



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ A ČÁSTÍ STROJŮ

**Konstrukční řešení kompaktního zařízení pro hloubkové
vrty v tělese přehradní hráze**

**Structural design of compact device for deep drilling in the
body of the dam**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

Praha 2015

Bc. Martin Kavka

VLOŽIT LIST

Anotační list

Jméno a příjmení autora:	Bc. Martin Kavka
Název diplomové práce:	Konstrukční řešení kompaktního zařízení pro hloubkové vrty v tělese přehradní hráze
Anglický název:	Structural design of compact device for deep drilling in the body of the dam
Akademický rok:	2014/2015
Ústav/odbor:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 79 Počet obrázků: 60
Klíčová slova:	Jádrové vrtání, vrtná souprava, lineární vedení, hydromotor.
Keywords:	Core drilling, drilling rig, linear guide, hydraulic motor.

Abstrakt:

Tato práce je věnována návrhu kompaktního zařízení pro hloubkové vrty v tělese přehradní hráze. V práci je provedena rešerše problematiky hloubkových vrtných zařízení. Práce dále obsahuje dvě koncepční varianty, ze kterých je jedna vybrána a dále zpracovávána. U vybrané varianty jsou vypracovány návrhové a kontrolní výpočty důležitých konstrukčních uzlů. Na základě těchto výpočtů je následně vypracován detailní model vrtného zařízení.

Abstract:

This diploma thesis deals with design of compact device for deep drilling at body of the dam. The thesis compares the main representative of drilling rigs. The thesis includes two alternative concepts, one of which is selected and further processed. Concept which is developed design and check calculations of important structural nodes. Based on these calculations is subsequently developed a detailed model of drilling device.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a použil pouze podklady uvedené v příloženém seznamu literatury.

V Praze dne _____

podpis

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. a Ing. Martinu Dubovi za cenné rady při vypracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině za podporu během celého studia.

Význam použitých symbolů

a	vzdálenost konce příčnicku od trapézové matice zdvižné převodovky	[m]
b	vertikální vzdálenost mezi horními a dolními rolkami	[m]
C	radiální dynamická únosnost	[kN]
C_0	radiální statická únosnost	[kN]
C_{Δ}	axiální dynamická únosnost	[kN]
$C_0\Delta$	axiální statická únosnost	[kN]
C_1	celková tuhost přitěžovaných částí	[Nmm ⁻¹]
C_2	celková tuhost odlehčovaných částí	[Nmm ⁻¹]
C_{D_a}	tuhost příruby nohy (část D_a)	[Nmm ⁻¹]
C_{D_b}	tuhost příruby nohy (část D_b)	[Nmm ⁻¹]
C_M	tuhost kotvicí desky	[Nmm ⁻¹]
C_S	tuhost šroubu	[Nmm ⁻¹]
d	jmenovitý průměr závitu	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
d_3	průměr jádra závitu	[mm]
d_k	průměr kolíku	[mm]
d_G	průměr výstupní hřídele převodovky	[mm]
d_{SF}	průměr otvoru pro nohu	[mm]
d'_k	předběžný průměr kolíku	[mm]
D	Skutečný průměr příruby spojky	[mm]
D_{H13}	střední průměr střední díry pro šroub	[mm]
D_k	průměr roztečné kružnice střižného kolíku	[mm]
D_{SF}	průměr kulového kloubu	[mm]
D'_k	předběžný průměr roztečné kružnice střižného kolíku	[mm]
D'_s	předběžný průměr kotouče spojky	[mm]
E	modul pružnosti materiálu	[Nmm ⁻²]
E_D	modul pružnosti materiálu příruby nohy	[Nmm ⁻²]
E_M	modul pružnosti materiálu kotvicí desky	[Nmm ⁻²]
E_s	modul pružnosti materiálu šroubu	[Nmm ⁻²]
E_t	modul pružnosti materiálu trapézového šroubu	[Nmm ⁻²]
f_{TH}	součinitel tření pod hlavou šroubu	[–]
F_1	přitěžující síla	[N]

F_{at}	axiální tlaková síla působící na trapézový šroub	[N]
F_k	střížná síla na průměru	[N]
F_K	zatěžující síla	[N]
F_n	tahová síla na jednu nohu	[N]
F_p	síla vyvolaná přitlakem	[N]
F_s	tahová síla na jeden šroub	[N]
F'_k	předběžná střížná síla	[N]
h	výška matice	[mm]
I	geometrie závitové tyče	[mm ⁴]
i	převodový poměr převodovky	[–]
J_y	kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
l	délka příčnicku	[m]
l_k	délka kolíku	[mm]
l_k	činná délka kolíku	[mm]
L	činná délka trapézového šroubu	[mm]
$k_{s_{min}}$	minimální míra bezpečnosti	[–]
k_s	míra bezpečnosti	[–]
$m_{\varphi_2(x)I}$	průběh ohybového momentu od jednotkového momentu v bodě 2 v oblasti I	[Nm]
$m_{\varphi_2(x)II}$	průběh ohybového momentu od jednotkového momentu v bodě 2 v oblasti II	[Nm]
$m_{\varphi_2(x)III}$	průběh ohybového momentu od jednotkového momentu v bodě 2 v oblasti III	[Nm]
$m_{\varphi_2(x)IV}$	průběh ohybového momentu od jednotkového momentu v bodě 2 v oblasti IV	[Nm]
M	krouticí moment pro vrtání	[Nm]
M_G	krouticí moment hydromotoru	[Nm]
M_{G_i}	vstupní krouticí moment zdvižné převodovky	[Nm]
M_L	ztrátový krouticí moment	[Nm]
M_{KK}	utahovací moment na klíči	[Nmm]
M_{KZ}	krouticí moment v dřívku šroubu při utahování	[Nmm]
M_{max}	maximální vstupní krouticí moment	[Nm]
M_{Ry}	reakční moment v podporách	[Nmm ⁻²]

$M_{(x)I}$	průběh ohybového momentu v oblasti I	[Nm]
$M_{(x)II}$	průběh ohybového momentu v oblasti II	[Nm]
$M_{(x)III}$	průběh ohybového momentu v oblasti III	[Nm]
$M_{(x)IV}$	průběh ohybového momentu v oblasti IV	[Nm]
n_b	otáčky hydromotoru pro posuv	[ot/min]
n_a	otáčky hydromotoru pro vrtání	[ot/min]
p_d	maximální povolený tlak	[MPa]
p_k	tlak v kolíku	[MPa]
p_n	počet ustavovacích nohou použitých pro ustavení vůči podlaze	[–]
p_s	počet použitých šroubů	[–]
p_{h_1}	měrný tlak pod hlavou šroubu	[MPa]
p_{z_1}	měrný tlak v závitech	[MPa]
P	rozteč závitu	[mm]
P_a	výkon hydromotoru pro vrtání	[kW]
P_b	výkon hydromotoru pro posuv	[kW]
Q_0	montážní předpětí	[N]
Q_1	síla ve šroubu	[N]
R_A	axiální síla působící na rolny	[N]
$R_{p0,2}$	mez kluzu materiálu šroubu	[Nmm ⁻²]
R_P	silové reakce v trapézových maticích zdvižných převodek	[N]
R_R	radiální síla působící na rolny	[N]
s	střední příčka šestihranu šroubu	[mm]
S	činná plocha kolíku na otláčení	[mm ²]
S_m	plocha závitu matice	[mm ²]
t_1	tloušťka příruby nohy	[mm]
t_2	tloušťka kotvicí desky	[mm]
v	bezpečnostní koeficient	[–]
z	počet namáhaných závitů	[–]
η_G	účinnost převodovky	[–]
η_{sc}	účinnost závitové dvojice	[–]
γ	třecí úhel závitu	[°]
ρ_{TH}	třecí poloměr šroubu	[mm]
σ_{Q_1}	provozní tahové napětí v jádře šroubu	[Nmm ⁻²]

σ_{red}	redukované napětí	$[\text{Nmm}^{-2}]$
σ_{Q_0}	montážní tahové napětí v jádře šroubu	$[\text{Nmm}^{-2}]$
τ	montážní smykové napětí v jádře šroubu	$[\text{Nmm}^{-2}]$
τ_{ps}	mez pevnosti ve smyku materiálu kolíku	$[\text{Nmm}^{-2}]$
φ_2	natočení v bodu 2	$[\circ]$
φ'	třecí úhel v ostrém závitu	$[\circ]$

Obsah

1 Úvod	17
1.1 Cíle práce	18
2 Rešerše problematiky hloubkových vrtů	19
2.1 Teorie vtání	19
2.1.1 Jádrové vrtání	19
2.2 Vrtné soupravy	19
2.2.1 Základní komponenty vrtných souprav	20
2.2.2 Základní rozdělení vrtných souprav	21
3 Koncepční návrh zařízení pro hloubkové vrtání ve stísněných podmínkách	25
3.1 Požadované vlastnosti	26
3.2 Pracovní prostor	26
3.3 Koncepční návrh rámu	26
3.3.1 Rám s příčnickem mimo osu	28
3.3.2 Rám s příčnickem v ose	29
3.4 Koncepční návrh pohonů	29
3.4.1 Posuv pomocí zdvižných převodovek	30
3.4.2 Posuv pomocí hydraulických válců	31
3.5 Koncepční návrh lineárního vedení	31
3.5.1 Kuličkové vedení	32
3.5.2 Kombinované rolny	32
3.6 Koncepční návrh ustavení	33
3.7 Koncepční návrh ukotvení	34
3.8 Koncepční návrh celé vrtné soupravy	36
3.8.1 Koncepční varianta 1	36

3.8.2	Koncepční varianta 2	37
3.8.3	Výběr koncepční varianty	37
4	Návrhové a kontrolní výpočty důležitých uzlů vybrané varianty	40
4.1	Návrh hydromotoru pro vrtání	40
4.1.1	Výběr hydromotoru	40
4.2	Návrh zdvižné převodovky	41
4.2.1	Volba zdvižné převodovky	42
4.3	Návrh hydromotoru pro zdvih a přítlak	43
4.3.1	Volba hydromotoru	44
4.4	Návrh pojistné spojky se střížným kolíkem	45
4.4.1	Kontrola otlacení kolíku	47
4.5	Návrh lineárního vedení	47
4.5.1	Zatížení příčnicku při vytahování kolony	49
4.5.2	Axiální zatížení rolen	51
4.5.3	Radiální zatížení rolen	51
4.5.4	Volba rolen	52
4.6	Návrh ustvovací nohy	53
4.7	Návrh šroubového spoje konzole ustavovací nohy	55
4.7.1	Návrh montážního předpětí šroubu	55
4.7.2	Pevnostní kontrola šroubu při montážním předpětí	57
4.7.3	Kontrola šroubu při provozu	58
4.7.4	Pevnostní kontrola šroubu při provozu	60
5	Detailní rozpracování vybrané varianty	62
5.1	Konstrukce sloupu	63
5.1.1	Skříňový svařenec	64
5.1.2	Patka	65
5.2	Sestava příčnicku	66
5.2.1	Svařenec hlavního příčnicku	67
5.2.2	Konzole rolen	68
5.2.3	Žebra	68
5.3	Horní příčná vzpěra	68
5.4	Dolní příčná vzpěra	70

5.5	Ustavovací zařízení	71
5.5.1	Ustavovací noha	72
5.6	Středicí zařízení	73
5.7	Kontrola pomocí metody konečných prvků	73
5.8	Shrnutí vlastností konstrukce	75
6	Závěr	78
7	Seznam použité literatury	79

Seznam obrázků

1.1	Vodní dílo Orlick [www.cee.siemens.com]	17
2.1	Vrtná věž [tallys.ca]	20
2.2	Stabilní vrtná souprava [www.anchordrillingrig.com]	22
2.3	Přívěsná vrtná souprava [ru.mining-comp.com]	23
2.4	Pojízdná vrtná souprava [blogsdir.cms.rrcdn.com]	24
3.1	Chodba vodního díla Orlick	25
3.2	Rozměry chodby (v mm) přehradní hráze vodního díla Orlick	27
3.3	Otevřený a uzavřený rám	28
3.4	Schéma soupravy s lin. vedením mimo osu vrtání	28
3.5	Schéma soupravy s lin. vedením v ose vrtání	29
3.6	Schéma soupravy s použitím zdvižných převodovek	30
3.7	Schéma soupravy s použitím hydraulických válců	31
3.8	Kuličkové vedení [www.bhktrading.com]	32
3.9	Rolny [usinenouvelle.com]	33
3.10	Ustavovací noha	33
3.11	Ustavení a ukotvení vrtné soupravy	34
3.12	Ocelova pevnostni kotva ATS [www.ataxtech-eshop.cz]	35
3.13	Příklad použití chemických kotev [almanaracoring.com]	35
3.14	Varianta 1 a 2	36
3.15	Varianta 1 - přední a boční pohled	37
3.16	Varianta 2 - přední a boční pohled	38
3.17	Výškové porovnání koncepčních variant 1 a 2	39
4.1	Vrtná hlava Jano RH 250	41
4.2	Třetí případ vzpěru [4]	42

4.3	Zapojení převodovek [4]	44
4.4	Hydromotor OMM 12,5 [www.hydra.dk]	44
4.5	Schéma střížné spojky	45
4.6	Reálný model a jeho zjednodušené schéma	48
4.7	Reálný model a jeho zjednodušené schéma	48
4.8	Schéma zatížení příčnicku - rovina XZ	49
4.9	Schéma zatížení - rovina XZ	51
4.10	Schéma zatížení konzole rolen - rovina XZ	52
4.11	Schéma zatížení konzole rolen - rovina XY	53
4.12	Schéma utavovací nohy	54
4.13	Schéma šroubového spoje	56
5.1	Vybraná varianta - různé pohledy	62
5.2	Vybraná varianta - různé pohledy	63
5.3	Konstrukce sloupu (3D pohled shora a zdola)	64
5.4	Skříňový svařenec sloupu (3D pohled shora a zdola)	64
5.5	Skříňový svařenec sloupu - drátový model	65
5.6	Svařenec patky (3D pohled shora a zdola)	65
5.7	Patka - drátový model	66
5.8	Sestava příčnicku (3D pohled shora a zdola)	66
5.9	Svařenec hlavního příčnicku (3D pohled shora a zdola)	67
5.10	Svařenec hlavního příčnicku - drátový model	67
5.11	Konzole rolen (3D pohled shora a zdola)	68
5.12	Žebro	68
5.13	Horní příčná vzpěra (3D pohled shora a zdola)	69
5.14	Horní příčná vzpěra - drátový model	69
5.15	Dolní příčná vzpěra (3D pohled shora a zdola)	70
5.16	Dolní příčná vzpěra - drátový model	70
5.17	Ustavovací zařízení	71
5.18	Detail ustavovacího zařízení v sestavě	72
5.19	Ustavovací šroub v řezu	72
5.20	Středící zařízení (3D pohled shora a zdola)	73
5.21	Vysítované těleso	73
5.22	Zatížení a uložení tělesa	74

5.23 Průběh napětí na tělese (hodnoty uvedené v tabulce jsou v Nmm^{-2})	75
5.24 Vrtná souprava v chodbě - čelní a boční pohled	76
5.25 Vrtná souprava v chodbě	77

Seznam tabulek

3.1	Vstupní návrhové požadavky	26
4.1	Parametry vrtné hlavy RH 250	41
4.2	Parametry zdvižné převodovky Z-25-RN [4]	43
4.3	Parametry hydromotoru OMM 12,5	45
4.4	Parametry rolny ZRU2EX-1077	53
4.5	Způsob namáhání při montáži a za provozu	58
5.1	Výsledné parametry vrtné soupravy	76

Kapitola 1

Úvod

S počátkem výstavby vodních přehrad, vznikla potřeba měření pohybu (náklonu) jejich hrází. K tomuto sledování se v České republice využívají ve většině případů závěsná (tízná) hrázová kyvadla. Tato kyvadla jsou zavěšena v blízkosti koruny hráze a těleso kyvadla se nachází u základové spáry objektu. Tato měření sledují vychýlení závěsného drátu a umožňují měřit pouze náklon hráze.



Obrázek 1.1: Vodní dílo Orlík [www.cee.siemens.com]

V současné době existuje nová a přesnější metoda sledování pohybů přehradních hrází. Tato metoda je založena na instalaci inverzního kyvadla a na jeho použití v kombinaci s klasickým tížným kyvadlem. Porovnání měření z inverzního a z tížného kyvadla umožňuje odlišit pohyby samotného tělesa hráze (způsobeného např. teplotou) od pohybů tělesa hráze spolu s jeho podložím.

K instalaci inverzního kyvadla jsou potřeba vrty o hloubce 20 až 40 m. Kotva inverzního kyvadla se umísťuje až 10 m pod základovou spárou hráze. Vzhledem k potřebnému rozptylu měřicího drátu, je nutné aby byla zajištěna dostatečná svislost a rovnost vrtu [1].

Právě tato práce se zabývá návrhem vrtné soupravy, která dokáže vytvořit vrt vhodný pro instalaci inverzního kyvadla na vodním díle Orlík (obrázek 1.1). Návrh vychází se zkušeností a požadavků firmy Chemcomex, pro kterou je také vytvářen.

1.1 Cíle práce

Diplomová práce má dosáhnout těchto cílů:

1. Rešerše problematiky hloubkových vrtů
2. Konceptní návrh zařízení pro hloubkové vrtání ve stísněných podmínkách
3. Konceptní návrh řešení problematiky ustavení a kotvení uvnitř tělesa hráze
4. Vypracování návrhových a kontrolních výpočtů všech důležitých uzlů zařízení
5. Detailní rozpracování 3D modelu zařízení
6. Vypracování 2D sestavných výkresů a vybraných výrobních výkresů zařízení
7. Kritické zhodnocení navrženého řešení

Kapitola 2

Rešerše problematiky hloubkových vrtů

V této kapitole je stručné shrnutí současného stavu problematiky hloubkových vrtů v ČR a zahraničí.

2.1 Teorie vtání

Vrtání je metoda sloužící k vytváření válcových otvorů. Patří mezi jednu z nejstarších a nejpožívanějších technologických operací.

2.1.1 Jádrové vrtání

Jde o poměrně starou techniku vrtání. V dnešní době patří k nejrozšířenějším technikám vrtání pro geologické a stavební průzkumy. Jde o vrtání dutým nástrojem ve tvaru mezikružší. Střed vrtaného materiálu zůstává uvnitř nástroje a po určité hloubce vrtu je odlomen. Odlomený kus je jádro které je poté v délce odlomené části vyjmuto [2].

2.2 Vrtné soupravy

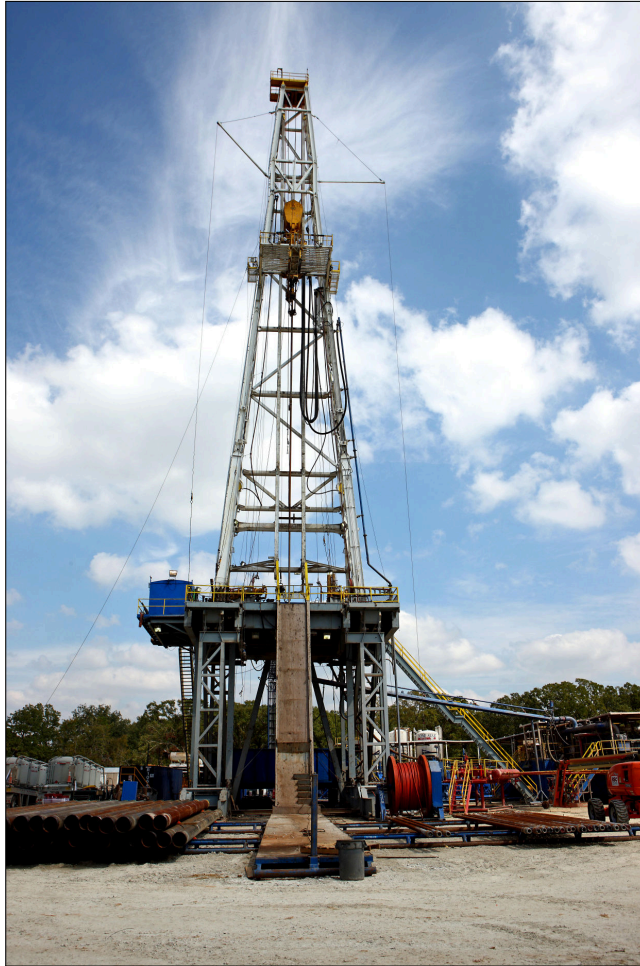
Vrtné soupravy jsou součástí techniky pro provádění vrtných prací. V dnešní době představují kompaktní sestavu technicky náročných strojů a zařízení, které musí zvládat práci i za ztížených terénních a povětrnostních podmínek.

Zařízení a stroje, použité ve vrtných soupravách, musí umožňovat základní vrtné operace. Mezi tyto operace patří schopnost rozpojovat horninu na čele vrtu, získávat vzorek horniny,

manipulovat s vrtným nářadím, očišťovat dno vrtu, vynášet rozrušenou horninu na povrch vrtu a některé další operace, které jsou speciální pro určité druhy vrtání [3].

2.2.1 Základní komponenty vrtných souprav

Vrtná souprava (obrázek 2.1) se skládá z několika základních komponent:



Obrázek 2.1: Vrtná věž [tallys.ca]

Pohonné zařízení

Do těchto zařízení spadají motory, převodovky a regulační zařízení. Pro hlubinné vrtání se používají prakticky všechny druhy motorů. Nejčastěji se používají spalovací nebo elektrické motory pro pohon čerpadel, které pohánějí hydromotory. Ty poté zajišťují samotné vrtání.

Těžní zařízení

Těžní zařízení vrtných souprav slouží ke zvedání a zapouštění vrtné kolony do vrtu a k dalším pomocným pracím. U velkých vrtných souprav tuto funkci vykonávají věže nebo stožáry. U menších vrtných souprav k tomuto účelu slouží rám konstrukce.

Proplachová zařízení

Proplachové zařízení zajišťuje funkci výplachu vrtu. Mezi tyto zařízení patří sací potrubí, kterým výplachové čerpadlo nasává vodu. Z výplachového čerpadla proudí voda pod tlakem, výplachovou hadicí přes výplachovou hlavu a vrtnou kolonu, až na čelo vrtu. Z čela vrtu voda samovolně odtéká prostorem mezi stěnou vrtu a kolonou na povrch. Na povrchu se voda odebírá odsávacím zařízením do čistícího zařízení. Mezi čistící zařízení patří síta, žlaby, hydrocyklony, výplachové nádrže atd., kde je výplach očišťován od nežádoucích příměsí.

Měřicí zařízení

Ve vrtných soupravách se dnes využívá řada měřicích přístrojů. Těmi lze měřit různé klíčové veličiny, důležité pro vrtání. Měřicí zařízení monitorují funkce strojů (motorů, čerpadel atd.), režimu vrtání, jakosti výplachu, fyzikální vlastnosti hornin a další.

2.2.2 Základní rozdělení vrtných souprav

Konstrukce souprav pro vrtání se rozvíjí s vývojem pohonné techniky, přenosů energie a s rozvojem způsobu vrtání. Vzhledem k množství různých způsobů hlubinného vrtání existuje také množství vrtných souprav. Proto lze vrtné soupravy rozdělit podle několika kritérií [2]:

Podle způsobu přepravy

- **Stabilní vrtné soupravy**

Tento typ je zobrazen na obrázku 2.1 a 2.2. Pro přesun takovéto vrtné soupravy je třeba nákladní vozilo nebo jiné transportní zařízení. Menší soupravy lze přepravovat vcelku a větší je nutné demontovat a transportovat po jednotlivých dílech.

- **Převozná vrtná souprava**

Vrtný celek (vrtný agregát, vrtná věž, výplachové čerpadlo atd.) je u tohoto typu nainstalovaný na jednom nebo několika podvozcích. Celé zařízení (obrázek 2.3) lze potom



Obrázek 2.2: Stabilní vrtná souprava [www.anchordrillingrig.com]

zapojit jako přívěs za vozidlo a přepravit tak na místo určení. Tyto soupravy lze použít do hloubky 300 m až 600 m.

- **Pojízdné vrtné soupravy**

Jsou postaveny na podobném principu jako převozná. Vrtný celek je umístěn přímo jako nástavba vozidla, které zajišťuje transport. Pojízdné soupravy (obrázek 2.4) se využívají pro vrty do hloubky cca 300 m.

Podle způsobu podávání vrtného nástroje do záběru

- **Soupravy s ručním pákovým podáváním**
- **Soupravy s diferenciálním podáváním**
- **Soupravy s hydraulickým resp. vzduchovým podáváním**
- **Soupravy s unášečkou¹**

¹Čtyř nebo šestihránná unášecí tyč, která se nachází těsně pod výplachovou hlavou. Touto tyčí je přenášen rotační pohyb z rotačního stolu na celou kolonu vrtného nářadí.



Obrázek 2.3: Přívěsná vrtná souprava [ru.mining-comp.com]

- **Soupravy s mechanickým podáváním (řetězem, lanem a nebo jinou kombinací)**

Podle způsobu přenosu krouticího momentu

- **Přenos vřetenem**

V tomto případě je úvodní trubka (unášečka¹) upnuta přímo v upínací hlavě, která je součástí vřetene. Těmito soupravami lze hloubit vrty horizontální, svislé i šikmé. Používají se hlavně pro jádrové vrtání a při vrtání v podzemí.

- **Přenos pomocí rotačního stolu**

Krouticí moment je přenášen unášečí trubkou, která prochází skrz rotující částí rotačního stolu. Rotační stoly jsou charakterizované tím, že nemají pevné spojení s vrtnou kolonou. Svislý pohyb kolony v rotačním stole je zcela volný. Rotační pohyb je zprostředkován pomocí čtyřhranných (šestihranných) vložek rotačního stolu na čtyřhrannou (šestihrannou) unášečku. Tuto variantu vrtné soupravy lze použít pouze pro vrtání svislých vrtů směrem dolů.



Obrázek 2.4: Pojízdná vrtná souprava [blogsdir.cms.rrcdn.com]

Podle způsobu a technologie vrtání

- Rotační vrtné soupravy jádrové
- Rotační vrtné soupravy plnoprofilové
- Rotační vrtné soupravy pro vrtání bez proplachu
- Vrtné soupravy pro nárazové vrtání
- Vrtné soupravy pro rotačně – příklepné vrtání

Kapitola 3

Koncepční návrh zařízení pro hloubkové vrtání ve stísněných podmínkách

Koncepční návrh vrtné soupravy je vytvářen na základě zkušeností firmy Chemcomex, pro kterou je tato zařízení určeno. Vzniklá vrtná souprava má být součástí vrtné technologie, která má dosahovat při jádrovém vrtání co dokonalejší svislosti vrtu (na 1 m hloubky vrtu maximálně 1 mm odklonu vrtu od svislé osy).



Obrázek 3.1: Chodba vodního díla Orlická

Základní parametry potřebné pro vrtání jádrovým způsobem jsou uvedeny v podkapitole 3.1. Aby vrtná souprava dokázala při dané technologii vrtání dodržet požadovanou svislost vrtu, je při návrhu kladen velký důraz na celkovou tuhost konstrukce, ustavení konstrukce a dostatečné ukotvení do podlahy a zdi. Vrtná souprava by měla pracovat ve stísněných podmínkách chodby na vodním díle Orlick (obrázek 3.1), proto je nutné omezit zástavbové rozměry a umožnit snadnou montáž a demontáž.

3.1 Požadované vlastnosti

V tabulce 3.1 jsou uvedeny požadavky na řešenou vrtnou soupravu. Hodnoty uvedené v této tabulce byly zvoleny na základě zkušeností a požadavků firmy Chemcomex, která je zadavatelem této práce.

Tabulka 3.1: Vstupní návrhové požadavky

Hloubka vrtu (H)	30 m
Průměr vrtu (D)	130 mm
Krouticí moment pro vrtání (M_v)	2 000 Nm
Otáčky pro vrtání (n_{vrt})	200 ot/min
Zdvih vrtací hlavy (h)	1 ÷ 1,5 m
Přítlak (m_{prit})	1 000 kg
Maximální hmotnost kolony (m_{kol})	3 000 kg

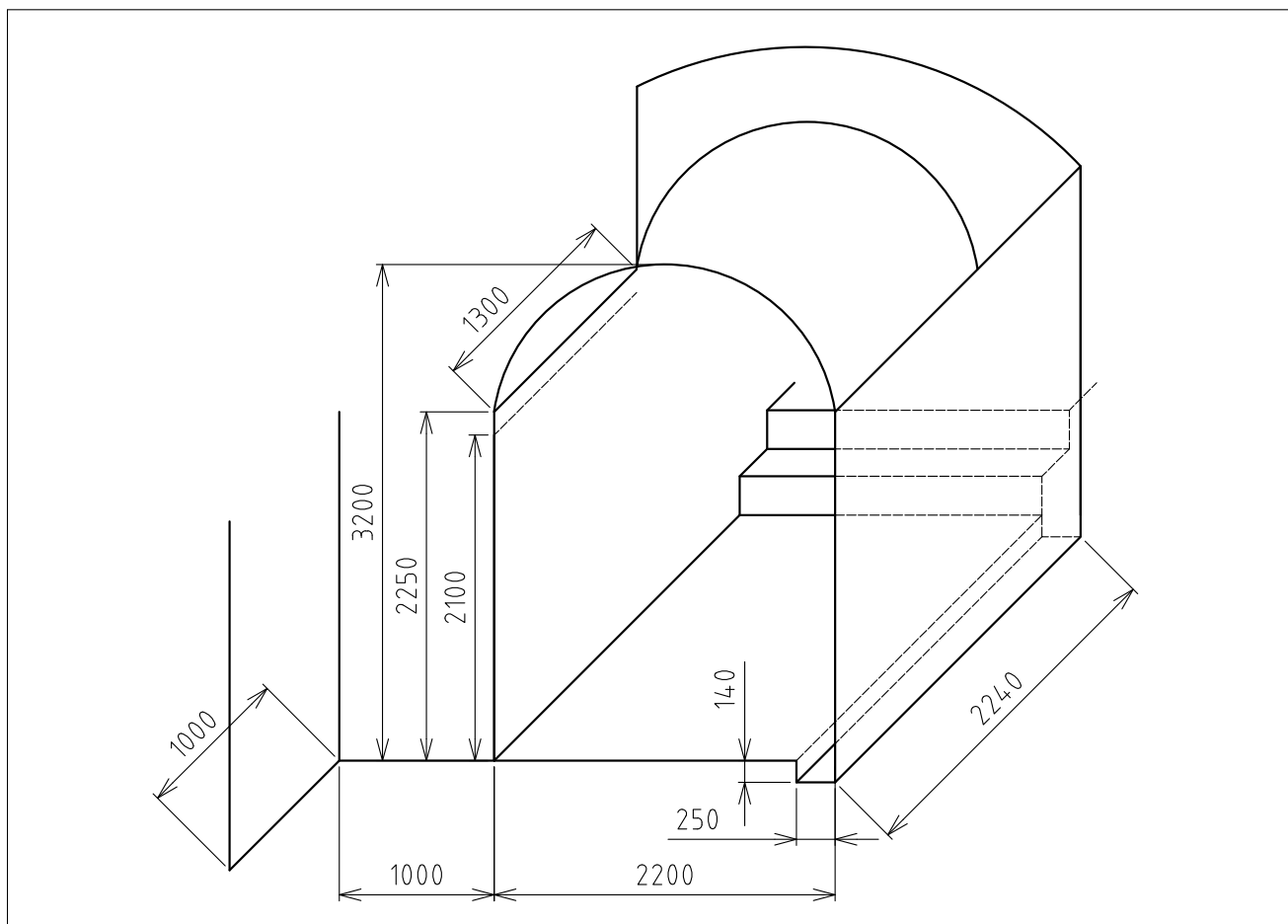
3.2 Pracovní prostor

Na obrázku 3.2 je zobrazeno rozměrové schéma prostoru chodby přehradní hráze vodního díla Orlick. Rozměry chodby jsou uvedeny v milimetrech.

Uvedené rozměrové schéma definuje pracovní prostor o výšce 2100 mm, šířce 1950 mm a délce 1950 mm. Tímto je určen prostor, pro který je nutné navrhovat vrtnou soupravu [1].

3.3 Koncepční návrh rámu

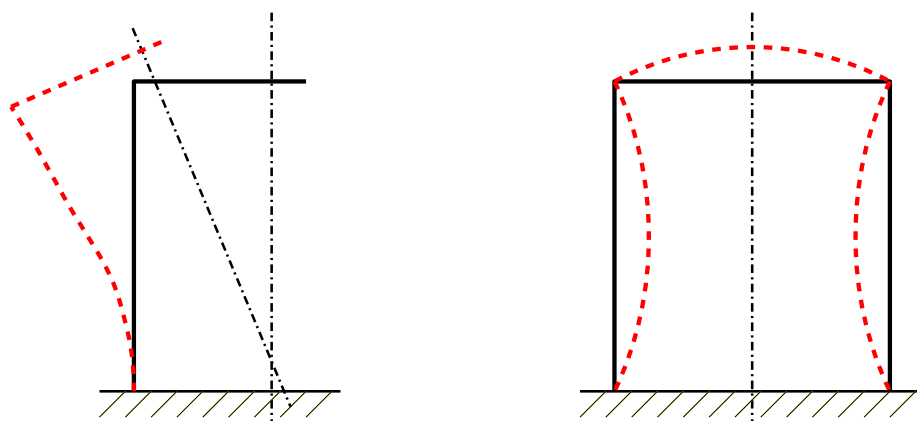
Pro vrtnou soupravu lze použít otevřený nebo uzavřený rám. Na obrázku 3.3 jsou znázorněny obě varianty v nezatíženém stavu (černé těleso) a v zatíženém stavu (červené čárkované těleso).



Obrázek 3.2: Rozměry chodby (v mm) přehradní hráze vodního díla Orlick

Z tohoto obrázku je zřejmé, že samotná konstrukce otevřeného rámu zapříčiní, že se při zatížení osa vrtného zařízení odkloní od osy vrtu. Oproti tomu u uzavřeného rámu se osa při zatížení nevychýlí.

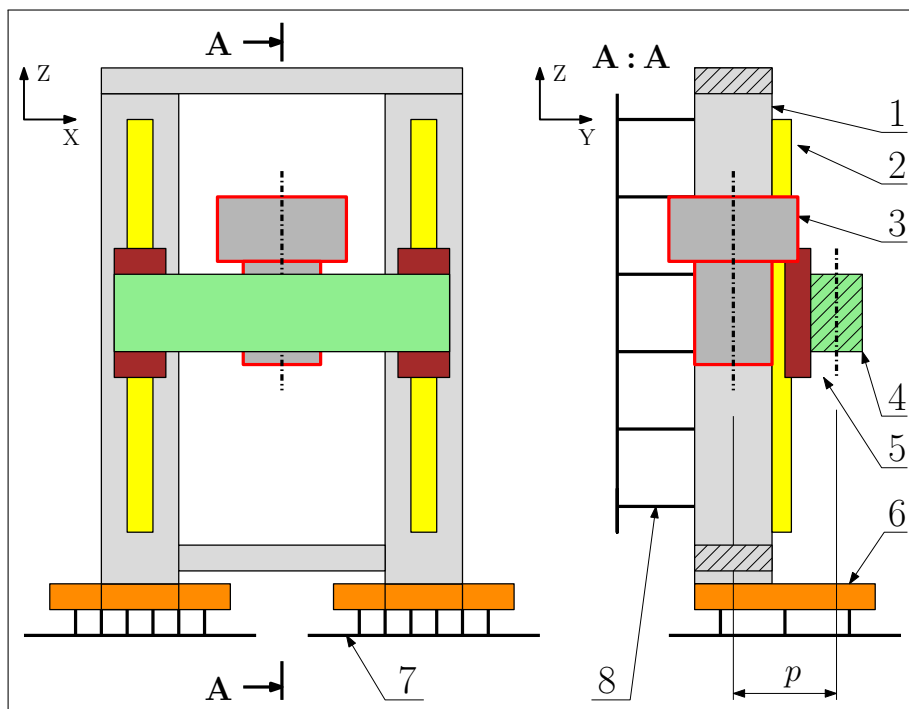
Pro zajištění vysoké tuhosti jsou uvažovány pouze portálové varianty rámu, které jsou zobrazeny na obrázku 3.4 a 3.5. Jedná se o dvě varianty, které se liší umístěním příčného nosníku pozn. 4, který je umístěn mezi dvěma sloupy pozn. 1. Posuv příčníku je zajištěn pomocí lineárního vedení, které se skládá z kolejnice pozn. 2 a vozíku pozn. 5. Sloupy jsou pevně spojeny s patkami pozn. 6 a uchyceny do zdi pomocí ustavovacího systému (pozn. 8). Celé zařízení stojí na dalším ustavovacím systému pozn. 7, který je ukotven v podlaze. Dále je na obrázcích 3.4 a 3.5 pod poznámkou 3 zobrazen motor pro vrtání.



Obrázek 3.3: Otevřený a uzavřený rám

3.3.1 Rám s příčnickem mimo osu

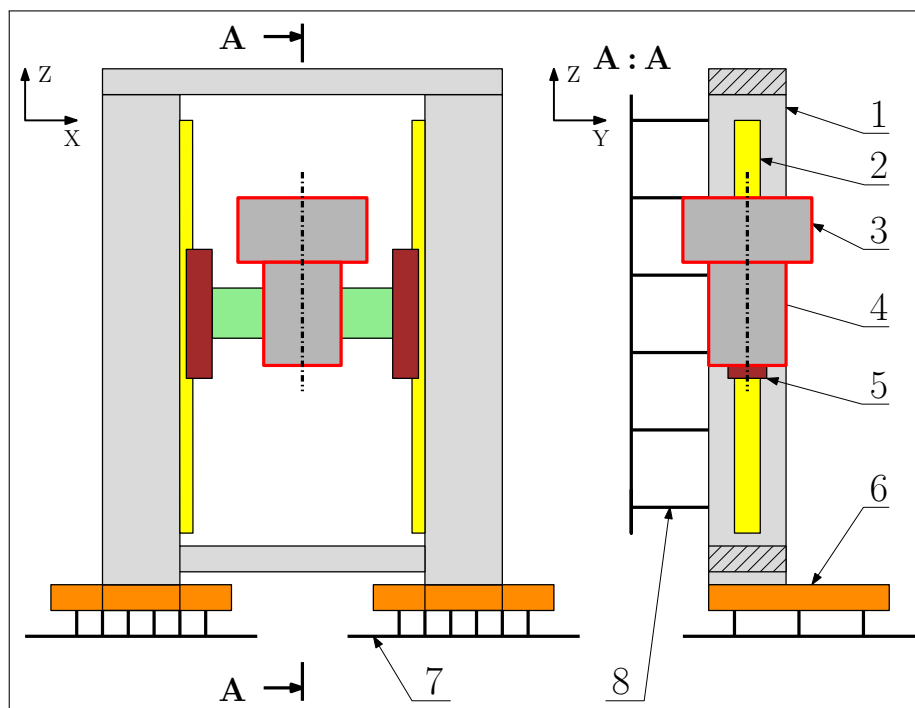
V tomto případě se příčník nachází mimo osu vrtání (obrázek 3.4). Tato konstrukce není z hlediska namáhání konstrukce zcela výhodná, protože na lineární vedení v této variantě působí v rovině YZ moment M_z . Ten vzniká od síly působící na motor, který je umístěn rameni p (vzdálenost mezi svislou osou motoru a příčnicku).



Obrázek 3.4: Schéma soupravy s lin. vedením mimo osu vrtání

3.3.2 Rám s příčnickem v ose

Na obrázku 3.5 je zobrazeno schéma konstrukce rámu, ve kterém je svislá osa motoru totožná se svislou osou příčnicku (v rovině YZ). Výhodou tohoto uspořádání je absence momentu M_z , který byl popsán v předchozí podkapitole 3.3.1.



Obrázek 3.5: Schéma soupravy s lin. vedením v ose vrtání

3.4 Konceptní návrh pohonů

Vrtná souprava má mít kompaktní rozměry a také má pracovat v uzavřené chodbě hráze, jak je uvedeno v podkapitole 3.1. Z toho důvodu nelze použít spalovací motory, proto v konceptním návrhu jsou zohledněny pouze hydromotory a elektromotory.

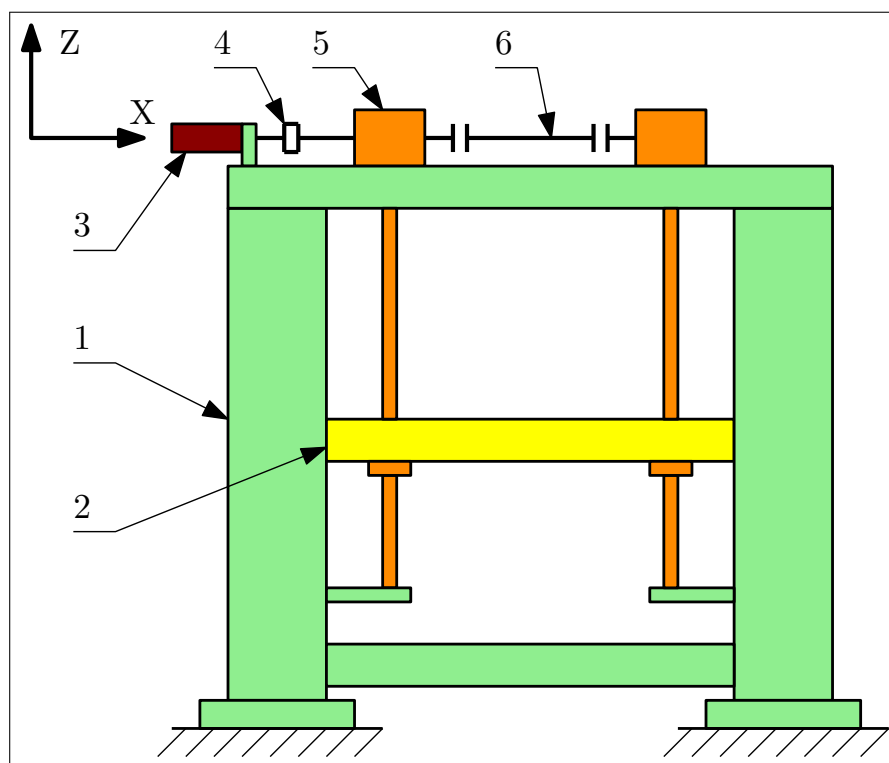
K vrtání je za třeba velký kroučící moment $M_v = 2000 \text{ Nm}$, který má motor dosahovat od nulových otáček. Tento požadavek by splňoval elektromotor s převodovkou (popř. i s frekvenčním měničem), ale s ohledem na prostor a povahu konstrukce je vhodnější použít hydromotor. Ten je kompaktnější, má menší zástavbové rozměry a hmotnost oproti samotnému elektromotoru. Hydromotor má také vhodné výkonnostní parametry a momentovou charakteristiku, proto je schopen od nulových otáček dosahovat téměř maximálních kroučících momentů. Pro

pohon hydromotoru je třeba zajistit tlakovou kapalinu, kterou zajistí čerpadla poháněná elektromotory. Z těchto důvodů bude pro pohon vrtání použit hydromotor.

Pro svislý posuv příčnicku bude použit, z podobných důvodů jako při vrtání, hydraulický pohon. V případě posuvů lez využít dvě varianty uvedené v následujících podkapitolách 3.4.1 a 3.4.2.

3.4.1 Posuv pomocí zdvižných převodovek

V tomto případě (obrázek 3.6) je pro pohon použit rotační hydromotor pozn. 3, který pohání dvě zdvižné převodovky pozn. 5. Hydromotor i převodovky jsou uchyceny v rámové konstrukci pozn. 1. Obě zdvižné převodovky jsou mezi sebou propojeny hřídelí pozn. 6. Zdvižné převodovky se skládají z kuželočelní převodovky, hřídele s trapézovým nebo kuličkovým závitem a z matice, na kterou dosedá příčnicku pozn. 2. Převod rotace z hydromotoru do zdvižné převodovky je zajištěn pomocí pojistné střížné spojky pozn. 4. Střížná spojka má v mechanismu zabránit přetížení převodovek, při selhání pojistného ventilu v hydraulickém systému.

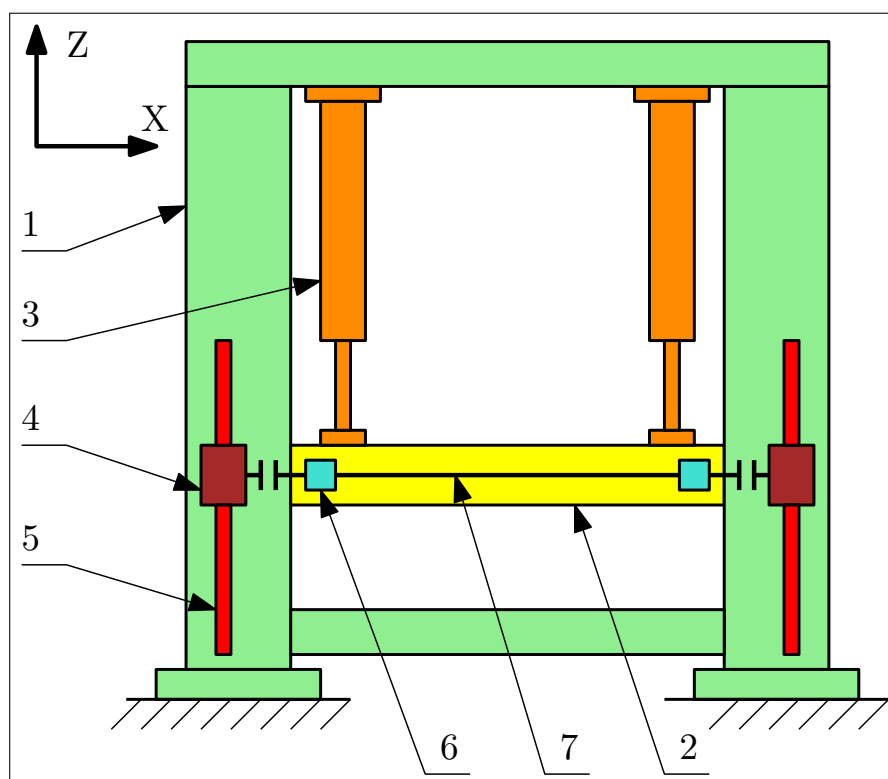


Obrázek 3.6: Schéma soupravy s použitím zdvižných převodovek

3.4.2 Posuv pomocí hydraulických válců

Jak název podkapitoly napovídá, v této variantě posuvu (obrázek 3.7) jsou použity dva hydraulické válce pozn. 3, které jsou na jedné straně uchyceny v rámu konstrukce pozn. 1 a na straně druhé v příčnicku pozn. 2.

Protože je nutné, aby se oba válce vysouvaly a zasouvaly synchronně, je využito ozubených kol pozn. 4 a ozubených hřebenů pozn. 5. Ozubená kola jsou mezi sebou propojena hřídelem, který je připojen k příčnicku pozn. 2 pomocí ložiskových domků pozn. 6. Naopak ozubené hřebeny jsou připevněny k rámu. Tento systém zajistí potřebnou synchronizaci.



Obrázek 3.7: Schéma soupravy s použitím hydraulických válců

3.5 Konceptní návrh lineárního vedení

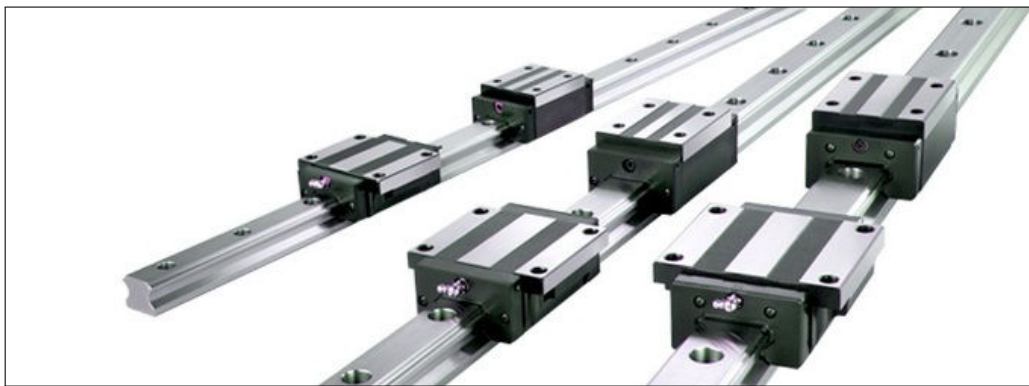
Ve vrtné soupravě je nutné použít dvojici lineárních vedení, jak je zřejmé z obrázků 3.4 a 3.5. Lineární vedení má za úkol vymezovat pohyb příčnicku a přenášet reakce z příčnicku do rámu vrtné soupravy, tak aby nedocházelo k parazitnímu namáhání závitové dvojice trapézového závitu momentem a boční silou. Do pohybového šroubu může být vnesena pouze osová síla.

Všechny ostatní silové vlivy jako jsou momenty a boční síly musí zachytit lineární vedení. V opačném případě dochází ke vzniku pružných deformací a nesouososti závitové dvojice. To způsobuje lokální přetížení kontaktní tlaků v závitě a značného opotřebení závitové plochy.

K této aplikaci nejvíce vyhovuje použití kolejničky a kombinovaných roln nebo kuličkového vedení. Tyto dvě varianty jsou rozebrány v následujících podkapitolách.

3.5.1 Kuličkové vedení

Typ provedení kuličkového vedení, který lze použít pro řešenou vrtnou soupravu, je zobrazen na obrázku 3.8. Jedná se o přesné lineární vedení umožňující lineární pohyb pomocí kuliček jako valivých segmentů. Většina kuličkových vedení obsahuje čtyři kuličkové oběžné dráhy s kuličkami uloženými v plastové kleci.



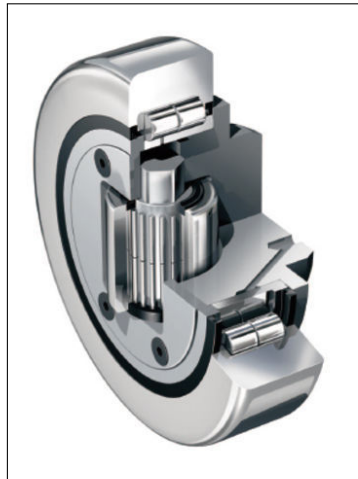
Obrázek 3.8: Kuličkové vedení [www.bhktrading.com]

Výhodou toho typu vedení je vysoká přesnost, bezvůlovost, možnost nastavení předpětí. Nevýhodou je vyšší cena, nutnost nepřetěžovat vozík klopnými momenty a vysoký požadavek na čistotu prostředí.

3.5.2 Kombinované rolny

Na obrázku 3.9 je zachycen příklad kombinované rolny, kterou lze v lineárním vedení pro vrtnou soupravu použít. Kombinovaná rolna se skládá ze dvou styčných ploch - axiální a radiální. Axiální styčná plocha je tvořena vnitřním válečkem a radiální styčná plocha vnějším válcovitým prstencem.

Protože je třeba ve vedení dosáhnout určitého předpětí, vhodnou volbou jsou kombinované rolny s excentrickým uložením. Tyto rolny umožňují vyosení radiální styčné plochy od hlavní

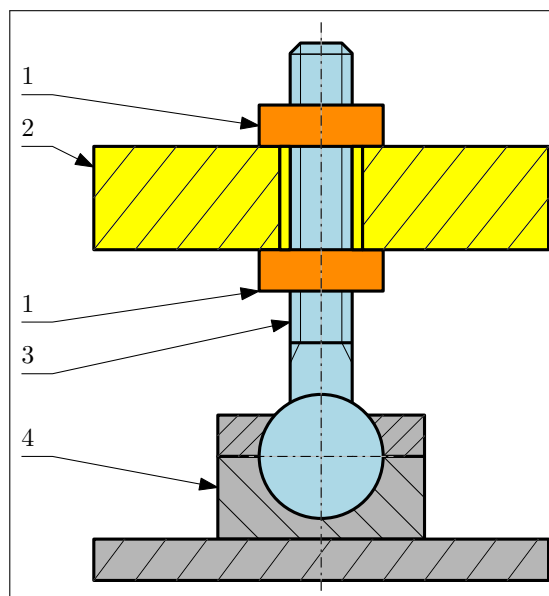


Obrázek 3.9: Rolny [usinenouvelle.com]

osy rolny, čímž se docílí požadovaného předpětí. U těchto roln je také možno určovat vysunutí axiální styčné plochy, čímž se zajistí předepnutí i v axiálním směru.

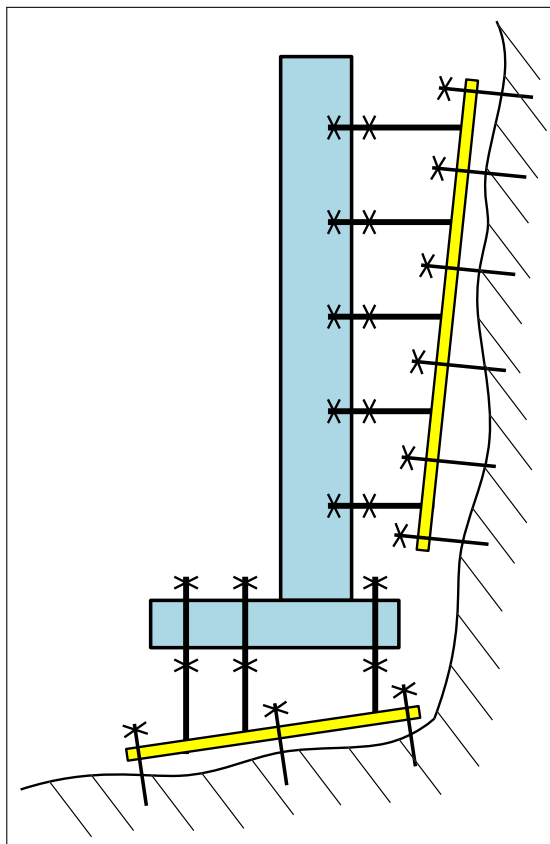
3.6 Konceptní návrh ustavení

Před samotným vrtáním je důležité zajistit svislost celého vrtného zařízení. K tomu slouží ustavovací zařízení.



Obrázek 3.10: Ustavovací noha

Celková koncepce a funkce ustavovacího zařízení je znázorněná na obrázku 3.11. Hlavní ustavovací prvek se nachází na podlaze, kde se postupným nastavením utavovacích nohou vrtné zařízení ustaví do svislé polohy. Druhý prvek se nachází na zdi. Jeho pomocí se vrtná souprava zajistí a předepne, tím dojde k zvýšení tuhosti celé vrtné soupravy.



Obrázek 3.11: Ustavení a ukotvení vrtné soupravy

Jak ustavovací zařízení na podlaze, tak i zařízení na zdi, je založeno na stejném principu. Na obrázku 3.12 je zobrazen detail ustavovacího zařízení. Základem jsou desky (pozn. 4), která jsou vždy ukotvena do betonu chodby. Do desek jsou sféricky uchyceny šroubové tyče (pozn. 3), kterými půjde vrtná souprava (pozn. 2) pomocí matic (pozn. 1) seřídit.

3.7 Konceptní návrh ukotvení

Kotvení je důležitý prvek vrtné soupravy, má za úkol pevně spojit soupravu s chodbou přehrady. Chodba přehrady je zhotovena z betonu, proto lze pro ukotvení použít pevnostní ocelové kotvy nebo chemické kotvy.



Obrázek 3.12: Ocelova pevnostni kotva ATS [www.ataxtech-eshop.cz]

Pevnostní ocelové kotvy (obrázek 3.10) jsou založeny na principu kombinace tvarového a rozpěrného spoje. V tomto případě je přenos tahové síly zajištěn rozpěrným tlakem kotvy ve vyvrtaném otvoru a současně tvarovým spojením v dutinách podkladního materiálu.

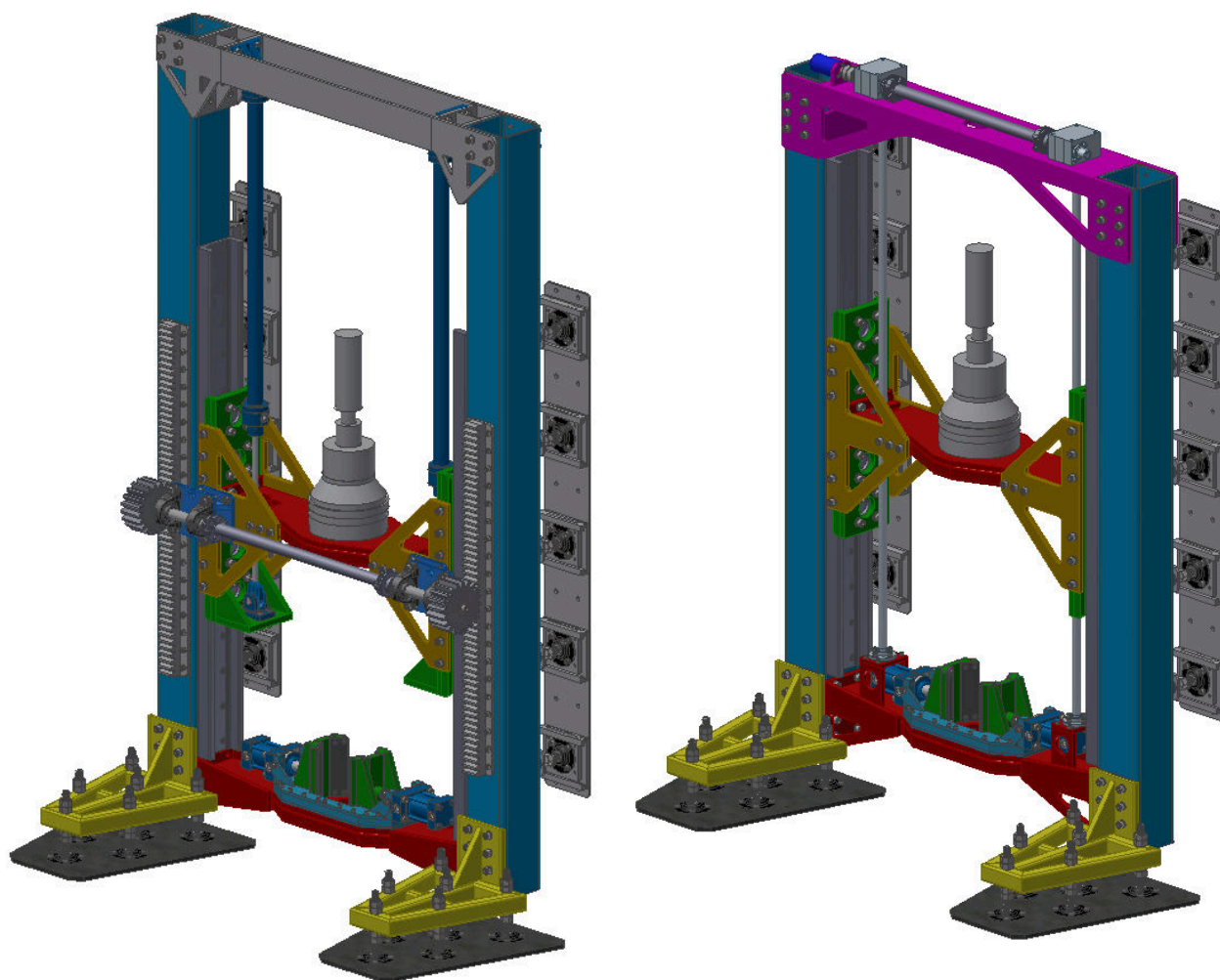


Obrázek 3.13: Příklad použití chemických kotev [almanaracoring.com]

Chemické kotvy patří mezi tmelené a lepené spoje, příklad jejich použití je zobrazen na obrázku 3.13. U těchto spojů nevzniká tlak na stěny otvorů a nedochází tedy k napětí v podkladním materiálu. Z toho důvodu je únosnost spoje dána kvalitou lepeného nebo tmeleného spoje a soudržností základního materiálu. Lepené a tmelené spoje se dále vyznačují tím, že jsou těsné a zabraňují vnikání vlhkosti do prostoru mezi tělem kotvy a stěnou podkladního materiálu.

3.8 Koncepční návrh celé vrtné soupravy

V této podkapitole jsou popsány dvě varianty vrtné soupravy, které vycházejí z předchozích koncepcí. Jak je zřejmé z obrázku 3.14, obě varianty vycházejí z podobného rámu, který je portálový. Rám je šroubovaný a skládá se ze dvou sloupů, dvou patek, dvou příčných vzpěr a jednoho posuvného příčníku. Obě varianty mají totožný systém uchycení do zdi a podlahy. Maximální zdvih je v obou případech 1 000 mm.

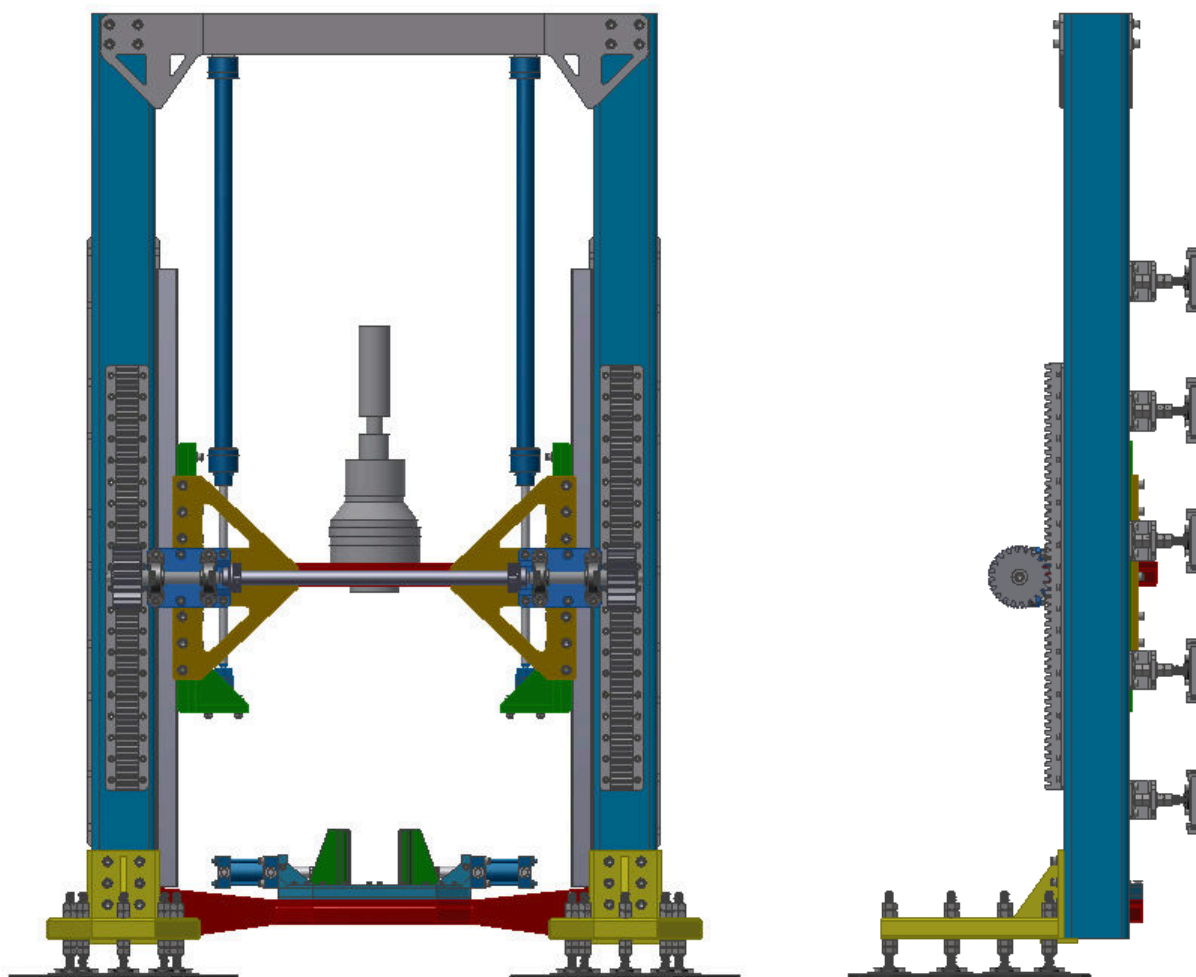


Obrázek 3.14: Varianta 1 a 2

3.8.1 Koncepční varianta 1

V této variantě je použit posuv příčníku pomocí hydraulických válců a jejich synchronizace pomocí ozubených kol a hřebení, jak bylo popsáno v podkapitole 3.4.2. Sestava je zobrazena

na obrázku 3.14 vlevo a na dvou pohledech na obrázku 3.15.



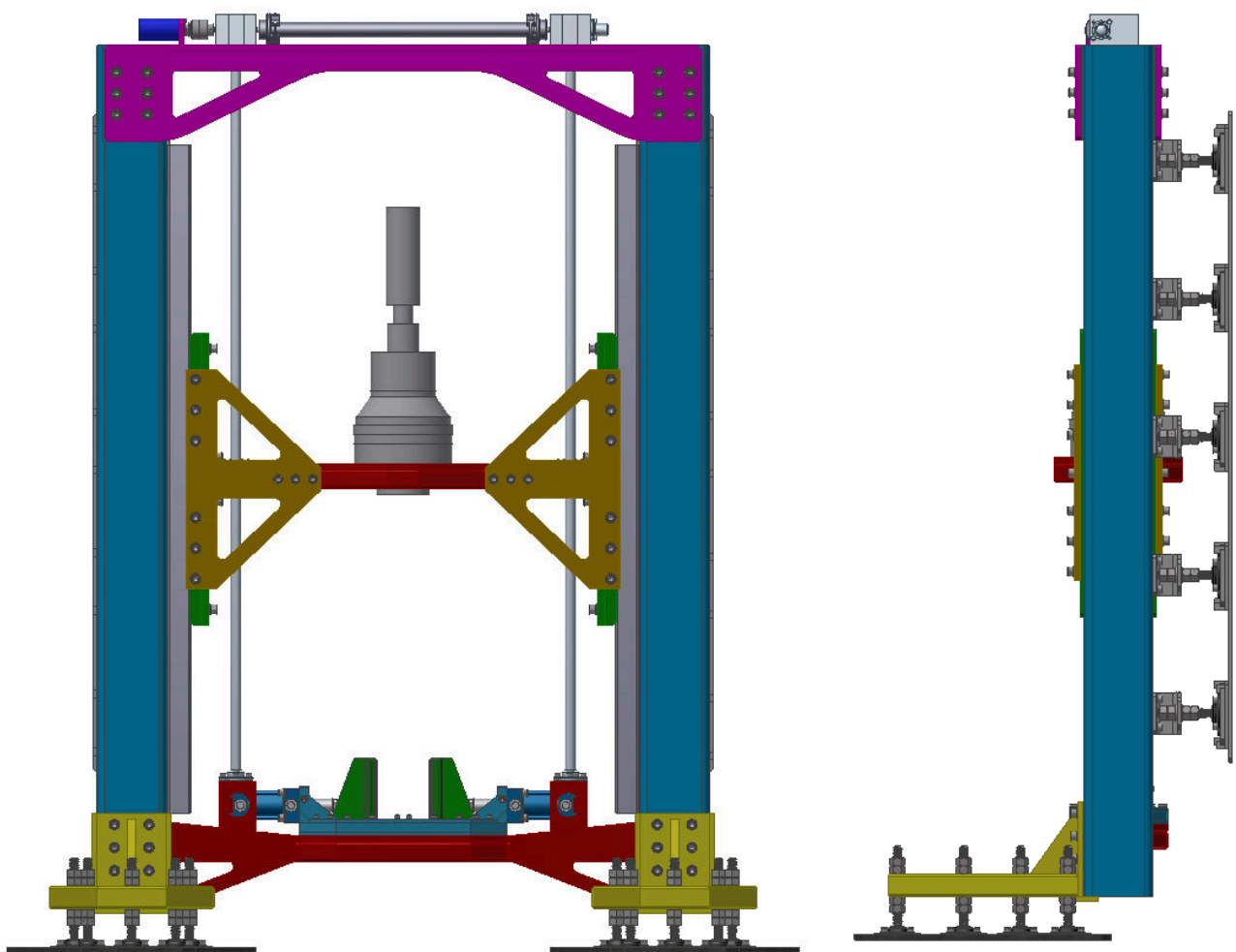
Obrázek 3.15: Varianta 1 - přední a boční pohled

3.8.2 Konceptní varianta 2

Druhá varianta je založena na použití zdvižných převodovek, jak bylo uvedeno v podkapitole 3.4.1. Na obrázku 3.16 jsou vykresleny pohledy na danou variantu.

3.8.3 Výběr konceptní varianty

Na obrázku 3.17 jsou zobrazeny obě konceptní varianty v přehradní chodbě (konceptní varianta 1 vlevo a konceptní varianta 2 vpravo). V této situaci je zřejmé, že konceptní varianta 1 dosahuje hraniční výšky, kdy už téměř dochází ke kontaktu vrchu vrtné soupravy se stropem.



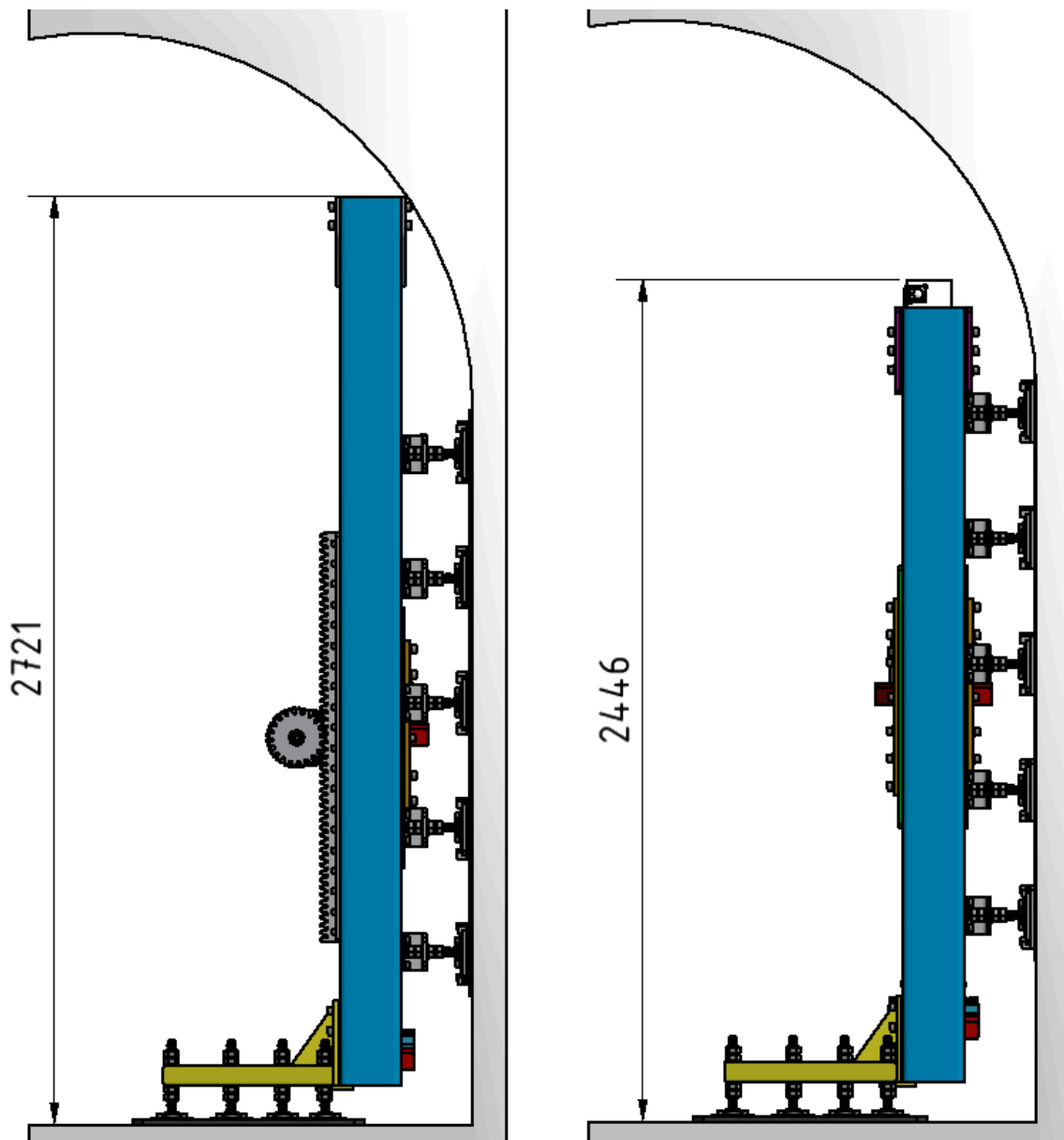
Obrázek 3.16: Varianta 2 - přední a boční pohled

Použitím hydraulických válců se lépe zajistí přítlačná síla pro vrtání, kapalina v hydraulických válcích také dokáže ztlumit případné rázy. Nevýhodou této koncepční varianty je nutnost synchronizace válců a nutnost brzdění příčnicku při zastavení pohybu pomocí hydraulických zámků nebo mechanické brzdy. Větší zástavbové rozměry také způsobí složitější montáž a demontáž zařízení.

Jak je naznačeno na obrázku 3.17 koncepční varianta 2 má menší celkovou výšku a to o 275 mm než koncepční varianta 1, což usnadňuje montáž a demontáž zařízení. Také cena i hmotnost koncepční varianty 1 bude nižší než koncepční varianty 2. Nevýhodou této varianty je, že přítlak pro vrtání může přenášet případné rázy přímo do mechanických součástí. Proto bude nejspíš docházet k opotřebení trapézových matic a šroubů.

Po předložení obou koncepčních variant firmě Chemcomex a konzultaci jejich výhod a nevýhod. Firma zvolila jako lepší a výhodnější koncepční variantu číslo 2. Tato varianta byla

schválena a vybrána pro další detailnější zpracování.



Obrázek 3.17: Výškové porovnání koncepčních variant 1 a 2

Kapitola 4

Návrhové a kontrolní výpočty důležitých uzlů vybrané varianty

V této kapitole jsou uvedeny potřebné návrhové výpočty pro vybranou variantu, která byla zvolena v podkapitole 3.8.3. Všechny návrhové výpočty jsou tvořeny na základě požadovaných vlastností uvedených v podkapitole 3.1.

4.1 Návrh hydromotoru pro vrtání

Výkon hydromotoru pro vrtání P_a [kW]:

$$P_a = M \cdot \frac{\pi \cdot n}{30\,000} \quad (4.1)$$

$$P_a = 2\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 200}{30\,000} \quad (4.2)$$

$$P_a = 41,9 \text{ kW} \quad (4.3)$$

kde $M = 2\,000 \text{ Nm}$ je krouticí moment hydromotoru

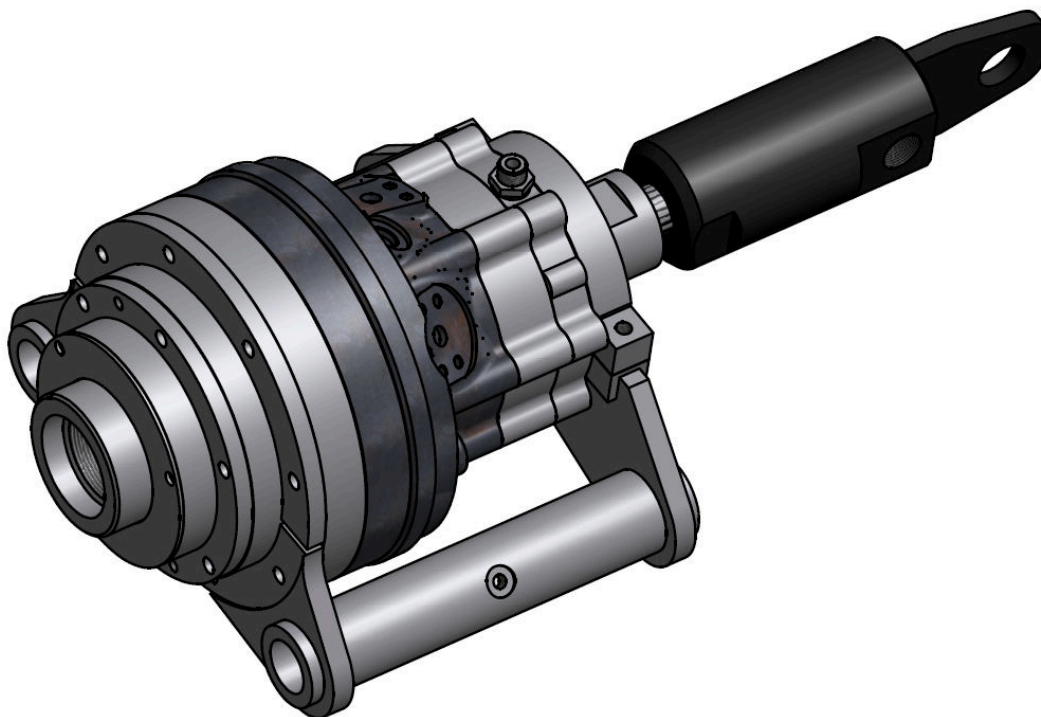
$n_a = 200 \text{ ot/min}$ jsou otáčky hydromotoru pro vrtání

4.1.1 Výběr hydromotoru

Na základě požadavků byla vybrána celá vrtná hlava RH 250 firmy Jano (obrázek 4.1). Tato vrtá hlava obsahuje jednorychlostní hydromotor a přívod vody pro vrtání. Její parametry jsou uvedeny v tabulce 4.1.

Tabulka 4.1: Parametry vrtné hlavy RH 250

Geometrický objem hydromotoru	627 m ³
Krouticí moment hydromotoru	9,97 Nm/bar
Krouticí moment při 210 bar	2 094 Nm
Otáčky při průtoku 120 l/min	191 ot/min
Hmotnost	75 kg



Obrázek 4.1: Vrtná hlava Jano RH 250

4.2 Návrh zdvižné převodovky

Návrhové výpočty jsou prováděny podle výpočtových vztahů výrobce zdvižných převodovek, které uvádí ve svém katalogu [4].

Geometrie závitové tyče I [mm⁴]:

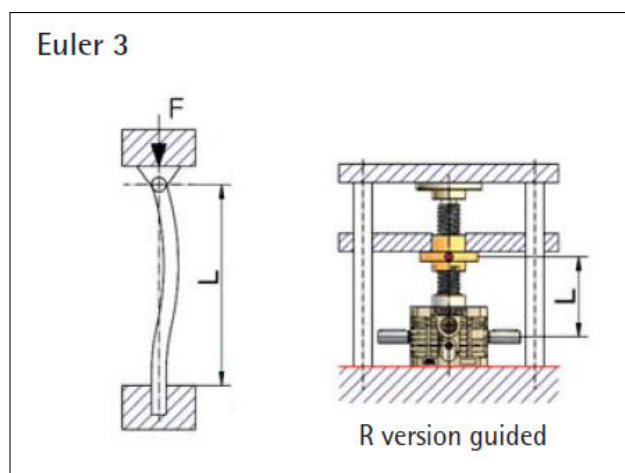
$$I = \frac{F_a \cdot v (0,7 \cdot L)^2}{\pi^2 \cdot E_t} \quad (4.4)$$

$$I = \frac{5\,000 \cdot 3 (0,7 \cdot 14\,000)^2}{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \quad (4.5)$$

$$I = 6\,950,6 \text{ mm}^4 \quad (4.6)$$

kde $F_a = 5\,000\text{ N}$ je axiální tlaková síla působící na trapézový šroub
 $v = 3$ je bezpečnostní koeficient
 $L = 14\,000\text{ mm}$ je činná délka trapézového šroubu
 $E_t = 2,1 \cdot 10^5\text{ Nmm}^{-2}$ je modul pružnosti materiálu trapézového šroubu

Koeficient 0,7 vychází ze způsobu namáhání zdvižných převodovek, které dopovídá třetímu typu namáhání na vzpěr podle katalogu výrobce (obrázek 4.2).



Obrázek 4.2: Třetí případ vzpěru [4]

Průměr jádra závitové tyče d_3 [mm]:

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot I}{\pi}} \quad (4.7)$$

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 6\,950,6}{\pi}} \quad (4.8)$$

$$d_3 = 19,398\text{ mm} \quad (4.9)$$

4.2.1 Volba zdvižné převodovky

Na základě výpočtů a zadaných hodnot byla zvolena zdvižná převodovka Z-25-RN od firmy ZIMM. V tabulce 4.2 jsou uvedeny její parametry [4].

Tabulka 4.2: Parametry zdvižné převodovky Z-25-RN [4]

Maximální tahové/tlakové zatížení	25 kN
Nominální otáčky	1 500 ot/min
Maximální otáčky	3 000 ot/min
Rozměr závitu	Tr 30x6
Převodový stupeň	6:1
Hmotnost převodovky	3,8 kg
Hmotnost závitové tyče	4,5 kg/m
Maximální vstupní krouticí moment M_{max} (při 1 500 ot/min)	18 Nm
Ztrátový krouticí moment M_L	0,36 Nm

4.3 Návrh hydromotoru pro zdvih a přítlak

Vstupní krouticí moment zdvižné převodovky M_{Gi} [Nm]:

$$M_{Gi} = \frac{F_a \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_G \cdot \eta_{sc} \cdot i} + M_L \quad (4.10)$$

$$M_{Gi} = \frac{15\,000 \cdot 6}{2000 \cdot \pi \cdot 0,87 \cdot 0,391 \cdot 6} + 0,36 \quad (4.11)$$

$$M_{Gi} = 7,378 \text{ Nm} \quad (4.12)$$

kde $F_a = 15\,000 \text{ N}$ je axiální síla působící na trapézový šroub
 $P = 6$ je rozteč závitu
 $\eta_G = 0,87$ je účinnost převodovky
 $\eta_{sc} = 0,391$ je účinnost závitové dvojice
 $i = 6$ je převodový poměr převodovky
 $M_L = 0,36 \text{ Nm}$ ztrátový moment převodovky

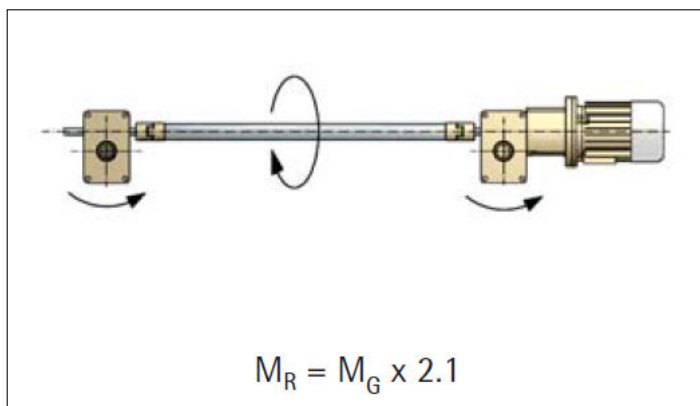
Krouticí moment hydromotoru M_G [Nm]:

$$M_G = 2,1 \cdot M_{Gi} \quad (4.13)$$

$$M_G = 2,1 \cdot 7,378 \quad (4.14)$$

$$M_G = 15,494 \text{ Nm} \quad (4.15)$$

Koeficient 2,1 vychází z katalogu výrobce z obrázku 4.3.



Obrázek 4.3: Zapojení převodovek [4]

Výkon hydromotoru pro posuv P_b [kW]:

$$P_b = \frac{M_G \cdot n_b}{9\,550} \quad (4.16)$$

$$P_b = \frac{M_G \cdot 1\,500}{9\,550} \quad (4.17)$$

$$P_b = 2,434 \text{ kW} \quad (4.18)$$

kde $n_b = 1\,500$ ot/min jsou otáčky hydromotoru pro posuv

4.3.1 Volba hydromotoru

Na základě výpočtů byl vybrán hydromotor OMM 12,5 od firmy Danfoss (obrázek 4.4). Jeho parametry jsou uvedeny v tabulce 4.3.



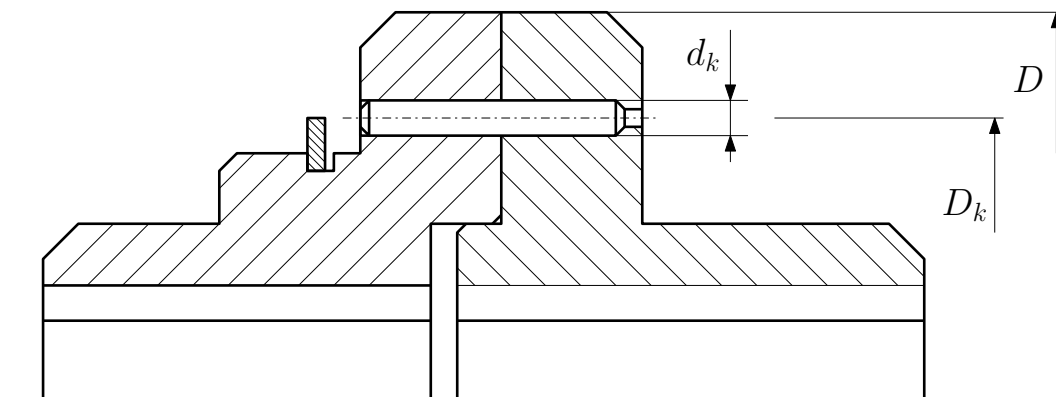
Obrázek 4.4: Hydromotor OMM 12,5 [www.hydra.dk]

Tabulka 4.3: Parametry hydromotoru OMM 12,5

Geometrický objem hydromotoru	12,5 cm ³
Maximální krouticí moment hydromotoru	16 Nm
Maximální výkon	2,4 kW
Maximální otáčky	1 550 ot/min

4.4 Návrh pojistné spojky se střížným kolíkem

Spojka funguje na principu přestřížení válcového kolíku (obrázek 4.5), který je umístěn mezi dvěma přírubami. Příruby jsou s hřídeli spojeny pomocí per a zajištěny stavěcími šrouby. Spojka má pojistnou funkci. Zabraňuje přetížení zdvižných převodovek [5].



Obrázek 4.5: Schéma střížné spojky

Návrh předběžného průměru kotouče spojky D'_s [mm]:

$$D'_s = 2,5 \cdot d_G \quad (4.19)$$

$$D'_s = 2,5 \cdot d_G \quad (4.20)$$

$$D'_s = 40 \text{ mm} \quad (4.21)$$

kde $d_G = 16 \text{ mm}$ je průměr výstupní hřídele převodovky

Návrh předběžného průměru roztečné kružnice střížného kolíku D'_k [mm]:

$$D'_k = 0,8 \cdot D'_s \quad (4.22)$$

$$D'_k = 0,8 \cdot 40 \quad (4.23)$$

$$D'_k = 32 \text{ mm} \quad (4.24)$$

Předběžná střižná síla na průměru F'_k [N]:

$$F'_k = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot M_{max} \cdot 10^3}{D'_k} \quad (4.25)$$

$$F'_k = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 36 \cdot 10^3}{32} \quad (4.26)$$

$$F'_k = 2\,362,5 \text{ N} \quad (4.27)$$

kde $M_{max} = 36 \text{ Nm}$ je maximální vstupní krouticí moment převodovky

Předběžný průměr kolíku [mm]:

$$d'_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F'_k}{\pi \cdot \tau_{ps}}} \quad (4.28)$$

$$d'_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 2\,362,5}{\pi \cdot 280}} \quad (4.29)$$

$$d'_k = 3,2776 \text{ mm} \quad (4.30)$$

kde $\tau_{ps} = 280 \text{ Nmm}^{-2}$ je mez pevnosti ve smyku materiálu kolíku

Na tomto základě d'_k je vybrán KOLÍK 3 x 40 A ISO 2338.

Střižná síla na průměru D_k F_k [N] :

$$F_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot \tau_{ps} \quad (4.31)$$

$$F_k = \frac{\pi \cdot 3^2}{4} \cdot 280 \quad (4.32)$$

$$F_k = 1\,979,2 \text{ N} \quad (4.33)$$

kde $d_k = 3 \text{ mm}$ je průměr kolíku

Výpočet průměru roztečné kružnice střižného kolíku D_k [mm]:

$$D_k = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot M_{max} \cdot 10^3}{F_k} \quad (4.34)$$

$$D_k = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 36 \cdot 10^3}{1\,979,2} \quad (4.35)$$

$$D_k = 38,2 \text{ mm} \quad (4.36)$$

Skutečný průměr příruby spojky D [mm]:

$$D = \frac{D_k}{0,8} \quad (4.37)$$

$$D = \frac{32,8}{0,8} \quad (4.38)$$

$$D = 47,746 \text{ mm} \quad (4.39)$$

4.4.1 Kontrola otláčení kolíku

Činná délka kolíku l_k [mm]:

$$l_k = 0,4 \cdot l_k \quad (4.40)$$

$$l_k = 0,4 \cdot l_k \quad (4.41)$$

$$l_k = 16 \text{ mm} \quad (4.42)$$

kde $l_k = 40 \text{ mm}$ je délka kolíku

Činná plocha kolíku na otláčení S [mm²]:

$$S = d_k \cdot l_k \quad (4.43)$$

$$S = 3 \cdot 16 \quad (4.44)$$

$$S = 48 \text{ mm}^2 \quad (4.45)$$

Tlak v kolíku p_k [MPa]:

$$p_k = \frac{F_k}{S} \quad (4.46)$$

$$p_k = \frac{F_k}{S} \quad (4.47)$$

$$p_k = 41,233 \quad (4.48)$$

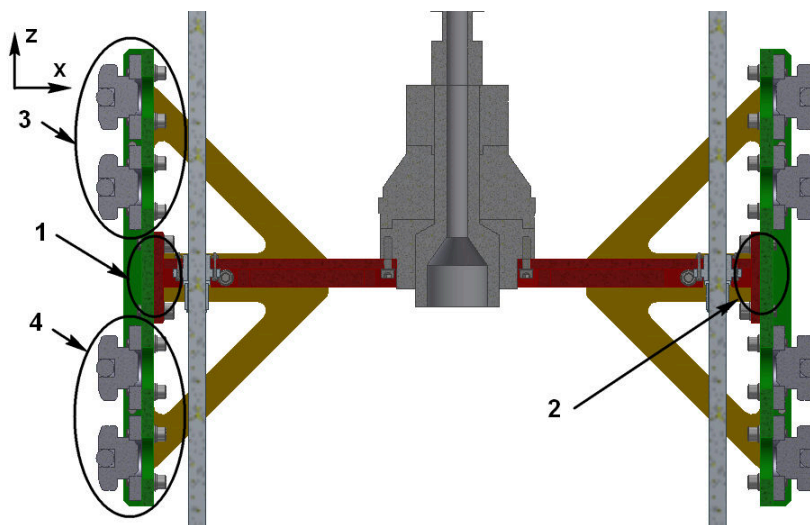
Návrh vyhovuje, protože $p_k = 41,233 \text{ MPa} < p_d = 63 \text{ MPa}$.

4.5 Návrh lineárního vedení

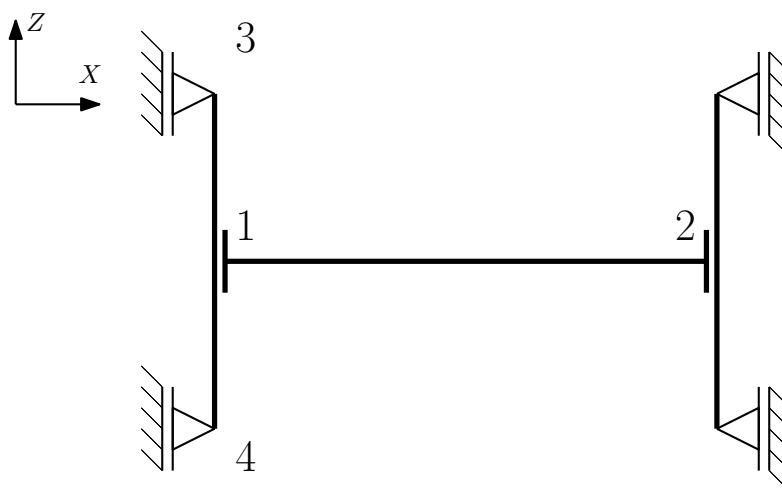
Z podkapitoly 3.8.3 vyplývá, že budou pro lineární vedení použity kombinované rolny s excentrem. Ty je třeba dimenzovat na největší zatížení ve dvou svých rovinách. V rovině XZ největší

zatížení nastává při vytahování kolony z vrtu a v rovině XY je lineární vedení nejvíce zatěžováno od reakčního momentu způsobeného vrtným motorem při vrtání. Pro další výpočty je zaveden zjednodušený model, který je zobrazen na obrázku 4.6.

Pro návrh v rovině XZ je schéma z obrázku 4.7 rozděleno na dvě části - na příčník (nosník mezi body 1 a 2) a konzoli lineárního vedení (nosník mezi body 3 a 4). Na jedné konzoli se vždy nacházejí čtyři rolny a v bodech 3 a 4 se vždy budou nacházet dvě rolny.



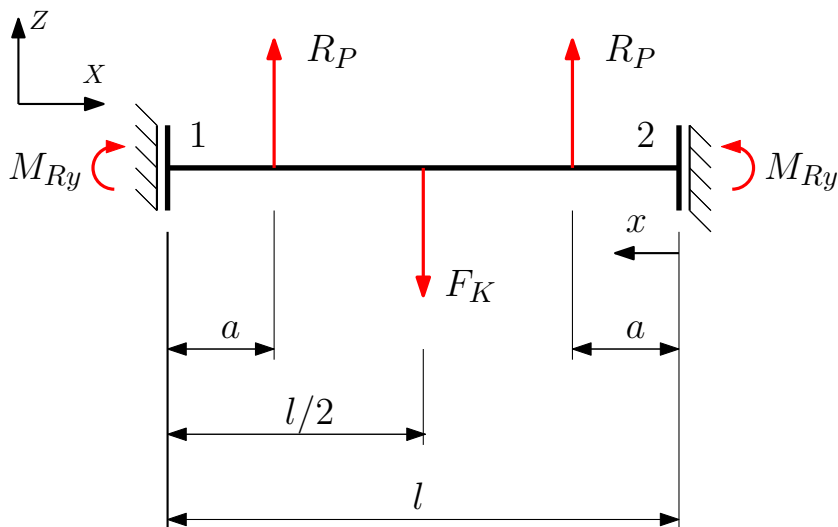
Obrázek 4.6: Reálný model a jeho zjednodušené schéma



Obrázek 4.7: Reálný model a jeho zjednodušené schéma

4.5.1 Zatížení příčnicku při vytahování kolony

Příčnick (obrázek 4.6) je zatížen silou od vytahované kolony a reakčními silami od zdvižných převodovek. Ve výpočtu je uvažováno, že nosník je na koncích uchycen v posuvných vazbách, které neumožňují natočení. Takto zadané okrajové podmínky vytváří na konci nosníku největší zatížení.



Obrázek 4.8: Schéma zatížení příčnicku - rovina XZ

Statická rovnováha soustavy:

$$\sum y : R_P + R_P - F_K = 0 \quad (4.49)$$

kde $F_K = 30\,000\text{ N}$ je zatěžující síla
 $R_P [\text{N}]$ jsou silové reakce v trapézových maticích zdvižných převodovek
 $l = 1,2\text{ m}$ délka příčnicku
 $a = 0,169\text{ m}$ je vzdálenost konce příčnicku od trapézové matice zdvižné převodovky

Po dosazení do rovnice (4.49) plyne, že $R_P = 15\,000\text{ N}$.

Průběh ohybových momentů:

$$I) \quad x \in \langle 0; a \rangle : \quad M_{(x)I} = M_{Ry} \quad (4.50)$$

$$m_{\varphi_2(x)I} = 1 \quad (4.51)$$

$$II) \quad x \in \langle a; l/2 \rangle : \quad M_{(x)II} = M_{Ry} - R_P (x - a) \quad (4.52)$$

$$m_{\varphi_2(x)II} = 1 \quad (4.53)$$

$$III) \quad x \in \langle l/2; l - a \rangle : \quad M_{(x)III} = M_{Ry} - R_P (x - a) + F_K \left(x - \frac{l}{2} \right) \quad (4.54)$$

$$m_{\varphi_2(x)III} = 1 \quad (4.55)$$

$$IV) \quad x \in \langle l - a; l \rangle : \quad M_{(x)IV} = M_{Ry} - R_P (x - a) + F_K \left(x - \frac{l}{2} \right) - \quad (4.56)$$

$$- R_P (x - l + a)$$

$$m_{\varphi_2(x)IV} = 1 \quad (4.57)$$

kde $M_{(x)I}, M_{(x)II}, M_{(x)III}, M_{(x)IV}$ [Nm] jsou průběhy ohybového momentu
 $m_{\varphi_2(x)I}, m_{\varphi_2(x)II}, m_{\varphi_2(x)III}, m_{\varphi_2(x)IV}$ [Nm] jsou průběhy ohybového momentu od jednotko-
 vého momentu v bodě 2
 M_{Ry} [Nm] je reakční moment v podporách

Rovnice pro natočení v bodu 2:

$$\varphi_2 = \frac{1}{EJ_y} \left\{ \int_0^a M_{(x)I} m_{\varphi_2(x)I} dx + \int_a^{l/2} M_{(x)II} m_{\varphi_2(x)II} dx + \int_{l/2}^{l-a} M_{(x)III} m_{\varphi_2(x)III} dx \right\} +$$

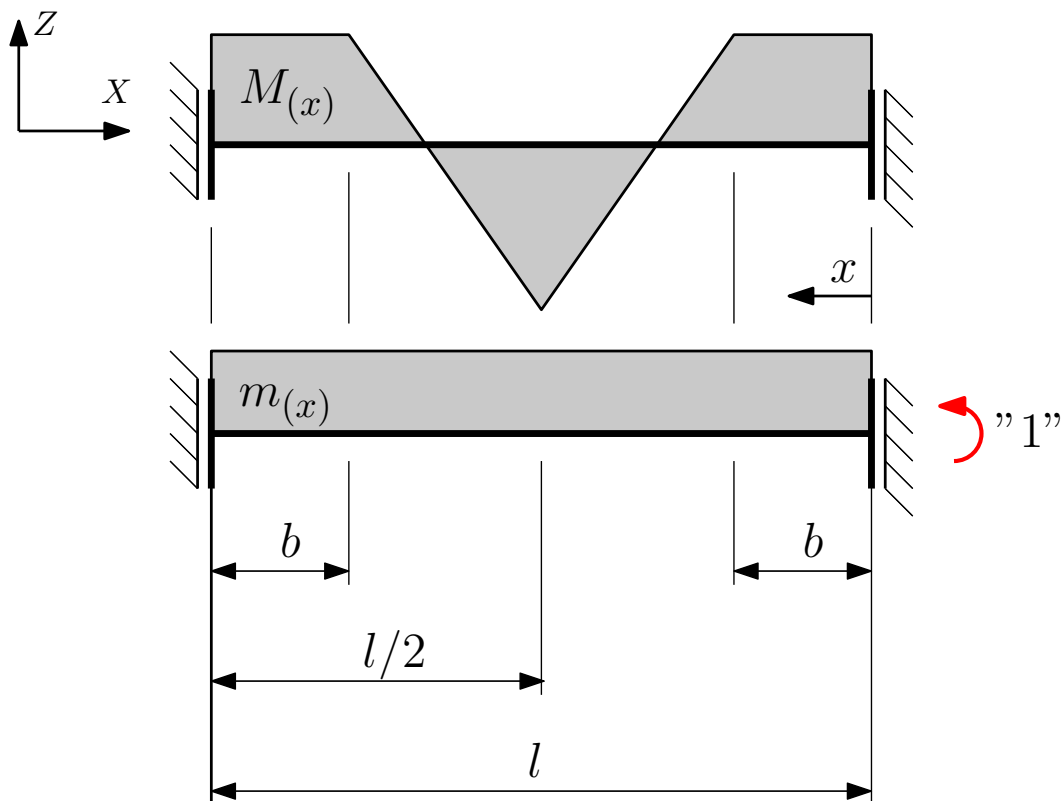
$$+ \frac{1}{EJ_y} \left\{ \int_{l-a}^l M_{(x)IV} m_{\varphi_2(x)IV} dx \right\} = \frac{1}{EJ_y} \left\{ \frac{6}{5} M_{Ry} - \frac{562467}{200} \right\} \quad (4.58)$$

kde J_y [mm⁴] je kvadratický moment průřezu
 E [Nmm⁻²] je modul pružnosti materiálu

Zavedení okrajových podmínek ($\varphi_2 = 0$) :

$$0 = \frac{1}{EJ_y} \left\{ \frac{6}{5} M_{Ry} - \frac{562467}{200} \right\} \quad (4.59)$$

Po dosazení je $M_{Ry} = 2343,6$ Nm. Graficky jsou průběhy ohybových momentů znázorněny na obrázku 4.9.



Obrázek 4.9: Schéma zatížení - rovina XZ

4.5.2 Axiální zatížení roln

Protože samotnou rolnu je potřeba dimenzovat pouze na základě radiální a axiální síly, je vhodné distribuci reakčního momentu M_{Ry} (obrázek 4.10) vyřešit za předpokladu absolutně tuhé konzole statickou rovnicí.

Statická rovnováha soustavy:

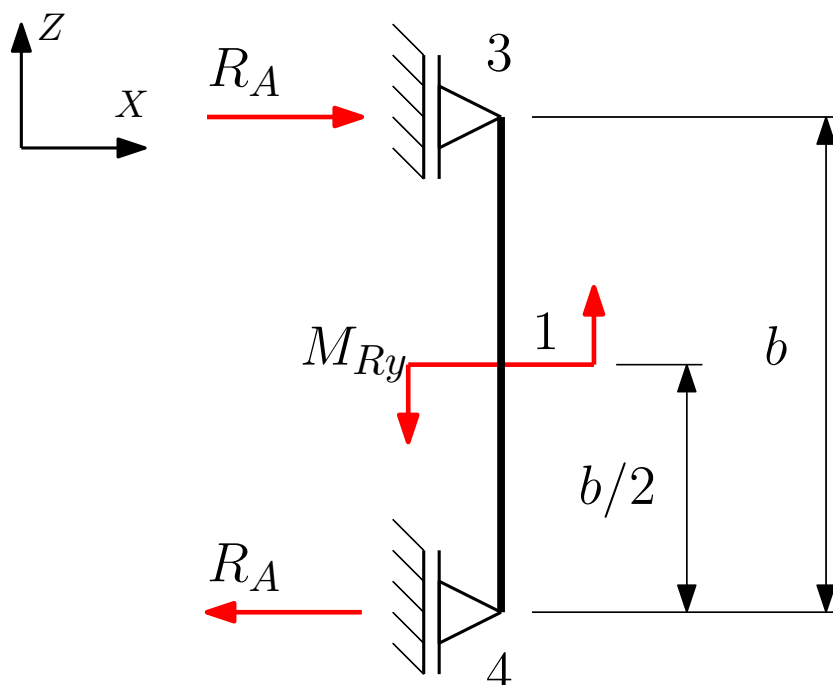
$$\sum M_1 : M_{Ry} + R_A b = 0 \quad (4.60)$$

kde R_A [N] je axiální síla působící na rolny
 $b = 0,225$ m je vertikální vzdálenost mezi horními a dolními rolnami

Po dosazení do rovnice (4.60) plyne, že $R_A = 10\,416$ N.

4.5.3 Radiální zatížení roln

Při výpočtu reakcí při tomto zatížení (obrázek 4.11 je uvažováno, že konstrukce nesoucí motor je absolutně tuhá. Pro výpočet stačí statické rovnice rovnováhy soustavy (4.61).



Obrázek 4.10: Schéma zatížení konzole rolen - rovina XZ

Statická rovnováha soustavy:

$$\sum M_1 : M + R_R l = 0 \quad (4.61)$$

kde R_R [N] je radiální síla působící na rolny

Po dosazení do rovnice (4.61) plyne, že $R_R = 1\,666,7$ N.

4.5.4 Volba rolen

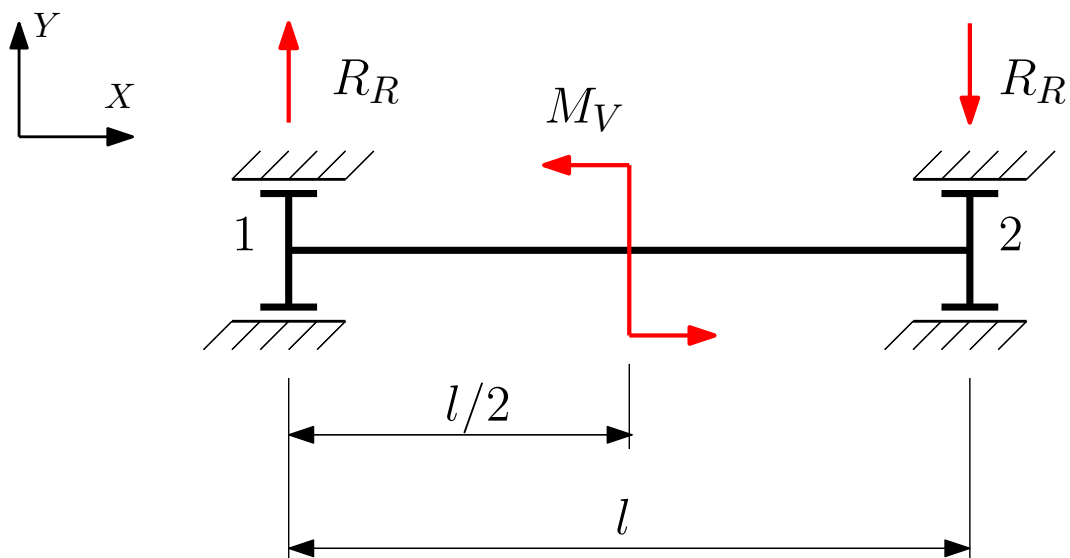
V podkapitole 4.5.2 a 4.5.3 byla vypočítána radiální síla R_R a axiální síla R_A působící v místě uložení rolen. Jak bylo uvedeno v podkapitole 4.5 pro jedno lineární vedení budou použity čtyři rolny.

V místě působení axiální reakční síly R_A se nacházejí dvě rolny. Z toho vyplývá následující rovnice pro návrh rolen v axiálním směru.

$$R_A/2 = 5\,208 \text{ N} \leq C_0 \Delta \quad (4.62)$$

Radiální síla R_R působí na celou konzoli a rolny jsou na konzoli rozmístěny střídavě. To znamená, že vždy jsou zatíženy pouze dvě rolny. Z toho plyne následující návrhová rovnice.

$$R_R/2 = 833,35 \text{ N} \leq C_0 \quad (4.63)$$



Obrázek 4.11: Schéma zatížení konzole roln - rovina XY

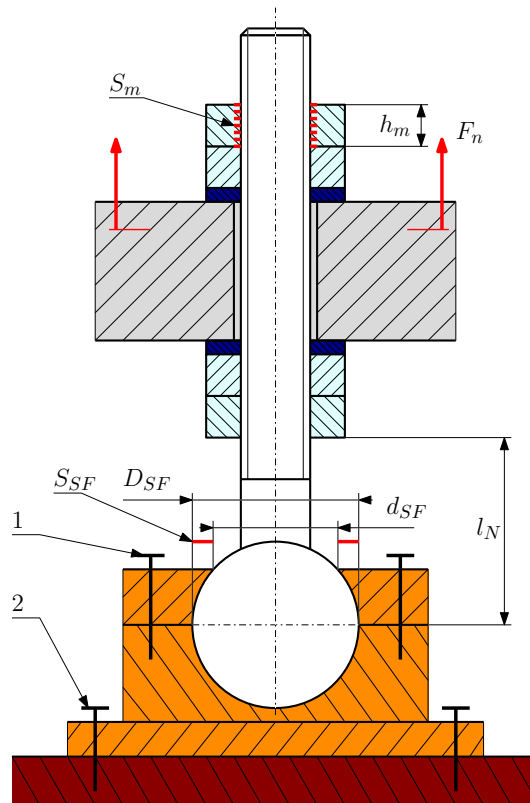
Na základě rovnic (4.62) a (4.62) byly vybrány rolny ZRU2EX-1077 a kolejnice ZP-300-4 od firmy ZIMM. Jejich parametry jsou uvedeny v tabulce 4.4.

Tabulka 4.4: Parametry rolny ZRU2EX-1077

Radiální dynamická únosnost C	94 kN
Radiální statická únosnost C_0	159 kN
Axiální dynamická únosnost C_{Δ}	38 kW
Axiální statická únosnost $C_0\Delta$	47 kN
Hmotnost	2,82 kN
Profil kolejnice	ZP-300-4

4.6 Návrh ustvovací nohy

Koncepce ustavovacího zařízení je popsána v podkapitole 3.6. Na obrázku 4.12 je zobrazeno schéma ustavovací nohy. V návrhu je uvažováno nejnepříznivější namáhání součásti a to namáhání tahem. Protože z ustavovacích noh jsou více namáhané nohy ukotvené do země, dimenzování se odvíjí od nich.



Obrázek 4.12: Schéma utavovací nohy

Tahová síla na jednu nohu F_n [N]:

$$F_n = \frac{F_p}{p_n} \quad (4.64)$$

$$F_n = \frac{10\,000}{12} \quad (4.65)$$

$$F_n = 833,4 \text{ N} \quad (4.66)$$

kde $F_p = 10\,000 \text{ N}$ je síla vyvolaná přítlakem

$p_n = 12$ je počet ustavovacích nohou použitých pro ustavení vůči pod-
laze

Závit nohy je navržen jako M24. Vzhledem k síle, která na něj působí $F_n = 833,4 \text{ N}$, je šroub předdimenzován. Návrh kulového kloubu je dimenzován tak, aby závitová plocha S_z jedné matice M24 se rovnala ploše mezikruží S_{SF} příruby.

Plocha závitů matice M24 S_m [mm²]:

$$S_m = (d^2 - d_3^2) \frac{\pi \cdot h}{4 \cdot P} \quad (4.67)$$

$$S_m = (24^2 - 20,319^2) \frac{\pi \cdot 21,5}{4 \cdot 3} \quad (4.68)$$

$$S_m = 918,54 \text{ mm}^2 \quad (4.69)$$

kde $d = 24 \text{ mm}$ je jmenovitý průměr závitů M24
 $d_3 = 20,319 \text{ mm}$ je průměr jádra závitů M24
 $P = 3 \text{ mm}$ je rozteč závitů M24
 $h = 21,5 \text{ mm}$ je výška matice M24 dle ISO 4032

Průměr kulového kloubu D_{SF} [mm]:

$$D_{SF} = \sqrt{\frac{S_m \cdot 4}{\pi} + d_{SF}^2} \quad (4.70)$$

$$D_{SF} = \sqrt{\frac{918,54 \cdot 4}{\pi} + 30^2} \quad (4.71)$$

$$D_{SF} = 45,5 \text{ mm} \quad (4.72)$$

kde $d_{SF} = 30 \text{ mm}$ je průměr otvoru pro nohu (zvolen)

4.7 Návrh šroubového spoje konzole ustavovací nohy

Pro spojení ustavovací nohy a kotvicí desky jsou navrženy čtyři předepjaté šrouby se šestihranou hlavou ISO 4017 - M10x20 - 8.8 (obrázek 4.12 pozn. 2). Pro tyto šrouby je proveden tento návrhový výpočet. Na obrázku 4.13 je zobrazeno schéma tohoto spojení. Stejný počet i typ šroubů je také navržen pro sešroubování sférického pouzdra (obrázek 4.12 pozn. 1) [5], [6] a [7].

4.7.1 Návrh montážního předpětí šroubu

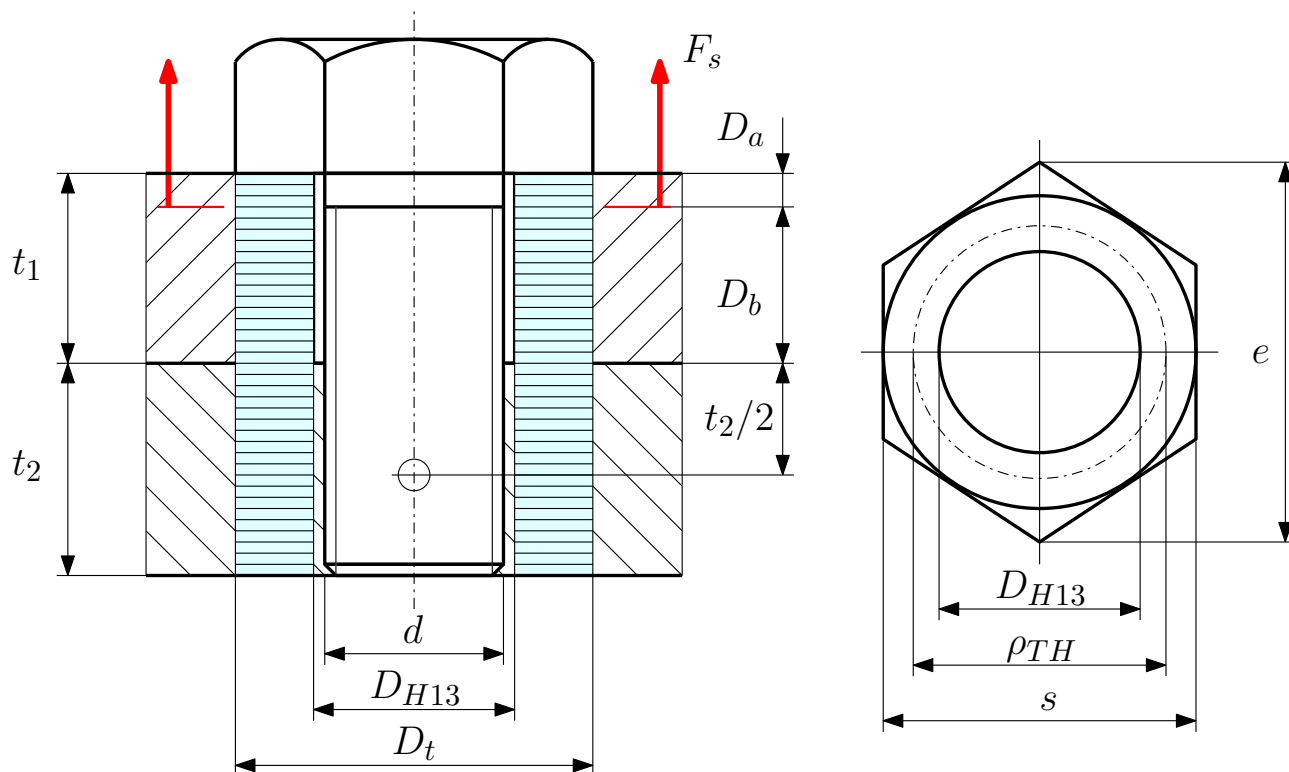
Třecí poloměr šroubu ρ_{TH} [mm]:

$$\rho_{TH} = \frac{\frac{s}{2} + \frac{D_{H13}}{2}}{2} \quad (4.73)$$

$$\rho_{TH} = \frac{\frac{10000}{2} + \frac{11}{2}}{2} \quad (4.74)$$

$$\rho_{TH} = 6,75 \text{ mm} \quad (4.75)$$

kde $s = 10000 \text{ N}$ je střední příčka šestihranu šroubu M10
 $D_{H13} = 11 \text{ mm}$ je střední průměr střední díry pro šroub M10



Obrázek 4.13: Schéma šroubového spoje

Třecí úhel závitu γ [°]:

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (4.76)$$

$$\tan \gamma = \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} \quad (4.77)$$

$$\gamma = 3,028^\circ \quad (4.78)$$

kde $P = 1,5$ mm je rozteč závitu M10
 $d_2 = 9,026$ mm je střední průměr závitu M10

Montážní předpětí Q_0 [N]:

$$Q_0 = \frac{M_{KK}}{\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') + \rho_{TH} \cdot f_{TH}} \quad (4.79)$$

$$Q_0 = \frac{40\,000}{\frac{9,026}{2} \cdot \tan(3,028 + 7,970) + 6,75 \cdot 0,14} \quad (4.80)$$

$$Q_0 = 21\,953 \text{ N} \quad (4.81)$$

kde $M_{KK} = 40\,000\text{ N}$ je utahovací moment na klíči (zvolen)
 $d_2 = 9,026\text{ mm}$ je střední průměr závitu M10
 $f_{TH} = 0,14$ součinitel tření pod hlavou šroubu
 $\varphi' = 7,970^\circ$ je třecí úhel v ostrém závitu

4.7.2 Pevnostní kontrola šroubu při montážním předpětí

Montážní tahové napětí v jádře šroubu σ_{Q_0} [Nmm⁻²]:

$$\sigma_{Q_0} = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot d_3^2} \quad (4.82)$$

$$\sigma_{Q_0} = \frac{4 \cdot 21\,953}{\pi \cdot 8,160^2} \quad (4.83)$$

$$\sigma_{Q_0} = 419,782\text{ Nmm}^{-2} \quad (4.84)$$

kde $d_3 = 8,160\text{ mm}$ je průměr jádra závitu M10

Krouticí moment v dřívku šroubu při utahování M_{KZ} [Nmm]:

$$M_{KZ} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (4.85)$$

$$M_{KZ} = 21\,953 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \tan(3,028 + 7,970) \quad (4.86)$$

$$M_{KZ} = 18\,717\text{ Nmm} \quad (4.87)$$

Montážní smykové napětí v jádře šroubu τ [Nmm⁻²]:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{KZ}}{\pi \cdot d_3^3} \quad (4.88)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 18\,717}{\pi \cdot 8,160^3} \quad (4.89)$$

$$\tau = 175,493\text{ Nmm}^{-2} \quad (4.90)$$

Redukované napětí σ_{red} [Nmm⁻²]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q_0}^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (4.91)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{419,782^2 + 3 \cdot 175,493^2} \quad (4.92)$$

$$\sigma_{red} = 518,221\text{ Nmm}^{-2} \quad (4.93)$$

Míra bezpečnosti $k_s [-]$:

$$k_s = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \quad (4.94)$$

$$k_s = \frac{630}{518,221} \quad (4.95)$$

$$k_s = 1,215 \quad (4.96)$$

kde $R_{p0,2} = 630 \text{ Nmm}^{-2}$ je mez kluzu materiálu šroubu pevnostní třídy 8.8

Bezpečnost $k_s = 1,215$ vyhovuje, protože $k_{s_{min}} \geq 1,2$.

4.7.3 Kontrola šroubu při provozu

Z tabulky 4.5 je patrné, že příruba v části D_b je při provozu odlehčovaná. Jinak jsou všechny komponenty přitěžované.

Tabulka 4.5: Způsob namáhání při montáži a za provozu

	Montáž	Provoz
Šroub (S)	TAH	TAH
Příruba nohy (D_a)	TLAK	TLAK
Příruba nohy (D_b)	TLAK	TAH
Kotvicí deska se závitem (M)	TLAK	TLAK

Tahová síla na jeden šroub $F_n [\text{N}]$:

$$F_s = \frac{F_n}{p_s} \quad (4.97)$$

$$F_s = \frac{833,4}{4} \quad (4.98)$$

$$F_s = 208,35 \text{ N} \doteq 210 \text{ N} \quad (4.99)$$

kde $F_n = 833,4 \text{ N}$ je tahová síla na nohu
 $p_s = 4$ je počet použitých šroubů

Tuhost šroubu C_S [Nmm⁻¹]:

$$C_S = \frac{E_s \cdot \pi \cdot d_2^2 / 4}{t_1 + t_2 / 2} \quad (4.100)$$

$$C_S = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 9,026^2 / 4}{8 + 12 / 2} \quad (4.101)$$

$$C_S = 959\,780,2 \text{ Nmm}^{-1} \quad (4.102)$$

kde $E_s = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Nmm}^{-2}$ je modul pružnosti materiálu šroubu

$t_1 = 8 \text{ mm}$ je tloušťka příruby nohy

$t_2 = 12 \text{ mm}$ je tloušťka kotvicí desky

Tuhost příruby nohy (část D_a) C_{D_a} [Nmm⁻¹]:

$$C_{D_a} = \frac{E_D \cdot \pi / 4 \cdot (D_t^2 - D_{H13}^2)}{0,1 \cdot (t_1 + t_2 / 2)} \quad (4.103)$$

$$C_{D_a} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi / 4 \cdot (20^2 - 11^2)}{0,1 \cdot (8 + 12 / 2)} \quad (4.104)$$

$$C_{D_a} = 32\,868\,913,14 \text{ Nmm}^{-1} \quad (4.105)$$

kde $E_D = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Nmm}^{-2}$ je modul pružnosti materiálu příruby nohy

Tuhost příruby nohy (část D_b) C_{D_b} [Nmm⁻¹]:

$$C_{D_b} = \frac{E_D \cdot \pi / 4 \cdot (D_t^2 - D_{H13}^2)}{t_1 - 0,1 \cdot (t_1 + t_2 / 2)} \quad (4.106)$$

$$C_{D_b} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi / 4 \cdot (20^2 - 11^2)}{8 - 0,1 \cdot (8 + 12 / 2)} \quad (4.107)$$

$$C_{D_b} = 6\,972\,193,7 \text{ Nmm}^{-1} \quad (4.108)$$

Tuhost kotvicí desky C_M [Nmm⁻¹]:

$$C_M = \frac{E_M \cdot \pi / 4 \cdot (D_t^2 - d_2^2)}{t_2 / 2} \quad (4.109)$$

$$C_M = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi / 4 \cdot (20^2 - 9,026^2)}{12 / 2} \quad (4.110)$$

$$C_M = 8\,756\,087,1 \text{ Nmm}^{-1} \quad (4.111)$$

kde $E_M = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Nmm}^{-2}$ je modul pružnosti materiálu kotvicí desky

Celková tuhost přitěžovaných částí C_1 [Nmm⁻¹]:

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_S} + \frac{1}{C_{D_a}} + \frac{1}{C_M} \quad (4.112)$$

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{959\,780,2} + \frac{1}{32\,868\,913,14} + \frac{1}{8\,756\,087,1} \quad (4.113)$$

$$C_1 = 842\,789,9 \text{ Nmm}^{-1} \quad (4.114)$$

Celková tuhost odlehčovaných částí C_2 [Nmm⁻¹]:

$$C_2 = C_{D_b} \quad (4.115)$$

$$C_2 = 6\,972\,193,7 \text{ Nmm}^{-1} \quad (4.116)$$

Přitěžující síla F_1 [N]:

$$F_1 = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F_s \quad (4.117)$$

$$F_1 = \frac{842\,789,9}{842\,789,9 + 6\,972\,193,7} \cdot 210 \quad (4.118)$$

$$F_1 = 22,65 \text{ N} \quad (4.119)$$

Síla Q_1 [N]:

$$Q_1 = Q_0 + F_1 \quad (4.120)$$

$$Q_1 = 21\,953 + 22,65 \quad (4.121)$$

$$Q_1 = 21\,975,65 \text{ N} \quad (4.122)$$

4.7.4 Pevnostní kontrola šroubu při provozu

Provozní tahové napětí v jádře šroubu σ_{Q_0} [Nmm⁻²]:

$$\sigma_{Q_1} = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot d_3^2} \quad (4.123)$$

$$\sigma_{Q_1} = \frac{4 \cdot 21\,975,65}{\pi \cdot 8,160^2} \quad (4.124)$$

$$\sigma_{Q_1} = 420,215 \text{ Nmm}^{-2} \quad (4.125)$$

Míra bezpečnosti k_s [-]:

$$k_s = \frac{R_{p0,2}}{\sqrt{\sigma_{Q1}^2 + 3 \cdot \tau^2}} \quad (4.126)$$

$$k_s = \frac{630}{\sqrt{\sigma_{420,215}^2 + 3 \cdot 175,493^2}} \quad (4.127)$$

$$k_s = 1,214 \quad (4.128)$$

Bezpečnost $k_s = 1,215$ vyhovuje, protože $k_{s,min} \geq 1,2$.

Měrný tlak v závitech p_{z1} [MPa]:

$$p_{z1} = \frac{Q_1}{\pi \cdot d_2 \cdot 0,541 \cdot P \cdot z} \quad (4.129)$$

$$p_{z1} = \frac{21\,975,65}{\pi \cdot 9,026 \cdot 0,541 \cdot 1,5 \cdot 8} \quad (4.130)$$

$$p_{z1} = 119,25 \text{ MPa} \quad (4.131)$$

kde $P = 1,5 \text{ mm}$ je rozteč závitu M10
 $z = 8 \text{ mm}$ je počet namáhaných závitů

Maximální dovolený tlak v tomto závitu je 150 MPa, $p_{z1} = 119,25 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$ - vyhovuje.

Měrný tlak pod hlavou šroubu p_{h1} [MPa]:

$$p_{h1} = \frac{Q_1 \cdot 4}{\pi (s^2 - D_{H13}^2)} \quad (4.132)$$

$$p_{h1} = \frac{21\,975,65 \cdot 4}{\pi (16^2 - 11^2)} \quad (4.133)$$

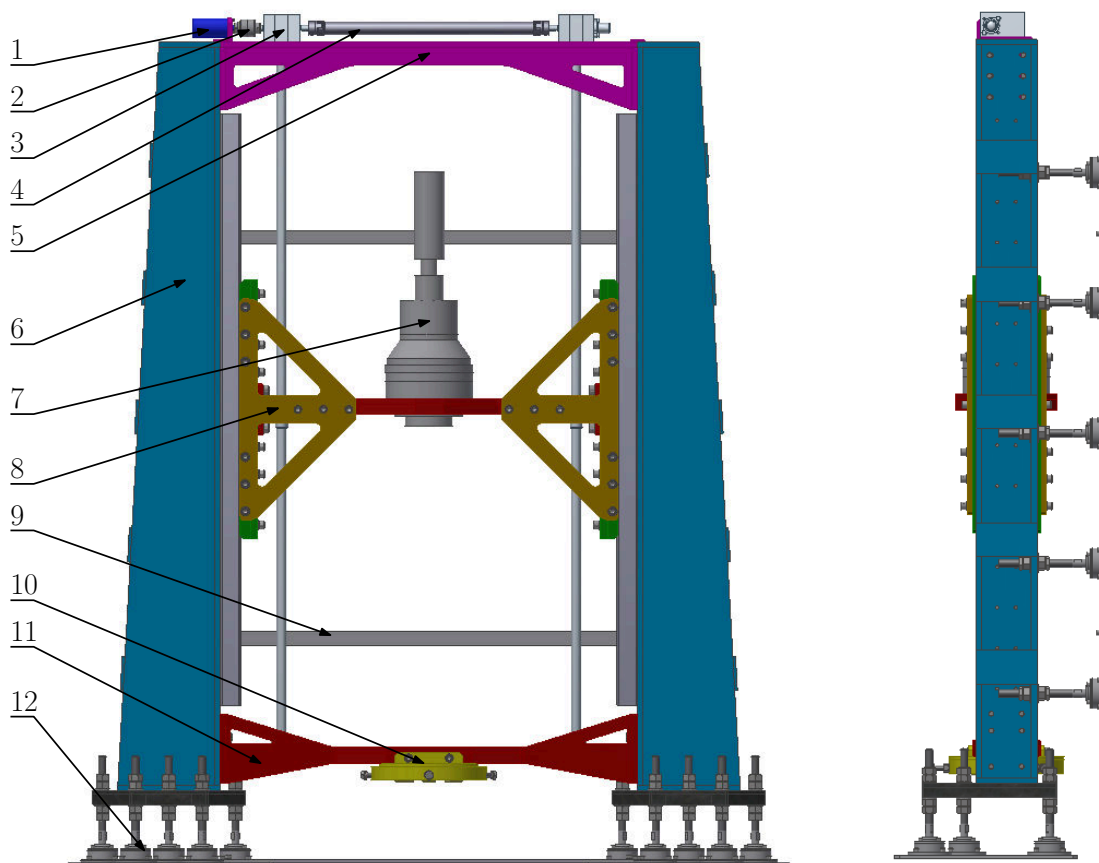
$$p_{h1} = 207,3 \text{ MPa} \quad (4.134)$$

Maximální dovolený tlak pod hlavou šroubu je 300 MPa, $p_{h1} = 207,3 \text{ MPa} \leq 300 \text{ MPa}$ - vyhovuje.

Kapitola 5

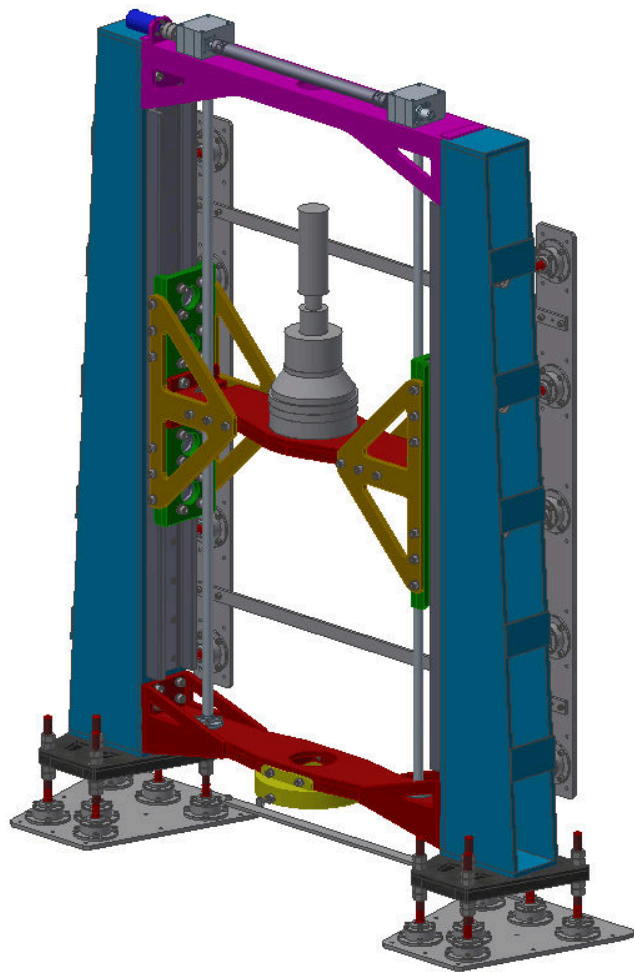
Detailní rozpracování vybrané varianty

Vybraná koncepční varianta 2 byla detailně rozkreslena na základě návrhových a kontrolních výpočtů z kapitoly 4. Konstrukce vrtné soupravy (obrázek 5.2) je tvořena z normalizovaných dílů a ze svařenců tvořených z vypálených dílů a normalizovaných profilů. Rám konstrukce je



Obrázek 5.1: Vybraná varianta - různé pohledy

tvořen dvěma sloupy pozn. 6, které jsou vůči sobě vymezeny horní příčnou vzpěrou pozn. 5 a dolní příčnou vzpěrou pozn. 11. Vrtný motor pozn. 7 je přišroubován k příčníku pozn. 8. Motor pro posuv pozn. 1 je připevněn šrouby k hornímu příčníku a spojen střížnou spojkou pozn. 2 se zdvižnou převodovkou pozn. 3, která je pomocí spojovacího hřídele pozn. 4 připojena k druhé zdvižné převodovce.

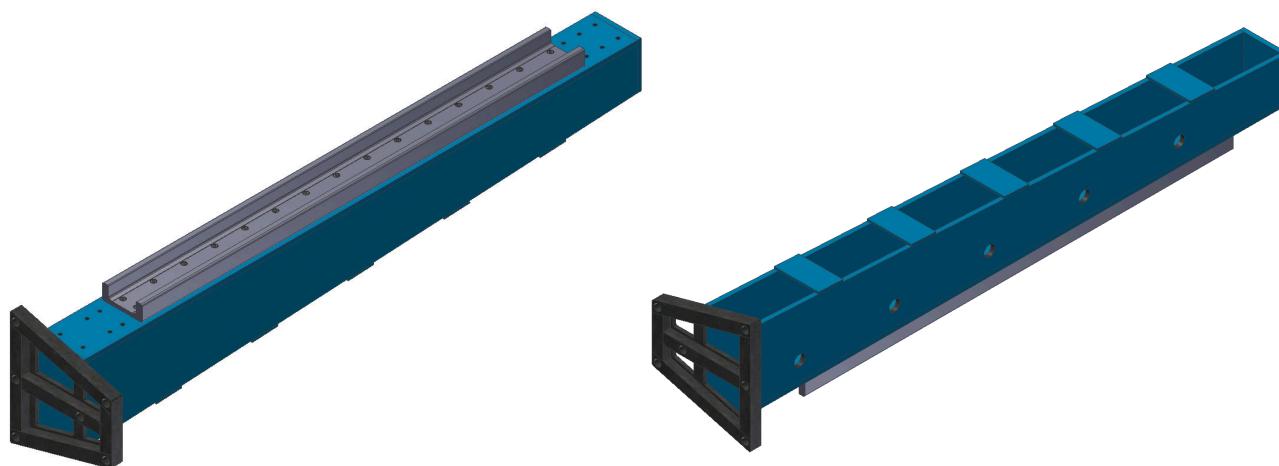


Obrázek 5.2: Vybraná varianta - různé pohledy

5.1 Konstrukce sloupu

V konstrukci se nacházejí dva sloupy (5.3). Oba sloupy jsou zrcadlově symetrické, proto se jejich konstrukce liší pouze v uspořádání několika prvků. Každý sloup se skládá ze skříňového svařence a k němu přivařené patky. Ke skříňovému svařenci je následně přišroubována kolejnice

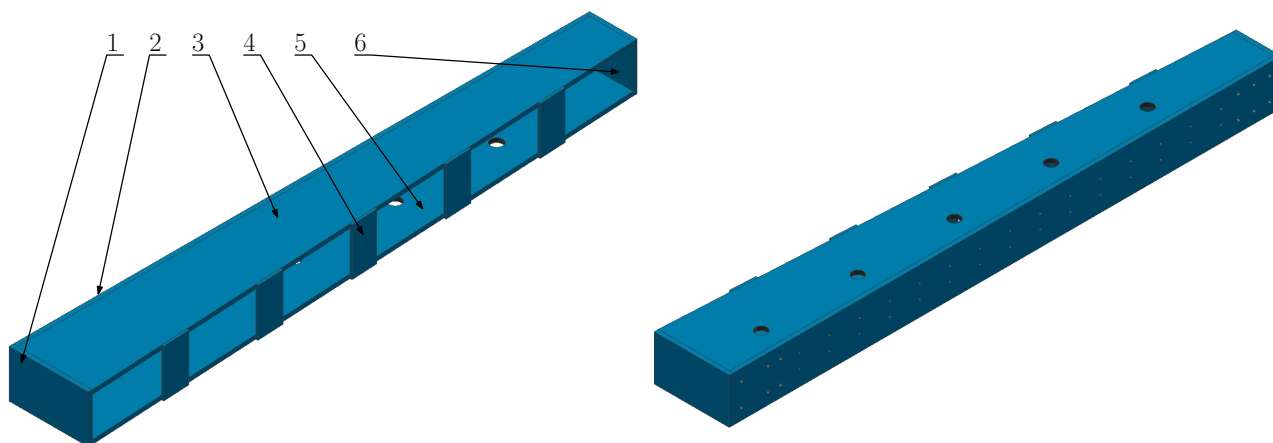
lineárního posuvu.



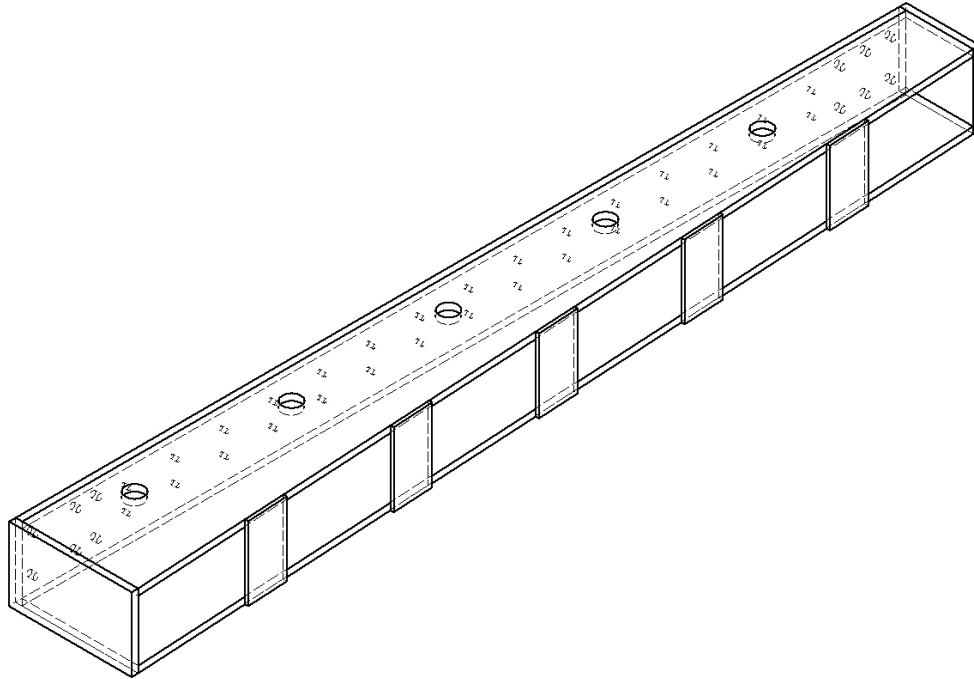
Obrázek 5.3: Konstrukce sloupu (3D pohled shora a zdola)

5.1.1 Skříňový svařenec

Skříňový svařenec je zobrazen na obrázku 5.5 a 5.4. Svařenec je tvořen dolní a horní základnou pozn. 1 a 6, které jsou tvořeny třemi vypálenými deskami pozn. 2, 3 a 5. V nezkosené stěně pozn. 2 jsou vyvrtány závity, pro přišroubování příčných vzpěr a kolejnic. Ve zkosené stěně pozn. 5 jsou vypáleny válcové otvory pro uchycení ustavovacích prvků. Skříňový svařenec není zcela uzavřen, aby se zajistil přístup k maticím ustavovacích prvků. Z toho důvodu je jedna jeho stěna tvořena pouze navařenými deskami pozn. 4.



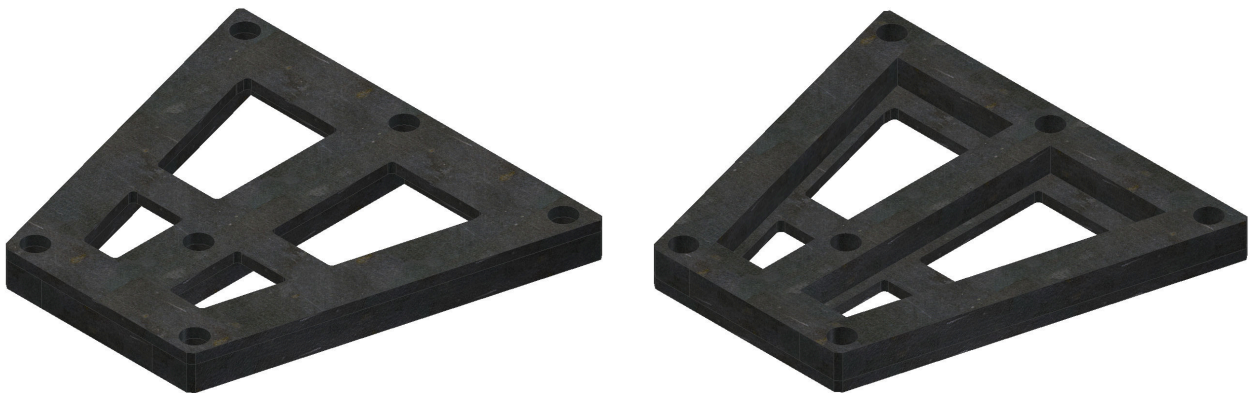
Obrázek 5.4: Skříňový svařenec sloupu (3D pohled shora a zdola)



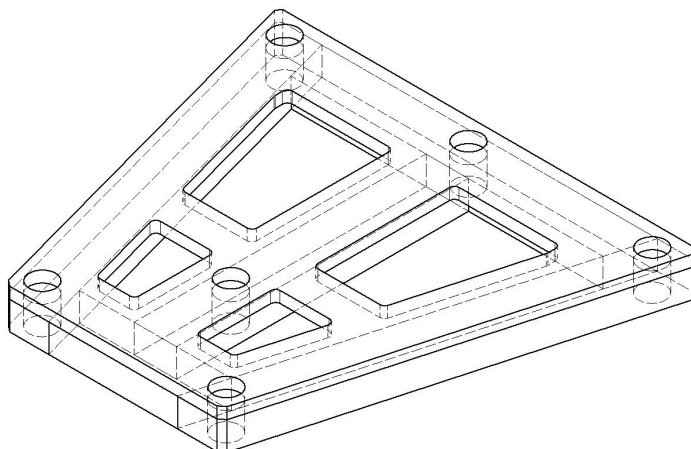
Obrázek 5.5: Skříňový svařenec sloupu - drátový model

5.1.2 Patka

Na obrázku 5.7 a 5.6 je zobrazena patka. Základ patky tvoří deskový výpalek pozn. 1, ke kterému jsou přivařeny profily obdélníkového průřezu pozn. 2. Patka je provrtána šesti otvory sloužícími k ustavení vrtné soupravy.



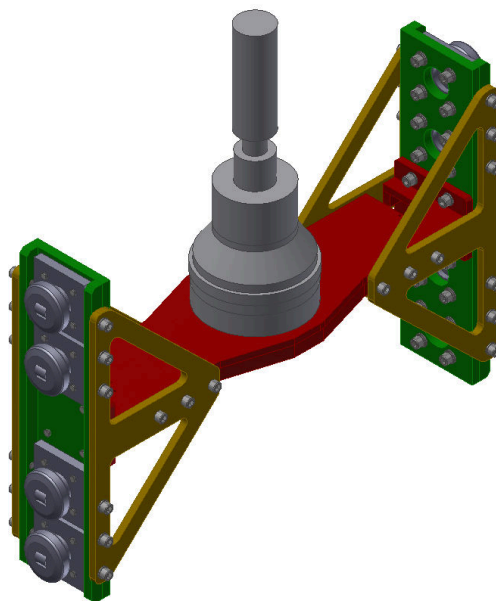
Obrázek 5.6: Svařenec patky (3D pohled shora a zdola)



Obrázek 5.7: Patka - drátový model

5.2 Sestava příčnicku

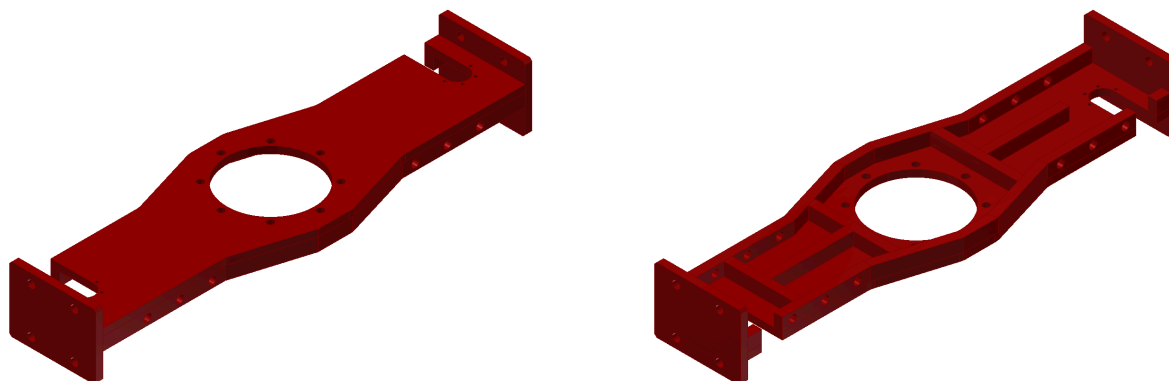
Sestava příčnicku (obrázek 5.8) slouží k uchycení vrtného hydromotoru a zajišťuje vedení posuvu. Sestava se skládá z hlavního příčnicku, ke kterému jsou z každé strany přišroubovány konzole s kombinovanými rolnami. Celá konstrukce je následně zpevněna čtyřmi šroubovanými žebry.



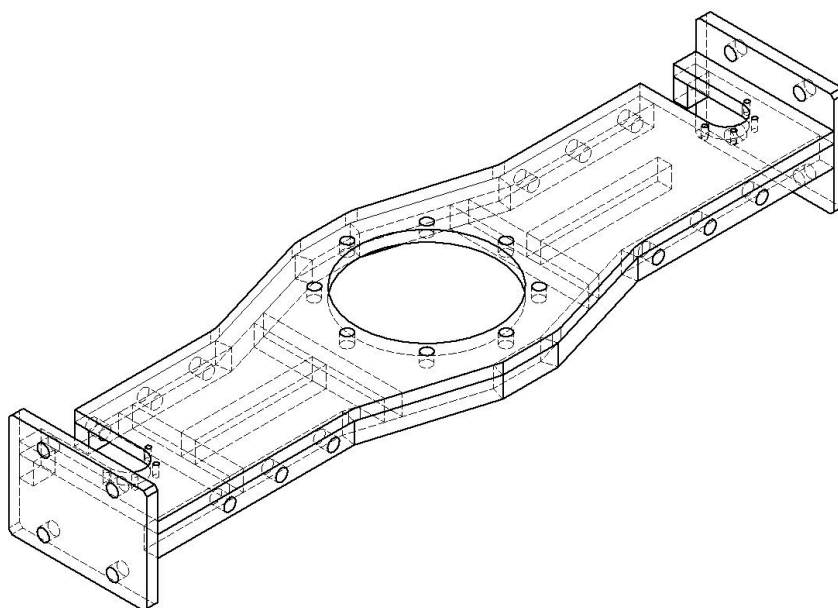
Obrázek 5.8: Sestava příčnicku (3D pohled shora a zdola)

5.2.1 Svařenec hlavního příčnicku

Základ tohoto svařence (obrázek 5.10 a 5.9) tvoří výpalek, ve kterém jsou dva výřezy a závitové díry pro uchycení trapézových matic zdvižné převodovky. Uprostřed toho výpalku je otvor a závitové díry pro uchycení vrtného hydromotoru. Dále jsou k jeho čelům přivařeny desky s dírami pro přišroubování konzole rolen. Celý svařenec je ve spodní části zpevněn výztuhami z obdélníkových profilů. Ve středu a na krajích svařence jsou výztuhy provrtány závity pro uchycení středícího zařízení a žeber.



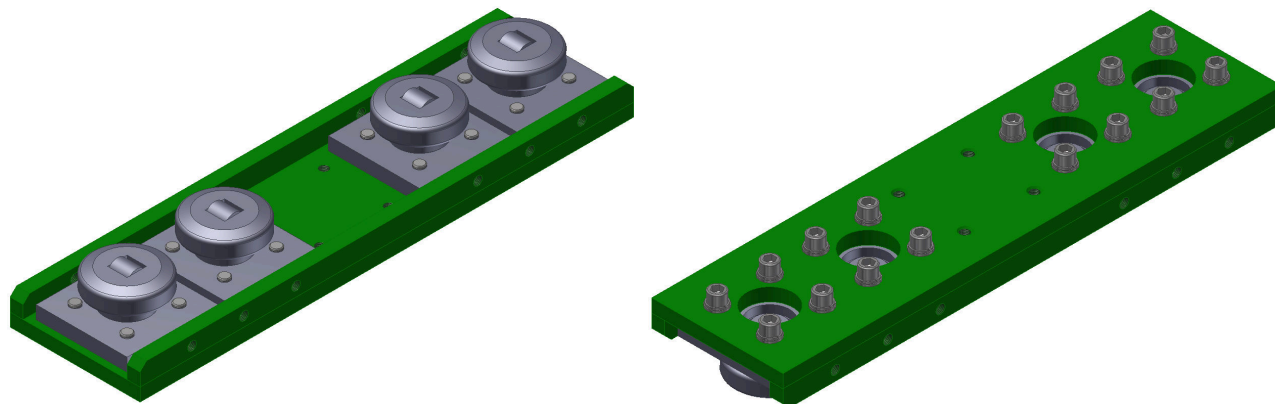
Obrázek 5.9: Svařenec hlavního příčnicku (3D pohled shora a zdola)



Obrázek 5.10: Svařenec hlavního příčnicku - drátový model

5.2.2 Konzole rolen

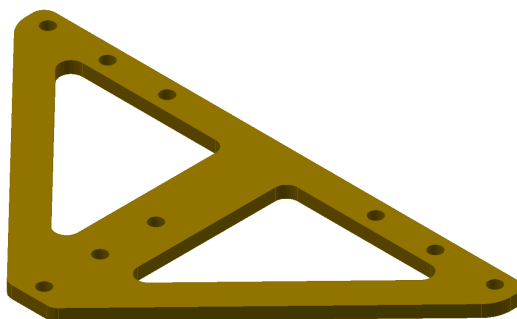
Konzole rolen se skládá z desky, ve které jsou vyvrtány závity pro přišroubování montážních desek s kombinovanými rolnami. Také jsou do ní vypáleny velké otvory pro seřízení rolen a uprostřed se nacházejí závitové díry pro přichycení svařence hlavního příčnicku. K desce jsou přivařeny obdélníkové profily se závity pro přišroubování žeber.



Obrázek 5.11: Konzole rolen (3D pohled shora a zdola)

5.2.3 Žebra

Žebro je zobrazeno na obrázku 5.12 a je vytvořeno z výpalku.

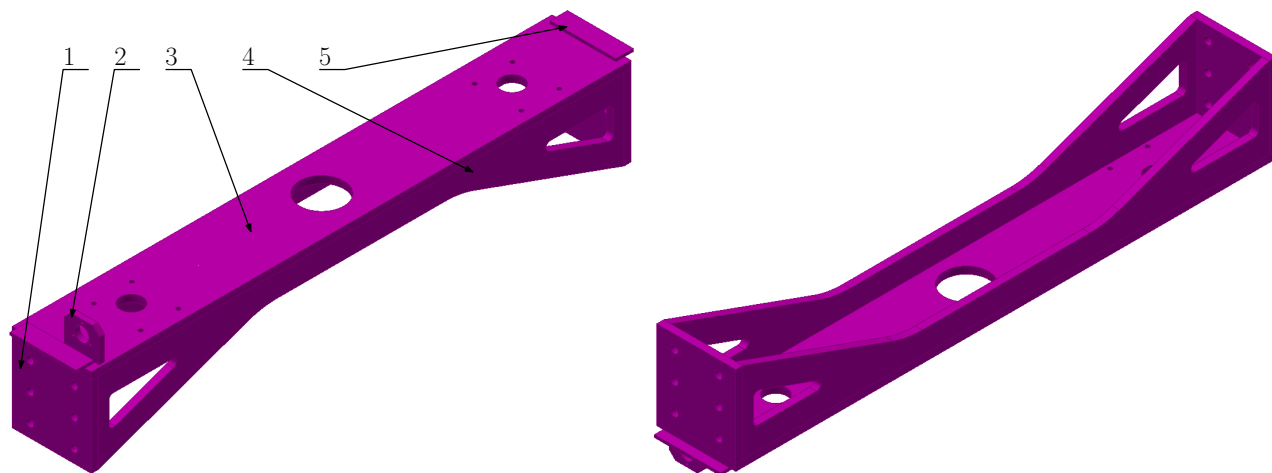


Obrázek 5.12: Žebro

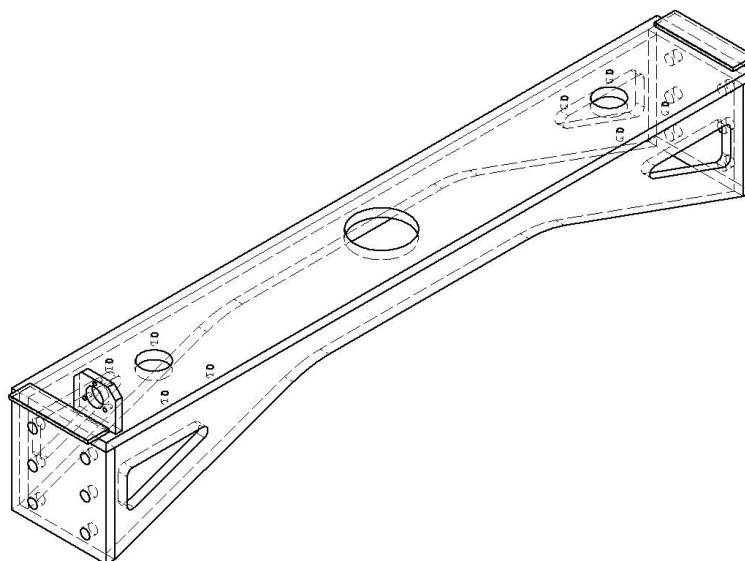
5.3 Horní příčná vzpěra

Hlavní účel horní příčné vzpěry je stejný jako dolní příčné vzpěry a to zvýšit tuhost konstrukce a vymezit vzdálenost mezi lineárním vedením. Horní příčná vzpěra (obrázek 5.14 a 5.13) ještě

navíc slouží k uchycení hydromotoru (pro posuv) a zdvižných převodovek. Svařenec se skládá z výpalku pozn. 3 s vyvrtanými závity a dvěma menšími otvory pro uchycení zdvižných převodovek. Jeden otvor se také nachází uprostřed tohoto výpalku a ten umožňuje dosažení horní úvratě stroje (vršek vrtného hydromotoru projede otvorem). Další komponenty svařence jsou dvě desky pozn. 1 s otvory sloužícími ke spojení se sloupy, příruba pozn. 2 pro hydromotor posuvu, dva výpalky pozn. 4 sloužící jako výztuha a dvě distanční desky pozn. 5.



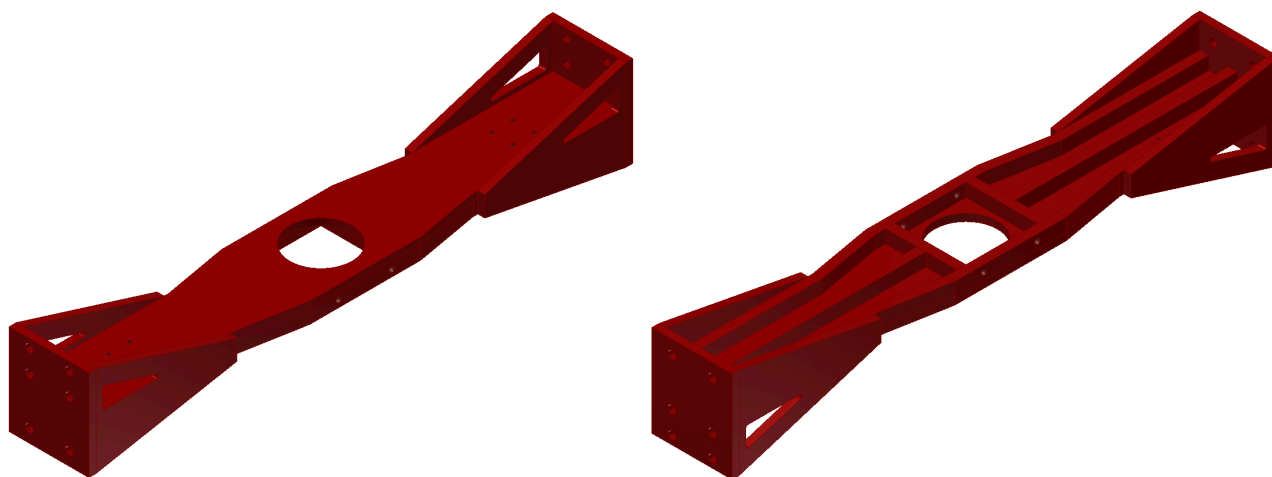
Obrázek 5.13: Horní příčná vzpěra (3D pohled shora a zdola)



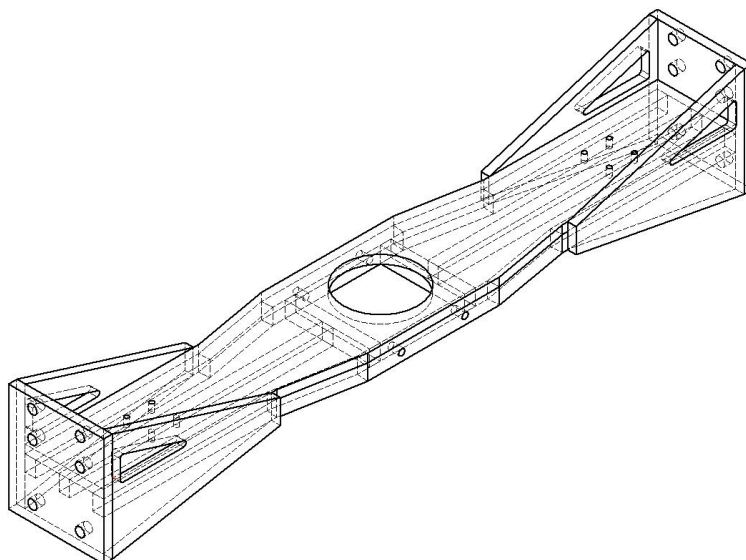
Obrázek 5.14: Horní příčná vzpěra - drátový model

5.4 Dolní příčná vzpěra

Na obrázku 5.16 a 5.15 je zobrazena dolní příčná vzpěra. Kromě zvýšení tuhosti konstrukce a distančních vlastností, slouží tento prvek také k uchycení středícího zařízení a k zavěšení kolony. Zavěšení kolony se bude na přání firmy Chemcomex provádět pomocí klíče. Ten se zachytí ve vyfrézovaných drážkách v koloně a opře se právě o tuto příčnou vzpěru. Dolní příčná vzpěra je také svařenec. Skládá se z hlavní desky, která je vystužena několika profily obdélníkového průřezu a čtyřmi žebry. Ke spojení se sloupy slouží dvě obdélníkové desky s otvory pro šrouby.



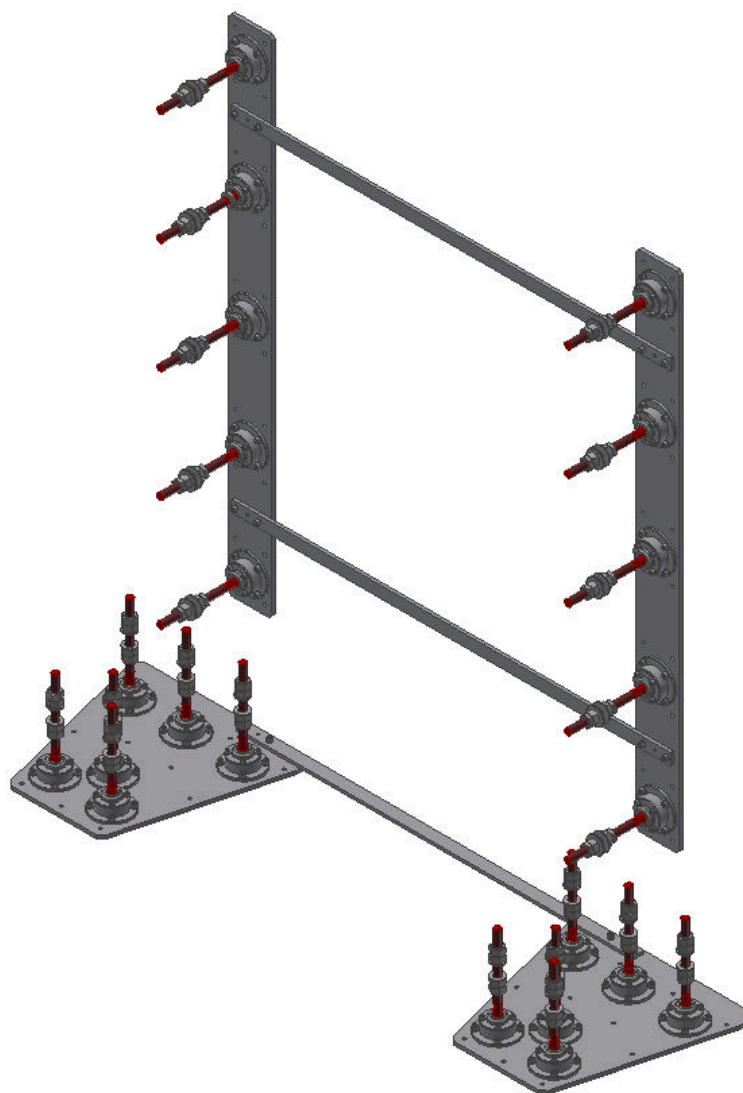
Obrázek 5.15: Dolní příčná vzpěra (3D pohled shora a zdola)



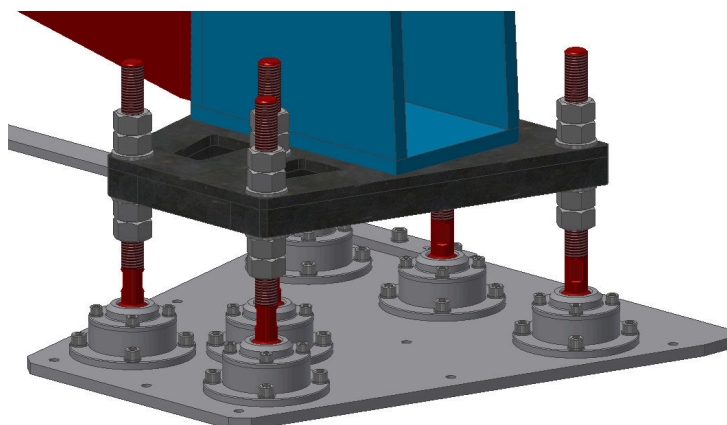
Obrázek 5.16: Dolní příčná vzpěra - drátový model

5.5 Ustavovací zařízení

Ustavovací zařízení a jeho detail je zobrazen na obrázku 5.19. Toto zařízení se skládá ze dvou samostatných částí. Jedna část slouží ustavení vůči zemi a druhá vůči zdi. Obě části se vždy skládají ze dvou kotevnicích desek, které jsou spojeny a vůči sobě vymezeny pomocí pásoviny. Pásovina je ke každé kotevní desce přišroubována a vymezena pomocí čepů. Každá deska má v sobě vyvrtané závity pro přišroubování ustavovacích nohou. Celkem je použito dvanáct nohou pro ustavení vůči podlaze a deset vůči zdi. Kotvící desky v sobě také mají otvory, které slouží pro jejich ukotvení.



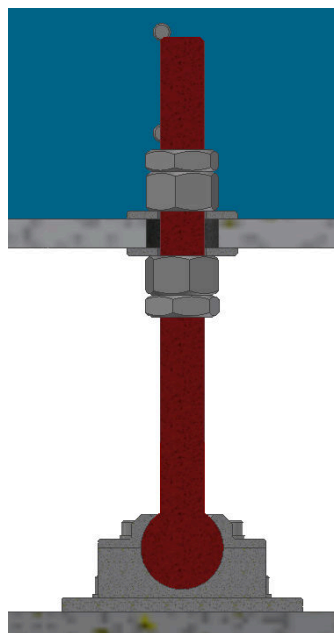
Obrázek 5.17: Ustavovací zařízení



Obrázek 5.18: Detail ustavovacího zařízení v sestavě

5.5.1 Ustavovací noha

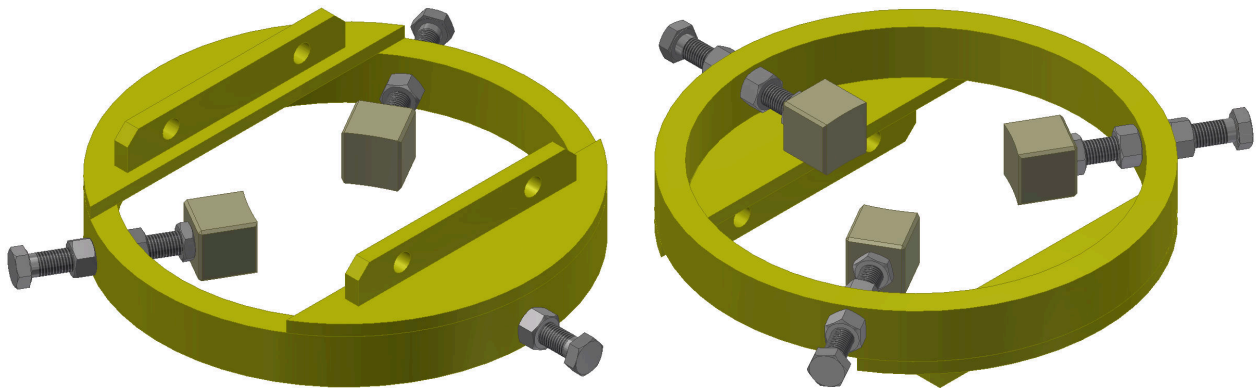
Ustavovací nohy umožňují nastavit svislou polohu vrtné soupravy a její následné předepnutí vůči podlaze a zdi. Z řezu je patrné, že základ ustavovací nohy je tvořen tyčí, která má na jedné straně závit a na druhé je zakončena kulovou plochou. Kulová plocha je uložena v půleném pouzdře, které je šroubováno ke kotevní desce. Samotné nastavení ustavovacího šroubu probíhá pomocí matic s podložkami, které jsou v kontaktu se samotnou vrtnou kolonou.



Obrázek 5.19: Ustavovací šroub v řezu

5.6 Středicí zařízení

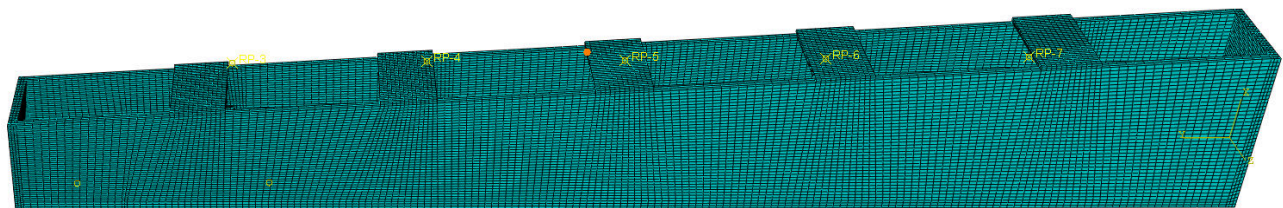
Na obrázku 5.20 je zobrazeno středící zařízení, které slouží k vedení vrtné kolony v počáteční fázi vrtání. Toto zařízení se skládá z prstence vytvořeného z tlustostěnné trubky, do které jsou vyvrtány díry pro tři středící prvky. Středící prvky se skládají z umělohmotných hranolů, které jsou našroubovány na šrouby. Šrouby procházejí prstencem a dají se seřídit pomocí matic. Dále jsou k prstenci přivařeny příruby z výpalků, které souží k uchycení do sestavy příčnicku.



Obrázek 5.20: Středicí zařízení (3D pohled shora a zdola)

5.7 Kontrola pomocí metody konečných prvků

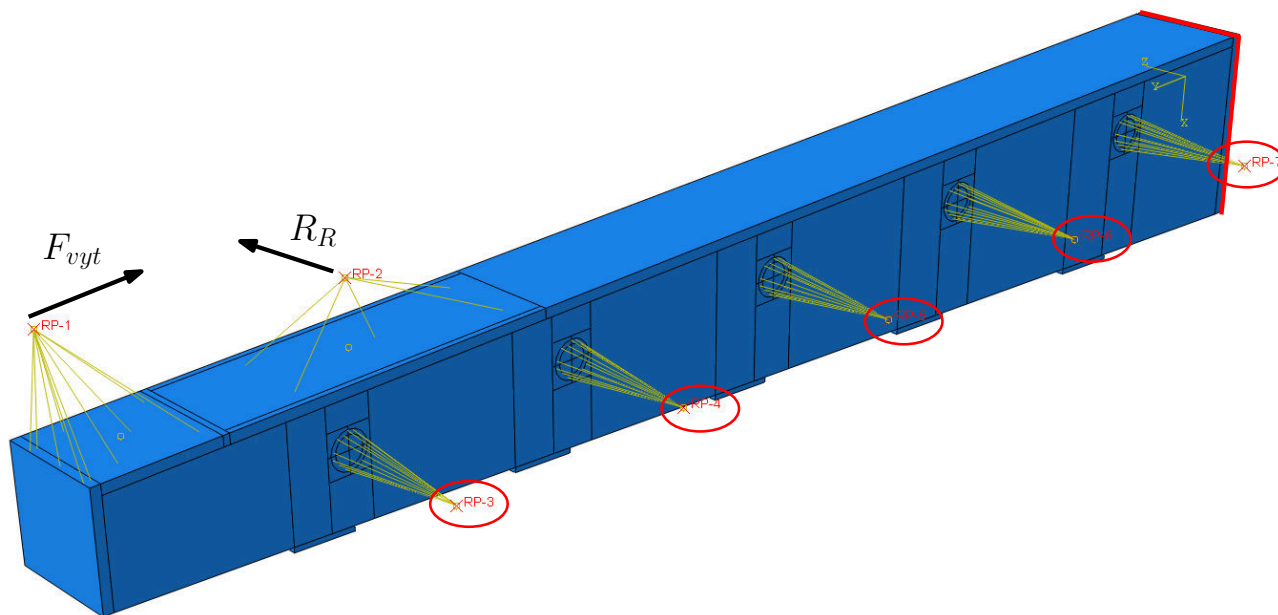
Pro ověření pevnosti konstrukce je provedena kontrola svařence sloupu pomocí metody konečných prvků. Jedná se o geometricky i materiálově lineární statický výpočet, svary jsou pro zjednodušení zanedbány a svařenec je převeden do celistvého tělesa. Pro výpočet je použit program Abaqus CAE.



Obrázek 5.21: Vysíťované těleso

Ve výpočtu je uvažována nejnepříznivější varianta zatížení, která je znázorněna na obrázku 5.22. Jedná se o zatížení od vytahování kolony $F_{vyt} = 15\,000\text{ N}$ a reakce od vrtného

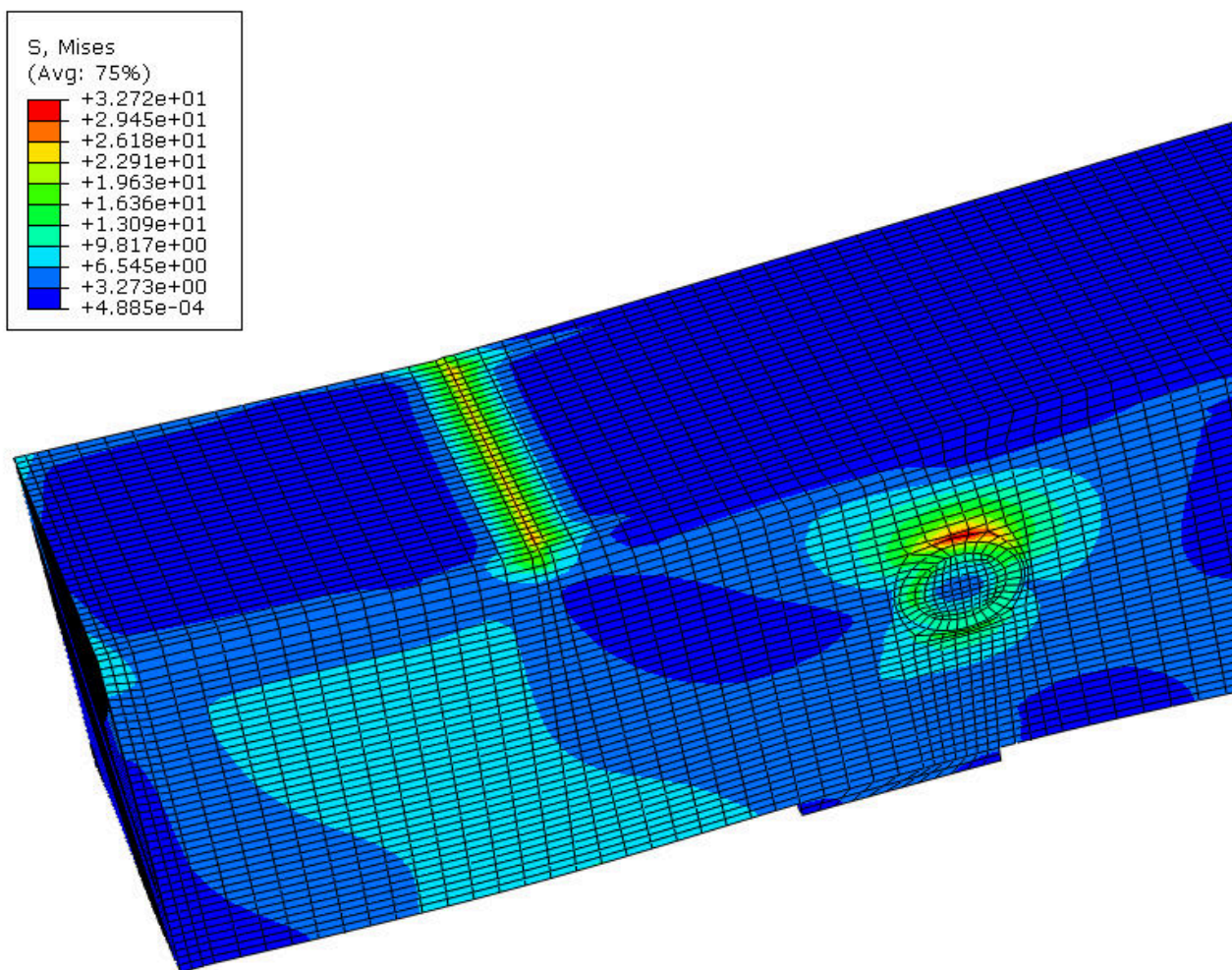
motoru $R_R = 1666,7 \text{ N}$ v kombinaci s příčnickem v nejvyšší pozici. Z obrázku 5.22 je také zřejmé zjednodušení některých součástí vrtné soupravy pomocí funkce coupling. Také tam jsou znázorněny okrajové podmínky výpočtu. Jako pevná plocha je zvolena plocha podstavy (zvýrazněna červenou čarou) skříňového svařence, které je zakázán pohyb i rotace do všech stran. Další pevné body jsou nastaveny v místech RP-3 až RP-7 (červeně zakroužkovány), kde je povolena pouze rotace.



Obrázek 5.22: Zatížení a uložení tělesa

Na obrázku 5.21 je zobrazeno vysíťované těleso. Pro výpočet jsou použity hexa elementy. Maximální velikost elementů je 20 mm.

Na obrázku 5.23 jsou vykresleny špičky napětí Von Misses. Maximální dosažené napětí je $32,72 \text{ Nmm}^{-2}$, které se nachází oblastech zvýrazněných červenou barvou. Tyto špičky napětí jsou způsobeny použitým síťováním. Výsledná napjatost je malá a potlačením špiček bude ještě menší. Z těchto výsledků plyne, že rám je předdimenzovaný a zajistí dostatečnou tuhost během vrtání (při použití běžné oceli $R_e = 190 \text{ Nmm}^{-2}$).



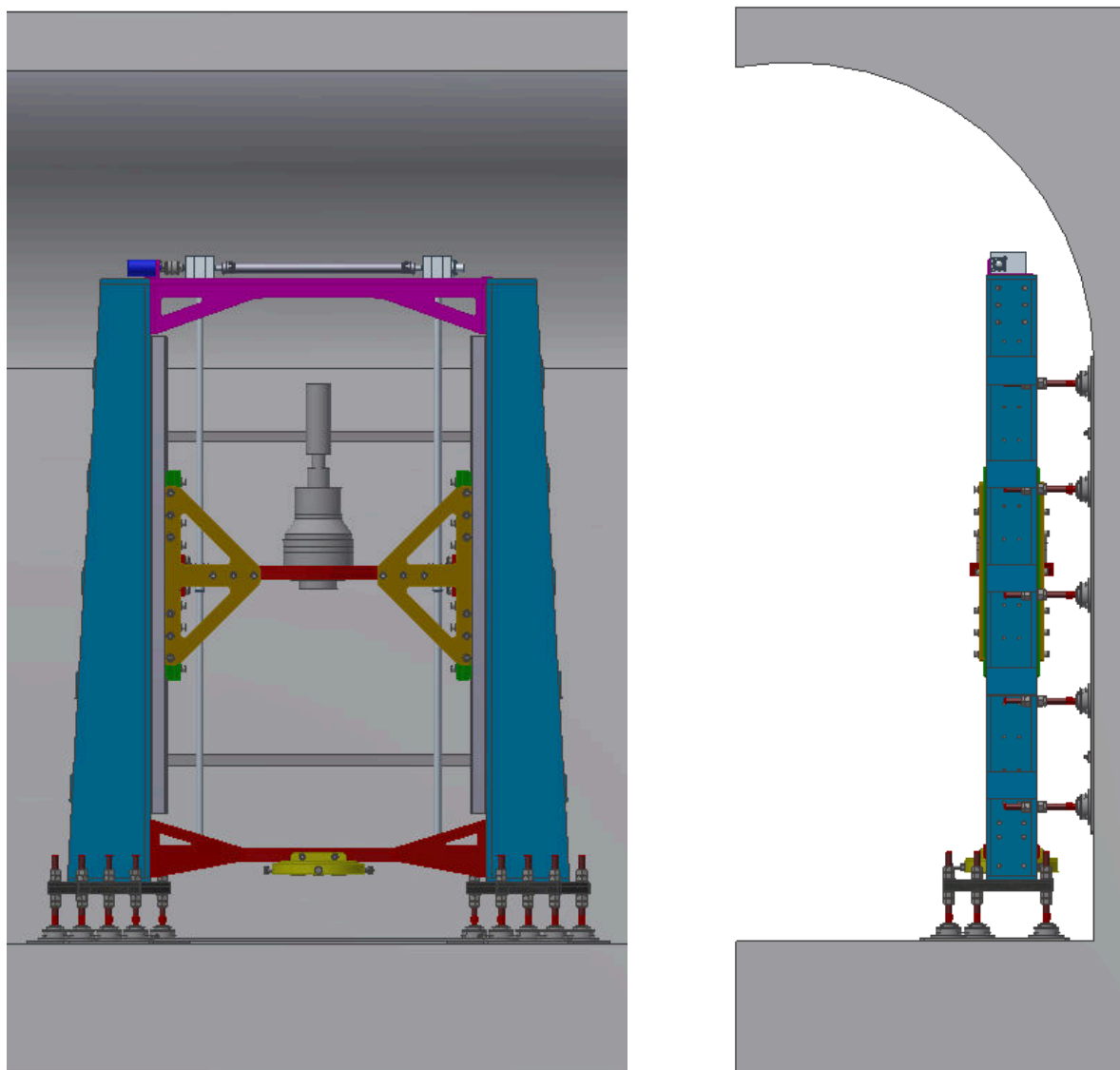
Obrázek 5.23: Průběh napětí na tělese (hodnoty uvedené v tabulce jsou v Nmm^{-2})

5.8 Shrnutí vlastností konstrukce

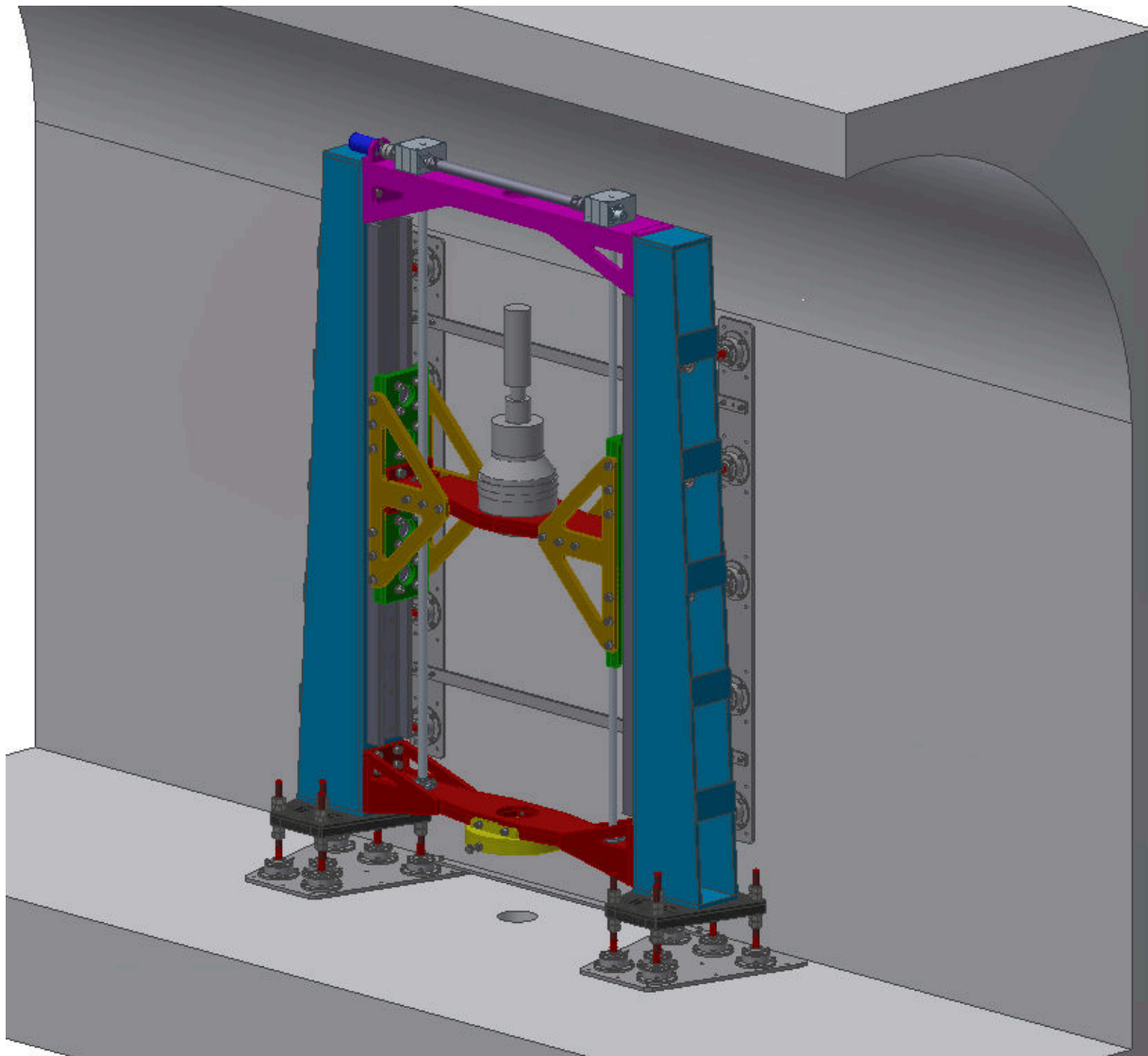
Na obrázku 5.24 a 5.25 je zobrazena vrtná souprava umístěná v modelu chodby. Z toho obrázku je zřejmé, že zastavovací rozměry vrtné soupravy jsou na tolik kompaktní, aby se vrtná souprava dala v chodbě bez problémů sestavit a používat. Konečné parametry vrtné soupravy jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Tabulka 5.1: Výsledné parametry vrtné soupravy

Výška	2 506	mm
Šířka	2 128	mm
Hloubka	630	mm
Hmotnost	972	kg



Obrázek 5.24: Vrtná souprava v chodbě - čelní a boční pohled



Obrázek 5.25: Vrtná souprava v chodbě

Kapitola 6

Závěr

Práce obsahuje návrh zařízení pro vrtání ve stísněných prostorách. Byla provedena rešerše vrtaných zařízení a následně navržena koncepce zařízení ve více variantách. Zadavatel práce vybral vhodný koncept k detailnímu rozpracování. Tento výběr byl v práci podrobně rozpracován a vznikl 3D model sestavy zařízení. Byly provedeny potřebné návrhové a kontrolní výpočty důležitých uzlů zařízení. Z těchto podkladů byl vypracován návrhový výkres sestavy. Zadavatel práce bude podle výsledků této práce stroj realizovat. Aktuálně je ve fázi jednání s externím výrobcem. Předpokládané spuštění stroje je plánováno na říjen 2015.

Protože investor se rozhodl použít tuto práci pro realizaci a nákladné zařízení podle ní vyrobit, splnila tato práce svůj účel. Cíle práce byly splněny.

Kapitola 7

Seznam použité literatury

- [1] PILÁTOVÁ Lenka, PILNÝ Vojtěch (2015): *Odborná zpráva o postupu prací a dosažených výsledcích za rok 2014*. 13 s.
- [2] Technika pro provádění vrtných prací. *Http://geologie.vsb.cz* [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz/TECHHLDOB/hlubinneVrtani/vrtani/technikaPraci.htm>
- [3] Vrty a vrtání. *Http://www.petroleum.cz* [online]. 2015 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://www.petroleum.cz/ropa/vrty-vrtani.aspx>
- [4] ZIMM Screw Jack Systems catalogue 2013. *Http://zimm-screwjacks.com* [online]. 2013 [cit. 2015-06-19]. Dostupné z: <http://zimm-screwjacks.com/downloads/zimm-screw-jack-systems-catalogue-2013>
- [5] ŠVEC Vladimír (1997): *ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ Spoje a části spojovací*. Vyd. 1. Praha: ČVUT v Praze. 169 s. ISBN 80-01017-01-X.
- [6] ŠVEC Vladimír (1995): *ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ Příkladů*. Vyd. 2. Praha: ČVUT v Praze. 120 s. ISBN 80-010135-45.
- [7] DRASTÍK František a kolektiv (2002): *Strojírenské tabulky pro konstrukci i dílnu*. Vyd. 2. Ostrava: MONATEX. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.