

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

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

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Návrh hydraulického lisu pro technologické využití systému multiway.

Autor: **Bc. Miroslav BĚLE**  
Vedoucí práce: **Ing. Václav KUBEC Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Miroslav BĚLE**  
Osobní číslo: **S13N0037P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Návrh lisu pro technologické využití systému**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

V úvodu práce bude provedena rešerše na téma technologie Multiway. V práci budou vypracovány varianty konstrukce rámu lisu. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

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

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

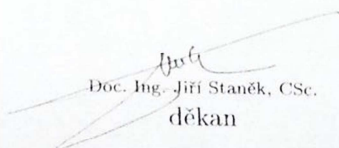
**KOVÁČ, A., JENKUT, M. Tvárniace stroje. Bratislava: Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978**

**STANĚK, J. Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje. Plzeň: ZČU v Plzni, 2001**

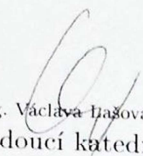
**RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. Tvářecí stroje. Praha: SNTL, 1985**

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

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Roman Švantner**  
TS Plzeň, a. s.  
Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**  
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Václava Hašová, 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

<b>AUTOR</b>	Příjmení Běle	Jméno Miroslav		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	„Stavba výrobních strojů a zařízení“			
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kubec Ph.D.	Jméno Václav		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh lisu pro technologické využití systému multiway			

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2015
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	166	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	140	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	26
---------------	-----	---------------------	-----	--------------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Diplomová práce obsahuje stručné seznámení s tvářecí technologií multiway. Mapuje dosud známá zařízení použitelná pro tuto technologii. Cílem práce je návrh nových variant zařízení pro tuto technologii. Následné zhodnocení variant a podrobné rozpracování nejvhodnějšího návrhu včetně výpočtů. Hlavní částí diplomové práce je návrh rámu zařízení a jeho kontrola prostřednictvím MKP. Práce obsahuje také 3D model celého navrženého zařízení. Veškeré výpočty jsou zařazeny do příloh.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	Kombinovaný hydromotor, tvářecí trn, hydromotor, plunžr, rám lisu, zápustka, MKP.

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Běle	Name Miroslav	
<b>FIELD OF STUDY</b>	“Design of Manufacturing Machines and Equipmen“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing.Kubec Ph.D.	Name Václav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Proposal for press for technological use of multiway system		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	166	<b>TEXT PART</b>	140	<b>GRAPHICAL PART</b>	26
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The thesis includes familiarization with multiway technology. In its first part the diploma work deals with mapping market of equipment using for this technology. Main target of this work is to design the new equipment for this technology. Next step of the work is appreciation of variants and choice the best type of equipment. The main parts are proposal of equipment’s frame and control frame using method MKP. Work consist 3D mode of proposal equipment. All calculations of equipment are attached.
<b>KEY WORDS</b>	The combined hydraulic, the forming mandrel, the hydraulic, the plunger, the press frame, thedie, MKP.

## **Poděkování**

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu práce Ing. Václavu Kubcovi Ph.D. za ochotu a vstřícné poskytování informací potřebných k vypracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Romanu Švantnerovi za cenné informace a rady potřebné k vypracování diplomové práce.

## Obsah

<b>1</b>	<b>Zadání</b> .....	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>Rešerše</b> .....	<b>12</b>
2.1	Technologie Multiway .....	12
2.2	Příklad použití technologie.....	13
2.3	Síly potřebné k technologii .....	15
2.4	Multway lisy (popis) .....	16
2.4.1	Přídavné zařízení.....	16
2.4.2	Sloupový lis „multiway“ .....	17
2.4.3	Lamelový lis „multiway“ .....	18
<b>3</b>	<b>Návrh konstrukčních variant</b> .....	<b>19</b>
3.1	Návrh zařízení .....	19
3.2	Koncepční návrh 1 – se spodním pohonem .....	21
3.3	Koncepční návrh 2 – s horním pohonem .....	23
3.4	Koncepční návrh 3 – s kombinovaným hydromotorem.....	25
3.5	Přibližný návrh jednotlivých variant .....	26
3.5.1	Rozhodnutí mezi jednotlivými variantami.....	27
3.6	Návrh hydraulického systému vítězné varianty .....	28
3.7	Návrh hydromotorů horizontálních tvářecích trnů (bočních) .....	29
3.7.1	Varianta 1 (horizontální).....	29
3.7.2	Varianta 2 (horizontální).....	31
3.7.3	Rozhodnutí mezi variantami .....	32
3.8	Návrh hydromotorů zápustky .....	33
3.8.1	Varianta 1 (zápustky).....	33
3.8.2	Varianta 2 (zápustky).....	35
3.8.3	Rozhodnutí mezi variantami .....	37
3.9	Návrh kombinovaného hydromotoru .....	37
3.9.1	Varianta 1 (kombinovaný hydromotor) .....	37
3.9.2	Varianta 2 (kombinovaný hydromotor) .....	40
3.9.3	Rozhodnutí mezi variantami .....	43
<b>4</b>	<b>Výpočty navržené varianty</b> .....	<b>44</b>
4.1	Základní použité vzorce .....	45
4.2	Výpočet horizontálních (bočních) hydromotorů .....	46



4.3	Výpočet kombinovaného hydromotoru.....	47
4.4	Výpočet zpětných válců kombinovaného hydromotoru.....	49
4.5	Výpočet hydromotoru vyhazovače.....	50
4.6	Výpočet rámu lisu .....	51
4.7	Shrnutí vypočtených rozměrů .....	52
4.8	Zvolená těsnění hydromotorů.....	54
4.8.1	Těsnění kombinovaného hydromotoru a zpětných válců .....	54
4.8.2	Těsnění horizontálních hydromotorů a hydromotoru vyhazovače .....	55
<b>5</b>	<b>Konstrukční návrh .....</b>	<b>58</b>
5.1	Návrh rámu varianta 1 .....	59
5.1.1	Okrajové podmínky výpočtu.....	60
5.2	Návrh rámu varianta 2.....	62
5.2.1	Okrajové podmínky výpočtu.....	63
5.3	Návrh rámu varianta 3 .....	67
5.3.1	Okrajové podmínky výpočtu.....	68
5.4	Posouzení z hlediska vyrobitelnosti rámu.....	71
5.5	Návrh děleného rámu .....	72
5.5.1	Okrajové podmínky výpočtu.....	73
5.6	MKP analýza celého zařízení.....	78
<b>6</b>	<b>Detailní pohled na konstrukci .....</b>	<b>82</b>
6.1	Sestava zařízení .....	82
6.2	Ukotvení rámu.....	83
6.3	Kombinovaný hydromotor .....	84
6.4	Přívod tlakového media kombinovaného hydromotoru .....	85
6.5	Zpětné válce kombinovaného hydromotoru.....	87
6.6	Uložení vertikálního tvářecího trnu.....	87
6.7	Horizontální (boční) hydromotor .....	89
6.8	Uložení bočních tvářecích trnů .....	89
6.9	Pohon vyhazovače.....	89
6.10	Uložení vyhazovacího trnu.....	90
<b>7</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>91</b>
	<b>Seznam tabulek.....</b>	<b>95</b>
	<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>95</b>
	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>98</b>

<b>Seznam použité literatury</b> .....	<b>98</b>
<b>Příloha 1</b> .....	Chyba! Záložka není definována.
<b>Příloha 2</b> .....	<b>119</b>
<b>Příloha 3</b> .....	<b>125</b>
<b>Příloha 4</b> .....	<b>145</b>
<b>Příloha 5</b> .....	<b>151</b>
<b>Příloha 6</b> .....	<b>156</b>
<b>Příloha 7</b> .....	<b>160</b>

# 1 Zadání

Zadavatelem diplomové práce je firma TS Plzeň a.s., která se zabývá převážně výrobou hydraulických lisů.

Cílem diplomové práce bude navrhnout celé zařízení, které bude splňovat silové požadavky technologického procesu multiway viz.: Tabulka 1.1, ale také rozměrové požadavky pro technologický proces multiway viz.: Tabulka 1.2.

Hlavní částí celého zařízení bude rám, jehož hlavním parametrem bude maximální deformace pracovního prostoru, která bude později ovlivňovat přesnost výrobků. Deformace pracovního prostoru stroje proto nesmí překročit hranici 10 mm v žádném směru. Rám zařízení bude navržen s bezpečností proti přetížení  $k = 2$ .

Pro návrh rámu zařízení je však nutné znát veškeré parametry pohonů. Dalším cílem tedy bude navrhnout varianty pohonů celého zařízení a vyhodnotit nejvhodnější z variant. Tato varianta bude detailně propočtena.

Tabulka 1.1: Požadované silové parametry zařízení

Vertical ram force Vertikální síla	Nominal force	Nominální síla	200/130	MN
	Main ram force	Hlavní síla (uzavírací)	125	MN
	External piercing force	Děrovací síla	75	MN
	Total forge force	Celková síla	200	MN
	Main return force	Hlavní zpětná síla	25	MN
	Pierce return force	Zpětná děrovací síla	8	MN
Horizontal ram force (each side) Horizontální síla (z každé strany)	Internal or external piercing force	Boční děrovací síla	50	MN
	Main ram return force	Hlavní boční zpětná síla	10	MN
	Piercing ram return force	Boční zpětná děrovací síla	6	MN
	Eject force (Piercing force)	Vyhazovací síla	20	MN
Eject ram force Vyhazovací síla	Return force	Zpětná síla	5	MN
Maximum fluid work pressure	Maximální tlak kapaliny		42/60	MPa

Tabulka 1.2: Požadované rozměry zařízení

Dimensions Základní rozměry	Vertical opening height (distance between the bottom surface of moving crosshead and top surface of the work table)	Vertikální otevření (vzdálenost mezi spodní plochou pohyblivé traverzy a deskou stolu)	3500	mm
	Horizontal opening distance (the distance between the horizontal ram or piercing ram end surfaces)	Horizontální otevření (vzdálenost meziplochami bočních plunžrů (normálních nebo děrovacích)	4000	mm
	Moving table size (length x width)	Velikost pohyblivého stolu	4000x3200	mm
	Distance between the centreline of the horizontal ram and the top face of the moving table	Vzdálenost mezi osou bočních válců a horní plochou stolu	1100	mm
Stroke Zdvih	Vertical main ram/return rams (moving crosshead)	Vertikální zdvih	2000	mm
	Vertical piercing ram/return rams	Vertikální děrovací zdvih	3000	mm
	Horizontal main ram (each side)	Horizontální zdvih (na každé straně)	1000	mm
	Bottom ejector/return	Zdvih vyhazovačů	1500	mm

## 2 Rešerše

### 2.1 Technologie Multiway

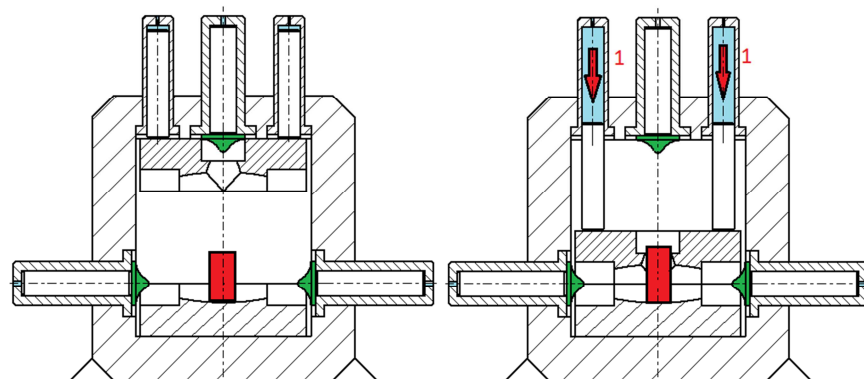
Multiway systém je technologický proces přetváření materiálu. Jedná se o kombinaci zápusťkového kování a zároveň zpětného protlačování. Materiál je přetvářen ve více směrech postupně za sebou. Díky tomuto procesu je materiál lépe protvářen a tudíž má lepší mechanické vlastnosti. Další z výhod je vyšší využití materiálu, než v případě běžného zápusťkového kování, to znamená minimalizace výronku. Lze vyrábět i tvarově složitější součásti na jeden technologický proces, čímž jsou zkráceny výrobní popřípadě manipulační časy s obrobkem. Další úsporou spojenou s touto technologií je také fakt, že dochází pouze

k jednomu ohřevu součásti. Odpadají tedy ztráty energie nejen při více ohřevech, ale také jsou eliminovány ztráty opalem materiálu. Technologie je vhodná pro větší počet součástí, neboť jsou vyšší náklady na zápusťku, nebo v případě, že potřebujeme docílit výrazně lepších vlastností materiálu, kterých nejde docílit jiným způsobem. Vzhledem k zadaným silovým parametrům stroje a velikosti stroje je zřejmé, že budou vyráběny součásti s většími rozměry (okolo 1000 mm). Výstupem tohoto technologického procesu je tvarově složitý výkovek.

Samotná technologie se skládá z tváření v zápusťce a zpětného protlačování. Součástí zařízení tedy musí být tvarová zápusťka pro danou součást společně se svislým tvářecím trnem a vodorovnými tvářecími trny.

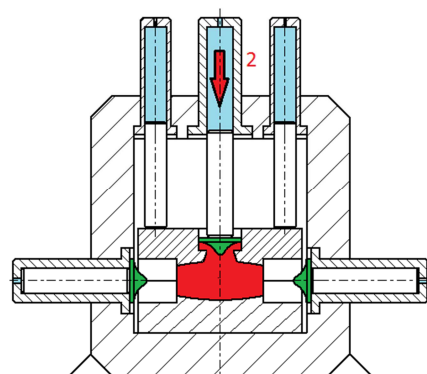
## 2.2 Příklad použití technologie

Prvním krokem technologie je vložení předehřátého polotovaru do tvarové zápusťky a poté její následné uzavření viz.: Obrázek 2.1.



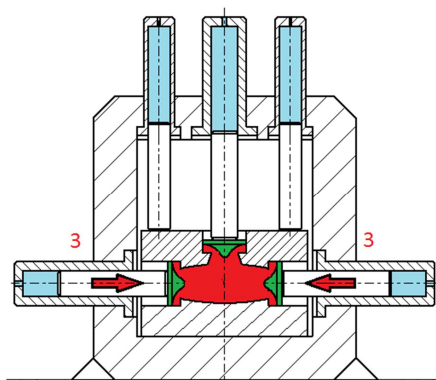
Obrázek 2.1: Plnění a uzavření

Dále následuje tváření pomocí vertikálního (svislého) tvářecího trnu, který na polotovar působí jako první. Tímto dojde nejdříve k vyplnění svislé dutiny a následnému vytlačení materiálu do vodorovných dutin. V této fázi dochází v podstatě k zápusťkovému kování materiálu viz.: Obrázek 2.2.



Obrázek 2.2: Zápusťkové tváření

V poslední fázi tváření působí na polotovar horizontální (boční) tvářecí trny. Ty způsobí dotvoření polotovaru do finální podoby. V této fázi dochází ke zpětnému protlačování materiálu viz.: Obrázek 2.3.



Obrázek 2.3: Zpětné protlačování

Po proběhnutí technologie dojde ke vrácení všech trnů do původní polohy a k následnému otevření tvarové zápustky a dále k vyjmutí hotového výkovku.

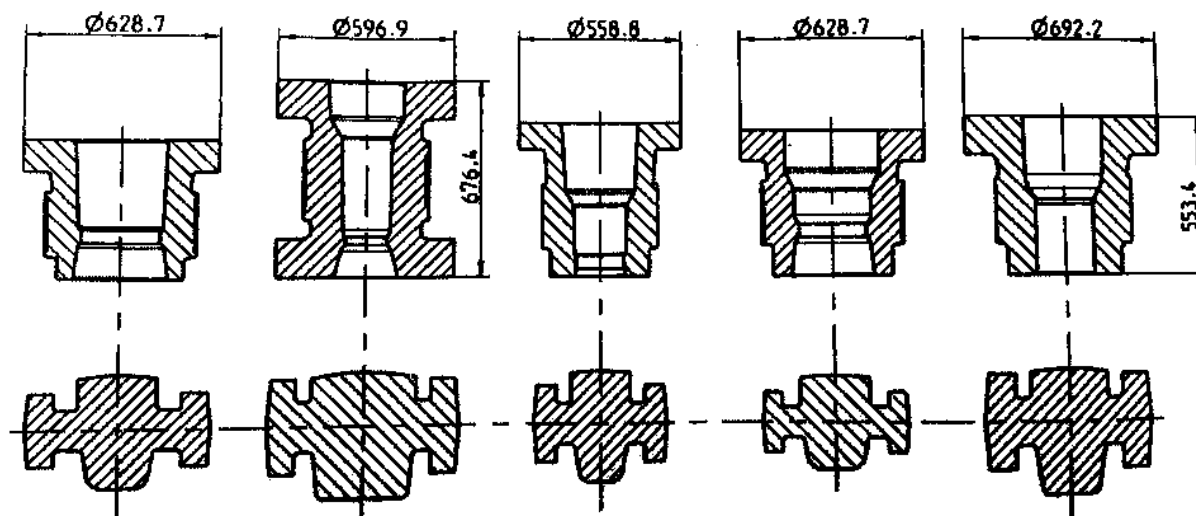
Pro vyjmutí výkovku ze zápustky je potřeba dostatek prostoru, s kterým musí být při návrhu zařízení dále počítáno.

Multiway výrobní proces se v současnosti používá například na výrobu armatur pro jaderný průmysl viz.: Obrázek 2.4, neboť přetvořením materiálu se dosáhne daleko lepších materiálových vlastností oproti odlévání nebo obrábění. Proces lze však použít i pro jiné součásti zejména sériové výroby, neboť se jedná o speciální zařízení.

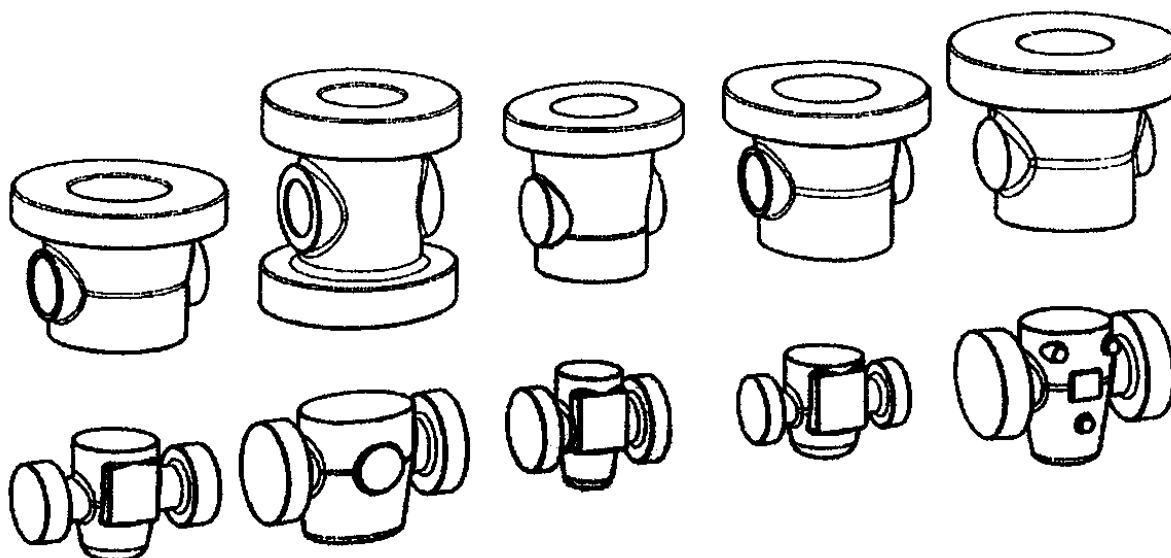
Škála dalších vyráběných armatur viz.: Obrázek 2.6 a jejich přibližné rozměry viz.: Obrázek 2.5.



Obrázek 2.4: Výkovek [1]



Obrázek 2.5: Rozměry výkvyků



Obrázek 2.6: Typy výkvyků

### 2.3 Síly potřebné k technologii

Pro realizaci samotné technologie je zapotřebí několik silových účinků realizovaných hydraulickými válci, které nám umožňují vyvinout maximální sílu v libovolném místě zdvihu a tím je umožněna vysoká variabilita produkovaných tvarů a rozměrů.

Jeden z hlavních pohybů a silových účinků je zavření a následné držení zápustky. Tento proces je velmi důležitý pro dosažení přesnosti a tvaru součástí. Je zapotřebí značně velké síly k držení zápustky zavřené, neboť v ní dochází ke tváření materiálu.

Další z důležitých pohybů je pohyb vertikálního (svislého) tvářecího trnu. Po zavření materiálu v zápustce je materiál tvářen tímto trnem.

Poslední z důležitých pohybů je pohyby horizontálních (bočních) trnů. Po stlačení svislého trnu dotváří požadovaný tvar horizontální (boční) trny. Zde dochází zejména ke zpětnému protlačování.

## 2.4 Multway lisy (popis)

Multiway lisy jsou speciální zařízení, která umožňují přetváření materiálu ve více směrech. Nejčastěji jsou zapotřebí 3 pohyby:

1. Pohyb pro zavření zápustky
2. Pohyb horního tvářecího trnu
3. Pohyb bočních tvářecích trnů

Tyto lisy mohou být vyrobeny z klasických hydraulických lisů pomocí speciálního příslušenství. Tato varianta je však méně vhodná, protože rám běžného lisu není navržen na tento typ zatížení. Další z možností je tvorba speciálních zařízení pro danou technologickou operaci.

Varianty dostupné na trhu:

Ze všech dostupných variant na trhu byly nalezeny tři možné varianty lisů pro technologickou operaci multiway. Tyto lisy budou následně porovnány a stručně popsány.

Z hlediska rámu můžeme lisy pro multiway rozdělit do dvou základních variant a to se sloupovým rámem a s lamelovým rámem

Sloupový rám: Rám lisu je tvořen horní a spodní traverzou, které jsou propojeny sloupy, po kterých je dále veden beran lisu. Sloupy přenášejí tahové zatížení způsobené lisováním. Boční lisovací válce jsou uchyceny k traverzám lisu (s výjimkou přidavného zařízení).

Lamelový rám: Rám lisu je tvořen z ocelových lamel, které jsou spolu propojeny a tvoří jeden celek. Na tento rám jsou upevněna vedení, po kterých se pohybuje beran. Na rámu jsou dále uchyceny boční lisovací válce.

Dále lze lisy rozdělit podle polohy hlavního lisovacího válce na lisy s horním anebo spodním pohonem.

U lisů s horním pohonem je píst umístěn v horní traverze stroje, a ten působí na beran, který lisuje součást.

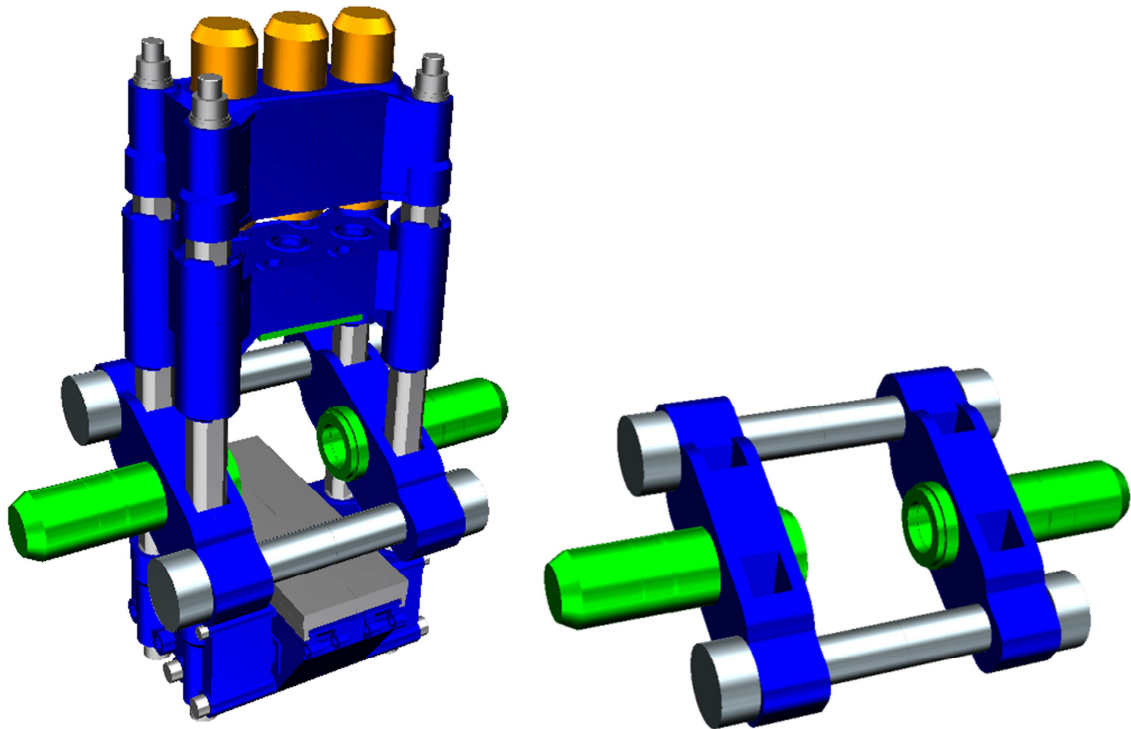
Lisy s dolním pohonem mají hlavní lisovací válec uchycen ve spodní traverze lisu a tudíž se pohybuje při uzavírání formy celý rám.

### 2.4.1 Přídavné zařízení

Jednou z prvních variant, která se objevila, je přídavné zařízení běžného lisu. Po instalaci tohoto zařízení je poté možno aplikovat technologickou operaci multiway. Při této variantě však dochází k většímu namáhání sloupů od tvářecí síly v horizontálním směru.

Přídavné zařízení se skládá ze dvou horizontálních (bočních) pístů montovaných pomocí speciálního uchycení na sloupy běžného lisu.

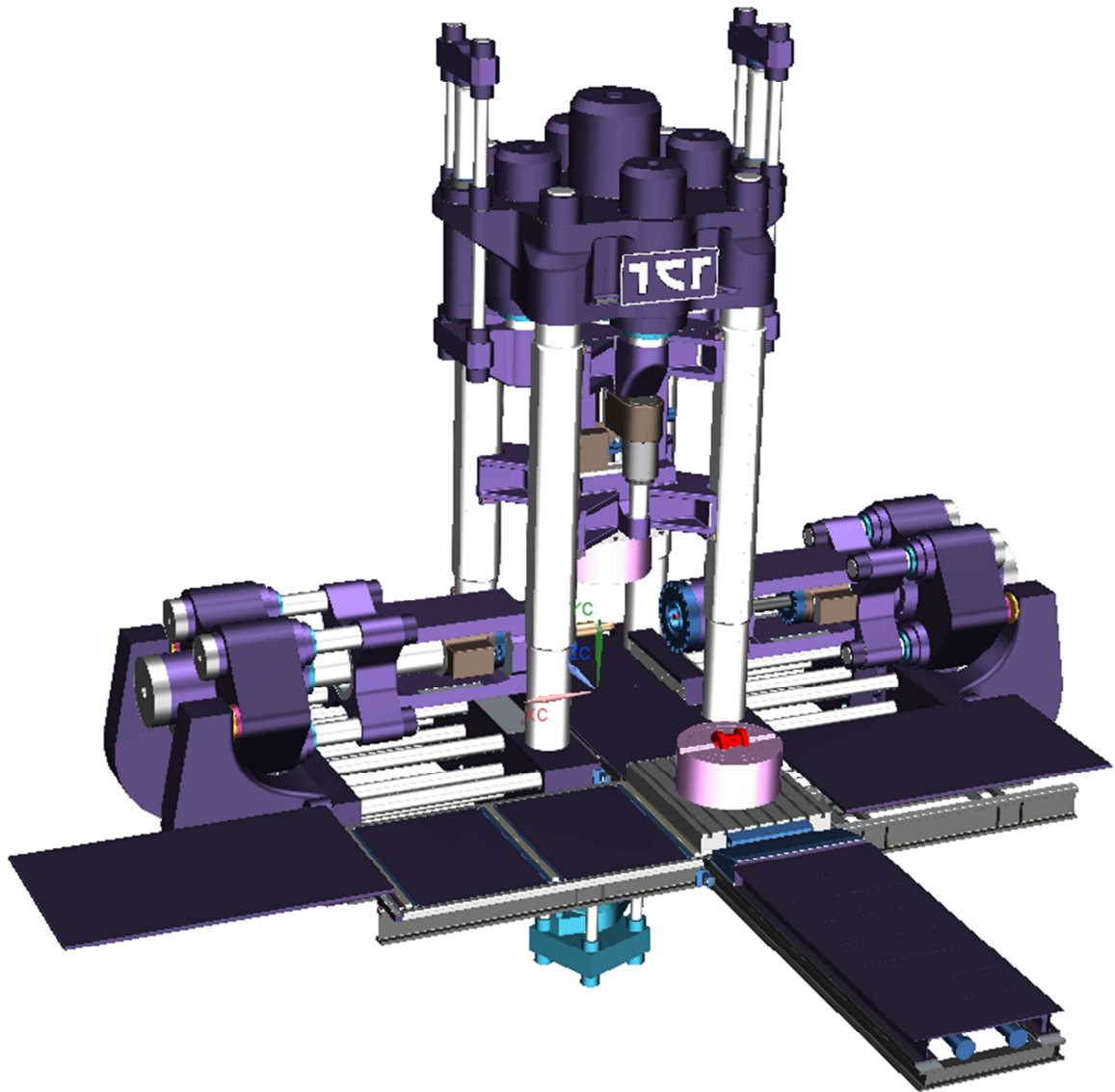




Obrázek 2.7: Přídavné zařízení

#### 2.4.2 Sloupový lis „multiway“

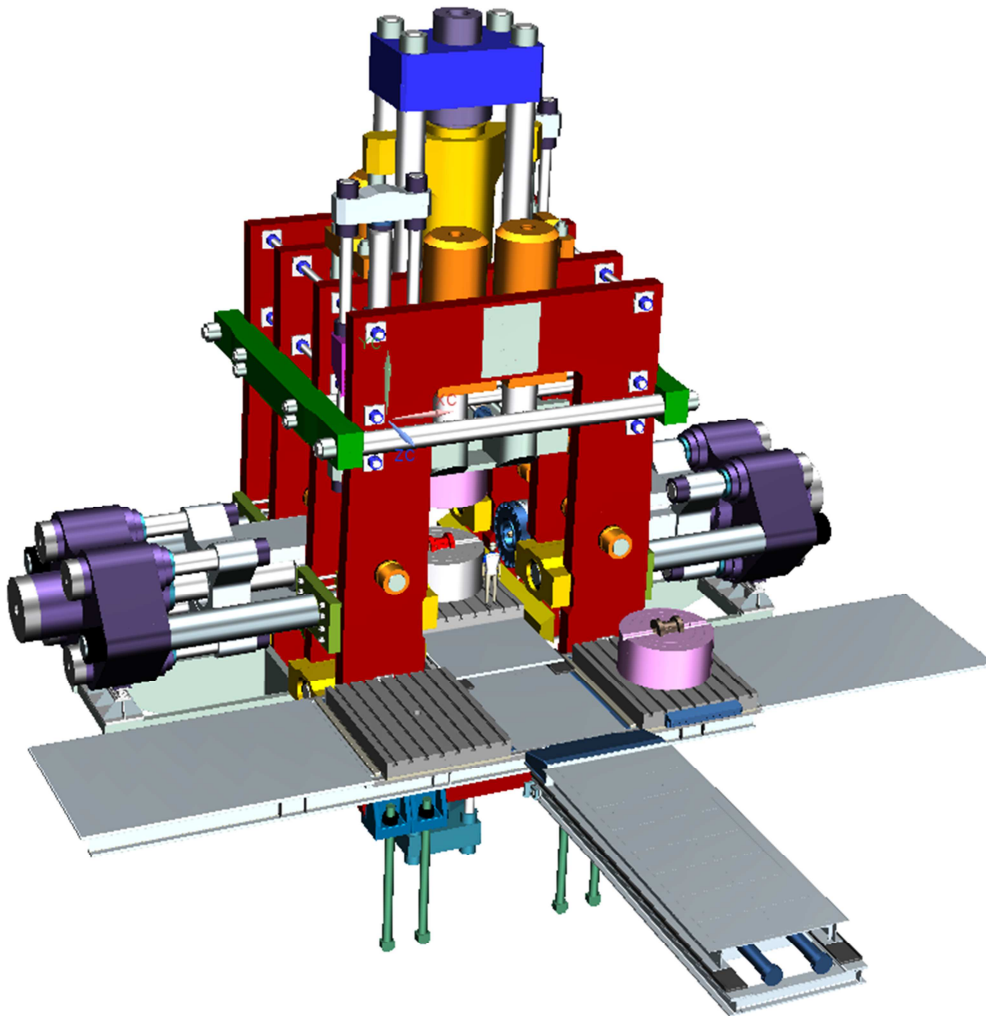
Další z variant je lis se sloupovým rámem. Je však obohacen o druhý sloupový rám, který nese horizontální písty potřebné pro tuto operaci. Kromě původního „vertikálního“ sloupového rámu je v konstrukci začleněn ještě druhý „horizontální“ rám. Tím odpadá zatížení vertikálních sloupů horizontálními tvářecími silami.



Obrázek 2.8: Sloupový lis

### 2.4.3 Lamelový lis „multiway“

Poslední z dostupných variant je lamelový lis. Rám tohoto lisu se skládá z lamel, které jsou navrženy tak, aby přenášely veškeré síly vzniklé technologií multiway. Tento lis oproti předchozím disponuje velkou tuhostí. Jedná se však o jednoúčelové zařízení.



Obrázek 2.9: Lamelový lis

### 3 Návrh konstrukčních variant

#### 3.1 Návrh zařízení

Pro návrh variant lisu používaného technologii multiway je zapotřebí ujasnit si, co musí toto zařízení splňovat:

1. Musí vyvozovat dostatečné síly potřebné nejen ke tváření materiálu, ale i k zavření zápustky a jejímu následnému udržení v zavřeném stavu. Vzhledem k tomu, že zařízení je navrhováno na velké tvářecí síly, není možné použití mechanických zámků pro udržení zápustky zavřené. Tato zavírací síla proto bude vyvozena společně s tvářecími silami hydraulicky.
2. Zařízení musí umožňovat tváření materiálu ve dvou na sebe kolmých směrech. Musí tedy umožňovat pohyb v těchto dvou směrech.
3. Musí disponovat velkou pevností, neboť se jedná o velké tvářecí síly.

Při návrhu zařízení se konstruktér často inspiruje konstrukcí dnes běžně vyráběných strojů, které alespoň částečně splňují uvedené požadavky. Při návrhu tedy vychází z těchto zařízení a snaží se zařízení upravit tak, aby na ně bylo možné aplikovat tvářecí technologii multiway.

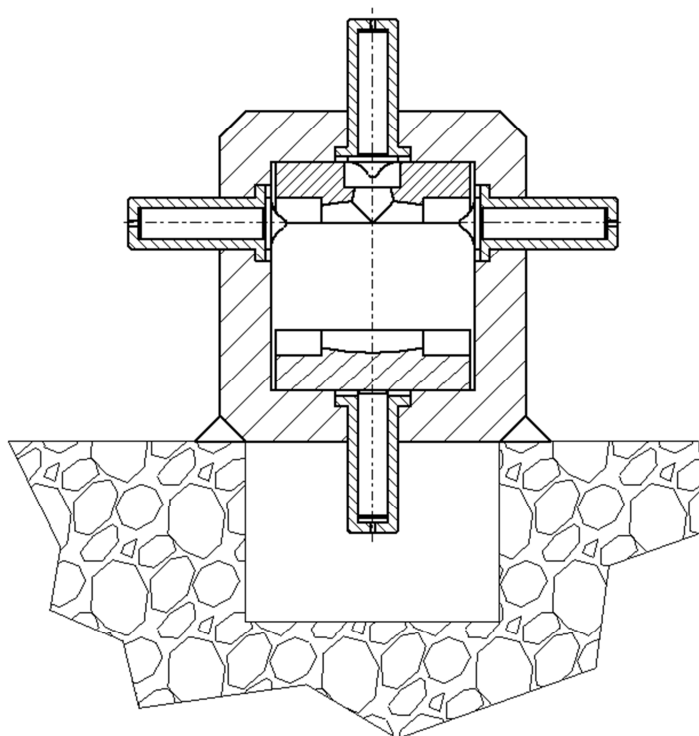
Vzhledem k tomu, že v doposud známých návrzích bylo vycházeno z konstrukcí běžných lisů upravených na technologii multiway, rozhodl jsem se jít jinou cestou. Pro návrh nového zařízení jsem se inspiroval radiálním kovací zařízením viz.: Obrázek 3.1.

Radiální kovací zařízení se skládá z robustního a velmi tuhého rámu. Tento rám nese kovací hlavy, které jsou rozmístěny po obvodu po 90°. Byla tedy převzata myšlenka rámu radiálního kovacího zařízení a kovací hlavy byly nahrazeny hydraulickými válci potřebnými pro tvářecí operaci.



Obrázek 3.1: Radiální kovací zařízení [2]

### 3.2 Koncepční návrh 1 – se spodním pohonem

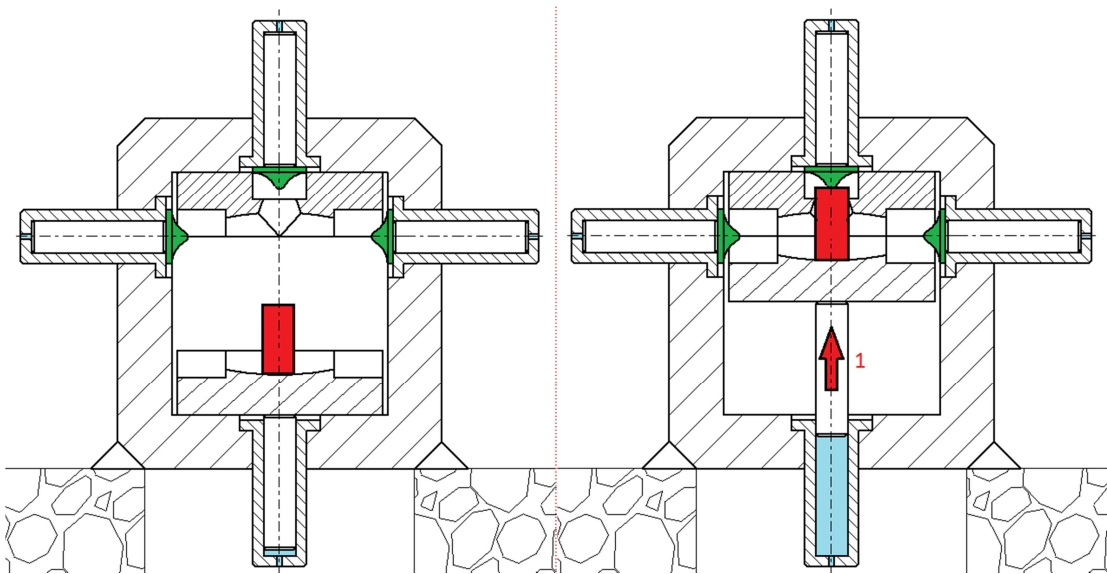


Obrázek 3.2: Koncepční návrh 1

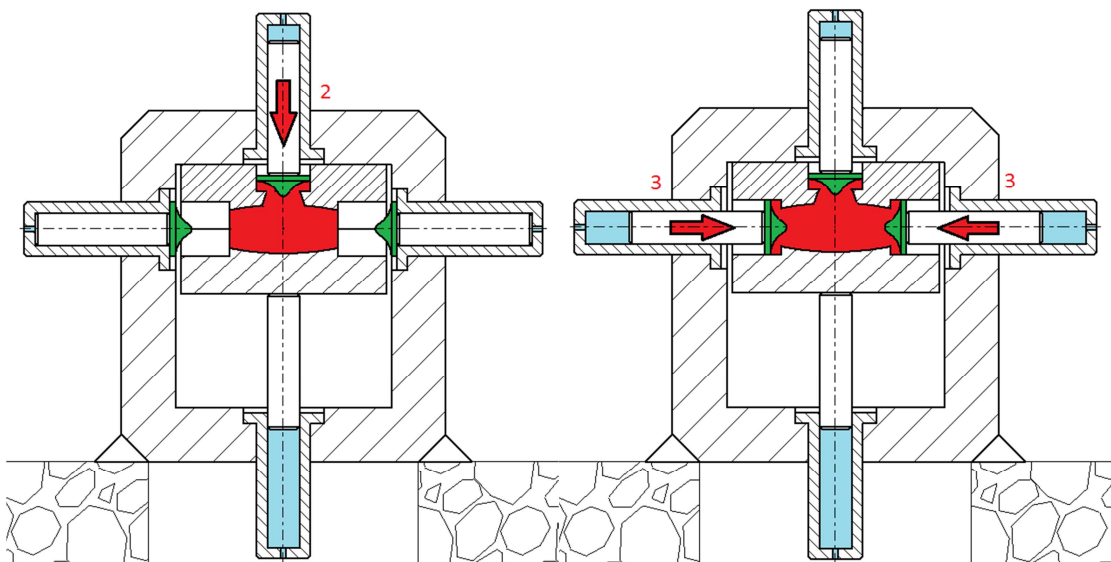
Bude se skládat z pevného rámu, ve kterém budou ve dvou směrech umístěny hydromotory. Dva proti sobě jdoucí v horizontálním směru a dva proti sobě jdoucí ve vertikálním směru.

Horní část zápustky bude pevně uchycena v horní části stroje a bude skrz ni procházet horní (vertikální) tvářecí trn. Spodní část zápustky bude umístěna na spodním (vertikálním) hydraulickém válci. Dva horizontální hydromotory ponosou horizontální (boční) tvářecí trny.

Po vložení polotovaru do spodní části zápustky bude pomocí spodního (vertikálního) hydromotoru zvednuta spodní část a přitlačena na horní část, čímž dojde k uzavření zápustky viz.: Obrázek 3.3. Následně bude pomocí horního (vertikálního) hydromotoru zatlačen horní (svislý) tvářecí trn do zápustky. Jako poslední budou použity horizontální (boční) tvářecí trny pomocí horizontálních hydromotorů viz.: Obrázek 3.4. Po tomto cyklu se všechny hydromotory s tvářecími trny vrátí do počáteční polohy. Jako poslední se vrátí do počáteční polohy dolní (vertikální) hydromotor, čímž dojde ke spuštění spodní části zápustky dolu a tím pádem k jejímu otevření. Poté bude vyjmut hotový výkovek.



Obrázek 3.3: Vložení polotovaru



Obrázek 3.4: Tvářeni materiálu

## Výhody:

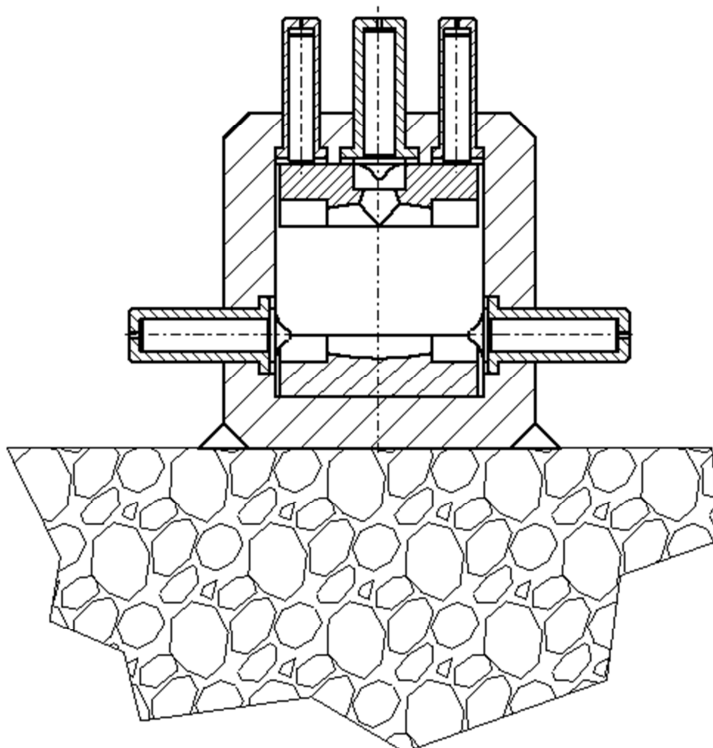
Jednoduchost

Nejmenší zeslabení rámu a tudíž vyšší tuhost

## Nevýhody:

Síla přitlačující zápusťku zespod musí být zvětšena o velikost tvářecí síly působící v protisměru, a tudíž se přetlačují. Dochází tak k větším energetickým ztrátám.

### 3.3 Koncepční návrh 2 – s horním pohonem

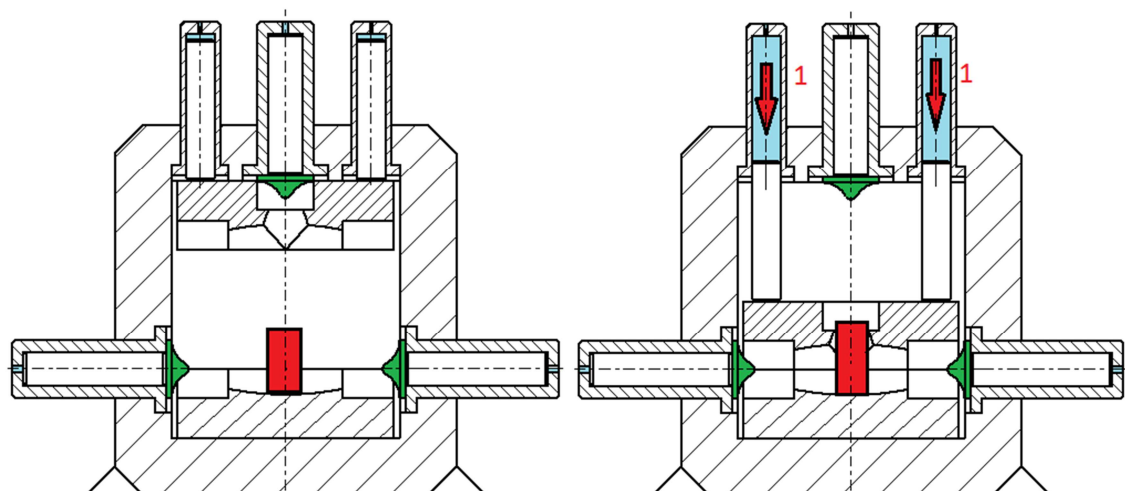


Obrázek 3.5: Koncepční návrh 2

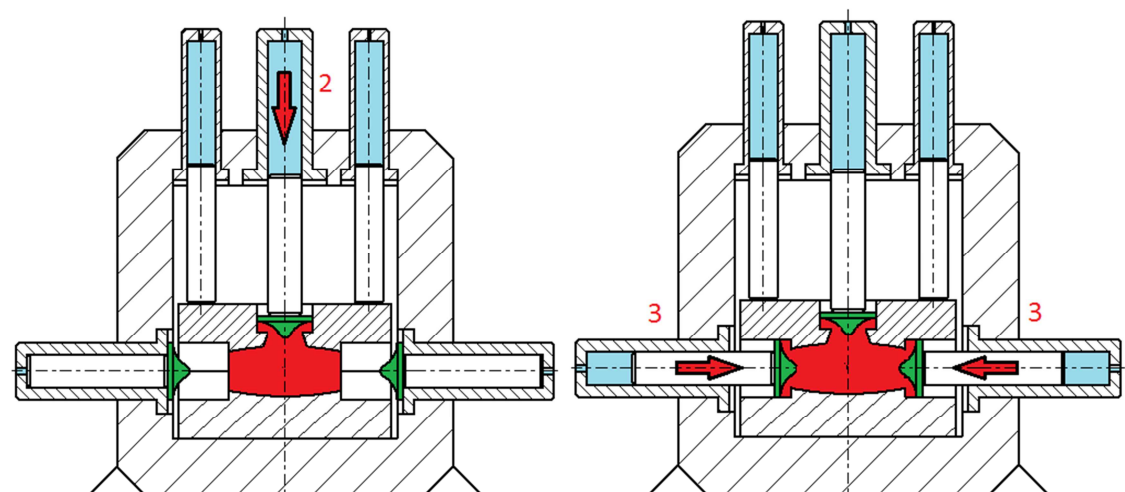
Bude se skládat z pevného rámu, ve kterém budou umístěny dva proti sobě jdoucí horizontální (boční) hydromotory a tři vertikálních hydromotorů. V tomto případě budou vertikální hydromotory umístěny pouze ve vrchní části rámu. Dva krajní hydromotory ponosou zápusťku a prostřední ponese vertikální (svislý) tvářecí trn.

Spodní část zápusťky bude tedy pevně uchycena na dolní části rámu. Horní část zápusťky bude nesena dvěma krajními vertikálními hydromotory a bude skrz ni procházet vertikální (svislý) tvářecí trn nesený prostředním vertikálním hydromotorem ve vrchní části rámu.

Po vložení polotovaru do spodní části zápusťky budou spuštěny dva krajní vertikální hydromotory, které nesou vrchní část zápusťky. Ta bude následně přitlačena na spodní část zápusťky a tím bude zápusťka uzavřena viz.: Obrázek 3.6. Po uzavření bude spuštěn prostřední vertikální hydromotor a vertikální (svislý) trn bude zatlačen do zápusťky. Následně budou spuštěny horizontální (boční) hydromotory a boční tvářecí trny dokončí požadovaný tvar viz.: Obrázek 3.7. Po tomto cyklu se vrátí všechny hydromotory do původní polohy v obráceném pořadí a výkovek bude vyjmut ze zápusťky.



Obrázek 3.6: Vložení polotovaru



Obrázek 3.7: Tváření materiálu

## Výhody:

Oproti předchozí variantě jsou písty zavírající zápustku umístěny v horní traverze, písty tak nepůsobí proti sobě a nedochází k maření energie

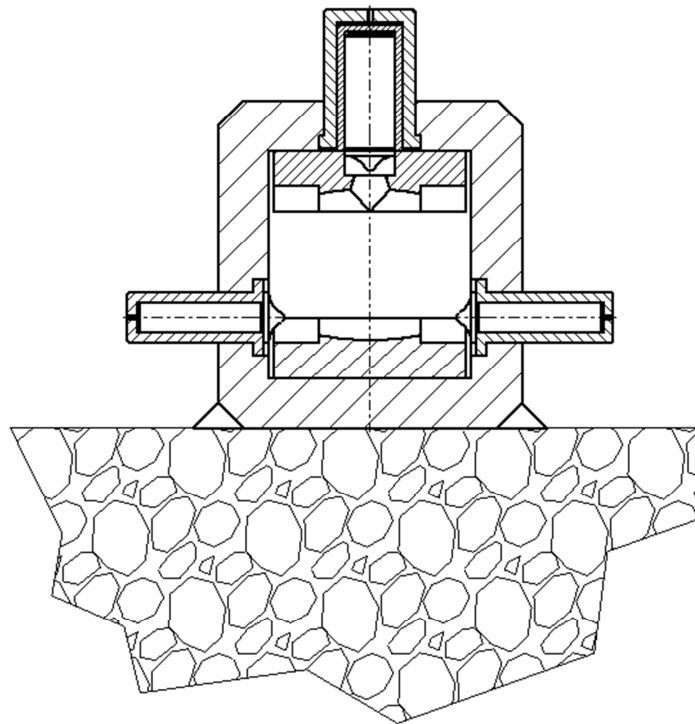
## Nevýhody:

Umístěním více hydromotorů do horní traverzy dochází k jejímu zeslabení a tím ke snížení tuhosti.

Velký počet hydromotorů navyšuje hmotnost celého zařízení.



### 3.4 Konceptní návrh 3 – s kombinovaným hydromotorem

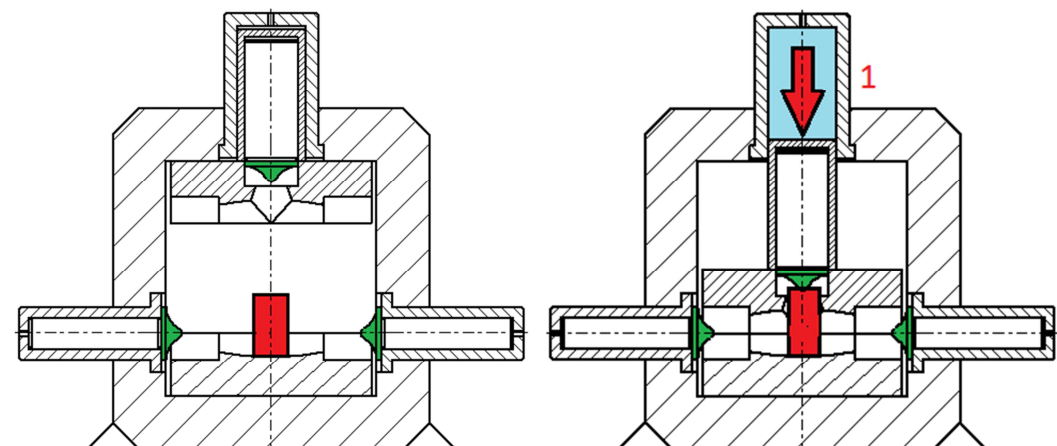


Obrázek 3.8: Konceptní návrh 3

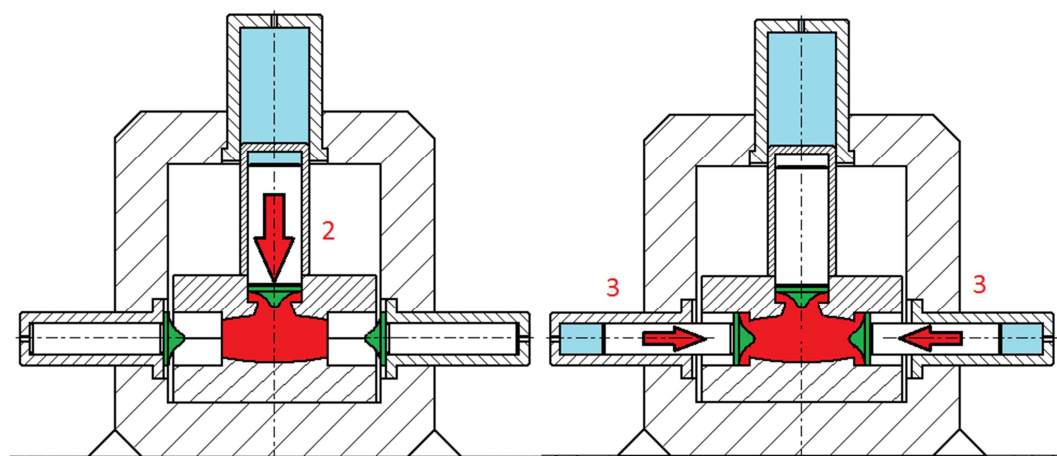
Bude se skládat z pevného rámu, kde bude v horní části umístěn jeden kombinovaný hydromotor a dvou horizontálních (bočních) proti sobě jdoucích hydromotorů.

Spodní část zápusťky bude pevně upevněna k dolní části rámu. Horní část zápusťky bude uchycena na vnějším plunžru kombinovaného hydromotoru. Skrz horní část bude procházet vertikální tvářecí trn, který bude nesen vnitřním plunžrem kombinovaného hydromotoru.

Po vložení polotovaru do spodní části zápusťky bude spuštěn vertikální kombinovaný hydromotor. Nejprve vnější plunžr uzavře zápusťku, viz.: Obrázek 3.9 a poté začne tlakové médium působit na vnitřní plunžr a dojde k zatlačení vertikálního (svislého) tvářecího trnu do zápusťky. Následně budou spuštěny horizontální (boční) hydromotory. Tím dojde k zatlačení horizontálních tvářecích trnů do zápusťky a dotvoření požadovaného tvaru viz.: Obrázek 3.10. Po tomto cyklu se vrátí v opačném sledu všechny hydromotory do původní polohy a bude vyjmut finální výkovek.



Obrázek 3.9: Vložení polotovaru



Obrázek 3.10: Tváření materiálu

Výhody:

Sjednocení hydromotorů přitlačující zápusťku a hydromotoru vertikálního trnu, čímž je zmenšen počet hydromotorů.

Oproti variantě 1. jsou písty zavírající zápusťku umístěny též v horní traverze, písty tak nepůsobí proti sobě a nedochází k maření energie.

Nevýhody:

Hydromotor větších rozměrů.

Složitější přívod pracovních kapalin do kombinovaného válce.

### 3.5 Přibližný návrh jednotlivých variant

Po návrhu variant byly orientačně spočteny základní rozměry těchto variant. Ze spočtených variant byla sestavena tabulka přibližných rozměrů pro jednotlivé varianty.

Pro přibližný návrh rozměrů byly použity jednoduché výpočty. Nejprve byly ze zadaného tlaku a potřebných sil jednotlivých pohonů spočteny potřebné plochy plunžrů. Z těchto ploch

pak následně byly spočteny průměry plunžrů, které byly zaokrouhleny podle tabulek těsnění. Následně byly podle teorie silnostěnných nádob stanoveny koeficienty poměru stěn válce, z kterých byly následně spočteny průměry tlakových válců. Válce byly následně zkontrolovány z hlediska namáhání metodou SV a metodou HMH. Výpočty viz.: Příloha 1.

Tabulka 3.1: Předběžný návrh rozměrů

Předběžný návrh rozměrů		
Koncepční návrh 1		
Tlak pracovního media [MPa]	42	60
Vnější průměr válce zápusťky [mm]	3600	7650
Vnitřní průměr válce zápusťky [mm]	2000	1700
Průměr plunžru zápusťky [mm]	2000	1700
Průměr plunžru vertikálního trnu [mm]	1600	1300
Vnější průměr válce bočních trnů [mm]	2250	5040
Vnitřní průměr válce bočních trnů [mm]	1250	1120
Průměr plunžru bočních trnů [mm]	1250	1120
Koncepční návrh 2		
Tlak pracovního media [MPa]	42	60
Vnější průměr válce zápusťky [mm]	2450	5400
Vnitřní průměr válce zápusťky [mm]	1400	1200
Průměr plunžru zápusťky [mm]	1400	1200
Průměr plunžru vertikálního trnu [mm]	1600	1300
Vnější průměr válce bočních trnů [mm]	2250	5040
Vnitřní průměr válce bočních trnů [mm]	1250	1120
Průměr plunžru bočních trnů [mm]	1250	1120
Koncepční návrh 3		
Tlak pracovního media [MPa]	42	60
Vnější průměr válce zápusťky [mm]	3600	7650
Vnitřní průměr válce zápusťky [mm]	2000	1700
Průměr plunžru zápusťky [mm]	2000	1700
Průměr plunžru vertikálního trnu [mm]	1600	1300
Vnější průměr válce bočních trnů [mm]	2250	5040
Vnitřní průměr válce bočních trnů [mm]	1250	1120
Průměr plunžru bočních trnů [mm]	1250	1120

Z tabulky přibližných rozměrů je patrné, že při použití tlaku pracovního media 60 MPa dosahují vnější průměry válců velkých rozměrů. Z tohoto důvodu bude pro návrh zařízení použit pracovní tlak media 42 MPa.

### 3.5.1 Rozhodnutí mezi jednotlivými variantami

Bylo zvoleno několik nejdůležitějších parametrů, které nadále rozhodnou o výběru provedení rámu a rozložení hydromotorů.

Jedním z důležitých kritérií pro rozhodování byla hmotnost. Vzhledem k velkým tvářecím silám se jedná o již dost rozměrné a hmotné zařízení, proto je každá úspora materiálu výhodou.

Dalším z rozhodujících kritérií bude provedení rámu zařízení. Kritériem tedy bude úroveň jeho zeslabení pro hydromotory. Požadované je co nejmenší zeslabení.

Jedním z důležitých kritérií je také složitost výroby, neboť má velký vliv na celkovou výrobní cenu zařízení.

Jako poslední z kritérií byl zvolen zástavbový rozměr. Od zařízení budeme očekávat co nejmenší možné rozměry.

Pro hodnocení jednotlivých kritérií byla zvolena stupnice od 1 do 10 bodů. Čím vyšší počet bodů, tím lepší vlastnosti pro dané kritérium. Toto hodnocení bylo následně vynásobeno vahou kritéria, aby bylo postihnuto, která kritéria mají vyšší význam.

Tabulka 3.2: Výběr koncepčního návrhu

Výběr varianty					
Kritéria	Váha kritéria	Ideální varianta	Ko. návrh 1	Ko. návrh 2	Ko. návrh 3
Hmotnost zařízení	5	10x5	2x5	5x5	7x5
Zeslabení rámu	5	10x5	7x5	6x5	8x5
Zástavbové rozměry	3	10x3	4x3	8x3	8x3
Složitost výroby	4	10x4	7x4	6x4	6x4
Celkové vyhodnocení		170	85	103	123

Z rozhodovací tabulky: Tabulka 3.2 je patrné, že nejzajímavější a nejvýhodnější je varianta 3. Tato varianta bude dále rozpracována.

Koncepční návrh 3 je z hlediska hmotnosti nejvýhodnější, neboť je zde použit kombinovaný hydromotor, který vznikne sloučením dvou hydromotorů. Tímto by mělo dojít nejen k úspoře hmotnosti, ale také k menším zástavbovým rozměrům. Je patrné, že tento návrh bude složitější z hlediska výroby a montáže. Tyto vlastnosti však mají menší váhu, neboť je na první pohled zřejmé, že se jedná o zařízení složitější než běžné hydraulické lisy.

### 3.6 Návrh hydraulického systému vítězné varianty

Dalším z velmi důležitých kroků byl návrh přívodu tlakového média do pracovních válců a navrhnout konstrukci těchto válců. Protože nejvýhodnější varianta bude s kombinovaným hydromotorem, bude se jednat se o poměrně složitý návrh.

Je zřejmé, že po proběhnutí tvářecí operace se musí všechny hydromotory vrátit do původní polohy. Ať už se jedná o hydromotory tvářecích trnů nebo o hydromotory přidržující zápustky. Existuje několik možností jak toho docílit:

- Zařazením zpětných válců, které budou spuštěny po odběhnutí operace a budou vracet hydromotory do původní polohy. V tomto případě budou pracovní hydromotory jednočinné. Lze tedy použít plunžry.

- Hydromotory budou navrženy jako dvojčinné. Plunžry budou nahrazeny písty.

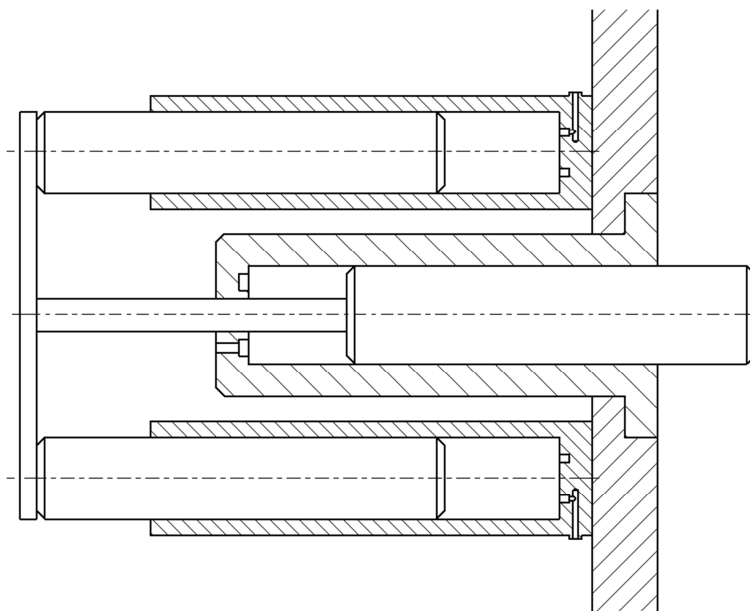
Nejprve budou navrženy pracovní válce tvářecích trnů a navrhnut způsob, jakým bude docházet ke zpětnému pohybu do výchozí polohy.

### 3.7 Návrh hydromotorů horizontálních tvářecích trnů (bočních)

#### 3.7.1 Varianta 1 (horizontální)

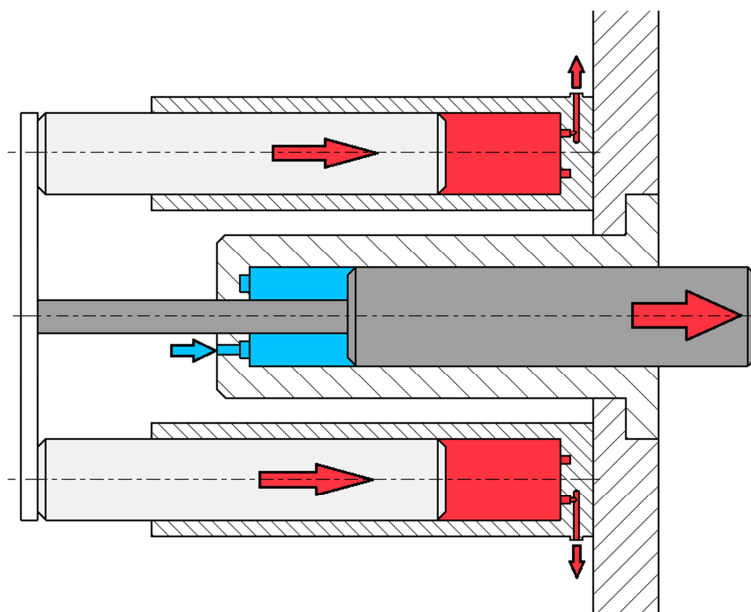
Hydromotor navržen jako jednočinný, návrat do původní polohy je zajištěn zpětnými válci.

Vzhledem k tomu, že u této varianty musí kromě pracovních válců být ještě zpětné válce, dochází k navyšování hmotnosti celého zařízení.

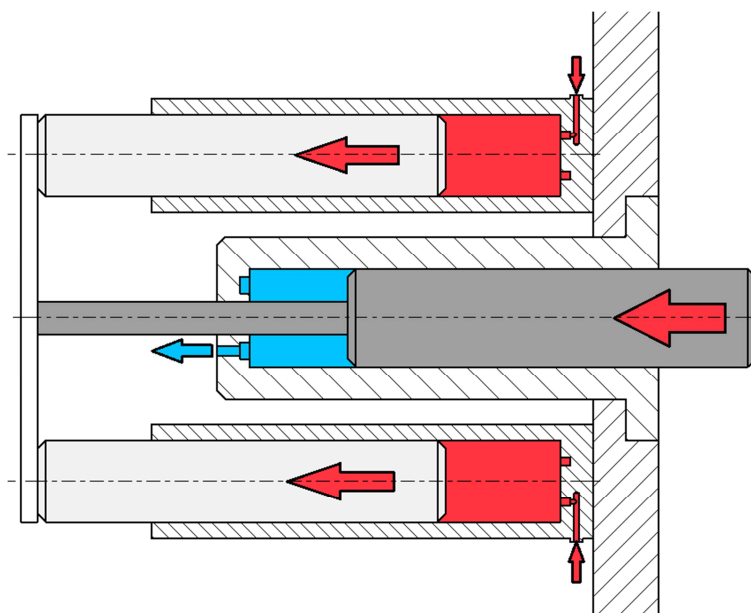


Obrázek 3.11: Varianta 1 (horizontální pohon)

Nejprve bude spuštěn hlavní tvářecí hydromotor, který bude působit na daný polotovar. Do tohoto hydromotoru tedy bude proudit tlakové médium viz.: Obrázek 3.12. Po výsledném vytvarování a proběhnutí tvářecí operace bude ventil hlavního tvářecího válce otevřen tak, aby mohlo médium proudit směrem z válce. Následně budou spuštěny zpětné válce, do kterých začne proudit tlakové médium a začnou stlačovat hlavní tvářecí hydromotor viz.: Obrázek 3.13. Po navrácení hlavního tvářecího hydromotoru do původní polohy se otevře ventil zpětných válců tak, aby z nich mohlo odtékat tlakové médium a proces se opakuje.



Obrázek 3.12: Varianta 1 hlavní pohyb



Obrázek 3.13: Varianta 1 zpětný pohyb

Výhody:

Nižší výrobní náklady.

Možnost použití plunžrů.

Nevýhody:

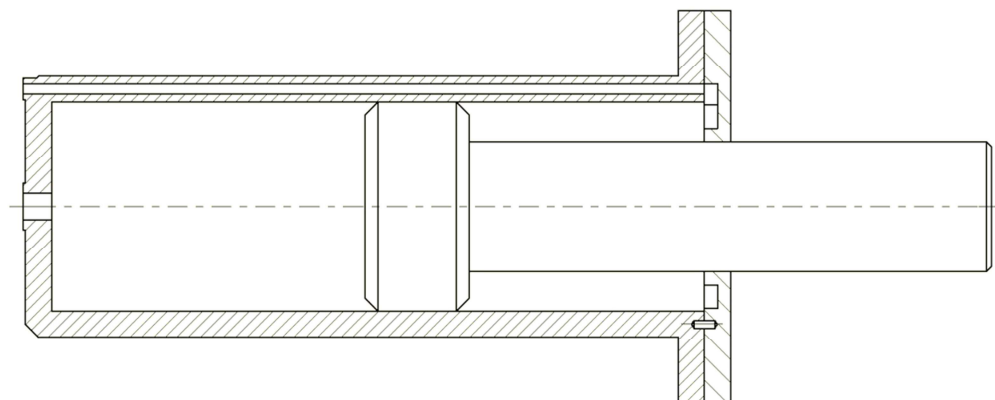
Vyšší hmotnost, neboť musí být přítomny i zpětné pracovní hydromotory.

Větší zástavbové rozměry.

### 3.7.2 Varianta 2 (horizontální)

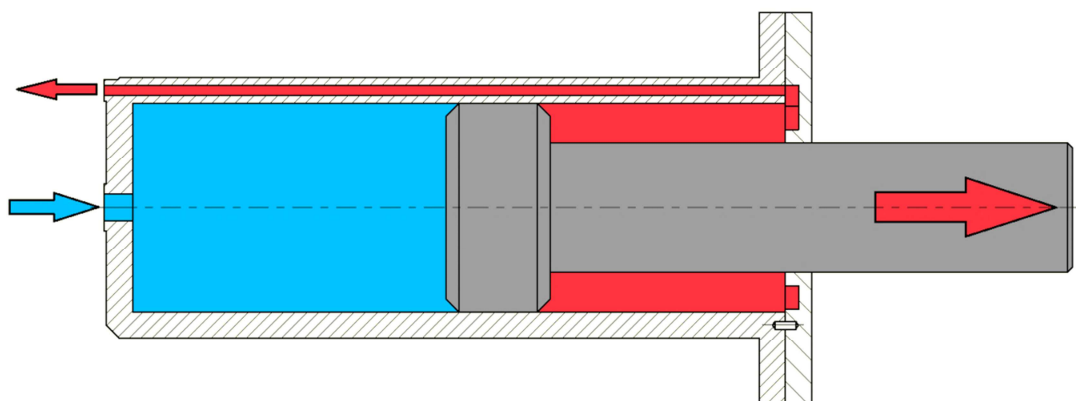
Hydromotor je navržen jako dvojčinný.

Jelikož k navrácení do původní polohy není potřeba použít zpětné válce, je tato varianta hmotnostně výhodnější. Dojde však k navýšení výrobních nákladů.

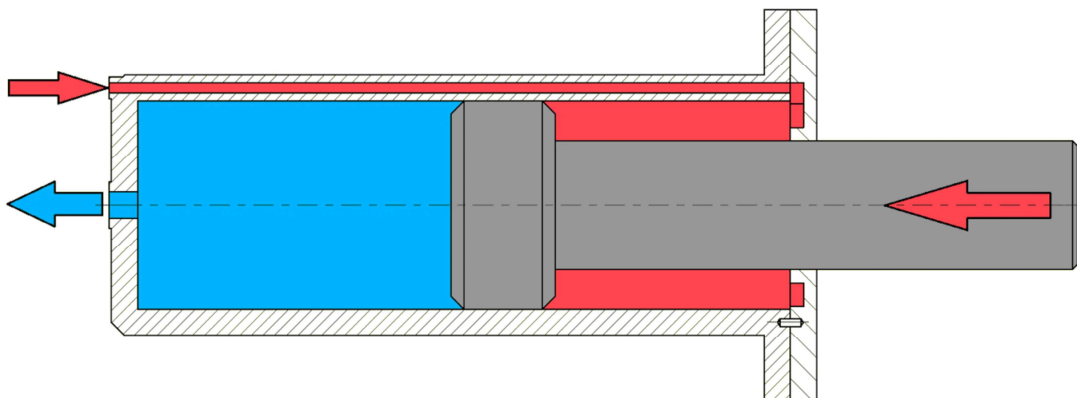


Obrázek 3.14: Varianta 2 (horizontální pohon)

Nejprve bude spuštěn tvářecí trn. Tlakové médium bude přivedeno za píst hydromotoru a ten svou silou bude působit na tvářený polotovar viz.: Obrázek 3.15. Po dokončení tváření bude komora nad pístem otevřena ventilem a tlakové médium bude proudit pod píst hydromotoru. Tím dojde k navrácení hydromotoru do původní polohy viz.: Obrázek 3.16 a proces se může následně opakovat.



Obrázek 3.15: Varianta 2 (horizontální pohon) hlavní pohyb



Obrázek 3.16: Varianta 2 (horizontální pohon) zpětný pohyb

Výhody:

Menší hmotnost, neboť nejsou potřeba zpětné hydromotory.

Menší zástavbové rozměry.

Nevýhody:

Vyšší výrobní náklady, neboť musí být opracována celá plocha válce.

### 3.7.3 Rozhodnutí mezi variantami

Bylo vybráno několik rozhodovacích kritérií, která jsou pro zařízení nejvíce důležitá.

Důležité kritérium je hmotnost, neboť hmotnost pohonu bočních trnů se bude významně podílet na hmotnosti celého zařízení.

Dalším kritériem byl zvolen počet komponent, neboť větší množství komponent prodražuje variantu z hlediska výroby i montáže.

Poslední hodnotící kritérium byly zástavbové rozměry, neboť jeden z požadavků zařízení je samozřejmě mít co nejmenší zástavbové rozměry.

Při výběru vhodného pohonu byla použita rozhodovací tabulka s jednotlivými kritérii. Pro hodnocení jednotlivých kritérií byla zvolena stupnice od 1 do 10 bodů. Čím vyšší počet bodů, tím lepší vlastnosti pro dané kritérium. Toto hodnocení bylo následně vynásobeno vahou kritéria, aby bylo postihnuto, která kritéria mají vyšší význam.

Tabulka 3.3: Výběr horizontálního pohonu

Výběr hydromotorů bočních tvářecích trnů				
Kritéria	Váha kritéria	Ideální varianta	Varianta 1	Varianta 2
Hmotnost provedení	5	10x5	4x5	7x5
Počet komponent	3	10x3	2x3	9x3
Zástavbové rozměry	4	10x4	3x4	7x4
Celkové vyhodnocení		120	38	90



Z rozhodovací tabulky: Tabulka 3.3 je patrné, že výhodnější a jednodušší je varianta 2. Tato varianta bude dále početně zpracována.

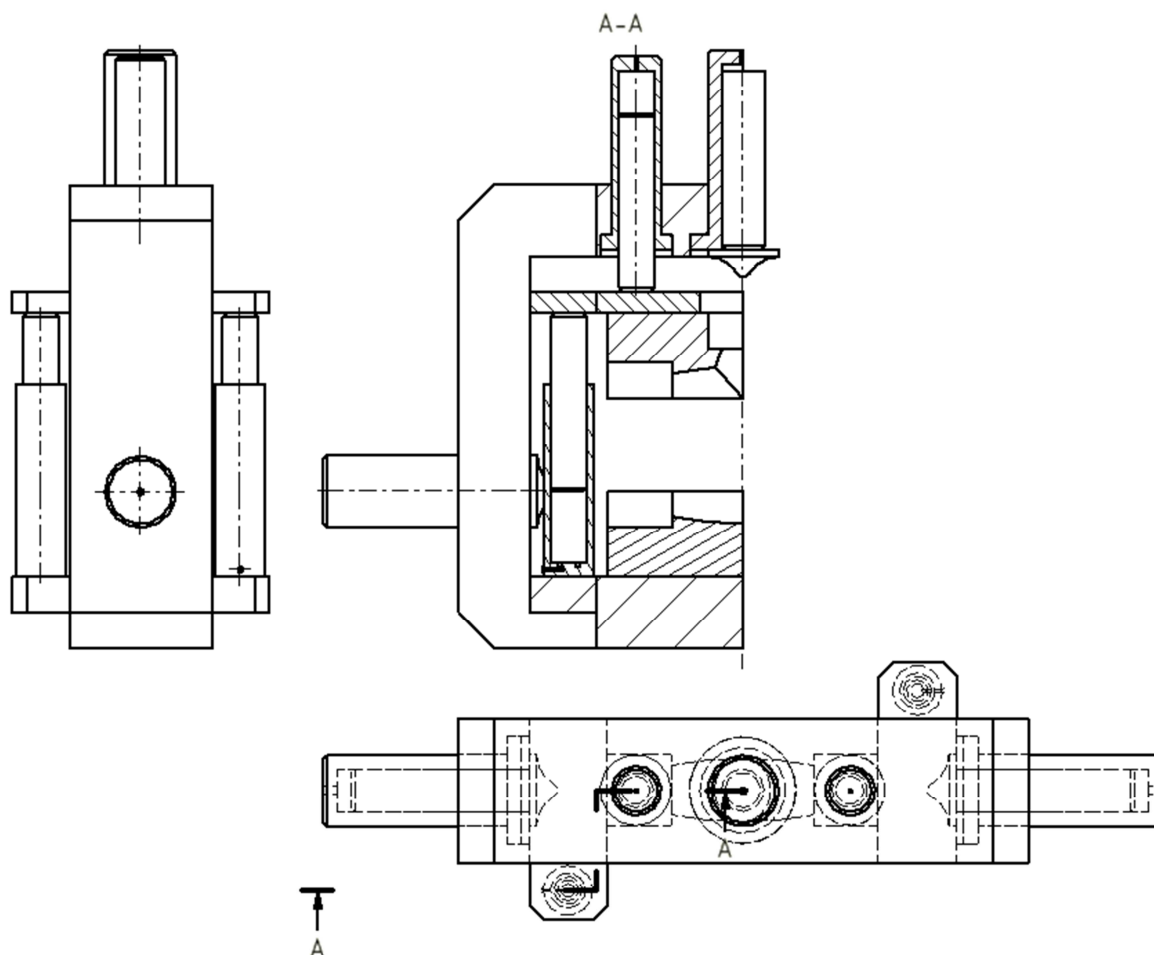
Varianta 2 je složena z dvojčinného hydromotoru, tím dochází k absenci zpětných hydromotorů, které by nejen navyšovaly hmotnost a počet komponent sestavy pohonu, ale také by navyšovaly zástavbové rozměry.

### 3.8 Návrh hydromotorů zápustky

#### 3.8.1 Varianta 1 (zápustky)

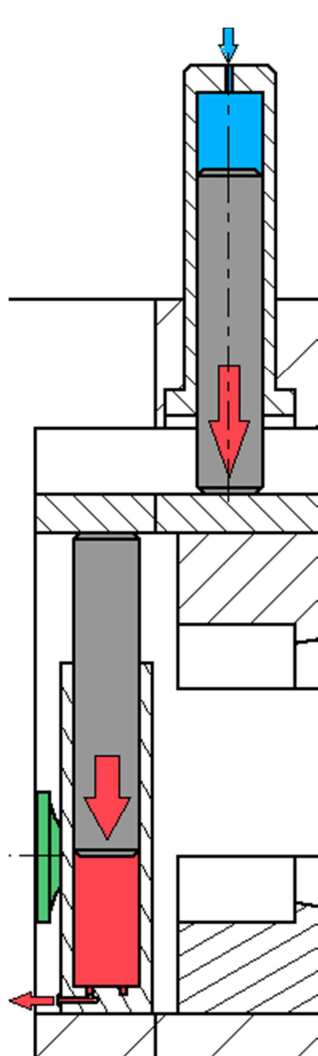
Hydromotor navržen jako jednočinný, návrat do původní polohy je zajištěn zpětnými válci.

Vzhledem k tomu, že u této varianty musí kromě pracovních válců být ještě zpětné válce, dochází k navyšování hmotnosti celého zařízení.

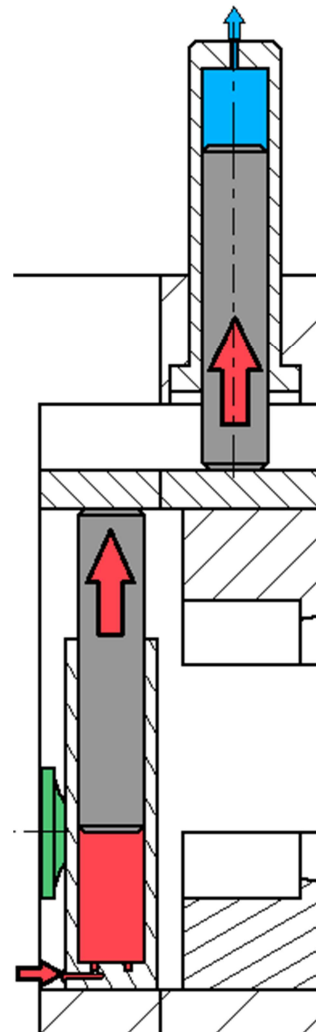


Obrázek 3.17: Varianta 1 (pohon zápustky)

Zápustka bude stlačena pomocí hlavních přitlačných hydromotorů viz.: Obrázek 3.18. Její zvednutí po dokončení operace bude zprostředkováno pomocí zpětných hydromotorů viz.: Obrázek 3.18.



Obrázek 3.18: Varianta 1 (pohon zápusťky)  
zpětný pohyb



Obrázek 3.19: Varianta 1 (pohon zápusťky)  
hlavní pohyb

Výhody:

Jednodušší výroba.

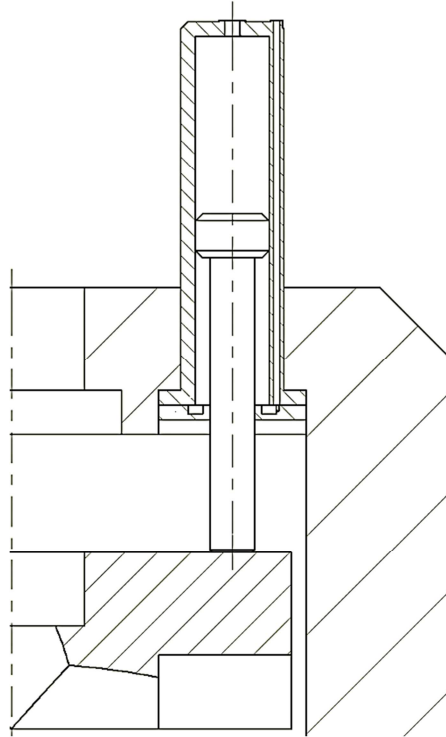
Nevýhody:

Vyšší hmotnost, neboť je zapotřebí zpětných válců pro navrácení do původní polohy.

### 3.8.2 Varianta 2 (zápustky)

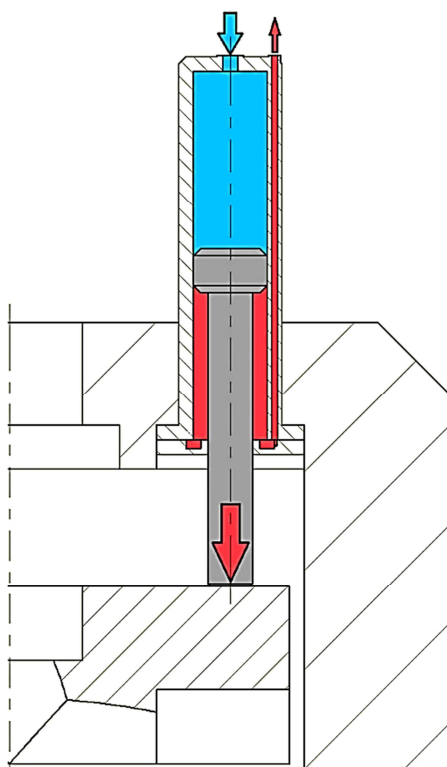
Hydromotor je navržen jako dvojčinný.

Jelikož k navrácení do původní polohy není potřeba použít zpětné válce, je tato varianta hmotnostně výhodnější. Dojde však k navýšení výrobních nákladů.

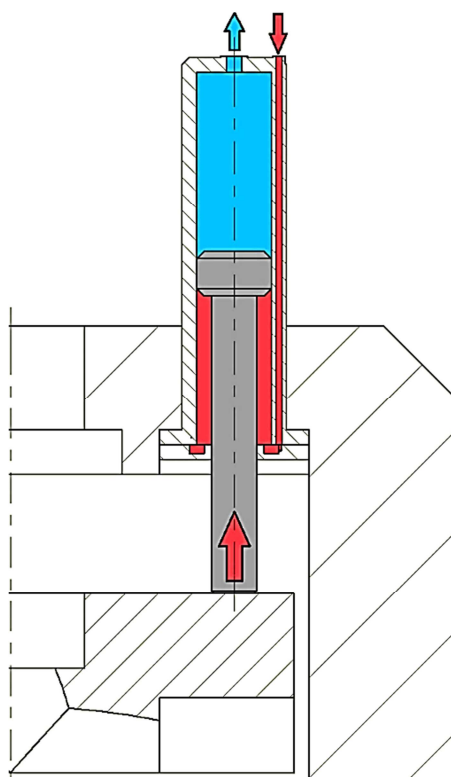


Obrázek 3.20: Varianta 2 (pohon zápustky)

Zápustka bude stlačena za pomoci první fáze dvojčinného hydromotoru. Tlakové medium bude přivedeno nad píst, který působí na zápustku a ta bude stlačena viz.: Obrázek 3.21. Její zvednutí po skončení tvářecí operace bude zprostředkováno druhou fází dvojčinného hydromotoru viz.: Obrázek 3.22. Tlakové medium bude přivedeno pod píst hydromotoru a tím dojde k jeho vrácení do původní polohy.



Obrázek 3.21: Varianta 2 (pohon zápustky) hlavní pohyb



Obrázek 3.22: Varianta 2 (pohon zápustky) zpětný pohyb

Výhody:

Nižší hmotnost. Není zapotřebí zpětných válců pro návrat do původní polohy.

Nevýhody:

Vyšší náklady na výrobu. Musí být obroben celý povrch válce.

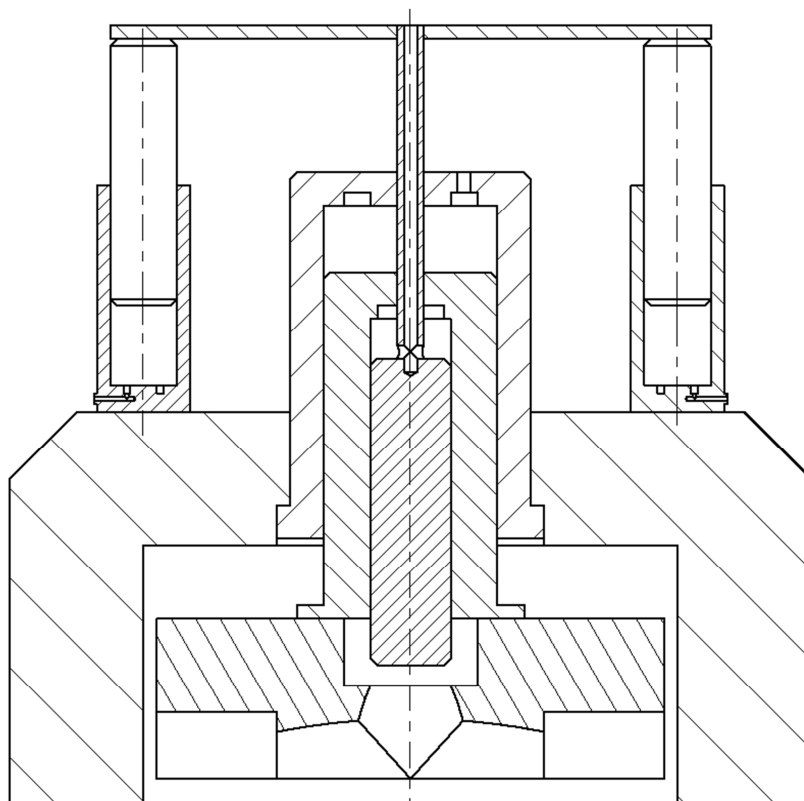
### **3.8.3 Rozhodnutí mezi variantami**

Vzhledem k tomu, že již při výběru variant zařízení byla vybrána varianta s kombinovaným hydromotorem, nebude použit samostatný pohon pro zápusťku. Není tedy zapotřebí dělat rozhodování mezi těmito variantami, neboť nebudou použity a jsou zde uvedeny pouze pro úplnost.

## **3.9 Návrh kombinovaného hydromotoru**

### **3.9.1 Varianta 1 (kombinovaný hydromotor)**

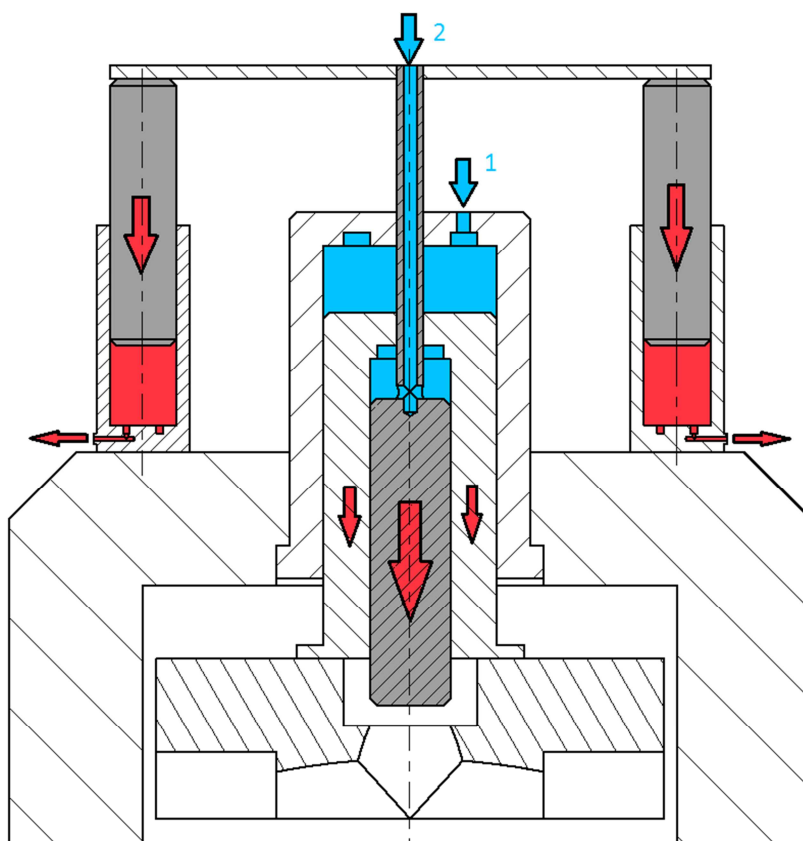
Hydromotor bude celý navržen jako jednočinný. Bude se skládat ze dvou plunžrů, z plunžru nesoucí zápusťku a z plunžru tvářecího trnu. Plunžr nesoucí zápusťku se bude pohybovat ve válci. Plunžr tvářecího trnu bude dále vložen do plunžru nesoucího zápusťku. Návrat do původní polohy bude realizován pomocí zpětných válců. Zpětné válce budou propojeny pomocí prodloužení plunžru tvářecího trnu a hrazdy k tvářecímu plunžru. Přívod kapaliny k plunžru tvářecího trnu bude realizován jeho prodloužením. Přívod tlakového media do plunžru nesoucího zápusťku bude realizován samostatně.



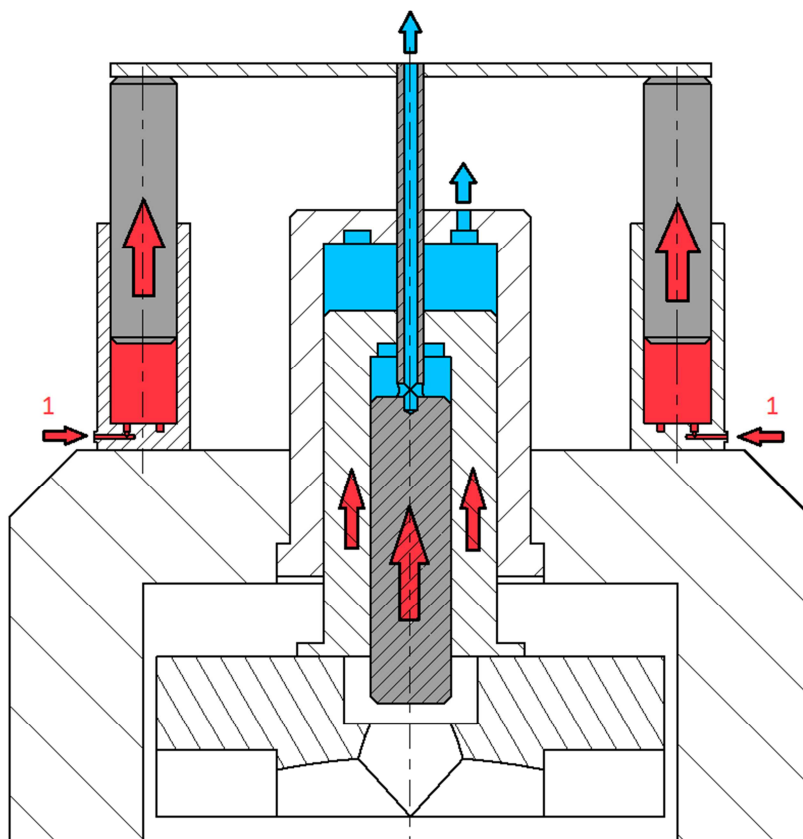
Obrázek 3.23: Varianta 1 (kombinovaný hydromotor)

Při vracení do původní polohy bude plunžr tvářecího trnu vracen pomocí zpětných válců. Bude tedy docházet k jeho zatlačení do plunžru nesoucího zápusťku. Plunžr nesoucí zápusťku bude dále unášen plunžrem tvářecího trnu a bude taktéž zatlačen do válce. Nevýhodou této varianty budou vysoké nároky na utěsnění prodloužení plunžru tvářecího trnu, které prochází válcem a plunžrem nesoucím zápusťku.

Nejprve bude spuštěn plunžr nesoucí zápusťku, který ji přitlačí k sobě. Po uzavření zápusťky bude spuštěn plunžr tvářecího trnu a proběhne tak tvářecí operace viz.: Obrázek 3.24. Po proběhnutí tvářecí jsou ventily plunžru tvářecího trnu a ventily plunžru nesoucího zápusťku otevřeny tak, aby mohlo médium proudit ven. Poté jsou spuštěny zpětné válce a dochází nejprve k zatlačení tvářecího trnu do plunžru nesoucího zápusťku. Poté zpětné válce dále zatlačí do válce plunžr nesoucí zápusťku viz.: Obrázek 3.25. Veškeré hydromotory se tedy vrátí do původní polohy a proces se může opakovat.



Obrázek 3.24: Varianta 1 (kombinovaný hydromotor) hlavní pohyb



Obrázek 3.25: Varianta 1 (kombinovaný hydromotor) zpětný pohyb

**Výhody:**

Úspora hmotnosti, neboť plunžr nesoucí zápustku a plunžr tvářecího trnu jsou navraceny do původní polohy jedním párem zpětných válců. Nepotřebují každý své zpětné válce.

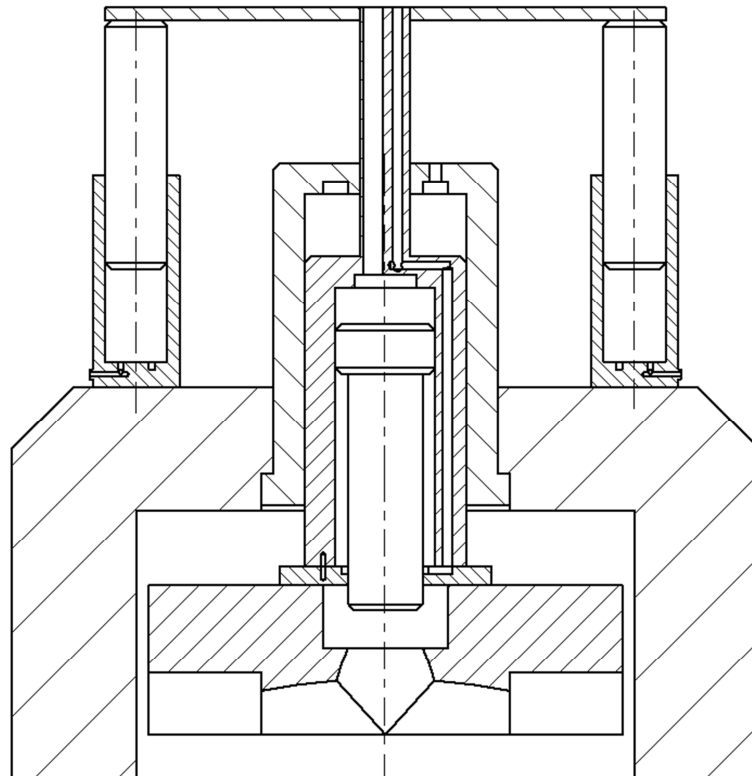
**Nevýhody:**

Jelikož prodloužení plunžru tvářecího trnu prochází plunžrem nesoucím zápustku a válcem tohoto plunžru jsou vysoké nároky na utěsnění a na montáž těsnění.

**3.9.2 Varianta 2 (kombinovaný hydromotor)**

Hydromotor bude navržen jako jednočinný v kombinaci s dvojčinným hydromotorem. Plunžr nesoucí zápustku bude navržen jako jednočinný a jeho návrat do původní polohy bude realizován pomocí prodloužení jdoucí skrz válec, hrazdu a zpětné válce. Píst tvářecího trnu bude navržen jako dvojčinný, návrat do původní polohy bude tedy realizován přepuštěním tlakového média pod píst. Přívod tlakového média k pístu tvářecího trnu bude realizován skrz prodloužení plunžru nesoucí zápustku.

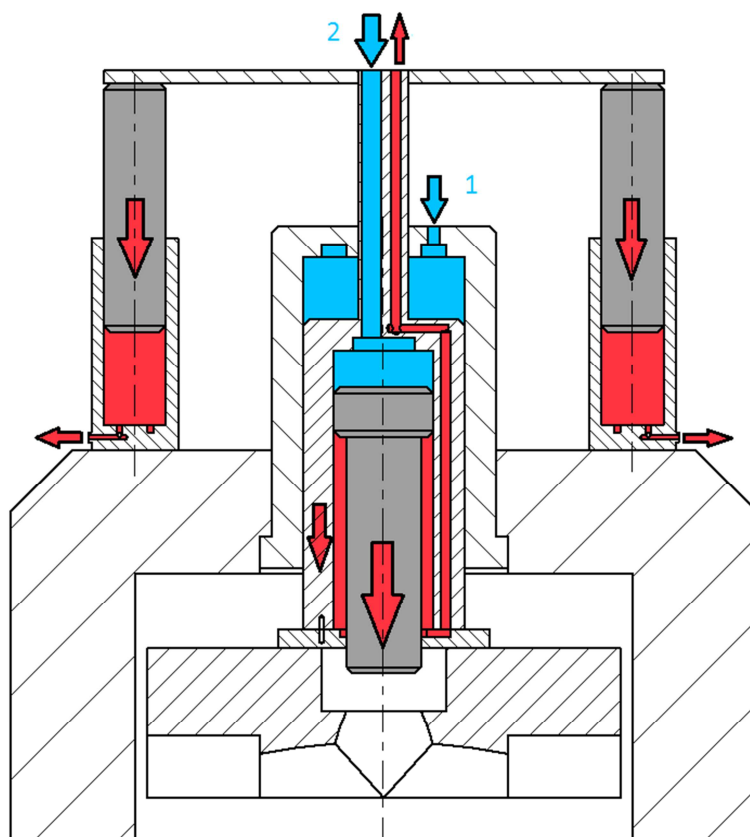




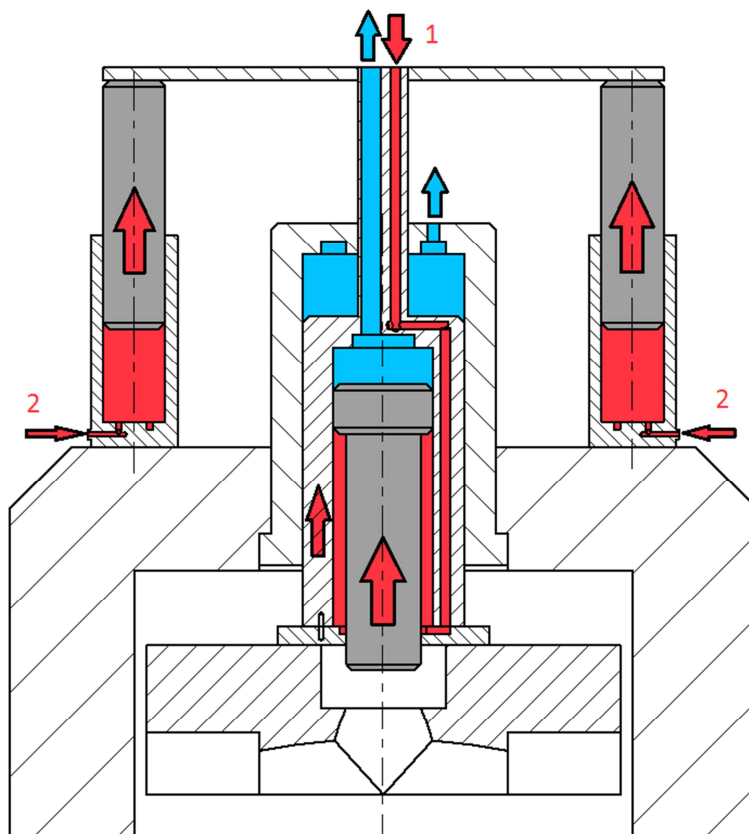
Obrázek 3.26: Varianta 2 (kombinovaný hydromotor)

Pro navrácení tvářecího trnu do původní polohy bude pouze přepuštěna kapalina na druhou stranu pístu. Návrat plunžru nesoucího zápusťku bude realizováno pomocí zpětných válců. Bude tak docházet ke snížení nároků na utěsnění, neboť oproti variantě 1 prochází prodloužení pouze válcem.

Nejprve bude docházet ke spuštění plunžru nesoucího zápusťku. Po stlačení zápusťky bude spuštěn píst tvářecího trnu viz.: Obrázek 3.27. Po provedení tvářecí operace bude přepnut ventil dvojčinného pístu tvářecího trnu a tlakové médium bude proudit pod píst. Dojde k návratu tvářecího trnu do původní polohy. Poté se otevře ventil plunžru nesoucího zápusťku tak, aby médium mohlo proudit z válce. Následně budou spuštěny zpětné válce a pomocí prodloužení plunžru nesoucího zápusťku a hrazdy bude i plunžr nesoucí zápusťku navrácen do původní polohy viz.: Obrázek 3.28.



Obrázek 3.27: Varianta 2 (kombinovaný hydromotor) hlavní pohyb



Obrázek 3.28: Varianta 2 (kombinovaný hydromotor) zpětný pohyb

Výhody:

Prodloužení plunžru nesoucího zápusťku prochází pouze skrz válec. Varianta je tedy jednodušší z hlediska těsnění a také z hlediska montáže těsnění.

Nevýhody:

Vyšší výrobní náklady na výrobu dvojčinného hydromotoru. Musí být obroben celý povrch válce.

### 3.9.3 Rozhodnutí mezi variantami

Pro rozhodnutí, která z variant bude vhodnější pro zařízení, byla opět použita rozhodovací tabulka s nejdůležitějšími kritérii.

Důležitým kritériem zůstává hmotnost varianty. Vzhledem k tomu, že jde o kombinovaný hydromotor, který zajišťuje jednak přítlak zápusťky velkou silou (125MN) ale také sílu vertikálního tvářecího trnu (75 MN), má tento hydromotor největší hmotnost a tudíž největší vliv na hmotnost celého zařízení.

Jako další kritérium byl zvolen počet komponent varianty, neboť vyšší počet komponent může navyšovat nejenom výrobní, ale i montážní náklady.

Dalším z důležitých kritérií budou zástavbové rozměry, neboť rozhodují o velikosti celého zařízení.

Posledním hodnotícím kritériem byla obtížnost přívodu tlakového media. Jelikož se jedná o složité zařízení, je kladen důraz na co nejjednodušší přívod tlakového media.

Pro výběr vhodného pohonu byla použita rozhodovací tabulka s jednotlivými kritérii. Pro hodnocení jednotlivých kritérií byla zvolena stupnice od 1 do 10 bodů. Čím vyšší počet bodů, tím lepší vlastnosti pro dané kritérium. Toto hodnocení bylo následně vynásobeno váhou kritéria, aby bylo postihnuto, která kritéria mají vyšší význam.

Tabulka 3.4: Výběr kombinovaného hydromotoru

Výběr kombinovaného hydromotoru				
Kritéria	Váha kritéria	Ideální varianta	Varianta 1	Varianta 2
Hmotnost provedení	5	10x5	6x5	7x5
Počet komponent	1	10x1	5x1	5x1
Zástavbové rozměry	4	10x4	6x4	6x4
Obtížnost přívodu tlakového media	5	10x5	8x5	5x5
Celkové vyhodnocení		150	99	89

Z rozhodovací tabulky: Tabulka 3.4 je zřejmé, že tyto dvě varianty jsou velmi vyrovnané. Rozhodujícím kritériem byla obtížnost přívodu tlakového media. Podle tohoto kritéria je vhodnější varianta 1. Tato varianta bude dále zpracována.

Varianta 1 je v podstatě shodná s variantou 2. Rozdíl je především v přívodu tlakového media. Vzhledem k tomu, že u varianty 1 slouží prodloužení tvářecího plunžru pouze pro přívod kapaliny, předpokládá se, že bude mít menší průměr. S menším průměrem je spojena také menší hmotnost vítězné varianty. Rozhodující je však obtížnost přívodu tlakového media. Vzhledem k tomu, že u varianty 2 by bylo složité vyrobít přívodní kanály tlakového media a následně utěsnit pohyblivý přívod prodloužením tvářecího plunžru, zvítězila tedy varianta 1.

## 4 Výpočty navržené varianty

Vítězný koncepční návrh s vítěznými variantami pohonů budou následně podrobně spočteny. Pro usnadnění práce a následné snadné úpravy výpočtů byl pro tyto výpočty použit program Mathcad Prime 3.0. V tomto programu byly vytvořeny veškeré výpočty, které jsou zařazeny jako přílohy k práci (viz.: Příloha 1, Příloha 2, Příloha 3, Příloha 4, Příloha 5, Příloha 6, Příloha 7). Následně budou jednotlivé metody výpočtů popsány.

## 4.1 Základní použité vzorce

$$S := \frac{F}{p}$$

...Výpočet plochy na základě tlaku media a potřebné síly.

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)}$$

...Výpočet průměru plunžru z potřebné plochy plunžru.

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)}$$

...Součinitel poměru stěny válce podle metody SV

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt[2]{3}}\right)}$$

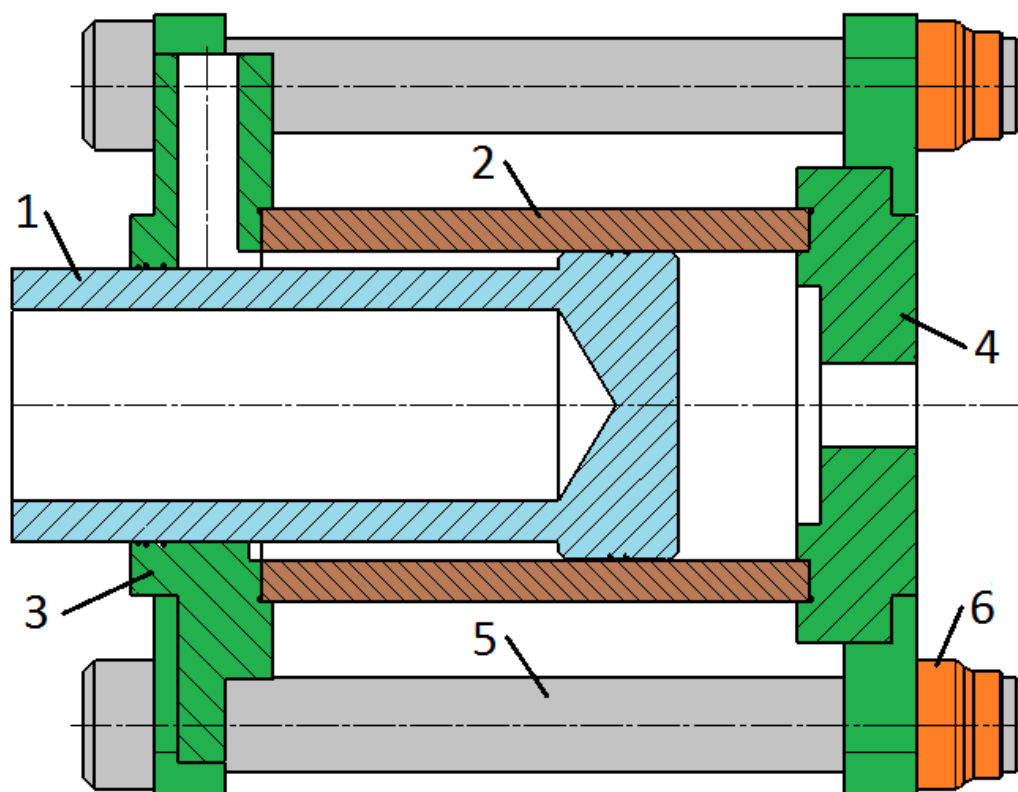
...Součinitel poměru stěn válce podle metody HMH

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt[2]{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} \quad \dots \text{Redukované napětí metodou HMH.}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o)$$

...Redukované napětí metodou SV.

## 4.2 Výpočet horizontálních (bočních) hydromotorů



1. Plunžr horizontálního (bočního) hydromotoru
2. Válec horizontálního (bočního) hydromotoru
3. Vnitřní příruba horizontálního (bočního) hydromotoru
4. Vnější příruba horizontálního (bočního) hydromotoru
5. Svorník horizontálního (bočního) hydromotoru
6. Matice horizontálního (bočního) hydromotoru

Obrázek 4.1: Popis horizontálního (bočního) hydromotoru

Vzhledem k tomu, že horizontální tvářecí hydromotory byly navrženy jako dvojčinné, byly pro výpočet potřebné tři zadané parametry. Jeden z parametrů byl pracovní tlak media, druhý parametr potřebná pracovní síla a třetí zpětná síla. Z těchto parametrů byla vypočtena potřebná plocha plunžrů na vyvození potřebné pracovní síly. Z této plochy byl stanoven potřebný průměr pístu dvojčinného hydromotoru a byl zaokrouhlen na nejbližší vyšší hodnotu podle katalogu těsnění.

Následně byla pomocí tlaku a potřebné zpětné síly spočtena plocha pístu potřebná na vyvození síly zpětné síly. Tato plocha poté byla odečtena od plochy pracovního pístu. Zbytek rozdílu těchto ploch, je plocha, která představuje pístní tyč. Byl tedy vyjádřen průměr pístní tyče, který byl zaokrouhlen na nejbližší vyšší průměr podle katalogu těsnění.

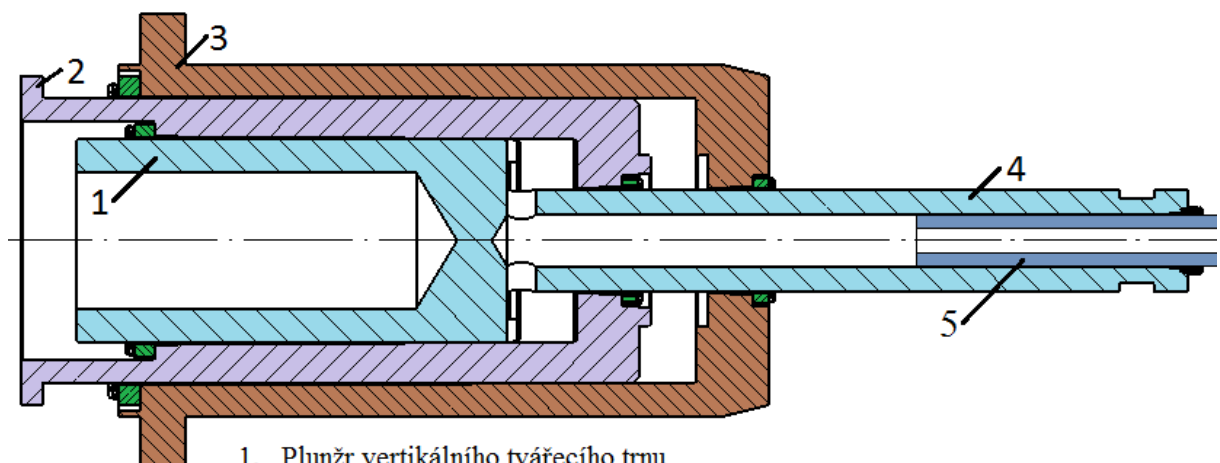
Vzhledem k tomu, že pístní tyč je namáhána tlakovou silou, byla potřeba tuto pístní tyč kontrolovat z hlediska vzpěru a následně z hlediska dovoleného tlaku, aby po zatížení nedošlo k jejímu poškození.

Následně by navrhnout válec hydromotoru. Vnitřní průměr válce je shodný s průměrem pístu hydromotoru. Vnější průměr byl stanoven z teorie silnostěnných nádob. Nejprve byl stanoven koeficient poměru vnějšího a vnitřního průměru válce  $\kappa$ , za pomoci kterého byl následně stanoven vnější průměr válce. Válec byl poté kontrolován podle dvou hypotéz SV a HMM.

Po stanovení potřebných rozměrů válce byly navrženy příruby hydromotoru. Vzhledem k tomu, že příruby hydromotoru budou zatíženy více než u hydromotoru s plunžrem, musel být hydromotor navržen se dvěma přírubami. Tyto příruby budou spojeny pomocí čtyř svorníků a budou mezi sebou svírat tlakový válec.

Celkové výpočty horizontálních (bočních) hydromotorů viz.: Příloha 2

### 4.3 Výpočet kombinovaného hydromotoru



1. Plunžr vertikálního tvářecího trnu
2. Plunžr nosoucí zápusťku
3. Válec kombinovaného hydromotoru
4. Prodloužení plunžru vertikálního tvářecího trnu
5. Přívodní tyč

Obrázek 4.2: Popis kombinovaného hydromotoru

Kombinovaný hydromotor byl navržen jako jednočinný. Pro výpočet byly potřebné tři parametry. První byl pracovní tlak media, druhý velikost síly přitlačující zápusťku a poslední velikost síly vertikálního tvářecího trnu. Dalším z důležitých rozměrů byl minimální průměr přívodu tlakového media, který byl zjištěn od zadavatele (TS Plzeň a.s.).

Vzhledem k tomu, že přívod tlakového media do hydromotoru bude zajištěn pomocí pevně ukotvené tyče, budou ostatní rozměry na tuto tyč navazovat. Proto byla nejprve spočtena tato tyč. Pro výpočet byla opět použita teorie silnostěnných nádob a navržená tyč byla následně zkontrolována pomocí metody SV a HMM.

Vnější průměr přívodní tyče bude dále zapadat do prodloužení tvářecího plunžru, proto tento průměr bude brán jako nejmenší průměr prodloužení. Toto prodloužení bude však namáháno tahem, neboť pomocí něj bude zvedán celý kombinovaný hydromotor včetně zápusťky do původní polohy. Byla proto vypočítána maximální možná zdvihaná hmotnost

zápustky a kombinovaného hydromotoru. Požadovaná zpětná síla vertikálního tvářecího plunžru bude 25MN. K této hodnotě tedy byla následně připočtena síla od největší možné zvedané hmotnosti zápustky. Jak již bylo uvedeno, prodloužení vertikálního tvářecího plunžru bude namáháno tahem, byla tedy stanovena nejmenší možná plocha průřezu. Tato plocha byla dále upravena a přepočtena kvůli přívodním kanálům. Z upravené plochy byl dále vypočítán vnější průměr prodloužení, který byl následně zaokrouhlen na nejbližší vyšší podle tabulek těsnění.

Po návrhu prodloužení byl dále navrhován plunžr vertikálního tvářecího hydromotoru. Z tlaku media a potřebné tvářecí síly byla opět vypočtena plocha plunžru potřebná k vyvození tvářecí síly. Tato plocha byla však rozšířena o plochu prodloužení vertikálního tvářecího plunžru, neboť z plochy plunžru vyčnívá prodloužení. Z takto vypočtené potřebné plochy plunžru byl opět stanoven průměr vertikálního tvářecího plunžru a byl zaokrouhlen na nejbližší vyšší podle tabulek těsnění. Tento průměr je vnitřním průměrem vertikálního tvářecího válce. Po návrhu plunžru byly spočteny koeficienty  $\kappa$  pomocí metody SV a HMM a byl doložen vnější průměr válce vertikálního tvářecího trnu.

Následně byla vypočítána potřebná plocha plunžru zavírajícího zápustku. Tato plocha musela být opět rozšířena o plochu prodloužení vertikálního tvářecího trnu, který touto částí prochází. Z vypočtené plochy byl vypočten průměr plunžru zápustky, který byl následně zaokrouhlen na nejbližší vyšší průměr podle tabulek těsnění. Tento průměr bude opět vnitřním průměrem válce. Bude tedy opět následovat výpočet koeficientu  $\kappa$  pomocí metody SV a HMM.

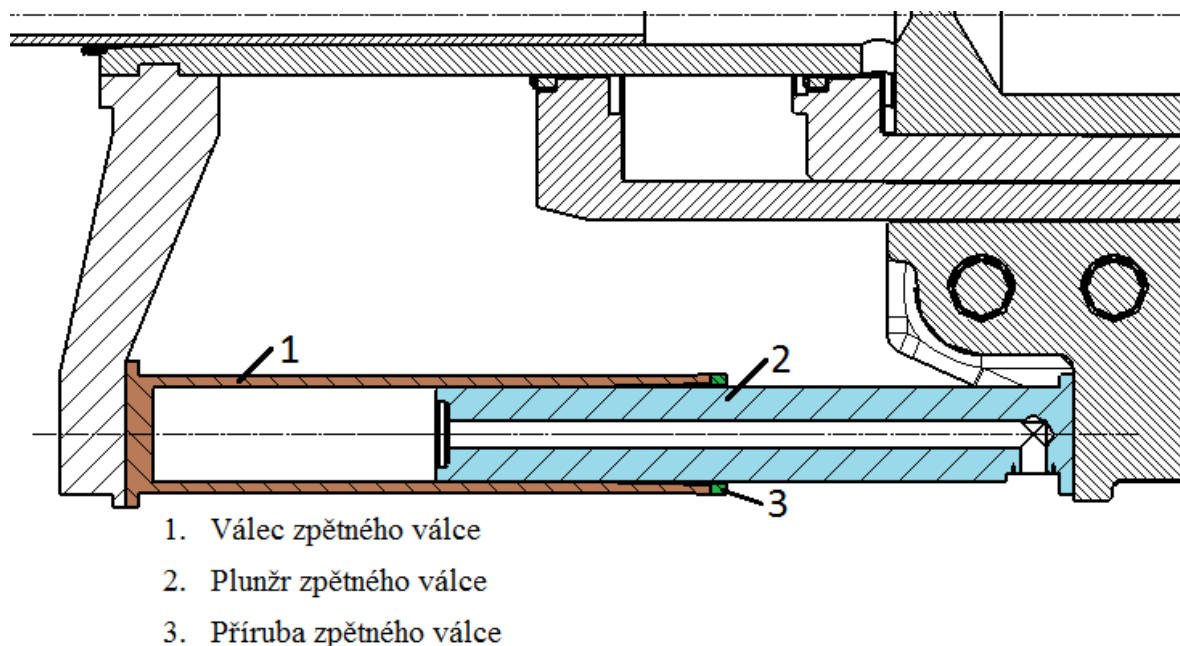
Jako poslední byl vypočten válec kombinovaného hydromotoru. Vnitřní průměr válce je jak již bylo zmíněno shodný s průměrem plunžru nesoucího zápustku a vnější průměr byl stanoven z teorie silnostěnných nádob. Nejprve byl stanoven koeficient poměru vnějšího a vnitřního průměru válce  $\kappa$ , za pomoci kterého byl následně stanoven vnější průměr válce. Válec byl poté kontrolován podle dvou hypotéz SV a HMM.

Další částí výpočtů kombinovaného hydromotoru byly výpočty jednotlivých přírub uzavírajících hydromotor nebo nesoucí těsnění. Příruby byly počítány podle dvou předpokladů. Předpoklad dokonale tuhé šroubu a předpoklad dokonale tuhé příruby. Z obou hledisek poté byla spočtena celková deformace spoje a následné namáhání šroubu a příruby.

Celkové výpočty bočních (horizontálních) hydromotorů viz.: Příloha 3



#### 4.4 Výpočet zpětných válců kombinovaného hydromotoru



Obrázek 4.3: Popis zpětného válce

Pro výpočet zpětných válců kombinovaného hydromotoru bylo potřeba znát dva parametry. Tlak pracovního media a sílu potřebnou navrácení hydromotoru do původní polohy.

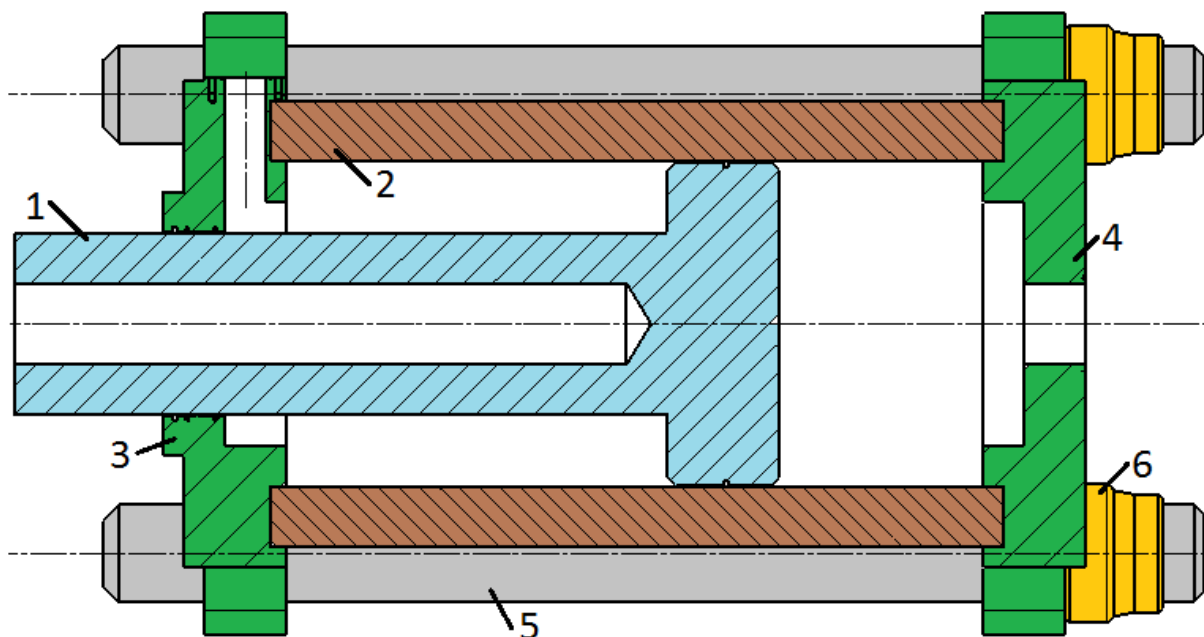
Jako první byla opět z tlaku a potřebné síly vypočtena plocha potřebná pro vyvození zpětné síly. Tato plocha byla následně vydělena počtem hydromotorů zajišťující návrat kombinovaného hydromotoru do původní polohy. Poté byl spočten průměr plunžru, který byl zaokrouhlen na nejbližší vyšší podle tabulek těsnění.

Průměr plunžru bude zároveň vnitřním průměrem válce. Poté bude stanoven koeficient poměru stěn válce  $\kappa$  podle metody SV a HMH. Pomocí tohoto koeficientu bude stanoven vnější průměr válce. Válec bude následně zkontrolován pomocí metody SV a HMH.

Posledním krokem výpočtu zpětných válců kombinovaného hydromotoru byly výpočty přírub uzavírající hydromotor. Příruby byly počítány podle dvou předpokladů. Předpoklad dokonale tuhé šroubu a předpoklad dokonale tuhé příruby. Z obou hledisek poté byla spočtena celková deformace spoje a následné namáhání šroubu a příruby.

Celkové výpočty bočních (horizontálních) hydromotorů viz.: Příloha 4

#### 4.5 Výpočet hydromotoru vyhazovače



1. Plunžr hydromotoru vyhazovače
2. Válec hydromotoru vyhazovače
3. Vnitřní příruba hydromotoru vyhazovače
4. Vnější příruba hydromotoru vyhazovače
5. Svorník hydromotoru vyhazovače
6. Matice hydromotoru vyhazovače

Obrázek 4.4: Popis hydromotoru vyhazovače

Vzhledem k tomu, že hydromotor vyhazovače byl navržen jako dvojčinný, byly pro výpočet potřebné tři zadané parametry. Jeden z parametrů byl pracovní tlak média, druhý parametr potřebná pracovní síla a třetí zpětná síla. Z těchto parametrů byla vypočtena potřebná plocha plunžrů na vyvození potřebné pracovní síly. Z této plochy byl stanoven potřebný průměr pístu dvojčinného hydromotoru a byl zaokrouhlen na nejbližší vyšší hodnotu podle katalogu těsnění.

Následně byla pomocí tlaku a potřebné zpětné síly spočtena plocha pístu potřebná na vyvození zpětné síly. Tato plocha poté byla odečtena od plochy pracovního pístu. Zbytek rozdílu těchto ploch je plocha, která představuje pístní tyč. Byl tedy vyjádřen průměr pístní tyče, který byl zaokrouhlen na nejbližší vyšší průměr podle katalogu těsnění.

Vzhledem k tomu, že pístní tyč je namáhána tlakem pracovní síly byla potřeba tuto pístní tyč kontrolovat z hlediska vzpěru a následně z hlediska dovoleného tlaku, aby po zatížení nedošlo k jejímu poškození.

Následně byl navrhnut válec hydromotoru. Vnitřní průměr válce je shodný s průměrem pístu hydromotoru. Vnější průměr byl stanoven z teorie silnostěnných nádob. Nejprve byl stanoven koeficient poměru vnějšího a vnitřního průměru válce  $\kappa$ , za pomocí kterého byl

následně stanoven vnější průměr válce. Válec byl poté kontrolován podle dvou hypotéz SV a HMM.

Po stanovení potřebných rozměrů válce byly navrženy příruby hydromotoru. Vzhledem k tomu, že příruby hydromotoru budou zatížena více než u hydromotoru s plunžrem, musel být hydromotor navržen se dvěma přírubami. Tyto příruby budou spojeny pomocí čtyř svorníků a budou mezi sebou svírat tlakový válec.

Celkové výpočty hydromotoru vyhazovače viz.: Příloha 5

#### **4.6 Výpočet rámu lisu**

Rám lisu bude navržen na základě analytického výpočtu, kdy bude rozdělen na jednoduché nosníky na dvou podporách. Pomocí těchto nosníků bude vypočítán moment zatěžující rám a následně bude pomocí dovoleného ohybového napětí a modulu průřezu v ohybu vypočítány rozměry nejslabších (nebezpečných) průřezů. Nejslabší místo průřezu bude místo, kde je uložen hydromotor, neboť zde dojde k největšímu zeslabení konstrukce.

Po tomto přibližném výpočtu bude sestrojen model rámu, který bude následně prověřen metodou MKP. Tato metoda ukáže slabá místa navrženého rámu, která analytický výpočet není schopen odhalit a rám bude následně optimalizován.

Celkové analytické výpočty rámu viz.: Příloha 6

## 4.7 Shrnutí vypočtených rozměrů

Tabulka 4.1: Rozměry kombinovaného hydromotoru

Kombinovaný hydromotor			
Název součásti	Značka rozměru	Označení	Rozměr [mm]
Přívodní trubka	Vnitřní průměr	$D_{př1}$	300
	Vnější průměr	$D_{př2}$	450
	Délka	$L_{př}$	6100
Plunžr tvářecího trnu	Vnitřní průměr prodloužení	$D_{pr1}$	450
	Vnější průměr prodloužení	$D_{pr2}$	900
	Délka prodloužení	$L_{pr}$	6000
	Průměr kanálů v prodloužení	$D_k$	250
	Průměr plunžru tvářecího trnu	$D_{vt1}$	1800
	Délka plunžru tvářecího trnu	$L_{vt}$	2800
Plunžr zápusťky	Vnitřní průměr	$D_{pz1}$	1800
	Vnější průměr plunžru	$D_{pz2}$	2500
	Šířka dna	$H_{pz}$	300
	Délka plunžru	$L_{pz}$	5450
Válec kombinovaného hydromotoru	Vnitřní průměr	$D_{vpz1}$	2500
	Vnější průměr	$D_{vpz2}$	3100
	Šířka dna	$H_{vpz}$	400
	Délka válce	$L_{vpz}$	5500
Příruba plunžru tvářecího trnu	Vnější průměr	$D_{2ppz}$	2045
	Vnitřní průměr	$d_{2ppz}$	1828
	Tloušťka	$t_{pz}$	180
	Rozteč šroubů	$D_{1ppz}$	1945
	Použité šrouby	M52x3x230	
Příruba těsnící prodloužení	Vnější průměr	$D_{2pp}$	1105
	Vnitřní průměr	$d_{2pp}$	928
	Tloušťka	$t_{pp}$	135
	Rozteč šroubů	$D_{1pp}$	1025
	Použité šrouby	M42x3x170	
Příruba těsnící přívodní tyč	Vnější průměr	$D_{2pt}$	590
	Vnitřní průměr	$d_{2pt}$	470
	Tloušťka	$t_{pt}$	90
	Rozteč šroubů	$D_{1pt}$	540
	Použité šrouby	M27x2x110	
Příruba plunžru zápusťky	Vnější průměr	$D_{2pz}$	2900
	Vnitřní průměr	$d_{2pz}$	2530
	Tloušťka	$t_{pz}$	200
	Rozteč šroubů	$D_{1pz}$	2700
	Použité šrouby	M60x4x280	

Tabulka 4.2: Rozměry horizontálních pohonů

Boční hydromotor			
Název součásti	Značka rozměru	Označení	Rozměr [mm]
Píst bočního hydromotoru	Průměr pístu	$D_p$	1300
	Délka pístu	$L_p$	500
	Průměr pístní tyče	$D_t$	1150
	Délka pístní tyče	$L_t$	2300
Válec bočního hydromotoru	Vnitřní průměr	$D_{1v}$	1300
	Vnější průměr	$D_{2v}$	1650
	Délka válce	$L_{bv}$	2300
Příruba bočního hydromotoru vnitřní	Vnější průměr	$D_{2ph}$	3000
	Vnitřní průměr	$d_{2ph}$	1170
	Tloušťka	$t_{ph}$	300
	Rozteč šroubů	$D_{1ph}$	3000
	Použité šrouby	4xS400x24x3650	
Příruba bočního hydromotoru vnější	Vnější průměr	$D_{2phv}$	2000
	Vnitřní průměr	$d_{2phv}$	350
	Tloušťka	$t_{phv}$	300
	Rozteč šroubů	$D_{1phv}$	3000
	Použité šrouby	4xS400x24x3650	

Tabulka 4.3: Rozměry hydromotoru vyhazovače

Hydromotor vyhazovače			
Název součásti	Značka rozměru	Označení	Rozměr [mm]
Píst hydromotoru vyhazovače	Průměr pístu	$D_{pvz1}$	800
	Délka pístu	$L_p$	275
	Průměr pístní tyče	$D_{tvz}$	450
	Délka pístní tyče	$L_{tvz}$	1600
Válec hydromotoru vyhazovače	Vnitřní průměr	$D_{vz2}$	800
	Vnější průměr	$D_{2v}$	110
	Délka válce		1800
Příruba hydromotoru vyhazovače vnitřní	Vnější průměr	$D_{2ph}$	1200
	Vnitřní průměr	$d_{2ph}$	450
	Tloušťka	$t_{ph}$	200
	Rozteč šroubů	$D_{1ph}$	1600
	Použité šrouby	4xS240x24x2700	
Příruba hydromotoru vyhazovače vnější	Vnější průměr	$D_{2phv}$	1200
	Vnitřní průměr	$d_{2phv}$	200
	Tloušťka	$t_{phv}$	200
	Rozteč šroubů	$D_{1phv}$	1600
	Použité šrouby	4xS240x24x2700	

## 4.8 Zvolená těsnění hydromotorů

### 4.8.1 Těsnění kombinovaného hydromotoru a zpětných válců

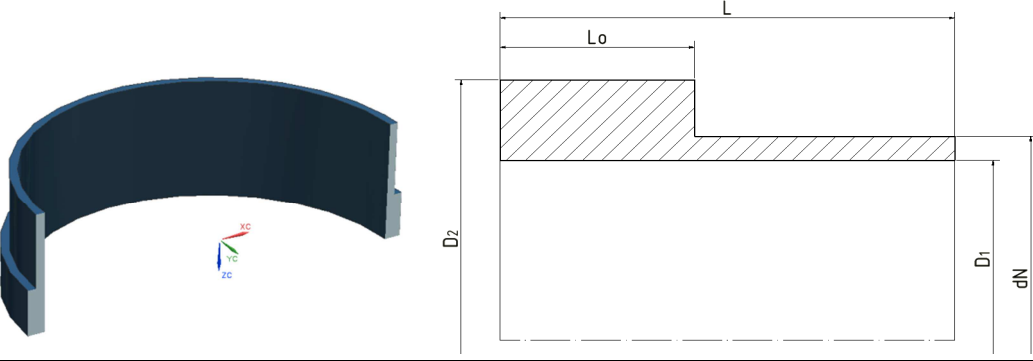
Tabulka 4.4: Těsnění plunžrů [3]

Těsnění plunžru						
Vnitřní průměr těsnění	$d_N$	1800 mm	2500 mm	450 mm	710 mm	900 mm
Vnější průměr těsnění	$D_1$	1850 mm	2550 mm	490 mm	760 mm	950 mm
Výška těsnění	$L$	109,5 mm	109,5 mm	79,5 mm	109,5 mm	109,5 mm

Tabulka 4.5: Vodící pouzdra plunžrů [3]

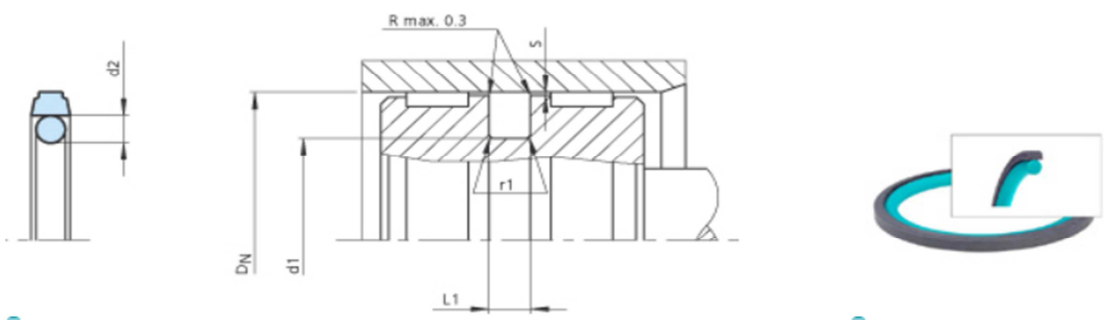
Vodící pouzdro plunžru						
Vnější průměr pouzdra	$d_N$	2528 mm	1828 mm	928 mm	735 mm	470 mm
Vnitřní průměr pouzdra	$D_1$	2500 mm	1800	900 mm	710 mm	450 mm
Délka pouzdra	$L$	2700 mm	2000	240 mm	545 mm	235 mm
Vnější průměr osazení	$D_2$	2550 mm	1850	950 mm	760 mm	490 mm
Délka prodloužení	$L_o$	45 mm	45	45 mm	45 mm	35 mm

Tabulka 4.6: Přítlačné pouzdra těsnění plunžrů [3]

Přítlačné pouzdro těsnění						
						
Vnější průměr pouzdra	dN	2528	1828	928	735	470
Vnitřní průměr pouzdra	D1	2500	1900	900	710	450
Délka pouzdra	L	255	135	190	175	145
Vnější průměr osazení	D2	2550	1850	950	760	490
Délka prodloužení	Lo	56	56	56	56	56

#### 4.8.2 Těsnění horizontálních hydromotorů a hydromotoru vyhazovače

Tabulka 4.7: Těsnění pístu dvojčinných hydromotorů [3]

Těsnění pístu Turcon Glyd Ring T			
			
$D_N$ H9	1300mm	800 mm	Min. Temperature -70.0 °C Max. Temperature 260.0 °C Speed max. 15.0 m/s Pressure max. 60.0 MPa
$d_1$ h9	1262 mm	722 mm	
$L_1 +0,2$	13,8mm	9,5 mm	
O-Ring Dimensions	1260x12mm	770x8,4 mm	
s	1 mm	1 mm	
$r_1$ max	2 mm	2 mm	

Tabulka 4.8: Vodící pásky pístu dvojčinných hydromotorů [3]

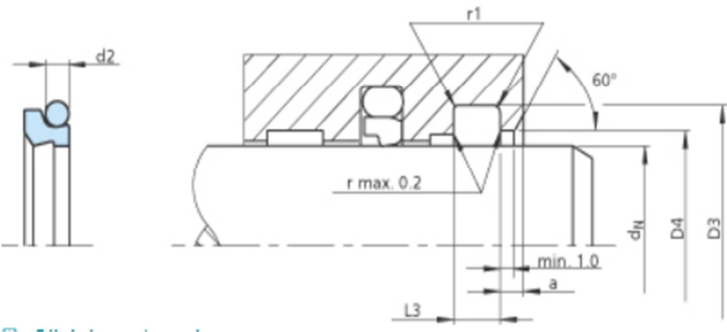

Vodící pásky pístu Polypac I/DWR		
$D_N$	1300mm	800mm
$d_2$	1287mm	797mm
$L_2$	100 mm	50 mm
$W$	2.5mm	2.5mm
$S_1$	1mm	1mm

Tabulka 4.9: Těsnění pístní tyče dvojčinných hydromotorů [3]

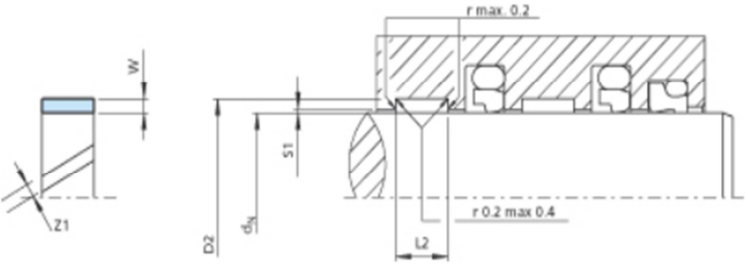


Těsnění pístní tyče Turcon Stepseal 2K for Rod with O-Ring		
Min. Temperature	-45 °C	
Max. Temperature	80 °C	
Speed max.	15 m/s	
Pressure max.	50 MPa	
$D_N$ f8/h9	1150 mm	450 mm
$D_1$ H9	1188 mm	474 mm
$L_1$ +0,2	13,8mm	8,1 mm
O-Ring Dimensions	1090x12mm	468,76x7 mm



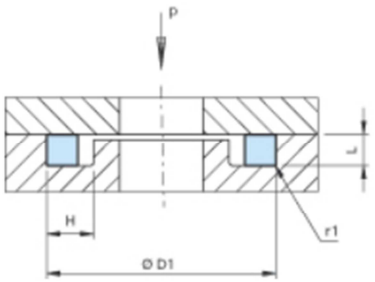
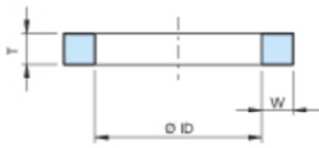

Tabulka 4.10: Těsnění nečistot písní tyče dvojitých hydromotorů [3]

Těsnění písní tyče Turcon Excluder 5 with O-Ring		
Min. Temperature	-10.0 °C	
Max. Temperature	200.0 °C	
Speed max.	15.0 m/s	
		
$D_N$ f8/h9	1150 mm	450 mm
$D_3$ H9	1177.3 mm	474 mm
$L_3$ +0,2	16 mm	14 mm
$D_4$ H11	1152.5 mm	452,5 mm
$r_{1max}$	2 mm	1,5 mm
O-Ring Dimensions	1160x8.4mm	456,06x7 mm

Tabulka 4.11: Vodící pásky písní tyče dvojitých hydromotorů [3]

Vodící pásky písní tyče Polypac I/DWR		
		
$d_N$	1150 mm	450 mm
$D_2$	1154mm	453 mm
$L_2$	19.2mm	19.2mm
$W$	3 mm	2,5 mm
$S_1$	1mm	1mm
		

Tabulka 4.12: Statické těsnění přívodů a skládaných válců hydromotorů [3]

Těsnění příruby a přívodu Kantseal						
						
Min. Temperature			-15.0 °C			
Max. Temperature			200.0 °C			
Static Pressure max.			50.0 MPa			
D <sub>1</sub> H11	127 mm	234,95 mm	304,8 mm	419,1 mm	920 mm	1420 mm
H +0,2	7,1 mm	7,1 mm	9,5 mm	9,5 mm	14,4 mm	14,4 mm
L -0,05	4,75 mm	5,1 mm	6,1 mm	6,1 mm	9,3 mm	9,3 mm
r max	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm	0,8 mm
W	5,16 mm	3,4 mm	6,73 mm	6,73 mm	873 mm	1373 mm
T	5,16 mm	3,4 mm	6,73 mm	6,73 mm	10,2 mm	10,2 mm
ID	116,84 mm	218,19 mm	291,47 mm	405,27 mm	10,2 mm	10,2 mm

## 5 Konstrukční návrh

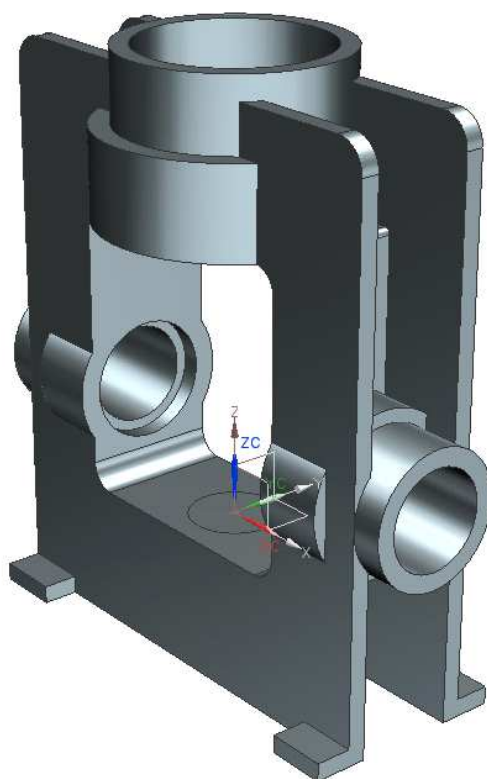
Navrhovaný rám bude vyroben z materiálu ČSN 42 2712 s bezpečností proti přetížení  $k=2$ . Za tohoto předpokladu nesmí být v žádném místě konstrukce překročeno maximální dovolené napětí 150 MPa.

Tabulka 5.1: Použitý materiál [4]

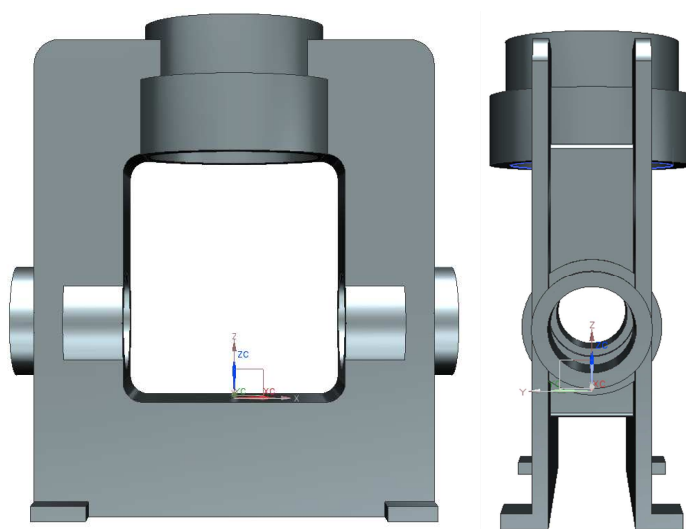
ČSN 42 2712					
Stav		Normalizačně žíhaný a popouštěný			
Teplota	°C	20	300	350	400
Nejnižší mez kluzu $\delta_{kt}$ nebo mez 0,2 $\delta_{0,2}$	MPa,	300	186	157	137
Pevnost v tahu $\delta_{pt}$	MPa	500 až 650			

Na základě jednoduchých výpočtů rámu byl vytvořen základní model rámu. Rám tvoří dvě lamely, jejichž rozměry byly předběžně stanoveny ve výpočtech rámu. Tyto dvě lamely byly mezi sebou propojeny do monolitního odlitku, čímž vznikl U profil. Následně byly do rámu zakomponovány místa, která budou sloužit pro uložení navržených hydromotorů. Pro prvotní návrh rámu zanedbáme prostor ve spodní části rámu, který bude sloužit pro pohon vyhazovačů výkovku.

## 5.1 Návrh rámu varianta 1



Obrázek 5.1: Návrh rámu varianta 1



Obrázek 5.2: Návrh rámu varianta 1 (pohled zepředu a z boku)

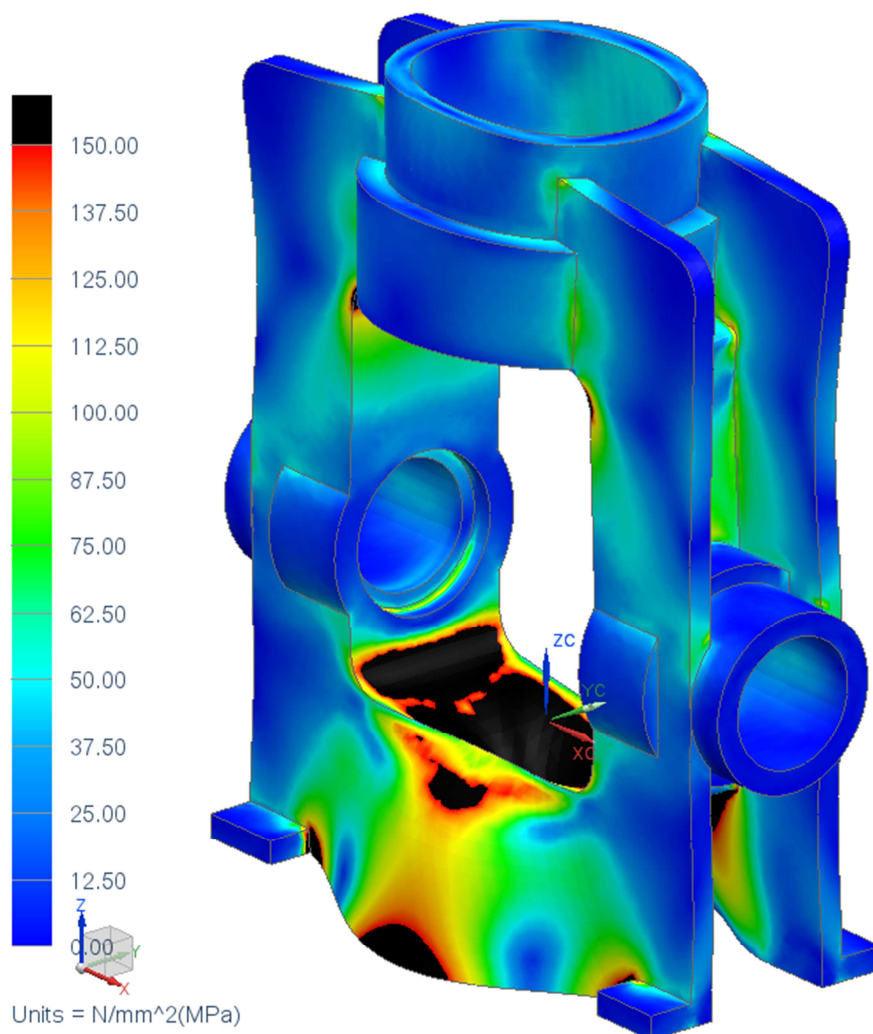
Tento prvotní návrh rámu byl následně kontrolován metodou MKP v programu NX 9.0. Tato kontrola poukázala na slabá místa rámu a tím pádem na potřebné kroky k následnému vyztužení rámu.

### 5.1.1 Okrajové podmínky výpočtu

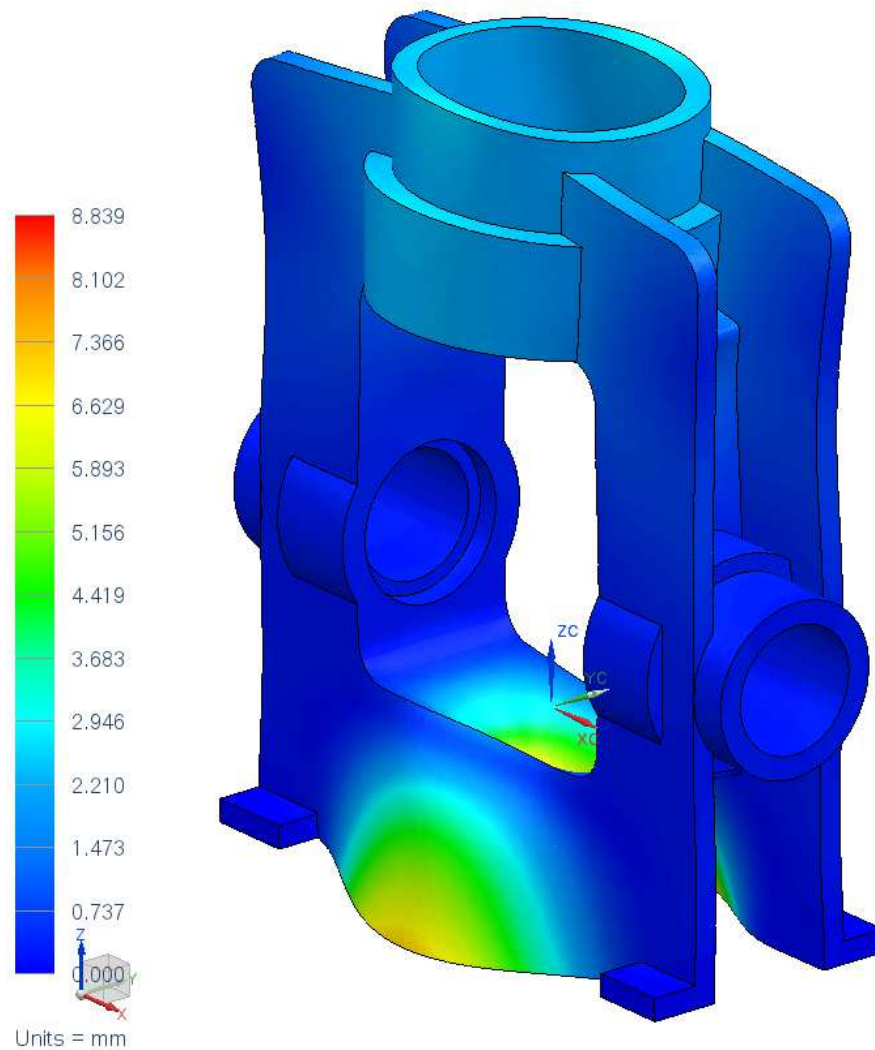
Pro výpočet základního rámu byly hydromotory nahrazeny pevnou růžicí RBE2, tyto růžice byly uchyceny za dosedací plochu hydromotoru a svázaný do jednoho bodu. Do těchto bodů byla poté zadána síla pro jednotlivé hydromotory.

Pro nahrazení upínací desky na rámu stroje byla použita růžice typu RBE3, která byla opět spojena s dosedací plochou desky a následně zatížena silou od hydromotoru uzavírajícího zápustku. Tento způsob reprezentuje zatížení spojitým obtížením.

Rám byl ve výpočetním modelu pevně uchycen za patky ve spodní části. Tato podmínka neumožňuje deformaci rámu v patkách, ale pro prvotní výpočet rámu je postačující.



Obrázek 5.3: Napětí vonMises Návrhu rámu varianta 1

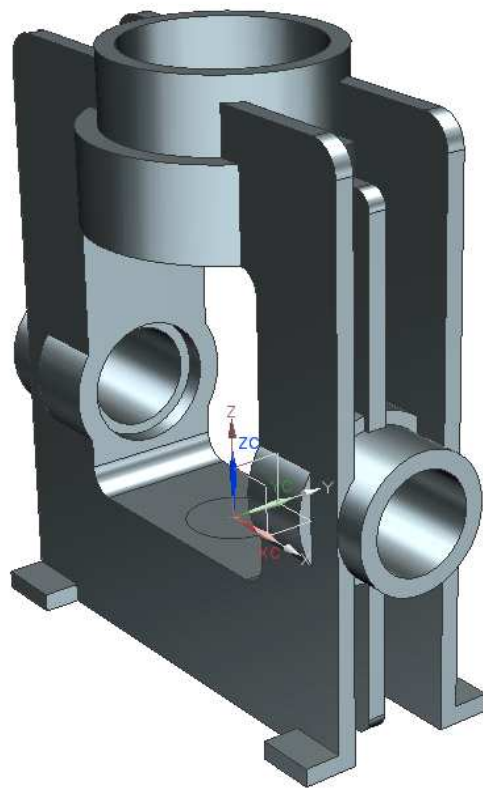


Obrázek 5.4: Celkové posunutí Návrhu rámu varianta 1

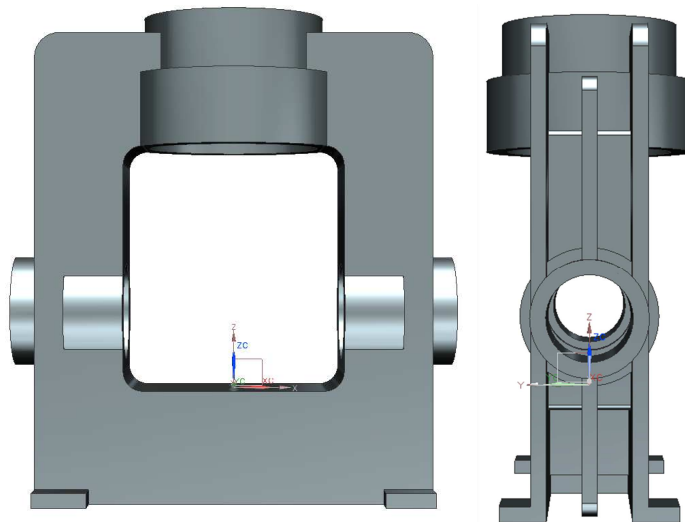
Z výsledků metody MKP jsou patrná slabá místa konstrukce. Zejména ve spodní části rámu došlo k překročení dovoleného napětí a také k velké deformaci. Spodní část rámu je tedy nutné upravit.

Na základě výpočtu byly navrženy další úpravy rámu. Zejména bylo provedeno vyztužení spodní části rámu.

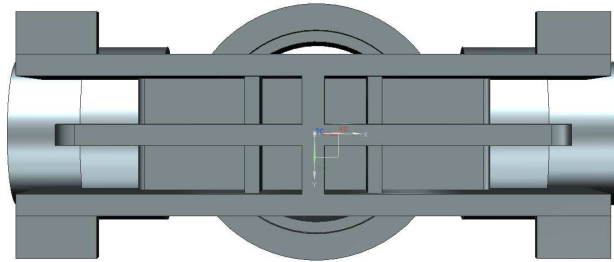
## 5.2 Návrh rámu varianta 2



Obrázek 5.5: Návrh rámu varianta 2



Obrázek 5.6: Návrh rámu varianta 2 (pohled zepředu a z boku)



Obrázek 5.7: Návrh rámu varianta 2 (podhled zespodu)

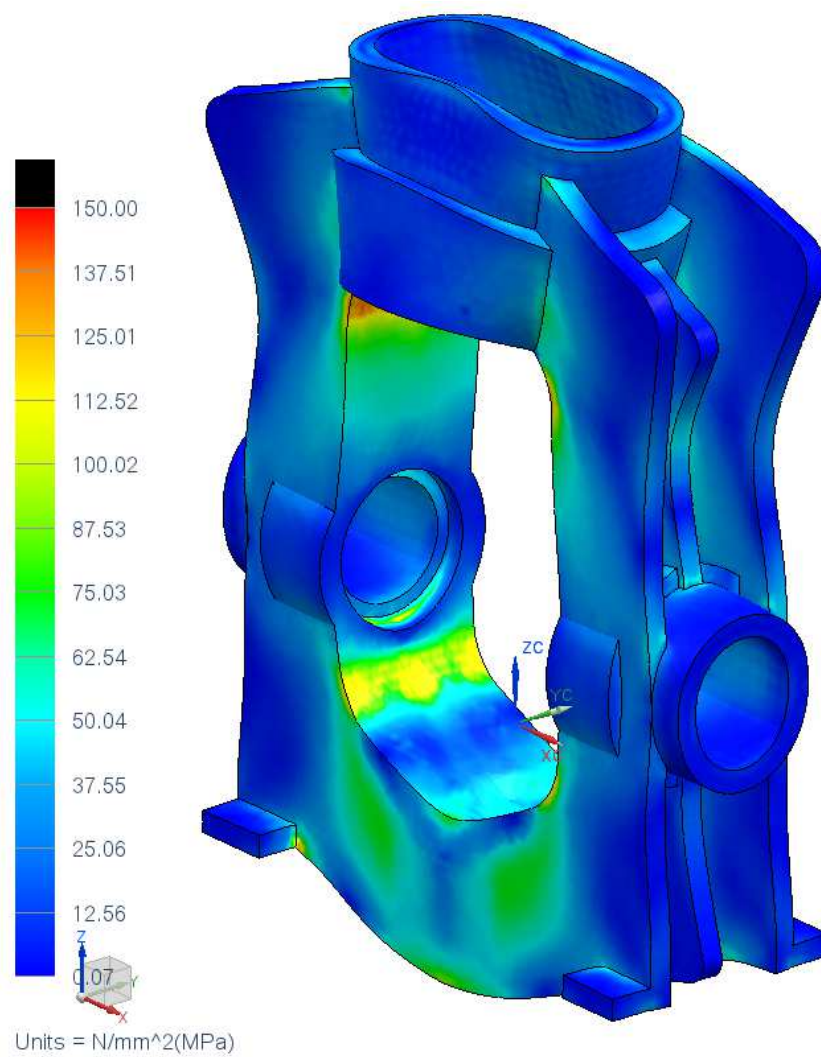
Z obrázku: Obrázek 5.5 je patrné, že pro dostatečné vyztužení rámu byla mezi dvě stávající lamely přidána třetí lamela. Dále byly navrženy žebra, která budou vyztužovat spodní část rámu v místech, kde se v předchozích výsledcích projevila největší deformace rámu. Po provedení vyztužení spodní části rámu byla opět provedena kontrola metodou MKP.

### 5.2.1 Okrajové podmínky výpočtu

Jako v předchozím případě byly hydromotory nahrazeny rúžicí RBE2, které byly zatíženy jednotlivými silami od hydromotorů.

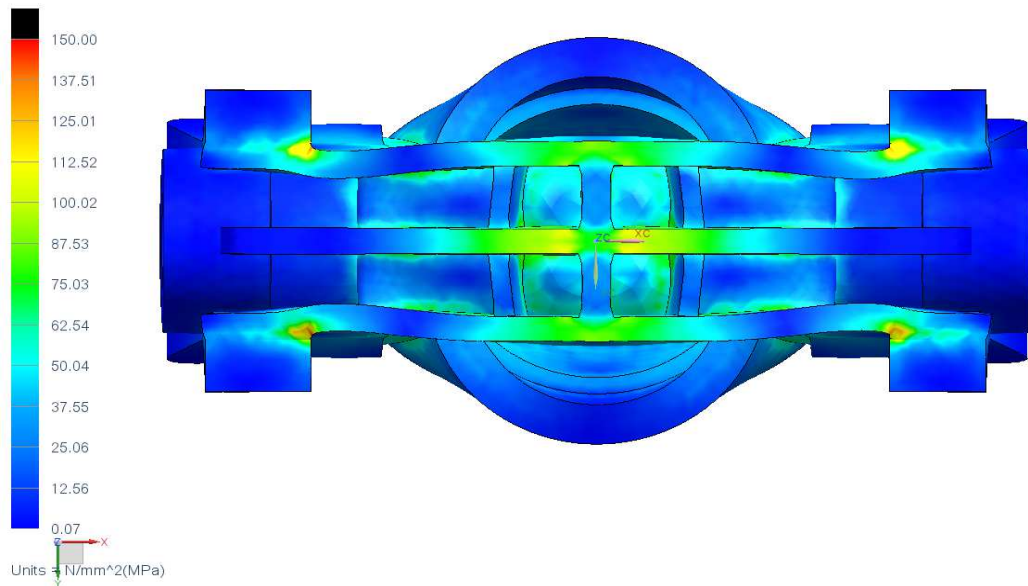
Jako náhrada upínací desky byla opět zvolena rúžice RBE3 uchycená za dosedací plochy upínací desky a byla zatížena silou od hydromotoru uzavírající zápustku.

Rám byl opět uchycen pevně za patky v jeho spodní části. Vzhledem k tomu, že se jedná o prvotní návrh, je tato podmínka vyhovující.



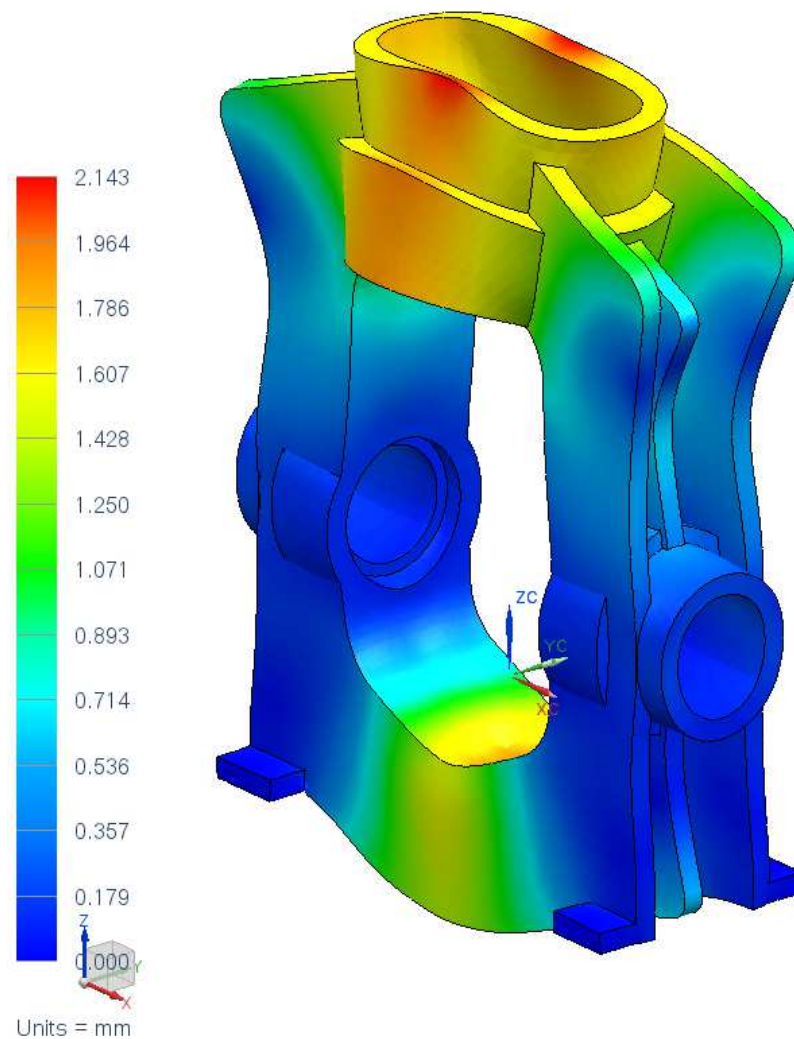
Obrázek 5.8: Napětí vonMises Návrh rámu varianta 2





Obrázek 5.9: Napětí vonMises Návrh rámu varianta 2 (pohled zespodu)

Z výsledků metody MKP je patrné, že navržené úpravy rámu odstranily slabá místa konstrukce. Napětí v rámu již nepřekročilo dovolenou hodnotu 150 MPa. Rám tedy z hlediska namáhání zcela vyhovuje. Vzhledem k tomu, že patky byly pevně uchyceny, došlo ke koncentraci napětí v místě napojení patek na rám.

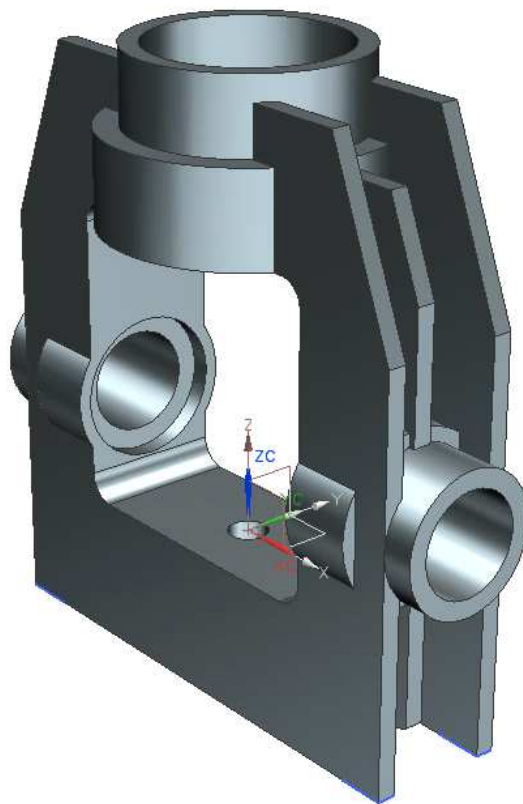


Obrázek 5.10: Celkové posunutí Návrh rámu varianta 2

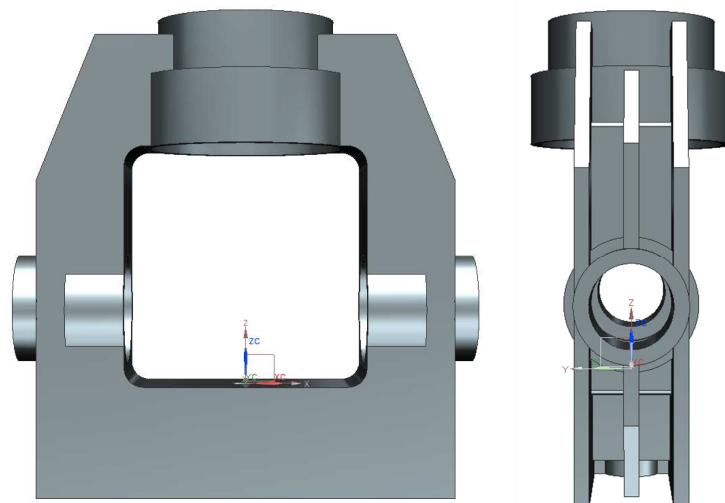
Z hlediska posunutí rámu je z výsledků patrné, že v žádném místě nebylo posunutí větší než cca 3 mm. Vzhledem k tomu, že se jedná o velké zařízení pracující s velkými silami, bude deformace pracovního prostoru stroje do 10 mm zcela vyhovující a neovlivní přesnost vyráběných součástí.

Vzhledem k tomu, že z MKP výpočtu je patrné, že v některých místech konstrukce není materiál plně využit, budou na rámu provedeny další úpravy. Tyto úpravy sníží jeho hmotnost a zvýší využití materiálu. Dále bude ve spodní části rámu zohledněno uložení pohonu vyhazovačů.

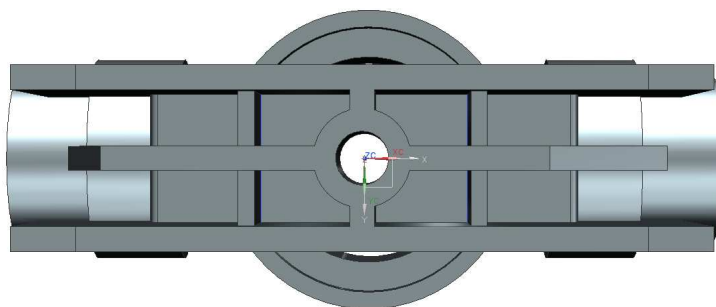
### 5.3 Návrh rámu varianta 3



Obrázek 5.11: Návrh rámu varianta 3



Obrázek 5.12: Návrh rámu varianta 3 (pohled zepředu a z boku)



Obrázek 5.13: Návrh rámu varianta 3 (pohled zespodu)

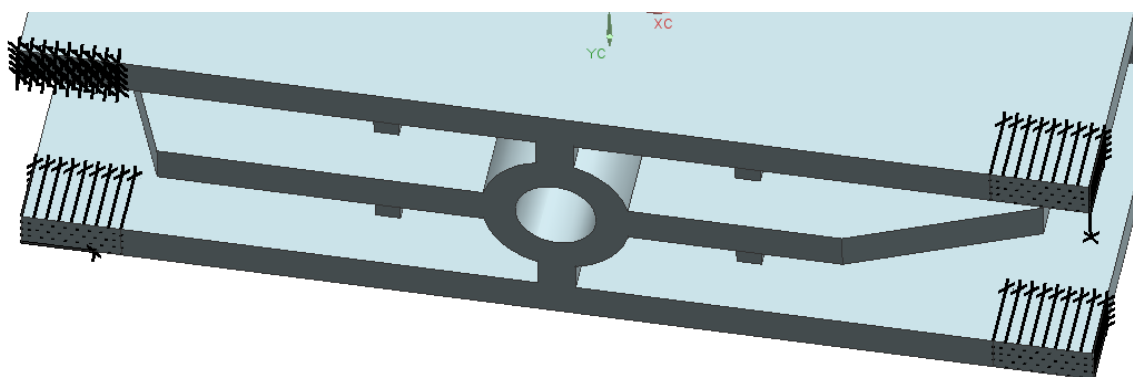
Následující fází úpravy rámu bylo vytvoření otvoru ve spodní části. Tento otvor bude sloužit pro pohon vyhazovače hotového výkovku ze zápustky. Dále byl odebrán přebytečný materiál v rozích konstrukce. Tento materiál podle předchozí simulace nepřenášel žádné zatížení a zbytečně zvyšoval hmotnost konstrukce. U takto upravené konstrukce byla opět provedena kontrola metodou MKP. Pro výpočet byly již použity odlišné okrajové podmínky rámu než v předchozích případech, kdy byly patky rámu pevně ukotveny, čímž docházelo k většímu namáhání, neboť rámu nebylo dovoleno posouvání v podporách vlivem průhybu.

### 5.3.1 Okrajové podmínky výpočtu

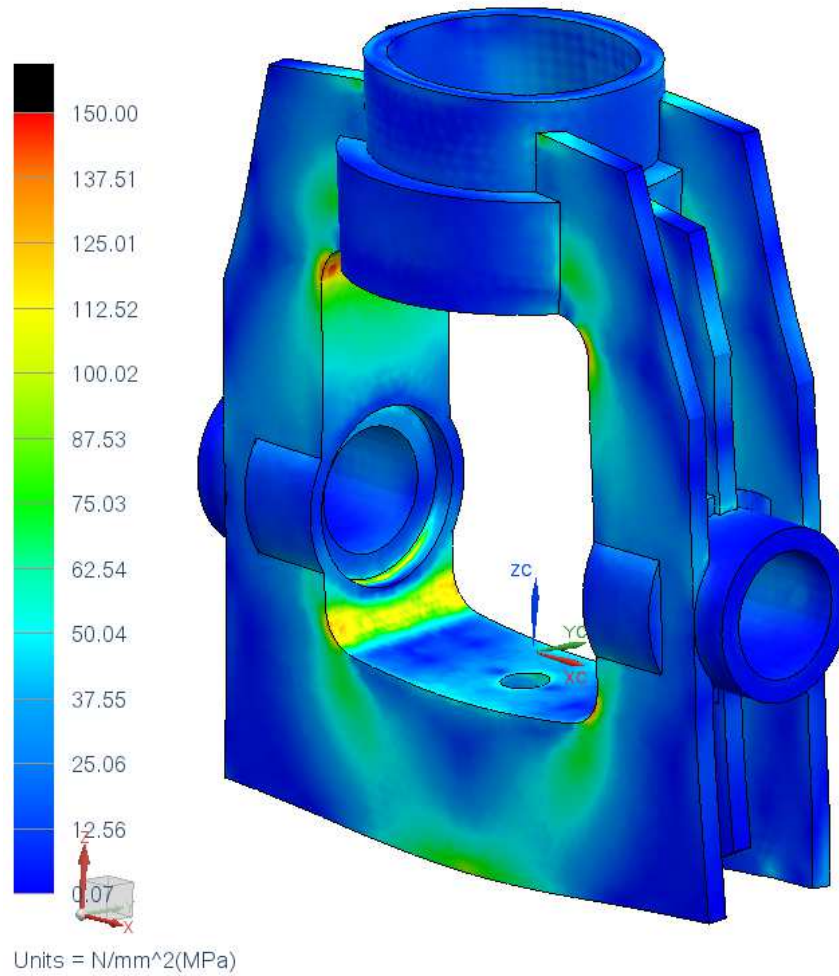
Jako v předchozím případě byly hydromotory nahrazeny ržicí RBE2, které byly zatíženy jednotlivými silami od hydromotorů.

Jako náhrada upínací desky byla opět zvolena ržice RBE3 uchycená za dosedací plochy upínací desky a byla zatížena silou od hydromotoru uzavírající zápustku.

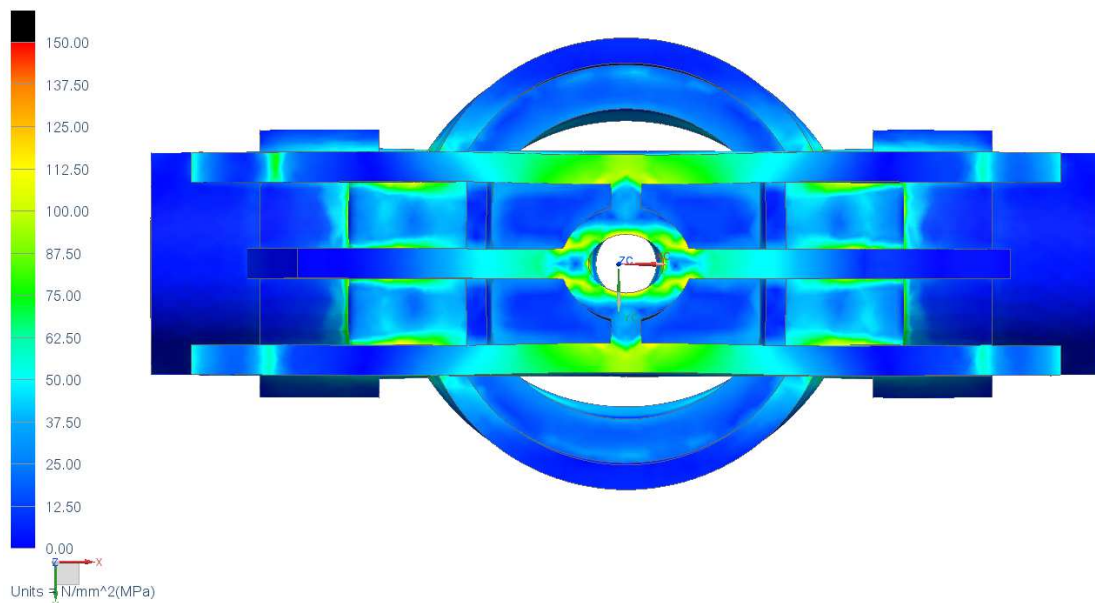
V důsledku toho, že bude rám v reálném případě uchycen pomocí patek do základů, byly změněny okrajové podmínky uchycení rámu. Patky totiž budou v základech umožňovat deformace a natáčení. Na spodní ploše rámu byly proto nastříhnuty plochy velikosti dosedacích ploch patek. Na tyto plochy byly umístěny okrajové podmínky takové, aby umožňovali deformace rámu při jeho zatížení.



Obrázek 5.14: Okrajové podmínky nahrazující kontakt rámu se základem

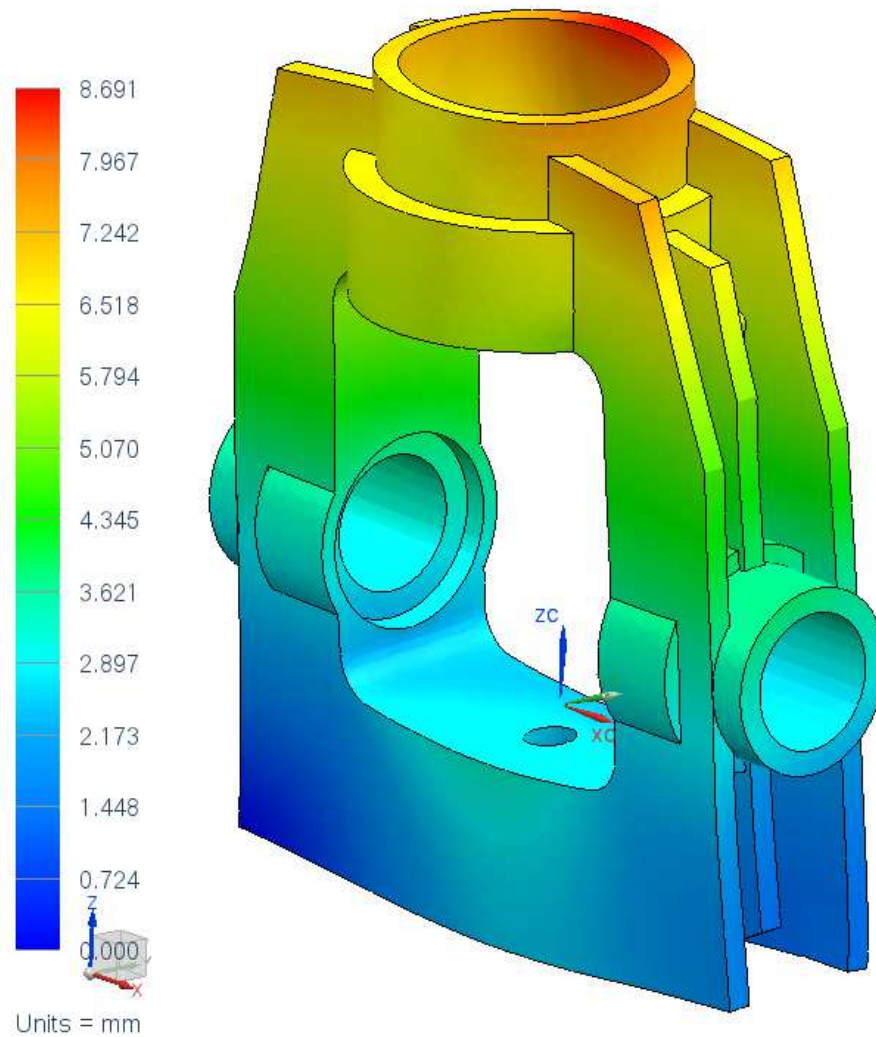


Obrázek 5.15: Napětí vonMises Návrh rámu varianta 3

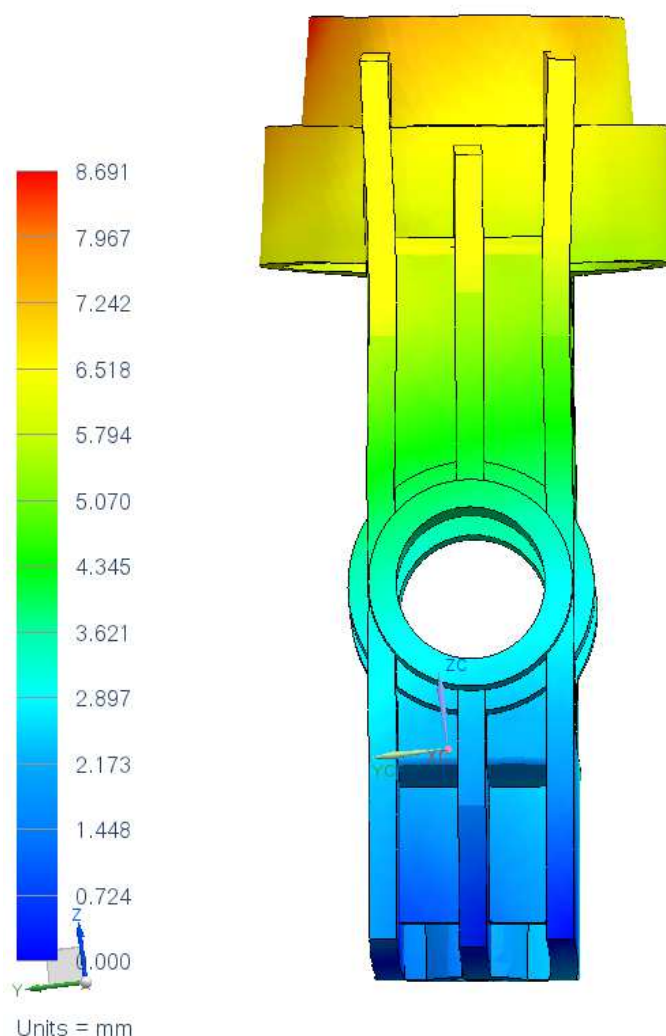


Obrázek 5.16: Napětí vonMises Návrh rámu varianta 3 (pohled zesudu)

Z hlediska napětí je z provedené simulace patrné, že nikde v rámu nebylo překročeno napětí 150 MPa. Z tohoto důvodu je tento rám považován za vyhovující.



Obrázek 5.17: Celkové posunutí Návrh rámu varianta 3



Obrázek 5.18: Celkové posunutí Návrh rámu varianta 3 (pohled z boku)

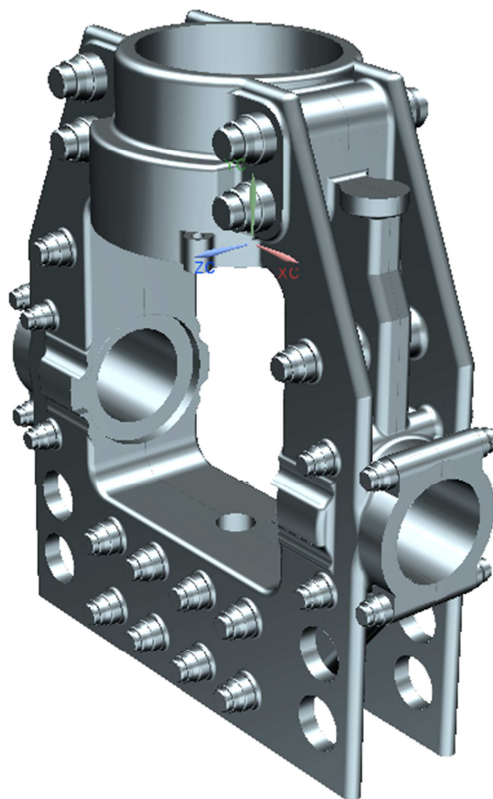
Z hlediska posunutí je viditelné, že k největší deformaci došlo v horní části rámu tam, kde bude uložen kombinovaný hydromotor. K této deformaci nebude později docházet, neboť v tomto místě bude rám vyztužen kombinovaným hydromotorem. Z hlediska posunutí nebyla nikde překročena hodnota 10 mm. Vzhledem k tomu, že se jedná o velké zařízení pracující s velkými silami, bude deformace pracovního prostoru stroje do 10 mm zcela vyhovující a neovlivní přesnost vyráběných součástí.

#### 5.4 Posouzení z hlediska vyrobiteľnosti rámu

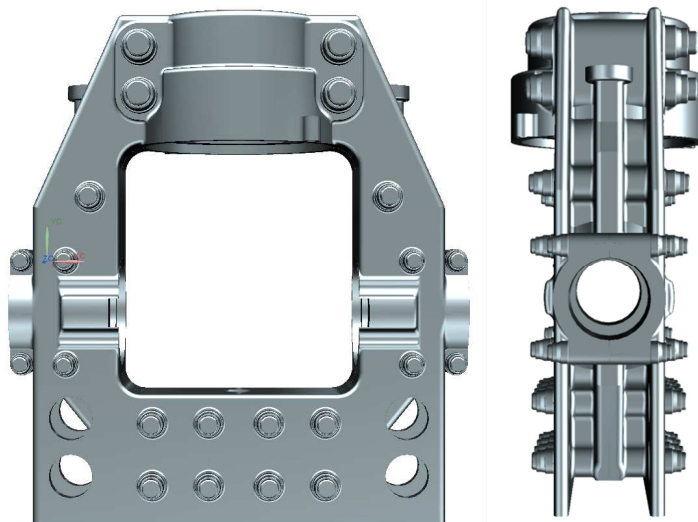
Finální návrh rámu byl vytvořen z požadavků na předepsané zatížení, nebyla tedy uvažována hmotnost tohoto rámu a tím pádem jeho vyrobiteľnost. Limitní hmotnost odlitku, kterou je možné v dnešní době běžně odlít je 300 tun. Následným krokem tedy bylo zjištění hmotnosti navrženého rámu.

Vzhledem k tomu, že navržený rám má hmotnost 503 tun, je třeba jeho hmotnost snížit tak, aby jej bylo možné odlít. Bylo proto navrženo rozdělit rám na dvě poloviny, které bude možno odlít a následně je spojit předepnutými šroubovými spoji. Po rozdělení rámu na dvě poloviny je hmotnost jedné poloviny 289 tun, což je přípustné z hlediska odlévání.

## 5.5 Návrh děleného rámu

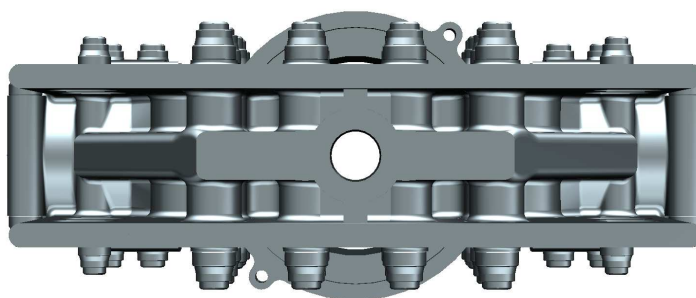


Obrázek 5.19: Návrh děleného rámu



Obrázek 5.20: Návrh děleného rámu (pohled zepředu a z boku)





Obrázek 5.21: Návrh děleného rámu (pohled zespodu)

Dělený rám bude vytvořen pouhým rozdělením rámu z třetího návrhu na dvě poloviny. Do rámu byly dále vytvořeny otvory, kterými budou procházet šroubové spoje spojující obě poloviny dohromady. Šroubové spoje budou realizovány pomocí lichoběžníkového závitu, který umožňuje přenášení velkých silových zatížení. Po rozdělení rámu byly také vytvořeny další odlehčení, která snižují hmotnost rámu a tím zvyšují využitelnost materiálu konstrukce. Šroubové spoje, které rám spojují, byly nejprve vypočteny analyticky a poté byl celý rám kontrolován metodou MKP. Analytické výpočty spojení rámu viz.: Příloha 7.

### 5.5.1 Okrajové podmínky výpočtu

Do výpočetního modelu již byly zařazeny 3D modely hydromotorů zatížené pracovními tlaky. Mezi jednotlivými hydromotory a rámem byly nastaveny kontakty tak, aby bylo dosaženo přesnějších hodnot MKP simulace. Mezi plunžry a válci hydromotoru bylo nastaveno nulové tření, což je ve skutečnosti nedosažitelný stav. Tento předpoklad tedy vystavuje rám nepatrně většímu zatížení, než bude skutečné. Hydromotory byly pro zjednodušení úlohy vymodelovány jako jedno 3D těleso.

Do výpočtu byla též umístěna 3D upínací deska se zápustkou přitlačovanou příslušnou silou. Mezi upínací deskou a rámem stroje byl opět nastaven kontakt pro přesnější výsledky metody MKP.

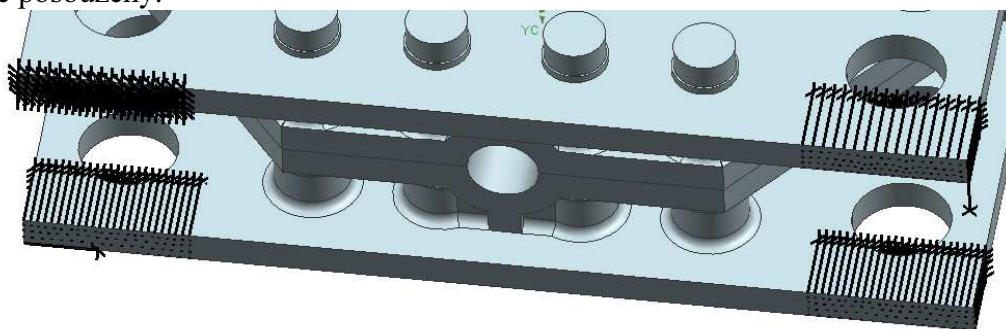
Šroubové spoje (kotvy) spojující rám byly také vymodelovány ve 3D a zatíženy potřebnými předepínajícími silami vycházejícími z výpočtů šroubových spojů rámu viz. Příloha 7. Kotvy byly rozděleny na dvě poloviny a spojeny pomocí růžic RBE2 a 1D elementu. Na tento 1D element poté byla aplikována patričná předepínací síla. Mezi kotvami a rámem stroje byly opět nastaveny kontakty pro přesnější výsledky metody MKP.

Rám byl jako v předchozím případě uchycen za dosedací plochy patek tak, aby umožňoval deformace vlivem zatížení.

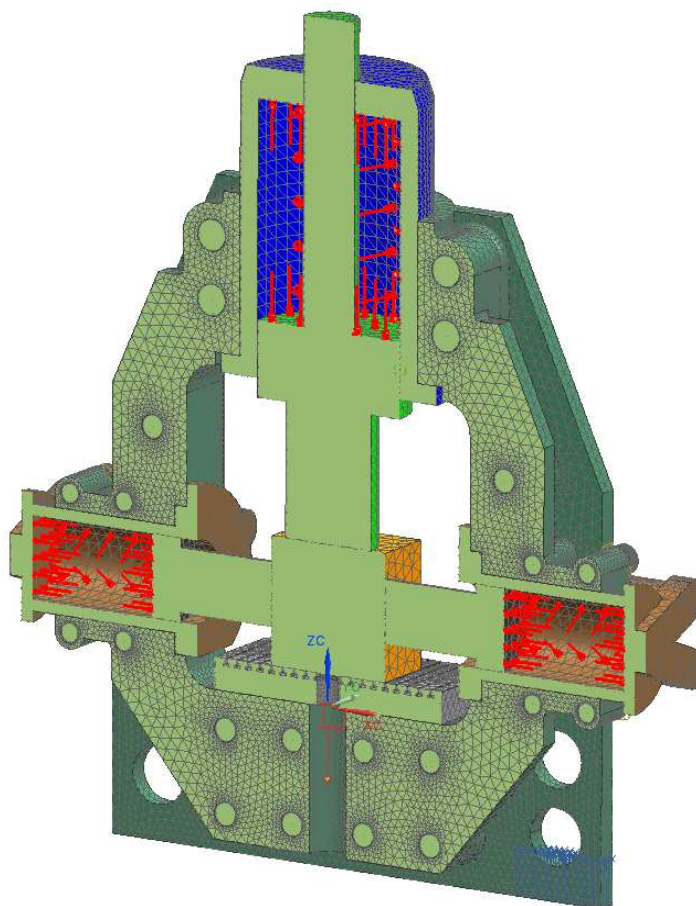
Zápustka byla nahrazena homogenním kvádrem, do kterého budou tlačit plunžry jednotlivých hydromotorů. Pro uchycení kvádru na upínací desku byla použita funkce GLUEING, neboť není potřebné znát napětí vzniklé mezi upínací deskou a zápustkou. Rovněž i pro připojení plunžrů k zápustce byla použita metoda GLUEING, aby byla výpočetní úloha zjednodušena.

Výpočetní model byl zjednodušen o zpětné válce navracející kombinovaný hydromotor do původní polohy a také o pohon vyhazovače, protože se na zatížení při maximálním namáhání rámu nepodílejí. Dále do modelu nebyly vytvořeny díry pro šrouby uchycující pohony ani další prvky z hlediska technologie výroby.

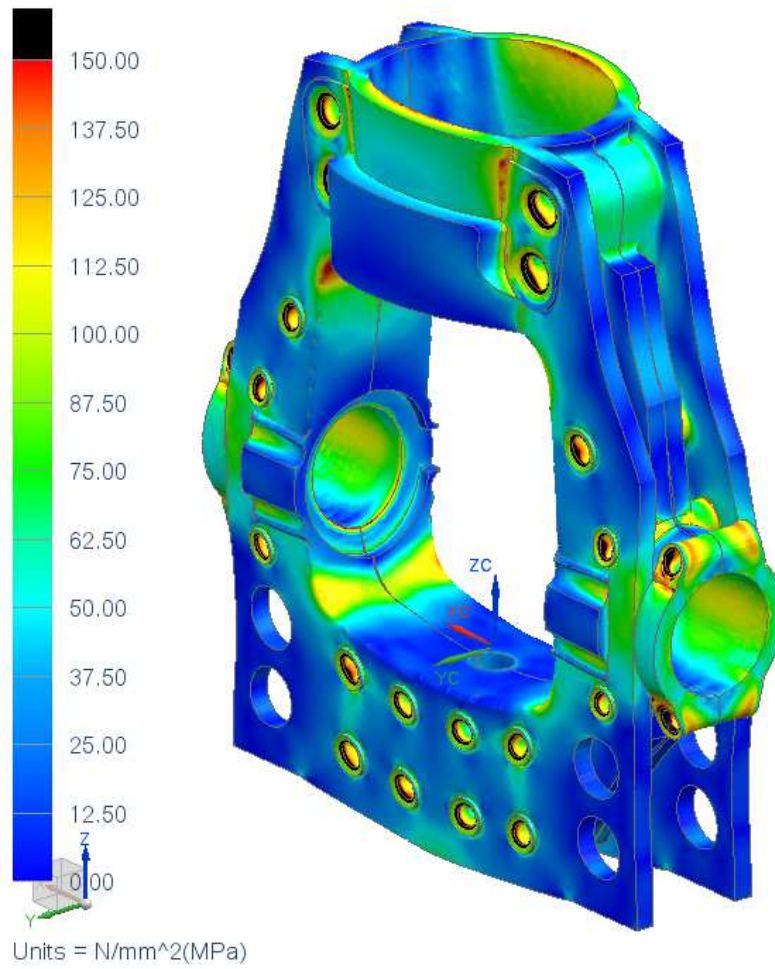
Z výpočtů MKP celého modelu byly poté odfiltrovány výsledky rámu, které byly samostatně posouzeny.



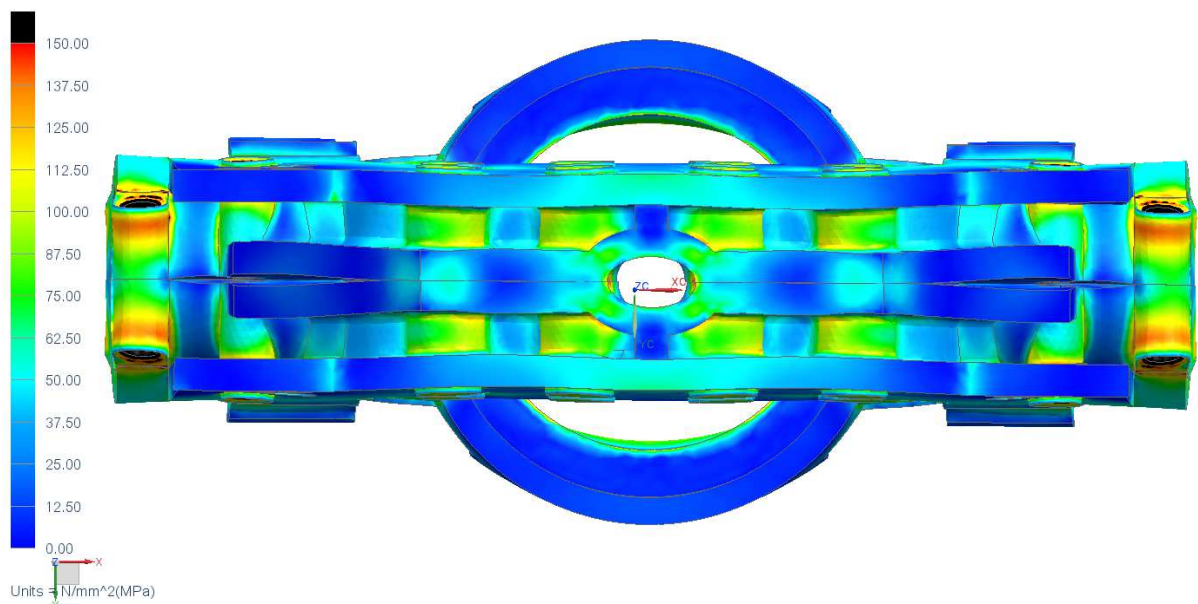
Obrázek 5.22: Okrajové podmínky děleného rámu nahrazující kontakt se základem



Obrázek 5.23: Zatížení děleného rámu

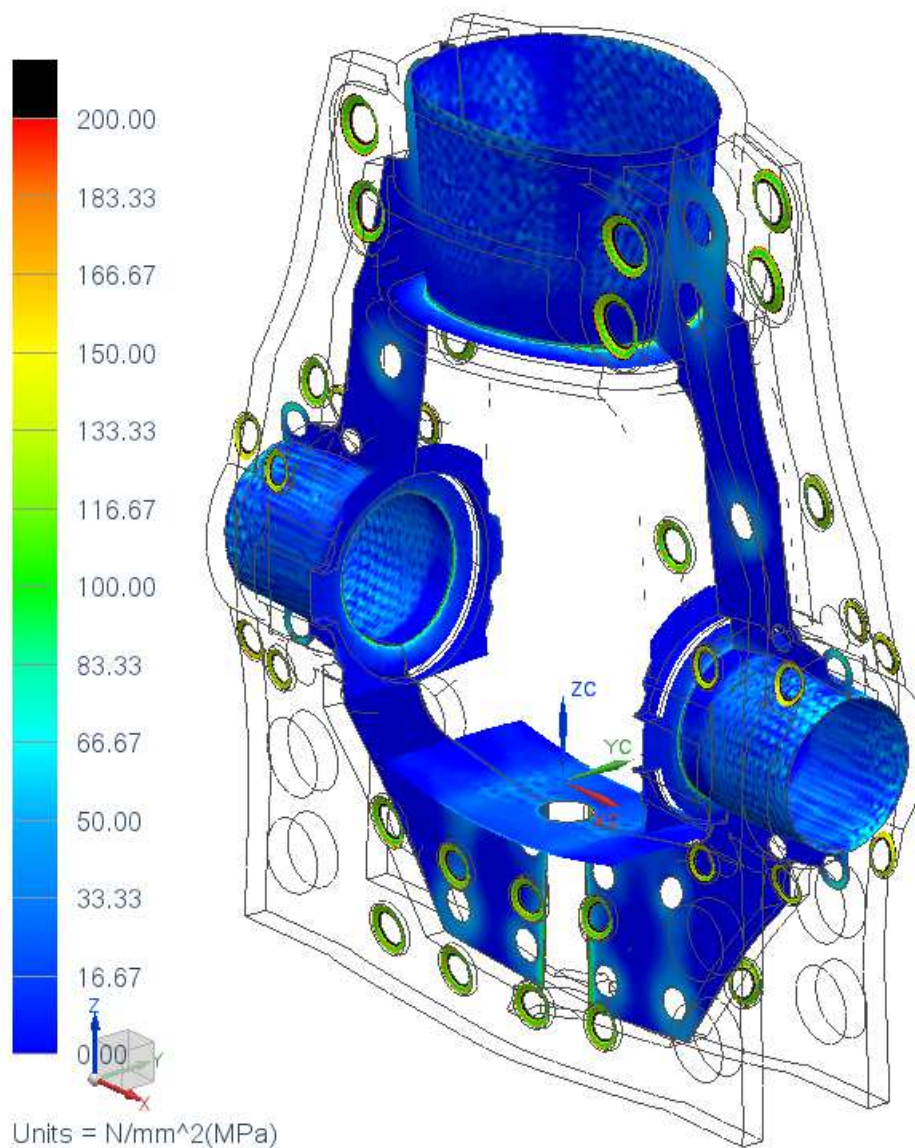


Obrázek 5.24: Napětí vonMises děleného rámu



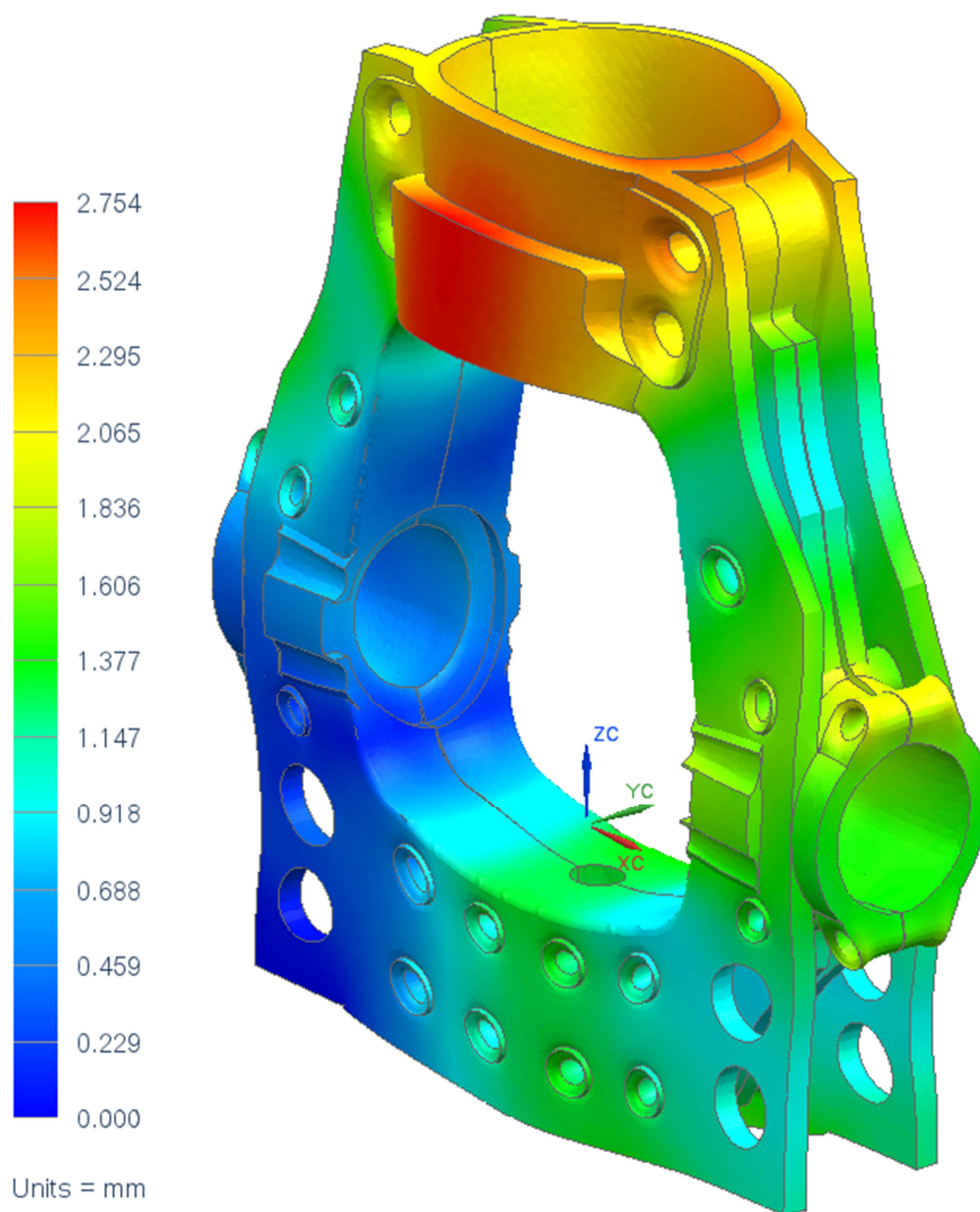
Obrázek 5.25: Napětí vonMises děleného rámu (pohled zespodu)

Z hlediska napětí můžeme vidět, že nikde kromě dosedacích ploch šroubových spojů nebylo překročeno dovolené napětí. Z hlediska napětí je tedy rám zcela vyhovující.

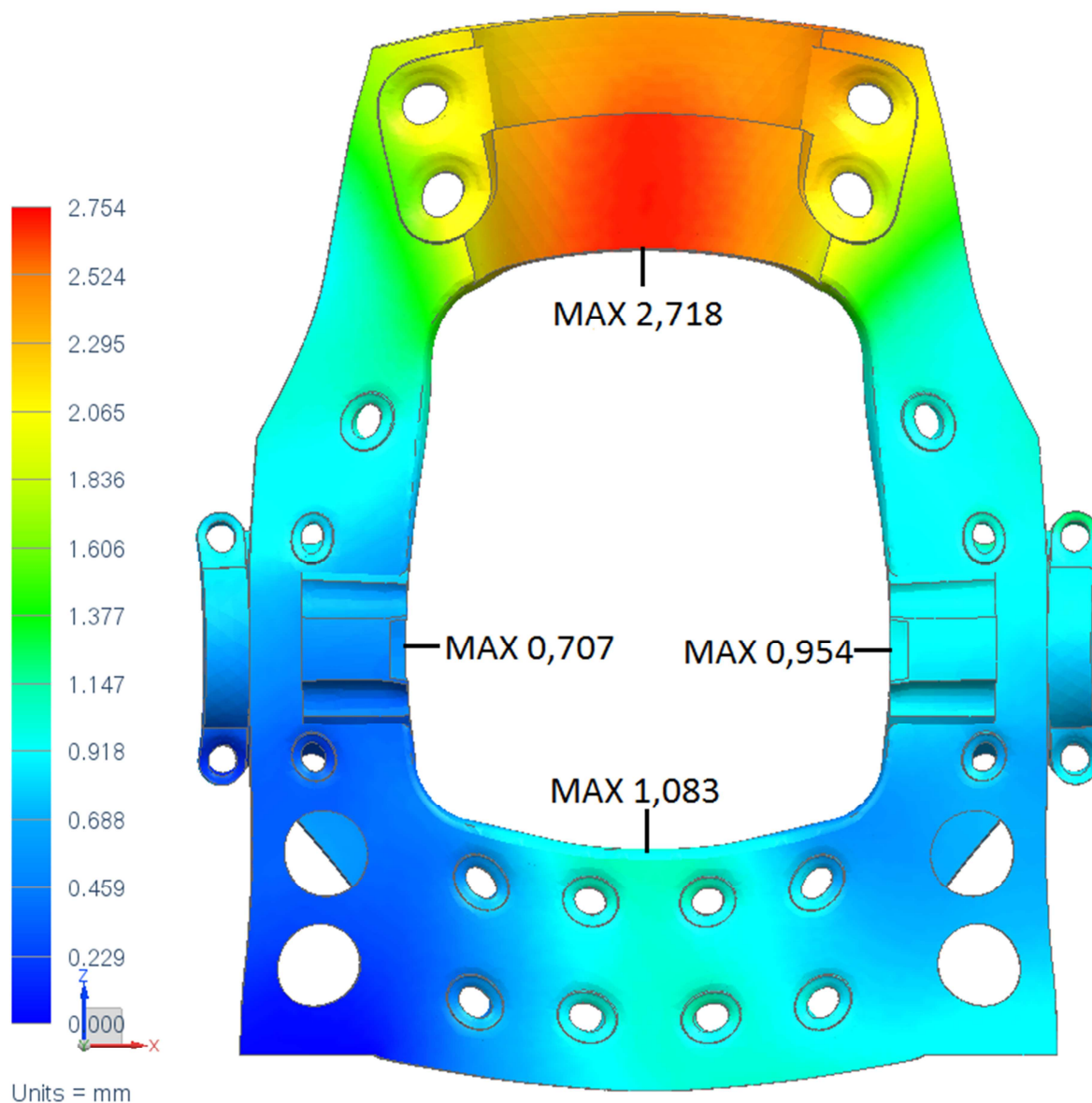


Obrázek 5.26: Tlak v kontaktních plochách děleného rámu

Vzhledem k tomu, že v dosedacích plochách šroubových spojů rámu je vyvozeno tlakové napětí, je zde hodnota dovoleného napětí v tlaku 200MPa. Z tohoto hlediska dosedací plochy šroubových spojů vyhovují. Jediným místem, které nevyhovuje, jsou okraje dosedacích ploch, kde dochází ke zkreslení na hranách děr. Tato nepřesnost je způsobena tím, že matice a šroub byly nahrazeny jedním 3D tělesem. Toto těleso tedy zanedbává možnost vzniku deformace mezi závity matice a šroubu, dochází proto k většímu otlacení hran děr a proto vzniká na okrajích kontaktních ploch větší napětí.



Obrázek 5.27: Celkové posunutí děleného rámu

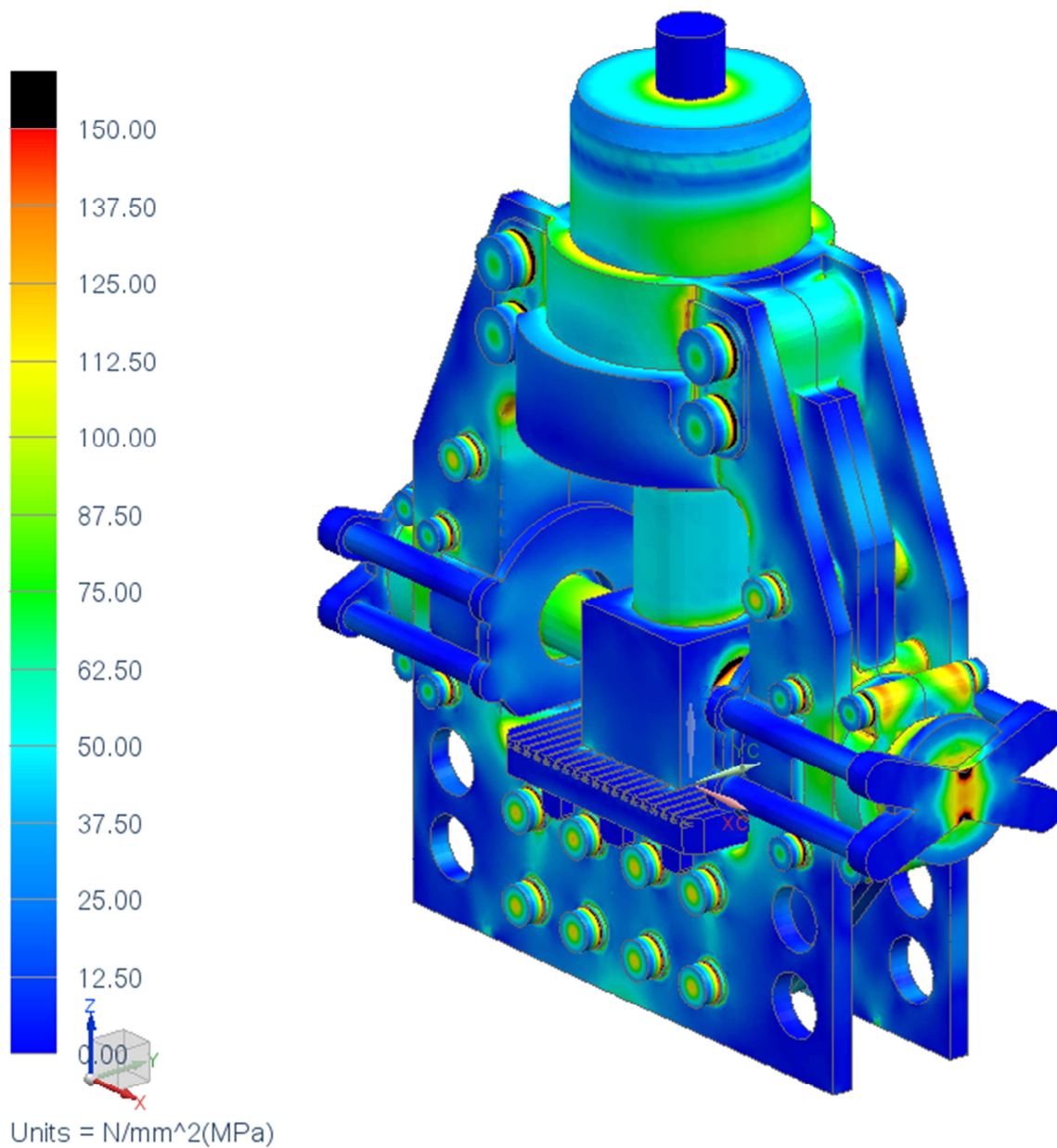


Obrázek 5.28: Celkové posunutí pracovního prostoru

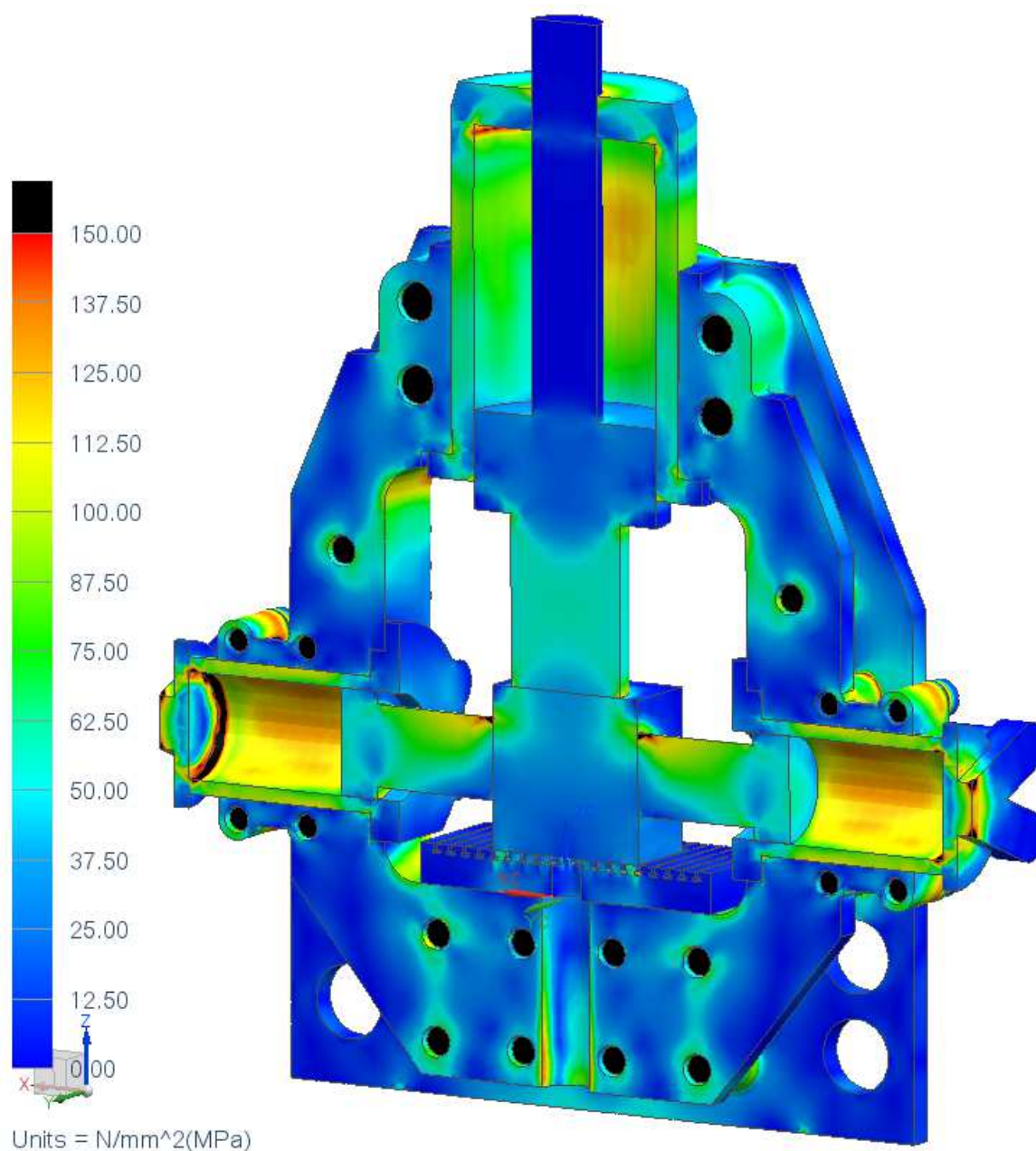
Z hlediska posunutí je patrné, že nikde v rámu nedochází k posunutí většímu než 3 mm. Deformace pracovního prostoru rámu by neměla podle požadavků překročit deformaci 10 mm. Z celkového posunutí rámu je patrné, že deformace pracovního rámu stroje nepřesahuje hodnotu 4 mm. Vzhledem k tomu, že se jedná o velké zařízení pracující s velkými silami je tato hodnota zcela zanedbatelná.

## 5.6 MKP analýza celého zařízení

Aby byla provedena kontrola všech částí celého zařízení, byla provedena celková kontrola zařízení pomocí metody MKP. Zařízení bylo hodnoceno z hlediska napětí a hlediska posunutí. Pro výpočet byl použit výpočetní model celého zařízení se stejnými okrajovými podmínkami jako v odstavci: 5.5.1.



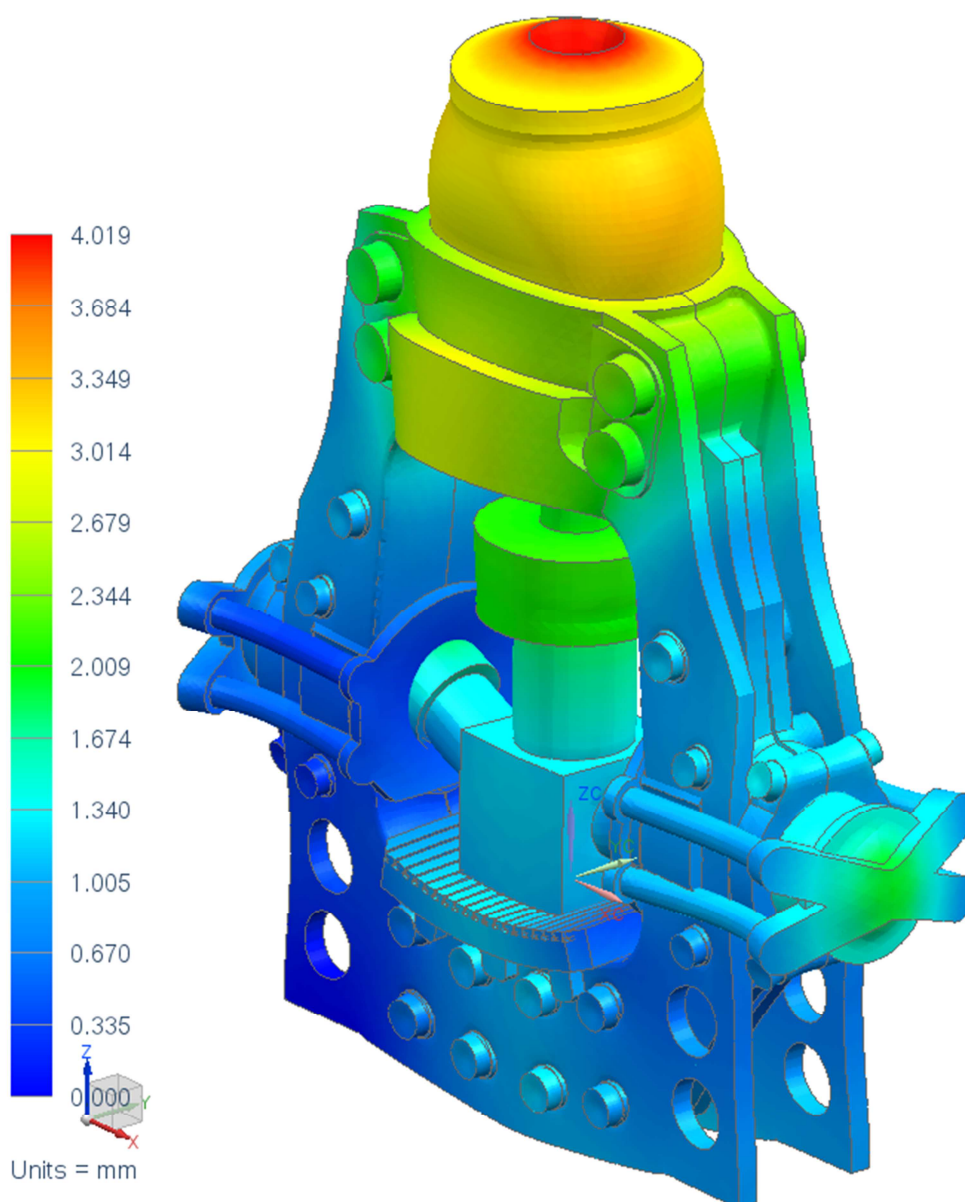
Obrázek 5.29: Napětí vonMises celkového zařízení



Obrázek 5.30: Napětí vonMises celkového zařízení (pohled do roviny symetrie)

Z hlediska napětí je patrné, že nikde v rámu nebylo překročeno dovolené napětí 150 MPa. Z MKP analýzy je patrné, že pouze u šroubových spojů (kotev) a také u hydraulických válců došlo k překročení napětí 150 MPa. Vzhledem k tomu, že válce bočních hydromotorů budou vyrobeny z materiálu ČSN 15 241.7, který má při bezpečnosti  $k = 2,5$  dovolené napětí vůči mezi kluzu 260 MPa, pak tyto válce také vyhovují z hlediska napětí. Dalším důležitým faktem je, že válce bočních hydromotorů nebudou vytvořeny jako jeden kus, ale bude složen z přírub a válců spojeným svorníky. V důsledku toho nebude vznikat napětí v napojení dna válce. Šroubové spoje (kotvy) spojující rám zařízení jsou vyrobeny z materiálu ČSN 13 240.6, který má při bezpečnosti  $k = 2$  dovolené napětí vůči mezi kluzu 270 MPa. Z hlediska napětí je tedy celé zařízení vyhovující.





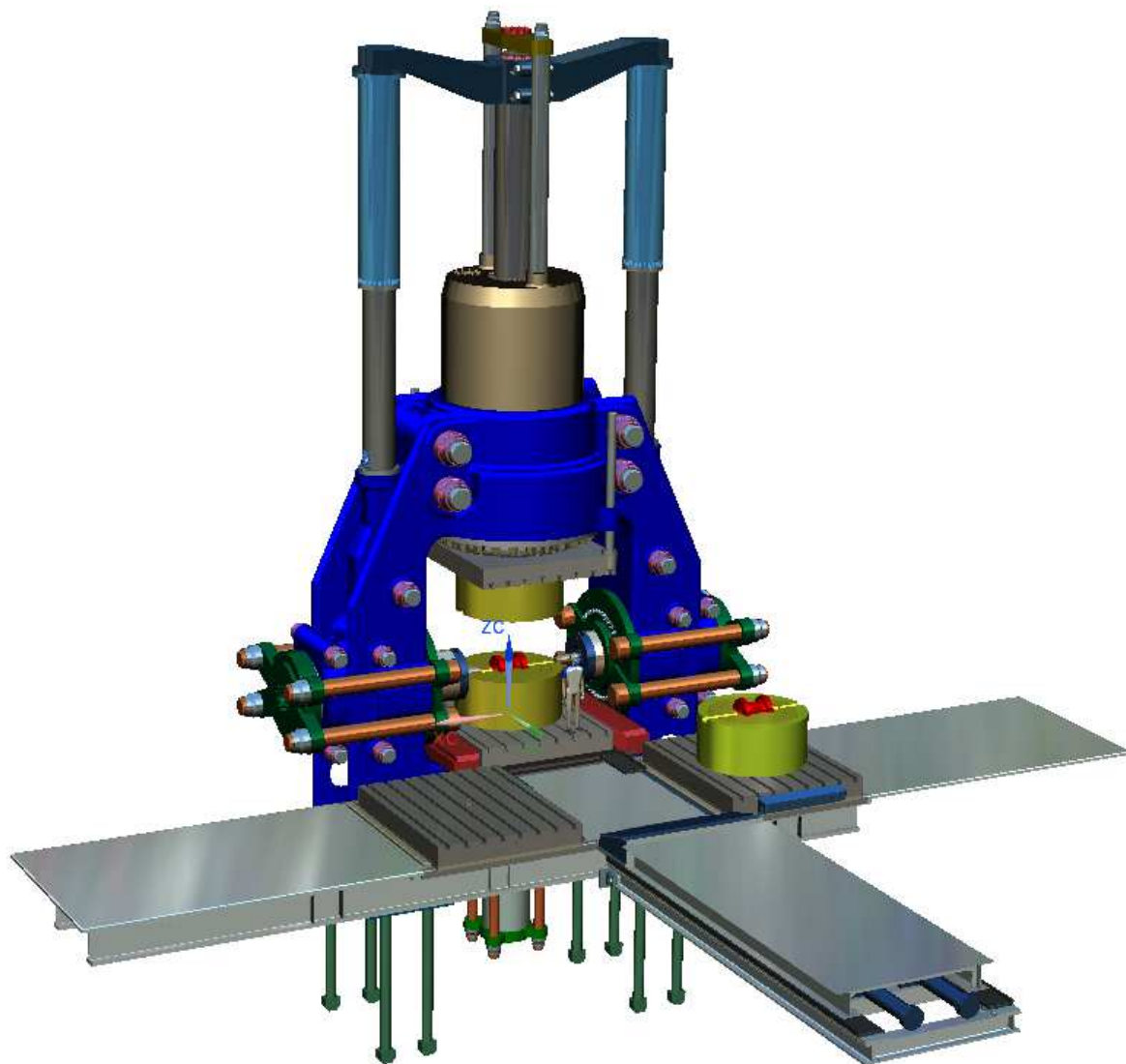
Obrázek 5.31: Celkový model zařízení z hlediska posunutí

Z hlediska posunutí je patrné, že deformace nikde v celém zařízení nepřekročí hodnotu 5 mm. Vzhledem k tomu, že maximální dovolená deformace pracovního prostoru stroje je 10 mm je tento výsledek zcela vyhovující. Výpočet MKP ukazuje, že největší deformace budou vyvozeny ve válcích hydraulických pohonů. Tyto deformace pohonů však nijak nebudou ovlivňovat přesnost vyráběných součástí.

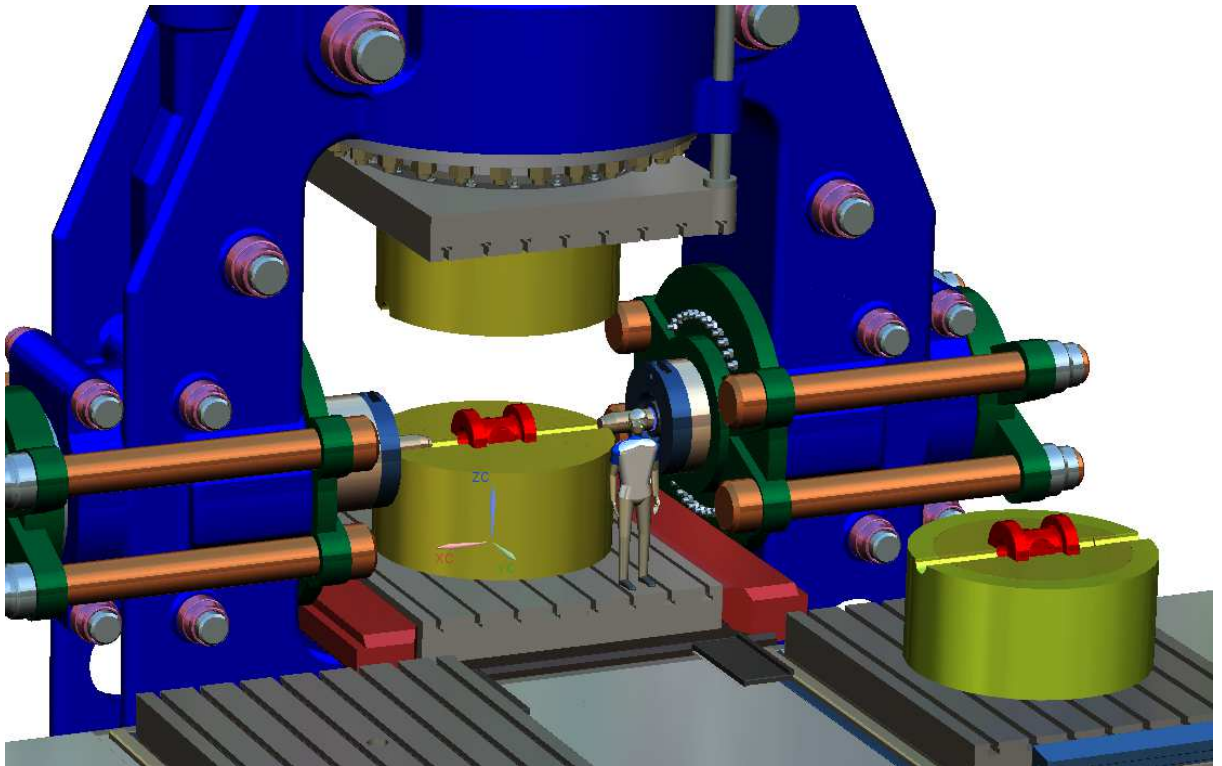
## 6 Detailní pohled na konstrukci

### 6.1 Sestava zařízení

Na následujícím obrázku viz.: Obrázek 6.1 můžeme vidět sestavu celého zařízení včetně automatické výměny palet.



Obrázek 6.1: Celkový model zařízení



Obrázek 6.2: Pohled do pracovního prostoru

## 6.2 Ukotvení rámu

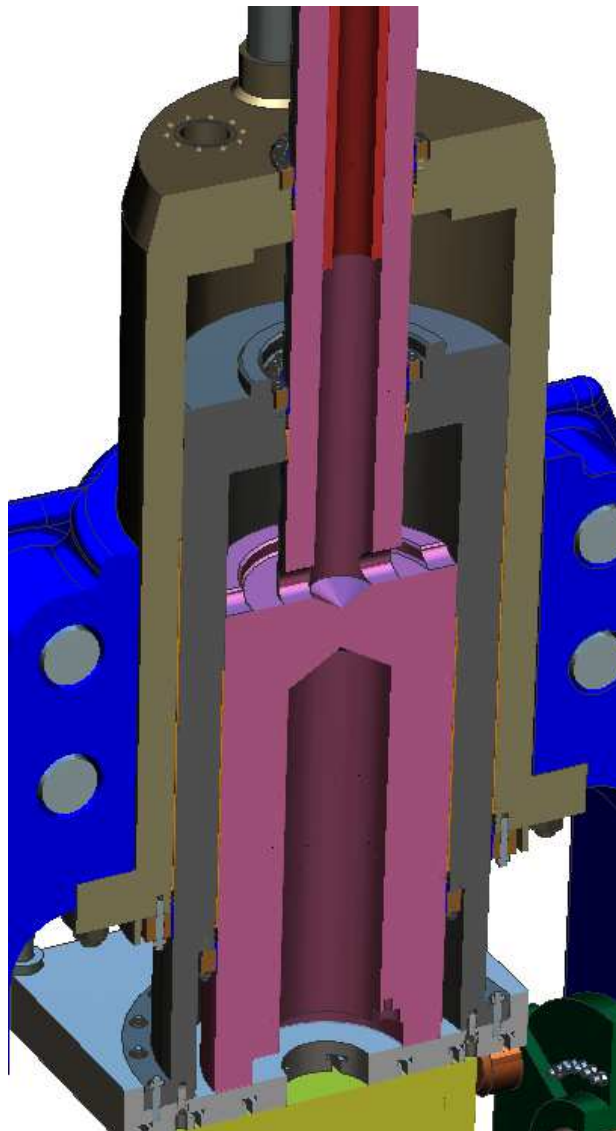
Uchycení rámu zařízení bude realizováno pomocí kotev zapuštěných do základů a patek připevněných na rámu stroje viz.: Obrázek 6.3.



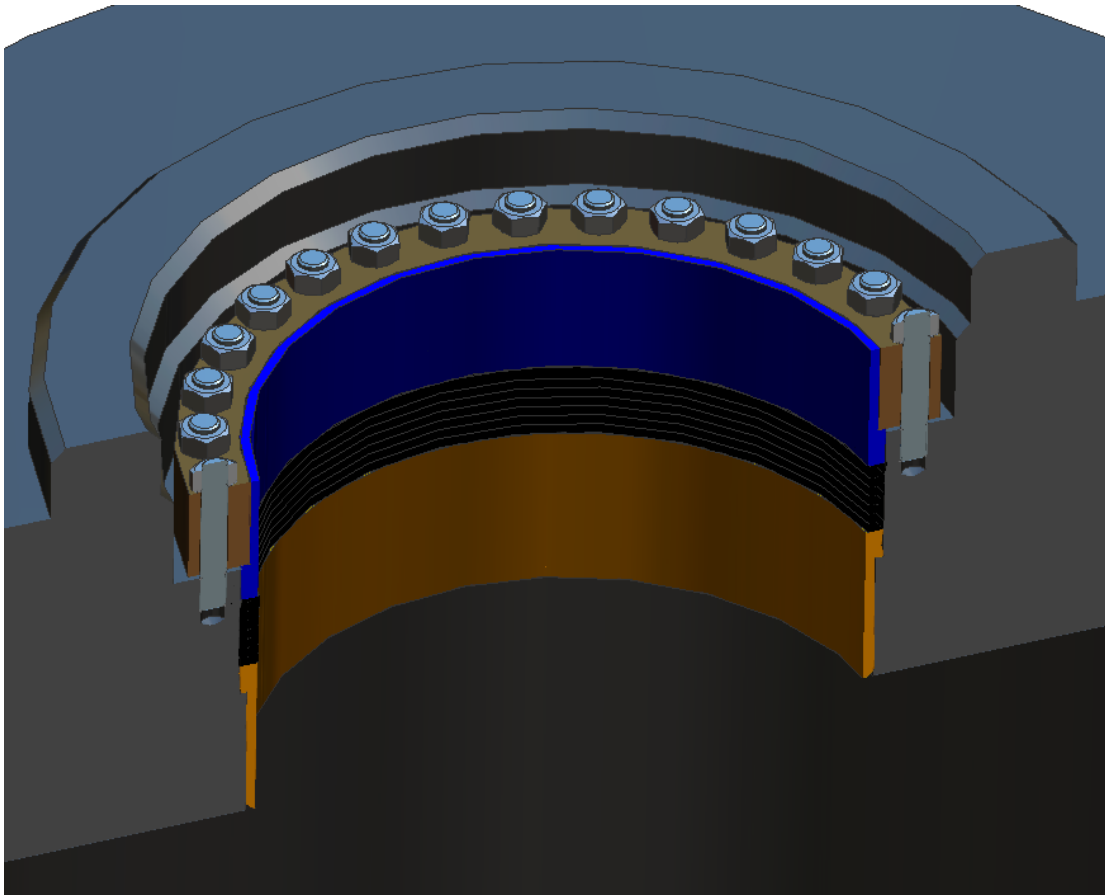
Obrázek 6.3: Ukotvení rámu do základů

### 6.3 Kombinovaný hydromotor

Na následujícím obrázku viz.: Obrázek 6.4 můžeme vidět řez kombinovaným hydromotorem. Kombinovaný hydromotor byl navržen jako jednočinný, je tedy složen z několika jednočinných hydromotorů. Každý z plunžrů a také prodloužení je vedeno ve vodícím pouzdru, na které následně navazuje těsnění a příruba uchycená šrouby. Na plunžr zápustky je připevněna paleta, na kterou se následně bude upevňovat patřičná zápustka. Plunžr vertikálního tvářecího trnu byl prosazen do plunžru nesoucího zápustku o 1000 mm. Tento prostor představuje prostor pro zdvih vertikálního tvářecího trnu a také prostor pro jeho umístění.



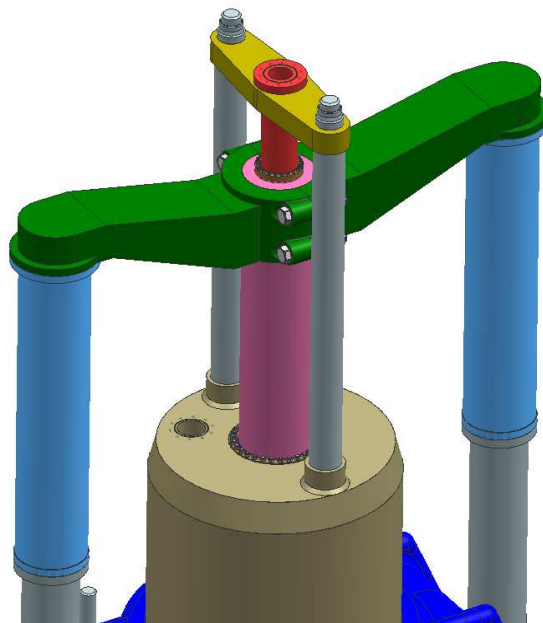
Obrázek 6.4: Řez kombinovaným hydromotorem



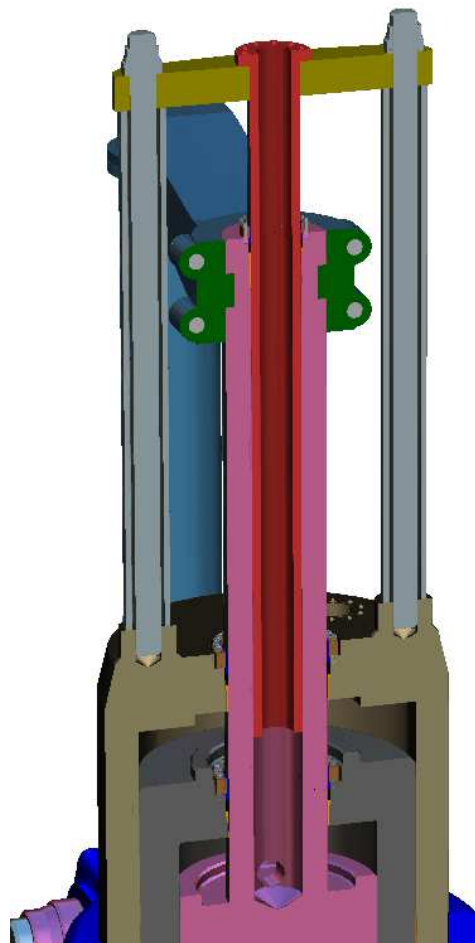
Obrázek 6.5: Těsnění plunžrů

#### 6.4 Přívod tlakového media kombinovaného hydromotoru

Na následujícím obrázku viz.: Obrázek 6.6 můžeme vidět uchycení přívodní tyče kombinovaného hydromotoru tak, aby přívod tlakového media nebyl pohyblivý. Přívodní trubka bude upevněna pomocí hrazdy, ke které bude přišroubována. Tato hrazda je dále spojena pomocí dvou sloupů k válci kombinovaného hydromotoru. Tyto sloupy se skládají z trubky, ve které je veden svorník který tyto sloupy předepíná.



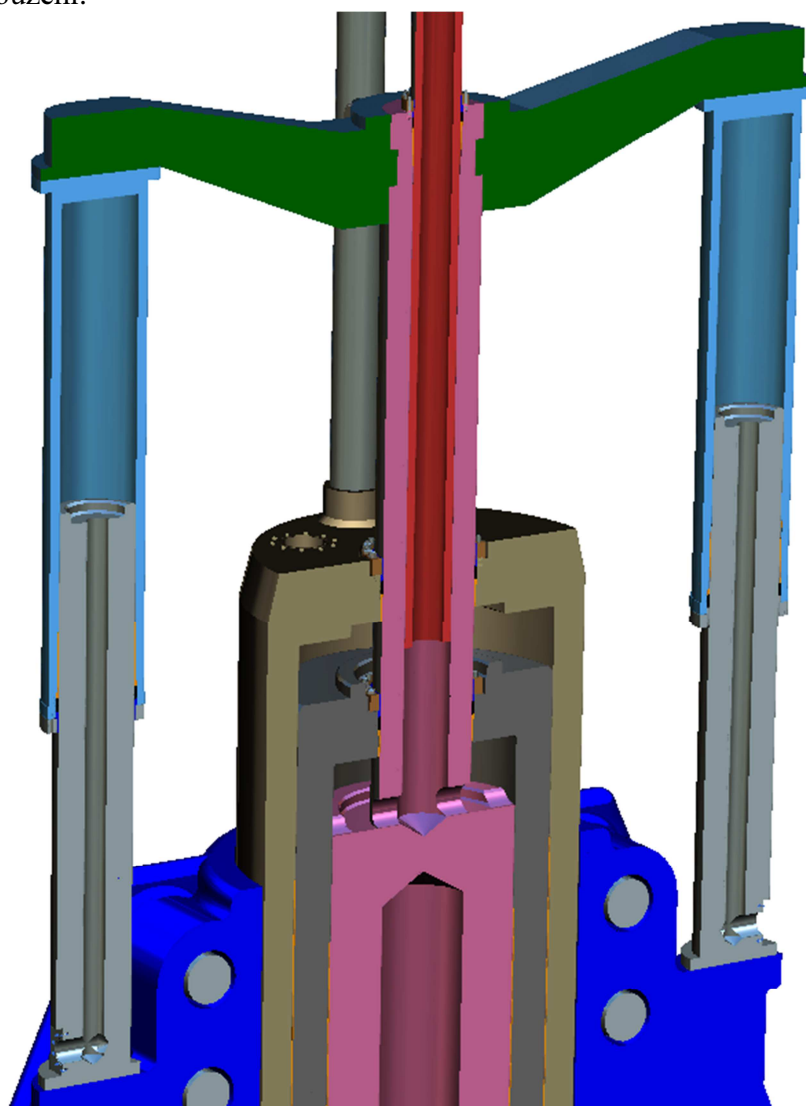
Obrázek 6.6: Přívod tlakového media kombinovaného hydromotoru



Obrázek 6.7: Řez přívodem tlakového media kombinovaného hydromotoru

## 6.5 Zpětné válce kombinovaného hydromotoru

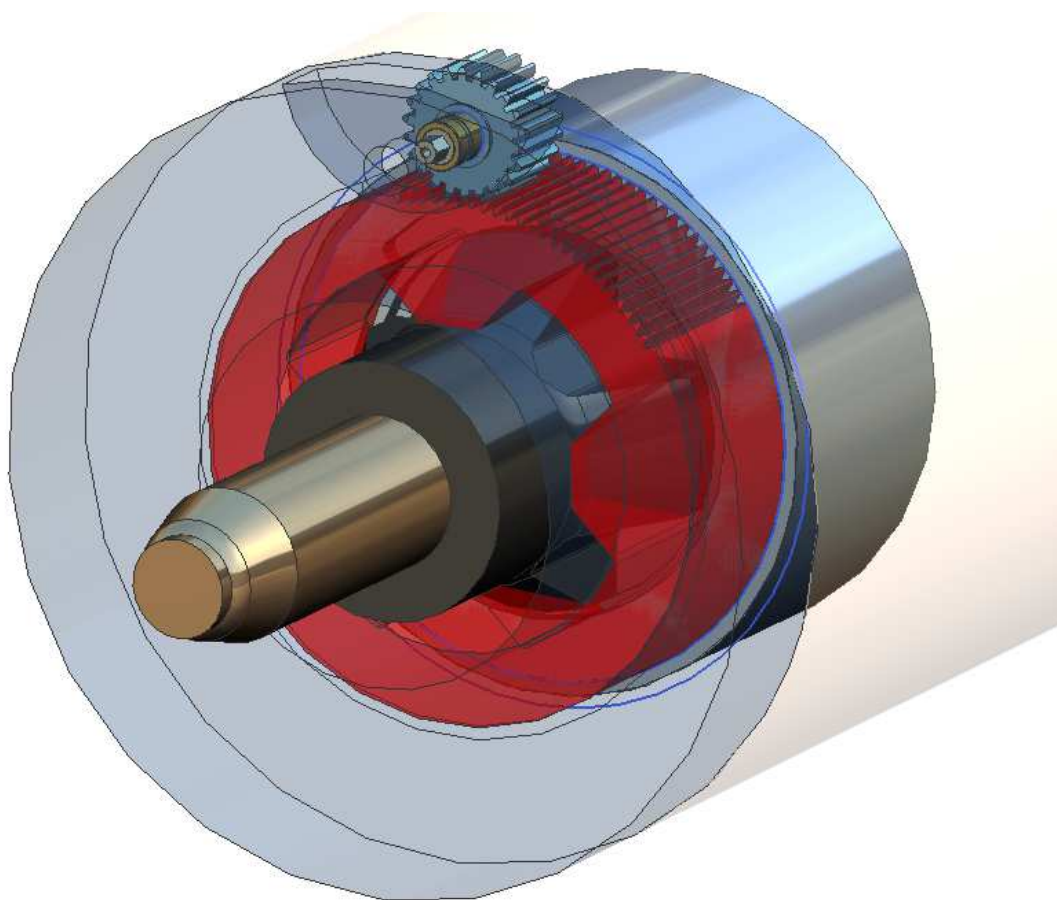
Na následujícím obrázku viz.: Obrázek 6.8 můžeme vidět řez zpětnými hydromotory kombinovaného hydromotoru. Tyto hydromotory budou propojeny s prodloužením plunžru vertikálního tvářecího trnu pomocí hrazdy, která se bude skládat ze dvou kusů a bude tvořit dvojdílnou objímku svírající prodloužení. Hrazda bude spojena šrouby v místě uchycení prodloužení plunžru vertikálního tvářecího trnu a proti posunutí bude zajištěna pomocí osazení v prodloužení.



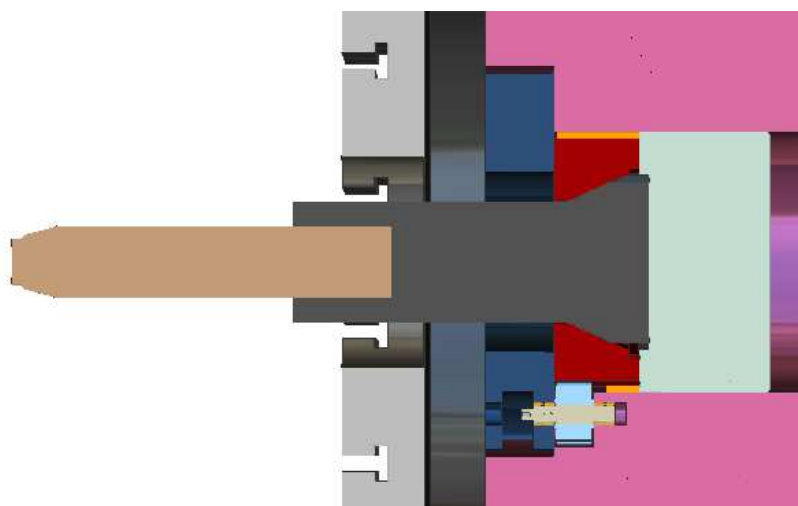
Obrázek 6.8: Řez Zpětnými válci kombinovaného hydromotoru

## 6.6 Uložení vertikálního tvářecího trnu

Trn vertikálního tvářecího trnu bude upevněn ve speciálních čelistích viz.: Obrázek 6.9, které jsou ovládány pomocí ozubeného pastorku. Otočením pastorku bude pootočen i červený kotouč vůči modré přírubě a dojde k uchycení tvářecího trnu. Následně bude trn hydraulicky přitlačen na dno upínacího systému, aby nedošlo k jeho uvolnění.



Obrázek 6.9: Upínání tvářecího trnu

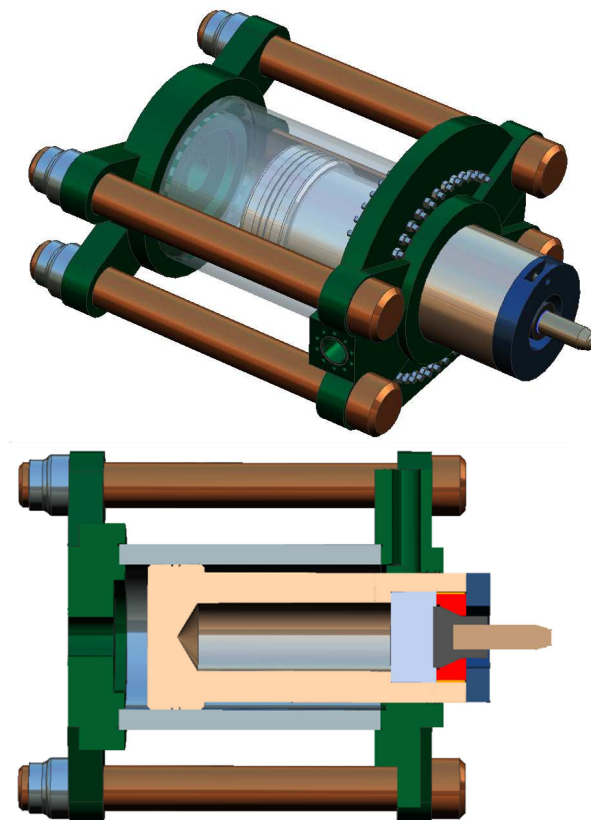


Obrázek 6.10: Řez upínáním tvářecího trnu



## 6.7 Horizontální (boční) hydromotor

Na následujícím obrázku viz.: Obrázek 6.11 můžeme vidět horizontální (boční) pohon tvářecích trnů. Tento hydromotor byl navržen jako dvojčinný. Přívod tlakového media pro pracovní zdvih je zhotoven středem zadní příruby, přívod tlakového media pro zpětný zdvih je zhotoven na boku přední příruby hydromotoru



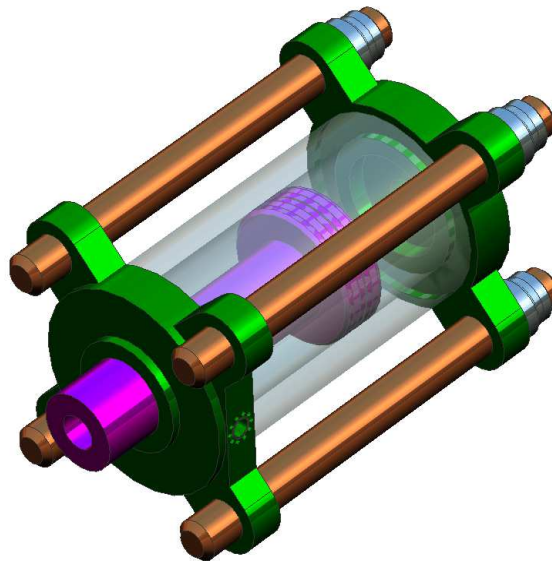
Obrázek 6.11: Horizontální (boční) hydromotor

## 6.8 Uložení bočních tvářecích trnů

Uložení bočních tvářecích trnů je stejné jako v případě vertikálního tvářecího trnu viz.: Obrázek 6.9. Po vložení patřičného tvářecího trnu dojde k jeho zajištění pomocí pastorku.

## 6.9 Pohon vyhazovače

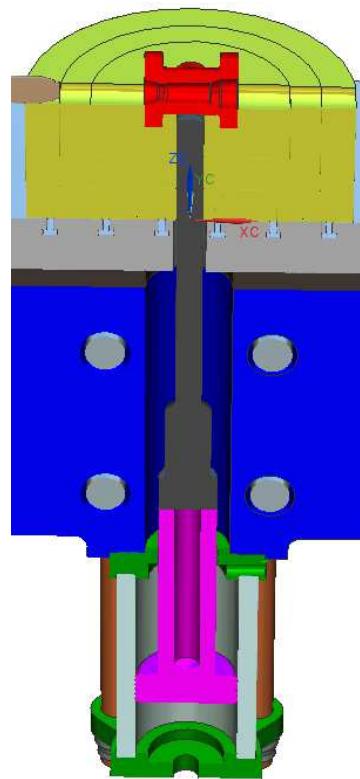
Pohon vyhazovače byl navržen jako dvojčinný hydromotor. Přívod tlakového media pro pracovní zdvih je zhotoven středem zadní příruby, přívod tlakového media pro zpětný zdvih je zhotoven na boku přední příruby hydromotoru. Svorníky hydromotoru jsou z jedné strany zašroubovány do rámu stroje a z druhé strany přitahují obě příruby s válcem k rámu stroje pomocí matic.



Obrázek 6.12: Pohon vyhazovače

### 6.10 Uložení vyhazovacího trnu

Vzhledem k tomu, že vyhazovací trn není zatížen tak velkými silami jako trny tvářecí, bude vyhazovací trn k pístní tyči pohonu připevněn pomocí příruby. Na konci trnu bude zhotovena příruba, která bude následně přišroubována na pístní tyč viz.: Obrázek 6.13.



Obrázek 6.13: Vyhazovač obrobku

## 7 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout nové zařízení splňující požadavky tvářecí technologie multiway. Nejprve byly vytvořeny varianty koncepčních návrhů, které byly následně zhodnoceny a byla vybrána nejhodnější z nich. Tyto návrhy byly konstruovány s ohledem na to, aby nekopírovaly žádné z dosud známých zařízení.

Hlavním částí diplomové práce bylo navrhnout rám pro toto zařízení. Rám je nejdůležitější částí celého zařízení, která přímo ovlivňuje přesnost vyráběných součástí. Rám byl konstruován s požadovanou bezpečností proti přetížení  $k = 2$ . Rám byl navržen analyticky a poté byl kontrolován metodou MKP. Následně byl několikrát upraven, aby bylo dosaženo nejlepších výsledků a vlastností rámu. Rám podle výsledků metody MKP vyhovuje jak z hlediska maximální deformace pracovního prostoru, tak z hlediska bezpečnosti proti přetížení.

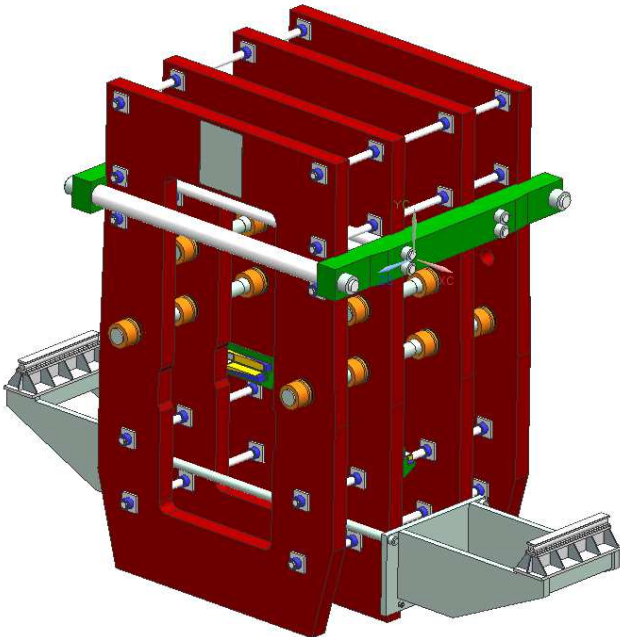
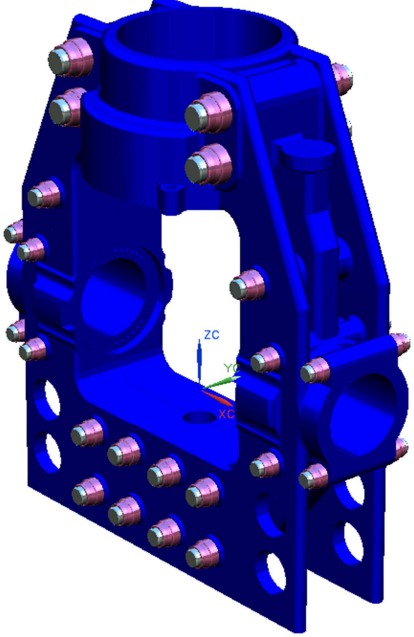
Dále byly navrženy varianty pohonů celého zařízení. Tyto varianty byly zhodnoceny a byla vybrána nejhodnější z variant. Tato varianta byla podrobně spočtena a navržena.

Po navržení všech částí byla provedena celková kontrola zařízení metodou MKP. Zařízení podle výsledků metody vyhovuje jak z hlediska deformace, tak z hlediska napětí.

Následně byl vytvořen celkový model zařízení včetně detailů jako například umístění zařízení na výměnu palet a uchycení tvářecích trnů.

Navržené zařízení bylo porovnáno se zařízením navrženým firmou TS Plzeň. Vzhledem k tomu, že obě ze zařízení mají odlišné typy pohonů, byla hodnocena především hlavní část zařízení, kterou je rám. Z výsledků je patrné, že nově navržený rám, který bude vyráběn jako odlitek má výrazně nižší hmotnost než rám smontovaný z několika lamel. Tím dojde nejen k úspoře velkého množství materiálu ale také k úsporám z hlediska dopravy a montáže zařízení.

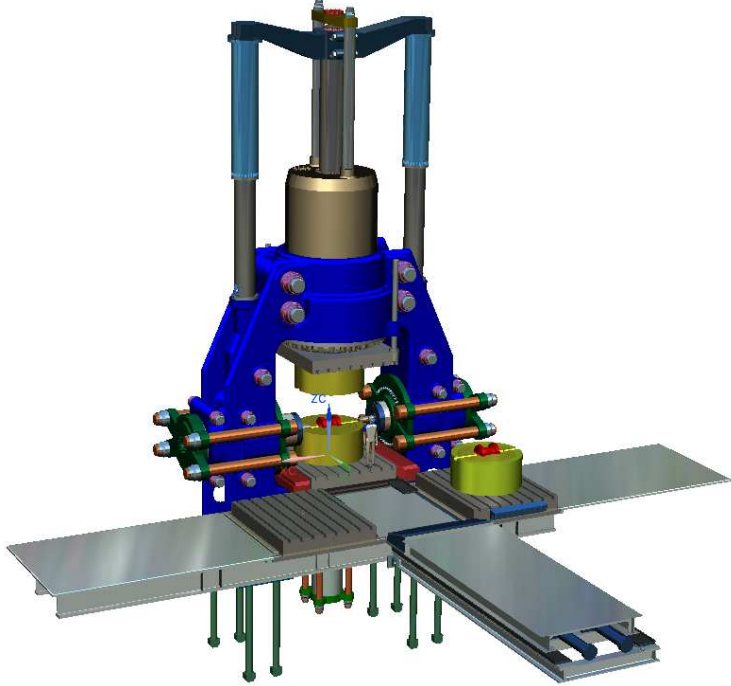
Tabulka 7.1: Srovnání rámu zařízení

Srovnání navržené a dosavadní varianty			
			
Celková výška rámu [mm]	13700	Celková výška rámu [mm]	10600
Celková šířka rámu [mm]	19200	Celková šířka rámu [mm]	9600
Celková hloubka rámu [mm]	7650	Celková hloubka rámu [mm]	4500
Hmotnost rámu [t]	1546	Hmotnost rámu [kg]	645
Hmotnost celého zařízení [t]	4636	Hmotnost celého zařízení [t]	1869

Ze srovnání viz.: Tabulka 7.2 je patrné, že se podařilo minimalizovat nejen hmotnost rámu a tím hmotnost celého zařízení, ale také se podařilo výrazně zmenšit zástavbové rozměry celého zařízení.

Součástí diplomové práce jsou přílohy, ve kterých jsou zpracovány veškeré výpočty jednotlivých částí zařízení, které byly potřebné pro jeho navržení.

Tabulka 7.2: Parametry navrženého zařízení

Parametry celého zařízení		
		
Pracovní síly	Síla uzavírající zápustky	130 MN
	Síla vertikálního tvářecího plunžru	80 MN
	Síla bočních tvářecích plunžrů	55 MN
	Síla vyhazovače	21 MN
Zpětné síly pohonů	Zpětná síla zápustky	33 MN
	Zpětná síla vertikálního tvářecího plunžru	33 MN
	Zpětná síla bočních tvářecích plunžrů	22 MN
	Zpětná síla vyhazovače	7 MN
Pracovní tlaky pohonů	Pracovní tlak pohonu zápustky	30MPa
	Pracovní tlak pohonu vertikálního tvářecího plunžru	42 MPa
	Pracovní tlak bočních tvářecích plunžrů	42MPa
	Pracovní tlak vyhazovače	42MPa
	Pracovní tlak zpětných pohonů	42MPa
Rozměry pracovního prostoru	Maximální šířka pracovního prostoru	3800 mm
	Maximální hloubka pracovního prostoru	4000 mm
	Maximální rozevření (s upínacími deskami)	3590 mm
Rozměry zařízení	Celková výška zařízení (od patek rámu k nejvyššímu bodu)	19035 mm
	Výška zasahující do základů (od patek rámu k nejnižšímu bodu)	2000 mm
	Celková šířka zařízení	11700 mm
	Celková hloubka zařízení	4500 mm
Hmotnost zařízení	Celková hmotnost zařízení	1869 t
	Hmotnost rámu zařízení	645 t

Tabulka 7.3: Použité materiály součástí

Použité materiály navrhovaných součástí		
Rám stroje	Materiál rámu	ČSN 42 2712
	Materiál svorníků	ČSN 13 240.6
Boční hydromotor	Materiál válce	ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)
	Materiál pístu a pístní tyče	ČSN 11 700.2
	Materiál přírub	ČSN 12 050.1
	Materiál svorníků	ČSN 13 240.6
Kombinovaný hydromotor	Materiál přívodní tyče	ČSN 12 050.1
	Materiál plunžru vertikálního tvářecího trnu	ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)
	Materiál plunžru nesoucího zápusťku	ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)
	Materiál válce	ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)
	Materiál přírub	ČSN 12 050.1
Zpětné válce	Materiál šroubů	ČSN 13 240.6
	Materiál plunžru zpětných válců	ČSN 11 700.2
	Materiál válec zpětných válců	ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)
	Materiál příruby zpětných válců	ČSN 12 050.1
Hydromotor vyhazovače	Materiál šroubů zpětných válců	ČSN 13 240.6
	Materiál plunžru hydromotoru vyhazovače	ČSN 11 700.2
	Materiál válec hydromotoru vyhazovače	ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)
	Materiál příruby hydromotoru vyhazovače	ČSN 12 050.1
	Materiál šroubů hydromotoru vyhazovače	ČSN 13 240.6
	Materiál svorníků	ČSN 13 240.6

Z parametrů celého zařízení viz.: Tabulka 7.2 je patrné, že požadované parametry dané firmou TS Plzeň a.s. byly splněny. Zadání diplomové práce bylo splněno.

## Seznam tabulek

Tabulka 1.1: Požadované silové parametry zařízení.....	11
Tabulka 1.2: Požadované rozměry zařízení .....	12
Tabulka 3.1: Předběžný návrh rozměrů .....	27
Tabulka 3.2: Výběr koncepčního návrhu .....	28
Tabulka 3.3: Výběr horizontálního pohonu .....	32
Tabulka 3.4: Výběr kombinovaného hydromotoru.....	44
Tabulka 4.1: Rozměry kombinovaného hydromotoru .....	52
Tabulka 4.2: Rozměry horizontálních pohonů.....	53
Tabulka 4.3: Rozměry hydromotoru vyhazovače .....	53
Tabulka 4.4: Těsnění plunžrů [3] .....	54
Tabulka 4.5: Vodící pouzdra plunžrů [3].....	54
Tabulka 4.6: Přítlačné pouzdra těsnění plunžrů [3] .....	55
Tabulka 4.7: Těsnění pístu dvojčinných hydromotorů [3].....	55
Tabulka 4.8: Vodící pásy pístu dvojčinných hydromotorů [3] .....	56
Tabulka 4.9: Těsnění pístní tyče dvojčinných hydromotorů [3].....	56
Tabulka 4.10: Těsnění nečistot pístní tyče dvojčinných hydromotorů [3].....	57
Tabulka 4.11: Vodící pásy pístní tyče dvojčinných hydromotorů [3] .....	57
Tabulka 4.12: Statické těsnění přívodů a skládaných válců hydromotorů [3].....	58
Tabulka 5.1: Použitý materiál [4].....	58
Tabulka 7.1: Srovnání rámců zařízení .....	92
Tabulka 7.2: Parametry navrženého zařízení .....	93
Tabulka 7.3: Použité materiály součástí.....	94

## Seznam obrázků

Obrázek 2.1: Plnění a uzavření .....	13
Obrázek 2.2: Zápustkové tváření .....	13
Obrázek 2.3: Zpětné protlačování .....	14
Obrázek 2.4: Výkovek [1].....	14
Obrázek 2.5: Rozměry výkovek .....	15
Obrázek 2.6: Typy výkovek.....	15
Obrázek 2.7: Přídavné zařízení .....	17
Obrázek 2.8: Sloupový lis .....	18

Obrázek 2.9: Lamelový lis .....	19
Obrázek 3.1: Radiální kovací zařízení [2].....	20
Obrázek 3.2: Koncepční návrh 1 .....	21
Obrázek 3.3: Vložení polotovaru .....	22
Obrázek 3.4: Tváření materiálu.....	22
Obrázek 3.5: Koncepční návrh 2.....	23
Obrázek 3.6: Vložení polotovaru .....	24
Obrázek 3.7: Tváření materiálu.....	24
Obrázek 3.8: Koncepční návrh 3 .....	25
Obrázek 3.9: Vložení polotovaru .....	26
Obrázek 3.10: Tváření materiálu.....	26
Obrázek 3.11: Varianta 1 (horizontální pohon) .....	29
Obrázek 3.12: Varianta 1 hlavní pohyb .....	30
Obrázek 3.13: Varianta 1 zpětný pohyb.....	30
Obrázek 3.14: Varianta 2 (horizontální pohon) .....	31
Obrázek 3.15: Varianta 2 (horizontální pohon) hlavní pohyb .....	31
Obrázek 3.16: Varianta 2 (horizontální pohon) zpětný pohyb.....	32
Obrázek 3.17: Varianta 1 (pohon zápusťky) .....	33
Obrázek 3.18: Varianta 1 (pohon zápusťky) zpětný pohyb.....	34
Obrázek 3.19: Varianta 1 (pohon zápusťky) hlavní pohyb .....	34
Obrázek 3.20: Varianta 2 (pohon zápusťky) .....	35
Obrázek 3.21: Varianta 2 (pohon zápusťky) hlavní pohyb .....	36
Obrázek 3.22: Varianta 2 (pohon zápusťky) zpětný pohyb.....	36
Obrázek 3.23: Varianta 1 (kombinovaný hydromotor).....	38
Obrázek 3.24: Varianta 1 (kombinovaný hydromotor) hlavní pohyb.....	39
Obrázek 3.25: Varianta 1 (kombinovaný hydromotor) zpětný pohyb .....	40
Obrázek 3.26: Varianta 2 (kombinovaný hydromotor).....	41
Obrázek 3.27: Varianta 2 (kombinovaný hydromotor) hlavní pohyb.....	42
Obrázek 3.28: Varianta 2 (kombinovaný hydromotor) zpětný pohyb .....	43
Obrázek 4.1: Popis horizontálního (bočního) hydromotoru .....	46
Obrázek 4.2: Popis kombinovaného hydromotoru.....	47
Obrázek 4.3: Popis zpětného válce .....	49
Obrázek 4.4: Popis hydromotoru vyhazovače .....	50
Obrázek 5.1: Návrh rámu varianta 1 .....	59



Obrázek 5.2: Návrh rámu varianta 1 (pohled zepředu a z boku) .....	59
Obrázek 5.3: Napětí vonMises Návrhu rámu varianta 1 .....	60
Obrázek 5.4: Celkové posunutí Návrhu rámu varianta 1 .....	61
Obrázek 5.5: Návrh rámu varianta 2 .....	62
Obrázek 5.6: Návrh rámu varianta 2 (pohled zepředu a z boku) .....	62
Obrázek 5.7: Návrh rámu varianta 2 (podhled zespu) .....	63
Obrázek 5.8: Napětí vonMises Návrh rámu varianta 2 .....	64
Obrázek 5.9: Napětí vonMises Návrh rámu varianta 2 (pohled zespu) .....	65
Obrázek 5.10: Celkové posunutí Návrh rámu varianta 2 .....	66
Obrázek 5.11: Návrh rámu varianta 3 .....	67
Obrázek 5.12: Návrh rámu varianta 3 (pohled zepředu a z boku) .....	67
Obrázek 5.13: Návrh rámu varianta 3 (pohled zespu) .....	68
Obrázek 5.14: Okrajové podmínky nahrazující kontakt rámu se základem .....	68
Obrázek 5.15: Napětí vonMises Návrh rámu varianta 3 .....	69
Obrázek 5.16: Napětí vonMises Návrh rámu varianta 3 (pohled zespu) .....	69
Obrázek 5.17: Celkové posunutí Návrh rámu varianta 3 .....	70
Obrázek 5.18: Celkové posunutí Návrh rámu varianta 3 (pohled z boku).....	71
Obrázek 5.19: Návrh děleného rámu .....	72
Obrázek 5.20: Návrh děleného rámu (pohled zepředu a z boku).....	72
Obrázek 5.21: Návrh děleného rámu (pohled zespu).....	73
Obrázek 5.22: Okrajové podmínky děleného rámu nahrazující kontakt se základem .....	74
Obrázek 5.23: Zatížení děleného rámu .....	74
Obrázek 5.24: Napětí vonMises děleného rámu .....	75
Obrázek 5.25: Napětí vonMises děleného rámu (pohled zespu).....	75
Obrázek 5.26: Tlak v kontaktních plochách děleného rámu.....	76
Obrázek 5.27: Celkové posunutí děleného rámu .....	77
Obrázek 5.28: Celkové posunutí pracovního prostoru.....	78
Obrázek 5.29: Napětí vonMises celkového zařízení.....	79
Obrázek 5.30: Napětí vonMises celkového zařízení (pohled do roviny symetrie).....	80
Obrázek 5.31: Celkový model zařízení z hlediska posunutí .....	81
Obrázek 6.1: Celkový model zařízení .....	82
Obrázek 6.2: Pohled do pracovního prostoru.....	83
Obrázek 6.3: Ukotvení rámu do základů.....	83
Obrázek 6.4: Řez kombinovaným hydromotorem .....	84

Obrázek 6.5: Těsnění plunžrů .....	85
Obrázek 6.6: Přívod tlakového media kombinovaného hydromotoru .....	86
Obrázek 6.7: Řez přívodem tlakového media kombinovaného hydromotoru .....	86
Obrázek 6.8: Řez Zpětnými válci kombinovaného hydromotoru .....	87
Obrázek 6.9: Upínání tvářecího trnu .....	88
Obrázek 6.10: Řez upínáním tvářecího trnu .....	88
Obrázek 6.11: Horizontální (boční) hydromotor .....	89
Obrázek 6.12: Pohon vyhazovače .....	90
Obrázek 6.13: Vyhazovač obrobku .....	90

## Seznam příloh

- Příloha 1: Předběžné výpočty variant
- Příloha 2: Výpočty horizontálních (bočních) hydromotorů
- Přílohy 3: Výpočty kombinovaného hydromotoru
- Přílohy 4: Výpočty hydromotoru vyhazovače
- Přílohy 5: Výpočty zpětných hydromotorů
- Přílohy 6: Výpočty rámu
- Přílohy 7: Výpočty šroubových spojů rámu

## Seznam použité literatury

Internet:

- [1]... <http://www.neumanns.cz/armatury-soupata.php> 23.11.2014
- [2]... <http://www.metalevolution.cz/zpracovani-specialnich-slitin/> 25.11.2014
- [3]... <http://www.tss.trelleborg.com/ecatalog/index.php> 10.12.2014
- [4]... <http://www.slevarna-cv.cz/cz/odlitky/nizkolegovane.php> 13.01.2015

Knižní publikace:

- [5] KOVÁČ, A., JENKUT, M. *Tvárníacie stroje*. Bratislava: Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978.
- [6] STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2001.
- [7] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje*. Praha: SNTL, 1985.

## Příloha 1

### Varianta 1

Zadání:

$$F := 125 \text{ MN} \quad \dots \text{ jmenovitá síla} \quad p := 42 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$

### Válec zápustky

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (2.976 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.947 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 2000 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (3.142 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s = 131.947 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.513$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.718$$

Volíme  $\kappa := 1.8$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 18.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 79.5 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 105.222 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 86.475 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 2000 \text{ mm} \quad \dots \text{ největší vnitřní průměr válce}$$

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (3.6 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ největší vnější průměr válce}$$

### Výpočet plunžru

$$D_s = (2 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr plunžru}$$

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$k_{pl} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = (1.691 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$d_s := 1600 \text{ mm}$$

$$F := 125 \text{ MN} \quad p := 60 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$

### Válec zápustky

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (2.083 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.629 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 1700 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (2.27 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s = 136.188 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 2.046$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 4.255$$

Volíme  $\kappa := 4.5$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 3.117 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 66.234 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 109.322 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 83.299 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$\begin{aligned} D_1 &:= 1700 \text{ mm} && \dots \text{ největší vnitřní průměr válce} \\ D_2 &:= \kappa \cdot D_1 = (7.65 \cdot 10^3) \text{ mm} && \dots \text{ největší vnější průměr válce} \end{aligned}$$

### Výpočet plunžru

$$\begin{aligned} D_s &= (1.7 \cdot 10^3) \text{ mm} && \dots \text{ vnější průměr plunžru} \\ \sigma_{Rmpl} &:= 700 \text{ MPa} && \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2} \\ k_{pl} &:= 3 && \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru} \end{aligned}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt[2]{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = (1.321 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$d_s := 1300 \text{ mm}$$

## Varianta 2

Zadání:

$$F := 125 \text{ MN} \quad p := 42 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$
$$n_v := 2 \quad \dots \text{ počet válců}$$

### Válce zápustky

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (2.976 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Plocha pro jeden válec:

$$S_v := \frac{S}{n_v} = (1.488 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S_v}{\pi}\right)} = (1.376 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 1400 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (1.539 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s \cdot n_v = 129.308 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál}$$

ČSN 12 050.1

Výpočet poměru stěn válce:

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.513$$

$$\kappa_{MH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.718$$

Volíme  $\kappa := 1.75$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 20.364 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 82.727 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 108.017 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 89.218 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 1400 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (2.45 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = (1.4 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr plunžru}$$

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$k_{pl} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = (1.183 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$d_s := 1100 \text{ mm}$$



$$F := 125 \text{ MN} \quad p := 60 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$
$$n_v := 2 \quad \dots \text{ počet válců}$$

### Válce zápustky

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (2.083 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Plocha pro jeden válec:

$$S_v := \frac{S}{n_v} = (1.042 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S_v}{\pi}\right)} = (1.152 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 1200 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (1.131 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s \cdot n_v = 135.717 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 2.046$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 4.255$$

Volíme  $\kappa := 4.5$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 3.117 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 66.234 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 109.322 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 83.299 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 1200 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (5.4 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = (1.2 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr plunžru}$$

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$k_{pl} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = 932.321 \text{ mm}$$

$$d_s := 930 \text{ mm}$$

### Varianta 3:

Zadání:

$$F := 125 \text{ MN} \quad p := 42 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$

### Válec zápustky

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (2.976 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.947 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 2000 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (3.142 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s = 131.947 \text{ MN}$$

$$\sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál} \\ \text{ČSN 12 050.1}$$

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.513$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt[2]{3}}\right)} = 1.718$$

Volíme  $\kappa := 1.8$

$$\sigma_O := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 18.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_O + p = 79.5 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 105.222 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 86.475 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 2000 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (3.6 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = (2 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... vnější průměr plunžru

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa}$$

... zvolen materiál ČSN 11 700.2

$$k_{pl} := 3$$

... koeficient bezpečnosti plunžru

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt[2]{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = (1.691 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$d_s := 1600 \text{ mm}$$

$$F := 125 \text{ MN} \quad p := 60 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$

### Válec zápustky

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (2.083 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.629 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 1700 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (2.27 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s = 136.188 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 2.046$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 4.255$$

Volíme  $\kappa := 4.5$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 3.117 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 66.234 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 109.322 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 83.299 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 1700 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (7.65 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = (1.7 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr plunžru}$$

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$k_{pl} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = (1.321 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$d_s := 1300 \text{ mm}$$

### Vertikální tvářecí hydromotor

Zadání:

$$F := 75 \text{ MN} \quad \dots \text{ jmenovitá síla} \quad p := 42 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$

### Vertikální válec

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (1.786 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.508 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 1600 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (2.011 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s = 84.446 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.513$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.718$$

Volíme  $\kappa := 1.8$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 18.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 79.5 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 105.222 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 86.475 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 1600 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (2.88 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = (1.6 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr plunžru}$$

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$k_{pl} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = (1.352 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$d_s := 1300 \text{ mm}$$



$$F := 75 \text{ MN} \quad p := 60 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$

### Vertikální válec

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (1.25 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.262 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 1300 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (1.327 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s = 79.639 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 2.046$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 4.255$$

Volíme  $\kappa := 4.5$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 3.117 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 66.234 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 109.322 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 83.299 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 1300 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (5.85 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = (1.3 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr plunžru}$$

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$k_{pl} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = (1.01 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$d_s := 1000 \text{ mm}$$

### Boční tvářecí hydromotor

Zadání:

$$F := 50 \text{ MN} \quad \dots \text{ jmenovitá síla} \quad p := 42 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$

### Horizontální válec

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (1.19 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.231 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 1250 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (1.227 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s = 51.542 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.513$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.718$$

Volíme  $\kappa := 1.8$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 18.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 79.5 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 105.222 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 86.475 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 1250 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (2.25 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = (1.25 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr plunžru}$$

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$k_{pl} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt[2]{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = (1.057 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$d_s := 1000 \text{ mm}$$

$$F := 50 \text{ MN} \quad p := 60 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pracovní tlak}$$

### Vertikální válec

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (8.333 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.03 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 1120 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (9.852 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_s = 59.112 \text{ MN} \quad \sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \text{Zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 2.046$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 4.255$$

Volíme  $\kappa := 4.5$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 3.117 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -60 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 66.234 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 109.322 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 83.299 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 1120 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = (5.04 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = (1.12 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr plunžru}$$

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$k_{pl} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti plunžru}$$

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = 870.166 \text{ mm}$$

$$d_s := 800 \text{ mm}$$

## Příloha 2

### Výpočet horizontálních tvářecích hydromotorů (bočních)

Horizontální tvářecí hydromotory budou navrženy jako dvojčinný hydromotor. Tento hydromotor zajišťuje tvářecí sílu 50MN a zpětnou sílu pro vrácení do původní polohy 10MN. Pracovní tlak média byl zvolen 42 MPa.

Zadání:

$F := 50 \text{ MN}$	... jmenovitá síla
$F_z := 10 \text{ MN}$	... zpětná síla hydromotoru
$p := 42 \text{ MPa}$	... pracovní tlak média
$L_z := 1000 \text{ mm}$	... potřebná délka zdvihu

#### Válec horizontálního tvářecího hydromotoru

Výpočet potřebné plochy pístu:

$$S := \frac{F}{p} = (1.19 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce (pístu):

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.231 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr válce (pístu):

$$D_p := 1300 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha pístu:

$$S_p := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = (1.327 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_p = 55.748 \text{ MN} \quad \dots \text{ dostatečná síla na pokrytí ztrát ve vedení a těsnění}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\begin{aligned} \sigma_{Re} &:= 650 \text{ MPa} && \dots \text{ pro ocel ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)} \\ k &:= 3 && \dots \text{ bezpečnost proti přetížení} \end{aligned}$$

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{k} = 216.667 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.2$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.227$$

Volíme  $\kappa := 1.25$

$$\sigma_o := \frac{P}{\kappa^2 - 1} = 74.667 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 191.333 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 202.073 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 181.533 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_{v1} := 1300 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_{v2} := \kappa \cdot D_{v1} = (1.625 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

... nejmenší vnější průměr válce

Tloušťka stěny válce:

$$H_{vh} := \left(\frac{D_{v2} - D_{v1}}{2}\right) \cdot 1.25 = 203.125 \text{ mm}$$

$$H_{vh} := 250 \text{ mm}$$

### Píst horizontálního hydromotoru

Je zřejmé, že průměr pístu se musí rovnat průměru válce v kterém se pohybuje.  
Průměr pístu tedy známe z předchozích výpočtu.

$$D_p = (1.3 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Jelikož je hydromotor dvojitý bude nyní vypočítána plocha potřebná pro vyvození  
zpětné síly 10 MN.

Potřebná plocha pro zpětný pohyb:

$$S := \frac{F_z}{p} = 0.238 \text{ m}^2$$

Výpočet průměru pístní tyče:

$$D_t := D_p - \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = 749.407 \text{ mm}$$

$$D_t := 750 \text{ mm}$$



Přepočet síly:

$$F := \left( \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \right) \cdot p = 37.193 \text{ MN}$$

Je patrné, že zpětná síla je zbytečně velká, průměr tedy bude upraven a síla bude zpětně ověřena

Skutečná síla plunžru po zaokrouhlení:

$$D_t := 1000 \text{ mm}$$

... zaokrouhleno podle katalogu těsnění

$$F_{skut} := \left( \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \right) \cdot p = 22.761 \text{ MN}$$

... dostatečná síla na pokrytí ztrát ve vedení a těsnění

Délka pístní tyče:

Dále bude vypočtena délka pístní tyče potřebná pro zadaný zdvih hydromotoru.

Pro průměr pístní tyče  $D_t$  bylo zvoleno těsnění a vedení tyče

$$L_v := 500 \text{ mm}$$

Celková délka pístní tyče:

$$L_t := L_z + L_v = 1.5 \text{ m}$$

Vzhledem k tomu, že pístní tyč je štíhlé dlouhé těleso namáhané silou 50MN, je třeba kontrola na vzpěr.

Štíhlostní poměr:

Píst společně s pístní tyčí budou vyrobeny z materiálu ČSN 11 700.2

$$\sigma_{Rm} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$\lambda := \frac{4 \cdot L_t}{D_t} = 6$$

$$\lambda_m := 99 - 105 \text{ pro nelegované oceli}$$

$$\lambda < \lambda_m \quad \dots \text{ vzpěr podle Tetmajerovi teorie}$$

$$\sigma_{kr} := 335 - 0.62 \cdot \lambda = 331.28 \text{ MPa}$$

$$S_t := \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} = (7.854 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

$$F_{kr} := S_t \cdot \sigma_{kr} = 259.75 \text{ MN}$$

Bezpečnost ve vzpěru:

$$k_{vz} := \frac{F_{kr}}{F} = 6.984$$

Vzhledem k tomu, že štíhlostní poměr je velmi malý, je podle interpretace ve Strojírenských tabulkách nutno kontrolovat písní tyč na prostý tlak.

Skutečný průřez písní tyče:

$$S_t := \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} = (7.854 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$
$$\sigma_{max} := \frac{F}{S_t} = 63.662 \text{ MPa}$$
$$\sigma_{Dd} := 90 \text{ MPa}$$
$$\sigma_{max} < \sigma_{Dd} \quad \dots \text{ navržená písní tyč vyhovuje}$$

$F := 50 \text{ MN}$

### Výpočet příruby

Navržené rozměry příruby:

$D_{2ph} := 2200 \text{ mm}$	... velký průměr příruby
$D_{1ph} := 1150 \text{ mm}$	... malý průměr příruby
$D_{r\check{s}ph} := 2900 \text{ mm}$	... rozteč šroubů
$h_{p\check{r}} := 200 \text{ mm}$	... toušťka příruby
$h_n := 200 \text{ mm}$	... výška nálitku procházející šroub
$D_n := 600 \text{ mm}$	... vnější průměr nálitku procházející šroub
$h_s := 2000 \text{ mm}$	... celková délka šroubu

Výpočet šroubových spojů spojující příruby:

$$F_z := 56 \text{ MN} \quad \dots \text{ nejvyšší síla působící na přírubu}$$
$$n_s := 4 \quad \dots \text{ počet šroubů přenášejících zatížení}$$
$$F_x := \frac{F_z}{n_s} = 14 \text{ MN} \quad \dots \text{ potřebná přenášená síla}$$
$$F_x = 14 \text{ MN} \quad \dots \text{ síla, která je nutná přenést šroubovým spojem}$$
$$R_{e\check{s}} := 540 \text{ MPa} \quad \dots \text{ mez kluzu materiálu šroubu (ČSN 13 240.6)}$$
$$k_s := 2 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti šroubu}$$

$$\sigma_{D\check{s}r} := \frac{R_{e\check{s}}}{k_s} = 270 \text{ MPa} \quad \dots \text{ maximální dovolené napětí ve šroubu}$$

$$S_{\check{s}r} := \frac{F_x}{\sigma_{D\check{s}r}} = (5.185 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$

$$d_{\check{s}r} := \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\check{s}r}}{\pi}} = 256.943 \text{ mm} \quad \dots \text{ potřebný minimální průměr jádra šroubu}$$

$$F_p := F_x \cdot 1.3 = 18.2 \text{ MN}$$

Maximální síla působící ve šroubu:

$$F_{max} := F_p = 18.2 \text{ MN}$$

Závit spoje:

Volím nerovnoramenný lichoběžníkový závit S 400x24

$$\begin{aligned} d &:= 400 \text{ mm} && \dots \text{ největší průměr závitu šroubu} \\ s &:= 24 \text{ mm} && \dots \text{ stoupání závitu} \\ d_2 &:= d - (1.5875 \cdot s) = 361.9 \text{ mm} && \dots \text{ střední průměr závitu šroubu} \\ d_1 &:= d - (2 \cdot (0.8677 \cdot s)) = 358.35 \text{ mm} && \dots \text{ nejmenší průměr závitu šroubu} \\ D_m &:= d + (0.4189 \cdot s) = 410.054 \text{ mm} && \dots \text{ vnitřní průměr matice} \end{aligned}$$

$$S_{\text{šr}} := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = (1.009 \cdot 10^5) \text{ mm}^2 \quad \dots \text{ průřez šroubu v místě závitu}$$

$$\sigma_{\text{šrmax}} := \frac{F_{max}}{S_{\text{šr}}} = 180.454 \text{ MPa} \quad \dots \text{ maximální napětí ve šroubu}$$

$$S_{\text{př}} := \frac{\pi \cdot (D_{2ph} - D_{1ph})^2}{4} = (8.659 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

Deformace:  $E := 210 \text{ GPa}$

$$\Delta l_{\text{šr}} := \frac{F_p \cdot h_s}{E \cdot S_{\text{šr}}} = 1.719 \text{ mm} \quad \dots \text{ deformace šroubu}$$

$$\Delta l_r := \frac{F_p \cdot h_n}{E \cdot S_{\text{př}}} = 0.02 \text{ mm} \quad \dots \text{ deformace příruby}$$

$$k_{\text{šr}} := \frac{F_p}{\Delta l_{\text{šr}}} = (1.059 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \dots \text{ tuhost šroubu}$$

$$k_r := \frac{F_p}{\Delta l_r} = (9.092 \cdot 10^8) \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \dots \text{ tuhost příruby}$$

**Návh matic spoje**

$$\begin{aligned} n_{nz} &:= 5 && \dots \text{ počet nosných závitů matice} \\ p_d &:= 150 \text{ MPa} && \dots \text{ dovolený tlak v závitu} \\ d &:= 400 \text{ mm} && \dots \text{ průměr závitu šroubu} \\ D_m &:= 410.054 \text{ mm} && \dots \text{ vnitřní průměr matice} \end{aligned}$$

$$S_z := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} = (2.481 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 \quad \dots \text{ plocha jednoho závitu}$$

$$H_{matice} := 1 \cdot d_1 = 358.35 \text{ mm} \quad \dots \text{ výška matice}$$

$$\sigma_z := \frac{F_{max}}{S_z \cdot n_{nz}} = 146.734 \text{ MPa} \quad \dots \text{ tlak v závitech matice}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska tlaků.

Výpočet otláčení rámu lisu maticí:

$$\sigma_D := 200 \text{ MPa} \quad \dots \text{ dovolený tlak ve stykových polohách}$$

$$D_M := 540 \text{ mm} \quad \dots \text{ průměr matice}$$

$$F_{max} = (1.82 \cdot 10^7) \text{ N} \quad \dots \text{ maximální síla ve spoji}$$

Průřez matice:

$$S_M := \frac{\pi \cdot (D_M^2 - D_m^2)}{4} = (9.696 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$

$$\sigma := \frac{F_{max}}{S_M} = 187.702 \text{ MPa} \quad \dots \text{ tlak ve stykové ploše matice}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska otláčení.

## Příloha 3

### Výpočet kombinovaného hydromotoru

Zadání:

$$\begin{aligned} F &:= 125 \text{ MN} && \dots \text{ jmenovitá síla} \\ F_t &:= 75 \text{ MN} && \dots \text{ síla tvářecího trnu} \\ p &:= 42 \text{ MPa} && \dots \text{ pracovní tlak media} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_z &:= 2000 \text{ mm} && \dots \text{ potřebná délka zdvihu plunžru zápustky} \\ L_t &:= 1000 \text{ mm} && \dots \text{ potřebná délka zdvihu tvářecího trnu} \end{aligned}$$

### Výpočet přívodní tyče tlakového media

Přívodní tyč tlakového media je pouze jednoduchá součást namáhaná pouze tlakem tlakového media.

$$D_{př} := 250 \text{ mm} \quad \dots \text{ přívodní průměr tlakového media pro tvářecí trn}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_{Re} := 330 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 12 050.1}$$

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 110 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.513$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.718$$

$$\kappa := 1.8$$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 18.75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 79.5 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 105.222 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 86.475 \text{ MPa}$$

Výpočet vnějšího průměru tyče:

$$D_{př2} := \kappa \cdot D_{př} = 450 \text{ mm} \quad \dots \text{ nejmenší vnější průměr válce}$$

Rozměry přívodní tyče:

$$D_{př1} := 300 \text{ mm}$$

$$D_{př2} := 450 \text{ mm}$$

### Výpočet prodloužení plunžru tvářecího trnu

Nejprve bude navrhnout průměr prodloužení plunžru, pomocí kterého bude následně celý hydromotor navrácen do původní polohy. Pro výpočet bude vycházeno z prostého tahu, neboť prodloužení nebude namáháno jiným způsobem. Pro výpočet bude určena maximální hmotnost, která bude tímto prodloužením zvedána.

Zvedaná hmotnost:

Bude se skládat z přibližné hmotnosti kombinovaného hydromotoru a nejvyšší možné hmotnosti zápustky.

Hmotnost hydromotoru:

$$D_h := 2000 \text{ mm} \quad \dots \text{ předpokládaný průměr plunžru zápustky}$$

$$H_h := 4000 \text{ mm} \quad \dots \text{ předpokládaná délka plunžru zápustky}$$

$$\rho := 7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \dots \text{ hustota oceli}$$

$$M_h := \left( \frac{\pi \cdot D_h^2}{4} \cdot H_h \right) \cdot \rho = (9.802 \cdot 10^4) \text{ kg}$$

$$A := 4000 \text{ mm} \quad \dots \text{ největší šířka zápustky}$$

$$B := 3800 \text{ mm} \quad \dots \text{ největší hloubka zápustky}$$

$$H := 1500 \text{ mm} \quad \dots \text{ největší výška zápustky}$$

Hmotnost zápustky:

$$M_z := A \cdot B \cdot H \cdot \rho = (1.778 \cdot 10^5) \text{ kg}$$

$$F_{zz} := (M_h + M_z) \cdot g = 2.705 \text{ MN} \quad \dots \text{ síla od působení hmotností}$$

$$F_{zt} := 25 \text{ MN} \quad \dots \text{ zpětná síla potřebná pro tváření}$$

$$F_{zp} := F_{zz} + F_{zt} = 27.705 \text{ MN} \quad \dots \text{ celková síla přenášená prodloužením}$$

$$R_e := 650 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pro ocel ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)}$$

$$k := 2.5 \quad \dots \text{ bezpečnost v tahu proti přetížení}$$

$$\sigma_D := \frac{R_e}{k} = 260 \text{ MPa}$$

$$S_{zp} := \frac{F_{zp}}{\sigma_D} = 0.107 \text{ m}^2 \quad \dots \text{ plocha prodloužení potřebná pro přenesení síly}$$

$$D_{pr2} := \sqrt{\frac{4 \cdot S_{zp}}{\pi}} + D_{pr2} = 818.34 \text{ mm}$$

$$D_{pr2} := 860 \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr prodloužení bez odlehčení}$$

Rozměry prodloužení poté jsou:

$$D_{pr1} := D_{pr2} = 450 \text{ mm} \quad \dots \text{ vnitřní průměr prodloužení}$$

$$D_{pr2} = 860 \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr prodloužení}$$

Musíme však dále uvažovat zúžení prodloužení vlivem dvou přívodů tlakového média o průměru 150mm. Tyto průřezy budou nahrazeny dvěma čtvercovými plochami v řezu zeslabení.

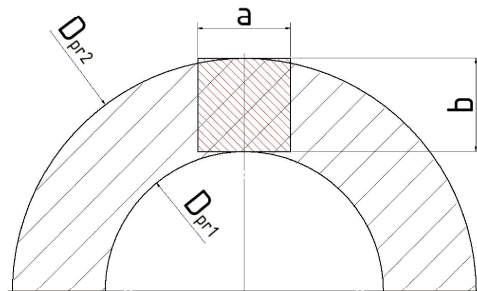
$$a := 250 \text{ mm}$$

$$b := \frac{(D_{pr2} - D_{pr1})}{2} = 205 \text{ mm}$$

$$S_{zp} := \frac{F_{zp}}{\sigma_D} + 2 \cdot a \cdot b = 0.209 \text{ m}^2$$

$$D_{pr2} := \sqrt{\frac{4 \cdot S_{zp}}{\pi}} + D_{pr2} = 965.928 \text{ mm}$$

$$D_{pr2} := 900 \text{ mm}$$



Skutečný průřez:

$$S_{zpskut} := \frac{\pi \cdot D_{pr2}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{pr1}^2}{4} - (D_{pr2} - D_{pr1}) \cdot a = 0.365 \text{ m}^2$$

Skutečná přenesená síla:

$$F_{zpskut} := S_{zpskut} \cdot \sigma_D = 94.804 \text{ MN} \quad \dots \text{ skutečná síla, kterou přenesou}$$

prodloužení tvářecího plunžru

$$k := \frac{F_{zpskut}}{F_{zp}} = 3.422$$

... skutečná bezpečnost navrženého průřezu prodloužení tvářecího plunžru

Rozměry prodloužení po započtení zeslabení:

$$D_{pr1} := D_{pr2} = 450 \text{ mm} \quad \dots \text{ vnitřní průměr prodloužení}$$

$$D_{pr2} = 900 \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr prodloužení}$$

Navržené rozměry prodloužení tvářecího plunžru vyhovují

Vzhledem k tomu, že prodloužení prochází skrz tlakový válec a skrz pohyblivý plunžr zápustky, budou tyto plochy přepočteny.

Tloušťka stěny válce:

$$H_{pz} := \left( \frac{D_{pr2} - D_{pr1}}{2} \right) \cdot 1.25 = 281.25 \text{ mm}$$

$$H_{pz} := 300 \text{ mm}$$

### Výpočet plunžru vertikálního tvářecího trnu

Výpočet potřebné plochy pístu:

$$S := \frac{F_t}{p} = (1.786 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce (pístu):

$$D := \sqrt[2]{\left( \frac{4 \cdot S}{\pi} \right)} = (1.508 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr válce (pístu):

$$D_p := 1600 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha pístu:

$$S_p := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = (2.011 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_p = 84.446 \text{ MN} \quad \dots \text{ dostatečná síla na pokrytí ztrát ve vedení a těsnění}$$

Potřebná plocha plunžru rozšířená o plochu prodloužení:

$$D_{pr2} = 900 \text{ mm}$$

$$S_p := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} + \frac{\pi \cdot D_{pr2}^2}{4} = (2.647 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Skutečný konečný průměr plunžru vertikálního tvářecího trnu:

$$D_{vt} := \sqrt[2]{\left( \frac{4 \cdot S_p}{\pi} \right)} = (1.836 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ průměr vertikálního tvářecího plunžru}$$

$$D_{vt} := 1800 \text{ mm}$$

Skutečná síla plunžru po zaokrouhlení:

$$F_{skut} := \left( \frac{\pi \cdot D_{vt}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{pr2}^2}{4} \right) \cdot p = 80.158 \text{ MN} \quad \dots \text{ dostatečná síla na pokrytí ztrát ve vedení a těsnění}$$



Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_{Re} := 650 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pro ocel } \check{C}SN \ 15 \ 241.7 \ (30CrMoV9+QT)$$

$$k := 3 \quad \dots \text{ bezpečnost proti přetížení}$$

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{k} = 216.667 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.2$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.227$$

Volíme  $\kappa := 1.3$

$$\sigma_o := \frac{p}{\kappa^2 - 1} = 60.87 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 163.739 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 178.175 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 158.078 \text{ MPa}$$

Průměry válce vertikálního tvářecího plunžru tedy jsou:

$$D_{vt1} := 1800 \text{ mm} \quad \dots \text{ největší vnitřní průměr válce}$$

$$D_{vt2} := \kappa \cdot D_{vt1} = (2.34 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ nejmenší potřebný vnější průměr válce}$$

Tloušťka stěny válce:

$$H_{vpz} := \left(\frac{D_{vt2} - D_{vt1}}{2}\right) \cdot 1.25 = 337.5 \text{ mm}$$

$$H_{vpz} := 400 \text{ mm}$$

Délka vertikálního tvářecího trnu :

Požadovaný zdvih hydromotoru vertikálního tvářecího trnu je součtem pohybu hydromotoru zápusky a hydromotoru vertikálního tvářecího trnu. Dostačuje tedy zdvih 1000mm

$$L_{vtz} := 1000 \text{ mm} \quad \dots \text{ požadovaný zdvih hydromotoru}$$

$$L_{vtv} := 1400 \text{ mm} \quad \dots \text{ požadovaná délka vedení plunžru}$$

$$L_{vtt} := 109 \text{ mm} \quad \dots \text{ délka těsnění}$$

$$L_{vtp} := 190 \text{ mm} \quad \dots \text{ síla příruby vertikálního tvářecího hydromotoru}$$

$$L_{vtza} := 56 \text{ mm} \quad \dots \text{zhloubení těsnění plunžru}$$

$$L_{vz} := L_{vtz} + L_{vrv} + L_{vtt} + L_{vtp} + L_{vtza} = (2.755 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

**Výpočet plunžru zápusťky**  $F := 125 \text{ MN}$

Výpočet potřebné plochy pístu:

$$S := \frac{F}{p} = (2.976 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Průměr válce (pístu):

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = (1.947 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Zvolený průměr válce (pístu):

$$D_p := 2000 \text{ mm} \quad \dots \text{zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha pístu:

$$S_p := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = (3.142 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_p = 131.947 \text{ MN} \quad \dots \text{dostatečná síla na pokrytí ztrát ve vedení a těsnění}$$

Potřebná plocha plunžru rozšířená o plochu prodloužení:  $D_{pr2} = 900 \text{ mm}$

$$S_p := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} + \frac{\pi \cdot D_{pr2}^2}{4} = (5.686 \cdot 10^6) \text{ mm}^2$$

Skutečný konečný průměr plunžru vertikálního tvářecího trnu:

$$D_{pz2} := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S_p}{\pi}\right)} = (2.691 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

$$D_{pz2} := 2500 \text{ mm}$$

Skutečná síla plunžru po zaokrouhlení:

$$S_{skut} := \left(\frac{\pi \cdot D_{pz2}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{pr2}^2}{4}\right) = 4.273 \text{ m}^2$$

$$F_{skut} := S_{skut} \cdot p = 179.448 \text{ MN}$$

Potřebný tlak:

$$p_{potř} := \frac{125 \text{ MN}}{S_{skut}} = 29.256 \text{ MPa}$$

$$p_{potř} := 30 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolený pracovní tlak pro sílu 125 MN}$$

Skutečná síla plunžru:

$$F_{skut} := S_{skut} \cdot p_{potř} = 128.177 \text{ MN}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_{Re} := 800 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 15 130.7 (25CrMo4S4+QT)}$$

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{3} = 266.667 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.156$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.173$$

$$\text{Volíme} \quad \kappa := 1.20$$

$$\sigma_o := \frac{P}{\kappa^2 - 1} = 95.455 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 232.909 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt[2]{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 238.078 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 216.873 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_{vpz1} := D_{pz2} = (2.5 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ největší vnitřní průměr válce plunžru zápustky}$$

$$D_{vpz2} := \kappa \cdot D_{pz2} = (3 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ nejmenší vnější průměr válce plunžru zápustky}$$

Tloušťka stěny válce:

$$H_{vt} := \left(\frac{D_{vpz2} - D_{vpz1}}{2}\right) \cdot 1.25 = 312.5 \text{ mm}$$

$$H_{vt} := 400 \text{ mm}$$

Délka plunžru zápustky :

Požadovaný zdvih hydromotoru vertikálního tvářecího trnu je součtem pohybu hydromotoru zápustky a hydromotoru vertikálního tvářecího trnu. Dostačuje tedy zdvih 1000mm

$L_{pzz} := 2000 \text{ mm}$	... požadovaný zdvih hydromotoru
$L_{pzv} := 2000 \text{ mm}$	... požadovaná délka vedení plunžru
$L_{pzt} := 205 \text{ mm}$	... délka těsnění
$L_{pzp} := 250 \text{ mm}$	... síla příruby plunžru zápustky
$L_{pzza} := 70 \text{ mm}$	... zahloubení těsnění plunžru

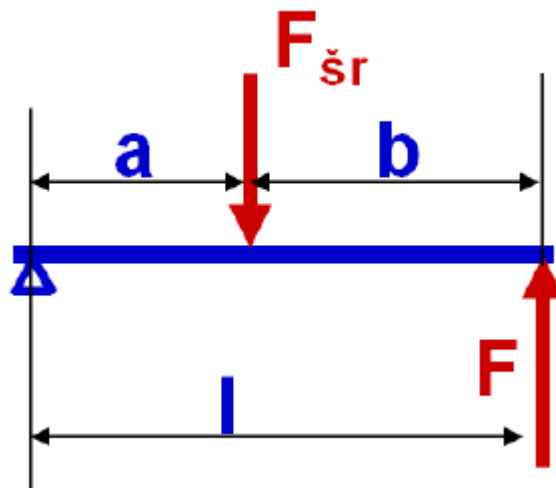
$$L_{pz} := L_{pzz} + L_{pzv} + L_{pzt} + L_{pzp} + L_{pzza} = (4.525 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

### Výpočet příruby plunžru tvářecího trnu

Rozměry příruby:

...z tabulek ucpávek

$d_{2ppz} := 1828 \text{ mm}$	... malý průměr příruby
$D_{2ppz} := 2045 \text{ mm}$	... velký průměr příruby
$D_{1ppz} := 1945 \text{ mm}$	... rozteč šroubů
$t_{pz} := 180 \text{ mm}$	... toušťka příruby
$x := 5.5 \text{ mm}$	... toušťka podložek



$$a := \frac{D_{2ppz} - D_{1ppz}}{2} = 50 \text{ mm}$$

$$b := \frac{D_{1ppz} - d_{2ppz}}{2} = 58.5 \text{ mm}$$

$$l := \frac{D_{2ppz} - d_{2ppz}}{2} = 108.5 \text{ mm}$$

Plocha ucpávky:  $s := 25 \text{ mm}$   $D_{1u} := 1800 \text{ mm}$   $D_{2u} := 1850 \text{ mm}$

$$S_{ucp} := \frac{\pi \cdot (D_{2u}^2 - D_{1u}^2)}{4} = 0.143 \text{ m}^2 \quad S_u := \pi \cdot s \cdot \left( D_{vt} + \frac{1}{2} \cdot s \right) = 0.142 \text{ m}^2$$

Síla na ucpávku:

$$F_u := p \cdot S_{ucp} = 6.02 \text{ MN}$$

Síla na kraj příruby na jeden šroub:

$n := 35$  ... počet šroubů

$$F_{př} := \frac{F_u}{n} = 172.002 \text{ kN}$$

Síla na šroub:

$$F_{šr} := \frac{F_{př} \cdot l}{a} = 373.245 \text{ kN}$$

Tuhost spoje:

$$F_p := 1.3 \cdot F_{šr} = 485.218 \text{ kN}$$

... předepínací síla

$$E_{šr} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

... modul pružnosti materiálu šroubu

$$E_{př} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

... modul pružnosti materiálu příruby

šroub M52x3

$l_{šr} := 230 \text{ mm}$

$D_j := 48.319 \text{ mm}$

$$S_{šr} := \frac{\pi \cdot D_j^2}{4} = (1.834 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

$$\Delta_{šr} := \frac{F_{šr} \cdot (x + t_{pz})}{E_{šr} \cdot S_{šr}} = 0.18 \text{ mm}$$

... deformace šroubu

$$D_e := 74.2 \text{ mm}$$

... dotýkající se průměr matice

$$D_{náh} := D_e + \frac{l}{10} = 85.05 \text{ mm}$$

... náhradní průměr

$$S_{náh} := \frac{\pi \cdot D_{náh}^2}{4} = (5.681 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

... náhradní plocha tlakového kužele

$$\Delta_{př} := \frac{F_{šr} \cdot l}{E_{př} \cdot S_{náh}} = 0.034 \text{ mm}$$

... deformace příruby

$$k_{šr} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} = (2.076 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{př} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{př}} = (1.1 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{spoj} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} + \frac{F_{šr}}{\Delta_{př}} = (1.307 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Celková deformace šroubu od působící síly:

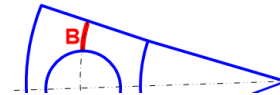
$$\Delta_l := \frac{F_p}{k_{spoj}} = 0.037 \text{ mm}$$

Deformave vyjádřená úhlem odlehnutí:

$$\varphi_1 := \text{atan}\left(\frac{\Delta_l}{a}\right) = 7.424 \cdot 10^{-4}$$

Deformace v případě tuhého šroubu:

$$B := \frac{(\pi \cdot D_{lppz} - (n \cdot 54 \text{ mm}))}{2 \cdot n} = 60.291 \text{ mm}$$



$$J_b := \frac{1}{6} \cdot B \cdot l^3 = (1.283 \cdot 10^7) \text{ mm}^4$$

$$\varphi_2 := \frac{F_{pr} \cdot b \cdot a}{3 \cdot E_{sr} \cdot J_b} = 6.222 \cdot 10^{-5}$$

Celková deformace spoje:

$$\varphi_c := \varphi_1 + \varphi_2 = 8.046 \cdot 10^{-4}$$

Maximální ohybový moment na šroub:

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$J_{sr} := \frac{\pi \cdot D_j^4}{64} = (2.676 \cdot 10^5) \text{ mm}^4$$

$$M_o := \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E \cdot J_{sr}}{(x + t_{pz})} = 487.455 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Zatížení šroubu:

$$W_{o\dot{s}r} := \frac{J_{sr}}{\left(\frac{D_j}{2}\right)} = (1.108 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} := \frac{F_{sr}}{S_{sr}} + \frac{M_o}{W_{o\dot{s}r}} = 247.562 \text{ MPa}$$

$$R_{e\dot{s}} := 540 \text{ MPa}$$

... zvolen materiál ČSN 13 240.6

$$k_{\dot{s}} := 2$$

... koeficient bezpečnosti šroubu

$$\sigma_{D\dot{s}r} := \frac{R_{e\dot{s}}}{k_{\dot{s}}} = 270 \text{ MPa}$$

... maximální dovolené napětí ve šroubu

Navržený šroub vyhovuje.

Kontrola příruby na ohyb:

$$\sigma_o := \frac{F_{př} \cdot b}{B \cdot t_{pz}^2} = 30.906 \text{ MPa}$$

$$\tau := \frac{F_{př}^6}{2 \cdot B \cdot t_{pz}} = 7.925 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_o^2 + (2 \cdot \tau)^2} = 34.733 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Repř} := 330 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolený materiál příruby ČSN 12 050.1}$$

$$k_{př} := 3 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti příruby}$$

$$\sigma_{Dpř} := \frac{\sigma_{Repř}}{k_{př}} = 110 \text{ MPa}$$

Navržená příruba vyhovuje.

## Výpočet příruby utěšňující prodloužení

Rozměry příruby:

...z tabulek ucpávek

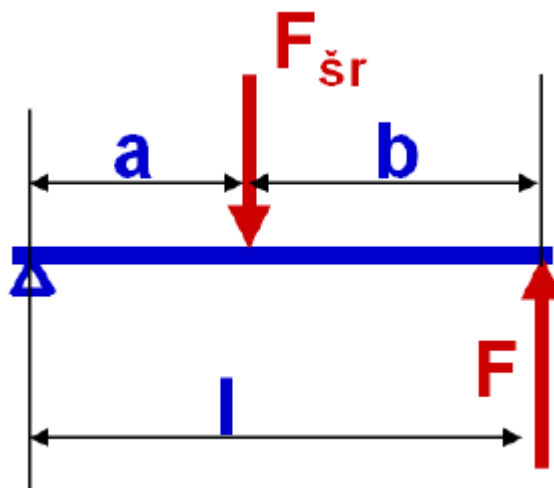
$$d_{2pp} := 928 \text{ mm} \quad \dots \text{ malý průměr příruby}$$

$$D_{2pp} := 1105 \text{ mm} \quad \dots \text{ velký průměr příruby}$$

$$D_{1pp} := 1025 \text{ mm} \quad \dots \text{ rozteč šroubů}$$

$$t_{pp} := 135 \text{ mm} \quad \dots \text{ toušťka příruby}$$

$$x := 5.5 \text{ mm} \quad \dots \text{ toušťka podložek}$$



$$a := \frac{D_{2pp} - D_{1pp}}{2} = 40 \text{ mm}$$

$$b := \frac{D_{1pp} - d_{2pp}}{2} = 48.5 \text{ mm}$$

$$l := \frac{D_{2pp} - d_{2pp}}{2} = 88.5 \text{ mm}$$

Plocha ucpávky:  $s := 25 \text{ mm}$   $D_{1u} := 900 \text{ mm}$   $D_{2u} := 950 \text{ mm}$

$$S_{ucp} := \frac{\pi \cdot (D_{2u}^2 - D_{1u}^2)}{4} = 0.073 \text{ m}^2$$

$$S_u := \pi \cdot s \cdot \left( D_{pr2} + \frac{1}{2} \cdot s \right) = 0.072 \text{ m}^2$$

Síla na ucpávku:

$$F_u := p \cdot S_{ucp} = 3.051 \text{ MN}$$

Síla na kraj příruby na jeden šroub:  $n := 30$  ... počet šroubů

$$F_{př} := \frac{F_u}{n} = 101.709 \text{ kN}$$

Síla na šroub:

$$F_{šr} := \frac{F_{př} \cdot l}{a} = 225.031 \text{ kN}$$

Tuhost spoje:

$$F_p := 1.3 \cdot F_{šr} = 292.541 \text{ kN}$$

... předepínací síla

$$E_{šr} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

... modul pružnosti materiálu šroubu

$$E_{př} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

... modul pružnosti materiálu příruby

šroub M42x3  $l_{šr} := 170 \text{ mm}$   $D_j := 38.319 \text{ mm}$

$$S_{šr} := \frac{\pi \cdot D_j^2}{4} = (1.153 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

$$\Delta_{šr} := \frac{F_{šr} \cdot (x + t_{pp})}{E_{šr} \cdot S_{šr}} = 0.131 \text{ mm}$$

... deformace šroubu

$$D_e := 60.0 \text{ mm}$$

... dotýkající se průměr matice

$$D_{náh} := D_e + \frac{l}{10} = 68.85 \text{ mm}$$

... náhradní průměr

$$S_{náh} := \frac{\pi \cdot D_{náh}^2}{4} = (3.723 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

... náhradní plocha tlakového kužele

$$\Delta_{př} := \frac{F_{př} \cdot l}{E_{př} \cdot S_{náh}} = 0.025 \text{ mm}$$

... deformace příruby

$$k_{šr} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} = (1.724 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{př} := \frac{F_{př}}{\Delta_{př}} = (8.834 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{spoj} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} + \frac{F_{př}}{\Delta_{př}} = (1.056 \cdot 10^{10}) \frac{\text{N}}{\text{m}}$$



Celková deformace šroubu od působící síly:

$$\Delta_l := \frac{F_p}{k_{spoj}} = 0.028 \text{ mm}$$

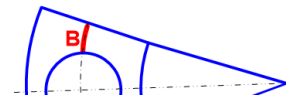
Deformave vyjádřená úhlem odlehnutí:

$$\varphi_1 := \text{atan}\left(\frac{\Delta_l}{a}\right) = 6.927 \cdot 10^{-4}$$

Deformace v případě tuhého šroubu:

$$B := \frac{(\pi \cdot D_{lpp} - (n \cdot 44 \text{ mm}))}{2 \cdot n} = 31.669 \text{ mm}$$

$$J_b := \frac{1}{6} \cdot B \cdot l^3 = (3.659 \cdot 10^6) \text{ mm}^4$$



$$\varphi_2 := \frac{F_{př} \cdot b \cdot a}{3 \cdot E_{šr} \cdot J_b} = 8.561 \cdot 10^{-5}$$

Celková deformace spoje:

$$\varphi_c := \varphi_1 + \varphi_2 = 7.783 \cdot 10^{-4}$$

Maximální ohybový moment na šroub:

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$J_{šr} := \frac{\pi \cdot D_j^4}{64} = (1.058 \cdot 10^5) \text{ mm}^4$$

$$M_o := \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E \cdot J_{šr}}{(x + t_{pp})} = 246.234 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Zatížení šroubu:

$$W_{ošr} := \frac{J_{šr}}{\left(\frac{D_j}{2}\right)} = (5.524 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} := \frac{F_{šr}}{S_{šr}} + \frac{M_o}{W_{ošr}} = 239.707 \text{ MPa}$$

ČSN 13 240.6

$$R_{eš} := 540 \text{ MPa}$$

$$k_s := 2$$

... koeficient bezpečnosti šroubu

$$\sigma_{Dšr} := \frac{R_{eš}}{k_s} = 270 \text{ MPa}$$

... maximální dovolené napětí ve šroubu

Navržený šroub vyhovuje.

Kontrola příruby na ohyb:

$$\sigma_o := \frac{F_{př} \cdot b}{B \cdot t_{pp}^2} = 51.281 \text{ MPa}$$

$$\tau := \frac{F_{př}^6}{2 \cdot B \cdot t_{pp}} = 11.895 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_o^2 + (2 \cdot \tau)^2} = 56.53 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Repř} := 330 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál příruby ČSN 12 050.1}$$

$$k_{př} := 3 \quad \dots \text{ bezpečnost příruby}$$

$$\sigma_{Dpř} := \frac{\sigma_{Repř}}{k_{př}} = 110 \text{ MPa}$$

Navržená příruba vyhovuje.

## Výpočet příruby utěšňující přívodní tyč

Rozměry příruby:

...z tabulek ucpávek

$$d_{2pt} := 470 \text{ mm} \quad \dots \text{ malý průměr příruby}$$

... velký průměr příruby

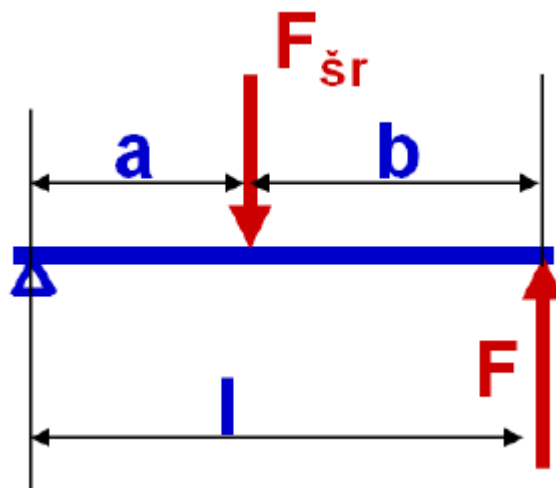
$$D_{2pt} := 590 \text{ mm} \quad \dots \text{ rozteč šroubů}$$

$$D_{1pt} := 540 \text{ mm} \quad \dots \text{ toušťka příruby}$$

$$t_{pt} := 90 \text{ mm} \quad \dots \text{ toušťka podložek}$$

$$x := 5 \text{ mm}$$

... toušťka podložek



$$a := \frac{D_{2pt} - D_{1pt}}{2} = 25 \text{ mm}$$

$$b := \frac{D_{1pt} - d_{2pt}}{2} = 35 \text{ mm}$$

$$l := \frac{D_{2pt} - d_{2pt}}{2} = 60 \text{ mm}$$

Plocha ucpávky:  $s := 20 \text{ mm}$   $D_{1u} := 450 \text{ mm}$   $D_{2u} := 500 \text{ mm}$

$$S_{ucp} := \frac{\pi \cdot (D_{2u}^2 - D_{1u}^2)}{4} = 0.037 \text{ m}^2 \quad S_u := \pi \cdot s \cdot \left( D_{pr2} + \frac{1}{2} \cdot s \right) = 0.057 \text{ m}^2$$

Síla na ucpávku:

$$F_u := p \cdot S_{ucp} = 1.567 \text{ MN}$$

Síla na kraj příruby na jeden šroub:

$n := 22$

... počet šroubů

$$F_{př} := \frac{F_u}{n} = 71.221 \text{ kN}$$

Síla na šroub:

$$F_{šr} := \frac{F_{př} \cdot l}{a} = 170.931 \text{ kN}$$

Tuhost spoje:

$$F_p := 1.3 \cdot F_{šr} = 222.211 \text{ kN}$$

... předepínací síla

$$E_{šr} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

... modul pružnosti materiálu šroubu

$$E_{př} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

... modul pružnosti materiálu příruby

šroub M27x2

$l_{šr} := 110 \text{ mm}$

$D_j := 24.546 \text{ mm}$

$$S_{šr} := \frac{\pi \cdot D_j^2}{4} = 473.207 \text{ mm}^2$$

$$\Delta_{šr} := \frac{F_{šr} \cdot (x + t_{pt})}{E_{šr} \cdot S_{šr}} = 0.163 \text{ mm}$$

... deformace šroubu

$$D_e := 38.0 \text{ mm}$$

... dotýkající se průměr matice

$$D_{náh} := D_e + \frac{l}{10} = 44 \text{ mm}$$

... náhradní průměr

$$S_{náh} := \frac{\pi \cdot D_{náh}^2}{4} = (1.521 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

... náhradní plocha tlakového kužele

$$\Delta_{př} := \frac{F_{šr} \cdot l}{E_{př} \cdot S_{náh}} = 0.032 \text{ mm}$$

... deformace příruby

$$k_{šr} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} = (1.046 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{př} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{př}} = (5.322 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{spoj} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} + \frac{F_{šr}}{\Delta_{př}} = (6.368 \cdot 10^9) \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Celková deformace šroubu od působící síly:

$$\Delta l := \frac{F_p}{k_{spoj}} = 0.035 \text{ mm}$$

Deformave vyjádřená úhlem odlehnutí:

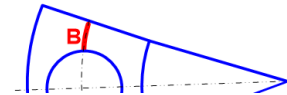
$$\varphi_1 := \text{atan}\left(\frac{\Delta l}{a}\right) = 0.001$$

Deformace v případě tuhého šroubu:

$$B := \frac{(\pi \cdot D_{lpt} - (n \cdot 30 \text{ mm}))}{2 \cdot n} = 23.556 \text{ mm}$$

$$J_b := \frac{1}{6} \cdot B \cdot l^3 = (8.48 \cdot 10^5) \text{ mm}^4$$

$$\varphi_2 := \frac{F_{pr} \cdot b \cdot a}{3 \cdot E_{sr} \cdot J_b} = 1.166 \cdot 10^{-4}$$



Celková deformace spoje:

$$\varphi_c := \varphi_1 + \varphi_2 = 0.002$$

Maximální ohybový moment na šroub:

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$J_{sr} := \frac{\pi \cdot D_j^4}{64} = (1.782 \cdot 10^4) \text{ mm}^4$$

$$M_o := \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E \cdot J_{sr}}{(x + t_{pt})} = 119.153 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Zatížení šroubu:

$$W_{o\dot{s}r} := \frac{J_{sr}}{\left(\frac{D_j}{2}\right)} = (1.452 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} := \frac{F_{sr}}{S_{sr}} + \frac{M_o}{W_{o\dot{s}r}} = 443.284 \text{ MPa}$$

$$R_{e\dot{s}} := 900 \text{ MPa}$$

... zvolený materiál šroubu ČSN 14 240

$$k_{\xi} := 2$$

... koeficient bezpečnosti šroubu

$$\sigma_{D\dot{s}r} := \frac{R_{e\dot{s}}}{k_{\xi}} = 450 \text{ MPa}$$

... maximální dovolené napětí ve šroubu

Navržený šroub vyhovuje.

Kontrola příruby na ohyb:

$$\sigma_o := \frac{F_{př} \cdot b}{B \cdot t_{pt}^2} = 78.387 \text{ MPa}$$

$$\tau := \frac{F_{př}^6}{2 \cdot B \cdot t_{pt}} = 16.797 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_o^2 + (2 \cdot \tau)^2} = 85.283 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Repři} := 330 \text{ MPa}$$

$$k_{při} := 3$$

$$\sigma_{Dpři} := \frac{\sigma_{Repři}}{k_{při}} = 110 \text{ MPa}$$

Navržená příruba vyhovuje.

... zvolený materiál příruby ČSN 12 050.1

... bezpečnost příruby

### Výpočet příruby plunžru nesoucího zápusťku

Rozměry příruby:

...z tabulek ucpávek

$$d_{2pz} := 2530 \text{ mm}$$

... malý průměr příruby

$$D_{2pz} := 2900 \text{ mm}$$

... velký průměr příruby

$$D_{1pz} := 2700 \text{ mm}$$

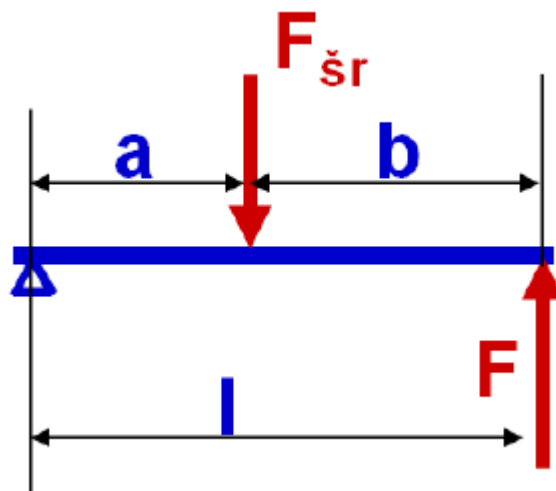
... rozteč šroubů

$$t_{pz} := 200 \text{ mm}$$

... toušťka příruby

$$x := 5.5 \text{ mm}$$

... toušťka podložek



$$a := \frac{D_{2pz} - D_{1pz}}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$b := \frac{D_{1pz} - d_{2pz}}{2} = 85 \text{ mm}$$

$$l := \frac{D_{2pz} - d_{2pz}}{2} = 185 \text{ mm}$$

Plocha ucpávky:  $s := 25 \text{ mm}$   $D_{1u} := 1800 \text{ mm}$   $D_{2u} := 1850 \text{ mm}$

$$S_{ucp} := \frac{\pi \cdot (D_{2u}^2 - D_{1u}^2)}{4} = 0.143 \text{ m}^2 \quad S_u := \pi \cdot s \cdot \left( D_{vt} + \frac{1}{2} \cdot s \right) = 0.142 \text{ m}^2$$

Síla na ucpávku:

$$F_u := p \cdot S_{ucp} = 6.02 \text{ MN}$$

Síla na kraj příruby na jeden šroub:  $n := 40$  ... počet šroubů

$$F_{př} := \frac{F_u}{n} = 150.502 \text{ kN}$$

Síla na šroub:

$$F_{šr} := \frac{F_{př} \cdot l}{a} = 278.429 \text{ kN}$$

Tuhost spoje:

$$F_p := 1.3 \cdot F_{šr} = 361.957 \text{ kN} \quad \dots \text{ předepínací síla}$$

$$E_{šr} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \dots \text{ modul pružnosti materiálu šroubu}$$

$$E_{př} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \dots \text{ modul pružnosti materiálu příruby}$$

šroub M60x4

$$l_{šr} := 280 \text{ mm} \quad D_j := 55.093 \text{ mm}$$

$$S_{šr} := \frac{\pi \cdot D_j^2}{4} = (2.384 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

$$\Delta_{šr} := \frac{F_{šr} \cdot (x + t_{pz})}{E_{šr} \cdot S_{šr}} = 0.114 \text{ mm} \quad \dots \text{ deformace šroubu}$$

$$D_e := 83.4 \text{ mm} \quad \dots \text{ dotýkající se průměr matice}$$

$$D_{náh} := D_e + \frac{l}{10} = 101.9 \text{ mm} \quad \dots \text{ náhradní průměr}$$

$$S_{náh} := \frac{\pi \cdot D_{náh}^2}{4} = (8.155 \cdot 10^3) \text{ mm}^2 \quad \dots \text{ náhradní plocha tlakového kužele}$$

$$\Delta_{př} := \frac{F_{šr} \cdot l}{E_{př} \cdot S_{náh}} = 0.03 \text{ mm} \quad \dots \text{ deformace příruby}$$

$$k_{šr} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} = (2.436 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{př} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{př}} = (9.257 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{spoj} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} + \frac{F_{šr}}{\Delta_{př}} = (1.169 \cdot 10^{10}) \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Celková deformace šroubu od působící síly:

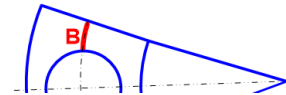
$$\Delta l := \frac{F_p}{k_{spoj}} = 0.031 \text{ mm}$$

Deformace vyjádřená úhlem odlehnutí:

$$\varphi_1 := \text{atan}\left(\frac{\Delta l}{a}\right) = 3.095 \cdot 10^{-4}$$

Deformace v případě tuhého šroubu:

$$B := \frac{(\pi \cdot D_{lpz} - (n \cdot 62 \text{ mm}))}{2 \cdot n} = 75.029 \text{ mm}$$



$$J_b := \frac{1}{6} \cdot B \cdot l^3 = (7.918 \cdot 10^7) \text{ mm}^4$$

$$\varphi_2 := \frac{F_{pr} \cdot b \cdot a}{3 \cdot E_{sr} \cdot J_b} = 2.565 \cdot 10^{-5}$$

Celková deformace spoje:

$$\varphi_c := \varphi_1 + \varphi_2 = 3.352 \cdot 10^{-4}$$

Maximální ohybový moment na šroub:

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$J_{sr} := \frac{\pi \cdot D_j^4}{64} = (4.522 \cdot 10^5) \text{ mm}^4$$

$$M_o := \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E \cdot J_{sr}}{(x + t_{pz})} = 309.798 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Zatížení šroubu:

$$W_{ošr} := \frac{J_{sr}}{\left(\frac{D_j}{2}\right)} = (1.642 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} := \frac{F_{sr}}{S_{sr}} + \frac{M_o}{W_{ošr}} = 135.668 \text{ MPa}$$

$$R_{eš} := 540 \text{ MPa}$$

... zvolen materiál ČSN 13 240.6

$$k_s := 2$$

... koeficient bezpečnosti šroubu

$$\sigma_{Dsr} := \frac{R_{eš}}{k_s} = 270 \text{ MPa}$$

... maximální dovolené napětí ve šroubu

Navržený šroub vyhovuje.

Kontrola příruby na ohyb:

$$\sigma_o := \frac{F_{př} \cdot b}{B \cdot t_{pz}^2} = 25.576 \text{ MPa}$$

$$\tau := \frac{F_{př}^6}{2 \cdot B \cdot t_{pz}} = 5.015 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_o^2 + (2 \cdot \tau)^2} = 27.472 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Repři} := 330 \text{ MPa}$$

$$k_{při} := 3$$

$$\sigma_{Dpři} := \frac{\sigma_{Repři}}{k_{při}} = 110 \text{ MPa}$$

Navržená příruba vyhovuje.

... zvolený materiál příruby ČSN 12 050.1

... koeficient bezpečnosti příruby



## Příloha 4

### Výpočet zpětných hydromotorů

#### Válec zpětného hydromotoru

Z výpočtu kombinovaného hydromotoru byla zjištěna síla potřebná k navrácení plunžrů do původní polohy. Tato síla bude následně použita k výpočtu zpětných hydromotorů. Tato síla byla  $F_{zp}=27,7\text{MN}$ . Budou použity dva hydromotory

Zadání:

$$\begin{aligned} F &:= 28 \text{ MN} && \dots \text{ jmenovitá síla} \\ p &:= 42 \text{ MPa} && \dots \text{ pracovní tlak} \\ n_v &:= 2 && \dots \text{ počet válců} \end{aligned}$$

Výpočet potřebné plochy válců:

$$S := \frac{F}{p} = (6.667 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

Plocha pro jeden válec:

$$S_v := \frac{S}{n_v} = (3.333 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

Průměr válce:

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S_v}{\pi}\right)} = 651.47 \text{ mm}$$

Zvolený průměr plunžru:

$$D_s := 710 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha plunžru:

$$S_s := \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} = (3.959 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$\begin{aligned} F &:= p \cdot S_s \cdot n_v = 33.257 \text{ MN} \\ \sigma_{Re} &:= 700 \text{ MPa} && \dots \text{ zvolen materiál válce ČSN 15 241.7} \\ &&& \text{(30CrMoV9+QT)} \\ \sigma_D &:= \frac{\sigma_{Re}}{3} = 233.333 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.183$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.205$$

Volíme  $\kappa := 1.25$

$$\sigma_o := \frac{P}{\kappa^2 - 1} = 74.667 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 191.333 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 202.073 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 181.533 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_1 := 710 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_2 := \kappa \cdot D_1 = 887.5 \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

### Výpočet plunžru

$$D_s = 710 \text{ mm}$$

... vnější průměr plunžru

$$\sigma_{Rmpl} := 700 \text{ MPa}$$

... zvolen materiál ČSN 11 700.2

$$k_{pl} := 3$$

... koeficient bezpečnosti plunžru

Dovolené napětí v plunžru:

$$\sigma_{Dpl} := \frac{\sigma_{Rmpl}}{k_{pl}} = 233.333 \text{ MPa}$$

Vnitřní průměr plunžru:

$$d_s := \frac{D_s}{\sqrt[2]{\frac{\sigma_{Dpl} + 0.4 \cdot p}{\sigma_{Dpl} - 1.3 \cdot p}}} = 600.171 \text{ mm}$$

$$d_s := 300 \text{ mm}$$

Shrnutí rozměrů válce a plunžru:

$$D_{zv1} := D_s = 710 \text{ mm}$$

... největší vnitřní průměr válce

$$D_{zv2} := D_2 = 887.5 \text{ mm}$$

... největší vnější průměr válce

Délka plunžru zápusky :

Požadovaný zdvih hydromotoru vertikálního tvářecího trnu je součtem pohybu hydromotoru zápusky a hydromotoru vertikálního tvářecího trnu. Dostačuje tedy zdvih 1000mm

$L_{zpz} := 3500 \text{ mm}$	... požadovaný zdvih hydromotoru
$L_{zpv} := 500 \text{ mm}$	... požadovaná délka vedení plunžru
$L_{zpt} := 109.5 \text{ mm}$	... délka těsnění
$L_{zpp} := 120 \text{ mm}$	... síla příruby plunžru zápusky
$L_{zpa} := 56 \text{ mm}$	... zhloubení těsnění plunžru

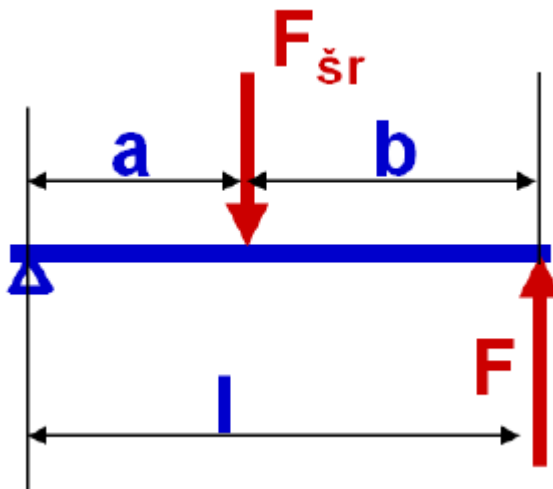
$$L_{zp} := L_{zpz} + L_{zpv} + L_{zpt} + L_{zpp} + L_{zpa} = (4.286 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

### Výpočet příruby

Rozměry příruby:

...z tabulek ucpávek

$d_{2p} := 735 \text{ mm}$	... malý průměr příruby
$D_{2p} := 905 \text{ mm}$	... velký průměr příruby
$D_{1p} := 830 \text{ mm}$	... rozteč šroubů
$t := 120 \text{ mm}$	... toušťka příruby
$x := 5.5 \text{ mm}$	... toušťka podložek



$$a := \frac{D_{2p} - D_{1p}}{2} = 37.5 \text{ mm}$$

$$b := \frac{D_{1p} - d_{2p}}{2} = 47.5 \text{ mm}$$

$$l := \frac{D_{2p} - d_{2p}}{2} = 85 \text{ mm}$$

Plocha ucpávky:

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

$$D_{1u} := 500 \text{ mm}$$

$$D_{2u} := 540 \text{ mm}$$

$$S_{ucp} := \frac{\pi \cdot (D_{2u}^2 - D_{1u}^2)}{4} = 0.033 \text{ m}^2$$

$$S_u := \pi \cdot s \cdot \left( D_l + \frac{1}{2} \cdot s \right) = 0.045 \text{ m}^2$$

Síla na ucpávku:

$$F_u := p \cdot S_{ucp} = 1.372 \text{ MN}$$

Síla na kraj příruby na jeden šroub:

$$n := 25$$

... počet šroubů

$$F_{př} := \frac{F_u}{n} = 54.89 \text{ kN}$$

Síla na šroub:

$$F_{šr} := \frac{F_{př} \cdot l}{a} = 124.417 \text{ kN}$$

Tuhost spoje:

$$F_p := 1.3 \cdot F_{šr} = 161.742 \text{ kN}$$

... předepínací síla

$$E_{šr} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

... modul pružnosti materiálu šroubu

$$E_{př} := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

... modul pružnosti materiálu příruby

šroub M30x2

$$l_{šr} := 130 \text{ mm}$$

$$D_j := 27.546 \text{ mm}$$

$$S_{šr} := \frac{\pi \cdot D_j^2}{4} = 595.946 \text{ mm}^2$$

$$\Delta_{šr} := \frac{F_{šr} \cdot (x+t)}{E_{šr} \cdot S_{šr}} = 0.125 \text{ mm}$$

... deformace šroubu

$$D_e := 42.8 \text{ mm}$$

... dotýkající se průměr matice

$$D_{náh} := D_e + \frac{l}{10} = 51.3 \text{ mm}$$

... náhradní průměr

$$S_{náh} := \frac{\pi \cdot D_{náh}^2}{4} = (2.067 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

... náhradní plocha tlakového kužele

$$\Delta_{př} := \frac{F_{šr} \cdot l}{E_{př} \cdot S_{náh}} = 0.024 \text{ mm}$$

... deformace příruby

$$k_{šr} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} = (9.972 \cdot 10^5) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{př} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{př}} = (5.107 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$k_{spoj} := \frac{F_{šr}}{\Delta_{šr}} + \frac{F_{šr}}{\Delta_{př}} = (6.104 \cdot 10^9) \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Celková deformace šroubu od působící síly:

$$\Delta_l := \frac{F_p}{k_{spoj}} = 0.026 \text{ mm}$$

Deformave vyjádřená úhlem odlehnutí:

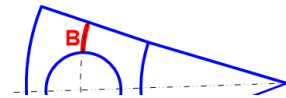
$$\varphi_l := \text{atan}\left(\frac{\Delta_l}{a}\right) = 7.066 \cdot 10^{-4}$$

Deformace v případě tuhého šroubu:

$$B := \frac{(\pi \cdot D_{lp} - (n \cdot 32 \text{ mm}))}{2 \cdot n} = 36.15 \text{ mm}$$

$$J_b := \frac{1}{6} \cdot B \cdot l^3 = (3.7 \cdot 10^6) \text{ mm}^4$$

$$\varphi_2 := \frac{F_{př} \cdot b \cdot a}{3 \cdot E_{šr} \cdot J_b} = 4.194 \cdot 10^{-5}$$



Celková deformace spoje:

$$\varphi_c := \varphi_l + \varphi_2 = 7.486 \cdot 10^{-4}$$

Maximální ohybový moment na šroub:

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$J_{šr} := \frac{\pi \cdot D_j^4}{64} = (2.826 \cdot 10^4) \text{ mm}^4$$

$$M_o := \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E \cdot J_{šr}}{(x + t)} = 70.803 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Zatížení šroubu:

$$W_{ošr} := \frac{J_{šr}}{\left(\frac{D_j}{2}\right)} = (2.052 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{max} := \frac{F_{šr}}{S_{šr}} + \frac{M_o}{W_{ošr}} = 243.277 \text{ MPa}$$

$$R_{eš} := 540 \text{ MPa}$$

...zvolen materiál šroubu ČSN 13 240.6

$$k_s := 2$$

... koeficient bezpečnosti šroubu

$$\sigma_{Dšr} := \frac{R_{eš}}{k_s} = 270 \text{ MPa}$$

... maximální dovolené napětí ve šroubu

Navržený šroub vyhovuje.

Kontrola příruby na ohyb:

$$\sigma_o := \frac{F_{př} \cdot b}{B \cdot t^2} = 30.051 \text{ MPa}$$

$$\tau := \frac{F_{př}^6}{2 \cdot B \cdot t} = 6.327 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_o^2 + (2 \cdot \tau)^2} = 32.606 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Repři} := 330 \text{ MPa}$$

... zvolen materiál příruby ČSN 12 050.1

$$k_{při} := 3$$

... koeficient bezpečnosti příruby

$$\sigma_{Dpři} := \frac{\sigma_{Repři}}{k_{při}} = 110 \text{ MPa}$$

... maximální dovolené napětí v přírubě

Navržená příruba vyhovuje.

## Příloha 5

### Výpočet hydromotorů vyhazování

Potřebná vyhazovací síla je 20MN a zpětná síla vyhazovače 5MN. Pracovní tlak media byl zvolen 42 MPa.

Zadání:

$$\begin{aligned} F &:= 20 \text{ MN} && \dots \text{ jmenovitá síla} \\ F_z &:= 5 \text{ MN} && \dots \text{ zpětná síla hydromotoru} \\ p &:= 42 \text{ MPa} && \dots \text{ pracovní tlak media} \\ \\ L_z &:= 1500 \text{ mm} && \dots \text{ potřebná délka zdvihu} \end{aligned}$$

#### Válec hydromotoru vyhazovače

Výpočet potřebné plochy pístu:

$$S := \frac{F}{p} = (4.762 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

Průměr válce (pístu):

$$D := \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot S}{\pi}\right)} = 778.656 \text{ mm}$$

Zvolený průměr válce (pístu):

$$D_p := 800 \text{ mm} \quad \dots \text{ zvoleno z tabulek těsnění (nejbližší vyšší)}$$

Skutečná plocha pístu:

$$S_p := \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = (5.027 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

Zpětné přepočítání skutečné síly:

$$F := p \cdot S_p = 21.112 \text{ MN} \quad \dots \text{ dostatečná síla na pokrytí ztrát ve vedení a těsnění}$$

Výpočet poměru stěn válce:

$$\sigma_{Re} := 650 \text{ MPa} \quad \dots \text{ pro ocel ČSN 15 241.7 (30CrMoV9+QT)}$$

$$k := 3 \quad \dots \text{ bezpečnost proti přetížení}$$

$$\sigma_D := \frac{\sigma_{Re}}{k} = 216.667 \text{ MPa}$$

$$\kappa_{SV} := \sqrt[2]{\left(\frac{0.4 \cdot p + \sigma_D}{\sigma_D - 1.3 \cdot p}\right)} = 1.2$$

$$\kappa_{HMH} := \sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_D}{\sigma_D - p \cdot \sqrt{3}}\right)} = 1.227$$

Volíme  $\kappa := 1.25$

$$\sigma_o := \frac{P}{\kappa^2 - 1} = 74.667 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r := -p = -42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t := 2 \cdot \sigma_o + p = 191.333 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\mu := 0.3$$

$$\sigma_{REDHMH} := \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)} = 202.073 \text{ MPa}$$
$$\sigma_{REDSV} := \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o) = 181.533 \text{ MPa}$$

Průměry válce tedy jsou:

$$D_{pvz1} := 800 \text{ mm} \quad \dots \text{největší vnitřní průměr válce}$$
$$D_{vz2} := \kappa \cdot D_{pvz1} = (1 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{nejmenší vnější průměr válce}$$

Tloušťka stěny válce:

$$H_{vz} := \left(\frac{D_{vz2} - D_{pvz1}}{2}\right) \cdot 1.25 = 125 \text{ mm}$$
$$H_{vz} := 150 \text{ mm}$$

### Píst hydromotoru vyhazovače

Je zřejmé že průměr pístu se musí rovnat průměru válce v kterém se pohybuje.  
Průměr pístu tedy známe z předchozích výpočtu.

$$D_{pvz1} = 800 \text{ mm}$$

Jelikož je hydromotor dvojitý bude není vypočítána plocha potřebná pro vyvození zpětné síly 5 MN.

Potřebná plocha pro zpětný pohyb:

$$S := \frac{F_z}{p} = 0.119 \text{ m}^2$$

Výpočet průměru pístní tyče:

$$D_t := D_{pvz1} - \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = 410.672 \text{ mm}$$

$$D_{tvz} := 450 \text{ mm}$$



Přepočet síly:

$$F := \left( \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \right) \cdot p = 15.548 \text{ MN}$$

Je patrné, že zpětná síla je zbytečně velká, průměr tedy bude upraven a síla bude zpětně ověřena

Skutečná síla plunžru po zaokrouhlení:

$$D_{tvz} := 650 \text{ mm}$$

$$F_{skut} := \left( \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{tvz}^2}{4} \right) \cdot p = 7.175 \text{ MN} \quad \dots \text{ dostatečná síla na pokrytí ztrát ve vedení a těsnění}$$

Délka pístitní tyče:

Dále bude vypočtena délka pístitní tyče potřebná pro zadaný zdvih hydromotoru.

Pro průměr pístitní tyče  $D_t$  bylo zvoleno těsnění a vedení tyče

$$L_v := 500 \text{ mm}$$

Celková délka pístitní tyče:

$$L_{tvz} := L_z + L_v = (2 \cdot 10^3) \text{ mm}$$

Vzhledem k tomu, že pístitní tyč je štíhlé dlouhé těleso namáhané silou 50MN, je třeba kontrola na vzpěr.

Štíhlostní poměr:

Píst společně s pístitní tyčí budou vyrobeny z materiálu ČSN 11 700.2

$$\sigma_{Rm} := 700 \text{ MPa} \quad \dots \text{ zvolen materiál ČSN 11 700.2}$$

$$\lambda := \frac{4 \cdot L_{tvz}}{D_t} = 19.48$$

$$\lambda_m := 99 - 105 \text{ pro nelegované oceli}$$

$$\lambda < \lambda_m \quad \dots \text{ vzpěr podle Tetmajerovi teorie}$$

$$\sigma_{kr} := 335 - 0.62 \cdot \lambda = 322.922 \text{ MPa} \quad \sigma_{kr} := 322.922 \text{ MPa}$$

$$S_t := \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} = (1.325 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

$$F_{kr} := S_t \cdot \sigma_{kr} = 42.774 \text{ MN}$$

Bezpečnost ve vzpěru:

$$k_{vz} := \frac{F_{kr}}{F} = 2.751$$

Vzhledem k tomu, že štíhlostní poměr je velmi malý, je podle interpretace ve Strojírenských tabulkách nutno kontrolovat písní tyč na prostý tlak.

Skutečný průřez písní tyče:

$$S_t := \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} = (1.325 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$
$$\sigma_{max} := \frac{F}{S_t} = 150.99 \text{ MPa}$$

$$F := 20 \text{ MN}$$

$$\sigma_{Dd} := 90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} < \sigma_{Dd} \quad \dots \text{ navrhovaná písní tyč vyhovuje}$$

### Výpočet příruby

Navržené rozměry příruby:

$D_{2ph} := 1200 \text{ mm}$	... velký průměr příruby
$D_{1ph} := 1500 \text{ mm}$	... rozteč šroubů
$h_{pr} := 100 \text{ mm}$	... toušťka příruby
$h_n := 75 \text{ mm}$	... výška nálitku procházející šroub
$D_n := 400 \text{ mm}$	... vnější průměr nálitku procházející šroub
$h_s := 2000 \text{ mm}$	... celková délka šroubu

Výpočet šroubových spojů spojující příruby:

$$F_z := 22 \text{ MN} \quad \dots \text{ nejvyšší síla působící na přírubu}$$
$$n_s := 4 \quad \dots \text{ počet šroubů přenášejících zatížení}$$
$$F_x := \frac{F_z}{n_s} = 5.5 \text{ MN} \quad \dots \text{ potřebná přenášená síla}$$
$$F_x = 5.5 \text{ MN} \quad \dots \text{ síla, která je nutná přenést šroubovým spojem}$$
$$R_{eš} := 540 \text{ MPa} \quad \dots \text{ mez kluzu materiálu šroubu (ČSN 13 240.6)}$$
$$k_s := 2 \quad \dots \text{ koeficient bezpečnosti šroubu}$$
$$\sigma_{Dšr} := \frac{R_{eš}}{k_s} = 270 \text{ MPa} \quad \dots \text{ maximální dovolené napětí ve šroubu}$$
$$S_{šr} := \frac{F_x}{\sigma_{Dšr}} = (2.037 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$
$$d_{šr} := \sqrt[2]{\frac{4 \cdot S_{šr}}{\pi}} = 161.048 \text{ mm} \quad \dots \text{ potřebný minimální průměr jádra šroubu}$$
$$F_p := F_x \cdot 1.3 = 7.15 \text{ MN}$$

Maximální síla působící ve šroubu:

$$F_{max} := F_p = 7.15 \text{ MN}$$

Závit spoje:

Volím nerovnoramenný lichoběžníkový závit S 240x24 ČSN 01 4052

$d := 240 \text{ mm}$	... největší průměr závitu šroubu
$s := 16 \text{ mm}$	... stoupání závitu
$d_2 := d - (1.5875 \cdot s) = 214.6 \text{ mm}$	... střední průměr závitu šroubu
$d_1 := d - (2 \cdot (0.8677 \cdot s)) = 212.234 \text{ mm}$	... nejmenší průměr závitu šroubu
$D_m := d + (0.4189 \cdot s) = 246.702 \text{ mm}$	... vnitřní průměr matice

$$S_{sr} := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = (3.538 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 \quad \dots \text{ průřez šroubu v místě závitu}$$

$$\sigma_{srmax} := \frac{F_{max}}{S_{sr}} = 202.11 \text{ MPa} \quad \dots \text{ maximální napětí ve šroubu}$$

Deformace:  $E := 210 \text{ GPa}$

$$\Delta l_{sr} := \frac{F_p \cdot h_s}{E \cdot S_{sr}} = 1.925 \text{ mm} \quad \dots \text{ deformace šroubu}$$

$$k_{sr} := \frac{F_p}{\Delta l_{sr}} = (3.715 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \dots \text{ tuhost šroubu}$$

Návrh matic spoje

$n_z := 5$	... počet nosných závitů matice
$p_d := 150 \text{ MPa}$	... dovolený tlak v závitu
$d = 240 \text{ mm}$	... průměr závitu šroubu
$D_m = 246.702 \text{ mm}$	... vnitřní průměr matice

$$S_z := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} = (9.862 \cdot 10^3) \text{ mm}^2 \quad \dots \text{ plocha jednoho závitu}$$

$$H_{matice} := 1 \cdot d_1 = 212.234 \text{ mm} \quad \dots \text{ výška matice}$$

$$\sigma_z := \frac{F_{max}}{S_z \cdot n_z} = 144.999 \text{ MPa} \quad \dots \text{ tlak v závitech matice}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska tlaku v závitu.

Výpočet otláčení rámu lisu maticí:

$$\begin{aligned}\sigma_D &:= 200 \text{ MPa} && \dots \text{dovolený tlak ve stykových polohách} \\ D_M &:= 340 \text{ mm} && \dots \text{průměr matice}\end{aligned}$$

$$F_{max} = (7.15 \cdot 10^6) \text{ N} \quad \dots \text{maximální síla ve spoji}$$

Průřez matice:

$$S_M := \frac{\pi \cdot (D_M^2 - D_m^2)}{4} = (4.299 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$

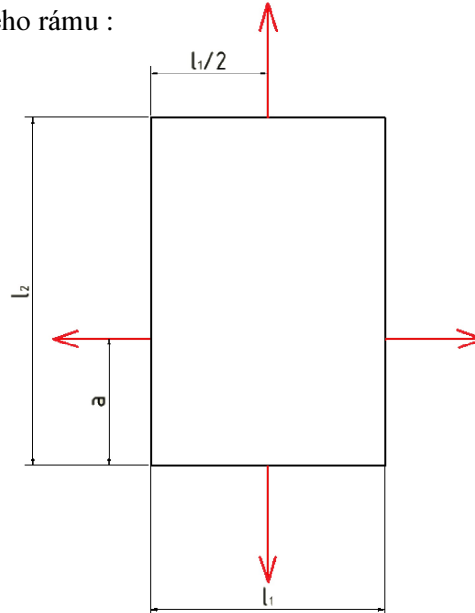
$$\sigma := \frac{F_{max}}{S_M} = 166.314 \text{ MPa} \quad \dots \text{tlak ve stykové ploše matice}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska otláčení.

## Příloha 6

### Výpočet rámu

Názorné schéma zatížení celého rámu :



#### Návrh vrchní části rámu

Navržené hodnoty:

$$F := 125 \text{ MN}$$

$$l_1 := 4000 \text{ mm}$$

$$t_{tr} := 300 \text{ mm}$$

$$D_0 := 3125 \text{ mm}$$

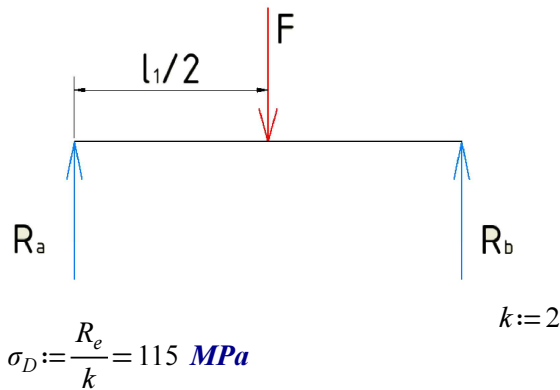
$$R_e := 230 \text{ MPa}$$

... délka vrchní části rámu

... navržená tloušťka stěny traverzy

... vnější průměr válce

... mez kluzu traverzy ČSN 42 2641



$$\sigma_D := \frac{R_e}{k} = 115 \text{ MPa}$$

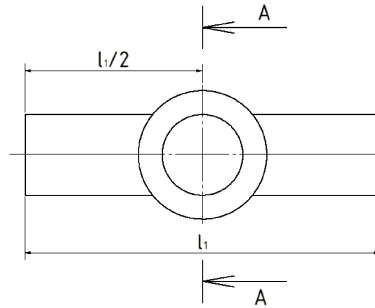
$$k := 2$$

Výpočet reakcí:

$$R_A := \frac{F}{2} = (6.25 \cdot 10^4) \text{ kN}$$

Momentová rovnice pro náhradní nosník:

$$M_x := R_A \cdot x - F \cdot \left(x - \frac{l_1}{2}\right)$$



Výpočet průřezu A-A:  $x := 2000 \text{ mm}$

$$M_x := R_A \cdot x - F \cdot \left(x - \frac{l_1}{2}\right) = (1.25 \cdot 10^8) \text{ N}\cdot\text{m} \quad \dots \text{ ohybový moment průřezu A-A}$$

Výpočet výšky traverzy:

$$\sigma_o := \frac{M_o}{W_o} \quad W_o := \frac{\frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3}{\frac{h}{2}}$$

$$b := 2 \cdot t_{tr} \quad h := h_{tr,A} \quad \sigma_o := \sigma_D \quad M_o := M_x$$

$$h_{tr,A} := \sqrt{\frac{2 \cdot |M_x|}{\sigma_D \cdot t_{tr}}} = (2.692 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ potřebná výška v průřezu A-A}$$

### Návrh boční části rámu

Navržené hodnoty:

$$F := 50 \text{ MN}$$

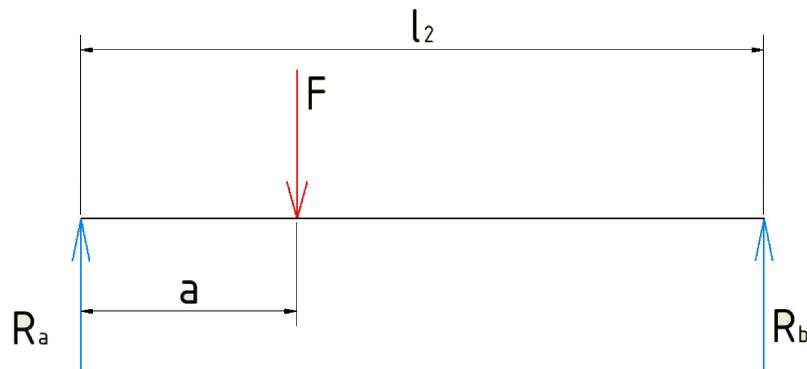
$$l_2 := 4000 \text{ mm} \quad \dots \text{ délka boční části rámu}$$

$$a := 1100 \text{ mm} \quad \dots \text{ vzdálenost osy horizontálních hydromotorů od spodního stolu}$$

$$t_{tr} := 300 \text{ mm} \quad \dots \text{ navržená tloušťka stěny traverzy}$$

$$D_o := 1625 \text{ mm} \quad \dots \text{ vnější průměr válce}$$

$$R_e := 230 \text{ MPa} \quad \dots \text{ mez kluzu traverzy ČSN 42 2641}$$

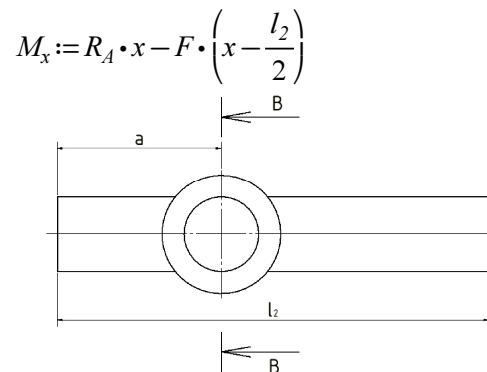


$$\sigma_D := \frac{R_e}{k} = 115 \text{ MPa} \quad k := 2$$

Výpočet reakcí:

$$R_A := \frac{F \cdot (l_2 - a)}{l_2} = (3.625 \cdot 10^4) \text{ kN} \quad R_B := \frac{F \cdot a}{l_2} = (1.375 \cdot 10^4) \text{ kN}$$

Momentová rovnice pro náhradní nosník:



Výpočet průřezu B-B:  $x := 1100 \text{ mm}$

$$M_x := R_A \cdot x - F \cdot \left(x - \frac{l_2}{2}\right) = (8.488 \cdot 10^7) \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ ohybový moment průřezu B-B}$$

Výpočet výšky traverzy:

$$\sigma_o := \frac{M_o}{W_o} \quad W_o := \frac{\frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3}{\frac{h}{2}}$$

$$b := 2 \cdot t_{tr} \quad h := h_{trA} \quad \sigma_o := \sigma_D \quad M_o := M_x$$

$$h_{trA} := \sqrt{\frac{2 \cdot |M_x|}{\sigma_D \cdot t_{tr}}} = (2.218 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ potřebná výška v průřezu B-B}$$

Výpočet průřezu C-C:  $x := 2062.5 \text{ mm}$

$$M_x := R_A \cdot x - F \cdot \left(x - \frac{l_2}{2}\right) = (7.164 \cdot 10^7) \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{ ohybový moment průřezu B-B}$$

Výpočet výšky traverzy:

$$\sigma_o := \frac{M_o}{W_o} \quad W_o := \frac{\frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3}{\frac{h}{2}}$$

$$b := 2 \cdot t_{tr} \quad h := h_{trA} \quad \sigma_o := \sigma_D \quad M_o := M_x$$

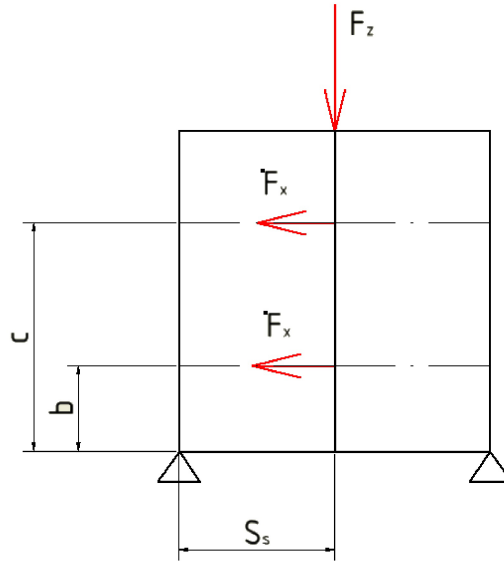
$$h_{trA} := \sqrt{\frac{2 \cdot |M_x|}{\sigma_D \cdot t_{tr}}} = (2.038 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{ potřebná výška v průřezu A-A}$$

## Příloha 7:

### Výpočet šroubových spojů spodní části rámu

$F_z := 125 \text{ MN}$	... nejvyšší zátěžná síla
$s_s := 1225 \text{ mm}$	... šířka spodní části rámu
$b := 500 \text{ mm}$	... vzdálenost první řady šroubů od podpory
$c := 1300 \text{ mm}$	... vzdálenost druhé řady šroubů od podpory

Použito 8 šroubů, rozmístěných do 2 řad po 4 v řadě.



$$F_x := \frac{F_z \cdot s_s}{4 \cdot (b + b + c)} = 16.644 \text{ MN} \quad \dots \text{potřebná přenášená síla}$$

$F_x = 16.644 \text{ MN}$	... síla, která je nutná přenést šroubovým spojem
$R_{e\dot{s}} := 540 \text{ MPa}$	... mez kluzu materiálu šroubu (ČSN 13 240.6)
$k_{\dot{s}} := 2$	... koeficient bezpečnosti šroubu

$$\sigma_{D\dot{s}r} := \frac{R_{e\dot{s}}}{k_{\dot{s}}} = 270 \text{ MPa} \quad \dots \text{maximální dovolené napětí ve šroubu}$$

$$S_{\dot{s}r} := \frac{F_x}{\sigma_{D\dot{s}r}} = (6.164 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$

$$d_{\dot{s}r} := \sqrt[2]{\frac{4 \cdot S_{\dot{s}r}}{\pi}} = 280.158 \text{ mm} \quad \dots \text{potřebný minimální průměr jádra šroubu}$$

$$F_p := F_x \cdot 1.3 = 21.637 \text{ MN} \quad \dots \text{předepínací síla spoje}$$

Maximální síla působící ve šroubu:

$$F_{max} := F_p = 21.637 \text{ MN}$$



Závit spoje:

Volím nerovnoramenný lichoběžníkový závit S 380x32 ČSN 01 4052

$$\begin{aligned}
 d &:= 380 \text{ mm} && \dots \text{ největší průměr závitu šroubu} \\
 s &:= 32 \text{ mm} && \dots \text{ stoupání závitu} \\
 d_2 &:= d - (1.5875 \cdot s) = 329.2 \text{ mm} && \dots \text{ střední průměr závitu šroubu} \\
 d_1 &:= d - (2 \cdot (0.8677 \cdot s)) = 324.467 \text{ mm} && \dots \text{ nejmenší průměr závitu šroubu} \\
 D_m &:= d + (0.4189 \cdot s) = 0.393 \text{ m} && \dots \text{ vnitřní průměr matice} \\
 S_{\dot{s}r} &:= \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = (8.269 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 && \dots \text{ průřez šroubu v místě závitu} \\
 \sigma_{\dot{s}rmax} &:= \frac{F_{max}}{S_{\dot{s}r}} = 261.68 \text{ MPa} && \dots \text{ maximální napětí ve šroubu}
 \end{aligned}$$

Deformace:  $E := 210 \text{ GPa}$

$$\begin{aligned}
 \Delta l_{\dot{s}r} &:= \frac{F_p \cdot s_s}{E \cdot S_{\dot{s}r}} = 1.526 \text{ mm} && \dots \text{ deformace šroubu} \\
 \Delta l_r &:= \frac{F_p \cdot s_s}{E \cdot S_{\dot{s}r}} = 1.526 \text{ mm} && \dots \text{ deformace rámu} \\
 k_{\dot{s}r} &:= \frac{F_p}{\Delta l_{\dot{s}r}} = (1.417 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}} && \dots \text{ tuhost šroubu} \\
 k_r &:= \frac{F_p}{\Delta l_r} = (1.417 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}} && \dots \text{ tuhost rámu}
 \end{aligned}$$

Návh matic spoje

$$\begin{aligned}
 n_{nz} &:= 5 && \dots \text{ počet nosných závitů matice} \\
 p_d &:= 150 \text{ MPa} && \dots \text{ dovolený tlak v závitu} \\
 d &= 380 \text{ mm} && \dots \text{ průměr závitu šroubu} \\
 D_m &= 393.405 \text{ mm} && \dots \text{ vnitřní průměr matice}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S_z &:= \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} = (3.073 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 && \dots \text{ plocha jednoho závitu} \\
 H_{matice} &:= 1 \cdot d = 380 \text{ mm} && \dots \text{ výška matice} \\
 \sigma_z &:= \frac{F_{max}}{S_z \cdot n_{nz}} = 140.842 \text{ MPa} && \dots \text{ tlak v závitech matice}
 \end{aligned}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska tlaku v závitech.

Výpočet otažení rámu lisu maticí:

$$\begin{aligned}\sigma_D &:= 200 \text{ MPa} && \dots \text{dovolený tlak ve stykových polohách} \\ D_M &:= 560 \text{ mm} && \dots \text{průměr matice} \\ F_{max} &= (2.164 \cdot 10^7) \text{ N} && \dots \text{maximální síla ve spoji}\end{aligned}$$

Průřez matice:

$$S_M := \frac{\pi \cdot (D_M^2 - D_m^2)}{4} = (1.247 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

$$\sigma := \frac{F_{max}}{S_M} = 173.449 \text{ MPa} \quad \dots \text{tlak ve stykové ploše matice}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska otažení.

**Výpočet šroubových spojů boční části rámu**

$$\begin{aligned}F_z &:= 50 \text{ MN} && \dots \text{nejvyšší zátěžná síla} \\ s_s &:= 1225 \text{ mm} && \dots \text{šířka spodní části rámu} \\ b &:= 500 \text{ mm} && \dots \text{vzdálenost první řady šroubů od podpory} \\ c &:= 1750 \text{ mm} && \dots \text{vzdálenost druhé řady šroubů od podpory}\end{aligned}$$

Použity 4 šrouby, rozmístěných do 2 řad po 2 v řadě.

$$F_x := \frac{F_z \cdot s_s}{2 \cdot (b + b + c)} = 11.136 \text{ MN} \quad \dots \text{potřebná přenášená síla}$$

$$\begin{aligned}F_x &= 11.136 \text{ MN} && \dots \text{síla, která je nutná přenést šroubovým spojem} \\ R_{e\dot{s}} &:= 540 \text{ MPa} && \dots \text{mez kluzu materiálu šroubu (ČSN 13 240.6)} \\ k_{\dot{s}} &:= 2 && \dots \text{koeficient bezpečnosti šroubu}\end{aligned}$$

$$\sigma_{D\dot{s}r} := \frac{R_{e\dot{s}}}{k_{\dot{s}}} = 270 \text{ MPa} \quad \dots \text{maximální dovolené napětí ve šroubu}$$

$$S_{\dot{s}r} := \frac{F_x}{\sigma_{D\dot{s}r}} = (4.125 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$

$$d_{\dot{s}r} := \sqrt[2]{\frac{4 \cdot S_{\dot{s}r}}{\pi}} = 229.163 \text{ mm} \quad \dots \text{potřebný minimální průměr jádra šroubu}$$

$$F_p := F_x \cdot 1.3 = 14.477 \text{ MN}$$

Maximální síla působící ve šroubu:

$$F_{max} := F_p = 14.477 \text{ MN}$$

Závit spoje:

Volím nerovnoramenný lichoběžníkový závit S 320x24 ČSN 01 4052

$d := 320 \text{ mm}$	... největší průměr závitu šroubu
$s := 24 \text{ mm}$	... stoupání závitu
$d_2 := d - (1.5875 \cdot s) = 281.9 \text{ mm}$	... střední průměr závitu šroubu
$d_1 := d - (2 \cdot (0.8677 \cdot s)) = 278.35 \text{ mm}$	... nejmenší průměr závitu šroubu
$D_m := d + (0.4189 \cdot s) = 330.054 \text{ mm}$	... vnitřní průměr matice

$$S_{\text{šr}} := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = (6.085 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 \quad \dots \text{ průřez šroubu v místě závitu}$$

$$\sigma_{\text{šrmax}} := \frac{F_{\text{max}}}{S_{\text{šr}}} = 237.91 \text{ MPa} \quad \dots \text{ maximální napětí ve šroubu}$$

Deformace:  $E := 210 \text{ GPa}$

$$\Delta l_{\text{šr}} := \frac{F_p \cdot s_s}{E \cdot S_{\text{šr}}} = 1.388 \text{ mm} \quad \dots \text{ deformace šroubu}$$

$$\Delta l_r := \frac{F_p \cdot s_s}{E \cdot S_{\text{šr}}} = 1.388 \text{ mm} \quad \dots \text{ deformace rámu}$$

$$k_{\text{šr}} := \frac{F_p}{\Delta l_{\text{šr}}} = (1.043 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \dots \text{ tuhost šroubu}$$

$$k_r := \frac{F_p}{\Delta l_r} = (1.043 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \dots \text{ tuhost rámu}$$

Návh matic spoje

$n_{nz} := 5$	... počet nosných závitů matice
$p_d := 150 \text{ MPa}$	... dovolený tlak v závitu
$d = 320 \text{ mm}$	... průměr závitu šroubu
$D_m = 330.054 \text{ mm}$	... vnitřní průměr matice

$$S_z := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} = (1.957 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 \quad \dots \text{ plocha jednoho závitu}$$

$$H_{\text{matice}} := 1 \cdot d = 320 \text{ mm} \quad \dots \text{ výška matice}$$

$$\sigma_z := \frac{F_{\text{max}}}{S_z \cdot n_{nz}} = 147.931 \text{ MPa} \quad \dots \text{ tlak v závitech matice}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska tlaku v závitech.

Výpočet otláčení rámu lisu maticí:

$$\begin{aligned}\sigma_D &:= 200 \text{ MPa} && \dots \text{dovolený tlak ve stykových polohách} \\ D_M &:= 460 \text{ mm} && \dots \text{průměr matice} \\ F_{max} &= (1.448 \cdot 10^7) \text{ N} && \dots \text{maximální síla ve spoji}\end{aligned}$$

Průřez matice:

$$S_M := \frac{\pi \cdot (D_M^2 - D_m^2)}{4} = (8.063 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$

$$\sigma := \frac{F_{max}}{S_M} = 179.546 \text{ MPa} \quad \dots \text{tlak ve stykové ploše matice}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska otláčení.

#### Výpočet šroubových spojů horní části rámu

$$\begin{aligned}F_z &:= 125 \text{ MN} && \dots \text{nejvyšší zátěžná síla} \\ s_s &:= 1225 \text{ mm} && \dots \text{šířka spodní části rámu} \\ b &:= 790 \text{ mm} && \dots \text{vzdálenost první řady šroubů od podpory} \\ c &:= 790 \text{ mm} && \dots \text{vzdálenost druhé řady šroubů od podpory}\end{aligned}$$

Použity 4 šrouby, rozmístěných do 2 řad po 2 v řadě.

$$F_x := \frac{F_z \cdot s_s}{2 \cdot (b + b + c)} = 32.305 \text{ MN} \quad \dots \text{potřebná přenášená síla}$$

$$\begin{aligned}F_x &= 32.305 \text{ MN} && \dots \text{síla, která je nutná přenést šroubovým spojem} \\ R_{e\dot{s}} &:= 540 \text{ MPa} && \dots \text{mez kluzu materiálu šroubu (ČSN 13 240.6)} \\ k_{\dot{s}} &:= 2 && \dots \text{koeficient bezpečnosti šroubu}\end{aligned}$$

$$\sigma_{D\dot{s}r} := \frac{R_{e\dot{s}}}{k_{\dot{s}}} = 270 \text{ MPa} \quad \dots \text{maximální dovolené napětí ve šroubu}$$

$$S_{\dot{s}r} := \frac{F_x}{\sigma_{D\dot{s}r}} = (1.196 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

$$d_{\dot{s}r} := \sqrt[2]{\frac{4 \cdot S_{\dot{s}r}}{\pi}} = 390.308 \text{ mm} \quad \dots \text{potřebný minimální průměr jádra šroubu}$$

$$F_p := F_x \cdot 1.3 = 41.996 \text{ MN}$$

Maximální síla působící ve šroubu:

$$F_{max} := F_p = 41.996 \text{ MN}$$

Závit spoje:

Volím nerovnoramenný lichoběžníkový závit S 500x32 ČSN 01 4052

$$\begin{aligned}d &:= 500 \text{ mm} && \dots \text{ největší průměr závitu šroubu} \\s &:= 32 \text{ mm} && \dots \text{ stoupání závitu} \\d_2 &:= d - (1.5875 \cdot s) = 449.2 \text{ mm} && \dots \text{ střední průměr závitu šroubu} \\d_1 &:= d - (2 \cdot (0.8677 \cdot s)) = 444.467 \text{ mm} && \dots \text{ nejmenší průměr závitu šroubu} \\D_m &:= d + (0.4189 \cdot s) = 513.405 \text{ mm} && \dots \text{ vnitřní průměr matice} \\S_{\text{šr}} &:= \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = (1.552 \cdot 10^5) \text{ mm}^2 && \dots \text{ průřez šroubu v místě závitu} \\ \sigma_{\text{šrmax}} &:= \frac{F_{\text{max}}}{S_{\text{šr}}} = 270.671 \text{ MPa} && \dots \text{ maximální napětí ve šroubu} \end{aligned}$$

Deformace:  $E := 210 \text{ GPa}$

$$\begin{aligned}\Delta l_{\text{šr}} &:= \frac{F_p \cdot s_s}{E \cdot S_{\text{šr}}} = 1.579 \text{ mm} && \dots \text{ deformace šroubu} \\ \Delta l_r &:= \frac{F_p \cdot s_s}{E \cdot S_{\text{šr}}} = 1.579 \text{ mm} && \dots \text{ deformace rámu} \\ k_{\text{šr}} &:= \frac{F_p}{\Delta l_{\text{šr}}} = (2.66 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}} && \dots \text{ tuhost šroubu} \\ k_r &:= \frac{F_p}{\Delta l_r} = (2.66 \cdot 10^7) \frac{\text{N}}{\text{mm}} && \dots \text{ tuhost rámu} \end{aligned}$$

Návh matic spoje

$$\begin{aligned}n_{nz} &:= 5 && \dots \text{ počet nosných závitů matice} \\ p_d &:= 150 \text{ MPa} && \dots \text{ dovolený tlak v závitu} \\ d &:= 500 \text{ mm} && \dots \text{ průměr závitu šroubu} \\ D_m &:= 513.405 \text{ mm} && \dots \text{ vnitřní průměr matice} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S_z &:= \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} = (4.119 \cdot 10^4) \text{ mm}^2 && \dots \text{ plocha jednoho závitu} \\ H_{\text{matice}} &:= 1 \cdot d = 500 \text{ mm} && \dots \text{ výška matice} \\ \sigma_z &:= \frac{F_{\text{max}}}{S_z \cdot n_{nz}} = 203.899 \text{ MPa} && \dots \text{ tlak v závitech matice} \end{aligned}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska tlaku v závitech.

Výpočet otláčení rámu lisu maticí:

$$\begin{aligned}\sigma_D &:= 200 \text{ MPa} && \dots \text{dovolený tlak ve stykových polohách} \\ D_M &:= 750 \text{ mm} && \dots \text{průměr matice} \\ F_{max} &= (4.2 \cdot 10^7) \text{ N} && \dots \text{maximální síla ve spoji}\end{aligned}$$

Průřez matice:

$$S_M := \frac{\pi \cdot (D_M^2 - D_m^2)}{4} = (2.348 \cdot 10^5) \text{ mm}^2$$

$$\sigma := \frac{F_{max}}{S_M} = 178.885 \text{ MPa} \quad \dots \text{tlak ve stykové ploše matice}$$

Matice vyhovuje požadavkům z hlediska otláčení.