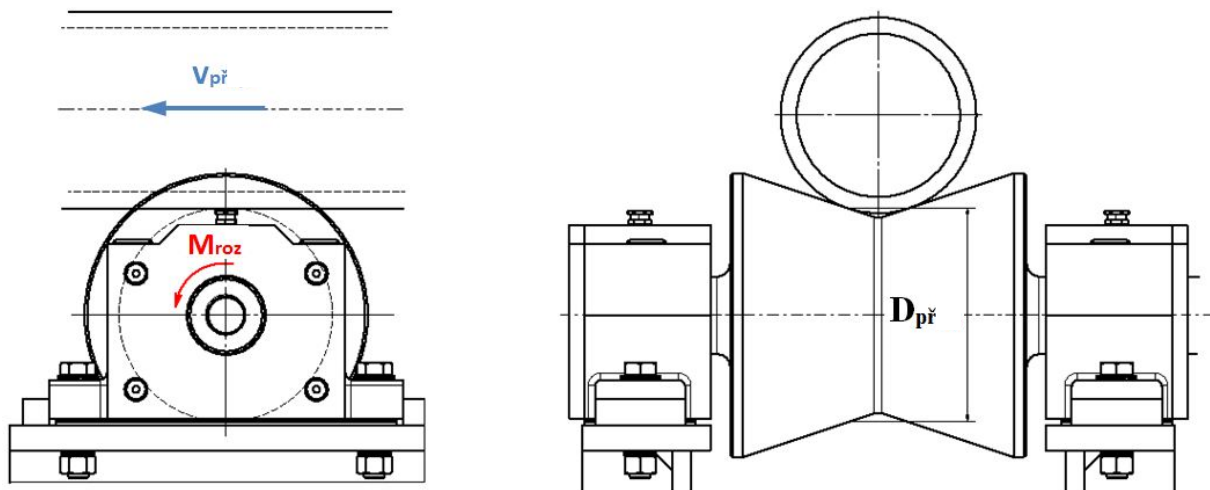
Obrázek 28 - Spojení jednotlivých sestav hnacích roln pomocí táhel (rolny v horní poloze)

6.2.1 Návrh pohonu hnacích roln

Při návrhu pohonu roln bude uvažován mezní stav, kdy nerovná trubka o maximálním rozměru leží v klidovém stavu pouze na třech rolnách. Poté dojde roztočením těchto tří roln k rozpohybování trubky na maximální přepravní rychlost v čase 0,5 s.

Vstupní hodnoty:

Maximální rychlost přepravy trubek	$v_{př} = 100 \frac{m}{min}$
Doba rozběhu	$t_{roz} = 0,5 s$
Průměr plochy rolny, na kterém je unášena trubka	$D_{př} = 166 mm$
Hmotnost trubky o maximálním rozměru	$m_t = 430 kg$
Moment setrvačnosti rolny	$J_{rol} = 241514 kg \cdot mm^2$
Koeficient bezpečnosti	$k_{dyn} = 2$



Obrázek 29 - Výpočtové schéma pohonu hnací rolny

Na základě hmotnosti trubky, přepravní rychlosti a doby rozběhu byla stanovena potřebná síla pro rozpořbování trubky.

$$a_{roz} = \frac{v_{př}}{t_{roz}} = \frac{1,66}{0,5} = 3,33 \frac{m}{s^2} \quad \text{zrychlení trubky}$$

$$F_{roz} = \frac{m_t}{3} \cdot a_{roz} = \frac{430}{3} \cdot 3,33 = 477,8 \text{ N} \quad \text{potřebná pohybová síla}$$

Dále byly stanoveny potřebné momenty (hnací, rozběhový), ze kterých se stanoví potřebný výkon motoru pro bezpečný provoz rolny.

$$M_{roz_tr} = F_{roz} \cdot \frac{D_{př}}{2} \cdot k_{dyn} = 477,8 \cdot \frac{0,166}{2} \cdot 2 = 79,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{potřebný hnací moment}$$

$$n_{př} = \frac{v_{př}}{\pi \cdot D_{př}} = \frac{1,66}{\pi \cdot 0,166} = 3,2 \frac{1}{s} = 192 \frac{1}{min} \quad \text{potřebné otáčky pohonu}$$

$$\omega_{rol} = 2 \cdot \pi \cdot n_{př} = 2 \cdot \pi \cdot 3,2 = 20,12 \frac{rad}{s} \quad \text{úhlová rychlost rolny}$$

$$\alpha_{rol} = \frac{\omega_{rol}}{t_{roz}} = \frac{20,12}{0,5} = 40,2 \frac{rad}{s^2} \quad \text{úhlové zrychlení rolny}$$

$$M_{roz_rol} = J_{rol} \cdot \alpha_{rol} = 0,2415 \cdot 40,2 = 9,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{potřebný moment pro rozběh rolny}$$

$$M_{c_rol} = M_{roz_tr} + M_{roz_rol} = 79,3 + 9,7 = 89 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{celkový potřebný moment}$$

$$P_{rol} = M_{c_rol} \cdot \omega_{rol} = 89 \cdot 20,12 = 1,8 \text{ kW} \quad \text{potřebný výkon pohonu}$$

Na základě vypočtených hodnot byl zvolen převodový motor od společnosti SEW typu R47 DRE 100M4. Parametry motoru jsou uvedeny níže.

Výkon motoru $P_{m_rol} = 2,2 \text{ kW}$

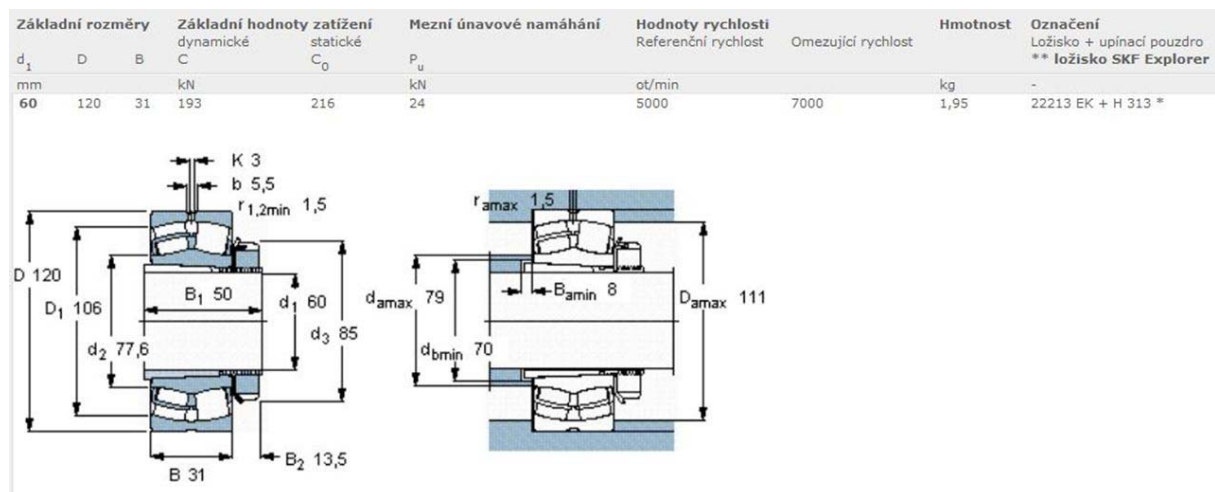
Maximální točivý moment $M_{m_rol} = 118 \text{ N} \cdot \text{m}$

Převodový poměr $i_{rol} = 8,01$

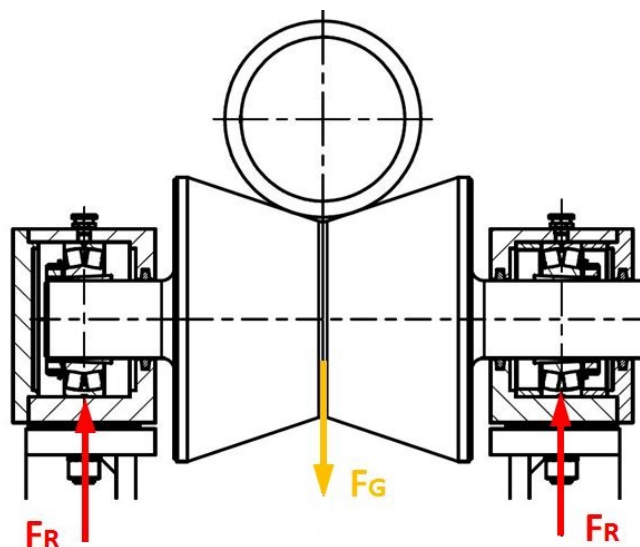
6.2.2 Kontrola ložisek

Uložení rolly na rameni sklápění

Rolna je uložena na rameni sklápění ve dvouřadých soudečkových ložiscích typu 22213 EK od společnosti SKF. Uložení rolly v ložiscích bude dimenzováno na 1/3 maximální hmotnosti trubky.



Obrázek 30 - Parametry ložiska 22213 EK [8]



Obrázek 31 - Výpočtové schéma uložení rolly

Vstupní hodnoty:

Statická únosnost ložiska	$c_0 = 218 \text{ kN}$	[8]
Dynamická únosnost ložiska	$c = 193 \text{ kN}$	[8]
Tíhová síla od hmotnosti trubky na jednu rolnu	$F_1 = 1405,6 \text{ N}$	
Hmotnost rolny	$m_{rol} = 56,4 \text{ kg}$	
Směrný součinitel statické bezpečnosti dle SKF	$s_{0_2} = 1$	[8]
Rotační součinitel	$V = 1$	[3]
Radiální součinitel	$X = 1$	[3]
Exponent trvanlivosti pro soudečkové ložisko	$m = \frac{10}{3} = 3,33$	[3]
Otáčky rolny	$n_{př} = 192 \frac{1}{min}$	

Nejprve je nutné stanovit celkovou tíhovou sílu, která působí na rolnu. Ta se stanoví pomocí tíhové síly od třetinové hmotnosti trubky a tíhové síly od hmotnosti rolny.

$$F_{Grol} = m_{rol} \cdot g = 56,4 \cdot 9,81 = 553,1 \text{ N} \quad \text{tíhová síla od hmotnosti rolny}$$

$$F_G = F_{Grol} + F_1 = 553,1 + 1405,6 = 1958,7 \text{ N} \quad \text{tíhová síla od hmotnosti trubky a rolny}$$

Následně jsou stanoveny reakce v jednotlivých ložiscích, ze kterých se poté vypočte součinitel statické bezpečnosti ložiska. Jelikož je vzdálenost mezi prvním ložiskem a tíhovou silou i druhým ložiskem a tíhovou silou stejná, reakce v jednotlivých ložiscích budou stejné.

$$F_R = \frac{F_G}{2} = \frac{1958,7}{2} = 979,4 \text{ N} \quad \text{reakce v jednom ložisku}$$

$$F_e = F_R \cdot V \cdot X = 979,4 \cdot 1 \cdot 1 = 979,4 \text{ N} \quad \text{ekvivalentní dynamické zatížení}$$

Součinitel bezpečnosti ložiska při statickém namáhání

$$S_3 = \frac{c_0}{F_e} = \frac{218000}{979,4} = 223 \geq S_{0_2} = 1$$

Trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti v milionech otáček

$$L_{10} = \left(\frac{c}{F_e} \right)^m = \left(\frac{193000}{979,4} \right)^{3,33} = 4,454 \cdot 10^{13} \text{ ot}$$

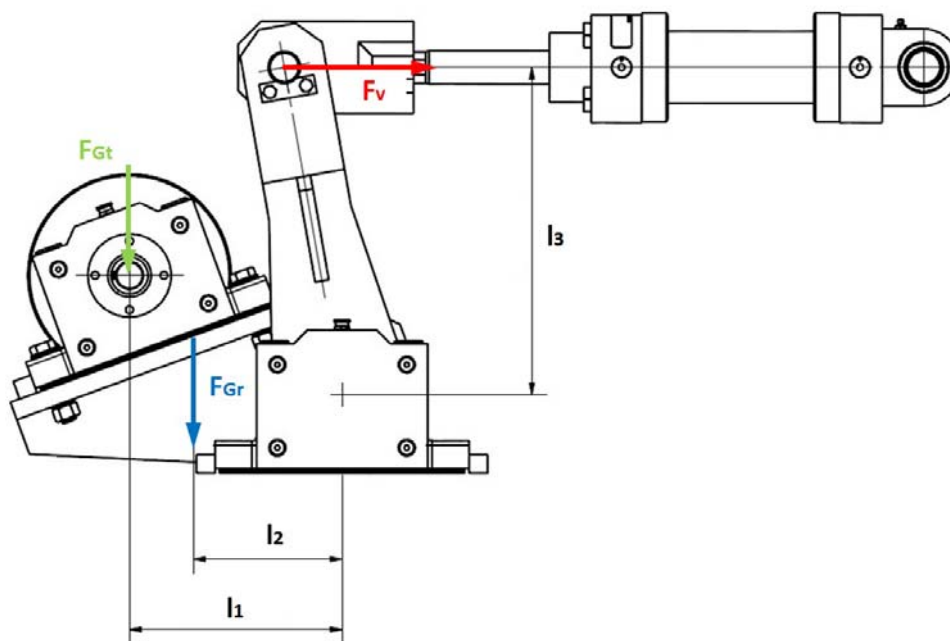
Trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti v hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{pr}} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 192} \cdot 4,454 \cdot 10^7 = 3,87 \cdot 10^9 \text{ hod}$$

Provozní trvanlivost ložiskového uložení je závislá na mnoha dalších faktorech, jako je mazání, stupeň znečištění, správná montáž, nesouosost, okolní podmínky atd. Tudiž se vypočtená trvanlivost ložisek může výrazněji lišit od skutečné provozní trvanlivosti v dané oblasti použití. V tomto případě spočítaná trvanlivost spolehlivě dosáhne na teoretickou základní hodnotu 1 000 000 otáček i se zohledněním výše zmíněných faktorů a proto lze konstatovat, že navržené uložení vyhovuje.

6.2.3 Kontrola hydraulického válce při zdvihání hnacích rolen

Spouštění a zvedání všech devíti ramen, resp. rolen, je realizováno jedním hydraulickým válcem od společnosti Rexroth typ CDH1MP5-63-36-125A3X-B11CGDMW. Pro výpočet je uvažován stav, kdy sestava rolen začne zvedat trubku. Jsou zanedbány pasivní odpory, dynamické účinky při kontaktu rolny s trubkou, setrvačné účinky pohybujících se hmot atd., proto je výsledná potřebná síla ve válci zvýšena o koeficient bezpečnosti k .



Obrázek 32 - Výpočtové schéma zdvihání trubky hydraulickým válcem

Vstupní hodnoty:

Maximální hmotnost trubky	$m_t = 430 \text{ kg}$
Hmotnost ramene, rolny, ložisek a poloviny kardanu	$m_r = 167 \text{ kg}$
Počet hnacích rolen	$i = 9$
Vzdálenost těžiště trubky od osy rotace ramene ve spodní poloze	$l_1 = 161 \text{ mm}$
Vzdálenost těžiště ramene s rolnou od osy rotace ve spodní poloze	$l_2 = 230 \text{ mm}$

Vzdálenost osy hydraulického válce od osy rotace	$l_3 = 354,5 \text{ mm}$
Plocha pístu ze strany pístnice	$S_p = 2099 \text{ mm}^2$ [9]
Pracovní tlak hydraulického válce	$p = 100 \text{ bar}$
Koeficient bezpečnosti	$k = 2$

Nejprve jsou vypočteny tíhové síly působící na sestavu hnací rolny.

$$F_{Gt} = m_t \cdot g = 430 \cdot 9,81 = 4216,9 \text{ N} \quad \text{tíhová síla od hmotnosti trubky}$$

$$F_{Gr} = m_r \cdot g = 167 \cdot 9,81 = 1638 \text{ N} \quad \text{tíhová síla od hmotnosti ramene, rolny, ložisek a poloviny kardanu}$$

Následně je vyjádřena z momentové podmínky k ose rotace ramene potřebná síla pro zdvihnutí všech sestav rolen s trubkou o maximálním rozměru.

$$F_v \cdot l_3 = F_{Gt} \cdot l_2 + i \cdot F_{Gr} \cdot l_1$$

$$F_v = \left(\frac{F_{Gt} \cdot l_2 + i \cdot F_{Gr} \cdot l_1}{l_3} \right) \cdot k$$

$$F_v = \left(\frac{4216,9 \cdot 0,23 + 9 \cdot 1638 \cdot 0,161}{0,3545} \right) \cdot 2 = 18,86 \cdot 10^3 \text{ N}$$

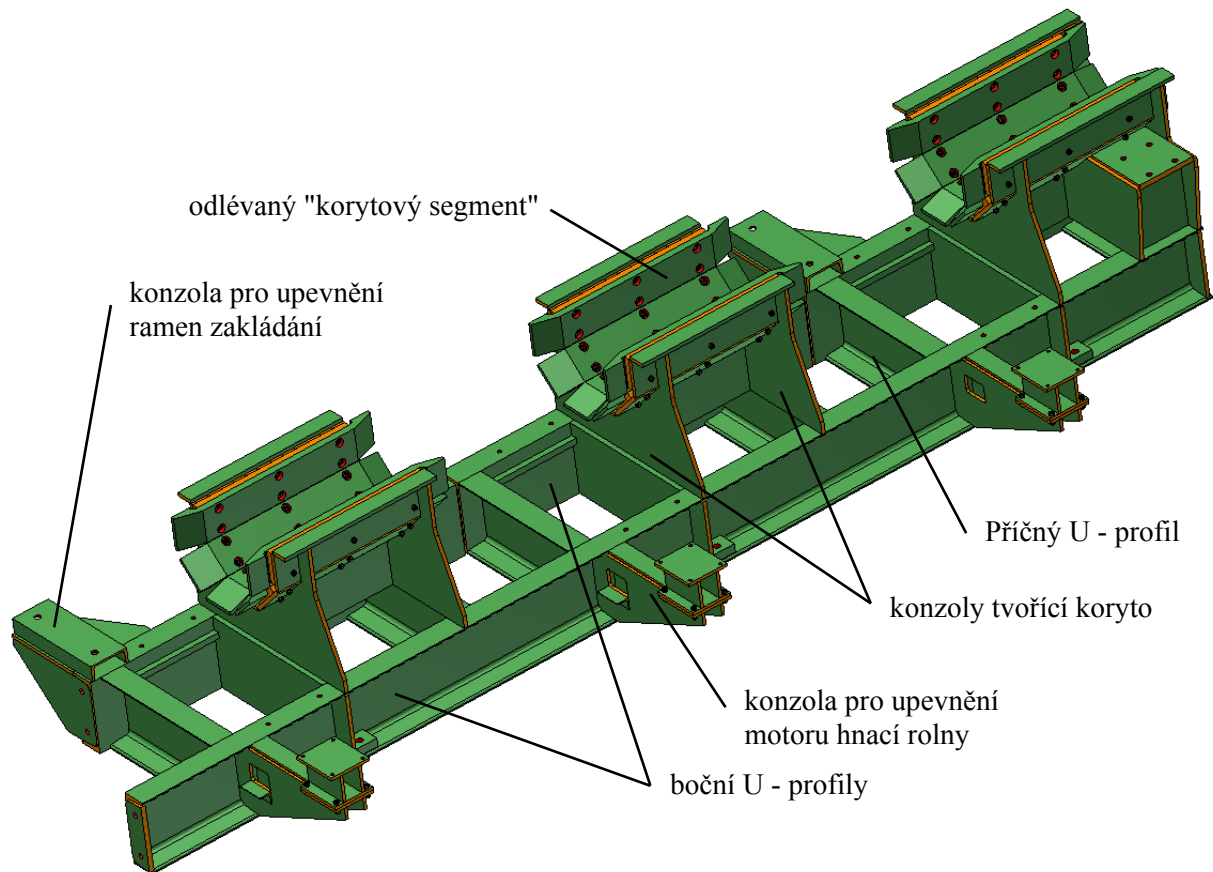
$$F_{v\max} = p \cdot S_3 = 10 \cdot 2099 = 20,99 \cdot 10^3 \text{ N} \quad \text{síla v hydraulickém válci při 100 barech}$$

$$F_{v\max} \geq F_v \quad \text{splněná podmínka pro zdvihnutí rolen}$$

6.3 Základní rám

Manipulátor je tvořen základním svařovaným rámem, na kterém jsou namontovány „korytové segmenty“ tak, aby vytvořily koryto ve tvaru „U“. Základní rám je rozdělen do tří částí, z důvodu snazší manipulace se základním rámem, a to jak při výrobě, tak při montáži. Jednotlivé části základního rámu jsou k sobě přišroubovány a pomocí kotev připevněny k základu

Protože je žlab vystaven extrémnímu namáhání od rotujícího konce rovnané trubky, musí být základní rám robustní svařované konstrukce, jejímž základem jsou dva boční U profily po celé délce žlabu s přivařenými příčnými U profily v pravidelných rozestupech. Na tomto skeletu jsou přivařeny jednotlivé konzoly z výpalků plechů tvořících koryto tvaru "U" s přípravou na přišroubování odlévaných segmentů. Na boční straně rámu jsou přivařeny konzoly pro přišroubování ložiskových domků ramen zakládání. Na druhé boční straně rámu jsou přivařeny konzoly pro přišroubování elektromotorů, které pohnou hnací rolny.



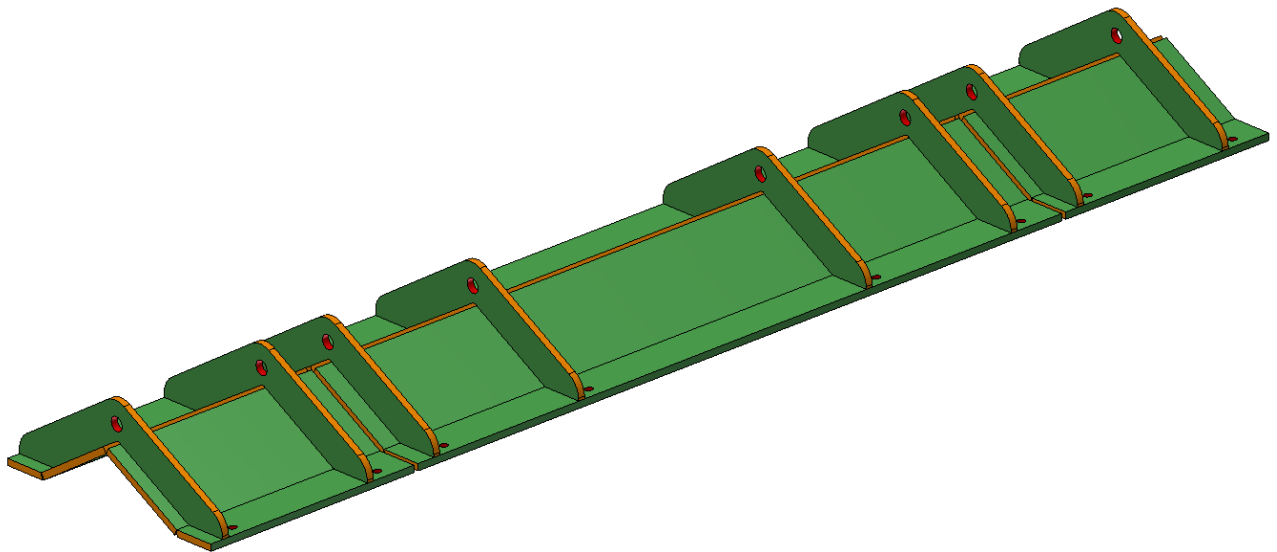
Obrázek 33 - Část základního rámu

6.4 Krytování

Při uchopení trubky rovnačkou a při samotném procesu rovnání dochází k rotaci zakřivené trubky, tudíž při délce trubky 10 m dochází na jejím konci ke značným výkmitům. Proto z důvodu bezpečnosti provozu je nutné žlab manipulátoru opatřit krytovaním. Krytování se skládá z pevné části a pohyblivé části.

6.4.1 Pevné krytování

V přední části manipulátoru (mezi vstupními čelistmi a rovinou zakládání trubek) je žlab uzavřen pevnými kryty, které jsou přišroubovány k základnímu rámu. Protože je nutná občasná údržba, pevné krytování je složeno ze tří menších krytů, aby byla zajištěna snadná demontáž a byl tak umožněn přístup do pracovního prostoru žlabu. Jednotlivé kryty jsou tvořeny jednoduchou svařovanou konstrukcí z několika výpalků.

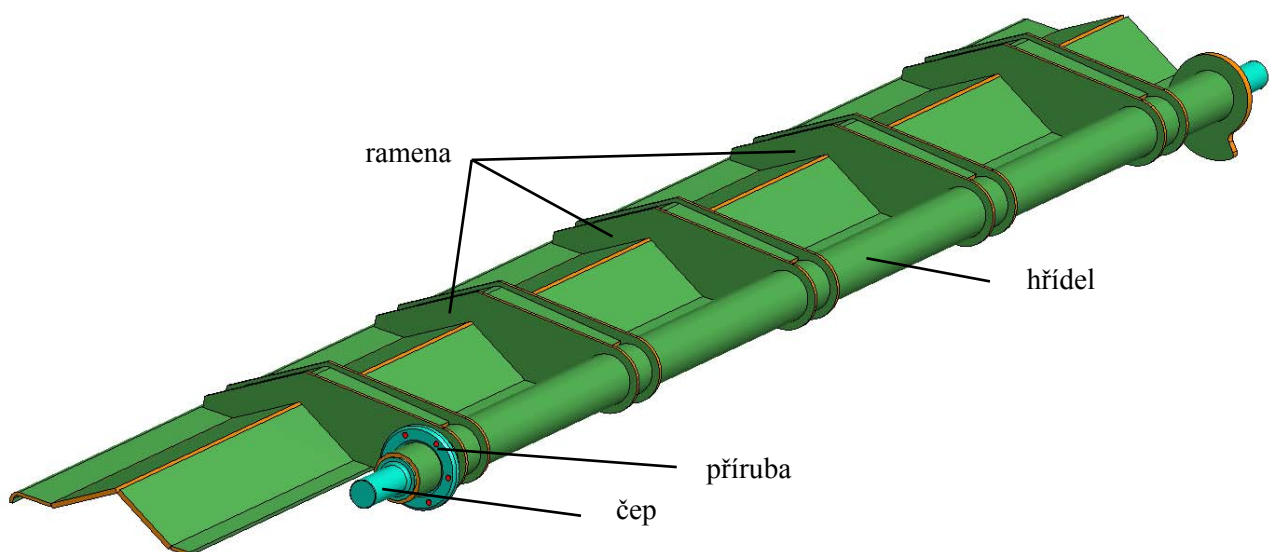


Obrázek 34 - Pevné krytování žlabu

6.4.2 Pohyblivé krytování

V prostřední části manipulátoru (od roviny zakládání trubek) je kryt otevíraný hydraulickým válcem a to z důvodu zakládání trubek do žlabu. Délka otočného krytu je odvozena od maximální délky rovnané trubky, čili krytování je do místa, kde se nachází konec nejdelší trubky při uchopení rovnačkou, aby bylo zajištěno, že celá trubka bude pod krytem při roztočení válci rovnačky. V zadní části žlabu již krytování není nutné.

Otočný kryt je tvořen trubkou, která je z obou stran ukončena čepy. Na trubku je přivařena příruba pro připevnění páky, která spojuje kryt s hydraulickým válcem, kterým se ovládá zvedání a sklápění krytu. Dále je k trubce přivařeno pět párů ramen, která jsou vypálena do požadovaného tvaru krytu. K těmto ramenům jsou přivařeny plechy tvořící krytování.

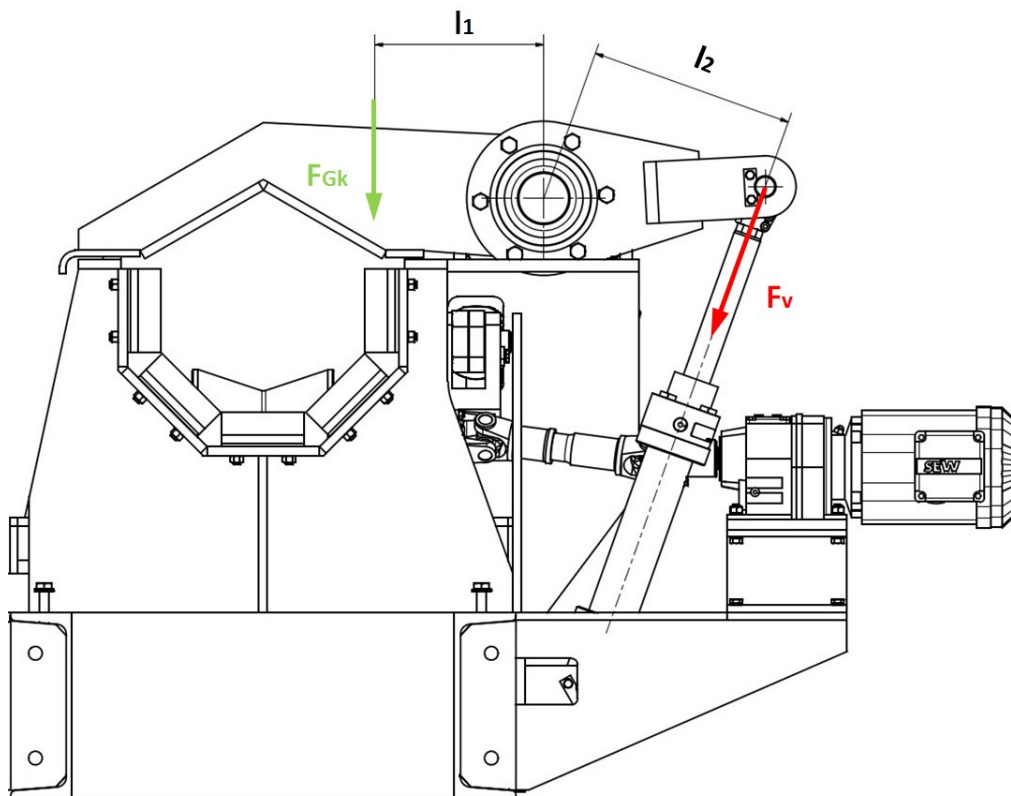


Obrázek 35 - Pohyblivé krytování žlabu

Návrh hydraulického válce pro zdvihání krytu

Vstupní hodnoty:

Hmotnost krytu	$m_k = 896 \text{ kg}$
Vzdálenost těžiště krytu od osy rotace krytu	$l_1 = 274 \text{ mm}$
Vzdálenost pracovní síly od osy rotace krytu	$l_2 = 332,3 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti krytu	$J_k = 62,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Pracovní tlak hydraulického válce	$p = 100 \text{ bar}$
Čas otevření krytu	$t_k = 1 \text{ s}$
Čas zrychlení krytu	$t_z = 0,1 \text{ s}$
Úhel otevření krytu	$s = 39^\circ$
Koeficient bezpečnosti	$k = 1,5$



Obrázek 36 - Výpočtové schéma zvedání krytu

Nejprve je nutné stanovit si tíhovou sílu od hmotnosti krytu, která působí v těžišti krytování. Dále pak úhlovou rychlost a zrychlení krytu.

$$F_{Gk} = m_k \cdot g = 896 \cdot 9,81 = 8,787 \text{ kN}$$

tíhová síla od hmotnosti krytu

$$\omega_k = \frac{s}{t_k} = \frac{0,681}{1} = 0,681 \frac{rad}{s} \quad \text{úhlová rychlost krytu}$$

$$\alpha_k = \frac{\omega_k}{t_z} = \frac{0,681}{0,1} = 6,807 \frac{rad}{s^2} \quad \text{úhlové zrychlení krytu}$$

V následujícím kroku jsou vypočteny potřebné momenty nutné k provozu krytování.

$$M_{roz_k} = J_k \cdot \alpha_k = 62,2 \cdot 6,807 = 423,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{moment nutný k rozpořybování krytu}$$

$$M_{Gk} = F_{Gk} \cdot l_1 = 8787 \cdot 0,274 = 2408 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{moment od hmotnosti krytu}$$

Z jednotlivých momentů, které byly vypočteny v předchozím kroku, je vypočítána potřebná síla v hydraulickém válci vynásobená koeficientem bezpečnosti.

$$F_v \cdot l_2 = (M_{Gk} + M_{roz}) \cdot k$$

$$F_v = \left(\frac{M_{Gk} + M_{roz}}{l_2} \right) \cdot k = 12,78 \text{ kN} \quad \text{potřebná síla v hydraulickém válci}$$

Z potřebné pracovní síly hydraulického válce je nutné stanovit jeho velikost (průměr pístu, pístnice). Jelikož zdvihání krytu probíhá při zpětném chodu válce, je nutné uvažovat plochu pístu ze strany pístnice.

$$S_{pot} = \frac{F_v}{p} = \frac{12780}{10} = 1278 \text{ mm}^2 \quad \text{potřebná plocha pístu ze strany pístnice}$$

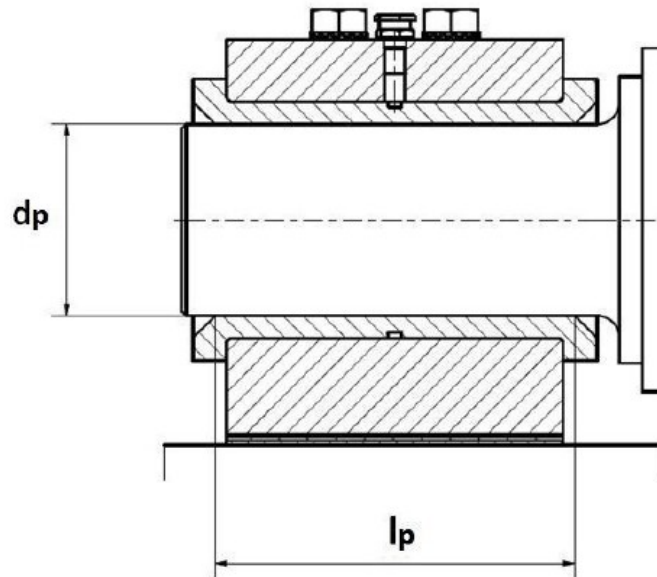
Na základě vypočtených hodnot a zástavbového prostoru byl navržen hydraulický válec od společnosti Rexroth typu CDH1MP5-63-45-250A3X-B11CMDMW, který má průměr pístu 63 mm a průměr pístnice 45 mm a plochu ze strany pístu 1527 mm².

Kontrola uložení krytu v kluzném ložisku

Otvíratelný kryt je uložen na čepech v kluzných ložiscích z materiálu ČSN 42 3148. Při výpočtu je uvažováno zatížení ložisek od hmotnosti krytu, tj. každé ložisko je zatíženo polovinou hmotnosti krytu.

Vstupní hodnoty:

Hmotnost krytu	$m_k = 896 \text{ kg}$
Délka styku pouzdra a čepu	$l_p = 160 \text{ mm}$
Vnitřní průměr pouzdra	$d_p = 85 \text{ mm}$
Dovolený měrný tlak	$p_{Dp} = 40 \text{ MPa} \quad [3]$



Obrázek 37 - Výpočtové schéma kluzného ložiska

Měrný tlak ve stykové ploše mezi čepem a kluzným ložiskem se spočítá jako poměr mezi silou od hmotnosti krytu a styčnou plochou čepu.

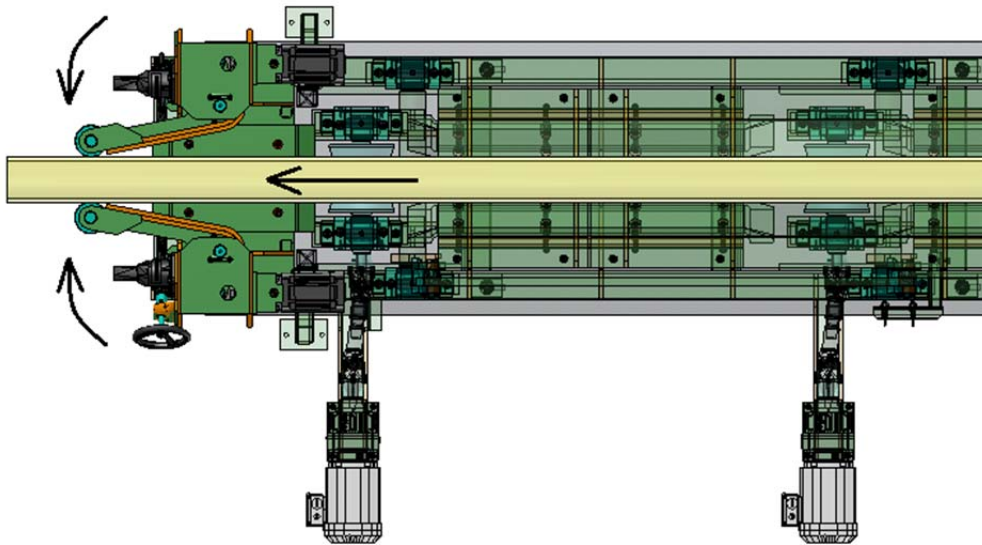
$$F_p = \frac{m_k \cdot g}{2} = \frac{896 \cdot 9,81}{2} = 4393 \text{ N} \quad \text{síla od hmotnosti krytu na jedno pouzdro}$$

$$p_p = \frac{F_p}{l_p \cdot d_p} = \frac{4393}{160 \cdot 85} = 0,323 \text{ MPa} \quad \text{měrný tlak ve styčné ploše}$$

$$p_{Dp} \geq p_p \quad \text{měrný tlak ve styčné ploše nepřesahuje dovolenou hodnotu měrného tlaku zjištěnou z tabulek.}$$

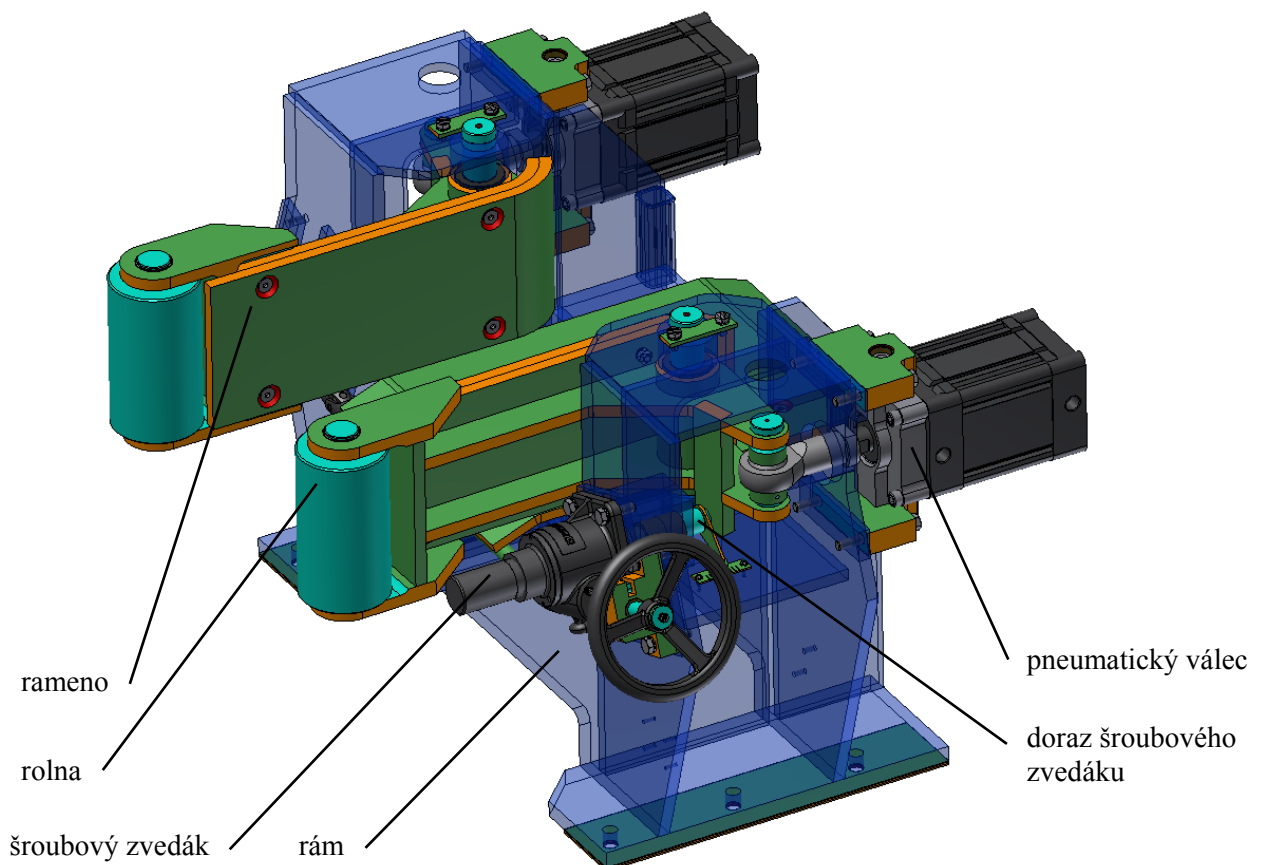
6.5 Vstupní čelisti

Vstupní čelisti slouží k usměrnění rovnané trubky do osy rovnání před vstupem do pracovního prostoru rovnačky. Sestava vstupních čelistí je montována k základnímu rámu v přední části manipulátoru, těsně před vstupem do rovnačky. Nejprve se pomocí šroubových zvedáků ručně nastaví hodnota vysunutí dorazu, čímž se definuje velikost přivření ramen pro jednotlivé rovnané trubky (šířka průchodu se nastaví o něco větší než je průměr rovnané trubky). Následně jsou do pracovní polohy nastavena usměrňovací ramena a to tak, že dojde k opření ramene o doraz šroubového zvedáku. Toto nastavení se provádí pomocí dvou pneumatických válců.



Obrázek 38 - Usměrnění trubky do pracovního prostoru rovnačky

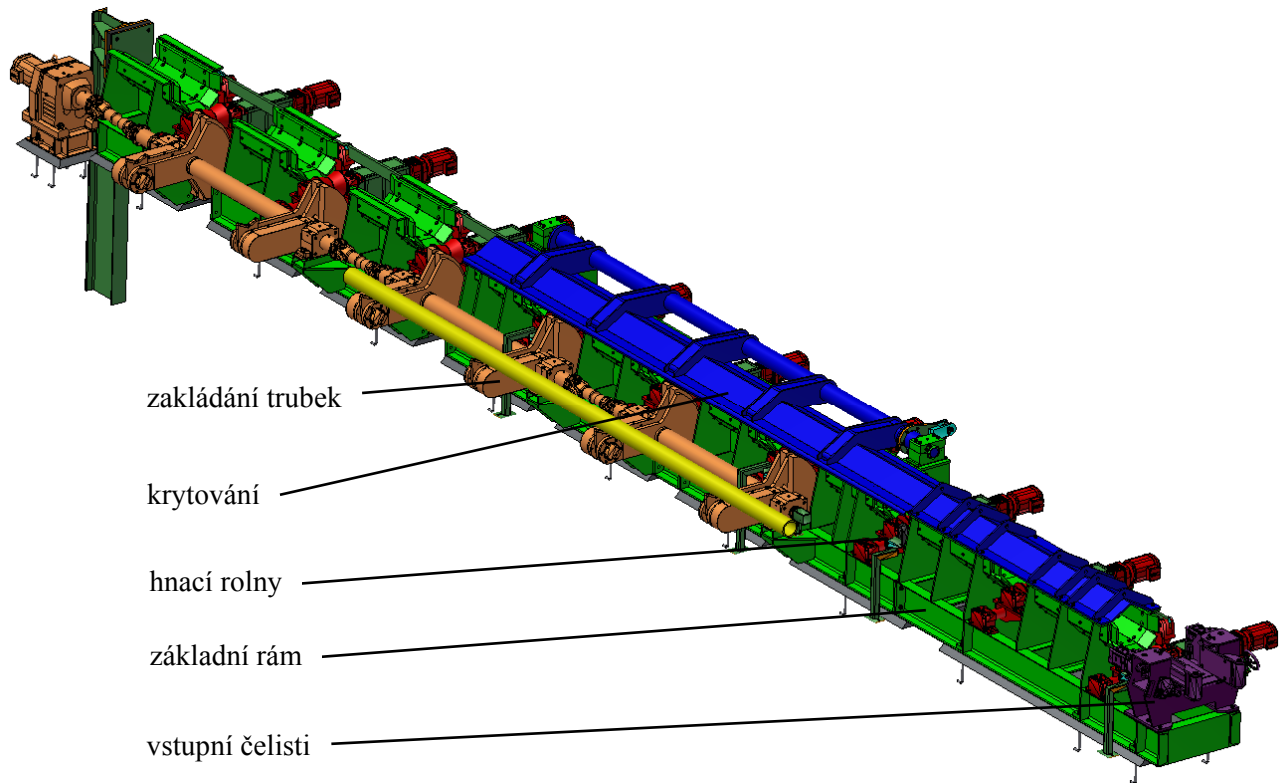
Sestava vstupních čelistí se skládá ze svařovaného rámu, na kterém jsou otočně uložena usměrňovací ramena. Na konci ramena je otočně uložena rolna, která je v přímém kontaktu s rovnanou trubkou. Pozice usměrňovacích ramen při vysunutí pneumatickými válci je řešena dorazem, který je upevněn na šroubovém zvedáku. Šroubový zvedák od společnosti Power – Jack je přišroubován na přední části rámu čelistí. Pneumatický válec je připevněn na zadní části rámu na kyvných čepech. Oko pneumatického válce je uloženo na čepu usměrňovacího ramene.



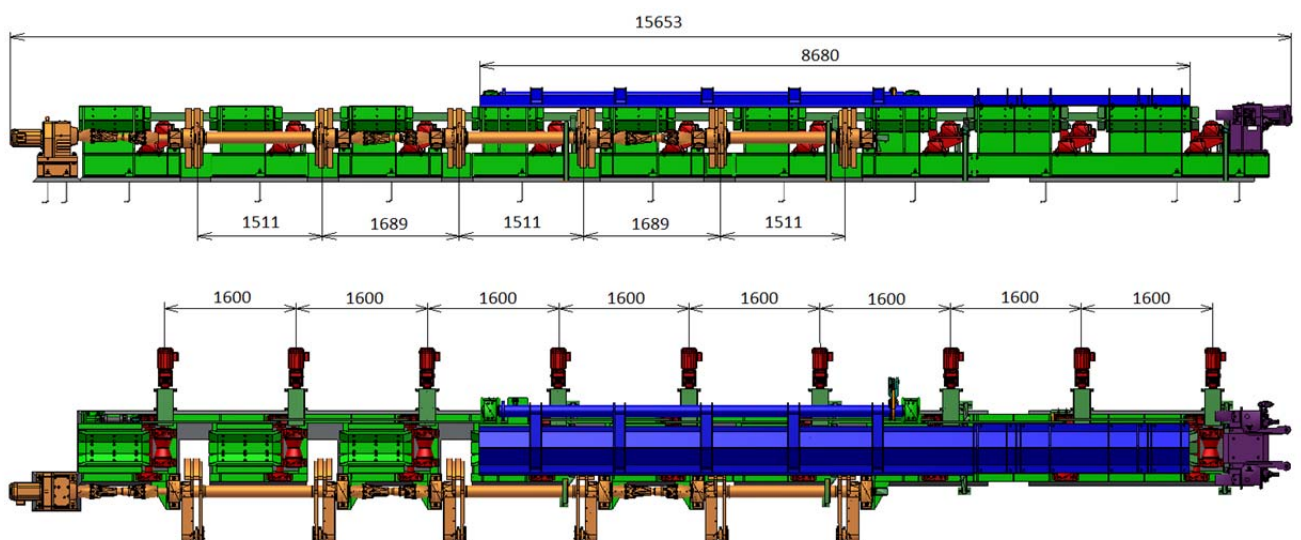
Obrázek 39 - Sestava vstupních čelistí

6.6 Sestava manipulátoru

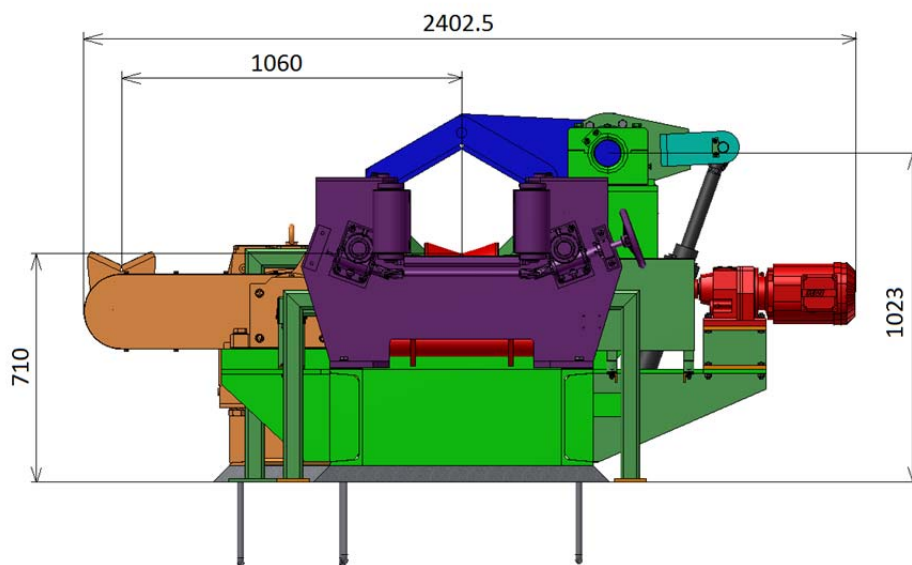
Na obrázku 40 je zobrazena celková sestava manipulátoru. Barevně jsou znázorněny a popsány jednotlivé konstrukční celky, z kterých je manipulátor složen. Na obrázcích 41 a 42 jsou vyobrazeny základní pohledy manipulátoru včetně hlavních rozměrů.



Obrázek 40 - Manipulátor pro přepravu trubek s barevným naznačením základních konstrukčních celků



Obrázek 41 - Hlavní rozměry manipulátoru



Obrázek 42 - Hlavní rozměry manipulátoru - čelní pohled

7. MKP analýza statického zatížení vstupních čelistí

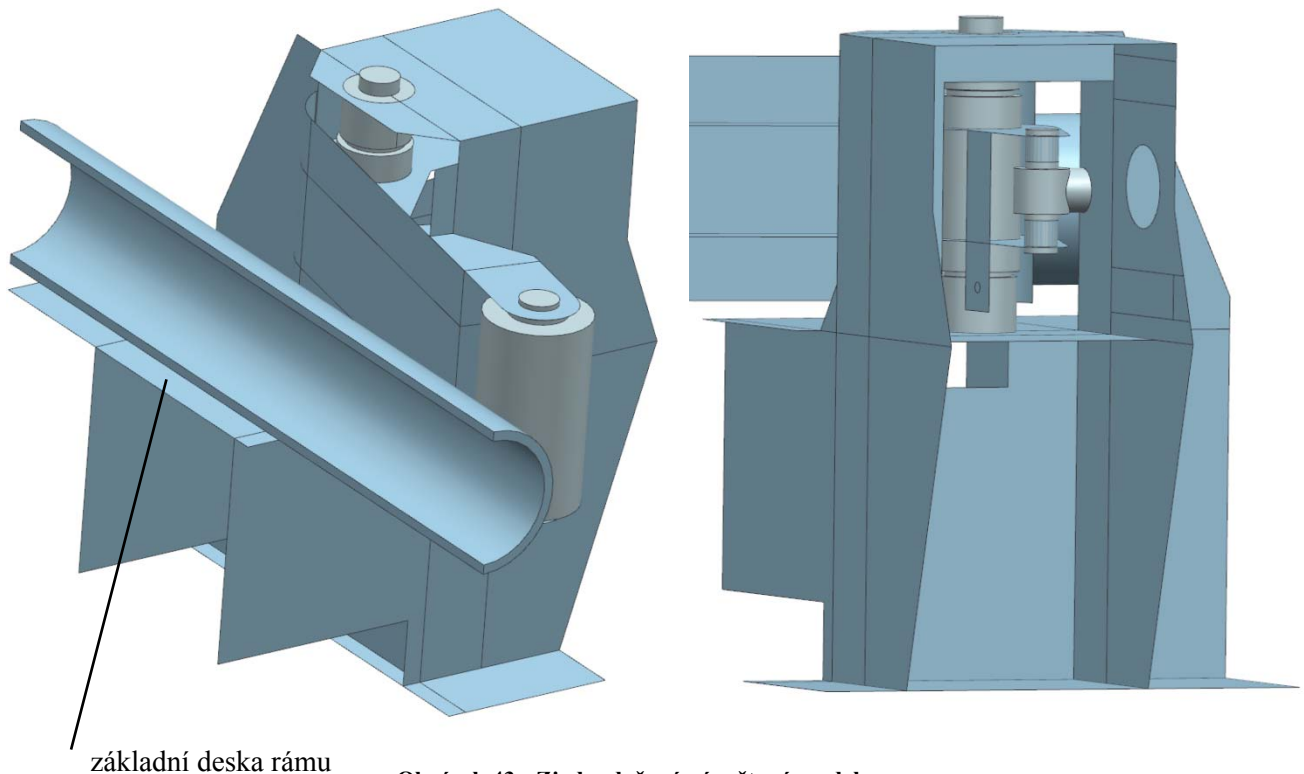
Cílem této analýzy je tuhostní a pevnostní kontrola sestavy vstupních čelistí. Výpočet je proveden v prostředí NX Nastran, které je součástí softwaru Siemens NX 8.5. Předmětem výpočtu jsou redukované napětí dle hypotézy HMH a deformace jednotlivých těles při zatěžující síle vyvolené pneumatickými válci.

Analýza je provedena pro tři stavy, které mohou nastat při provozu manipulátoru a nesmí při nich dojít k poškození mechanismu vstupních čelistí. První zatěžující stav (varianta A) spočívá v nastavení usměrňovacích ramen do pracovní polohy bez sevření trubky. Druhý stav (varianta B) simuluje sevření trubky o maximálním průměru (152 mm) usměrňovacími rameny. Třetí zatěžující stav (varianta C) simuluje naopak sevření trubky o minimálním průměru (35 mm).

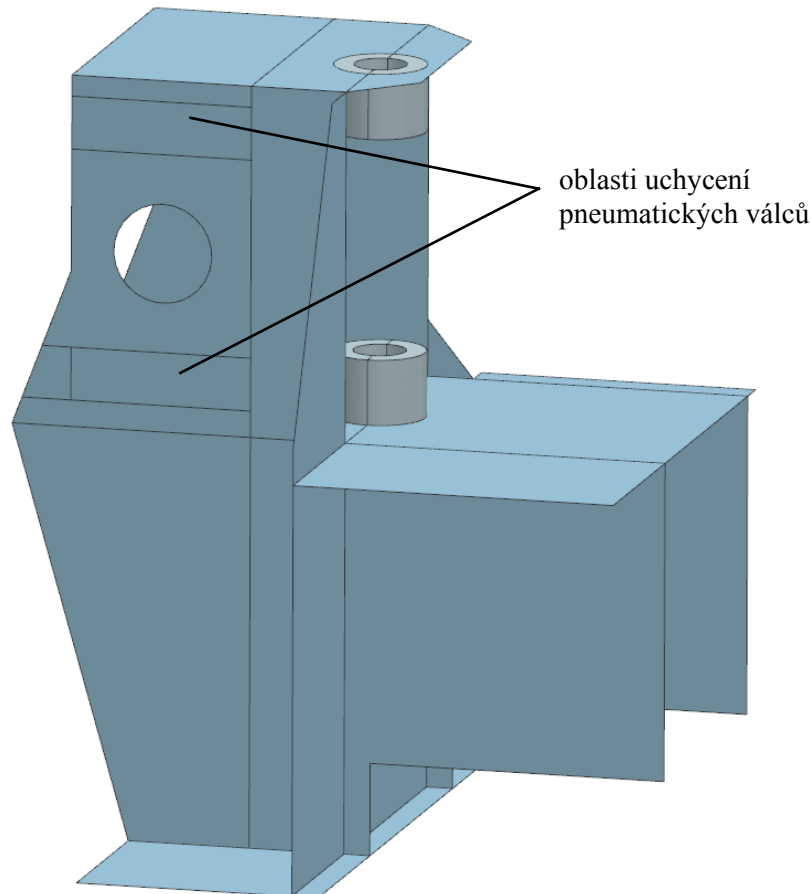
7.1 Idealizace mechanismu vstupních čelistí

Pro vytvoření výpočtového modelu došlo ke zjednodušení celé sestavy, byla odstraněna veškerá zkosení a zaoblení ze všech součástí. Dále byly zaslepeny díry, které nikterak neovlivní výpočet. Stěna rámu, kde je přišroubovaný pneumatický válec byla rozdělena na jednotlivé sektory (viz obrázek 44), aby bylo možné nasimulovat uchycení pneumatického válce k samotnému rámu.

Třecí obložení jednotlivých usměrňovacích ramen bylo zanedbáno, protože trubka je v kontaktu pouze s válečky. Jelikož rám mechanismu byl převážně tvořen z plechů, čili bylo možné idealizovat svařenec rámu na plochy. Dále bylo zanedbáno třecí obložení základní desky rámu, tudíž bylo nutné trubku umístit 28 mm nad základní desku rámu (viz obrázek 43), aby kontakt válečku s trubkou byl ve správné poloze. Jelikož je sestava vstupních čelistí symetrická, byla pro výpočet zpracována pouze polovina celé sestavy.



Obrázek 43 - Zjednodušený výpočtový model



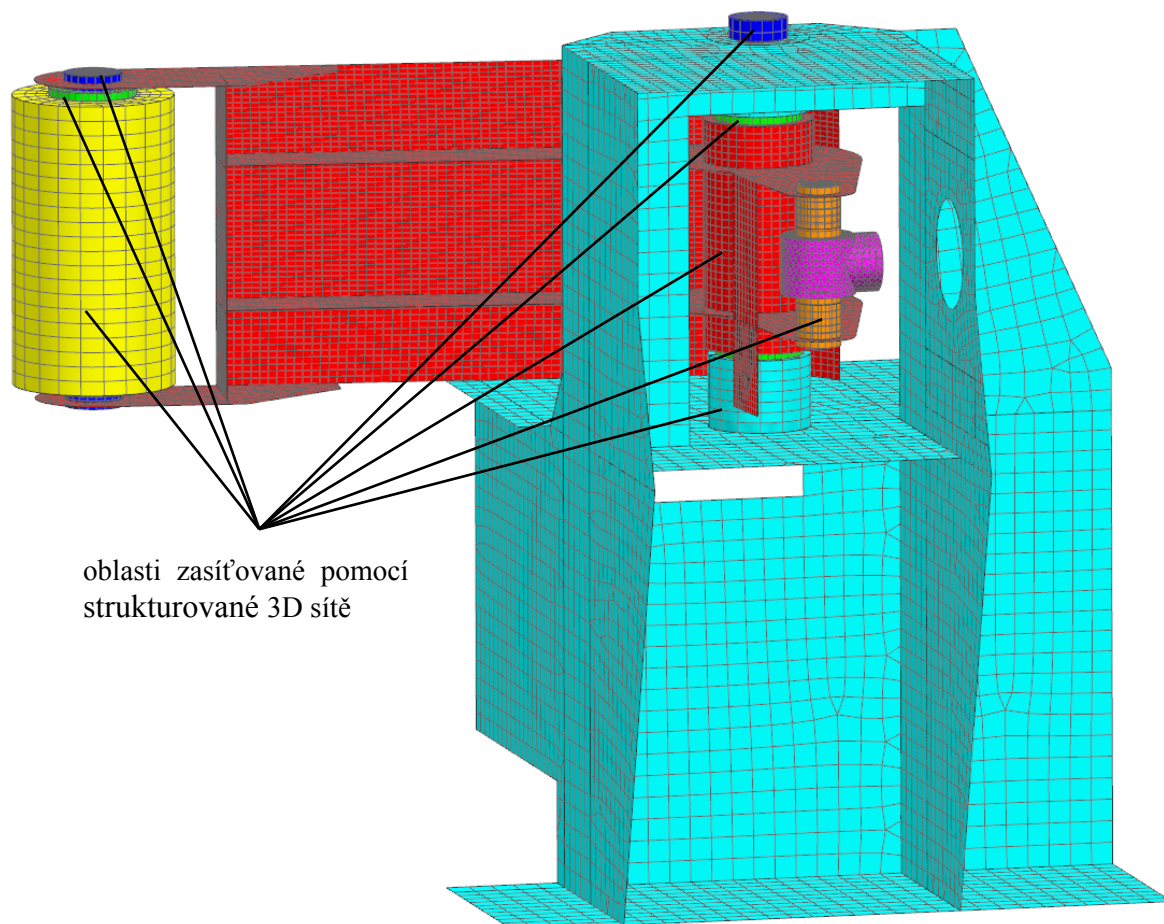
Obrázek 44 - Zjednodušený výpočtový model rámu

7.2 Tvorba sítě

Sít' celé sestavy je vytvořena přes „assembly FEM“, kde se načte vytvořená sestava a poté se zasít'ují jednotlivé komponenty. Rám je zasít'ován pomocí 2D elementů, pouze oblast, kde je rám v kontaktu s čepem je vytvořena pomocí 3D strukturované sítě. Čep spojovací rameno s rámem, čep spojovací rameno s rolnou, čep spojovací rameno s okem pneumatického válce, rolna a jednotlivá pouzdra byla zasít'ována také 3D strukturovanou sítí.

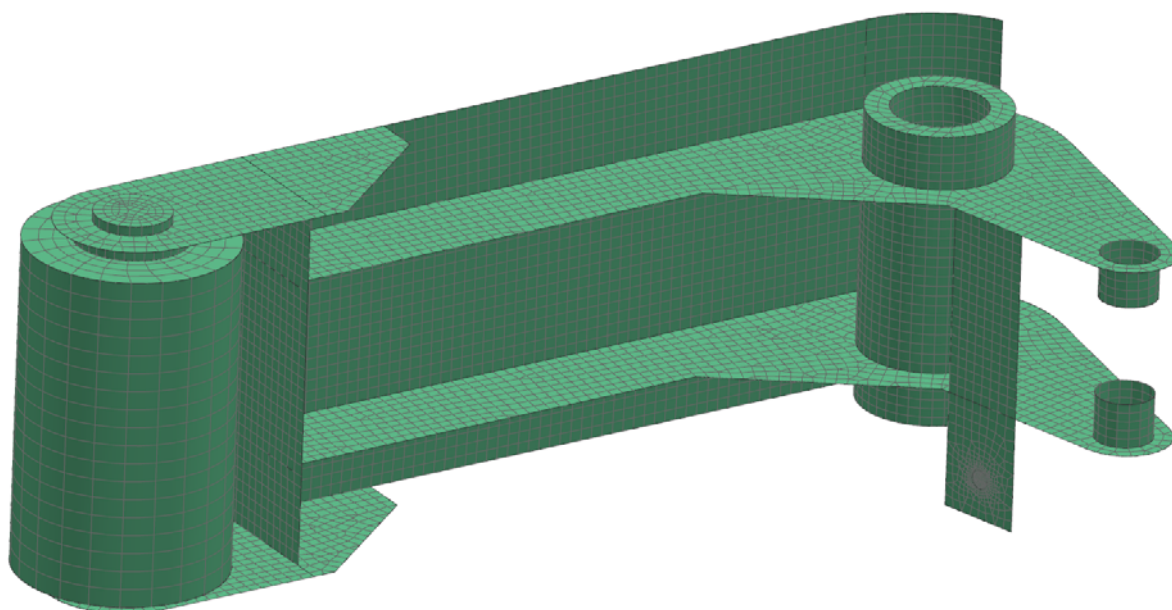
Usměrňovací rameno bylo vytvořeno pomocí 2D sítě, pouze oblast, kde jsou nalisována pouzdra, byla zasít'ována pomocí 3D strukturované sítě (viz obrázek 45). Prvky tvořené pomocí ploch bylo nutné „sešít“ do jednoho tělesa pomocí funkce „Stitch edge“, aby bylo možné s tímto tělesem počítat. Pro spojení jednotlivých částí, zasít'ovaných 3D sítí, byla použita funkce „Mesh mating condition“, která zajistí, že sít' mezi jednotlivými částmi bude propojena v uzlech.

Poté byla zvolena tloušťka jednotlivých oblastí u těles, která byla zasít'ována 2D sítí. Oblasti rámu, kde je uchycen pneumatický válec, mají tloušťku dvojnásobnou (30 mm) proti zbytku rámu, kde je tloušťka 15 mm, protože jsou na stěnu v těchto místech navařeny pásy, na které se přišroubuje pneumatický válec.



oblasti zasíťované pomocí
strukturované 3D sítě

Obrázek 45 - Zasíťovaná sestava vstupních čelistí



Obrázek 46 - Zasíťovaná sestava usměrňovacího ramene

7.3 Materiálové vlastnosti

Díly mechanismu jsou vyrobeny z konstrukční oceli 11 375.

Materiálové hodnoty pro ocel 11 375:

Mez kluzu	$R_e = 200 \text{ MPa}$
Mez pevnosti	$R_m = 350 \text{ MPa}$
Modul pružnosti v tahu	$E = 210\,000 \text{ MPa}$
Poissonovo číslo	$\nu = 0,3$

Výpočet je proveden v oblasti do meze kluzu, kde platí Hookův zákon, proto je zadán pouze modul pružnosti v tahu a Poissonovo číslo.

7.4 Definice kontaktů

Ve výpočtovém modelu byly použity tři typy kontaktů a to „Surface to surface contact“ (simuluje dotyk mezi jednotlivými tělesy), „Surface to surface glue“ (simuluje nalisování mezi jednotlivými tělesy) nebo „Edge to surface glue“ (simuluje nalisování mezi tělesy) viz tabulka 2. Mezi součásti, kde byla použita funkce „Surface to surface contact“, je hodnota koeficientu tření 0.15, protože je použit jeden druh materiálu pro všechny součásti.

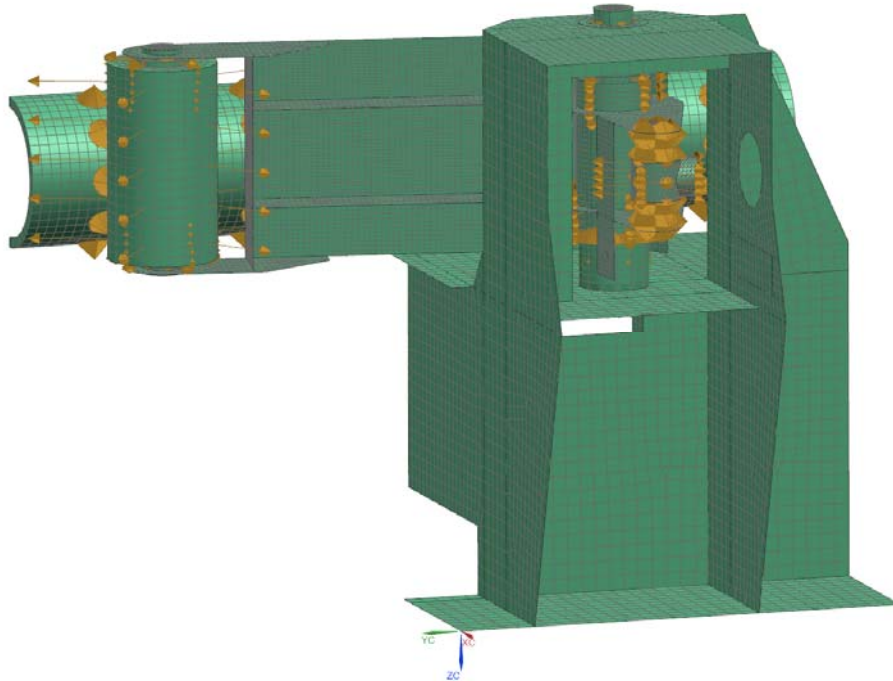
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Rám			G							
2	Rameno				E	G				G	
3	Čep (rameno-rám)	G								C	
4	Čep (rameno-rolna)		E						C		
5	Čep (rameno-oko)		G				C				
6	Oko					C					
7	Rolna								G		C
8	Pouzdro (rolna)				C			G			
9	Pouzdro (rameno)		G	C							
10	Trubka							C			

Tabulka 2 - Použití kontaktů mezi jednotlivými tělesy

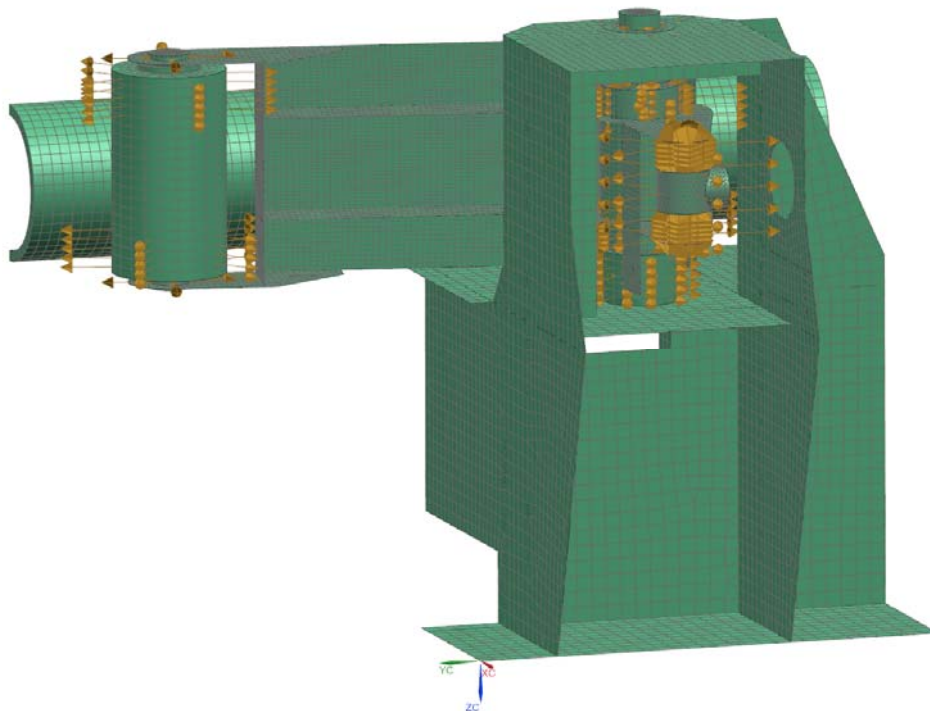
C Surface to surface contact

G Surface to surface glue

E Edge to surface glue



Obrázek 47 – Definice kontaktních ploch typu „Contact“



Obrázek 48 – Definice kontaktních ploch typu „Glue“

7.5 Okrajové podmínky

Celý mechanismus vstupních čelistí je pevně uchycen k základnímu rámu manipulátoru, proto pro zjednodušení výpočtu byla nastavena okrajová podmínka „vetknutí“ na spodní část rámu, která neovlivní výsledné hodnoty napětí a deformace na rámu čelistí. Z důvodu řešení poloviny modelu byla na rámu nastavena podmínka symetrie, která odebrává pohyb ve směru XC a rotace v osách YC, ZC. Tato podmínka symetrie byla také použita u trubky. Pro přesné

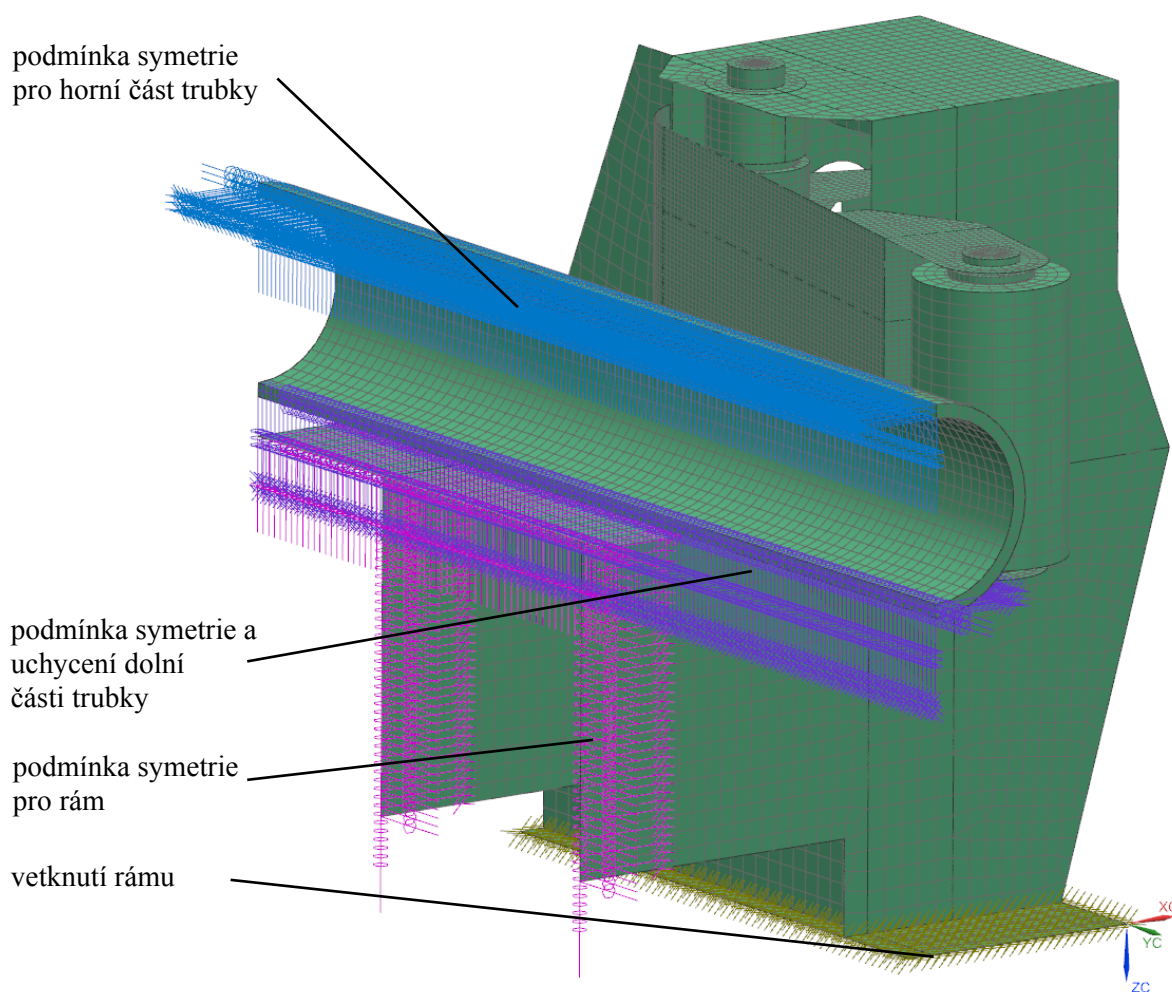
definování polohy trubky byla použita okrajová podmínka na její spodní stěnu v řezu, která odebírá posuv ve směru YC, viz obrázek 49.

Pro výpočet, který simuluje nastavení usměrňovacích ramen do pracovní polohy, byla použita okrajová podmínka dorazu usměrňovacího ramene na kulovou plochu dorazu šroubového zvedáku. V místě dotyku byla vytvořena malá kruhová oblast, kde byl zakázán pohyb ve směru YC (viz obrázek 50).

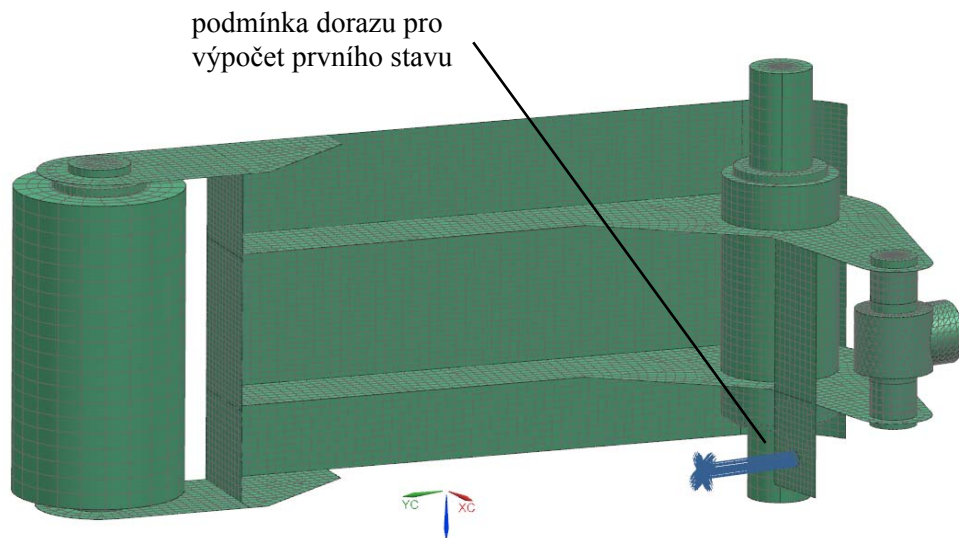
Zatížení celého mechanismu bylo nastaveno na oko pneumatického válce a na části stěny rámu, kde je přišroubován pneumatický válec. Maximální osová síla vyvozená pneumatickým válcem je 7500 N, která působí na oko pneumatického válce. Ze zákona akce a reakce působí stejně velká síla na stěnu rámu akorát opačným směrem (viz obrázek 51).

	Podmínka kontaktu mezi trubicí a rolnou	Podmínka dorazu usměrňovacího ramene na kulovou plochu šroubového zvedáku	Zatížení usměrňovacího ramene od osově síly pneumatického válce
Varianta A	NE	ANO	ANO
Varianta B	ANO	NE	ANO
Varianta C	ANO	NE	ANO

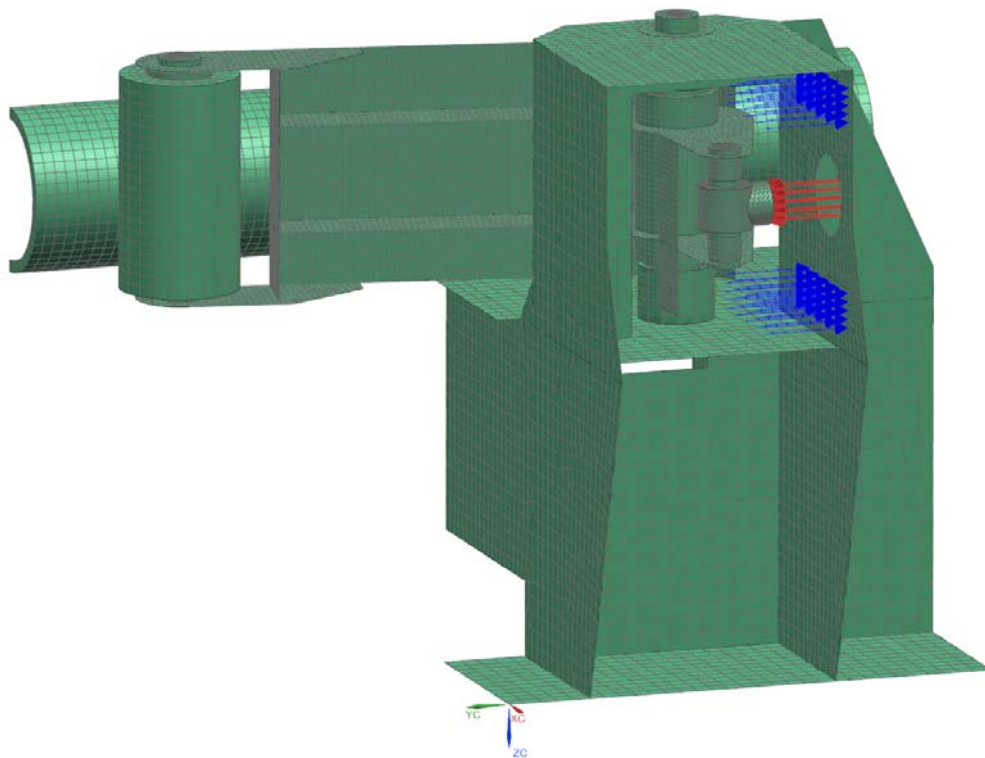
Tabulka 3 - Použití okrajových podmínek u jednotlivých variant



Obrázek 49 - Okrajové podmínky



Obrázek 50 - Okrajová podmínka pro výpočet nastavení ramen do pracovní polohy



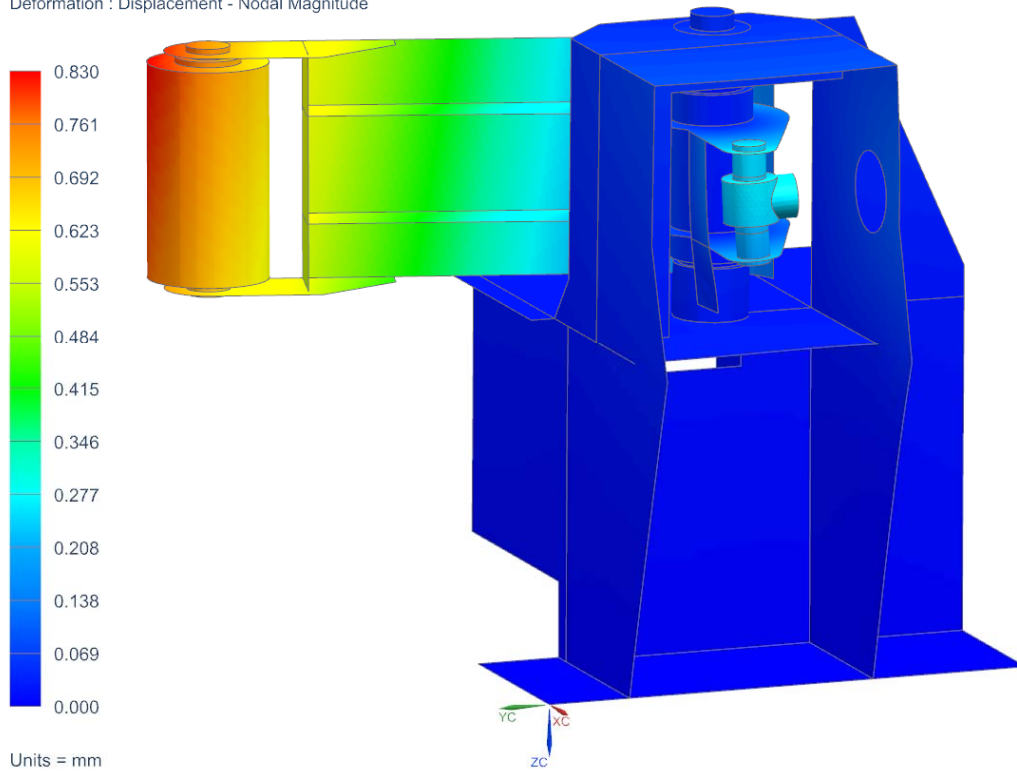
Obrázek 51 - Zatížení silami vyvozenými pneumatickým válcem

7.6 Výsledky MKP analýzy

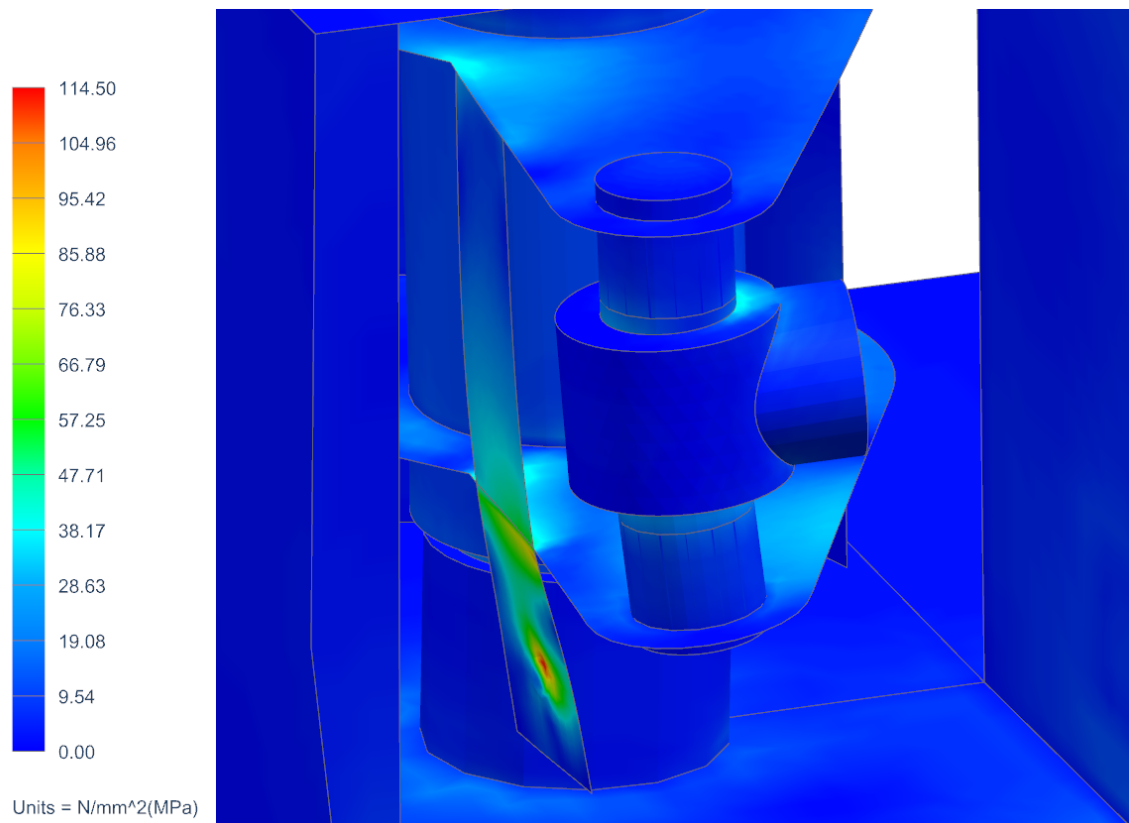
7.6.1 Varianta A

V této variantě je nasimulováno nastavení ramen na zvolený průměr trubky. Průměr trubky se nastaví pomocí šroubových zvedáků a doraz ramene se opře o kulovou plochu dorazu šroubového zvedáku.

sestava_assyfem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.830, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



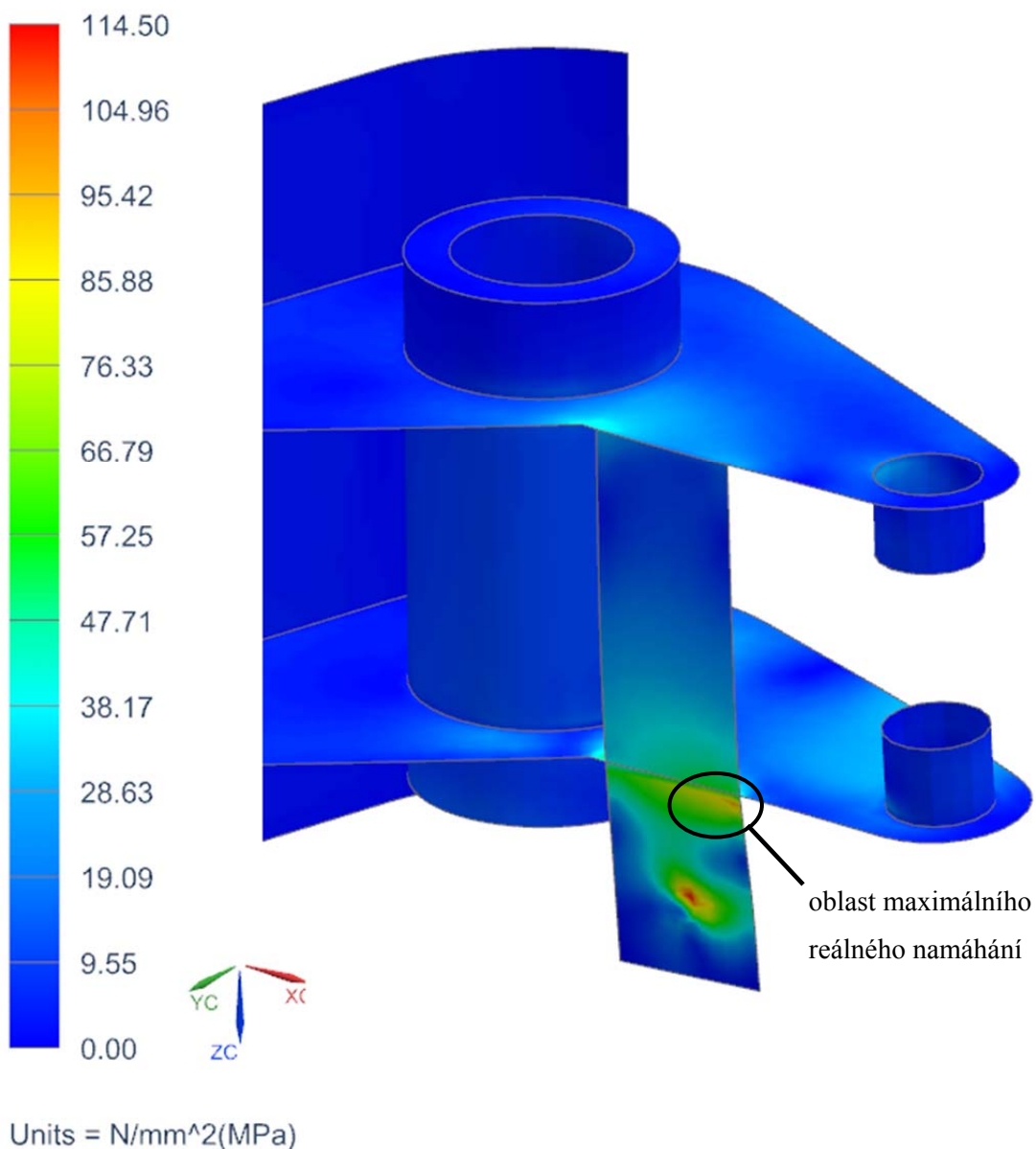
Obrázek 52 - Celková deformace sestavy vstupních čelistí [mm]



Obrázek 53 - Redukované napětí dle hypotézy HMH [MPa], detailní zobrazení nejvíce namáhaných částí

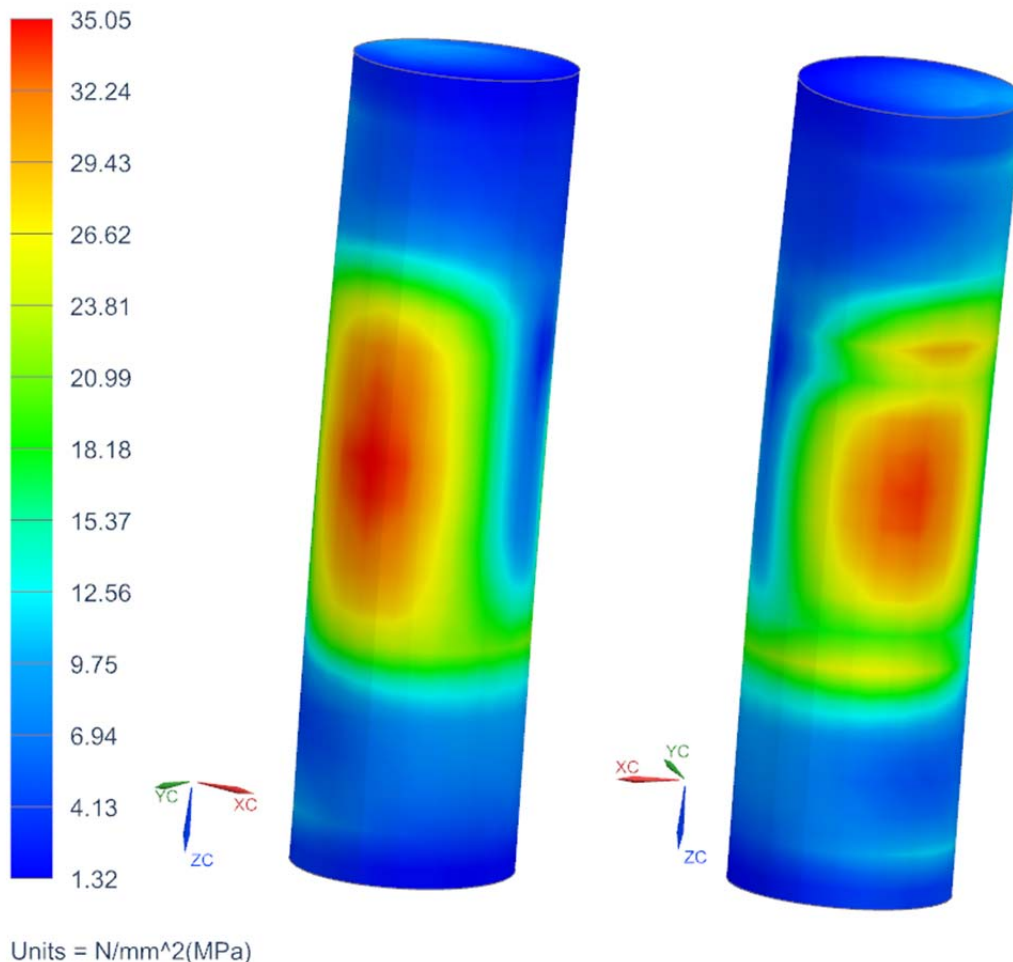
Při nastavení ramen do pracovní polohy je nejvíce namáhán doraz usměrňovacího ramene, kde vzniká špička redukovaného napětí v místě dotyku s dorazem šroubového zvedáku (viz obrázek 53), což je způsobeno zjednodušením podmínky dotyku mezi dorazem šroubového zvedáku a dorazem usměrňovacího ramene. V tomto místě je největší hodnota redukovaného napětí (dle hypotézy HMH) přibližně 115 MPa, avšak reálná maximální hodnota redukovaného napětí je v místě znázorněném na obrázku 54, která je přibližně 95 MPa.

sestava_assyfem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 114.50, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 54 - Redukované napětí dle hypotézy HMH na usměrňovacím rameni [MPa]

sestava_assyfem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 114.50, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 55 - Redukované napětí dle hypotézy HMM na čepu mezi ramenem a okem pneumatického válce [MPa]

Na obrázku 55 je znázorněno rozložení redukovaného napětí (dle hypotézy HMM) na čepu, který spojuje usměrňovací rameno s okem pneumatického válce. Maximální hodnota redukovaného napětí (35 MPa) je relativně malá v porovnání s hodnotou meze kluzu materiálu (200 MPa), z kterého je čep vyroben.

Redukované napětí (dle hypotézy HMM) na čepu, který spojuje usměrňovací prvek s rámem a na čepu, který spojuje usměrňovací prvek s rolnou je zanedbatelné vůči meze kluzu materiálu.

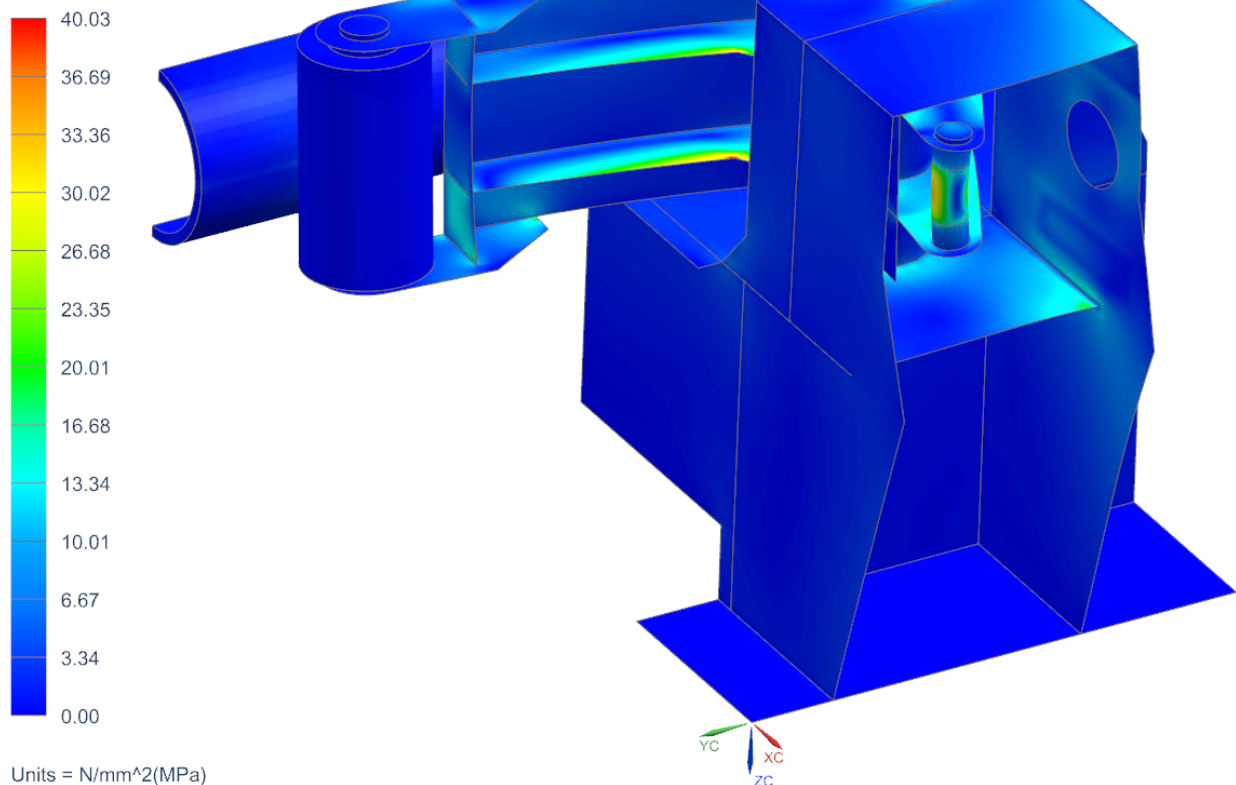
7.6.2 Varianta B

Okrajové podmínky v této variantě vychází z varianty A s tím, že ramena budou nastavena na hodnotu, která je menší než průměr rovnané trubky. Trubka je sevřena mezi rolnami, usměrňovací ramena tím pádem odlehnou od dorazu šroubového zvedáku. Oproti variantě A není použita okrajová podmínka, která simulovala kontakt mezi ramenem a dorazem šroubového zvedáku. Tento předpoklad by měl řešit situaci, kdy bude nastavení dorazu nesprávné pro funkci čelistí (například vinou lidského faktoru) a ověřit, že tímto nedojde ke zničení mechanismu čelistí.

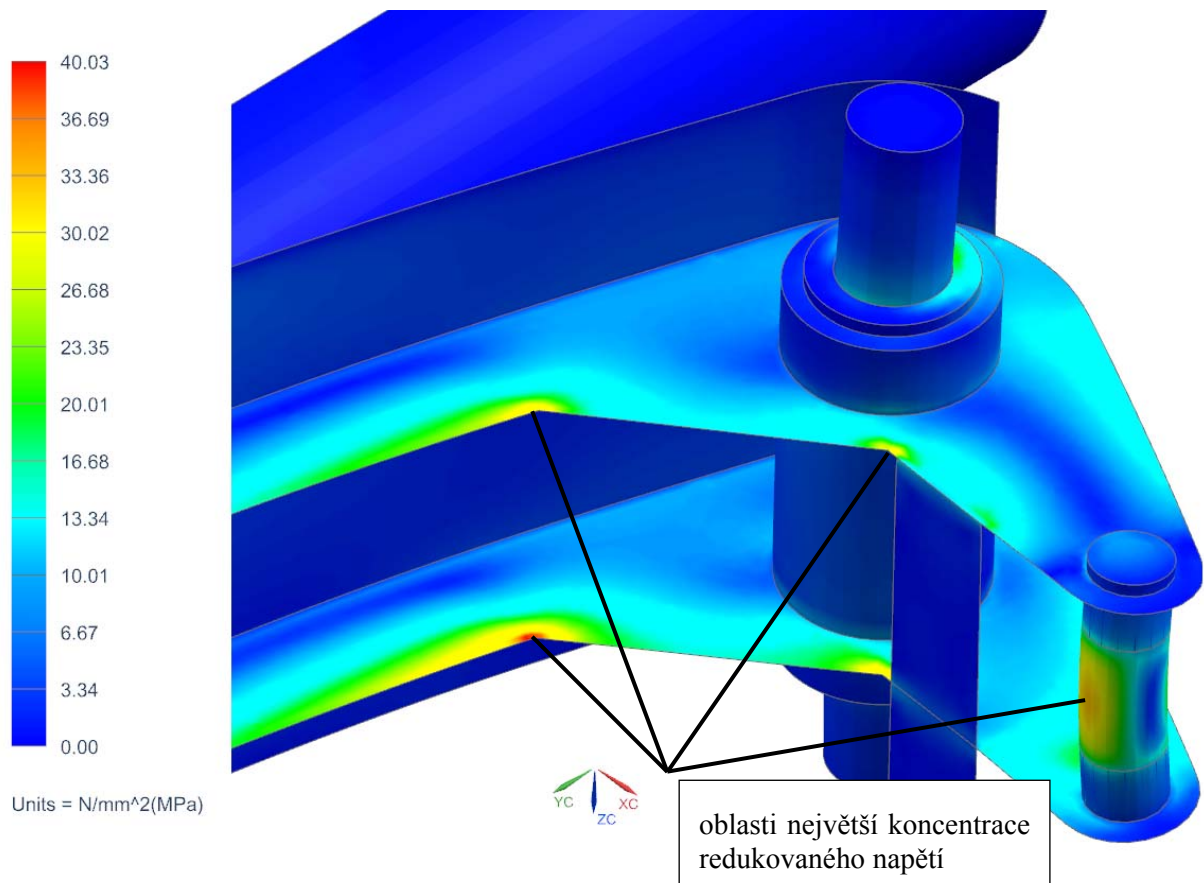
V této variantě byl zvolen maximální průměr trubky, což je 152 mm. S tloušťkou stěny 12,5 mm.

Při průchodu trubky o maximálním průměru se sestava vstupních čelistí deformuje v řádu desetin milimetrů, což je při takových rozměrech vstupních čelistí a při použití v těžkém hutním průmyslu zanedbatelná hodnota. Napětí (dle hypotézy HMH) nikde nepřesáhne hodnotu meze kluzu.

sestava_assyfem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 45.92, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 56 - Redukované napětí dle hypotézy HMH sestavy vstupních čelistí [MPa]



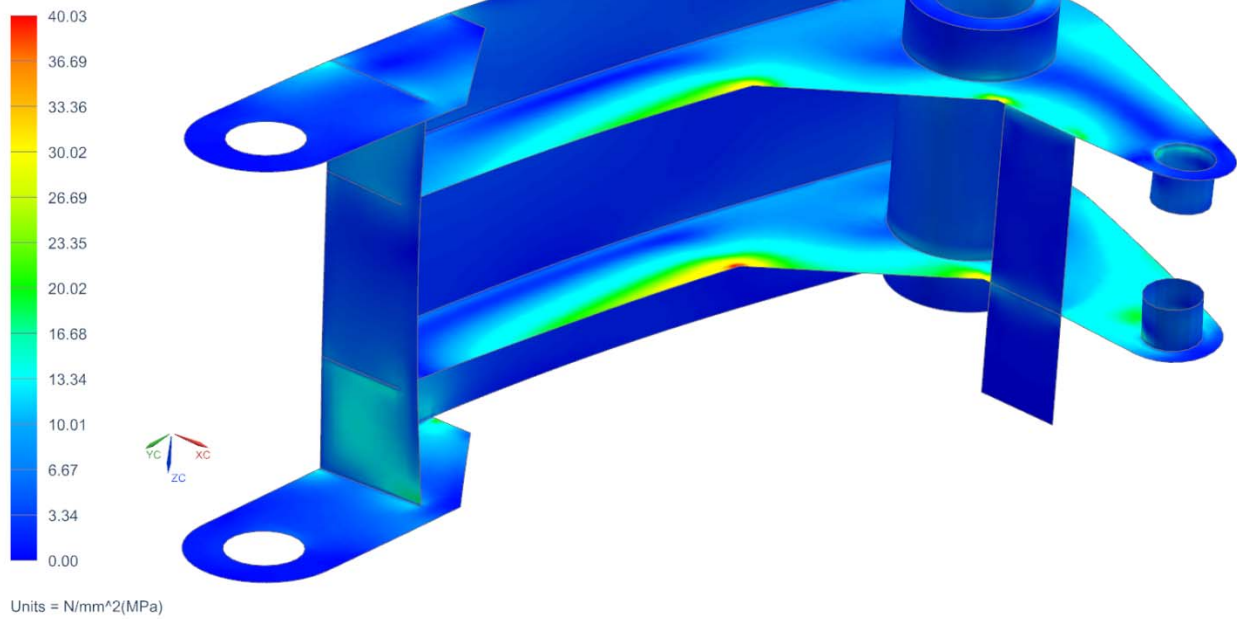
Obrázek 57 - Detailní pohled na nejvíce namáhané části sestavy, redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa]

U této varianty při průchodu trubky o maximálním průměru (152 mm) je nejvíce namáhané usměrňovací rameno (viz obrázek 57). Největší hodnota redukovaného napětí (dle hypotézy HMM) se koncentruje v kritických místech ramene a na čepu spojující rameno s okem pneumatického válce. Tyto oblasti jsou znázorněny na obrázku 57. Na rozdíl od varianty A je maximální hodnota redukovaného napětí (dle hypotézy HMM) pouze 40 MPa, to je způsobeno tím, že se rameno opírá o trubku, tím pádem je odlehčené v místě dotyku s dorazem šroubového zvedáku a napětí se rozloží do více oblastí usměrňovacího ramene.

Na obrázku 58 je vidět detailní zobrazení průběhu redukovaného napětí (dle hypotézy HMM) na usměrňovacím rameni. Jelikož nedochází ke kontaktu mezi ramenem a dorazem šroubového zvedáku, jsou oblasti největšího namáhání v jiných místech na rozdíl od varianty A.

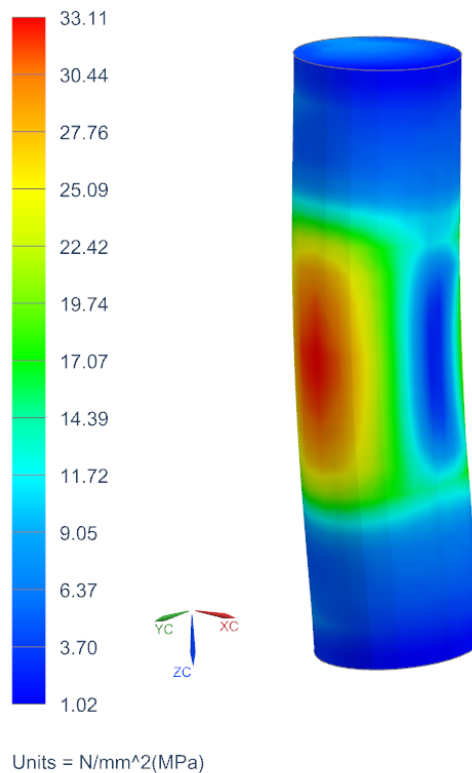
Hodnoty redukovaného napětí (dle hypotézy HMM) na čepích se skoro neliší od hodnot u varianty A (viz obrázek 59), čili pro určení pevnosti jednotlivých čepů není směrodatné, zda vstupními čelistmi prochází trubka o maximálním průměru či neprochází.

sestava_assyfem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 45.92, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 58 - Redukované napětí dle hypotézy HMH na rameni [MPa]

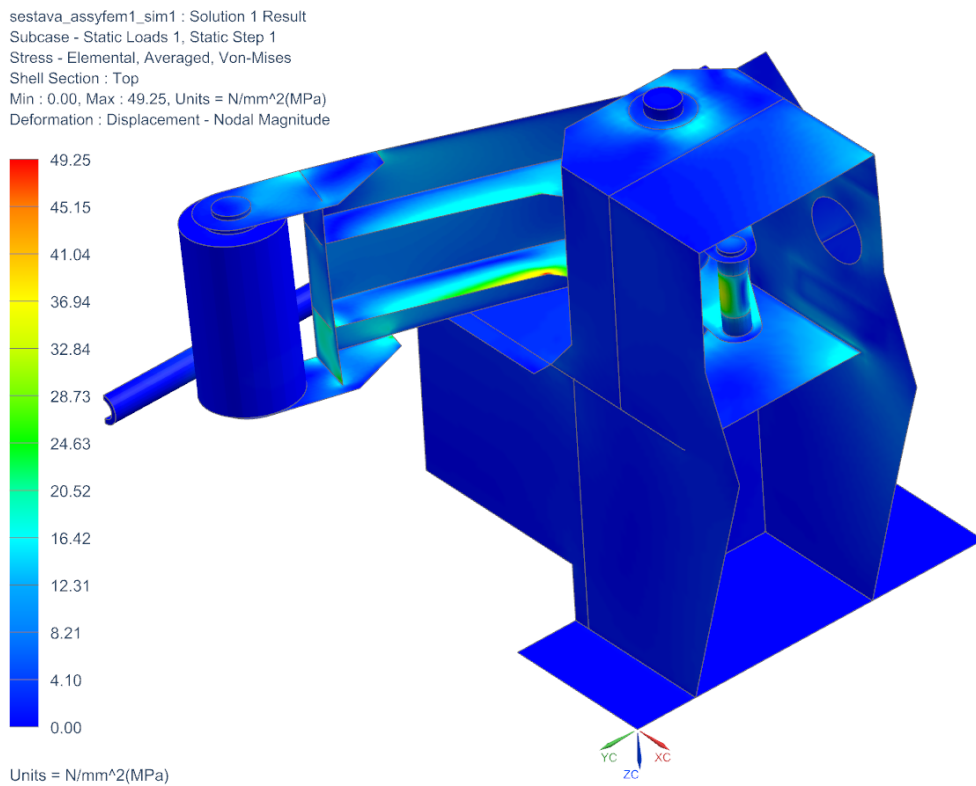
sestava_assyfem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Shell Section : Top
Min : 0.00, Max : 45.92, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



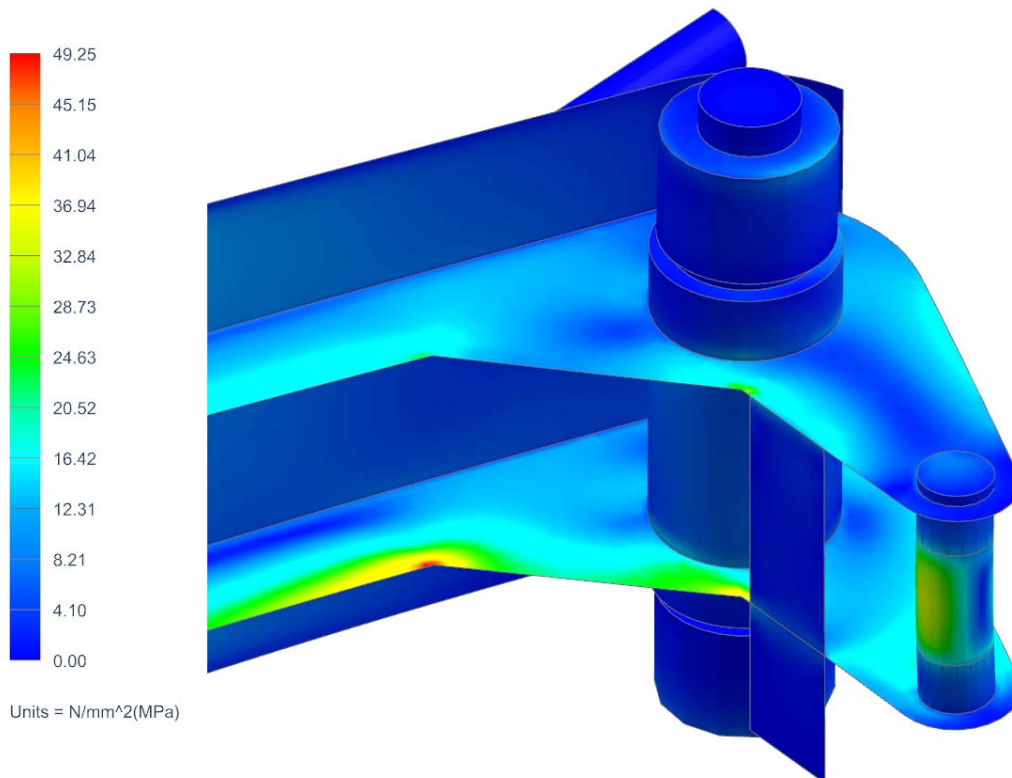
Obrázek 59 - Redukované napětí dle hypotézy HMH na čepu mezi ramenem a okem pneumatického válce [MPa]

7.6.3 Varianta C

Tato varianta je modifikací varianty B s tím, že byla vstupními čelistmi sevřena trubka o minimálním průměru, tj. 35 mm s tloušťkou stěny 6 mm.



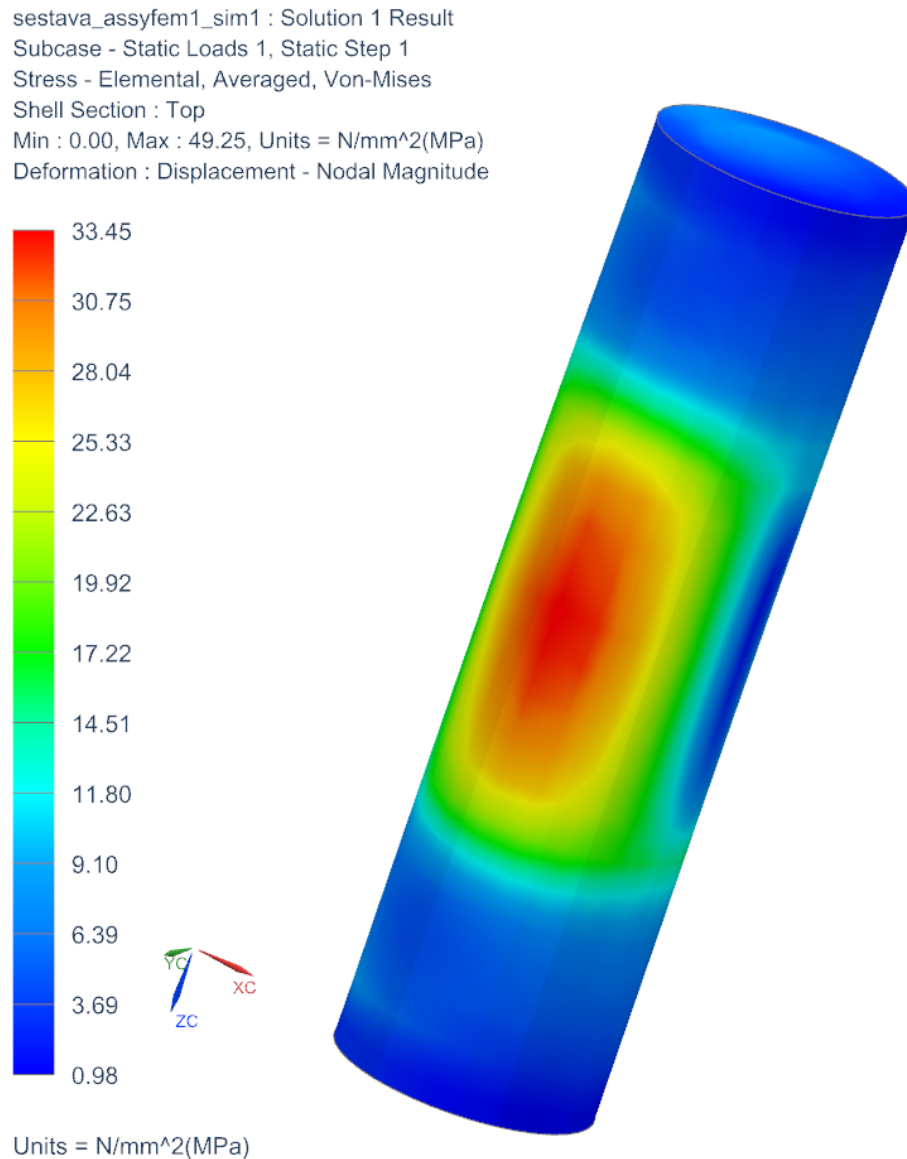
Obrázek 60 - Redukované napětí dle hypotézy HMH sestavy vstupních čelistí [MPa]



Obrázek 61 - Detailní pohled na nejvíce namáhané části sestavy, redukované napětí dle hypotézy HMH [MPa]

Hodnota i průběh redukovaného napětí (dle hypotézy HMM) na usměrňovacím rameni se proti variantě B změnil (viz obrázek 60, 61), což je způsobeno minimálním průměrem rovnací trubky, která prochází vstupními čelistmi, tím pádem dochází k dotyku trubky a rolly v její spodní části a napětí je rozloženo do jiných oblastí. Avšak stále je tato hodnota výrazně pod mezí kluzu použitého materiálu.

Ani průměr trubky výrazně neovlivní namáhání na jednotlivých čepech (viz obrázek 62) a hodnoty redukovaného napětí (dle hypotézy HMM) jsou takřka totožné s variantou B.



Obrázek 62 - Redukované napětí dle hypotézy HMM mezi ramenem a okem pneumatického válce [MPa]

7.7 Vyhodnocení MKP analýzy

Výpočet byl proveden pro tři zátěžné stavy. Varianta A simuluje běžný provoz vstupních čelistí, kde dochází k nastavení otevření ramen na hodnotu větší, než je průměr trubky (řádově o několik mm). V tomto případě zjištěné maximální redukované napětí (dle hypotézy HMM) nepřesahuje hodnotu 100 MPa, což je vzhledem k mezi kluzu použitého materiálu (200 MPa) vyhovující. Celkové deformace vlastního mechanismu nepřesahují hodnotu 1 mm. Vzhledem k výše uvedeným přesnostem nastavení je tuhost mechanismu dostačující.

Varianta B a C simuluje nesprávné nastavení dorazů šroubových zvedáků, na velikost průchodu menší, než je průměr rovnané trubky, tj. trubka bude sevřena mezi rameny čelistí. Do varianty B byla zahrnuta trubka o maximálním průměru a do varianty C trubka o minimálním průměru. V obou případech maximální hodnota redukovaného napětí (dle hypotézy HMM) nepřesahuje hodnotu 55 MPa při celkové deformaci v řádu desetin milimetru. Z toho lze usoudit, že nedojde k poškození mechanismu vstupních čelistí ani při chybném nastavení dorazů šroubových zvedáků.

	Redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa]	Deformace [mm]	Vyhodnocení
Varianta A	95	0,83	Vyhovuje
Varianta B	40	0,16	Vyhovuje
Varianta C	49,3	0,35	Vyhovuje

Tabulka 4 - Vyhodnocení MKP analýzy pro jednotlivé výpočtové varianty

8. Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce bylo vytvoření vlastního konstrukčního návrhu manipulátoru pro přepravu trubek do pracovního prostoru rovnačky. Práce byla vypracována v CAD softwaru Autodesk Inventor Professional 2011. Konstrukční řešení jednotlivých uzlů bylo provedeno na základě analytických výpočtů. Následně byla provedena analytická kontrola důležitých spojů a uložení. Pro zakládání trubek do žlabu manipulátoru byla vytvořena tři konstrukční řešení. Jednotlivé varianty byly porovnány z hlediska plnění požadovaných funkcí a byla vybrána nejvhodnější varianta, která byla podrobně zpracována.

Pro konstrukční uzel vstupních čelistí byla provedena tuhostní a pevnostní MKP analýza pomocí řešiče NX Nastran, který je součástí CAD softwaru Siemens NX 8.5. Jednotlivé komponenty vstupních čelistí pevnostně i tuhostně vyhovují, tudíž běžným provozem nedojde k poškození mechanismu vstupních čelistí.

Navržený manipulátor splňuje zadané parametry a součástí práce jsou 3D modely manipulátoru včetně výkresové dokumentace a kusovníku.

V příloze č. 4 je ukázka výkresové dokumentace:

1. ukázka hlavní sestavy
2. sestava ramen zakládání, včetně kusovníku
3. výrobní výkres rolny
4. výrobní výkres nosiče

Použitá literatura

- [1] DRAŽAN, František a JEŘÁBEK, Karel. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL, 1979
- [2] DRAŽAN, František a KUPKA, Ladislav. Transportní zařízení. Praha: SNTL, 1966
- [3] LEINVEBER, J., RASA, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky. Praha: Scienta, spol. s.r.o. 1998
- [4] STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2001
- [5] Inspekční linky pro úpravu tyčí. ŽĎAS a.s. [online]. [cit. 2015-03-18]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz>
- [6] DVOŘÁK, Milan; GAJDOŠ, František; NOVOTNÝ, Karel. Technologie tváření: plošné a objemové tváření. 2. finální tisk s.r.o. Olomoučany: CERM s.r.o., 2007
- [7] Výrobní linky trubek. Prestar, s.r.o. [online]. [cit. 2015-03-16]. Dostupné z: <http://www.prestar-tube.cz/produkty/p-dopravni-linky>
- [8] Katalog ložisek od společnosti SKF. [online]. Dostupné z: <http://www.skf.com>
- [9] Katalog hydraulických válců od společnosti REXROTH. [online]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.cz>
- [10] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
- [11] KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S., KRÓNEROVÁ, E. Obecné strojní části 2. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011
- [12] Podkladové materiály k předmětu: Části a mechanismy strojů 1 (KKS/CMS1)
- [13] Podkladové materiály k předmětu: Konstrukce výrobních strojů (KKS/KVS)
- [14] Podkladové materiály k předmětu: Inženýrské výpočty v CAD (KKS/IC)

Použitý software

- [1] – Autodesk Inventor Professional 2011
- [2] – Siemens NX 8.5
- [3] – PTC Mathcad Prime 2.0
- [4] – Microsoft Office 2010
- [5] – Autodesk AutoCAD Mechanical 2011

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Rozdělení manipulačních prostředků [1]	10
Obrázek 2 - Schéma rovnací linky	11
Obrázek 3 - Rovnací zařízení [5]	12
Obrázek 4 - Linka na úpravu tyčí v rozsahu $\varnothing 18 - \varnothing 95$ [5].....	13
Obrázek 5 - Přeprava svazků tyčí [5]	14
Obrázek 6 – Linka na úpravu tyčí $\varnothing 360 - \varnothing 500$ [5]	14
Obrázek 7 - Způsob přepravy tyčí [5]	15
Obrázek 8 - Dopravní linka Prestar [7]	16
Obrázek 9 – Kinematické schéma manipulátoru.....	18
Obrázek 10 - Řešení varianty A	19
Obrázek 11 – Schéma podávacího kola	20
Obrázek 12 - Schéma varianty B.....	21
Obrázek 13 – Řešení varianty C.....	22
Obrázek 14 – Schéma páky	22
Obrázek 15 - Sestava ramen zakládání vyznačená v celkové sestavě manipulátoru	24
Obrázek 16 - Uložení ramene zakládání	24
Obrázek 17 - Detail páky a uložení nosiče na páce zakládání	25
Obrázek 18 - Pohon ramen zakládání včetně prvního ramena.....	25
Obrázek 19 - Výpočtové schéma momentu	26
Obrázek 20 - Navržený průběh rychlosti otáčení ramen v čase za půl otáčky (180°)	27
Obrázek 21 - Síly působící na nosič	28
Obrázek 22 - Parametry zvoleného ložiska 23220 CCK/W33 [8].....	30
Obrázek 23 – Výpočtové schéma uložení ramen	30
Obrázek 24 - Parametry ložiska 6014-2RS1 [8]	32
Obrázek 25 - Výpočtové schéma uložení nosiče	32
Obrázek 26 - Sestava hnací rolny.....	34
Obrázek 27 - Uložení rolny na rameni sklápění.....	34
Obrázek 28 - Spojení jednotlivých sestav hnacích rolen pomocí táhel (rolny v horní poloze).....	35
Obrázek 29 - Výpočtové schéma pohonu hnací rolny	36
Obrázek 30 - Parametry ložiska 22213 EK [8]	37
Obrázek 31 - Výpočtové schéma uložení rolny	37
Obrázek 32 - Výpočtové schéma zdvihání trubky hydraulickým válcem	39
Obrázek 33 - Část základního rámu	41
Obrázek 34 - Pevné krytování žlabu	42

Obrázek 35 - Pohyblivé krytování žlabu.....	42
Obrázek 36 - Výpočtové schéma zvedání krytu.....	43
Obrázek 37 - Výpočtové schéma kluzného ložiska	45
Obrázek 38 - Usměrnění trubky do pracovního prostoru rovnačky	46
Obrázek 39 - Sestava vstupních čelistí.....	46
Obrázek 40 - Manipulátor pro přepravu trubek s barevným označením základních konstrukčních celků.....	47
Obrázek 41 - Hlavní rozměry manipulátoru	47
Obrázek 42 - Hlavní rozměry manipulátoru - čelní pohled	48
Obrázek 43 - Zjednodušený výpočtový model	49
Obrázek 44 - Zjednodušený výpočtový model rámu	50
Obrázek 45 - Zasiťovaná sestava vstupních čelistí	51
Obrázek 46 - Zasiťovaná sestava usměrňovacího ramene	51
Obrázek 47 – Definice kontaktních ploch typu „Contact“	53
Obrázek 48 – Definice kontaktních ploch typu „Glue“	53
Obrázek 49 - Okrajové podmínky	54
Obrázek 50 - Okrajová podmínka pro výpočet nastavení ramen do pracovní polohy	55
Obrázek 51 - Zatížení silami vyvozenými pneumatickým válcem	55
Obrázek 52 - Celková deformace sestavy vstupních čelistí [mm]	56
Obrázek 53 - Redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa], detailní zobrazení nejvíce namáhaných částí	56
Obrázek 54 - Redukované napětí dle hypotézy HMM na usměrňovacím rameni [MPa].....	57
Obrázek 55 - Redukované napětí dle hypotézy HMM na čepu mezi ramenem a okem pneumatického válce [MPa].....	58
Obrázek 56 - Redukované napětí dle hypotézy HMM sestavy vstupních čelistí [MPa]	59
Obrázek 57 - Detailní pohled na nejvíce namáhané části sestavy, redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa].....	60
Obrázek 58 - Redukované napětí dle hypotézy HMM na rameni [MPa]	61
Obrázek 59 - Redukované napětí dle hypotézy HMM na čepu mezi ramenem a okem pneumatického válce [MPa].....	61
Obrázek 60 - Redukované napětí dle hypotézy HMM sestavy vstupních čelistí [MPa]	62
Obrázek 61 - Detailní pohled na nejvíce namáhané části sestavy, redukované napětí dle hypotézy HMM [MPa].....	62
Obrázek 62 - Redukované napětí dle hypotézy HMM mezi ramenem a okem pneumatického válce [MPa]	63

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Vyhodnocení variant.....	23
Tabulka 2 - Použití kontaktů mezi jednotlivými tělesy.....	52
Tabulka 3 - Použití okrajových podmínek u jednotlivých variant.....	54
Tabulka 4 - Vyhodnocení MKP analýzy pro jednotlivé výpočtové varianty.....	64

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výpočet kardanové hřídele

Příloha č. 2 – Kontrola napínacího mechanismu

Příloha č. 3 – Kontrola šroubového spojení

Příloha č. 4 – Výkresová dokumentace

PŘÍLOHA č. 1

Kontrola napínacího mechanismu

1. Výpočet kardanové hřídele

Pro přenos točivého momentu mezi rameny a motorem jsou použity kardanové hřídele. Volba typu těchto kardanových hřídelí byla provedena s ohledem nejen na výkonové parametry motoru, ale také na rozměr výstupního hřídele z převodovky (ten určuje minimální průměr příruby kardanové hřídele). Jako dodavatel této nakupované komponenty byla zvolena firma GKN.

Vstupní hodnoty:

Maximální točivý moment motoru $M_m := 3200 \text{ N} \cdot \text{m}$

Parametry kardanové hřídele typ 687.35:

Hodnota pro jmenovité zatížení $T_K := 7.7 \text{ kN} \cdot \text{m}$ [1]

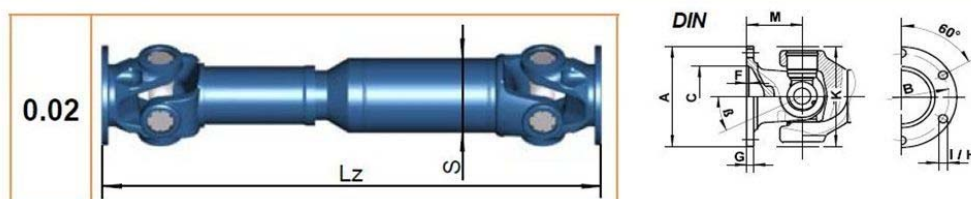
Hodnota pro střídavé zatížení $T_{DW} := 2.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$ [1]

Hodnota pro krátkodobé přetížení $T_{CS} := 1.3 \cdot T_K = 10.0 \text{ kN} \cdot \text{m}$

Porovnání jmenovitého zatížení kardanové hřídele s nominální hodnotou točivého momentu motoru:

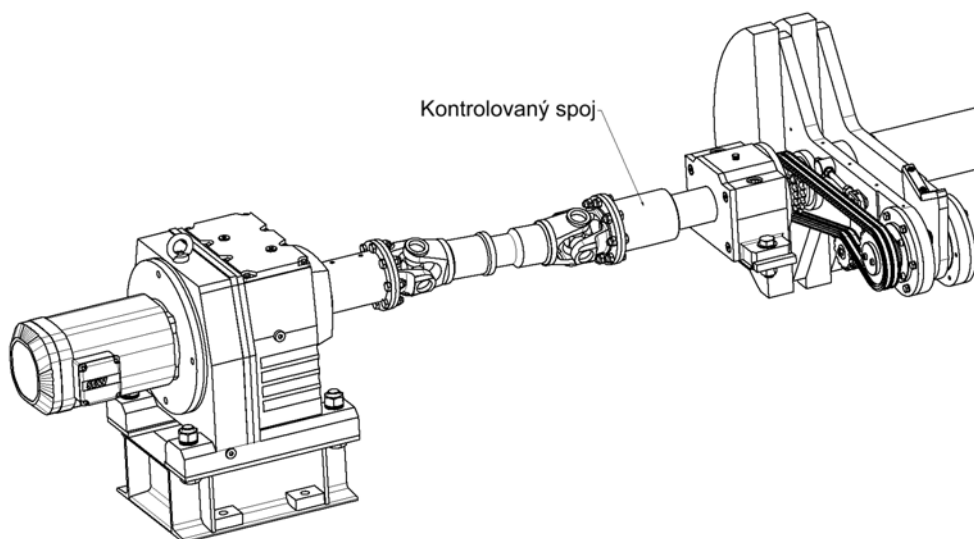
if $T_K > M_m$ | = "vyhovuje"
 || "vyhovuje"
 else
 || "nevyhovuje"

		687.15									
T_K	kNm	1,8									
T_{DW}	kNm	0,7									
L_C		$1,79 \times 10^{-4}$									
		DIN					SAE			Nabe	
T_{FR}	kNm	0,9	1,5	3,9 / 2,4	0,9	1,5	0,8	1,5	2,6	---	
K	mm	90									
β	°	25					35				
A	mm	90	100	120	90	100	87,3	96,8	115,9	47	
$B \pm 0,1$	mm	74,5	84	101,5	74,5	84	69,85	79,37	95,25	35,3	
C^{H7}	mm	47	57	75	47	57	57,15	60,32	69,85	32	
F	mm	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	1,4	1,4	1,4	10	
G	mm	7	7	8	7	7	6	7	8	---	
$H \pm 0,2$	mm	8,25	8,25	10,25/8,25	8,25	8,25	8,25	10,25	12,25	---	
I		4	6	8	4	6	4	4	4	---	
M	mm	50	48	43	50	54	43	43	43	85	
S	mm	63,5x2,4			52x3,5			63,5x2,4			
W		36 x 1,5									

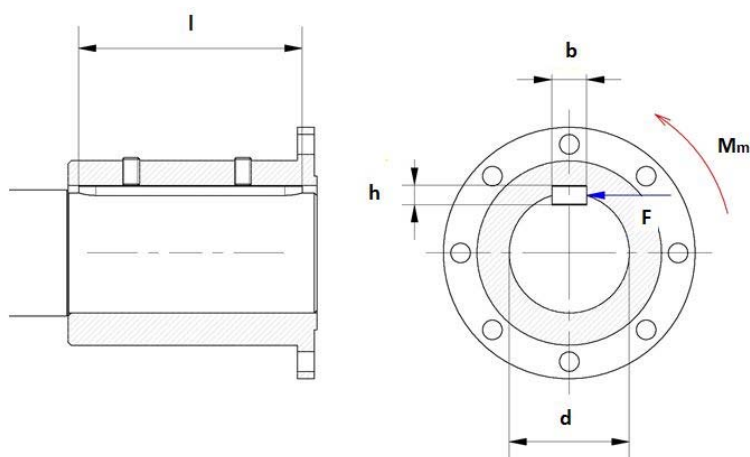


Obr. 1 Základní rozměry a hodnoty přenášeného zatížení kardanové hřídele [1]

2. Kontrola pera příruby kardanu



Obr. 2 Spojení motoru s hřídelem ramena pomocí kardanové hřídele



Obr. 3 Spojení příruby kardanu s hřídelem ramene perem těsným (ČSN 02 2562)

Vstupní hodnoty:

Šířka pera	$b := 25 \text{ mm}$	
Výška pera	$h := 14 \text{ mm}$	
Délka pera	$l := 160 \text{ mm}$	
Průměr hřídele	$d_h := 86 \text{ mm}$	
Materiál pera	11 600	
Mez kluzu materiálu ČSN 11 600	$R_e := 320 \text{ MPa}$	[2]

Bezpečnost (volená hodnota)

$$k_e := 2 \quad [3]$$

Dovolený měrný tlak

$$p_d := \frac{R_e}{k_e} = 160 \text{ MPa}$$

Výstupní hodnoty:

$$S := (l - b) \cdot \frac{h}{2} = 945 \text{ mm}^2$$

styková plocha pera

$$F := \frac{2 M_m}{d_h} = 74.419 \text{ kN}$$

přenášená síla

$$p := \frac{F}{S} = 78.75 \text{ MPa}$$

měrný tlak ve styku pera s nábojem

```
if  $p_d \geq p$  | = "vyhovuje"  
  || "vyhovuje"  
else  
  || "nevyhovuje"
```

Použitá literatura

- [1] Katalog kardanových hřidelů od firmy GKN
webová stránka firmy: www.gknservice.com
webová stránka katalogu:
http://www.gknservice.com/fileadmin/user_upload/Brochures/English/Catalogue_Driveline_Solutions_Uni-Cardan.pdf
- [2] LEINVEBER, J., RASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scienta, spol. s.r.o. 1998
- [3] KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S. *Obecné strojní části I*, Brno: Computer Press, 1999

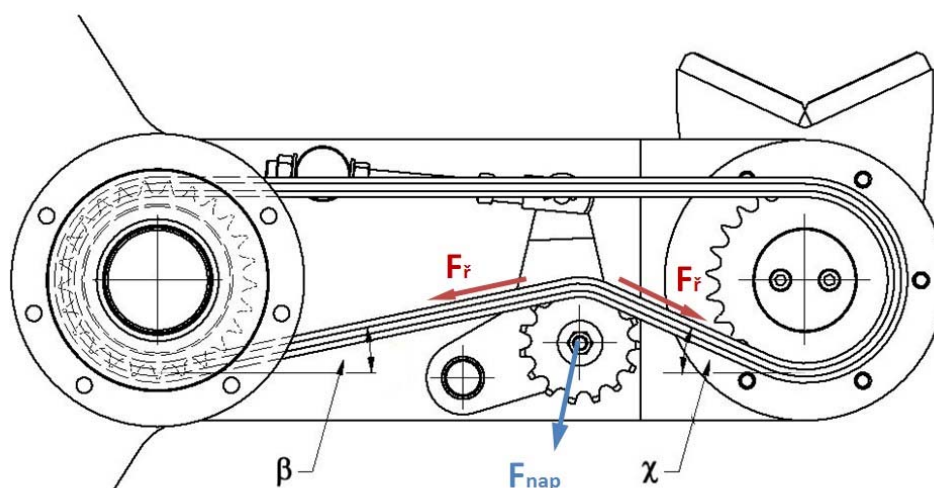
PŘÍLOHA č. 2

Kontrola napínacího mechanismu

1 Kontrola napínacího mechanismu

V kapitole 6.1.2 byly popsány dva mezní stavy, které mohou vzniknout při nabrání trubky. V případě druhého mezního stavu dochází k zatěžování napínané větve řetězu, a proto je dobré prvky napínacího mechanismu zkontrolovat. Při kontrolním výpočtu je uvažováno nabrání trubky třemi nosiči.

Stanovení síly působící na napínací řetězové kolo



Obr. 1 Rozklad sil napínacího řetězového kola

Vstupní hodnoty:

Úhel sklonu řetězu mezi napínacím
a opěrným řetězovým kolem

$$\beta := 12^\circ$$

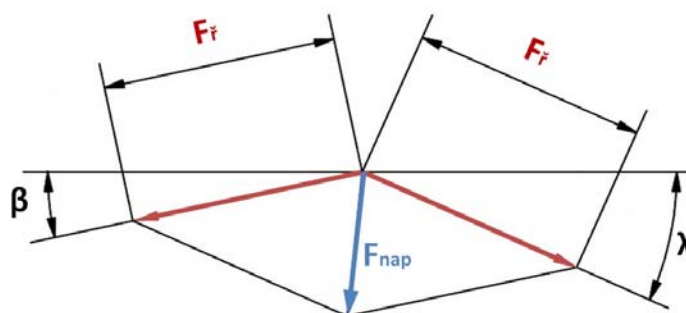
Úhel sklonu řetězu mezi napínacím
a vyrovnávacím řetězovým kolem

$$\chi := 24^\circ$$

Síla v řetězu (viz. kap. 6.1.2)

$$F_r := 2418.2 \text{ N}$$

Výstupní hodnoty:

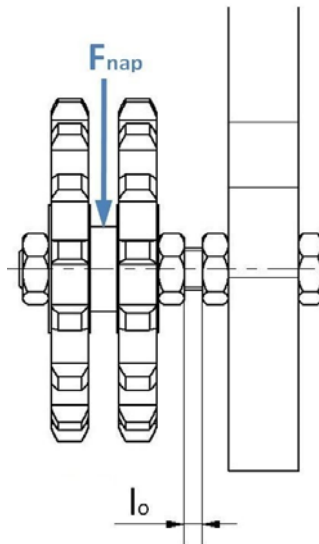


Obr. 2 Detailní pohled na rozklad sil v napínacím řetězovém kole

$$F_{nap} := \sqrt{F_{\dot{\gamma}}^2 + F_{\dot{\gamma}}^2 - 2 \cdot F_{\dot{\gamma}} \cdot F_{\dot{\gamma}} \cdot \cos(\beta + \chi)} = 1494.5 \text{ N}$$

síla působící na napínací řetězové kolo

Kontrola šroubu napínacího řetězového kola na ohyb



Obr. 3 Zatížení šroubu napínacího kola

Vstupní hodnoty:

Průměr jádra pro šroub M12 $d_s := 9.853 \text{ mm}$ [2]

Mez kluzu materiálu pro šroub třídy 8.8 $R_e := 640 \text{ MPa}$ [1]

Vzdálenost mezi aretačními maticemi (prostor pro případnou deformaci ohybem) $l_o := 5.2 \text{ mm}$

Koeficient bezpečnosti (volená hodnota) $k_e := 2.5$ [3]

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{do} := \frac{R_e}{k_e} = 256 \text{ MPa}$

Výstupní hodnoty:

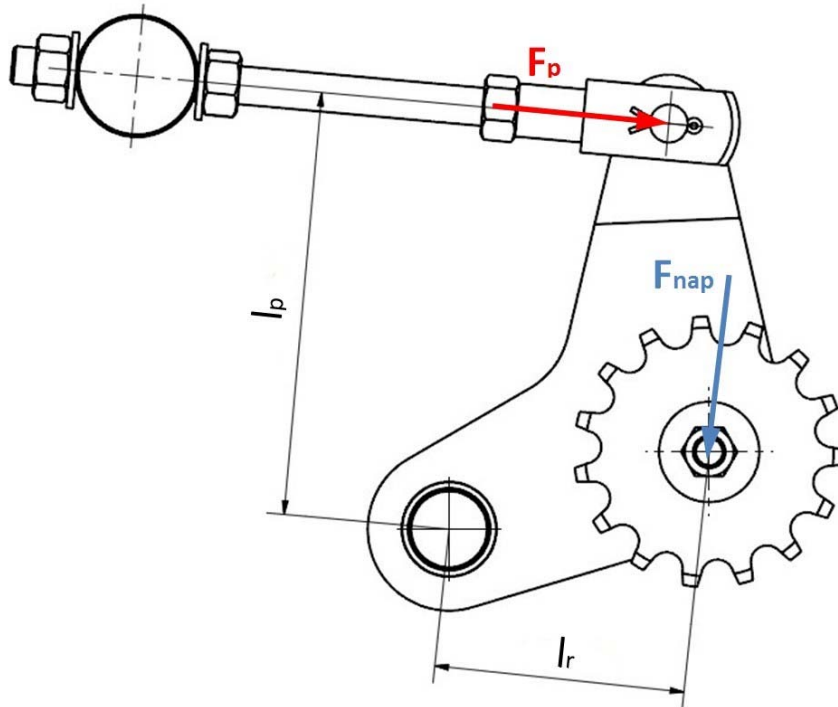
$M_o := F_{nap} \cdot l_o = 7.8 \text{ N} \cdot \text{m}$ ohybový moment

$W_o := \frac{\pi \cdot d_s^3}{32} = 93.9 \text{ mm}^3$ modul průřezu v ohybu

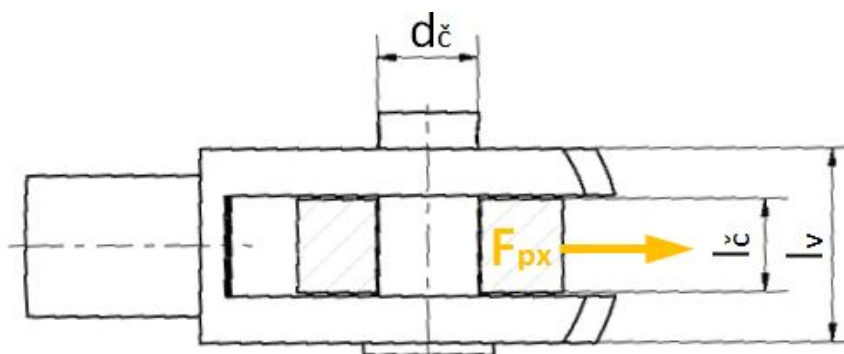
$\sigma_o := \frac{M_o}{W_o} = 82.8 \text{ MPa}$ vypočtené napětí v ohybu

if $\sigma_o \leq \sigma_{do}$ | = "vyhovuje"
 || "vyhovuje"
 else
 || "nevyhovuje"

Kontrola čepu vidlice



Obr. 4 Rozklad sil působící na páce napínacího kola



Obr. 5 Detail čepu vidlice napínání

Vstupní hodnoty:

Síla působící na napínací řetězové kolo
ve svislém směru (viz. kap.5.3.1)

$$F_{nap} = 1494.5 \text{ N}$$

Vzdálenost mezi osou šroubu a osou čepu otáčení páky

$$l_r := 92.3 \text{ mm}$$

Vzdálenost mezi osou čepu otáčení páky a osou čepu vidlice

$$l_p := 156 \text{ mm}$$

Mez kluzu materiálu ČSN 11 500

$$R_e := 300 \text{ MPa} \quad [2]$$

Koeficient bezpečnosti

$$k_e := 2.5 \quad [3]$$

Dovolené namáhání

$$\sigma_{do} := \frac{R_e}{k_e} = 120 \text{ MPa}$$

Průměr čepu

$$d_\zeta := 14 \text{ mm}$$

Šířka vidlice

$$l_v := 27 \text{ mm}$$

Šířka páky

$$l_\zeta := 13 \text{ mm}$$

Výstupní hodnoty:

$$M_{nap} := F_{nap} \cdot l_r = 137.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

moment síly F_{nap}

$$F_p := \frac{M_{nap}}{l_p} = 884.3 \text{ N}$$

síla působící v ose závitové tyče vidlice

$$S_\zeta := \frac{\pi \cdot d_\zeta^2}{4} = 153.9 \text{ mm}^2$$

průřez čepu

$$\tau := \frac{F_p}{2 \cdot S_\zeta} = 2.9 \text{ MPa}$$

smykové napětí (ve dvou průřezech)

$$\tau_d := \frac{\sigma_{do}}{1.5} = 80 \text{ MPa}$$

dovolené napětí ve smyku

$$\begin{array}{l|l} \text{if } \tau_d \geq \tau & \text{=} \text{“vyhovuje”} \\ \parallel \text{“vyhovuje”} & \\ \text{else} & \\ \parallel \text{“nevyhovuje”} & \end{array}$$

$$S_\zeta := d_\zeta \cdot l_\zeta = 182 \text{ mm}^2$$

plocha čepu zatěžovaná pákou

$$S_v := d_\zeta \cdot (l_v - l_\zeta) = 196 \text{ mm}^2$$

plocha čepu ve vidlici

$$p_{\zeta} := \frac{F_{nap}}{S_{\zeta}} = 8.2 \text{ MPa}$$

měrný tlak ve styku páky a
čepu

$$p_v := \frac{F_{nap}}{S_v} = 7.6 \text{ MPa}$$

měrný tlak ve styku vidlice a
čepu

$$p_d := \sigma_{do} = 120 \text{ MPa}$$

dovolený měrný tlak čepu

```
if  $p_d \geq p_{\zeta} \wedge p_d \geq p_v$  | = "vyhovuje"  
  || "vyhovuje"  
else  
  || "nevyhovuje"
```

Použitá literatura

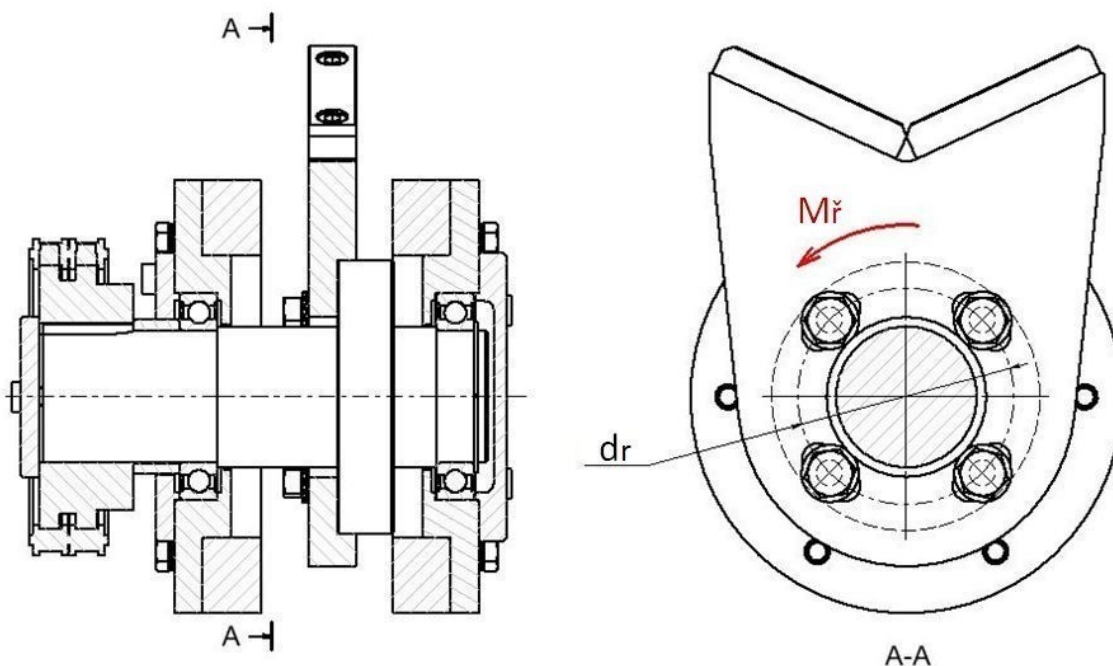
- [1] Katalog technologie spojovacího materiálu od firmy FABORY
webová stránka firmy: www.fabory.com
webová stránka katalogu:
http://fasteners.fabory.com/Images/Czech%20Republic/PDF%C2%B4s/technical_section_cz_final.pdf
- [2] LEINVEBER, J., RASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scienta, spol. s.r.o. 1998
- [3] KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S. *Obecné strojní části I*, Brno: Computer Press, 1999

PŘÍLOHA č. 3

Kontrola šroubového spojení

1. Kontrola šroubového spojení nosiče s přírubou hřídele

Nosič je přišroubován k přírubě hřídele čtyřmi šrouby M16x40 pevnostní třídy 8.8. Vnější průměr příruby hřídele je uložen s minimální vůlí do vybrání nosiče pro zachycení radiálních sil. Toto šroubové spojení bude kontrolováno z důvodu zajištění dostatečné přítláčné síly k přenosu točivého momentu (viz. kap. 6.1.2) z nosiče na hřídel.



Obr. 1 Řez nosičem

Vstupní hodnoty:

Točivý moment při nerovnoměrném
nabrání trubky (viz. kapitola 5.1)

$$M_{\tau} := 191.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Roztečný průměr příruby

$$d_r := 115 \text{ mm}$$

Koeficient tření (ocel-ocel)

$$f := 0.2 \quad [2]$$

Počet šroubů

$$i := 4$$

Mez kluzu mat. 8.8

$$R_e := 640 \text{ MPa}$$

Průměr jádra šroubu M16

$$d_3 := 13.546 \text{ mm} \quad [2]$$

Stoupání závitu

$$P := 2 \text{ mm} \quad [2]$$

Střední průměr závitu šroubu M16

$$d_2 := 14.701 \text{ mm} \quad [2]$$

Střední průměr dosedací plochy hlavy šroubu

$$D := 20 \text{ mm}$$

Vrcholový úhel závitu

$$\alpha := 60^\circ$$

[2]

Koeficient bezpečnosti (zvolená hodnota)

$$k_e := 2$$

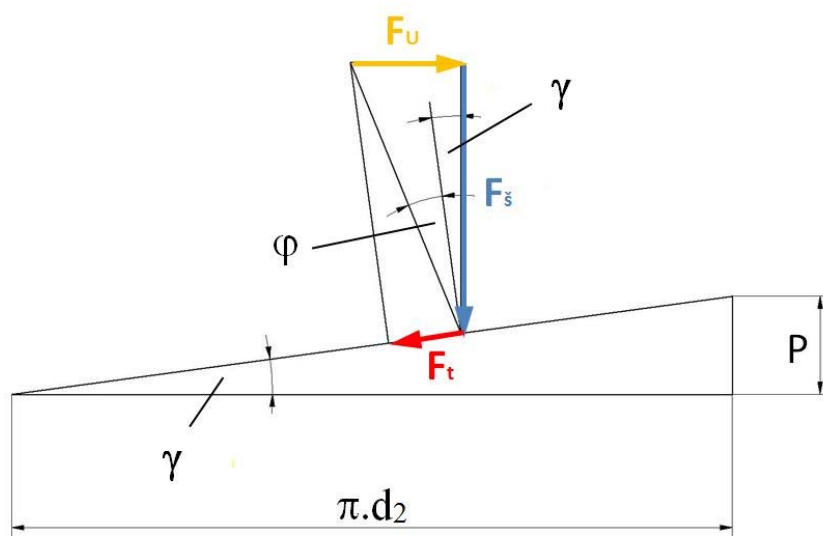
Doporučený utahovací moment

$$M_{UDOP} := 291 \text{ N}\cdot\text{m}$$

[1]

Jmenovitý průměr	Třída pevnosti	Montážní předpětí v N pro $\mu_C =$							Utahovací momenty M_A v Nm pro $\mu_K = \mu_C =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M 4	8.8	4 600	4 500	4 400	4 300	4 200	3 900	3 700	2,3	2,6	3,0	3,3	3,6	4,1	4,5
	10.9	6 800	6 700	6 500	6 300	6 100	5 700	5 400	3,3	3,9	4,6	4,8	5,3	6,0	6,6
	12.9	8 000	7 800	7 600	7 400	7 100	6 700	6 300	3,9	4,5	5,1	5,6	6,2	7,0	7,8
M 5	8.8	7 600	7 400	7 200	7 000	6 800	6 400	6 000	4,4	5,2	5,9	6,5	7,1	8,1	9,0
	10.9	11 100	10 800	10 600	10 300	10 000	9 400	8 800	6,5	7,6	8,6	9,5	10,4	11,9	13,2
	12.9	13 000	12 700	12 400	12 000	11 700	11 000	10 300	7,6	8,9	10,0	11,2	12,2	14,0	15,5
M 6	8.8	10 700	10 400	10 200	9 900	9 600	9 000	8 400	7,7	9,0	10,1	11,3	12,3	14,1	15,6
	10.9	15 700	15 300	14 900	14 500	14 100	13 200	12 400	11,3	13,2	14,9	16,5	18,0	20,7	22,9
	12.9	18 400	17 900	17 500	17 000	16 500	15 500	14 500	13,2	15,4	17,4	19,3	21,3	24,2	26,8
M 7	8.8	15 500	15 100	14 800	14 400	14 000	13 100	12 300	12,6	14,8	16,8	18,7	20,5	23,6	26,2
	10.9	22 700	22 500	21 700	21 100	20 500	19 300	18 100	18,5	21,7	24,7	27,5	30,1	34,7	38,5
	12.9	26 600	26 000	25 400	24 700	24 000	22 600	21 200	21,6	25,4	28,9	32,2	35,2	40,6	45,1
M 8	8.8	19 500	19 100	18 600	18 100	17 600	16 500	15 500	18,5	21,6	24,6	27,3	29,8	34,3	38,0
	10.9	28 700	28 000	27 300	26 600	25 800	24 300	22 700	27,2	31,8	36,1	40,1	43,8	50,3	55,8
	12.9	33 600	32 800	32 000	31 100	30 200	28 400	26 600	31,8	37,2	42,2	46,9	51,2	58,9	65,3
M 10	8.8	31 000	30 300	29 600	28 800	27 900	26 300	24 700	36	43	48	54	59	68	75
	10.9	45 600	44 500	43 400	42 200	41 000	38 600	36 200	53	63	71	79	87	100	110
	12.9	53 300	52 100	50 800	49 400	48 000	45 200	42 400	62	73	83	93	101	116	129
M 12	8.8	45 200	44 100	43 000	41 900	40 700	38 300	35 900	63	73	84	93	102	117	130
	10.9	66 300	64 800	63 200	61 500	59 800	56 300	52 800	92	108	123	137	149	172	191
	12.9	77 600	75 900	74 000	72 000	70 000	65 800	61 800	108	126	144	160	175	201	223
M 14	8.8	62 000	60 600	59 100	57 500	55 900	52 600	49 300	100	117	133	148	162	187	207
	10.9	91 000	88 900	86 700	84 400	82 100	77 200	72 500	146	172	195	218	238	274	304
	12.9	106 500	104 100	101 500	98 800	96 000	90 400	84 800	171	201	229	255	279	321	356
M 16	8.8	84 700	82 900	80 900	78 800	76 600	72 200	67 800	153	180	206	230	252	291	325
	10.9	124 400	121 700	118 800	115 700	112 600	106 100	99 600	224	264	302	338	370	428	477
	12.9	145 500	142 400	139 000	135 400	131 700	124 100	116 600	262	309	354	395	433	501	558
M 18	8.8	107 000	104 000	102 000	99 000	96 000	91 000	85 000	220	259	295	329	360	415	462
	10.9	152 000	149 000	145 000	141 000	137 000	129 000	121 000	314	369	421	469	513	592	657
	12.9	178 000	174 000	170 000	165 000	160 000	151 000	142 000	367	432	492	549	601	692	769
M 20	8.8	136 000	134 000	130 000	127 000	123 000	116 000	109 000	308	363	415	464	509	588	655
	10.9	194 000	190 000	186 000	181 000	176 000	166 000	156 000	438	517	592	661	725	838	933
	12.9	227 000	223 000	217 000	212 000	206 000	194 000	182 000	513	605	692	773	848	980	1092

Obr. 2 Tabulka doporučených montážních předpětí a utahovacích momentů [1]



Obr. 3 Síly ve šroubu při utahování

Výstupní hodnoty:

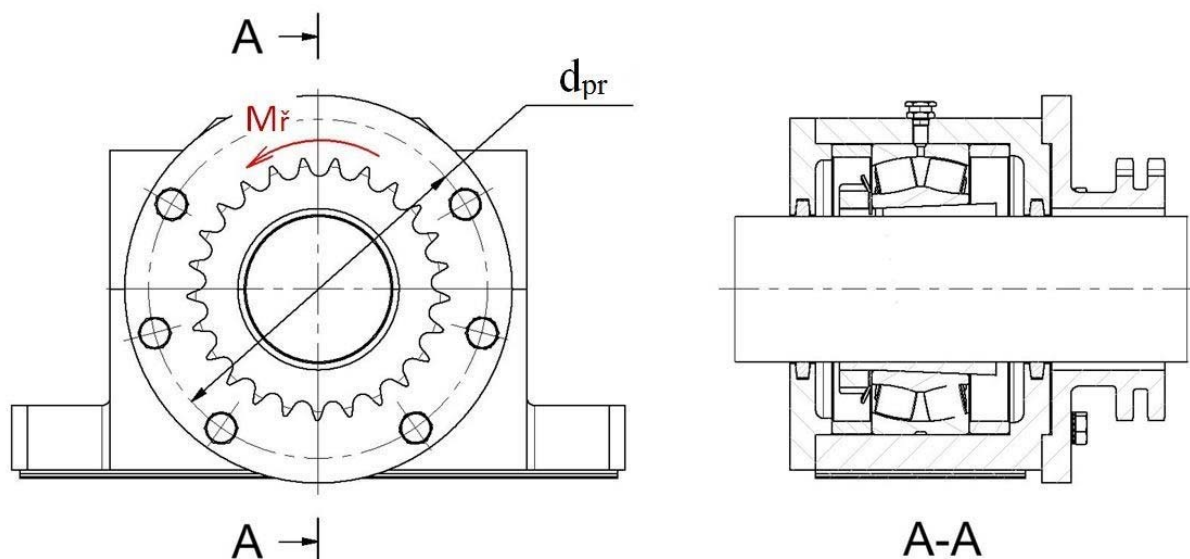
$F_{dš} := \frac{R_e \cdot \pi \cdot d_3^2}{k_e \cdot 4} = 46117.1 \text{ N}$	dovolená síla ve šroubu
$F_{os} := \frac{2 \cdot M_f}{d_r \cdot i} = 830.9 \text{ N}$	obvodová síla na jeden šroub
$F_{š} := \frac{F_{os}}{f} = 4154.3 \text{ N}$	síla ve šroubu
$\gamma := \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = 0.043 \text{ rad}$	úhel stoupání závitu
$f' := \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0.231$	součinitel tření v klínové drážce
$\varphi' := \text{atan}(f') = 0.227 \text{ rad}$	třecí úhel
$M_{UH} := F_{š} \cdot f \cdot \frac{D}{2} = 8.309 \text{ N} \cdot \text{m}$	třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou
$F_U := F_{š} \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 1150.8 \text{ N}$	obvodová síla při utahování
$M_{UZ} := F_U \cdot \frac{d_2}{2} = 8.459 \text{ N} \cdot \text{m}$	třecí moment v závitech
$M_U := M_{UH} + M_{UZ} = 16.768 \text{ N} \cdot \text{m}$	utahovací moment

```
if  $M_{UDOP} \geq M_U$  | = "vyhovuje"  
  || "vyhovuje"  
else  
  || "nevyhovuje"
```

Aby bylo zajištěno, že šrouby v závitových děrách budou plnit svou funkci a nedojde k jejich uvolnění nebo selhání, je dobré se při montáži řídit doporučenými utahovacími momenty.

2. Šroubové spojení řetězového kola s ložiskovým domkem

Řetězové kolo je přišroubováno k ložiskovému domku šesti šrouby M12x40 pevnostní třídy 8.8. Vnitřní průměr příruby řetězového kola je uložen s minimální vůlí do osazení ložiskového domku pro zachycení radiálních sil. Toto šroubové spojení bude kontrolováno z důvodu zajištění dostatečné přitlačné síly k zachycení točivého momentu (viz. kap. 6.1.2) z řetězového kola.



Obr. 4 Šroubový spoj řetězového kola a ložiskového domku

Vstupní hodnoty:

Točivý moment při nerovnoměrném
nabrání trubky (viz. kapitola 5.1)

$$M_r = 191.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Roztečný průměr příruby

$$d_r := 210 \text{ mm}$$

Koeficient tření (ocel-ocel)

$$f := 0.2 \quad [2]$$

Počet šroubů

$$i := 6$$

Mez pevnosti mat. 8.8

$$R_m := 800 \text{ MPa}$$

Mez kluzu mat. 8.8

$$R_e := 640 \text{ MPa}$$

Průměr jádra šroubu M12

$$d_3 := 9.853 \text{ mm} \quad [2]$$

Stoupání závitu

$$P := 1.75 \text{ mm} \quad [2]$$

Střední průměr závitu šroubu M12

$$d_2 := 10.863 \text{ mm} \quad [2]$$

Střední průměr dosedací plochy hlavy šroubu

$$D := 15.5 \text{ mm}$$

Vrcholový úhel závitu	$\alpha := 60^\circ$ [2]
Koeficient bezpečnosti (zvolená hodnota)	$k_e := 2$
Doporučený utahovací moment	$M_{UDOP} := 117 \text{ N}\cdot\text{m}$ [1]

Výstupní hodnoty:

$F_{dš} := \frac{R_e}{k_e} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 24399.3 \text{ N}$	dovolená síla ve šroubu
$F_{os} := \frac{2 \cdot M_f}{d_r \cdot i} = 303.3 \text{ N}$	obvodová síla na jeden šroub
$F_s := \frac{F_{os}}{f} = 1516.7 \text{ N}$	síla ve šroubu
$\gamma := \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = 0.051 \text{ rad}$	úhel stoupání závitu
$f' := \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 0.231$	součinitel tření v klínové drážce
$\varphi' := \text{atan}(f') = 0.227 \text{ rad}$	třecí úhel
$M_{UH} := F_s \cdot f \cdot \frac{D}{2} = 2.351 \text{ N}\cdot\text{m}$	třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou
$F_U := F_s \cdot \tan(\gamma + \varphi') = 433.2 \text{ N}$	obvodová síla při utahování
$M_{UZ} := F_U \cdot \frac{d_2}{2} = 2.353 \text{ N}\cdot\text{m}$	třecí moment v závitech
$M_U := M_{UH} + M_{UZ} = 4.704 \text{ N}\cdot\text{m}$	utahovací moment
if $M_{UDOP} \geq M_U$ = "vyhovuje" "vyhovuje" else "nevyhovuje"	

Aby bylo zajištěno, že šrouby v závitových děrách budou plnit svou funkci a nedojde k jejich uvolnění nebo selhání, je dobré se při montáži řídit doporučenými utahovacími momenty.

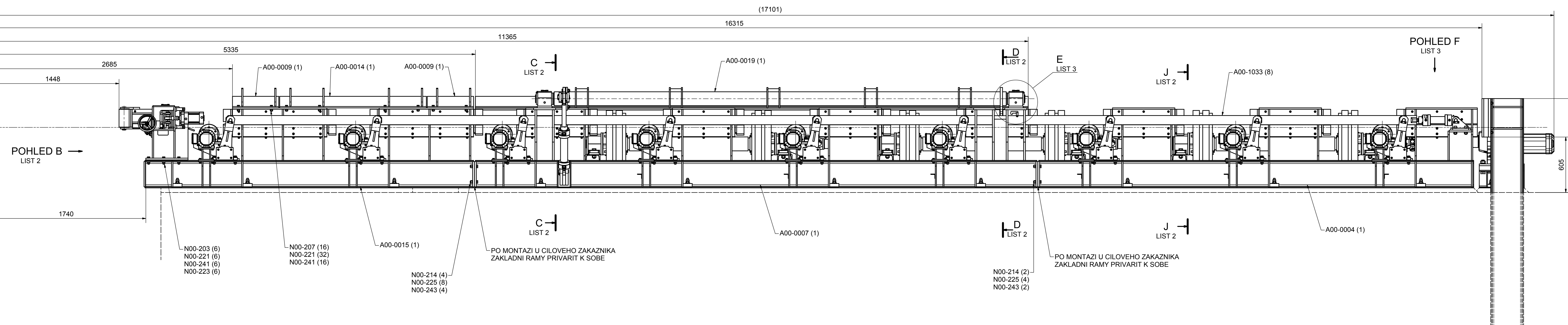
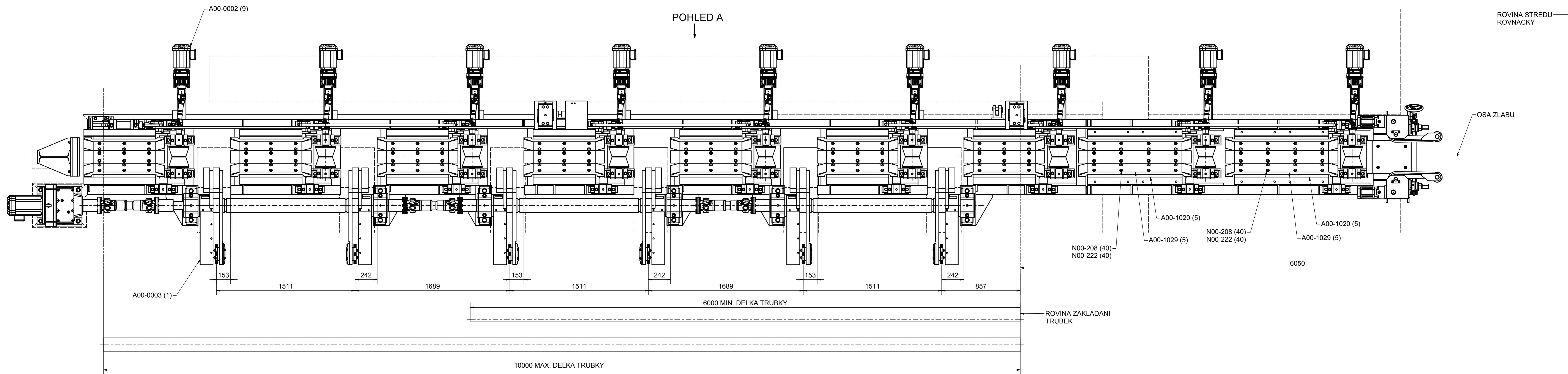
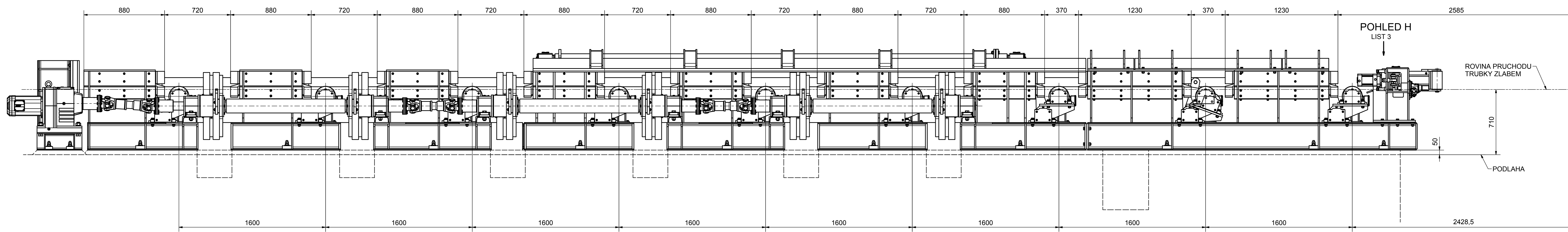
Použitá literatura

- [1] Katalog technologie spojovacího materiálu od firmy FABORY
webová stránka firmy: www.fabory.com
webová stránka katalogu:
http://fasteners.fabory.com/Images/Czech%20Republic/PDF%C2%B4s/technical_section_cz_final.pdf

- [2] LEINVEBER, J., RASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scienta, spol. s.r.o. 1998

PŘÍLOHA č. 4

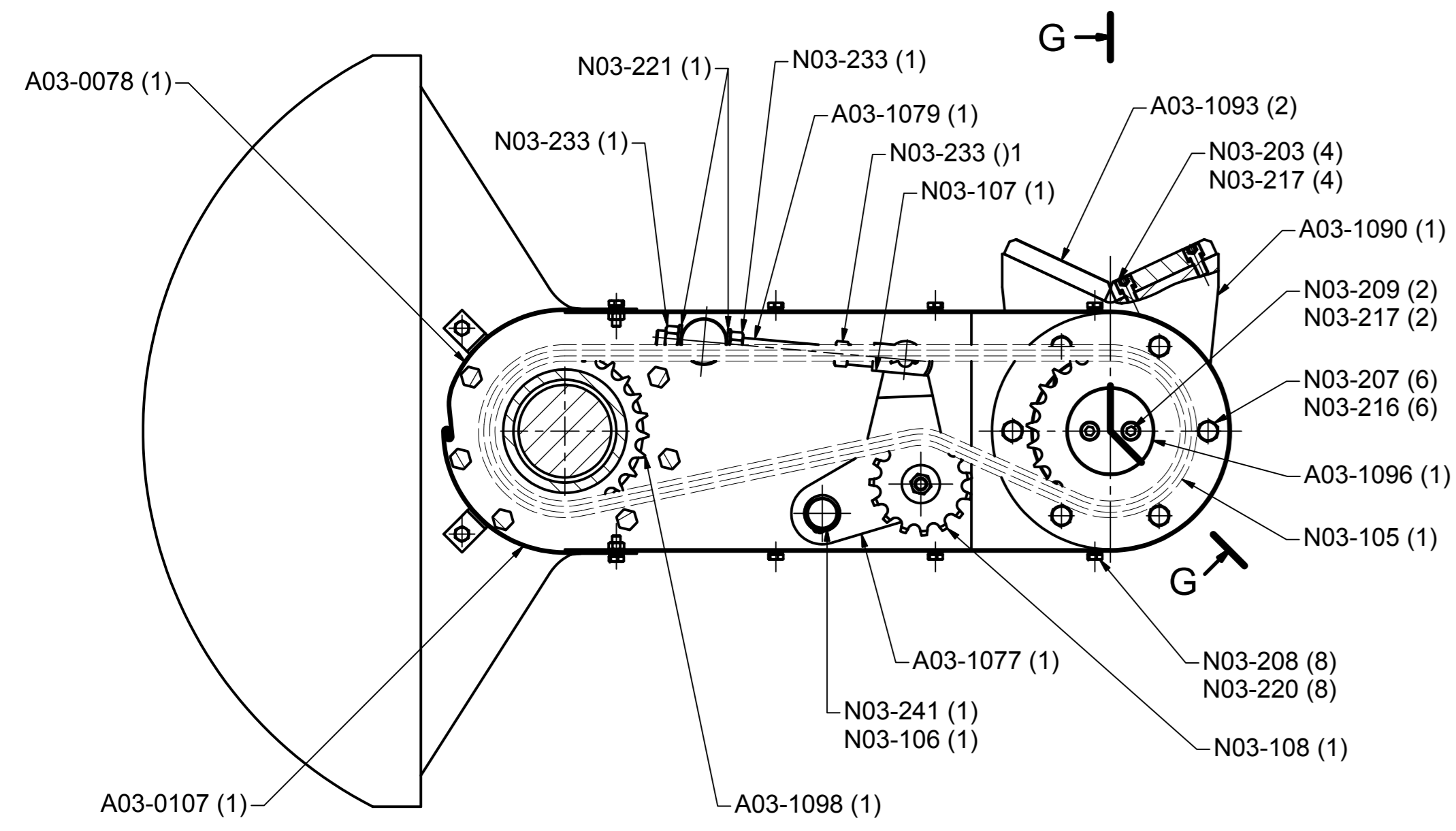
Výkresová dokumentace



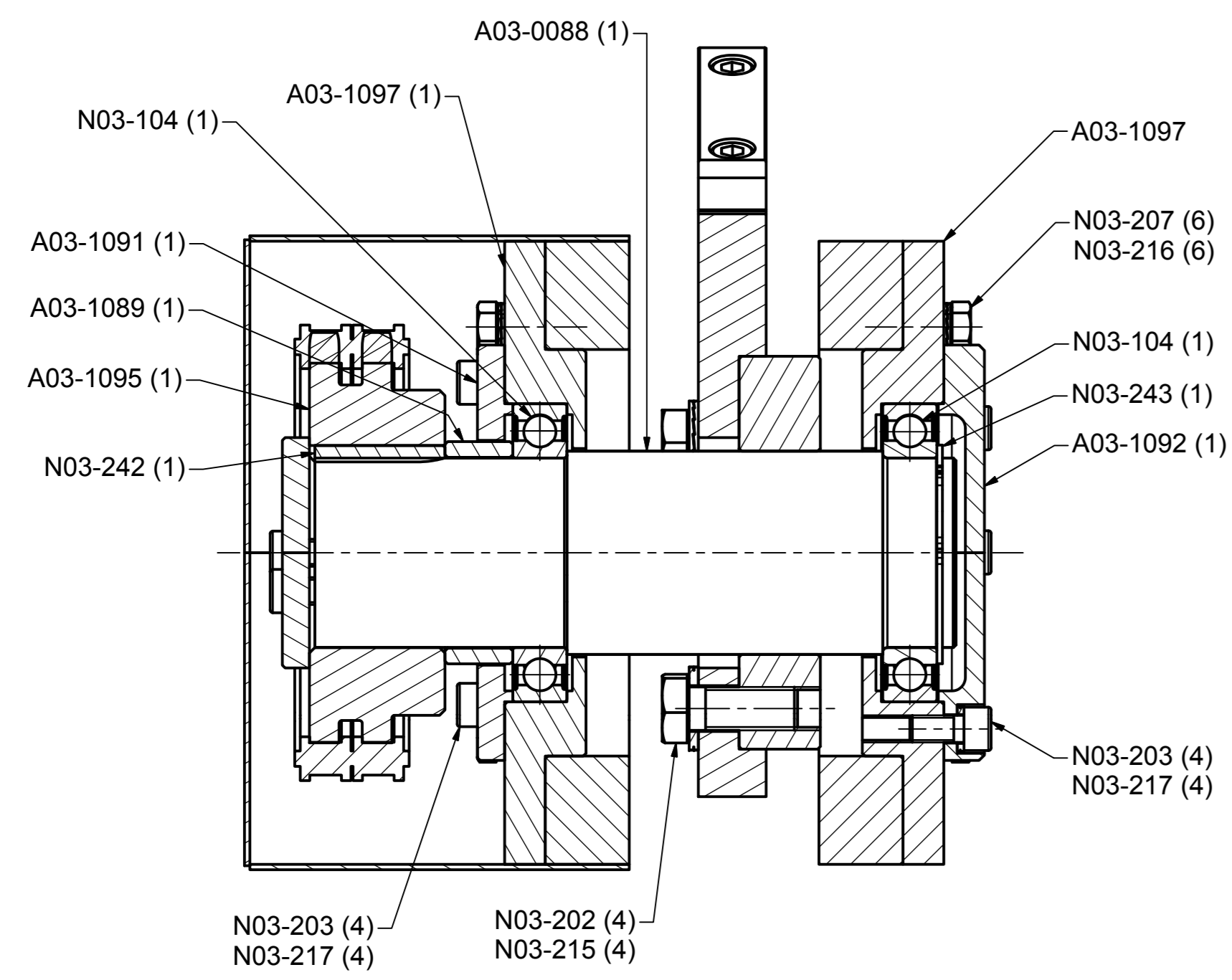
POHLED A (1:15)
OTOCENO O 180°

DRSNOST PLOCH & GEOMETRICKE TOLERANCE				MEZNI UCHYLKY NETOLEROVANYCH ROZMERU				VSECHNY ROZMERY V mm		VSECHNY ROZMERY V mm		VSECHNY ROZMERY V mm		VSECHNY ROZMERY V mm		VSECHNY ROZMERY V mm		VSECHNY ROZMERY V mm	
DRSNOST PLOCH	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST	ROVNOST
16-6.3μ	N/A	N/A	0.1	N/A	0	30	±0.2	±0.1	±0.02	±0.2	±0.1	±0.02	±0.2	±0.1	±0.02	±0.2	±0.1	±0.02	±0.2
30	120	±0.3	±0.1	±0.02	30	120	±0.3	±0.1	±0.02	30	120	±0.3	±0.1	±0.02	30	120	±0.3	±0.1	±0.02
120	315	±0.5	±0.2	±0.05	120	315	±0.5	±0.2	±0.05	120	315	±0.5	±0.2	±0.05	120	315	±0.5	±0.2	±0.05
315	1000	±1.0	±0.5	±0.1	315	1000	±1.0	±0.5	±0.1	315	1000	±1.0	±0.5	±0.1	315	1000	±1.0	±0.5	±0.1
1000	2000	±1.5	±0.5	±0.1	1000	2000	±1.5	±0.5	±0.1	1000	2000	±1.5	±0.5	±0.1	1000	2000	±1.5	±0.5	±0.1
2000	-	±2.0	±0.5	±0.1	2000	-	±2.0	±0.5	±0.1	2000	-	±2.0	±0.5	±0.1	2000	-	±2.0	±0.5	±0.1

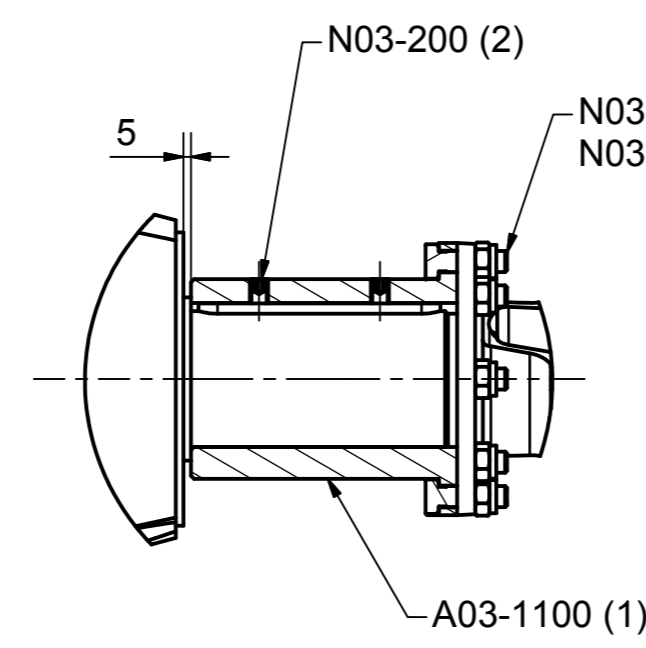
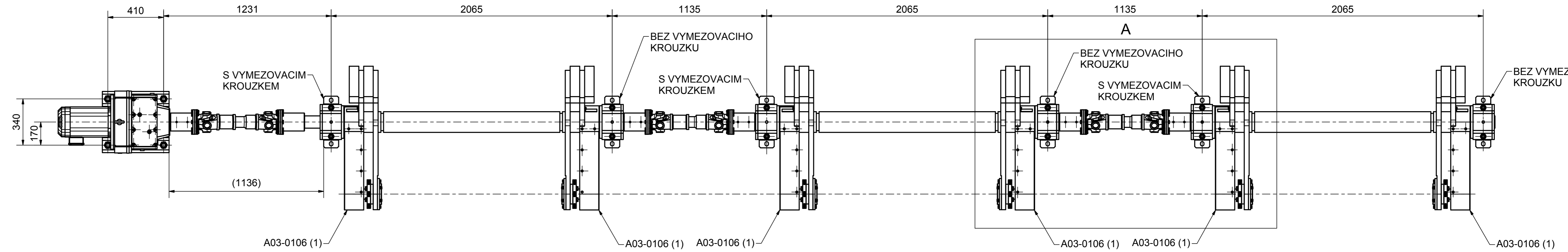
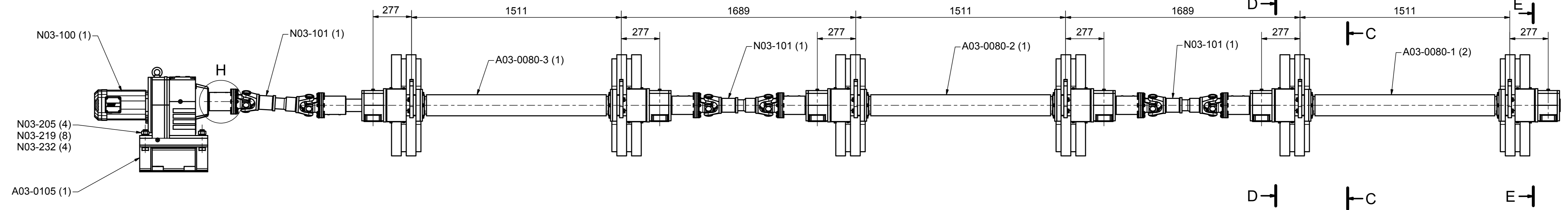
VSTUPNI ZLAB
A00-0000
A0



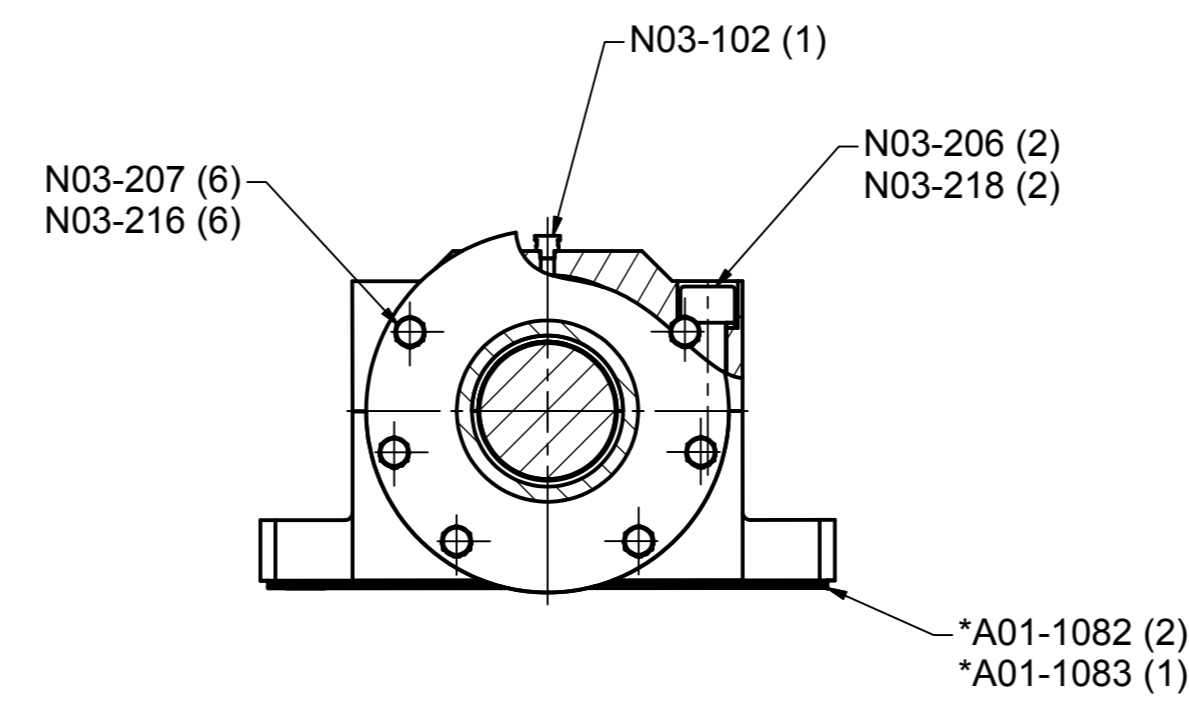
D-D (1:5)
PLATI PRO KAZDOU PAKU - 6 VYSKYTU



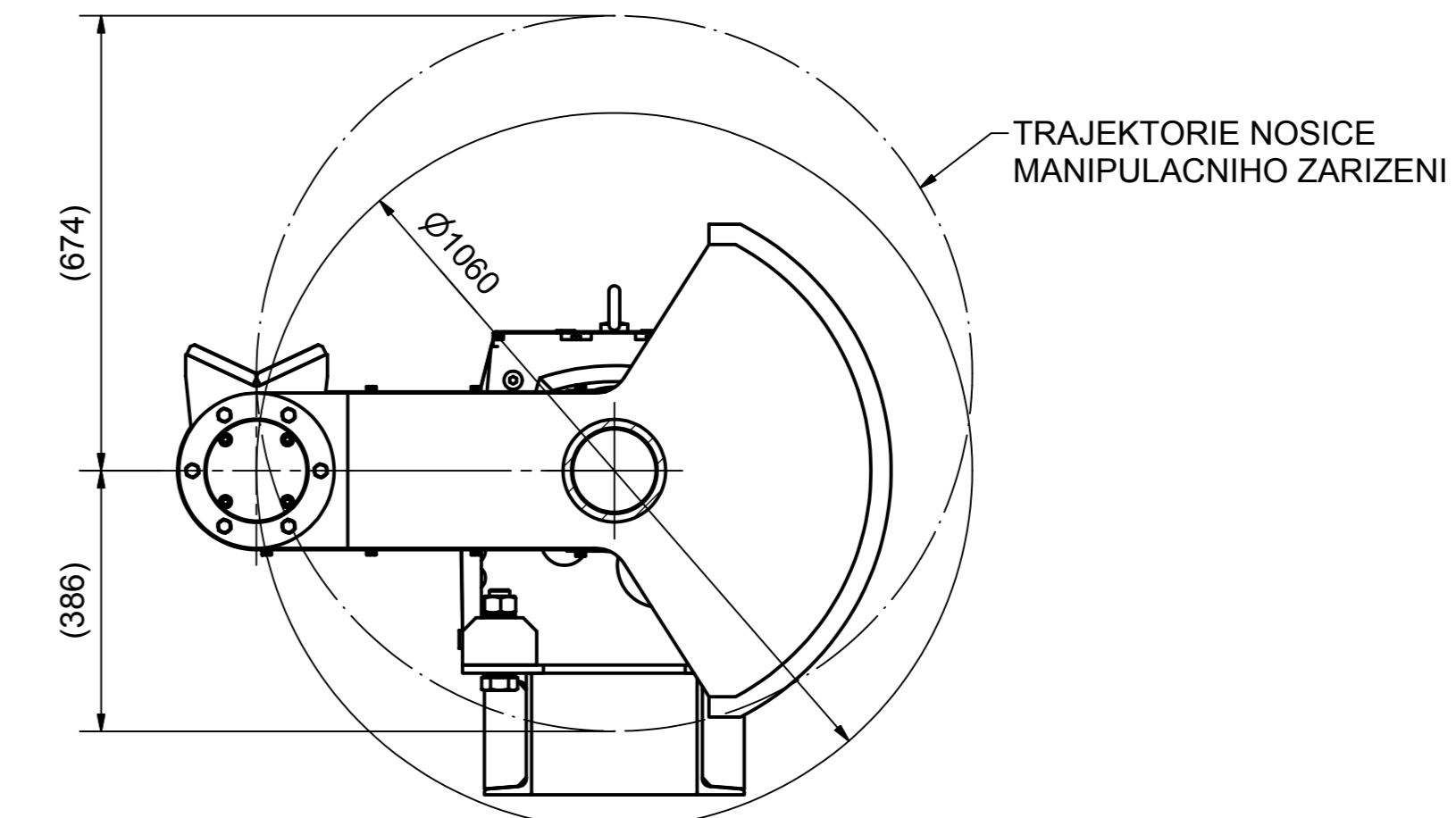
G-G (1:2)



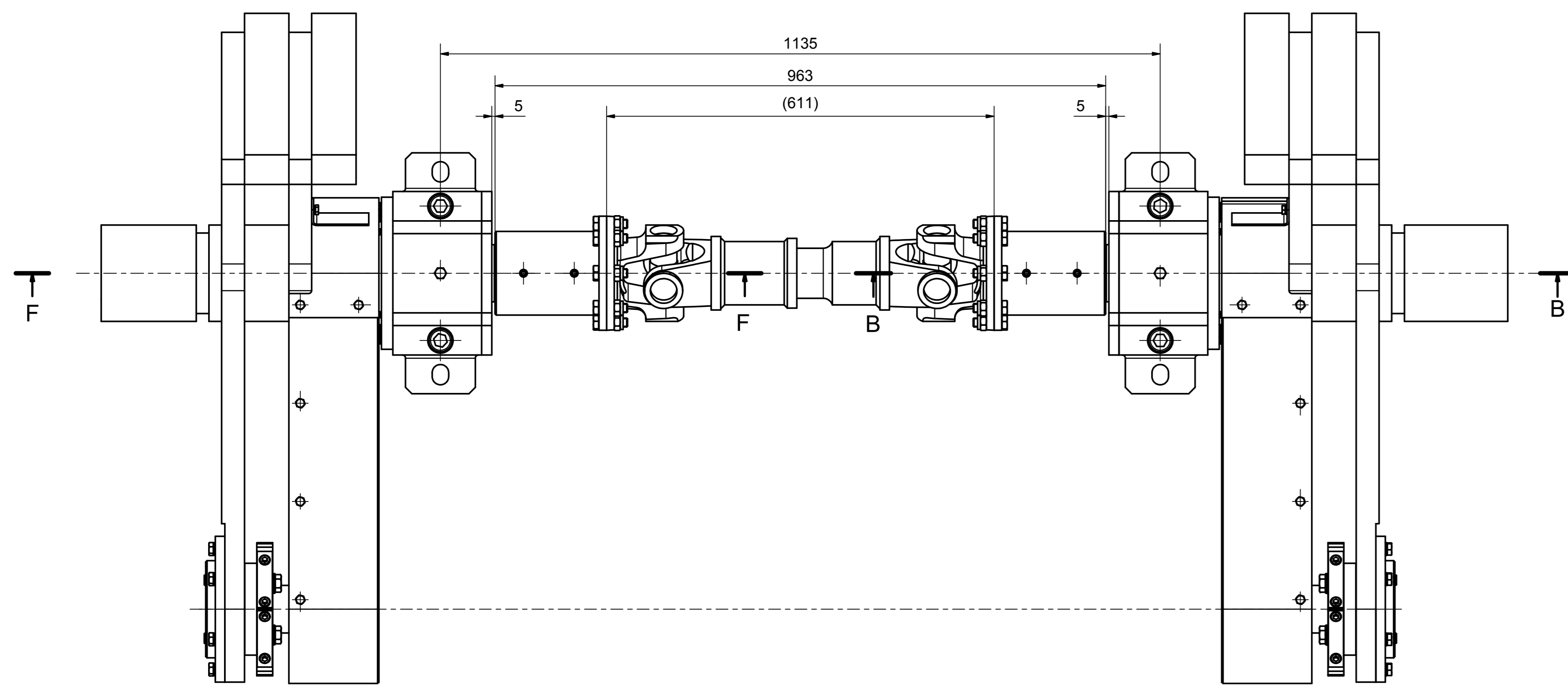
H (1:5)



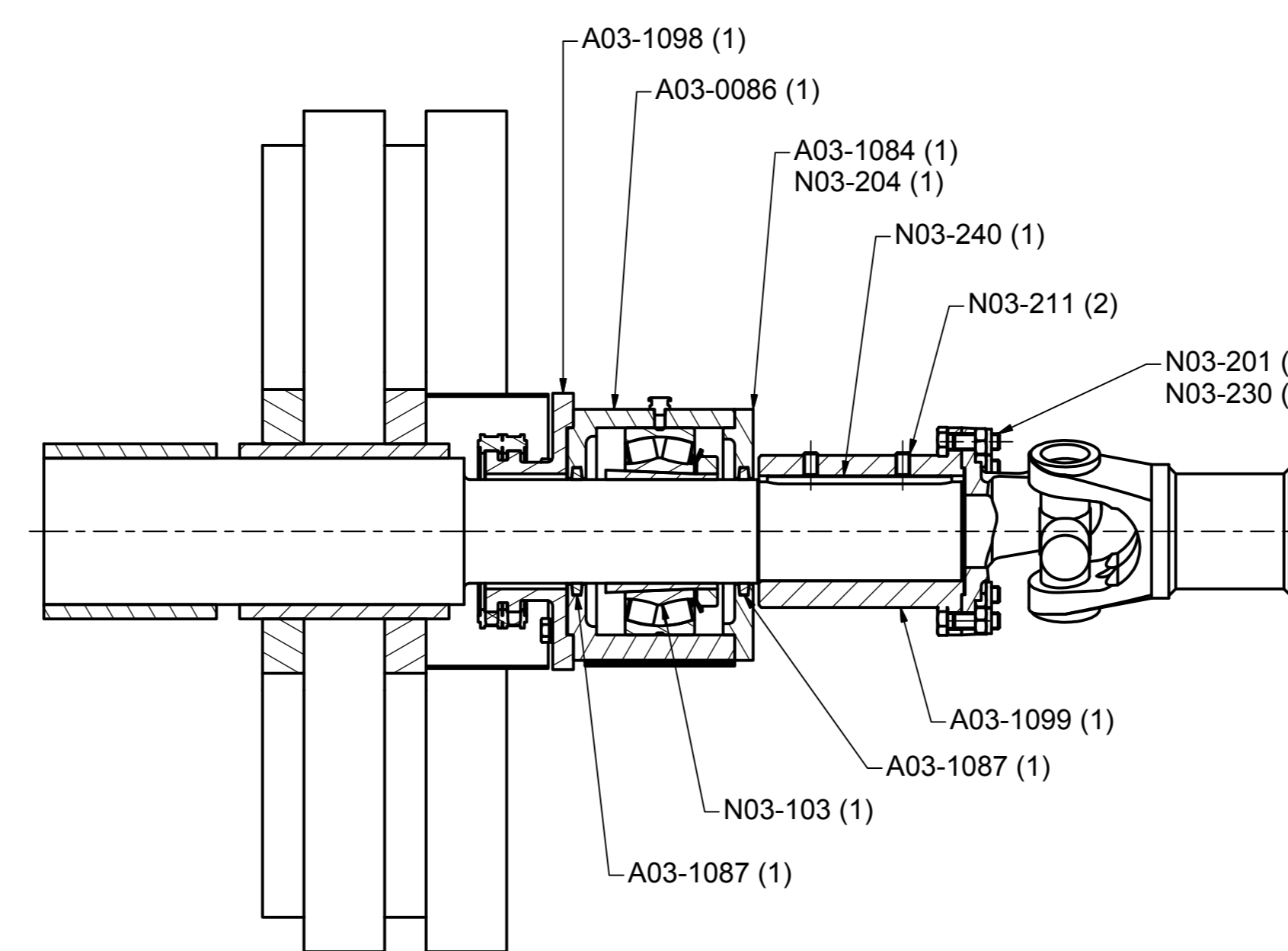
E-E (1:5)
PLATI PRO KAZDY DOMEK LOZISKA



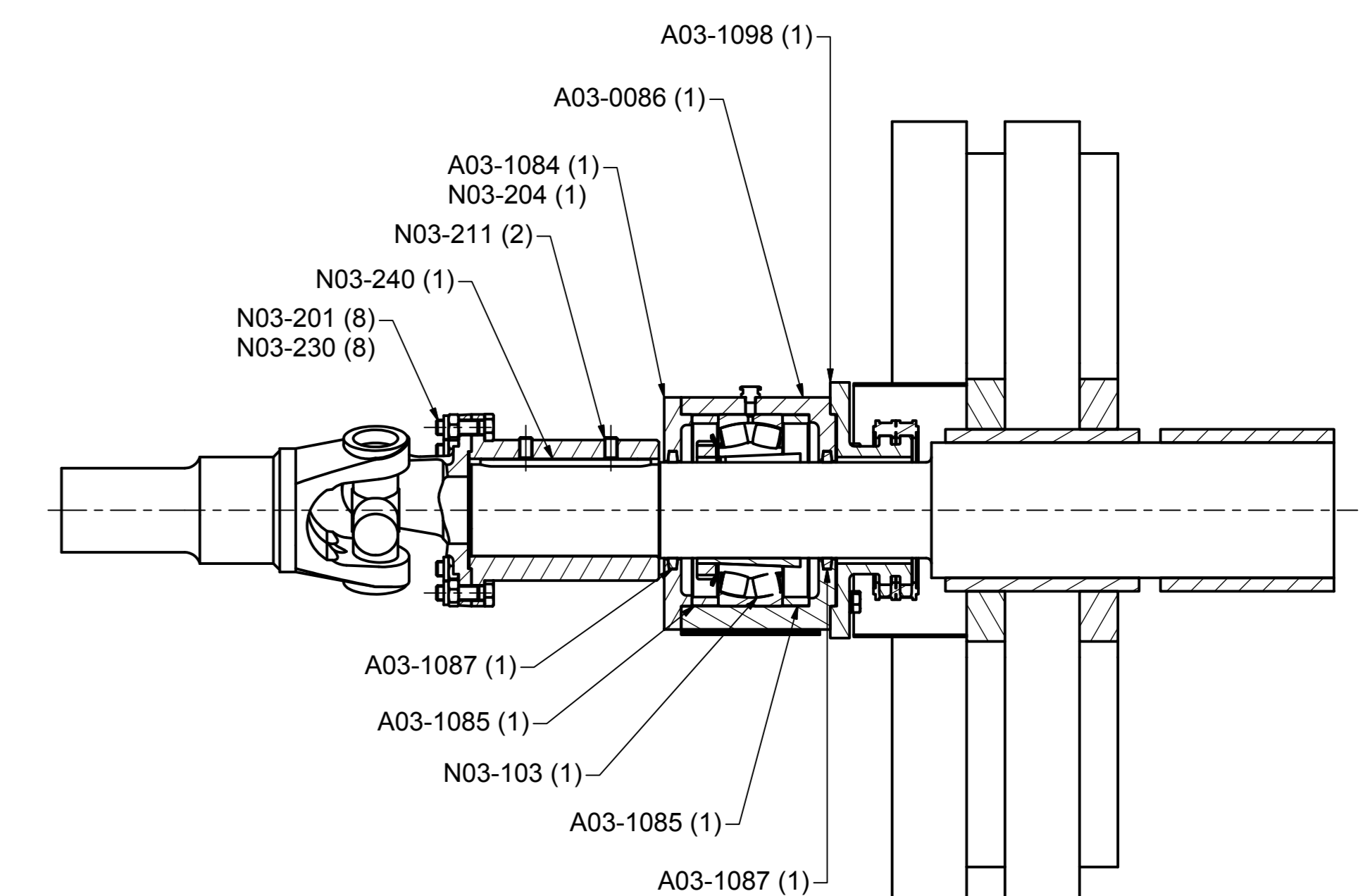
C-C (1:10)



A (1:5)



F-F (1:5)
BEZ VYMEZOVACIHO KROUZKU - 3 VYSKYTY

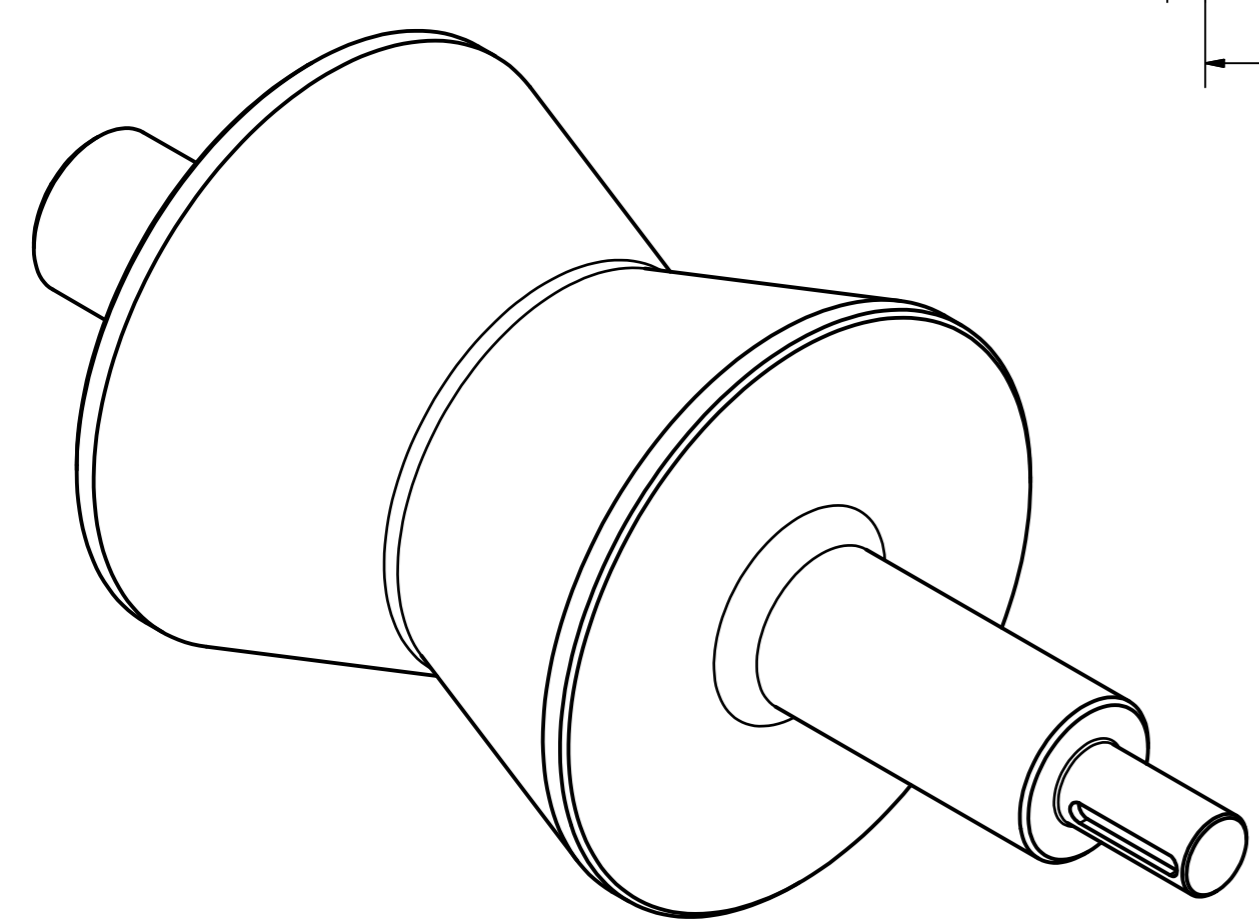
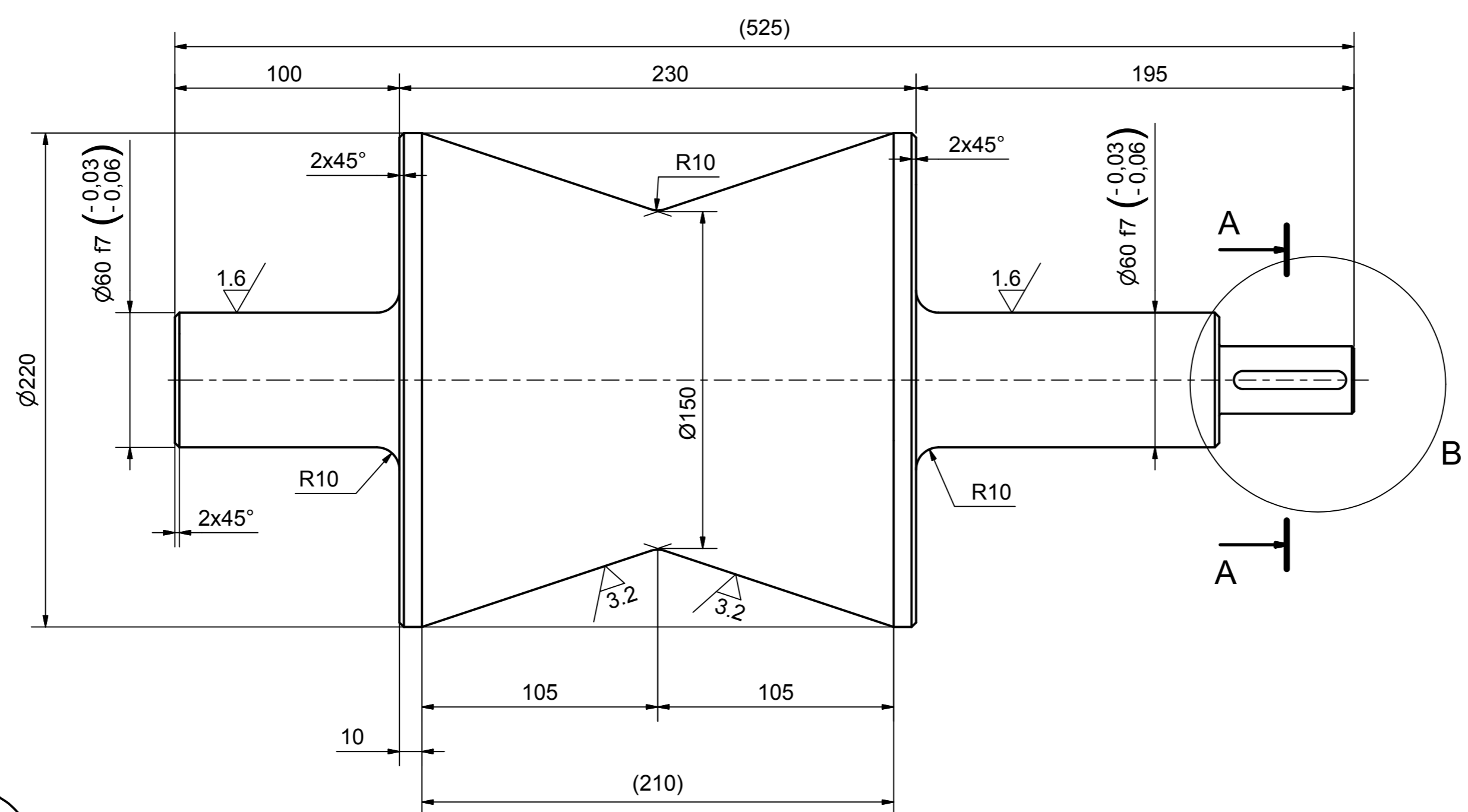


B-B (1:5)
S VYMEZOVACIM KROUZKEM - 3 VYSKYTY

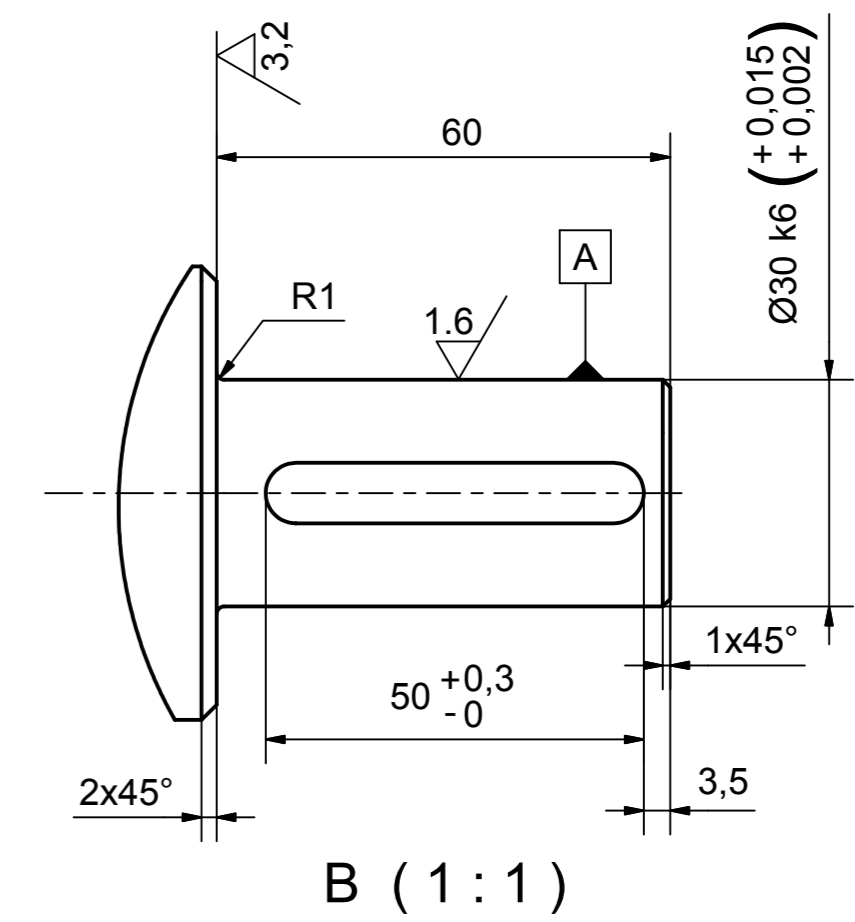
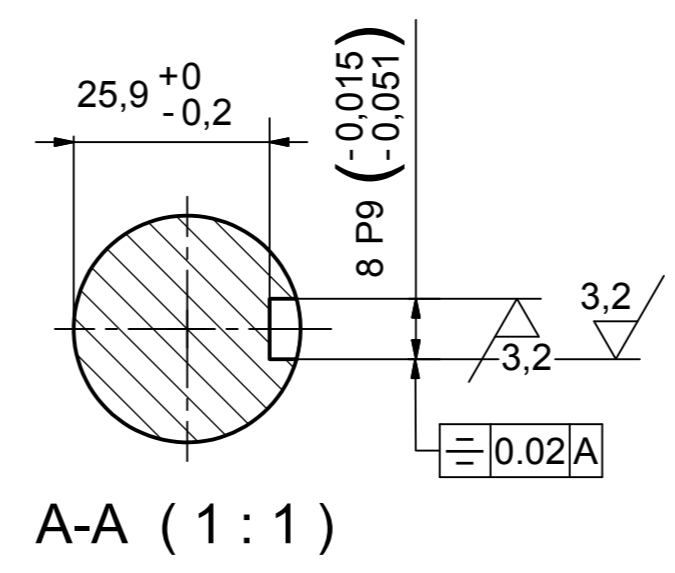
* DISTANCI PODLOZKY PRO NASTAVENI VYSKY - V KOMBINACI TLOUSTEK 2mm, 2mm, 1mm

DRSNOST PLOCH & GEOMETRICKE TOLERANCE				MEZNI UCHYLKY NETOLEROVANYCH ROZMERU				Datum		Material		Group	
VYP. OBRABEN.	DRSNOST PLOCH	ROVNOST. BEZNOST.	ROVNOST. BEZNOST.	ROVNOST. BEZNOST.	ROVNOST. BEZNOST.	ROVNOST. BEZNOST.	ROVNOST. BEZNOST.	20.1	20.1	20.1	20.1	20.1	20.1
VRTAN	1.6-6.3µ	N/A	N/A	0.1	N/A	0.1	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
SOUSTRUZEN	1.6-6.3µ	N/A	N/A	0.1	0.05	0.1	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
PREZOVANI	1.6-6.3µ	0.1	0.1	0.1	N/A	0.1	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
VYRTAVANI	0.8-1.6µ	0.05	N/A	0.05	0.05	0.05	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
BRUSEN	0.4-0.6µ	0.05	0.02	0.02	0.02-0.05	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02

RAMENA ZAKLADANI SEST. A00-0003

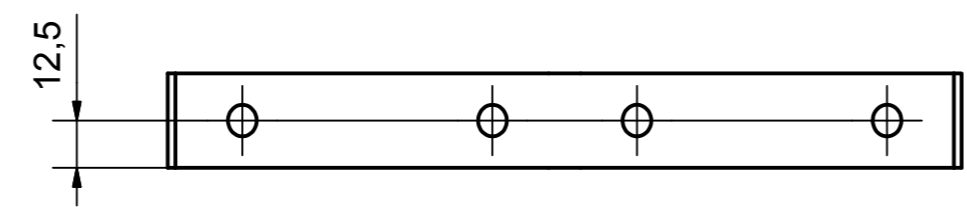
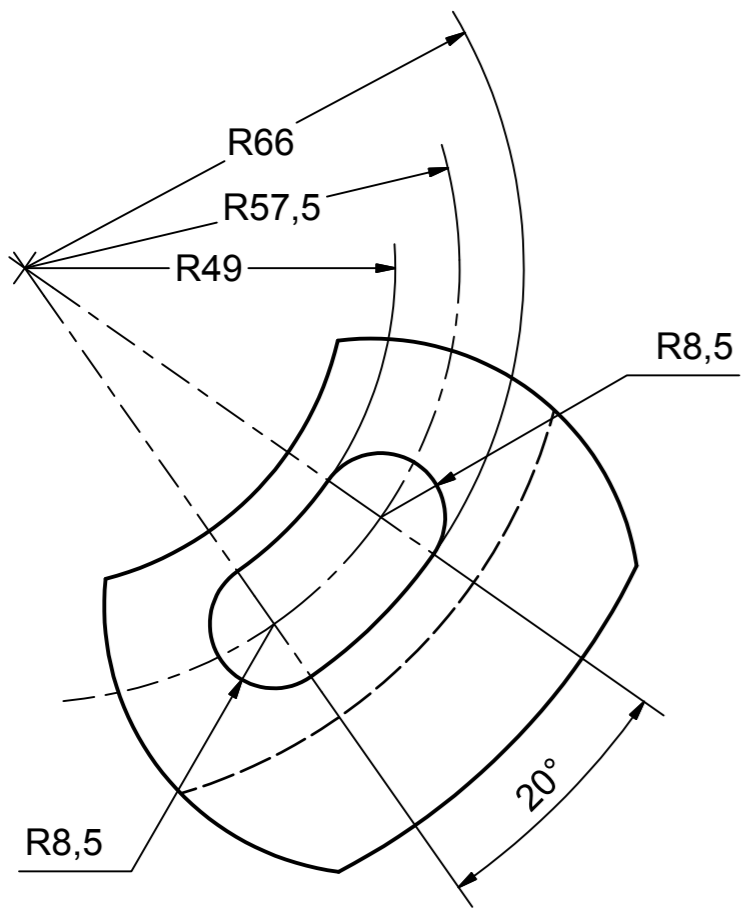
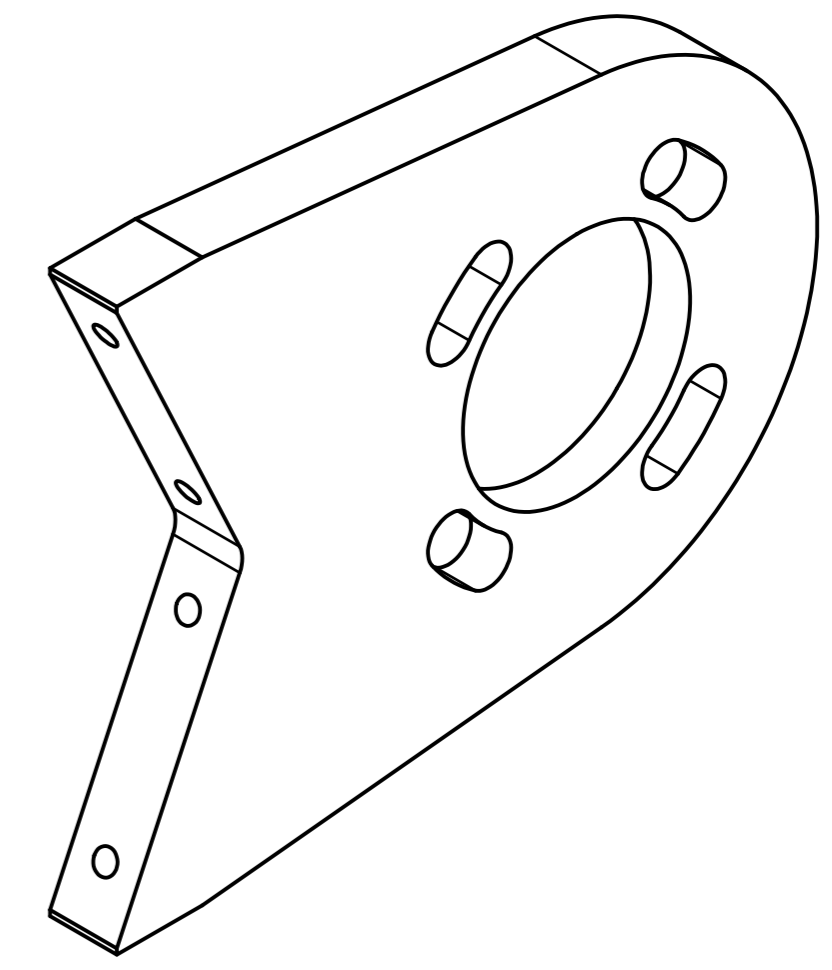
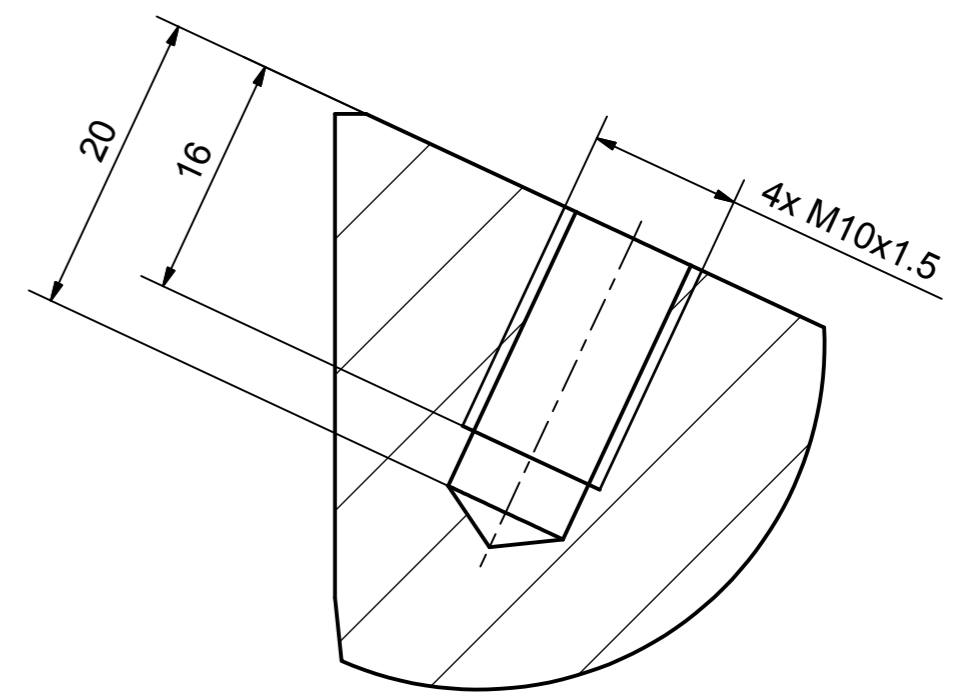
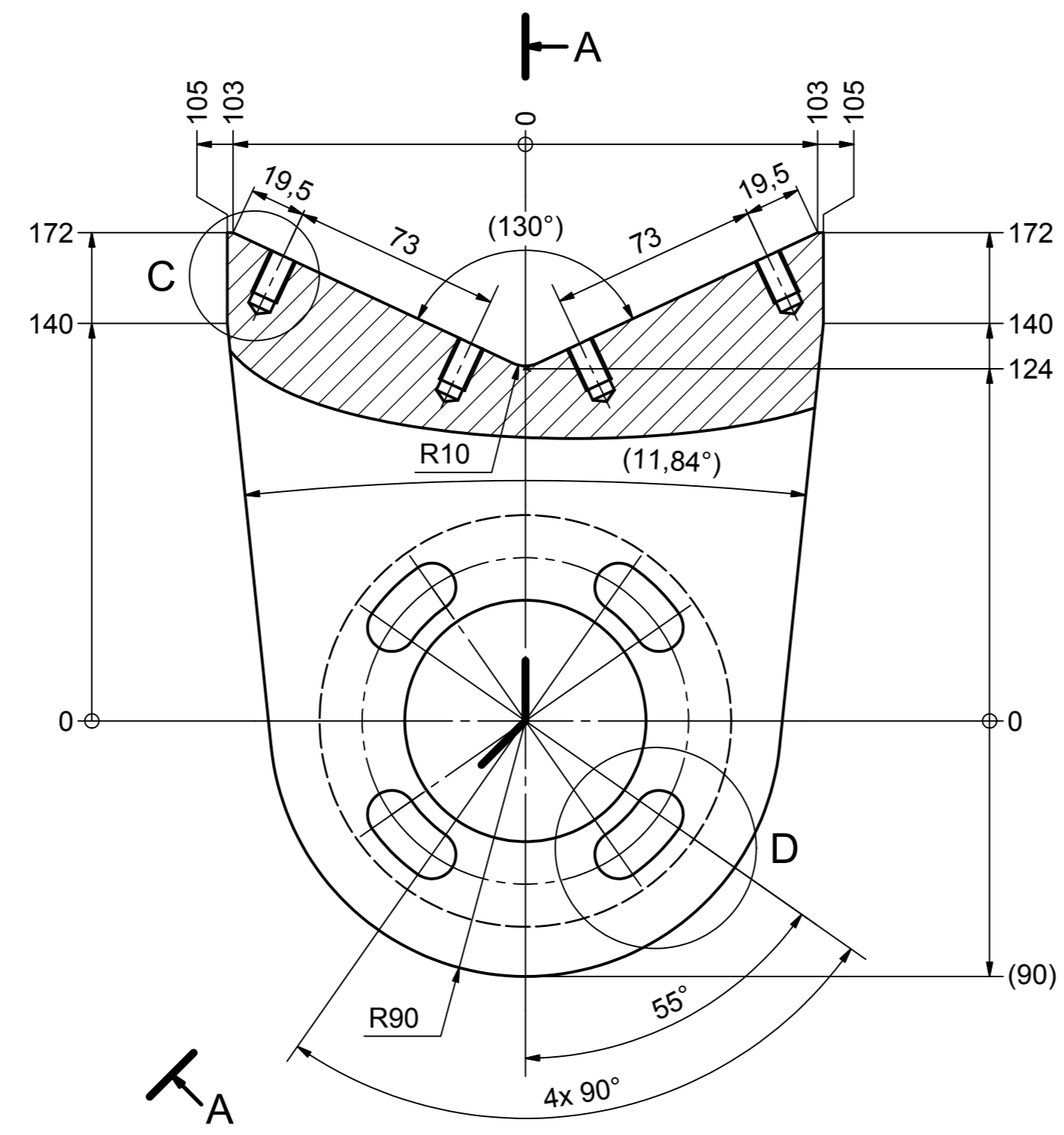
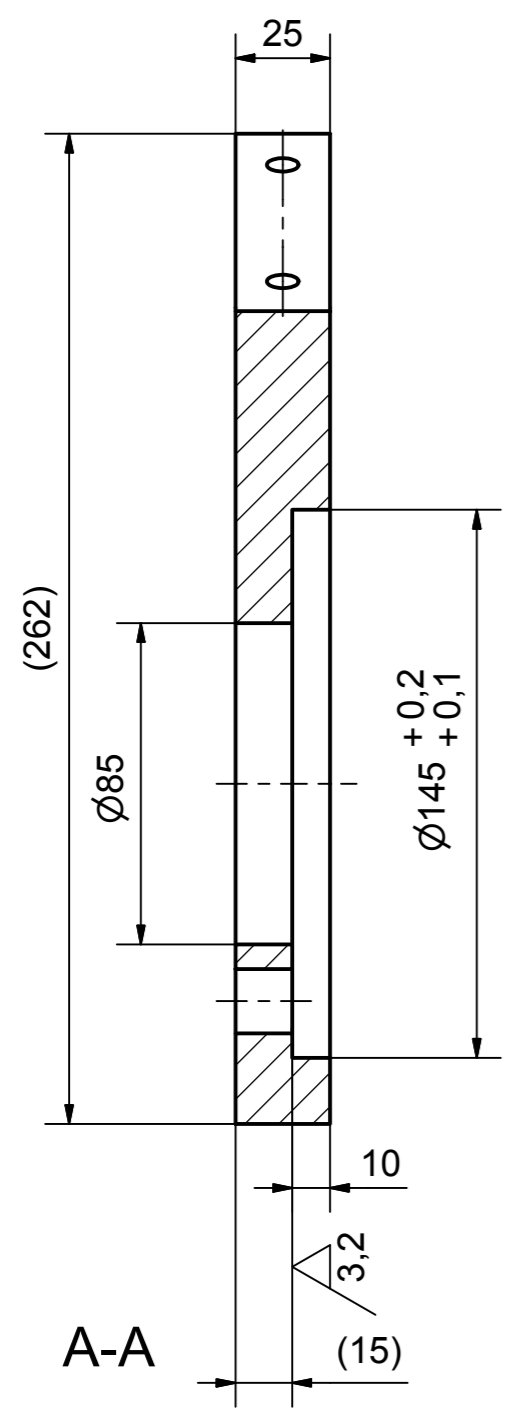


ISOMETRICKY POHLED



DRSNOST PLOCH & GEOMETRICKE TOLERANCE						MEZNI UCHYLKY NETOLEROVANYCH ROZMERU						Datum		Jmeno/Name		Material konecny/vychozi		C.hmot.	
						VSECHNY ROZMERY V mm						20.1.2015		Svamberk		12 025		56,39 kg	
TYP OBRABENI	DRSNOST POVRCHU Ra	ROVINNOST	ROVNOBEZNOST	KOLMOST	SOUSTREDNOST	DELKOVE ROZMERY			PRESNOST POLOHY A UHLU			Prezk./CHK./Schval./APP							
						ROZSAH	BEZ DESETIN. MIST	1 DESETIN. MISTO	2 DESETIN. MISTA	BEZ DESETIN. MIST	1 DESETIN. MISTO								Poznanky/Notes:
VRTANI	1.6-6.3μ	N/A	N/A	0.1	N/A	0	30	± 0.2											
SOUSTRUZENI	1.6-6.3μ	N/A	N/A	0.1	0.05	30	120	± 0.3	± 0.1	± 0.02	PRESNOST POLOHY	± 0.2	± 0.1						
FREZOVANI	1.6-6.3μ	0.1	0.1	0.1	N/A	120	315	± 0.5	± 0.2	± 0.05									
VYVRTAVANI	0.8-1.6μ	0.05	N/A	0.05	0.05	315	1000	± 1.0											
BROUSENI	0.4-0.6μ	0.05	0.02	0.02	0.02-0.05	1000	2000	± 1.5			PRESNOST UHLU	± 0° 30'	± 0° 15'						
						2000	-	± 2.0	± 0.5	± 0.1									

Kreslil/DWN.		Jmeno/Name		Material konecny/vychozi		C.hmot.	
20.1.2015		Svamberk		12 025		56,39 kg	
Prezk./CHK./Schval./APP				Poznanky/Notes:			
Soubor-model-IPT/IAM-file		A02-1069.ipt		Meritko Scale		1:2	
Soubor-rykres-IDW-file		A02-1069.idw		Cislo sestavy / Assembly No.		A00-0002	
Nazev / Title		ROLNA		Typ/Type		VSTUPNI ZLAB	
				CISLO VYKRESU / DRAWING NO.		A02-1069	
				Format SIZE		A2	
list/sheet 1		pocet listu/ no.sheets 1					



DRSNOST PLOCH & GEOMETRICKE TOLERANCE						MEZNI UCHYLKY NETOLEROVANYCH ROZMERU						Datum		Jmeno/Name		Material konecny/vychozi		C.hmot.	
TYP OBRABENI	DRSNOST POVRCHU HODNOTY Ra	ROVINNOST	ROVNO-BEZNOST	KOLMOST	SOU-STREDNOST	VSECHNY ROZMERY V mm						Kreslil /DWN.	20.4.2015	Svamberk	11 425	5,95 kg			
						DELKOVE ROZMERY			PRESNOST POLOHY A UHLU								PRESNOST POLOHY	BEZ DESETIN/ MIST	1 DESETIN/ MISTO
VRTANI	1.6-6.3µ	N/A	N/A	0.1	N/A	0	30	± 0.2											
SOUSTRUZENI	1.6-6.3µ	N/A	N/A	0.1	0.05	30	120	± 0.3											
						120	315	± 0.5											
FREZOVANI	1.6-6.3µ	0.1	0.1	0.1	N/A	315	1000	± 1.0											
VYVRTAVANI	0.8-1.6µ	0.05	N/A	0.05	0.05	1000	2000	± 1.5											
BROUSENI	0.4-0.6µ	0.05	0.02	0.02	0.02-0.05	2000	-	± 2.0											

Soubor-model-IPT/IAM-file		A03-1090.ipt		Merkto Scale		1:2		Cislo sestavy / Assembly No.		A00-0003	
Soubor-rykres-IDW-file		A03-1090.idw		Vstupni Zlab							
Nazev / Title						NOSIC					
CISLO VYKRESU / DRAWING NO.						A03-1090					
lis/sheet						1					
pocet listu/ no sheets						1					
Format SIZE						A2					

KUSOVNÍK - VYRÁBĚNÉ DÍLY

ZAKÁZKA	MANIPULÁTOR						REVIZE	0
TYP	VSTUPNÍ ŽLAB						Č. OBJ.	2013-19-01
Č. VÝKRESU	REVIZE	LIST	NÁZEV	MATERIÁL	KUSŮ	HMOTNOST Kg	REVIZE KUSOVNÍKU	POZNÁMKA
A00-0003 - RAMENA ZAKLADANI SEST.								
A03-1077	0	1	PAKA NAPINAKU	12 060	6	12,8		
A03-0078	0	1	KRYT	SVARENEC	6	3,3		
A03-0078	0	2	KRYT					
A03-1079	0	1	ZAVITOVA TYC	12 060	6	1,6		
A03-0080-1	0	1	RAMENO ZAKLADANI	SVARENEC	1	841,7		
A03-0080-1	0	2	RAMENO ZAKLADANI					
A03-0080-2	0	1	RAMENO ZAKLADANI	SVARENEC	1	849,5		
A03-0080-2	0	2	RAMENO ZAKLADANI					
A03-0080-3	0	1	RAMENO ZAKLADANI	SVARENEC	1	855,0		
A03-0080-3	0	2	RAMENO ZAKLADANI					
A03-1082	0	1	DISTANCNI PODLOZKA	11 425	12	8,9		
A03-1083	0	1	DISTANCNI PODLOZKA	11 425	6	2,2		
A03-1084	0	1	KRYT	11 425	6	36,5		
A03-1085	0	1	VYMEZOVACII KROUZEK	11 425	6	5,0		
A03-0086	0	1	DOMEK LOZISKA 90	12 024	6	216,0		
A03-1087	0	1	TESNENI 90	TECHNICKA PLST	12	0,2		
A03-0088	0	1	HRIDEL	SVARENEC	6	61,7		
A03-1089	0	1	DISTANCNI KROUZEK	11 425	6	1,6		
A03-1090	0	1	NOSIC	11 425	6	35,7		
A03-1091	0	1	KRYT	11 425	6	6,0		
A03-1092	0	1	KRYT	11 425	6	9,5		
A03-1093	0	1	OBLOZENI	11 425	12	3,8		
A03-0094-L	0	1	PAKA (SOUCÁST A03-0080)	SVARENEC	3	1005,3		
A03-0094-L	0	2	PAKA (SOUCÁST A03-0080)					
A03-0094-P	0	1	PAKA (SOUCÁST A03-0080)	SVARENEC	3	1005,3		
A03-0094-P	0	2	PAKA (SOUCÁST A03-0080)					
A03-1095	0	1	RETEZOVE KOLO	12 041	6	23,8		
A03-1096	0	1	POJISTNA DESKA	11 425	6	2,5		
A03-1097	0	1	PRIRUBA	12 041	12	57,5		
A03-1098	0	1	RETEZOVE KOLO	12 041	6	42,1		
A03-1099	0	1	PRIRUBA	12 041	5	58,4		
A03-1100	0	1	PRIRUBA	12 041	1	10,9		
A03-0105	0	1	RAM POD MOTOR	SVARENEC	1	47,7		
A03-0105	0	2	RAM POD MOTOR					
A03-0106	0	1	KRYT	SVARENEC	6	29,9		
A03-0106	0	2	KRYT					
A03-0107	0	1	KRYT	SVARENEC	6	3,2		
A03-0107	0	2	KRYT					

KUSOVNÍK - NAKUPOVANÉ DÍLY

ZAKÁZKA	MANIPULÁTOR				REVIZE	0
TYP	VSTUPNÍ ŽLAB				Č. OBJ.	2013-19-01
Č. POLOŽKY	POPIS	OZNAČENÍ DÍLU	KUSŮ	VÝROBCE / DODAVATEL	REVIZE KUSOVNÍKU	POZNÁMKA
A00-0003 - RAMENA ZAKLADANI SEST.						
N03-100	CELNI PREVODOVY MOTOR	R137DRE132MC4	1	SEW		
	16 ot/min VYSTUPNI OTACKY					
	3200 Nm VYSTUPNI MOMENT					
	VYKON 5,5 kW (IE2)					
	PATKOVE PRAVEDENI					
	88.70 PREVODOVY POMER					
	SERVICE FAKTOR 2.5					
	VYST. HRIDEL PRUMER 90mm S PEREM					
N03-101	KARDANOVA HRIDEL	687.35-572	3	GKN		
	Lzmin 572mm					
	PRUMER PRIRUBY 180mm					
	PRODLOUZENI La 110mm					
N03-102	MAZACI HLAVICE	D2-21-06	6	MICHAUD CHAILLY		
N03-103	SOUDECKOVE LOZISKO	23220 CCK + H 2320	6	SKF		
	S UPINACIM POUZDREM	180 O/D x 90 I/D x 60,3				
N03-104	KULICKOVE LOZISKO JEDNORADE	6014-2RS1	12	SKF		
	S HLUBOKOU DRAZKOU	110 O/D x 70 I/D x 20				
	TESNENI Z OBOU STRAN					
N03-105	DVOURADY RETEZ	ISO 12B - 2	6	MAEDLER		
	ROZTEC 19,05mm	41 DVOUCLANKU				
N03-106	KLUZNE POUZDRO - METRICKA RADA	AM 3035 x 20	6	OILITE		
N03-107	VIDLICE VELIKOST 14 x 28 mm	REF. 637 013 00	6	MAEDLER		
	VNITRNI PRUMER M14					
N03-108	SET RETEZOVEHO KOLA ISO 12B - 2	REF. No 140 527 01	6	MAEDLER		
	15 ZUBU, ROZTECNY PRUMER 91,63mm					

KUSOVNÍK - SPOJOVACÍ MATERIÁL

ZAKÁZKA	MANIPULÁTOR			REVIZE	0
TYP	VSTUPNÍ ŽLAB			Č. OBJ.	2013-19-01
Č. POLOŽKY	NÁZEV - ROZMĚR	NORMA	KUSŮ	REVIZE KUSOVNÍKU	POZNÁMKA
A00_0003 - RAMENA ZAKLADANI SEST.					
N03-200	SROUB M12 x 16	ISO 4026	2		
N03-201	SROUB M14 x 45	DIN EN 24017	48		
N03-202	SROUB M16 x 40	ISO 4017	24		
N03-203	SROUB M10 x 20	ISO 4762	72		
N03-204	SROUB M12 x 40	ISO 10642	24		
N03-205	SROUB M30 x 130	ISO 4018	4		
N03-206	SROUB M24 x 90	ISO 4762	12		
N03-207	SROUB M12 x 40	ISO 4017	108		
N03-208	SROUB M8 x 20	ISO 4017	72		
N03-209	SROUB M10 x 25	ISO 4762	12		
N03-211	SROUB M12 x 20	ISO 4026	10		
N03-215	PODLOZKA PRO M16	NORDLOCK SP	24		
N03-216	PODLOZKA PRO M12	NORDLOCK	108		
N03-217	PODLOZKA PRO M10	NORDLOCK	84		
N03-218	PODLOZKA PRO M24	NORDLOCK	12		
N03-219	PODLOZKA PRO M30	NORDLOCK	8		
N03-220	PODLOZKA PRO M8	NORDLOCK	72		
N03-221	PODLOZKA 14 - 140HV	ISO 7089	12		
N03-230	MATICE M14	CSN 02 1492	48		
N03-232	MATICE M30	ISO 4032	4		
N03-233	MATICE M14	ISO 4032	18		
N03-240	PERO 25x14x160	CSN 02 2562	5		
N03-241	POJISTNY KROUZEK 30x1,5	DIN 471	6		
N03-242	PERO 28x16x45 - JEDNA STRANA RADIUS	CSN 02 2562	6		
N03-243	POJISTNY KROUZEK 70x2	CSN 02 2930	6		
N03-244	MATICE M8	ISO 4032	12		NAVARENY NA KRYTECH